



向 韬

# 考虑流固耦合效应的油罐车瞬态应力分析

向 韬 陈国定 ,于向阳

(西北工业大学 机电学院 ,西安 710072)

**摘 要:** 运用 ADINA 有限元软件建立了油罐车和液体的有限元模型 ,对油罐车在正常行驶、制动及转弯工况考虑流固耦合效应的条件下进行了有限元分析 ,得出在以上工况中油罐车的应力分布以及最大应力和装载液体的压强和液面分布。

**关 键 词:** 油罐车; 流固耦合; ADINA; 工况

中图分类号: O24

文献标识码: A

文章编号: 1003-8728(2010)08-1065-04

## Transient Stress Analysis of a Tank Truck with the FSI Effect Considered

Xiang Tao , Chen Guoding , Yu Xiangyang

( School of Mechatronics , Northwestern Polytechnical University , Xi'an 710072)

**Abstract:** We first make use of the ADINA software to build the finite element model of a tank truck and the fluid in it , and then we carry one finite element analysis of the tank truck and the fluid under fluid-solid interaction effect when the tank truck is in normal state , in braking state and in turning state. Through the analysis , we obtained the maximum stress and its location and the nodal pressure of the fluid. The results are helpful for the design of tank trucks.

**Key words:** tank truck; fluid solid interaction; ADINA; working condition

承载油罐车在运输过程中 ,其装载液体的晃动引起的动载荷对油罐车本身的结构强度有较大影响 ,同时也会加速罐体内部防浪板等结构件的破坏<sup>[1]</sup>。目前在国内油罐车设计中 ,多是根据相关国家标准将液体晃动产生的动态载荷适当放大后以静态载荷的形式施加到油罐车质心部位<sup>[1]</sup> ,这样处理与油罐车运输过程中的实际情况差别较大 ,使得油罐车设计基于一个简化的力学条件下进行 ,设计质量不能满足安全高效和降耗节能的要求。油罐车设计所面临的这一问题迄今尚未有明显得改善 ,有关承载油罐车运输过程中考虑流固耦合问题的力学分析尚不多见。因此 ,研究装

载液体晃动对承载油罐车应力状态的影响规律 ,对于提升油罐车设计水平和新型油罐车研制都是很有意义的工作。

针对承载油罐车运输过程中的正常行驶工况、制动工况和转弯工况 ,笔者探讨了油罐车在上述工况下的瞬态应力状态 ,以及罐体内液体压强分布和液面形状。在获得承载油罐车运输过程中的动态应力变化的同时 ,也为油罐车设计提供基础方法和数据。

### 1 ADINA 流固耦合分析理论基础<sup>[2]</sup>

(1) 在卡迪尔坐标系下 ,连续流体介质运动的控制方程为 N-S 方程 ,分别描述为质量守恒方程、动量守恒方程和能量守恒方程

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho v) = 0 \tag{1}$$

$$\frac{\partial \rho v}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho v v - \tau) = f^B \tag{2}$$

收稿日期: 2009-09-04

作者简介: 向 韬(1985-) ,硕士研究生 ,研究方向为车辆新技术 ,  
taw\_yang@163.com; 陈国定(联系人) ,教授 ,博士生导师  
gdchen@nwpu.edu.cn

$$\frac{\partial \rho E}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho v E - \tau \cdot v + q) = f^B \cdot v + q^B \quad (3)$$

式中:  $t$  为时间;  $\rho$  为密度;  $v$  为速度;  $f^B$  为流体所受体力;  $\tau$  为应力;  $E$  为总能量;  $q$  为热通量;  $q^B$  为热量生成速率。

(2) 油罐车行驶过程中液体的流动会使液体自由表面发生变化, 而 VOF (volume of fluid) 方法在追踪自由表面上有着很多的优点。其控制方程为

$$\frac{\partial \phi_i}{\partial t} + v \cdot \nabla \phi_i = 0 \quad i = 1, \dots, n \quad (4)$$

式中:  $v$  为速度;  $\phi_i$  为第  $i$  种流体的质量比取值从 0 到 1;  $n$  为总的流体种类数目。

(3) ADINA 软件在计算流固耦合问题时流固耦合界面需要满足

$$d_f = d_s \quad (5)$$

$$n \cdot \tau_f = n \cdot t_s \quad (6)$$

$$F(t) = \int h^d t_f \cdot dS \quad (7)$$

式中:  $d_f$  为流固耦合面上的节点位移;  $d_s$  为流固耦合面上固体的节点位移;  $t_f$  为流固耦合面上液体的节点应力;  $t_s$  为流固耦合面上固体的节点应力;  $F(t)$  为液体对固体的作用力;  $h^d$  为固体位移。

## 2 油罐车和流体有限元分析

### 2.1 油罐车及其零件的结构和材料性质

油罐车结构主要包括罐体、防浪板、封头、纵梁、横梁、腹板、翼板和车架, 如图 1 所示。油罐车的纵向长度为 7.33 m, 截面形状大致是一个椭圆, 其最大高度(或椭圆短轴)为 1.7 m, 最大宽度(或椭圆长轴)为 2.45 m。在保证有限元分析准确性的基础上, 油罐车结构模型建立过程中适当地进行了简化, 以保证计算的高效。这些简化主要包括以下几个方面<sup>[3]</sup>:

(1) 油罐车结构模型主要由上述结构件组成, 其他不影响力学状态的构件如工具箱和防护网等均不加以考虑。

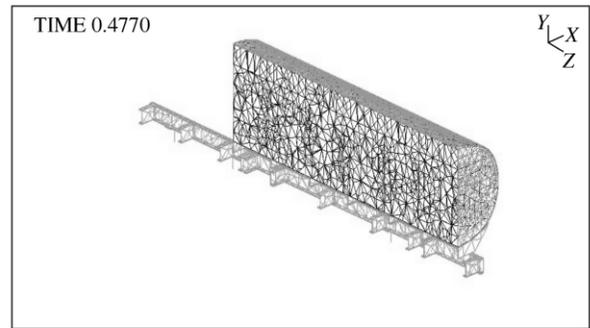
(2) 复杂的工艺结构形状均做简化处理, 以降低网格划分的复杂程度。

(3) 结构件之间的连接均做固接处理。

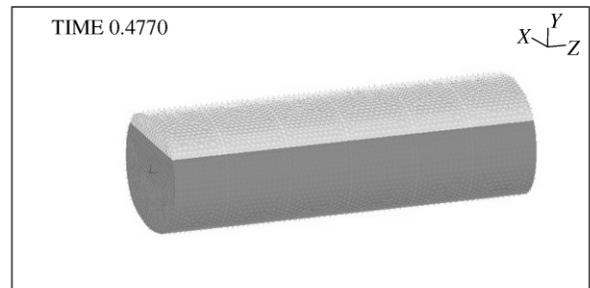
除车架材料为 16Mn 低合金钢以外, 油罐车中其他结构件的材料都是 Q235 钢。16Mn 合金钢的屈服极限  $\sigma_{s1} = 345$  MPa, Q235 钢的屈服极限  $\sigma_{s2} = 235$  MPa。两种材料的密度  $\rho_1 = 7800$  kg/m<sup>3</sup>, 弹性模量  $E = 2.1 \times 10^{11}$  Pa, 泊松比  $\mu = 0.3$ 。

车架前端施加大小为驾驶室和发动机重量的载

荷, 发动机和驾驶室的重量共为 1600 kg<sup>[4]</sup>。图 1 (a) 中车架底部和车架前端上表面的线表示施加的激励, 车架底部施加的是路面位移激励。



(a) 油罐车和流体有限元模型



(b) 流体有限元模型

图 1 有限元模型

### 2.2 油罐车内部的流体结构和流体物理性质

油罐车内部的流体被若干防浪板和封头分割成若干个部分, 每部分又通过防浪板和封头上的通孔连接在一起。液体密度  $\rho_2 = 725$  kg/m<sup>3</sup>, 液体动力粘度  $\mu = 0.85$  mm<sup>2</sup>/s, 液面高度  $h = 1.35$  m, 大约为油罐车总容积的 80%, 其余容积部分为空气所充满, 空气的密度  $\rho_3 = 1$  kg/m<sup>3</sup>。液体对油罐车罐体壁面的最大静态压强  $p = 9591.8$  Pa。如图 1 (b) 所示流体上部分为空气, 下部分为液体。

### 2.3 油罐车及内部流体的流固耦合模型

油罐车及构件形成的固体模型与罐内流体模型需要在两者接触区域形成流固耦合界面, 油罐车固体区域和流体区域在分析中以耦合形式相互关联, 形成油罐车流固耦合有限元分析模型, 如图 1 所示。

油罐车有限元分析模型中, 固体区域采用 4 节点的三维 Solid 单元进行网格划分离散, 流体区域采用三维 Fluid 单元进行网格划分离散。分别在固体区域的罐体内表面处和流体区域的与之接触的表面处分别设置流固耦合界面。

### 2.4 其它技术处理的简述

#### (1) 路面激励的处理

笔者分析是在油罐车在 A 级公路上行驶的约

定下进行的,此时规定的车速为 80 km/h。通过傅里叶反变换将路面随机激励转化为时域内的路面位移激励<sup>[5,6]</sup>。图 2 给出了前后轮上受到的路面给以的位移激励形式,这一位移激励将作为时变的位移边界条件施加在前后弹簧单元上。

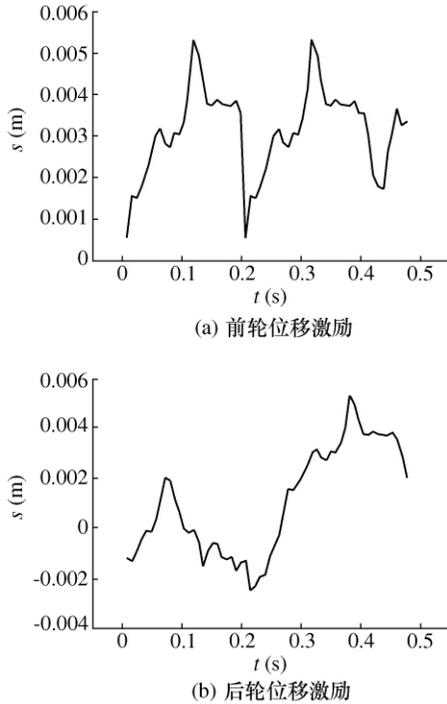


图 2 路面位移激励曲线

(2) 钢板弹簧的处理

油罐车中的钢板弹簧位于车架纵梁和车轴之间,起着衰减路面激励造成的罐体振动。在有限元分析中,如果将钢板弹簧作为结构件来考虑,将因单元数量激增而造成计算量增大,为此笔者将钢板弹簧处理为一个线性弹簧单元,参考同类型油罐车<sup>[7]</sup>取前后钢板弹簧刚度  $k_f = 118532.8 \text{ N/m}$   $k_r = 1637129.2 \text{ N/m}$ ,前后弹簧单元阻尼  $d = 300000 \text{ N} \cdot \text{s/m}$ 。

(3) 约束边界条件的施加

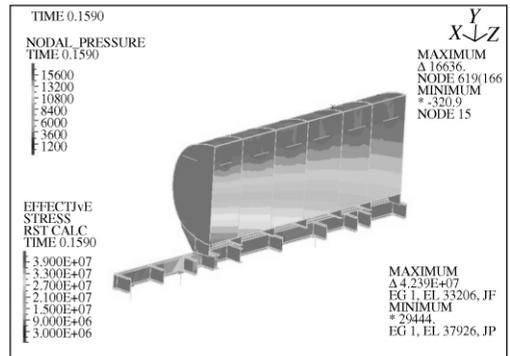
正常,制动以及转弯工况下对油罐车的约束形式相同,为了保持车架纵梁和罐体与车架以下结构没有相对运动,故在车架纵梁与钢板弹簧相连接处的凸台位置释放竖直 Y 向移动自由度,约束其余方向的移动自由度。

3 油罐车瞬态应力分析及讨论

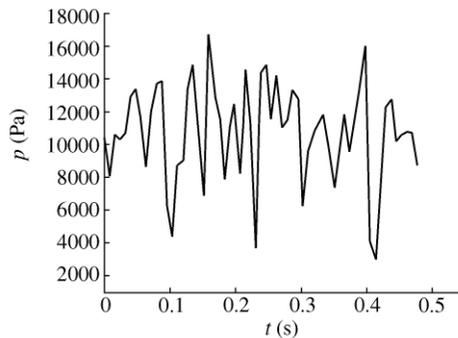
3.1 正常工况下的油罐车瞬态分析

图 3 为油罐车在正常行驶工况下罐车车体及罐内流体的瞬时力学状态。油罐车最大有效应力为 62 MPa 出现在 0.15901 s 时刻,位于罐体纵梁前端

与车架纵梁接触的部位(罐体纵梁安装在车架纵梁上),其原因在于该处发生了应力集中。该时刻液体最大压强为 16669 Pa,出现在前端罐体底部,该处压强随时间变化曲线如图 3 (b) 所示,液体在 0.15901 s 和 0.3975 s 时刻的压强比其余时刻都大。其余时刻油罐车最大有效应力都位于罐体纵梁前端与车架纵梁接触部位和后钢板弹簧与车架纵梁连接处。



(a) 正常工况下 0.15901 s 时刻的油罐车应力云图和流体压强云图

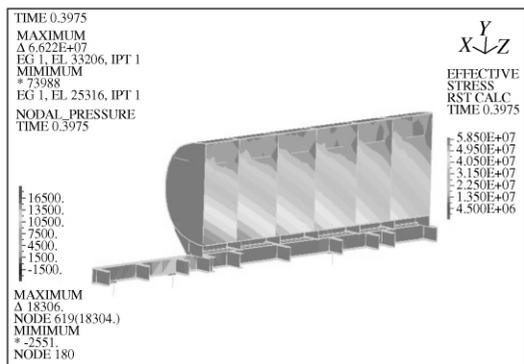


(b) 正常工况下前端罐体底部液体压强随时间变化曲线

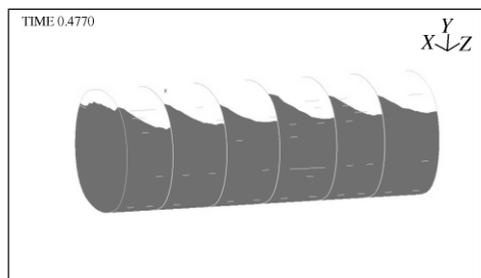
图 3 正常行驶工况下油罐车瞬态分析

3.2 制动工况下的油罐车瞬态分析

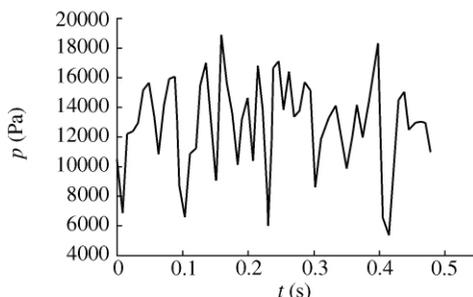
取油罐车的制动加速度  $a = -5 \text{ m/s}^2$ <sup>[4]</sup>。对模型施加惯性力和重力以及路面位移激励。图 4 为油罐车在制动工况下罐车车体及罐内流体的瞬时力学状态。罐车最大有效应力为 95.5 MPa 出现在 0.3975 s 时刻,位于罐体纵梁前端与车架纵梁接触的部位,其余时刻油罐车最大有效应力都位于罐体纵梁前端与车架纵梁接触的部位。在 0.3975 s 时刻液体最大压强为 18307 Pa,位于前端罐体底部,前端罐体底部液体压强随时间变化情况如曲线图 4 (c) 所示。液面分布图如图 4 (b) 所示,由于加速度的影响使得罐体前端的液面比后端高,这与实际情况是比较吻合的。



(a) 制动工况下 0.3975 s 时刻的油罐车应力云图和流体压强云图



(b) 制动工况 0.477 s 时刻液体面分布

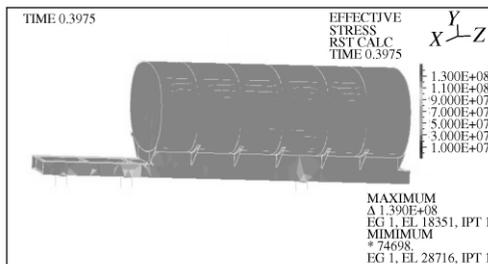


(c) 制动工况前端罐体底部液体压强随时间变化曲线

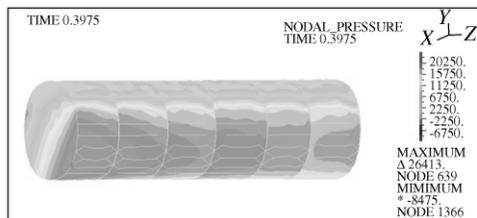
图 4 制动工况下油罐车瞬态分析

### 3.3 转弯工况下的油罐车瞬态分析

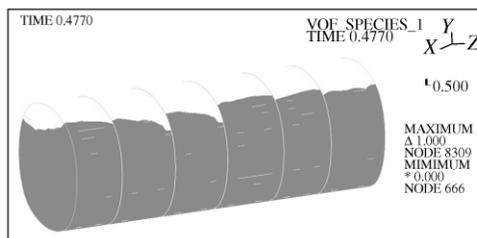
设定油罐车以车速 40 km/h 转弯,转弯半径为 10 m(取最小转弯半径),对结构和液体模型施加重力和路面激励等边界条件。图 5 为油罐车在转弯工况下罐车车体及罐内流体的瞬时力学状态。油罐车最大有效应力为 139 MPa,发生在时间 0.3975 s 时刻,位于罐体纵梁前端与车架纵梁接触的部位。在该时刻流体最大压强为 26413 Pa,位于罐体前端底部的侧面位置。罐体前端底部液体压强随时间变化情况如曲线图 5(d) 所示,图 5(c) 为液面分布图,油罐车在转弯行驶中由于离心力的作用使得液面发生变化,这与实际情况比较吻合,由于时间为 0.477 s,故液面变化不是很明显。



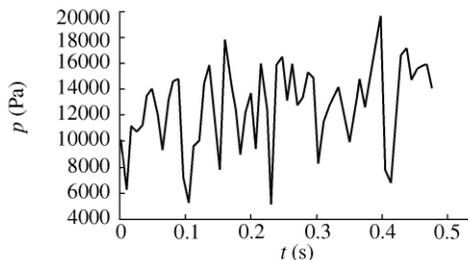
(a) 转弯工况油罐车应力云图



(b) 转弯工况液体压强分布



(c) 转弯工况 0.4770 s 时刻液体液面分布



(d) 转弯时罐体端底部液体压强随时间变化曲线

图 5 转弯工况下油罐车瞬态分析结果

## 4 结论

总结以上计算结果,油罐车在转弯工况条件下有效应力最大为 139 MPa,出现在罐体纵梁前端与车架纵梁接触的部位,小于车架材料 16Mn 钢的屈服极限。观察整个油罐车的应力分布发现,各工况下油罐车最大应力都位于罐体纵梁前端与车架纵梁接触的部位,应力较大区域集中在与前后钢板弹簧相连接的车架纵梁和对应横梁上,故在油罐车的设计过程中需要避免罐体纵梁与车架纵梁安装处的应力集中以及保证与钢板弹簧相连接处的车架纵梁和车架横梁的强度要求,而在其余部位可以减少材料从而减轻油罐车的重量。

在各工况下罐体前端底部液体压强随时间的变化趋势相同,在 0.15901 s 和 0.3975 s 时刻压强比其余时刻大,而油罐车的最大有效应力也发生在这两个时刻,这与实际情况是比较吻合。

(下转第 1071 页)

根据应力计算公式<sup>[3]</sup>

$$\tau = m \cdot G \cdot \varepsilon$$

式中:  $m = 2.15$  是灵敏系数;  $G = 7.9 \times 10^{10}$  是切变模量;  $\varepsilon$  是应变量, 第五次的测试时  $\varepsilon = 6116 \mu\varepsilon$ 。最大应力处的应变在通道 CH20( 弹簧顶端第二圈位置处) , 最大应力为

$$\tau_{\max} = 1038.8 \text{ MPa}$$

### 1.3 实验验证

针对 2172 类型不等距汽车悬架弹簧的分析可知, 双刚度弹簧同样存在与第 1.1 节分析相同的最大应力造成的断裂问题, 且内侧剪切应力大于外侧剪切应力, 最大应力始终保持在与弹簧端头同一垂直线上的内侧。一般情况也是最大剪切应力集中在内侧表面, 外侧的剪切应力为最小, 在外侧表面<sup>[4]</sup>。这与实验( 图 4) 测试保持一致。



图 4 2172 弹簧应力测试施加载荷

## 2 实验数据与测试对比

上述的 HD1 类型的弹簧理论分析和实验测试得到的最大应力分别是  $\tau_i = 1046 \text{ MPa}$  和  $\tau_e = 1038.8 \text{ MPa}$ 。而且实验测定位置和实验模拟位置完全相同。对该模型采用经典公式计算所得最大应力为  $\tau_c = 1014 \text{ MPa}$ 。由此, 对于该类型弹簧的设计应力判断可选取  $\tau_d = (\tau_i + \tau_e + \tau_c) / 3$  作为弹簧设计的选材标准<sup>[5]</sup>。

## 3 结束语

(1) 该两种不同类型的悬架弹簧断裂位置多出现在上端 2 圈和底端 1.5 圈处( 从顶弹簧端头计算)。

(2) 对于连续加载交变应力条件下, 要求 20 万次以上的弹簧最大剪切应力可以选择抗拉强度的 60% 进行比较。选用的材料抗拉强度为 1720 MPa, 即承载最大应力 1032 MPa。通过上述分析无论是有限元分析还是实验测定, 符合 55CrSi 材料的应力波动范围有 70 MPa, 对选材有着至关重要作用。

(3) 采用有限元法与算法结合优化弹簧设计, 将 HD1 弹簧结构重新进行调整后, 最大应力位置随之转移, 甚至移至支撑圈。No. 2172 弹簧同样存在优化后转移位置趋势, 且优化后的结构明显提高弹簧的疲劳寿命。

### [参考文献]

- [1] 徐宏伟, 成刚虎, 张祖明. 圆柱螺旋拉压弹簧多种失效模式的可靠性设计[J]. 西安理工大学学报, 2002, 18(3): 294 ~ 298
- [2] 江洪, 魏峥, 王涛威等. Solidworks 二次开发实例解析[M]. 北京: 机械工业出版社, 2004
- [3] 李庆华. 材料力学[M]. 成都: 西南交通大学出版社, 1990
- [4] 弹簧工艺手册编委会. 最新弹簧生产工艺优化设计与新技术新标准新材料应用及产品质量检验实用手册( 电子版) [M]. 广东: 广州音像出版社, 2004
- [5] 李诚铭. 弹簧设计制造新工艺新技术与常见疑难问题解答及国内外标准汇编实用手册( 第一卷) [M]. 北京: 北方工业出版社, 2007

( 上接第 1068 页)

### [参考文献]

- [1] GB 18564.1-2006 道路运输液体危险货物罐式车辆 第 1 部分: 金属常压罐体技术要求[S]. 2006
- [2] ADINA User Interface primer. ADINA R&D, Inc. 2005
- [3] 张孝琼, 张维强. 半挂车车架主纵梁的有限元分析[J]. 科学技术与工程, 2009, 9(4): 1068 ~ 1071
- [4] 尹辉俊, 黄昶春等. 牵引车车架的动静态性能分析[A]. 安世亚太 2006 用户年会论文[C] 2006
- [5] 刘献栋, 邓志党, 高峰. 基于逆变换的路面不平度仿真研究[J]. 中国公路学报, 2005, 18(1): 122 ~ 126
- [6] GB/T 7031-2005. 车辆振动输入——路面不平度表示方法[S]. 2005
- [7] Toumi M, Bouazara M, Richard M J. Impact of liquid sloshing on the behaviour of vehicles carrying liquid cargo [J]. *European Journal of Mechanics/A Solids*, 2009, 28(5): 1026 ~ 1034
- [8] 孙伟, 陈对志. 基于有限元法的半挂液罐车性能分析[J]. 科技信息, 2008, (9): 428 ~ 430
- [9] 张功学, 田杨. 基于 ANSYS 的某客车车身骨架的有限元分析[J]. 陕西科技大学学报, 2008, 26(6): 150 ~ 153