

基于汽车行驶内外压差的门密封失效分析

杨志刚^{1,2,3,4}, 余昊晟^{1,2}, 沈哲^{1,2,3}, 彭里奇^{1,2}

(1. 同济大学上海地面交通工具风洞中心, 上海 201804; 2. 上海市地面交通工具空气动力与热环境模拟重点实验室, 上海 201804;
3. 同济大学机械工程博士后流动站, 上海 201804; 4. 北京民用飞机技术研究中心, 北京 102211)

摘要: 汽车内外空气压差随车速提高大幅增长,随之影响车辆密封,导致车门密封失效风险上升。车门密封失效后会产生强气吸噪声,破坏车内声品质。通过风洞实验和仿真计算获得不同车速及偏航角条件下的车门密封条内外压差分布,作为输入条件,分别对车门和门密封条进行有限元建模,综合考虑压差作用下车门变形和密封条变形,以密封条与车门钣金接触宽度为标的分析其失效情况。结果表明,车门变形及位移引起的密封条预压缩量减小是密封失效的主要原因。

关键词: 车辆密封; 车门密封条; 密封失效; 气吸噪声

中图分类号: U467.1

文献标志码: A

Door Seal Failure Analysis Based on Internal and External Pressure Difference of Vehicle Driving Condition

YANG Zhigang^{1,2,3,4}, YU Haosheng^{1,2}, SHEN Zhe^{1,2,3}, PENG Liqi^{1,2}

(1. Shanghai Automotive Wind Tunnel Center, Tongji University, Shanghai 201804, China; 2. Shanghai Key Lab of Vehicle Aerodynamics and Vehicle Thermal Management Systems, Shanghai 201804, China; 3. Postdoctoral Station of Mechanical Engineering, Tongji University, Shanghai 201804, China; 4. Beijing Aeronautical Science and Technology Research Institute, Beijing 102211, China)

Abstract: The air pressure difference inside and outside the vehicle increases significantly with the increase of vehicle speed, which affects the vehicle seal and leads to an increase in the risk of door seal failure. Once the seal fails, it will produce a strong air suction noise which destroys the sound quality in the vehicle. In this paper, through wind tunnel experiments and simulations, the pressure difference distributions between both sides of the door seal at different vehicle speeds and yaw angles were obtained as input conditions. The finite element simulations of door and door sealing strip were conducted respectively. The door deformation and the sealing strip

deformation under the action of the pressure difference were considered comprehensively, and the failure situation was analyzed based on the contact width of the sealing strip and the door sheet metal. The results show that the reduction of pre-compression of the sealing strip caused by door deformation and displacement is the main reason for seal failure.

Key words: vehicle sealing; door sealing strip; seal failure; suction noise

汽车高速行驶时由于车辆内外压差作用,车门密封系统可能发生密封失效现象,从而产生强气吸噪声^[1]。一旦产生密封失效,气吸噪声会成为车内噪声的主要来源,对车内的声品质造成严重的影响^[2]。因此,为改进车身密封性能并减少气吸噪声的产生,研究车门密封失效问题十分必要。

汽车A柱和前侧窗区域是内外压差最大的重点区域^[3-4],车门在此内外压差作用下产生“外吸”现象^[5],导致车门密封失效不仅与密封条本身在气压作用下的变形有关,还涉及到车门钣金四周的向外位移量的大小^[6],大大增加了问题的复杂程度。对车门密封系统的模拟,目前普遍采用有限元分析方法,其基本思路是假设密封条与刚性边界接触形成密封,当内外压差超过接触压力时,密封材料和边界则会在某个部分失去接触,从而造成密封失效^[7]。相关学者研究了车门密封条的受压变形特性、压缩量和装配偏差等参数对密封性能的影响^[8-9],但并未考虑实际行驶内外压差作用下的整车密封失效现象。

本文以实车车门密封系统作为研究对象,利用风洞实验和仿真计算手段得到多种风速及偏航角下车门内外压差,建立车门和密封条有限元模型,综合考虑车辆内外压差作用下车门外吸变形和密封条变

收稿日期: 2021-10-20

第一作者: 杨志刚(1961—),男,博士生导师,工学博士,主要研究方向为车辆空气动力学。E-mail: zhigangyang@tongji.edu.cn

形,根据密封条与车门钣金接触宽度,定义密封失效概率,分析车门密封失效的影响因素以及密封失效概率分布情况。

1 汽车内外压差

1.1 车外表面压强仿真

整车仿真使用目标车型的全尺寸模型,如图1所示。计算域为长方体,计算域尺寸分别为汽车长宽高的10倍、5倍、5倍。

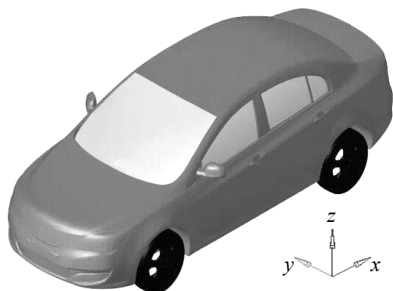


图1 整车仿真模型

Fig.1 Vehicle simulation model

网格划分使用Hypermesh软件进行,面网格及体网格分别采用三角形网格和四面体网格,网格最大尺寸为200 mm,车身附近等关键位置最大尺寸25 mm,经验证实该网格尺寸可满足网格无关性要求。在地面和汽车表面设置边界层网格,两者第一层边界层网格厚度分别为1.6 mm和0.8 mm,增长率为1.15,共8层边界层网格。考虑有侧风工况下,车辆表面压力分布不同,划分了 0° 、 -10° 、 -20° 等3种车辆偏航角(yaw angle)网格。经过上述设置,总网格数均约为4 800万。

数值仿真使用Fluent软件计算,具体参数设置为:入口类型选择为速度入口,速度工况包括80、100、120、140、160 km/h。湍流强度设置为1%,湍动粘性比设置为10;出口类型设为压力出口;地面与车身表面设置为壁面。湍流模型选择 k -epsilon,壁面函数选择非平衡壁面函数,求解器选择SIMPLEC求解器。本文仿真与试验得到压强数据均指表压。

不同车速和偏航角下车门表面压强的整体分布趋势相似,主要区别为表面压强的绝对值大小。各工况中车速160 km/h, -20° 偏航角下压差情况最为恶劣也最具代表性,其车身表面压强云图如图2所示。可见前侧门负压明显较后侧门更大,因此后续重点关注前门进行分析。



图2 车身表面压强云图

Fig.2 Contour of body surface pressure

1.2 内外压强风洞实验

由于车内压强用仿真难以获得,必须通过试验测量,同时整车仿真得到表面压强数据的可靠性也需要验证,因此通过整车风洞试验测量车内外压强。试验在同济大学-上海地面交通工具风洞中心的整车气动声学风洞^[2]中完成。

试验中在车外布置2个压强测点,分别位于后视镜位置和前侧门上角点处,如图3所示。同时车内布置4个测点,车内测点1、2、3分别位于前排车厢前、中、后部,测点4位于副驾驶座处。试验工况包括80、100、120、140、160 km/h风速,与上述仿真对应。

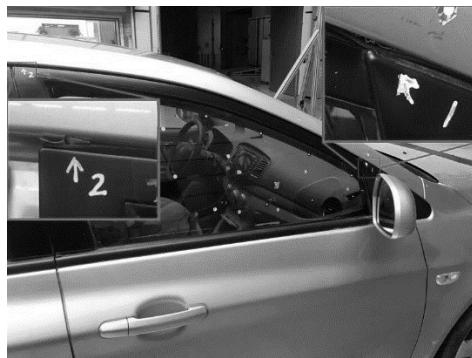


图3 车外测点

Fig.3 Measuring point outside vehicle

实验测得车内4个测点在不同车速下压强数据如图4所示。车速越高,车内负压越大。同一车速下,车内压强在各测点处几乎相等,可以认为车内为均匀压强场。

车外压强实验结果与仿真结果的比较如图5所示。仿真和试验得到的车外压强在相应测点处基本一致,证明整车仿真较为可靠。此外,车速越高外表面负压绝对值越大。

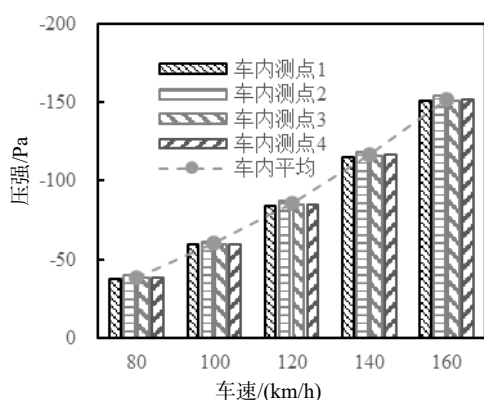


图4 车内压强实验结果

Fig.4 Experimental results of pressure inside vehicle

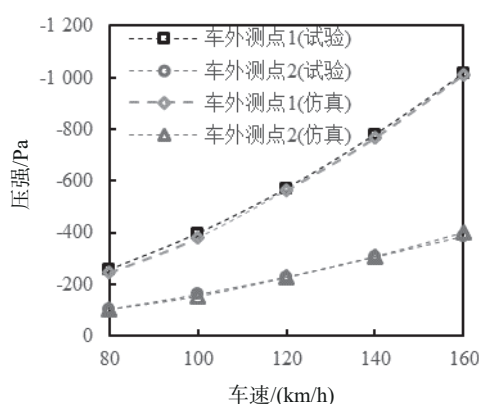


图5 车外压强实验与仿真结果

Fig.5 Experimental and simulation results of pressure outside vehicle

1.3 内外压差分析

为分析不同工况下内外压差,此处定义内外压差 ΔP 为车内表压平均值减去车外测点处表压,在前侧门密封条上布置了15个监测点,如图6所示。

160 km/h 风速下,车门密封条在不同偏航角下各测点内外压差 ΔP ,结果如图7所示。可以看到在三种偏航角工况下,车窗框上沿中部附近密封条内外压差较大,车门底部及后侧密封条内外压差相对较小,最大压差均在测点4处。背风侧密封条内外压差随偏航角增大而增大。

2 车门外吸变形

2.1 车门变形仿真方法

车门面积较大,受到内外压差作用会产生整体的外吸变形,减小各处密封条的预压缩量,导致密封性能的下降。有限元模拟是目前预测和分析车门变形的一种重要方法。

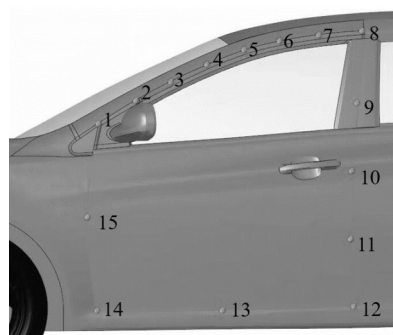


图6 车门密封条压差监测点位置

Fig.6 Location of pressure monitoring points on door sealing strip

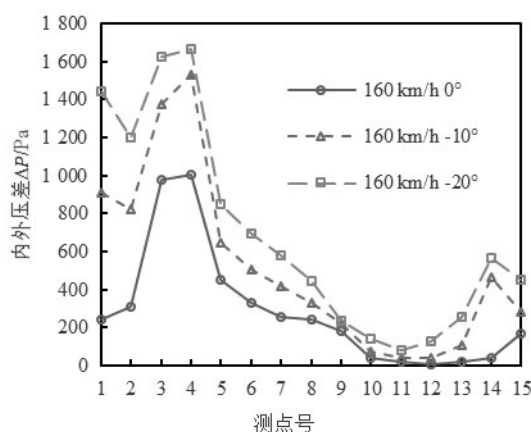


图7 不同偏航角车各监测点压差

Fig.7 Pressure difference of monitoring points at different yaw angles

根据实车车门尺寸建立前侧门几何模型,采用Abaqus软件对车门进行有限元分析。模型包括车门钣金和车窗玻璃,车门钣金材料设置为钢材,杨氏模量210 GPa,泊松比0.3;车窗材料设置为玻璃,杨氏模量72 GPa,泊松比0.2。车门钣金和车窗分别划分四面体网格,网格大小为2 mm,网格数分别为270万和107万,经验证满足网格无关性要求。

在车门外表面根据压差仿真结果施加非均匀压强载荷。根据实际车门安装情况施加约束,车门与车窗间相互变形较小,采用固定约束,在车门铰链与车身连接处约束所有平动自由度;对于车门锁处的约束采用两种方式进行对比:① 车门锁处为固定,约束其所有平动及转动自由度;② 考虑到车门关闭时,车门锁处锁扣与锁体存在一定间隙,外吸时车门绕铰链有一定向外转动空间,在车门锁处施加一定y向位移,根据实际车辆情况,取锁扣间隙为3 mm。

2.2 车门变形结果分析

由于车门变形X、Z向位移较小,且对于密封条

预压缩量影响较小,此处定义车门变形量 δ 为车门变形后各点Y向位移。仿真不同车速下及偏航角下车门变形量,得到车门变形趋势较为一致。以车速160 km/h, -20° 偏航角为例,其车门变形量仿真结果如图8所示。

车门锁固定约束时,与铰链一同构成三个固联点,均布置在窗框以下,对车门下半部分起到较好的固定效果。同时,由于车窗部分的内外压差 ΔP 较大,车门钣金变形主要集中在上窗框部位,且变形量

δ 与高度近似呈线性关系。变形量 δ 最大值位于右上角点处。考虑车门锁扣间隙后,车门可绕铰链轴向外旋转一定角度,变形量 δ 整体明显上升。车门锁扣间隙使得车门右侧变形量显著增大。取与图6相同的15个测点,3种工况车门不同位置的变形量 δ 如图9所示。可见, 0° 、 -10° 、 -20° 偏航角下变形量 δ 最大均位于测点8处;偏航角越大,车门外吸变形量 δ 越大;偏航角对背风侧车门变形量的影响主要在窗框上部,而其余位置变形量几乎保持不变。

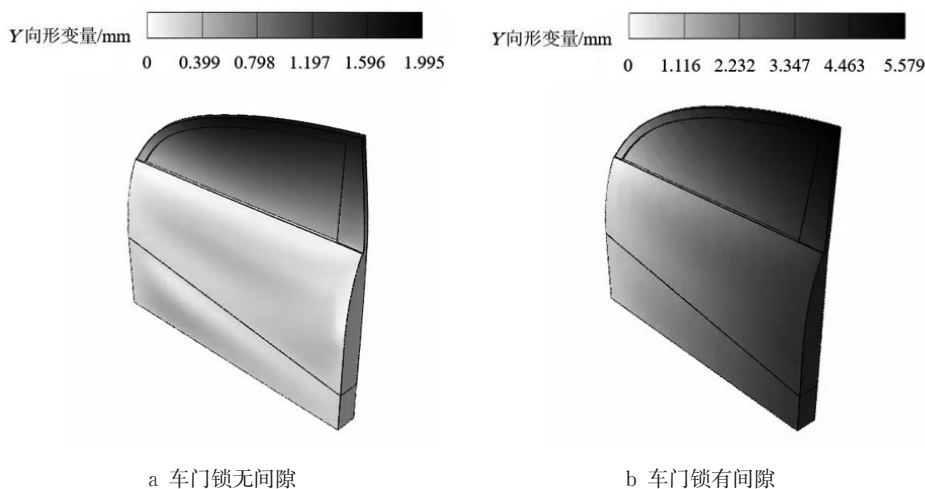


图8 车门变形仿真结果

Fig. 8 Simulation results of door deformation

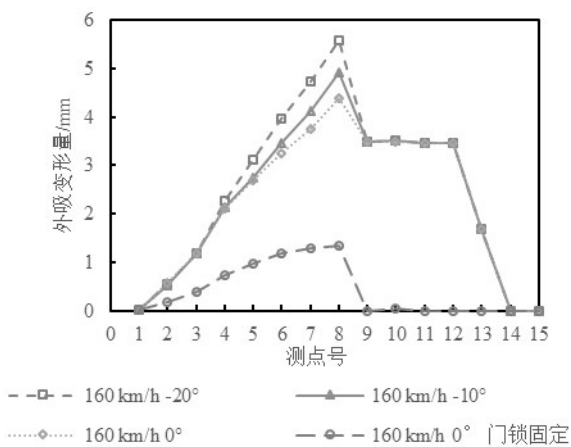


图9 车门各测点变形量

Fig. 9 Deformation of door monitoring points

3 密封条变形

3.1 密封条有限元建模

车门主密封一般采用长条D形密封圈,在各个位置处的截面基本相等。对密封条压缩变形进行仿

真时,可将问题简化为二维。使用Abaqus软件,根据实车密封条尺寸建立其二维截面模型,如图10所示。车辆静止时密封条压缩量为 δ' ,根据经验,在此 δ' 设为5 mm^[12],定义车门外吸变形后剩余预压缩量 $\epsilon = \delta' - \delta$ 。对车门钣金施加位移量作为密封条剩余预压缩量 ϵ ,车身钣金与密封条底部施加固定约束,密封条右侧施加压强载荷模拟内外压差。钣金和密封条之间的摩擦系数取0.3。

密封条为中空橡胶密封条,两侧分别为车门和车身。在此假设钣金为离散刚体,仅考虑整体位移,受到密封条挤压产生的变形忽略不计。

在此采用基于经验的Ogden材料模型^[10]模拟密封条变形,该模型结构在实际应用中可高效准确地模拟橡胶材料的变形,其应变能函数为:

$$U = \sum_{i=1}^n \frac{2\mu_i}{\alpha_i^2} \left(\bar{\lambda}_1^{\alpha_i} + \bar{\lambda}_2^{\alpha_i} + \bar{\lambda}_3^{\alpha_i} - 3 \right) + \sum_{i=1}^n \frac{1}{D_i} (J - 1)^{2i}$$

式中: U 为应变能密度; α_i 为超弹性无量纲参数, $\mu_0 = \sum_{i=1}^n \mu_i$ 为剪切模量; λ_i 为 i 方向主拉伸率; D_i 为体积压缩系数; $J = \lambda_1 \lambda_2 \lambda_3$,为压缩体积变化率; $\bar{\lambda}_i =$

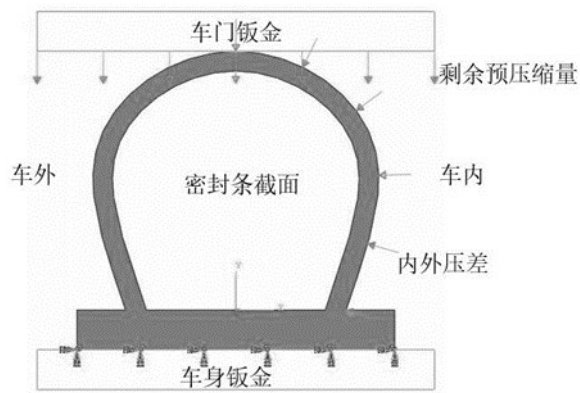


图 10 密封条模型

Fig. 10 Sealing strip model

$J^{-\frac{1}{3}}\lambda_i$ 为等效伸长率; n 为应变能函数阶数, 本文取 $n=3$ 。根据本文目标车型密封条的实际材料为三元乙丙密实橡胶 (EPDM)^[11], 模型中的常数可以通过单轴拉伸、等双轴拉伸以及平面剪切试验得到的应力与应变关系拟合得到, 如表 1 所示。

对密封条截面采用四边形网格划分, 网格尺寸为 0.1 mm, 网格数为 7 778。经尝试, 进一步加密网格对结果影响很小, 此网格数已达到网格无关。

表 1 选取的模型材料参数

Tab.1 Model material parameters selected

| i | μ_i | α_i | D_i |
|-----|---------|------------|--------|
| 1 | 2.648 | -3.946 | 0.140 |
| 2 | -1.948 | -4.456 | 0.900 |
| 3 | 1.380 | -1.914 | -1.020 |

3.2 密封条变形失效

通过有限元仿真得到不同车速、偏航角下各测点密封条变形结果。取车速 160 km/h、 -20° 偏航角下测点 7 为例, 如图 11 所示。此工况条件较为恶劣, 具有代表性。可以看到密封条在压差作用下明显向左弯曲变形。

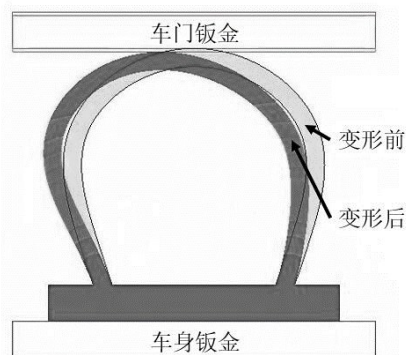


图 11 密封条变形仿真结果

Fig. 11 Simulation results of sealing strip deformation

密封条失效主要分为两种方式: ① 车门外吸变形导致预压缩量减小, 当剩余预压缩量 $\epsilon \leq 0$ 时, 密封条与钣金间失去接触, 直接发生密封失效; ② 密封条剩余预压缩量 $\epsilon > 0$, 密封条仍与钣金接触, 在内外压差作用下密封条进一步变形, 从而可能导致密封失效。方式①引起的失效比较容易判断, 以下主要针对方式②的失效情况进行分析。在此以密封条与车门钣金接触宽度 T 作为判断密封失效的依据, 当其值减小到 0 即认为密封失效。

以车速 160 km/h、 -20° 偏航角为例, 在车门锁固定约束下, 密封条各处均有足够大剩余预压缩量, 不会发生密封失效。在考虑车门锁间隙后, 测点 4、7、10、13 分别为内外压差及剩余预压缩量典型情况, 各测点处 T 变化如图 12 所示。测点 13 代表车门变形较小的情况, 此时剩余预压缩量 ϵ 较大, 接触宽度 T 也很大, 在压差 ΔP 作用下不会发生密封失效; 测点 4 处密封条内外压差 ΔP 最大, 虽然车门的变形量 δ 较小, 但受到压差 ΔP 作用后接触宽度 T 快速下降后接近零, 密封条很可能失效; 测点 10 代表车门变形量 δ 较大但内外压差 ΔP 较小的情况, 压差作用下接触宽度 T 一直保持 1 mm 左右, 密封失效概率较低; 测点 7 代表车门变形量 δ 最大的情况, 密封条剩余预压缩量 ϵ 接近 0, 因此接触宽度在有无压差作用下均接近于 0, 密封条直接失效。

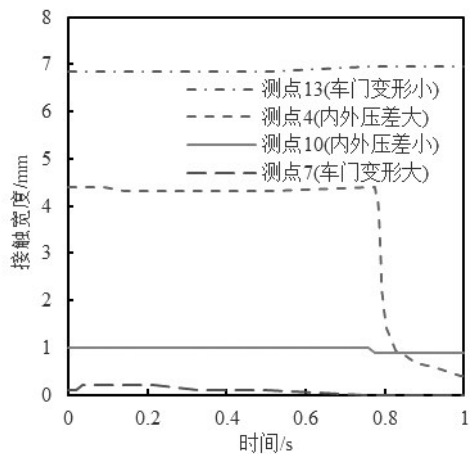


图 12 密封条接触宽度在压差作用下变化

Fig. 12 Variation of contact width of sealing strip under pressure difference

4 密封条失效影响因素分析

实际车辆的密封与钣金存在公差, 本文通过密封条接触宽度分析密封失效的概率情况, 在此定义

稳定后,密封条接触宽度 $T \leq 0.5 \text{ mm}$ 为较高风险, $0.5 \text{ mm} < T \leq 2 \text{ mm}$ 为中风险, $T > 2 \text{ mm}$ 为低风险。

为分析不同因素对密封失效的影响,将仿真得到不同工况及测点下,稳定后密封条与钣金接触情

况在图13中给出。为便于图表展示,此处给出的是“接触宽度危险量 D ”:当 $T > 2 \text{ mm}$,该处密封失效风险低, $D = 0$; 当 T 在 $0 \sim 2 \text{ mm}$ 之间, $D = 2 - T$ 。 D 越大,发生密封失效可能性越大。

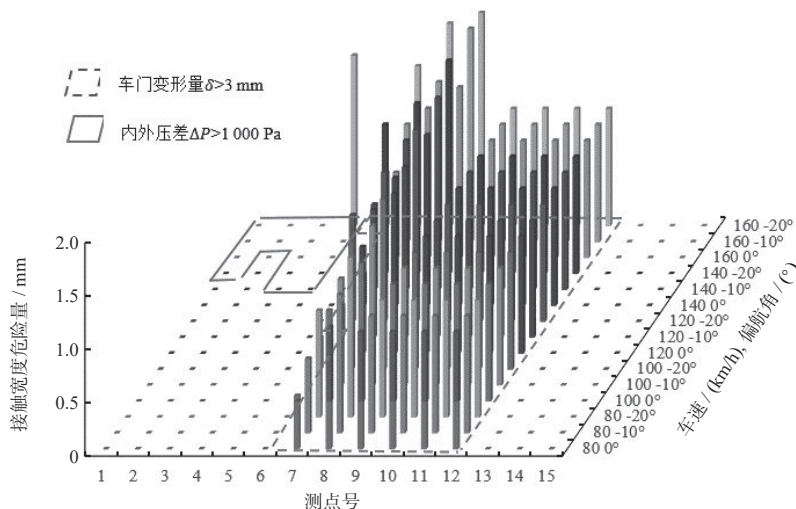


图13 不同工况及测点接触宽度

Fig. 13 Contact width of different conditions and measuring points

图13中,将密封失效最为恶劣的两种条件用虚线框表示。蓝色虚线框表示车门变形量 δ 较大的情况,可见变形量 δ 较大处接触宽度危险量 D 量值也都很大。因此,车门变形对密封失效起到主导作用。红色虚线框为内外压差 ΔP 大于1000 Pa的情况,可见接触宽度危险量 D 仅在内外压差最大的4号点的极恶劣风速偏航角工况出现陡增,其余情况量值都很小,说明内外压差 ΔP 单独作用效果较弱,是密封失效的次要因素。具体来看,接触宽度危险量 D 的极大值主要集中在测点7、8两处,即前侧门窗框上角点(靠近A柱B柱交点位置),此处车门变形最大。而靠经车身B柱的9至12点危险量 D 几乎相等,这主要由于该处门锁间隙引起的车门位移变形量较大且内外压差较小导致。

根据上述对密封失效概率的划分,统计不同工况下车门失效风险分布,如表2所示。

表2 各工况下失效风险

Tab. 2 Failure risk under various conditions

| 车速/(km/h) | 单位:点数 | | |
|-----------|--------------|---------------|---------------|
| | 偏航角0° 低中高 | 偏航角10° 低中高 | 偏航角20° 低中高 |
| 80 | 9 6 0 | 9 6 0 | 9 5 1 |
| 100 | 9 6 0 | 9 5 1 | 8 6 1 |
| 120 | 9 5 1 | 8 6 1 | 8 6 1 |
| 140 | 8 6 1 | 8 6 1 | 8 5 2 |
| 160 | 8 6 1 | 8 5 2 | 6 5 4 |

在车速较低和负偏航角较小时,密封失效高风险测点数为0,几乎不会发生密封失效现象。随着车速和负偏航角增大,低风险测点数量减少,而高风险测点数增加,中风险测点数变化很小。车速高于140 km/h且负偏航角大于10°工况下,高风险测点数增加到2个以上,车门密封显著性能下降。

5 结论

本文通过不同车速及偏航角下流场仿真和风洞试验,获得了车门密封条内外压差分布,采用有限元法模拟车门与密封条变形,分析了车门变形和密封条压差变形的情况,研究了车门密封条的失效概率,得到以下结论:

(1) 车速和负偏航角增大会显著加剧密封失效现象,车速高于140 km/h且负偏航角大于10°的工况下发生密封失效概率较大。

(2) 车门变形引起的密封条预压缩量减少在密封失效中起主导作用,车门锁间隙使得车门外吸变形显著增大,因此减小车门锁扣间隙能有效改善车门密封性能。

(3) 密封条会在内外压差下产生变形,增大密封失效概率,但对密封失效贡献较小,仅在压差非常大或者剩余预压缩量较小的情况才产生作用。

(4) 车辆高速行驶时前侧门窗框上角点处,门

外吸变形以及内外压差都很大,是密封失效概率最大的位置。

参考文献:

- [1] GEORGE A R. Automobile aerodynamic noise [J]. Noise, 1990, 1. DOI: <https://doi.org/10.4271/900315>.
- [2] 贺银芝, 杨志刚, 王毅刚. 汽车车身密封对车内气动噪声影响的机理及试验研究[J]. 汽车工程, 2012, 34(8): 692.
HE Y Z, YANG Z G, WANG Y G. The mechanism and experimental study of the effects of car body sealings on interior aerodynamic noise [J]. Automotive Engineering, 2012, 34(8): 692.
- [3] GILHOME B R, SAUNDERS J W. The effect of turbulence on peak and average pressures on a car door[C]// SAE 2002 World Congress & Exhibition. SAE Technical Paper 2002-01-0253, 2002. <https://doi.org/10.4271/2002-01-0253>.
- [4] 李启良, 杨志刚, 陈枫. 汽车后视镜非定常流场的大涡模拟[J]. 空气动力学学报, 2010, 28(4): 478.
LI Q L, YANG Z G, CHEN F. Large eddy simulation for unsteady flow field of automotive rear view mirror [J]. Acta Aerodynamica Sinica, 2010, 28(4): 478.
- [5] HANAOKA Y, MURAI N, AOKI K. Numerical simulation of door frame deformation due to aerodynamic suction force [C]// International Congress & Exposition. SAE Technical Paper 910886, 1991. <https://doi.org/10.4271/910886>.
- [6] LEE S, JEON S, LEE J W, *et al.* A study on prediction of door deformation in high speed passenger vehicle at cross wind [C]// 18th Asia Pacific Automotive Engineering Conference. SAE Technical Paper 2015-01-0010, 2015. <https://doi.org/10.4271/2015-01-0010>.
- [7] LIU Q H, WANG Z J, LOU Y C, *et al.* Elastic leak of a seal [J]. Extreme Mechanics Letters, 2014, 1: 54. <https://doi.org/10.1016/j.eml.2014.10.001>.
- [8] WAGNER D A, MORMAN K N, GUR Y, *et al.* Nonlinear analysis of automotive door weatherstrip seals [J]. Finite Elements in Analysis and Design, 1997, 28(1): 33.
- [9] 赵建才, 姚振强. 桑塔纳 2000 车门密封条压缩变形的数值分析[J]. 上海交通大学学报, 2006, 40(10): 1806.
ZHAO J C, YAO Z Q. The numerical simulation of compression deformation of Santana 2000 seal [J]. Journal of Shanghai Jiao Tong University, 2006, 40(10): 1806.
- [10] OGDEN R W. Large deformation isotropic elasticity: On the correlation of theory and experiment for compressible rubberlike solids [J]. Proceedings of the Royal Society A: Mathematical, 1972. DOI: 10.1098/rspa.1972.0096.
- [11] 王海军, 谷洲平. 三元乙丙橡胶海绵车门密封条压缩变形的仿真分析与试验验证[J]. 橡胶工业, 2018(7): 814.
WANG H J, GU Z P. Simulation analysis and test verification on compression deformation of EPDM sponge auto weatherstrip [J]. China Rubber Industry, 2018(7): 814.
- [12] 魏程, 王毅刚, 张昊, 等. 高速气流下汽车门密封条传声实验研究[C]// 2019 中国汽车工程学会年会论文集. 上海: 中国汽车工程学会, 2019: 7.
WEI C, WANG Y G, ZHANG H, *et al.* Experiment study on the sound transmission of automobile door seals under high-speed airflow [C]// 2019 SAE-China Congress Selected Papers. Shanghai: China SAE, 2019: 7.