

◇ 研究报告 ◇

节气门全开工况下的车内轰鸣噪声预测*

冯擎峰 朱 凌 毛 杰[†] 彭 鸿 程 磊 黄新华

(吉利汽车研究院(宁波)有限公司 宁波 315336)

摘要 采用内燃机多体动力学理论提取了某四缸汽油机的燃烧激励和惯性激励,将其加载到某车型的整车有限元模型上预测节气门全开工况下的车内噪声。通过仿真与实验的对比,发现仿真声压级曲线的变化趋势与实验基本一致,并且较好地捕捉到了 3300~3700 r/min 转速段内的轰鸣噪声,证明了仿真结果的可靠性,为整车开发阶段的节气门全开工况 NVH 性能预测提供技术参考。

关键词 发动机多体动力学,车内轰鸣,动力总成当量模型

中图法分类号: TB532 **文献标识码:** A **文章编号:** 1000-310X(2018)02-0226-06

DOI: 10.11684/j.issn.1000-310X.2018.02.007

Interior booming noise prediction under wide-open throttle condition

FENG Qingfeng ZHU Ling MAO Jie PENG Hong CHENG Lei HUANG Xinhua

(Geely Automotive Research Institute (Ningbo) LTD, Ningbo 315336, China)

Abstract Multi-body dynamics of the internal combustion engine was adopted to calculate the combustion and inertia excitations of a four-cylinder gasoline engine. The excitations were used to stimulate a finite-element vehicle to predict the interior noise under wide-open throttle WOT condition. It is found that the simulated sound pressure level curve matches well with the tested one. Besides, the booming noise in 3300~3700 r/min is captured through the simulation. In conclusion, the study demonstrates the reliability of the simulation, which provides a technical reference to NVH performance predictions under WOT condition for the vehicle development stage.

Key words Engine multi-body dynamics, Interior boom, Powertrain equivalent model

2017-04-16 收稿; 2017-08-01 定稿

*浙江省科技计划项目(2017C01025)

作者简介: 冯擎峰(1972-),男,浙江杭州人,硕士,高级工程师,研究方向:车辆工程。

[†]通讯作者 E-mail: maojie1987@zju.edu.cn

1 引言

汽车轻量化设计是现阶段汽车研发的方向,但与NVH性能是一对矛盾体,一些关键区域的钣金件厚度减薄将恶化车内的振声性能,易引起车内轰鸣噪声。所谓轰鸣,即当汽车以某些特定的速度行驶、或者发动机以某些特定的转速运行时,在车内出现明显的声压级峰值,严重影响车内声学品质。在众多轰鸣问题中,发动机节气门全开(Wide-open throttle, WOT)轰鸣由于工况恶劣、激励大且频域宽,是整车开发过程中最易出现且最难解决的NVH问题之一。为此,如何有效的在设计阶段基于CAE方法实现车内轰鸣的预测与风险控制,成为了业内关注的问题。

在乘用车轰鸣问题的研究方面,赵静等^[1]测试发现了由发动机二阶振动通过悬置传递到车身、并使顶棚和空腔模态发生耦合引发的轰鸣,通过加强顶棚刚度来抑制振幅以控制轰鸣。闫硕等^[2]研究了某款SUV怠速车内低频轰鸣机理,采用仿真与实验结合的手段确定轰鸣产生的根源,并通过加厚前风挡玻璃厚度使轰鸣幅值降低16.6 dB(A)。谷玉川等^[3]通过整车车内噪声测试并对副车架进行模态分析,明确2400 r/min附近轰鸣来自发动机二阶激励与前副车架第一阶模态发生共振,进而设计了动力吸振器以抑制前副车架的共振,改善整车NVH特性。侯臣元等^[4]基于P/T灵敏度分析预测了发动机激励到车内噪声的传递路径,但是未开展实际载荷下的轰鸣预测。

虽然业内研发人员已对车内轰鸣开展了许多工作,但从上述工作中可以看到,轰鸣问题都是在实车阶段暴露出来,而如何在设计开发阶段对轰鸣风险进行有效预测和控制是一个亟待解决的难题。本文基于多体动力学获取某四缸发动机在WOT工况下的燃烧激励和惯性激励,并将其加载到整车有限元模型中预测车内噪声,与实验结果进行对比以保证该分析方法的准确性和可靠性,为其他车型在设计阶段基于CAE方法预测车内轰鸣问题提供技术参考。

2 分析理论

2.1 发动机多体动力学

发动机曲柄连杆机构如图1所示。发动机受到的作用力主要由气体爆发压力和往复惯性力组成,

方向均为沿着活塞运动的方向,因此它们的合力为

$$F = F_j + F_g, \quad (1)$$

其中,垂直于气缸壁面和沿着连杆的分力分别为

$$F_N = F \cdot \tan \beta, \quad (2)$$

$$F_L = \frac{F}{\cos \beta}. \quad (3)$$

同时,沿着连杆的分力又可以进一步分解为沿着曲轴旋转方向切向和径向的分力

$$F_t = F_L \sin(\alpha + \beta) = \frac{F}{\cos \beta} \sin(\alpha + \beta), \quad (4)$$

$$F_k = F_L \cos(\alpha + \beta) = \frac{F}{\cos \beta} \cos(\alpha + \beta). \quad (5)$$

综上,可以得到单个气缸的扭矩为

$$M = F_t \cdot r = \frac{F}{\cos \beta} \sin(\alpha + \beta) \cdot r, \quad (6)$$

倾覆力矩为

$$M' = -F_N \cdot h = -M. \quad (7)$$

因此,通过测试获取发动机的燃烧激励后,可以基于发动机多体动力学计算得到燃烧激励和惯性激励,并将其加载到整车有限元模型中,预测发动机WOT工况下的车内噪声。

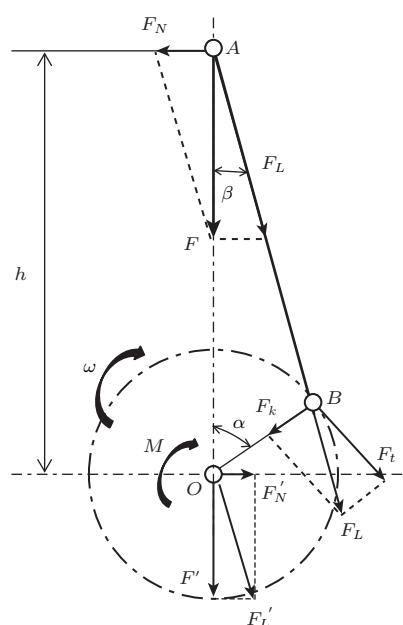


图1 发动机曲柄连杆机构

Fig. 1 Engine crank and connecting-rod mechanism

2.2 声学有限元方法

声学有限元方法是汽车低频分析的常规方法,详细的理论本文不再赘述,其总方程为^[5]

$$\begin{aligned} & (K_a + j\omega C_a - \omega^2 M_a) \cdot p_i \\ & = Q_i + V_{ni} + P_i = F_{ai}, \end{aligned} \tag{8}$$

式(8)中: Q_i 为输入的声源向量; V_{ni} 为输入的声质点法向速度向量, 即声质点法向速度边界条件; P_i 为输入的声压向量, 即声压边界条件; F_{ai} 为声学激励; p_i 为求解的网格节点声压; $K_a + j\omega C_a - \omega^2 M_a$ 为方程矩阵, 稀疏矩阵。

3 整车与动力总成建模

整车模型包括车身、开闭件、底盘(前后悬架)、动力总成和内外饰等, 其中, 为了保证模型精度的基础上提升计算效率, 内外饰系统以配重(质心坐标、质量和转动惯量等)的形式体现在模型中, 如图2所示。

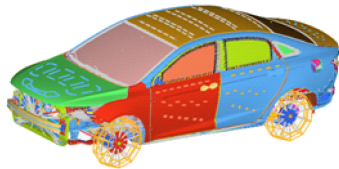


图2 整车有限元模型
Fig. 2 Finite-element model of full vehicle

为了有效评估动力总成扭矩激励下的车内声学响应, 需要对动力总成进行准确建模。一般来说, 动力总成可以用以下两种方式分别建模:

(1) 动力总成有限元模型。该模型可以考虑动力总成的弹性变形, 同时也可以更加真实地模拟出动力总成与车身之间的相互作用。然而, 这也急剧增加了整车模型的自由度, 严重影响计算效率;

(2) 动力总成当量模型。该模型只包括动力总成的质心坐标、质量和转动惯量, 相较于上述有限元模型可以大幅提升计算速度, 但是它无法考虑动力总成弹性模态与车身之间的耦合关系。然而, 考虑到内燃机的设计要求, 一般要保证动力总成的整体模态高于 200 Hz, 使得动力总成模态与发动机主谐波激励有效解耦, 避免整机的共振。同时, 由于整车低频轰鸣噪声重点关注 200 Hz 以下的频段, 因此, 本文可以采用动力总成当量模型来代替有限元模型, 在保证准确度的基础上缩短分析周期。

动力总成当量模型如图3所示, 它通过悬置系统、驱动轴系、排气系统等, 与车身和底盘建立连接。本车型采用 1.4 T 四缸直列汽油机和 6 速手动变速器, 动力总成质量约为 190 kg, 其转动惯量 (I_{xx}, I_{yy}, I_{zz}) 和惯性矩 (I_{xy}, I_{yz}, I_{zx}) 如表 1 所示。

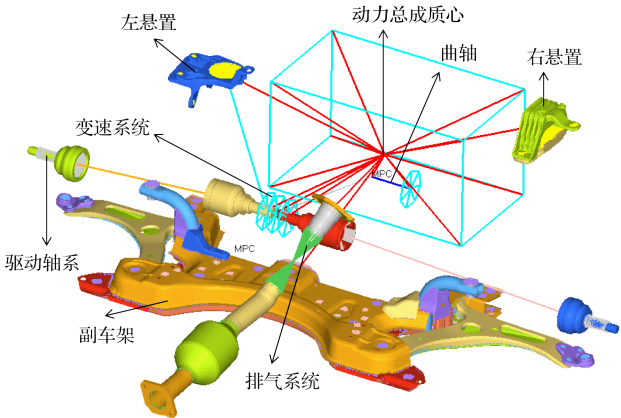


图3 动力总成当量模型
Fig. 3 Powertrain equivalent model

表1 发动机当量模型参数

Table 1 Parameters of powertrain equivalent model

转动惯量	数值/(t·mm ²)	惯性矩	数值/mm ⁴
I_{xx}	1.2×10^4	I_{xy}	-1190
I_{yy}	5880	I_{yz}	2350
I_{zz}	1.1×10^4	I_{zx}	-170

动力总成的质量和转动惯量定义在其质心坐标下, 接着通过 3 条路径传递发动机的燃烧激励和惯性激励:

(1) 动力总成与悬置系统的连接。该连接将发动机激励通过悬置传递到车身上, 是引起车内振声响应的主要路径。在建模时, 需要考虑悬置的衬套动刚度, 一般与静刚度之间存在 1.4 倍的关系。各个悬置 X、Y 和 Z 向动刚度分别用参数 K1、K2 和 K3 表示, 相关参数如表 2 所示。

表2 悬置动刚度参数

Table 2 Dynamic stiffness parameters of engine mounts

单位: N/mm			
悬置	K1	K2	K3
左悬置	162	180	190
右悬置	165	75	170
后悬置	190	15	15

(2) 动力总成与传动系统的连接。该连接是发动机扭矩从曲轴输出、经过变速系统到驱动轴的路径, 建模如图4所示。机体与曲轴之间的主轴承用

零长度的弹性单元模拟,并设置绕曲轴方向的刚度值为10 N/mm,其他方向的刚度非常大,以此仿真曲轴的转动。飞轮惯量定义在曲轴当量模型的另外一端,并通过多点约束(Multiple point constraint, MPC)单元模拟传动比。由于轰鸣问题一般通过3档WOT工况评估,在MPC单元上定义3档和主减速器的传动比,其值分别为1.276和4.588。

(3) 动力总成与排气系统的连接。该连接通过螺栓将前置催化器和排气管固定,两者之间有密封垫的作用。为了简便起见,可以将两者进行刚性连接。

动力总成的建模直接影响到发动机激励的传递路径,因此在建模过程中需要引起研发人员的重视。

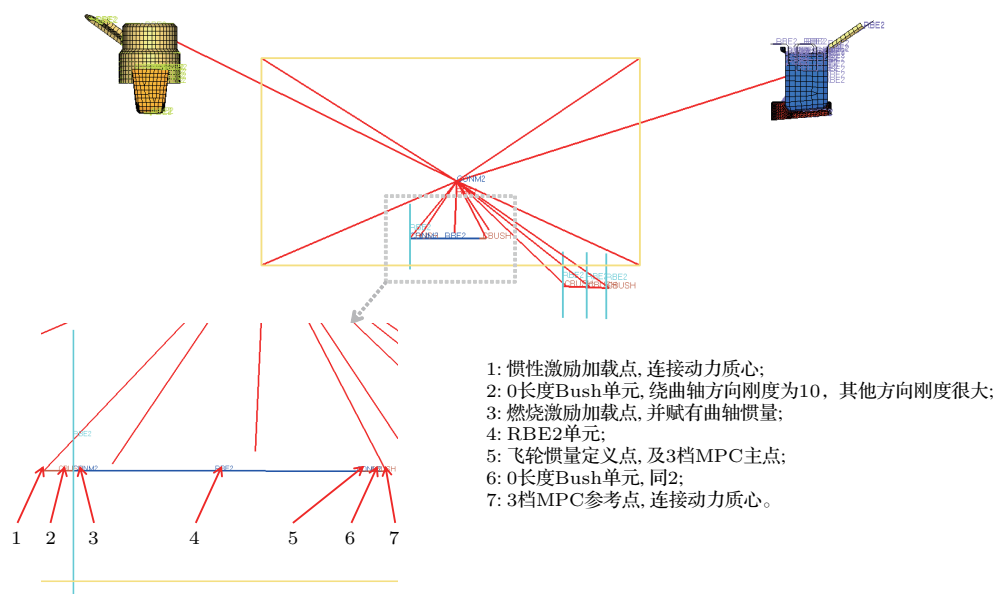


图4 动力总成与传动系统的连接建模

Fig. 4 Connection modeling of powertrain and transmission system

4 车内噪声仿真与验证

4.1 发动机载荷计算

为了获取发动机在工作过程中的缸内爆发压力,在缸盖上的第1气缸上方钻孔并布置压力传感器,在台架上测试得到各转速下的缸内爆压随曲轴转角的变化。图5为第1气缸在一个工作循环中的爆发压力结果(选取某几个转速),其他气缸的压力-角度曲线可以按1-3-4-2的发火顺序进行推导,在此不再赘述。

将各转速下的缸内爆发压力作为输入,结合发动机多体动力学理论可以计算得到发动机的惯性激励和燃烧激励。由于四缸机以二阶激励为主激发车体振动进而产生车内辐射噪声,因此重点提取二阶次的惯性力矩、燃烧力矩和往复惯性力作为整车噪声仿真的输入。图6为二阶惯性力矩、燃烧力矩和输出扭矩随转速变化的结果,其中1750 r/min是最大扭矩对应的转速;图7为二阶往复惯性力随转速变化的结果。在上述二阶激励中,惯性力矩、燃烧

力矩和二阶往复惯性力是发动机本体受到的激励,通过悬置系统传递到车身并激发车体振动产生车内噪声;输出扭矩是传动系统受到的激励,从曲轴经过变速箱、驱动轴、悬架再传递到车身并激发车体振动。因此,将载荷加载到上文的发动机当量模型后,可以基于声学有限元法求解整车车内声学响应。

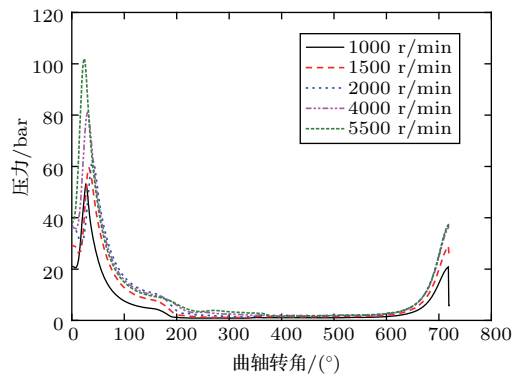


图5 缸内爆发压力实验结果

Fig. 5 Experiment results of in-cylinder combustion pressure

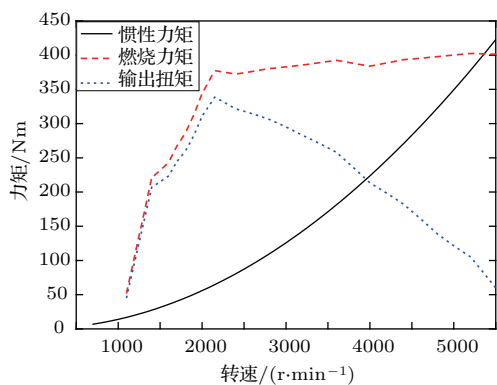


图6 二阶惯性力矩、燃烧力矩和输出扭矩随转速变化曲线

Fig. 6 Curves of second-order inertia torque, combustion torque, output torque changing with speed

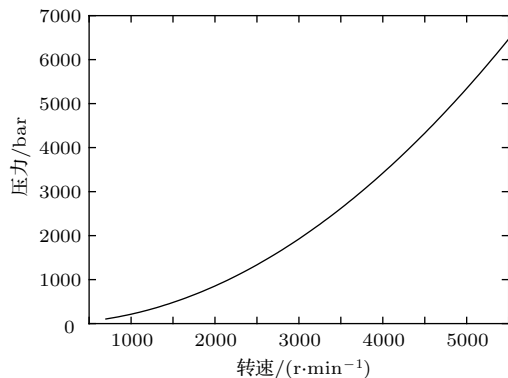


图7 二阶往复惯性力随转速变化曲线

Fig. 7 Curve of second-order inertia force changing with speed

建模完成后,一般通过模态分析确认系统之间是否有连接上的问题,并通过车身和底盘模态分析,初步评估模态频率是否在合理的范围内。确认整车有限元模型无误后,将惯性力矩、燃烧力矩和往复惯性力加载到发动机质心点,将输出力矩加载到曲轴质心点,即可开展发动机WOT工况下的车内噪声仿真计算。

为了评估车内噪声仿真方法及结果的有效性和可靠性,本文开展了WOT工况下的车内噪声采集实验。实验在整车消声室的转鼓实验台上进行,这样可以排除风噪的影响,同时路噪的贡献也可以有效控制。在3档WOT工况下,开展了1300~4500 r/min的驾驶员左耳声压级的测试。

如图8所示为3档WOT工况下的车内噪声仿真与实验结果对比。从测试结果上可以看到,车内WOT工况噪声总体上随着发动机转速的提升而增

大,在3000 r/min以下,车内噪声的增幅相对较为缓慢,但在3300 r/min以上,车内噪声出现了陡峭的上升。通过主观评测发现,在3300~3700 r/min范围内,驾驶员耳旁出现了明显的轰鸣,对于人耳的压迫感非常强,严重影响声学品质。对比仿真与实验结果可以看到,车内噪声的仿真曲线的变化趋势与实验基本一致,仿真声压级结果总体上在实验结果上下方波动;在3300 r/min以上,仿真结果很好地捕捉到了实验的峰值,可以确定该噪声峰值由发动机载荷激发车体产生的结构轰鸣。综上,通过仿真与实验车内声压级的对比,证明了本文的仿真方法、模型以及结果的有效性和可靠性,可以在整车设计开发阶段为WOT工况的相关NVH性能预测提供技术参考。

尽管如此,我们也可以看到一些误差的存在,误差的主要原因之一来自于悬置衬套的动刚度简化。如表2所示,本文整车模型中将悬置衬套等效为一个动刚度值,而实际上,它应该是一条随频率变化的动刚度曲线。因此,发动机激励经过本文整车的悬置模型后,会形成一定的误差,从而引起车内噪声的差异。若实验条件允许,建议测试衬套的动刚度曲线并将其赋给整车模型,以提升整车NVH仿真的精度;另外,车内声腔有限元模型的阻尼系数为常数(0.16),而实车内由于内饰系统的存在,声腔阻尼系数一般随着频率的升高而减小,这同样会引起车内声学响应的误差。

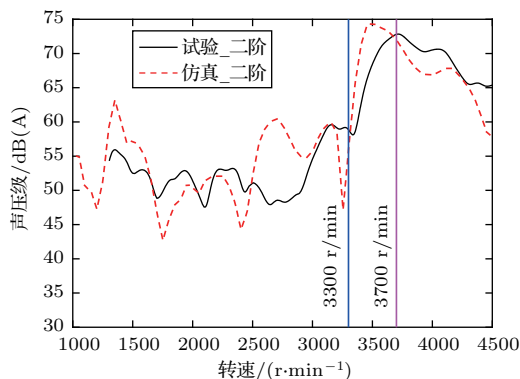


图8 WOT工况下的车内噪声仿真与实验结果对比

Fig. 8 Comparison of simulated and tested interior noise under WOT condition

5 结论

本文基于发动机多体动力学理论提取了WOT工况下的燃烧激励和惯性激励,并将其加载到整车有限元模型上预测车内噪声。通过仿真与实验结果

的对比发现, 仿真声压级曲线基本上在实验曲线的上下方波动, 同时捕捉到了3300~3700 r/min转速段的峰值, 从而证明了仿真方法、模型及结果的有效性和可靠性, 为整车开发阶段的WOT工况车内振声预测提供技术参考。此外, 基于本文的研究流程, 可以提取车辆其他常用工况下的载荷, 如节气门部分开(Partly-open throttle, POT)、怠速(空调开/关, AC ON/OFF)、轻踩轻松油门(Tip in & Tip out)等, 并将其加载到整车模型中, 即可计算得到上述工况下的车内振声响应, 指导常用工况的车内NVH开发。

参 考 文 献

- [1] 赵静, 周铨, 梁映珍. 轿车乘坐室轰鸣声的分析与控制研究[J]. 汽车技术, 2009(10): 16–20.
Zhao Jing, Zhou Hong, Liang Yingzhen. Analysis and control research of booming noise in car's passenger compartment[J]. Automobile Technology, 2009(10): 16–20.
- [2] 闫硕, 赵云, 康菲. 某款SUV车内轰鸣声问题研究[J]. 农业装备与车辆工程, 2015, 53(11): 61–63, 76.
Yan Shuo, Zhao Yun, Kang Fei. Study on the booming sound of an SUV car[J]. Agricultural Equipment & Vehicle Engineering, 2015, 53(11): 61–63, 76.
- [3] 谷玉川, 樊帆, 龙书成. 应用动力吸振器降低车内轰鸣噪声[J]. 噪声与振动控制, 2014, 34(2): 181–184.
Gu Yuchuan, Fan Fan, Long Shucheng. Application of tuned mass damper to cabin booming noise reduction[J]. Noise and Vibration Control, 2014, 34(2): 181–184.
- [4] 侯臣元, 汪晓虎, 王亮, 等. 汽车P/T灵敏度传递路径分析[J]. 噪声与振动控制, 2015, 35(5): 116–120, 125.
Hou Chenyuan, Wang Xiaohu, Wang Liang, et al. Analysis of vehicle's P/T sensitivity based on transfer path method[J]. Noise and Vibration Control, 2015, 35(5): 116–120, 125.
- [5] Thompson L L. A review of finite-element methods for time-harmonic acoustics[J]. Journal of the Acoustical Society of America, 2006, 119(3): 1315–1330.