

DOI: 10.7652/xjtuxb201703002

采用多体动力学的压缩机曲轴结构优化

王枫¹, 陈征¹, 李花¹, 冯健美²

(1. 大连交通大学动车运用与维护工程学院, 116028, 辽宁大连; 2. 西安交通大学能源与动力工程学院, 710049, 西安)

摘要: 以小型活塞式压缩机为研究对象,提出了降低曲轴系统扭振幅值、提高曲轴强度、轻量化曲轴的优化设计方法。在考虑电机转动惯量影响的同时建立了曲轴系统多体动力学模型,利用正交试验方法从多个设计参数中筛选出影响曲轴系统扭振和强度性能的显著因子,并在显著因子和曲轴系统一个周期内的最大扭转角、峰值应力及质量下拟合了二阶响应面模型,采用非劣排序遗传算法(NSGA-II)对二阶响应面拟合模型进行了优化。通过对某 W 型活塞式压缩机平衡重过渡圆角半径、曲轴偏心距和曲柄厚度进行优化显示,压缩机曲轴质量、自由端扭转角、峰值应力与初始值相比分别下降了 11.31%、22.9%、25.10%,表明优化后曲轴系统的扭振幅值下降,质量减轻,强度提升。研究结果可为优化压缩机设计、提高曲轴的性能提供参考。

关键词: 活塞式压缩机;曲轴;优化设计;动力学

中图分类号: TH457;TB652 **文献标志码:** A **文章编号:** 0253-987X(2017)03-0007-07

Optimization for Compressor Crankshaft by Multi-Body Dynamics Analysis Method

WANG Feng¹, CHEN Zheng¹, LI Hua¹, FENG Jianmei²

(1. College of Bullet Train Application and Maintenance, Dalian Jiaotong University, Dalian, Liaoning 116028, China;

2. School of Energy and Power Engineering, Xi'an Jiaotong University, Xi'an 710049, China)

Abstract: An optimization design for the crankshaft of small reciprocating compressors is proposed aiming at reducing the torsional vibration, improving the strength and reducing the mass of the crankshaft system. A multi-body dynamic model of the crankshaft is established considering the motor moment inertia, and the orthogonal test is applied to determine the most remarkable factors affecting vibration and strength of the crankshaft system. A second-order response surface model is constructed by fitting the parameters of the selected remarkable factors, i. e. maximum torsional angular, mass and peak stress during every working cycle. All second-order analytic models are optimized with non-dominated sorting genetic algorithm. A case of W-type reciprocating compressors is investigated, where the parameters of the round radius of the counterweights, the eccentric distance, and the crank thickness are optimized, and the mass, the torsional angular and the peak stress are then reduced by 11.31%, 22.9% and 25.10% respectively. The optimal results show that the crankshaft mass and torsional vibration amplitude are reduced, and the strength is improved.

Keywords: reciprocating compressor; crankshafts; optimal design; dynamics

收稿日期: 2016-07-21。 作者简介: 王枫(1974—),女,副教授;冯健美(通信作者),女,副教授。 基金项目: 国家自然科学基金资助项目(51205035);辽宁省自然科学基金资助项目(2015020171,201602133)。

网络出版时间: 2016-12-07 网络出版地址: <http://www.cnki.net/kcms/detail/61.1069.T.20161207.1609.008.html>

随着市场对低振、低噪产品需求的日益增加,压缩机的振动、噪声特性无疑是客户衡量和采购产品的重要参考依据。曲轴是压缩机最重要的零部件,其在运转时由于周期载荷的作用易产生剧烈的振动,并通过主轴承传递至机体,进而使机体辐射噪声。特别是当轴系扭转刚度不足时,扭振破坏是压缩机曲轴的主要失效形式,因此优化曲轴结构、降低扭振幅值的研究对提高压缩机工作可靠性、改善振动噪声具有重要意义^[1-2]。

目前,关于压缩机曲轴的研究主要集中在曲轴强度校核和扭振分析,对于降低曲轴结构的扭振幅值的数值优化方法相对较少^[3-5]。刘成武基于多体系统仿真软件对某大型压缩机曲轴的模型进行了柔性体建模,由此得到的柔性体模型比刚性体模型更趋于实际工况,对曲轴的强度校核提供了更为可靠的边界条件^[6],但未针对曲轴的扭振和强度进行优化。Östman 通过检测不同谐次的扭振情况、优化各个气缸的油量使缸内做工均匀,从而大幅度降低了扭振幅值^[7],但缺乏对曲轴结构尺寸的分析。李磊等建立了曲轴-连杆-活塞的三维参数化模型,以结构静强度、连杆振动性能等为约束,采用多目标优化方法对系统进行了轻量化设计^[8],但忽略了曲轴的振动特性。曲轴系统振动性能的求解方法主要有传递矩阵法、有限单元法和多体系统动力学法等^[7-10],其中多体动力学法能够较为真实地模拟曲轴系统的形状,并且具有确定边界条件简单、求解精度高等优点。因此,本文在考虑电机转动惯量影响的同时,采用多体系统动力学法来分析小型活塞式压缩机曲轴系统的振动特性,并对结构参数进行了优化,以此减小轴系的扭振。

1 多体动力学方程

进行曲轴系统多体动力学仿真时首先选取广义坐标系对柔性体进行描述,如图 1 所示。

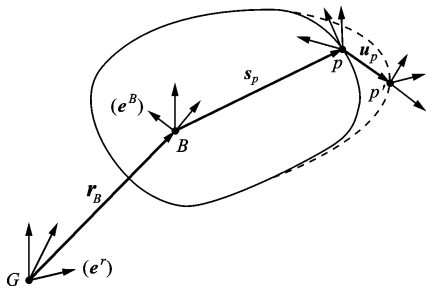


图 1 柔性体广义坐标系

柔性体节点 p 位置为 3 个矢量的总和

$$\boldsymbol{r}_p = \boldsymbol{r}_B + \boldsymbol{s}_p + \boldsymbol{u}_p \quad (1)$$

式中: $\boldsymbol{r}_B$ 为从全局坐标系到柔性体局部坐标系的位矢量; $\boldsymbol{s}_p$ 为节点 p 在局部坐标系中未变形的位矢量; $\boldsymbol{u}_p$ 为节点 p 的线性变形矢量。

将式(1)转换成全局坐标系下的矩阵表达式有

$$\boldsymbol{r}_p = \boldsymbol{r}_B + \boldsymbol{A}_G^B(\boldsymbol{s}_p + \boldsymbol{\phi}_p \boldsymbol{q}_i) \quad (2)$$

式中: $\boldsymbol{A}_G^B$ 为从全局坐标系到柔性体局部坐标系的转换矩阵; $\boldsymbol{\phi}_p$ 为节点 p 的线性自由度相对应的模态矩阵; $\boldsymbol{q}_i$ 为模态振型, i 为模态阶数($i=1,2,\cdots,m$)。

柔性体广义坐标为

$$\boldsymbol{x} = [x \ y \ z \ \boldsymbol{\psi} \ \theta \ \phi \ \boldsymbol{q}_i]^\mathrm{T}, i = 1, \cdots, m \quad (3)$$

柔性体的运动方程通常以广义坐标为基础,基于拉格朗日方程的控制微分方程,即

$$\begin{aligned} \boldsymbol{M}\ddot{\boldsymbol{\xi}} + \dot{\boldsymbol{M}}\dot{\boldsymbol{\xi}} - \frac{1}{2} \left[\frac{\partial \boldsymbol{M}}{\partial \boldsymbol{\xi}} \right]^\mathrm{T} \dot{\boldsymbol{\xi}} + \boldsymbol{K}\boldsymbol{\xi} + \boldsymbol{f}_g + \\ \boldsymbol{D}\dot{\boldsymbol{\xi}} + \left[\frac{\partial \boldsymbol{\Psi}}{\partial \boldsymbol{\xi}} \right]^\mathrm{T} \boldsymbol{\lambda} = \boldsymbol{Q} \end{aligned} \quad (4)$$

式中: $\boldsymbol{\xi}$ 、 $\dot{\boldsymbol{\xi}}$ 、 $\ddot{\boldsymbol{\xi}}$ 分别为柔性体的广义坐标以及它们对时间的导数; $\boldsymbol{M}$ 、 $\dot{\boldsymbol{M}}$ 分别为质量矩阵以及其对时间的导数; $\boldsymbol{K}$ 为广义刚度矩阵; $\boldsymbol{f}_g$ 为广义重力; $\boldsymbol{D}$ 为模态阻尼矩阵; $\boldsymbol{\Psi}$ 为代数约束方程; $\boldsymbol{\lambda}$ 为约束的拉格朗日乘子; $\boldsymbol{Q}$ 为广义的激励力。

2 曲轴系统动力学建模与计算

2.1 曲轴系统多体动力学仿真模型

某 W 型 35 kW 活塞式压缩机的主要技术参数及曲轴结构参数如表 1 所示。利用三维建模软件 Soildworks 完成曲轴系统的计算机辅助设计(CAD)参数化建模,模型如图 2 所示,其中模型所用曲轴材料为 45 号钢,弹性模量为 210 GPa,泊松比为 0.3,密度为 7.91 g/cm³。

轴系模型如图 3 所示,依次由电机转子、曲轴、连杆、活塞等串联而成。每一个曲拐上安装了 3 组连杆活塞组件,相邻各连杆活塞组之间的相位差为 60°,曲轴通过键联接与电机转子装配在一起。为

表 1 压缩主要机技术参数及曲轴结构参数

参数	数值	参数	数值
曲轴转速/r · min ⁻¹	1 450	平衡重大端半径 x_1 /mm	73
主轴承直径/mm	45	平衡重过渡圆角半径 x_2	
曲柄销直径/mm	45	/mm	50
曲轴总长/mm	545	偏心距 x_3 /mm	35
连杆宽度/mm	24	平衡重小端直径 x_4 /mm	56
气缸直径/mm	73	曲柄厚度 x_5 /mm	24
活塞行程/mm	70	曲柄销长度 x_6 /mm	72
气缸数	3	中心圆盘厚度 x_7 /mm	25

了简化建模,在建立轴系模型时将电机转子与曲轴视成一体。如图 3 所示,工作时电机转子驱动曲轴旋转,带动曲拐上连杆活塞组件做往复直线运动,依靠气缸容积变化实现吸气和排气工作循环。曲轴系统结构模型侧视图如图 4 所示。

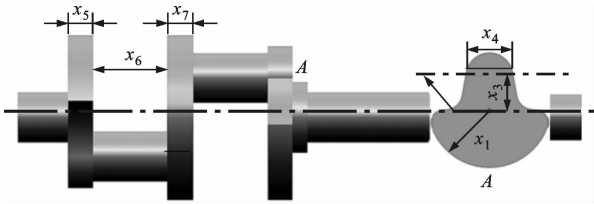


图 2 曲轴结构模型

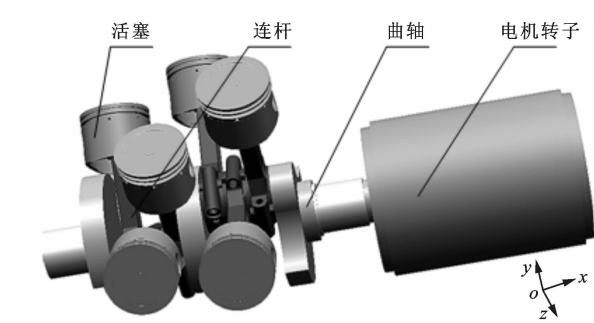


图 3 曲轴系统结构模型

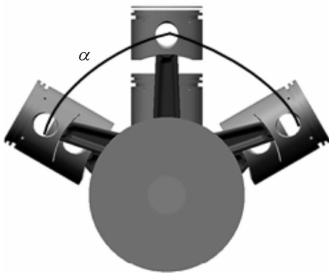


图 4 曲轴系统结构模型侧视图

2.2 曲轴系统多体动力学仿真边界条件

在多体动力学仿真软件中,主建模环境定义为静止不动的地面。由于曲轴是通过轴承安装在压缩机机体上的,并相对机体做旋转运动,因此仿真中视地面为机体,通过建立曲轴主轴承与地面之间的转动副来模拟曲轴实际的工作状态,转速 $n=1\,450\text{ r/min}$ 。连杆大头孔与曲拐、连杆小头孔与活塞销之间建立转动副;活塞销与活塞之间建立转动副;活塞与地面之间建立移动副。活塞式压缩机工作时的激励力主要为施加在各活塞上表面的气体力,以上表面外法向为气体力正方向。图 3 中最右侧活塞作为第一活塞,其最大轴工况下气体力曲线如图 5 所示,依次向左为第二至第六活塞。第二、第三活塞与第一活塞的相位差为 60° ,第四活塞与第一活塞的相

位差为 180° ,第五、第六活塞与第四活塞的相位差为 60° ,其他活塞的气体力按照相位角进行转化。另外,考虑到阻尼的影响,根据仿真经验在软件 ADAMS 中设置阻尼率为默认阻尼率^[11],固有频率在 100 Hz 以下时模态阻尼率为 0.01 ,固有频率处于 $100\sim1\,000\text{ Hz}$ 时模态阻尼率为 0.1 ,固有频率大于 $1\,000\text{ Hz}$ 时模态阻尼率为 1 。

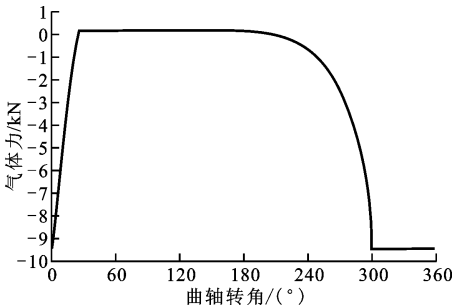


图 5 活塞气体力曲线

2.3 曲轴轴系多柔体动力学仿真计算

由振动理论可知,低阶固有频率对应的振型对结构振动的影响比较大,因此为了保证模型的计算效率及求解精度,提取曲轴前 15 阶模态进行分析^[12]。在软件 Ansys 中运用模态叠加法获取曲轴轴系柔性体模型,得到曲轴固有频率与振型之间的关系。由于前 7 阶模态为刚体模态,对实际分析没有意义,所以只分析后 8 阶模态,具体模态频率和振型描述如表 2 所示。将获得的模态中性文件模型导入软件 Adams/View 中,定义相应的约束和边界条件后进行求解。周期内峰值应力 $\sigma_{\max}$ 最大时刻位置的分布如图 6 所示,曲轴自由端的扭转角位移 θ 随时间的变化如图 7 所示。

表 2 模态频率和振型描述

阶数	固有频率/Hz	振型描述
8	459.32	xoy 平面内的一弯曲振动
9	501.42	xoz 平面内的一弯曲振动
10	1 002.0	xoz 平面内的二弯曲振动
11	1 015.9	xoy 平面内的二弯曲振动
12	1 245.9	xoy 平面内的二弯曲振动
13	1 464.4	绕 y 轴摆动
14	1 813.7	轴向扭转及绕 y 轴摆动
15	2 553.7	绕 z 轴摆动

3 曲轴结构优化设计

曲轴的扭振主要是轴系扭转刚度不足造成的,并非不平衡性导致的^[2,13]。 x_1 是影响平衡重径向

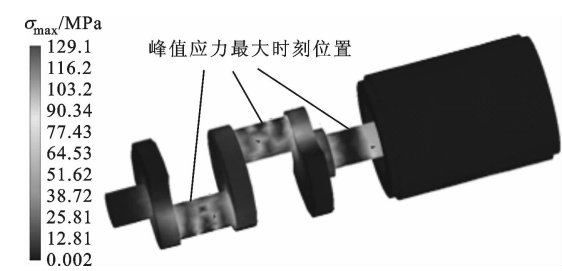


图 6 周期内峰值应力最大时刻位置的分布

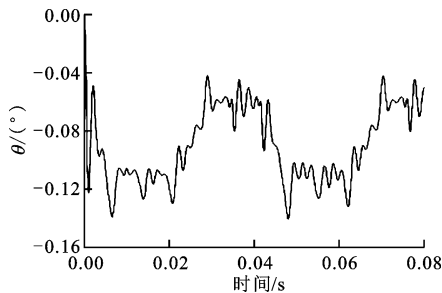


图 7 自由端扭转角位移曲线

尺寸主要因素,应以尽可能远离曲轴中心且不碰活塞裙底为原则进行取值,这样对曲轴刚度的影响较小。 x_5 也是影响平衡重的主要因素,但它决定着平衡重的厚度方向的尺寸,也影响着曲轴的刚度,其值越大,周期内应力就越小。 x_2 用于平衡重过渡圆角半径,其值越大,自由端扭转角位移就越小。 x_3 为偏心距,影响着曲柄销之间的重合度,重合度越大,曲轴的刚度越大。 x_4 是根据曲柄销的直径确定的,其值越大,刚度越大。 x_6 由连杆的宽度决定,其值越小,刚度越大。 x_7 是连接曲柄销的圆盘厚度,其值越大,刚度越大。减小轴系的扭振是通过提高曲轴刚度的同时降低曲轴质量来实现的,而提高刚度和降低质量是相互制约的,不可能存在一个满足所有优化目标的最优解,因此需要对多参数进行优化,寻求既能提高刚度、又能减小质量的最佳参数。为了避免在优化仿真中因子数太多或部分因子不显著造成的试验结果失真,首先采用正交试验法筛选出影响显著的因子。

3.1 正交试验设计及因子筛选

基于表 1 结构尺寸来选择因素水平,结果如表 3 所示。

表 3 因素水平表

设计 水平	x_1 / mm	x_2 / mm	x_3 / mm	x_4 / mm	x_5 / mm	x_6 / mm	x_7 / mm
低	70	48	30	53	22	71	23
高	74	52	36	59	26	74	27

设计中假定有 m 个设计变量,每个变量的水平数为 n ,则全因子试验所需要的试验次数为

$$N = n^m \tag{5}$$

由式(5)可知,全因子试验所需的试验次数或者计算机数值仿真次数随着因子数呈指数增加。本文因子数为 7,因子水平数为 2,仿真次数共需 128。正交试验设计变量的取值见表 2,试验结果如表 4 所示。

用通过正交试验结果生成的标准化效应的 Pareto 图来判定各设计变量是否为显著因子,标准化效应的 Pareto 图是根据 t 检验求得的 t 值来判定因子的显著性,当变量的绝对值超过所求得的 t 值时,认为该量为显著因子。对于给定的显著性水平 $\alpha_s = 0.25$,曲轴自由端最大扭转角位移 $\theta_{\max}$ 的标准化效应的 Pareto 图如图 8 所示,周期内峰值应力 $\sigma_{\max}$ 的标准化效应的 Pareto 图如图 9 所示。

表 4 正交试验结果

实验 编号	x_1 / mm	x_2 / mm	x_3 / mm	x_4 / mm	x_5 / mm	x_6 / mm	x_7 / mm	$\theta_{\max}$ / (°)	$\sigma_{\max}$ / MPa
2	74	48	30	53	22	74	27	-0.107 7	96.81
8	74	52	36	59	26	74	27	-0.144 8	122.1
6	74	48	36	53	26	71	23	-0.134 3	112.9
3	70	52	30	53	26	71	27	-0.111 7	98.31
1	70	48	30	59	26	74	23	-0.115 5	95.12
7	70	52	36	53	22	74	23	-0.137 6	118.0
5	70	48	36	59	22	71	27	-0.127 5	122.3
4	74	52	30	59	22	71	23	-0.121 4	146.9

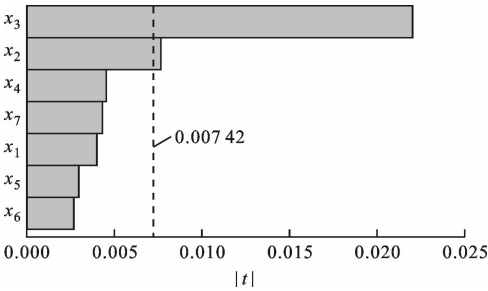


图 8 自由端扭转角位移标准化效应的 Pareto 图

由图 8、9 可知,曲轴自由端扭转角位移的显著因子为 x_3 、 x_2 ,周期内峰值应力的显著因子为 x_3 、 x_5 。筛选出的 x_2 、 x_3 、 x_5 是影响刚度的影响因子,这与前面的分析是一致的,而 x_1 是影响平衡重的主要因素,但对曲轴刚度的影响较小,因此它不是显著因子,这与图 8、9 的结论也是一致的,该结果说明筛选出的结果是正确的。为了使压缩机结构紧凑,同时

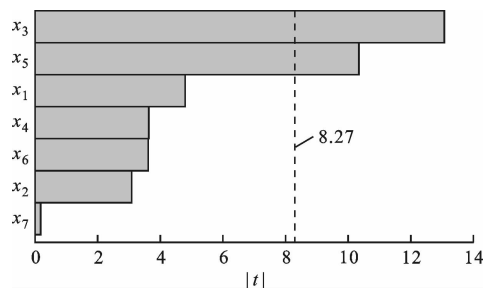


图 9 周期内峰值应力标准化效应的 Pareto 图

避免连杆大头孔与曲柄销之间产生干涉,从而影响计算的收敛性,在保证活塞和连杆运转正常的条件下,认为其余的非显著因子分别为 $x_1=70\text{ mm}$ 、 $x_4=53\text{ mm}$ 、 $x_6=71\text{ mm}$ 、 $x_7=23\text{ mm}$ 。

3.2 响应面模型的构建

将筛选出的显著因子 x_3 、 x_2 、 x_5 作为设计变量,曲轴的自由端最大扭转角位移 $\theta_{\max}$ 和周期内峰值应力 $\sigma_{\max}$ 以及质量 M 作为响应,它们之间的函数关系为

$$[\theta_{\max}, \sigma_{\max}, M] = F(x_3, x_2, x_5) \tag{6}$$

在曲轴系统的多体动力学模型中,曲轴自由端扭转角位移和周期内峰值应力是设计参数的隐式函数,没有明确的表达式,所以可以通过二阶响应面近似模型来拟合设计变量与响应之间的函数关系,表达式为

$$\hat{y}(x) = b_0 + \sum_{i=1}^m b_i x_i + \sum_{i=1}^m b_{ii} x_i^2 + \sum_{i=1, j=1}^m b_{ij} x_i x_j \tag{7}$$

式中: m 为变量数,取值为 3。当获得 N 个样本点对应的响应量时有

$$\hat{y} = (\hat{y}_1, \hat{y}_1, \cdots, \hat{y}_N) \tag{8}$$

通过最小二乘法可以求得系数矩阵

$$\mathbf{b} = (\mathbf{\Delta}^T \mathbf{\Delta})^{-1} (\mathbf{\Delta}^T \hat{\mathbf{y}}) \tag{9}$$

式中: $\mathbf{\Delta}$ 为响应面样本矢量点

$$\mathbf{\Delta} = \begin{bmatrix} 1 & x_{11} & \cdots & x_{1m} \\ 1 & x_{21} & \cdots & x_{2m} \\ \vdots & \vdots & & \vdots \\ 1 & x_{N1} & \cdots & x_{Nm} \end{bmatrix} \tag{10}$$

其中 m 对应响应面表达式中各项的总数。结合式 (7)~(10) 即可求得各响应的二阶响应面拟合表达式。

为了保证上述设计变量在上、下水平区间内分布均匀,运用拉丁超立方试验设计方法对显著因子进行试验设计安排,试验计划表如表 5 所示。

表 5 拉丁超立方设计试验计划表

$x_2 /$ mm	$x_3 /$ mm	$x_5 /$ mm	$M /$ kg	$\theta_{\max} / (^\circ)$	$\sigma_{\max} /$ MPa
50.22	33.33	24.22	12.29	-0.122 6	106.86
48.44	31.33	25.11	12.34	-0.114 4	98.81
52.00	32.67	25.56	12.41	-0.120 4	103.07
49.78	35.33	26.00	12.66	-0.131 7	115.04
48.89	30.67	22.89	11.99	-0.111 2	98.91
48.00	34.67	23.78	12.33	-0.128 7	113.07
49.33	34.00	22.00	12.03	-0.120 9	108.82
50.67	30.00	24.67	12.17	-0.107 7	94.36
51.11	36.00	23.33	12.29	-0.132 3	115.06
51.56	32.00	22.44	11.96	-0.115 1	101.63

根据表 5 可得,曲轴质量的二阶响应面表达式为 $M=6.797\ 8+0.062x_2+0.017\ 9x_3+0.122\ 4x_5+1.158\times10^{-4}x_2x_3-0.001\ 7x_2x_5+0.001\ 1x_3x_5-4.046\ 7\times10^{-4}x_2^2+8.738\ 9\times10^{-6}x_3^2+0.001\ 3x_5^2$ (11)

曲轴自由端扭转角位移的二阶响应面表达式为 $\theta_{\max}=-0.782\ 1+0.031\ 4x_2+0.006\ 3x_3-0.012\ 6x_5-7.308\times10^{-5}x_2x_3-5.313\ 1\times10^{-5}x_2x_5-3.637\times10^{-4}x_3x_5-2.761\ 7\times10^{-4}x_2^2+2.854\ 8\times10^{-5}x_3^2+5.519\ 6\times10^{-4}x_5^2$ (12)

曲轴周期内峰值应力的二阶响应面表达式为 $\sigma_{\max}=107.267\ 4+4.148\ 5x_2-1.575\ 1x_3-10.351\ 7x_5-0.125\ 7x_2x_3+0.148\ 6x_2x_5+0.378\ 6x_3x_5-0.040\ 4x_2^2+0.035\ 8x_3^2-0.203\ 4x_5^2$ (13)

为评价模型的拟合精度,引入拟合优度系数 R^2 来评价模型的近似程度。 R^2 越接近于 1 时,二阶响应面拟合表达式的拟合优度越好。拟合优度系数

$$R^2 = 1 - \frac{\sum_{i=1}^N (\hat{y}_i - Y)^2}{\sum_{i=1}^N (\hat{y}_i - \bar{y})^2} \tag{14}$$

式中: $\bar{y}$ 为样本点响应值的均值

$$\bar{y} = \frac{1}{N} \sum_{i=1}^N \hat{y}_i \tag{15}$$

将设计目标响应值和预测值带入式 (14),可得各模型的拟合优度。曲轴质量、自由端扭转角位移及周期内峰值应力的二阶响应面模型的拟合优度均在 0.90 以上,表明拟合所得的二阶响应面模型能够

很好地反应设计变量与响应之间的函数关系。

3.3 优化设计

以筛选出的显著因子 x_2 、 x_3 、 x_5 为设计变量,以曲轴质量、自由端扭转角位移及周期内峰值应力为优化目标,则活塞式压缩机曲轴的优化数学模型可表示为

$$\min\{M(x_2, x_3, x_5); \theta_{\max}(x_2, x_3, x_5); \sigma_{\max}(x_2, x_3, x_5)\}$$

s. t. $x_{il} < x_i < x_{iu}$

(16)

式中: x_{il} 、 x_{iu} 为设计变量的下限和上限。各变量的取值范围见表 6。

表 6 设计变量的取值范围

取值范围	x_2/mm	x_3/mm	x_5/mm
上限	53	37	26
下限	48	29	22

多目标优化中各个优化目标之间相互制约,不会存在使所有目标函数同时达到最大或最小的最优解,只能根据设计需求寻求非劣解,即从 Pareto 解集中选取最佳解^[8,14]。由于非劣排序遗传算法(NSGA-II)求解精度高、收敛快,故采用 NSGA-II 寻优,求取 Pareto 前沿。优化时子代种群数(规模)为 100,迭代次数为 100,变异概率为 0.33,交叉分配指数为 20,变异分配指数为 100。Pareto 前沿如图 10 所示。

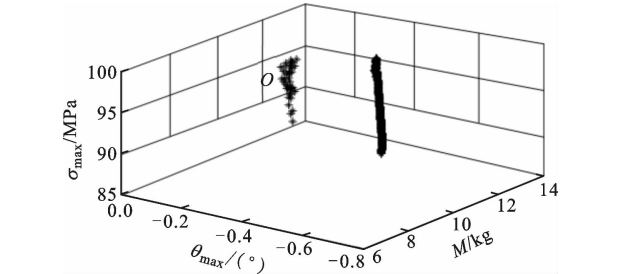


图 10 Pareto 前沿解分布图

在多个 Pareto 最优解中,考虑到将降低曲轴扭振幅值、曲轴峰值应力以及曲轴质量同时处于一个相对最优的条件下,选取曲轴自由端扭转角位移最小点 O 作为满意解,优化后最终结果如表 7 所示。

表 7 优化前后设计变量和目标函数的对比值

数值	x_2/mm	x_3/mm	x_5/mm	M/kg	$\theta_{\max}/(^{\circ})$	$\sigma_{\max}/\text{MPa}$
初始值	50.62	35.00	24.00	13.26	-0.142 9	129.1
寻优值	51.57	33.29	25.61	11.67	-0.997 6	97.7
最终取值	51.20	33.30	25.60	11.76	-0.110 2	96.7

从表 7 可知, x_2 增大、 x_3 减小以及 x_5 增大均有利于提高曲轴的刚度,同时 x_3 的减小还有利于减小曲轴的质量,这与前面的分析是一致的,说明优化的结果是可信的。

优化后周期内峰值应力最大时刻的位置分布如图 11 所示。优化前后曲轴自由端的扭转角位移随时间的变化关系如图 12 所示。由图 11 可知,尽管曲轴应力场的分布与图 6 基本一致,但周期内最大峰应力明显降低。由图 12 可知,在稳定工作区域,优化后曲轴最大扭转角位移趋势与优化前基本一致,且幅值均小于优化前,而在非稳定区域的幅值高于优化前,这是曲轴启动瞬间的不稳定性造成的。

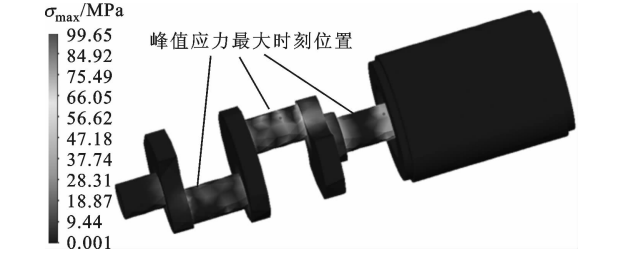


图 11 周期内峰值应力最大时刻的位置分布

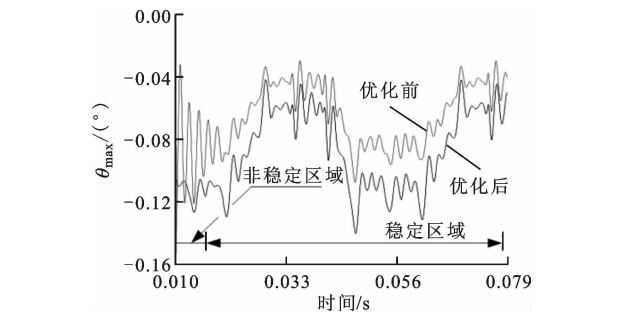


图 12 自由端最大扭转角位移变化对比

4 结 论

在曲轴设计参数优化中引入了响应面法和非劣排序遗传算法(NSGA-II),利用二阶响应面拟合形成近似模型。以某 W 型活塞式压缩机为研究对象,对平衡重过渡圆角半径、偏心距和曲柄厚度进行了优化。与初始值相比,优化后曲轴质量、自由端扭转角位移、峰值应力分别下降了 11.31%、22.9%、25.10%,表明曲轴的质量、振动性能、强度性得到了有效改善。

在基于多体动力学进行有限元多目标优化研究时,利用模态叠加法获取曲轴轴系柔性体模型,能够保证仿真结果精准。在试验样本下,本文模型能够有效提升计算效率、保证优化结果的精度,且具有实际工程参考价值。

参考文献:

- [1] MURAWSKI L, CHARCHALIS A. Simplified method of torsional vibration calculation of marine power transmission system [J]. *Marine Structures*, 2014, 39: 335-349.
- [2] 许增金, 王世杰. 往复压缩机轴系扭振的数值分析 [J]. *西安交通大学学报*, 2010, 44(3): 100-104.
XU Zengjin, WANG Shijie. Dynamics characteristics of crankshafts in reciprocating compressor [J]. *Journal of Xi'an Jiaotong University*, 2010, 44(3): 100-104.
- [3] HEATH A R, MCNAMARA P M. Crankshaft stress analysis-combination of finite element and classical analysis techniques [J]. *ASME Journal of Engineering Gas Turbines and Power*, 1990, 112(2): 68-75.
- [4] ALMASI A. Reciprocating compressor optimum design and manufacturing with respect to performance, reliability and cost [J]. *Proceedings of World Academy of Science Engineering & Technology*, 2009, 52: 48-53.
- [5] RAUB J H, JONES J, KLEY P, et al. Analytical investigation of crankshaft dynamics as a virtual engine module [J]. *SAE Journal*, 1999, 112(2): 68-75.
- [6] 刘成武. 大型压缩机动力学分析与噪声预测 [D]. 南京: 南京理工大学, 2006: 48-50.
- [7] ÖSTMAN F, TOIVONEN H T. Active torsion vibration control of reciprocating engines [J]. *Control Engineering Practice*, 2008, 16(1): 78-88.
- [8] 李磊, 张建润, 陈琳. 柴油机运动机构多学科协同优化设计 [J]. *农业机械学报*, 2013, 44(3): 33-36.
LI Lei, ZHANG Jianrun, CHEN Lin. Multidisciplinary collaborative design optimization of diesel engine motion mechanism [J]. *Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery*, 2013, 44(3): 33-36.
- [9] ZISSIMOS P, MOURELATOS A. Crankshaft system model for structural dynamic analysis of internal combustion engines [J]. *Computers and Structures*, 2001, 79(20): 2009-2027.
- [10] MA Z D, PERKINS N C. An efficient multibody dynamics model of internal combustion engine [J]. *Multibody Systems Dynamics*, 2003, 10(4): 363-391.
- [11] 王才峰. 内燃机曲轴轴系扭振的多体动力学分析 [D]. 杭州: 浙江大学, 2006: 39-40.
- [12] 唐传茵, 马岩, 朱博. V8 发动机曲轴有限元分析 [J]. *机械设计与制造*, 2013, 1(1): 211-213.
TANG Chuanyin, MA Yan, ZHU Bo. Finite element analysis of some V8 cylinder engine crankshaft [J]. *Machinery Design & Manufacture*, 2013, 1(1): 211-213.
- [13] 梁兴雨, 舒歌群, 李东海. 基于柔体曲轴多体动力学的轴系扭振响应分析 [J]. *内燃机工程*, 2007, 28(4): 46-49.
LIANG Xingyu, SHU Gegun, LI Donghai. Torsional vibration analysis based on multibody dynamics of flexible crankshaft system [J]. *Chinese Internal Combustion Engine Engineering*, 2007, 28(4): 46-49.
- [14] 周瑞平, 汪萌生, 朱俊飞. 基于遗传算法的柴油机硅油减震器动态匹配优化设计方法 [J]. *内燃机工程*, 2015, 35(2): 68-74.
ZHOU Ruiping, WANG Mengsheng, ZHU Junfei. Optimization method for dynamic matching of diesel engine silicone oil damper based on genetic algorithm [J]. *Chinese Internal Combustion Engine Engineering*, 2015, 35(2): 68-74.

[本刊相关文献链接]

- 赵永强, 赵升吨, 魏伟峰, 等. 螺杆转子磨削及计算机数控砂轮修整. 2016, 50(8): 6-14. [doi:10.7652/xjtuxb201608002]
- 焦玉龙, 殷翔, 王驿凯, 等. 多领域统一建模仿真下压缩机测试系统的 PI 参数整定. 2016, 50(8): 137-142. [doi:10.7652/xjtuxb201608022]
- 宋明毅, 吴伟烽, 李直. 汽车空调压缩机气阀运动规律模拟. 2015, 49(12): 144-150. [doi:10.7652/xjtuxb201512023]
- 吴建华, 雷源, 王刚, 等. 往复式冰箱压缩机曲轴动态特性与轴承润滑计算分析. 2015, 49(2): 55-61. [doi:10.7652/xjtuxb201502010]
- 吴建华, 胡杰浩, 陈昂, 等. 全封闭 R32 滚动活塞压缩机的热分析. 2015, 49(3): 14-18. [doi:10.7652/xjtuxb201503003]
- 孙晔晨, 田玉宝, 席光, 等. 三元叶片型面造型对离心压缩机叶轮气动性能影响的数值研究. 2015, 49(11): 135-141. [doi:10.7652/xjtuxb201511022]
- 周俊安, 刘立军, 肖萍, 等. 带叶片扩压器离心压缩机模型级内流研究. 2015, 49(9): 30-35. [doi:10.7652/xjtuxb201509006]
- 孙璐, 刘亦夫, 曾科. 不同喷油提前角下双燃料发动机的燃烧特性和稳定特性. 2014, 48(7): 29-33. [doi:10.7652/xjtuxb201407006]
- 孙璐, 刘亦夫, 周磊, 等. 排气再循环下柴油引燃天然气发动机循环变动特性研究. 2013, 47(3): 36-41. [doi:10.7652/xjtuxb201303007]
- 许大涛, 冯慧华, 袁晨恒, 等. 自由活塞内燃发电机电机活塞环摩擦特性研究. 2013, 47(3): 64-68. [doi:10.7652/xjtuxb201303012]

(编辑 苗凌)