

水下圆柱壳体结构噪声的工况传递路径分析*

张磊¹, 曹跃云¹, 杨自春¹, 何元安²

(1. 海军工程大学动力工程学院 武汉, 430033) (2. 中国船舶工业集团公司船舶系统工程部 北京, 100036)

摘要 为实现水下航行器噪声源和噪声传递路径的识别、量化, 利用工况传递路径分析 (operational transfer path analysis, 简称 OPA) 并考虑其在实际应用中所面临的 4 个关键问题, 选取恰当的工况数组合和参考振源, 采用截断总体最小二乘 (TTLS) 方法, 有效地避免了矩阵求逆存在的不适定问题, 由此建立水下结构的 OPA 模型。进行水下单、双层圆柱壳体结构的振动-声辐射试验, 实现了噪声与结构振动数据的同时采集。基于建立的 OPA 模型编制程序进行水下单、双层圆柱壳体结构的噪声贡献量分析, 结果与试验测量结果吻合较好, 并从传递路径的角度找出了对壳外噪声起主导作用的环节。建立的 OPA 方法可以识别、量化水下圆柱壳体结构的主要噪声源和噪声传递路径, 并且能够指导水下航行器噪声的实时预报和减振降噪措施的正确实施。

关键词 工况; 传递路径分析; 贡献量; 水下圆柱壳体; 振-声

中图分类号 TB532; U661.44; TH13

引言

水下航行器在低、中速航行时, 机械设备引起的壳体振动是辐射噪声的主要来源^[1], 它严重影响着水下航行器的整体声学性能。为了提高其声学性能, 需要对噪声源进行相应的控制定位, 正确实施减振降噪措施, 辅助水下噪声系统的声学设计和噪声预报, 并进行水下航行器典型单、双层圆柱壳体结构的水下噪声源和噪声传播途径的识别和量化。

结构振-声传递路径分析 (transfer path analysis, 简称 TPA) 被认为是一种辨识主要激励源和相应传递路径的重要方法^[2-3], 但这种方法在实际应用中为了获得系统的传递函数, 需要把系统原有的噪声振动源拆除, 且必须经过大量的试验测试, 其过程繁琐、耗时, 特别对于水下航行器这类复杂的结构, 试验难度和成本都是难以想象的; 因此, 人们一直在寻找更为简单和快速的方法, 其中获得广泛关注的是工况传递路径分析方法^[4-5]。该方法仅需要获得系统在工作状态下目标点和参考点的响应即可进行传递特性矩阵的估计, 实现噪声源和传递路径的识别、量化。虽然 OPA 具有快速、理论简单等优点, 但是在实际工程应用中仍然存在许多问题, 必须认真测试并解释试验数据, 否则难以获得正确的分析结果。

尤其对于水下航行器这类复杂结构, 其数据测量难度大, 流固耦合作用下振-声传递路径非常复杂。笔者结合实际工程应用中 OPA 方法存在的 4 个方面问题, 建立了水下结构振-声 OPA 模型, 进行水下单、双层圆柱壳体结构的振动-声辐射试验, 基于建立的 OPA 模型编制程序实现了噪声源和噪声传递路径的识别、量化, 进而指导结构的声学优化和采取针对性的减振降噪措施。

1 OPA 基本理论

假设水下航行器的壳体结构为一线性时不变系统, 壳体结构上任一点有一激励力 $F_j(\omega)$, 激励壳体振动并带动周围流体介质振动产生声辐射, 声场中任一点的声压为 $P_i(\omega)$, 则

$$\mathbf{P}(\omega) = \mathbf{H}(\omega)\mathbf{F}(\omega) \quad (1)$$

其中: $\mathbf{P}(\omega)$, $\mathbf{F}(\omega)$ 为列向量; $\mathbf{H}(\omega)$ 为频响函数矩阵。

$\mathbf{H}(\omega)$ 不仅是激励频率的函数, 还和响应点、激励点的位置有关, 但与激励的幅值无关。第 j 个路径点对声场目标点 i 的贡献以及目标点 i 的总贡献可表示为

$$C_{ij} = H_{ij}(\omega)F_j(\omega) \quad (2)$$

$$P_i(\omega) = \sum_j C_{ij} = \sum_j H_{ij}(\omega)F_j(\omega) \quad (3)$$

* 教育部“新世纪优秀人才支持计划”资助项目

收稿日期: 2012-03-28; 修改稿收到日期: 2012-05-28

直接测量耦合激励力在实际操作中会遇到很多问题,间接测量法不需要嵌入力传感器,这可以在一定程度上避免直接测量法的不足,是工程中常用的方法。逆矩阵法^[6]是一种有效的测量耦合激励力的间接测量法,该方法需测量力/加速度传递函数,结合实测振动加速度 $\mathbf{X}(\omega)$,可获得力估计为

$$\mathbf{X}(\omega) = \mathbf{H}_{FX}(\omega)\mathbf{F}(\omega) \quad (4)$$

$$\mathbf{F}(\omega) = \mathbf{H}_{FX}^{-1}(\omega)\mathbf{X}(\omega) \quad (5)$$

传统 TPA 方法在实际应用中将面临很多问题,不利于工程应用。于是,将式(5)带入式(1),得到基于传递率的 OPA 方程

$$\mathbf{P}(\omega) = \mathbf{H}(\omega)\mathbf{H}_{FX}^{-1}(\omega)\mathbf{X}(\omega) = \mathbf{T}_{XP}(\omega)\mathbf{X}(\omega) \quad (6)$$

得到各路径的贡献量为

$$C_{ij} = T_{ij}(\omega)X_j(\omega) \quad (7)$$

OPA 方法的关键部分就是计算系统的传递特性矩阵 $T_{ij}(\omega)$,该矩阵里所有元素都是从同一次试验数据中得到的,所有的输入都是在同一时刻进行的,将式(6)两边取转置得

$$[\mathbf{X}^{(1)} \quad \dots \quad \mathbf{X}^{(m)}] \begin{bmatrix} T_{11} & \dots & T_{1n} \\ \vdots & \vdots & \vdots \\ T_{m1} & \dots & T_{mn} \end{bmatrix} = [\mathbf{P}^{(1)} \quad \dots \quad \mathbf{P}^{(n)}] \quad (8)$$

其中: m, n 为输入、输出的自由度。

如果定义壳体结构系统的传递函数 $T_{ij}(\omega)$ 是线性时不变的,对于 r 个不同的测量工况满足

$$\begin{bmatrix} X_1^{(1)} & \dots & X_1^{(m)} \\ \vdots & \vdots & \vdots \\ X_r^{(1)} & \dots & X_r^{(m)} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} T_{11} & \dots & T_{1n} \\ \vdots & \vdots & \vdots \\ T_{m1} & \dots & T_{mn} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} P_1^{(1)} & \dots & P_1^{(n)} \\ \vdots & \vdots & \vdots \\ P_r^{(1)} & \dots & P_r^{(n)} \end{bmatrix} \quad (9)$$

即为

$$\mathbf{X}'\mathbf{T} = \mathbf{P}' \quad (10)$$

为了准确地估计传递函数矩阵 \mathbf{T} ,需满足式(9)中 $r \geq m$ ^[4]。在组成振源参考点矩阵 \mathbf{X}' 时,各种输入工况被视作矩阵的各个行向量,不同的振源参考点被视为该行向量的各个元素。为了避免矩阵 \mathbf{X}' 病态,各行向量应不相关,即需要互不相关的工况输入。可见,基于传递率的 OPA 方法是一种理论简单且快速的分析方法,该方法仅需要运转工况时振源加速度值和目标点的声压响应值。但实际工程应用中有效地实现 OPA 比较困难,主要面临以下问题。

1) OPA 没有进行载荷识别,而是采用响应-响

应的方式。由于结构的模态特性,一个激励点的激振力将在其他路径上引起振动,这种输入信号之间有着较复杂的交叉耦合关系,很容易导致主要路径的识别错误。

2) OPA 进行工况下测得数据之间传递特性的分析,实际工况的限制产生病态矩阵求逆等问题,可能导致不可靠的传递特性估计。

3) 遗漏部分传递路径,OPA 方法合成总贡献不能识别。

4) 输入、输出信号包含加性随机噪声的影响,以及系统的非线性失真等造成传递函数矩阵的估计误差。

对于第一点可以通过仿真求得等效的激励力,或通过模态分析得到一些先验的信息。而在实际应用中主要结合一些先验信息(如设备的特征频率等),选取紧挨振源且振动响应较大并能较全面反映振源频率的参考点作为振源参考点。

由于上述第一、第二、第四点问题的存在,会导致 \mathbf{X}' 矩阵病态,对 \mathbf{X}' 求逆会出现不稳定。又由于测量噪声不可避免,将导致估计的 \mathbf{T} 与准确值差异很大,结果不可信。为了解决此类不适定问题,通常采用基于最小二乘的奇异值分解法。但当振源参考点矩阵 \mathbf{X}' 和声压目标点矩阵 \mathbf{P}' 同时存在测量误差时,利用最小二乘法得到的结果将含有较大的误差,这时应用总体最小二乘(TLS)方法是一个最佳选择。基于奇异值分解的截断总体最小二乘(TTLS)方法就是一种有效的方法^[7],对增广矩阵 $(\mathbf{X}', \mathbf{P}')$ 进行奇异值分解得到

$$(\mathbf{X}', \mathbf{P}')_j = \mathbf{U}\Sigma\mathbf{V}^T = \sum_{i=1}^{m+1} u_i \sigma_i \mathbf{v}_i^T \quad (11)$$

其中: \mathbf{P}'_j 为矩阵 \mathbf{P}' 的列向量; \mathbf{V}^T 表示 $(m+1) \times (m+1)$ 阶酉矩阵 \mathbf{V} 的共轭转置; σ_i 为奇异值,假设 σ_k 为 TTLS 方法保留的最小的奇异值。

将矩阵 \mathbf{V} 分解为

$$\mathbf{V} = \begin{bmatrix} \mathbf{V}_{11} & \mathbf{V}_{12} \\ \mathbf{V}_{21} & \mathbf{V}_{22} \end{bmatrix}, \quad \mathbf{V}_{11} \in \mathbf{R}^{m \times k} \quad (12)$$

得到 TTLS 的解为

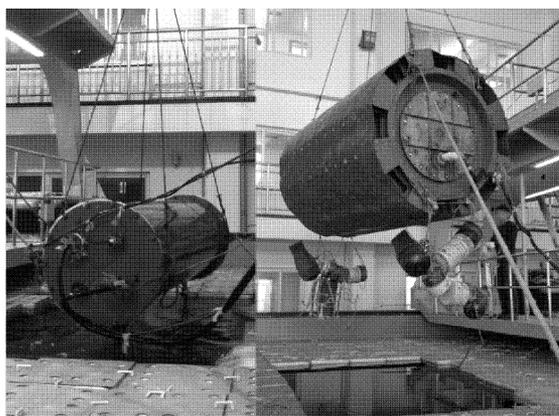
$$\mathbf{T}_j = -\mathbf{V}_{12}^k (\mathbf{V}_{22}^k)^+ = -\frac{\mathbf{V}_{12}^k}{\|\mathbf{V}_{22}^k\|} (\mathbf{V}_{22}^k)^T \quad (13)$$

其中: \mathbf{T}_j 为矩阵 \mathbf{T} 的列向量;截断的阈值 k 可以通过 GCV 方法^[8]求得。

为了进一步提高传递函数的估计精度,还可以利用多次平均的方法。对于非线性失真是否对传递特性的估计产生影响,可以通过变换输入工况的组成(如振源幅度的变化)来比较验证。

2 单、双层圆柱壳体水下振动-声辐射试验

为了研究水下航行器的振-声传递特性,笔者进行了单、双层圆柱壳体模型的水下振动-声辐射试验,单层圆柱壳体模型(模型1)和双层圆柱壳体模型(模型2)如图1所示。在壳体内部选择3个激励源,以模拟壳体内部的3个机械设备。在内壳体上布置29个振动加速度计,在各激励点附近布置4个加速度计,这些部位的响应包含的工作载荷信息较丰富,试验只考虑垂向激励和运动响应。在壳体外部指向性较大的方向布置5枚水听器采集声场数据,各传感器位置分部如图2所示。试验是在国内某消声水池(16 m×8 m×8 m)内进行,模型吃水3.75 m,水听器布置深度均为4 m。主要测量设备有PFI28000信号调理器、NI1042q机箱+4498板卡的数据采集器、ACP-4320工控机、复合棒激振器、安捷



单层圆柱壳体(模型1) 双层圆柱壳体(模型2)

图1 试验模型

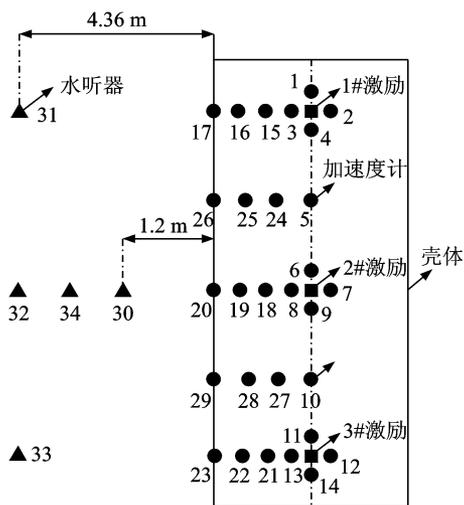


图2 测点布置示意图

伦33220信号源、BK2692电荷放大器、L6和JYH1000A功放、RHSA-20水听器和PCB加速度计。试验中壳外的辐射噪声与壳体的结构振动数据实现了同时基采集。采样频率为16 384 Hz,采样时间为10 s,加速度、声压的参考值分别为 10^{-6} m/s^2 和 10^{-6} Pa 。考虑到试验场的工频干扰等不利因素分析频段从200 Hz开始。

笔者选取信噪比较高的工况进行振-声传递特性分析,具体为:模型1选择工况为1#和2#激振器发射连续sinc信号,频率为500 Hz和1 kHz,3#发射连续sin信号,频率为3 kHz,功率输出均为7.66 V峰峰值;模型2选择工况为1#和2#激振器发射连续sinc信号,频率为500 Hz和1 kHz,3#发射连续sin信号,频率为3 kHz,功率输出分别为72,140,92 V峰峰值。结合分部运转法对OPA的正确性进行验证,该方法可用于检验噪声源识别中诊断结果的准确性^[9]。分部运转法是在不同时间、相同外部条件下,分别逐个启动或关闭不同的激振器,并逐次测量其辐射噪声。

3 试验数据的处理与分析

3.1 传递函数矩阵的估计

试验中的激励信号主要为连续正弦信号sin和连续宽频信号sinc,主要工况是指任意2台或3台激振器同时激励,包括幅值和频段相同和异同的组合,再分别进行单源激励以进行分部运转法的验证。恰当的工况数和工况类型的组合是准确获得传递函数矩阵 T 的关键,选取遵循 $r \geq m$ (本研究取 $r=4$)且工况之间相互不相关,即各输入工况中加载激励仅仅是幅值或相位的变化,不利于 T 的准确求取,而需要施加不同频段的激励。结合模型的先验信息,选取紧挨振源、振动响应较大并反映振源频率较全面的参考点作为振源参考点,且最大限度地保证获取的激励信号不相干。借助条件数来进一步优选工况数组和振源参考点,由于每一个频点处的振动加速度矩阵 X' 都对应一个条件数值,当在整个频率范围内条件数均较小时,表示构造的矩阵 X' 质量较好。依据以上原则,选择单、双层壳体的3个振源参考点分别为(3,7,13)和(4,7,11)。即使构造了较为良态的 X' 矩阵,在某些频点处对应的条件数仍然较大,则相应的矩阵 X' 为病态矩阵(定义条件数大于50对应的矩阵为病态矩阵),此时利用式(13)进行

传递函数估计,其他频点处则利用式(10)估计。

为了验证式(9)中的系统传递函数 T 是线性时不变的假设,3个振源同时激励,试验测量不同激励幅度下(改变激励器的输出功率)工况组合的传递函数。两模型选择如下3种工况:工况1为1# sinc 信号, $f_1=500$ Hz,2# sinc 信号, $f_2=1$ kHz,3# sin 信号, $f_3=3$ kHz,它们的幅值相同;工况2为1# sinc 信号, $f_1=500$ Hz,2# sinc 信号, $f_2=1$ kHz,3# sin 信号, $f_3=3$ kHz,它们的幅值不同;工况3为1# sinc 信号, $f_1=500$ Hz,2# sin 信号, $f_2=3$ kHz,3# sin 信号, $f_3=4$ kHz,它们的幅值相同。图3、图4为模型1,2中1#激励点到32#目标点在不同输出功率下3种组合工况的传递函数 $1/3$ 倍频程的对数图。可以看出,单层圆柱壳体结构系统的线性性优于双层圆柱壳体结构,这是因为双层圆柱壳体结构壳间通过环板和水介质连接,其结构复杂性造成了一定程度的非线性失真。两个模型的传递函数随激励幅度和激励的先后次序的变化而变化较小,即试验壳体结构系统可认为满足线性时不变假设,可以应用 OPA 进行振-声传递路径分析。

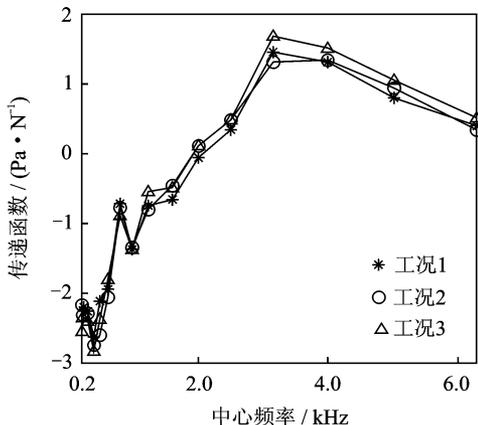


图3 模型1的传递函数 $1/3$ 倍频程对数图

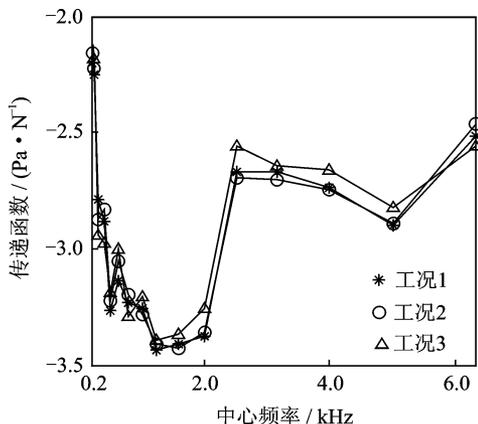


图4 模型2的传递函数 $1/3$ 倍频程对数图

3.2 壳外噪声合成与验证

获得了传递函数矩阵 T ,结合所选工况下测得的振源参考点的加速度信号,通过 Matlab 编制 OPA 程序,对3个激励源到壳外目标点声压贡献量进行合成,并与实测结果相比(以32#目标点为例),结果见图5和图6。可以看出,壳外目标点的合成声与实测噪声的频谱频域分布基本一致,主要峰值频率均能一一对应,且对应幅值吻合较好。通过 TTLS 修正的结果要优于没有修正的结果,即 TTLS 可以有效地缓解振动参考点矩阵在 X' 求逆过程中的不适定问题,在一定程度上避免了振动加速度和声压响应的测量噪声存在引起传递函数矩阵估计的不稳定。由于测试数据在模型计算中被应用了两次,因此 OPA 方法对没有测量的参考贡献量比较敏感,同时还容易得到错误的传递路径与贡献量。所以,合成声与实测噪声吻合较好并不能保证 OPA 的有效性,假如不理解 OPA 的原理,将很容易被结果误导,作出错误的工程判断。只有在解决了上述几个关键问题之后,结果才是可信的。

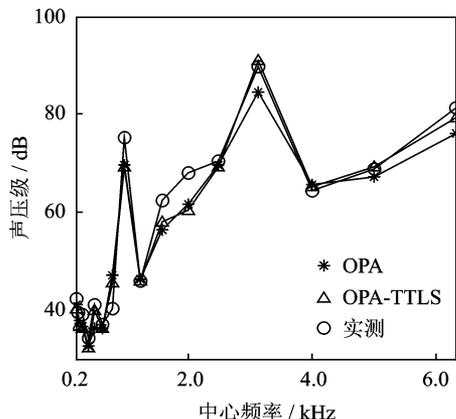


图5 模型1实测值与合成值 $1/3$ 倍频程的比较

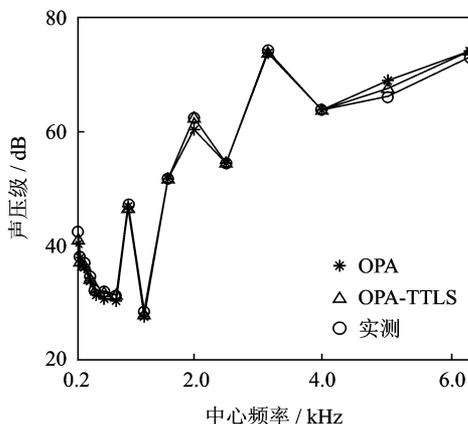


图6 模型2实测值与合成值 $1/3$ 倍频程的比较

3.3 壳外噪声贡献量分析

各传递路径对壳外噪声的贡献量可以由式(7)求出,图7、图8为OPA计算的各传递路径对壳外32#目标点的噪声贡献谱与分部运转法得到的噪声贡献谱的比较。可以看出,OPA计算的单、双层圆柱壳体1#,2#传递路径在主要频率处的贡献量与分部运转法吻合较好。3#传递路径在1kHz,2kHz左右的贡献量稍大于分部运转法的结果,这可能是由于3#路径受到了其他路径交叉耦合的影响。这种影响可以通过仿真求得等效的激励力,或通过模态分析得到一些先验的信息来避免。实际水下航行器中隔振器的广泛使用,大大削弱了不同振源之间的耦合影响,为该方法的工程应用提供了先决条件。分析中忽略了轴向和周向传递路径作用,这也造成了一定的误差。

在3kHz左右,模型1,2的3条路径对32#目

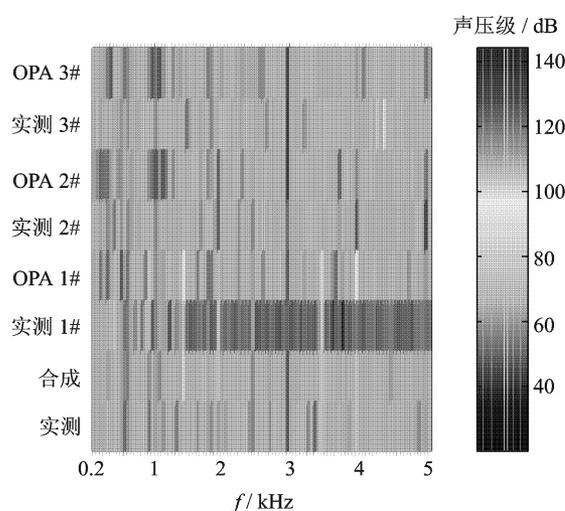


图7 模型1的分部运转法与OPA合成噪声的贡献谱

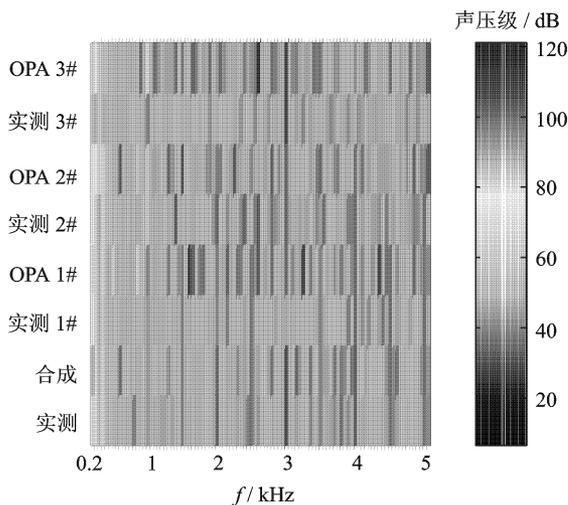


图8 模型2的分部运转法与OPA合成噪声的贡献谱

标点噪声的贡献量均较大。OPA计算显示,模型1在3kHz处3条路径的贡献量排序为3#>2#>1#,模型2在3kHz处3条路径的贡献量排序为2#>3#>1#,两者均与分部运转法得到的结果一致。结果显示相同目标点不同频率处各传递路径的噪声的贡献量可能不一样,而频率相同各振源对不同目标点的贡献量也各不相同,这些都可通过OPA方法进行定性和定量的分析。以整个频段的总声压级为基本量,得出模型1和模型2的3条传递路径对32#目标点噪声的总贡献量排序分别为2#>3#>1#和1#>2#>3#,此结果与分部运转法得到的结果完全一致。可见,本研究建立的OPA模型除了个别耦合较大的频率点以外,均能有效地实现振源的识别和贡献量分析,证明了OPA方法应用于水下圆柱壳体结构的振-声传递路径分析的正确性。

由于结构传播噪声是由振源和振-声传递函数组成的,因此结构声贡献分析应从振源贡献和传递路径贡献两方面考虑。表1为双层圆柱壳体各振源到32#目标点的振-声传递函数和振源的对比分析,可以看出,在2kHz处1#对应的振源与其他振源相比并不大,但贡献量却较大,这说明该条传递路径的振-声传递函数是引起壳外噪声贡献量的主要原因,因此减少该条路径的声贡献量时应从控制其振-声传递函数的角度考虑。在3kHz处,3#对应的振-声传递函数比其他路径均小,目标点的贡献量反而最大,这是由于振源较大,引起的壳外噪声贡献量大。通过对壳外噪声主要贡献量进行振-声传递函数和振源的分析,可以判断是壳体结构的问题还是噪声源的问题,据此可采取针对性的减振降噪措施。

表1 各传递路径数据对比分析

f/kHz	传递路径	振源/dB	振-声传递函数/dB	贡献量/dB
1	1#	48.77	46.92	99.40
	2#	50.11	45.57	97.38
	3#	48.54	44.10	91.30
2	1#	51.14	48.65	105.60
	2#	54.21	46.58	107.60
	3#	61.81	45.75	121.14

4 结束语

阐述了OPA的基本原理及试验方法和步骤,考虑OPA在实际应用中存在的主要问题,建立了OPA模型。进行了单、双层圆柱壳体结构的水下振动-声辐射试验,结合分部运转法的结果,验证了笔者针对水下结构建立的OPA模型可以有效地进行

噪声源和噪声传递路径的识别和量化,可以指导减振降噪措施的正确实施,辅助水下噪声系统的声学设计和噪声预报。水下航行器的机械设备之间振动交叉耦合性一般较小,相同舱不同设备若没有直接刚性连接,由于设备都安装在浮筏等减振器上(减振器可以对各振源进行一定的解耦),各设备耦合性也不大,结合设备的一些先验信息(如特征频率等)便可以选到耦合性较小的参考振源。选择恰当的互不相关的输入工况组合和工况数,采取数值分析方法解决矩阵求逆等不适定问题,避免输入、输出噪声的干扰,便能利用 OPA 对潜艇等水下航行器进行噪声源和噪声传递路径的识别和量化。由于此类结构比较复杂,容易遗漏一些传递路径,所以在实际应用中要仔细分析设备的布局,避免遗漏一些主要的传递路径。

参 考 文 献

- [1] 何元安,杨德森. 水下结构辐射噪声估算方法试验研究[J]. 船舶力学,1999,3(2):58-62.
He Yuanan, Yang Desen. Experiment study of predicting method for radiating noise by submerged vibrating structure [J]. Journal of Ship Mechanics, 1999,3(2):58-62. (in Chinese)
- [2] 郭荣,万钢,赵艳男,等. 车内噪声传递路径分析方法探讨[J]. 振动、测试与诊断,2007,27(3):199-203.
Gao Rong, Wan Gang, Zhao Yannan, et al. Study on transfer path analysis method of automobile interior noise[J]. Journal of Vibration, Measurement & Diagnosis, 2007,27(3):199-203. (in Chinese)
- [3] Knapen P L. Transfer path analysis related to booming, performed on a car[D]. The Netherlands: Eindhoven University of Technology, 2006.
- [4] Klerk D d, Ossipov A. Operational transfer path analysis: theory, guidelines and tire noise application [J]. Mechanical Systems and Signal Processing, 2010(24):1950-1962.
- [5] Gajdatsy P, Janssens K, Desmet W, et al. Application of the transmissibility concept in transfer path analysis[J]. Mechanical Systems and Signal Processing, 2010(24):1963-1976.
- [6] Choi H G, Thite A N, Thompson D J. Comparison of methods for parameter selection in Tikhonov regularization with application to inverse force determination[J]. Journal of Sound and Vibration, 2007(304): 894-917.
- [7] Diana M S, Sabine V H. Level choice in truncated total least squares[J]. Computational Statistics and Data Analysis, 2007(52):1103-1118.
- [8] Fierro R D, Golub G H, Hansen P C, et al. Regularization by truncated total least squares[J]. Society for Industrial and Applied Mathematics, 1997, 18(4): 1223-1241.
- [9] 杨德森. 水下航行器噪声分析及主要噪声源识别[D]. 哈尔滨: 哈尔滨工程大学,1998.



第一作者简介:张磊,男,1986年5月生,博士研究生。主要研究方向为舰船的振动与噪声监测、控制。曾发表《一种新的低周疲劳损伤累积模型及试验验证》(《中国机械工程》2011年第22卷第16期)等论文。
E-mail:zhang_lei_21@163.com