

[制造·使用·改进]

DOI:10.3969/j.issn.1005-2895.2018.04.018

基于实验设计法的搁脚机构参数优化设计

张冬冬¹, 张翼¹, 秦宝荣², 王郑兴³, 鲍家华³

(1. 浙江机电职业技术学院 机械技术系, 浙江 杭州 310053;

2. 浙江工业大学 机械工程学院, 浙江 杭州 310014; 3. 浙江恒林椅业股份有限公司, 浙江 安吉 313300)

摘要:针对按摩椅 GB/T 26182—2010 对机架的力学性能测试要求,运用数值模拟分析软件 ANSYS Workbench 对设计的按摩椅搁脚机构进行有限元仿真分析。校核其强度和刚度,仿真结果显示,在测试载荷作用下,应力主要集中于搁脚抬升杆且会发生塑性变形;采用实验设计方法研究搁脚抬升杆的参数并进行优化,改善其力学性能,根据参数优化设计结果进行实物样机制作并测试。研究结果表明:通过参数优化设计的方法能够明显改善搁脚机构的力学性能,优化后的结构在测试载荷作用下不会发生塑性变形,实物测试的结果符合仿真结果的预期,证明了参数优化设计的有效性。课题组的研究能够提高机架的强度和刚度,使其满足国标规定的测试要求。

关键词:按摩椅搁脚机构;样机测试;有限元分析;ANSYS Workbench 软件

中图分类号:TS665.4 文献标志码:A 文章编号:1005-2895(2018)04-0085-04

Parameter Optimization Design of Footrest Mechanism Based on Experimental Design

ZHANG Dongdong¹, ZHANG Yi¹, QIN Baorong², WANG Zhengxing³, BAO Jiahua³

(1. Department of Mechanical Engineering, Zhejiang Institute of Mechanical and Electrical Engineering, Hangzhou 310053, China;

2. College of Mechanical Engineering, Zhejiang University of Technology, Hangzhou 310014, China;

3. Zhejiang Henglin Chair Industry Co., Ltd., Anji, Zhejiang 313300, China)

Abstract: Aiming at the testing requests for the rack of massage chair GB/T26182—2010, the finite element analysis was done to the designed footrest mechanism by using ANSYS Workbench. The strength and stiffness were checked, and the results of simulation showed that the stress was mainly concentrated on the lifting rod and plastic deformation occurred under the test load. By using the method of experimental design, the parameters of the lifting rod of the footrest mechanism were studied and optimized, the mechanical properties were improved. According to the optimized results, the prototype was manufactured and tested. The research results indicate that the mechanical properties of the mechanism can be obviously improved by the method of parameter optimization, and after the optimization, the footrest mechanism will meet the standard requirements, the result of the physical test is in line with the expectation of the simulation result and verifies that the parameter optimization design is effective. The research can improve the strength and stiffness of the rack, so as to meet the testing requirements.

Keywords: massage chair rack; prototype test; FEA (Finite Element Analysis); ANSYS Workbench

机架是按摩椅的重要部件之一,为了达到零重力按摩的目的,机架需实现搁脚抬升和靠背倾仰等动作且要能够满足一定的角度要求,即搁脚与坐面之间的夹角呈 $133^\circ \pm 5^\circ$,同时坐面与靠背的夹角呈 $126^\circ \pm 7^\circ$ 。人体工程学研究结果表明此时人体处于零重力状态,舒适感最好^[1]。

搁脚机构由搁脚架、搁脚抬升杆以及滚轮等组成,主要用于实现搁脚抬升的动作。在设计搁脚机构时不仅要满足一定的角度抬升要求,还要满足强度和刚度要求,以确保产品在使用过程中的安全性和稳定性。课题组根据 GB/T 26182—2010 规定的测试要求对设计的按摩椅机架搁脚机构进行有限元仿真分析,针对

收稿日期:2018-01-18;修回日期:2018-03-25

第一作者简介:张冬冬(1991),男,江苏滨海人,硕士,助教,主要研究方向为模具设计与制造技术。E-mail: 1192904712@qq.com

搁脚抬升杆强度不足的问题,基于实验设计法对其进行参数优化设计,从而提高结构的强度和刚度,制作实物样机并测试以验证优化设计的可靠性。

1 搁脚机构的静态结构分析

在建模软件中将按摩椅机架的搁脚机构调节到某一零重力角度并以 Parasolid 的格式导入到 AWE 的 Static Structure 模块中。一般首先设置搁脚机构的材料属性,选择搁脚机构的主要材料为 Q235,其材料属性如表 1 所示^[2]。设置 Element Size 的参数为 0.5 mm,并采用自动网格划分法进行网格划分。依据搁脚机构各连接件的实际工作状态,在滚轮与搁脚架相对滚动的面之间添加 No Separation 接触,在搁脚机构与其它部件的铰接孔上添加圆柱面约束^{[3]57},按照国标规定在搁脚架上施加垂直于搁脚平面的 700 N 模拟载荷^{[3]57},如图 1 所示。

表 1 Q235 的材料属性
Table 1 Material properties of Q235

材料	密度 $\rho / (\text{kg} \cdot \text{m}^{-3})$	弹性模量 E / GPa	泊松比 μ
Q235	7 850	206	0.29

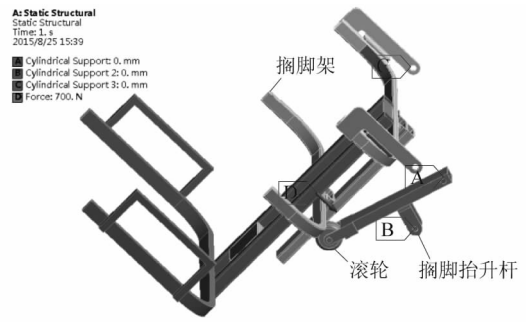


图 1 添加约束和载荷

Figure 1 Adding constraints and loads

通过计算可求解出搁脚机构在静态载荷下的响应,图 2(a)所示为搁脚机构的等效应力云图,图 2(b)所示为搁脚机构的总体变形云图。由图 2 可知,在载荷的作用下,所设计结构的最大变形量约为 2.1 mm,最大等效应力约为 241 MPa,而材料的屈服强度为 235 MPa,显然结构会发生不可逆塑性变形,无法满足测试标准要求。由图 2(c)可知较大的应力主要集中在搁脚抬升杆上。因此,需要对搁脚机构进行改进^{[3]58}。



图 2 搁脚机构的求解结果

Figure 2 Solution result of footrest mechanism

2 搁脚抬升杆的参数优化设计

为了缩短研发周期,在不改变搁脚机构工作原理的条件下,运用 AWE 中 DX 模块的优化设计技术研究搁脚机构抬升杆的设计参数,建立优化设计数学模型并求解优化参数^{[3]59}。

2.1 建立优化设计数学模型

1) 确定设计变量

由图 2(c)可知应力主要集中在搁脚抬升杆下面的连接板附近,以此推断连接板的位置将影响应力的大小和分布。此外,应力的大小和分布还可能会受到矩形管的尺寸以及电动推杆安装孔距离矩形管的高度的影响。各参数如图 3 所示,另参数 X_3 指矩形管的厚度,未在图中标出。则设计变量

$$\mathbf{X} = [X_1 \ X_2 \ X_3 \ X_4 \ X_5]^T。$$

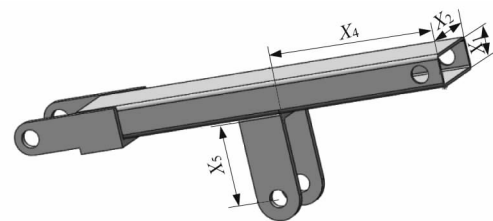


图 3 参数编号

Figure 3 Parameter number

2) 目标函数

优化目标为搁脚抬升杆的最大等效应力最小,即优化改进的目标函数为^{[3]60}

$$f_{\min}(\mathbf{X}) = \sigma_{\max}(\mathbf{X})。$$

则目标优化的最终数学模型为:

$$\begin{cases} \mathbf{X} = [X_1 \ X_2 \ X_3 \ X_4 \ X_5]^T, \\ f_{\min}(\mathbf{X}) = \sigma_{\max}(\mathbf{X}). \\ \text{约束条件: } 13.50 \text{ mm} \leq X_1 \leq 16.50 \text{ mm}, \\ \quad 31.50 \text{ mm} \leq X_2 \leq 38.5 \text{ mm}, \\ \quad 1.08 \text{ mm} \leq X_3 \leq 1.20 \text{ mm}, \\ \quad 63.00 \text{ mm} \leq X_4 \leq 77.00 \text{ mm}, \\ \quad 33.75 \text{ mm} \leq X_5 \leq 37.50 \text{ mm}. \end{cases}$$

式中: \mathbf{X} 为各设计变量组成的向量,其约束范围已在数学模型中列出; $\sigma_{\max}(\mathbf{X})$ 为搁脚抬升杆最大等效应力。

2.2 灵敏度分析及实验设计

在 AWE 软件的 DM 模块中定义抬升杆的 5 个设计参数为输入参数,进入 DS 模块将搁脚抬升杆的最大等效应力定义为输出参数,在 AWE 的界面中引入 DX 模块并设定各输入参数的变化范围^{[4]89}。

DX 模块在每一个输入参数的取值范围内抽出一些数值,并将这些参数值按照排列组合的方式组成若干个实验设计样本点,每一个样本点都有对应的最大应力,基于对样本点的数据分析可以知道输出参数相对于每个输入参数的敏感程度^{[4]90}。图 4 所示为输出参数相对于 5 个输入参数的敏感度大小,由图 4 可以看出,输入参数 X_2 的敏感度值最大,即矩形管的宽度取值大小对输出参数的影响最为明显。输入参数 X_1 、 X_3 、 X_4 对输出参数也有一定的影响,而输入参数 X_5 (即电动推杆安装孔距离矩形管的高度)对输出参数的影响基本为零^{[3]61}。

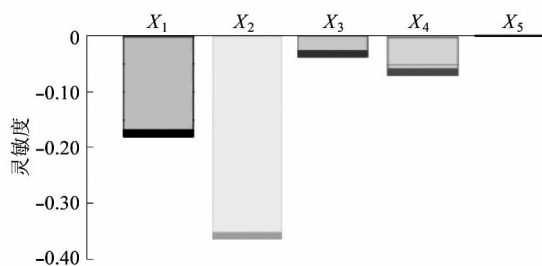


图 4 输出参数对各个输入参数的灵敏度

Figure 4 Sensitivity to each input parameter

选择灵敏度数值较大的 3 个参数 X_1 、 X_2 和 X_4 为新的设计变量进行实验设计,结果如表 2 所示。

2.3 响应面分析及优化求解

基于实验设计的计算结果,运用 DX 模块中 Response Surface 命令可以得到输出参数相对于任意 2 个输入参数的响应曲面^[5],如图 5 所示。由图 5 可以看出输出参数随着 3 个输入参数的变化趋势:在输入

参数 X_1 或 X_4 逐渐增大的过程中,输出参数将逐渐减小;而在输入参数 X_2 逐渐增大的过程中,输出参数会出现先减小后增大的变化趋势。在这些响应曲面上提取一些输出参数比较小的优化设计点如表 3 所示。

表 2 样本点及其对应的输出参数

Table 2 Sample points and its corresponding output parameter

样本点 序号	输入参数 X_1/mm	输入参数 X_2/mm	输入参数 X_4/mm	输出参数/ MPa
1	15.00	35.00	70.00	240.64
2	13.50	35.00	70.00	256.69
3	16.50	35.00	70.00	199.42
4	15.00	31.50	70.00	327.06
5	15.00	38.50	70.00	249.16
6	15.00	35.00	63.00	242.40
7	15.00	35.00	77.00	224.06
8	13.78	32.15	64.30	318.80
9	16.22	32.15	64.30	297.35
10	13.78	37.85	64.30	251.13
11	16.22	37.85	64.30	220.59
12	13.78	32.15	75.70	301.22
13	16.22	32.15	75.70	277.63
14	13.78	37.85	75.70	235.13
15	16.22	37.85	75.70	208.94

表 3 优化设计点

Table 3 Optimized design points

序号	输入参数 X_1/mm	输入参数 X_2/mm	输入参数 X_4/mm	输出参数/ MPa
1	15.0	35.0	77.0	224.33
2	15.0	36.5	77.0	213.93
3	16.5	35.0	77.0	190.64
4	16.5	36.5	70.0	196.33
5	16.5	36.5	77.0	178.97

参照这些优化设计点的参数取值,查阅矩形管的常用规格尺寸并考虑搁脚抬升杆的安装需求^{[3]62},确定最终的优化设计参数为:

$$\begin{aligned} X_1 &= 20.0 \text{ mm}; X_2 = 35.0 \text{ mm}; \\ X_3 &= 1.2 \text{ mm}; X_4 = 77.0 \text{ mm}. \end{aligned}$$

3 优化后仿真分析及样机测试

通过对搁脚抬升杆参数的研究确定了最终的优化设计参数,按照优化后的参数值修改模型并将优化后的模型再次导入到 AWE 中进行仿真分析^[6-8],图 6 所示为静力学分析的结果。

根据静力学分析结果可知,优化后的搁脚机构在测试载荷作用下最大等效应力约为 176 MPa,最大变形量约为 0.9 mm,优化后的搁脚机构强度和刚度能够满足标准规定的测试要求。

根据优化后的结构参数制作实物样机并进行测试,测试时将搁脚机构调整到某一零重力角度。由于

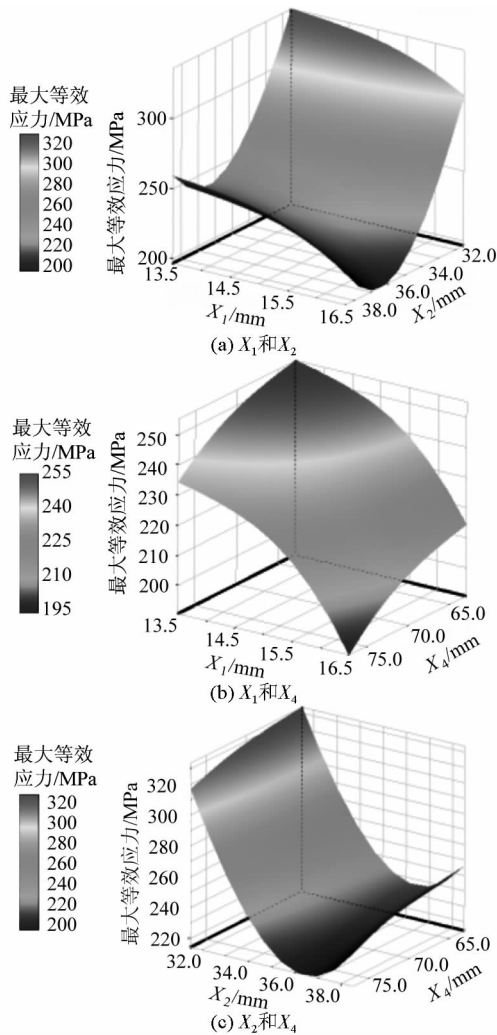


图5 输出参数相对于输入参数的响应曲面

Figure 5 Response surfaces of output parameter relative to input parameters

搁脚实物结构的特殊性,使得测试载荷的添加比较困难,课题组采用假肢的方式将国标标准要求的 700 N 测试负载施加到搁脚上,并保持 30 min^[9]。实物样机测试结果显示搁脚机构具有足够的强度和刚度,测试完成后搁脚机构未发现塑性变形或破坏,如图 7 所示为搁脚机构样机测试现场。

4 结语

课题组根据 GB/T 26182—2010 对按摩椅机架的测试要求,运用 ANSYS Workbench 软件对设计的按摩椅搁脚机构进行数值模拟分析,检验其强度和刚度。针对仿真结果中显示搁脚抬升杆会发生塑性变形的问题,基于实验设计方法对搁脚抬升杆的参数进行研究与优化设计,改善了其力学性能。根据参数优化设计结果进行实物样机制作并测试,测试结果显示机构未出现塑性变形或破坏。实物测试结果从客观上验证了

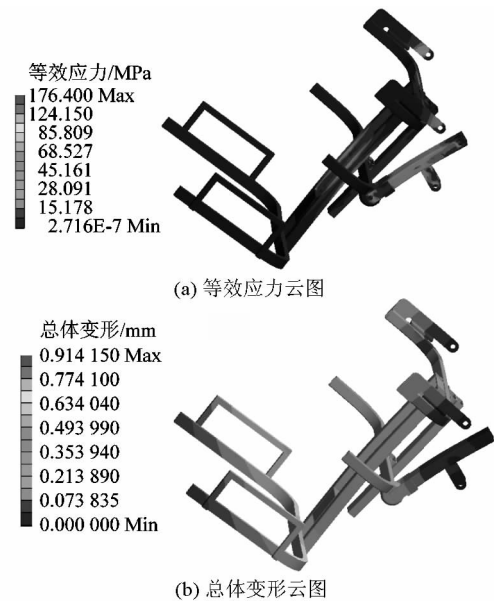


图6 优化后模型的分析结果

Figure 6 Analysis results of optimized model



(a) 搁脚机构加载现场 (b) 受载时的搁脚机构

图7 搁脚机构样机测试

Figure 7 Prototype test of footrest mechanism

参数优化设计的可靠性,研究结果也为其它机构的优化设计提供了参考,具有较高的实际应用价值。

参考文献:

- [1] 张峻霞,王新亭. 人机工程学与设计应用[M]. 北京:国防工业出版社,2010:11-43.
- [2] 张冬冬,秦宝荣,王郑兴,等. 秋千式办公休闲椅的设计及其力学性能研究[J]. 机械强度,2017,39(1):235-238.
- [3] 张冬冬. 按摩椅机械装置的设计与研究[D]. 杭州:浙江工业大学,2015:57-62.
- [4] 张兵,王宗彦,陆春月,等. 面向轻量化的重型卡车板簧压板优化设计[J]. 机械强度,2015,37(1):89-90.
- [5] 凌桂龙,丁金滨,温正. ANSYS Workbench 13.0 从入门到精通[M]. 北京:清华大学出版社,2012:115-134.
- [6] 蔡欢,秦宝荣,王郑兴,等. 办公休闲椅折叠式搁脚机构的开发[J]. 机械设计与研究,2015,31(1):157-179.
- [7] 罗勇,成刚虎. 模切机连杆机构的弹性静力学分析[J]. 轻工机械,2008,26(4):29-31.
- [8] 毕运波,董辉跃,柯映林. 航空铝合金薄壁件加工变形有限元仿真与分析[J]. 浙江大学学报,2008,42(3):397-402.
- [9] 中国国家标准化管理委员会. 家用和类似用途保健按摩椅:GB/T 26182—2010[S]. 北京:中国标准出版社,2011.