

# 基于 ANSYS 与正交试验的密炼机机架优化设计

周翔宇<sup>1</sup>, 黄陈<sup>2</sup>, 俞成涛<sup>1</sup>

(1. 江苏理工学院, 江苏 常州 213001;

2. 南通旭鑫橡塑机械有限公司, 江苏 南通 226600)

**摘要:** 本文基于有限单元法建立密炼机机架有限元分析模型, 根据实际工况简化边界条件进行计算。利用结果对板厚及角度尺寸参数化进而确定优化模型, 通过相关性分析筛选出与目标相关性大的参数值; 利用正交试验对筛选变量优选。最后, 结合正交实验结果确定最终优化方案并进行仿真校核。

**关键词:** 密炼机机架; 有限元; 正交试验; 优化设计

**中图分类号:** TQ330.41

**文献标识码:** B

**文章编号:** 1009-797X(2026)01-0068-04

DOI:10.13520/j.cnki.rpte.2026.01.014

密闭式炼胶机(简称密炼机)又称捏炼机, 主要用于橡胶或塑料的塑炼和混炼。密炼机是在开放式炼胶机(简称开炼机)基础上发展起来的一种高强度、间隙性混炼设备。世界第一台密炼机由1879年德国人发明, 自1916年出现真正意义上的本伯里(Banbury)密炼机后, 密炼机的优势逐渐被人们所认识。在橡胶混炼过程中, 密炼机具有更多优点: 混炼容量大、时间短、效率高、粉尘飞扬少、配合剂损失小, 同时工作环境好、操作安全、劳动强度低、机械化与自动化程度高、胶料质量好等<sup>[1~2]</sup>。

密炼机机架其结构常常为焊接形式, 其布局结构通常为L型。传统的设计方法常为类比或者经验设计, 为保证足够的刚性及强度, 通常设计方案均比较保守, 使得密炼机较为笨重。随着橡胶工业的不断发展, 对产品设计提出了更高的要求: 以较少的质量, 设计出强度、刚度符合要求机架。同时, 这也是为降低成本以及轻量化设计所提出的要求。目前, 有限元等现代设计方法在汽车、航天等领域应用广泛, 国内橡塑机械行业装备结构设计也由经验设计逐步过渡到采用有限元等现代设计方法进行产品设计, 进而降低成本并提升产品性能。

本文利用 ANSYS workbench 建立参数化有限元分析模型, 对某型号压力机机架结构进行静力学分析; 根据后处理所得结果, 结合敏感度分析确定与质量、刚度、强度相关性较大的设计参数; 进一步结合正交

试验确定优化设计方案; 最后对轻量化结果进行机架结构仿真分析验证, 从而确定更为合理的设计方案。

## 1 有限元模型建立

根据已有相关产品设计制造经验, 首先建立相对保守的机架模型, 图1所示。

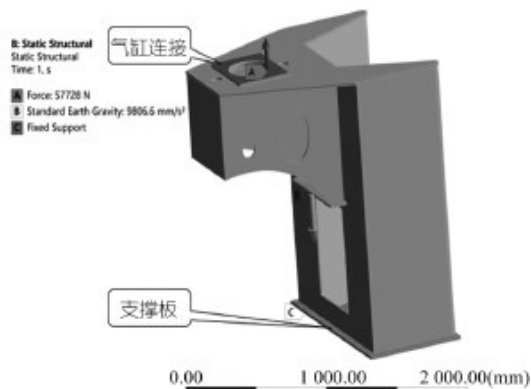


图1 机架模型

图1为简化后模型, 简化内容包括对结果无明显影响的螺栓、气缸及防尘用挡板等零件, 以及焊缝、圆角等几何细节。在有限元分析中, 以上细节大幅度影响仿真计算量, 且影响网格质量及计算精度<sup>[3]</sup>。材料选用 Q235B 结构钢, 根据《钢结构通用规

**作者简介:** 周翔宇(1995—), 男, 硕士研究生, 研究方向为轻量化设计与研究。

范》GB50017—2017<sup>[4]</sup>规定：弹性模量  $E=2.06 \times 10^5$  MPa；屈服应力  $\sigma_s=235$  MPa，泊松比  $\mu=0.3$ ，密度  $\rho=7850$  kg/m<sup>3</sup>。计算初始重量为 1 169.3 kg。由于机架为热轧板焊接组成，零件之间采用 bonding 接触，其余设置软件默认。网格划分方法：采用自适应网格方法，设置网格大小 6 mm，混合实体单元形式，分辨率为 7。单元总数为 787 716，节点数为 2 085 612。网格质量平均为 0.83，长宽比平均为 1.84，扭曲度平均为 0.25，其质量较高，因此能保证足够的计算精度。原气缸连接板处安装缸径为 350 mm，工作压力为 0.6 MPa。故而换算为拉力作用于连接板处，大小为 57 728 N。施加支撑板下底面为固定约束，同时施加向下重力加速度  $-9\ 800$  mm/s<sup>2</sup>。以上相关设置完成后，进行求解。

## 2 静力学分析结果

图 2 为等效应力分析结果，图 3 为  $z$  向变形值。模型应力最大值在气缸连接板处，应力值为 59.453 MPa。 $Z$  向位移  $-0.203$  mm。故而，原有设计方案有一定的轻量化空间。

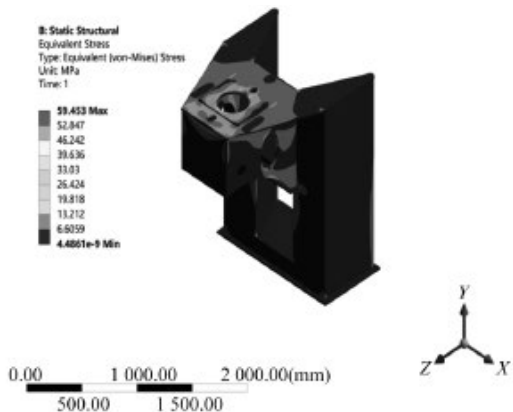


图 2 等效应力云图

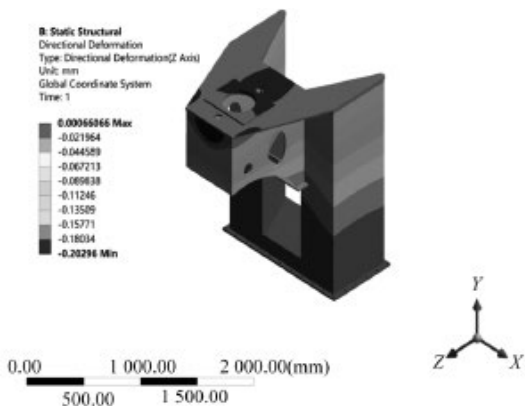


图 3  $z$  向位移云图

## 3 模型参数化及变量筛选

### 3.1 建立参数化模型

常见轻量化主要有两种方法：一是利用比强度高材料，二改进结构设计布局，使得材料分布更为合理，从而提高强度降低质量。本文利用 Space claim 对模型的板厚、侧板角度尺寸作为输入设计变量。同时，为保证零件的焊接工艺一致性，确定支撑板厚度不变。设计变量为 9 个，确定板的厚度范围 8~20 mm，角度尺寸  $0 \sim 5^\circ$ ，输出变量分别为机架质量、应力水平和位移变形为 3 组目标参数。

### 3.2 相关性分析理论

原有参数化模型虽然设置 9 个设计变量，但由于其中的不同变量在其取值范围对目标参数影响大小不一致。若采用试错法，易造成方向盲目不易获取优化方案，造成对计算资源和产品原材料浪费。其次，不利于研究设计变量对目标参数的影响权重，无法对以后的相关同类产品设计提供经验参照。因此，在优化之前，需对参数的相关性进行分析进而筛选影响较大的变量。

所谓敏感性分析即相关分析，是指从定量分析的角度研究有关因素发生某种变化对某一个或一组关键指标影响程度的一种不确定分析技术。其实质是通过逐一改变相关变量数值的方法来解释关键指标受这些因素变动影响大小的规律<sup>[5]</sup>。本文所采用的 Spearman 相关计算方法，为软件默认算法。在输入变量范围内生成样本数据点，按照样本点进行排序，数据排序等级大小替代原有样本数据点计算相关系数。该方法适用于非线性、变量间存在单调相关性。具体计算方法如式 (1)：

$$r = \frac{\sum_{i=1}^n (x_i - \bar{x})(y_i - \bar{y})}{\sqrt{\sum_{i=1}^n (x_i - \bar{x})^2} \sqrt{\sum_{i=1}^n (y_i - \bar{y})^2}} \quad (1)$$

式中： $r$  为相关系数； $n$  为样本容量； $x_i$  设计变量值， $\bar{x}$  为输入参数平均值； $y_i$  为目标参数值， $\bar{y}$  为目标参数平均值。 $r$  的绝对值大小判定相关性的强弱：当  $r$  为正数表示两组变量之间成正相关性；当  $r$  为负数，二者成负相关性。

### 3.3 相关性计算结果

本文采用 150 个样本点进行计算，为缩短计算时间，设置收敛自动停止。其自动停止依据采用软件默认参数值。经计算，最终收敛频数为 101。计算结果

如表 1 :

表 1 相关系数

变量	相关系数 $r$		
	质量	等效应力	Z 向变形
$P_1$	0.068	0.812	0.081
$P_2$	0.455	-0.187	0.643
$P_3$	0.558	-0.166	0.491
$P_4$	0.505	-0.069	0.429
$P_5$	0.338	-0.233	-0.017
$P_6$	0.125	-0.110	0.149
$P_7$	0.014	-0.082	0.146
$P_8$	-0.005	-0.002	-0.018
$P_9$	0.104	0.012	-0.032

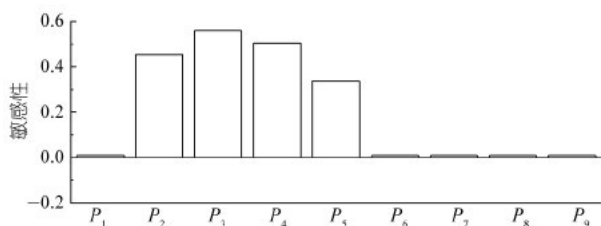


图 4 质量敏感性柱状图

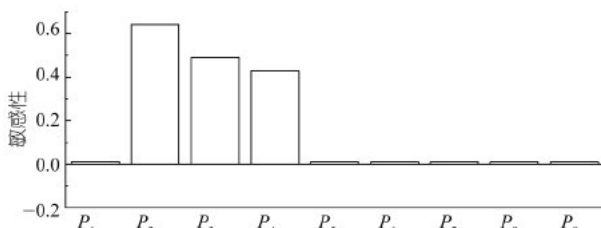


图 5 位移敏感性柱状图

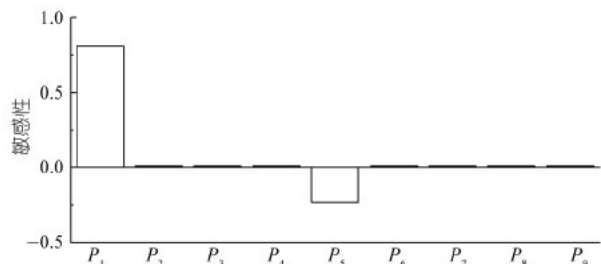


图 6 应力敏感性柱状图

## 4 正交试验设计

### 4.1 试验因素与水平

结合表 1 及图 4 可以看出,  $P_2$ ,  $P_3$ ,  $P_4$ ,  $P_5$  数值变化对质量影响显著, 且该四组设计变量对位移、应力影响也较为明显。结合结构形式, 以该四组设计变量作为因素, 以应力为试验指标。另外, 常见 Q235B 钢板厚度为 6 mm, 8 mm, 10 mm, 12 mm, 16 mm, 20 mm, 25 mm, 故而板厚选取常用标准值作为不同水平。结合设计经验, 设置因素及水平表如表 2 所示。

### 4.2 试验结果及分析

选取标准正交试验表 L9(34), 结合前文所建立的参数模型, 施加相同的边界条件运行求解, 试验结果

记录如表 3 :

表 2 试验因素与水平表

水平	因素			
	$P_2/\text{mm}$	$P_3/\text{mm}$	$P_4/\text{mm}$	$P_5/\text{mm}$
1	8	6	6	10
2	10	8	8	12
3	12	10	10	16

表 3 正交试验结果记录表

序号	$P_2/\text{mm}$	$P_3/\text{mm}$	$P_4/\text{mm}$	$P_5/\text{mm}$	最大应力 /MPa	Z 向位移 /mm
1	8	6	6	10	91.596	-0.342
2	8	8	8	12	83.468	-0.300
3	8	10	10	16	71.473	-0.27
4	10	6	8	16	74.146	-0.291
5	10	8	10	10	91.405	-0.272
6	10	10	6	12	82.953	-0.276
7	12	6	10	12	83.378	-0.265
8	12	8	6	16	70.776	-0.272
9	12	10	8	10	90.991	-0.253

表 3 中通过 9 次试验方案得出应力水平在 70.776 至 91.596 MPa,  $z$  向变形在 -0.342~-0.253 mm 之间。为比较各个设计变量对变形, 应力的影响主次顺序, 需对正交试验结果需进一步分析, 进而确定优化设计方案。通常采用极差分析法评定最优方案。在正交试验结果分析中, 主要包含极差分析和方差分析两种方法, 极差分析法计算简单方便故而广泛应用, 表 4 为应力极差分析数据, 表 5 为  $z$  向位移均值分析数据:

表 4 应力均值分析数据

水平	$P_1/\text{MPa}$	$P_2/\text{MPa}$	$P_3/\text{MPa}$	$P_4/\text{MPa}$
1	82.179	83.040	81.775	91.331
2	82.835	81.883	82.868	83.266
3	81.715	81.806	82.085	72.132
极差	1.120	1.234	1.093	19.199

表 5  $z$  向位移均值分析数据

水平	$P_1/\text{mm}$	$P_2/\text{mm}$	$P_3/\text{mm}$	$P_4/\text{mm}$
1	-0.304	-0.299	-0.297	-0.289
2	-0.280	-0.281	-0.281	-0.280
3	-0.263	-0.266	-0.269	-0.278
极差	0.041	0.033	0.028	0.011

结合表 4、5 数据可以得出:  $P_1$ ,  $P_2$ ,  $P_3$ , 的水平变化对应力变化均较小, 仅  $P_4$  对应力结果影响明显; 对于变形而言: 仅  $P_1$  变化对变形结果影响较大, 其余参数对目标参数影响较小。因此, 选取  $P_1$ ,  $P_4$  选取高水平分别为 12 mm、16 mm;  $P_2$ ,  $P_3$  选较低水平 8 mm。其余设计变量与原有方案保持不变。

## 5 仿真验证

根据前文所确定的优化方案, 建立仿真模型并求

解, 结果如图 7 和图 8 所示。

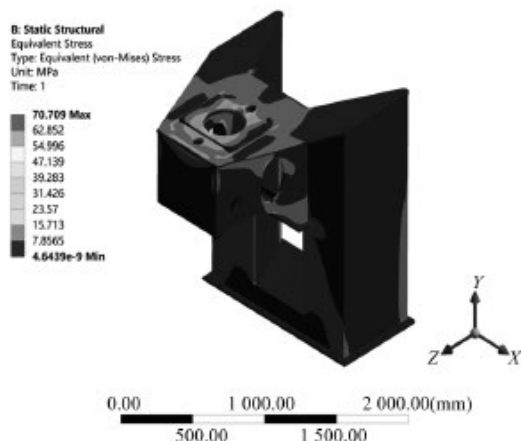


图 7 等效应力云图

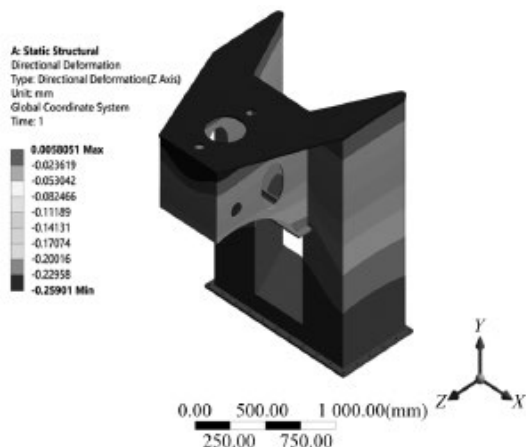


图 8  $z$  向变形云图

由图 7 和图 8 可得轻量化后的等效应力为 70.709 MPa,  $z$  向位移为  $-0.259$  mm。应力状态, 位移变形略有增大, 且均在接受范围内, 其质量降低至 949.3 kg, 轻量化 23.2%, 故本文所述方案取得较好的优化成果。

## 6 结论

本文通过对原有设计方案数值仿真分析, 利用 Ansys Workbench 优化分析工具, 对设计变量与质量、等效应力、变形相关性分析, 结合正交实验方法, 对密炼机机架相关设计参数优化设计, 优化布局结构, 取得较为良好轻量化效果, 并对后期同类产品设计提供经验参照。

## 参考文献:

- [1] 周毅, 周英志. 橡胶密炼机的技术进展 [J]. 橡胶科技, 2017,15(03):38-43.
- [2] 吕柏源. 橡胶工业手册—橡胶机械(上册)[M].3 版. 北京: 化学工业出版社, 2014.
- [3] 钢结构设计标准 GB50017—2017. 中华人民共和国住房和城乡建设部, 中华人民共和国国家质量监督检验检疫总局.
- [4] 周矩. ANSYS Workbench 有限元分析实例详解(静力学)[M]. 北京: 人民邮电出版社, 2017.
- [5] 韦韬, 李明, 黄洪, 等. 基于响应面优化的客车后高地板骨架设计 [J]. 机械设计与研究, 2022,38(01):161-167.

## Optimization design of mixer frame based on ANSYS and orthogonal experiment

Zhou Xiangyu<sup>1</sup>, Huang Chen<sup>2</sup>, Yu Chengtao<sup>1\*</sup>

(1. Jiangsu University of Technology, Changzhou 213001, Jiangsu, China;

2. Nantong Xuxin Rubber & Plastics Machinery Co. LTD., Nantong 226600, Jiangsu, China)

**Abstract:** This paper constructs a finite element analysis model for the mixer frame based on the finite element method, and performs calculations after simplifying the boundary conditions according to actual working conditions. With the help of the calculation results, parameterization is carried out for plate thickness and angular dimensions to determine the optimization model; parameter values with high correlation to the objective are selected through correlation analysis; and orthogonal experiments are used to optimize the selected variables. Finally, the final optimization scheme is determined based on the results of the orthogonal experiments, and simulation verification is conducted.

**Key words:** mixer frame; finite element; orthogonal experiment; optimized design

(R-03)