

重型汽车制动器虚拟样机的建模与应用

宁晓斌, 孟彬, 王磊

(浙江工业大学机械制造及自动化教育部重点实验室, 杭州 310014)



摘要:为准确计算重型汽车鼓式制动器的制动效能因数,采用三维CAD绘图软件Pro/ENGINEER、有限元软件ANSYS、多体动力学仿真软件MSC.ADAMS,通过开发柔性体摩擦片与刚体制动蹄连接模块、柔性体摩擦片与刚体制动鼓非线性接触模块,建立了鼓式制动器的虚拟样机模型。应用鼓式制动器虚拟样机模型,对北京首钢重型汽车制造厂32t重型汽车的鼓式制动器进行仿真计算,仿真得出的鼓式制动器的制动效能因数,与试验测试结果基本相符。

关键词:虚拟样机; 仿真; 重型汽车; 鼓式制动器

中图分类号: TP391.9; U463.5 **文献标识码:** A **文章编号:** 1004-731X(2006)08-2187-03

Virtual Prototype Solid Modeling and Application of Heavy Truck Brake

NING Xiao-bin, MENG Bin, WANG Lei

(The MOE Key Laboratory of Mechanical Manufacture and Automation, Zhejiang University of Technology, Hangzhou 310014, China)

Abstract: In order to accurately calculate the braking effectiveness factor of drum brake shoe of heavy truck, the CAD software Pro/ENGINEER, the finite element analysis software ANSYS and the multi-body system simulation software MSC.ADAMS were used to establish the drum brake virtual prototyping model. The model was built by developing joint program module between the rigid shoe and the flexible ling and nonlinear contact force program module between the ling and the rigid drum. Using this model, the simulation was executed for the drum brake of 30t heavy duty truck of BEIJING SHOUGANG HEAVY DUTY TRUCK MANUFACTORT. The results show that the simulated braking effectiveness factor coincides with experimental results of the braking effectiveness factor of the heavy truck drum brake.

Key words: virtual prototyping; simulation; heavy truck; drum brake

引言

虚拟模型技术是一项新生的工程技术,借助于这项技术,工程师们可以在计算机上建立机械系统的模型,伴之以三维可视化处理,模拟在现实环境下系统的运动和动力特性,并根据仿真结果精化和优化系统的设计与过程。虚拟样机将不同工程领域的开发模型结合在一起,从外观功能和行为上模拟真实产品。虚拟样机技术涉及多体系统运动学与动力学建模理论及其技术实现,它融合信息技术、先进制造技术和先进仿真技术。利用虚拟样机可代替物理样机,对产品进行创新设计测试和评估,缩短开发周期降低成本,改进产品设计质量,提高面向客户与市场需求的能力^[1]。

虚拟模型技术是一门综合技术,其技术背景比较复杂。不同的人对这项技术,因观点和背景不同,所持的看法各有不同。虚拟模型技术是许多技术的综合,它的核心部分是多体系统运动学与动力学建模理论及其技术实现,数值算法及时地提供了求解这种问题的有效的快速算法,计算机可视化技术及动画技术的发展为这项技术提供了友好的用户界面,CAD/FEA等技术的发展为虚拟模型技术的应

用提供了技术环境。

在重型汽车鼓式制动器设计过程中,需要准确计算制动器的制动效能因数,以预测整车的制动性能。鼓式制动器线性静力学模型,假设摩擦片的接触压力与摩擦片变形成正比,得出了制动效能因数的计算方法^[2]。文献[3-5]采用数字模型仿真研究指出,鼓式制动器线性模型计算所得的制动效能因数,适用范围为轻型汽车鼓式制动器;对于重型汽车鼓式制动器,制动时摩擦片与制动鼓接触压力与变形不属于线性变化范围,需要采用非线性动力学虚拟样机模型,进行制动效能因数的仿真分析。

本文采用三维CAD软件Pro/ENGINEER建立刚体零件,采用有限元ANSYS建立柔性体零件,采用MSC公司的多体动力学仿真软件MSC.ADAMS建立模型的虚拟样机。

1 重型汽车鼓式制动器虚拟样机的建模

根据文献[4]结论,摩擦片材料的弹性变形,对制动器的制动效能因数影响较大,制动鼓和制动蹄的弹性变形对制动效能因数影响较小。因此,制动器虚拟样机模型中,制动鼓和制动蹄为不具有弹性变形的刚体,摩擦片为具有弹性变形的柔性体,摩擦片与制动鼓接触力为非线性。制动鼓和制动蹄由Pro/ENGINEER建立三维实体,使用Pro/ENGINEER与MSC.ADAMS接口模块,导入MSC.ADAMS成为刚体零件;摩擦片则采用有限元软件ANSYS划分网

收稿日期: 2005-01-17 修回日期: 2006-03-28

作者简介: 宁晓斌(1965-),男,山西省忻州人,副教授,博士,研究方向为车辆虚拟样机及仿真; 孟彬(1979-),男,浙江省宁波人,助教,硕士,研究方向为汽车动力学; 王磊(1976-),男,江苏省盐城人,助教,硕士,研究方向为车辆振动和噪声控制。

格和单元,选择与刚体连接点为界面点,通过模态分析和缩减自由度后,导入 MSC.ADAMS 成为柔性体零件。把各个零件在空间的相对位置,按制动器装配位置放置后见图 1。



图 1 制动器虚拟样机模型

1.1 摩擦片与制动蹄的连接

摩擦片与制动蹄连接方法如下: 在 ANSYS 中选择摩擦片内表面所有结点, 即与制动蹄连接面的所有结点为界面点生成柔性体。此方法界面点选择较多, 生成的摩擦片柔性体自由度也相应较多。在 MSC.ADAMS 中摩擦片界面点与制动蹄不能使用固定副直接连接, 否则模型具有多余的约束, 结果导致仿真时摩擦片与制动蹄只有一个界面点固定。所以此时需要在摩擦片内表面固定无质量的哑物体, 再施加哑物体与制动蹄之间的轴套力。弹性轴套力通过定义力和力矩的六个分量在两个构件之间施加一个弹性力, 在施加轴套力时, 刚性系数越大, 摩擦片界面点与制动蹄连接越接近于固定连接, 但刚性系数过大, 模型的多体微分方程的仿真步长要求越小, 仿真时间相应越长, 所以刚性系数取值适可而止。

对有限元离散了的摩擦片来说, 摩擦片与制动蹄连接需要施加许多哑物体和轴套力, 为此使用 Macro 建立 ADAMS/View 扩展功能, 来同时施加多个哑物体和轴套力。与制动蹄接触的摩擦片表面固定哑物体, 参数输入界面见图 2。同样, 使用 Macro 建立哑物体与制动鼓接触力施加的功能模块、接触摩擦力测量的功能模块、摩擦片与制动蹄连接的弹性轴套力施加模块, 模块界面和程序见文献[6]。

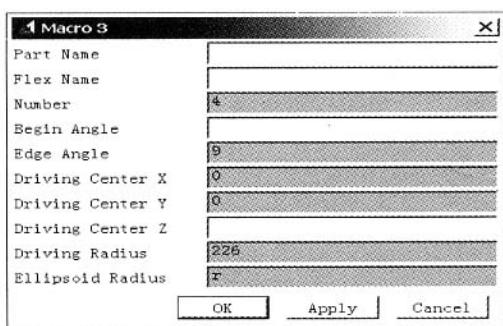


图 2 摩擦片表面固定哑物体的功能模块

摩擦片与制动蹄连接也可采用如下方法: 在 ANSYS 中选择两个结点, 用大刚度小质量的梁单元连接此结点与

摩擦片内表面, 选择此结点为界面点生成柔性体, 生成的柔性体见图 3; 此方法生成的摩擦片柔性体, 选择界面点少, 相应摩擦片自由度也少, 在 MSC.ADAMS 中, 摩擦片可用固定副在界面点直接与制动蹄连接。此方法虽然在 ANSYS 中操作生成柔性体比较复杂, 但在 MSC.ADAMS 中装配虚拟样机操作简单, 模型总自由度较少, 仿真所需时间也较短, 所以推荐此方法连接柔性体与刚体。

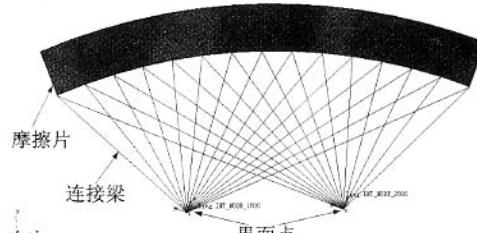


图 3 摩擦片柔性体

1.2 摩擦片与制动鼓的接触

摩擦片与制动鼓的接触, 通过在摩擦片与制动鼓接触表面固定哑物体, 并施加哑物体与制动鼓的接触力来实现。摩擦片与制动鼓之间的接触力为非线性的弹性—阻尼力, 摩擦力采用库仑摩擦模型, 并施加测量函数, 得到摩擦片每个接触点的法向接触力和切向摩擦力。同样采用宏语言 Macro, 开发施加摩擦片与制动鼓之间接触力的 ADAMS/View 功能模块。

1.3 制动器促动力

制动器由制动分泵的气体压力促动, 而 MSC.ADAMS 无气体动力学模块, 为此建立了气体动力学微分方程。把汽车制动气体驱动系统简化为图 4 的简单系统, 恒定参数气源(储气筒)1, 向气缸(制动分泵)2 充气, 推动活塞 3 运动。

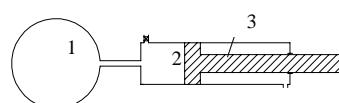


图 4 制动系统气体动力学模型

由于制动分泵充气过程时间很短, 来不及与外界进行热交换, 所以假设分泵充气过程为理想气体绝热充气过程, 建立的制动分泵气体压力动力学方程为一组一阶微分方程。MSC.ADAMS 具有建立一级微分方程功能, 所以可以在 MSC.ADAMS 中直接建立了气体压力微分方程模块。

1.4 其它初始条件定义

制动鼓和制动蹄用只有一个自由度的转动约束与大地连接, 车辆四分之一质量用点质量表示, 与制动鼓用固定约束连接, 制动鼓具有一定转动初速度。施加传感器, 当制动鼓角速度为 0 时, 传感器将仿真停止。这样, 鼓式制动器各个零件, 通过施加力、运动和约束, 组成了制动器虚拟样机模型, 模型详细情况见文献[6]。

2 重型汽车鼓式制动器虚拟样机模型的应用

应用所开发的重型汽车鼓式制动器虚拟样机, 分析 SGA3550 汽车的制动器。北京首钢重型汽车制造厂开发的 SGA3550 型汽车, 于 2003 年 8 月通过北京市科委鉴定, 其满载总重为 55t, 采用领从蹄鼓式制动器, 摩擦片的摩擦因数在试验台测试所得的平均值为 0.35。

在设计过程中, 需要分析满足制动效能因数设计要求的制动鼓直径; 为使制动效能因数最大, 优化制动器其它结果参数, 下面采用制动器虚拟样机分析结果确定制动鼓直径。按设计参数建立 SGA3550 鼓式制动器虚拟样机模型, 当制动鼓直径取 460mm, 虽然根据线性力学模型计算, 制动效能因数满足设计要求, 而根据虚拟样机模型分析结果, 制动效能因数不能满足设计要求; 当制动鼓直径为 490mm 时, 根据制动器虚拟样机模型分析结果, 制动效能因数满足设计要求, 这时制动器的制动效能因数、领蹄的制动效能因数、从蹄的制动效能因数见图 5 曲线 1、2、3。

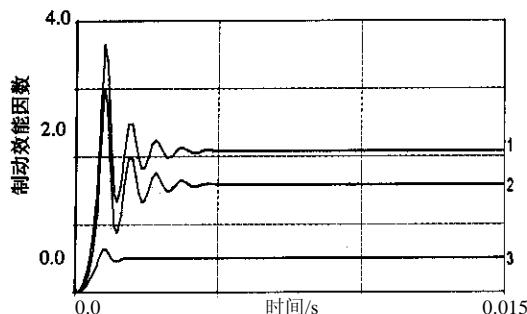


图 5 鼓式制动器的制动器效能因数

仿真分析不同摩擦因数时的制动效能因数, 得出制动效能因数与摩擦因数关系见图 6 中的曲线, 曲线 1、2、3 分别为制动器的制动效能因数、领蹄制动效能因数、从蹄制动效能因数与摩擦因数的关系。

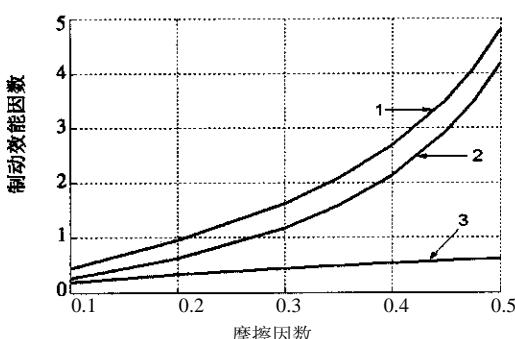


图 6 制动器的制动效能因数与摩擦因数关系

对比鼓式制动器线性力学模型和虚拟样机模型的制动效能因数, 结果见图 7。曲线 1 是线性力学模型计算得出的制动效能因数, 曲线 2 为虚拟样机模型制动效能因数, 结果与文献[3]分析所得的比较结果基本一致。

应用制动器虚拟样机模型得出的制动效能因数, 计算 SGA3550 型汽车的制动距离, 与北方汽车质量监督检验鉴定试验所试验时制动距离基本吻合。

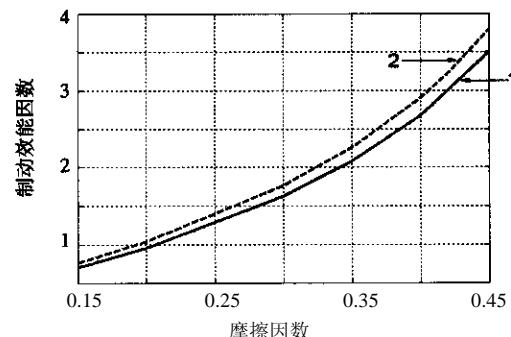


图 7 制动器效能因数比较

3 结论

通过建立重型汽车鼓式制动器的虚拟样机模型, 克服了鼓式制动器线性力学模型使用的局限性, 准确地计算了重型汽车鼓式制动器的制动效能因数。应用结果表明, 鼓式制动器虚拟样机模型分析结果与试验结果吻合, 对重型汽车鼓式制动器设计计算具有一定的参考价值。

参考文献:

- [1] 熊光楞, 李伯虎, 柴旭东. 虚拟样机技术[J]. 系统仿真学报, 2001, 13(1): 114-117.(XIONG Guang-leng, LI Bo-Hu, CHAI Xu-dong. Virtual Prototyping Technology [J]. Journal of system simulation, 2001, 13(1): 114-117.)
- [2] 刘惟信. 汽车设计[M]. 北京: 清华大学出版社, 2001: 667-778.
- [3] C Hohmann, K Schiffner, K Oerter, et al. Contact analysis for drum brakes and disk brakes using ADINA [J]. Computers and Structures (S0045-7949), 1999, 72: 185-198.
- [4] Shan Shih, Rajesh Somnay, Robert Hannon, et al. Improved drum brake shoe factor prediction with the consideration of system compliance [J]. SAE Paper (S0148-7191), 2000.
- [5] Rajesh Somnay, Shan Shih, Paul Johnston. Improved drum brake performance prediction considering coupled thermal and mechanical effects [J]. SAE Paper (S0148-7191), 2001.
- [6] 宁晓斌. 基于虚拟样机技术的重型汽车制动器研究[D]. 北京: 北京科技大学, 2004.