

多种工况下装载机机罩多目标拓扑优化设计

韩 明¹, 吴晓明^{1*}, 黄鹤艇²

(1. 厦门大学物理与机电工程学院, 福建 厦门 361005; 2. 厦门厦工机械股份有限公司, 福建 厦门 361023)

摘要: 针对某装载机机罩存在质量大, 有开裂现象等问题, 以体积和频率为约束, 以各工况载荷下结构的刚度最大作为目标函数, 依据固体各向同性惩罚(SIMP)理论, 采用带权重的折衷规划法对机罩结构进行多目标拓扑优化, 并依据优化结果对机罩重新设计. 结果表明, 优化改进后的设计模型, 既减轻了结构质量, 又提高了结构的动、静态特性.

关键词: 拓扑优化; 多目标; 折衷规划; 发动机罩

中图分类号: TH 243

文献标志码: A

文章编号: 0438 0479(2011) 01- 0056- 04

装载机机罩作为装载机的覆盖件, 其本身不承受外部载荷, 但由于受到发动机和路面的振动激励和装载机在工作时颠簸产生的惯性力作用, 其结构经常产生开裂等状况, 因此对机罩进行动、静态特性分析和结构优化具有理论和现实意义.

本文以某轮式装载机机罩为研究对象, 针对该机罩存在质量大, 开裂等问题, 我们以机罩体积和一阶频率为约束, 建立惯性力载荷和扭转载荷工况下机罩刚度最大为目标的拓扑优化设计数学模型. 在 HyperWorks 的 OptiStruct 中采用带权重的折衷规划法结合功效函数法^[1-2], 将机罩在多种工况载荷下的多目标优化问题转化为单目标优化问题, 应用固体各向同性惩罚(solid isotropic material with penalization, SIMP)理论^[3], 人为地引入一种假想密度在 0~ 1 之间可变的材料, 0 和 1 分别代表空和实, 假定材料的宏观弹性常量与其密度成非线性关系, 优化过程中以单元密度的大小决定单元的取舍, 采用惩罚因子约束抑制介于 0~ 1 之间的单元, 对机罩进行拓扑结构布局优化, 并根据拓扑优化结果对机罩结构进行改进设计. 结果表明, 优化改进后的结构质量降幅较大, 动、静态性能都有较大程度提高.

动测试的结果表明, 机罩开裂原因, 一方面是在发动机的激励下, 机罩产生剧烈振动而造成的疲劳破坏, 另一方面是装载机在工作时的扭曲和颠簸使机罩受到扭转和惯性力作用造成机罩结构受损破坏. 因此, 我们在对结构进行拓扑优化时, 希望能够降低机罩质量并且同时使其具有良好的动静态特性, 即在控制机罩结构质量和结构的第一阶固有频率的同时, 优化结构的刚度, 以达到减轻结构质量, 避开发动机激振的共振频率, 优化机罩的静态特性的目标.

本文采用变密度法来进行拓扑优化, 它以每个单元的相对密度作为设计变量, 人为假定相对密度和材料弹性模量之间的关系, 将结构的拓扑优化问题转化为单元材料的最优分布问题. 在一定的材料用量的条件下, 寻找具有某种度量的最大刚度或最大频率的结构材料最佳分布形式. 弹性模量与其密度的非线性关系表示为^[4]:

$$E(\rho) = \rho^p E, \quad 0 < \rho_{\min} \leq \rho \leq 1, \quad (1)$$

式中, E 为弹性模量; p 为惩罚因子, 用来约束抑制介于 0~ 1 之间的单元, $p > 1$; ρ_{\min} 为材料为空的最小密度值; ρ 为材料密度.

2 拓扑优化数学模型

2.1 单目标拓扑优化模型

刚度的逆称之为柔度, 通常可以把刚度最大问题等效为柔度最小问题来研究, 在 HyperWorks 中柔度用单元应变能来定义. 以单工况载荷作用下结构的柔度最小(刚度最大)作为优化目标, 以设计区域体积为约束, 建立在 SIMP 理论基础上的数学模型如下^[5]:

$$\text{Minimize: } C = U^T K U = \sum_{e=1}^N u^e k^e u^e =$$

1 拓扑优化的约束与目标

在不影响相关性能情况下减轻机罩质量对节约材料、降低油耗和减少成本具有一定意义. 现场观察和振

收稿日期: 2010-04-12

基金项目: 厦门市科技计划项目(3502Z20090003); 厦门大学科研

经费资助项目(0000X071N4)

* 通信作者: xmwu@xmu.edu.cn

$$\sum_{e=1}^N (x^e)^p u^e k_0 u^e, \quad (2)$$

$$\frac{V}{V_0} \leq \Delta, V = \sum_{e=1}^N x^e v^e, F = KU,$$

$$0 < x_{\min} \leq x^e \leq x_{\max} < 1. \quad (3)$$

C 为结构的柔度, F 为受力, U 为位移, K 为结构刚度矩阵, V_0 为设计区域原体积, V 为优化后的体积. e 为单元数目编号, Δ 为优化时人为设定的 0 到 1 之间的某一数值, u^e 为单元位移, x^e 为单元设计变量, x_{\min} 为单元密度下限, x_{\max} 为单元密度上限. v^e 为优化后单元体积, k_0 为单元初始刚度矩阵, k^e 为优化后单元刚度矩阵. N 为单元总数, P 为惩罚因子.

2.2 多目标拓扑优化模型

每个工况对应一个刚度最优的结构拓扑, 一般来说, 不同载荷工况将得到不同的拓扑结构, 因此多工况下刚度的拓扑优化属于多目标拓扑优化问题. 传统的多目标优化采用线性加权和法将多目标问题转化为单目标问题求解, 但对于非凸优化问题来说, 该方法不能确保得到所有结果的 Pareto 最优解^[6]. 本文通过折衷规划法结合功效函数法来解决此问题.

折衷规划法的基本思想是合理地把多个子目标结合成一个单目标, 首先将各子目标函数正规化, 并给每个子目标加上权重. 功效函数法是根据多目标规划原理, 对每一项子目标确定一个理想值和不允许值, 以理想值为上限, 不允许值为下限, 再经过加权平均进行综合, 从而评价被研究对象的综合状况^[7].

用折衷规划法结合功效函数法可得到以体积和频率作为约束的多刚度拓扑优化的数学模型^[8-9]:

$$\begin{aligned} & \text{Minimize} \\ & x = \{\rho_1, \rho_2, \dots, \rho_n\}^T: C(\rho) = \\ & \left[\sum_{k=1}^m w_k^q \left\{ \frac{C_k(\rho) - C_k^{\min}}{C_k^{\max} - C_k^{\min}} \right\}^q \right]^{\frac{1}{q}}, \end{aligned} \quad (4)$$

$$\sum_{k=1}^m \left(\sum_{j=1}^n V_j^k \rho_j^k \right) - \bar{V} \leq 0, \quad (5)$$

$$f_i > f_{i\min}, 0 < \theta < 1, \quad (6)$$

$$j = 1, 2, \dots, n; k = 1, 2, \dots, m. \quad (7)$$

式中 $\rho_1, \rho_2, \dots, \rho_n$ 为设计变量; m 为载荷工况总数; n 为单元总数; V_j 为第 j 个单元的体积; \bar{V} 为设计空间的最大体积; w_k 为第 k 个工况的权值; f_i 为第 i 阶频率; $f_{i\min}$ 为第 i 阶频率的下限; q 为惩罚因子, $q \geq 2$; $C_k(\rho)$ 为第 k 个工况的柔度目标函数; C_k^{\max} 、 C_k^{\min} 分别是第 k 个工况柔度目标函数的最大值(不允许值)和最小值(理想值).

3 发动机机罩多刚度拓扑优化

装载机工作时, 机罩 3 种典型工况为扭转、弯曲和惯性力载荷工况, 因机罩弯曲变形很小, 弯曲工况忽略. 根据经验, 取惯性加速度为 4.9 m/s^2 ; 扭转工况分为左、右前轮悬空和左、右后轮悬空, 优化时分别释放对应约束处的自由度, 同时在悬空处施加大小为 5000 N 的力来模拟受扭变形. 3 种典型工况下均以静态最小柔度为目标, 根据相关文献^[10], 经过多次试算和验证, 许可材料体积分数定为 0.4, 迭代公差 0.001, 根据装载机发动机怠速的激励频率, 机罩结构一阶固有频率约束下限为 13 Hz , 依据 Bendsøe 和 Sigmund^[3] 的相关研究, 通过试算确定惩罚因子取值为 2.

前轮悬空工况下, 经过 24 步迭代, 静态柔度达到最小, 得出迭代图如图 1. 得到优化后结构的柔度为 $6.095\text{E}+02$, 将该值作为多目标优化函数(4)中的 C_k^{\min} .

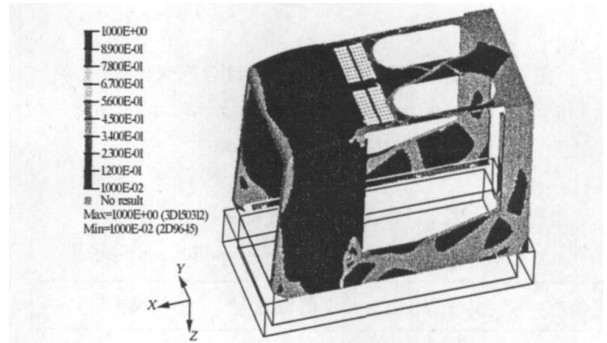


图 1 前轮悬空工况下最小柔度目标迭代图

Fig. 1 The iterative map of the minimum compliance in front suspension condition

后轮悬空工况下, 经过 25 步迭代, 静态柔度达到最小, 得出迭代图如图 2. 得到优化后结构的柔度为 $4.764\text{E}+02$, 将该值作为多目标优化函数(4)中的 C_k^{\min} .

惯性力载荷工况下, 经过 34 步迭代, 静态柔度达到最小, 得出迭代图如图 3. 得到优化后结构的柔度为 $5.589\text{E}+02$, 将该值作为多目标优化函数(4)中的 C_k^{\min} .

在机罩多刚度拓扑优化目标函数中, 根据机罩实际工作状况和多方案分析验证后的优化结果对比, 取惯性力工况权值为 0.5, 扭转工况权值为 0.5, 其中 2 种扭转工况视为同等重要. 以优化前机罩在各工况下计算出的柔度值作为多目标优化函数(4)中的 C_k^{\min} , 可

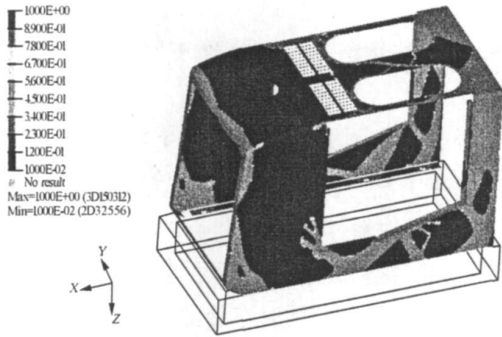


图 2 后轮悬空工况下最小柔度目标迭代图
Fig. 2 The iterative map of the minimum compliance in rear suspension condition

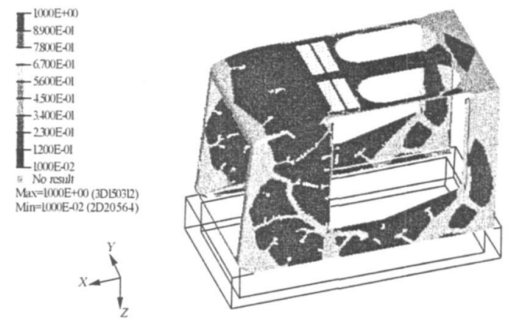


图 4 机罩的拓扑优化结构
Fig. 4 The topology optimization structure of the hood

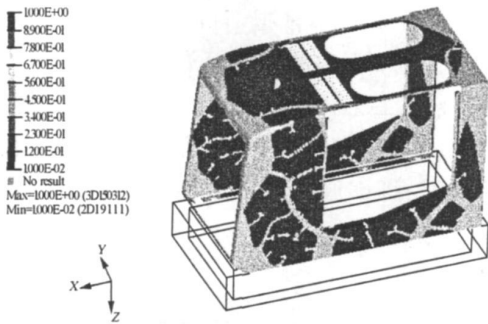


图 3 惯性力载荷工况下最小柔度目标迭代图
Fig. 3 The iterative map of the minimum compliance in inertia load condition

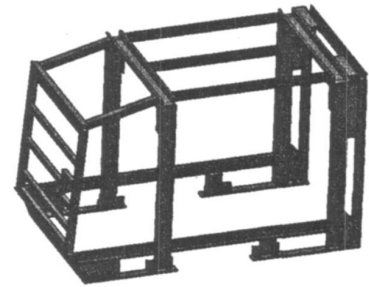


图 5 改进后的机罩加强筋骨架模型图
Fig. 5 The model diagram of the improved hood ribs

表 1 各工况下各相关参数

Tab. 1 The parameters in multiple loading conditions

参数	惯性力工况	前轮悬空	后轮悬空
C_k^{\min}	5.589E+ 02	6.095E+ 02	4.764E+ 02
C_k^{\max}	7.519E+ 02	9.925E+ 02	7.734E+ 02
w	0.5	0.25	0.25

得函数(4)中各相关参数如表 1 所示。

利用 OptiStruct 中提供的自定义函数实现式(4)中的折衷规划公式,将该函数设为响应,并把该响应作为目标函数进行优化设计.结构许可材料体积分数定

为 0.4,迭代公差为 0.001,经过 32 步迭代,得到多工况、多目标下机罩的拓扑优化结构如图 4 所示。

4 结构改进

根据拓扑优化结果,得到的结构能够明确给出机罩加强筋的布置位置,即图中灰色处需要在原 2.0 mm 板结构上布置加强筋,发动机机罩前上角两侧、底端约束处及尾部是需要重点加强部位,在对机罩进行重新设计时,以拓扑优化结果作为机罩骨架的布局依据,结合实际设计经验、生产工艺,选取适当结构形式和参数.参照机械设计手册^[11],加强筋骨架采用冷弯等边槽钢和冷弯外卷边槽钢 2 种结构形式,在原有设计模型基础进行改进,改进后的机罩骨架模型如图 5。

表 2 优化前后机罩各性能参数对比

Tab. 2 Comparison of each parameter before and after optimization of the hood

模型类型	惯性力下最大变形/mm	前轮悬空最大变形/mm	后轮悬空最大变形/mm	一阶频率/Hz	二阶频率/Hz	三阶频率/Hz	机罩质量(带蒙皮)/kg
企业模型	0.6502	0.3932	0.5122	14.14	14.87	29.94	307.54
优化模型	0.5031	0.2382	0.1926	16.91	18.86	39.46	197.83

为了验证该方案的可行性,对优化后的机罩重新进行模态分析和各种工况下的静力分析,并与优化前的机罩结构仿真分析结果进行对比,在各加载工况不变的情况下,分析对比结果如表 2 所示。

5 结 论

本文在原有机罩设计基础上,针对其在实际工作中出现的问题,提出了减轻机罩质量条件下的动、静态刚度最大化的拓扑优化目标,通过选取适当参数,依据 SIMP 理论,采用折衷规划法结合功效函数的多目标拓扑优化计算,得到了改进的加强筋布局拓扑优化模型,依据该模型,结合生产工艺和设计手册进行详细设计后,得到了一个新的设计方案,新机罩结构明显减轻了结构质量,同时提高了结构的动、静态性能。

参考文献:

- [1] Rao S S, Freiheit T I. A modified game theory approach to multi objective optimization[J]. J Mech Des, 1991, 113: 286-291.
- [2] 熊辉, 史其信. 混凝土桥梁面板维修的折衷规划优化[J]. 清华大学学报: 自然科学版, 2004, 44(6): 789-792.
- [3] Bendsoe M P, Sigmund O. Material interpolation schemes in topology optimization[J]. Arch Appl Mech, 1999, 69: 635-654.
- [4] 范文杰, 范子杰, 桂良进, 等. 多工况下客车车架结构多刚度拓扑优化设计研究[J]. 汽车工程, 2008, 30(6): 531-533.
- [5] Zuo Kongtian, Chen Liping, Zhang Yunqing. Study of key algorithms in topology optimization[J]. The International Journal of Advanced Manufacturing Technology, 2007, 32: 787-796.
- [6] Min S, Nishiwaki S, Kikuchi N. Unified topology design of static and vibrating structures using multi objective optimization[J]. Computers and Structures, 2000, 75: 93-116.
- [7] Marler R T, Arora J S. Survey of multi objective optimization methods for engineering[J]. Struct Multidisc Optim, 2004, 26: 369-395.
- [8] Luo Zhen, Yang Jingzhou, Chen Liping, et al. A new hybrid fuzzy goal programming scheme for multi objective topological optimization of static and dynamic structures under multiple loading conditions [J]. Struct Multidisc Optim, 2006, 31: 26-39.
- [9] Chen T Y, Wu S C. Multiobjective optimal topology design of structures[J]. Computational mechanics, 1998, 21: 483-492.
- [10] 张胜兰, 郑冬黎, 郝琪, 等. 基于 HyperWorks 的结构优化设计技术[M]. 北京: 机械工业出版社, 2007.
- [11] 方昆凡, 黄英, 单宝峰, 等. 机械设计手册[M]. 北京: 机械工业出版社, 2004: 149-154.

Multi-objective Topology Optimization of the Loader Hood with Multiple Loading Conditions

HAN Ming¹, WU Xiaoming^{1*}, HUANG Heting²

(1. School of Physics and Mechanical & Electrical Engineering, Xiamen University, Xiamen 361005, China;

2. Xiamen Xiagong Machinery Company Limited, Xiamen 361023, China)

Abstract: Multi objective topology optimization for the loader hood under multiple loading conditions is studied with the maximum stiffness as objective, the volume and frequency as constraints, and based on the solid isotropic material with penalization (SIMP) theory and weighted compromise programming approach. The results show that the improved design of the hood not only reduces the structural weight but also meets the dynamic and static characteristic requirements.

Key words: topology optimization; multi objective; compromise programming; engine hood