



官方微信号:Jcaae-com
官方QQ群:7234594
官方网址:www.jcaae.com



汽车航空航天工程-技术知识网

www.jcaae.com

OptiStruct 在船舶基座动力学优化设计中的应用

郭凤骏¹ 杨德庆¹ 王甲畏²

1 上海交通大学船舶海洋与建筑工程学院
2 澳汰尔工程软件（上海）有限公司

OptiStruct 在船舶基座动力学优化设计中的应用

郭凤骏¹ 杨德庆¹ 王甲畏²

(¹上海交通大学船舶海洋与建筑工程学院 ²澳汰尔工程软件(上海)有限公司)

摘要: 基座作为舰船上常见结构,其作用是将设备牢固安装在舰体上,并对设备传递下来的振动起到隔离作用。基座的振动影响机组的正常运行和寿命,其结构噪声还是形成水噪声主要来源之一,极大影响舰船的隐蔽性,必须对基座进行减振设计。本文利用 Altair 公司的 OptiStruct 优化软件,针对某舰艇齿轮箱基座,以制定振动传递率为设计性能约束指标,采用尺寸和拓扑优化等模型,对该基座进行动力学优化设计研究。具体内容为:在振级落差约束下,以基座重量为目标函数,进行了 1) 基座肋板尺寸优化设计; 2) 基座肋板拓扑优化设计, 3) 阻振质量(底座方钢)拓扑优化; 4) 肋板自由尺寸优化结合底座方钢拓扑优化。通过对四种方案的计算对比,找到减振效果良好的基座结构拓扑形式,实现了动力学概念设计与尺寸设计的一体化。实践表明,Altair OptiStruct 优化软件是目前结构动力学优化设计最得力的工具,在船舶设计领域有广阔的应用前景。

关键词: 基座; 振级落差; 结构优化; 拓扑优化; 自由尺寸

0 引言

基座作为舰船上常见结构,其作用是将设备牢固安装在舰体上。基座位于设备之下船体结构之上,既承受设备的动静载荷,又传递船体的载荷,而且对设备传递下来的振动起到隔离作用。研究表明,齿轮箱的振动影响机组的正常运行和寿命,齿轮箱的结构噪声还是形成水噪声主要来源,极大影响舰船的隐蔽性。所以,基座和船体之间连接处必须增加隔振或减振装置进行处理,降低由齿轮箱传递到船体的有害振动^[1,2]。在基座和船体结构间采用附加的隔振装置或应用粘弹性阻尼材料减振,是常规齿轮箱基座减振设计方法。基于阻振质量(方钢)的新型动力机械基座(见图1),主要利用基座本身大阻振质量和腹板的特别配置达到上述目的。其结构由基座面板、腹板(肋板)和一组织横交错的方钢组成,没有附加其它隔振元件。依靠基座自身特性,对动力机械产生的振动实现多级隔离,对高频结构噪声隔离有良好效果,应用前景广阔。尽管如此,该新型动力机械基座结构设计理论还不完善,快速设计出指定频率区间和预期减振指标下基座结构的尺寸参数,目前只能依靠经验与试验手段^[3,4]。本文在前期试验研究基础上,应用Altair公司的OptiStruct (V8.0)新近推出的频响优化功能,引入结构拓扑优化设计理论,建立了满足指定振级落差下基座结构动力学优化设计模型,为进一步改进设计提供指导。

1 新型齿轮箱基座有限元模型

本文齿轮箱基座长3000mm，宽1000mm，高600mm。沿x轴方向和y轴方向各有三根方钢（阻振质量）两两相交，组成阻振质量的环路，并沿方钢的两边缘焊接在板上。沿x轴正方向，阻振质量之间的间距分别为500mm和400mm；沿y轴正向，阻振质量之间的间距分别为400mm和350mm；船体内底板厚度为 $h=8\text{mm}$ ，长*宽为3000mm*1000mm；纵横肋板厚度为 $h_1=6\text{mm}$ ；基座面板厚度为 $h_2=20\text{mm}$ ；矩形阻振质量（方钢）的界面尺寸均为100mm*100mm。

基座有限元计算模型见图1，安装面板、内部腹板和船体内底板等采用壳单元模拟，方钢结构采用三维体单元模拟。整个基座模型材料参数为：弹性模量 $E=210000\text{MPa}$ ；泊松比 $\sigma=0.3$ ；密度 $\rho=7.85\times 10^{-9}\text{t/mm}^3$ 。壳单元的最大尺寸为25mm，体单元的尺寸为25mm。整个结构共有板单元10149和三维体单元3264，有限元模型节点总数为13939。模型在内底板两端均在x轴向沿边缘开始的700mm距离处简支。

衡量该齿轮箱基座减振效果的性能指标为振级落差，通过计算齿轮箱基座上下参考点A、B、C、D处加速度振级落差对其隔振效果进行评估。A、B、C、D四点对应的节点编号分别为N6868(1325; 500; 600)、N6668(1675; 500; 600)、N12349(925; 500; 0)、N11429(1975; 500; 0)，括号中为该点的对应坐标值。振级落差定义如下

$$L_r = 20\log_{10} \frac{a_{\text{up}}}{a_{\text{down}}} \quad (\text{dB}) \quad (1)$$

式中 a_{up} ， a_{down} 为基座上下对应参考点在计算频段内加速度最大幅值。

外激励载荷为图1面板中心点z方向作用单位力，频率为1~1000Hz。计算中取模态阻尼系数为2%。计算参考点加速度频率响应值及基于频响的优化设计均采用Altair公司的OptiStruct软件。

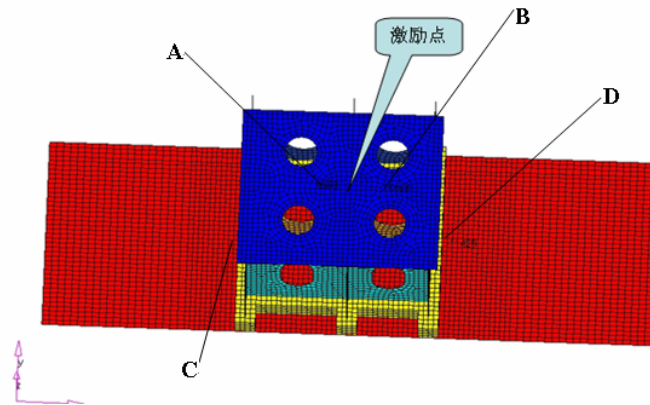


图1 新型齿轮箱基座有限元模型

表1给出初始设计下参考点在1~1000Hz频率区间的加速度响应峰值，图2和图3分别给出各参考点加速度频响曲线。计算表明，该基座在1000Hz以下频段的振级落差约为5dB，与文献[3]实验测量结果较吻合。根据文献[3]测量数据，该基座在2000~10000Hz综合振级落差约为14dB，但低中频域减振效果不佳。

表 1 初始设计下参考点的加速度响应峰值

量值	位置	
	激励点左侧	激励点右侧
$a_{up} \text{ } mms^{-2}$	$a_A=41.88$	$a_B=55.15$
$a_{down} \text{ } mms^{-2}$	$a_C=24.25$	$a_D=29.34$
$L_r \text{ dB}$	4.75	5.48

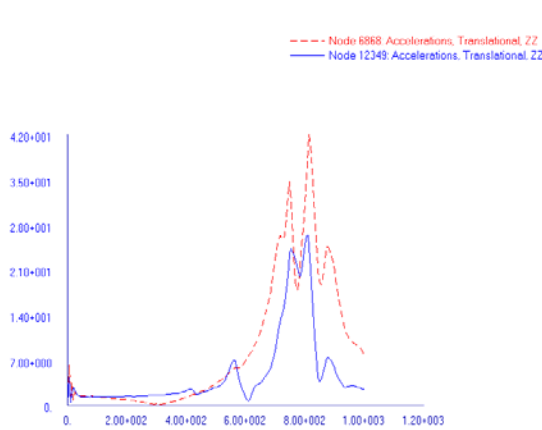


图 2 A、C 两点加速度频响幅值

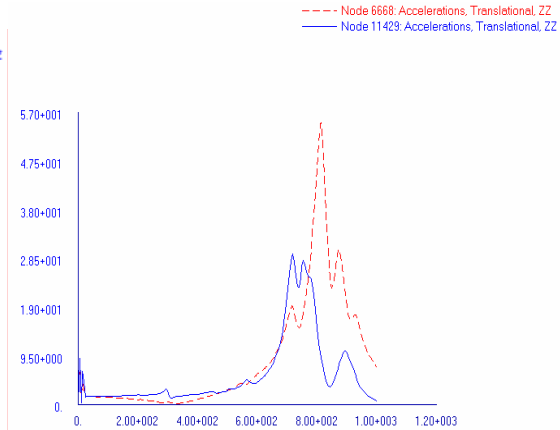


图 3 B、D 两点加速度频响幅值

2 新型齿轮箱基座动力学减振优化设计方法研究

新型齿轮箱基座主要利用基座本身大阻振质量（方刚）和腹板的特别配置达到减振目的，基座腹板和方钢的尺寸设计与布局对基座减振效果非常重要。从中可以看出，设计方法是新型齿轮箱基座成功的关键。为了加大基座的减振幅度，同时不过度增加基座的重量，采用结构优化设计方法进行动力学优化是必然的选择。结构优化设计理论和方法经过近 60 年的飞速发展，目前已经逐步应用于工程设计领域。考虑固有频率、动响应约束的结构动力学尺寸、形状和拓扑优化设计开始应用，但在船舶振动声学方面的应用非常薄弱^[5-8]。本文以衡量齿轮箱基座减振效果的振级落差为设计性能约束，建立基座尺寸与拓扑优化设计模型，进行基座重量为目标函数的动力学优化设计，帮助设计人员科学地获得指定减振效果的基座结构。

2.1 指定振级落差下新型齿轮箱基座肋板尺寸优化设计

本优化方案中，以基座的六块肋板的厚度为优化设计变量（图 4），基座的重量为优化目标函数，z 方向参考点在指定频率区间加速度振级落差为性能约束。优化中还考虑应力约束条件，为保证基座结构动应力满足强度约束要求，这里对船底板处加速度峰值进行限制，令 $a^L \leq a_{Ck}^{max} \leq a^U$ ， $a^L \leq a_{Dp}^{max} \leq a^U$ ，从而将应力约束在优化模型中显式化。

指定振级落差下新型齿轮箱基座尺寸优化设计数学列式为

$$\left. \begin{array}{ll} \text{Find} & \mathbf{T} = [t_1, t_2, \dots, t_6]^T \\ \text{Min} & W = \sum_{i=1}^6 t_i \rho_i A_i \\ \text{s.t.} & \begin{array}{l} a_{Aj}^{\max} / a_{Ck}^{\max} = 10^{L_r/20} \\ a_{Bm}^{\max} / a_{Dp}^{\max} = 10^{L_r/20} \\ a^L \leq a_{Ck}^{\max} \leq a^U \\ a^L \leq a_{Dp}^{\max} \leq a^U \\ f^L \leq j, k, m, p \leq f^U \\ t^L \leq t_i \leq t^U \\ i = 1, 2, \dots, 6 \end{array} \end{array} \right\} \quad (2)$$

式中 t_i 、 ρ_i 和 A_i 分别为单元厚度、材料密度及面积， f^U 及 f^L 代表指定的频率区间上下限。 j, k, m, p 代表取得 z 方向加速度响应最大幅值时所处的频率值，例如 $a_{A200}^{\max}$ 代表参考点 A 在频率为 200Hz 时加速度响应幅值最大。厚度设计变量尺寸上下限约束分别为 t^U 和 t^L 。为了便于处理等式约束，实际优化中对方程（2）中振级落差约束进行松弛处理，按方程（3）进行优化，后面的模型也类似处理。

$$\left. \begin{array}{ll} \text{Find} & \mathbf{T} = [t_1, t_2, \dots, t_6]^T \\ \text{Min} & W = \sum_{i=1}^6 t_i \rho_i A_i \\ \text{s.t.} & \begin{array}{l} 10^{L_r/20} - \varepsilon \leq a_{Aj}^{\max} / a_{Ck}^{\max} \leq 10^{L_r/20} + \varepsilon \\ 10^{L_r/20} - \varepsilon \leq a_{Bm}^{\max} / a_{Dp}^{\max} \leq 10^{L_r/20} + \varepsilon \\ a^L \leq a_{Ck}^{\max} \leq a^U \\ a^L \leq a_{Dp}^{\max} \leq a^U \\ f^L \leq j, k, m, p \leq f^U \\ t^L \leq t_i \leq t^U \\ i = 1, 2, \dots, 6 \end{array} \end{array} \right\} \quad (3)$$

式中 ε 为松弛参数，取值为极小正数，本文计算中取 $\varepsilon = 0.01$ 。

2.2 指定振级落差下新型齿轮箱基座肋板拓扑优化设计

本优化方案中，以基座六块肋板有限元模型中各单元密度为优化设计变量，基座重量为优化目标函数，性能约束与方程(3)相同。本拓扑优化有限元模型不同处在于把肋板上的孔洞堵住（图 5），通过拓扑优化，得到新的材料分布方式，达到提高振级落差的目的。

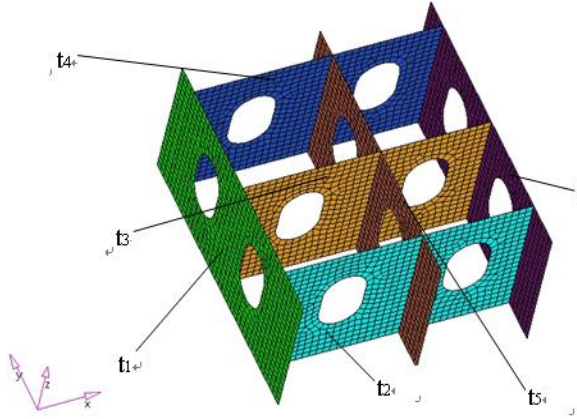


图 4 基座肋板尺寸优化设计变量示意图

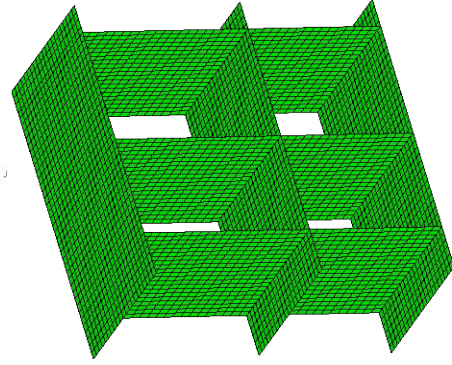


图 5 基座肋板拓扑优化设计变量示意图

指定振级落差下新型齿轮箱基座肋板拓扑优化设计数学列式为：

$$\left. \begin{aligned}
 &\text{Find} \quad \mathbf{T} = [t_1, t_2, \dots, t_n]^T \\
 &\text{Min} \quad W = \sum_{i=1}^n t_i m_i \\
 &\text{s.t.} \quad \left. \begin{aligned}
 &10^{L_r/20} - \varepsilon \leq a_{Aj}^{\max} / a_{Ck}^{\max} \leq 10^{L_r/20} + \varepsilon \\
 &10^{L_r/20} - \varepsilon \leq a_{Bm}^{\max} / a_{Dp}^{\max} \leq 10^{L_r/20} + \varepsilon \\
 &a^L \leq a_{Ck}^{\max} \leq a^U \\
 &a^L \leq a_{Dp}^{\max} \leq a^U \\
 &f^L \leq j, k, m, p \leq f^U \\
 &t_i \in \{0, 1\} \\
 &i = 1, 2, \dots, n
 \end{aligned} \right\} \quad (4)
 \end{aligned} \right.$$

式中 $\mathbf{T} = [t_1, t_2, \dots, t_n]^T$ 为肋板单元拓扑优化设计变量，拓扑优化设计变量取值为 0 或 1。 m_i 为设计区域单元 i 的质量。

2.3 指定振级落差下新型齿轮箱基座的阻振质量拓扑布局优化

本优化实际上是进行阻振质量（基座底部方钢）的截面、材料拓扑布局和方钢间距优化设计。本优化的拓扑基结构是：把基座底部方钢之间的空间填满材料后的方钢底板，底部各

块体有限单元的密度作为拓扑优化设计变量（图 6），用拓扑优化的方法来找出阻振质量的最佳材料拓扑布局。

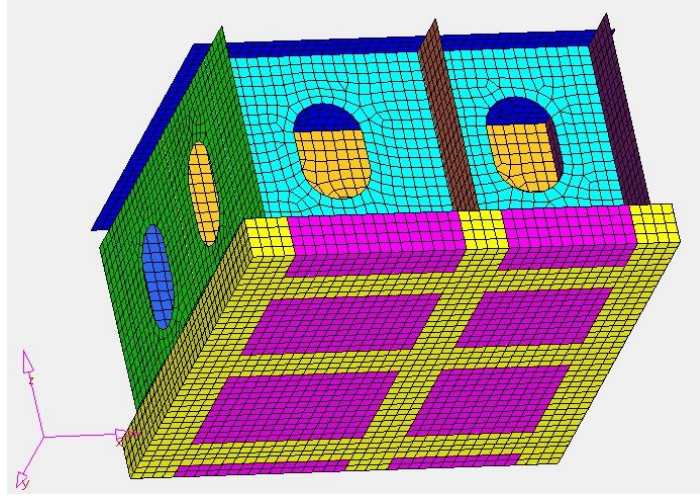


图 6 基座阻振质量拓扑优化设计变量示意图

指定振级落差下基座阻振质量拓扑优化设计的数学列式为：

$$\left. \begin{aligned}
 &\text{Find} \quad \mathbf{T} = [t_1, t_2, \dots, t_n]^T \\
 &\text{Min} \quad W = \sum_{i=1}^n t_i m_i \\
 &\text{s.t.} \quad \left. \begin{aligned}
 &10^{L_r/20} - \varepsilon \leq a_{Aj}^{\max} / a_{Ck}^{\max} \leq 10^{L_r/20} + \varepsilon \\
 &10^{L_r/20} - \varepsilon \leq a_{Bm}^{\max} / a_{Dp}^{\max} \leq 10^{L_r/20} + \varepsilon \\
 &a^L \leq a_{Ck}^{\max} \leq a^U \\
 &a^L \leq a_{Dp}^{\max} \leq a^U \\
 &f^L \leq j, k, m, p \leq f^U \\
 &t_i \in \{0, 1\} \\
 &i = 1, 2, \dots, n
 \end{aligned} \right\} \quad (5)
 \end{aligned} \right.$$

式中， $\mathbf{T} = [t_1, t_2, \dots, t_n]^T$ 为阻振质量各单元拓扑优化设计变量，拓扑优化设计变量取离散值 0 或 1， m_i 为设计区域单元 i 的质量。

2.4 指定振级落差下新型齿轮箱基座的综合优化

综合优化是指基座肋板及阻振质量材料拓扑布局综合优化设计。

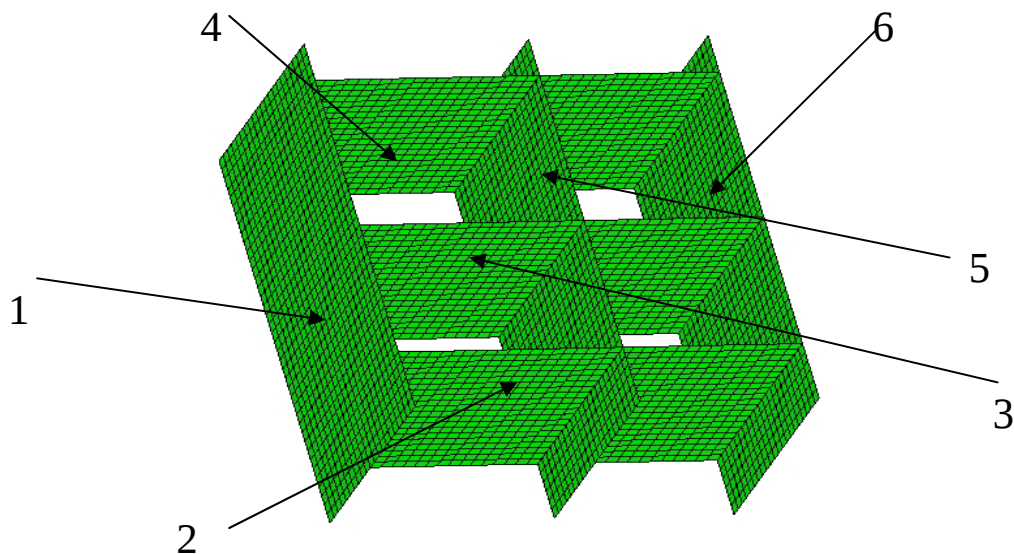


图 7 基座肋板自由尺寸优化设计变量示意图

本优化的拓扑基结构是：把基座底部方钢之间的空间填满材料后的方钢底座和所有孔洞被填充的肋板（图 7）。底部方钢各块体有限单元的密度作为一类拓扑优化设计变量，肋板每个单元的厚度定义为另一类拓扑设计变量，同时进行基座阻振质量拓扑优化和肋板自由尺寸优化计算。以基座重量为优化目标函数，性能约束与模型（3）相同。通过综合优化，得到新的材料分布方式，达到提高振级落差的目的。

OptiStruct 软件中所谓的自由尺寸优化，就是把每个单元的厚度定义为拓扑设计变量，其本质上也是一种拓扑优化。与基于单元密度作为拓扑设计变量的优化模型区别在于，自由尺寸优化的变量是连续变化，拓扑优化的变量是离散的 0 或 1。本模型优化中板厚度定义在 0~6mm 之间。

指定振级落差下新型齿轮箱基座肋板尺寸及阻振质量拓扑布局优化设计数学列式为：

$$\left. \begin{aligned}
& \text{Find} \quad \mathbf{H} = [h_1, h_2, \dots, h_s]^T \\
& \quad \mathbf{T} = [t_1, t_2, \dots, t_n]^T \\
& \text{Min} \quad W = \sum_{d=1}^S h_d \rho_d A_d + \sum_{i=1}^n t_i m_i \\
& \text{s.t.} \quad 10^{L_r/20} - \varepsilon \leq a_{Aj}^{\max} / a_{Ck}^{\max} \leq 10^{L_r/20} + \varepsilon \\
& \quad 10^{L_r/20} - \varepsilon \leq a_{Bm}^{\max} / a_{Dp}^{\max} \leq 10^{L_r/20} + \varepsilon \\
& \quad a^L \leq a_{Ck}^{\max} \leq a^U \\
& \quad a^L \leq a_{Dp}^{\max} \leq a^U \\
& \quad f^L \leq j, k, m, p \leq f^U \\
& \quad h^L \leq h_d \leq h^U \\
& \quad t_i \in \{0, 1\} \\
& \quad i = 1, 2, \dots, n; d = 1, 2, \dots, S
\end{aligned} \right\} \quad (6)$$

式中 $\mathbf{H} = [h_1, h_2, \dots, h_s]^T$ 为腹板厚度拓扑设计变量，厚度设计变量尺寸上下限约束分别为 h^U 和 h^L 。 $\mathbf{T} = [t_1, t_2, \dots, t_n]^T$ 为阻振质量各单元拓扑优化设计变量。

3 优化结果及讨论

本研究中要求将参考点在 1-1000Hz 频率区间振级落差由 5dB 提高到 12dB。要满足参考点在 1-1000Hz 频率区间振级落差 12dB 的要求，根据公式（1）参考点 z 方向加速度响应幅值的最大值应有函数关系： $a_{Aj}^{\max} = 4a_{Ck}^{\max}$ ， $a_{Bm}^{\max} = 4a_{Dp}^{\max}$ 。初始设计中，肋板厚度 $t_1 = t_2 = t_3 = t_4 = t_5 = t_6 = 6\text{mm}$ ，尺寸上下限约束分别为 $t^U = 20\text{mm}$ 和 $t^L = 4\text{mm}$ 。因此，给定振级落差约束下，以基座重量为目标函数的肋板尺寸优化设计模型（3）可以简化为

$$\left. \begin{array}{ll} \text{Find} & \mathbf{T} = [t_1, t_2, \dots, t_6]^T \\ \text{Min} & W = \sum_{i=1}^6 t_i \rho_i A_i \\ \text{s.t.} & \begin{array}{l} 4 - \varepsilon \leq a_{Aj}^{\max} / a_{Ck}^{\max} \leq 4 + \varepsilon \\ 4 - \varepsilon \leq a_{Bm}^{\max} / a_{Dp}^{\max} \leq 4 + \varepsilon \\ 5 \leq a_{Ck}^{\max} \leq 20 \\ 5 \leq a_{Dp}^{\max} \leq 20 \\ 1 \leq j, k, m, p \leq 1000 \\ 4 \leq t_i \leq 20 \\ i = 1, 2, \dots, 6 \end{array} \end{array} \right\} \quad (7)$$

对于肋板厚度尺寸优化模型(7)，采用线性化处理，用序列二次规划方法求解。经过 7 步优化迭代计算得到优化解。优化后六块肋板的厚度 $\mathbf{T}=[6.409\text{mm}; 5.326\text{mm}; 9.653\text{mm}; 7.287\text{mm}; 5.844\text{mm}; 6.256\text{mm}]$ ，约束条件均得到满足。C 点 z 方向上加速度响应幅值的最大值为 11.68 mms^{-2} ；D 点 z 方向上加速度响应幅值的最大值为 12.0 mms^{-2} ；对应的 A、B 点的值为 46.85 mms^{-2} 、 48.10 mms^{-2} ，满足等式方程的约束。A 点的振动幅值比初始设计有所增加，在保证结构安全的前提下，上下板之间通过肋板变化所产生的振级落差是可实现的。基座结构重量由 0.833 吨变为 0.849 吨，增加 1.85%。结构重量变化曲线见图 6。

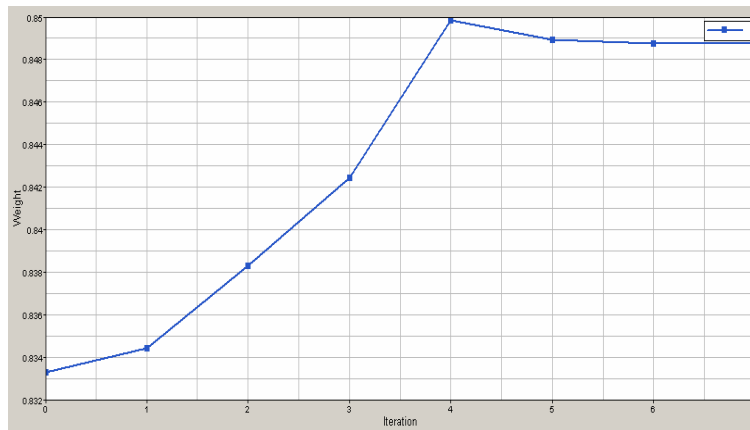


图 6 肋板尺寸优化基座质量变化曲线

图 7 和图 8 为肋板厚度尺寸优化后参考点 A、C 点以及 B、D 点加速度响应幅值的对比图。

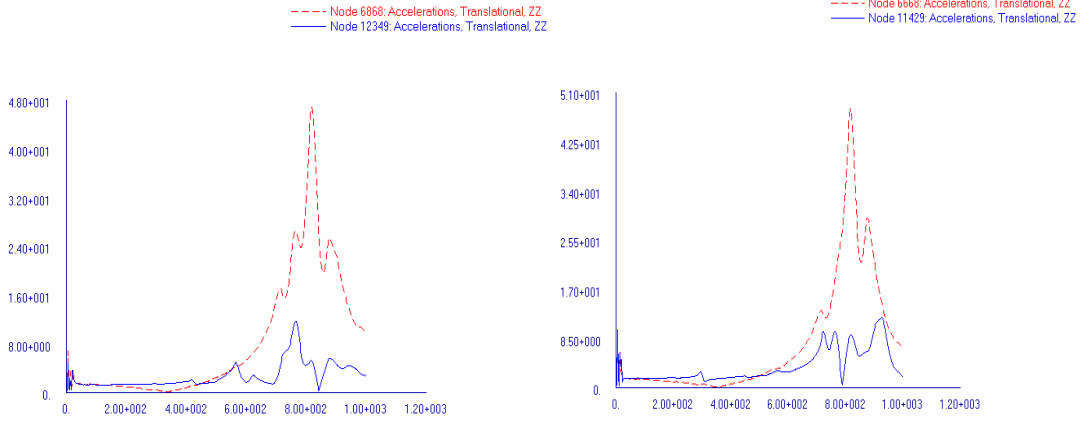


图 7 A、C 点的加速度响应幅值的对比图 图 8 B、D 点加速度响应幅值的对比图
给定振级落差约束下，基座肋板拓扑优化设计模型（4）简化为：

$$\left. \begin{aligned}
 &\text{Find} \quad \mathbf{T} = [t_1, t_2, \dots, t_n]^T \\
 &\text{Min} \quad W = \sum_{i=1}^n t_i m_i \\
 &\text{s.t.} \quad \begin{aligned}
 &4 - \varepsilon \leq a_{Aj}^{\max} / a_{Ck}^{\max} \leq 4 + \varepsilon \\
 &4 - \varepsilon \leq a_{Bm}^{\max} / a_{Dp}^{\max} \leq 4 + \varepsilon \\
 &5 \leq a_{Ck}^{\max} \leq 20 \\
 &5 \leq a_{Dp}^{\max} \leq 20 \\
 &1 \leq j, k, m, p \leq 1000 \\
 &t_i \in \{0, 1\} \\
 &i = 1, 2, \dots, n
 \end{aligned}
 \end{aligned} \right\} \quad (8)$$

对于肋板拓扑优化模型（8），基于密度法进行拓扑优化计算^[9]。经过 31 步迭代计算，得到收敛解。基座重量由 0.839 吨变为 0.784 吨，减重 6.47 %。结构重量变化曲线见图 9。

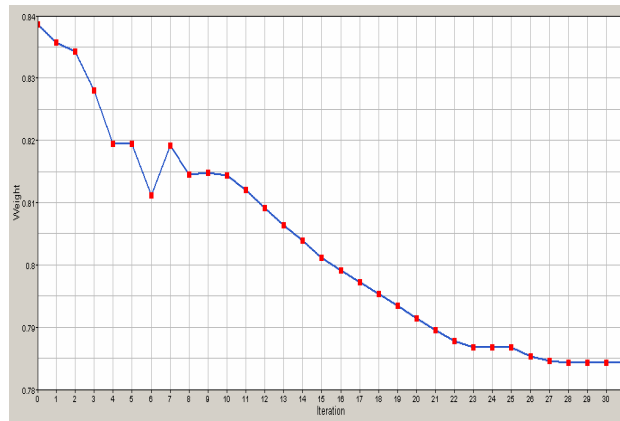


图 9 肋板拓扑优化基座质量变化曲线

拓扑优化不同于尺寸优化之处在于，前者为概念设计，为进一步设计提供参考依据；而后者则属于细节设计，能得到结构详细的改善值，所得结果可以直接应用于工程中的。图 10 为本方案拓扑优化后得到的单元密度分布云图。图 11 是隐藏密度在 0.3 以下单元得到的概念设计，将来设计基座时，肋板上开孔位置及形状可以根据本拓扑优化结果确定。由于结构对称于 XOZ 平面，在拓扑优化工艺限制中加了对称约束。

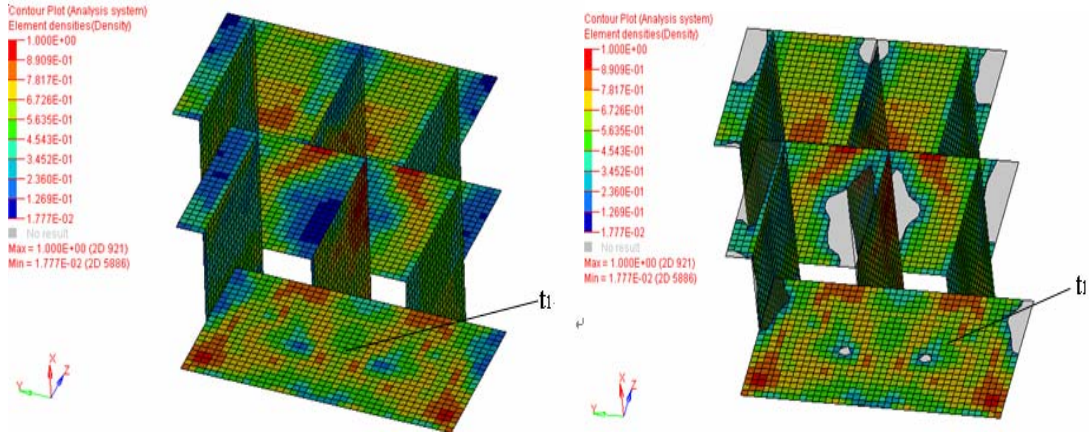


图 10 单元密度分布云图(肋板拓扑优化) 图 11 密度大于 0.3 的单元云图(肋板拓扑优化)

根据拓扑优化结果可知，肋板边缘处的单元多数都被去除，但中间 t_3 板上的单元则几乎没有删减，这与肋板尺寸优化得到的结果有相似之处，肋板尺寸优化时也是 t_3 板最重要。当然，拓扑优化得到的图形是不能直接应用于工程中的，但可以根据拓扑优化结果再进行具体结构设计。

指定振级落差下基座阻振质量拓扑优化设计的数学列式(5)简化为

$$\left. \begin{aligned}
 &\text{Find} \quad \mathbf{T} = [t_1, t_2, \dots, t_n]^T \\
 &\text{Min} \quad W = \sum_{i=1}^n t_i m_i \\
 &\text{s.t.} \quad \left. \begin{aligned}
 &4 - \varepsilon \leq a_{Aj}^{\max} / a_{Ck}^{\max} \leq 4 + \varepsilon \\
 &4 - \varepsilon \leq a_{Bm}^{\max} / a_{Dp}^{\max} \leq 4 + \varepsilon \\
 &5 \leq a_{Ck}^{\max} \leq 20 \\
 &5 \leq a_{Dp}^{\max} \leq 20 \\
 &1 \leq j, k, m, p \leq 1000 \\
 &t_i \in \{0, 1\} \\
 &i = 1, 2, \dots, n
 \end{aligned} \right\} \quad (9)
 \end{aligned} \right.$$

基于密度法拓扑优化算法进行计算，经过 12 步迭代计算，得到收敛解。结构重量由 1.22 吨降为 0.971 吨，减重 14.9%。结构重量变化曲线见图 12，基座底部阻振质量的材料拓扑

布局优化结果见图 13 和图 14。下文提到的正面是指与肋板相连的那一侧，背面指的是连接船体内底板的那一侧。

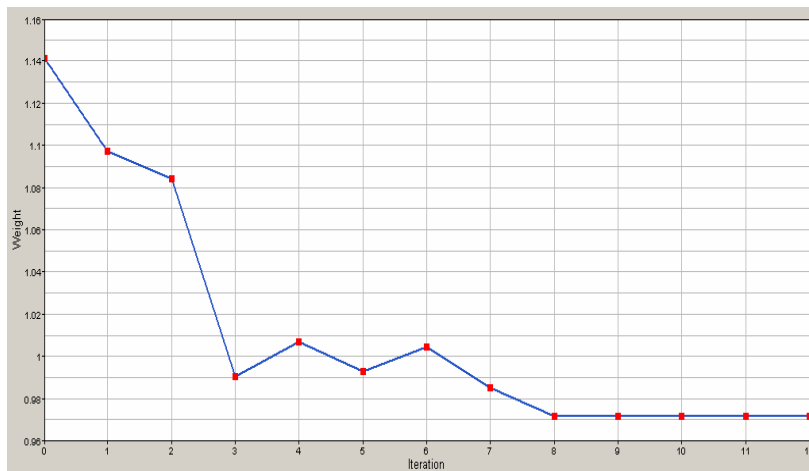


图 12 阻振质量拓扑优化中结构重量变化曲线

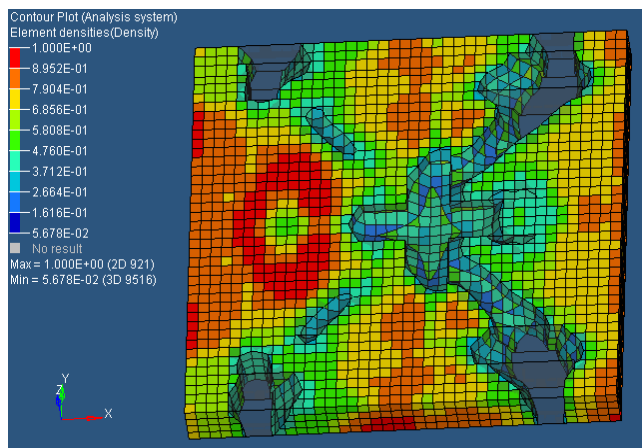


图 13 密度大于 0.3 的正面单元云图（阻振质量拓扑优化）

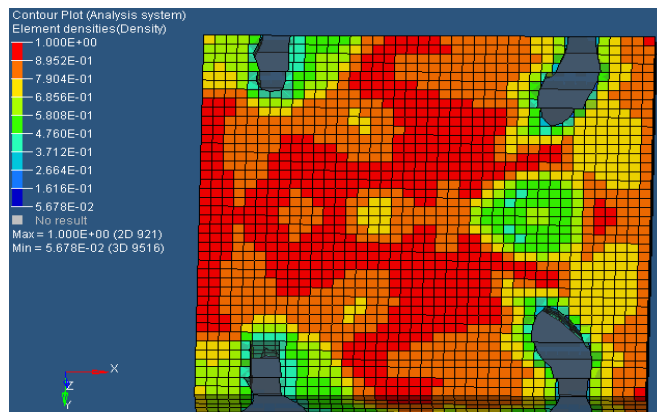


图 14 密度大于 0.3 的背面单元云图（阻振质量拓扑优化）

指定振级落差下齿轮箱基座肋板尺寸及阻振质量拓扑布局优化模型（6）简化为：

$$\left. \begin{aligned}
 &\text{Find} \quad \mathbf{H} = [h_1, h_2, \dots, h_s]^T \\
 &\quad \quad \mathbf{T} = [t_1, t_2, \dots, t_n]^T \\
 &\text{Min} \quad W = \sum_{d=1}^s h_d \rho_d A_d + \sum_{i=1}^n t_i m_i \\
 &\text{s.t.} \quad 4 - \varepsilon \leq a_{Aj}^{\max} / a_{Ck}^{\max} \leq 4 + \varepsilon \\
 &\quad \quad 4 - \varepsilon \leq a_{Bm}^{\max} / a_{Dp}^{\max} \leq 4 + \varepsilon \\
 &\quad \quad 5 \leq a_{Ck}^{\max} \leq 20 \\
 &\quad \quad 5 \leq a_{Dp}^{\max} \leq 20 \\
 &\quad \quad 1 \leq j, k, m, p \leq 1000 \\
 &\quad \quad 0 \leq h_d \leq 6 \\
 &\quad \quad t_i \in \{0, 1\} \\
 &\quad \quad i = 1, 2, \dots, n; d = 1, 2, \dots, s
 \end{aligned} \right\} \quad (10)$$

对于混和变量拓扑优化模型（10）计算，经过 19 步迭代得到收敛解。结构重量由 1.24 吨降为 0.767 吨，减重 33.1%。结构重量变化曲线见图 15，肋板自由尺寸优化结果见图 16。可以看到，隐藏密度在 0.3 以下的单元，自由尺寸拓扑优化得到的肋板单元厚度介于 2.8~6.0mm，中间 3 号与 5 号两块肋板各被挖去一个孔洞。4 号板也被减去一块。从其中可以看到动力载荷传递路径和各块肋板的作用。

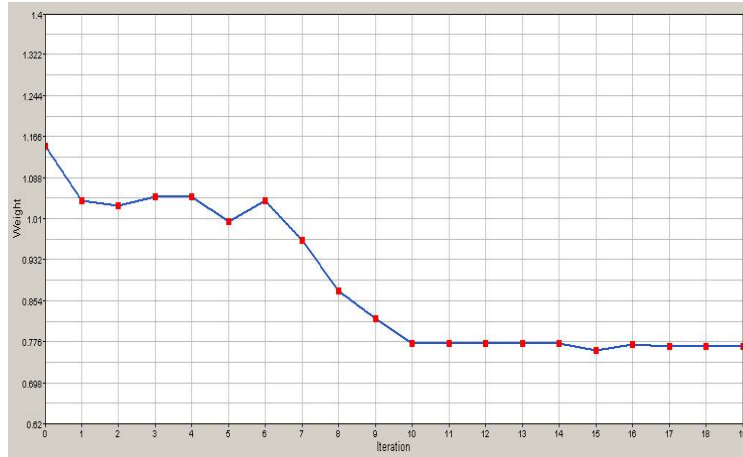


图 15 综合优化中结构重量变化曲线

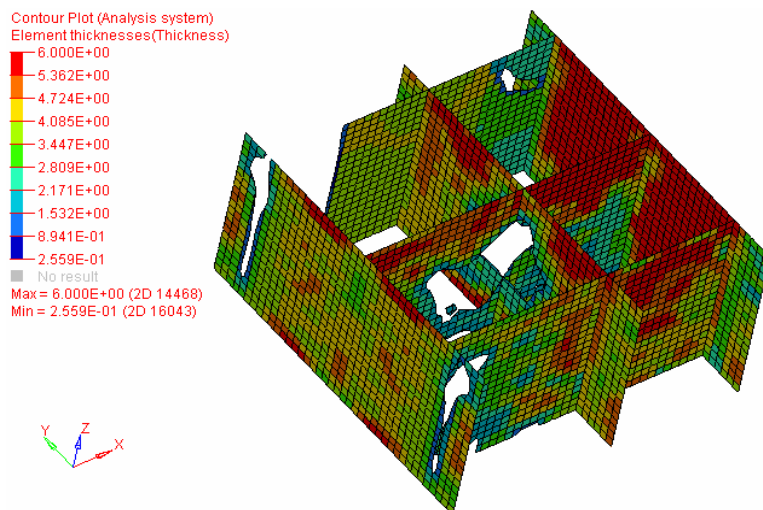


图 16 肋板自由尺寸拓扑优化结果

底座方钢拓扑优化结果见图 17 和图 18。

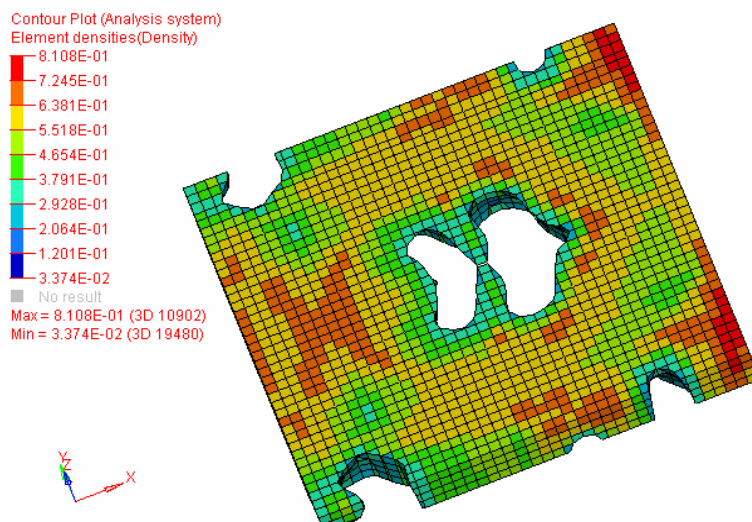


图 17 密度大于 0.3 的正面单元云图（阻振质量拓扑优化）

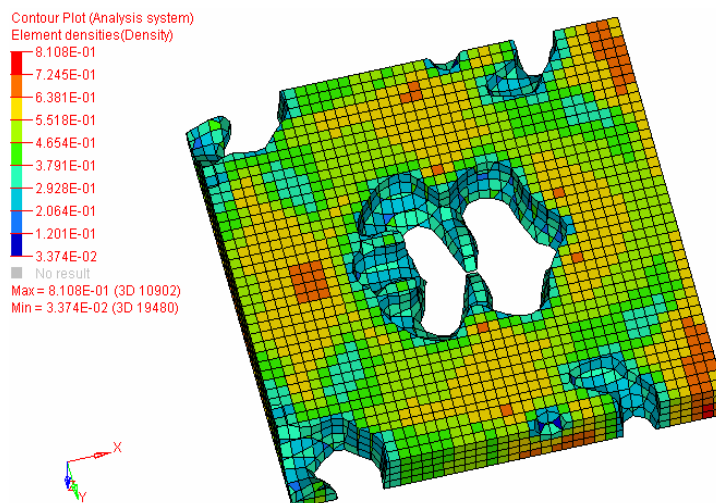


图 18 密度大于 0.3 的背面单元云图（阻振质量拓扑优化）

图 17 和图 18 中隐藏密度在 0.3 以下单元得到的结果是概念设计，将来设计基座时肋板、方钢上开孔位置及形状可以根据本拓扑优化结果确定。拓扑优化模型（10）比拓扑优化模型（9）的优化结果多减重约 0.2 吨。两者都进行阻振质量的拓扑优化，但模型（10）还加入了肋板的尺寸拓扑优化，腹板拓扑优化得到的结构材料分布也起作用。

4 结论

研究表明，新型齿轮箱基座有优于常规基座的阻振效果。进一步对于新型齿轮箱基座结构的低中频域振级落差优化，都达到了预定的振级落差 12dB 减振效果，这是常规基座动力学优化设计难以实现的。选择不同类型的优化模型，带给我们不同的优化结果。尺寸优化模型是基于原基座的形状与拓扑，通过改变各肋板的厚度，来达到振级落差要求，结构重量相比原设计略有增加。拓扑优化模型则是从基座拓扑基结构出发，寻找合理的材料布局来达到振级落差要求，减重比较明显，能为详细设计提供概念设计指导。

5 参考文献

- [1] 朱石坚,何琳. 船舶机械振动控制[M]. 北京:国防工业出版社,2003.
- [2] 朱锡, 胡忠平, 石勇. 预报基座结构噪声的有限元方法研究[J]. 海军工程大学学报, 2003, 15(6): 33-36.
- [3] 金咸定. 振动阻尼物隔振的模型试验研究[R]. 上海: 上海交通大学船舶与海洋工程学院, 2001.
- [4] R. M. Grice and R. J. Pinnington. A Method for the Vibration Analysis of Built-Up Structures, Part I: Introduction and Analytical Analysis of the Plate-Stiffened Beam [J]. Journal of Sound and Vibration, 2000, 230(4): 825-849.
- [5] 汪玉, 陈国钧, 华宏星. 船舶动力装置双层隔振系统的优化设计[J]. 中国造船,2001, 3: 45-49.
- [6] 杨德庆, 柳拥军等. 薄板减振降噪的拓扑优化设计方法[J]. 船舶力学, 2003,7(4),91-96.
- [7] 张锦江, 杨智春. 具有多阶频率与振型约束的结构动力学优化设计[J]. 强度与环境 2007, 34 (1): 11 - 16.
- [8] Altair OptiStruct8.0 培训手册, 2007.