

基于面板声功率贡献量分析的齿轮箱噪声控制方法研究

李宏坤*, 郭义杰, 丁健, 周帅, 郭骋

(大连理工大学 机械工程学院, 辽宁 大连 116024)

摘要: 在对当前面板声学贡献量分析方法研究的基础上,提出了面板声功率贡献量分析方法. 针对齿轮箱辐射噪声,利用有限元和边界元理论建立齿轮箱的计算模型,对其进行噪声辐射模拟计算. 根据齿轮箱的面板区域划分,计算齿轮箱的面板声功率贡献量,从而确定齿轮箱辐射声功率的主要贡献区域,同时确立噪声峰值对应频率的主要贡献区域,并对齿轮箱进行结构改进与验证分析. 结果表明,此方法有利于齿轮箱噪声控制的研究与实现.

关键词: 齿轮箱;降噪;面板声学贡献量分析;面板声功率贡献量分析

中图分类号: TH212;TH213.3 **文献标志码:** A

0 引言

随着社会的发展,齿轮传动系统在机械设备中的性能越来越受到人们的重视. 从齿轮系统本身的工作可靠性与环境噪声指标的方面而言,对齿轮传动系统的振动噪声有越来越高的要求. 因此,对箱体优化设计,降低齿轮箱的辐射噪声对于齿轮传动系统的振动噪声控制显得越发重要. 国内外许多学者对齿轮传动系统的振动噪声控制进行了研究,其主要集中在生产制造以及改进设计当中^[1~3]. 由于齿轮传动系统的振动噪声 90%是由其箱体传递出去的,降低箱体的噪声辐射对齿轮箱的整体噪声控制有很好的效果.

声学贡献量分析是结构优化设计的基础和前提. 为了更好地研究各部位声学贡献量,首先要以齿轮箱为目标进行动态特性分析,并在此基础上分析齿轮箱各个部位的声学贡献量,确定各个部位的噪声贡献特性,然后根据分析结果对齿轮箱结构改进来降低齿轮箱噪声.

国内外学者对面板声学贡献量已经有很多研究,并将研究成果广泛应用于汽车驾驶室内噪声研究及控制领域^[4~10]. 目前面板声学贡献量的研究主要集中在面板对声场中某些特定点的贡献量,但这只能保证实施降噪措施只针对这些特定

点进行,而所选的特定点并不能完全代表整个声场的噪声特性. 在实施降噪过程中,特定点的噪声大小或许能降到所要求的指标,但是声场其他位置的噪声未必能够达到理想的降噪效果,相反有时候噪声反而会增大. 为了克服上述方法中的缺点,本文提出基于声功率的面板声学贡献量分析方法,将声功率作为声学贡献量研究评价的依据,使声学贡献量更广泛地应用于减振降噪领域里.

1 理论基础

1.1 声辐射分析的边界元法

边界元法、边界元-有限元耦合法被用来解决中、低频的声学问题. 在空气声学中,空气对结构的影响可以忽略不计,因此可以采用非耦合的边界元法. 用边界元法解决声学问题时,可以采用直接边界元和间接边界元等方法. 直接边界元法仅适用于封闭模型,而间接边界元法可用于封闭和不封闭模型.

直接边界元法的控制方程用式(1)表示,它用来求解指定频率的声学问题.

$$\mathbf{A}(\omega) \mathbf{p} = \mathbf{B}(\omega) \mathbf{v}_n \quad (1)$$

式中: $\mathbf{A}$ 、 $\mathbf{B}$ 表示相互独立的非对称影响矩阵;边界元表面的法向声压用 $\mathbf{p}$ 表示; $\mathbf{v}_n$ 是边界元表面节

收稿日期: 2010-08-09; 修回日期: 2011-11-12.

基金项目: 国家自然科学基金资助项目(51175057);工业装备结构分析国家重点实验室开放基金资助项目(GZ0817);中央高校基本科研业务费专项资金资助项目(DUT11NY04).

作者简介: 李宏坤* (1974-),男,博士,副教授, E-mail: lihk@dlut.edu.cn.

点的法向速度.

通过表面的法向速度可以得到声场中某点的速度、声压和声强. 声场中每一点的声压可以用边界的法向速度和压力通过下式求得:

$$p(x) = \int_S \left[p(y) \frac{\partial G(x, y)}{\partial n_y} - \frac{\partial p(x, y)}{\partial n_y} \right] dS(y) \quad (2)$$

其中 G 是格林函数(亥姆霍兹方程点声源的基本解).

同样也可以采用间接边界元法, 其系统方程如下:

$$\begin{bmatrix} \mathbf{B} & \mathbf{C}^T \\ \mathbf{C} & \mathbf{D} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \sigma \\ \mu \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} f \\ g \end{bmatrix} \quad (3)$$

其中影响矩阵 $\mathbf{B}$ 、 $\mathbf{C}$ 、 $\mathbf{D}$ 是与频率有关的对称矩阵, σ 是速度的法向跳动量, μ 是压力的法向跳动量, f 和 g 是法向激励. 通过表面结果可得声场中任意一点的速度、压力和声强. 声场中任意一点的声压表达式类似于直接边界元法的表达式:

$$p(x) = \int_S \left[\mu(y) \frac{\partial G(x, y)}{\partial n_y} - \sigma(y) G(x, y) \right] dS(y) \quad (4)$$

根据本文研究的需要, 选择采用直接边界元法.

1.2 面板声压贡献量

采用直接边界元形式时, 没有声源的均质流体中的任意位置的声压可以用边界上压力的法向导数表示, 如下式所示:

$$c(\mathbf{x}) p(\mathbf{x}) = PV \int_S p(\mathbf{y}) \frac{\partial G(\mathbf{x} | \mathbf{y})}{\partial \mathbf{n}_y} dS_y + j\rho\omega \int_S \mathbf{v}(\mathbf{y}) G(\mathbf{x} | \mathbf{y}) dS_y \quad (5)$$

其中 $p(\mathbf{y})$ 和 $\mathbf{v}(\mathbf{y})$ 是边界上的压力和法向速度, $\mathbf{n}_y$ 是边界上 $\mathbf{y}$ 点的内法线, ρ 表示流体密度, ω 表示角频率, $G(\mathbf{x} | \mathbf{y})$ 表示格林函数. PV 表示柯西主值. 在边界区域内时 $c(\mathbf{x}) = 1$, 在边界区域外时 $c(\mathbf{x}) = 0$, 在光滑边界上时 $c(\mathbf{x}) = 1/2$. 采用边界单元进行离散, 求解网格节点的值可以得到下面的矩阵系统:

$$\mathbf{A} \mathbf{p}_b = \mathbf{B} \mathbf{v}_b \quad (6)$$

角标 b 表示边界. 同样可以得到计算场点值的下面公式:

$$\mathbf{p} = \mathbf{d}^T \mathbf{p}_b + \mathbf{m}^T \mathbf{v}_b \quad (7)$$

联合式(6)、(7)可以推出

$$\mathbf{p} = \mathbf{v}_{at}^T \mathbf{v}_b \quad (8)$$

其中 $\mathbf{v}_{at}$ 是声传递向量, 可以用下式表示:

$$\mathbf{v}_{at}^T = \mathbf{d}^T \mathbf{A}^{-1} \mathbf{B} + \mathbf{m}^T \quad (9)$$

当声场处于线性系统时, 可以使表面振动速度和声场的某场点之间建立线性输入-输出关系. 如果把表面振动速度细化到有限的单元或振动面板上, 取表面速度 $\mathbf{v}_n^e$ 的列向量, 场点内某点的声压 p_c , 可得到 ω 下的关系式:

$$p_c(\omega) = \sum_{e=1}^{n_b} \mathbf{v}_{at}^T(\omega) \mathbf{v}_n^e(\omega) \quad (10)$$

从式(10)中可得, 一个辐射部位声压贡献量可以看作是该部位的速度边界条件的法向矢量与声传递向量的乘积. 其中单元贡献量用 e 表示, n_b 表示该部位的单元数目. 采用这种方法可以得出由这些单元集组成的相应辐射面板的声学贡献量.

1.3 面板声功率贡献量

面板声压贡献量仅表征面板对声场中特定点的声压贡献量, 无法有效对整个声场的声学贡献量进行表达. 为了从整体上研究面板对整个声场的声学贡献量, 本文引入面板声功率贡献量的分析方法, 即结构中不同部位或不同面板对整个声功率的贡献量.

声源在单位时间内发射的总能量称为声源功率, 在自由空间内传播的平面声波可以用下式表示:

$$\overline{W} = \overline{IS} = \frac{p_e^2}{\rho_0 c} S \quad (11)$$

其中声波波振面的面积用 S 表示, $\overline{I}$ 表示波振面上平均声强, 声压有效值用 p_e 表示, ρ_0 表示声音传播介质的密度, c 表示声音在介质中的传播速度.

本文所研究的齿轮箱噪声辐射特性, 将齿轮箱某个面振动产生的声波近似看作是平面声波, 因此, 对于场点 p 在 ω 下的声压值 p_c 和其有效值 p_e 是相等的, 结合式(10)、(11)可以得到

$$W_c(\omega) = \frac{S}{\rho_0 c} \left(\sum_{e=1}^{n_b} \mathbf{v}_{at}^T(\omega) \mathbf{v}_n^e(\omega) \right)^2 \quad (12)$$

$$W = W_{c1} + W_{c2} + \cdots + W_{cn}; \quad n = 1, 2, 3, \cdots \quad (13)$$

其中 $W_c(\omega)$ 表示在 ω 下面板声功率贡献量, 一个面板产生的总体功率贡献量用 W_c 表示, W 代表所有面板产生的总声场中的声功率. 所研究结构的总面板数用 n 表示.

同样引入声功率贡献系数表征声功率贡献量大小, 面板声功率贡献系数 T_c 可定义为面板产生

的声功率在整个声场中总的声功率的比重, $T_c(\omega)$ 表示 ω 下面板声功率贡献系数, T_c 、 $T_c(\omega)$ 的表达式如下式所示:

$$T_c = \frac{W_c}{W}; T_c(\omega) = \frac{W_c(\omega)}{W(\omega)} \quad (14)$$

通过比较 T_c 、 $T_c(\omega)$ 的结果,可以清楚找出声功率贡献量最大的区域,从而对该区域有针对性地优化改进,以达到减低整体辐射噪声的目的。

1.4 声学贡献量分析流程及作用

齿轮箱的噪声可以看作是由箱体不同部位的振动所引起的,齿轮箱不同部位对于声场总的声功率和周围任意位置声压会产生不同的贡献。一般概念上,通常认为边界上振动大的部位是齿轮箱噪声的主要声源,忽略了由于边界上各单元的振动相位不同带给声场的影响,这种影响不仅有大小的区别,其对内部空间某位置声学贡献的性质还有正负之分,所以有时虽对结构进行了修改,却达不到满意的效果。

通过贡献量分析可以确定齿轮箱辐射噪声的主要部位,并且可以得到各部位的噪声贡献特性和该部位对声场中的噪声值的影响。根据结果可以确定结构需要改进的部位以及改进的方向。齿轮箱结构改进降噪过程如图1所示。齿轮箱降噪并不是针对声场中的某一点进行的,而是以降低齿轮箱的整体辐射噪声为目的。声场中的某点仅代表了该位置附近的噪声大小,为了从整体上评价降噪效果的优劣,可将声功率的减小量作为评价标准。对原始结构模型进行面板声压贡献量分析,可以得到各部位对声场场点噪声贡献的大小和方向,声功率贡献量分析可以从整体上把握面板贡献的大小,确定主要噪声源。

因此,本文所提出的方法完善了面板声学贡献量分析方法,解决了该方法只能被用于分析声场中特定点的缺点,使面板声学贡献量的分析应用于结构的整个辐射声场。该方法不仅能够有效识别结构的主要噪声辐射部位,而且可以通过分析,得到该部位的噪声辐射特性,根据分析结果可以提出更为合理的结构改进方式,达到较好的降噪效果。

2 齿轮箱分析实例

以振动试验台上的齿轮箱为研究对象,采用本文提出的面板声功率贡献量方法对齿轮箱进行噪声特性分析。根据实际的齿轮箱测试结果知道,齿轮箱的噪声主要分布在 630 到 5 600 Hz 范围内,本文主要对这个频率范围内的辐射噪声进行分析计算,研究齿轮箱在这个频率范围内的噪声特性和齿轮箱各部位的噪声辐射贡献量。

2.1 齿轮箱噪声辐射分析

采用 ANSYS 软件建立齿轮箱有限元模型对齿轮箱的振动响应进行分析。采用 solid187 单元对齿轮箱进行有限元网格划分;为了简化齿轮系统,将大小齿轮、轴和轴承等简化为集中质量建立模型。设 4 个轴承的中心位置为齿轮箱的激励源,中心采用 mass21 质量单元模拟,并将其与箱体周围进行刚性耦合。在 4 个集中质量处施加简谐激励,激励力由 Adams 软件按照转速 1 500 r/min,负载扭矩 2 N·m 的工作状况仿真得到,激励力大小和方向如表1所示,由于齿轮箱的噪声主要分布在 630~5 600 Hz,激励力的施加频率也在这个范围内。建立的有限元模型如图2所示,包括 4 987 个 solid187 单元,9 895 个节点,4 个 mass21 单元。

表1 激励力

Tab. 1 Excitation force

位置	F/N		
	X	Y	Z
主动轴驱动端	33	-90	0
主动轴非驱动端	26	-64	0
从动轴负载端	-33	128	0
从动轴非负载端	-26	94	0

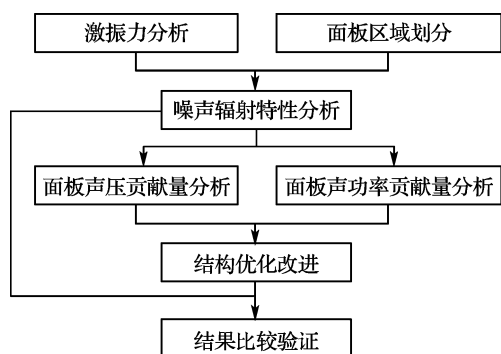
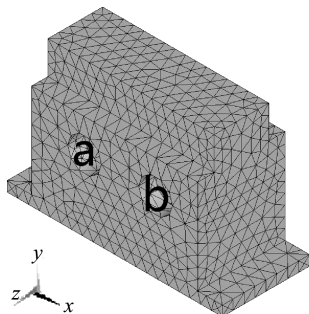


图1 改进结构的流程图

Fig. 1 Flow chart for improved structure

对齿轮箱的噪声辐射进行预测必须先构建齿轮箱的边界元模型。对齿轮箱噪声采用直接边界元法进行模拟计算,首先对模型进行封闭处理,利

用壳单元建立封闭的边界元模型. 该模型满足每个波长上分布有 6 个单元. 箱体周围建立 5 个面场点网格, 各个面距离齿轮箱表面的距离为 0.5 m 左右. 边界元模型包括 5 938 个壳单元和 2 205 个场点.



a 从动轴非负载端; b 主动轴驱动端; a 的对称端为从动轴负载端; b 的对称端为主动轴非驱动端

图2 齿轮箱有限元模型

Fig. 2 FEM for gearbox

根据建立的模型分别对其进行振动谐响应分析和噪声辐射计算, 最终得到齿轮箱的噪声辐射特性. 图3为预测噪声辐射的总声功率 1/3 倍频程图.

从图3可以看出噪声的明显峰值存在于 1 000、1 600 和 5 000 Hz 频带下, 要降低齿轮箱的整体噪声, 最主要的是降低这 3 个频带的噪声值, 其中以降低频带 1 000 和 1 600 Hz 的噪声为主.

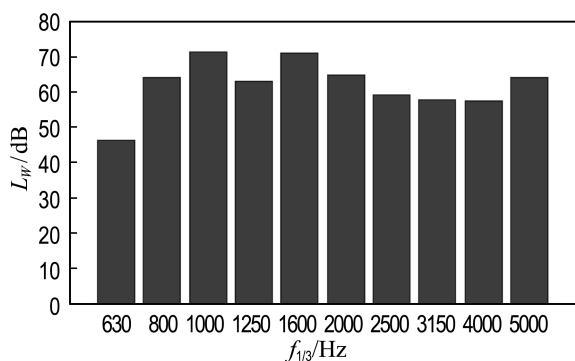


图3 噪声辐射总声功率 1/3 倍频程图

Fig. 3 One third octave of total noise radiation power

2.2 齿轮箱面板声学贡献量分析

在噪声辐射分析的基础上对齿轮箱进行面板声学贡献量分析. 将边界元模型划分为若干个区域, 区域划分结果如图4所示. 齿轮箱的边界元模型可划分为 14 个区域, 本文主要以噪声辐射面积

大的部位为研究对象, 故选择顶面 1、上侧面 2 和其对称面 3、支撑面 4 和其对称面 5、非支撑面 6 及其对称面 7. 其余面考虑到其对齿轮箱噪声的影响不大, 略去不分析.

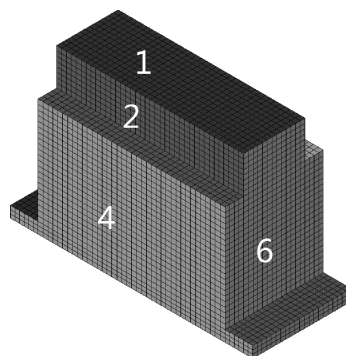


图4 齿轮箱边界元模型及面板划分图

Fig. 4 BEM and distribution of panel for gearbox

根据建立的边界元模型和声场模型求得齿轮箱的声传递向量. 由式(5)计算各个面板对分析场点的声压贡献量, 再通过式(12)可以得到面板的声功率贡献量. 图5为研究齿轮箱各部位噪声辐射的声功率贡献量图. 从图中可以看出对外辐射声功率最大的部位为两个非支撑面和顶面, 这三者对 1 000、1 600 和 5 000 Hz 频带有明显的贡献.

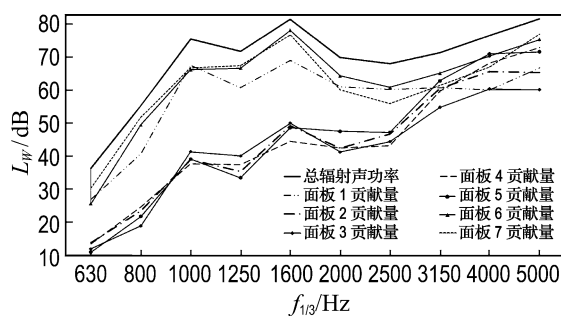


图5 各面板声功率贡献量的 1/3 倍频程图

Fig. 5 Panel acoustics power contribution for one third octave

为了进一步确定改进结果, 可以通过计算, 得出各个面板的声功率贡献系数、面板声功率贡献量的方向, 以及面板对主要峰值频率的声功率贡献系数, 其结果见表2. 从图5和表2的分析结果可以看到, 齿轮箱辐射噪声的主要贡献部位为面板6和7, 而且这两个部位对 1 000、1 600、5 000 Hz 这 3 个频带的贡献量也非常大. 由于声场在齿

轮箱外部,各面板主要对噪声起正的影响,面板 6、7 对齿轮箱噪声都具有正的影响,因此,应从降低这两个部位的辐射噪声着手,并且采用减小面板 6、7 的声辐射的方法来降低总噪声。

表 2 面板各个频率的贡献系数
Tab. 2 Coefficients for panel contribution with different frequencies

面板	$T_c(1\ 000\ \text{Hz})/\%$	$T_c(1\ 600\ \text{Hz})/\%$	$T_c(5\ 000\ \text{Hz})/\%$	$T_c/\%$
1	1.15	0.62	7.32	4.51
2	0.01	0.09	5.20	2.31
3	-0.01	0.02	1.50	0.69
4	0.01	-0.07	8.80	3.87
5	0.04	0.02	9.68	5.02
6	89.30	36.10	13.30	30.20
7	4.72	58.90	18.60	31.20

注：“-”表示面板噪声贡献量和总的噪声方向相反

3 齿轮箱改进设计

降低齿轮箱振动噪声的措施主要有以下几个:一是减小振动与噪声的激励;二是采用隔振及阻尼减振装置减轻箱体的振动幅值;三是合理设计结构,通过控制合理的刚度分布和振动模态来达到减振降噪的目的.本文主要采用合理设计结构的方法对齿轮箱噪声进行控制.齿轮箱的结构噪声主要是由箱体的振动而辐射出去的,因此箱体的结构直接影响了齿轮箱辐射噪声的大小。

前文预测了齿轮箱箱体的噪声辐射特性,并对其进行了面板声学贡献量分析.根据前文分析可以知道齿轮箱结构噪声主要由非支撑侧面产生,因此优化非支撑侧面结构和箱体整体结构作为齿轮箱优化的主要方向.本文的结构改进方案采用保持最小质量的原则,即在保证改进结构前后的结构质量相差不大的条件下进行改进.按照上述原则,本文提出改进方案并对方案进行了结果验证。

图 6(a)所示为齿轮箱的原结构模型.从原结构上可知,齿轮装配好之后,大齿轮距地面还有一

定距离,所以可将上箱体的高度降低,减小箱体整体结构尺寸,达到增大刚度的效果,从而控制振动和噪声.从前面噪声预测结果可知,箱体的非支撑面和顶面对总体的振动噪声有很大影响,因此可以适当增加非支撑面的厚度;改进结构时尽量保证结构的整体重量不变或减轻.改进结构如图 6(b)所示。

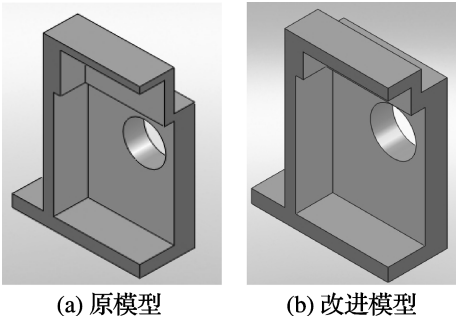


图 6 原结构模型和改进结构模型
Fig. 6 Old and improved structural models

箱体的形状、刚度、自振频率、表面辐射面积、材料、表面上开设窗口的位置、尺寸以及总体布局等均是影响振动和噪声辐射的因素.由声学原理知,箱体的声辐射主要是由于结构激振造成的,而且声辐射功率与箱体辐射面积成正比,因此改进结构在增加本身刚度的同时,减小了总的辐射面积,能够起到降低噪声的作用。

为进一步验证改进后的降噪效果,对改进后的结构按照本文的分析方法对其进行辐射特性和声功率贡献量分析.表 3 主要从质量、最大频带、5 个面声场的声功率、面板 6 和 7 的声功率贡献系数等方面比较改进后的效果。

从表 3 可以看出改进模型尽量保证了质量不变,建立的面声场附近的声功率有明显的下降.在结构改进过程中,最大声压级的频率带发生了改变.齿轮箱非支撑面的声功率贡献量的比重有些增加,但是其贡献的声功率级有明显降低.因此,改进模型能达到很好的降噪效果。

表 3 改进结构与原结构模型比较
Tab. 3 Comparison between old and improved structural models

模型	质量/kg	最大频带/Hz	W_{c6}/dB	W_{c7}/dB	$T_{c6}/\%$	$T_{c7}/\%$	声场声功率/dB
原模型	42.326	1 600	79.8	79.5	30.2	31.2	84.3
改进模型	42.328	2 000	76.1	75.8	39.4	36.9	80.2

4 结 论

(1)本文对面板声学贡献量分析方法进行了改进,提出了面板声功率贡献量分析方法.

(2)对齿轮箱进行噪声预测,并对其进行面板声功率贡献量分析,确定了齿轮箱的主要噪声辐射部位为两个非支撑面,使声功率贡献量分析方法得到了验证.

(3)对齿轮箱进行了结构改进,并采用计算机仿真计算方法对改进结果进行了验证比较,确定了最佳的改进方案.本文的研究对齿轮箱的噪声控制提供了重要的方法.

参考文献:

- [1] 李小华. 影响齿轮箱噪声的因素及其控制方法[J]. 机械管理开发, 2004(4):41-42
- [2] 郭红珍. 齿轮的噪声及减噪措施[J]. 机械管理开发, 2009, **24**(1):16-17
- [3] 代金利,唐睿华,张海龙. 机械式变速器降低噪声的设计方法[J]. 农业与技术, 2009, **29**(2):141-142
- [4] 靳晓雄,白胜勇,丁玉兰,等. 车身板件振动声学贡献的计算机模拟[J]. 汽车工程, 2000, **22**(4):235-239
- [5] 梁新华,朱 平,林忠钦,等. 基于有限元法和边界元法的轻量化车身声学分析[J]. 上海交通大学学报, 2006, **40**(1):177-180
- [6] 韩 旭,余海东,郭永进,等. 基于壁板声学贡献分析的轿车乘员室声场降噪研究[J]. 上海交通大学学报, 2008, **42**(8):1254-1258
- [7] 惠 巍,刘 更,吴立言. 车内噪声预测与面板声学贡献度分析[J]. 噪声与振动控制, 2006, **10**(5):62-66
- [8] WOLFF O, SOTTEK R. Panel contribution analysis-An alternative window method [R] // SAE 2005, Noise and Vibration Conference and Exhibition. Paper Number 2005-01-2274. Michigan:SAE, 2005
- [9] MARBURG S. Experimental verification of structural-acoustic modeling and design optimization [J]. Journal of Sound and Vibration, 2002, **252**(4):591-615
- [10] DING W, CHEN H. Research on the interior noise contributed from a local panel's vibration of an elastic thin-walled cavity [J]. Applied Acoustics, 2002, **63**(1):95-102

Investigation on gearbox noise radiation control based on panel acoustic power contribution analysis

LI Hong-kun*, GUO Yi-jie, DING Jian, ZHOU Shuai, GUO Cheng

(School of Mechanical Engineering, Dalian University of Technology, Dalian 116024, China)

Abstract: Panel acoustic power contribution analysis is put forward according to panel acoustic contribution analysis methodology investigation. According to gearbox noise radiation, finite element method and boundary element method are used to construct gearbox calculation model. According to the partition regions of gearbox, panel acoustic power contribution can be obtained by every panel calculation. Then, main contribution regions of the power and peak frequency are found according to calculation results. Improvement design and analysis are carried out based on acoustic power analysis for gearbox. It can be concluded that this method is helpful for gearbox noise control investigation and realization.

Key words: gearbox; noise reduction; panel acoustic contribution analysis; panel acoustic power contribution analysis