

一种近似响应面模型的链轮优化设计方法

李文强^{1*}, 王强¹, 李彦¹, 任代祥²

(1. 四川大学制造科学与工程学院 成都 610065; 2. 四川省科学技术咨询服务中心 成都 610041)

【摘要】链轮系统作为一种广泛应用于工业设备上的动力传输装置,优化并提高其系统性能具有重要的理论和实际意义。针对目前链轮系统优化过程中优化效率和优化精确度难以兼顾的不足,提出了一种基于试验设计响应面模型的链轮系统优化设计方法和优化过程。以链轮系统有限元分析结果为基础,对影响链轮系统的优化控制参数进行最优超立方试验设计,获得具有显著影响度的设计控制参数并建立各控制参数间的交互响应关系。基于显著控制样本参数构造链轮系统响应面近似模型,采用多岛遗传算法对响应面近似模型进行全局寻优并实现对链轮系统的优化设计。与常规优化方法对比,该方法在较少优化次数条件下进一步提高了链轮系统的综合优化性能,有较好的可行性和实用性。

关键词 近似建模; 试验设计; 多岛遗传算法; 响应面法; 链轮传动

中图分类号 TB114 **文献标志码** A **doi**:10.3969/j.issn.1001-0548.2019.02.020

A Sprocket Optimal Design Method Based on Approximate Response Surface Model

LI Wen-qiang^{1*}, WANG Qiang¹, LI Yan¹, and REN Dai-xiang²

(1. School of Manufacture Science and Engineering, Sichuan University Chengdu 610065;

2. Sichuan Science and Technology Consulting Service Center Chengdu 610041)

Abstract Sprocket system is a power transmission device widely used on a variety of industrial equipment, it has importantly theoretical and practical significance to optimize and improve the performance of such system. In this paper, an optimization method with optimization process of sprocket system based on experimental design of response surface model is proposed to overcome the shortcomings of both optimization efficiency and optimization accuracy in current sprocket system optimization. Based on the finite element analysis results of the sprocket system, the optimum hypercube design for the optimal control parameters affecting the sprocket system is presented. The design control parameters with significant influence are obtained and the interactive responses between the control parameters are established. The response surface approximation model of the sprocket system is constructed based on the parameters of the control samples. The multi-island genetic algorithm is used to globally optimize the response surface approximation model and optimize the sprocket system. Compared with the existing optimization methods, this method further improves the overall optimization performance of the sprocket system, and shows that the method has good feasibility and practicability.

Key words approximate modeling; experimental design; multi-island genetic algorithm; response surface method; sprocket drive

链轮系统是一种广泛应用于工业设备上的传输装置,无论是传递动力的传动链,亦或是搬运重物的输送链或起重链,链轮系统都在其中发挥着基础性的作用。因此,如何提高链轮系统的整体性能并对其进行优化设计一直是实际工作中普遍关注的问题。文献[1-2]针对链轮系统运行过程中的可靠性变化进行仿真分析,建立了链轮系统优化设计模型。

文献[3-4]采用实验方法或数值模拟分析了链轮和链环的接触特性,为链传动系统关键部件的参数匹配提供了理论依据。文献[5]通过对高速输送链的托板质心和质量进行参数化仿真研究,为减小多边形效应、提高动力学特性提供了依据。文献[6]通过有限元分析方法及多刚体动力学的理论基础,针对链轮系统分别进行了有限元结构静力学分析及动力学仿

收稿日期: 2018-01-15; 修回日期: 2018-04-11

基金项目: 国家自然科学基金(51435011); 科技部创新方法工作专项(2017IM040100); 四川省科技基础条件平台项目(2017TJPT0009)

作者简介: 李文强(1976-),男,教授,主要从事创新设计理论与方法方面的研究. E-mail: liwenqiang@scu.edu.cn

真。文献[7]提出了一种求解混合离散变量的多目标差分进化算法,以单列链传动功效最大和疲劳寿命最大为目标建立了多目标优化模型。虽然目前针对链轮系统优化设计的研究很多,但这些研究多是通过简化链轮系统系统设计变量来进行优化设计。由于链轮系统优化过程中涉及的影响变量多且关系复杂,这种以简化优化设计模型的复杂度来提高优化效率的方法难以对优化结果的精确度进行保证。因此,如何有效解决链轮系统优化效率和优化结果精确度之间的冲突,是目前链轮系统优化设计的重要问题。

试验设计作为一种将实验和分析相结合的数理统计方法,能够有效辨识影响系统性能的关键参数。近似响应面法则基于一系列确定性实验,采用多项式函数来逼近表达系统性能的隐式极限状态。由于系统优化过程大部分时间消耗都集中在对待优化问题原模型的有限元分析计算过程,通过对近似响应面模型的优化可有效减少优化过程中对待优化问题原模型的有限元分析计算次数,从而有效减少优化过程的时间消耗。近年来,通过试验设计采样数据和建立近似模型来代替仿真优化过程的优化设计方法得到越来越广泛的应用。文献[8]针对功分器模型多目标优化问题,采用均匀试验设计选取合适的设计参数点,结合遗传算法构建具有参数优化功能的代理模型。文献[9-11]基于试验设计理论研究了影响旋流泵的水力综合性能问题中主要影响因素,并最终得到较优的设计方案。文献[12-13]基于正交试验设计和响应面方法理论,构建了面向数控机床静动态性能变化的响应面模型,从而为机床优化设计提供了新的分析方法及技术支持。文献[14-16]针对汽车耐撞性的优化设计问题,通过试验设计对设计变量进行筛选和优化,降低了优化的总时间并提高了系统的稳健性。文献[17]针对汽车制动噪声的抑制优化问题,将响应面法与优化技术相结合,对汽车盘式制动器的稳定性进行分析和优化。

基于试验设计和近似响应模型的优势,本文提出了一种基于试验设计响应面模型的链轮系统优化设计方法。通过试验设计分析影响链轮系统性能参数的敏感性,识别影响链轮系统优化过程中的关键设计参数,通过基于敏感性高的设计参数建立链轮系统综合性能响应面近似模型。采用多岛遗传算法(multi-island genetic algorithm, MIGA)对近似模型进行优化计算来获得优化方案。从而在保证链轮系统

优化效率前提下有效提高其优化性能目标。

1 基于试验设计响应面模型的优化方法

1.1 基于试验设计响应面模型的优化策略

试验设计方法为数理统计学的一个分支,它提供了一种合理而有效地获得信息数据的方法,是当今产品开发、过程优化等环节中最重要的统计方法之一^[18]。本文将试验设计方法和响应面方法集成在链轮系统的优化设计过程,选用空间填充性和均匀性高的最优拉丁超立方试验设计方法(optimal latin hypercube design, OptLHD),通过较少的试验次数,辨识链轮传动中关键参数并构建二次回归模型。通过影响链轮系统优化设计过程中的关键参数建立逼近系统质量和最大应力两个响应的响应面近似模型,通过对近似响应面的优化来提高链轮系统优化效率,从而有效解决链轮系统由于设计参数多且关系复杂所产生的优化效率与优化精度矛盾问题。

针对链轮系统优化设计过程中涉及的设计变量多且关系复杂的特点,通过试验设计来有效辨识影响链轮传动中的关键设计参数,并基于关键设计参数样本点构建了如式(1)所示的多元二次回归模型:

$$y = \beta_0 + \sum \beta_i x_i + \sum \beta_i x_i^2 + \sum_{i \neq j} \beta_{ij} x_i x_j \quad (1)$$

式中, β_0 为回归模型常数项; β_i 为一次项 x_i 和平方项 x_i^2 系数; β_{ij} 为交叉项 $x_i x_j$ 系数。

通过对多元二次回归模型求导,可获得式(1)对应多项式模型中每一个项对响应的主效应。

x_i 线性项的主效应: $M_{x_i} = \beta_i dx_i$; x_i 二阶项的主效应: $M_{x_i^2} = 2\beta_i dx_i$; x_i-x_j 交互效应: $M_{x_i x_j} = 2\beta_{ij} dx_i dx_j$; 其中: $dx = \max(x) - \min(x)$, $x = (\max(x) + \min(x))/2$

在链轮系统优化设计中,通过在优化设计变量局部范围内遴选较少的设计参数来拟合链轮系统质量、最大应力两个响应的函数关系,建立的响应面函数可定义为:

$$\tilde{y}(x) = a_0 + \sum_{i=1}^N a_i \varphi_i(x) \quad (2)$$

式中, $\varphi_i(x)$ 为响应面基函数; a_i 为基函数系数; N 为基函数个数。

二阶多项式近似模型的基函数分别为:

$$1, x_1, x_2, \dots, x_n, x_1^2, x_1 x_2, \dots, x_1 x_n, \dots, x_n^2 \quad (3)$$

式中, n 为设计变量的个数。

根据式(2), 可得二阶响应面近似模型的表达式分别为:

$$\hat{y}(x) = a_0 + \sum_{i=1}^n a_i x_i + \sum_{i=1}^n a_{ii} x_i^2 + \sum_{i=1 < j}^n a_{ij} x_i x_j \quad (4)$$

当获得与 $M(M > 1.5N)$ 个设计样本点对应的响应量 $\mathbf{y} = (y^{(1)}, y^{(2)}, \dots, y^{(M)})^T$ 后, 通过最小二乘法可计算得到基函数系数矩阵:

$$\mathbf{a} = (\Phi^T \Phi)^{-1} (\Phi^T \mathbf{y}) \quad (5)$$

式中, Φ 为响应面样本点矢量, 采用的二阶多项式响应面, Φ 可以表示为:

$$\Phi = \begin{pmatrix} 1 & x_{1,1} & \cdots & x_{1,N} \\ 1 & x_{2,1} & \cdots & x_{2,N} \\ \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ 1 & x_{M,1} & \cdots & x_{M,N} \end{pmatrix} \quad (6)$$

从链轮系统优化设计空间中的设计样本点确定矩阵 Φ 和对应的响应矢量 \mathbf{y} 代入式(5), 可获得响应面近似模型的系数矩阵 \mathbf{a} , 进而得到响应面的具体表达式。

在优化设计过程中, 响应面近似模型的精确度直接影响到优化结果的准确性, 为了保证响应面近似模型的精确度, 需要指定响应面模型的取舍关键项作为精确度计算标准。取舍关键项的类型主要有均值、最大值、均方根和残差平方和。本文以残差平方和(residual sum of squares, RSS)最大作为目标进行样本点的最佳选择, 具体公式表示如下:

$$RSS = \sum_{i=1}^n (y_i - \bar{y}_i)^2 \quad (7)$$

式中, y_i 是响应实际值; \bar{y}_i 是响应近似值; n 是构造响应面模型的样本点数。选择误差类型为RSS来衡量近似模型与样本点项间的精确度。

为了避免满足优化精确度要求的响应面模型寻优过程中陷入局部最优解问题, 本文选用多岛遗传算法对获得的链轮系统响应面近似模型进行全局优化。获得全局优化方案的精确度 ε 为:

$$\varepsilon_i = 1 - \frac{|x_i - x'_i|}{x_i} \times 100\% \quad (8)$$

式中, x_i 为利用优化参数计算得到的待优化问题实际值; x'_i 为基于响应面模型得到的优化值。

1.2 基于试验设计响应面模型的优化平台与过程

基于试验设计响应面模型链轮系统的优化设计需要多种优化方法和工具支持, 需要一个优化平台将这些方法和工具进行有效集成。本文基于Isight优化平台^[16]将包括试验设计组件、近似模型组件和优

化算法组件等设多种优化分析方法与工具进行集成, 搭建了相应的优化流程。

此外, 为顺利实现基于试验设计响应面模型的优化过程, 还需建立基于试验设计响应面模型的优化变量关系模型, 实现不同设计变量在不同优化工具中的映射和关联。本文建立的链轮系统设计变量映射关系包括: 在Simcode通用集成模块中加载三维建模SolidWorks软件驱动bat文件和参数化vbs文件, 使设计变量值从试验设计组件中传递到SolidWorks软件中, 在优化前的链轮系统模型基础上建立新的链轮系统模型, 实现模型的自动更新并将更新后的模型进行保存。通过SolidWorks与ANSYS之间的数据接口, 把更新后的链轮系统模型文件导入到ANSYS有限元分析软件专用模块中, 实现三维模型参数的传递。在ANSYS软件中, 根据优化前链轮系统模型有限元分析方式进行计算分析, 把分析结果传递给试验设计组件。然后根据设计矩阵中下一组设计变量值进行新的分析计算, 完成链轮系统设计矩阵的全部计算, 得到链轮系统的试验设计数据, 保存在数据文件txt中。通过Isight中近似模型组件, 加载所有样本点数据的数据txt文件, 定义设计变量与设计响应, 建立链轮系统的响应面近似模型。

具体优化设计过程如图1所示, 主要包括5个步骤:

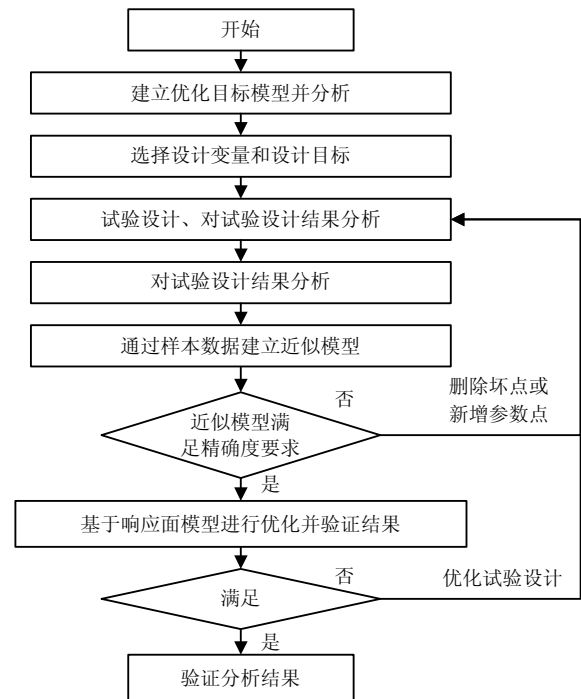


图1 近似模型建立流程

- 1) 建立优化目标的几何建模, 进行有限元分析;
- 2) 选择设计变量和设计目标, 建立优化设计数学模型;

3) 通过设计变量矩阵进行多组试验分析, 得到结果数据识别关键变量及变量间相互关系;

4) 利用设计变量与分析结果建立近似模型, 分析近似模型是否满足精确度要求, 若不满足, 则删除坏点或新增参数点;

5) 选择合适的优化方法, 设置优化变量与目标进行计算, 并对优化结果进行验证。

2 基于试验设计响应面模型的链轮系统优化设计

链轮系统包括轮毂、轮辐和轮缘3个部分。轮缘根据工作条件由链轮的基本参数确定。轮毂作为链轮配合面结构, 在配合件没有变化的情况下是不能单独进行优化的。轮辐是介于轮毂和轮缘之间的结构形式, 实心的链轮会产生较大的转动惯量, 因此对链轮系统进行轻量化设计是提高链轮系统传动效率的有效途径。对链轮系统的优化工作可主要集中在轮辐上。

基于文献[6]建立的准时滚子链链轮系统模型作为优化对象, 文献[19]采用零阶优化方法对该链轮系统进行了轻量化设计。该优化过程共进行了16次正交试验设计, 分析了结构参数对应力的影响。然后用零阶优化方法进行实验样本组进行了20次优化迭代, 共计对待优化原模型进行了36次有限元分析计算。优化结果在最大应力值低于许用应力的条件下, 使系统质量减轻了35%, 有效达到最初的优化目标。本文以文献[6]建立的链轮系统模型作为优化对象, 采用本文提出的优化方法对该系统的质量参数进行优化设计。该链轮系统的主要尺寸如表1所示, 传动链链号为16 A。链轮材料为40号钢, 传动链材料为40 Cr。腰形孔的弧度、内径、外径、轮辐的厚度的初始尺寸分别为68.765°、5 mm、45 mm、66 mm。

表1 传动链轮主要尺寸

链节数 p /mm	齿数 z	分度圆直径 d /mm
25.4	21	170.42

该链轮的工作拉力 F_1 为5 000 N, 根据文献[20], 传动链条的紧边张力 F_1 由有效圆周力 F 、离心力引起的张力 F_c 及松边垂度引起的张力 F_f 共3部分组成。传动链松边的张力 F_2 则由 F_c 及垂度引起的张力 F_f 两部分组成。各个张力的计算公式如式(9)~式(12)所示:

$$F_c = qv^2 \varepsilon \quad (9)$$

$$F_f = K_f q a g \quad (10)$$

$$F_1 = F + F_c + F_f \quad (11)$$

$$F_2 = F_c + F_f \quad (12)$$

式中, q 为每米链条质量, 单位kg/m; g 为重力加速度, 单位m/s²; K_f 为垂度系数; v 为链速, 单位m/s。

计算出离心拉力 F_c 为0.102 N、垂直拉力 F_f 为156.55 N、紧边最大拉力 F 为5 156.65 N和松边最大拉力 F' 为156.65 N。由机械手册查得三圆弧——直线齿轮啮合时, 当滚子刚进入轮齿齿廓凸型圆柱面接触时, 接触应力最大, 由式(13)计算得接触应力最大为258.72 MPa。

$$\sigma = 0.564 \sqrt{\frac{P}{l} \frac{R_1 - R_2}{R_1 R_2} \frac{1}{\frac{1 - \gamma_1^2}{E_1} + \frac{1 - \gamma_2^2}{E_2}}} \quad (13)$$

式中, P 为接触线上的总压力; R_1, R_2 为两个圆柱体的半径; γ_1, γ_2 为两圆柱体的泊松比; E_1, E_2 为两圆柱体的弹性模量。

下面将根据本文提出的优化过程对该链轮系统进行优化设计。

2.1 链轮系统的有限元静力分析

根据表1中所述链轮系统的主要参数及链条的主要参数在Solidworks中建立链轮系统三维模型。简化的模型主要由链轮、链条组成, 链条又分为内链板、外链板、滚子、轴销。然后利用软件接口将链条与链轮的装配体导入Ansys Workbench中, 最小单元尺寸为3 mm, 共划分35 179个实体单元, 81 483个节点, 33个接触对。将前文的紧边张力5 156.65 N以及松边张力156.65 N分别作用在链轮传动机构的紧边与松边的滚子上, 对轴孔上施加约束, 限制链轮轴孔圆柱面的径向自由度、周向自由度、轴向自由度。链轮系统有限元模型及约束施加情况如图2所示。



图2 链轮系统有限元模型及约束施加情况

滚子链传动接触的应力分析结果如图3所示, 最大应力位于滚子为253.52 MPa, 与滚子链轮理论接

触应力结果258.72 MPa相近。链轮的最大应力为100.9 MPa。链轮最大应力小于屈服强度250 MPa，链轮质量为2.245 6 kg，可以对其进行优化。

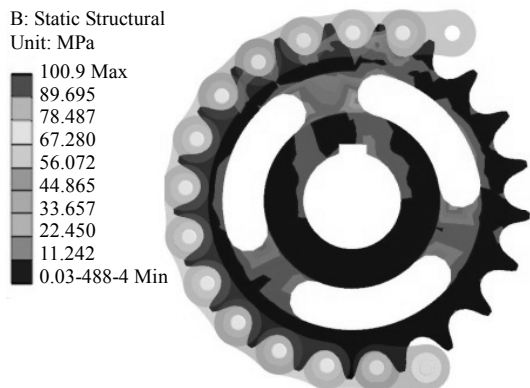


图3 滚子链传动接触的应力分布云图

2.2 链轮系统优化数学模型建立

将腰形孔的弧度 α_1 ，内径 r_1 ，外径 r_2 以及轮辐的厚度 h_1 设为优化参数，建立关于 α_1 、 r_1 、 r_2 与 h_1 优化数学模型，如图4所示。由于腰孔的不同位置对分析结果直接影响，通过试验设计拟合出孔位置与链轮最大应力的数值关系，将应力值最大的位置作为分析的初始位置。优化目标1为质量的轻量化 $f_1(X) = m(X)$ ；安全因子大于2.5接近2，即应力最大值小于125 MPa接近100 MPa，优化目标2为 $f_2(X) = |\sigma - 100|$ 。由于两个目标函数都取最小值，将 $f_1(X)$ 乘以 $f_2(X)$ 作为评价系数，链轮系统的优化数学模型可表示为：

$$X = [r_1, r_2, \alpha_1, h_1]$$

$$\min F(X) = f_1(X) \times f_2(X) = m(X) \times |\sigma - 100|$$

s.t. $\sigma_{\max} < 125 \text{ MPa}$

$$10^\circ < \alpha_1 < 80^\circ$$

$$5 \text{ mm} < h_1 < 7 \text{ mm}$$

$$40.5 \text{ mm} < r_1 < 54 \text{ mm}$$

$$52.8 \text{ mm} < r_2 < 66 \text{ mm}$$

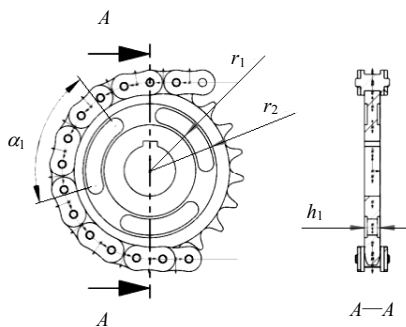


图4 优化参数设定

2.3 链轮系统参数试验设计

根据链轮系统优化数学模型中涉及的设计参数，对影响链轮系统性能的设计参数进行试验设计和分析。本文采用最优拉丁超立方试验设计方法，设置设计变量的区间后获取了30个组样本点数据，通过有限元分析计算，得到各组样本点对应的计算结果。试验因子设计矩阵及试验结果如表2所示。

表2 试验因子设计矩阵与试验结果

N	试验设计变量				试验设计相应	
	$\alpha_1/(\circ)$	h_1/mm	r_1/mm	r_2/mm	最大应力/MPa	质量M/kg
1	60.062	6.103	40.966	68.503	126.115	1.274
2	49.314	5.414	51.672	69.869	52.636	1.570
3	73.497	6.931	50.276	65.772	71.797	1.670
4	68.123	5.000	46.552	57.579	82.667	1.872
5	61.406	5.966	47.483	63.041	62.983	1.708
6	50.658	6.448	49.345	71.917	54.030	1.426
7	43.940	6.724	42.828	70.552	68.718	1.320
8	58.719	5.069	44.224	66.455	79.421	1.448
9	78.871	5.897	45.621	56.897	90.263	1.863
10	72.153	6.517	51.207	56.214	72.115	2.078
11	69.466	5.138	49.810	71.234	110.863	1.383
12	64.092	6.172	54.000	69.186	70.731	1.661
13	53.345	6.793	47.948	54.166	63.035	2.065
14	45.284	5.276	41.897	58.262	52.839	1.747
15	57.375	7.000	45.155	63.724	57.449	1.637
16	80.214	5.828	50.741	65.090	90.985	1.689
17	52.001	6.034	53.069	55.531	63.467	2.169
18	46.627	5.207	48.879	60.310	52.909	1.870
19	56.032	5.759	46.086	52.800	58.760	2.046
20	76.184	6.655	43.293	64.407	102.553	1.488
21	77.527	5.552	43.759	67.138	142.307	1.358
22	66.779	6.586	42.362	54.848	66.229	1.866
23	70.810	6.241	47.017	72.600	143.508	1.234
24	54.688	6.862	52.603	62.359	51.327	1.923
25	47.971	6.379	41.431	59.628	53.163	1.701
26	41.253	6.310	48.414	60.993	53.308	1.860
27	65.436	5.621	40.500	58.945	80.989	1.649
28	62.749	5.345	53.534	61.676	69.016	1.952
29	42.597	5.690	44.690	67.821	50.896	1.464
30	74.840	5.483	52.138	53.483	155.373	2.200

Pareto图可有效反映样本拟合后模型中所有项对每个响应的贡献程度百分比，数值为正表示正效应，数值为负则表示反效应。通过对试验设计结果进行Pareto图和交互效应图分析，获得链轮系统性能主要影响因子。滚子传动链优化试验设计的Pareto图如图5所示，由Pareto分析可得：

1) 最大应力 ρ_{\max} 最大由 α_1 正影响, 其次是 r_2 , r_1 , h_1 影响;

2) 质量 M 最大由 r_2 负影响, 其次是 r_1 , α_1 , h_1 影响。

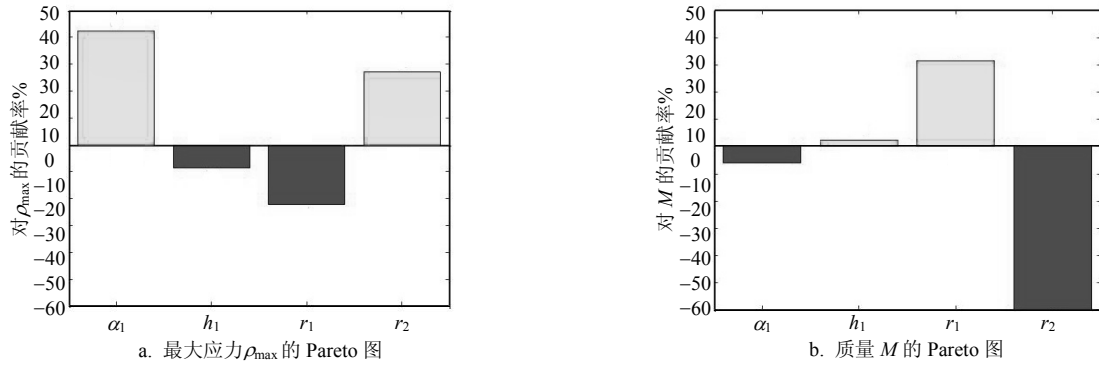


图5 各个设计响应的Pareto图

2.4 链轮系统优化响应面模型建立与分析

根据试验设计结果, 利用式(4)最小二乘法计算回归系数矩阵, 构造最大应力 ρ_{\max} 、链轮质量 M 的二次多项式响应面近似函数为:

$$\begin{aligned} \rho_{\max} = & -92.254 - 82.916\alpha_1 - 57236.9h_1 + 4978.25r_1 - \\ & 1156.27r_2 + 73.893\alpha_1^2 - 7.241 \times 10^6 h_1^2 + 360.079 \times \\ & 10^3 r_1^2 + 177.273 \times 10^3 r_2^2 - 12.436 \times 10^3 \alpha_1 h_1 - \\ & 6.822 \alpha_1 r_1 + 5.870 \times 10^3 \alpha_1 r_2 - 235.97 \times 10^3 h_1 r_1 - \\ & 45.2 \times 10^3 h_1 r_2 - 532.08 \times 10^3 r_1 r_2 \end{aligned} \quad (14)$$

$$\begin{aligned} M = & 764.08 + 165.40\alpha_1 - 21453.26h_1 + \\ & 4775.9r_1 - 23.086r_2 + 96.79\alpha_1^2 + \\ & 8.443 \times 10^6 h_1^2 + 348.3 \times 10^3 r_1^2 + 327.0 \times 10^3 r_2^2 - \\ & 51.627 \times 10^3 \alpha_1 h_1 - 2.463 \times 10^3 \alpha_1 r_1 + 5.282 \alpha_1 r_2 - \\ & 1.125 \times 10^6 h_1 r_1 + 925.549 h_1 r_2 - 530.494 r_1 r_2 \end{aligned} \quad (15)$$

根据最大应力 ρ_{\max} 、链轮质量 M 的二次多项式响应面函数, 以及各个响应的主要设计因子, 得到如图6所示的最大应力 ρ_{\max} 、链轮质量 M 的响应面近似模型三维图形与等值线图。由近似模型可得, 随着 α_1 和 r_2 的增加, 最大应力 ρ_{\max} 增加; 随着 r_1 的增加, r_2 的减少, 链轮质量 M 增加。

为保证拟合的响应面近似模型能较好反映实际情况, 还需对其进行精确度检验。本文指定残差平方和RSS作为响应面模型取舍关键项并以其最大作为优化目标, 对响应面模型样本参数点进行最佳选择。基于式(7)计算基于建立响应面得到的最大应力 ρ_{\max} 、质量 M 的RSS值分别为0.903 9、0.999, 最大应力值、质量的实际值与预测值关系图如图7所示。表明该近似模型与真实有限元模型的逼近程度高, 具有足够的精确度。

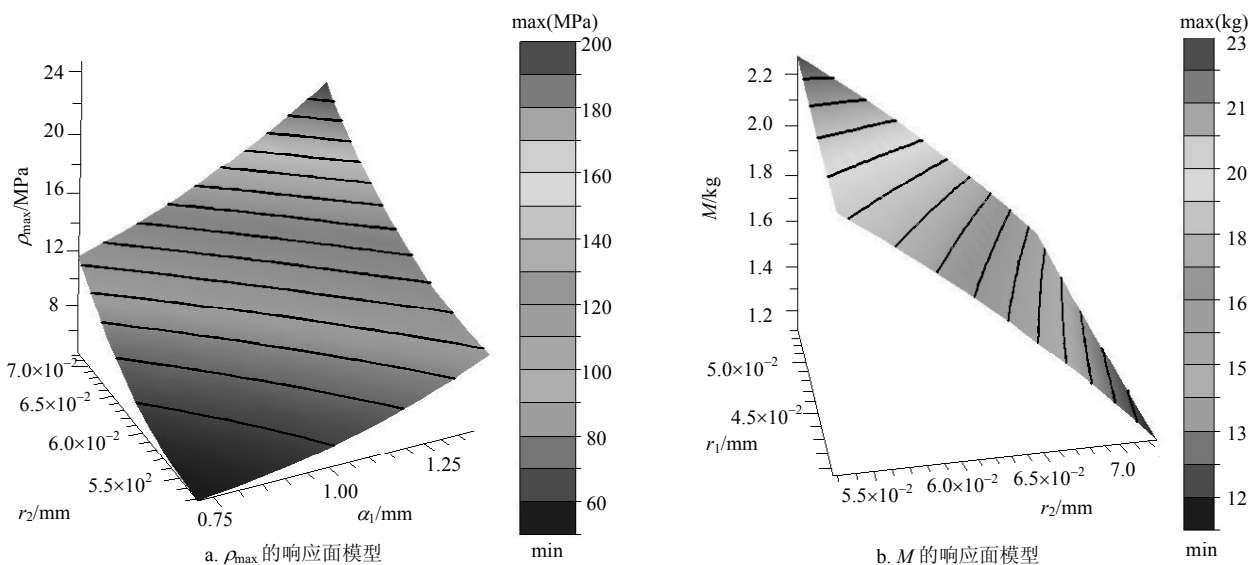


图6 各个设计响应的响应面近似模型

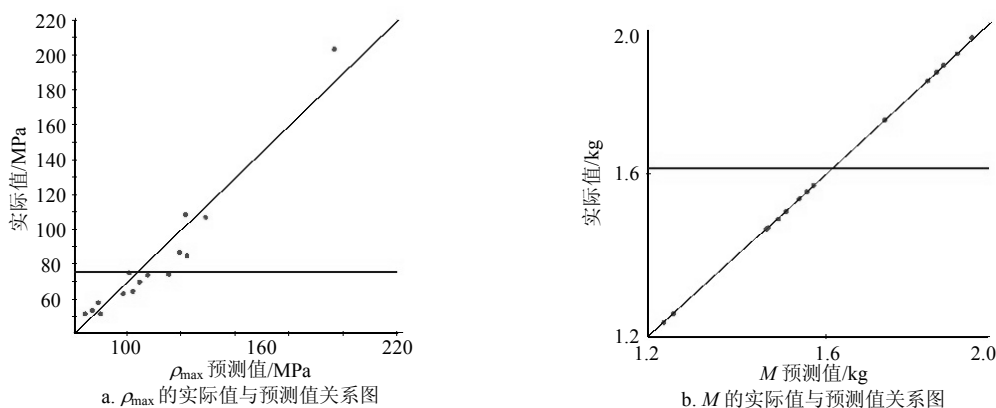


图7 各个设计响应实际值与预测值关系图

2.5 基于近似模型的优化分析

不同的优化算法对链轮系统响应面近似模型进行求解和计算效率存在差异, 鉴于链轮系统优化过程中其优化目标函数存在多峰性和非连续的特点, 传统的数值优化和直接搜索方法均不易有效获得全局最优解。所以, 本文为避免仅获得局部最优解问题, 选用多岛遗传算法对获得的链轮系统响应面近似模型进行优化。设定子种群大小为10, 岛的数目为10, 遗传代数为10, 共计算1 000个方案。

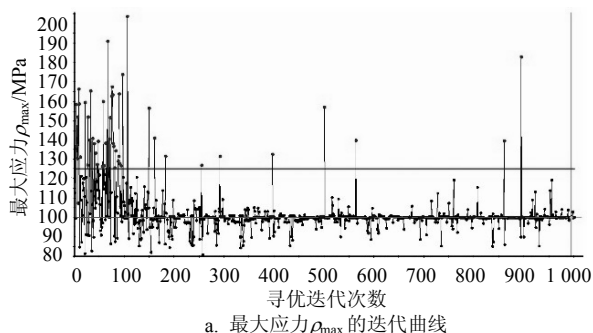
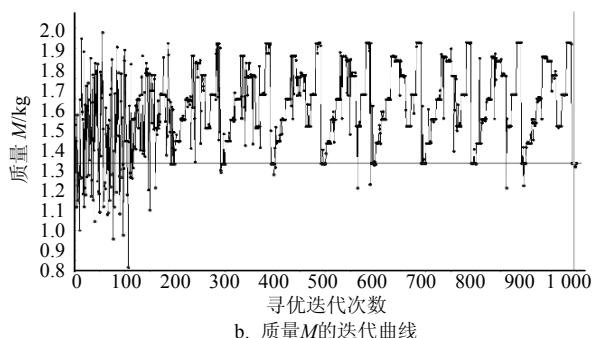
a. 最大应力 ρ_{\max} 的迭代曲线b. 质量 M 的迭代曲线

图8 优化过程中设计响应

优化过程中链轮最大应力和链轮质量的迭代曲线如图8所示, 在最大应力迭代曲线中超过125 MPa的点为无效点, 通过寻优计算最大应力趋近于100 MPa, 同时链轮质量取较小值。利用优化结果中的链轮尺寸进行重新建立链轮模型并进行验证分

析, 得到的优化结果和验证结果如表3所示, 并利用式(8)计算优化结果的精确度。

表3 优化前后对比及结果验证

对比项	$\alpha_1/(\circ)$	h_1/mm	r_1/mm	r_2/mm	M/kg	ρ_{\max}/MPa
优化前	68.76	5.0	45.0	66.0	1.467	100.9
优化后	40.07	6.17	40.96	70.9	1.328	100.01
验证值	-	-	-	-	1.323	101.5

文献[19]的优化结果为链轮系统的质量1.467 2 kg, 最大应力100.9 MPa; 采用本文优化方法后链轮质量为1.328 kg, 最大应力为100.1 MPa。对比表明本文优化方法进一步将链轮的质量减轻了9.93%。此外, 文献[19]对待优化链轮系统原模型进行了36次有限元分析计算, 而本文所提优化方法进行了30次, 计算次数减少了6次。表明本文所提优化方法总优化时间减少了约16.7%。通过对优化结果精确度验证分析可得: M 的精度为99.4%, 最大应力的精度为98.5%, 表明本文方法获得的优化方案与实际情况具有较高匹配性。

3 结束语

本文针对目前链轮系统优化过程中效率和精确度难以兼顾的不足, 提出了一种基于试验设计响应面模型的链轮系统优化设计方法和优化过程。通过Isight优化平台集成了试验设计方法与近似响应面方法, 采用最优拉丁超立方试验设计法辨识链轮优化设计中的关键参数以及相互影响关系; 通过试验样本点建立了链轮优化参数关于链轮质量和最大应力的响应面近似模型; 然后对近似模型采用多岛遗传算法进行优化计算。通过与现有优化方法进行结果对比, 本文所提方法较原有方法进一步提高了链轮系统的综合优化性能, 反映出该优化方法具有较好的实用性。

参 考 文 献

- [1] 傅国红, 黄良沛, 岳文辉. 基于可靠性仿真面向维护的刮板输送机链条优化设计[J]. 中国机械工程, 2013, 23(18): 2218-2222.
FU Guo-hong, HUANG Liang-pei, YUE Wen-hui. Optimization design of scraper conveyor chain for maintenance based on reliability simulation[J]. China Mechanical Engineering, 2013, 23(18): 2218-2222.
- [2] ZHOU Y. Mathematical modeling of chain drive geometries for a durability test rig[J]. Experimental Techniques, 2016, 40(3): 1137-1140.
- [3] SHALABY K. Validation of Kinematic simulation of sprocket contacts of chain links by experiments[J]. International Congress of Automotive and Transport Engineering, 2016, 11(1): 144-148.
- [4] 何柏岩, 孙阳辉, 聂锐, 等. 矿用刮板输送机圆环链传动系统动力学行为研究[J]. 机械工程学报, 2012, 48(17): 51-53.
HE Bai-yan, SUN Yang-hui, NIE Rui, et al. Dynamic behavior analysis on the ring chain transmission system of an armoured face conveyor[J]. China Mechanical Engineering, 2012, 48(17): 51-53.
- [5] 王光建, 范玉萌. 高速输送链传动设计/仿真与试验[J]. 机械工程学报, 2013, 49(13): 159-163.
WANG Guang-jian, FAN Yu-meng. Optimization design of scraper conveyor chain for maintenance based on reliability simulation[J]. China Mechanical Engineering, 2013, 49(13): 159-163.
- [6] 顾仁涛. 正时滚子链传动的动态特性研究[D]. 济南: 山东大学, 2008.
GU Ren-tao. Study on dynamic behavior of timing roller chain drive[D]. Jinan: Shandong University, 2008.
- [7] 刘炜, 卢青波. 基于差分进化算法的套筒滚子链传动多目标优化设计[J]. 机械传动, 2015(4): 77-80.
LIU Wei, LU Qing-bo. Multi-objective optimization design of sleeve roller chain transmission based on differential evolution algorithm[J]. Journal of Mechanical Transmission, 2015(4): 77-80.
- [8] 向国齐, 严志坚, 黄大贵. 支持向量机替代模型的遗传优化设计[J]. 电子科技大学学报, 2009, 38(3): 459-462.
XIANG Guo-qi, YAN Zhi-jian, HUANG Da-gui. Genetic optimization design based on support vector regression metamodeling[J]. Journal of University of Electronic Science and Technology of China, 2009, 38(3): 459-462.
- [9] 赵伟国, 盛建萍, 杨军虎, 等. 基于CFD的离心泵优化设计与试验[J]. 农业工程学报, 2015, 31(21): 125-131.
ZHAO Wei-guo, SHEN Jian-pin, YANG Jun-hu, et al. Optimization design and experiment of centrifugal pump based on CFD[J]. Transactions of the Chinese Society of Agricultural Engineering, 2015, 31(21): 125-131.
- [10] 王春林, 彭海波, 丁剑, 等. 基于响应面法的消防泵S型叶片改进优化设计[J]. 机械工程学报, 2013, 49(10): 170-177.
WANG Chun-lin, PEN Hai-bo, DING Jian, et al. Optimization for S-type blade of fire pump based on response surface method[J]. China Mechanical Engineering, 2013, 49(10): 170-177.
- [11] 高雄发, 施卫东, 张德胜, 等. 基于CFD正交试验的旋流泵优化设计与试验[J]. 农业机械学报, 2014, 45(5): 101-106.
GAO Xiong-fa, SHI Wei-dong, ZHANG De-shen, et al. Optimization design and test of vortex pump based on CFD orthogonal test[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2014, 45(5): 101-106.
- [12] 邓聪颖, 刘蕴, 殷国富, 等. 基于响应面方法的数控机床空间动态特性研究[J]. 四川大学学报(工程科学版), 2017, 49(4): 211-218.
DENG Cong-yin, LIU Yun, YIN Guo-fu, et al. Research on machine tool spatial dynamic characteristics based on response surface method[J]. Journal of Sichuan University (Engineering Science Edition), 2017, 49(4): 211-218.
- [13] 姜衡, 管贻生, 邱志成, 等. 基于响应面法的立式加工中心动静态多目标优化[J]. 机械工程学报, 2011, 47(11): 125-133.
JIANG Heng, GUAN Yi-sheng, QIU Zhi-cheng, et al. Dynamic and static multi-objective optimization of a vertical machining center based on response surface method[J]. China Mechanical Engineering, 2011, 47(11): 125-133.
- [14] CRAIG K J. Automotive crashworthiness design using response surface-based variable screening and optimization [J]. Engineering Computations: International Journal for Computer-Aided Engineering and Software, 2005, 22(1): 38-61.
- [15] 崔杰, 张维刚, 常伟波, 等. 基于双响应面模型的碰撞安全性稳健性优化设计[J]. 机械工程学报, 2011, 47(24): 97-103.
CUI Jie, ZHANG Wei-gang, CHANG Wei-bo, et al. Robustness optimization for crash safety based on dual-response surface model[J]. China Mechanical Engineering, 2011, 47(24): 97-103.
- [16] XING Tao-liao. Optimization studies for crashworthiness design using response surface method[J]. Computational Methods in Engineering & Science, 2006, 17(4): 302-304.
- [17] 吕辉, 于德介, 谢展, 等. 基于响应面法的汽车盘式制动器稳定性优化设计[J]. 机械工程学报, 2013, 49(9): 55-60.
LÜ Hui, YU De-jie, XIE Zhan, et al. Optimization of vehicle disc brakes stability based on response surface method[J]. China Mechanical Engineering, 2013, 49(9): 55-60.
- [18] 赖宇阳. Isight参数化理论与实例详解[M]. 北京: 北京航空航天大学出版社, 2012.
LAI Yu-yang. Isight parametric theory and examples[M]. Beijing: Beihang University Press, 2012.
- [19] 董惠敏, 李德举, 齐书学. 基于正交试验和有限元分析的谐波传动柔轮杯体结构优化[J]. 机械传动, 2013(1): 34-38.
DONG Hui-min, LI De-ju, QI Shu-xue. Structural optimization of the flexspline cup in harmonic drives based on orthogonal test and finite element analysis[J]. Journal of Mechanical Transmission, 2013(1): 34-38.
- [20] 邱宣怀. 机械设计[M]. 北京: 高等教育出版社, 1997.
QIU Xuan-huai. Mechanical design[M]. Beijing: Higher Education Press, 1997.