基于液固耦合有限元分析的 驾驶室液压悬置结构参数

陈志勇¹,史文库¹,王清国²,滕 腾²

(1. 吉林大学 汽车仿真与控制国家重点实验室,长春 130022;2. 中国第一汽车集团公司 技术中心,长春 130011)

摘 要:通过材料试验确定了所研究驾驶室液压悬置橡胶材料的本构模型。分别建立了液压 悬置的固体模型和液体模型,将其导入有限元分析软件中建立了液固耦合模型。利用准静态 分析方法计算了液压悬置的静刚度,并与试验数据进行了比较。在动刚度分析中,液体流动参 数采用 K-Epsilon RNG 紊流模型,计算了液压悬置的动刚度和相位角,并与试验数据比较。 经过试验验证,表明所建立的驾驶室悬置液固耦合有限元模型是正确的。利用所建立的有限 元模型分析了悬置主要结构参数对其动特性的影响。

关键词:车辆工程;驾驶室;液压悬置;液固耦合;有限元 中图分类号:U465.4 文献标志码:A 文章编号:1671-5497(2011)Sup. 2-0098-06

Structure parameter of light vehicle cab's hydraulic mount based on fluid-structure interaction finite element analysis

CHEN Zhi-yong¹, SHI Wen-ku¹, WANG Qing-guo², TENG Teng²

(1. State Key Laboratory of Automotive Simulation and Control, Jilin University, Changchun 130022, China; 2. R&D Center, China FAW Group Corporation, Changchun 130011, China)

Abstract: The rubber material's hyperelastic model constants are characterized based on test date. The structure model and the fluid model of light vehicle cab's hydraulic mount are established, and imported into Adina. The fluid-structure interaction model is established by Adina. The hydraulic mount's static characteristics are analyzed using quasi-static method. For dynamic characteristics analysis, the flow model of fluid is assumed to be turbulent K-Epsilon RNG. Dynamic stiffness and loss angle of the hydraulic mount are simulated based on this finite element model. The simulations of static and dynamic characteristics agree well with test results. The effects of primary structure parameters to the dynamic characteristics of the hydraulic mount are analyzed based on the finite element model.

Key words: vehicle engineering; light vehicle's cab; hydraulic mount; fluid-structure interaction; finite element analysis

收稿日期:2011-01-21.

基金项目:吉林省科技发展重大专项(20086004).

作者简介:陈志勇(1980-),男,博士研究生.研究方向:汽车系统动力学.E-mail:wosczy@yahoo.cn 通信作者:史文库(1960-),男,教授,博士生导师.研究方向:汽车系统动力学.E-mail:shiwk@jlu.edu.cn

目前,国外一些高档轻型载货汽车开始应用驾驶室液压悬置,相对于橡胶垫式悬置,液压悬置具 有较大的行程,且在低频振动域内具有大阻尼、动 刚度较高特性;在高频振动域内具有小阻尼,动刚 度较低特性^[1]。在不同的工况下,对驾驶室振动均 具有良好的衰减效果。目前国内外学者已经开始 应用有限元方法研究发动机液压悬置^[2],但是未见 对于驾驶室液压悬置的研究。本文运用有限元计 算的方法对驾驶室液压悬置进行研究,不需要通过 试验预先测得橡胶主簧的体积刚度、等效活塞面积 等参数,不需要试制出悬置元件即可进行性能分 析,可显著缩短驾驶室液压悬置的开发周期。

1 确定橡胶超弹性模型参数

橡胶材料的超弹性本构模型^[3]有多种表达 式,表达式中的未知参数一般由材料应力应变试 验数据拟合得到。试验类型包括单轴试验,等双 轴试验,平面剪切试验和体积试验^[4]。将试验数 据输入有限元软件中,软件会以最小二乘法进行 拟合^[5],根据拟合的曲线和试验曲线的比较,能确 定出哪种模型能更精确地模拟试样的材料特征。

图 1 为运用不同本构模型所拟合出的橡胶材 料应力应变曲线与试验曲线的比较。总体来说, Mooney-Rivlin 模型、2 阶和 3 阶 Ogden 模型^[6]能 够较好的模拟悬置中的橡胶材料。计算中选用 Mooney-Rivlin 模型,所拟合出的材料参数为: C_{10} =0.245 MPa, C_{01} =0.087 MPa。



图1 不同本构模型拟合曲线

Fig. 1 Curve fitting results for multiple hyperelastic model

2 液压悬置液固耦合有限元模型

2.1 驾驶室液压悬置的三维模型

如图 2 所示,所研究的驾驶室悬置为惯性通 道式液压悬置,空载情况液体主要存储于下液室, 当悬置内套受到向下的力产生位移时,橡胶主簧 就像活塞一样挤压液体,使之通过惯性通道流向 上液室,上液室为两个完全相同的腔,但是入口大 小不一。液体首先到达一腔,其入口较小,最后流 到入口较大的二腔。图 3 为悬置的惯性通道体, 图 4 为液压悬置主芯。







	图 3	惯性通道体	图 4	液压悬置主芯		
	Fig. 3	Inertia track	Fig. 4	Main	rubber	spring
2.	2 驾驶	室液压悬置液	友固耦合	有限	元模型	Ū

液压悬置的固体模型和液体模型是分别建立 的。惯性通道体是塑料件,当液体流经时其变形 可以忽略不计,固体有限元模型包括悬置内套、橡 胶体和支承环。其中内套和支承环是金属构件, 橡胶体包括橡胶主簧和上液室橡胶膜等,材料模 型采用 Mooney-Rivlin 模型。金属构件和橡胶体 之间通过节点重合的方式耦合,这样能够减少约 束条件和计算量,提高计算速度,也更加符合实际 结构。图 5 为固体有限元模型,金属构件和橡胶 体均采用 8 节点六面体单元离散,其中金属构件 单元数为4 156,橡胶体单元数为10 844。根据实 际情况,垂向位移载荷施加于悬置内套上,约束施 加于支承环两端,约束条件为全约束,在橡胶与液 体接触面上定义液固耦合边界条件。

液体模型由下液室、惯性通道、上液室一腔和 上液室二腔组成,下液室侧向与惯性通道相连,上 液室一腔由小孔与惯性通道连接,上液室二腔由 方形的大孔与惯性通道连接。液体模型采用8节 点六面体单元离散,如图6所示,深色的面是液体 与橡胶接触的部位,定义为液固耦合边界条件,其 位置与固体模型的液固耦合面对应。下液室底部 定义为不可滑移的刚性壁面。因为在固体模型中 省略了惯性通道体,液体模型中与惯性通道壁接 触的液面同样定义为不可滑移的刚性壁面^[7]。



图 5 液压悬置固体有限元模型 Fig. 5 Finite element model of rubber mount



图 6 液体模型 Fig. 6 Finite element model of fluid

3 驾驶室液压悬置性能仿真分析

3.1 静态特性

为了体现悬置内液体流动阻尼等因素的影响,采用准静态的分析方法,即在有限元分析时采 用动态分析步,但是设定较长的载荷施加时间,模 拟试验中的准静态加载过程。在悬置内套上施加 垂直向下的力 2 000 N,时间历程为 5 s,橡胶主簧 垂向变形如图 7 所示。

图 8 为加载过程中 t=1 s 时液体压力分布 图,可见在准静态加载中悬置内液体的压力分布 比较均匀。为了验证有限元分析的正确性,试验 测量了液压悬置的动静刚度,试验装夹图如图 9 所示。在静刚度测量中,试验机匀速加载,加载速 率为 100 N/s,加载范围为垂直向下 0~2 000 N。 液压悬置静刚度与试验测得值的比较如图 10 所 示。从图 10 可以看出,驾驶室液压悬置静刚度计 算值与试验值比较接近。



图 7 橡胶主簧垂向变形图

Fig. 7 Contours on vertical displacement of rubber mount



Fig. 8 Pressure distribution



图 9 液压悬置试验装夹图

Fig. 9 Test rig for measuring stiffness in vertical direction



3.2 动态特性

在液压悬置动特性分析中,特别是激励频率 较高时,悬置内液体的流速较快,流体雷诺数较 高,另外由于补偿孔的存在,可能使流体存在紊流 状况。为了能够较为准确地模拟高激振频率时液 压悬置的动特性,在动态分析中液体流动参数采 用 K-Epsilon RNG 紊流模型。

动态分析中,不考虑温度及其对液体黏度及 密度的影响。首先对悬置内套施加 2000 N 的垂 向静载,然后施加位移谐波激励,激励幅值为 0.5 mm,挑选计算了 1~50 Hz 以内几个典型的频 率。图 11 为激励频率为 10 Hz 时惯性通道内的 流速矢量图。



图 11 液压悬置流速矢量切面图



同样地,为了验证模拟计算的动刚度是否正确,对驾驶室液压悬置进行了动刚度测试试验:测试频率范围为 1~50 Hz,频率间隔为 1 Hz;静载 采用力控制,大小为 2000 N,方向垂直向下。动 态载荷采用位移控制,测量位移幅值为 0.5 mm 下的动刚度和相位角。图 12 是动刚度和相位角 的计算值与试验值比较,从图中可以看出,计算结 果与试验值比较接近,说明所建立的动态有限元 模型是正确的。



4 悬置主要结构参数对其性能的 影响

液压悬置的动态弹性特征对许多参数敏感, 如悬置橡胶主簧的静态刚度、惯性通道的结构参 数以及悬置内液体的特性参数等。通过改变这些 因素,可以有效控制液压悬置的动态弹性特征,从 而为产品设计及匹配提供指导。在考虑这些影响 因素时,只保持其中单个参数变化,不考虑因素间 的交互作用。

4.1 橡胶主簧静态刚度的影响

橡胶主簧是液压悬置的主要弹性元件。影响 橡胶主簧静刚度 K_m 的除了其结构参数外,主要 就是橡胶材料的硬度,根据文献[8]所述,橡胶材 料 Mooney-Rivlin 模型中的参数($C_{01} + C_{10}$)与硬 度有直接关系,在仿真分析中可以通过改变参数 ($C_{01} + C_{10}$)来起到改变橡胶主簧静刚度的效果。 本文选择 0.6 K_m , K_m ,1.7 K_m 三种主簧刚度进 行计算结果如图 13 所示。





通过分析可以看出,随着橡胶主簧刚度的增加,液压悬置的动刚度在整个频率区域内均有增加,主簧刚度参数对悬置动刚度有明显的影响。 而体现悬置阻尼特性的相位角变化不大,这是因 为橡胶主簧主要影响悬置的弹性特性。主簧刚度 对液压悬置动刚度和相位角出现峰值的频率都没 有影响。悬置动刚度的增加不利于隔振率,因此 应在考虑静变形、隔振率、耐久性等综合因素下选 择合适的橡胶主簧静刚度。

4.2 惯性通道参数的影响

惯性通道是液压悬置的主要阻尼元件,其结构变化可以直接影响到惯性通道内液体的体积流 量和惯量等参数,这些参数都能够影响液压悬置 的动态特性。惯性通道原始结构为2个通道,如 图3所示,现改变为3个通道和4个通道(如图 14所示)分析其动态特性,如图15所示。





惯性通道体结构改变,相当于惯性通道的长 度和横截面积也发生改变,通过以上分析看出,其 结构改变对动刚度和相位角峰值影响不大,但是 却明显改变了峰值频率。可以通过改变惯性通道 结构来调整相位角峰值,使其与驾驶室总成垂向 模态相近,以达到更有效的减振目的。

4.3 惯性通道补偿孔尺寸的影响

惯性通道体上的小孔为补偿孔,设计目的为 降低高频动态硬化。其初始尺寸为直径 2.8 mm (见图 16),为了研究补偿孔尺寸对悬置动刚度的 影响,计算分析了补偿孔尺寸为直径 3.8、4.8 mm 的悬置动态弹性特性,如图 17 所示。



图 16 惯性通道体上补偿孔参数





由图看出,补偿孔对液压悬置的低频动特性 影响不大,对动刚度基本没有影响,随着补偿孔的 增大,相位角峰值略微降低,峰值频率略微升高, 补偿孔过大时不利于悬置的低频隔振,补偿孔过 小时又不利于高频隔振,容易导致悬置高频动态 硬化,因此补偿孔尺寸应根据实际情况恰当选取。 补偿孔的这些特性符合其定位要求,即主要对悬 置的高频动特性有影响,降低高频动态硬化。

4.4 上液室橡胶膜厚度的影响

上液室橡胶膜厚度(见图 18)直接影响上液 室体积刚度,原厚度为 3 mm,另外计算了厚度为 4 mm 和 5 mm 的悬置动特性,如图 19 所示。

从计算结果可以看出,随着橡胶膜厚度的增加,悬置动刚度有所提高,最大相位角降低,动刚 度和相位角峰值频率提高,这样不利于悬置低频 隔振,因此上液室橡胶膜应该在满足强度前提下 尽量薄。



图 18 上液室橡胶膜结构





5 结 论

(1)通过对驾驶室液压悬置橡胶材料进行试验,拟合出了橡胶材料超弹性本构模型。

(2)将静态与动态计算的结果与试验数据进行了比较,表明了所建立有限元模型的正确性。

(3)利用所建立的有限元模型分析了液压悬置主要结构参数对其动特性的影响,分析结果表明,悬置主簧静刚度对悬置动刚度有明显的影响;惯性通道结构对悬置阻尼特性影响较大,特别是对于相位角和动刚度峰值的影响较大;上液室橡胶膜厚度的增加不利于悬置低频隔振,因此应该尽量选用较薄的橡胶膜。

参考文献:

[1]张云侠,张建武,上官文斌,等.发动机被动液阻悬置

动态特性比较研究[J].应用力学学报,2008,25(1): 137-141.

Zhang Yun-xia, Zhang Jian-wu, Shang-guan Wenbin, et al. Comparison of dynamic behaviours for passive hydraulic engine mount[J]. Chinese Journal of Applied Mechanics,2008,25(1):137-141.

[2]上官文斌,吕振华.汽车动力总成液阻悬置液-固耦 合非线性动力学仿真[J].机械工程学报,2004,40 (8):80-86.

Shang-guan Wen-bin, Lü Zhen-hua. Nonlinear modeling of hydraulic engine mounts of a car powertrain with computational fluid structure interaction finite element analysis models[J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2004, 40(8):80–86.

[3]李晓芳,杨晓翔.橡胶材料的超弹性本构模型[J].弹 性体,2005,15(1):50-58.

Li Xiao-fang, Yang Xiao-xiang. A review of elastic constitutive model for rubber materials [J]. China Elastomerics, 2005, 15(1):50–58.

[4]梁天也,史文库,马闯.汽车动力总成液压悬置橡胶
主簧静特性有限元分析[J].振动与冲击,2007,26
(9):155-157.

Liang Tian-ye, Shi Wen-ku, Ma Chuang. Finite element analysis of static characteristics of main rubber spring for a hydraulic engine mount[J]. Journal of Vibration and Shock, 2007, 26(9):155-157.

- [5] ABAQUS Benchmarks Manual 6. 5[Z]. SIMULIA Co. Ltd. ,2005.
- [6] Twizell E H, Ogden R W. Non-linear optimization of the material constants in ogden's stress deformation function for incompressible isotropic elastic materials[J]. Austral Math Soc Ser B, 1983, 24:424-434.
- [7] Shang-guan Wen-bin, Lü Zhen-hua. Experimental study and simulation of a hydraulic engine mount with fully coupled fluid-structure interaction finite element analysis model [J]. Computers and Structures,2004,82:1751-1771.
- [8]郑明军,王文静,陈政南,等. 橡胶 Mooney-Rivlin 模型力学性能常数的确定[J]. 橡胶工业,2003,50(8): 462-465.

Zheng Ming-jun, Wang Wen-jing, Chen Zheng-nan, et al. Determination for mechanical constants of rubber mooney-rivlin model[J]. China Rubber Industry, 2003,50(8):462-465.