

弹性膜对部分充液罐车内液体晃动的抑制效果研究*

祁文超, 王琼瑶, 平凯, 陈馨儿

(五邑大学 智能制造学部, 广东 江门 529020)

摘要: 为了提高液罐车的制动性能和侧倾稳定性极限,建立了流固耦合模型,研究了弹性膜对部分充液罐车内液体晃动的抑制效果.进行了实验室实验,实验结果验证了数值模型的有效性.验证后的模型被进一步用于研究不同的弹性膜配置对晃荡响应的影响,如液体载荷传递、晃荡力、俯仰力矩和罐壁压强.研究中考虑了两种不同的储罐配置,即没有任何阻尼装置的储罐和具有各种弹性膜组合的储罐,以进行比较.结果表明,添加弹性膜可以显著限制液体的运动,从而显著降低由晃动引起的俯仰力矩,这将提高罐车的制动性能和侧倾稳定性极限.

关键词: 液体晃动; 弹性膜; 流固耦合; 数值模拟; OpenFOAM

中图分类号: O359+.1 文献标志码: A DOI: 10.21656/1000-0887.440271

Study of Inhibitory Effects of Elastic Membranes on Liquid Sloshing in Partially Filled Tank Vehicles

QI Wenchao, WANG Qiongyao, PING Kai, CHEN Xiner

(Faculty of Intelligent Manufacturing, Wuyi University,
Jiangmen, Guangdong 529020, P.R.China)

Abstract: To improve the braking performance and roll stability limits of liquid tank vehicles, a numerical bi-directional fluid-structure coupling model was established to study the anti-slosh effects of elastic membranes on liquid sloshing in partially filled tank vehicles. Laboratory experiments were conducted to verify the validity of the numerical model. The validated model was further used to study the effects of various configurations of elastic membranes on sloshing responses, such as liquid load transfer, sloshing forces, pitch moments, and tank wall pressures. Two different tank configurations, namely tanks without membrane and tanks with various combinations of elastic membranes, were considered in the study for comparison. The results show that, the addition of membranes can significantly limit the movement of the liquid, resulting in dramatically reduced pitch moments caused by sloshing, which will improve the braking performance and roll stability limits of the tank vehicles.

Key words: liquid sloshing; elastic membrane; fluid-solid coupling; numerical simulation; OpenFOAM

* 收稿日期: 2023-09-18; 修订日期: 2023-11-21

基金项目: 国家自然科学基金(51905384)

作者简介: 祁文超(2000—),男,硕士生(E-mail: qiwenchao_luck@163.com);

王琼瑶(1987—),男,副教授,博士(通讯作者. E-mail: hellowqy@163.com).

引用格式: 祁文超,王琼瑶,平凯,陈馨儿.弹性膜对部分充液罐车内液体晃动的抑制效果研究[J].应用数学和力学,2024,45(3):365-378.

0 引言

液体和储罐结构之间的相互作用可能导致结构失效或损坏.由于负载总质量的限制,储罐通常处于部分填充状态^[1].在制动操作过程中,液体运动将导致液体货物的载荷转移,从而产生晃动力和力矩,导致车辆侧倾稳定性和制动性能下降^[2].报告的事故数据表明,由于液体晃动引起的动态晃动力和力矩,液体罐车会比其他货运车辆更频繁地发生事故^[3-5].

早期的研究集中在隔间或刚性壁^[6-7].然而,隔间或刚性壁除了大大增加系统的重量外,还对清洁和维护工作造成障碍.在随后的研究中,挡板作为一种更优化的结构被研究人员广泛研究和采用^[8-11].Goudarzi等^[12]的研究表明,挡板的抑制效果受储罐纵横比的影响.Kolaei等^[13]使用边界元方法研究了具有不同长度的底部安装、顶部安装和中心安装部分挡板的储罐.结果表明,底部安装的挡板仅在非常低的填充率下有效,而顶部安装的挡板在高填充率下更有效.除了在固定式储罐中的应用外,挡板也广泛用于移动式储罐^[14].Wang等^[15]研究了几何参数(如挡板曲率、开口尺寸和形状以及倾斜度)对晃动力和载荷传递的影响,并注意到挡板之间的气压对抑制液体晃动的贡献.Ünal等^[16]评估了T型挡板的抑制晃动性能.结果表明,当T形挡板的高度超过液位的80%时,可以得到很好的抑制效果.Korkmaz等^[17]发现,穿孔挡板会消耗储罐中液体晃动的动能,这将降低侧壁上的压强,并改变储罐的固有频率.Thirunavukkarasu等^[18]发现,当挡板放置在自由表面附近时,挡板在抑制液体晃动方面非常有效,并且在不同情况下给出了挡板结构的最优形式.

尽管刚性挡板对液体晃动有明显的抑制效果,但刚性挡板大大增加了系统的质量,并且在应用中还有许多限制.因此,一些研究人员提出用弹性挡板代替传统的刚性挡板,并通过实验或仿真证明弹性挡板大大减轻了系统的重量,并获得了相对较好的抑制晃动效果.Hwang等^[19]通过比较无挡板、刚性挡板和一组弹性挡板的数值结果发现,弹性挡板在抑制晃动效果方面与刚性挡板相当,但弹性挡板更轻,因此单位质量更有效.Zhang等^[20]通过基于光滑有限元法(SFEM)和改进的光滑粒子流体动力学(SPH)的耦合策略,对带有弹性挡板的储罐中的晃动现象进行了数值研究.结果表明,弹性挡板的几何方位和参数特性对罐壁冲击压强有显著影响.

此外,一些研究人员认为弹性膜对液体晃动也有抑制作用^[21-22].Chiba等^[23]研究了在垂直激励下,覆盖弹性膜的球形储罐中的液体晃动特性.结果表明,覆盖自由表面的弹性膜显著抑制了自由表面的大振幅非线性响应.Wang等^[24]研究了液体与弹性膜的相互作用,并在纵向或横向谐波加速度激励下,在带有弹性膜的按比例缩小的储罐上进行了一系列实验,还对弹性膜的抑制晃动效果进行了仿真分析.结果表明,膜的加入可以大大降低晃动幅度,从而降低俯仰力矩,并且晃动频率可以增加至更高的值,以避免部分填充储罐中的共振.

本文提出了一种覆盖液体自由表面的多段弹性膜.考虑了空气、液体和弹性膜在封闭罐中的相互作用.对部分填充的矩形储罐进行了流体-弹性膜相互作用的双向流固耦合(FSI)模拟.进行了实验室实验,证明了模型的有效性.通过比较不同弹性膜配置的储罐获得的储罐晃动响应,验证了弹性膜的有效性.

1 流固耦合模型

1.1 基本参数

模拟是在一个长10 m、高2.4 m的二维矩形储罐中进行的.填充比设置为0.5,液体自由表面被几段弹性膜覆盖,弹性膜的厚度为0.01 m,每个膜的边缘保持固定,如图1所示.为了便于描述,将4种罐配置分别命名为T0、T1、T2和T3.Wang等^[24]获得的研究结果表明,如果液体被膜完全覆盖,施加在罐壁上的液体压强将比T0罐更大.因此,在本研究中,液体自由表面被几段膜覆盖,如图1所示.即每个弹性膜之间有一个间隙.

对于T1、T2和T3储罐,间隙的总间距保持恒定为0.5 m,因此单段弹性膜的尺寸分别为4.75 m,3.17 m和2.375 m;液体和空气的密度分别为 $1 \times 10^3 \text{ kg/m}^3$, 1 kg/m^3 ;弹性膜的弹性模量为 $2 \times 10^8 \text{ Pa}$,Poisson比为

0.38, 密度为 $9.6 \times 10^2 \text{ kg/m}^3$ 。考虑到弹性膜的大变形, 数值模型中采用超弹模型对弹性膜进行建模。

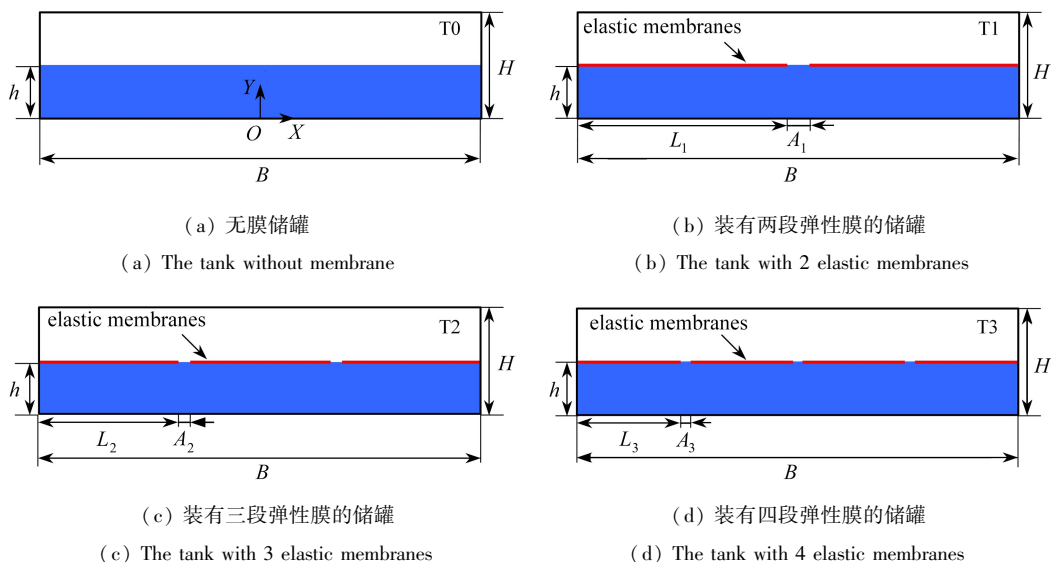


图1 弹性膜配置

Fig. 1 Elastic membrane configuration

1.2 流体域控制方程

在开源软件 OpenFOAM 中对部分填充液罐车内的液体和气体进行建模。液体和气体的运动可以通过连续性方程和动量方程描述:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial \rho u_i}{\partial x_i} = 0, \quad (1)$$

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

\mathbf{u} 为速度矢量, p 为流体压强, ρ 为流体密度, μ 为流体黏度; a_i 表示由于重力或液罐车操纵引起的加速度激励的加速度分量。

流体体积法 (VOF) 用于跟踪液相和气相之间的界面^[25]。VOF 方法引入了标量 α 来表示液相在给定网格中占据的体积。因此, 当 $\alpha = 1$ 时, 意味着网格完全被液相占据; 当 $\alpha = 0$ 时, 意味着网格完全被气体填充; 当 $0 < \alpha < 1$ 时, 表示网格在气液界面上由部分气体和部分液体组成。

$$\frac{\partial \alpha}{\partial t} + \nabla \cdot (\alpha \mathbf{U}) + \nabla \cdot \left(\alpha (1 - \alpha) c \frac{|\mathbf{U}| \nabla \alpha}{|\nabla \alpha|} \right) = \alpha \nabla \cdot \mathbf{U}, \quad (3)$$

式中, 第三项为人工添加的可压缩项, 在纯相中为 0, 仅在 $0 \leq \alpha \leq 1$ 处存在值; c 表示可控的压缩因子, $c = 0$ 时无压缩效果, c 越大, 压缩效应越明显。某一单元中的局部密度 (ρ) 和黏度 (μ) 由相应的 α 决定^[26]:

$$\rho = \alpha \rho_{\text{fluid}} + (1 - \alpha) \rho_{\text{air}}, \quad (4)$$

$$\mu = \alpha \mu_{\text{fluid}} + (1 - \alpha) \mu_{\text{air}}. \quad (5)$$

考虑到实际运输容器为密闭容器, 因此将储罐壁建模为刚性壁面, 应用无滑移边界条件。这意味着流体在壁面的速度 (u_{fluid}) 等于壁面的速度 (u_{wall}):

$$u_{\text{fluid}} = u_{\text{wall}}, \quad (6)$$

对于壁面边界条件, 除了将边界法向通量设置为零以外, 同时也需要考虑剪切应力:

$$\tau_{\text{wall}} = -\mu \frac{\partial u_{\parallel}}{\partial d_{\perp}}, \quad (7)$$

式中, u_{\parallel} 为平行于壁面的速度, d_{\perp} 为从边界单元形心到壁面的法向距离。

1.3 固体域控制方程

在开源软件 deal. II 中对弹性膜进行建模.弹性膜的控制方程可以表示为^[27]

$$\rho_s h \frac{\partial^2 y}{\partial t^2} + \rho_s C_d \frac{\partial y}{\partial t} - [Eh(\delta_0 + \bar{\delta})] \frac{\partial^2 y}{\partial x^2} \left[1 + \left(\frac{\partial y}{\partial x} \right)^2 \right]^{-3/2} = \sigma_y, \quad (8)$$

式中, ρ_s 为弹性膜密度, C_d 为结构阻尼, E 为弹性模量, h 为弹性膜厚度, y 为位移, σ_y 为弹性膜所受流体应力沿 y 方向的分量, δ_0 为预应力, $\bar{\delta}$ 为弹性膜应变,

$$\bar{\delta} = \frac{L_s - L_0}{L_0}, \quad L_s = \int_0^c \sqrt{1 + \left(\frac{\partial y}{\partial x} \right)^2} dx, \quad (9)$$

式中, L_0 和 L_s 分别为弹性膜变形前后的长度, c 为弹性膜的跨度.

将弹性膜均分为 M 个单元,使用 Hermite 多项式逼近变量 y , 方程(7)的空间离散形式使用 Galerkin 加权余量法获得^[28]:

$$\mathbf{M}\ddot{\mathbf{x}} + \mathbf{C}\dot{\mathbf{x}} + \mathbf{K}(\mathbf{x})\mathbf{x} = \mathbf{Q}, \quad (10)$$

式中

$$\mathbf{x} = \left(y_1, \left(\frac{\partial y}{\partial x} \right)_1, y_2, \left(\frac{\partial y}{\partial x} \right)_2, \dots, y_{M+1}, \left(\frac{\partial y}{\partial x} \right)_{M+1} \right)^T, \quad (11)$$

$$\mathbf{M} = \rho_s h \int_0^c \mathbf{N}^T \mathbf{N} dx, \quad (12)$$

$$\mathbf{C} = \rho_s C_d \int_0^c \mathbf{N}^T \mathbf{N} dx, \quad (13)$$

$$\mathbf{K}(\mathbf{x}) = \int_0^c \frac{\partial}{\partial x} \left\{ \mathbf{N}^T \mathbf{T} \left[1 + \left(\frac{\partial \mathbf{N} \mathbf{x}}{\partial x} \right)^2 \right]^{-3/2} \right\} \frac{\partial \mathbf{N}}{\partial x} dx, \quad (14)$$

$$\mathbf{Q} = \int_0^c \mathbf{N}^T \sigma_y dx. \quad (15)$$

方程(10)–(14)组成了非线性常微分方程组,使用广义 α (generalized α method) 方法进行求解.

本文使用 Gauss-Seidel 迭代法逐步逼近解来得到最终的解.在每次迭代过程中, Gauss-Seidel 方法会更新未知变量的值,直到达到预设的精度要求或最大迭代次数.对于一个给定的线性方程组:

$$\mathbf{A}\mathbf{x} = \mathbf{b}, \quad (16)$$

Gauss-Seidel 方法可以表示为

$$\mathbf{x}_{n+1} = (\mathbf{I} - \mathbf{A}_{n+1}^{-1} \mathbf{A}) \mathbf{x}_n + \mathbf{A}_{n+1}^{-1} \mathbf{b}, \quad (17)$$

式中, \mathbf{I} 是单位矩阵, \mathbf{A}_{n+1}^{-1} 是 $n+1$ 次迭代时稀疏矩阵的逆, \mathbf{x}_n 是当前近似解.

1.4 流固耦合

PreCICE 是一个基于 C++ 的开源多物理场耦合环境库,使用任意 Lagrange-Euler 方法(ALE)的方式实现分区模拟,并使用现有求解器的 API 实现数据交互.对于流体子问题,使用 Euler 方法描述流体的运动;对于固体子问题,使用 Lagrange 方法描述固体的运动和变形.PreCICE 通过交换力和位移数据实现流体域和固体域之间的数据交换和耦合^[29].耦合面控制条件可以表示为

$$\mathbf{F}_f \cdot \mathbf{n}_f = \mathbf{F}_s \cdot \mathbf{n}_s, \quad (18)$$

$$\mathbf{x}_f = \mathbf{x}_s, \quad (19)$$

式中, \mathbf{F}_f 和 \mathbf{F}_s 分别表示耦合面上的流体作用力和作用域固体的作用力, \mathbf{n}_f 和 \mathbf{n}_s 分别表示流体域和固体域耦合面的法向量, \mathbf{x}_f 和 \mathbf{x}_s 分别表示流体域耦合边界和固体域耦合边界的位移.

为了保证流固耦合计算的数值稳定性,本文采用隐式耦合策略.对于串行 I-S 和并行 I-P,求解器均在一个时间步内反复交互求解.将固体求解器 s 的求解过程表示为 $S(x)$, 流体求解器 f 的求解过程表示为 $F(x)$. 假设固体求解器第 i 次迭代结果为 s_i^n , 并在第 k 次收敛,那么迭代过程可以表示为

$$s_0^n = s^n \rightarrow s_1^n = S(F(s_0^n)) \rightarrow s_2^n = S(F(s_1^n)) \rightarrow \dots \rightarrow s_k^{n+1} = S(F(s_{k-1}^n)) \rightarrow s^{n+1} = s_k^{n+1}. \quad (20)$$

式(20)被称为定点方程(fixed-point equation).本文采用 IQN-LS 方法来稳定和加速耦合迭代,通过利用前一步迭代的输入和输出数据来近似计算固定点公式残差算子的逆 Jacobi 矩阵,并执行类似于 Newton 法的求解步骤.同时,为避免潜在的奇异性问题,采用基于 QR 的滤波技术来过滤掉线性相关的数据,以确保计算的稳定性和准确性.

式(20)可以改写为如下形式:

$$s^{n+1} = S(F(s^{n+1})) = S \circ F(s^{n+1}), \quad (21)$$

其广义形式为

$$x = H(x), \quad (22)$$

式中, H 表示 $S \circ F$, 所以迭代松弛法可以将式(21)改写为

$$x^{i+1} = H(x^i) + (\omega^i - 1)(H(x^i) - x^i), \quad (23)$$

式中, ω^i 为第 i 次迭代的松弛系数.

该松弛过程收敛的判断条件为

$$\text{I-S: } \|f^{i+1} - f^i\|_2 < \xi \cdot \|f^{i+1}\|_2, \quad \|\tilde{s}^i - s^i\|_2 < \xi \cdot \|\tilde{s}^i\|_2, \quad (24)$$

$$\text{I-P: } \|\tilde{f}^i - f^i\|_2 < \xi \cdot \|\tilde{f}^i\|_2, \quad \|\tilde{s}^i - s^i\|_2 < \xi \cdot \|\tilde{s}^i\|_2, \quad (25)$$

式中, ξ 为预先设定的收敛限, $\|\cdot\|_2$ 为矩阵的二范数.

本文采用径向基函数映射算法(RBF)处理耦合面网格单元拓扑信息不匹配的问题.在位移变换过程中采用了一致映射,而对于力映射则采用了保守方式,这使得两侧的数据值之和相等,从而确保了界面处的能量平衡.

1.5 晃动响应分析

模拟是在纵向加速度激励下进行的,这是理想化的刹车激励.加速度激励可以用斜坡阶跃的方式表示:

$$a(t) = \begin{cases} kt, & 0 < t < 0.3, \\ \varepsilon - \beta + \sqrt{\beta^2 - (t - 0.5)^2}, & 0.3 \leq t < 0.5, \\ \varepsilon, & t \geq 0.5, \end{cases} \quad (26)$$

式中, $a(t)$ 为加速度函数, k 为加速度上升率, β 取 0.2, 是用于分层斜坡阶跃函数不连续性的弧函数的参数, ε 是加速度的稳态值, 取为 $0.3g$, 如图 2 所示.从图中可以看出,加速度的值在达到最大值后保持不变,这与实际的刹车加速度激励有所不同,采用这种设定主要是为了分析弹性膜在液体晃动达到稳态时对其的影响.

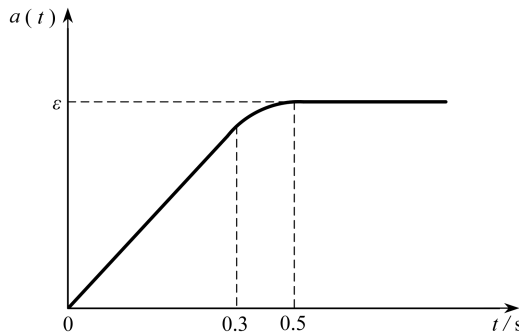


图 2 斜坡阶跃加速度激励

Fig. 2 The rounded ramp-step acceleration input

载荷转移量是判断液体晃动剧烈程度的重要指标.通过液相的质量中心(c_g)的瞬时坐标相对于坐标原点的变化来评估:

$$X_{cg} = \sum_c \frac{x_c V_c}{V}, \quad (27)$$

$$Y_{cg} = \sum_c y_c V_c / V, \quad (28)$$

式中, V 是液体总体积, x_c 和 y_c 是单元 c 的中心坐标, φ 定义积分域, 如图 3 所示. 图 3 中纵向定义为 X 方向, 而垂向则表示为 Y 方向.

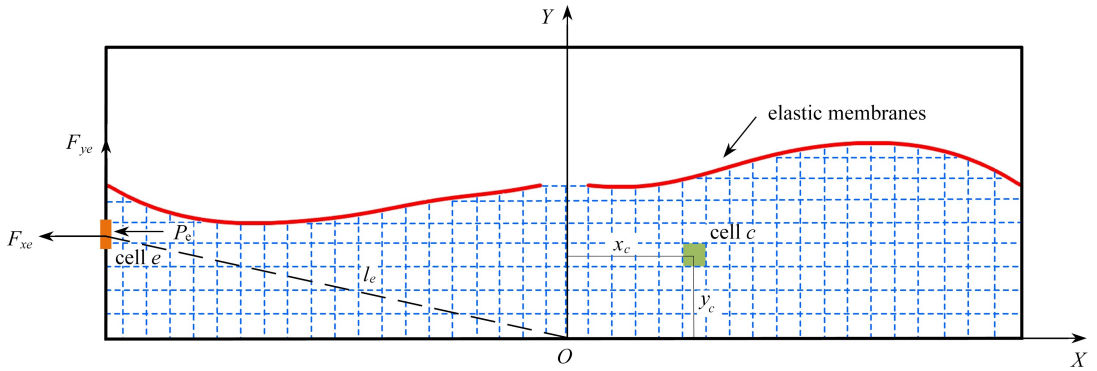


图 3 质心坐标以及晃动力和俯仰力矩的计算

Fig. 3 Calculation of centroid coordinates, slosh forces and pitch moment

晃动力由储罐内壁和弹性膜的边界单元的压强积分获得

$$F_i = \sum_e P_e A_{ei}, \quad i = x, y, \quad (29)$$

式中, F_i 是沿着轴线 i ($i = x, y$) 的合成晃动力, A_{ei} 是沿着轴线 i 投影的单元 e 的面积.

力矩是通过每个单元力和单元相对原点的位置矢量的叉积的积分获得, 因此

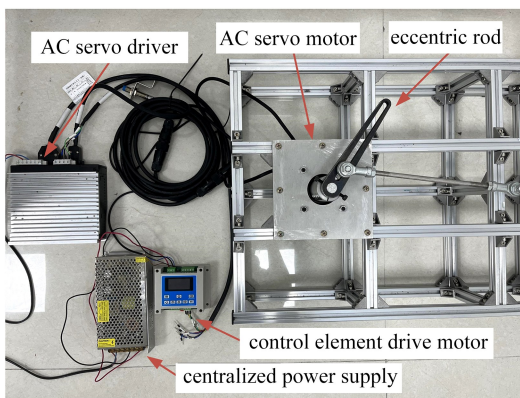
$$M_z = \sum_e |l_e \times F_e|, \quad (30)$$

式中, l_e 是单元相对于坐标原点的位置矢量, F_e 是施加在单元格 e 上的力.

2 实验和模型验证

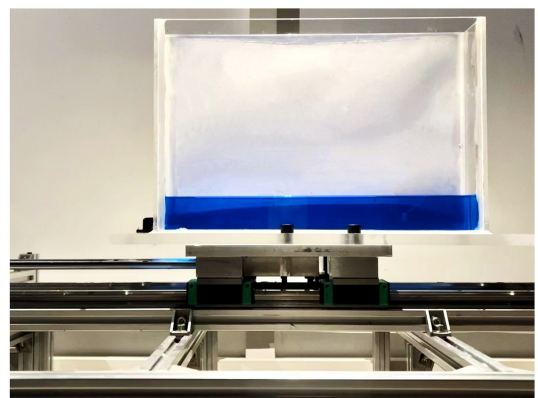
2.1 实验设计

为了验证数值模型的准确性, 我们进行了一系列晃动实验. 实验是在尺寸为 0.3 m 长、0.2 m 高的矩形储罐中进行的, 电动机的转速使用可编程电机控制器控制, 如图 4 所示.



(a) 控制部分

(a) The control module



(b) 移动平台

(b) The movement platform

图 4 实验装置

Fig. 4 The experimental setup

该储罐由丙烯酸制成用于可视化并安装在移动平台上. 为了消除液体晃动的三维效应, 储罐的宽度设置

为 0.04 m。罐壁的厚度设置为 8 mm 以避免罐壁的振动,将分辨率为 0.000 5g、采样间隔为 0.1 s 的加速度传感器安装在储罐上以记录加速度的时间历程。传感器使用蓝牙与个人电脑进行数据传输。容器内水的深度为 35 mm,并加入蓝色染料以提高能见度。使用分辨率为每秒 60 帧的相机来捕捉实验的快照以与模拟结果进行比较。

2.2 两相流模型验证

加速度传感器记录的储罐运动加速度的时间历程如图 5 所示。在运动的初始阶段,可以看到 -4.55 m/s^2 的加速度值,这是由于电机突然接收到运动命令后速度突变引起的。在随后的往复运动过程中,加速度的时间历程体现了类似正弦波的特征,并且当移动平台运动到极限位置时,加速度在一定程度上波动。

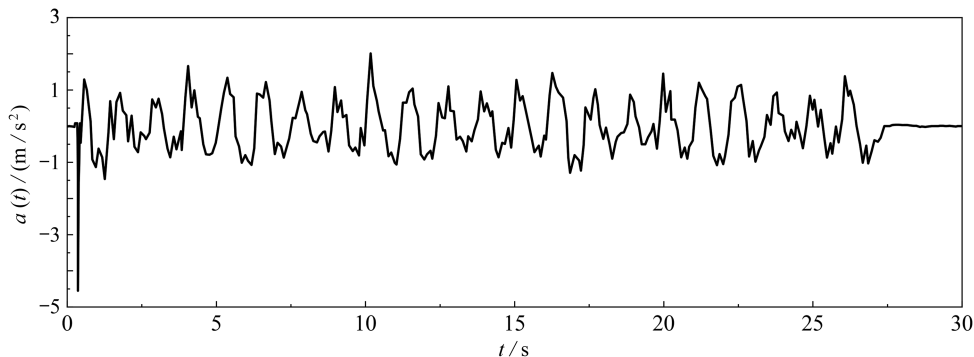
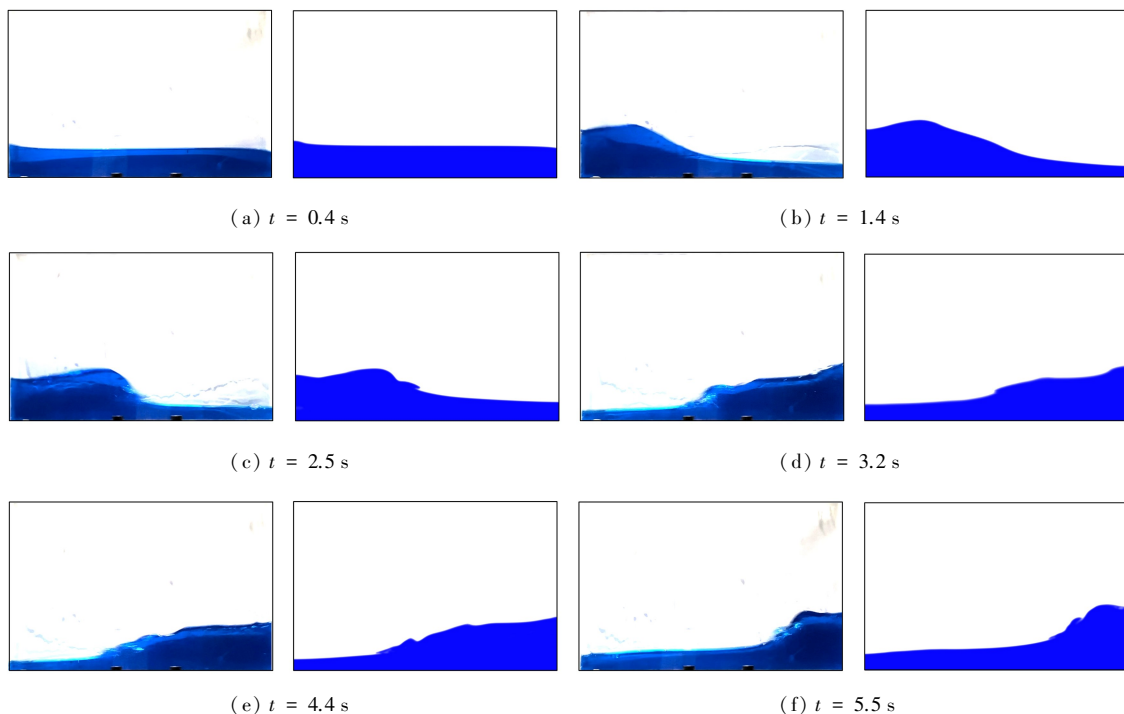


图 5 加速度传感器测量的实际加速度时间变化

Fig. 5 The actual acceleration time history measured by the acceleration sensor

数值模拟是在与实验相同的条件下进行的。通过实验和模拟获得的自由表面变形的比较如图 6 所示,左图为实验快照,右图为数值模拟。选择 0.4 s 至 7.3 s 之间的 8 个时刻进行比较。从图中可以看出,数值模型获得的自由表面变形与实验结果吻合得很好,这表明了本文数值模型的有效性。然而,在 3.2 s,4.4 s 和 5.5 s,实验中可以看到自由表面附近的一些空气夹带,而在模拟结果中没有看到这种现象。数值结果与相应实验结果之间的微小差异可能归因于本研究中采用的层流模型,显然,湍流模型更适合捕捉液体晃动的微小特征。由于在本研究中主要关注液体的整体运动,因此选择层流模型是可以接受的。



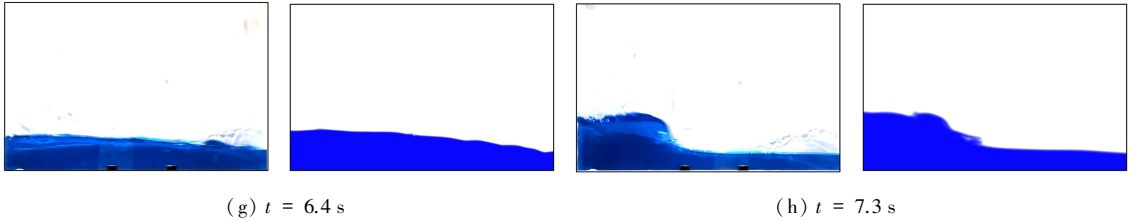


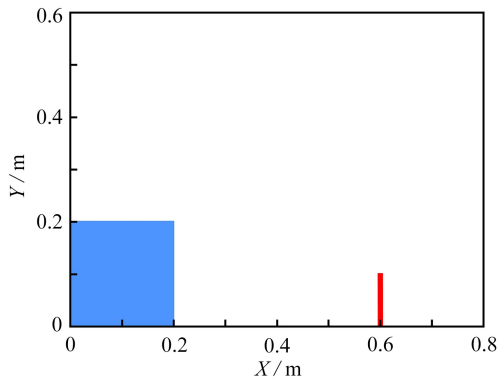
图6 0.4~7.3 s之间8个时刻的实验快照和数值模拟的比较(液体深度 $h = 35$ mm)

Fig. 6 Comparison of experimental snapshots and numerical simulations for 8 moments between 0.4~7.3 s (liquid depth $h = 35$ mm)

2.3 流固耦合模型验证

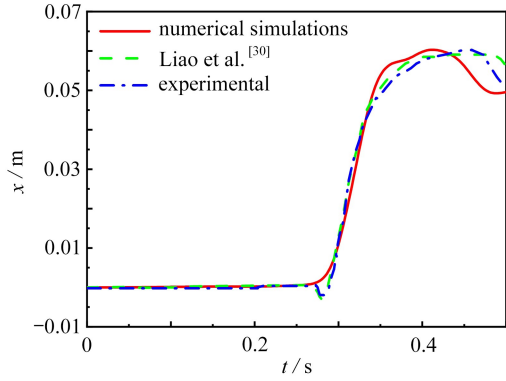
Liao 等^[30]进行了溃坝冲击弹性板的实验,弹性板固定在水箱下端,距离右侧 0.2 m,水柱靠近水箱左侧,如图 7(a)所示.水柱通过闸门保持静止.当闸门移除时,在重力的作用下水柱会向下倾泻并冲击弹性板.在液体的冲击下,弹性板会发生严重变形,这使其成为评估本文提出的流固耦合数值模型稳健性的良好基准.

图 7(b)显示了在弹性板尖端测量的水平位移的时间历程.目前的数值结果与 Liao 等^[30]的结果较为一致.值得注意的是,在 $t = 0.4$ s 以后,数值结果和实验结果之间会出现一些差异.这些差异可能归因于数值模型中采用的超弹模型.



(a) 模型设置

(a) The initial problem setup



(b) 弹性板顶端位移时程

(b) The plate tip horizontal displacement time history

图7 溃坝对弹性板的冲击

Fig. 7 The dam break impacting on an elastic plate

3 结果和讨论

根据晃动力和力矩、液体载荷转移、施加在罐壁上的压强等方面的晃动响应,评估了各种膜结构抑制晃动的效果.

3.1 网格无关性检验

在本研究中使用了结构网格.考虑了 1.8 cm, 1.6 cm, 1.4 cm 三种网格尺寸进行网格无关性检验.在斜坡阶跃加速度下对具有 50% 填充率的 T0 储罐进行了测试.此外,通过将 Courant 数限制在 0.5 以下的条件自动调整时间步长.由于 T0 储罐中的液体晃动更剧烈,如果在这种情况下通过网格无关性验证,则足以满足其他储罐配置的要求.图 8 显示了三种网格尺寸获得的俯仰力矩的时间历程.结果表明,用 1.4 cm 和 1.6 cm 网格获得的结果较为一致,但用 1.8 cm 网格得到的结果在 2 s 后产生一些偏差.原因是储罐中的液体冲击罐顶,经历大的液面翻转和液面破裂.粗网格在描述自由表面变形时缺乏准确性,导致俯仰力矩的偏差较大.因此可知,1.6 cm 网格尺寸在精度和效率之间保持了良好的平衡,将在本研究中采用.

3.2 合力和力矩

图 9 显示了不同储罐配置下纵向力的时间历程.结果表明,对于 T0 储罐,纵向力在 1.6 s 时达到最大值然后缓慢下降,即使在 12 s 时也表现出小振幅振荡.对于 T1 储罐,纵向力的峰值显著大于 T0 储罐的峰值,并

且纵向力表现出更明显的振荡.原因是 T1 罐的单段弹性膜过长,导致液体和弹性膜之间产生了强烈的相互作用.但对于 T2 和 T3 储罐,随着膜长度的减小,纵向力的峰值急剧下降,纵向力时间历程迅速衰减,在 4 s 时即可达到稳态值.上述讨论表明,采用短长度的多段弹性膜而不是长的单段弹性膜,将对抑制液体晃动产生更明显的阻尼作用.

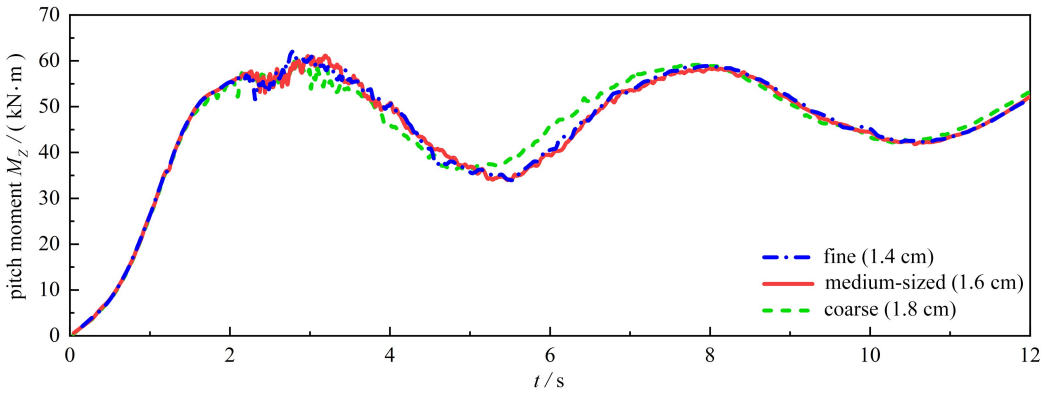
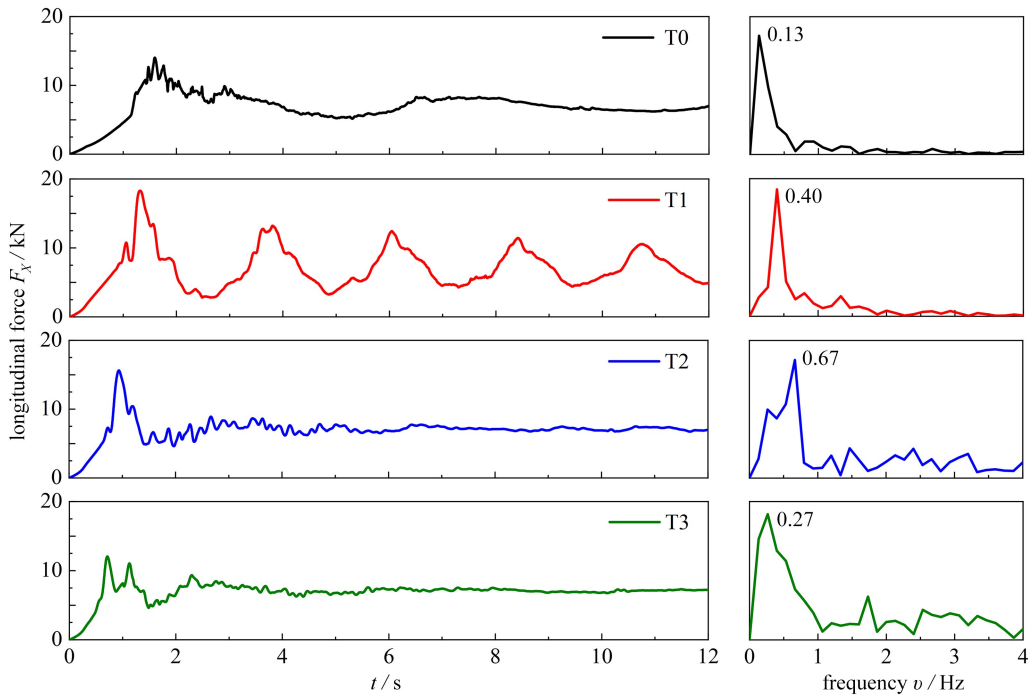


图 8 三种不同网格尺寸的俯仰力矩时程比较

Fig. 8 Comparison of time histories at pitch moments obtained for 3 different mesh sizes



(a) 纵向力

(b) 频率

(a) Longitudinal forces

(b) Frequencies

图 9 不同构型储罐纵向力时程和相应纵向基频的比较

Fig. 9 Comparison of the time histories and corresponding frequencies of the longitudinal forces of tanks with different configurations

通过对纵向力的快速 Fourier 变换 (FFT),得到了四种不同结构储罐纵向液体晃动的基频.结果表明,无论弹性膜的配置如何,安装有弹性膜的储罐的纵向基频都显著高于清孔储罐的纵向基频.具有不同弹性膜配置的三种类型储罐的纵向基频分别相对 T0 储罐增加了 2 倍、4 倍和 1 倍.由于油罐车的纵向基本晃动频率约为 0.2 Hz^[25],添加弹性膜将使基频偏移到更高的值,以避免部分填充的液罐车发生共振.

在油罐车的制动操作过程中,液体的显著晃动可能会导致车辆载荷的不均匀分布.图 10 显示了不同储罐配置的垂向力的时间历程.在 2.5 s 时,在 T0 储罐中观察到显著的波谷值.在安装了弹性膜的储罐中没有观察到这

种波谷值,并且垂向力变化的幅度明显小于T0储罐的垂向力变化幅度.图11显示了具有不同膜配置的储罐在2.5 s时自由表面的变形.从图11可以看出,T0储罐中的大量液体积聚在储罐右侧,并猛烈冲击储罐顶部导致液面翻转,这解释了图10所示垂向力的剧烈变化.通过对不同膜配置获得的垂向力和自由表面变形的比较表明,膜的添加可以有效地降低液体晃动的严重程度,从而有效地防止油罐车纵向载荷的不均匀分布.

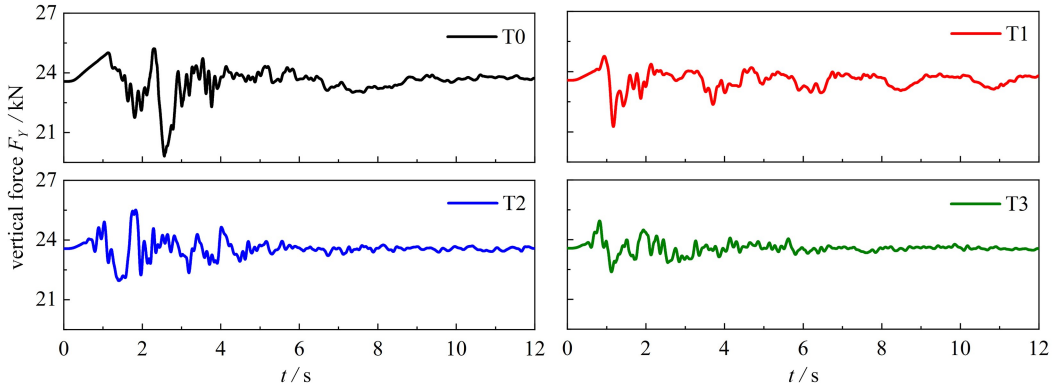


图10 不同配置储罐垂向力的时程比较

Fig. 10 Time history comparison of vertical forces for different configurations of storage tanks

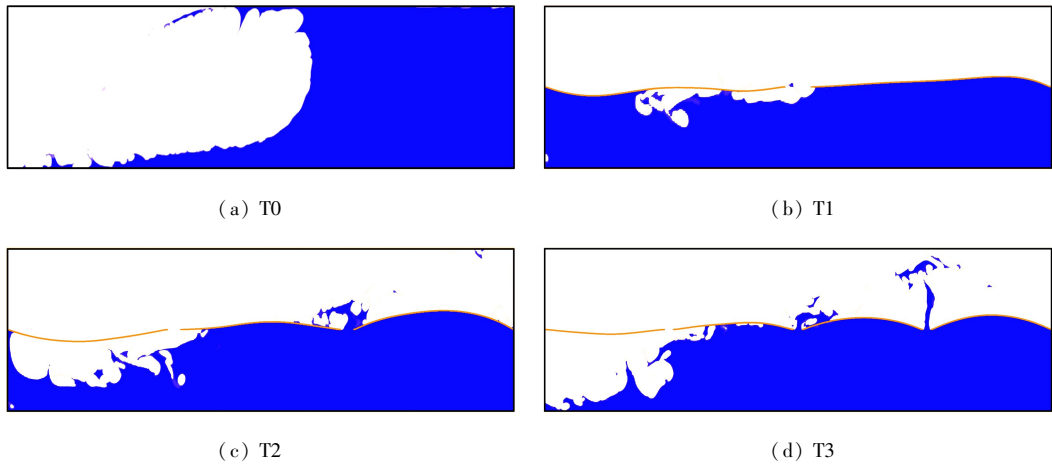


图11 不同结构储罐2.5 s时刻液体自由表面变形的比较

Fig. 11 Comparison of free surface deformations of liquid for different configurations of tanks at moment 2.5 s

俯仰力矩是评价坦克车制动性能的一个重要指标,图12显示了具有和不具有弹性膜的储罐的俯仰力矩的时间历程.T0储罐的俯仰力矩在3 s时达到峰值,并在大范围内波动,这可能导致液罐车偏离运动方向.T1储罐的俯仰力矩在1.4 s时达到峰值,峰值比T0储罐低58%,并显示出相对较高的振荡频率,波动的幅度和平均值也显著降低.而T2和T3储罐的俯仰力矩峰值被有效消除.这是因为弹性膜将液体限制在膜下方的有限区域,限制了液体质心的转移.此外,由于T2和T3储罐使用了多段弹性膜,弹性膜间隙的位置比T1储罐更靠近右壁.液体的相互碰撞导致部分液体通过弹性膜间隙溢出,从而导致俯仰力矩缓慢上升.

3.3 液体载荷转移

液体载荷转移是液罐车相比运输刚性货物的车辆更危险的一个重要因素^[3].储罐中液体质心随时间的变化可以反映液体晃动的强度.图13显示了不同配置储罐的液体质心在纵向和垂向上的变化.很明显,T0储罐的液体质心位置随时间变化很大,无论是纵向还是垂向,而弹性膜的存在阻碍了液体在储罐中的流动.对T1、T2和T3储罐获得的液体载荷转移的比较表明,当弹性膜间隙的位置靠近储罐中心时,弹性膜抑制晃动的效果更显著.

图14显示了不同配置下储罐中液体质心坐标的变化.可以发现,T0储罐中的液体质心可以到达储罐的右上角,并在较高的位置来回移动.在所有储罐配置中,T1储罐显示出最小的液体载荷转移范围.从图14中的局部放大图可以看出,质心位置呈现出往复变化,这导致了图12所示的俯仰力矩时程的高频振荡.相比之

下,T2 和 T3 储罐的液体质心显示出单向运动.这意味着液体被弹性膜包裹,并通过弹性膜间隙缓慢溢出并积聚在弹性膜上方.

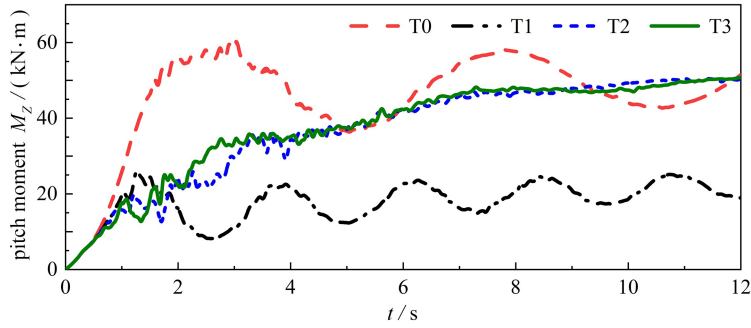
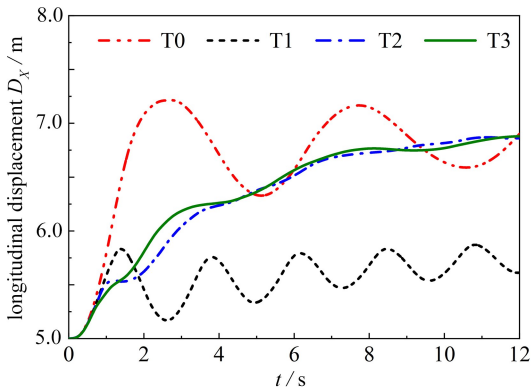


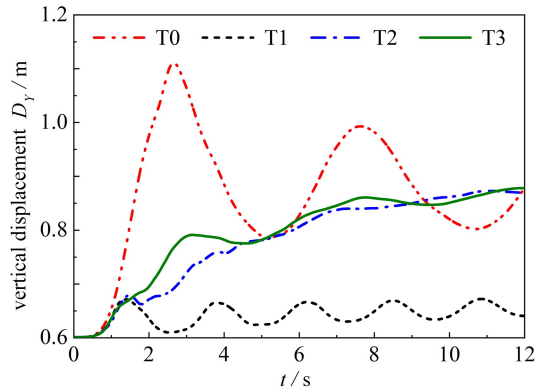
图 12 不同储罐配置俯仰力矩的时程比较

Fig. 12 Time history comparison of pitch moments for different tank configurations



(a) 纵向位移

(a) Longitudinal displacements



(b) 垂向位移

(b) Vertical displacements

图 13 不同储罐配置液体载荷转移时程的比较

Fig. 13 Comparison of liquid load transfer time histories for different tank configurations

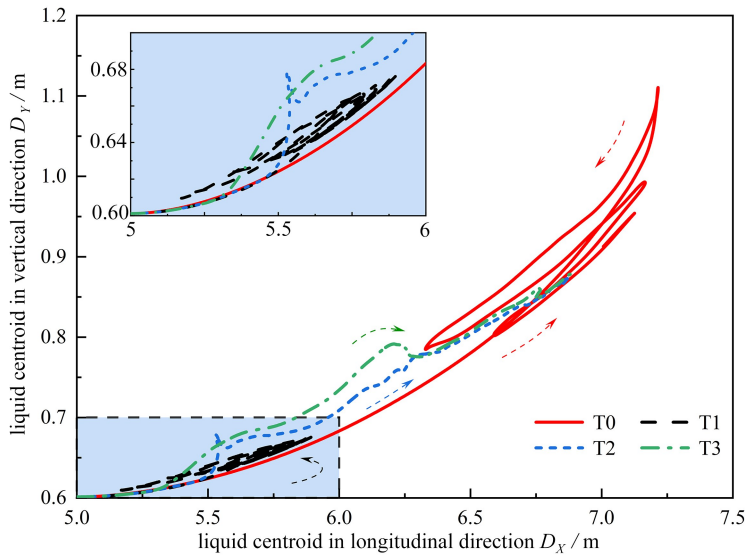


图 14 不同储罐配置液相质心坐标变化历史的比较

Fig. 14 Comparison of coordinate change histories of liquid-phase mass centers for different tank configurations

3.4 罐壁压强

表 1 和表 2 分别比较了储罐右壁上不同高度位置的压强峰值和稳态值.弹性膜位于 $a/H = 0.5$ 处.结果表

明,无论储罐配置如何,压强峰值都随着压强监测点高度的增加而减小.此外,当压强监测点的位置在弹性膜下方时,T1、T2和T3储罐的压强峰值均显著大于T0储罐.这是因为液体积聚在由膜和罐壁包围的空间中,与T0罐相比产生了更高的液体压强.当压强监测点的位置在弹性膜上方时,T1、T2和T3储罐的这些监测点的峰值压强均显著低于T0储罐的峰值压强.这是因为膜的添加抑制了液体在弹性膜以上位置处的流动,使得这些监测点的峰值压强接近于零.对于压强稳态值,可以得出相同的结论.由于在稳态时,液体表现出轻微的晃动,T1、T2和T3储罐的弹性膜以下位置处的稳态压强均略大于T0储罐的稳态压强值.

表1 右壁上不同高度位置(a)的压强峰值时程比较

Table 1 Comparison of time histories of the peak values of pressure in different height positions (a) on the right wall

height a/H	0	0.2	0.4	0.5	0.6	0.8	1
T0	40.1	35.8	31.4	29.3	27.3	23.1	18.6
$\delta_0 / \%$	-	-	-	-	-	-	-
T1	52.2	48.5	44.9	43.8	5.1	1.1	0.6
$\delta_1 / \%$	+30.2	+35.7	+42.9	+49.3	-81.4	-95.1	-96.6
T2	45.4	41.3	37.2	35.5	21.8	8.8	7.8
$\delta_2 / \%$	+13.2	+15.5	+18.4	+21.1	-20.1	-61.7	-58.1
T3	52.1	48.0	44.0	42.4	15.4	8.1	8.1
$\delta_3 / \%$	+29.8	+34.3	+40.1	+44.7	-43.6	-64.8	-56.3

表2 右壁上不同高度位置(a)的压强稳态值时程比较

Table 2 Comparison of time histories of the steady-state values of pressure in different height positions (a) on the right wall

height a/H	0	0.2	0.4	0.5	0.6	0.8	1
T0	26.0	21.4	16.8	14.4	12.1	7.4	3.2
$\delta_0 / \%$	-	-	-	-	-	-	-
T1	26.3	21.5	16.7	14.8	1.9	0.3	0.1
$\delta_1 / \%$	+1.2	+0.6	-0.3	+2.5	-84.7	-95.8	-96.6
T2	27.6	22.9	18.2	16.0	9.9	6.1	3.3
$\delta_2 / \%$	+5.9	+6.8	+8.1	+10.8	-17.7	-17.5	+4.9
T3	27.4	22.7	18.0	15.8	10.3	6.5	3.5
$\delta_3 / \%$	+5.3	+5.9	+6.9	+9.5	-14.6	-11.6	+11.7

4 结 论

本文建立了一个流固耦合模型,研究了二维部分填充矩形储罐中不同弹性膜配置的抑制晃动效果.通过数值计算结果与实验室实验结果比较,验证了该模型的有效性.验证后的数值模型被进一步用于研究膜的数量对抑制液体晃动的影响.通过将弹性膜在力、力矩和液体载荷转移方面的晃动响应与无膜储罐的晃动响应进行比较,评估了弹性膜的抑制晃动效果.一些结论可以总结如下:

1) 数值结果与实验结果吻合较好,证明了数值模型的有效性.

2) 膜的加入使晃动力时间历程衰减得更快.然而,在某些情况下,由于液体和弹性膜之间的相互作用,膜的存在会增加晃动力的峰值.

3) 随着膜段的增加,纵向力的峰值急剧下降,纵向力时程衰减更快,这意味着采用短长度的多段弹性膜而不是长的单一弹性膜将对抑制液体晃动产生更明显的阻尼作用.

4) 弹性膜的加入将显著降低俯仰力矩的峰值,这将显著提高液罐车的制动性能.

5) 弹性膜的存在阻碍了液体的运动,抑制了液体载荷的转移,这将在一定程度上缓解纵向载荷分布的不均匀.

参考文献 (References):

- [1] KOLAEI A, RAKHEJA S. Free vibration analysis of coupled sloshing-flexible membrane system in a liquid con-

- tainer[J]. *Journal of Vibration and Control*, 2019, **25**(1): 84-97.
- [2] KOLAEI A, RAKHEJA S, RICHARD M J. An efficient methodology for simulating roll dynamics of a tank vehicle coupled with transient fluid slosh[J]. *Journal of Vibration and Control*, 2017, **23**(19): 3216-3232.
- [3] WOODROOFFE J. Evaluation of dangerous goods vehicle safety performance[R]. 2000.
- [4] 李杰, 于志新, 程新新, 等. 车-液耦合响应下液罐车稳定性控制仿真[J]. 油气储运, 2020, **39**(2): 188-194. (LI Jie, YU Zhixin, CHENG Xinxin, et al. Simulation of stability control of tank trucks under vehicle-liquid coupling response[J]. *Oil & Gas Storage and Transportation*, 2020, **39**(2): 188-194. (in Chinese))
- [5] 于志新, 李杰, 程新新, 等. 液罐车稳定性最优控制仿真[J]. 油气储运, 2019, **38**(8): 885-891. (YU Zhixin, LI Jie, CHENG Xinxin, et al. Simulation on the optimal control of the stability of liquid tank truck[J]. *Oil & Gas Storage and Transportation*, 2019, **38**(8): 885-891. (in Chinese))
- [6] RAKHEJA S, SANKAR S, RANGANATHAN R. Roll plane analysis of articulated tank vehicles during steady turning[J]. *Vehicle System Dynamics*, 1988, **17**(1/2): 81-104.
- [7] WANG Z Q, RAKHEJA S, SUN C Z. Influence of partition location on the braking performance of a partially-filled tank truck[R]. 1995.
- [8] BELLEZI C A, CHENG L Y, OKADA T, et al. Optimized perforated bulkhead for sloshing mitigation and control[J]. *Ocean Engineering*, 2019, **187**: 106171.
- [9] YU L T, XUE M A, JIANG Z Y. Experimental investigation of parametric sloshing in a tank with vertical baffles[J]. *Ocean Engineering*, 2020, **213**: 107783.
- [10] 包文红, 张应龙, 班涛, 等. 液罐车内液体晃动对防波板的冲击仿真[J]. 油气储运, 2022, **41**(9): 1087-1094. (BAO Wenhong, ZHANG Yinglong, BAN Tao, et al. Simulation on impact of liquid sloshing on baffles in liquid tankers[J]. *Oil & Gas Storage and Transportation*, 2022, **41**(9): 1087-1094. (in Chinese))
- [11] 钟文坤, 吴玖荣, 孙连杨. 考虑挡板间水动力相互作用影响的矩形 TLD 水箱阻尼比分析[J]. 应用数学和力学, 2021, **42**(1): 71-81. (ZHONG Wenkun, WU Jiurong, SUN Lianyang. Damping ratio analysis of rectangular TLD tanks with hydrodynamic interaction effects between baffles[J]. *Applied Mathematics and Mechanics*, 2021, **42**(1): 71-81. (in Chinese))
- [12] GOUDARZI M A, DANESH P N. Numerical investigation of a vertically baffled rectangular tank under seismic excitation[J]. *Journal of Fluids and Structures*, 2016, **61**: 450-460.
- [13] KOLAEI A, RAKHEJA S, RICHARD M J. A coupled multimodal and boundary-element method for analysis of anti-slosh effectiveness of partial baffles in a partly-filled container[J]. *Computers & Fluids*, 2015, **107**: 43-58.
- [14] HASHEMINEJAD S M, MOHAMMADI M M, JARRAHI M. Liquid sloshing in partly-filled laterally-excited circular tanks equipped with baffles[J]. *Journal of Fluids and Structures*, 2014, **44**: 97-114.
- [15] WANG Q Y, RAKHEJA S, SHANGGUAN W B. Effect of baffle geometry and air pressure on transient fluid slosh in partially filled tanks[J]. *International Journal of Heavy Vehicle Systems*, 2017, **24**(4): 378-401.
- [16] ÜNAL U O, BILICI G, AKYILDIZ H. Liquid sloshing in a two-dimensional rectangular tank: a numerical investigation with a T-shaped baffle[J]. *Ocean Engineering*, 2019, **187**: 106183.
- [17] KORKMAZ F C, GÜZEL B. On the effects of the number of baffles in sloshing dynamics[J]. *Ships and Offshore Structures*, 2021, **18**(1): 1-13.
- [18] THIRUNAVUKKARASU B, RAJAGOPAL T K R. Numerical investigation of sloshing in tank with horivert baffles under resonant excitation using CFD code[J]. *Thin-Walled Structures*, 2021, **161**: 107517.
- [19] HWANG S C, PARK J C, GOTOH H, et al. Numerical simulations of sloshing flows with elastic baffles by using a particle-based fluid-structure interaction analysis method[J]. *Ocean Engineering*, 2016, **118**: 227-241.
- [20] ZHANG Z L, KHALID M S U, LONG T, et al. Investigations on sloshing mitigation using elastic baffles by coupling smoothed finite element method and decoupled finite particle method[J]. *Journal of Fluids and Structures*, 2020, **94**: 102942.
- [21] BAUER H F. Coupled frequencies of a liquid in a circular cylindrical container with elastic liquid surface cover [J]. *Journal of Sound and Vibration*, 1995, **180**(5): 689-704.
- [22] TARIVERDILO S, MIRZAPOUR J, SHAHMARDANI M, et al. Free vibration of membrane/bounded incompressible fluid[J]. *Applied Mathematics and Mechanics*, 2012, **33**: 1167-1178.

- [23] CHIBA M, MURASE R, KIMURA R, et al. Experimental studies on the dynamic stability of liquid in a spherical tank covered with diaphragm under vertical excitation[J]. *Journal of Fluids and Structures*, 2016, **61**: 218-248.
- [24] WANG Q Y, JIANG L, CHAI M, et al. Numerical and experimental analysis of the effect of elastic membrane on liquid sloshing in partially filled tank vehicles[J]. *Mechanics Based Design of Structures and Machines*, 2021, **51**(3): 1741-1757.
- [25] WANG Q Y, LIN G M, JIANG L, et al. Numerical and experimental study of anti-slosh performance of combined baffles in partially filled tank vehicles[J]. *International Journal of Pressure Vessels and Piping*, 2022, **196**: 104555.
- [26] PELTONEN P, KANNINEN P, LAURILA E, et al. The ghost fluid method for OpenFOAM: a comparative study in marine context[J]. *Ocean Engineering*, 2020, **216**: 108007.
- [27] GORDNIER R E. High fidelity computational simulation of a membrane wing airfoil[J]. *Journal of Fluids and Structures*, 2009, **25**(5): 897-917.
- [28] 孙旭, 张家忠, 黄必武. 弹性薄膜类流固耦合问题的 CBS 有限元分析[J]. 力学学报, 2013, **45**(5): 787-791. (SUN Xu, ZHANG Jiazhong, HUANG Biwu. CBS finite element analysis of fluid structure coupling problems in elastic thin films[J]. *Chinese Journal of Theoretical and Applied*, 2013, **45**(5): 787-791.(in Chinese))
- [29] BUNGARTZ H J, LINDNER F, GATZHAMMER B, et al. preCICE: a fully parallel library for multi-physics surface coupling[J]. *Computers & Fluids*, 2016, **141**: 250-258.
- [30] LIAO K P, HU C H, SUEYOSHI M. Free surface flow impacting on an elastic structure: experiment versus numerical simulation[J]. *Applied Ocean Research*, 2015, **50**: 192-208.