

DOI: 10.7652/xjtuxb201511023

车门实际关闭工况的密封条隔声性能仿真

高云凯, 杨肇通, 冯海星, 王士辉, 邱娜

(同济大学汽车学院, 201804, 上海)

摘要: 针对车门密封条隔声的研究主要集中于二维截面单一工况的垂向压缩, 很少考虑车门关闭过程中所受切向力影响的问题, 以某挖掘机车门系统的实际关闭工况为边界条件开展了研究, 同时提出弯曲段与直线段密封条的三维模型, 并由此获取了密封条在不同压缩率下的变形特性, 包括车门闭合时密封条同时产生的垂向压缩与切向滑移特性, 部分位置出现的扭曲特性, 以及完全压缩状态下的密封条内表面接触隔断出新的声腔等。基于密封条三维模型的预应力模态、利用模态叠加法计算了混响室-消声室下的密封条的隔声量, 结果表明: 随密封条压缩率的增加, 隔声性能提升但增速逐渐减缓; 隔声性能因新声腔的形成而显著提升; 车门与密封条之间的细小缝隙会大幅削弱密封条的隔声性能。该结果对车门密封间隙的设计以及密封条的截面形状、压缩负荷研究具有指导意义。

关键词: 模态叠加法; 隔声量; 压缩率; 密封间隙

中图分类号: U463.83 **文献标志码:** A **文章编号:** 0253-987X(2015)11-0142-07

Sound Insulation Property Simulation of Door Weatherstrip Considering Practice Working Condition

GAO Yunkai, YANG Zhaotong, FENG Haixing, WANG Shihui, QIU Na

(Automobile College, Tongji University, Shanghai 201804, China)

Abstract: The existing work on door weatherstrip sound insulation performance mainly focuses on the vertical compression of its two-dimensional cross-section with a single compression ratio, but tangential force is seldom taken into consideration in the door closing process. For the door system of an excavator cabin, three-dimensional models of curved and straight weatherstrip sections are established and their distortion characteristics are acquired with different compression ratio. The characteristics include both compression and sliding states, and distortion at some parts of the weatherstrip. A new acoustic cavity is generated since the internal surface is self-interacted under full compression. By acquiring prestressing modal of the three-dimensional weatherstrip model, mode superposition is carried out to gain the sound insulation value in reverberation and anechoic chamber. The results indicate that the sound insulation value of weatherstrip increases at a decreased rate as the compression ratio increases, a small leakage causes serious leaking noise. Furthermore, the sound insulation increases obviously due to the generation of a new acoustic cavity. These results can be used to guide designing door sealing clearance and investigating cross-section shape of weatherstrip and compression load.

Keywords: modal superposition method; sound insulation value; compression value; sealing clearance

收稿日期: 2015-01-19。 作者简介: 高云凯(1963—),男,教授,博士生导师。 基金项目: 国家重点基础研究发展规划资助项目(2011CB711203);上海汽车工业科技发展基金会资助项目(SAISTDF/12-07)。

网络出版时间: 2015-08-13

网络出版地址: <http://www.cnki.net/kcms/detail/61.1069.T.20150813.1018.014.html>

在机械领域,密封条被广泛应用于多种子系统间的连接以填充缝隙、均布压力以及增加接触,车门密封条不仅防水、防尘,还在隔声与隔振方面起到了重要的作用^[1-3]。正确安装合适的密封条可以明显降低驾驶室的噪声^[4]。

密封条隔声的仿真一直是密封条性能研究的重点之一,如 Andro 等以密封条的二维截面作为对象的研究表明,基于压缩后的密封条隔声性能仿真与试验结果吻合良好^[1];Kim 等同样以密封条的二维模型为对象,揭示了轿车在行驶过程中内外压力差对隔声性能的影响^[2];高云凯等通过对密封条某段直线段的仿真,研究了压缩率对隔声性能的影响^[3]。这些大多采用密封条的二维截面作为研究对象,采用三维模型的仅研究了直线段密封条法向压缩。实际车门开闭工况的研究表明:不同位置密封条的压缩状态往往有较大的差异^[5-6],主要原因有:车门-门框系统的间隙并非是一个平面;车门关闭过程中沿铰链的转动使得靠近铰链位置的密封条先被压缩,从而影响远端密封条的压缩状态;车门转角位置的密封条在关门过程中存在扭曲的现象。

文献[7-9]通过实车试验表明:远离车门铰链且位于车门锁机构上端区域的密封条隔声性能相对较差,以转角位置的声贡献最大,垂向方向的次之,水平方向的相对较小^[7]。由模型与样机的观察显示,顶盖横梁 A/B 柱与顶盖纵梁的接头位置存在缝隙,见图 1,这些缝隙会削弱密封条本应具有的隔声性能。

本文以某中型挖掘机驾驶室的车门密封条为对象,利用密封条与车门-门框系统的三维模型,分析了车门-门框系统边角部位的变形特征、隔声特性以及接头位置缝隙对密封条隔声的影响,同时与二维模型仿真结果进行了可信度对比。

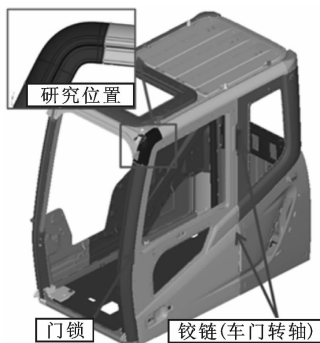


图 1 挖掘机整体结构示意图与研究对象位置

1 模型推导与理论依据

1.1 多层板隔声性能的理论分析

由于密封条的截面形状复杂,基于实际外形的理论分析比较困难,所以需对模型进行简化^[10]。相关研究显示:声波在密封条内部的传播可以忽略,密封条隔声性能与声波的入射角度无关^[11]。据此,可采用薄板模型作为密封条隔声的简化模型,并且忽略密封条的厚度影响。对于单层薄板,设入射声波、反射声波的声压值分别为 P_{1i} 、 P_{1r} ,投射声波为 P_{2t} ,且从入射到反射的方向为正方向,则单位面积薄板的运动学方程以及质点速度连续方程分别为^[12]

$$M \frac{dv}{dt} = (P_{1i} + P_{1r}) - P_{2t} \quad (1)$$

$$v = \frac{(P_{1i} - P_{1r})}{R} = \frac{P_{2t}}{R} \quad (2)$$

式中: M 为单位面积密封条的质量; v 为薄板的运动速度; $R = \rho_0 c_0$ 为空气的阻抗。根据上式,薄板两侧的声压比为

$$\frac{P_{1i}}{P_{2t}} = 1 + \frac{j\omega M}{2R} \quad (3)$$

式中: $\omega = 2\pi f$ 为入射声(波)的角频率。又因传递损失 $L_T = 10\lg(1/t_p)$,故单层薄板隔声量

$$L_T = -10\lg \left| \frac{P_2}{P_1} \right|^2 = 10\lg \left| \frac{j\omega M}{2R} + 1 \right|^2 \quad (4)$$

类似地,可以推出双层薄板隔声量

$$L_T = -10\lg \left| \frac{P_3}{P_1} \right|^2$$

且 $|P_1/P_3|$ 满足

$$\left| \frac{P_1}{P_3} \right| = \left| \left(\frac{j\omega M_1}{2R} + 1 \right) \left(\frac{j\omega M_2}{2R} + 1 \right) e^{jkD} - \left(\frac{j\omega M_1}{2R} \right) \left(\frac{j\omega M_2}{2R} \right) e^{-jkD} \right| \quad (5)$$

式中: M_1 、 M_2 分别是第一块板和第二块板的单位面积质量; D 为两板的间距; $k = \omega/c_0$ 为波数。

同理,对于三层薄板隔声量计算式中的 $|P_1/P_4|$ 满足

$$\begin{aligned} \left| \frac{P_1}{P_4} \right| = & \left| \left(\frac{j\omega M_1}{2R} + 1 \right) \left(\frac{j\omega M_2}{2R} + 1 \right) \left(\frac{j\omega M_3}{2R} + 1 \right) \cdot \right. \\ & e^{jk(D_1+D_2)} - \left(\frac{j\omega M_1}{2R} + 1 \right) \left(\frac{j\omega M_2}{2R} \right) \left(\frac{j\omega M_3}{2R} \right) e^{jk(D_1-D_2)} - \\ & \left. \left(\frac{j\omega M_1}{2R} \right) \left(\frac{j\omega M_2}{2R} \right) \left(\frac{j\omega M_3}{2R} + 1 \right) e^{jk(-D_1+D_2)} + \right. \\ & \left. \left(\frac{j\omega M_1}{2R} \right) \left(\frac{j\omega M_2}{2R} \right) \left(\frac{j\omega M_3}{2R} \right) e^{jk(-D_1-D_2)} \right| \quad (6) \end{aligned}$$

式中: M_1 、 M_2 、 M_3 分别是第一、第二、第三块板的单

位面积质量; D_1 、 D_2 为三板两两间距。

1.2 隔声量计算及预应力的影响

在声场的作用下,密封条会产生振动,从而改变声波的传递特性。隔声量的计算核心是求解密封条在声场作用下的频率响应,本文采用模态叠加法/模态频率响应法计算声学有限元模型。模态法的优势在于把动力学方程转换至模态空间进行求解,这样可缩减问题规模,提高运算效率。

系统受到外载荷 f 激励的运动方程为

$$[M]\{\ddot{\delta}(t)\} + [C]\{\dot{\delta}(t)\} + [K]\{\delta(t)\} = \{P(f)\}e^{j\omega t} \tag{7}$$

式中: $\delta(t)$ 为节点位移; $[M]$ 、 $[C]$ 、 $[K]$ 分别为系统的质量矩阵、阻尼矩阵与刚度矩阵。节点位移与模态坐标存在如下对应关系

$$\{\delta\} = [\varphi]\{\xi(f)\}e^{j\omega t} \tag{8}$$

式中: $\{\xi(f)\}$ 为转化后的模态坐标; $[\varphi]$ 为模态向量矩阵。利用振型的正交特性,用广义质量矩阵、广义阻尼矩阵和广义刚度矩阵表达运动方程,将式(8)代入式(7)进行简化并解耦,可得

$$[\varphi]^T\{P(f)\} = -f^2[\varphi]^T[M][\varphi]\xi(f) + jf[\varphi]^T[C][\varphi]\xi(f) + [\varphi]^T[K][\varphi]\xi(f) \tag{9}$$

式中: $[\varphi]^T[M][\varphi]$ 、 $[\varphi]^T[C][\varphi]$ 、 $[\varphi]^T[K][\varphi]$ 分别为模态广义质量矩阵、广义阻尼矩阵和广义刚度矩阵; $[\varphi]^T\{P(f)\}$ 为模态的力向量。由于 3 个模态广义矩阵均为对角阵,没有耦合运动方程中的非对角元素,所以可将其转化为一系列的非耦合单自由度系统,即

$$-f^2m_i\xi_i(f) + jfc_i\xi_i(f) + k_i\xi_i(f) = p_i(f) \tag{10}$$

式中: m_i 、 c_i 、 k_i 分别为第 i 阶模态质量、模态阻尼、模态刚度; p_i 为第 i 阶模态力。兼顾计算的时间和准确性,选取分析频率范围的 2~3 倍为模态计算的截止频率^[3]。

当外界载荷 $\{P(f)\}=0$ 时,式(7)的特征方程为

$$(-f^2[M] + f[C] + [K])[\varphi] = 0 \tag{11}$$

此时的 $[\varphi]$ 可以表示系统的特征向量。求解式(11)可以得到系统的固有频率/特征值以及对应的振型/特征向量。应力作用下密封条动态特性与无应力作用有所不同,故式(11)可转化为

$$(-f^2[M] + f[C] + ([K] + [K_D]))[\varphi] = 0 \tag{12}$$

式中: $[K_D]$ 为载荷引起的刚度矩阵。系统在预应力的作用下,固有频率会产生显著的变化,系统响应也会受到预应力的影响,亦即密封条的隔声特性会受到压缩状态的影响。

2 密封条受压预应力与模态仿真

2.1 研究对象、材料模型与边界条件

大量研究表明,以整个车门为对象,不同位置密封条受压后状态不同^[5-6,13-14]。车门在闭合时,密封条的边角存在比较严重的扭曲及较强的应力^[5-6],其中以远离车门轴且位于车门锁机构上端区域的密封条的隔声性能较差^[7],即转角位置的声贡献最大,垂直方向的次之,水平方向的相对较小。

取车门轴远端门锁上部接头位置的密封条为对象,见图 2,并将此处的密封条等分为每段长约 240 mm 的 3 段,其中:第一段主要包括车门轴远端上接头的弯曲段,涵盖了接头处纵向与横向的 2 个连接缝隙,下文称 1 段;第二段密封条位于接头位置的下方,下文称 2 段;第三段密封条是靠近接头位置的平直段,下文称 3 段。



图 2 密封条研究对象

密封条由三元乙丙橡胶制造(EPDM),一般可以分为海绵橡胶及密实橡胶两部分。本文的研究对象是一种单道密封条,该密封条完全由海绵橡胶制成。海绵橡胶具有开放或封闭边缘且与固体结构或板结构互联,是一种各向同性的非线性材料,在压缩过程中能承受较大的弹性变形,应变可达 90% 以上。这里选取 ABAQUS 软件中的发泡材料(Odgen 模型)作为密封条材料的本构模型。

海绵橡胶的应力-应变数据参数^[4]如表 1 所示。

表 1 橡胶单轴拉伸应力-应变数据

应变	0.03	-0.03	-0.09	-0.15	-0.21
应力/MPa	0.07	-0.07	-0.17	-0.34	-0.56

车门-门框系统通过铰链连接,开门角度为 10°。边界条件按照真实的车门开闭设置:铰链的轴线与 Z 轴平行,见图 3;密封条的边缘突触粘接于车门内板,即车门内板约束了接触位置所有的平动和转动自由度;压缩过程中门框通过绕铰链反向转动来压缩密封条。

2.2 压缩过程与预应力模态的分析

由于仿真基于车门的实际运动,所以压缩量的控制选用车门铰链的转动角度作为变量。定义 5 项



图 3 挖掘机车门运动边界条件

工况 I ~ V (见表 2), 其中 I ~ III 的压缩率分别为 10%、20%、30%, IV 为实际关门工况, V 为密封条充分压缩工况。压缩率

$$R_c = \frac{L_0 - L_f}{L_0} \times 100\%$$

(13)

式中: L_0 、 L_f 分别为密封条初始状态与压缩后状态

表 2 边界条件的定义与对应工况

密封条 分段编号	I		II		III		IV		V	
	压缩 量/mm	车门转 角/(°)	压缩 量/mm	车门转 角/(°)	压缩 量/mm	车门转 角/(°)	压缩 量/mm	车门转 角/(°)	压缩 量/mm	车门转 角/(°)
1	1.96	9.57	3.91	9.72	5.87	9.88	7.92	10	8.91	10.07
2	1.94	9.63	3.87	9.77	5.81	9.89	7.37	10	8.70	10.09
3	1.93	9.36	3.86	9.58	5.79	9.81	7.41	10	8.68	10.11

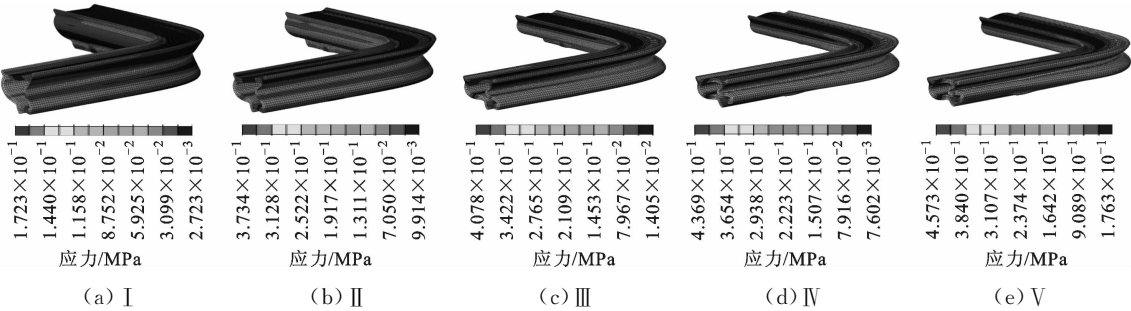


图 4 1 段密封条的压缩状态与应力云图

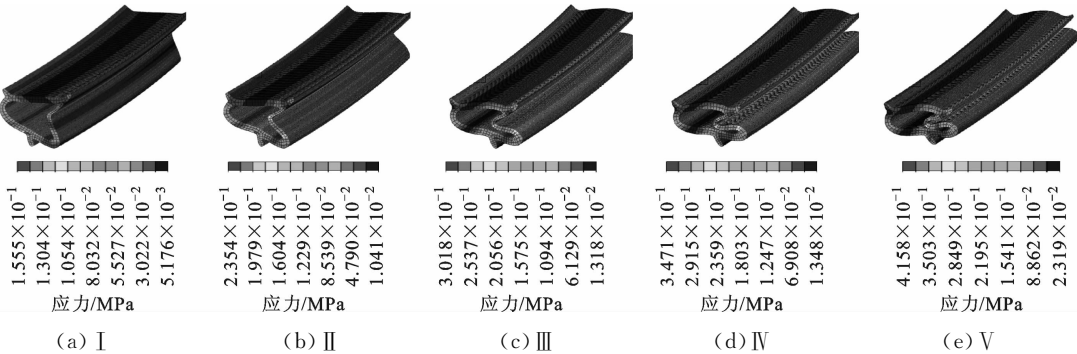


图 5 2 段密封条的压缩状态与应力云图

的高度。压缩率与车门铰链的转动角度的关系如表 2 所示。实际关门位置的压缩量视密封条位置的不同而略有差异,其中 1 段的压缩率为 42%,2 段的压缩率为 38%,3 段的压缩率为 39%。

不同压缩率下密封条变形后的形状与应力分布见图 4、图 5。观察密封条最大位移(见图 6)与最大应力(见图 7)统计图知,密封条的最大应力随着密封条压缩率的增加而增大,且增量逐渐缩小。在实际压缩过程中,密封条本身弯折的位置首先向内表面下方靠近,接着内部的上下表面才逐渐接近。这是密封条一方面沿接触面法向被压缩,另一方面又沿着接触面横向滑动所导致。另外,部分位置密封条其内部空腔并非呈现出均匀压缩的特征,即端面接触、中部弯折区域仍保持联通,见图 8。此现象充分证明了基于三维模型与车门实际开闭工况模拟密封条受压情况的重要性及其参考价值。

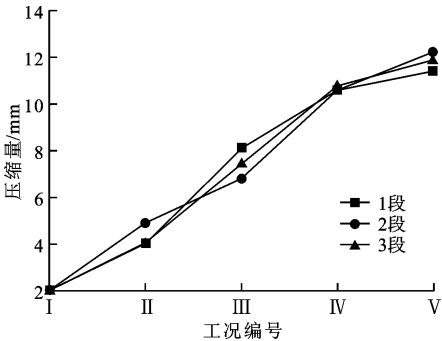


图 6 密封条受压最大位移

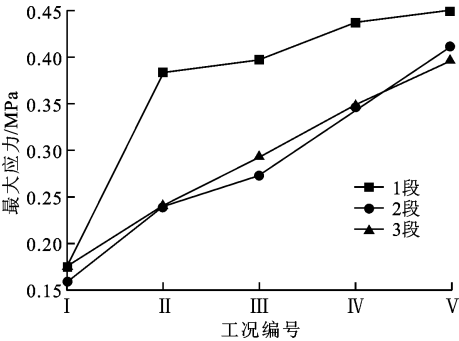
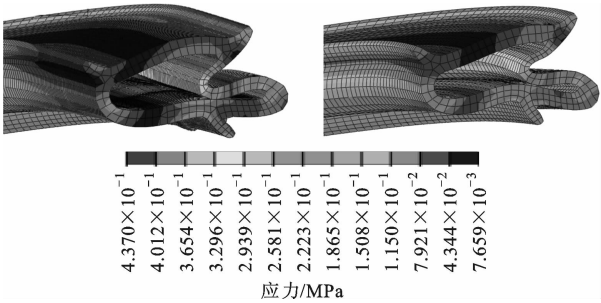


图 7 密封条受压最大应力



(a) 端面 (b) 中部弯折区域

图 8 1 段在安全压缩状态下的受压情况

利用 Lanczos 方法计算上述各工况 0~4 000 Hz 的密封条约束模态,并作为后续模态法计算隔声量的输入。各工况的一阶模态频率如表 3 所示。可以发现:密封条一阶模态在局部压缩状态下频率较高且逐渐增加,随着密封条的充分压缩,该模态频率有所降低;密封条在压实状态下的模态频率进一步升高。这不仅符合各阶频率均随着预压应力区域的

表 3 各工况预应力模态一阶频率

密封条 分段编号	频率/Hz				
	I	II	III	IV	V
1	175.9	422.9	64.247	65.62	100.9
2	136.7	408.8	81.972	50.01	123.7
3	136.8	254.4	79.811	42.42	125.3

增大而减小的结论^[15],也符合频率随着预应力的增大而增大的规律。

3 密封条隔声性能分析

密封条在压实状态由于内表面出现了接触而分隔出新的声腔,一般实验与仿真将其忽视。因此,选取 2 段密封条分别对Ⅳ(正常压缩)和Ⅴ(压实)的状态进行计算对比。由于这 2 个工况密封条的受压形状相似,几何尺寸变化小,所以易于在单一变量下对比隔声量的变化。2 段Ⅳ下的隔声系统可认为由相距 10.19 mm 的两层板组成,2 段Ⅴ可认为隔声系统由相距 3.04 mm、9.02 mm 的三层板构成,见图 9。

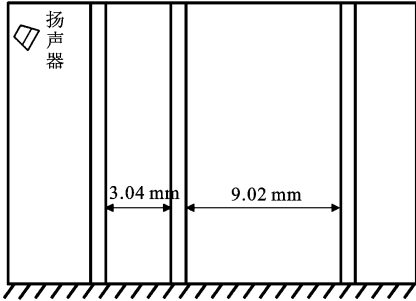


图 9 三层板隔声理论模型

将已知的几何及物理参数分别代入双层板隔声公式(5)以及三层板隔声公式(6)中进行计算,得到双层板及三层板的隔声量均方根值(20~2 000 Hz)分别为 98.03 dB 与 223.4 dB,三层板系统的隔声量比双层板系统高 1.2 倍。经理论分析知:三层板隔声系统相比双层板隔声系统的隔声量显著提升。

3.1 密封条隔声仿真计算

根据参考标准 SAE J1400 汽车材料与配件隔声性能的实验室测量方法^[16],通过混响室-消声室法来评价密封条的隔声性能,见图 10。根据混响室-消声室法、利用 LMS Virtual Lab 软件建立密封条的隔声仿真模型,同时定义车门外侧的声腔为混响室,车门内侧的声腔为消声室,并将各部分声腔与对应密封条表面进行耦合。通过入射到密封条表面的声功率与透过密封条的声功率来计算密封条的传递损失

$$L_T = 10 \lg \frac{W_i}{W_o} \tag{14}$$

式中: W_i 是混响声场入射到密封条上的声功率; W_o 为透过过密封条的声功率。

以密封条隔声仿真模型为基础,根据 1.4 节计算的预应力模态分析结果,基于模态叠加法计算了

预应力状态下密封条的隔声量(20~2 000Hz)。密封条的内部声腔是值得关注的对象,压缩状态下内表面出现接触的位置实际起到了隔断声腔的作用,在建模过程中需要进行如图 11 所示的处理。

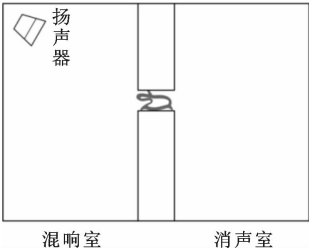


图 10 混响室-消声室法示意



图 11 1 段密封条内部声腔局部示意

3.2 压缩率对隔声性能的影响

利用 Virtual Lab 软件、基于模态叠加法计算了各工况在 20~2 000 Hz 频率范围内的密封条隔声量。压缩率对隔声性能的影响见图 12。可以看出:密封条的隔声量随着压缩率的增加而增大,压缩率超过 20%后隔声性能的增长减慢。在车门正常关闭的状态下,密封条内部声腔仍然联通,进一步压缩后密封条的内表面出现接触。密封条处于完全压缩状态下时,由于内声腔密封条被压缩而分割成 2 个部分,密封条的隔声性能的增长率明显增加。与理论分析的结果相比,内表面接触后密封条隔声性能同样显著提升,但是提升幅度明显小于理论分析值。这是 2 个因素所导致的:密封条内表面接触仅部分影响了密封条截面,新分隔出的声腔截面对应的密封条界面总高度有限;实际压缩过程中内表面的接触并未使密封条的上、下表面完全融合,其隔声性能不如理论分析中的完整板件。

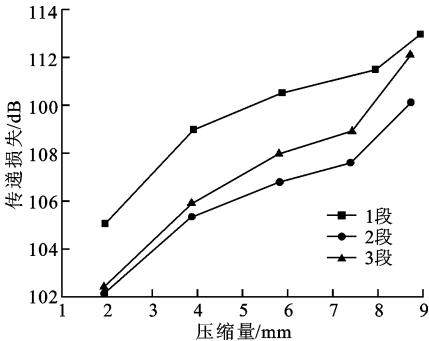


图 12 压缩率对隔声性能的影响

通过研究可以发现:在大变形状态下,密封条内部声腔如果被分隔成两部分,则其隔声性能将会显著提高。因此,改变密封条内部结构、增加内表面接触的可能性或增加密封条压缩量,均可提高密封条

的隔声性能。

3.3 接头缝隙对隔声性能的影响

如图 13 所示,由于接头位置存在缝隙,所以密封条在此处呈现出与平整位置不同的压缩状态。尽管橡胶具有一定的弹性,但是由于缝隙较深使得实际压缩状态下此处必然存在噪声泄漏的情况。根据密封条压缩后的状态,以实际的门框模型作为边界条件,可以获得缝隙位置的声腔模型,见图 14。

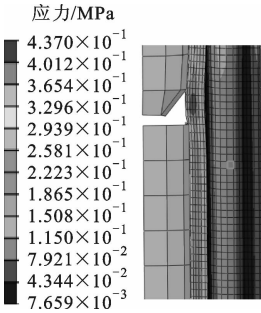


图 13 接头缝隙位置的密封条变形情况

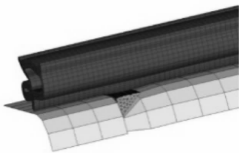


图 14 实际缝隙 φ=7.6 mm 的声腔模型

以实车的焊缝为依据,对缝隙进行处理,使缝隙的尺寸逐渐缩小,其径向尺寸 φ 分别为 7.6 mm、6.3 mm、3.6 mm、1.6 mm、1.2 mm,见图 15。存在缝隙时密封条的隔声性能测量结果见图 16,其中 φ=7.6 mm 为实际缝隙。

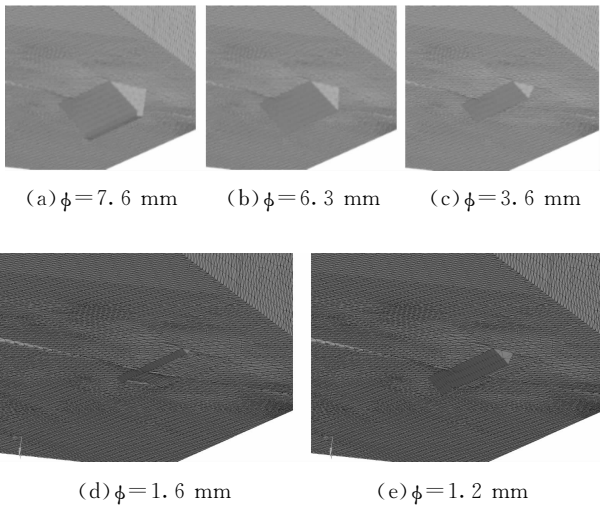


图 15 经焊缝处理后的缝隙尺寸示意

由图 16 可以看出,接头缝隙的泄漏噪声严重削弱了密封条弯曲段的隔声量。缝隙的泄漏噪声使得对应段密封条的隔声量损失超过 90%;缝隙减小,泄漏噪声略微减小;缝隙极小(φ=1.2 mm、体积 8.8 mm³)时,泄漏噪声使得对应段密封条隔声量损失达 90%以上;完全封堵接头缝隙能有效提高密封条隔声量。

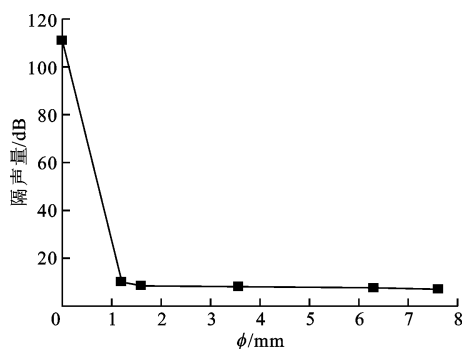


图 16 接头缝隙对应的隔声量

4 结 论

依据密封条的非线性压缩仿真确定了密封条在实际工况下的变形与预应力模态,基于模态叠加法与混响室-消声室法求解出密封条在不同压缩量下的隔声性能。研究表明:随着密封条压缩量的增加,密封条的隔声量逐渐增加,但是增量逐渐减小;在密封条内表面发生自接触,内声腔被分割成两部分时,密封条的隔声量显著增加;缝隙减小,密封条隔声量略有增加,但是微小的缝隙也会产生严重的泄漏噪声。研究同时发现:通过改变密封条内部结构来增加内表面接触或进一步增加密封条压缩量,可以显著提高密封条的隔声性能;保证接触面平整并封堵结构件的缝隙,能有效保证密封条的隔声性能。本文的结论适用于各类重型机械的隔声、降噪。

参考文献:

- [1] ANDRO B, CHAIGNE S, DIALLO A, et al. Prediction of sound transmission through automotive door seal systems [J]. *Journal of the Acoustical Society of America*, 2008, 123(5): 3534.
- [2] KIM T H, KIM H J, KIM H Y, et al. Acoustic isolation analysis of weatherstrip considering door opening condition [C]// *Proceedings of the FISITA 2012 World Automotive Congress*. Berlin, Germany: Springer, 2013: 383-391.
- [3] 冯海星, 高云凯. 考虑压缩负荷的密封条传递损失分析 [J]. *同济大学学报: 自然科学版*, 2014, 42(1): 97-102.
FENG Haixing, GAO Yunkai. Transmission loss analysis of seal based on consideration of compression load [J]. *Journal of Tongji University: Natural Science Edition*, 2014, 42(1): 97-102.
- [4] PARK J, MONGEAU L, SIEGMUND T. Effects of geometric parameters on the sound transmission characteristic of bulb seals, SAE 2003-01-1701 [R]. Washington, DC, USA: SAE, 2003.
- [5] PARK J. Development of new test method for compression load and permanent deformation of weather strip, SAE 2012-01-0021 [R]. Washington, DC, USA: SAE, 2012.
- [6] MOON H, KIM H, KIM S B, et al. Predicted minimum door-closing velocity based on a three-dimensional door-closing simulation [J]. *Finite Elements in Analysis and Design*, 2011, 47(3): 296-306.
- [7] ZOU T, MOURELATOS Z P, MAHADEVAN S. Simulation-based reliability analysis of automotive wind noise quality, SAE 2004-01-0238 [R]. Washington, DC, USA: SAE, 2004.
- [8] CREWE A, PERRIN F, DE LA CROIX D V, et al. Use of acoustical holography for efficient 3D measurement in car interiors, SAE 2003-01-1683 [R]. Washington, DC, USA: SAE, 2003.
- [9] WILLEMSSEN A M, PORADEK F, RAO M D. Reduction of noise in an excavator cabin using order tracking and ultrasonic leak detection [J]. *Noise Control Engineering Journal*, 2009, 57(5): 400-412.
- [10] KOIKE M, FUKUMITSU Y. Sound transmission loss of weather strips [C]// *22nd International Symposium on Automotive Technology and Automation*. Victoria, Australia: ARRB Group Limited, 1990: 1155-1161.
- [11] 李奇. 车门密封条隔声性能测量方法的研究 [D]. 上海: 同济大学, 2009.
- [12] 杜功焕, 朱哲民, 龚秀芬. 声学基础 [M]. 3 版. 南京: 南京大学出版社, 2012.
- [13] HARTLEY C. Simulating the static and dynamic response of an automotive weather strip component, SAE 2011-01-1602 [R]. Washington, DC, USA: SAE, 2011.
- [14] STENTI A, MOENS D, DE MUNCK M, et al. Application of the fuzzy finite element method to the dynamic modelling of car door weather seals [C]// *Proceedings of the 12th International Congress on Sound and Vibration*. Auburn, AL, USA: International Institute of Acoustics and Vibration, 2005: 5382-5389.
- [15] 朱纪象. 含局部预应力结构动力学特性与稳定性分析 [D]. 长沙: 国防科学技术大学, 2007.
- [16] Society of Automotive Engineers. SAE J1400 Laboratory measurement of the airborne sound barrier performance of automotive materials and assemblies [S]. Washington, DC, USA: SAE Sound & Heat Insulation Materials Committee, 1990.

(编辑 苗凌)