

汽车罐车横向运动液体晃动动力学特性模拟*

赵树恩, 赵灵鹤

(重庆交通大学 机电与汽车工程学院, 重庆 400074)

摘要: 针对部分充液罐车横向运动时罐体内液体的晃动问题, 基于多相流模型, 运用 VOF 法对罐车在高速转弯或紧急避让时罐内液体的晃动动力学特性进行了数值模拟. 分析了罐车防波板数量、结构以及充液比、侧向加速度等因素对液体晃动动力学特性的影响. 模拟结果表明: 防波板横向布置可显著降低罐内液体对罐壁的侧向冲击力, 且布置一块较大面积的防波板即可达到较好的防波效果; 随着充液比的增大, 液体横向晃动减小, 并能快速趋于平稳; 随着罐车侧向加速度的增大, 液体横向晃动增大, 进而影响车辆侧向稳定性.

关键词: 罐车; 液体晃动; 防波板; 充液比; 数值模拟

中图分类号: U469.6⁺1 **文献标志码:** A

doi: 10.3879/j.issn.1000-0887.2014.11.009

引 言

随着公路交通运输业和物流业的迅速发展, 汽车罐车已成为石油、液化天然气、危险化学品运输的主要交通工具. 由于罐车具有质心位置高、质量体积大、轮距相对于车身高度过窄等特点, 且罐车部分载荷时, 在转弯行驶或紧急避让工况下, 罐体内液体将产生强烈的横向晃动, 极易导致车辆发生摆振或侧翻, 从而严重影响罐车的侧向稳定性及行驶安全性. 因此, 近年来对汽车液罐车安全稳定性的研究已受到广泛关注.

目前国内外学者对罐车罐体内液体晃动问题进行了大量的研究. 李青等^[1]针对非轴对称贮箱液体晃动问题, 推导了三维运动的任意贮箱内液体晃动的等效力学模型, 并用有限元法对其进行了数值模拟. 文献[2-3]采用流体体积组分法(volume of fluid, VOF)模型研究了不同充液比、不同防波板面积及不同罐体半径情况下, 罐车制动时罐体内液体晃动动力特性. 文献[4-5]分析了不同充液比、不同制动加速度时防波板对罐车制动安全稳定性的影响. 刘小民等^[6]基于 Euler-Euler 多相流模型对罐车制动和转弯过程中的液体晃动动力学进行了数值模拟, 并分析了充液比、制动加速度和转弯半径对罐车罐体运动状态的影响. 胡晓明等^[7]运用势流理论和 Galerkin 方法分析了液体受迫晃动对罐体的作用力, 并结合半挂罐车动力学模型, 研究了液体晃动对半挂罐车行驶稳定性的影响.

* 收稿日期: 2014-01-16; 修订日期: 2014-05-04

基金项目: 国家自然科学基金(51278514); 重庆市教委科研项目(KJ120415); 重庆市科委前沿与应用基础研究项目(cstc2014jcyjA60007)

作者简介: 赵树恩(1972—), 男, 陕西洋县人, 副教授, 博士(E-mail: zse0916@163.com);

赵灵鹤(1988—), 男, 甘肃武威人, 硕士生(通讯作者. E-mail: zlh-9527@hotmail.com).

纵观国内外研究现状,绝大多数以车辆纵向运动时的液体晃动为主,而对罐车侧向运动时液体晃动动力学特性及防波板的纵向布置位置、充液比和侧向加速度对液体横向受迫晃动的影响研究得还较少.因此,本文针对罐车侧向运动时液体的横向晃动问题,基于多相流模型,运用 VOF 法对罐车转弯行驶时罐体内液体的晃动动力学特性进行了数值模拟,分析了不同数量防波板、不同充液比、不同侧向加速度时液体动压力对罐体的影响,以期为提高汽车罐车侧向稳定性提供设计参考.

1 罐体内液体受迫晃动动力学

所谓受迫晃动是指当汽车罐车进行稳态扰动运动时,所激发的罐体内液体的晃动.本文所研究的罐体为刚性足够大的薄壁刚体,截面为椭圆形,罐体长度远大于罐体长径,罐体两头的端部影响可忽略不计.建立如图 1 所示的罐体充液系统坐标系.其中坐标原点 O 取在部分充液时的自由液面上, x 轴与车辆行驶方向一致, y 轴指向驾驶员左侧, z 轴垂直向上.图中 Ω 为流体域; Σ 为罐体湿表面; S 为部分充液时的自由液面.

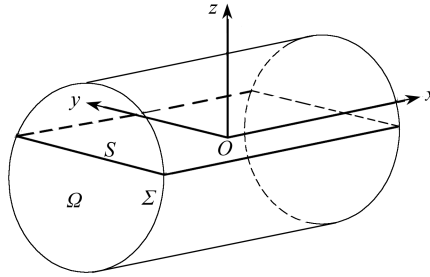


图 1 汽车罐车罐体充液系统坐标系

Fig.1 Liquid filling system coordinates of tank truck

设罐车产生以平动速度为 $\mathbf{v}_0(t)$ 的横向运动和倾角速度为 $\boldsymbol{\omega}(t)$ 绕 x 轴的侧倾运动,则罐体内液体的绝对速度 $\mathbf{v}(t)$ 和相对于罐体的相对速度 $\mathbf{u}(t)$ 之间的关系为

$$\mathbf{v} = \mathbf{v}_0 + \boldsymbol{\omega} \times \mathbf{r} + \mathbf{u}. \quad (1)$$

假设罐体内液体是理想、无旋和不可压缩的,则可引入速度势函数 $\varphi(t; x, y, z)$ 描述流场速度,有

$$\mathbf{v} = \mathbf{v}_0 + \nabla\varphi. \quad (2)$$

结合式(1)和式(2),可得相对速度和速度势之间的关系为

$$\mathbf{u} = -\boldsymbol{\omega} \times \mathbf{r} + \nabla\varphi. \quad (3)$$

由液体在域 Ω 内满足连续性方程,在罐体湿表面 Σ 上满足不可渗透条件,在自由液面 S 上满足运动学边界条件和动力学边界条件,可得由微分方程描述的罐体内液体受迫晃动边值问题的连续性方程和边界条件为^[8]

$$\begin{cases} \nabla^2\varphi(t; x, y, z) = 0, & P(x, y, z) \in \Omega, \\ \frac{\partial\varphi}{\partial\mathbf{n}} = \mathbf{r} \times \mathbf{n} \cdot \boldsymbol{\omega}, & P(x, y, z) \in \Sigma, \\ \frac{\partial\varphi}{\partial\mathbf{n}} = \mathbf{r} \times \mathbf{n} \cdot \boldsymbol{\omega} + \frac{\partial\eta}{\partial t}, \frac{\partial\varphi}{\partial t} + g\eta + (\dot{\mathbf{v}}_0 + g\Delta\mathbf{k}) \cdot \mathbf{r} = 0, & P(x, y, z) \in S, \end{cases} \quad (4)$$

其中, ∇ 为 Hamilton(哈密顿)算子; $\nabla^2 = \frac{\partial^2\varphi}{\partial x^2} + \frac{\partial^2\varphi}{\partial y^2} + \frac{\partial^2\varphi}{\partial z^2}$ 为 Laplace(拉普拉斯)算子; \mathbf{r} 为稳态

液面上坐标为 (x_1, y_1, z_1) 的液体质点相对于坐标原点 O 的径矢; $\eta(t; x, y, z)$ 为自由液面波高函数; \mathbf{n} 为罐体湿表面外法向; $\Delta \mathbf{k} = \mathbf{k} \times \boldsymbol{\theta}$ 为坐标轴单位矢量 \mathbf{k} 与章动角矢量 $\boldsymbol{\theta}$ 之间的关系; g 为重力加速度。

液体晃动对罐体所产生的动反力,主要是通过液体腔壁边界上的液体压强反映出来的。本文假设罐体刚性足够大而无需考虑其变形问题,因此只需研究液体晃动时在腔壁上压强的主矢和主矩,就可以得到罐车横向运动时液体对罐体的作用力和力矩。

当罐体受到运动速度为 $U(t)$ 的横向激励时,令液体的速度势函数 φ 和自由液面波高函数 η 为液体自由振动特征函数 ϕ 和波高特征函数 H 的线性组合:

$$\varphi = \sum_{i=1}^n \frac{\partial q_i(t)}{\partial t} \phi_i, \quad \eta = \sum_{i=1}^n q_i(t) H_i, \quad (5)$$

式中, $q_i(t)$ 为广义坐标。

将式(5)代入式(4)中的 Bernoulli 首次积分得

$$\varphi = \sum_{i=1}^n \phi_i \left[\frac{\partial^2 q_i(t)}{\partial t^2} + \sigma_i^2 q_i \right] + \frac{dU(t)}{dt} \cdot \mathbf{r} = 0, \quad (6)$$

式中, σ 为液体自由晃动的特征频率; \mathbf{r} 为液体质点相对于坐标原点 O 的径矢。

对式(6)两端同乘以 ρH_i ,并在 S 上积分,得到离散的液体受迫晃动方程为

$$\mu_i \left[\frac{\partial^2 q_i(t)}{\partial t^2} + \sigma_i^2 q_i \right] + a_i \cdot \frac{dU(t)}{dt} = 0, \quad (7)$$

式中, $\mu_i = \rho \int_S H_i \phi_i dS$, $a_i = \rho \int_S \mathbf{r} H_i dS$, ρ 为液体的密度。

设液体晃动的动量为 P ,关于 x 轴的动量矩为 M_0 ,则液体受迫晃动对罐体的作用力 F_y 和转矩 M_x 分别为

$$\begin{cases} F_y = -\frac{dP}{dt} = -m \frac{dU(t)}{dt} - \sum_{i=1}^n a_i \frac{\partial^2 q_i(t)}{\partial t^2}, \\ M_x = -\frac{dM_0}{dt} = -m z_{cg} \frac{dU(t)}{dt} - \sum_{i=1}^n b_i \frac{\partial^2 q_i(t)}{\partial t^2}, \end{cases} \quad (8)$$

式中, $b_i = \rho \int_{\Sigma+S} r \phi_i dS$; m 为单位长度罐体内液体的质量; z_{cg} 为 x 轴到液体质心的距离。

2 计算模型与数值模拟方法

2.1 数值模拟方法

随着计算流体力学的发展,出现了多种用于模拟两相界面运动的数值方法。根据描述流体运动的不同观点,可以将数值模拟方法分为两大类,即 Lagrange 型和 Euler 型。Lagrange 型是将网格建立在移动的运动界面上,当运动界面发生变化时,网格需要重新划分以使运动界面正好处于网格的边界上,而 Euler 型则采用固定网格,运动界面处于网格的边界或者内部。

常用的自由界面运动数值模拟方法主要有 MAC(marker and cell)法、VOF法、level-set法等^[9]。其中 MAC 法即“标记子与单元法”,它用含有标记子与不含标记子的区域之间的“边界”来定义自由界面,并将标记子散布到流体占据的区域,各标记子以它所在位置的流体速度而运动。该方法首次将液体压力和速度作为求解的基本变量,采用 Euler 描述下的有限差分方法研究流体运动,成功地求解了带自由液面的液体大幅晃动问题。VOF 法是通过确定流体区域间接

定义自由界面,根据 Euler 差分网格中每个单元所含流体体积与单元体积的比值函数的变化梯度来确定边界法向,再根据比值和边界法向设置边界条件.该方法比 MAC 法存储量少、所需计算时间短.Level-set 法是一种运动界面追踪技术,它具有隐式跟踪运动界面、自由处理拓扑变形的优点,不涉及坐标变换,差分网格格式多、精度高.

本文采用 VOF 方法对罐车部分装载时液体的横向晃动动力学进行数值模拟分析.通过确定流体区域定出自由液面,当自由液面的形状随时间不断变化采用非耦合的求解器 (segregated) 进行非定常 (unsteady) 流动计算,并选用标准动能及动能耗损 $k-\varepsilon$ 湍流模型、连续性方程和动量方程等流体计算理论分析汽车罐车横向运动时罐体内液体对管壁产生的冲击压力及防波板数量、位置、充液比、侧向加速度等因素对液体横向晃动动力学特性的影响.

2.2 罐车建模与边界条件确定

本文以某罐车罐体为研究对象,按 1:1 对罐体实际建模,罐体长度 6 m,端面为椭圆,长半轴为 1 m,短半轴为 0.8 m,防波板和罐体壁厚度均为 4 mm.图 2 所示为罐车罐体的三维结构及网格划分模型.在进行数值模拟分析时,不考虑罐体变形,设定罐体内部介质为水和空气.采用 Fluent VOF Euler 两相流^[10-12]模型,初始时刻保持静止,上方为空气,其余为不透水的防波板和罐壁,罐体受到 y 方向的侧向加速度作用,持续 4 s.时间步长取 0.01 s,时间步长的个数为 400.

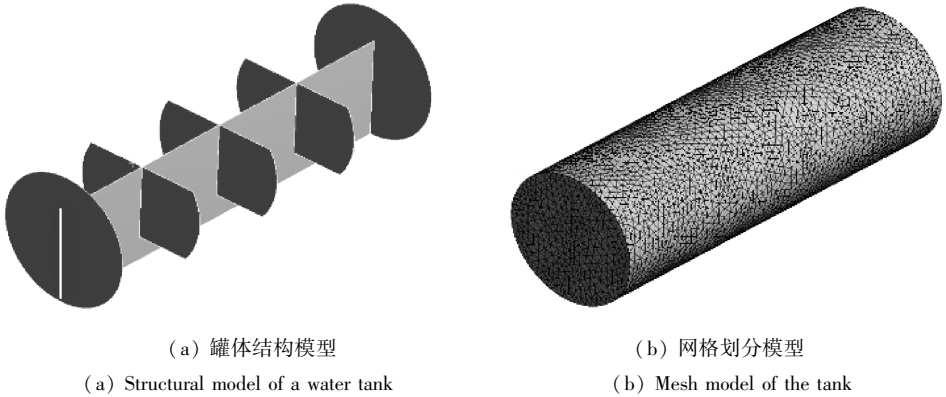


图 2 罐车罐体的三维结构及网格划分模型

Fig.2 3D structure and mesh model of the tank

3 汽车罐车转向时液体晃动动力学数值模拟

3.1 不同数量防波板时罐体受到的液体晃动力

图 3 为 3 种不同纵向数量防波板的罐体模型.根据《液化气体运输车》中规定,“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%”^[13],但这是针对于横向防波板的布置,国内相关法规尚未有对纵向防波板尺寸的明确规定,所以参考以上对横向防波板的尺寸规定,设置纵向防波板高度大于其纵剖面高度的 40%,使上部空余高度小于其纵剖面高度的 20%.

设罐车侧向加速度 $a_y = 0.8g$,充液比 $k = 0.8$,计算时间 4 s,对以上 3 种罐体模型模拟罐内液体的横向晃动和冲击程度,如图 4 所示.

由图 4 可以看出,由于液体在罐体内受迫晃动,冲击一侧罐壁,然后又撞击回流,使得罐体压强变化,曲线呈现振荡趋势,且无纵向防波板时罐体的压强曲线变化最为剧烈,峰值最大.相

比之下,布置有纵向防波板的两种罐体曲线峰值较小,且趋于稳定的时间较短,曲线振荡幅度较小,说明纵向防波板可以有效降低罐内液体对罐体横向的晃动冲击,使液体较快趋于平稳.虽然在0.25 s时,布置2块纵向防波板和1块纵向防波板的罐体受到的压强峰值均为7 000 Pa左右,差别不大,但是在液体冲击晃动的中后期(2 s后),可看出1块纵向防波板的罐体受到的冲击震荡更为平缓,波动较小,峰值也相对小,而2块纵向防波板罐内液体则会出现明显的大幅晃动,使罐体压强持续大幅震荡,这是对罐车侧向稳定性极为不利的.故布置1块纵向防波板比2块纵向防波板更能有效抑制液体晃动对罐体产生的横向冲击.

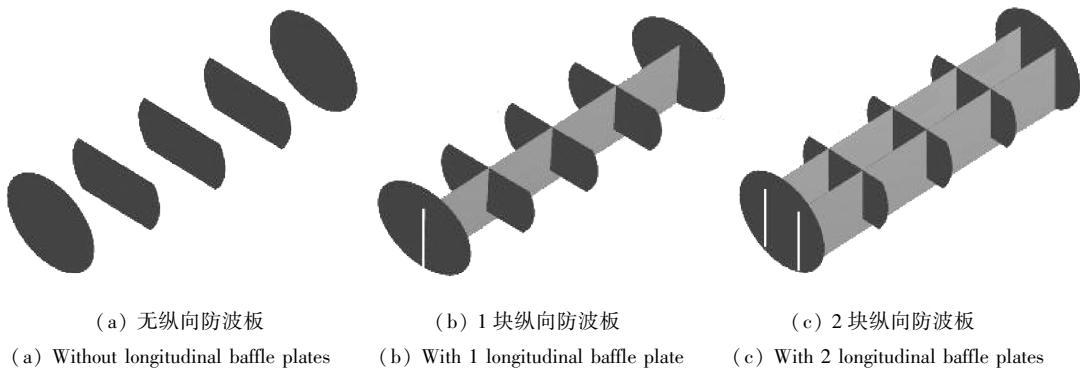


图3 不同数量纵向防波板的罐体模型

Fig.3 The tank model with different numbers of longitudinal baffle plates

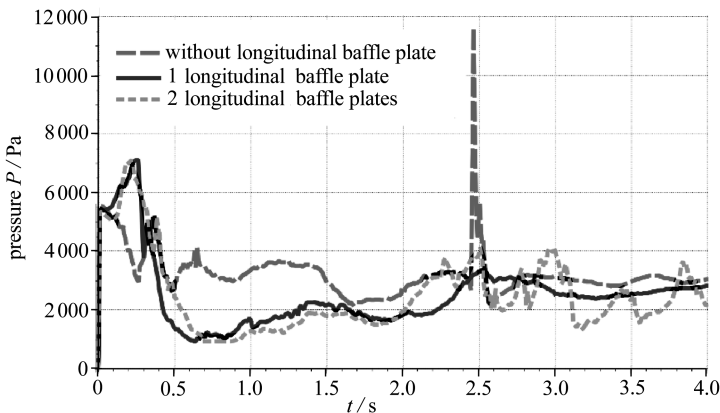


图4 $a_y = 0.8g, k = 0.8$ 不同数量纵向防波板罐体所受压强

Fig.4 Pressure on the tank for $a_y = 0.8g, k = 0.8$ with different numbers of longitudinal baffle plates

图5所示为 $a_y = 0.8g, k = 0.8$ 时2.2 s末不同数量纵向防波板的罐体压强分布图,图6为此时两种罐体内气液两相体积分布图.气液两相分布图是以液体为参考标准,从0至1代表液体在两相中所占的体积分数,如1代表此处液体在两相中的体积分数为100%,即此处全为液体,而0代表此处液体体积分数为0,即在此处无液体,全为气体.红橙色区域代表液体的体积分数较大的区域,蓝色区域代表液体体积分数较小(空气的体积分数较大)的区域,其余部分为气液两相均较多的混合区域.由以上两图可以看出在2.2 s时两种罐体压强最大值都发生在左侧罐壁处,而防波板上及其附近处压强其实要小得多.从不同颜色区域对比可观察到,相比于1块防波板,2块防波板使罐体更多区域部分压强较大,且最大压强(左侧罐壁处)也更大.这是由于2块防波板虽然能在一定程度上将罐体划分为更小腔室,但罐体横向尺寸较纵向来说要

短,在较小的长度内增加一块防波板,增加了液体与防波板及罐壁的冲击次数,使得最左侧部分液体在更为狭小的空间内更快的冲击罐壁,从而产生更大压强。

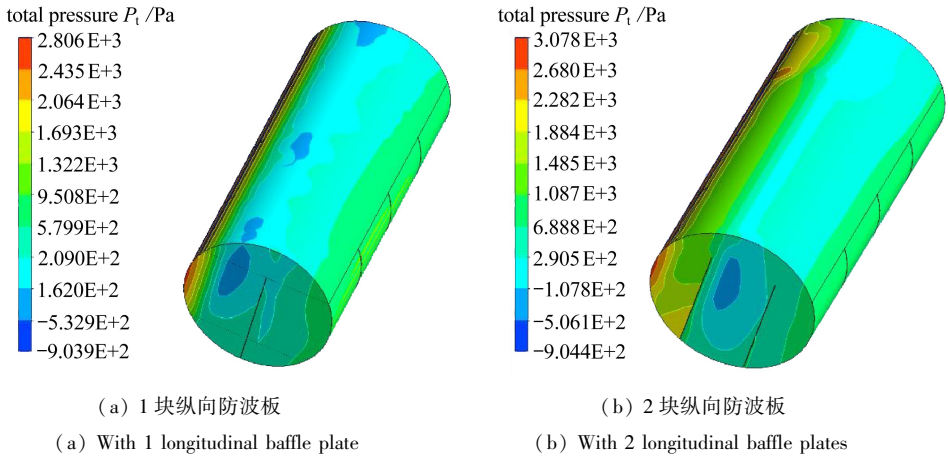


图5 $a_y = 0.8g$, $k = 0.8$ 时 2.2 s 末罐体压强云图

Fig.5 Pressure contour on the tank for $a_y = 0.8g$, $k = 0.8$ at $t = 2.2$ s

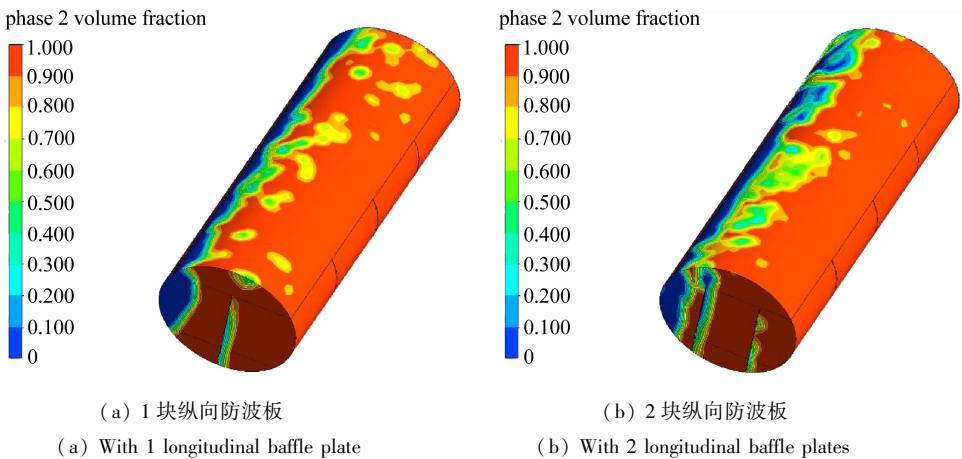


图6 $a_y = 0.8g$, $k = 0.8$ 时 2.2 s 末罐体内气液两相体积分布图

Fig.6 The gas-liquid 2-phase volume distribution in the tank at $t = 2.2$ s for $a_y = 0.8g$, $k = 0.8$

3.2 不同防波板尺寸时罐体受到的液体晃动力

图7所示为3种不同高度纵向防波板的罐体模型.参考相关法规,即防波板上方空余面积必须小于截面面积的20%,而防波板的面积大于其截面面积的40%.设定纵向防波板上方空余高度为0.3 m保持不变,图7(a)和图7(b)中防波板端部与罐体端部焊接,图7(a)纵向防波板高度为0.7 m,图7(b)高度为1.0 m.图7(c)防波板端部与罐体端部焊接,下端与罐体底壁焊接,高度为1.3 m.

图8为侧向加速度 $a_y = 0.8g$, 充液比 $k = 0.8$, 不同高度纵向防波板罐体受到液体晃动冲击的仿真图.由图可以看出随着纵向防波板高度的增加,罐体压强明显减小,液体波动趋于平稳的速度加快.尤其是1.3 m的最高的防波板,由于下面部分已将罐体彻底分隔开,液体不能通过,压强峰值大大减小,曲线平稳,可见在不特意考虑原料成本情况下,防波板高度值较大时,防波效果较好。

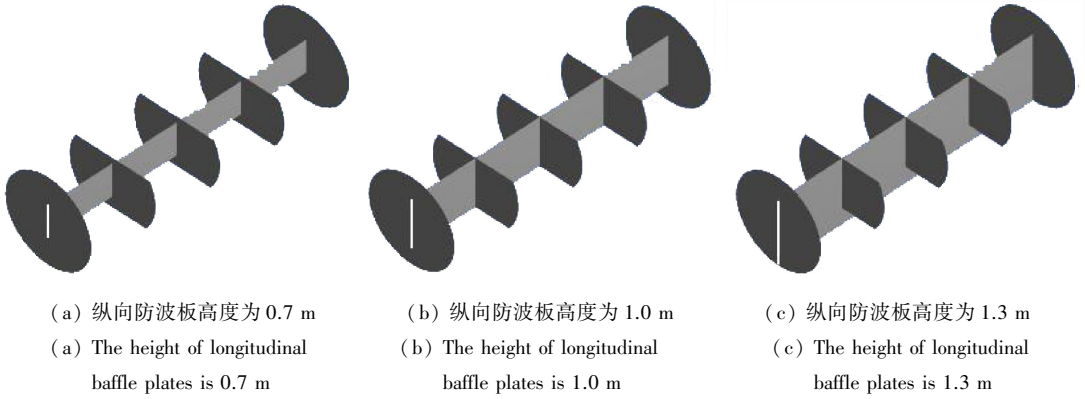


图 7 3 种高度纵向防波板罐体模型

Fig.7 3 kinds of tank models with different longitudinal baffle plate heights

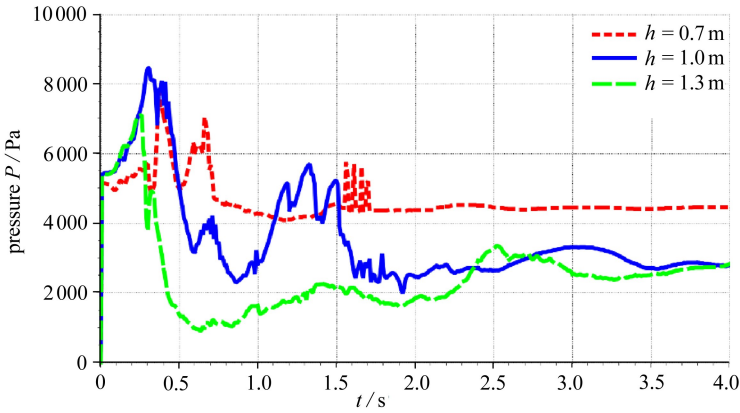


图 8 $a_y = 0.8g, k = 0.8$ 时不同高度纵向防波板罐体所受压强

Fig.8 Pressure on the tank with different longitudinal baffle plate heights for $a_y = 0.8g, k = 0.8$

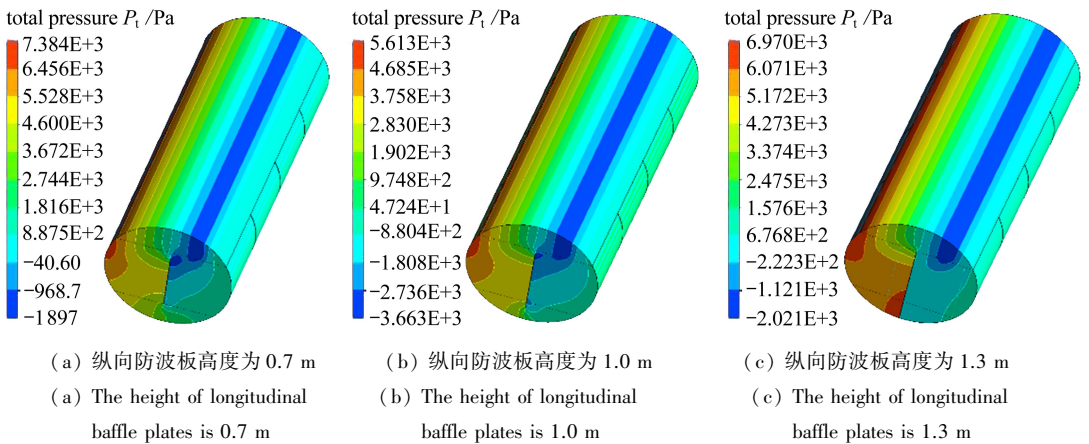


图 9 0.25 s 末不同高度纵向防波板罐体所受压强云图

Fig.9 Pressure contour on the tank with different longitudinal baffle plate heights at $t = 0.25 s$

在此情况下,如选取 3 种纵向防波板罐体均出现压强峰值的 0.25 s 附近,可得到此 0.25 s 末 3 种不同高度纵向防波板罐体的压强云图与气液两相体积分数图,如图 9 和图 10。

从图 8、9 可以看出,虽然就某一瞬间来说不同高度纵向防波板的罐体压强峰值差别不大,

但是高度值较大的纵向防波板将液体更为彻底地分隔在两个腔室,会使得液体快速趋于平稳,对罐体的压强快速趋于较低水平。

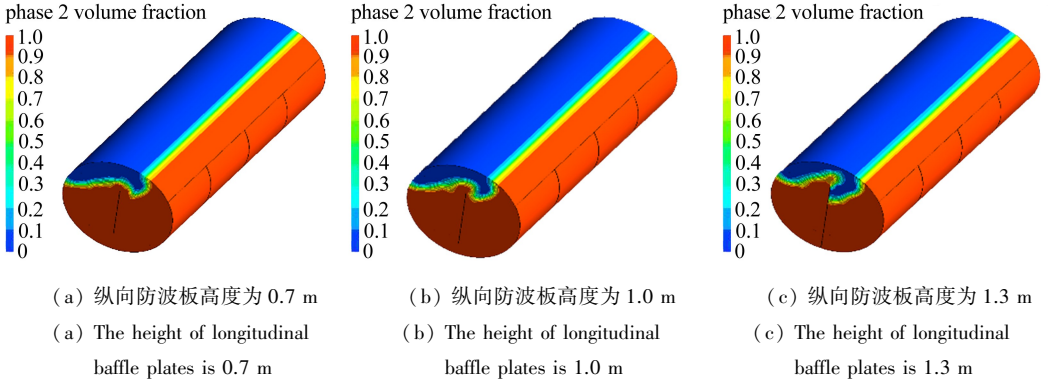


图 10 0.25 s 末不同高度纵向防波板罐体内气液两相体积分布

Fig.10 The gas-liquid 2-phase volume distribution in the tank with different baffle plate heights at $t = 0.25$ s

3.3 不同充液比时罐体受到的液体晃动力

充液比是指罐体所充液体体积与罐体总容积的比值.不同的充液比代表了所充液体的多少、初始液面高度及受力后的不同体积变化.图 11 为布置 1 块高度为 1.3 m 的高防波板、侧向加速度 $a_y = 0.8g$ 时不同充液比情况下罐体受到液体晃动冲击时的压强变化曲线。

从图 11 可看出随着充液比增大,罐体受到液体的冲击力峰值在减小,随时间的变化趋于稳定的趋势加快.充液比较小如 $k = 0.5$ 和 0.65 时,液体晃动剧烈,曲线会出现多个较大的压强峰值.这是因为在较小充液比情况下,初始液面高度较低,防波板露出在液面以上,罐体剩余空间也较大使液体有更多机会受迫晃动剧烈冲击到防波板及罐壁上,导致液体飞溅,从而瞬间产生很大的压强.但由于液体质量较小,所以在除了峰值的其它时间内压强也会保持较低.充液比 $k = 0.8$ 和 $k = 0.95$ 时,虽然液体质量较大,但晃动幅度不大,压强峰值和均值都相对更小,变化趋势更为稳定.只有最初出现一次压强的峰值,随后晃动会很快趋于平稳,其大部分时间保持平稳不变。

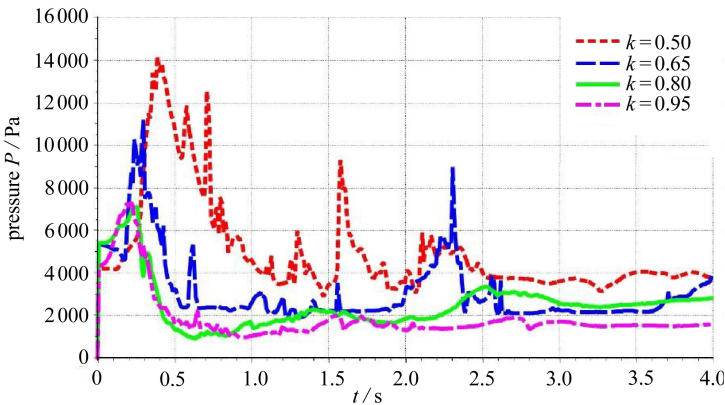


图 11 侧向加速度 $a_y = 0.8g$ 时不同充液比情况下罐体受到压强

Fig.11 Pressure on the tank with different filling ratios for $a_y = 0.8g$

图 12 为 4 种不同充液比 k 情况下,0.3 s 末液体在罐体内的晃动状态,即其对应的气液两相体积分数图。

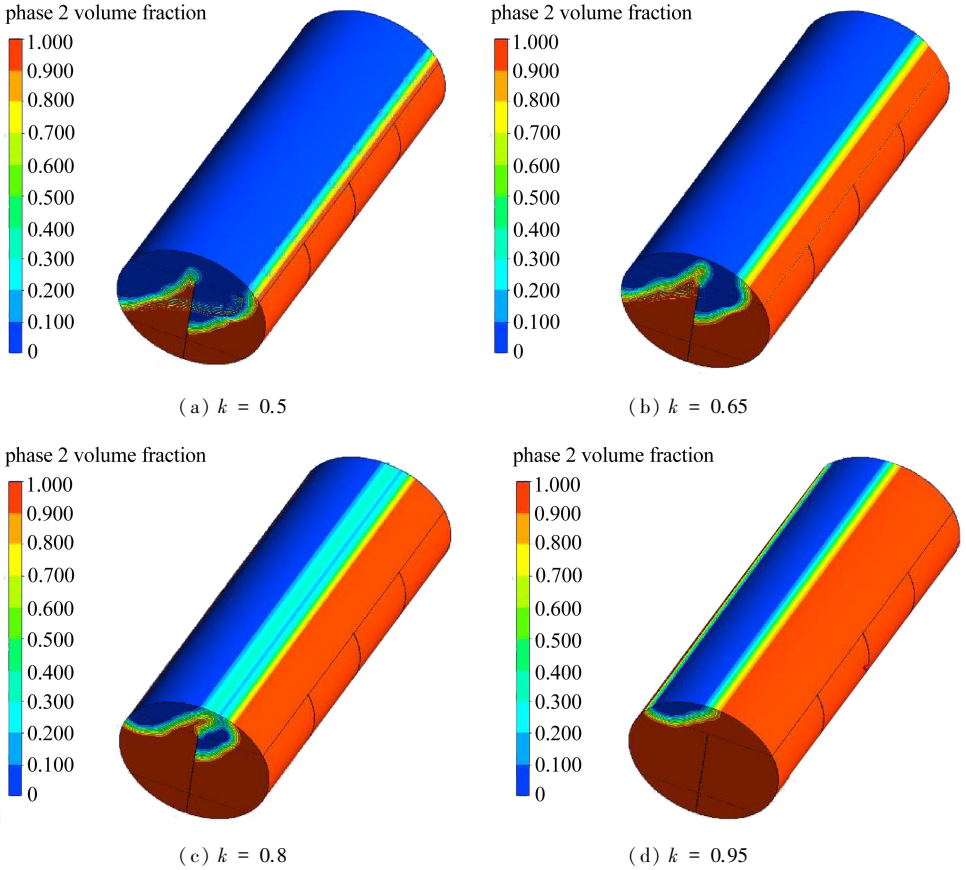


图 12 不同充液比时罐体内气液两相体积分布图

Fig.12 The gas-liquid 2-phase volume distribution in the tank with different filling ratios at $t = 0.3 \text{ s}$

由图 12 可以看出充液比 $k = 0.5$ 时罐体液体晃动幅度较大,随着充液比增大,液体质量增多,晃动幅度及质量偏移变小.充液比 k 大于 0.65 时,罐内液体晃动幅度较小,压强最大值不会太大,且变化较平稳.

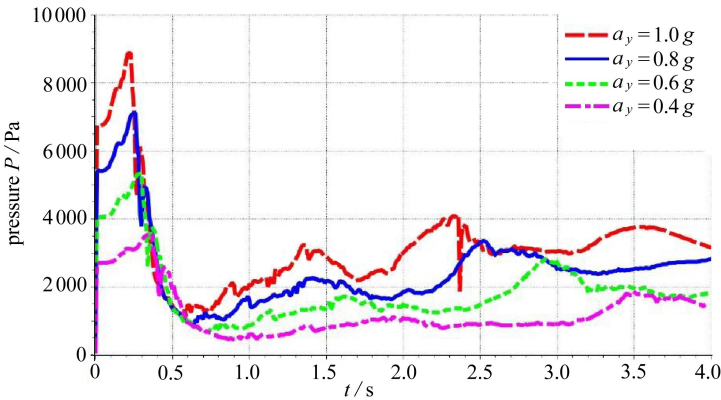


图 13 充液比为 0.8 时,不同侧向加速度下罐体所受压强

Fig.13 The pressure on tank with different lateral acceleration when ratio of filling is 0.8

3.4 不同侧向加速度时罐体受到的液体晃动力

罐车侧向加速度是使罐体内液体发生受迫晃动继而对罐壁产生压强的主要原因.图 13 为

布置 1 块 1.3 m 高纵向防波板,罐体在充液比 $k = 0.8$,侧向加速度 a_y 分别为 $0.4g, 0.6g, 0.8g, 1.0g$, 4 种情况下罐体受到液体冲击力的变化情况.由图可以看出罐体所受压强随侧向加速度的增加而增大,因此侧向加速度会加剧罐车的侧向力,影响罐车的侧向稳定性.

可观察到 0.3 s 末附近时,各侧向加速度下的罐体压强均达到各自峰值.故选取 0.3 s 时刻作出 4 种侧向加速度的罐体所受压强云图,如图 14 所示.

由图 14 可看出随着侧向加速度的增大,液体的撞击回流更为明显,罐体压强峰值出现的位置也会产生变化.

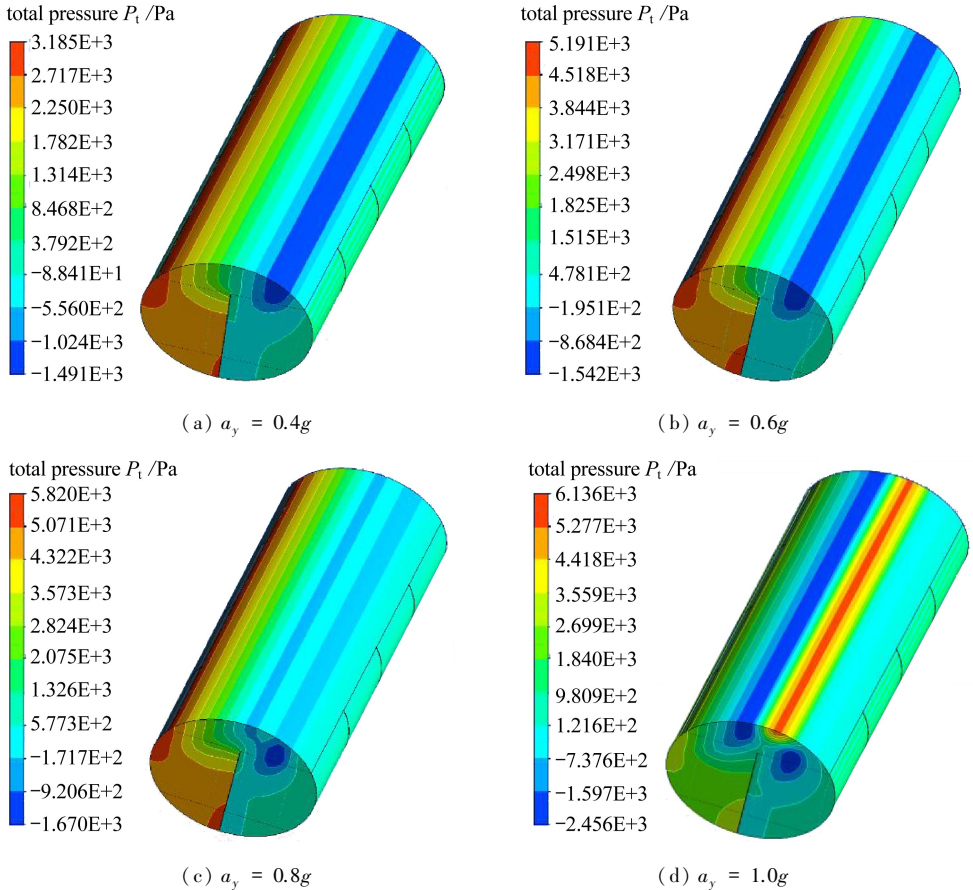


图 14 0.3 s 末,不同侧向加速度下罐体所受压强云图

Fig.14 Pressure contour on the tank under different lateral accelerations at $t = 0.3$ s

4 结 论

1) 罐车在高速转弯或紧急避让时,横向布置防波板可以显著降低罐内液体对罐壁的侧向冲击作用,增加横向防波板的数量并不一定有较好防波效果.

2) 罐体内液体充液比较小时,液体晃动幅度较大,罐体受到的冲击力会急剧增大,而随着充液比增大,液体晃动会快速趋于平缓.

3) 罐体受到的液体冲击力随罐车侧向加速度的增加而增大,从而影响车辆的侧向稳定性,更易导致车辆发生侧翻.

致谢 作者衷心感谢重庆交通大学博士基金项目(100982)对本文的资助.

参考文献(References):

- [1] 李青, 马兴瑞, 王天舒. 非轴对称贮箱液体晃动的等效力学模型[J]. 宇航学报, 2011, **32**(2): 242-249. (LI Qing, MA Xing-rui, WANG Tian-shu. Equivalent mechanical model for liquid sloshing in non-axisymmetric tanks[J]. *Journal of Astronautics*, 2011, **32**(2): 242-249. (in Chinese))
- [2] KANG Ning, LIU Kui. Influence of baffle position on liquid sloshing during braking and turning of a tank truck[J]. *Journal of Zhejiang University: Science A*, 2010, **11**(5): 317-324.
- [3] Djavareshkian H, Khalili M. Simulation of sloshing with the volume of fluid method[J]. *Fluid Dynamics & Materials Processing*, 2006, **2**(4): 299-307.
- [4] 乐增, 江楠, 杨卫国. 防波板对罐车在制动时的安全稳定性的影响[J]. 压力容器, 2012, **29**(4): 18-23. (YUE Zeng, JIANG Nan, YANG Wei-guo. Baffle influence on security and stability in braking process of tank truck[J]. *Pressure Vessel Technology*, 2012, **29**(4): 18-23. (in Chinese))
- [5] 高炳军, 尚成文. 防波板位置对罐车制动时防波效果的影响[J]. 河北工业大学学报, 2012, **41**(3): 46-49. (GAO Bing-jun, SHANG Cheng-wen. Impact of different location of baffles on baffling effect during the tank braking[J]. *Journal of Hebei University of Technology*, 2012, **41**(3): 46-49. (in Chinese))
- [6] 刘小民, 许运宾. 部分充液罐车动力学特性的数值模拟与分析[J]. 西安交通大学学报, 2011, **45**(6): 116-123. (LIU Xiao-min, XU Yun-bin. Numerical simulation for dynamic analysis of a moving truck with partially filled liquid tank[J]. *Journal of Xi'an Jiaotong University*, 2011, **45**(6): 116-123. (in Chinese))
- [7] 胡晓明, 李万莉, 孙丽, 赵志国. 液体晃动降低半挂液罐车行驶稳定性[J]. 农业工程学报, 2013, **29**(6): 49-58. (HU Xiao-ming, LI Wan-li, SUN Li, ZHAO Zhi-guo. Liquid sloshing reduces driving stability of semi-trailer liquid tank[J]. *Transactions of the Chinese Society of Agricultural Engineering*, 2013, **29**(6): 49-58. (in Chinese))
- [8] 王勇. 考虑液体晃动的三大件转向架罐车耦合系统动力学性能研究[D]. 博士学位论文. 成都: 西南交通大学, 2004: 30-41. (WANG Yong. Study on the coupling system dynamics for three-piece bogie tank cars taking into account the liquid sloshing[D]. PhD Thesis. Chengdu: Southwest Jiaotong University, 2004: 30-41. (in Chinese))
- [9] 王照林. 充液系统动力学[M]. 北京: 科学出版社, 2002: 83-92. (WANG Zhao-lin. *Filling System Dynamics*[M]. Beijing: Science Press, 2002: 83-92. ((in Chinese))
- [10] 徐妙富, 刘宝庆, 蒋家羚, 金志江. 移动式低温 LNG 贮罐强度的有限元分析[J]. 低温工程, 2010(1): 36-41. (XU Miao-fu, LIU Bao-qing, JIANG Jia-ling, JIN Zhi-jiang. Finite element analysis of strength of mobile cryogenic LNG storage tank[J]. *Cryogenics*, 2010(1): 36-41. (in Chinese))
- [11] 卢军, 杨翊仁. 平放圆柱体内液体晃动特性及横向受力分析[J]. 科学技术与工程, 2009, **9**(14): 3945-3949. (LU Jun, YANG Yi-ren. Characteristics of liquid sloshing and transverse force analysis of horizontal liquid-filled cylindrical tank [J]. *Science Technology and Engineering*, 2009, **9**(14): 3945-3949. (in Chinese))
- [12] 耿利寅, 李青. 圆柱形容容器内液体横向晃动的有限元法求解[J]. 低温与超导, 2008, **30**(1): 45-49. (GENG Li-yin, LI Qing. FEM solution of lateral sloshing in horizontal cylindrical cryogenic container[J]. *Cryogenics and Super Conductivity*, 2008, **30**(1): 45-49. (in Chinese))
- [13] GB/T 19905-2005, 液化气体运输车[S]. 2005. (GB/T 19905-2005, Liquefied gas tanker truck

[S]. 2005. (in Chinese))

Dynamic Simulation of Liquid Sloshing Characteristics for Tank Trucks in Lateral Movement

ZHAO Shu-en, ZHAO Ling-he

(School of Electromechanics and Automobile Engineering, Chongqing Jiaotong University, Chongqing 400074, P.R.China)

Abstract: Aimed at the problem of lateral liquid sloshing in tank trucks partially filled with liquid, based on the multiphase flow model and the VOF method, the liquid sloshing dynamics was simulated for tank trucks in the cases of high-speed turning or emergency avoidance. The effects of the number of baffle plates, baffle configuration, liquid filling ratio and lateral acceleration on the dynamic characteristics of liquid sloshing were studied. The numerical results show that the longitudinal baffle plates reduce the lateral liquid impact force on the tank wall significantly and the larger-area baffle plates achieve the better reduction effect. The lateral sloshing falls quickly with the liquid filling ratio, while the liquid sloshing increases and the truck lateral stability goes down with the lateral acceleration.

Key words: tank truck; liquid sloshing; baffle plate; liquid filling ratio; numerical simulation

Foundation item: The National Natural Science Foundation of China(51278514)