文章编号: 1671-6612 (2021) 06-834-08

转子压缩机摩擦噪声机理探究

胡余生 1,2 张荣婷 1,2 宋启峰 3 陈光雄 3

- (1. 空调设备及系统运行节能国家重点实验室 珠海 519070:
 - 2. 珠海格力电器股份有限公司 珠海 519070:
 - 3. 西南交通大学机械工程学院 成都 610031)
- 【摘 要】为了研究转子压缩机摩擦噪声的形成机理,基于摩擦耦合引起摩擦系统自激振动的理论,建立了全尺寸的转子式空调压缩机摩擦噪声的有限元模型,模型中的接触对有:曲轴与上下法兰接触形成主副轴承,曲轴偏心部与滚子接触形成轴颈轴承,曲轴下偏心部端面与下法兰接触形成止推轴承。定义各个接触对的接触属性为库伦摩擦。利用复特征值分析法研究了该系统在滑动摩擦时的摩擦噪声发生趋势。进行了压缩机摩擦噪声的试验测量,测量了压缩机的振动信号,提取了振动信号的频谱。运用谐波小波包变换方法,成功识别出碰磨故障。曲轴和法兰间发生碰磨,可能是压缩机摩擦噪声的来源。仿真结果表明在 f=10021Hz 时,系统发生不稳定振动也即出现摩擦噪声。测得的振动信号的主频为 10000Hz,模型预测结果和试验实测结果的比较显示该有限元模型预测的摩擦噪声频率接近试验实测的摩擦噪声频率,验证了模型的正确性。对转子压缩机摩擦噪声的影响因素进行了进一步的分析。结果表明当法兰的弹性模量增大到 143000MPa 时,可有效抑制摩擦噪声。并且摩擦系数越大,越容易发生摩擦噪声。

【关键词】 尖叫噪声;摩擦噪声;复特征值分析;转子压缩机;摩擦自激振动;谐波小波包

中图分类号 TH117.1 文献标识码 A

Study on the Generation Mechanism of Frictional Squeal of a Rotary Compressor

Hu Yusheng^{1,2} Zhang Rongting^{1,2} Song Qifeng³ Chen Guangxiong³ (1.State Key Laboratory of Air-conditioning Equipment and System Energy Conservation, Zhuhai, 519070; 2.GREE Electric Appliances, Inc. of Zhuhai, Zhuhai, 519070;

3. School of Mechanical Engineering, Southwest Jiaotong University, Chengdu, 610031)

[Abstract] The work aims to study the formation mechanism of squeal of a rotary compressor. According to the mode-coupling mechanism for squeal, a full-size finite element model of a rotary compressor was established. The main contact pairs in this model are: the crankshaft was pressed into contact with the upper flange to form the main bearing, and was pressed into contact with the lower flange to form the sub bearing, the roller surface to the eccentric part surface of the crankshaft to form a journal bearing, and the end surface of the lower eccentric part of the crankshaft to surface of the lower flange to form a thrust bearing. The complex eigenvalue extraction method was used to study the tendency of the squeal occurrence propensity of the rotary compressor during working. Tests on squeal of the rotary compressor were carried out. The squealing vibration of the rotary compressor was measured,

基金项目: 空调设备及系统运行节能国家重点实验室开放基金项目(ACSKL2019KT01);

国家自然科学基金项目(51775461)资助

作者简介: 胡余生(1978-), 男, 教授级高级工程师, 主要从事压缩机、电机和装备技术研究工作

通讯作者: 陈光雄(1962-), 男, 博士, 教授, 主要研究方向为摩擦振动与噪声, E-mail: chen guangx@163.com

收稿日期: 2021-03-18

• 835 •

and the power spectrum density analysis of the squealing vibration was performed. Using the harmonic wavelet packet transform method, the rubbing fault was successfully identified. The crankshaft rubbing against the flange may be the source of the frictional noise of the compressor. Numerical results showed that the unstable vibration frequency of the rotary compressor was f=10021Hz, which was corresponding to the frequency of the rotary compressor squeal. Results showed that the squeal frequency measured was in a good agreement with one predicted by the finite element model. Finally, the factors affecting squeal of the rotary compressor was studied. Results showed that increasing the elastic modulus of the flange can suppress squeal of the rotary compressor. And the greater the friction coefficient, the more likely friction-induced noise will occur.

Keywords squeal; friction-induced noise; complex eigenvalue analysis; rotary compressor; frictional self-excited vibration; finite element method

0 引言

近年来,转子压缩机已被广泛应用于空调、电冰箱等制冷设备中。转子压缩机由滚子、滑片、气缸、曲轴、上下法兰等主要零件组成。滚子安装在曲轴偏心部上,即滚子与曲轴偏心部同轴。曲轴带动滚子绕气缸中心轴旋转时,滑片在弹簧力和排气压力的作用下沿滑槽往复滑动并与滚子外表面接触。同时,吸气腔、压缩腔的容积周期变化,于是就实现了吸气、压缩、排气等工作过程。

目前大部分研究主要集中在压缩机润滑特性及提高整机性能等方面。ITO^[1]认为减轻滚子的重量可以使滑片与滚子间的相对滑动速度减小,进而降低摩擦损失。YANG^[2]等认为阀片的最大升程和吸气口直径对压缩机整体性能的影响最大。

压缩机噪声是空调设备的主要噪声源。转子压缩机的噪声主要包括气流脉动噪声、机械噪声和电磁噪声[3]。WANG[4]运用有限元分析方法对压缩机曲轴-转子系统进行动力学分析。结果表明:油槽、油孔等润滑结构对曲轴-转子系统的应力影响较大,在分析中不应被忽略。岳向吉[5]运用 CFD 方法对压缩机泵腔气流噪声进行了研究。结果表明:气体压缩过程中,泵腔内存在湍流强度较大的旋涡流动,是泵腔气流噪声的主要激励源。HUANG[6]通过实验方法对不同角度范围内的噪声进行分析。结果表明:在中高频范围内(超过 500Hz),排气噪声非常突出。

然而关于压缩机摩擦噪声的研究,至今少见报道。摩擦噪声的产生机理主要包括粘着-滑动、自锁滑动、摩擦力-相对滑动速度负斜率、模态耦合以及摩擦力时滞效应^[7]。

本文建立了转子压缩机摩擦噪声的有限元模型,运用复特征值分析方法求解方程的复特征值。

根据是否存在负等效阻尼比来判断系统是否稳定, 即是否产生摩擦噪声。

1 转子压缩机摩擦噪声预测方法

1.1 摩擦噪声预测理论基础

学术界一致认为摩擦噪声是摩擦系统在摩擦力作用下发生模态不稳定振动所引发的噪声[8-11]。 复特征值分析法是分析摩擦系统运动稳定性的主要方法,已被广泛应用于汽车制动噪声[12,13],轮轨曲线尖叫噪声,水润滑尾轴承摩擦噪声[14,15]以及轮轨不均匀磨耗[16-18]等各项研究中。本文采用 Abaqus 软件对转子压缩机滑动摩擦系统进行复特征值运动稳定性分析。首先建立不计摩擦的系统运动微分方程[19]:

$$M + C + K x = 0 \tag{1}$$

式中: M、C、K分别为系统的质量、阻尼和刚度矩阵。没有摩擦时,方程(1)的系数矩阵 M、C、K都为对称矩阵。所以方程(1)的特征方程不可能出现实部大于 0 的特征值,即系统不会出现不稳定振动。

考虑摩擦后,摩擦力方程如下:

$$F = \mu N \tag{2}$$

式中: F 为摩擦力, μ 为摩擦系数, N 为接触 法向力。

系统的运动方程变为:

$$(\boldsymbol{M} - \boldsymbol{M}_f) \boldsymbol{\&} + (\boldsymbol{C} + \boldsymbol{C}_f + \boldsymbol{C}_u) \boldsymbol{\&} + (\boldsymbol{K} + \boldsymbol{K}_f) \boldsymbol{x} = \Delta N$$
(3)

式中: M_f 、 C_f 、 K_f 为摩擦力对系统的质量、阻尼以及刚度矩阵的影响矩阵。 C_u 为摩擦力-相对滑动速度曲线负斜率特性对系统的影响矩阵。

摩擦力-相对滑动速度的表达式为:

$$\mu = \mu_{\rm s} + \alpha v \tag{4}$$

式中: μ_s 为静摩擦系数, α 为摩擦力-相对滑动速度曲线的斜率, ν 为相对滑动速度。

将式 (3) 中的 ΔN 消去后,可得简化的运动方程:

$$(\boldsymbol{M}_{\boldsymbol{\nu}} \otimes + \boldsymbol{C}_{\boldsymbol{\nu}} \otimes + \boldsymbol{K}_{\boldsymbol{\nu}} \boldsymbol{x} = 0) \tag{5}$$

式中: M_r 、 C_r 、 K_r 分别为简化的质量、阻尼、刚度矩阵。由于摩擦耦合的作用, M_r 、 C_r 、 K_r 均为非对称矩阵。

方程(5)对应的特征方程为:

$$(\boldsymbol{M}_{r}\lambda^{2} + \lambda\boldsymbol{C}_{r} + \boldsymbol{K}_{r})\boldsymbol{\varphi} = 0 \tag{6}$$

可求得方程(6)的通解为:

$$x(t) = \sum \varphi_i \exp(\beta_i + j\omega_i)t \tag{7}$$

式中: β_i 、 ω_i 分别为特征值的实部和虚部。

由式 (7) 可以看出,当特征值实部 β_i 为正时,系统可能出现不稳定振动。通常采用等效阻尼比来 判定系统发生不稳定振动的趋势,其定义为:

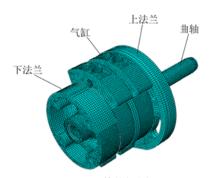
$$\zeta = -\frac{2\beta}{|\omega|} \tag{8}$$

若 ζ<0,则系统会发生不稳定振动。即系统在 微小干扰下会出现振幅越来越大的自激振动。并且 ζ 越小,系统发生不稳定振动的趋势越强。

1.2 转子压缩机摩擦噪声有限元模型

1.2.1 有限元模型

摩擦噪声原理上是摩擦系统的一种不稳定共 振振动发射的噪声[20],有限元方法预测振动系统的 共振振动非常合适[21,22]。本文用 Abaqus 建立的全 尺寸转子压缩机摩擦系统的模型如图1所示。该模 型中主要的接触对有:上、下滚子与曲轴上、下偏 心部接触形成轴颈轴承,如图1(b)所示。曲轴下 偏心部端面与下法兰接触区形成止推轴承。曲轴与 上法兰接触区形成主轴承,与下法兰接触区形成副 轴承。该模型主要采用六面体 C3D8I 划分网格, 局部区域由于结构复杂,选用四面体 C3D10M 划 分。该模型约有 342678 个节点和 152384 个 C3D8I 单元和 94452 个 C3D10M 单元。为了提高计算精 度,在接触区域,细化网格。气缸和隔板材料为灰 铸铁,滚子材料为 FC300 钢,曲轴材料为球墨铸 铁, 法兰材料为 HT250, 它们的材料特性如表1所 示。定义各个接触对的切向接触属性定义为库伦摩 擦,选择有限滑移运算法则。



(a) 整体视图



(b) 局部视图

图 1 转子压缩机的有限元模型

Fig.1 Finite element model of a rotary compressor 表 1 材料参数

Table 1 Material parameters

材料	密度	弹性模量	泊松比
	$ ho/~(\mathrm{kg}\cdot\mathrm{m}^{-3})$	E/MPa	
灰铸铁	7070	130000	0.26
FC300 钢	7200	130000	0.3
HT250	7300	130000	0.3
球墨铸铁	7190	163000	0.3

1.2.2 模型的边界条件

模型的力和边界条件设置与真实工况一致,分别选中气缸,法兰,隔板的4个螺孔,约束U1、U2、U3三个方向的自由度。

作用在滚子上的力如图 2 所示。它们是:滚子的旋转惯性力 F_e ,气体力 F_g 与滑片的接触力 F_n 和 F_t 。F 为合力, F_r 和 F_q 分别为径向和切向分力。 F_r 和 F_q 的表达式为[²³]:

$$F_{q} = -F_{g} \sin(\frac{\alpha + \theta}{2}) + F_{n} \sin(\alpha + \theta) - F_{t} \cos(\alpha + \theta)$$
(9)

$$F_r = F_g \cos(\frac{\alpha + \theta}{2}) - F_n \cos(\alpha + \theta) - F_t \sin(\alpha + \theta) + F_e$$

将合力F分解到x和y轴,可得 F_x 和 F_v 。 F_x

• 837 •

和 F_y 随曲轴转角的变化曲线如图 3 所示。分别在上、下滚子上施加 F_x 和 F_y 。曲轴下偏心部与下法兰间的作用力为曲轴重力,所以需施加曲轴重力。

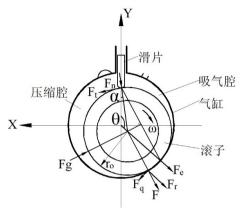
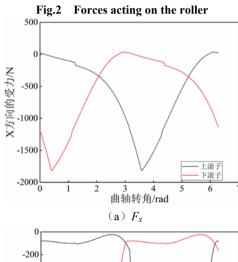


图 2 滚子受力示意图



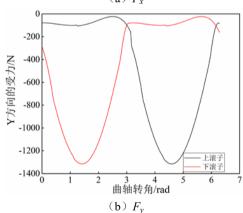


图 3 F_x 和 F_y 的变化曲线 Fig.3 The profile of F_x and F_y

1.2.3 分析步

有限元分析过程需要建立以下 4 个分析步:

- (1) 进行非线性静力分析: 施加曲轴重力,分别在上、下滚子上施加 F_x 和 F_y 。
- (2) 利用*MOTION, ROTATION 关键字定义曲轴的转速。

- (3) 使用 Lanczos 法提取固有频率和振型。
- (4) 摩擦耦合下的复特征值提取。

2 仿真结果

设曲轴与法兰接触面的摩擦系数 μ =0.1,曲轴与滚子接触面的摩擦系数 μ =0.11,下偏心部与下法兰接触面的摩擦系数 μ =0.118,对图 1 的转子压缩机摩擦系统进行有限元复特征值分析,可以获得该系统的摩擦噪声的特征频率和发生趋势,图 4 是转子压缩机摩擦噪声的频率和等效阻尼比分布。由图可知系统在 f=10021Hz 处,对应的等效阻尼比为-0.0013。此时系统发生了不稳定振动,即有摩擦噪声产生。图 5 为转子压缩机不稳定模态振型。由图可知,压缩机不稳定振动主要发生在曲轴和法兰接触区域。

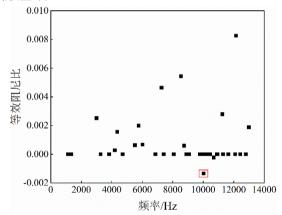


图 4 转子压缩机不稳定振动频率分布

Fig.4 Unstable vibration frequencies distribution of the rotary compressor

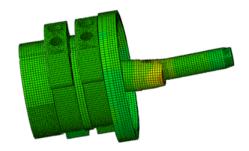


图 5 转子压缩机不稳定模态振型

Fig.5 Unstable mode shape of the rotary compressor

3 压缩机摩擦噪声现场测试及分析

3.1 压缩机振动测量

在转子压缩机壳体表面布置多个加速度传感器,以监测不同方向的振动频率及幅值特性。图 6

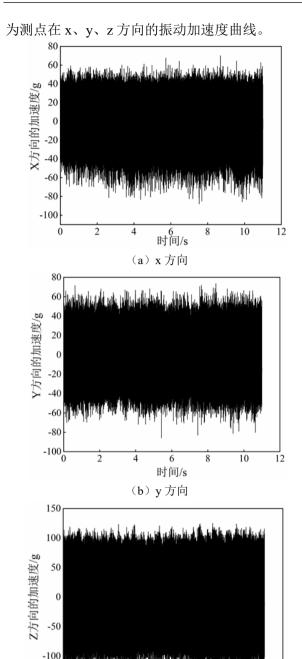


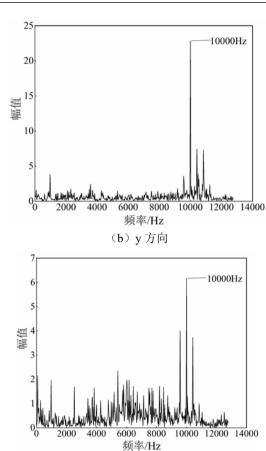
图 6 压缩机的振动加速度

4 6 时间/s (c) z 方向 10

12

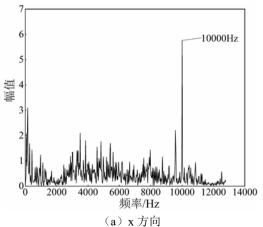
-150L

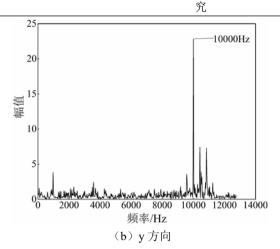
Fig.6 Vibration accelerations of the rotary compressor

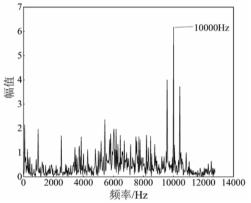


(c) z方向 则点的振动加

图 7 为图 6 各个测点的振动加速度的功率谱分析。由图可知,三个方向的振动加速度主频值均为 10000Hz。该试验结果与仿真结果的相对误差为 0.2%,说明该有限元模型对于转子压缩机摩擦噪声的预测精度比较高,可用于进一步分析。





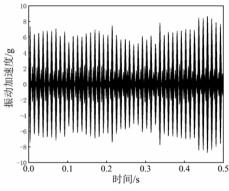


(c)z方向 图 7 测点加速度的功率谱分析

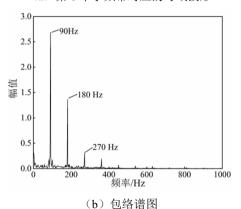
Fig.7 Power spectrum density analysis of vibration accelerations

3.2 压缩机摩擦噪声源识别

在不平衡质量力和周期性气体力作用下,曲轴会发生大的弹性变形。这可能导致曲轴和法兰间发生碰磨,这可能是引起压缩机摩擦噪声的原因。图 8 为磨损曲轴照片,框内区域为曲轴和法兰接触区域。图 9 为曲轴转频 f=90Hz 时,测得的压缩机振动加速度。对加速度信号做 5 层谐波小波包变换[24],可得到 32 个子频带。计算每个子频带小波系数的熵值,熵值越小,说明该频带内包含的冲击成分较多[25]。图 10 为各个频带的小波熵,由图可知,第 6个子频带的小波系数的熵值最小,说明该频带包含的碰磨故障信息最多。Fig.10 Wavelet entropy of each sub-band

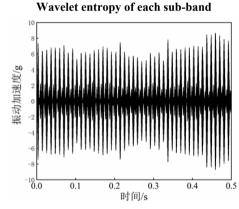


(a) 第6个子频带对应的时域波形

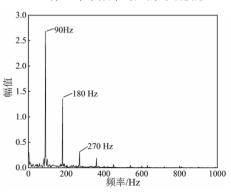


(0) 包给宿图

图 11(a)为第 6个子频带对应的时域波形, Fig.10



(a) 第6个子频带对应的时域波形



(b) 包络谱图

图 11 (b) 为包络谱图。由图可知,曲轴每个旋转周期内,都会产生一个冲击,即曲轴和法兰间发生了碰磨。



图 8 磨损曲轴图

Fig.8 A pictures of worn crankshaft

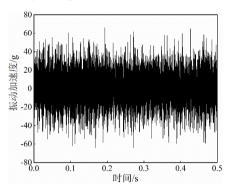


图 9 曲轴转频为 90Hz 时测得的加速度曲线

Fig.9 Measured acceleration when the rotation frequency is 90Hz

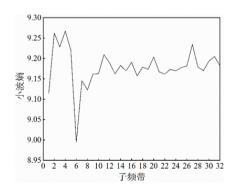
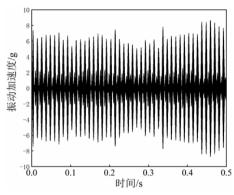


图 10 各个子频带的小波熵

Fig.10 Wavelet entropy of each sub-band



(a) 第6个子频带对应的时域波形

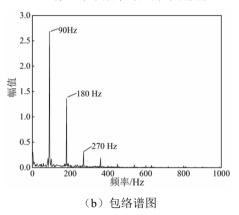


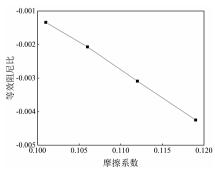
图 11 第 6 个子频带的时域波形及包络谱图

Fig.11 Time-domain waveform and envelope spectrum of the 6th sub-band

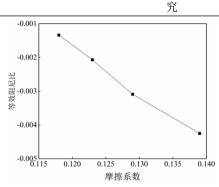
4 压缩机摩擦噪声影响因素分析

4.1 摩擦系数对压缩机摩擦噪声的影响 由于压缩机中各个摩擦副间的摩擦系数较小,所以 取曲轴-滚子间摩擦系数的变化范围为 0.11-0.13, 曲轴-法兰间摩擦系数的变化范围为 0.1-0.12, 止 推面-法兰间摩擦系数的变化范围为 0.115-0.14。(a)

曲轴滚子摩擦系数对摩擦噪声的影响

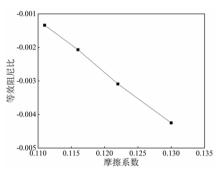


(b) 曲轴-法兰摩擦系数对摩擦噪声的影响

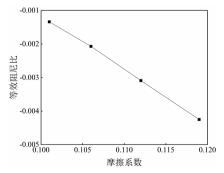


(c) 止推面-法兰摩擦系数对摩擦噪声的影响

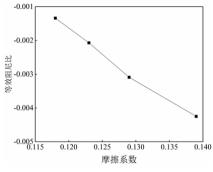
图 12 显示了不同摩擦副的摩擦系数对转子压缩机摩擦噪声的影响。由图可知,曲轴-滚子,曲轴-法兰,止推面-法兰摩擦系数对压缩机摩擦噪声的影响趋势一致。即摩擦系数越大,等效阻尼比越小,系统越不稳定,转子压缩机越容易产生摩擦噪声。因此,可以从改善各个摩擦副润滑状况的角度来降低摩擦副间的摩擦系数,进而降低压缩机摩擦噪声。



(a) 曲轴-滚子摩擦系数对摩擦噪声的影响



(b) 曲轴-法兰摩擦系数对摩擦噪声的影响



(c) 止推面-法兰摩擦系数对摩擦噪声的影响

图 12 摩擦系数对摩擦噪声的影响

Fig.12 Effect of friction coefficient on friction-induced noise

4.2 法兰弹性模量对压缩机摩擦噪声的影响

为了研究不同法兰弹性模量值对转子压缩机摩擦噪声的影响,调节弹性模量值为 $0.9E_0$, E_0 , $1.1E_0$, $1.2E_0$, $1.3E_0$ 。 E_0 =130000MPa,为法兰弹性模量的基值。图 13 显示了不同法兰弹性模量对转子压缩机摩擦噪声的影响。由图可知,降低法兰弹性模量值,负等效阻尼比的绝对值轻微减小,即降低法兰弹性模量值对压缩机摩擦噪声影响不大。当 $E \ge 1.1E_0$ (E_0 =130000MPa)时,等效阻尼比的绝对值为 0。此时,系统是稳定的,不会发生不稳定振动,即压缩机不会产生摩擦噪声。因此,合理地选择法兰弹性模量的值,可以抑制摩擦噪声。

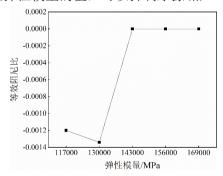


图 13 法兰弹性模量对摩擦噪声的影响 Fig.13 Influence of flange elastic Modulus on friction-induced noise

5 结论

本文建立了转子压缩机摩擦噪声的有限元模型,利用复特征值分析方法研究了摩擦噪声的发生 机理。得到以下几点结论:

(1) 在 *f*=10021Hz 时,系统发生不稳定振动。 该仿真结果与实验结果基本一致,说明该模型对研 究转子压缩机摩擦噪声具有合理性。

- (2) 摩擦系数越大,系统越容易产生摩擦噪声,可以通过改善摩擦副间的润滑状况来降低压缩机摩擦噪声。
- (3)增大法兰的弹性模量可以抑制转子压缩 机摩擦噪声发生。
- (4) 曲轴和法兰间发生碰磨,这可能是压缩 机摩擦噪声的来源。

参考文献:

- [1] ITO Y, HATTORI H, MIURA K. Lubricating characteristics and motion characteristics of a rolling piston for rotary compressors in air conditioners[J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers Part J-Journal of Engineering Tribology, 2014,228(9): 984-996.
- [2] YANG J S, MEI L, NOH K Y, et al. A sensitivity study of size parameters in a twin-type rolling piston compressor[J]. International Journal of Refrigeration-Revue Internationale Du Froid, 2013,36(3):786-794.
- [3] 刘元峰,赵玫,徐百平,等.家用空调器减振降噪研究综 述与展望[J].振动与冲击,2005,(4):120-121,126,145.
- [4] WANG Z L, YU X L, LIU F L, et al. Dynamic analyses for the rotor-journal bearing system of a variable speed rotary compressor[J]. International Journal of Refrigeration-Revue Internationale Du Froid, 2013,36(7): 1938-1950.
- [5] 岳向吉,巴德纯,苏征宇,等.基于 CFD 的滚动活塞压缩 机泵腔气流噪声分析 [J]. 振动与冲击,2012,31(3): 123-126.
- [6] HUANG Z, JIANG W, ZHANG H, et al. An effective experimental method for identifying radiated noise of different angular ranges for the rolling-piston compressor[J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers Part C-Journal of Mechanical Engineering Science, 2008,222(12):2409-2417.
- [7] CHEN G X, ZHOU Z R. A self-excited vibration model based on special elastic vibration modes of friction systems and time delays between the normal and friction forces: A new mechanism for squealing noise[J]. Wear, 2007,262(9-10):1123-1139.
- [8] 陈光雄,周仲荣.基于小波变换的摩擦噪声模态耦合机 理研究[J].摩擦学学报,2003,(6):524-528.

- [9] 冯伟,严新平,周新聪.销盘滑动磨损试验的仿真建模研究[J].中国机械工程,2005,(23):2141-2144.
- [10] 熊菲,周新聪,李爱农,等.天然牙和牙科材料的摩擦学研究现状与进展[J].摩擦学学报,2005,(4):379-384.
- [11] 严新平,梁兴鑫,刘正林,等.船舶水润滑尾轴承服役性 能研究及其进展[J].中国造船,2017,58(3):221-232.
- [12] LIU P, ZHENG H, CAI C, et al. Analysis of disc brake squeal using the complex eigenvalue method[J]. Applied Acoustics, 2007,68(6):603-615.
- [13] ABUBAKAR A R, OUYANG H. A prediction methodology of disk brake squeal using complex eigenvalue analysis[J]. International Journal of Vehicle Design, 2008,46(4):416-435.
- [14] 王家序,邱茜,周广武,等.水润滑轴承振动噪声分析及实验研究[J].湖南大学学报(自然科学版),2015,42(8):53-58.
- [15] 周广武,王家序,李俊阳,等.低速重载条件下水润滑橡胶合金轴承摩擦噪声研究[J].振动与冲击,2013,32(20): 14-17,34.
- [16] CHEN G X, ZHOU Z R, OUYANG H, et al. A finite element study on rail corrugation based on saturated creep force-induced self-excited vibration of a wheelset-track system[J]. Journal of Sound and Vibration, 2010,329(22):4643-4655.
- [17] 赵晓男,陈光雄,崔晓璐,等.高速列车车轮多边形磨耗的形成机理及影响因素探究[J].表面技术,2018,47(8): 8-13.
- [18] 夏晨光,陈光雄,朱旻昊,等.车轮辐板阻尼涂层对钢轨 波磨的影响[J].表面技术,2020,49(3):134-140.
- [19] FAN N, CHEN G X. Numerical study of squeaking suppresses for ceramic-on-ceramic hip endoprosthesis[J]. Tribology International, 2012,(48):172-181.
- [20] 王正国,莫继良,陈光雄,等.沟槽型织构化表面摩擦噪声特性试验研究[J].摩擦学学报,2013,33(3):304-310.
- [21] 张立军,陈前银,刁坤,等.摩擦衬片包角对盘式制动器 尖叫影响的仿真分析[J].振动与冲击,2016,35(5):59-64.
- [22] 张立军,刁坤,孟德建,等.盘-销系统摩擦尖叫瞬态动力 学有限元模型[J].同济大学学报(自然科学版),2014, 42(10):1586-1595.
- [23] ZHANG H F, WU J H, XIE F, et al. Dynamic behaviors of the crankshafts in single-cylinder and twin-cylinder rotary compressors[J]. International Journal of

究

- 843 •
- Refrigeration-Revue Internationale Du Froid, 2014, 47(36-45).
- [24] XING P F, LI G B, GAO H T, et al. Experimental investigation on identifying friction state in lubricated tribosystem based on friction-induced vibration
- signals[J]. Mechanical Systems and Signal Processing, 2020,138.
- [25] 李宏坤, 刘洪轶, 徐福健, 等. 连续小波最优重构尺度确定方法与故障早期识别[J]. 机械工程学报,2014,50(17): 69-76.