

旋叶式压缩机叶片动态接触激励机理

何泽银^{1,2}, 杨金明¹, 范爱军², 陶平安², 刘红梅², 孙世政¹

(1. 重庆交通大学机电与车辆工程学院, 400074, 重庆;

2. 重庆建设汽车系统股份有限公司汽车热管理系统工程技术研究中心, 400052, 重庆)

摘要: 为表征圆弧简谐曲线组合型旋叶式压缩机叶片动态接触激励, 基于气体热力学控制方程, 建立工作介质在吸入、压缩及排出等过程中压缩机基元容积数学表征模型, 研究压缩机基元腔气体压力变化规律。自制微型压力传感器, 搭建旋叶式压缩机基元腔气体压力测量试验台, 测试并验证压缩机基元腔气体压力计算方法的合理性。基于达朗贝尔原理建立叶片刚体动力学方程, 计算叶片与滑槽、叶片与缸体间的非线性动态接触激励力。研究叶片偏距、叶片质量、转子转速、背压腔压力等结构及工况参数对旋叶式压缩机叶片动态接触激励的影响规律。研究结果表明: 基元腔压力解析计算曲线与实测曲线变化规律基本一致, 二者吻合程度较好; 优化叶片偏距可在一定程度上改善叶片受载情况, 而叶片质量对其影响较小; 在额定背压腔压力条件下, 转速高于 8 020 r/min 时叶片已出现脱空现象, 因此为了防止叶片脱空以及降低摩擦磨损, 应根据转速与背压腔压力关联规律对背压腔压力进行动态控制; 叶片动态支反力与动态接触力等计算结果可为压缩机机械噪声预估提供激励数据。

关键词: 旋叶式压缩机; 基元腔气体压力; 动态接触激励

中图分类号: TH455 **文献标志码:** A

DOI: 10.7652/xjtub202005011 **文章编号:** 0253-987X(2020)05-0078-09



OSID 码

Characterization of Dynamic Contact Excitation of Rotary Vane Compressor Blade

HE Zeyin^{1,2}, YANG Jinming¹, FAN Aijun², TAO Ping'an², LIU Hongmei², SUN Shizheng¹

(1. School of Mechatronics and Vehicle Engineering, Chongqing Jiaotong University, Chongqing 400074, China;

2. Automotive Thermal Management System Engineering Technology Research Center, Chongqing Construction Automotive Systems Co. Ltd., Chongqing 400052, China)

Abstract: To characterize the dynamic contact excitation of the arc-harmonic curve combined rotary vane compressor blade, firstly, based on the gas thermodynamic control equation, a mathematical characterization model of the compressor element volume in the process of suction, compression and discharge of the working medium was derived, and the gas pressure variation of compressor elementary cavity was studied. Meanwhile, miniature pressure sensor was made, and a test-bed for measuring the gas pressure in the elementary cavity of rotary vane compressor was built to test and verify the rationality of the calculation method of gas pressure. Furthermore, based on the D'Alembert's principle, the rigid body dynamic equation of the blade was established, and the nonlinear dynamic contact excitation force between the blade and chute, as

收稿日期: 2019-10-12。 作者简介: 何泽银(通信作者),男,副教授,硕士生导师。 基金项目: 重庆市技术创新与应用发展专项资助项目(cstc2019jscx-msxmX0038);重庆市自然科学基金资助项目(cstc2019jcyj-msxmX0799);重庆市科委基础科学与前沿技术研究资助项目(cstc2017jcyjAX0053)。

网络出版时间: 2020-02-11

网络出版地址: <http://kns.cnki.net/kcms/detail/61.1069.T.20200210.1850.002.html>

well as between the blade and cylinder block, was calculated. Finally, the effects of blade offset, blade quality, rotor revolving speed, back chamber pressure and other parameters on the dynamic contact excitation of the blades were studied. The results show that: the analytic calculation curve of the gas pressure in the elementary cavity agrees well with the measured curve; the optimization of the blade offset can improve the load condition of the blade to a certain extent, but the blade quality has little influence on the load condition; under the rated back chamber pressure, when the revolving speed is higher than 8 020 r/min, the blade is separated from cylinder. So, in order to prevent the blade from separation and reduce friction and wear, the pressure in the back chamber should be dynamically controlled according to the correlation law between the revolving speed and the back chamber pressure. These calculation results of the dynamic contact force can be taken as excitation data for mechanical noise prediction of rotary vane compressor.

Keywords: rotary vane compressor; elementary cavity pressure; dynamic contact excitation

旋叶式压缩机作为一种典型的回转式车用空调压缩机,其主要依靠叶片将内腔区域分隔成若干工作腔,通过工作腔容积不断变化实现对工质的压缩,从而使低压气体转化为高压气体^[1-3]。在压缩机工作过程中,叶片与滑槽、叶片与缸体的动态接触易激发机体振动,从而引起强烈的辐射噪声场,影响驾驶人与乘客的舒适性体验。为正确预估压缩机机械噪声,需建立精确的基元腔压力表征模型计算压缩机内部动态接触激励,为机械噪声预估及优化提供激励数据,因此开展旋叶式压缩机叶片动态接触激励研究具有重要的理论与工程应用价值。

针对不同类型的回转式压缩机,国内外学者进行了大量的分析研究。在压缩机基元腔压力研究方面,Dainez等提出了一种针对谐振式压缩机非线性时变气体压力建模的方法^[4];文献[5]给出了一种新型滑片式压缩机的对流换热模型,并进行了试验验证,结果表明该传热模型具有较高精度;江志农等基于往复式压缩机热力学方程,借助 Matlab 软件模拟出无级气量调节下的动态气体力^[6];Shin等计算了滚动活塞式压缩机基元腔内的气体压力并进行了性能分析^[7];Bradshaw等搭建了阀芯压缩机工作腔压力测试试验台,得到了不同测点处的气体压力^[8]。由于旋叶式压缩机工作过程中常存在高温(约 20℃~200℃、高压(0~4 MPa)、高转速(约 1 000~10 000 r/min)等恶劣工况,且腔体空间有限,导致直接测试基元腔压力存在诸多困难。目前,旋叶式压缩机基元腔气体压力计算与实测方法亟需深入研究与完善。

在压缩机动态接触激励研究方面,杨骅等建立了同步回转式制冷压缩机的运动及动力学模型,并

计算得到了内部动态接触载荷^[9-10];Okur等分析了叶片厚度与质量对新型铰链式旋转压缩机动力学特性的影响规律^[11];Giuseppe等采用理论与试验结合的方法对叶片接触状态进行了研究,得到了偏心式滑片压缩机的内部动态接触激励^[12-13];Hu和Teh等建立了同步回转式压缩机各接触区域的动载荷模型^[14-15];Chen等针对叶片滚子摩擦副在不同冷媒情况下的动力学特性进行了试验研究^[16];Xu等建立了双摆动式滑片压缩机(DSVC)的动力学模型,并分析了各动态作用力的变化规律^[17]。由于回转式压缩机种类繁多,分析方法并不完全适用于圆弧简谐曲线组合型旋叶式压缩机叶片动态接触激励研究。

本文基于气体热力学控制方程,推导压缩机基元容积数学表征模型,研究压缩机基元腔压力变化规律;自制微型压力传感器,搭建旋叶式压缩机基元腔气体压力试验台,测试并验证压缩机基元腔压力计算方法的合理性。基于达朗贝尔原理建立叶片刚体动力学方程,计算叶片与滑槽、叶片与缸体间的非线性动态接触激励力。研究了叶片偏距、叶片质量、转子转速、背压腔压力等结构及工况参数对旋叶式压缩机叶片动态接触激励的影响规律。

1 旋叶式压缩机基元腔压力计算

1.1 基元腔压力解析计算

1.1.1 基元容积表征 图1给出了旋叶式压缩机结构示意图,该压缩机气缸型线由多段圆弧曲线与简谐曲线组成。旋叶式压缩机部分参数见表1。

旋叶式压缩机基元由相邻两叶片所夹区域、前后端盖、两叶片之间的缸体内壁及转子外表面构成,

式中: c_p 为比定压热容。

$$k \ln v + \ln p = m \tag{13}$$

式中: k 为比热容比, $k=c_p/c_v$; m 为常数。可以得到

$$p_1 v_1^k = p_2 v_2^k \tag{14}$$

任意转角处旋叶式压缩机基元腔压力为

$$p(\varphi) = p_s \left(\frac{V_{\max}}{V(\varphi)} \right)^k \tag{15}$$

式中: p_s 为吸气压力; $V_{\max}$ 为最大基元容积; $V(\varphi)$ 为转子转角 φ 时的基元容积; $p(\varphi)$ 为转子转角 φ 时的基元腔压力。

图 3 给出了两个转动周期内基元腔气体压力随 φ 的变化规律。由图 3 可以看出:吸气阶段,基元腔气体压力保持恒定, $p_s=0.196$ MPa,当转子转角达到 126° 时,基元腔容积达到最大;压缩阶段,基元腔气体压力逐渐增大, $p_d=1.47$ MPa;排气阶段,基元腔气体压力基本维持稳定,随后循环进入下一个工作周期。

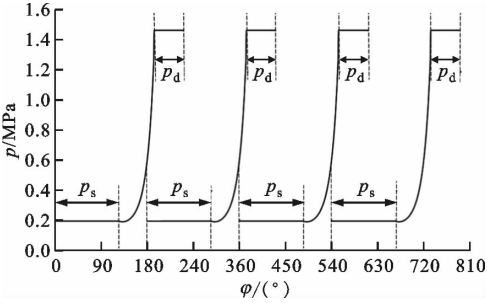
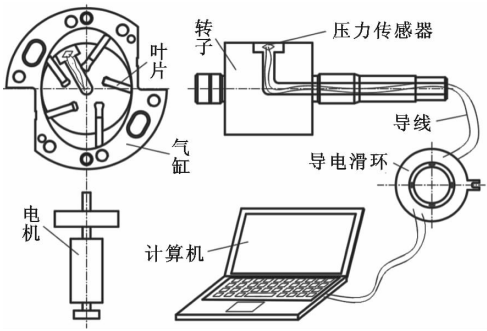


图 3 两个转动周期内基元腔气体压力随 φ 的变化规律

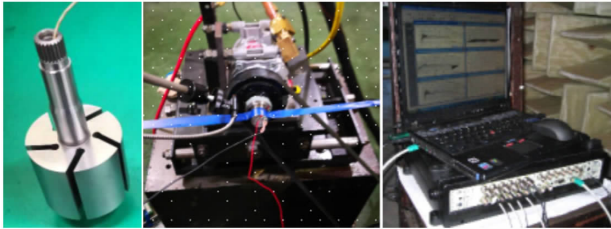
1.2 基元腔气体压力测试

1.2.1 测试系统搭建 车用旋叶式压缩机结构紧凑、被测腔体区域狭小,且腔体内部存在高温、高压、高转速等复杂恶劣工况,对基元腔气体压力直接进行测量存在较大难度,因此借助旋叶式压缩机综合性能试验台自制微型压力传感器,在转子体中加工微型凹槽,将压力传感器置于其中,采用 O 型密封圈进行密封处理以防止气体泄漏,如图 4a 所示。测试数据线穿过转子轴,经转子末端与导电滑环相连,最后输出到计算机上进行数据采集与处理,实测平台如图 4b 所示。

试验采用压阻式压力传感器,呈圆柱体结构,且直径小于 3 mm,压力测量范围为 0~7 MPa,标定后的压力测量精度为 0.05 MPa,该压力传感器的全量程重复测量精度为 $\pm 0.5\%$,工作温度范围为 $-20^\circ\text{C} \sim 200^\circ\text{C}$ 。传感器主体结构为硅晶体,基于压阻效应原理对气体压力进行测量,当压缩腔内高压气体作用在传感器时,硅晶体产生应变,引起应变片电



(a) 试验台示意图



(b) 实测平台

图 4 基元腔气体压力测试试验台

阻发生变化,电桥由平衡状态(零电压)转至有电压状态;当接通外接电源时,传感器则输出与压力相对应的电信号,即可得到压缩机基元腔内气体压力。传感器采用静态比对标定,将自制压力传感器(允许压力测量范围为 0~7 MPa)安装在压力密闭的压缩腔内,以稳定压力的冷媒作为压力传感器标定的基准量,对自制的压力传感器进行静态比对标定。

1.2.2 结果分析与对比 当压缩机转速为 3 000 r/min、吸气压力 p_s 为 0.196 MPa、排气压力 p_d 为 1.47 MPa 时,在基元腔气体压力测试试验台上开展基元腔压力测试试验,图 5 给出了基元腔气体压力解析值与实测值的结果对比。由图 5 可以看出:吸气阶段,基元腔压力解析值与实测值结果一致,解析模型可真实反映基元腔压力变化规律;压缩阶段,基元腔内工质、叶片-腔体-转子、温度等存在多物理场耦合效应,且传感器测试环境及测量误差等因素综合作用,致使解析值与实测值存在一定误差;排气

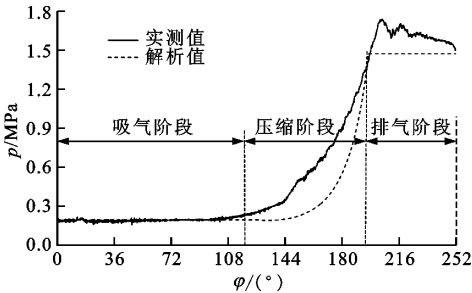


图 5 基元腔气体压力解析值与实测值的结果对比

阶段,解析值与实测值相对误差为12%左右。基元腔压力解析计算曲线与实测曲线整体变化趋势基本一致,可为叶片所受气体作用力准确计算提供输入边界数据。

2 叶片动态接触激励建模与分析

2.1 叶片所受气体作用力

旋叶式压缩机工作过程中,叶片两侧基元腔分别处于低压和高压工作状态,两侧气体激励将在叶片表面产生动态气体作用力。

设叶片所受气体作用力为 ΔF_p , 作用于叶片伸出部分中点处, 方向沿高压侧指向低压侧。

$$\Delta F_p = (p_h - p_l)Sh \quad (16)$$

式中: p_h 为高压腔一侧基元腔压力; p_l 为低压腔一侧基元腔压力。

叶片受到的气体作用力的变化规律如图6所示。由图6可以看出, 初始阶段叶片左侧基元腔进行吸气过程, 压力为 p_s , 叶片右侧基元腔达到最大基元容积前也为吸气过程, 故叶片无气体作用力; 当叶片左侧基元腔达到最大基元容积前, 仍处于吸气过程, 而叶片右侧基元腔已从最大基元容积逐渐减小, 压缩机开始进行压缩阶段, 基元腔压力随之增大, 故叶片受到的气体作用力也将逐渐增大, 受到的最大气体作用力为 353 N; 当叶片右侧基元腔压力达到额定排气压力 p_d 时, 叶片左侧基元腔由最大基元容积开始减小, 基元腔压力增大, 此时左右两侧基元腔对叶片的作用力逐步减小, 直至降为 0。

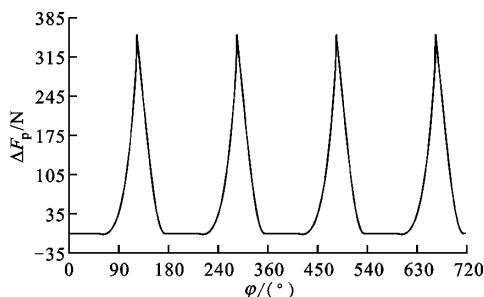


图6 叶片受到的气体作用力的变化规律

2.2 叶片刚体动力学方程

旋叶式压缩机运行过程中, 叶片随着转子一起转动, 且在离心力与背压力作用下沿着叶片槽来回平动。旋叶式压缩机叶片刚体动力学模型如图7所示。 F_c 、 F_r 、 F_e 分别为牵连(离心)惯性力、相对惯性力及科氏惯性力, 均作用于叶片质心, F_c 、 F_r 、 F_e 方向分别为沿着转子半径方向指向外侧、沿着叶片槽(方向由叶片加速度决定)、垂直于叶片(方向由转子

角速度与叶片相对速度决定); R_1 (R_2)、 F_m 、 f_1 (f_2)、 f_m 分别为叶片在槽内两侧受到的支反力、气缸内壁与叶片头部接触作用力、叶片侧面受到的摩擦力、叶片头部受到的摩擦力; F_b 为背压腔气体对叶片尾部的作用力, 指向叶片槽外侧。

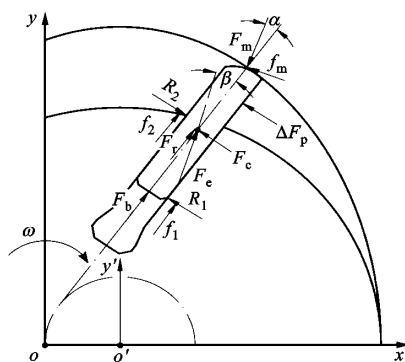


图7 旋叶式压缩机叶片刚体动力学模型

由于叶片沿转子轴向受载情况一致, 可将各均布载荷集中至质心点。基于达朗贝尔原理建立叶片刚体动力学方程

$$\left. \begin{aligned} &\text{sgn}(v_r)f_1 + \text{sgn}(v_r)f_2 + F_b + F_r + F_e \cos\beta - \\ &\quad F_m \cos\alpha - f_m \sin\alpha = 0 \\ &R_1 - R_2 + F_c + \Delta F_p + f_m \cos\alpha + F_e \sin\beta - \\ &\quad F_m \sin\alpha = 0 \\ &\text{sgn}(v_r)(f_2 - f_1) \frac{b}{2} + R_1 L - R_2 S + F_e \frac{L}{2} + \\ &\quad \Delta F_p \frac{S}{2} + F_e \sin\beta \frac{L}{2} = 0 \end{aligned} \right\} \quad (17)$$

式中: α 为叶片和气缸接触点法向与叶片槽内运动方向的夹角; β 为叶片牵连(离心)惯性力方向与叶片运动方向夹角; v_r 为叶片相对速度。

$$\text{sgn}(v_r) = \begin{cases} 1, & v_r > 0 \\ 0, & v_r = 0 \\ -1, & v_r < 0 \end{cases}$$

图8给出了转子转速为 3 000 r/min、背压腔压

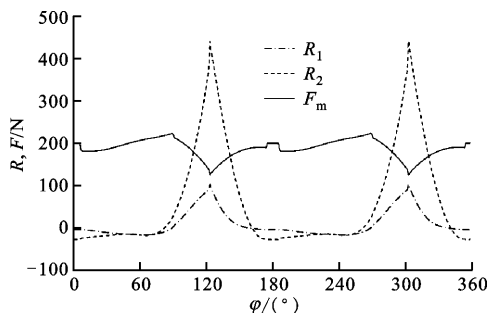


图8 旋叶式压缩机叶片动态支反力及接触力的变化规律

力为 $0.75p_d$ 时,旋叶式压缩机叶片动态支反力及动态接触力的变化规律。由图 8 可以看出,叶片尾部所受支反力 R_1 整体变化较为平缓,而靠近腔体一侧支反力 R_2 大幅波动,峰值力出现在转子转角为 126° 时,支反力整体变化趋势与气体力变化规律较为接近;叶片头部与缸体内壁接触力 F_m 波动范围为 $100\sim 200\text{ N}$,整个工作周期叶片均未出现脱空现象。

3 叶片动态接触激励影响因素分析

3.1 叶片偏距

图 9 给出了转子转速为 $3\,000\text{ r/min}$ 、叶片质量为 0.007 kg 、背压腔压力为 $0.75p_d$ 时,不同叶片偏距下旋叶式压缩机叶片动态支反力及接触力的变化规律。由图 9 可以看出:叶片偏距较小时, R_1 、 R_2 、 F_m 整体变化较为平缓;叶片偏距为 0.020 m 时,

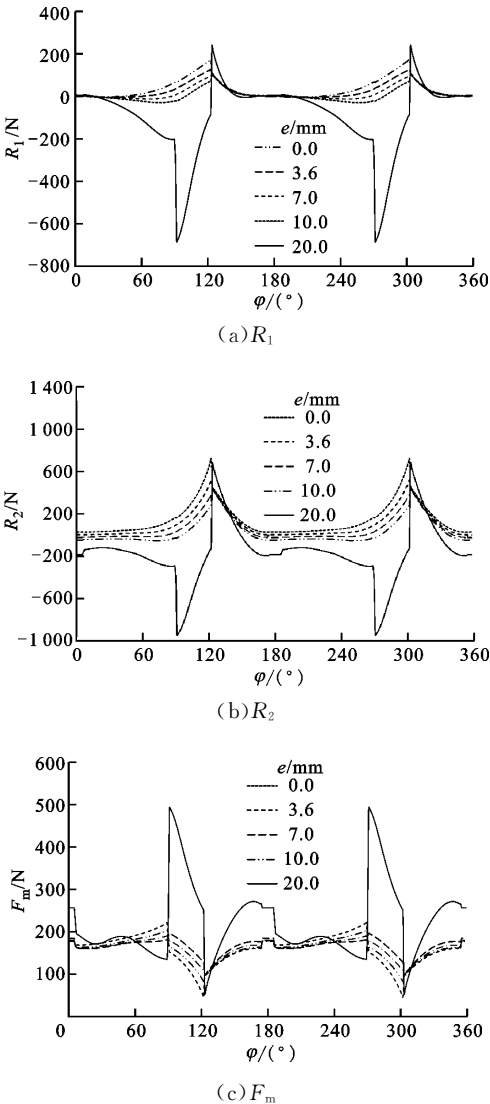


图 9 不同叶片偏距下叶片动态支反力及接触力的变化规律

R_1 、 R_2 、 F_m 峰峰值急剧增加;转角为 $0^\circ\sim 90^\circ$ 时, F_m 随着叶片偏距减小而降低,转角为 $90^\circ\sim 180^\circ$ 时, F_m 随着叶片偏距增大而升高;在叶片旋转一个周期过程中,叶片偏距对叶片所受动态支反力及接触力均有明显影响,优化叶片偏距可在一定程度上改善叶片受力情况。

3.2 叶片质量

图 10 给出了转子转速为 $3\,000\text{ r/min}$ 、叶片偏距为 0.007 m 、背压腔压力为 $0.75p_d$ 时,不同叶片质量下旋叶式压缩机叶片动态支反力及接触力的变化规律。由图 10 可以看出,叶片质量变化对 R_1 、 R_2 基本无影响;在靠近吸气与排气口位置, F_m 随叶片质量增大而减小,增加质量可在一定程度上降低叶片摩擦功耗。

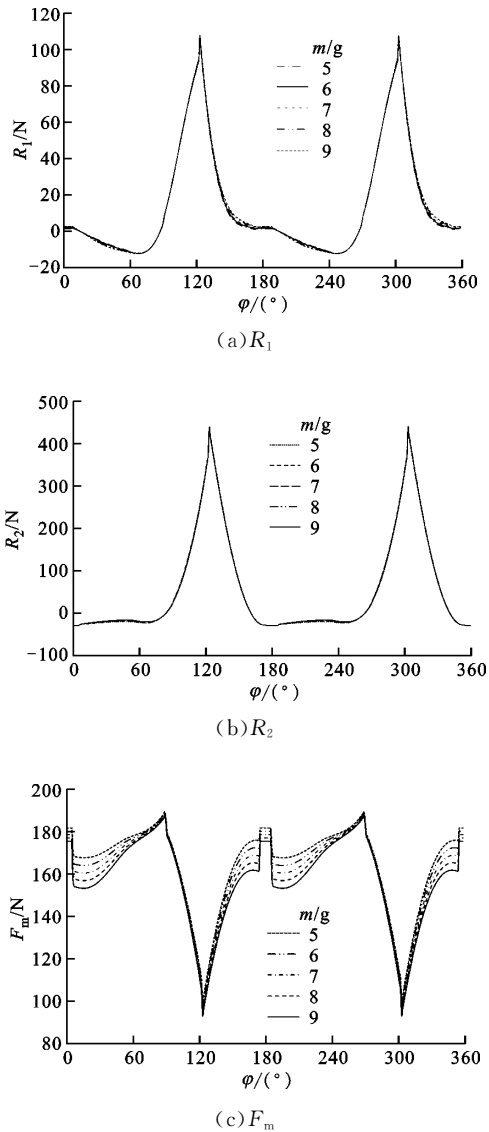


图 10 不同叶片质量下叶片动态支反力及接触力的变化规律

3.3 转子转速

图 11 给出了叶片偏距为 0.007 m、叶片质量为 0.007 kg、背压腔压力为 $0.75p_d$ 时,不同转速下旋叶式压缩机叶片动态支反力及接触力的变化规律。由图 11 可以看出,转角为 $0^\circ\sim70^\circ$ 时,转速增加 R_1 呈反向增大趋势, R_2 随转速增加而增加;转角为 $70^\circ\sim120^\circ$ 左右时, R_1 基本不随转速变化, R_2 随转速上升而减小;转角为 $120^\circ\sim180^\circ$ 时, R_1 随转速上升而增加,而 R_2 随转速上升而减小;压缩机在一定背压腔压力下, F_m 随转速上升而明显减小,因此压缩机在不同转速下应合理控制背压腔压力避免叶片与腔体脱空;压缩机在额定转速范围内运行时,转子转速对 R_1 、 R_2 整体影响较小,对 F_m 影响较为明显。

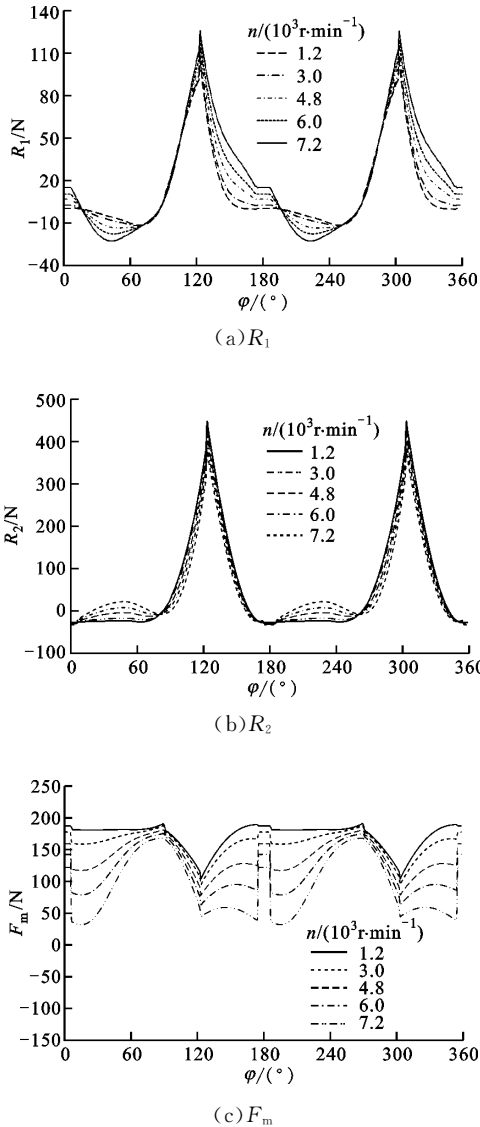


图 11 不同转速下叶片动态支反力及接触力的变化规律

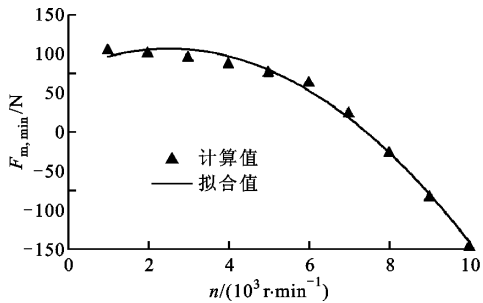


图 12 额定背压腔压力下最小接触力 $F_{m,min}$ 随转速 n 的变化规律

转速 n 的变化规律。通过拟合后得到 $F_{m,min}$ 与 n 的关系表达式为

$$F_{m,min} = -4 \times 10^{-6} n^2 + 2.24 \times 10^{-2} n + 77.621$$

(18)

当 $F_{m,min}$ 为 0 时,可得到临界转速为 8 020 r/min。在实际装车运行中,旋叶式压缩机额定转速范围为 800~7 800 r/min 时,最高转速为 8 400 r/min;而当接触力为 0 时,转子转速为 8 020 r/min,一旦转速继续增加直至达到最高转速,会致使接触力为负值,即叶片脱离气缸。因此,在极限转速工况下叶片极有可能出现脱空现象。

3.4 背压腔压力

图 13 给出了叶片偏距为 0.007 m、转子转速为 3 000 r/min、叶片质量为 0.007 kg 时,不同背压腔压力下旋叶式压缩机叶片动态支反力及接触力的变化规律。由图 13 可以看出,背压腔压力对叶片侧面所受支反力影响较小, R_1 、 R_2 随背压腔压力增加均略有小幅降低,主要是由于背压腔压力施加方向与侧面支反力呈垂直状态,对叶片侧面受载情况影响较小; F_m 随背压腔压力增大明显上升,不同背压腔压力下 F_m 的变化规律较为接近;若无背压腔压力或背压腔压力过小,叶片与缸壁会出现阶段性脱空,即图 13c 中 F_m 小于 0 的阶段,若背压腔压力过大时,叶片头部受载加剧,增大叶片摩擦磨损;为保证压缩与排气阶段叶片与缸壁接触良好,且摩擦功耗较低,

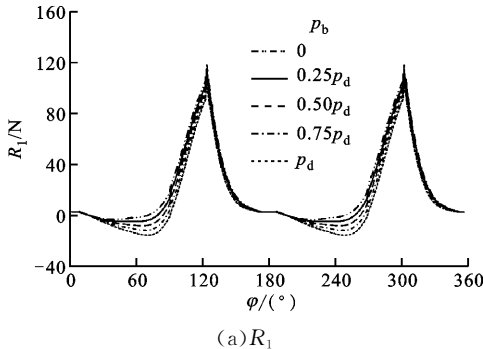


图 12 给出了额定背压腔压力下最小接触力随

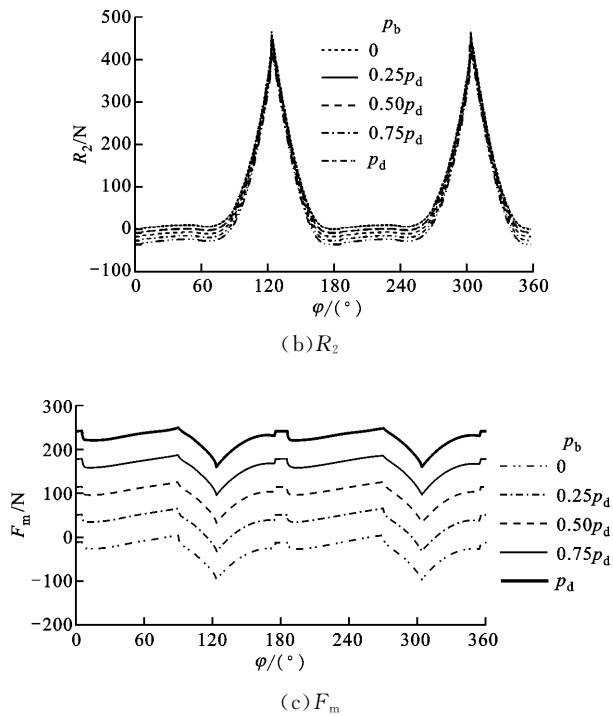


图 13 不同背压腔压力下叶片动态支反力及接触力的变化规律

应对背压腔压力进行合理控制,使叶片与缸壁处于最佳接触状态。

图 14 给出了临界状态下最小背压腔压力随转速的变化规律。由图 14 可以看出,最小背压腔压力随转速增加有明显上升趋势,说明压缩机在低转速时所需背压腔压力较小,且在转速低于 6 000 r/min 时,背压腔压力变化较为平缓,未出现剧变;随着转速继续增加,所需背压腔压力明显上升,且在转速为 9 000 r/min 时已超过排气压力($p_d = 1.47\text{ MPa}$),若实际工作中压缩机达到极限转速,极有可能出现叶片脱空的情况。同时,本文中该型压缩机额定背压腔压力为 1.103 MPa,极限转速为 8 400 r/min,在该模型基础上,叶片已出现阶段性脱空。因此,为了节约能耗与降低摩擦磨损,应对背压腔压力进行动态控制。

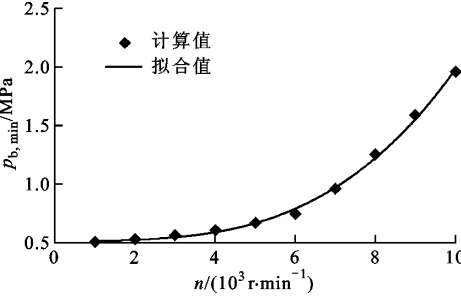


图 14 临界状态下最小背压腔压力 $P_{b,min}$ 随转速的变化规律

4 结 论

本文建立了圆弧简谐曲线组合型旋叶式压缩机基元腔压力表征模型,搭建了基元腔压力实测试验台,验证了压缩机基元腔压力计算方法的合理性。通过建立叶片刚体动力学方程,计算了腔体内部的非线性动态接触激励力。叶片动态支反力与接触力等计算结果可为压缩机机械噪声预估提供激励数据。

(1)基元腔压力解析计算曲线与实测曲线整体变化趋势基本一致,解析模型反映了基元腔压力的变化规律,可为叶片所受气体作用力的准确计算提供输入边界数据。

(2)在一定运行工况下,旋叶式压缩机叶片尾部所受支反力 R_1 整体变化较为平缓,而靠近腔体一侧支反力 R_2 受气体作用力影响较大,整个工作周期叶片均未出现脱空。

(3)叶片偏距对 R_1 、 R_2 、 F_m 均有较大影响;叶片质量、转子转速、背压腔压力对 F_m 影响较为明显;为保证叶片与缸壁接触良好,且摩擦功耗较低,应在不同运行转速下对背压腔压力进行动态控制,使叶片与缸壁处于最佳接触状态。

参考文献:

- [1] 宋立权,赵孝峰,刁锦瑞,等. 基于三圆弧的旋叶式压缩机新型线叶片设计 [J]. 机械工程学报, 2009, 45 (6): 298-303.
SONG Liquan, ZHAO Xiaofeng, DIAO Jinrui, et al. New curve vane's design based on three circular arc for rotary vane compressor [J]. Journal of Mechanical Engineering, 2009, 45(6): 298-303.
- [2] AL-HAWAJ O. Theoretical modeling of sliding vane compressor with leakage [J]. International Journal of Refrigeration, 2009, 32(7): 1555-1562.
- [3] 宋立权,赵学科,李智成,等. 旋叶式压缩机叶片运动学理论与仿真 [J]. 重庆大学学报, 2011, 34 (8): 60-65.
SONG Liquan, ZHAO Xueke, LI Zhicheng, et al. Blade kinematic theory for rotary vane compressor [J]. Journal of Chongqing University, 2011, 34(8): 60-65.
- [4] DAINIZ P S, OLIVEIER J D, NIED A, et al. A linear resonant compressor model based on a new linearization method of the gas pressure force [J]. International Journal of Refrigeration, 2014, 48: 201-209.
- [5] TAN K M, OOI K T. Heat transfer in compression chamber of a revolving vane (RV) compressor [J].

- Applied Thermal Engineering, 2011, 31(8/9): 1519-1526.
- [6] 江志农, 马振涛, 周超, 等. 含间隙的往复式压缩机变工况动力学分析研究 [J]. 流体机械, 2018, 46(3): 17-22.
- JIANG Zhinong, MA Zhentao, ZHOU Chao, et al. Dynamic analysis of reciprocating compressor transmission mechanism with joint clearance under variable working condition [J]. Fluid Machinery, 2018, 46(3): 17-22.
- [7] SHIN M, NA S, LEE J, et al. Model analysis of a novel compressor with a dual chamber for high-efficiency systems [J]. Applied Thermal Engineering, 2019, 158: 1-9.
- [8] BRADSHAW C R, KEMP G, OROSZ J, et al. Development of a loss Pareto for a rotating spool compressor using high-speed pressure measurements and friction analysis [J]. Applied Thermal Engineering, 2016, 99: 392-401.
- [9] 杨骅, 屈宗长, 周慧, 等. 同步回转式制冷压缩机的运动分析 [J]. 西安交通大学学报, 2008, 42(5): 565-568.
- YANG Hua, QU Zongchang, ZHOU Hui, et al. Kinetic characteristics analysis for a synchronal rotary refrigerating compressor [J]. Journal of Xi'an Jiaotong University, 2008, 42(5): 565-568.
- [10] 杨骅, 屈宗长, 周慧, 等. 同步回转式压缩机滑片摩擦特性研究 [J]. 西安交通大学学报, 2008, 42(7): 843-847.
- YANG Hua, QU Zongchang, ZHOU Hui, et al. Friction characteristics of sliding vane for synchronal rotary compressor [J]. Journal of Xi'an Jiaotong University, 2008, 42(7): 843-847.
- [11] 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.
- [12] BIANCHI G, CIPOLLONE R. Friction power modeling and measurements in sliding vane rotary compressors [J]. Applied Thermal Engineering, 2015, 84: 276-285.
- [13] BIANCHI G, CIPOLLONE R. Theoretical modeling and experimental investigations for the improvement of the mechanical efficiency in sliding vane rotary compressors [J]. Applied Energy, 2015, 142: 95-107.
- [14] HU Xu, QU Zongchang, YANG Xu, et al. Theoretical study on frictional losses of a novel automotive swing vane compressor [J]. International Journal of Refrigeration, 2013, 36(3): 758-767.
- [15] TEH Y L, OOI K T. Theoretical study of a novel refrigeration compressor: part I Design of the revolving vane (RV) compressor and its frictional losses [J]. International Journal of Refrigeration, 2009, 32(5): 1092-1102.
- [16] CHEN Zhenhua, WU Jianhua, LI Gaimin. Experimental study on the tribological characteristic of vane-roller interface of HC290 rotary compressor with mineral oil [J]. International Journal of Refrigeration, 2018, 94: 205-213.
- [17] YANG Xu, DONG Chen, QU Zongchang. Design and dynamic analysis of a novel double-swing vane compressor for electric vehicle air conditioning systems [J]. International Journal of Refrigeration, 2017, 76: 52-62.
- [本刊相关文献链接]
- 何丽美, 王开科, 曹岗林, 等. 采用可逆质子交换膜燃料电池/膨胀机的综合能源系统性能研究. 2020, 54(3): 97-105. [doi: 10.7652/xjtuxb202003012]
- 姚斌, 卢杰, 蔡志钦, 等. 螺杆转子成形磨削用砂轮廓形的包络-像素设计方法. 2020, 54(2): 16-23. [doi: 10.7652/xjtuxb202002003]
- 徐光南, 高智勇, 梁艳杰, 等. 采用压缩感知的流程工业异常监测数据检验与修复方法. 2020, 54(2): 59-70. [doi: 10.7652/xjtuxb202002008]
- 刘青山, 葛俊, 黄葆华, 等. 储能压力对液态压缩空气储能系统特性的影响. 2019, 53(11): 1-9. [doi: 10.7652/xjtuxb201911001]
- 李元, 全恺, 吴睿, 等. 往复压缩机管路大气流脉动的数值模拟和实验研究. 2019, 53(11): 20-26. [doi: 10.7652/xjtuxb201911003]
- 贺晓希, 宫武旗, 邓俊杰, 等. 叶轮叶顶间隙对离心制冷压缩机性能的影响. 2019, 53(7): 30-37. [doi: 10.7652/xjtuxb201907005]
- 吴建华, 雷博雯, 陈振华, 等. 丙烷旋转压缩机油池中矿物油和丙烷混合物的黏度测量与溶解度推算. 2018, 52(11): 81-85. [doi: 10.7652/xjtuxb201811012]
- 赵家毅, 王志恒, 席光, 等. 大预旋下离心压缩机进口结构与导叶掠角的改进研究. 2017, 51(11): 1-6. [doi: 10.7652/xjtuxb201711001]
- 吴小华, 杨俊玲, 越云凯, 等. 一种新型热压缩机运行特性实验研究. 2017, 51(11): 144-149. [doi: 10.7652/xjtuxb201711020]

(编辑 武红江)