

新能源车高可靠涡旋压缩机模态及谐响应特性分析*

MODAL AND HARMONIC RESPONSE CHARACTERISTICS ANALYSIS OF HIGH RELIABLE SCROLL COMPRESSOR FOR NEW ENERGY VEHICLES

陈己杰^{**1} 张立勇^{***1} 沈夺标² 王冠博³ 余飞鹏⁴ 管洪杰⁴ 蒋业虎⁵ 唐娟³

李同杰¹ 王娟¹ 蒋盼飞² 李根² 王文翔¹

(1. 安徽科技学院 机械工程学院, 滁州 233100)

(2. 安徽凤凰滤清器股份有限公司, 蚌埠 233000)

(3. 江苏中工高端装备研究院有限公司, 泰兴 225400)

(4. 郑州机械研究所有限公司, 郑州 450001)

(5. 安徽众鑫科技股份有限公司, 滁州 239000)

CHEN JiJie¹ ZHANG LiYong¹ SHEN DuoBiao² WANG GuanBo³ YU FeiPeng⁴ GUAN HongJie⁴
JIANG YeHu⁵ TANG Juan³ LI TongJie¹ WANG Juan¹ JIANG PanFei² LI Gen² WANG WenXiang¹

(1. College of Mechanical Engineering, Anhui Science and Technology University, Chuzhou 233100, China)

(2. Anhui Phoenix Filter Co., Ltd., Bengbu 233000, China)

(3. Jiangsu Zhonggong High-end Equipment Research Institute Co., Ltd., Taixing 225400, China)

(4. Zhengzhou Research Institute of Mechanical Engineering Co., Ltd., Zhengzhou 450001, China)

(5. Anhui Zhongxin S&T Co., Ltd., Chuzhou 239000, China)

摘要 新能源汽车的热管理系统直接影响整车的性能,对其空调用涡旋压缩机的性能和工作可靠性提出了很高的要求,其中涡旋压缩机传动轴的质量不平衡响应对涡旋压缩机的性能和使用寿命尤为重要。针对某型号设计转速为0~7 000 r/min的涡旋压缩机传动系统,基于分布质量模型,采用模态法分析了轴系的固有特性和不同转速工况下的不平衡响应,且考虑仿真转速设置的鲁棒性,将转子系统设置在0~7 000 r/min的工况内,得到前6阶固有频率、振型以及正涡动临界转速15 452 r/min和32 839 r/min。而后,通过气体载荷激励下的谐响应分析,得到主轴偏心销、平衡块以及尾部的变形和应力随频率变化的规律。最后,对样机进行试验,测得加速度时域和频域响应曲线。结果表明,该涡旋压缩机在0~7 000 r/min设计转速下并未达到临界转速;在271.96 Hz和517.01 Hz及其边频处的不平衡振动对转子的影响较大,与谐响应分析中结果相符。研究为涡旋压缩机振动有限元分析与结构优化提供参考依据。

关键词 涡旋压缩机 模态分析 临界转速 谐响应分析

中图分类号 TH133.2

Abstract The thermal management system of new energy vehicles directly affects the overall vehicle performance, placing stringent demands on the performance and reliability of the scroll compressor for air conditioning, with particular emphasis on the mass imbalance response of the scroll compressor drive shaft for its performance and service life. For a certain type of scroll compressor drive system with a design speed of 0~7 000 r/min, based on the distributed mass model, the intrinsic characteristics of the shaft system and the unbalance response at different speeds were analysed by using the modal method. Considering the robustness of the simulation speed setting, the rotor system was set at 0~7 000 r/min, and the first six orders of the intrinsic frequency, vibration mode and the positive vortex criticality were obtained. The first six orders of intrinsic frequencies, vibration mode and critical speeds of positive eddy currents were obtained for the rotor system at 15 452 r/min and 32 839 r/min, and the

*20240331收到初稿,20240530收到修改稿。2023年蚌埠市科技计划项目(2023gx10),安徽省科技厅重点研发计划项目(2022a05020063),安徽省教育厅高校协同创新项目(GXXT-2023-099, GXXT-2023-100),安徽省科技厅农业物质技术装备领域揭榜挂帅项目(S202320230906020016),安徽省教育厅省级研究生联合培养示范基地(2022lhypsfd071, 2022lhypsfd072),天长智能研究院项目(tzy202101, tzy202330),安徽科技学院人才项目(RCYJ201904),2023凤阳县科技计划项目(2023TPY05),泰州科技支撑项目(TG202205)资助。

**陈己杰,男,2001年生,安徽马鞍山人,汉族,安徽科技学院机械工程学院在读硕士研究生,主要研究方向为农业工程与信息技术。

***张立勇(通信作者),男,1977年生,天津武清人,汉族,安徽科技学院机械工程学院副教授,博士,主要研究方向为机械自动化及机械传动。

deformations and stresses of the spindle eccentric pins, the balancing block and the tail section were analyzed by the harmonic response analysis under the excitation of the gas loads to obtain the variation of the frequencies. Finally, the prototype was experimented, and the measured acceleration time-domain and frequency-domain response curves were obtained. The results show that the scroll compressor does not reach the critical speed under the design speed of 0~7 000 r/min; the unbalanced vibration at 271.96 Hz and 517.01 Hz and its side frequency has a greater impact on the rotor, which is consistent with the results in the harmonic response analysis. The study provides a reference for the vibration finite element analysis and structural optimization of the scroll compressor.

Key words Scroll compressor; Modal analysis; Critical speed; Harmonic response analysis

Corresponding author: ZHANG LiYong, E-mail: zhangly@ahstu.edu.cn

The project supported by the 2023 Bengbu Science and Technology Programme Project (No. 2023gx10), the Key R&D Programme Project of Anhui Provincial Science and Technology Department (No. 2022a05020063), the Collaborative Innovation Project of Universities and Colleges of Anhui Provincial Department of Education (No. GXXT-2023-099, GXXT-2023-100), the Project of Unveiling and Marshaling in the Field of Agricultural Material and Technical Equipment of Anhui Provincial Department of Science and Technology (No. S202320230906020016), the Demonstration Base for Joint Training of Postgraduates at Provincial Level of Anhui Provincial Department of Education (No. 2022lhpysfjd071, 2022lhpysfjd072), the Project of Tianchang Intelligent Research Institute (No. tzy202101, tzy202330), the Anhui Institute of Science and Technology the Talent Project (No. RYJ201904), the 2023 Fengyang County Science and Technology Programme Project (No. 2023TPY05), and the Taizhou Science and Technology Support Program Project (No. TG202205).

Manuscript received 20240331, in revised form 20240530.

0 引言

涡旋压缩机是一种结构简单、噪声低、效率高的压缩机,在制冷、医疗、食品等领域有着广泛的应用。对基于基圆渐开线结构的涡旋压缩机几何理论、热力学模型和优化方法研究得比较成熟。而基于变径的涡旋压缩机,由于强度高、低齿高、质量小等特点,其整体性能更佳。运行中过分剧烈的振动,不但会对其本身造成损害,还会影响到舱内的安全稳定。因此,为保证机组能够正常运行,研究涡旋压缩机动盘的转子结构在运行时的动平衡非常有必要。

目前,国内外在转子系统动力特性方面的研究主要有:苏亚锋等^[1]针对电动机在高速运转时工作转速内易产生共振的问题,利用有限元法分析了临界转速。赵曼等^[2]建立了涡旋式压缩机刚柔耦合分析模型,并探究了动涡盘倾覆和运动副间隙等问题。张亢等^[3]^[87-89]建立了传动系统的动力学模型,进行多体动力学仿真分析,优化偏心轮结构参数。缪仲威等^[4]通过Excel软件提供的规划求解功能分析了动平衡系统的不平衡量对压缩机振动的影响。顾文等^[5]分析动平衡规律,为电动涡旋压缩机的优化提供支持。KIM M S等^[6]建立了转子轴系统中推力轴承的准动态润滑模型。FLORES P等^[7]对含有运动副间隙的多刚体机构系统的动力特性进行了数值分析。MORISHITA E等^[8-9]建立了涡旋压缩机的模型,将涡旋压缩机的动力特性分析结果与多种类型旋转式压缩机的动力特性进行了对比研究。FENG J M等^[10]针对实际工作中曲

轴轴承装配公差的存在,在多体动力学仿真的基础上进一步分析了子曲轴的实际接触力和动力学特性。刘兴旺等^[11-14]分析了安装在背压腔中的平衡铁随主轴旋转时对润滑油流动特性的影响和对动盘轴向力的影响。陈哲吾等^[15]构建了包装机传动系统振动对应的刚-柔耦合动力学仿真分析模型,基于试验测试数据进行了载荷识别并验证了模型的准确性与可靠性。陈星等^[16]对所提出控制策略在不同工况下和不同车型下进行仿真,提出的控制策略在降低汽车传动系振动方面具有良好的有效性和鲁棒性。

然而,目前针对转子不同转速的动力学特性过程的研究尚不充分,而且受结构设计、材料不均等因素的影响,转子系统工作的不稳定将加速轴承、轴封等零部件的疲劳失效,大大缩短设备的工作寿命。所以从转子系统在气体力作用下不同转速的不平衡特性方面进行研究更加贴近转子的真实工作状态,其结果更具有实际参考价值。

本文通过SolidWorks软件对涡旋压缩机转子系统进行建模;运用有限元分析软件对转子系统进行模态和谐响应分析,并进行试验验证。研究结果对提高涡旋压缩机转子的转速和稳定性具有一定的参考价值。

1 传动系统结构和振动分析

1.1 结构分析

涡旋压缩机传动系统主要由图1所示动涡旋盘、球轴承、大平衡块、转子、小平衡块、副轴承、主轴、主轴承、偏心块9部分组成。动涡盘与静涡盘以相对且

旋转180°设置,其中,动涡盘通过球轴承与主轴上的偏心块相连,而该偏心块的旋转则使动涡盘在防旋环的约束下围绕静涡盘做圆周运动;在电动涡旋压缩机的轴系中,有两个小偏心块和一个大平衡块,将它们分别用铆钉固定在转子的上、下两个位置,并以180°间隔安装^{[3]87-89}。该偏心块是直接安装在球轴承和偏心主轴上,介于两者之间。

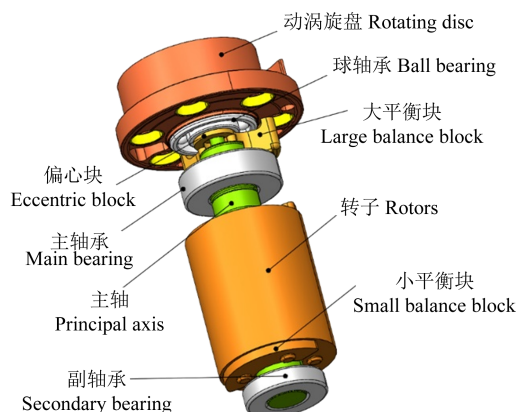


图1 涡旋压缩机传动系统结构

Fig. 1 Scroll compressor transmission system structure

系统不平衡结构如图2所示,主要由动涡旋盘组件、主轴曲柄销、偏心块以及大小平衡块4部分组成,共同平衡压缩机运行过程中产生的离心惯性力和惯性力矩^{[17]80-83}。

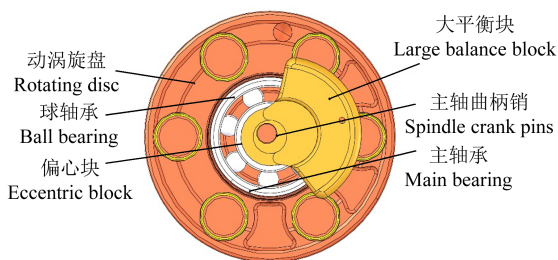


图2 涡旋压缩机不平衡结构

Fig. 2 Scroll compressor unbalanced structure

1.2 转子系统气体力分析

1.2.1 切向气体力

切向气体力与动涡盘和静涡盘的基圆中心的连线相垂直,如图3所示,用 F_t 表示。对动、静两个盘之间的压缩工作腔按顺序排列,其中最中间的压缩腔1内的气压表示为 p_1 ,其后为 $p_2, p_3, \dots, p_n$ 。因此,作用在动涡盘上的总切向气体力 F_t 的计算式为

$$F_t = \sum_{i=1}^N F_t^i = p_s p h \sum_{i=1}^N (2i - \frac{\theta}{\pi})(p_i - p_{i+1}) \quad (1)$$

式中, p_s 为吸气压力; p 为涡旋体节距; h 为涡旋体高度; θ 为主轴转角; p_i 为第 i 个压缩腔内气体压力比。

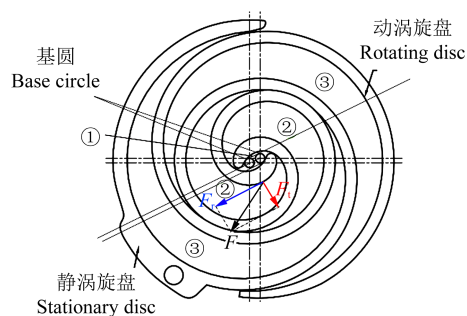


图3 切向与径向气体力作用示意图

Fig. 3 Schematic diagram of the tangential and the radial gas force action

1.2.2 径向气体力

径向气体力沿动涡盘与静涡盘基圆中心的连线,与偏心轴平行,如图3所示,记为 F_r 。径向气体力作用面积 S_r 的计算式为

$$S_r = 2ah \quad (2)$$

式中, a 为基圆半径。

第 i 个压缩腔与相邻压缩腔的径向气体力 F_r 计算式为

$$F_r^i(\theta) = S_r(p_i - p_{i+1}) \quad (3)$$

则作用在动涡盘的总径向气体力 F_r 计算式为

$$F_r(\theta) = S_r \sum_{i=1}^N (p_i - p_{i+1}) \quad (4)$$

1.2.3 轴向气体力

轴向气体力作用在动涡盘底部,将导致两个盘之间出现分离,并形成轴向间隙,导致两个转子之间的径向漏气量增大,从而降低了压缩气体体积的效率。

图4中,中间压缩腔截面积 A_i 的计算式为

$$A_i = \begin{cases} \frac{a^2}{3} [(\frac{5}{2}\pi - \theta)^3 - (\frac{3}{2}\pi - \theta)^3] - S_L, & 0 \leq \theta < \theta^* \\ \frac{a^2}{3} [(\frac{9}{2}\pi - \theta)^3 - (\frac{7}{2}\pi - \theta)^3] - S_L, & \theta^* \leq \theta \leq 2\pi \end{cases} \quad (5)$$

式中, θ^* 为排气转角; S_L 为两基圆之间围成的面积。

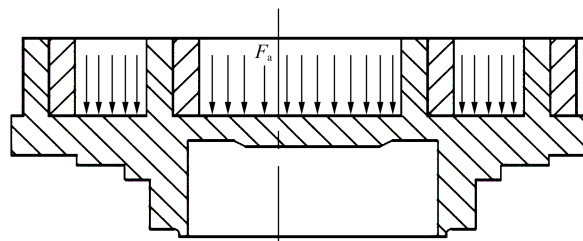


图4 轴向气体力作用示意图

Fig. 4 Schematic diagram of the axial gas force action

压缩腔 i 内所受轴向气体力的作用面积 A_i 的计算式为

$$A_i = p[(2i - 1)\pi - \theta] \quad (6)$$

所以动涡盘所承受轴向气体力 $F_a(\theta)$ 的计算式为

$$F_a(\theta) = \begin{cases} p_s \pi p^2 \left[\frac{A_1}{\pi p^2} \rho_1 + \sum_{i=2}^N (2i-1 - \frac{\theta}{\pi}) \rho_i \right], 0 \leq \theta < \theta^* \\ p_s \pi p^2 \left[\frac{A_1}{\pi p^2} \rho_1 + \sum_{i=3}^N (2i-1 - \frac{\theta}{\pi}) \rho_i \right], \theta^* \leq \theta \leq 2\pi \end{cases} \quad (7)$$

1.2.4 气体载荷力计算

涡旋压缩机关键部件的几何参数如表1所示。

表1 涡旋盘基本参数

Tab. 1 Basic parameters of the vortex disc

参数名称 Parameter name	数值 Numerical value
基圆半径 Base circle radius a/mm	2.5
渐开线节距 Involute pitch p/mm	12.65
渐开线发生角 Involute incidence angle $\alpha/(\circ)$	34.97
涡旋齿厚 Scroll tooth thickness t/mm	3
动静涡旋基圆中心距 Dynamic and static vortex base circle centre distance r/mm	4.8
涡旋线圈数 Number of scroll coils M	2.47
涡旋齿高 Scroll tooth height h/mm	20
压缩腔室对数 Number of compression chambers N	3
吸气压力 Suction pressure p_s/MPa	0.3
排气压力 Exhaust pressure p_d/MPa	1.5
排气转角 Exhaust corner $\theta^*/(\circ)$	136
吸气结束角 Inspiratory closing angle $\theta_s/(\circ)$	169.2
多变指数 Variability index k	1.4

通常假设在涡旋压缩机工作过程中压缩腔为绝热压缩,则第*i*个压缩腔内的气体压力 $P_i(\theta)$ 为

$$P_i(\theta) = \left[\frac{V_s}{V_i(\theta)} \right]^k P_s \quad (8)$$

式中, V_s 为压缩机一转中的吸气容积; $V_i(\theta)$ 为第*i*个压缩腔在主轴转角为 θ 时的容积。

计算主轴达到排气角时,气体等熵指数 k 取1.4,同时设定排气压力为1.5 MPa,计算出过渡腔2气体压力为0.688 MPa;吸气腔3压力为0.3 MPa。得到径向力 $F_r=120$ N,切向力 $F_t=172.201$ 9 N。

2 传动系统的动力学仿真

2.1 模型建立

基于关键设计参数,通过SolidWorks绘图软件对某新能源车用涡旋压缩机传动系统进行三维建模。为了降低计算误差,将三维模型导入有限元分析软件的Space Claim模块,对虚拟样机模型进行简化^[18-19],装配结果如图5所示。

2.2 约束条件

动力学分析模型基本参数如表2所示。在有限元分析软件的模态分析模块进行六面体网格划分,有限

元模型如图6所示。由于动涡旋盘型面的复杂性,CAE仿真的效率受到很大的影响。在此基础上,通过设定转子系统参数,对转子系统进行合理的简化;对动涡盘和小平平衡块使用PointMass命令,分别等效为质量0.59 kg和0.06 kg的质点,对转子X、Y方向位移和旋转方向轴向位移用Remote Displacement(远程位移)命令进行约束;将传动轴的主副轴承部分通过有限元分析软件的Space Claim模块进行切分,在切分处添加共享拓扑面,以保证网格划分的质量。

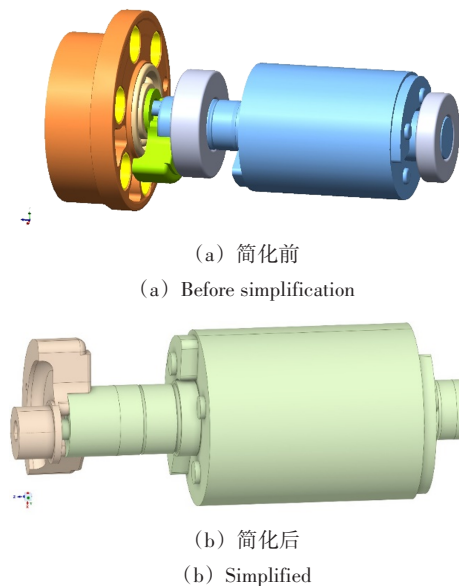


图5 传动系统模型

Fig. 5 Driveline modelling

表2 动力学分析模型基本参数

Tab. 2 Basic parameters of the kinetic analysis model

零部件 Component	密度 Density/ (kg/m^3)	弹性模量 Modulus of elasticity /GPa	泊松比 Poisson's ratio
主轴 Principal axis	7 700	196	0.30
转子 Rotors	7 500	157	0.23
大平衡块 Large balance block	8 300	110	0.34

在软件模态分析模块中,在传动系统的轴承处添加bearing(轴承约束)如图6所示。轴承约束刚度如图7所示, k_{11} 、 k_{22} 均为10 000 N/mm。为保证仿真转速的结果具有鲁棒性,设置最大旋转速度为12 000 r/min,设置旋转速度7个检测点,分别为0、2 000、3 000、4 000、6 000、7 000、70 000 r/min,打开阻尼效应(Damped: yes)、科里奥利效应(Coriolis effect: on)和坎贝尔图(Campbell diagram: on)。

单元质量分布如图8所示。划分后的网格节点数为237 663,单元数为164 785,平均质量为0.814 07,横纵比为1.991 7,适用于转子系统动力学仿真。

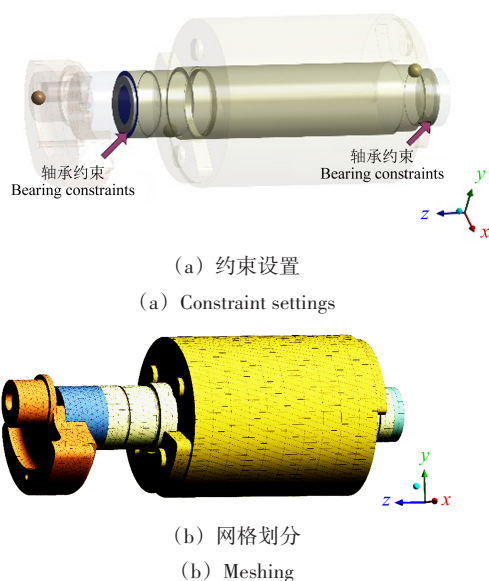


图6 约束设置与网格划分

Fig. 6 Constraint settings and the meshing

连接类型	几何体-地面
旋转平面	X-Y平面
☐ 刚度 K_{11}	10 000 N/mm
☐ 刚度 K_{22}	10 000 N/mm
☐ 刚度 K_{12}	0 N/mm
☐ 刚度 K_{21}	0 N/mm
☐ 阻尼 C_{11}	0 N·s/mm
☐ 阻尼 C_{22}	0 N·s/mm
☐ 阻尼 C_{12}	0 N·s/mm
☐ 阻尼 C_{21}	0 N·s/mm
抑制的	否
☒ 移动	
范围限定方法	远程点

图7 轴承约束刚度设置

Fig. 7 Bearing constraint stiffness setting

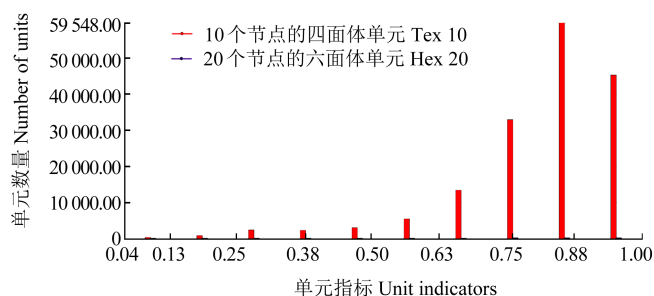


图8 单元质量分布

Fig. 8 Unit mass distribution

2.3 模态分析

结构振动中高阶模态能量占比很低,对整个结构

振动影响不大且一般载荷频率较低,所以只需要考虑前几阶模态是否会共振,所以在本文中只取涡旋压缩机转子系统的前6阶模态^[20-21]。通过模态计算模拟得到了涡旋压缩机传动系统转子无阻尼自由振动状态下的前6阶固有频率(表3)和相应振型(图9)。

从表3和图9可以得到:在0~70 000 r/min下前6阶共振频率分别为255.37、256、517.01、519.53、2 542.3、2 609.2 Hz。1、2阶模态下振动形态主要是传动系统中转子头部偏心块的集中变形;3、4阶模态下振动形态主要为传动系统中曲轴末端的集中变形;5、6阶模态振动形态主要表现为在小平平衡块和主轴与转子的前段连接处的扭转弯曲振动。

由压缩机的转子系统的坎贝尔图(图10)和表4可知,1倍基频(Ratios-1)下,在1阶模态和3阶模态表现为反向涡动(Backward Vortexing, BW)。由于临界转速只取决于正向涡动(Forward Vortexing, FW)^[22]参数,因此1阶模态和3阶模态对应的临界转速并不是转子系统真正的临界转速,故不做分析;而5阶模态和6阶模态在0~70 000 r/min并无临界转速;2阶模态和4阶模态表现为正向涡动,所以系统临界转速为15 452 r/min和32 839 r/min。

临界转速与实际工作转速之间至少留有20%的安全裕度^[23],该涡旋压缩机转子工作转速不在临界转速范围内且临界转速明显高于额定转速,所以涡旋压缩机在0~7 000 r/min的设计转速下满足振动安全性的要求。

2.4 谐响应分析

使用模态叠加法进行谐响应分析的步骤如下:

1)将模态分析(Modal Analysis)模块的模型、约束、求解结果 Imported Remote Loads 共享给谐响应(Harmonic Response)分析模块。

2)关闭科里奥利效应(Coriolis effect: off),并对电动涡旋压缩机传动系统施加气体力载荷。

涡旋压缩机运转过程中偏心轴的切向气体力及径向气体力是影响动力特性的重要因素,其他载荷对传动系统振动的影响可忽略不计^{[17]80-83}。

将径向力 $F_r=120$ N,切向力 $F_t=172.2019$ N加载于偏心销的中心截面。为保证模态不会在模态叠加谐波分析中丢失,谐波频率的范围应比模态频率范围的2/3小^[24]。根据第2.3节传动系统模态分析得到的固有频率值,谐响应分析设置传动系统所受简谐载荷

表3 转子系统固有频率

Tab. 3 Rotor system intrinsic frequency

阶数 Ordinal number	1阶 1st order	2阶 2nd order	3阶 3rd order	4阶 4th order	5阶 5th order	6阶 6th order
固有频率 Natural frequency /Hz	255.37	256	517.01	519.53	2 542.3	2 609.2
振型 Vibration mode	变形 Deformity	变形 Deformity	变形 Deformity	变形 Deformity	扭转弯曲 Twist	扭转弯曲 Twist

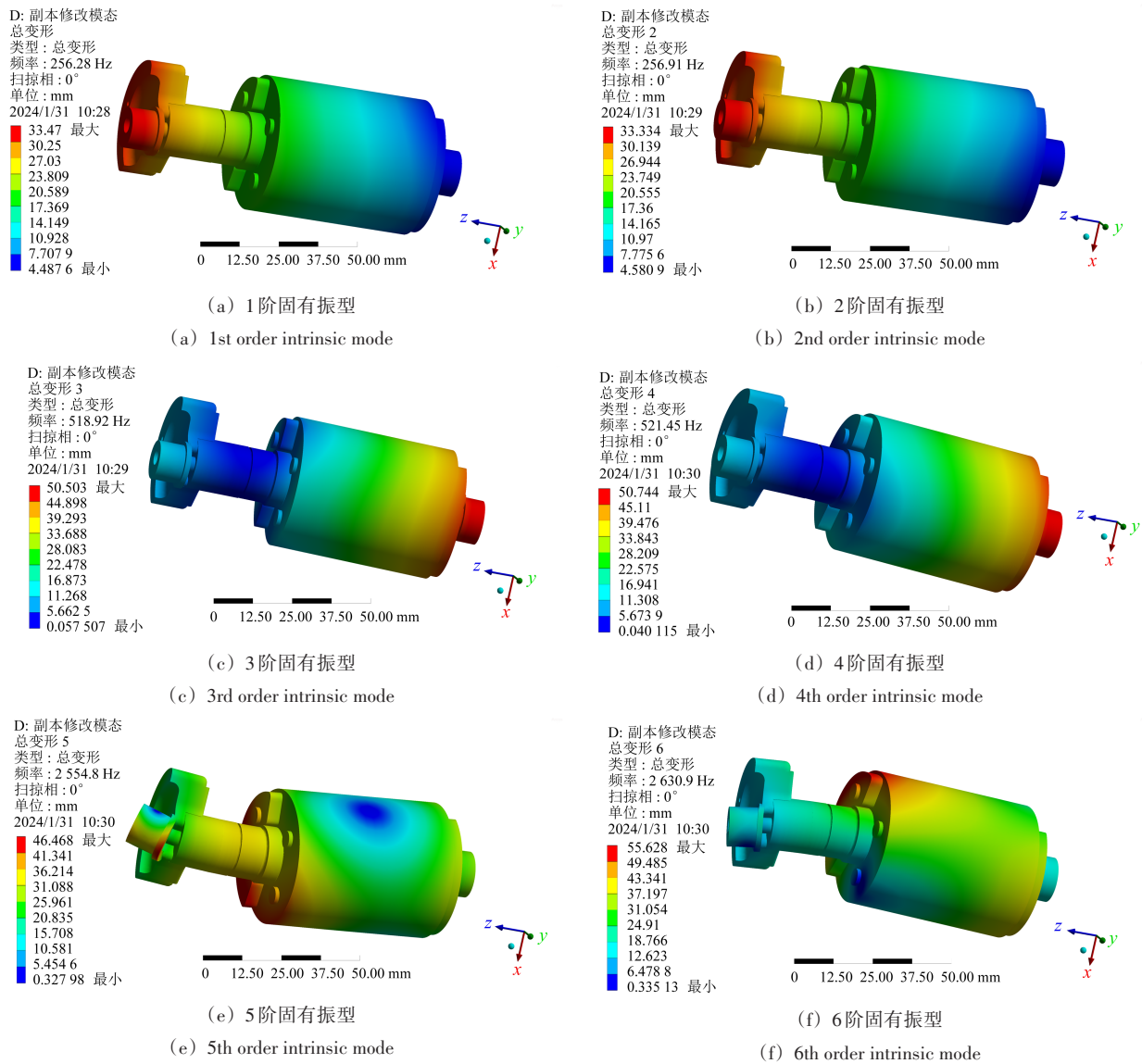


图9 涡旋压缩机转子前6阶振型

Fig. 9 Front sixth order vibration mode of the scroll compressor rotor

的频率范围为257~1 753 Hz。

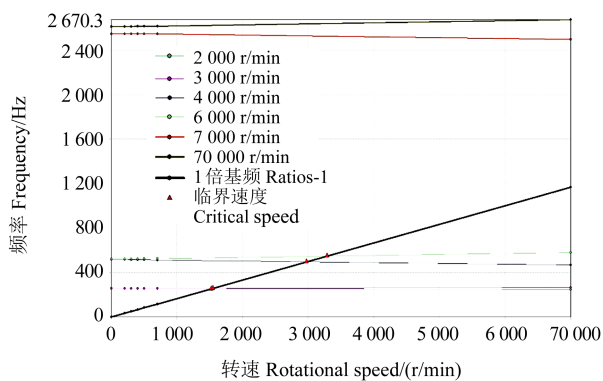


图10 坎贝尔图

Fig. 10 Campbell diagram

由图11、图12可知,偏心销柱面振幅从低阶固有频率到高阶固有频率整体呈下降趋势,在频率526.28 Hz处出现一处峰值,对应的振幅为0.072 7 mm,

271.96 Hz为振幅最大点,最大振幅为0.829 9 mm;偏心销柱面应力在511.32 Hz处出现一处峰值,对应的应力为0.113 1 MPa,271.96 Hz处为应力最大点,对应的应力为0.186 64 MPa。

由图13、图14可知,传动轴尾部在频率为511.32 Hz时,应力和振幅达到最大值,最大应力为 6.88×10^{-5} MPa;最大振幅为0.266 1 mm。

由图15、图16可知,传动轴平衡块应力在526.28 Hz处出现一处峰值,对应的应力为 1.53×10^{-2} MPa,在频率为271.96 Hz时,应力达到最大值 3.24×10^{-2} MPa;传动轴平衡块的振幅从低阶固有频率到高频固有频率整体呈下降趋势,在526.28 Hz处出现一处峰值,对应的振幅为 6.44×10^{-2} mm,最大振幅出现在频率271.96 Hz处,最大振幅为0.794 43 mm。

当转速达到上述频率及其边频处时有高阶谐波共振

表 4 坎贝尔图数据

Tab. 4 Campbell chart data

旋转方向 Direction of rotation	模式稳定性 Model stability	临界转速 Critical speed/ (r/min)	频率 Frequency/Hz						
			0 r/min	2 000 r/min	3 000 r/min	4 000 r/min	6 000 r/min	7 000 r/min	70 000 r/min
BW	稳定 Stabilization	15 213	255.37	255.28	255.19	255.09	254.98	254.74	245.69
FW	稳定 Stabilization	15 452	256.00	256.08	256.17	256.27	256.38	256.61	263.48
BW	稳定 Stabilization	27 936	517.01	516.20	515.50	514.76	513.99	512.42	465.83
FW	稳定 Stabilization	32 839	519.53	520.34	521.05	521.81	522.60	524.21	580.52
BW	稳定 Stabilization	—	2 542.3	2 542.2	2 542.1	2 542.0	2 541.8	2 541.4	2 491.8
FW	稳定 Stabilization	—	2 609.3	2 609.3	2 609.4	2 609.6	2 609.8	2 610.3	2 670.3

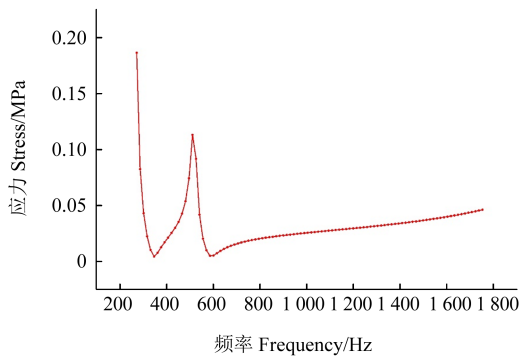


图 11 传动轴偏心销柱面应力随频率变化的响应图

Fig. 11 Response plot of stress on column surface of drive shaft eccentric pin with frequency variation

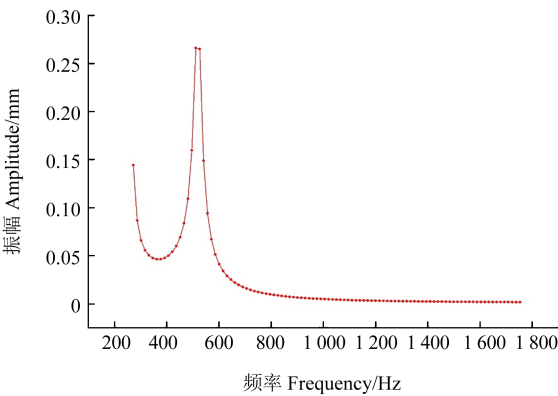


图 14 传动轴尾部振幅随频率变化的响应图

Fig. 14 Response plot of drive shaft tail amplitude with frequency variation

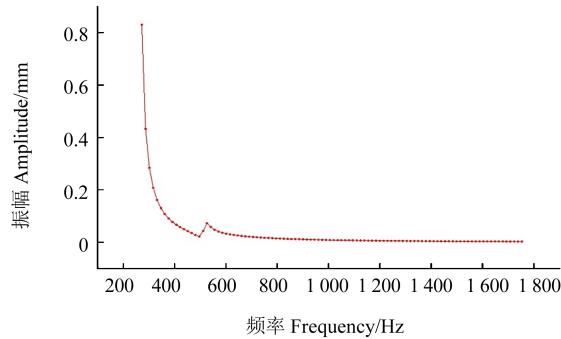


图 12 传动轴偏心销振幅随频率变化的响应图

Fig. 12 Response plot of drive shaft eccentric pin amplitude with frequency variation

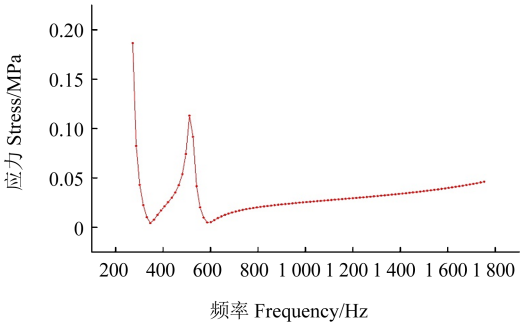


图 15 传动轴平衡块应力随频率变化的响应图

Fig. 15 Response plot of drive shaft balance block stress with frequency variation

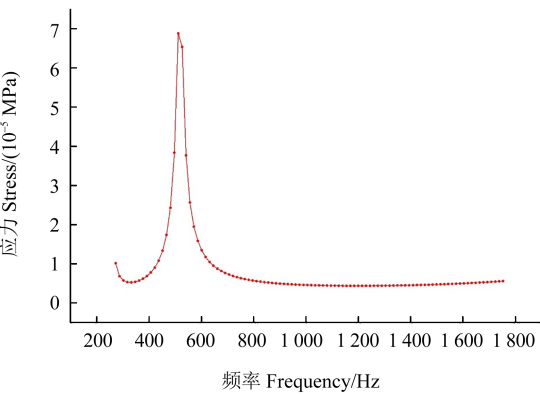


图 13 传动轴尾部应力随频率变化的响应图

Fig. 13 Response plot of the drive shaft tail stress with frequency variation

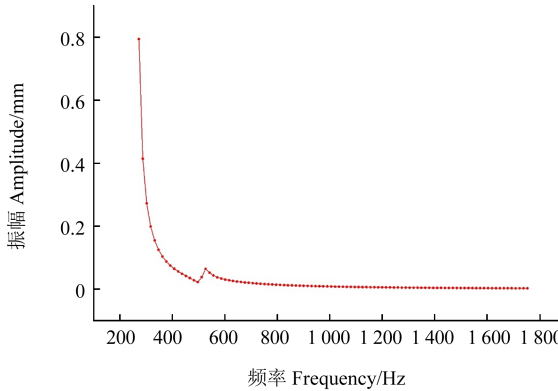


图 16 传动轴平衡块振幅随频率变化的响应图

Fig. 16 Response plot of drive shaft balance block amplitude with frequency variation

现象。不平衡振动对转子的影响较大,故出现峰值。

3 试验分析

3.1 试验方案

选用加速度测试台,分别选取 2 000、3 000、4 000、5 000、6 000、7 000 r/min 六个不同转速(表 5)下,对涡旋压缩机的轴向和径向加速度进行测量,如图 17 所示,试验条件满足国家标准 GB/T 22068—2018《汽车空调用电动压缩机总成》的要求。

表 5 振动试验方案

Tab. 5 Vibration experiment programme

方向 Orientation	转速 Rotational speed /(r/min)					
径向 Radial direction	2 000	3 000	4 000	5 000	6 000	7 000



图 17 振动试验测试

Fig. 17 Vibration experimental test

3.2 试验结果及分析

当主轴转速为 2 000、3 000、4 000、5 000、6 000 r/min 时,压缩机径向加速度时域响应如图 18 所示。转速提升,主轴的加速度幅值随之增大。主轴频域响应特征如图 19 所示。

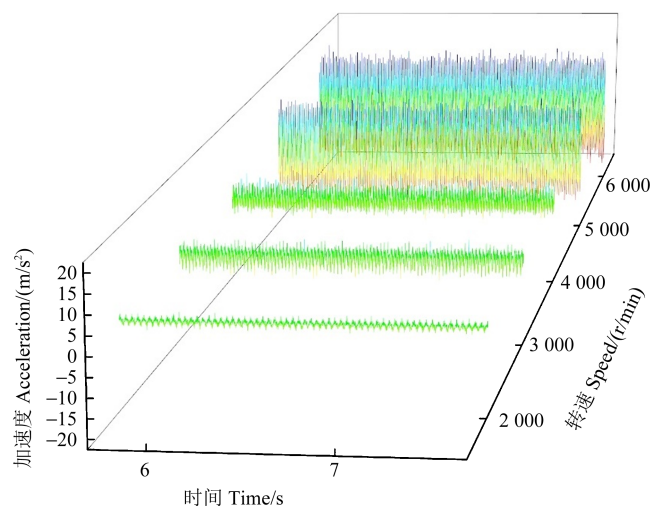


图 18 不同工况下加速度时域

Fig. 18 Acceleration time domain under different operating conditions

分析可知,各转速在动态接触激励力的频率响应峰值主要出现在 99、100、299、399、598、777 Hz 及其边频处,为主轴及不平衡块的强迫振动响应;主轴频率 499.023 Hz 与 3 阶系统固有频率 517.01 Hz 和谐响应分析中 511.32 Hz 接近,误差在 2% 以内,符合试验误差

要求,所以系统在 517.01 Hz 及其边频处振动加速度响应峰值较大,在该处频域响应明显,为谐共振响应。压缩机工作状态下的振动,主要由这两种振动构成。

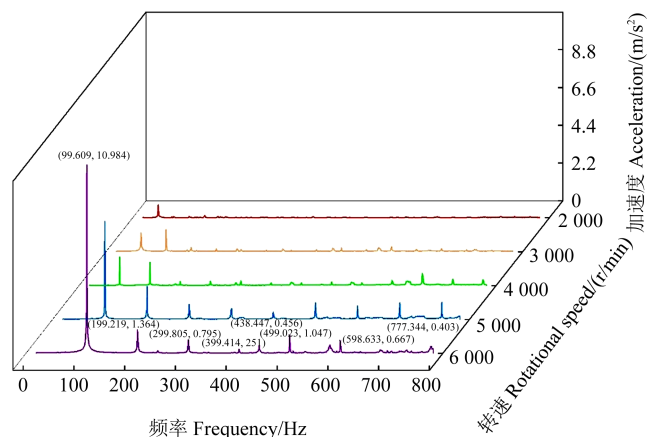


图 19 不同工况下加速度频域

Fig. 19 Acceleration frequency domain under different operating conditions

4 结论

针对理想绝热压缩状态,以气体力为荷载,利用有限元分析软件建立 Modal Analysis 模块与谐响应 Harmonic Response 模块的联合仿真,对传动系统施加气体力载荷,通过分析,得出如下结论:

1) 从模态分析结果可知,2 阶正涡动临界转速为 15 452 r/min、4 阶正涡动临界转速为 32 839 r/min。设计工况 0~7 000 r/min 在 20% 的安全裕度内。

2) 通过建立 Modal Analysis 模块与 Harmonic Response 模块联合仿真分析了在径向气体力、切向气体力共同激励下,传动轴偏心销、传动轴尾部、平衡块应力和振幅随频率变化情况。结合气体力激励下系统振动加速度试验,得到在 99、100、299、399、598、777 Hz 及其边频处,为主轴及不平衡块的强迫振动响应,以及 271.96 Hz 和 517.01 Hz 及其边频处有高阶谐共振现象,此时不平衡振动对转子的影响较大。本文的研究为该型号产品的动力学设计提供了参考。

参考文献 (References)

- [1] 苏亚锋,张秀华,冯治国,等. 涡旋压缩机电机转子动平衡设计与数值仿真[J]. 微电机,2019,52(11):93-96.
SU YaFeng, ZHANG XiuHua, FENG ZhiGuo, et al. Dynamic balance design and numerical simulation of motor rotor of scroll compressor[J]. Micromotors, 2019, 52(11): 93-96 (In Chinese).
- [2] 赵 嫄,李心庆. 基于 ADAMS 的涡旋压缩机动涡盘倾覆仿真及刚柔耦合分析[J]. 兰州理工大学学报, 2021, 47(6): 61-65.
ZHAO Man, LI Xinqing. Simulation and rigid-flexible coupling analysis of orbiting scroll overturning of scroll compressor based on ADAMS[J]. Journal of Lanzhou University of Technology, 2021, 47(6): 61-65 (In Chinese).

- [3] 张 亢,袁锋伟,李春银. 电动涡旋压缩机传动系统仿真优化与振动试验[J]. 机电工程技术, 2021, 50(3): 87-89.
ZHANG Kang, YUAN FengWei, LI ChunYin. Simulation optimization and vibration test of drive system of electric scroll compressor [J]. Mechanical & Electrical Engineering Technology, 2021, 50(3): 87-89(In Chinese).
- [4] 缪仲威,郭开波. 涡旋压缩机动平衡设计和振动研究[J]. 机械设计与研究, 2020, 36(2): 158-162.
MIAO ZhongWei, GUO KaiBo. Scroll compressor imbalance design and vibration study [J]. Machine Design & Research, 2020, 36(2): 158-162(In Chinese).
- [5] 顾 文,吴志庭. 电动涡旋压缩机动平衡仿真分析[J]. 压缩机技术, 2016(6): 26-30.
GU Wen, WU ZhiTing. Simulation and analysis of the dynamic balance of motor scroll compressor [J]. Compressor Technology, 2016 (6): 26-30(In Chinese).
- [6] KIM M S, SHIM J, KIM J, et al. Multiphysics simulation and experiment of a thrust bearing in scroll compressors [J]. Tribology International, 2020, 142: 105969.
- [7] FLORES P, AMBRÓSIO J. Revolute joints with clearance in multi-body systems [J]. Computers & Structures, 2004, 82 (17/18/19): 1359-1369.
- [8] MORISHITA E, SUGIHARA M, INABA T, et al. Scroll compressor analytical model[C]//Proceedings of the 1984 International Compressor Engineering Conference, West Lafayette, USA. West Lafayette: Purdue University, 1984: 487-495.
- [9] ISHII N, FUHUSHIMA M, SANO K, et al. A study on dynamic behavior of a scroll compressor[C]//Proceedings of the 1986 International Compressor Engineering Conference, West Lafayette, USA. West Lafayette: Purdue University, 1986: 901-916.
- [10] FENG J M, ZHANG Q Q, HOU T F, et al. Dynamics characteristics analysis of the oil-free scroll hydrogen recirculating pump based on multibody dynamics simulation [J]. International Journal of Hydrogen Energy, 2021, 46(7): 5699-5713.
- [11] 刘兴旺,万春焕,康小兵. 电动涡旋压缩机动涡盘的轴向平衡问题研究[J]. 流体机械, 2019, 47(11): 19-25.
LIU XingWang, WAN ChunHuan, KANG XiaoBing. Research on axial balance of rotary scroll of electric scroll compressor [J]. Fluid Machinery, 2019, 47(11): 19-25(In Chinese).
- [12] 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(In Chinese).
- [13] 刘兴旺,韩向阳,刘晓明,等. 润滑油对涡旋鼓风机平衡铁动力学特性的影响及其优化[J]. 流体机械, 2022, 50(10): 83-90.
LIU XingWang, HAN XiangYang, LIU XiaoMing, et al. Influence of lubricating oil on dynamic characteristics of the counterweight in scroll blower and its optimization [J]. Fluid Machinery, 2022, 50 (10): 83-90(In Chinese).
- [14] 刘兴旺,王 博,曾 强,等. 电动汽车涡旋压缩机变工况背压平衡系统研究[J]. 流体机械, 2019, 47(8): 16-22.
LIU XingWang, WANG Bo, ZENG Qiang, et al. The research on back pressure balance system of electric vehicle scroll compressor [J]. Fluid Machinery, 2019, 47(8): 16-22(In Chinese).
- [15] 陈哲吾,袁加乾,陈 文,等. 高速包装机传动系统声学贡献分析与降噪优化[J]. 振动工程学报, 2024, 37(3): 457-463.
CHEN ZheWu, YUAN JiaQian, CHEN Wen, et al. Acoustic contribution analysis and optimization of noise reduction for transmission system of high-speed packaging machine [J]. Journal of Vibration Engineering, 2024, 37(3): 457-463(In Chinese).
- [16] 陈 星,郑水利,候 宇,等. 采用滑模控制的电动汽车传动系统主动减振研究[J]. 机械设计与制造, 2024(3): 218-223.
CHEN Xing, ZHENG ShuiLi, HOU Yu, et al. Research on active vibration reduction of electric vehicle transmission system using sliding mode control [J]. Machinery Design & Manufacture, 2024 (3): 218-223(In Chinese).
- [17] 杨滩泽,冯治国,苏亚峰. 涡旋压缩机主轴传动系统动平衡仿真分析[J]. 机械设计与制造, 2023(8): 80-83.
YANG WeiZe, FENG ZhiGuo, SU YaFeng. Simulation and analysis of dynamic balance of scroll compressor's transmission system [J]. Machinery Design & Manufacture, 2023(8): 80-83(In Chinese).
- [18] 柯 飙,吴兴文,池茂儒,等. 基于刚柔耦合动力学的地铁车辆车体振动疲劳研究[J]. 机械强度, 2022, 44(3): 517-524.
KE Biao, WU XingWen, CHI MaoRu, et al. Study on vibration fatigue of subway vehicle body based on rigid-flexible coupling dynamics [J]. Journal of Mechanical Strength, 2022, 44(3): 517-524 (In Chinese).
- [19] 夏伯乾,蒋 熹,张泽斌. 复杂齿轮耦合转子-轴承系统动力学的规范建模方法[J]. 机械传动, 2023, 47(2): 15-24.
XIA BoQian, JIANG Xi, ZHANG ZeBin. A normative modeling method for complex gear coupled rotor-bearing system dynamics [J]. Journal of Mechanical Transmission, 2023, 47(2): 15-24(In Chinese).
- [20] WINANDY E, SAAVEDRA O C, LEBRUN J. Experimental analysis and simplified modelling of a hermetic scroll refrigeration compressor [J]. Applied Thermal Engineering, 2002, 22(2): 107-120.
- [21] 武 菁,张雷克,王雪妮. 含故障受油器机组转子-转轮系统振动特性分析[J]. 机械强度, 2023, 45(6): 1293-1300.
WU Jing, ZHANG LeiKe, WANG XueNi. Vibration characteristics analysis of rotor-runner system under faulty oil component [J]. Journal of Mechanical Strength, 2023, 45(6): 1293-1300(In Chinese).
- [22] 郭燕生. 陀螺效应对于迴转轴临界转速的影响[J]. 昆明工学院学报, 1986(2): 44-48.
GUO YanSheng. The effects on the critical speed of the axis of rotation from the gyroscopic action [J]. Journal of Kunming Institute of Technology, 1986(2): 44-48(In Chinese).
- [23] 刘 涛,刘袁帅. 涡旋压缩机曲轴及曲轴部件的有限元分析[J]. 机械制造, 2016, 54(9): 5-7.
LIU Tao, LIU YuanShuai. Finite element analysis of crankshafts and crank members in scroll compressors [J]. Machinery, 2016, 54(9): 5-7(In Chinese).
- [24] 刘俊杰,张凌云,马少辉,等. 含冲击不平衡悬置转子系统的非线性动力学特性分析[J]. 机械强度, 2022, 44(5): 1032-1038.
LIU JunJie, ZHANG LingYun, MA ShaoHui, et al. Analysis of non-linear dynamic characteristics of an impact-unbalanced suspended rotor system [J]. Journal of Mechanical Strength, 2022, 44 (5): 1032-1038(In Chinese).