

基于声学贡献量的减速箱阻尼材料布局方法

刘雨侗^{1,2}, 刘岚¹, 刘更¹, 吴立言¹, 刘超¹, 岳彦炯³

(1.西北工业大学 陕西省机电传动与控制工程实验室, 陕西 西安 710072;
2.中国运载火箭技术研究院, 北京 100076; 3.中国船舶重工集团公司第七〇三研究所, 黑龙江 哈尔滨 150078)

摘要:为了实现船用减速箱的低噪声设计,提出了一种基于声学贡献量的减速箱阻尼材料布局方法,该方法能够准确有效地确定阻尼材料的附加区域并达到了良好的降噪效果。首先以某船用单级人字齿轮减速箱为研究对象,建立了减速箱结构的有限元/边界元模型,在施加齿轮系统的振动激励后求解出各场点的辐射噪声。其次通过声学传递向量(ATV)分析和模态声学贡献量(MAC)分析对减速箱表面进行板面划分,并对已划分的板面进行板面声学贡献量(PAC)分析。最后将阻尼材料添加到对辐射噪声贡献最大的板面区域内,对不同方案的降噪效果进行了对比。结果表明依据该方法进行的阻尼材料布局设计可以在0~4 000 Hz范围内准确有效地降低观测点的辐射噪声。

关键词:声学贡献量;减速箱;阻尼材料布局;辐射噪声

中图分类号:TH132.1

文献标志码:A

文章编号:1000-2758(2019)04-0757-10

船用齿轮传动系统中齿轮副的振动会通过轴承座将激励传递至减速箱,使减速箱对外界产生辐射噪声,而辐射噪声对船舶内各舱室的舒适性有着严重的影响,因此在辐射噪声准确分析的基础上选择合适的方法降噪是减少船舶减速箱噪声污染的关键。

目前国内外船舶针对减速箱采用的降噪方法主要包括^[1]:减速箱的结构改进设计、阻尼材料敷设、基座导纳安装形式优化以及主动控制等。由于在减速箱表面附加阻尼材料不会改变原始结构,也不会大幅增加结构重量,因此在船用齿轮传动系统中阻尼材料的应用十分广泛,阻尼材料的耗能特性可以有效实现减速箱的低噪声设计^[2]。

目前结构表面阻尼材料的布局设计主要基于结构拓扑优化方法和模态分析方法^[3]。Marcelin^[4]等基于遗传算法对梁结构的附加阻尼材料布局进行优化设计,但仅限于对阻尼敷设位置的探讨,并未明确给出最终的阻尼布局。Sainsbury等^[5]采用有限单元法探讨了圆柱壳结构局部覆盖约束阻尼材料的最小面积布局问题。Kumar等^[6]依据薄板指定模态下

模态应变能的分布进行了阻尼位置优化并进行了试验验证。吕毅宁等^[7]以结构的模态损耗因子最大化为优化目标,推导出黏弹性阻尼层厚度分布的优化设计准则,分别建立了针对强迫振动响应和自由振动模态的附加阻尼结构优化设计方法。杨德庆等^[8]以两边固支的矩形板为模型,以黏弹性阻尼材料的布局为设计变量,以辐射噪声值为优化目标,采用均匀化的拓扑优化设计方法,建立了一种基于阻尼拓扑敏感度综合评价的阻尼材料拓扑优化准则,取得了理想的降噪效果。李以农等^[9]以约束阻尼梁结构为研究对象,以结构某阶模态阻尼比最大化为目标,基于渐进的拓扑优化方法对阻尼材料的布局进行了优化设计。陈学前等^[10]对应变能分布与各阶模态损耗因子的关系进行了研究,并以前四阶损耗因子最大化为目标对附加阻尼结构中各层厚度进行优化设计,取得了更优的减振降噪效果。在研究车身结构减振降噪过程中,郑玲等^[11]引入了板面贡献量并结合渐进优化算法计算了车身阻尼材料的优化布局。郭中泽等^[12]引入静力学拓扑优化中的优化准则法完成了结构动力学优化及轻量化设计。贺

收稿日期:2018-08-08

基金项目:国家重点研发计划(2018YFB2001501)、国家自然科学基金重点项目(51535009)与高等学校学科创新引智计划(B13044)资助

作者简介:刘雨侗(1995—),西北工业大学硕士研究生,主要从事结构设计和减振降噪技术研究。

红林等^[13]提出了实现结构拓扑减振动力学优化的改进准则法,依据该方法取得了更合理的阻尼层构型并达到了更优的减振效果。韦勇等^[14]提出了以模态阻尼比为目标的快速拓扑优化法。郑伟光^[15]也提出了基于阻尼耗能的薄板结构低噪声拓扑优化方法,并通过实验验证了该方法的有效性。李攀等^[16]基于 SIMP 插值研究了约束阻尼结构拓扑优化。房占鹏等^[17]以附加约束阻尼薄板为研究对象,对附加约束阻尼薄板的有限元建模方法进行了研究,并引入动力学拓扑优化方法对薄板结构的阻尼材料布局进行优化设计,建立了针对多种减振降噪目标的拓扑优化设计方法,并通过试验进行了验证。

上述文献基于拓扑优化和模态分析方法对阻尼材料的布局进行了深入研究。基于模态分析的阻尼布局方法主要以模态振型为依据确定阻尼布局位置,虽然能快速得到相对合理的阻尼布局,但是该方法并没有考虑附加阻尼材料后复合结构动态特性的变化。基于拓扑优化方法进行阻尼布局则是目前较先进的一种设计方法,可以同时结构形状和材料分布进行优化,但其算法复杂不容易收敛,常用于简单结构的优化中,较难用于解决大型减速箱等复杂结构的阻尼布局优化问题。此外,以模态阻尼比最大化为目标的优化设计是针对结构固有属性的优化,并未考虑激励和边界条件对结构有效模态的影响,其优化结果存在一定的特殊性,在某些载荷条件下并不一定是最优解。因此,如何以大型复杂减速箱为目标,在考虑外部激励和边界条件的情况下对附加阻尼材料布局进行准确、有效的设计,是需要进一步研究的问题。

本文以某单级人字齿轮减速箱为研究对象,建立减速箱有限元/边界元模型,在受某一工况激励的情况下对其辐射噪声进行了分析,该分析方法的准确性已经得到了有效的验证^[18]。在辐射噪声准确分析的基础上通过声学传递向量和模态声学贡献量分析共同完成减速箱表面的板面划分,对划分的板面进行板面声学贡献量分析以筛选出对观测点辐射噪声贡献较大的板面区域。最后对筛选出的板面附加阻尼材料进行降噪布局设计,并对比了优化前后以及其他阻尼布局方案下观测点的辐射噪声。研究结果表明:本文的阻尼材料布局方法能够有效实现减速箱的低噪声设计,同时具有高效和准确的优点。

1 理论基础

1.1 声学传递向量

减速箱的辐射噪声属于外场声辐射问题,结构振动会产生声压,同时声压的变化也会引起结构振动。但船舶减速箱结构刚度较大,声压变化对结构振动影响很小可忽略不计。声学方程在小压力扰动的情况下可认为是线性的,由此可建立声场中某场点和结构表面振动速度之间的输入输出关系,声场中任意位置 \boldsymbol{r} 处在 ω 频率下的声压 $p(\boldsymbol{r}, \omega)$ 如(1)式所示^[19]。

$$p(\boldsymbol{r}, \omega) = \boldsymbol{M}_{\text{ATV}}(\boldsymbol{r}, \omega)^T \cdot \boldsymbol{v}_n(\omega) \quad (1)$$

式中, $\boldsymbol{M}_{\text{ATV}}(\boldsymbol{r}, \omega)$ 为声学传递向量, ω 为角频率, $\boldsymbol{v}_n(\omega)$ 为结构法向振动速度。

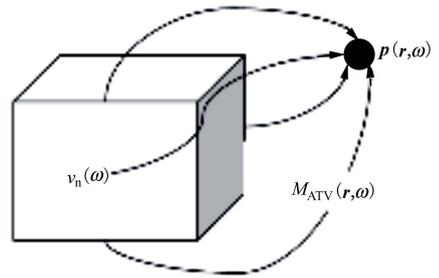


图 1 声学传递向量概念

如图 1 所示,声学传递向量在某场点声压与结构法向振动速度之间建立起联系。声学传递向量的物理意义可理解为在特定频率下,单元或节点的单位速度在某场点引起的声压值。将声学传递向量进一步推导可以得到模态声学传递向量,即场点声压和结构模态参与因子之间的对应关系。对于拓扑形式确定的某一结构,即使其表面发生微小变化,该结构对于某场点的声学传递向量大小和分布基本不变,因此在结构表面声学传递向量分布较大的区域,只要有较大的法向振动速度,就有可能产生较大的辐射噪声。

1.2 模态声学贡献量

结构在频域中的位移响应可由各阶模态振型进行线性叠加获得,将位移响应投影到法线方向并求导,即可得到结构在法线方向上的振动速度,如(2)式所示

$$\boldsymbol{v}_n(\omega) = i\omega \sum_{j=1}^N \boldsymbol{Q}_j(\omega) \boldsymbol{\phi}_{nj} \quad (2)$$

式中, ϕ_{nj} 为第 j 阶模态振型在结构表面上的法向分量; $Q_j(\omega)$ 为第 j 阶模态的模态参与因子; i 为虚部单位, 即 $i^2 = -1$; N 为参与计算的模态总阶数。

将(2)式代入(1)式中可以得到声场中任意场点在频域内的声压 $p(\mathbf{r}, \omega)$, 如(3)式所示。

$$p(\mathbf{r}, \omega) = \mathbf{M}_{\text{ATV}}(\mathbf{r}, \omega)^T i\omega \sum_{j=1}^N Q_j(\omega) \phi_{nj} = \sum_{j=1}^N i\omega Q_j(\omega) \mathbf{M}_{\text{ATV}}(\mathbf{r}, \omega)^T \phi_{nj} = \sum_{j=1}^N p_{sj}(\mathbf{r}, \omega) \quad (3)$$

式中, $p_{sj}(\mathbf{r}, \omega)$ 为第 j 阶结构模态产生的声压。

由(3)式可以看出声场中任意场点处的总声压可由各阶模态产生的声压叠加获得, 则第 j 阶模态声学贡献量 $D_{sj}(\mathbf{r}, \omega)$ 如(4)式所示。

$$D_{sj}(\mathbf{r}, \omega) = \frac{|p_{sj}(\mathbf{r}, \omega)| \cos(\theta_p - \theta_{pj})}{|p(\mathbf{r}, \omega)|} \quad (4)$$

式中, θ_p 和 θ_{pj} 分别为 $p(\mathbf{r}, \omega)$ 和 $p_{sj}(\mathbf{r}, \omega)$ 的相位。

模态声学贡献量的物理意义为结构在某一激励下第 j 阶模态产生的声压在总声压中所占的比例, 结构某阶模态的模态声学贡献量越大, 说明该阶模态对总声压的影响越明显。而当某阶模态具有较大的声学贡献量时, 该模态一定具有较大的模态参与因子 $Q_j(\omega)$, 由(2)式可知, 该阶模态对应的主振型中法向振动较为明显的区域一定具有较大的法向振动速度。

1.3 板面声学贡献量

将 $\mathbf{M}_{\text{ATV}}(\mathbf{r}, \omega)$ 和 ϕ_{nj} 展开, 则(3)式可以转换为(5)式所示的形式。

$$p(\mathbf{r}, \omega) = \sum_{j=1}^N i\omega Q_j(\omega) \sum_{k=1}^m \mathbf{M}_{\text{ATV}k}(\mathbf{r}, \omega) \phi_{nj} = \sum_{k=1}^m \sum_{j=1}^N i\omega Q_j(\omega) \mathbf{M}_{\text{ATV}k}(\mathbf{r}, \omega) \phi_{nj} = \sum_{k=1}^m \mathbf{M}_{\text{ATV}k}(\mathbf{r}, \omega) \mathbf{v}_{nk}(\omega) = \sum_{k=1}^m p_k(\mathbf{r}, \omega) \quad (5)$$

式中, k 为节点编号; m 为节点总数; $\mathbf{M}_{\text{ATV}k}(\mathbf{r}, \omega)$ 为第 k 个节点上的声学传递向量; ϕ_{nj} 为第 k 个节点在第 j 阶模态振型中的法向模态位移; $p_k(\mathbf{r}, \omega)$ 为第 k 个节点振动产生的声压。

假设某个板面 c 由 L 个节点组成, 则该板面振动产生的声压 $p_c(\mathbf{r}, \omega)$ 如(6)式所示。

$$p_c(\mathbf{r}, \omega) = \sum_{k=1}^L p_k(\mathbf{r}, \omega) \quad (6)$$

该板面的板面声学贡献量 $D_c(\mathbf{r}, \omega)$ 如(7)式所示。

$$D_c(\mathbf{r}, \omega) = \frac{|p_c(\mathbf{r}, \omega)| \cos(\theta_p - \theta_c)}{|p(\mathbf{r}, \omega)|} \quad (7)$$

式中, θ_c 为 $p_c(\mathbf{r}, \omega)$ 的相位。

板面声学贡献量的物理意义为结构在某一激励下该板面振动产生的声压在总声压中所占的比例。某个板面的声学贡献量越大, 说明该板面的振动对总声压的影响越明显。

2 基于声学贡献量的阻尼布局方法

对于确定的结构, 可求解某场点所对应的声学传递向量分布; 对于给定的激励, 可求解结构的模态声学贡献量的大小。声学传递向量和法向振动速度均为矢量, 受相位的影响, 只有某个区域上的声学传递向量和法向振动速度均较大时, 该区域才可能具有最大的声学贡献量。由于结构对声学传递向量分布影响较小, 根据(1)式可知, 在求解出对应的声学传递向量后, 声压就是关于结构表面振动的函数。因此辐射噪声的降低可以通过减小声学贡献量最大区域上的法向速度来实现, 即降低该区域的振动能量。

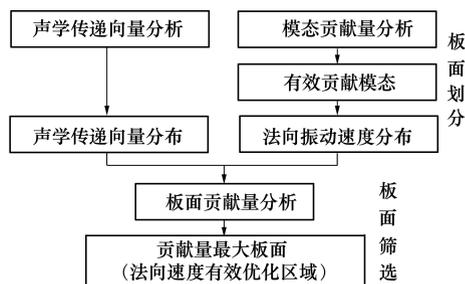


图2 基于声学贡献量的阻尼材料布局方法

针对声学贡献量最大板面区域难以确定的问题, 本文结合声学传递向量、模态声学贡献量、板面声学贡献量这三者的理论基础, 提出了基于声学贡献量的阻尼材料布局方法。

第一步通过声学传递向量分析确定出声学传递向量较大的区域(如声学传递向量均在最大声学传递向量0.8倍以上的区域); 第二步通过模态声学贡献量分析确定出对某场点声学贡献量较大的模态,

通过分析对应的主振型确定出法向振动速度较大的区域(如模态位移均在最大模态位移的 0.8 倍以上的区域);第三步在声学传递向量和法向振动速度均较大的区域划分板面,通过板面声学贡献量分析确定出声学贡献量最大的板面,这些板面即为声学贡献量最大的区域,将这些板面区域作为附加阻尼材料的有效区域,从而得到最终的阻尼布局结果。

3 减速箱辐射噪声分析

3.1 分析流程

减速箱辐射噪声分析的基本流程如图 3 所示。为提升计算效率,将齿轮系统和减速箱解耦,使用齿轮系统动力学方程求解得到的轴承动载荷作为减速箱的激励源来求解其辐射噪声。首先通过三维软件完成复杂减速箱的建模,将其导入有限元分析软件进行网格划分和模态分析,得到减速箱系统的固有频率和主振型。然后在模态分析的基础上,读入轴承动载荷文件对减速箱进行振动响应分析,得到减速箱的动响应和内声场结果。最后在动响应分析的基础上,将其结果导入基于边界元法计算的声学传递向量模型中,求解得到各场点的辐射噪声。

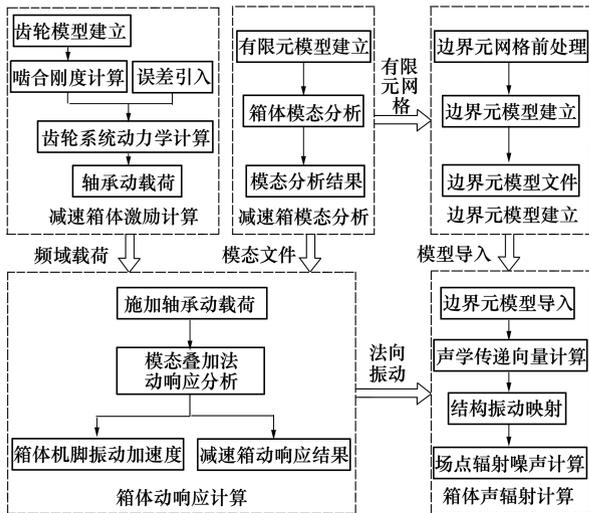


图 3 减速箱辐射噪声分析流程

3.2 分析模型

本文采用船舶齿轮减速箱简化模型,其基本尺寸为:长 1 250 mm,宽 600 mm,高 900 mm,如图 4 所示。

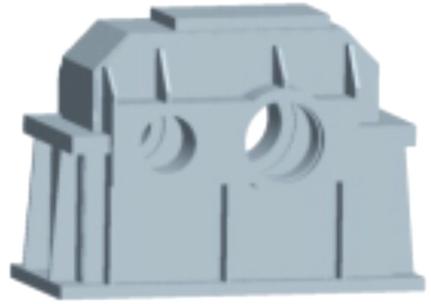


图 4 减速箱三维模型图

在结构建模时进行适当简化,去除结构中一些细小特征。减速箱对应的齿轮传动系统为单级人字齿轮传动,通过 4 个滑动轴承座对减速箱施加激励。本文研究工况为转速 2 000 r/min,负载扭矩 9 000 N·m,不同工况下的建模和计算方法均相同。

3.3 模态分析

依据简化后的减速箱模型建立结构有限元模型,如图 5a)所示。减速箱材料为铸钢,弹性模量为 210 GPa,泊松比为 0.3,密度为 7 800 kg/m³。使用带中间节点的四面体单元 Solid187 对结构进行网格划分,网格尺寸为 15 mm,共生成节点 522 260 个,单元 312 430 个。

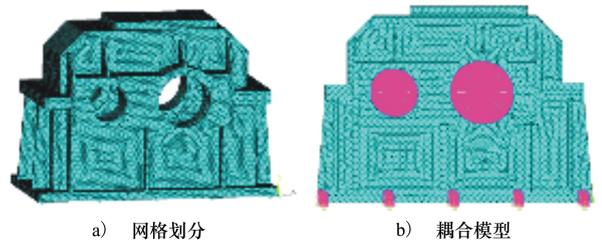


图 5 减速箱有限元模型图

建立耦合和约束关系后的减速箱有限元模型如图 5b)所示。在有限元模型中建立 4 个位于减速箱轴承孔中心位置的集中质量单元节点,并使其与轴承内孔表面各节点建立 6 个自由度的刚性耦合关系。在辐射噪声计算时,只需对中心节点加载即可把轴承动载荷施加到减速箱轴承孔处。此外,减速箱的底部使用 14 个地脚螺栓压紧在基础上,在模态分析时只需考虑螺栓的轴向拉伸变形,因此建模时采用 COMBIN14 弹簧单元模拟减速箱与基础间的连接关系。弹簧单元的下节点连接基础并约束所有方向上的自由度;弹簧单元的上节点与减速箱螺栓内

孔表面节点建立刚性耦合,只放开竖直方向自由度并约束其他方向自由度。

表 1 减速箱前 15 阶固有频率

阶数	频率/Hz	阶数	频率/Hz	阶数	频率/Hz
1	208.99	6	596.78	11	786.19
2	386.74	7	624.98	12	806.23
3	476.40	8	630.91	13	825.40
4	483.06	9	639.57	14	834.79
5	508.17	10	779.18	15	878.76

使用 Lanczos 法对减速箱有限元模型进行模态分析,得到减速箱前 15 阶固有频率如表 1 所示。可以看到减速箱的第一阶固有频率为 208.99 Hz,随着阶数的增加,其固有频率逐渐增大。

3.4 辐射噪声分析

在模态分析基础上使用模态叠加法求解结构表面法向振动速度,使用边界元法分析得到减速箱表面的声学传递向量大小和分布。根据公式(2)建立起二者之间的数据映射关系,求解得到观测点的辐射噪声。

在划分边界元模型求解声学传递向量之前需要对前述有限元模型进行修补,即采用壳单元覆盖输入输出轴承孔端面,将减速箱构建为全封闭模型,从而方便求解外场声辐射问题。提取减速箱表层单元并对其表面网格重新划分,网格划分的大小决定了辐射噪声计算的上限频率,网格尺寸越小则可计算的上限频率越高^[19]。由于减速箱尺寸大、结构复杂,网格划分过细会导致计算量的剧增,并且考虑到有限元节点与边界元节点数据的映射关系,此处选择边界元网格大小与有限元一致,均为 15 mm,建立的边界元模型如图 6a)所示。

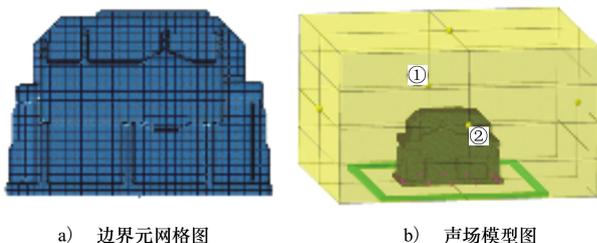


图 6 减速箱边界元及声场模型图

在减速箱底面建立半自由声场反射面,模拟现实中地面;距离减速箱 1 m 处建立 Box 型声场模型,

声场中流体材料为空气,其属性为声速 341 m/s,密度 1.21 kg/m³。建立的声场模型如图 6b)所示,在距离减速箱输入侧和输出侧 1 m 位置分别取场点 1 和场点 2 作为观测点。

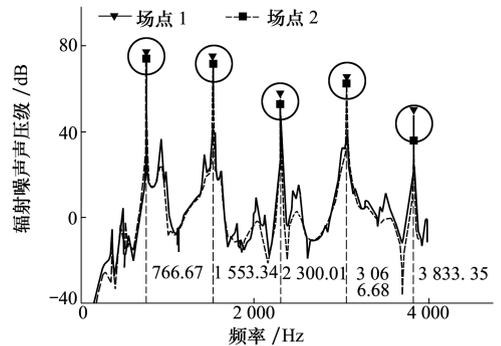


图 7 减速箱在场点 1、2 的辐射噪声频谱图

由于有限元/边界元法在中低频段的辐射噪声更为准确^[19],结合单元尺寸和声场参数,最终确定 4 000 Hz 为计算频率上限。最终使用有限元/边界元方法对各场点的辐射噪声进行了计算,求解得到的场点 1 和场点 2 的辐射噪声频谱如图 7 所示。可以看到在 0~4 000 Hz 范围内辐射噪声的峰值频率均为 766.67 Hz 的倍数,原因是减速箱对应齿轮副的齿数为 23,在 2 000 r/min 工况下的啮合频率为 766.67 Hz。场点 1、2 在啮合频率及倍频处的声压级峰值如表 2 所示。

表 2 场点在啮合频率及倍频处的声压级峰值 dB

场点序号	啮合频率	二倍频率	三倍频率	四倍频率	五倍频率
1	77.01	74.08	56.29	65.75	49.95
2	75.02	72.34	52.87	62.11	36.31

其中场点 1 的声压级峰值为 77.01 dB,场点 2 的声压级峰值为 75.02 dB。本文分析工况的齿轮副啮合频率为 766.67 Hz,从图中可以看出两场点辐射噪声声压级在啮合频率及其倍频处出现峰值,啮合频率处各场点的声压级峰值均大于倍频处,且功率输入侧场点 1 的声压级峰值要大于输出侧场点 2 的声压级峰值。因此取场点 1 为辐射噪声优化目标场点进行后续的研究。

4 声学贡献量分析与板面划分筛选

4.1 声学传递向量分析

在辐射噪声计算后可得到啮合频率 766.67 Hz 下场点 1 所对应的声学传递向量云图如图 8 所示,其中图 8a)为输入侧,图 8b)为输出侧。可以看出在该负载工况下,对于场点 1 而言,输入侧的声学传递向量数值明显大于输出侧,因此输入侧对场点 1 有较大的声学贡献量。依据本文方法第一步,初步选择输入侧为对场点 1 降噪的目标区域。

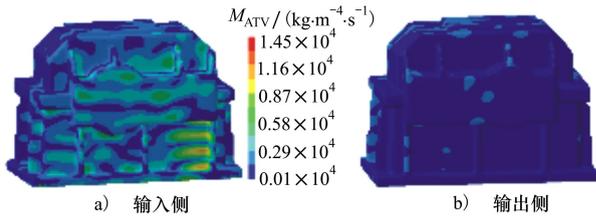


图 8 啮合频率下场点 1 对应的声学传递向量分布云图

4.2 模态声学贡献量分析

确定声学传递向量较大区域为输入侧后,对模型进行模态声学贡献量分析,由此确定有效模态及其振型,从而确定在该负载工况下,对于场点 1 的法向速度较大区域。

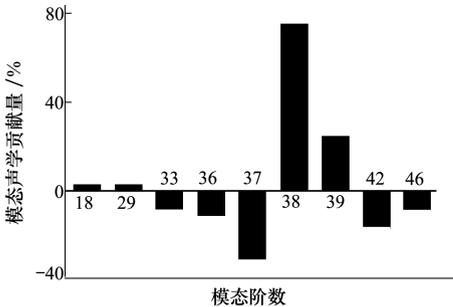


图 9 啮合频率处各阶模态声学贡献量

在啮合频率 766.67 Hz 下,针对场点 1 进行模态声学贡献量分析,可以得到对场点 1 声压贡献较大的模态,由大到小依次是第 38,39,29,18,37,42,36,46 及第 33 阶模态,其声学贡献量占比如图 9 所示。由于模态声学贡献量是矢量,因此有的模态贡献量为正值,有的模态贡献量为负值。其中第 38 阶模态的贡献量最大,达到 75.58%;第 39 阶模态次之,占 24.22%。因此根据本文方法第二步,将第 38,39 阶模态振型作为法向振动速度分布的参考,

根据模态分析提取得到的第 38,39 阶在输入侧的模态振型如图 10 所示。

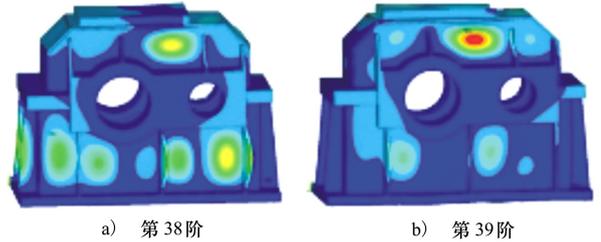


图 10 第 38,39 阶在输入侧的模态振型图

依据图 10 所示的输入侧模态振型图和图 9 所示的输入侧声学传递向量分布云图,对输入侧进行板面划分,得到如图 11 所示的板面划分结果。图中的 6 个板面区域为声学传递向量和法向振动速度均较大的区域,因此可认为这些板面对于场点 1 的声压有较大的贡献。



图 11 减速箱输入侧板面划分示意图

4.3 板面声学贡献量分析

在啮合频率 766.67Hz 下,对图 11 所示的 6 个板面区域进行板面声学贡献量分析,得到 6 个板面对场点 1 声压的板面声学贡献量如图 12 所示。

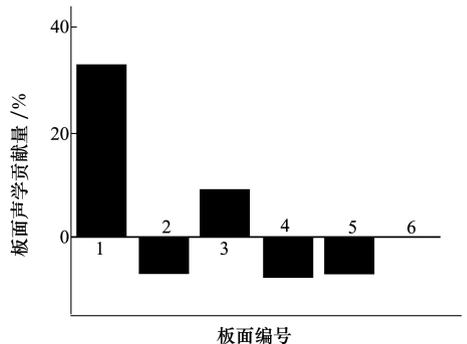


图 12 各板面对场点 1 的板面声学贡献量

可以看出,在啮合频率下板面1对于场点1声压的贡献量最大,达到33.31%;板面3的贡献量为9.16%;而板面2,4,5对于场点1的板面声学贡献量为负值。因此根据本文方法第三步,确定附加阻尼的区域为减速箱输入侧的板面1和板面3所在区域,即确定了针对场点1降噪的附加阻尼布局。

5 减速箱阻尼材料布局方案与对比

5.1 阻尼材料布局方案

通过本文方法进行板面划分和筛选后,在减速箱输入侧板面1、板面3处附加阻尼材料,选用的阻尼材料为SA-3C型船用阻尼材料,该材料的弹性模量为120 MPa;密度为1760 kg/m³;泊松比为0.495;损耗因子 β 为0.6,最后得到如图13a)所示的新模型,称之为方案1。为对本文方法进行验证,本文提出了另外3种附加阻尼模型进行对比分析,图13b)为方案2模型,图13c)为方案3模型,图13d)为方案4模型。

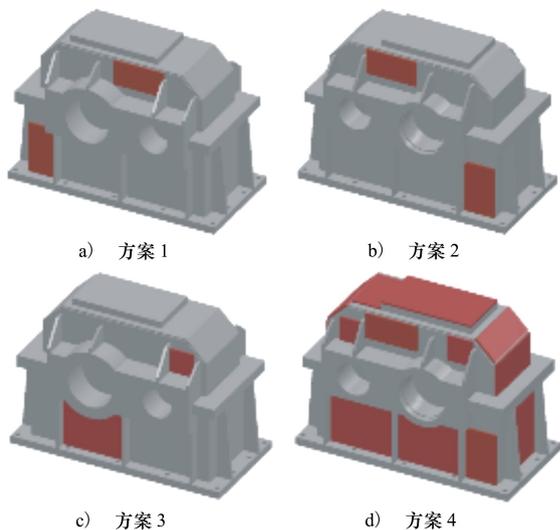


图13 4种减速箱阻尼材料布局方案

其中,方案1在输入侧板面1和板面3附加了阻尼材料;方案2为方案1的对称设计,将面积占比同为10%的阻尼附加在减速箱输出侧相同位置;方案3的阻尼材料和方案1同样附加在输入侧,区别在于方案3附加阻尼的位置为贡献量较小的其他板面,且附加面积占比更大,达到15%;方案4为减速箱表面阻尼材料100%覆盖。

5.2 辐射噪声计算与对比

对上述4种方案,重新建立相应的有限元/边界元模型进行辐射噪声分析,对比了各方案中场点1的辐射噪声频谱,并与原结构频谱进行对比,结果如图14所示。

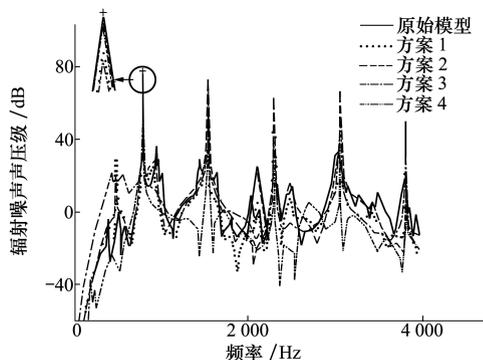


图14 原结构及各方案模型在场点1的辐射噪声频谱

可以看出在附加阻尼材料后,各方案中场点1的辐射噪声均得到了降低,但降低值各不相同。在啮合频率766.67 Hz下,各方案中场点1的声压级峰值及降低值如表3所示。相比原始减速箱模型,方案1中场点1的辐射噪声降低了6.51 dB;方案2中场点1的辐射噪声降低了2.11 dB;方案3中场点1的辐射噪声降低了2.70 dB;方案4中场点1的辐射噪声降低了8.30 dB。

表3 各方案声压级峰值及降低值 dB

方案	场点1声压级峰值	声压级降低值
原始模型	77.01	
1	70.50	6.51
2	74.90	2.11
3	74.31	2.70
4	68.71	8.30

4种方案在减速箱任意位置附加阻尼材料均使场点1的辐射噪声得到了降低,原因是阻尼材料的耗能特性会降低结构振动能量,进而减少结构对外的声辐射。方案2阻尼材料附加面积与方案1相同,但降噪效果相差较大,原因是减速箱输入侧对于场点1的声学贡献量远大于输出侧。方案3阻尼材料附加面积大于方案1,并且均将阻尼材料附加在减速箱输入侧,但其对场点1的降噪效果仍然不如方案1,原因是方案3附加阻尼材料的板面不是对

场点 1 声学贡献量最大的板面,导致附加阻尼后降噪效果不明显。方案 4 取得了 8.3 dB 的最优降噪效果,是通过减速箱表面阻尼 100%覆盖实现的,而方案一仅通过在表面 10%的位置覆盖阻尼材料便实现了 6.54 dB 的降噪效果,因此方案一效率更高,经济性更好。

上述结果对本文方法进行了深入的验证。结果表明,对于减速箱而言只有声学传递向量和模态声学贡献量同时较大的位置才有可能对观测点的辐射噪声产生大的贡献;在基于前两者分析进行板面划分后,最终的板面声学贡献量分析才能确定对于观测点辐射噪声贡献最大的板面;在贡献量最大的板面上附加阻尼材料,可以通过增加耗能的方式有效降低该区域的法向振动速度,从而降低观测点的辐射噪声。

6 结 论

本文以船用减速箱为研究对象,在有限元/边界元法为基础的辐射噪声计算模型上,基于声学贡献量分析提出了一种针对船用减速箱的阻尼材料布局方法,主要结论如下:

1) 本文提出的针对船用减速箱的阻尼布局降噪设计方法,通过声学传递向量、模态声学贡献量、板面声学贡献量分析确定对于某场点辐射噪声贡献

较大的板面,并在原理上确定了该板面即为附加阻尼材料耗能降噪的有效区域。

2) 根据分析对比可知,使用本文方法得到的基于声学贡献量的减速箱阻尼布局设计,与其他的阻尼布局方案相比,在相同的阻尼附加面积上可以得到更好的降噪效果,在相同降噪效果的情况下需要更少的附加阻尼面积。因此本文方法在减速箱阻尼布局设计中具有较高的效率和准确性。

3) 激励条件和关注场点对声学贡献量的分析结果影响较大,因此在分析中需要根据不同的关注场点、不同的激励频率确定最有效的阻尼材料布局板面。本文方法可以很好地满足降噪要求,但缺点是在更换工况和关注场点后需要重新进行声学贡献量分析,以期达到良好的降噪效果。

4) 减速箱附加的阻尼材料可以提高整体结构的耗能能力,故在附加阻尼材料后各场点的辐射噪声均会降低,因此阻尼材料可以广泛应用于船用减速箱的降噪设计中。

5) 本文方法在边界元法的基础上进行了声学传递向量、模态声学贡献量、板面声学贡献量的计算,由于有限元/边界元法在中低频段的辐射噪声更为准确,因此本文所述的减速箱阻尼材料布局方法可以保证在 0~4 000 Hz 频段内降噪的有效性和准确性。更高频段的辐射噪声计算和附加阻尼降噪效果需要进一步深入研究。

参考文献:

- [1] 林立,俞孟萨,伏同先. 国外水面舰艇声隐身设计及控制技术概况[J]. 舰船科学技术, 2005, 27(2): 92-96
LIN Li, YU Mengsa, FU Tongxian. A Review of Control and Design Techniques for Acoustic Stealth of Surface Ships[J]. Ship Science and Technology, 2005, 27(2): 92-96 (in Chinese)
- [2] 王明旭,陈国平. 基于变密度方法约束阻尼层动力学性能优化[J]. 南京航空航天大学学报, 2010, 42(3): 283-287
WANG Mingxu, CHEN Guoping. Dynamics Performance Optimization of Constrained Damping Layer Using Variable Density Method[J]. Journal of Nanjing University of Aeronautics & Astronautics, 2010, 42(3): 283-287 (in Chinese)
- [3] 蒋亚礼,吕林华,杨德庆. 提高船用阻尼材料应用效果的优化设计方法[J]. 中国舰船研究, 2012, 7(4): 48-53
JIANG Yali, LYU Linhua, YANG Deqing. Design Methods for Damping Materials Applied to Ships[J]. Chinese Journal of Ship Research, 2012, 7(4): 48-53 (in Chinese)
- [4] MARCELIN J L, TROMPETTE P, DORNBERGER R. Optimal Structural Damping of Skis Using a Genetic Algorithm[J]. Structural Optimization, 1995, 10(1): 67-70
- [5] SAINSBURY M G, MASTI R S. Vibration Damping of Cylindrical Shells Using Strain-Energy-Based Distribution of an Add-On Viscoelastic Treatment[J]. Finite Elements in Analysis & Design, 2007, 43(3): 175-192
- [6] KUMAR N, SINGH S P. Experimental Study on Vibration and Damping of Curved Panel Treated with Constrained Viscoelastic Layer[J]. Composite Structures, 2010, 92(2): 233-243
- [7] 吕毅宁,吕振华,赵波,等. 附加自由阻尼结构系统的有限元分析和拓扑优化设计方法研究[J]. 计算力学学报, 2012,

- 29(2): 178-183
LYU Yining, LYU Zhenhua, ZHAO Bo, et al. A Finite Element Analysis and Topology Optimization Method for Structures with Free Damping[J]. Chinese Journal of Computational Mechanic, 2012, 29(2): 178-183 (in Chinese)
- [8] 杨德庆. 动响应约束下阻尼材料配置优化的拓扑敏感度法[J]. 上海交通大学学报, 2003, 37(8): 1209-1212
YANG Deqing. Topological Sensitivity Method for the Optimal Placement of Unconstrained Damping Materials under Dynamic Response Constraints[J]. Journal of Shanghai Jiaotong University, 2003, 37(8): 1209-1212 (in Chinese)
- [9] 李以农, 谢熔炉, 王宜, 等. 约束阻尼结构拓扑优化设计的进化算法[J]. 重庆大学学报, 2010, 33(8): 1-6
LI Yinong, XIE Ronglu, Wang Yi, et al. Topology Optimization for Constrained Layer Damping Material in Structures Using ESO Method[J]. Journal of Chongqing University, 2010, 33(8): 1-6 (in Chinese)
- [10] 陈学前, 杜强, 冯加权. 运用有限元分析的阻尼板优化设计[J]. 振动、测试与诊断, 2007, 27(3): 236-238
CHEN Xueqian, DU Qiang, FENG Jiaquan. Optimization Design of Damping Disk Based on Finite Element Analysis[J]. Journal of Vibration Measurement & Diagnosis, 2007, 27(3): 236-238 (in Chinese)
- [11] 郑玲, 唐重才, 韩志明, 等. 车身结构阻尼材料减振降噪优化设计[J]. 振动与冲击, 2015, 34(9): 42-47
ZHENG Ling, TANG Zhongcai, HAN Zhiming, et al. Optimal Design of Damping Material Topology Configuration to Suppress Interior Noise in Vehicle[J]. Journal of Vibration and Shock, 2015, 34(9): 42-47 (in Chinese)
- [12] 郭中泽, 陈裕泽. 基于准则法的阻尼结构拓扑优化[J]. 宇航学报, 2009, 30(6): 2387-2391
GUO Zhongze, CHEN Yuze. Topology Optimization of the Damping Structure with Optimal Criteria[J]. Journal of Astronautics, 2009, 30(6): 2387-2391 (in Chinese)
- [13] 贺红林, 袁维东, 夏自强, 等. 约束阻尼结构的改进准则法拓扑减振动力学优化[J]. 振动与冲击, 2017, 36(9): 20-27
HE Honglin, YUAN Weidong, XIA Ziqiang, et al. Topology Optimization of Plates with Constrained Damping Based on Improved Optimal Criteria[J]. Journal of Vibration and Shock, 2017, 36(9): 20-27 (in Chinese)
- [14] 韦勇, 陈国平. 一般阻尼结构的模态阻尼比优化设计[J]. 振动工程学报, 2006, 19(4): 433-437
WEI Yong, CHEN Guoping. Modal Damping Optimization for General Damped Structure[J]. Journal of Vibration Engineering, 2006, 19(4): 433-437 (in Chinese)
- [15] 郑伟光. 基于阻尼耗能的薄板结构低噪声拓扑优化方法研究[D]. 武汉: 华中科技大学, 2013
ZHENG Weiguang. Research on Topology Optimization Methods for Low Noise Design of Thin Plates Base on Damping Energy Dissipation[D]. Wuhan, Huazhong University of Science and Technology, 2013 (in Chinese)
- [16] 李攀, 郑玲, 房占鹏. SIMP 插值的约束层阻尼结构拓扑优化[J]. 机械科学与技术, 2014, 33(8): 1122-1126
LI Pan, ZHENG Ling, FANG Zhanpeng. Topology Optimization of Constrained Layer Damping Structure Based on Simp Interpolation Method[J]. Mechanical Science and Technology for Aerospace Engineering, 2014, 33(8): 1122-1126 (in Chinese)
- [17] 房占鹏, 郑玲, 唐重才. 指定频带简谐激励下约束阻尼结构拓扑优化[J]. 振动与冲击, 2015, 34(14): 135-141
FANG Zhanpeng, ZHENG Ling, TANG Zhongcai. Topology Optimization for Constrained Layer Damping Structures under Specified-Band Harmonic Excitations[J]. Journal of Vibration and Shock, 2015, 34(14): 135-141 (in Chinese)
- [18] 焦映厚, 孔霞, 蔡云龙, 等. 基于 FEM 和 BEM 法的大型立式齿轮箱振动噪声计算及测试分析[J]. 振动与冲击, 2012, 31(4): 123-127
JIAO Yinghou, KONG Xia, CAI Yunlong, et al. Vibration Noise Calculation and Testing Analysis of Large Vertical Planetary Transmission Gearbox Based on FEM and BEM [J]. Journal of Vibration and Shock, 2012, 31(4): 123-127 (in Chinese)
- [19] 冯涛, 王晶. 声学中的数值模拟方法及其应用范围[J]. 北京工商大学学报, 2004, 33(1): 41-43
FENG Tao, WANG Jing. Numerical Methods and Their Application Scope in Acoustic Field[J]. Journal of Beijing Technology and Business University, 2004, 33(1): 41-43 (in Chinese)

Layout Method of Damping Material for Gearbox Based on Acoustic Contribution

LIU Yunong^{1,2}, LIU Lan¹, LIU Geng¹, WU Liyan¹, LIU Chao¹, YUE Yanjiong³

(1. Shaanxi Engineering Laboratory for Transmissions and Controls, Northwestern Polytechnical University, Xi'an 710072, China;
2. China Academy of Launch Vehicle Technology, Beijing 100076, China;
3. The 703 Research Institute of CSIC, Harbin 150078, China)

Abstract: In order to realize the low noise design of marine gearbox, a layout method of damping materials for gearbox based on acoustic contribution was proposed. The present method can accurately and effectively determine the additional area of damping materials and achieve greatly the noise reduction effect. Firstly, taking a marine single-stage herringbone gearbox as the object, the finite element/boundary element model for the reducer structure was established. After applying the vibration excitation of the gear system, the radiated noise of each field point was solved. Secondly, by analyzing the acoustic transfer vector (ATV) and modal acoustic contribution (MAC), the surface of the gearbox was partitioned, and the partitioned surface was analyzed by using panel acoustic contribution (PAC). Finally, the damping material was added to the plate area which contributes greatly to the radiated noise, and the effect of the noise reduction under different schemes were compared. The results show that the layout design of damping materials based on the present method can reduce the radiation noise of observation points accurately and effectively in the range of 0~4 000 Hz.

Keywords: acoustic contribution; gearbox; layout of damping material; radiation noise