

弹性球壳冲击噪声时频特性仿真及试验*

陈添宝, 彭子龙, 孙 瑶, 柯慧程, 王重凯

(江苏科技大学能源与动力学院 镇江, 212100)

摘要 针对球形薄壳结构碰撞瞬态噪声预报及传播规律的问题,结合时域有限元法和瞬态边界元法,建立了一种弹性壳体碰撞瞬态噪声时域特征的数值模拟方法。首先,通过时域有限元法建立球壳碰撞的瞬态动力学数值模型,得到球壳之间发生弹性碰撞时产生的动力学响应;其次,结合瞬态边界元法,实现了弹性球壳碰撞噪声的辐射声场重现;最后,基于数值模拟和试验,分析了主动球壳冲击速度、球壳厚度和尺寸对碰撞辐射噪声的影响。结果表明,球壳碰撞冲击噪声的主要成分为加速度噪声。仿真结果、试验结果与理论分析结果三者基本吻合,验证了该仿真方法能够精细捕捉弹性壳体的振速分布和噪声特征,弥补了常规频域间接法对短时宽带瞬态噪声模拟部分失真的不足,为冲击噪声的分析、预测和控制提供了参考。

关键词 球壳;冲击噪声;弹性碰撞;时域有限元;时域边界元

中图分类号 TB52;O347;TH18

引 言

现代海战中,舰船的声隐身性直接影响舰船的作战性能和威慑效果^[1]。随着对舰船振动噪声控制研究的不断深入以及各种减振降噪措施的工程应用,舰船自身的稳态噪声得到了有效抑制。然而,冲击碰撞、武器发射和舵角转变等过程诱发的瞬态噪声对舰船声隐身性能的威胁日益凸显。这类噪声的特点是瞬态声压峰值大、持续时间短且出现频繁,不仅对舰船工作人员的身心健康造成伤害,还增加了被敌方声呐探测到的风险。同时,较高的瞬态声压也可能导致内部精密仪器的损坏,严重威胁了舰船的安全性和作战能力^[2]。

舰船内部产生瞬态冲击噪声的激励源较多。以结构体之间的相互冲击作用为例,当两结构体发生碰撞时,复杂的动态接触和能量转换现象在很短的时间内发生,碰撞时产生的辐射声场属于非稳态声场。常规频域边界元方法和有限元方法只适用于分析稳态声场,存在计算效率低下且计算精度无法得到保证的缺点,这给冲击噪声产生机理以及辐射规律的研究带来了挑战^[3]。Richards等^[4]揭示了不同结构的冲击噪声发声机理,提供了理论研究方法和试验测量手段。学者们针对简单球形、圆柱形和矩形结构体的冲击噪声辐射进行了研究。Koss等^[5]提

出了可以预测 2 个相同尺寸球体之间弹性碰撞产生的瞬态声场理论模型,并进行了试验对比。Mehrabby等^[6]基于 ABAQUS 软件,建立了 2 个钢球的碰撞噪声数值模型。Xiao等^[7]采用动态有限元法和瞬态边界元法相结合的数值模拟方法,对多球碰撞的瞬态噪声辐射进行了研究。Li等^[8]基于赫兹接触理论和圆柱线弹性理论接触模型,建立了两圆柱碰撞过程时域辐射声场理论模型,并试验验证了该模型的准确性。Trocraz等^[9]提出了球体与矩形板发生非弹性碰撞所产生的声辐射理论模型。Ross等^[10]得到了受冲击的矩形板近场瞬态初始噪声理论解,并试验证明初始瞬态噪声通过结构传播。

上述文献是针对简单实心弹性结构体点接触碰撞冲击噪声的研究,不少学者对实际工程问题中的冲击噪声也进行了研究。Park等^[11]提出了一种预测液滴撞击汽车车顶产生的瞬态噪声理论模型,并验证了该模型的有效性。Cho等^[12]建立了一种用于预测滚动轮胎与路面冲击碰撞噪声的数值模型,试验结果也验证了该模型的准确性。Kim等^[13]研究了楼层地板冲击噪声,提高了计算效率。Yang等^[14]模拟了车轮与轨道接头碰撞产生的瞬态噪声,并通过试验对数值模型进行验证。Torstensson等^[15]研究了车辆速度和铁轨倾角对铁路轮轨碰撞瞬态噪声的影响规律。Liang等^[16]建立了一种多特征组合模型,

* 国家自然科学基金资助项目(52201397);江苏省自然科学基金资助项目(BK20200995);基础加强计划技术领域基金资助项目(2020-JCJQ-JJ-228);基础加强计划重点资助项目(2020-JCJQ-ZD-222)

收稿日期:2023-01-01;修回日期:2023-03-08

用于预测车辆撞击减速带时产生的碰撞噪声。Du等^[17]建立了用于预测车门关闭时碰撞产生的瞬态噪声数值模型,试验分析了2种数值方法的计算精度。Ma等^[18]模拟了海上钻井平台与补给船碰撞时产生的瞬态噪声。

笔者结合时域有限元法和瞬态边界元法,建立了一种弹性壳体碰撞瞬态噪声时域特征的数值模拟方法。建立的时域直接耦合算法突破了传统频域法对瞬态过程傅里叶变换造成的相位失真限制,为工程中冲击噪声的主动控制和结构优化提供了高精度预测工具。该研究为冲击噪声的分析、预测和控制提供了一定参考,也为机械设备的运行监控和故障诊断提供了新思路。

1 理论基础

1.1 球体冲击碰撞理论

图1为双球壳碰撞示意图。在2个实心弹性球体撞击期间,依据赫兹接触理论,作用在相同材料属性的2个大小相等的球体之间的力为

$$F = k_1 \alpha^{2/3} \quad (1)$$

其中: α 为碰撞期间球体中心之间靠近的距离; k_1 为常数。

k_1 的计算式为

$$k_1 = \frac{4}{3} \left[\frac{E}{2(1-\nu^2)} \right] \left(\frac{a}{2} \right)^{1/2} \quad (2)$$

其中: ν 为泊松比; E 为弹性模量; a 为球体半径。

球体加速度 A 的最大值 $A_{\max}$ 表示为

$$A_{\max} = F_{\max} / m \quad (3)$$

其中: m 为小球质量; $F_{\max}$ 为最大接触力, $F_{\max} =$

$$k_1 \left[\frac{1.25 m v_0^2}{8 k_1} \right]^{0.4}; v_0 \text{ 为碰撞速度。}$$

单个球体的加速度时间历程曲线近似为半正弦脉冲,表示为

$$A = A_{\max} \sin bt \quad (4)$$

$p(\mathbf{r}, \theta, t) =$

$$\left\{ \begin{aligned} & \left(\frac{2r}{a} - 1 \right) \left[(8l^3 b - 4lb^3) \cos bt' + 8b^2 l^2 \sin bt' \right] - \\ & 4b^4 \sin bt' - (8l^3 b + 4lb^3) \cos bt' + \left(\frac{2r}{a} - 1 \right) \times \\ & \left[(4b^3 l - 8bl^3) \cos lt' - (4b^3 l + 8bl^3) \sin lt' \right] e^{-lt'} + \\ & \left[(4b^3 l - 8bl^3) \cos l \left(t' - \frac{\pi}{2l} \right) - (4b^3 l + 8bl^3) \sin l \left(t' - \frac{\pi}{2l} \right) \right] e^{-lt'} \end{aligned} \right\} + \frac{\rho_0 A_{\max} a^3 \cos \theta}{4(b^4 + 4l^4)} \frac{1}{2r^2} \sin bt' \quad (0 \leq t' \leq d) \quad (9)$$

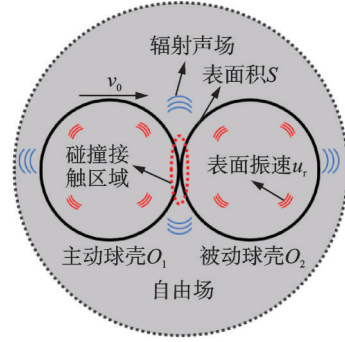


图1 双球壳碰撞示意图

Fig.1 Schematic diagram of double spherical shell collision

其中: b 为角频率, $b = \pi/d$; $0 \leq t \leq d$; d 为小球碰撞接触时间。

1.2 声辐射理论

理想均匀流媒质中小振幅声波的传播规律用波动方程描述为

$$\nabla^2 \Phi = \frac{1}{c^2} \frac{\partial^2 \Phi}{\partial t^2} \quad (5)$$

其中: ∇^2 表示 Laplace 算子; Φ 为声场内的速度势; c 为声速; p 为声压; u_r 为表面振速。

声压 p 和表面振速 u_r 的计算式分别为

$$p = \rho_0 \frac{\partial \Phi}{\partial t} \quad (6)$$

$$u_r = -\frac{\partial \Phi}{\partial r} \quad (7)$$

其中: ρ_0 为媒质密度; r 为空间任一点的半径。

在声速为 c 的流体媒质中,半径为 a 的振荡球体产生的速度势^[19]为

$$\Phi(\mathbf{r}, \theta, t) = \frac{a^3 v_1 (1 + ikr) \cos \theta e^{[i\omega t - k(r-a)]}}{r^2 [2(1 + ika) - k^2 a^2]} \quad (8)$$

其中: v_1 为速度幅度; ω 为振荡时的角频率; $k = \omega/c$; θ 为方位角。

Koss等^[5]通过赫兹接触理论和速度势解析式,得到时间 t 内和距离冲击轴 θ 度方向上以及距离冲击点 $\mathbf{r}$ 位置处的声压分别为

$$p(r, \theta, t) = \frac{\rho_0 A_{\max} a^3 \cos \theta}{4(b^4 + 4l^4)} \frac{1}{2r^2} \left[\left(\frac{2r}{a} - 1 \right) \left\{ \begin{aligned} & \left[(4lb^3 - 8l^3b) \cos l(t' - d) \right. \\ & \left. - (8l^3b + 4lb^3) \sin l(t' - d) \right] e^{-l(t' - d)} + \\ & \left[(4b^3l - 8bl^3) \cos lt' - (4b^3l + 8bl^3) \sin lt' \right] e^{-lt'} \end{aligned} \right\} - \left[\begin{aligned} & (8bl^3 - 4b^3l) \cos l \left(t' - d - \frac{\pi}{2l} \right) + \\ & (8bl^3 + 4b^3l) \sin l \left(t' - d - \frac{\pi}{2l} \right) \end{aligned} \right] (e^{-l(t' - d)} - e^{-lt'}) \right] \quad (10)$$

其中: t' 为延迟时间, $t' = t - \frac{r-a}{c}$, 且 $t' > d$; l 为常

数, $l = \frac{c}{a}$ 。

2 数值仿真

求解时域声场常用的数值方法主要有时域有限元法和时域边界元法。笔者采用时域边界元法求解弹性球壳碰撞辐射声场。时域边界元法的本质是将微分方程转化为定义的边界积分方程, 同时将边界离散化, 使积分方程只包含边界积分节点未知量的代数方程组, 通过代数求解获得边界节点参数, 得到碰撞冲击瞬态噪声辐射声场。

笔者建立了弹性球壳碰撞冲击辐射噪声的数值模型。首先, 采用时域有限元法模拟弹性球壳冲击动态响应, 再将球壳的时域动力学响应作为声学边界条件导入声学模型, 采用时域边界元法求解声学模型并分析球壳碰撞噪声辐射声场。数值模拟流程如图2所示。

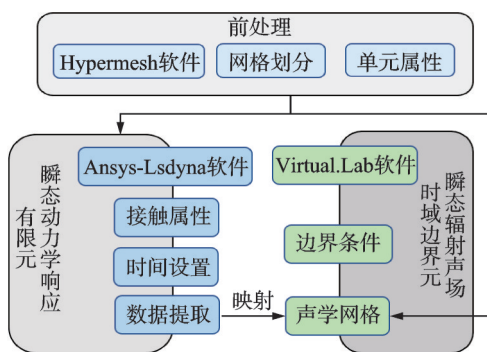


图2 数值模拟流程

Fig.2 Numerical simulation process

2.1 球壳碰撞动力学数值模型

笔者使用ANSYS/WORK BENCH LS-DYNA软件建立弹性球壳碰撞有限元模型, 如图3所示。单个球壳模型由16 262个的四边形壳单元网格(尺寸最大为1 mm)组成。2个球壳的尺寸和材料属性相同, 半径为25.5 mm, 厚度为0.6 mm。壳体材料

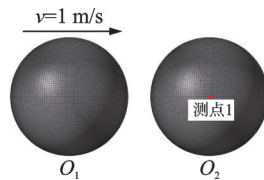


图3 弹性球壳碰撞有限元模型

Fig.3 Finite element model of elastic spherical shell collision

为合金钢材料, 密度为7 930 kg/m³, 弹性模量为1.94×10¹¹ Pa, 泊松比为0.3。初始时刻, 在水平方向对主动球壳O₁施加1 m/s的初速度, 分析时长为8 ms。在求解过程中, 节点的结构响应只与时间增量步长有关。为保证计算结果的精确性, 时间步长由文献[20]确定, 即

$$\Delta t = \frac{S}{c_{\max}(D_1, D_2)} \quad (11)$$

其中: S 为网格单元面积; D_1 和 D_2 为网格单元对角线的长度。

根据时域有限元模型进行数值计算, 得到碰撞过程中球壳表面的加速度, 刚体加速度时间历程曲线近似为半正弦脉冲。在球壳体碰撞的过程中, 碰撞噪声幅值的大小主要取决于球壳表面振动加速度的大小。根据碰撞噪声产生的不同机理, 弹性体碰撞噪声可分为加速度噪声和自鸣噪声^[4]。加速度噪声是物体与物体碰撞瞬间, 彼此接触产生加速度时的辐射噪声, 而自鸣噪声是物体受到冲击之后, 物体作自由振动时的辐射噪声。

为了分析球壳碰撞噪声发声机理, 首先, 对单个弹性球壳进行模态分析, 得到单个球壳体的前8阶固有频率; 其次, 提取有限元模型中测点1的加速度曲线, 如图4所示。

球壳固有频率与加速度峰值频率对比如表1所示。球壳刚体加速度时间历程曲线^[6]如图5所示。可见, 理论结果与仿真结果吻合较好。考虑人类可听见声音的频率范围为20 Hz~20 kHz, 从加速度频谱中发现, 共振峰频率都高于人耳感知频率范围的上限, 此时人耳感知碰撞冲击噪声主要为加速度噪声。

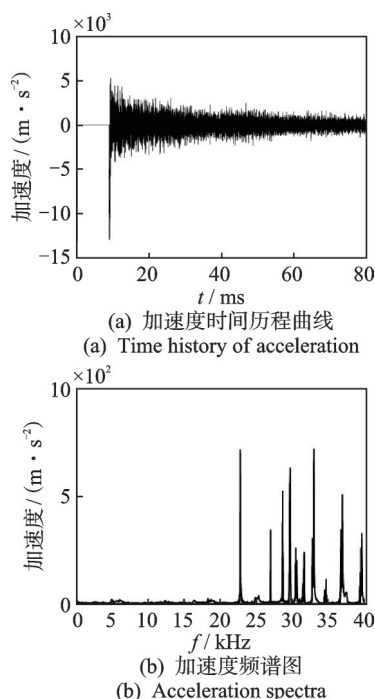


图4 测点1加速度曲线

Fig.4 Curve of acceleration at measuring point 1

表 1 球壳固有频率与加速度峰值频率对比

Tab.1 Comparison between natural frequency and peak acceleration frequency of spherical shell

阶次	球壳固有频率/Hz	加速度峰值频率/Hz
1	22 966	22 778
2	27 255	26 976
3	29 091	28 641
4	30 275	29 700
5	31 340	30 613
6	32 609	32 946
7	34 228	34 681
8	36 307	36 784

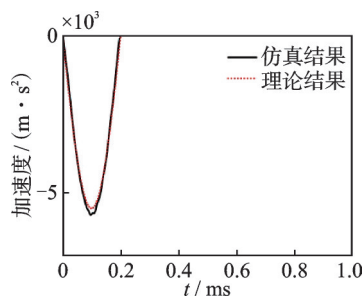


图5 球壳刚体加速度时间历程曲线

Fig.5 Acceleration time history curve of spherical shell rigid body

2.2 辐射噪声数值模型

笔者采用瞬态边界元法求解球壳碰撞辐射声场。球壳碰撞冲击声学瞬态边界元模型如图 6 所

示,模型中声学网格和场点网格采用 Hypermesh 软件完成划分,并导入 Virtual Lab Acoustics 软件。为保证计算精度,网格单元尺寸须小于辐射声波中最短波长的 1/6,即

$$L \leq \frac{c}{6f_{\max}} \quad (12)$$

其中: L 为网格尺寸; $f_{\max}$ 为声学数值模型能够计算的最高频率。

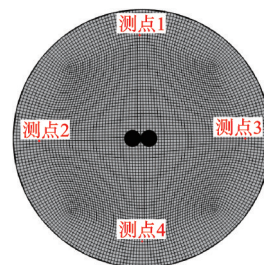


图6 声学瞬态边界元模型

Fig.6 Acoustic transient boundary element model

声学网格是 19 980 个采用最大尺寸为 1 mm 的三角形单元划分的球壳表面网格,场点网格是直径为 500 mm 的圆形区域,域内材料为空气,密度为 1.225 kg/m³,声速为 340 m/s。由于空气与结构的阻抗差异较大,故假定结构与空气间的耦合作用可以忽略不计。

将 ANSYS/WORK BENCH LS-DYNA 软件计算得到的球壳碰撞冲击振动位移结果作为状态变量,导入 Virtual Lab Acoustics 软件,求解得到球壳碰撞冲击噪声瞬态辐射声场。不同时刻弹性球壳碰撞噪声辐射声场云图如图 7 所示。左侧为主动球壳,右侧为被动球壳。可以看出,辐射声场主要分布在被动球壳周围,随后逐渐向四周扩张,声场在垂直于碰撞方向上呈对称分布。

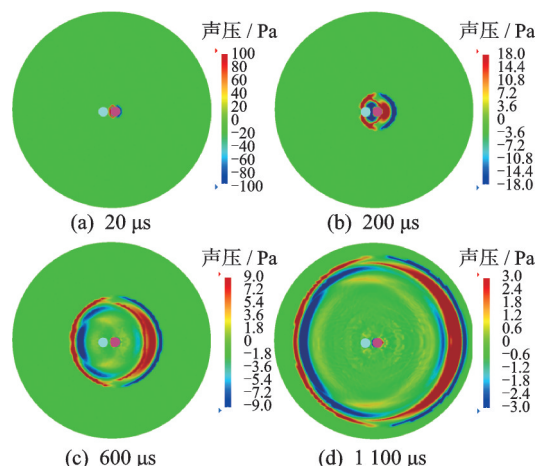


图7 弹性球壳碰撞噪声辐射声场云图

Fig.7 Sound field radiated by collision noise of elastic spherical shell

3 弹性球壳冲击噪声测量

为验证采用瞬态冲击噪声预报方法的有效性,笔者设计了一个简易的试验装置,用于测量球壳体碰撞噪声辐射声场中特殊位置处的声压值。图 8 为噪声测量试验装置及俯视布局示意图。为减少环境噪声对试验的干扰,本试验在半消音室内进行。2 个球壳通过细绳与粘贴在球壳顶部中心点的塑料吸盘连接并悬挂在钢管架上,在初始静止时刻,2 个球壳的几何中心位于同一高度且相邻悬挂细绳间的距离恰好等于球壳的直径。将主动球壳用细绳牵引并提升至一定高度后固定,试验前尼龙绳处于绷紧状态,待球壳静止,确保试验过程中主动球壳释放之前无初速度后剪断细绳,让主动球壳自由下落。为了使主动球壳在下落至最低点时的水平速度为 1 m/s,需要将主动球壳提起的角度 α 调整为 26.1° 。主动球壳在运动过程中取得最大水平速度时,与另一个静态被

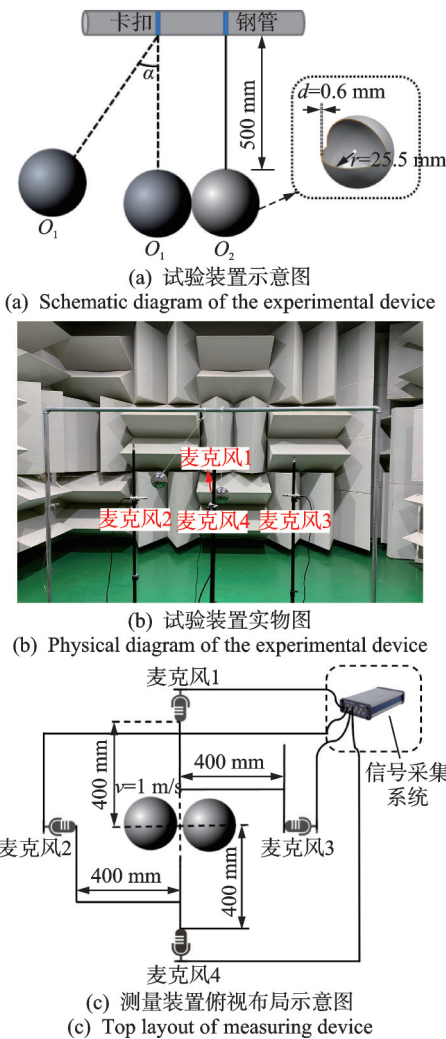


图 8 噪声测量试验装置及俯视布局示意图
Fig.8 Experimental device and layout of radiated noise measurement

动球壳碰撞,2 个弹性球壳碰撞后获得一定的加速度,同时向外辐射噪声。试验开始前,选取以碰撞点为中心并与地面平行的平面作为测量面,布置了 4 个麦克风用于采集球壳碰撞时辐射的声压。其中:麦克风 1 和 4 用于测量垂直于碰撞方向辐射噪声的声压值;麦克风 2 和 3 用于测量碰撞方向上辐射噪声的声压值;信号采集系统用于处理并保存麦克风接收的信号。麦克风主要参数指标如表 2 所示。

表 2 麦克风主要参数指标	
Tab.2 Main parameters of microphone	
参数	数值
直径/mm	13.2
频响范围/Hz	20~20 000
长度/mm	85
开路灵敏度/(mV·Pa ⁻¹)	50
输出阻抗/ Ω	<110
动态范围/dB	20~146
温度环境/ $^\circ\text{C}$	-35~80

4 结果与讨论

为了更好地掌握球壳碰撞瞬态声辐射特性,以测点 2 为例,使用高斯加权移动平均滤波器对噪声数据进行平滑处理,测点 2 时域声压及滤波声压如图 9 所示。

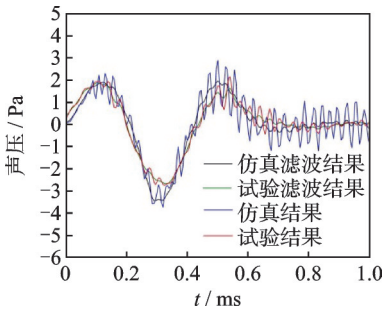


图 9 测点 2 时域声压及滤波声压
Fig.9 Time domain sound pressure and filtered sound pressure of measuring point 2

对比分析了厚度为 0.6 mm、直径为 51 mm 的球壳发生弹性碰撞后,分布在各方向上的不同麦克风节点位置处弹性球壳碰撞噪声辐射声压时间历程曲线如图 10 所示。分析可知,采用有限元结合边界元法求解得到的数值模拟结果与试验测试结果吻合较好。仿真计算辐射声压值略大于实际测试值,主要原因是由于在主动球壳自由下落的过程中,球壳受到空气阻力的影响,发生弹性碰撞时主动球壳的水

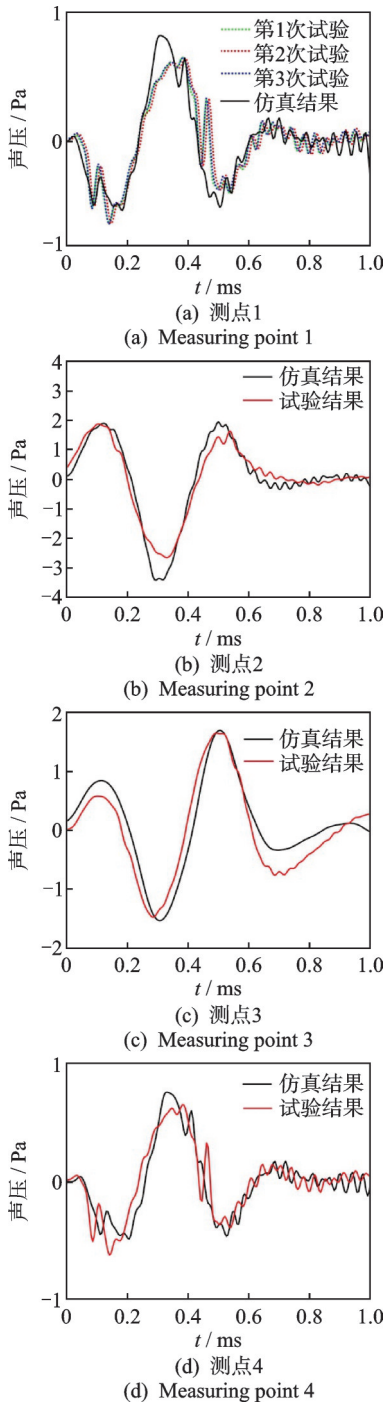


图10 弹性球壳碰撞噪声辐射声压时间历程曲线

Fig.10 Comparison of time history curves of acoustic pressure radiated by impact noise of elastic spherical shell

平速度小于数值模型中主动球壳定义的速度。另外,在测量球壳向上提起的角度时存在测量误差,导致结果偏小。为了减小测量误差,在相同试验条件下进行多次测量。以测点1为例,分析可知其3次测量数据基本吻合,保证了试验数据的准确性。

图11为测点2弹性球壳碰撞噪声辐射声压频谱。可见,球壳碰撞冲击瞬态噪声能量主要集中在频段2 kHz~3 kHz内,对比球壳的固有频率可知,

球壳碰撞前期产生的加速度噪声为冲击噪声能量的主要贡献者,球壳自由振动产生自鸣噪声、但噪声能量相对较小。观察图7和图10可以发现,在球壳碰撞方向上声压幅值较大,靠近主动球壳位置处的麦克风2接收到的辐射声压最大,垂直于碰撞方向上的辐射声压较小且具有对称性。

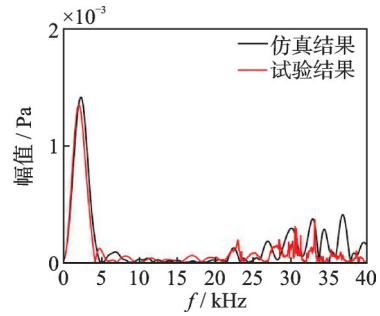


图11 测点2弹性球壳碰撞噪声辐射声压频谱

Fig.11 Spectrum of radiated sound pressure at measuring point 2 of impact noise of elastic spherical shell

4.1 球壳直径对碰撞噪声的影响

为了研究球壳直径大小对瞬态冲击噪声的影响,基于试验结果对比分析了厚度相同(0.6 mm)、但直径不同的球壳在相同冲击速度条件(1 m/s)下球壳碰撞辐射声压的变化情况。图12和图13分别为测点2位置处不同直径球壳碰撞辐射声压时间历程曲线和声压频谱。可以看出,碰撞冲击辐射声压随着球壳直径的增大而增大,噪声能量集中的频段随着直径的增大逐渐转移到低频。Koss等^[5]给出了实心球体碰撞方向上的强声压信号经傅里叶变换,球体半径 a 和频率轴变换峰频率 f 之间的近似关系为

$$f = 76.1/a \quad (13)$$

笔者经过球壳碰撞试验,测量分析后得到与式(13)相近的关系,即

$$f = 50.9/a_1 \quad (14)$$

其中: a_1 为球壳的外径。

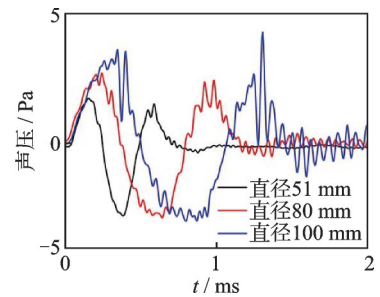


图12 不同直径球壳碰撞辐射声压时间历程曲线

Fig.12 Time history curve of impact radiation sound pressure of spherical shells with different diameters

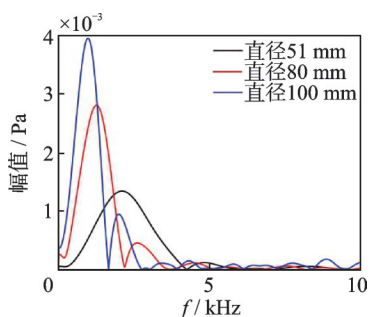


图13 不同直径球壳碰撞辐射声压频谱

Fig.13 Spectrum of impact radiation sound pressure of spherical shells with different diameters

在相同尺寸条件下,误差的原因在于:①球壳质量比实心球质量小,在下落过程中球壳的运动状态受到的空气阻力影响更大,导致振荡幅度降低;②实心球的固有频率高于球壳固有频率。

4.2 球壳厚度对冲击碰撞噪声的影响

图14为不同厚度球壳碰撞刚体加速度时间历程曲线。由图可知,在弹性接触碰撞条件下,接触冲击时间不随着球壳厚度变化。球壳碰撞冲击后产生的刚体加速度大小随着球壳厚度的增加而增大,原因是球壳质量增加导致碰撞速度增大。

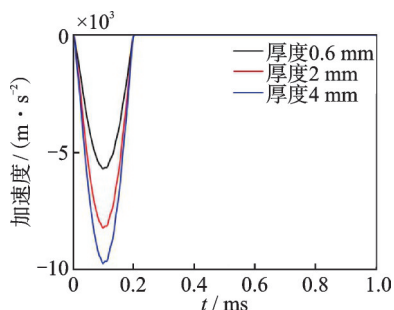


图14 不同厚度球壳碰撞刚体加速度时间历程曲线

Fig.14 Acceleration time history curve of spherical shell rigid body with different thickness

图15为测点2位置处不同厚度球壳碰撞辐射

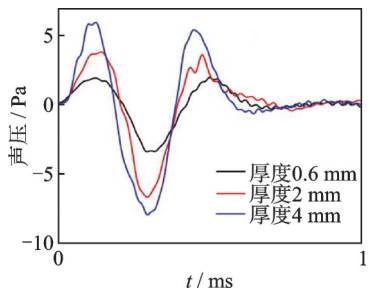


图15 不同厚度球壳碰撞辐射声压时间历程曲线

Fig.15 Time history curve of radiated sound pressure of spherical shells with different thickness

声压时间历程曲线。由图可知,随着球壳厚度的增加,碰撞冲击噪声峰值会逐渐增大。

4.3 主动球壳冲击速度对碰撞噪声的影响

图16为相同球壳在不同冲击速度下球壳刚体加速度时间历程曲线。可见,在球壳弹性接触碰撞范围内,球壳由于碰撞冲击所产生的刚体加速度与主动球壳冲击速度成正比。

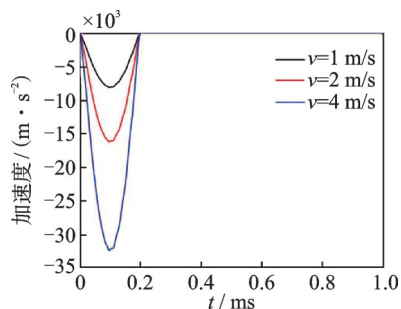


图16 不同冲击速度下球壳刚体加速度时间历程曲线

Fig.16 Time history curve of spherical shell rigid body acceleration at different impact speeds

图17为测点2位置处不同冲击速度辐射声压时间历程曲线。可见,碰撞冲击辐射声压与冲击速度成正比。

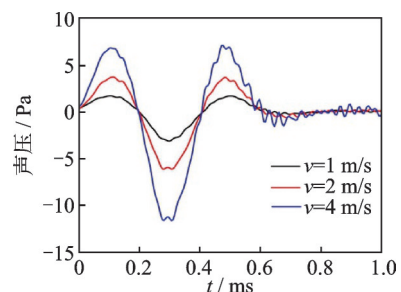


图17 不同冲击速度辐射声压时间历程曲线

Fig.17 Time history curve of radiated sound pressure at different impact velocities

5 结 论

1) 联合时域有限元与时域边界元2种数值仿真方法,建立了一种弹性球壳碰撞瞬态噪声时域特征仿真模型。通过数值求解重现了球壳碰撞瞬态噪声的辐射声场。分析球壳碰撞噪声机理可知,球壳碰撞冲击噪声主要由球壳加速度辐射产生。球壳碰撞冲击噪声传播规律表现为:在碰撞冲击方向,辐射噪声幅值较大,垂直于碰撞冲击方向的辐射噪声幅值较小且具有对称性。

2) 由试验测试结果和仿真计算结果可知,试验测试结果与仿真计算结果吻合较好。在此基础上分析

了球壳直径、厚度以及主动球壳冲击速度对球壳碰撞冲击的影响。结果表明,在弹性接触碰撞条件下,球壳碰撞时产生的刚体加速度以及辐射声压与冲击速度成正比,接触时间不随冲击速度变化。随着球壳厚度的增加,碰撞冲击噪声峰值逐渐增大。随着球壳直径增大,碰撞冲击噪声幅值逐渐增大,噪声能量集中的频段由高频逐渐转移到低频。与常规频域间接法相比,笔者建立的数值模拟和试验方法能够更为直观地分析瞬态冲击噪声变化规律,在装备冲击噪声评估及控制领域具有较大的实际应用价值。

参 考 文 献

- [1] 杨日杰,高学强,韩建辉,等.现代水声对抗技术与应用[M].北京:国防工业出版社,2008:2-5.
- [2] 庞福振,王洪富,缪旭弘,等.瞬态冲击载荷下双层加筋圆柱壳水下声辐射研究[C]//第十八届船舶水下噪声学术讨论会论文集.昆明:中国造船工程学会船舶力学学术委员会,2021:378-388.
- [3] 张洋.非稳态声场预测与重建的时域边界元法及其非稳定性研究[D].合肥:合肥工业大学,2018.
- [4] RICHARDS E J, WESTCOTT M E, JEYAPALAN R K. On the prediction of impact noise, I: acceleration noise [J]. *Journal of Sound and Vibration*, 1979, 62(4): 547-575.
- [5] KOSS L L, ALFREDSON R J. Transient sound radiated by spheres undergoing an elastic collision [J]. *Journal of Sound and Vibration*, 1973, 27(1): 59-75.
- [6] MEHRABY K, KHADEMHOSEINI-BEHESHTI H, POURSIINA M. Impact noise radiated by collision of two spheres: comparison between numerical simulations, experiments and analytical results [J]. *Journal of Mechanical Science and Technology*, 2011, 25(7): 1675-1685.
- [7] XIAO W, YANG G, HU D, et al. Investigation on impact noise radiated by the elastic collision of multiple spheres [J]. *Journal of Vibration and Control*, 2021, 27(21/22): 2642-2653.
- [8] LI Y G, CHEN T N, WANG X P, et al. Theoretical and numerical investigation on impact noise radiated by collision of two cylinders [J]. *Journal of Mechanical Science and Technology*, 2014, 28(6): 2017-2024.
- [9] TROCCAZ P, WOODCOCK R, LAVILLE F. Acoustic radiation due to the inelastic impact of a sphere on a rectangular plate [J]. *Journal of the Acoustical Society of America*, 2000, 108: 2197-2202.
- [10] ROSS A, OSTIGUY G. Propagation of the initial transient noise from an impacted plate [J]. *Journal of Sound and Vibration*, 2007, 301(1/2): 28-42.
- [11] PARK S, KWAK Y, KIM D, et al. Vibro-acoustic modeling of roof panels for analysis of sound radiation from droplet impact [J]. *Journal of the Acoustical Society of America*, 2017, 141(5): 3576.
- [12] CHO J R, LEE H W, JEONG W B. Numerical simulation of radiation noise of 3-D smooth tire using the rebound excitation force at the bending front [J]. *Journal of Mechanical Science and Technology*, 2017, 31(7): 3371-3377.
- [13] KIM T M, KIM J T, KIM J S. SEA-FEM hybrid analysis for predicting inter-floor impact noise [J]. *Applied Acoustics*, 2018, 129: 397-407.
- [14] YANG Z, BOOGAARD A, CHEN R, et al. Numerical and experimental study of wheel-rail impact vibration and noise generated at an insulated rail joint [J]. *International Journal of Impact Engineering*, 2018, 113: 29-39.
- [15] TORSTENSSON P T, SQUICCIARINI G, KRÜGER M, et al. Wheel-rail impact loads and noise generated at railway crossings-influence of vehicle speed and crossing dip angle [J]. *Journal of Sound and Vibration*, 2019, 456: 119-136.
- [16] LIANG L Y, CHEN S M, LI P R. The evaluation of vehicle interior impact noise inducing by speed bumps based on multi-features combination and support vector machine [J]. *Applied Acoustics*, 2020, 163: 107212.
- [17] DU C A, SILVESTRI P. Experimental and numerical vibro-acoustic investigation on a trimmed car door to analyze slamming event [J]. *Applied Acoustics*, 2020, 166: 107380.
- [18] MA X D, ZHANG Y, SHAO S Z. Theoretical analysis of impact noise based on the transient boundary element method and its application in offshore drilling [J]. *Journal of Coastal Research*, 2020, 106: 650-654.
- [19] MALECKII, BELLERT I. Physical foundations of technical acoustics [M]. Amsterdam: Elsevier, 1969: 189-191.
- [20] HALLQUIST J O. LS-DYNA theory manual [M]. Livermore: Livermore Software Technology Corporation, 2006: 489-494.



第一作者简介:陈添宝,男,1996年10月生,硕士生。主要研究方向为舰船噪声振动控制。

E-mail: 1056239312@qq.com

通信作者简介:彭子龙,男,1988年7月生,博士、副教授。主要研究方向为水下目标声学特性及探测、舰艇动力设备减振降噪等。

E-mail: zlp_just@sina.com