

Lightweight Design of 6m Disc Pelletizer Frame

Kewei Zhang¹, Yongjun Feng^{1*}, Hao Gu¹, Lijuan Zhang²

¹School of Mechanical Engineering and Automation, University of Science and Technology Liaoning, Anshan Liaoning

²School of Architecture and Art Design, University of Science and Technology Liaoning, Anshan Liaoning
Email: xfsword@163.com

Received: May 26th, 2020; accepted: Jun. 9th, 2020; published: Jun. 16th, 2020

Abstract

In order to reduce the weight of the disc pelletizer and save the manufacturing cost, this paper puts forward an idea of lightweight design of the frame. In this paper, the stress of the whole and the frame (bracket and base) of the pelletizer is analyzed by using ANSYS workbench as the platform. It is concluded that the large redundancy in the frame design of the pelletizer is the main reason for the increase of the weight of the equipment. Therefore, with the goal of reducing the weight of the rack, the lightweight design of the rack is carried out, and the optimized frame structure is compared. The results show that the maximum equivalent stress is reduced by 10%, the static stiffness of weak parts is increased by 10%, and the equipment mass is reduced by 1000 kg at the same time, which not only achieves the goal of lightweight, but also improves its static stiffness and strength, effectively reduces the weight of equipment and manufacturing cost, and improves performance. It provides theoretical support and design reference for the design of the frame base in the future.

Keywords

Disc Pelletizer, Lightweight Design, Rack, Finite Element Analysis

6m圆盘造球机机架轻量化设计

张可维¹, 冯永军^{1*}, 顾浩¹, 张利娟²

¹辽宁科技大学机械工程与自动化学院, 辽宁 鞍山

²辽宁科技大学建筑与艺术设计学院, 辽宁 鞍山

Email: xfsword@163.com

收稿日期: 2020年5月26日; 录用日期: 2020年6月9日; 发布日期: 2020年6月16日

*通讯作者。

摘要

本文为减轻圆盘造球机的重量,节约制造成本,提出一种对机架进行轻量化设计的思路。本文利用ANSYS workbench为平台,对造球机的整体及机架(支架和底座)进行应力分析,分析认为造球机的机架设计冗余量较大是造成设备重量增加的主要原因;因此以降低机架重量为目标,对机架进行轻量化设计,对优化后的机架结构进行比较,其结果表明最大等效应力降低10%,薄弱部件静刚度提升了10%,同时减轻设备质量1000 kg,既达到了轻量化的目的,又提升了其静刚度和强度,有效的降低设备的重量和制造成本既改善性能。为以后机架底座的设计提供了理论支持和设计参考。

关键词

圆盘造球机,轻量化设计,机架,有限元分析

Copyright © 2020 by author(s) and Hans Publishers Inc.

This work is licensed under the Creative Commons Attribution International License (CC BY 4.0).

<http://creativecommons.org/licenses/by/4.0/>



Open Access

1. 引言

圆盘造球机是球团矿生产的重要设备,其性能优劣对球团矿生产的效率影响很大[1]。大部分的造球机制造商在造球机设计之初,会盲目的加大造球机关键部件的强度冗余量以确保设备在生产过程中的可靠性和稳定性,增加强度冗余量就会使制造设备使用的材料增加,使设备变得笨重[2]。对于质量庞大的造球机,轻量化可以有效降低能量损耗,降低成本。这表明有必要对造球机进行轻量化设计。目前,国内外对圆盘造球机的研究相对较少,郑东梅[3]了圆盘造球机的基本结构,并研究了某些动力学规律,何敬川[4]对圆盘造球机进行了简单的静力学分析,晏志远[5]等对圆盘造球机圆盘进行优化设计等等,但是常规的运动学和强度分析已经不能满足造球机的发展需要,缺乏对造球机整体更专业和更具体的设计研究;因此有必要进行深入研究。本文轻量化设计的基本思想是以有限元分析为基础,通过建立数学模型和数值计算,得到最优解的设计方法,对目标结构进行轻量化设计。根据圆盘造球机的现有设计形式,作为优化目标,本文选择以6m圆盘造球机的机架(支架和底座)作为研究对象,结合有限元和尺寸灵敏度分析方法,选定影响其性能的关键尺寸作为优化参数,以最大等效应力为约束条件,以机架结构质量作为优化目标采用遗传算法对机架进行优化,使其结构更加合理,通过对结构优化前后的强度校验和对比,在满足许用应力的前提下,某些部件强度大大增强机架质量减小近1吨,节约了材料成本,这说明本次优化是探索改进整体设计和减轻机架重量的可行性方案[6]。

2. 造球机整体及主要部件刚度强度分析

从圆盘造球机的参数中了解到,盘体的倾角有一定的范围,在本论文所研究的对象其倾角为 $43^{\circ}\sim 53^{\circ}$ 。当圆盘倾角为 43° 时,造球机的整体重心最高,所以造球机在圆盘倾角为 43° 时工作是最危险工况,所以在倾角 43° 下进行造球机载荷的计算。

将上述载荷大小确定以后,要把他们施加到ANSYS workbench盘体模型中正确性做一些必要的检查。对于主轴于圆盘之间的接触要设置为无摩擦接触,齿轮之间的啮合也要设置为有摩擦接触,剩下零件之间的都要设置为绑定接触,还有设置圆盘绕主轴的转动(图1)。

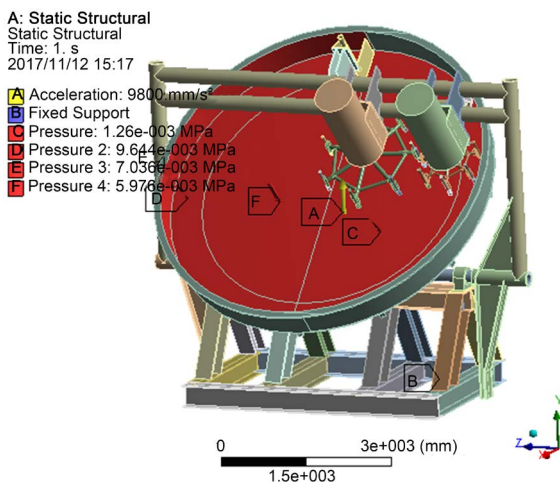


Figure 1. Load loading model
图 1. 工作载荷加载模型

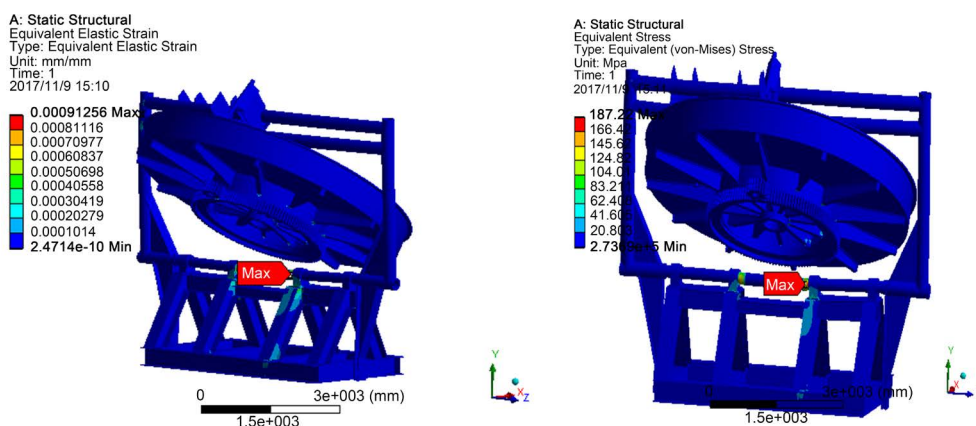


Figure 2. Overall strain and population stress diagram
图 2. 总应变与应力图

从图 2 中可以看出,在当前工况下,圆盘造球机整体最大应力出现在支撑横轴处,该处出现应力最大值为 187.22 MPa。圆盘造球机零部件主要由 Q235 号钢材制作,这种钢材的屈服应力 σ_s 为 235 MPa。从圆盘造球机的整体和造球机的实际工况考虑,我们取它的安全系数为 $n = 1.5$ 。根据需用材料力学中最大许用应力 $[\sigma]$ 的计算,可以计算出造球机的最大许用应力,然后和静力学分析结果进行比较。许用应力计算公式如下:

$$[\sigma] = \frac{\sigma_s}{n}$$

其中, σ_s 为屈服极限, $[\sigma]$ 为许用应力, n 为安全系数。根据上式得到:

$$[\sigma] = \frac{\sigma_s}{n} = \frac{235\text{MPa}}{1.5} = 156.7\text{MPa}$$

由于 $187.22 \geq [\sigma]$,所以在应力集中地方不满足强度校核,安全系数较低。从应力云图可以看出圆盘造球机刚度分布情况,应力主要集中在支撑横轴上,应该加强这个支撑横轴的强度。

整体静力学分析结果不能明显反映各个零件的应力、应变和总体变形情况,所以本文在这里着重分析支架和底座仿真分析云图。

1) 支架强度和刚度分析

根据图3可知,大支架在它的焊接处有明显的应力集中现象,最大应力值为 29.238 MPa。

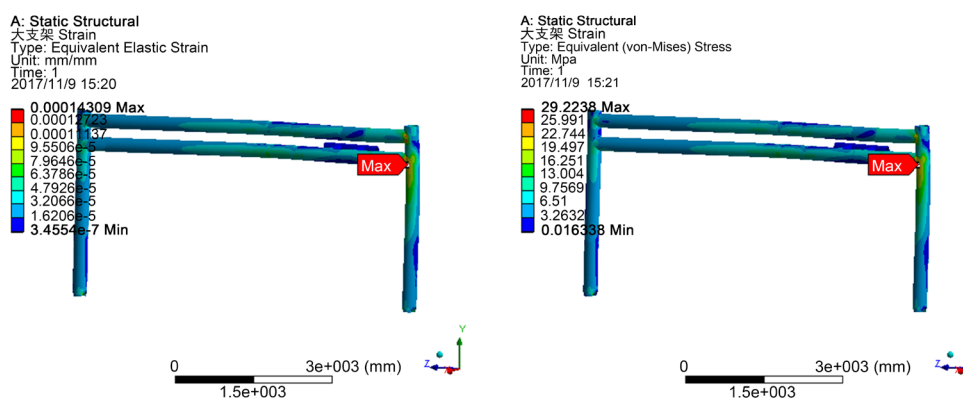


Figure 3. Overall deformation and strain diagram of the stent

图 3. 支架的应力与应变图

2) 底座强度和刚度分析

根据图4与图2对比,底座在与主轴箱连接处出现最大应力即为造球机所受最大应力,最大应力为 187.22 MPa。从云图上看,机架的底座部分的受力集中在支撑横轴上。

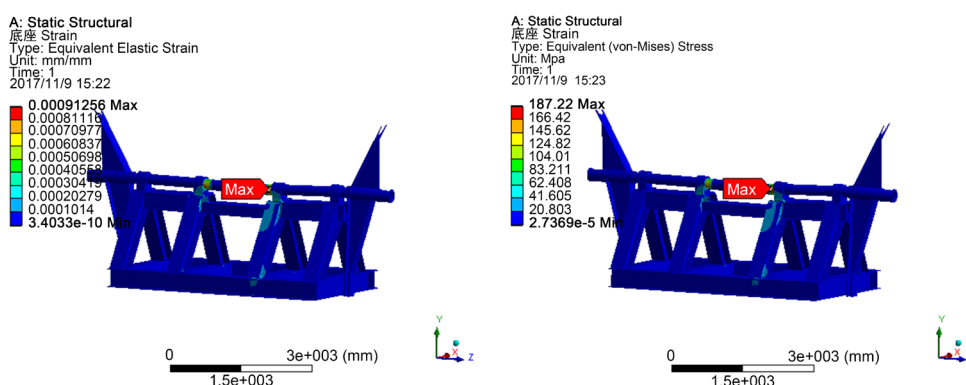


Figure 4. Base strain and stress

图 4. 底座应变与应力图

通过以上静力学分析,得到造球机整体及主要零部件的应力云图有关结果,说明当前建立的模型在相应的载荷下应力较大程度的满足了性能要求。由计算得许用应力 156.7 MPa,所以从静力学仿真结果可以得只有底座支撑横轴的地方安全系数较低。6m 圆盘造球机的总体质量为 42,000 kg,其中机架(由底座和支架组成)的质量为 10,500 kg,占总体质量的 25%,所以机架是造球机的主要质量来源。从受力云图上可以看出,虽然机架的底座部分应力很大,但是主要集中在在支撑横轴上,其余部应力都很小,所以从机架整体考虑它的材料冗余很严重,在满足性能的前提下,有必要对其进行优化设计,减轻机架结构重量。

3. 造球机机架结构的轻量化设计

3.1. 优化数学模型及方法

合理的数学模型是所有优化问题的基础,优化设计的数学模型由这几个部分组成:设计变量、约束条件和目标函数。

1) 设计变量

本文中圆盘造球机机架的优化问题，选取的设计变量为 $P1$ 、 $P2$ 、 $P3$ 为底座工字梁的厚度； $P4$ 横轴钢管的厚度； $P5$ 为立柱钢管的厚度；把这几个设计变量用向量表示，其形式为：

$$X = [P1, P2, P3, P4, P5]$$

2) 约束条件

约束条件就是限定了整个优化的寻优范围，在设计圆盘造球机机架时，最重要的是机架的承载能力，所以优化设计就是机架要满足圆盘造球机的承载要求，因此，我们计算出来的最大应力应该小于满足承载要求的许用应力，根据校核条件得：

$$P6 \leq S_{MAX} \leq [\sigma] = 156.7$$

式中： S_{MAX} 为最大等效应力； $[\sigma]$ 为造球机的材料许用应力。

3) 目标函数

我们对机架进行研究的目的是为了降低机架的质量，同时让机架满足圆盘造球机的承载要求。这样达到提高材料利用效率和降低成本目的。所以我们构建目标函数的时候，其实就是一个机架的截面尺寸和机架质量之间的函数关系。即如下式：

$$P7 = M = f [P1, P2, P3, P4, P5]$$

由上述可知，机架的整体优化模型为：

$$X = [P1, P2, P3, P4, P5]$$

$$S_{MAX} \leq [\sigma] = 195.84$$

$$M = \min f [P1, P2, P3, P4, P5]$$

3.2. 优化设计方法

由于遗传算法由于简单、容易理解、可调参数多，因而应用比较广泛。通过考虑圆盘造球机机架的结构特性和机架的优化问题的目标是为减轻质量，所在进行优化计算的时候选用多目标遗传算法。

3.3. 优化结果分析

在进行优化设计时候，机架每个零件的尺寸参数都需要单独提取，所以设计变量增多，以最小质量和最小变形量为目标函数。所以在求解迭代过程中有极大的计算量。

由上述优化数学模型，系统会根据多目标遗传算法的样本采集规则进行优化设计运算，一直迭代到结果收敛为止。在整个优化迭代的过程中这些参数设计点可以绘制成折线图，如图 5 所示，整个折线图的上部和下部代表对应设计变量的波动范围，不同颜色折线代表了不同的设计参数。

从图 5 中可以看出敏感系数大于 0.75 都是工字梁的截面尺寸，所以工字梁的设计截面尺寸或者选型对整体机架的质量影响最大。下横轴对整体质量的影响最小，灵敏度大小 0.2，相对其他而言比较弱。

从图 6 可以看出敏感系数大于 0.75 都是工字梁的截面尺寸和下横轴截面尺寸，所以工字梁的设计截面尺寸或者选型和下横轴的面尺寸对整体机架的变形量影响最大。支架对整体变形的影响最小，灵敏度大小为 0.3，相对其他而言比较弱。

从图 7 中可以看出随着机架质量的增加，机架的最大变形量在减小。这符合质量和变形量的变化规律。因此优化过程中对质量的取舍也要考虑变形量的变化。从图中变化趋势可以看出随着质量的一直增加变形量的变化变缓，当达到到一定值的时候质量在增加，变形量的变化就变的特别小，所以可以寻到最优解。

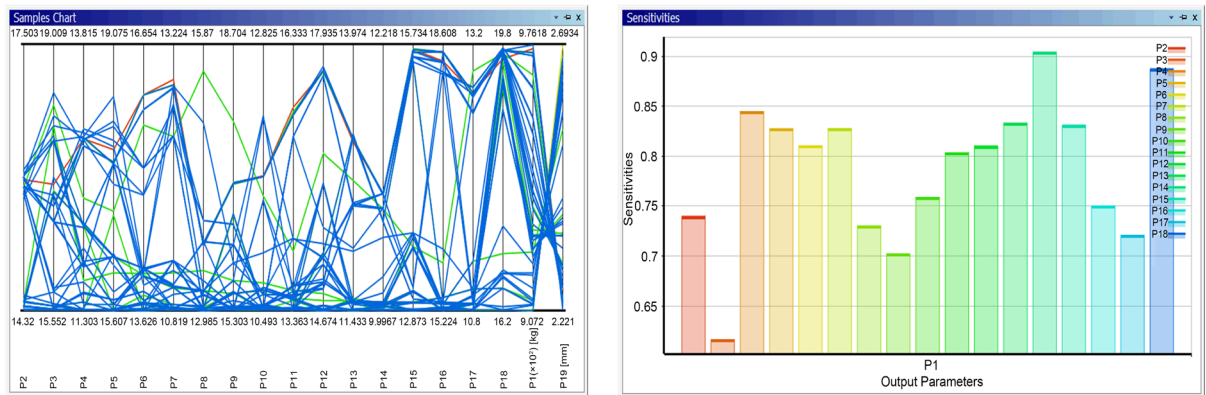


Figure 5. The broken line diagram of input and output parameters at each design point and sensitive response of design variables to mass

图 5. 各个设计点输入和输出参数结果折线图与设计变量对质量的灵敏响应图

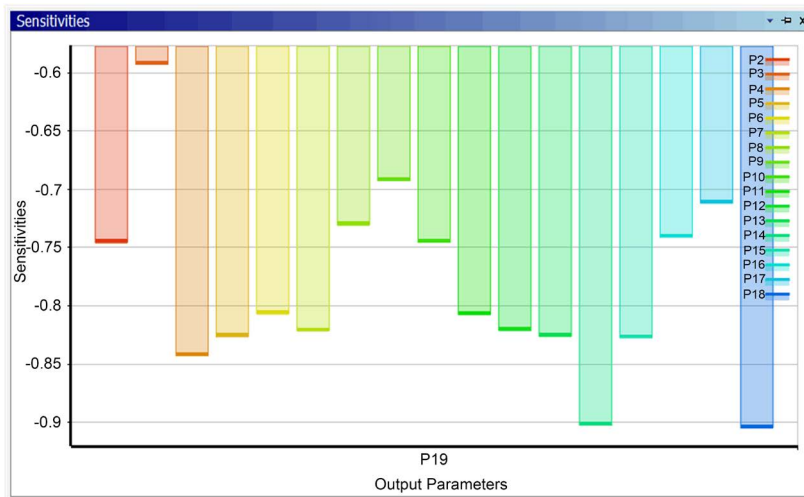


Figure 6. Sensitive response of design variables to maximum deformation

图 6. 设计变量对最大变形的灵敏响应

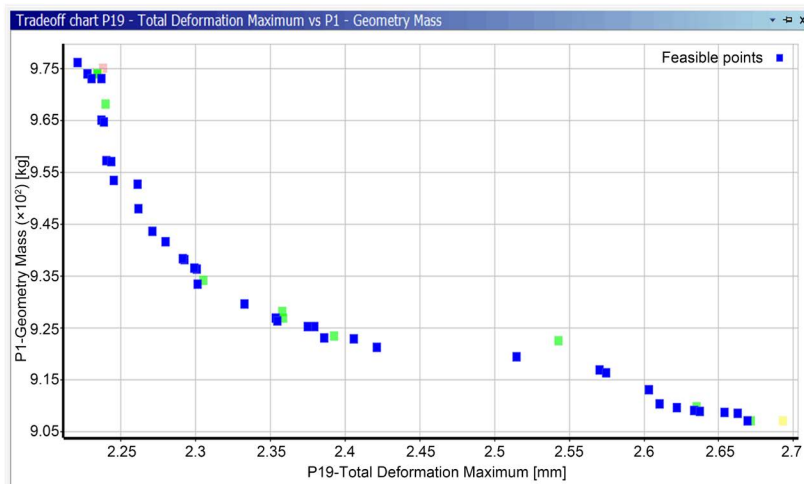


Figure 7. Relationship between maximum deformation quantity and quality

图 7. 最大变形量和质量关系

由造球机机架的主要选料可知,机架主要是由工字钢和钢管组成。因为工字钢和钢管都有标准尺寸,所以在寻求最优解的时候需要选择工字钢的型号。在选择型号时候根据计算所得的最优解周围的型号。然后选择那个型号,根据重量和变形量进行对比得到最优型号。优化结果如下图 8 所示。

9		Candidate Point 1	Candidate Point 2	Candidate Point 3
10	P2 - 水平厚度1@草图1@shanghengzuo.Part	15.799	15.727	15.939
11	P3 - 水平厚度@草图1@shanghengzuo.Part	17.053	15.568	17.765
12	P4 - 竖直厚度@草图1@shanghengzuo.Part	11.763	11.767	12.102
13	P5 - 水平厚度1@草图1@xiezuu.Part	15.697	15.696	15.622
14	P6 - 水平厚度@草图1@xiezuu.Part	14.097	14.022	13.706
15	P7 - 竖直厚度@草图1@xiezuu.Part	11.276	10.841	10.833
16	P8 - 水平厚度1@草图1@shuzuo.Part	13.165	13.152	12.999
17	P9 - 水平厚度@草图1@shuzuo.Part	15.342	15.339	15.32
18	P10 - 竖直厚度@草图1@shuzuo.Part	11.457	10.543	10.531
19	P11 - 水平厚度1@草图1@hengzuo.Part	13.643	13.545	13.365
20	P12 - 水平厚度@草图1@hengzuo.Part	15.241	16.23	15.363
21	P13 - 竖直厚度@草图1@hengzuo.Part	11.518	11.523	13.116
22	P14 - 竖直厚度@草图1@250hengzuo.Part	10.05	10.049	10.743
23	P15 - 水平厚度@草图1@250hengzuo.Part	13.564	13.092	15.557
24	P16 - 水平厚度1@草图1@250hengzuo.Part	15.314	15.231	15.334
25	P17 - D1@凸台-拉伸1@leiban.Part	10.868	10.863	10.803
26	P18 - 管厚@草图1@xiazhouguan.Part	19.699	19.258	19.681
27	P1 - Geometry Mass (kg)	★ 9335.4	★ 9263.7	★ 9341.8
28	P19 - Total Deformation Maximum (mm)	★★ 2.3015	★ 2.3549	★★ 2.3054

Figure 8. Optimizing the optimal result
图 8. 优化最优结果

根据上图有三种优化相对最优结果,通过查询设计手册可以选则以下 4 种型号 390×300×16×10、300×300×15×10、350×250×14×9、440×300×18×11 工字钢型号,如表 1 所示;钢管型号选择管厚 20 mm;肋板厚度为 10。将这些型号返回带入优化模型,得到造球机工字梁底座的优化等效应力云图和变形云图(图 9)。

Table 1. Parameters of four different types of I-beam
表 1. 四种不同型号工字钢参数

工字钢型号	最大应力	最大变形	质量
型号一	115.29 mp	0.42232 mm	9794
型号二	115 mp	0.421 mm	9253
型号三	116.53 mp	0.42791 mm	9071
型号四	115.29 mp	0.42232 mm	9564

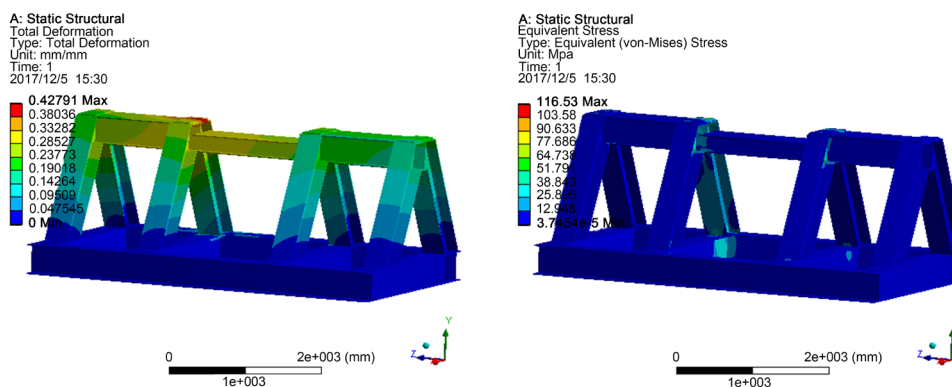


Figure 9. Deformation and stress of I-beam No. 3
图 9. 三号工字钢的变形云图与应力云图

从表 1 的检校结果中可以看出,符合强度校核的几个方案型号的变形量和最大应力之间差距不大,所以我们选则质量最轻的型号三作为工字梁型号。结合刚度分布情况和选型需求,在优化的基础上,选择肋板厚度为 10 mm,钢管厚度为 20。根据初步选择机架设计参数对造球机整体进行静力学分析,查看优化后造球机的刚度强度和固有振动特性。

静力学校核结果如下:

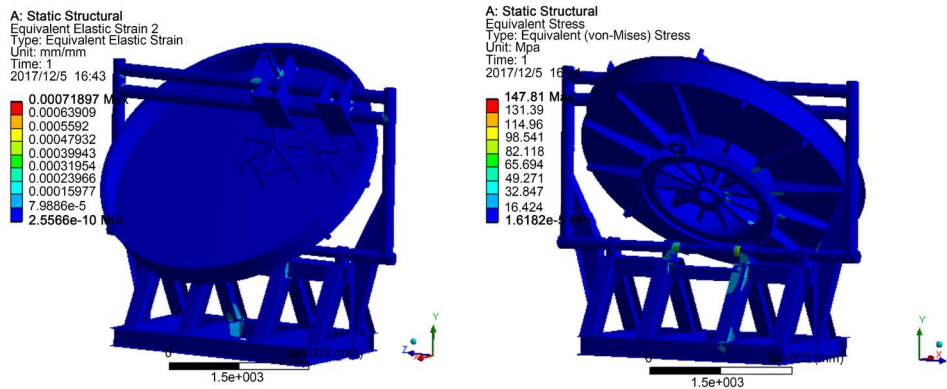


Figure 10. Strength stiffness after optimization
图 10. 优化后的强度刚度

从图 10 中可以直观的看出优化后最大应力集中处还是在圆盘的支撑横轴处,此时的最大应力为 147.81 MPa,小于许用应力 156.7 MPa,总体的应变变化还是很小,说明优化结果对支撑横轴进行加强,提高了它的刚度强度。

优化前后设计变量、目标函数以及约束条件的数值对比如下表 2 所示。

Table 2. Parameter changes before and after optimization
表 2. 优化前后参数变化

设计参数	优化前	优化后
肋板厚度	20 mm	10 mm
钢管厚度	16 mm	20 mm
工字梁型号	350 × 390 × 16 × 12	350 × 250 × 14 × 19
机架质量	10,500 kg	9071 kg

从上述参数的对比可以得到,优化之后机架的质量减小了 1429 kg,在正常工况下的最大等效应力相对也减小了,从原来的超过许用等效应力减小到了现在满足安全应力范围之内。由此可见,在本文中的机架优化结果能够满足圆盘造球机的工作要求,这种优化方式具有很强的现实意义,能够快速得到机架的轻量化的目标,为造球机的设计提供重要优化参数及优化方法。

4. 结论

本文在利用 ANSYS workbench 对圆盘造球机进行静力学分析和模态分析基础上,得出造球机的机架设计强度冗余量较大,采用多目标遗传算法对机架进行优化,对优化前后进行静力学和模态校核,得到的主要结论如下:

1) 得出优化后造球机最大应力集中处还是在圆盘的支撑横轴处, 优化前最大应力为 187.22 MPa, 安全系数较低, 优化后最大应力为 147.81 MPa, 与优化前强度提高了 21%, 小于许用应力 156.7 MPa, 说明优化结果对支撑横轴进行了加强, 提高了它的刚度强度;

2) 经过优化前后参数对比, 在满足安全应力范围下, 得到优化之后机架的质量减小了 1429 kg, 占整个机架质量的 13.6%, 减轻质量提高经济性的效果还是显著的;

3) 本文中的机架优化结果能够满足圆盘造球机的工作要求, 能够快速得到机架的轻量化的目标, 为以后机架底座的设计提供了理论支持; 对圆盘造球机的设计开发、制造和使用具有现实意义。

参考文献

- [1] 晏远志, 杨金堂, 万欢, 侯作义. 采用响应面法的圆盘造球机可靠性优化设计[J]. 组合机床与自动化加工技术, 2018(2): 61-65.
- [2] 顾浩. 6m 圆盘造球机结构分析与优化设计[D]: [硕士学位论文]. 鞍山: 辽宁科技大学, 2018.
- [3] 郑东梅. 圆盘造球机优化设计[J]. 科技信息, 2008(29): 97.
- [4] 何敬川. 6000 圆盘造球机盘体的有限元分析与优化[D]: [硕士学位论文]. 鞍山: 辽宁科技大学, 2015.
- [5] 晏远志, 杨金堂, 王宏旭, 侯作义. 面向圆盘造球机动态特性的研究与优化[J]. 机械设计与制造, 2018(7): 240-243.
- [6] 齐翀, 王鲲. 多约束状态下机械模态应用分析[J]. 建筑工程技术与设计, 2016(19): 3321+3028.