罐车制动时液体晃动的仿真分析

刘 奎 康 宁

(北京航空航天大学 交通科学与工程学院, 北京 100191)

摘 要: 采用 Volume of Fluid (VOF) 模型对罐车制动时液体的晃动进行了数值模拟,对单室受力、受力位置及整车轴荷分配进行了计算,并通过与实验结果的对比验证了计算方法的可靠性. 计算结果表明,无防波板时,随减速度增加,单室 x, y 方向受力峰值增大,整车轴荷比增大;随充液比增加,单室 x 方向受力峰值先增大后减小, y 方向受力峰值增大,制动初始与结束时充液比越大轴荷比越大, 1 s左右充液比越大轴荷比越小;单室带防波板时,随防波板面积增加, x, y 方向受力峰值减小,当防波板面积大于横截面的 40%时,增加防波板面积能显著改善罐体受力,且防波板面积越大轴荷比峰值越小.

关 键 词: 罐车; VOF模型; 液体晃动; 两相流

中图分类号: U 469. 6

文献标识码: A **文 章 编 号**: 1001-5965 (2009) 07-0799-05

Simulation of liquid slosh in braking process of tank truck

Liu Kui Kang Ning

(School of Transportation Science and Engineering, Beijing University of Aeronautics and Astronautics, Beijing 100191, China)

Abstract: The liquid sloshing in braking process of tank truck was simulated by volume of fluid (VOF) model. The forces and their locations of a single room and weight distribution of a truck were calculated. The reliability of the calculation method was validated by comparing with experimental results. The results show that the maximum of F_x (force in direction x), F_y (force in direction y) and C (The ratio of weight acting on the front axle and rear axle) increase as the deceleration increases without a baffle. When the liquid filling ratio increases, the maximum of F_x increases firstly and decreases afterwards, the maximum of F_y increase, and C increases in the starting and ending period of braking process and decreases during the period around 1 s. When there is a baffle, as the area of the baffle becomes bigger, the maximum of F_x, F_y and C decreases.

Key words: tank truck; volume of fluid (VOF) method; liquid sloshing; two phase flow

罐车所运输的介质大多数是液体或液化气体,当罐车紧急制动时,在惯性作用下罐内液体也随着涌动,并对罐壁产生冲击载荷,使罐车重心偏移,引起轴荷分布不稳,易造成车辆制动距离增大从而引发交通事故,同时也大大缩短了轮胎以及其他一些汽车零部件的使用寿命. 所以,对罐车液体晃动及防晃装置的研究,有着重要的实际意义和工程应用价值.

国内外对液体晃动问题都做过大量一般性和基础性的研究,但对实际应用的研究主要是针对比较简单的贮箱结构进行的[1-2],而油罐车的罐体内部结构比较复杂,有大尺度的防波板或其他阻尼元件,现在这方面大部分研究应用在航天航空领域[3],真正对罐车内介质晃动的研究很少. 王惠明等人研究了在运输中的紧急制动情况下达到稳定状态后贮液容器器壁受内部液体惯性力的作用[4];陈志伟通过数值模拟方法对油罐中的介质晃动进行了研究,给出了两种不同减速度和两种不同充液比下液体对壁面的冲击作用以及加入防波板后冲击作用的变化[5];李松等人采用扫描式激光测振仪对不同充液比下水平圆柱贮箱受横向激励作用时箱内液体的晃动频率进行了测

收稿日期: 2008-06-30

作者简介: 刘 奎 (1984 -),男,湖北鹤峰人,硕士生, lkcmr@sina. com.

试[6].

本文应用商用 CFD 软件 Fluent分别对无防波板和带防波板两种情况下罐车罐体内液体的晃动进行了数值模拟,研究了罐车制动时,不同充液比、不同减速度和不同防波板面积对罐体受力及整车轴荷分配的影响.

1 计算模型及计算方法

1.1 控制方程组

罐车内部为气液两相非定常湍流流动. 本文采用 VOF模型处理气液相互作用产生的两相流现象. 控制方程组包括连续方程和动量方程.

连续方程:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial \rho u_i}{\partial x_i} = 0 \tag{1}$$

动量方程:

$$\frac{\partial \rho u_i}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_i u_j) = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j}\left[\mu\left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i}\right)\right] \tag{2}$$

式中,u为速度;p为压强. 由于采用了 Volume of Fluid (VOF)模型,ρ和 μ分别为容积分数的平均密度和分子运动粘度.

$$\rho = \alpha_w \rho_w + (1 - \alpha_w)\rho_a \tag{3}$$

$$\mu = \alpha_w \mu_w + (1 - \alpha_w)\mu_a \tag{4}$$

式中,α_w为液体的容积分数;ρ_w和 ρ_a分别为液体和气的密度;μ_w和 μ_a分别为液体和气体动力粘性系数.

采用 κ-ε模型对湍流流动现象进行模拟.

1.2 罐车模型及网格划分

本文以某型号液化石油气罐车为研究对象,罐体截面为圆形,前后封头均为平封头,罐体总长 8.6 m,内半径 1.127 m,将其均匀分隔成 4个独立的单室,忽略隔板的厚度,每个单室长 2.15 m,罐车模型示意图如图 1所示,前轴位于前轮中心,后轴位于两后轮中心连线的中点.

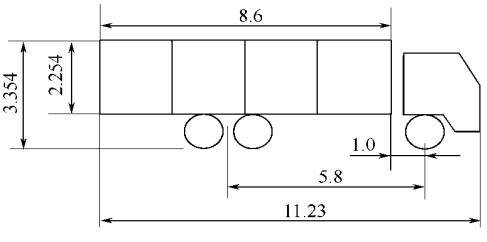

图 1 罐车模型示意图

由于在罐车制动过程中,四个单室内液体晃动情况完全一致,所以其受力也完全一致,计算中,为了减少网格数量,提高计算效率,只对一个单室进行计算,原点位于单室左侧端面的圆心,x轴指向汽车前进方向且平行于地面,y轴垂直地面向上,z轴平行于地面向右. 对此计算模型采用结构六面体网格,网格数在 40 000左右,如图 2所示.

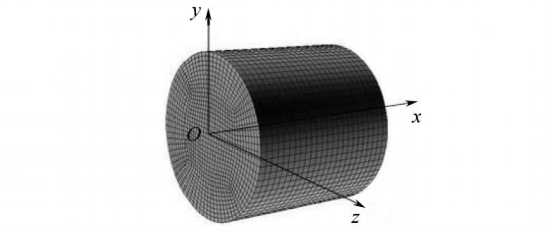

图 2 单室模型及网格划分

1.3 边界条件及初始条件

罐体及防波板表面设置为无滑移壁面边界条件. 初始时气液交界面平行于 xz平面,液体和气体相对罐体速度为 0,气体压强为 1×10^5 Pa.

1.4 求解方法及计算参数

速度和压强的耦合处理方法采用 PISO方法,压力修正方程的离散格式采用 Body Force Weighted格式,对流项离散格式采用一阶迎风格式.

罐体内材料为空气和油,空气视为理想气体,动力粘性系数为 1.81×10^{-5} kg/(m·s);油密度为 830 kg/m^3,动力粘性系数为 3.32×10^{-3} kg/(m·s),非定常计算中时间步长为 0.005 s.

2 计算方法验证

为了验证本文所采用数值计算方法的准确性,将本文所用方法计算得到的晃动频率与文献[6]中的实验结果进行比较. 文献[6]中的模型为圆柱形容器,长 $L = 0.31$ m、半径 $R = 0.145$ m,容器内流体介质为空气和水.

初始容器与内部介质一起以 0.1 m/s的速度沿图 1中所示 z方向运动,$t = 0$时刻容器突然静止,随后液体在容器内产生周期性晃动,充液比 Δ为 0.4时,10 s内容器壁在 z方向受力变化如图 3所示.

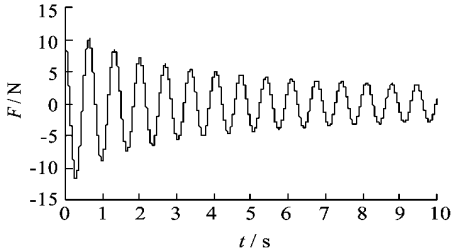

图 3 $\Delta = 0.4$,液体横向晃动时容器壁 z方向受力

可见,容器受力随时间呈周期性变化,且幅值随时间增大而减小,对曲线进行快速傅里叶变换后得出 Δ为 0.4时系统的晃动频率为 1.463 Hz

本文共计算了 0.2～0.8共 7种不同充液比下的液体横向晃动频率,与实验值列于表 1中,可见,计算值与实验值误差都在 7.27%以内,因此认为本文所采用的计算方法基本准确.

表 1　各充液比下计算值与实验值的对比

充液比	实验值 /Hz	计算值 /Hz	误差 /%
0.2	1.288	1.389	7.27
0.3	1.384	1.423	2.74
0.4	1.401	1.463	4.24
0.5	1.406	1.515	7.19
0.6	1.591	1.562	1.82
0.7	1.688	1.675	0.78
0.8	1.766	1.763	0.17

3　计算结果及分析

本文分别对单室无防波板时不同加速度、不同充液比及带不同面积防波板 3种情况进行研究.

3.1　无防波板时加速度的影响

罐车充液比为 0.8,制动前罐车以 16 m/s速度前行,从 $t=0$时刻开始制动,制动减速度从 $a'=1\ \mathrm{m/s^2}$到 $a'=8\ \mathrm{m/s^2}$共 8种工况.计算结果表明制动时罐体受 z方向冲击力约等于 0,前 2 s内罐体在 x, y方向所受液体冲击力绝对值大小 F_x, F_y随时间的变化历程分别如图 4、图 5所示,其中 F_x沿 x轴正向, F_y沿 y轴负向.

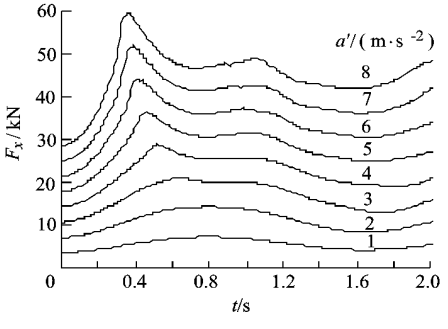

图 4　不同减速度下 x方向罐体受力

由图 4和图 5可见,制动开始后最初一段时间内,罐体所受 x, y方向冲击力大小迅速增大,到达第一个峰值以后,液体由于前端隔板的阻挡开始往回运动,受力逐渐减小,涌向另一端后受力又逐渐增大,如此往复.由图 4、图 5同时可知, x, y方向受力峰值均随减速度的增大而增大.

罐车制动时液体晃动造成最主要的后果之一为影响整车的轴荷分配.本文利用单室计算得到的数据换算出罐体 (4个单室)内液体作用于前后车轴的载荷,并定义前后车轴载荷之比 C为轴荷比,无防波板时 C与 a的关系如图 6所示.

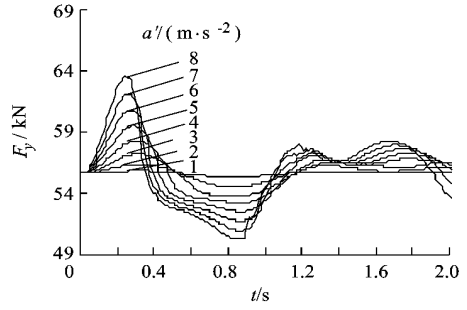

图 5　不同减速度下 y方向罐体受力

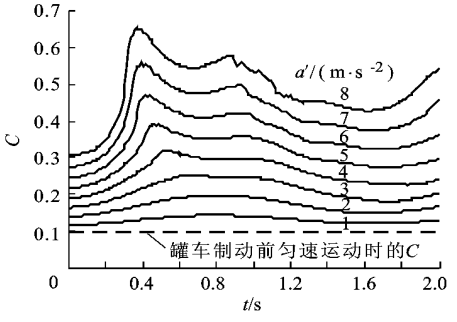

图 6　不同 a时的 C

由图 6可见,不同 a时的 C都大于制动前匀速运动时的值,且 a越大 C越大.

3.2　无防波板时充液比的影响

制动前罐车以 15 m/s速度前行,从 $t=0$时刻以 $a'=7.5\ \mathrm{m/s^2}$开始制动,到 $t=2$ s时罐车静止.本文计算了充液比 Δ从 10%到 100%共 12种工况,罐体在 x, y方向所受液体冲击力绝对值大小 F_x, F_y随时间的变化历程分别如图 7、图 8所示,其中 F_x沿 x轴正向, F_y沿 y轴负向.

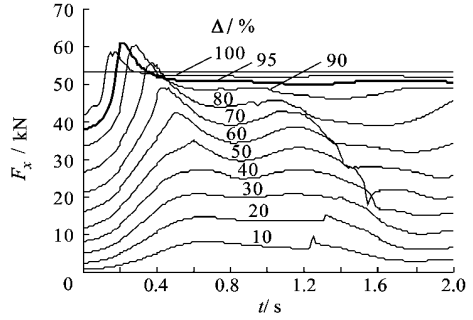

图 7　不同 Δ时 x方向罐体受力

由图 7、图 8可见,随着 Δ的增加,两个方向的整体受力均明显增大, y方向受力峰值随 Δ的增加单调增大,而 x方向受力峰值随 Δ的增加先增大后减小,且在 Δ为 95%左右达到最大值.

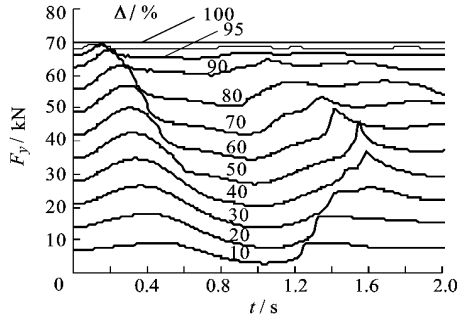

图 8 不同 Δ时 y方向罐体受力

无防波板时 C与 Δ的关系如图 9所示.

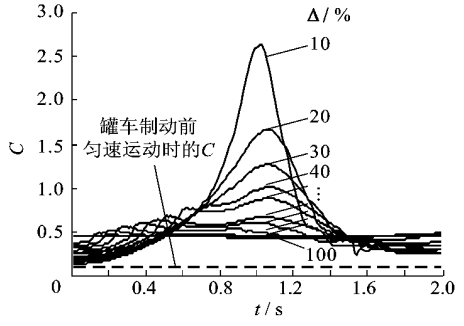

图 9 不同 Δ时的 C

由图 9可见,罐车制动时 C均大于匀速运动时的值,制动初始与结束时 Δ越大 C越大,1 s左右 Δ越大 C越小.

3.3 不同面积防波板的影响

本节主要讨论防波板面积对罐车制动稳定性的影响.关于罐体内防波板的设置,《液化气体汽车罐车安全监察规程》第 10条第 3款规定:“……罐体内应设置防波板,每个防波板的有效面积应大于罐体横断面积的 40%,防波板的安装位置,应使上部弓形面积小于罐体横断面积的 20%.”对于这一规定,示意图如图 10所示,图中 S_1为横截面上部弓形的面积,S_2为防波板的面积,S_3为下部弓形的面积.令 $a=S_1/(S_1+S_2+S_3)$; $b=S_2/(S_1+S_2+S_3)$,即应保证: $a\leq 0.2$; $b\geq 0.4$.

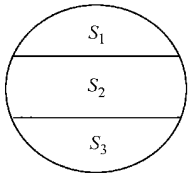

图 10 防波板面积示意图

在计算不同面积防波板的影响时,为研究方便,令 a为定值,b为变量,本文统一取 $a=0.2$,b的取值范围 0～0.8.

罐车 Δ为 0.85,制动前罐车以 15m/s的速度前行,从 $t=0$时刻以 $a'=7.5\ \mathrm{m/s^2}$开始制动,到 $t=2$ s时罐车静止.本文计算了从 $b=0$到 $b=0.8$共 9种情况,前 0.8 s内罐体在 x, y方向所受液体冲击力绝对值大小 F_x, F_y随时间的变化历程分别如图 11、图 12所示,其中 F_x沿 x轴正向, F_y沿 y轴负向.

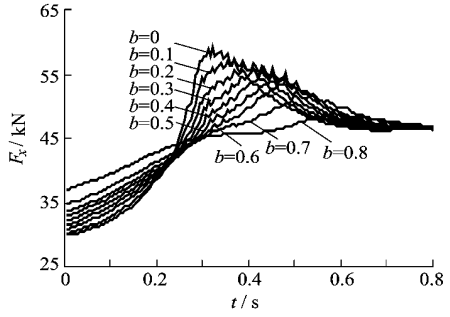

图 11 不同防波板面积时罐体在 x方向的受力

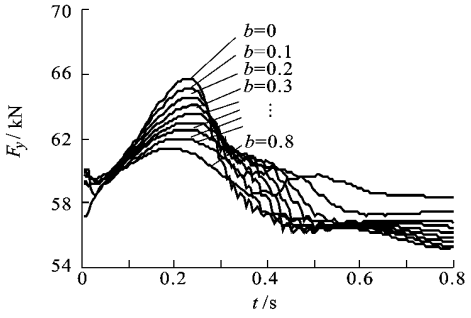

图 12 不同防波板面积时罐体在 y方向的受力

由图 11、图 12可见,随着防波板面积的增加, x, y方向受力峰值减小,罐体受力得到明显改善,不同防波板面积所对应的第 1个受力峰值见图 13.

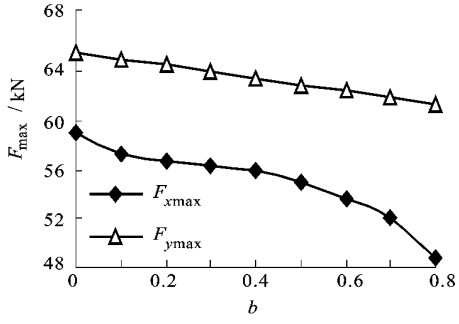

图 13 不同防波板面积时 x, y方向罐体受力峰值

由图 13中可知,随着防波板面积的增加,当 $0.1<b<0.4$时, x方向受力峰值曲线斜率较小,受力峰值变化不大,曲线斜率在 $0<b<0.1$和 $0.4<b<0.8$两个区间有较大值,这说明在这两个区间内防波板面积的增加能显著提高防晃效果,考虑到 $0<b<0.1$时防波板面积太小,防晃效

果不明显,所以最好取 $b > 0.4$,即防波板的有效面积应大于罐体横断面积的 40%,这与法规中的规定正好对应.

C与防波板面积的关系如图 14所示.

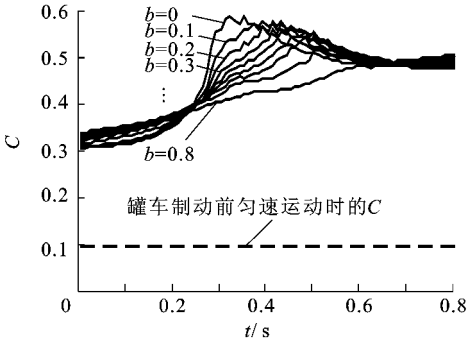

图 14　不同防波板面积时前后车轴的 C

由图 14可见,罐车制动时 C都大于匀速运动时的值,且防波板面积越大 C峰值越小.

5 结　论

单室无防波板时,制动时随减速度的增加,罐体 x(行驶方向),y(重力方向)方向受力峰值及整车轴荷比均增大.

单室无防波板时,随充液比的增加,罐体 x方向受力峰值先增大后减小,且在充液比为 95%左右达到最大值,因此对于此型号罐车,实际中应避免充液比为 95%; y方向受力峰值增大,制动初始与结束时充液比越大轴荷比越大,1 s左右充液比越大轴荷比越小.

单室带防波板时,随防波板面积的增加, x, y方向受力峰值与整车轴荷比均减小,当防波板面积大于横截面的 40%时,增加防波板面积能显著改善罐体受力.

参考文献 (References)

[1] Hauashi M, Hatanaka K, Lagrange K M. Finite element method for free surface navier-Stokes flow using fractional step methods [J]. International Journal Numerical Methods Fluids, 1991, 13: 805 - 840

[2] Armenio V. On the analysis of sloshing of water in rectangular containers: numerical study an experiment validation [J]. Ocean Engineering, 1996, 23(8): 705 - 737

[3] Yue Baozeng, Wang Zhaolin, Li Junfeng. Liquid sloshing in cylindrical tank with elastic spacer [J]. Communications in Nonlinear Science & Numerical Simulations, 1996, 1(2): 66 - 69

[4] 廖鹰翔,王惠明,王美华. 运输中紧急制动时贮液容器的应力分析 [J]. 包装工程, 1999, 20(3): 58 - 60
Liao Yingxiang, Wang Huiming, Wang Meihua. Stress analysis of storing liquid vessel during emergency braking corresponding [J]. Packaging Engineering, 1999, 20(3): 58 - 60 (in Chinese)

[5] 陈志伟. 移动式压力容器介质晃动数值模拟及防波装置研究 [D]. 浙江:浙江大学材料与化学工程学院, 2006
Chen Zhiwei, Numerical simulation of liquid sloshing in transportable pressure vessel and research on the baffles [D]. Zhejiang: School of Material and Chemical Engineering, Zhejiang University, 2006 (in Chinese)

[6] 李松,高芳清,杨翊仁,等. 液体晃动有限元模态分析及试验研究 [J]. 核动力工程, 2007, 28(4): 54 - 57
Li Song, Gao Fangqing, Yang Yiren, et al. Finite element modal analysis and dynamic experimental for liquid sloshing [J]. Nuclear Power Engineering, 2007, 28(4): 54 - 57 (in Chinese)

(责任编辑:张　嵘)