

基于自适应响应面法的地铁车辆空压机 框架结构优化设计

周锦柯 宫 岛 刘广宇

(同济大学铁道与城市轨道交通研究院, 201804, 上海)

摘 要 [目的] 建立地铁车辆空压机框架的有限元模型, 通过模态试验和振动测试进行校核, 发现干燥器框架垂向弯曲模态频率与电机倍频相重合, 且隔振率较低。在满足模态频率和隔振率要求的前提下, 综合有限元法与最优化技术, 对空压机框架进行结构优化设计。[方法] 以空压机框架厚度为优化变量, 首先进行 DOE(试验设计), 获取不同的空压机框架样本, 通过移动最小二乘法建立空压机框架近似模型。基于此近似模型, 以框架垂向一阶弯曲模态频率、干燥器框架垂向弯曲模态频率和隔振率为优化目标, 通过自适应响应面法进行优化设计, 得到框架参数的最优方案。[结果及结论] 与优化前相比较, 优化后的框架垂向一阶弯曲和干燥器框架垂向弯曲模态频率与轨道激励频率(一般为 15.0 Hz)、电机旋转基频(24.5 Hz)及倍频相差 3.0 Hz 以上, 达到最佳可避免共振条件, 且隔振率能够提高 20%~25%, 而总质量仅增加 6%。

关键词 地铁车辆; 空压机; 框架结构优化; 试验设计; 自适应响应面法

中图分类号 TH138.21:U270.2

DOI:10.16037/j.1007-869x.2024.08.005

Optimization Design of Metro Vehicle Air Compressor Frame Structure Based on Adaptive Response Surface Method

ZHOU Jinke, GONG Dao, LIU Guangyu

(Institute of Rail Transit, Tongji University, 201804, Shanghai, China)

Abstract [Objective] A finite element model of metro vehicle air compressor frame is established and verified through modal testing and vibration testing. It is found that the vertical bending modal frequency of the dryer frame coincides with motor harmonic frequency and the vibration isolation rate is relatively low. Under the premise of meeting modal frequency and vibration isolation rate requirements, a structural optimization design of air compressor frame is carried out by integrating finite element method and optimization techniques. [Method] Taking the thickness of the air compressor frame as the optimization variable, DOE (design of experiment) is firstly carried

out to obtain different samples of air compressor frame, then an approximate model of air compressor frame is established using the Moving Least Squares method. Based on this approximate model, with vertical first-order bending modal frequency of the frame, vertical bending modal frequency of dryer frame and vibration isolation rate as optimization objectives, an optimization design is performed using the adaptive response surface method to obtain the optimal scheme of frame parameters. [Result & Conclusion] Results show that, compared to before optimization, the vertical first-order bending and the dryer frame vertical bending modal frequencies after optimization are both more than 3.0 Hz different from the rail excitation frequency (typically 15.0 Hz), motor rotation fundamental frequency (24.5 Hz), and harmonics; reaching the optimal avoidance of resonance conditions, and the vibration isolation rate can be increased by 20% to 25%, while the total mass only increases by 6%.

Key words metro vehicle; air compressor; frame structure optimization; DOE; adaptive response surface method

空压机是引起地铁车辆振动的主要振源之一, 会影响地铁车辆的舒适性和平稳性^[1]。因此对空压机进行减振设计, 就显得尤为重要。许多学者对空压机减振元件进行了优化研究。文献[2]探讨地铁车辆空压机吊装结构采用不同减振方式对车辆振动的影响。文献[3]通过优化底座结构和增加隔振材料, 使一阶模态频率有所提高, 并说明模态频率的提高能有效降低空压机的振动烈度。但目前没有人关注空压机框架结构对于振动的影响, 对框架的优化设计分析比较匮乏。在空压机框架结构设计时, 一方面需要考虑框架质量、模态特性等方面要求, 同时也需要考虑对于空压机振动特性的影响。基于隔振理论, 框架的各阶固有频率应与轨道激励频率(一般为 15.0 Hz)、电机旋转基频(24.5 Hz)及倍频不重合, 且相差 3.0 Hz 及以上为最佳, 以此避免共振现象。此外, 为保证空压机传递至车

体的振动满足相关要求,空压机各橡胶吊挂的隔振率一般要求达到 90% 以上。

为此,本文通过模态试验和振动测试分析,同时基于 DOE(试验设计)^[4]和自适应响应面法,对空压机框架进行优化设计。本文以空压机框架厚度为优化变量,以框架垂向一阶弯曲模态频率、干燥器框架垂向弯曲模态频率和隔振率为优化目标,运用 DOE,获取不同空压机框架样本,采用移动最小二乘法建立空压机框架近似模型。为综合考虑优化变量对优化目标的影响规律,基于此近似模型,运用自适应响应面法进行优化设计,得到框架的最优设计方案。

1 有限元模型建立及分析

1.1 有限元模型建立

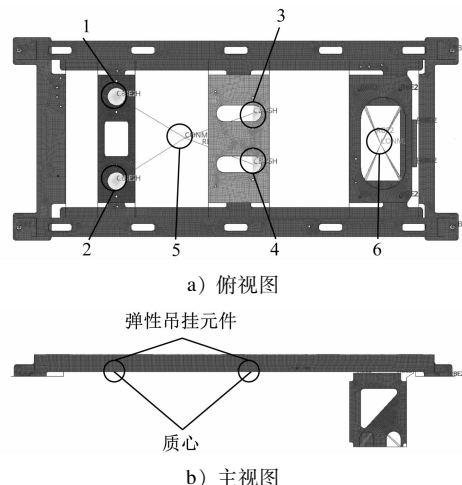
本文的研究对象是地铁车辆某型空压机框架,安装于车辆底部,与车体刚性连接。框架材料为低合金钢 Q345,材料参数为:密度 $=7.85 \times 10^3 \text{ kg/m}^3$,弹性模量 $E=2.06 \times 10^5 \text{ MPa}$,泊松比 $=0.28$ 。框架原始质量(含框架和吊挂设备)为 310 kg。空压机通过弹性吊挂元件与框架连接,电机转速为 3 000 r/min,排气压力为 0.8 MPa。弹性吊挂元件的横向刚度和纵向刚度皆为 840 N/mm,垂向刚度为 210 N/mm,阻尼比为 0.06。在空压机质心位置和干燥器质心位置分别建立质量点,模拟空压机质量和干燥器质量。采用 1D 单元 CBUSH 模拟空压机与框架间的弹性吊挂元件。空压机和弹性吊挂元件间采用 rbe3 单元进行柔性连接,干燥器和框架间采用 rbe2 单元进行刚性连接。空压机框架的有限元模型如图 1 所示。

1.2 模态分析

模态分析的目的在于计算空压机框架的各阶模态频率与振型,反映出结构的固有特性。采用 Block Lanczos 法计算得到框架前 60 Hz 的模态固有频率,如表 1 所示。其中,第 1 阶和第 4 阶为空压机框架的整体模态,相关模态振型如图 2 所示。从结果中可以看出,上述 2 阶模态振型主要表现为框架中部垂弯和干燥器上方小框架垂弯变形,因此对整体框架的垂向振动贡献量较大,故上述 2 阶模态频率将作为后续优化分析的依据和目标之一。

1.3 隔振率分析

采用扫频激励模拟空压机的工作以及车辆运行时可能存在的外载荷对框架的作用,在空压机质



注:1~4 分别为不同的吊挂位置;5 为空压机质量点;6 为干燥器质量点。

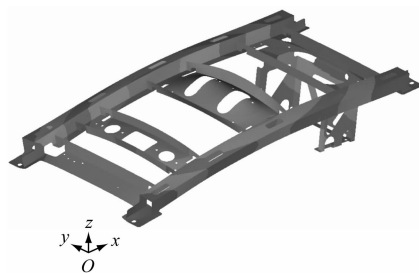
图 1 地铁车辆空压机框架有限元模型

Fig. 1 Finite element model of metro vehicle air compressor frame

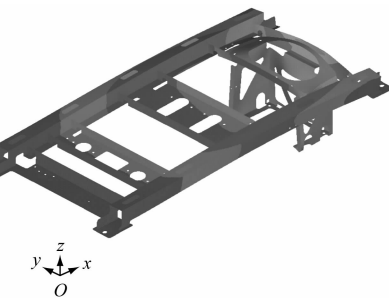
表 1 框架 0~60 Hz 的模态频率和模态振型

Tab. 1 Modal frequencies and modes shape of 0-60 Hz frame

阶数	模态频率/Hz	模态振型
第 1 阶	10.03	框架垂向一阶弯曲
第 2 阶	27.36	局部模态
第 3 阶	30.39	局部模态
第 4 阶	49.22	干燥器框架垂向弯曲



a) 第 1 阶模态(框架垂向一阶弯曲)



b) 第 4 阶模态(干燥器框架垂向弯曲)

图 2 地铁车辆空压机框架的模态振型云图

Fig. 2 Mode nephogram of metro vehicle air compressor frame

量点处加载 0 ~ 100 Hz 的垂向单位激励力,计算频率间隔为 0.1 Hz,使用模态法求频响,计算隔振率。

$$\gamma = \frac{a_{\text{RMS}} - b_{\text{RMS}}}{a_{\text{RMS}}} \times 100\% \quad (1)$$

式中:

γ ——隔振率;

a_{RMS} ——减振前垂向振动加速度有效值;

b_{RMS} ——减振后垂向振动加速度有效值。

式(1)中,振动加速度有效值的计算公式为:

$$X_{\text{RMS}} = \sqrt{\sum_{n=0}^{+\infty} X_n^2} \quad (2)$$

式中:

X_{RMS} ——振动加速度有效值;

X_n ——时间序列中第 n 个振动加速度值。

依据上述建立的有限元模型,利用式(2)计算出各吊挂位置减振前后垂向振动加速度有效值,代入式(1)计算出各吊点隔振率,计算结果如表 2 所示。从表 2 可以看出:隔振率整体处于 60% ~ 80% 之间,隔振效果一般。

表 2 各吊挂位置减振前后振动加速度有效值和隔振率

Tab. 2 Effective value of vibration acceleration before and after damping and vibration isolation ratio in different suspension positions

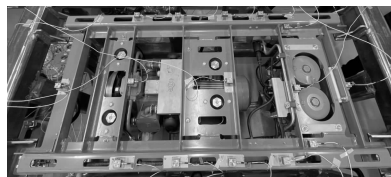
吊挂位置	$a_{\text{RMS}} / (\text{m/s}^2)$	$b_{\text{RMS}} / (\text{m/s}^2)$	$\gamma / \%$
吊挂位置 1	9.47	2.09	78
吊挂位置 2	8.90	2.27	74
吊挂位置 3	9.80	3.26	67
吊挂位置 4	9.79	3.39	65

2 模态试验与振动测试分析

将空压机安装于标准工装上,模拟整備状态。在框架表面适当位置布置传感器,如图 3 所示。本文通过频域法中单输入、多输出的方式测得空压机框架模态,采样频率为 1 024 Hz,模态测试结果如表 3 所示。

利用式(1)和式(2)计算各吊挂位置振动加速度有效值和隔振率,结果如表 4 所示。

通过测试发现,振动加速度有效值与仿真结果非常接近。又从中发现干燥器框架垂向弯曲模态频率和电机旋转倍频相重合,且各橡胶减振元件的隔振率处于 67% ~ 74% 之间,未达到最优区间,因



a) 模态试验传感器布置全图



注:1—加速度传感器(减振后位置);2—加速度传感器(减振前位置);3—减振橡胶元件。

b) 部分振动测试传感器布置图

图 3 空压机框架表面传感器布置图

Fig. 3 Diagram of sensor placement on air compressor frame surface

表 3 空压机框架模态试验结果

Tab. 3 Results of air compressor frame modal test

模态频率/Hz		模态振型
锤击法	仿真法	
9.43	10.03	框架垂向一阶弯曲
48.93	49.22	干燥器框架垂向弯曲

表 4 空压机框架振动测试结果

Tab. 4 Results of air compressor frame vibration tests

吊挂位置	$a_{\text{RMS}} / (\text{m/s}^2)$	$b_{\text{RMS}} / (\text{m/s}^2)$	$\gamma / \%$
吊挂位置 1	9.67	2.49	74
吊挂位置 2	9.08	2.67	71
吊挂位置 3	9.91	3.04	69
吊挂位置 4	9.54	3.15	67

此本文采用有限元仿真法对框架进行优化。

3 优化设计

本文首先进行 DOE,获取空压机框架的不同样本。基于样本和移动最小二乘法,建立空压机框架的近似模型,同时基于主效应分析,获取不同优化变量对优化目标的影响规律,进一步选取优化变量。基于此近似模型,在优化变量的范围内,通过自适应响应面法进行优化设计,获得最优设计方案。优化方案流程图见图 4。

3.1 优化对象与目标

结构优化主要包括尺寸优化和形状优化。结

合空压机安装等实际情况,本文选择以空压机框架的各部分厚度为变量进行尺寸优化。将空压机框架分为 7 个部分,如图 5 所示。

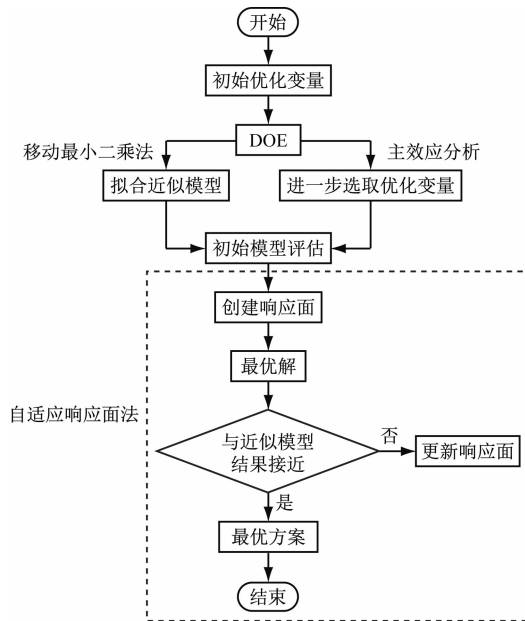
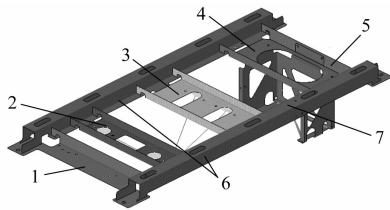


图 4 优化方案流程图

Fig. 4 Flow chart of optimization scheme



注:1~5 为横梁;6 为纵梁;7 为干燥器框架。

图 5 空压机框架尺寸优化对象

Fig. 5 Size optimization objects of air compressor frame

图 5 中,横梁 1~5 的厚度分别为 d_1 — d_5 ,纵梁 6 的厚度为 d_6 ,干燥器框架 7 的厚度为 d_7 。

以质量(框架和吊挂设备)最小为优化约束,以框架垂向一阶弯曲模态频率和干燥器框架垂向弯曲模态频率与轨道激励频率(一般为 15.0 Hz)、电机旋转基频(24.5 Hz)及倍频相差 3.0 Hz 以上,且各吊挂位置隔振率大于 90% 为优化目标进行优化设计。优化的数学模型如下:

$$\begin{aligned}
 & \min \left(\sum_{i=1}^7 m(d_i) \right) \\
 & \text{s. t. } |f_1 - 15 \text{ Hz}| \geq 3 \text{ Hz} \\
 & \quad |f_2 - 49 \text{ Hz}| \geq 3 \text{ Hz} \\
 & \quad \gamma \geq 90\%
 \end{aligned} \quad (3)$$

式中:

m ——质量,单位 kg;

f_1 ——框架垂向一阶弯曲模态频率,单位 Hz;

f_2 ——干燥器框架垂向弯曲模态频率,单位 Hz。

3.2 DOE

DOE 广泛应用于结构优化设计^[5]。通过对输入变量(即初步优化目标)进行有目的的更改,从而可以识别出输出响应(即优化约束、优化目标)变化的主要原因。DOE 一方面可以确定对输出响应影响较大的变量,同时可以构建近似模型,用于计算真实模型的代理模型^[6-7]。本文中 DOE 的输入变量为空压机框架各部分厚度,横梁和纵梁的原始厚度(d_1 — d_6)均为 6 mm,干燥器框架的原始厚度 d_7 为 4 mm。为找到各部分厚度变量与框架模态和隔振率之间的关系,将厚度变量范围均设置为 2~10 mm。采用 Hammersley 方法进行 DOE,此方法可以让落在每一个单位空间的点更平均,精度较高,试验结果可后续用于基于响应面的优化。

3.3 近似模型建立

基于 DOE 获得的空压机框架样本,本文采用移动最小二乘法拟合响应面,来获得近似模型。通过计算统计量 R^2 来评估近似模型的精度, R^2 可以表示为^[8]:

$$R^2 = 1 - \frac{\sum_{i=1}^n (y_i - \hat{y}_i)^2}{\sum_{i=1}^n (y_i - \bar{y})^2} \quad (4)$$

式中:

y_i ——第 i 个样本值;

\hat{y}_i ——预测值;

\bar{y} ——平均值;

n ——试验样本数。

通常 R^2 越高,模型准确性越高。各近似模型的精度如表 5 所示。由表 5 可以得出:此近似模型具有较高的精度,故基于该近似模型的优化设计是可信的。

3.4 主效应分析

主效应分析是在忽略其他变量的影响下,单独考虑某一变量对输出响应的影响,通常使用线性效应值表示。线性效应值 β 通过使用线性回归模型来计算获得。

表5 近似模型的精度

Tab.5 Accuracy of approximate model

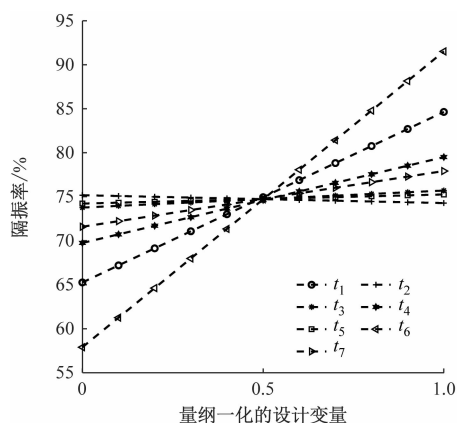
近似模型对应目标	R^2
框架质量	0.999
框架垂向一阶弯曲模态频率	0.890
干燥器框架垂向弯曲模态频率	0.928
吊挂位置1 隔振率	0.880
吊挂位置2 隔振率	0.876
吊挂位置3 隔振率	0.874
吊挂位置4 隔振率	0.874

$$f(x) = a_0 + a_1 x \quad (5)$$

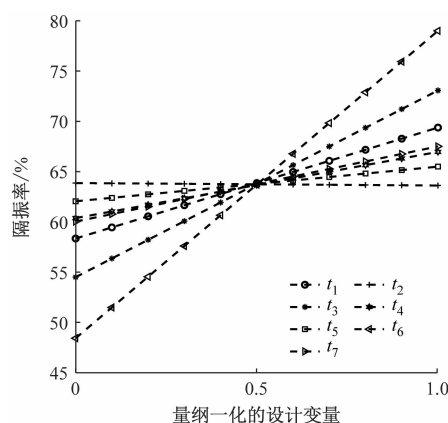
$$\beta = \frac{1}{2} a_1 \quad (6)$$

式中:

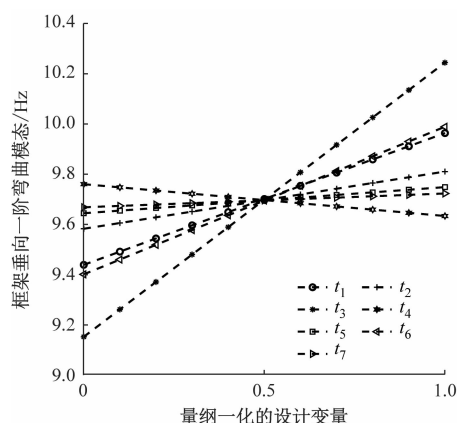
a_0, a_1 ——线性回归参数;



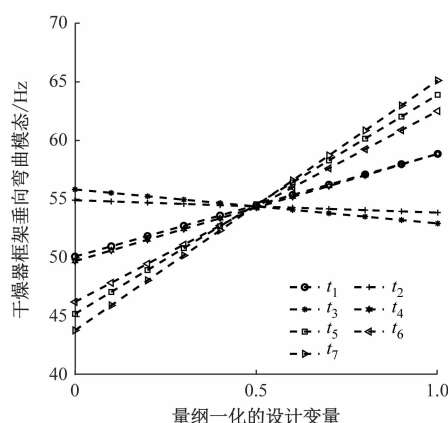
a) 吊挂位置1



b) 吊挂位置3



c) 框架垂向一阶弯曲模态



d) 干燥器框架垂向弯曲模态

图6 主效应图

Fig.6 Diagram of main effects

x ——标准化设计变量, $x \in [0, 1]$;

$f(x)$ ——关于 x 的输出响应。

线性效应值可以通过主效应图直观表现。变量的直线斜率越大, 则对输出响应的影响越大, 正斜率表示该变量和输出响应呈正相关, 负斜率则表示呈负相关。图6是DOE获得的主效应图, 其中吊挂位置1和吊挂位置2的主效应趋势相同, 吊挂位置3和吊挂位置4的主效应趋势相同, 故以吊挂位置1和吊挂位置3为例。从图6中可以看出: d_6 对吊挂位置1和吊挂位置2的隔振率影响较大, d_3 和 d_6 对吊挂位置3和吊挂位置4的隔振率影响较大, d_1 、 d_3 和 d_6 对框架垂向一阶弯曲影响较大, d_5 和 d_7 对干燥器框架垂向弯曲模态影响较大。综合分析, 选取 d_1 、 d_3 、 d_5 、 d_6 和 d_7 为后续进一步优化对象。

3.5 自适应响应面法

自适应响应面法是一种基于样本点的优化构造方法, 广泛用于结构优化建模^[9]。

自适应响应面法首先构建一个满足线性回归多项式的响应面, 然后基于该响应面找到最优解, 并通过所建立的近似模型对最优解进行验证。如

果此最优解与近似模型结果不接近,则会更新评估并建立新的响应面;重复循环上述流程,直到满足收敛条件,与近似模型结果接近。自适应响应面法有利于提高优化问题的准确性。

3.6 优化结果分析

最终以 d_1 、 d_3 、 d_5 、 d_6 和 d_7 为优化对象,优化过程经过 39 次迭代收敛,得到变量的最优值,迭代过

程如图 7。各部分优化后的值为: $d_1 = 9.7 \text{ mm}$ 、 $d_2 = 9.0 \text{ mm}$ 、 $d_3 = 5.0 \text{ mm}$ 、 $d_4 = 9.8 \text{ mm}$ 及 $d_5 = 4.8 \text{ mm}$ 。

利用优化后参数,进行有限元模拟,验证优化结果。近似模型优化结果和有限元模拟分析结果如表 6 和表 7 所示。分析可得,近似模型结果和有限元模型结果相差不大,近似模型可以较好地替代有限元模型,来进一步缩短优化计算时间。

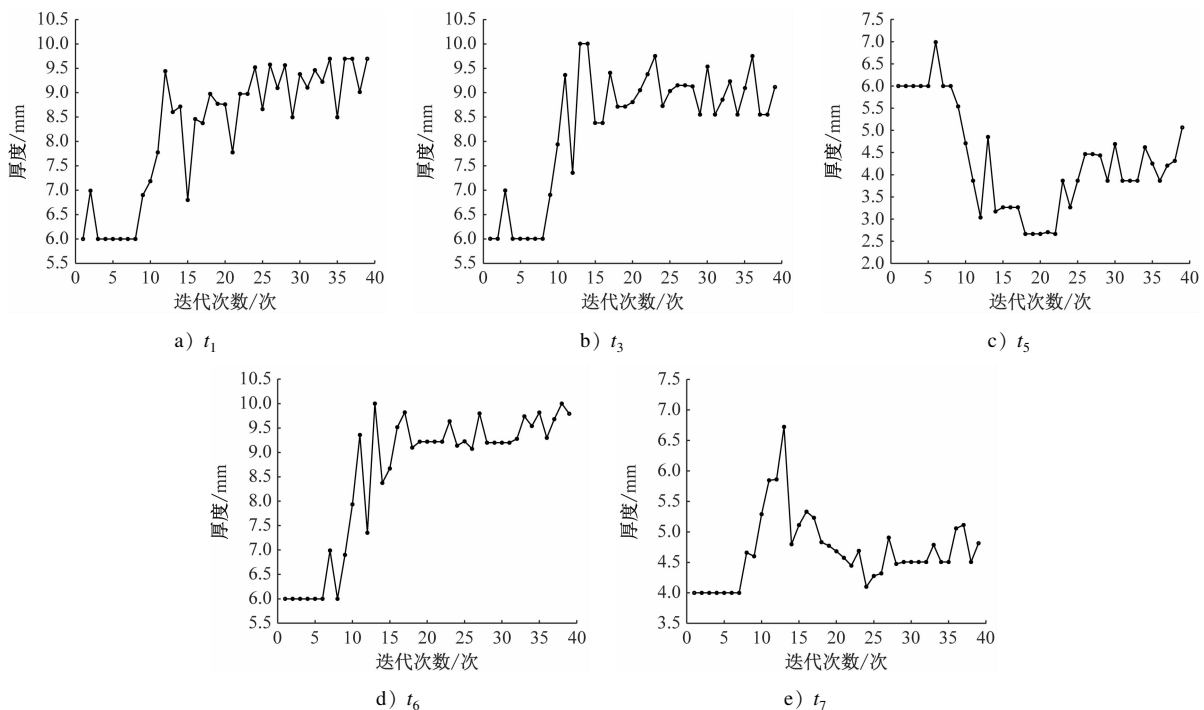


图 7 各变量优化迭代过程图

Fig. 7 Diagram of each variable optimization iteration processes

表 6 优化前后模态对比

Tab. 6 Comparison of modal frequencies before and after optimization

项目	优化前模态频率/Hz	近似模型优化后模态频率/Hz	有限元模型优化后模态频率/Hz
框架垂向一阶弯曲	9.43	10.19	10.32
干燥器框架垂向弯曲	48.93	45.98	45.84

通过优化,原始质量为 310 kg,优化后的质量为 330 kg。从表 6 和表 7 结果中可以看出,通过本文所提出的优化方法,空压机隔振率能够提高 20% ~ 25%,同时,框架垂向一阶弯曲模态频率和干燥器框架垂向弯曲模态频率满足要求,与轨道激励频率(约 15.0 Hz)、电机旋转基频(24.5 Hz)及倍频相差 3 Hz 以上,达到最佳可避免共振条件,而总质量仅

增加 6%。

表 7 优化前后隔振率对比

Tab. 7 Comparison of vibration isolation ratios before and after optimization

吊挂位置	隔振率/%		
	优化前	近似模型优化后	有限元模型优化后
吊挂位置 1	74	95	96
吊挂位置 2	71	95	92
吊挂位置 3	69	92	90
吊挂位置 4	67	91	90

4 结语

本文首先建立了空压机框架的有限元模型,并通过模态试验和振动测试验证了有限元模型的准确性。本文采用 DOE 方法,获取不同的空压机框架样本,基于移动最小二乘法建立近似模型。同时进

行主效应分析,分别获得了隔振率、框架垂向一阶弯曲模态频率和干燥器框架垂向弯曲模态频率的主要影响因素,并进一步选取优化参数。基于此近似模型,通过自适应响应面法进行优化设计,旨在获得空压机框架各部分最优的厚度尺寸参数。

近似模型优化后计算结果和有限元模型优化后结果相差不大,近似模型可以较好地替代有限元模型,来进一步缩短优化计算时间。优化后,整体隔振性能相比于优化前有较大提高,隔振率能够提高20%~25%。同时,框架垂向一阶弯曲模态频率和干燥器框架垂向弯曲模态频率符合实际要求,与轨道激励频率(一般为15.0 Hz)、电机旋转基频(24.5 Hz)及倍频不重合,而总质量仅增加6%。

由于时间及条件的限制,对本文的优化结果没有进行试验验证,后续需进一步深入研究,以确保优化结果的可靠性。

参考文献

- [1] 宫岛,周劲松,孙文静,等. 高速列车车下设备模态匹配研究[J]. 振动与冲击, 2014, 33(8): 180.
GONG Dao, ZHOU Jinsong, SUN Wenjing, et al. Modes matching between suspended devices and car body for a high-speed railway vehicle[J]. Journal of Vibration and Shock, 2014, 33(8): 180.
- [2] 汤晏宁,高阳,郭伟强. 关于地铁车辆空压机吊装结构减振方式及特性的研究[J]. 铁道机车车辆, 2016, 36(6): 86.
TANG Yanning, GAO Yang, GUO Weiqiang. Research on vibration damping method and characteristic for air compressor hoisting structure of subway vehicles[J]. Railway Locomotive & Car, 2016, 36(6): 86.
- [3] 陶建勋,吴新跃,毛艳蕾. 基于ANSYS的空压机结构振动分析[J]. 机械工程师, 2014(7): 154.

TAO Jianxun, WU Xinyue, MAO Yanlei. Air compressor structure vibration analysis based on ANSYS[J]. Mechanical Engineer, 2014(7): 154.

- [4] 雷刚,刘圣坤,徐彬. 基于OptiStruct的某重型汽车驱动桥桥壳结构优化设计[J]. 重庆理工大学学报(自然科学), 2012, 26(2): 1.
LEI Gang, LIU Shengkun, XU Bin. OptiStruct in structural optimization design of drive axle housing of heavy-duty vehicles[J]. Journal of Chongqing University of Technology (Natural Science), 2012, 26(2): 1.
- [5] YAO S, LI Z, YAN J, et al. Analysis and parameters optimization of an expanding energy-absorbing structure for a rail vehicle coupler[J]. Thin-Walled Structures, 2018(125): 129.
- [6] ABBASI M, REDDY S, GHAFARI-NAZARI A, et al. Multiobjective crashworthiness optimization of multi-cornered thin-walled sheet metal members[J]. Thin-Walled Structures, 2015, 89: 31.
- [7] IKEYA K, SHIMODA M, SHI J X. Multi-objective free-form optimization for shape and thickness of shell structures with composite materials[J]. Composite Structures, 2016, 135: 262.
- [8] 张勇,李光耀,钟志华. 基于移动最小二乘响应面方法的整车轻量化设计优化[J]. 机械工程学报, 2008, 44(11): 192.
ZHANG Yong, LI Guangyao, ZHONG Zhihua. Design optimization on lightweight of full vehicle based on moving least square response surface method[J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2008, 44(11): 192.
- [9] VENKATESWARLU G. A study on effect of process parameters on the expansion of thin walled aluminium 7075 tubes[J]. International Journal of Advanced Science & Technology, 2011(36): 83.

· 收稿日期:2022-04-22 修回日期:2022-05-05 出版日期:2024-08-10
Received:2022-04-22 Revised:2022-05-05 Published:2024-08-10
· 第一作者:周锦柯,硕士研究生,zhoujinke@tongji.edu.cn
通信作者:宫岛,副教授,gongdao@tongji.edu.cn
· ©《城市轨道交通研究》杂志社,开放获取 CC BY-NC-ND 协议
© Urban Mass Transit Magazine Press. This is an open access article under the CC BY-NC-ND license

(上接第26页)

- [2] 安慧宁. 含故障滚动轴承-转子系统的非线性动力学分析[D]. 兰州:兰州交通大学, 2021.
AN Huining. A nonlinear dynamics of rolling bearing rotor system with fault[D]. Lanzhou: Lanzhou Jiatong University, 2021.
- [3] YAN H, WU Y, SUN J, et al. Acoustic model of ceramic angular contact ball bearing based on multi-sound source method[J]. Nonlinear Dynamics, 2020, 99(2): 1155.
- [4] 王震,杨正伟,何浩浩,等. 非规则轴承故障的动力学建模与仿真[J]. 北京航空航天大学学报, 2021, 47(8): 1580.
WANG Zhen, YANG Zhengwei, HE Haohao, et al. Dynamic modeling and simulation of irregular bearing failure[J]. Journal of Beijing University of Aeronautics and Astronautics, 2021, 47(8): 1580.

- [5] 张琦涛. 深沟球轴承径向运动噪声计算方法研究[D]. 上海:华东理工大学, 2019.
ZHANG Qitao. Research on the calculation method of radial motion noise for deep groove ball bearings[D]. Shanghai: East China University of Science and Technology, 2019.

· 收稿日期:2022-03-31 修回日期:2022-05-13 出版日期:2024-08-10
Received:2022-03-31 Revised:2022-05-13 Published:2024-08-10
· 第一作者:邓聪,助理工程师,283236780@qq.com
通信作者:宋冬利,高级实验师,sdl.cds@163.com
· ©《城市轨道交通研究》杂志社,开放获取 CC BY-NC-ND 协议
© Urban Mass Transit Magazine Press. This is an open access article under the CC BY-NC-ND license