文章编号: 0253-4339 (2013) 01-0040-05 **doi:** 10.3969/j.issn. 0253-4339. 2013. 01. 040

汽车空调旋叶式压缩机主轴转子的振动模型

李春银1 王树林2

(1 上海理工大学动力工程学院 上海 200093; 2 上海理工大学材料科学与工程学院 上海 200093)

摘 要 主轴转子为汽车空调旋叶式压缩机的核心运动部件,其固有频率和振型直接影响压缩机的工作稳定性。通过对其振动理论分析、实验模态分析以及NX Nastran模态计算,确定了主轴转子的固有频率和振型。研究结果表明,转子系统的固有频率在3300Hz以上,远高于其工作频率,主轴转子的运转是可靠的。振动测试结果证明,压缩机外壳的振动总加速度远低于美国通用汽车公司"GMW标准"的规定上限,从而推断主轴转子工作过程中不会发生共振及由此产生的噪声和大的形变。分析结果也为主轴转子系统的故障诊断和振动控制提供了重要参考。

关键词 旋叶式压缩机;汽车空调;模态分析;主轴转子;实验模态;NX Nastran有限元分析 中图分类号:U463.851 **文献标识码**:A

Vibration Model on Main Shaft Rotor of Vane Compressor for Automotive Air Conditioning

Li Chunyin¹ Wang Shulin²

(1.College of Power Engineering, University of Shanghai for Science and Technology, Shanghai, 200093, China;2.College of Material Science and Engineering, University of Shanghai for Science and Technology, Shanghai, 200093, China)

Abstract The main shaft rotor is the core component of the vane compressor in automotive air conditioning, and its natural frequency and mode shape have direct impacts on the motion stability of the compressor. By means of theoretical and experimental modal analysis, as well as NX Nastran modal computation, the natural frequency and mode shape of the main shaft rotor are obtained. The results show that the natural frequency of the rotor system is greater than 3300Hz, much higher than its working frequency, which indicates high reliability of the motion of the main shaft rotor. Vibration test results prove that the vibration acceleration of the compressor shell is much lower than the upper limit specified value of the GMW standards of the U.S. General Motors Corporation, which ensures that the resonance and the resulting noise and large deformation would not occur in its working process. The analytical results also provide an important reference for fault diagnosis and vibration control of the main shaft rotor system.

Keywords vane compressor; automotive air conditioning; modal analysis; main shaft rotor; experimental modal; NX Nastran FEA

旋叶式压缩机在当今汽车空调系统中广泛应 用,占各类汽车空调压缩机市场份额的10%左右, 它具有低成本、小尺寸、高效节能等优点。同时, 这种压缩机结构简单,转速高,在小排量汽车的 发展中具有明显优势^[1-2],因而具有广阔的应用前 景。

主轴转子是旋叶式压缩机的核心部件,其固 有频率和振型将直接影响压缩机的工作状态和性 能,同时对压缩机振动噪声的形成具有重要影响 ^[3],因此,对主轴转子系统进行模态分析是十分必 要的。

由于压缩机主轴与转子质量为分布系统,通 过实验模态分析和有限元分析两种方法,利用东 方振动与噪声研究所的振动测试设备和UG NX Nastran有限元分析软件,对旋叶式汽车空调压缩

收稿日期: 2012年5月28日

机开发项目中的主轴转子进行模态分析,得到了其 固有频率和主振型,并通过对其工作状态下的振动 测试,验证了分析结果。

1 模态分析基本原理

对于一个N自由度线性定常系统,其运动微分 方程可表为

 $M\ddot{X} + C\dot{X} + KX = F \tag{1}$

式中: *M*, *C*, *K*分别为系统的质量、阻尼及刚 度矩阵。*X*, *F*分别为系统各点的位移响应向量和激 励力向量。

$$X = \begin{cases} x_1 \\ x_2 \\ \vdots \\ x_N \end{cases} \qquad F = \begin{cases} f_1 \\ f_2 \\ \vdots \\ f_N \end{cases}$$

式(1)是用系统的物理坐标*X*,*X*,*X*描述的运动方程组。通常,方程(1)是一组耦合方程。当系统的自由度很多时,求解十分困难。引入模态分析的方法,以无阻尼系统的各阶主振型所对应的模态坐标来代替物理坐标,将上述耦合方程变成非耦合的相互独立的微分方程,从而求出系统的各阶模态参数,使工程中的实际问题得到解决。

对式(1)两边进行Laplace变换,可得

$$(s^{2}M + sC + K)X(s) = F(s)$$
 (2)

式中: $s=\sigma\pm j\tau$,为拉氏变换因子;X(s)及F(s)分别为位移响应与激励力的拉氏变换(初始条件为零)。

对线性时不变系统,可将s换成jω,此时系统 运动方程为

$$(K - \omega^2 M + j\omega C)X(\omega) = F(\omega)$$
(3)

由振动理论可知,对线性时不变系统,系统 的任一点响应均可表示为各阶模态响应的线性组 合。对1点的响应可表为

$$x_{l}(\omega) = \varphi_{l1}q_{1}(\omega) + \varphi_{l2}q_{2}(\omega) + \dots +$$
$$\varphi_{lN}q_{N}(\omega) = \sum_{r=1}^{N} \varphi_{lr}q_{r}(\omega)$$
(4)

式中: φ_{lr} 为第l个测点、第r阶模态的振型系数, $q_r(\omega)$ 为第r阶模态坐标。

由N个测点的振型系数所组成的列向量为:

$$\boldsymbol{\phi}_{r} = \begin{cases} \boldsymbol{\varphi}_{1} \\ \boldsymbol{\varphi}_{2} \\ \vdots \\ \boldsymbol{\varphi}_{N} \end{cases}$$

称为第r阶模态向量,它反映该阶模态的振动 形状。由各阶模态向量组成的矩阵称为模态矩阵, 记为

$$\boldsymbol{\Phi} = \begin{bmatrix} \boldsymbol{\phi}_1 & \boldsymbol{\phi}_2 \cdots \boldsymbol{\phi}_N \end{bmatrix} \tag{5}$$

由式(4)和式(5)可得系统的响应列向量为

$$X(\omega) = \Phi Q \tag{6}$$

式中:
$$Q = [q_1(\omega) \ q_2(\omega) \cdots q_N(\omega)]^T$$
。

将式(6)代入式(3)并左乘 ϕ^{T} 得

$$([K_{\rm r}] - \omega^2 [M_{\rm r}] + j\omega [C_{\rm r}])Q = [F_{\rm r}]$$

$$\tag{7}$$

式(7)中[K_r], [M_r], [C_r], [F_r]均为对角矩阵。

$$\omega_{\rm r}^2 = \frac{K_{\rm r}}{M}$$

由

即可求得各阶模态固有频率[4]。

2 主轴转子的实验模态分析

研究对象为排量100cm³/r的双腔旋叶式汽车 空调压缩机的主轴转子,如图1所示,主轴为台阶 轴,材料为50Mn,转子为圆柱体,表面均匀开有 5道斜槽,材料为铝合金,主轴和转子通过滚花压 装及铆接连接,实验时用柔性良好的细线将其悬空^[5]。



图1 主轴转子实物 Fig.1 Real object of the main shaft rotor

2.1 模态分析方法

采用北京东方振动与噪声研究所生产的信号 分析仪和力锤,对主轴转子进行模态分析。将主轴 转子沿轴线分成11个截面(A-A至K-K),每个截面 上均布5个测点(点1至点5)。经分析,将拾振点选择 在第I-I截面第1测点上,如图2所示。



图2 截面、测点和拾振点

Fig.2 Cross section, measure point and vibration pickup point





Fig.3 Experimental scheme diagram of model analysis

采用多点敲击单点拾振的方法。将加速度传 感器固定在拾振点上,用力锤在每个截面的每个测 点上敲击5次,在拾振点采集力和加速度信号,用 其信号分析软件进行建模及模态分析^[6],模态分析 实验方案如图3所示。

2.2 模态分析结果

实验测得的主轴转子的前6阶模态如表1所 示,其振型如图4所示。从中可见,第一阶振型为 主轴的长端沿轴线的上下摆动,其端部振幅较大, 第二阶振型为主轴和转子沿轴线水平摆动, 第三阶 振型为主轴和转子绕轴线扭转,转子与主轴均发生 较大形变, 第四阶振型为主轴和转子沿轴线弯曲, 第五阶振型为主轴短端和长端出现弯曲, 第六阶振 型为主轴和转子沿轴线扭转和摆动。

Tab.1 Frequency and damping of experimental model				
频率/Hz	阻尼/%			
3372.677	0.181			
3427.970	0.120			
7876.769	0.069			
8588.990	0.108			
13319.404	0.049			
	tency and damping of 频率/Hz 3372.677 3427.970 7876.769 8588.990 13319.404			







3 主轴转子的UG NX Nastran模态分 析

运用有限元分析软件UG NX Nastran,对主轴

转子进行模态分析[7]。

3.1 模态分析方法

NX Nastran模态分析用于分析计算和评估结构 的固有频率和自然模态(振型),计算时不考虑阻 尼,和外载荷也不相关。它经过理想化模型、创建 有限元模型、求解等过程。材料属性设定主轴材 料为50Mn合金钢,弹性模量为206GPa,泊松比为 0.3,密度为7900kg/m³。转子材料为铝合金,弹性 模量为70GPa,泊松比为0.3,密度为2700kg/m³。 选择3D四面体网格,单元大小按软件自动判断, 从而自动生成网格。有限元模型如图5所示。



图5 主轴转子网格图 Fig.5 Grid diagram of the main shaft rotor

3.2 模态分析结果

通过计算,得到了主轴转子的前10阶固有频 率和振型。计算结果如表2所示。其中第1阶至第6 阶频率太低,无实际意义,可以忽略。故将第7~ 10阶视为第1~4阶^[8]。由图6可见,第1阶振型为主 轴长端沿轴线上下摆动,与实验模态分析的第一阶 振型相符。第2阶振型为主轴和转子沿轴线水平摆 动,与实验模态的第二阶振型相符。第3阶振型为 主轴绕轴线扭转,与实验模态的第三阶振型接近。 第4阶振型为主轴和转子沿轴线扭转和摆动,与实 验模态的第四阶振型接近。

Tab.2 Calculating model frequency				
阶数	模态频率/Hz	阶数	模态频率/Hz	
1	2.530×10 ⁻³	6	5.702×10^{2}	
2	2.219×10 ⁻³	7	3.599×10^{3}	
3	1.411×10 ⁻³	8	3.690×10^{3}	
4	3.617×10 ⁻³	9	8.191×10 ³	
5	4.752×10^{-3}	10	8.937×10^{3}	

表2 计算模态频率

研发的旋叶式压缩机主轴转子的工作转速设 计为800~8500r/min,即工作频率为13.33~141.67 Hz,而实用的工作转速为1000~6000r/min,其工 作频率远远低于固有频率,由此可见,主轴转子系 统是安全的。



(a) 第1阶振型



(b) 第2阶振型



(c) 第3阶振型



(d) 第4阶振型 图6 有限元模态分析结果 Fig.6 Analysis results of finite element modal

主轴转子为压缩机腔内运动机构,因此,工 作状态下的振动测试只能在压缩机外壳上进行。为 此,在外壳的前端安装脚处设置测点1,在外壳(圆 柱面)侧面设置测点2,在后端(轴中心)处设置测点 3,在三处分别布置加速度传感器,在每测点上安 装x轴、y轴、z轴三个方向的传感器。如图7所示。



图7 旋叶式压缩机振动测试示意图 Fig.7 Vibration test diagram of vane compressor

压缩机在空调系统中按设定工况运行,转速 从1000r/min升至6000r/min,测得的振动加速度如 图8所示。1点处的振动加速度为x向、y向、z向加 速度的矢量和,2点、3点的加速度亦如此,压缩机 的总加速度为三处各方向上的加速度大小平方后再 求平方根。图中"GMW标准"线为美国通用汽车 公司对固定排量的空调压缩机外壳振动加速度的上 限要求。GMW标准是通用汽车公司的全球工程标 准,汽车上使用的固定排量空调压缩机的外壳振动 要求按"GMW14789标准"执行,其振动加速度 上限的数值等于15.89e^(压缩机转速×0.00051),测试方法按 "GMW14477空调压缩机NVH试验标准"执行。 上述加速度测试方法也是按此标准执行的。由图8 可知,压缩机外壳的振动总加速度远低于GMW标 准规定上限。因此,压缩机运行是平稳的,主轴转

子的运动具有很高的可靠性。



4 结论

通过对汽车空调旋叶式压缩机主轴转子的振动理论分析、实验模态分析以及NX Nastran模态计

算,得到了主轴转子的固有频率和振型。研究结 果表明,转子系统的固有频率在3300Hz以上,远 高于其工作频率,主轴转子的运动具有较高的可靠 性。振动测试结果证明,压缩机外壳的振动总加速 度远低于美国通用汽车公司"GMW标准"的规定 上限,可以推断主轴转子工作过程中不会发生共振 及由此产生的噪声和大的形变。分析结果也为主轴 转子系统的故障诊断和振动控制提供了重要参考。

参考文献

- [1] 缪道平,吴业正.制冷压缩机[M].北京:机械工业出版社, 2004: 219-228.
- [2] 阙雄才,陈江平.汽车空调实用技术[M].北京: 机械工业 出版社, 2003: 134-151.
- [3] 马国远,李红旗,旋转压缩机[M].北京: 机械工业出版社, 2003: 121-132.
- [4] 傅志方.振动模态分析与参数识别[M].北京:机械工业出版社, 1990: 85-96.
- [5] 饶柱石,夏松波,汪光明.组合式特种转子振动模态的 实验研究与计算[J]. 振动与冲击, 1996,15(1):68-70.
 (Rao Zhushi, Xia Songbo, Wang Guangming. Research and calculation of combined special rotor vibration modal experiment[J]. Journal of Vibration and Shock, 1996, 15(1): 69-70.)
- [6] DASP 2003 操作使用说明书[R]. 北京: 东方振动和噪声 技术研究所, 2003.
- [7] 沈春根.UG NX 7.0有限元分析入门与实例精讲[M]. 北 京: 机械工业出版社, 2010: 181-217.
- [8] 朱崇高,谢福俊. UG NX CAE基础与实例应用[M]. 北 京:清华大学出版社, 2010: 162-167.

通信作者简介

王树林,男(1951-),教授,博士生导师,上海理工大学 材料科学与工程学院副院长,国家级有突出贡献的中青 年专家,国务院特殊津贴获得者,021-55271720, E-mail: wwwusst@163.com。研究方向:振动与噪声控制,可再生 能源技术。现主持项目有:国家教育部博士点基金一力激 发基础研究;上海市纳米科技专项一旨在提高光伏效应的 Zn/ZnO纳米结构控制研究,等。

About the corresponding author

Wang Shulin (1951–), male, professor, vice dean of School of Materials Science and Engineering, national distinguished specialist, winner of the special award of the State Council, 021-55271720, E-mail: www.usst@163.com. Research fields: Vibration and noise control, renewable energy.

— 44 —