

DOI:10.3969/j.issn.1001-4551.2016.09.008

60 MN 力标准机承压板结构多目标拓扑优化研究^{*}

崔争争, 杨晓翔^{*}

(福州大学 机械工程及自动化学院, 福建 福州 350000)

摘要:针对 60 MN 力标准机承压板结构轻量化拓扑优化时,既要求结构的刚度最大化又要求结构的低阶固有频率最大化的多目标拓扑优化问题,提出了针对多个目标采用加权平均的方法把多目标优化问题转化为单目标优化问题。通过对选定的多个低阶固有频率目标函数采用加权求平均频率的方法实现了承压板结构的动态特性优化;采用加权平均的方法确定了刚度和频率的综合目标函数,实现了承压板结构的多目标拓扑优化,最终设计出了一种新的承压板结构。研究表明,优化后的承压板结构的最大变形量减少了 25.5%,最大应力减少了 14.1%,前五阶固有频率增加了 5.7% ~ 13.2%;可以看出新的承压板结构的前五阶固有频率和静态刚度均得到显著提高,从而验证了该优化方法的可行性。

关键词:承压板;多目标;平均频率;拓扑优化

中图分类号:TH122

文献标志码:A

文章编号:1001-4551(2016)09-1076-05

Multi-objective topology optimization on the bearing plate of 60 MN force standard machine

CUI Zheng-zheng, YANG Xiao-xiang

(School of Mechanical Engineering and Automation, Fuzhou University, Fuzhou 350000, China)

Abstract: Aiming at the problem of the 60 MN force standard machine bearing plate structure topology optimization of light weight not only requiring the stiffness but also the low order natural frequency of the structure to maximized. A weighted average method which transformed the multi-objective optimization problem into a single objective optimization problem was presented in this paper. The weighted average frequency method was applied for the selected various target function with low order natural frequency to achieve the dynamic characteristics optimization of the bearing plate structure; the weighted average method was applied for the stiffness and frequency of comprehensive target function to achieve the multi-objective topology optimization of the bearing plate structure. Finally, a new kind of bearing plate structure was designed. The results show that the maximum deformation is reduced by 25.5%, the maximum stress is reduced by 14.1%, and the first five order natural frequency is increased by 5.7% ~ 13.2%. It can be seen that the first five order natural frequency and the static stiffness of the new bearing plate structure are improved remarkably, which verifies the feasibility of the optimization method.

Key words: bearing plate; multi-objective; average natural frequency; topology optimization

0 引言

结构优化一般分为 4 种,即:尺寸优化、形状优化、形貌优化和拓扑优化。在结构早期概念设计阶段,给定约束条件和满足实际需要的情况下,找出最合理的材料布局是非常重要的^[1-2],但前 3 种优化方法很难对结构

布局有所改动,拓扑优化能够在约束条件下找到最佳传力路径,对没必要材料做出删减,因此更能够带来大的经济效益,同时也成为国际上结构设计研究的热点^[3]。

目前,对结构拓扑优化方面主要集中在单目标优化问题上^[4],但是,在现实生活中是存在很多多目标问题的,同时,单目标有时也很难满足现实生活中的最

收稿日期:2016-05-17

基金项目:国家质检总局公益类项目(2015QK295)

作者简介:崔争争(1992-),男,河南焦作人,硕士研究生,主要从事连续体结构优化和轻量化研究。E-mail:779670528@qq.com

通信联系人:杨晓翔,男,教授,博士生导师。E-mail:yangxx@fzu.edu.cn

优结构要求^[5]。在多目标拓扑优化的理论研究方面主要有基于均匀化(HM)的简单平板结构优化的研究,中间过程是采用线性加权的方法,此种方法使用起来方便,但是对于一些非凸优化问题就很难得到 Pareto 最优解了^[6]。HM 在求解过程中有一些缺点如:微单元形状以及方向难以确定、均匀化弹性张量计算复杂、优化变量较多等等问题,因此计算起来比较复杂,大多数情况下只用在理论研究方面。

承压板作为 60 MN 力标准机的一个重要部件,计算出它的刚强度和固有频率具有重要意义。

本研究提出一种基于密度法中的 SIMP 的承压板结构多目标拓扑优化方法^[7],使用有限元软件 HyperWorks 中的拓扑优化 OptiStruct 模块,对承压板进行多目标拓扑优化,得到同时满足静态刚度最大和动态振动前五阶频率最大要求的承压板拓扑结构。

1 拓扑优化的基本理论

在进行拓扑优化时,研究人员首先建立有限元模型,进行静态分析和动态分析,找出应力集中区域及想要优化结构的区域,即所谓的设计区域与非设计区域,然后运用一种算法对设计区域进行优化计算,从中删减掉一些材料,剩下的即为最佳传力路径,认为最优结构。

拓扑优化最后假想材料密度为“0-1”问题,趋于 1 则保留,趋于 0 则删除。变密度法为了克服离散问题在数学上处理困难,将其转化为连续问题去研究,并得到广泛应用。变密度法将“单元密度”作为设计变量,单元密度与材料弹性模型之间具有某种函数关系,0-1 之间连续取值,不需要引入微结构,应用起来方便,效率也大大提高。

SIMP 法是以相对密度作为背景而提出来的,利用惩罚因子来调节删减材料的多少。该方法引入材料相对密度在“0-1”之间可变的的思想,采用惩罚因子来抑制中间密度单元。在人为设定约束条件下,寻找结构刚度最大的材料布局,因为结构的刚度和柔度成反比例关系,在软件中即设置结构的柔度最小。

弹性模量与其密度的函数关系可以表示为:

$$E(x) = (\rho(x))^p E \quad (1)$$

$$\int_{\Omega} \rho(x) d\Omega \leq V \quad (2)$$

式中: V —设计空间的总体积; p —惩罚因子; $\rho(x)$ —材料的密度函数,设计变量 $x \in \Omega$; E —原始弹性模量。

同时 SIMP 法也存在其缺点,虽然采用惩罚因子来抑制了中间密度,但依然存在数值不稳定和棋盘格等现象,并且最终拓扑优化结果还依赖于惩罚因子 p ,这

也与最初的网格质量有关,因此这种方法需与其他方法联合使用^[8]。

本研究对承压板结构进行拓扑优化时利用 SIMP 插值方法作为材料模型,采用下限约束方法控制数值不稳定现象。

2 结构多目标拓扑优化

2.1 单工况下刚度优化数学模型

在单工况下,对结构进行刚度拓扑优化,获得刚度最大的结构形式。在 Hyperworks 等一系列优化软件中把刚度最大问题转化为柔度最小问题来研究,用应变能来定义柔度。

基于密度法的柔度最小的连续体结构拓扑优化模型为:

$$\text{Min} C = \mathbf{U}^T \mathbf{K} \mathbf{U} \quad (3)$$

$$s. t. m = \sum V_i \rho_i \quad (4)$$

$$e \leq \rho_i \leq 1, i = 1, 2, \dots$$

式中: C —结构的柔度, $\mathbf{U}$ —结构的整体位移阵列, $\mathbf{K}$ —结构的整体刚度矩阵, m —结构的质量, V_0 —设计区域初始体积, e —密度惩罚的阈值。

2.2 动态工况目标函数

动态振动频率拓扑优化将前几阶频率最大化为目标,在软件中设置一定的体积分数约束,但是在优化计算中常常出现一个问题:当把前几阶频率提高时,后几阶频率便会下降,出现了相互次序调换现象。

为了克服这种现象出现,本研究采用平均频率公式来定义固有频率拓扑优化的目标函数^[9-10]:

$$\max_{x = [x_1, x_2, \dots, x_m]} \Lambda(\rho) = \lambda_0 + s \left(\sum_{i=1}^f \frac{w_i}{\lambda_i - \lambda_0} \right)^{-1} \quad (5)$$

式中: $\Lambda(\rho)$ —平均频率; λ_i —第 i 阶特征频率; λ_0, s —给定的参数; w_i —第 i 阶频率的权重系数; f —需要优化的低阶频率的阶次。

采用平均频率公式在优化过程中,目标函数保持要求的几阶频率之间光滑过渡,不会再出现交替换位现象,因为平均频率公式都将这种问题考虑在内了。

2.3 同时考虑刚度和频率要求的综合目标函数

在结构优化中,以柔度为目标函数,对于多工况来说,不同的工况对应不同的最优值,因此最后优化结果也不同,以频率为目标函数优化出的结构与以柔度为目标函数优化出的结构相比差异也是非常大的。

在用 Hyperworks 做优化时,软件自带的只能求解单目标优化问题或者用“组合柔度指数”将多个频率和静态子工况简单线性加权起来,由于它们数值不是

一个数量级,简单的线性加权起来可能会产生“病态”现象^[11],以致找不到最优解。

其实现实生活中特别的理想解是不存在的,但是在约束条件下最大可能地满足目标即认为最优解。

由于本研究只考虑单工况,约束一定的体积分数,以前五阶的平均频率最大为目标,在结果文件中查找 $\Lambda(\rho)_{\max}$ 和 $\Lambda(\rho)_{\min}$,然后考虑柔度最小和前五阶平均频率最大为综合目标函数。

其多目标数学模型为:

$$\min \Phi(\rho) = [r^2 C^q + (1-r)^2 \left(\frac{\Lambda(\rho)_{\max} - \Lambda(\rho)}{\Lambda(\rho)_{\max} - \Lambda(\rho)_{\min}} \right)^q]^{\frac{1}{q}} \quad (6)$$

式中: r — 柔度和频率的权重因子; C — 单工况的应变能目标函数; $\Lambda(\rho)$ — 前五阶平均频率函数; q — 欧氏度量,一般取 2 即可。

3 承压板多目标拓扑优化

本研究以 60 MN 力标准机上的一个承压板作为优化对象,从上到下依次为传感器底座、板 1、板 2、板 3、油缸承压板。本研究对承压板中的板 1 进行结构优化,其中传感器底座与传感器接触处全固定,油缸承压

板和传感器升降板按接触处理。

承压板各组成材料为 Q235,材料在常温下的屈服极限为 235 MPa,强度极限为 380 MPa,弹性模量为 2.1×10^5 MPa,材料泊松比为 0.3,密度为 $7\,850\text{ kg/m}^3$ 。

承压板有限元模型如图 1 所示。

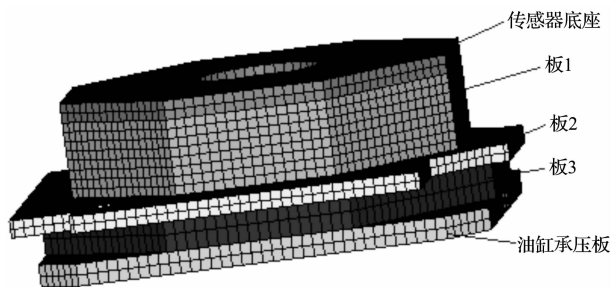


图 1 承压板的有限元模型

在以平均频率为目标函数时,本研究取第一阶频率、第二阶频率、第三阶频率、第四阶频率、第五阶频率的权重值分别为 0.3、0.2、0.2、0.1、0.1。多目标拓扑优化的最优数学模型中,取柔度的权值为 0.6,频率目标权值为 0.4。

为组合应变能指标(目标函数)和前 5 阶模态频率随迭代次数的变化曲线如图 2 所示。

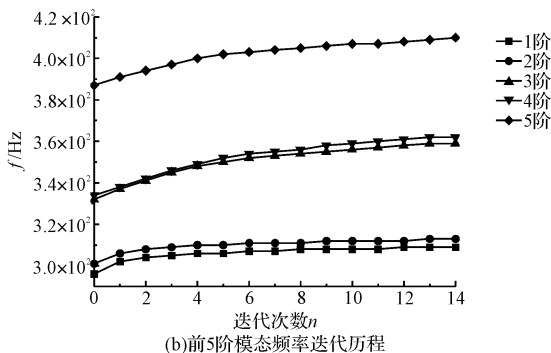
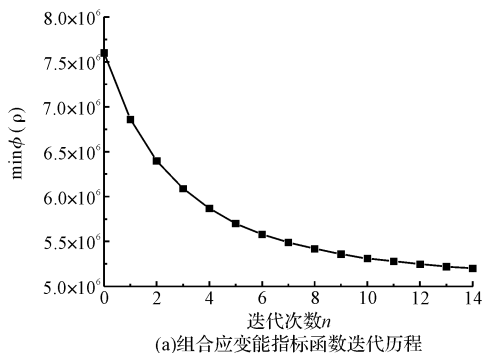


图 2 优化参数随迭代次数的变化曲线

经过多目标优化得到同时满足静态刚度和动态固有频率要求的板 1 拓扑结构,优化结果如图 3 所示。

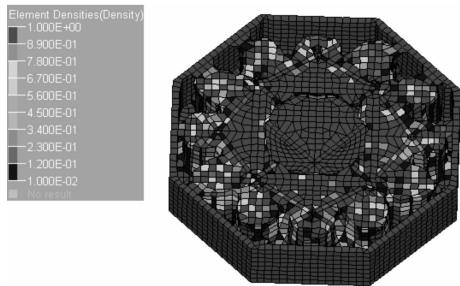


图 3 板 1 的优化结果

4 优化前、后结果对比

为了前、后对比,本研究将拓扑优化的结构进行重

新设计建模,将外部形状八边形改为六边形,同时内部根据拓扑结果设计为“蜂窝状”结构,三维建模如图 4 所示。

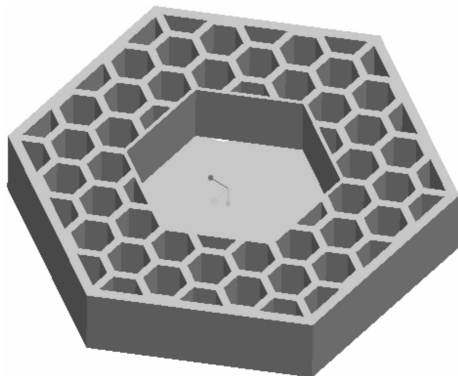


图 4 优化后的板 1 的几何模型

本研究将优化后的方案在 Hyperworks 中重新画网格然后施加相同的载荷和约束,对优化后的模型重新进行模态分析和静力学分析,分别得到应力云图和

位移云图以及与优化前的结果对比,优化前、后静力分析对比图如图 5 所示。

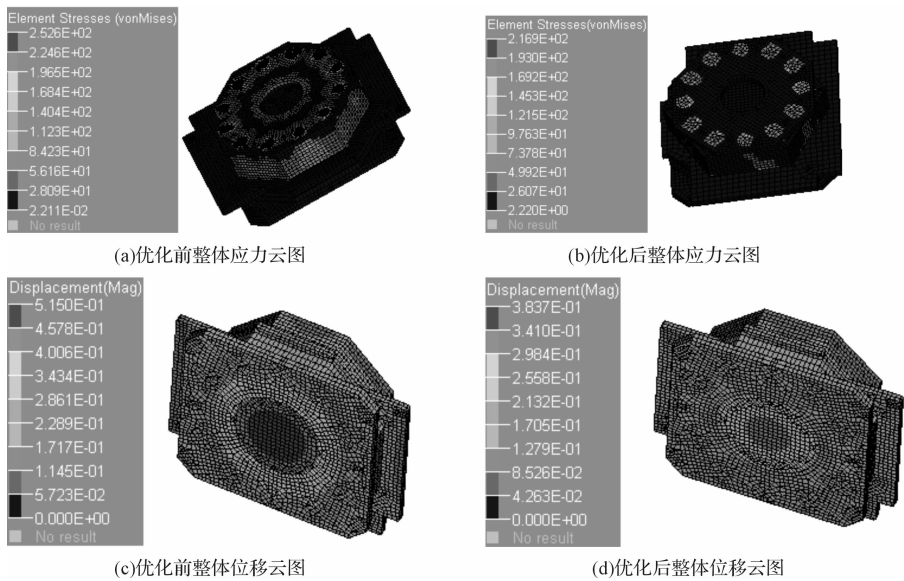


图 5 优化前、后静力分析对比图

承压板优化前、后的前五阶频率的比较如表 1 所示。

表 1 承压板优化前、后的前五阶频率比较			
模态阶数	优化前频率/Hz	优化后频率/Hz	百分比/%
1	296	309	5.7
2	300	313	5.7
3	331	359	13
4	333	362	13.2
5	386	410	6.2

注:百分比 = (优化后频率-优化前频率)/优化前频率 × 100%

由表 1 可以看出:
第一阶模态频率由 296 Hz 变为 309 Hz,增加了 5.7%,改善了承压板的特性。

承压板优化前后最大位移和最大应力的比较如表 2 所示。

表 2 承压板整体优化前后的参数比较		
	最大位移/mm	最大应力/MPa
优化前	0.515	252.6
优化后	0.383 7	216.9
百分比	- 25.5%	- 14.1%

注:百分比 = (优化后-优化前)/优化前 × 100%

由表 2 的承压板优化前后参数比较表可知,优化后的承压板的最大变形量减少了 25.5%,最大应力减少了 14.1%,说明承压板的静态特性也得到了改善。

此外,承压板由原来的 18.036 kg 经拓扑优化后变为 13.013 kg,减少了 27.8%,节省了材料。

5 结束语

本研究使用有限元软件中的拓扑优化模块,对承压板进行多目标拓扑优化,得到以下结论:

- (1)通过对承压板进行静力学分析和模态分析,得到了静态工况下的位移场和应力,以及动态特性的前五阶固有频率。
 - (2)采用加权平均的方法以组合应变能指标为目标函数,将多目标优化问题转化为单目标优化问题,实现了承压板结构的多目标拓扑优化,获得了一种新的承压板结构。
 - (3)优化后的承压板结构的最大变形量减少了 25.5%,最大应力减少了 14.1%。前五阶固有频率增加了 5.7% ~ 13.2%,刚度、强度和动态特性都得到提高。
- (下转第 1093 页)