

# 软体罐的流固耦合数值模拟及薄膜力分析

吴倩倩, 曹志凯, 李薇, 吴雪娥\*

(厦门大学化学化工学院, 福建 厦门 361005)

**摘要:** [目的] 为提高大型软体罐的安全性, 需在设计时对软体罐罐体所受的薄膜力进行评估分析, 因此利用 LS-DYNA 软件建立软体罐薄膜力数值分析模型。[方法] 首先采用控制体积法模拟软体罐充液过程得到充液后的初始形状; 然后使用结构化任意拉格朗日欧拉(S-ALE)方法建立流固耦合模型, 通过曲率分析方法验证薄膜力计算结果; 最后探究充液高度和软体罐长宽比对薄膜力的影响规律。[结果] 相较于传统 ALE 方法, S-ALE 方法能有效解决模拟过程中储液渗漏问题, 提高薄膜力计算精度。充液高度是影响薄膜力的主要因素, 设计软体罐时应适当降低充液高度, 对于热塑性聚氨酯材料应当将充液高度控制在 1.80 m 以下。软体罐的长宽比增大会使软体罐表面曲率变化增大, 导致薄膜力增大, 因此设计软体罐时应尽量减小长宽比。[结论] 本研究采用 LS-DYNA 软件模拟内部载荷对软体罐薄膜力的影响, 为软体罐的结构设计提供了参考。

**关键词:** 软体罐; 薄膜力; 结构化任意拉格朗日欧拉方法; 控制体积法

中图分类号: TP391.9

文献标志码: A

文章编号: 0438-0479(2025)05-0830-09

## Numerical simulation of fluid-solid coupling and membrane force analysis of flexible tank

WU Qianqian, CAO Zhikai, LI Wei, WU Xuee\*

(College of Chemistry and Chemical Engineering, Xiamen University, Xiamen 361005, China)

**Abstract:** [Objective] Recently, flexible tanks have received significant attention as a novel form of liquid storage equipment. Constructed from flexible materials, these tanks are lightweight, collapsible, and cost-effective to produce and transport. However, in large-scale application, these tanks face challenges due to limited ability to withstand liquid stress, resulting in damage and deformation, which significantly reduce the lifespan and safety of the tank. Current research has not delved into three-dimensional numerical simulations on the impact of internal loads on the membrane force on flexible tanks. In this context, a three-dimensional numerical model was developed using LS-DYNA software to analyze the membrane force on flexible tanks and examine the influence of internal loads and tank structure on membrane force. [Methods] Firstly, the control volume method was used to simulate the filling process of the flexible tank to obtain its initial shape. A fluid-solid coupling model was developed using the structured-arbitrary Lagrange-Euler (S-ALE) method, and the simulation results of membrane force were validated through curvature analysis. Finally, the study examined the effects of liquid filling height and the tank's length-to-width ratio on membrane force. [Results] The reliability of the constructed model was verified by comparing the results of the constructed model with the curvature model. Compared to the traditional ALE method, the S-ALE method effectively addressed reservoir leakage issues during the simulation process and improved the accuracy of membrane force calculations. The simulation results further indicated that the membrane force of the flexible tank was concentrated at the corners, while the stress distribution in the rest of the tank remained uniform. This is because the membrane force

收稿日期: 2023-12-26 录用日期: 2024-05-13

基金项目: 国家自然科学基金(22276155)

\*通信作者: xewu@xmu.edu.cn

引文格式: 吴倩倩, 曹志凯, 李薇, 等. 软体罐的流固耦合数值模拟及薄膜力分析[J]. 厦门大学学报(自然科学版), 2025, 64(5): 830-838.

Citation: WU Q Q, CAO Z K, LI W, et al. Numerical simulation of fluid-solid coupling and membrane force analysis of flexible tank[J]. J Xiamen Univ Nat Sci, 2025, 64(5): 830-838. (in Chinese)



and static pressure of internal liquid could be balanced by adjusting the surface curvature of the tank. The liquid filling height ( $H$ ) was the critical parameters influencing membrane force on the flexible tank, and the membrane force was quadratic with the liquid filling height. For the safe design of flexible tank,  $H$  should be reduced, and in the case of thermoplastic polyurethane materials,  $H$  should be kept below 1.80 m. The effect of the length-to-width ratio on membrane force indicated that membrane force increased as the ratio increased, with the effect becoming more pronounced with higher filling heights. Therefore, reducing the length-to-width ratio is recommended in the design of storage tanks. [Conclusion] A three-dimensional numerical model was developed to analyze the membrane force on flexible tanks, using LS-DYNA and a combination of the control volume method with S-ALE. The impact of internal loads on membrane forces on flexible tanks was examined, providing valuable reference data for the structural design of flexible tanks.

**Keywords:** flexible tank; membrane force; structured-arbitrary Lagrange-Euler method; control volume method

软体罐是一种由捻织聚酯帆布作为骨架材料、内外涂覆抗油浸弹性材料制成的软质储液容器<sup>[1]</sup>. 近年来,软体罐作为一种新型储液设备在石油工业中得到广泛关注和应用<sup>[2]</sup>. 作为传统钢制储罐的替代品,软体罐具备质量轻、可折叠、购置和运输成本低等优点<sup>[3]</sup>. 然而,在大规模应用场景中常发生软体罐材料难以支撑液体应力导致软体罐破损和变形等问题,严重影响软体罐寿命和安全性<sup>[4]</sup>. 为了解决这些问题,需要对软体罐的结构和性能进行深入研究和分析,研究其破损机理和影响因素,提出有效的改进措施和优化方案.

李万利等<sup>[5]</sup>介绍了两种估算软体油罐实际储油量的公式并经过实验验证,其中一种基于空罐尺寸和充油高度,另一种基于实际储油时储罐的尺寸计算软体罐充油量. 尽管这些估算公式可指导软体罐设计,但是该研究仅涉及额定容量为 200 m<sup>3</sup> 及以下的储罐,尚未涉及更大容量储罐,其用于验证的实验数据有限. 仿真模拟是研究软体罐变形和破损机理的重要手段之一,通过数值模拟获得软体罐不同工况下的受力情况可为软体罐设计提供依据和指导. 然而,软体罐的罐体为柔性材料,充液时罐体在地面支撑力和液体静压力的作用下会发生不同程度的形变,导致储罐形态不易确定<sup>[6]</sup>;同时,罐体形变影响罐内液体的分布和流动,进而影响罐体的受力状态<sup>[7]</sup>. 因此,软体罐模拟仿真的关键是如何描述流固耦合问题,即考虑软体罐内部流体和罐体薄膜之间的相互作用. Liu 等<sup>[8]</sup>使用有限元方法模拟了软体罐充液过程的形变,为深入了解软体罐的充液变形特性提供了分析思路,但未讨论软体罐载荷状态下的膜应力. 李政等<sup>[9]</sup>提出了采用控制体积和任意拉格朗日欧拉(arbitrary Lagrange-Euler, ALE)相结合的方法对软体罐进行三维动态仿真的建模思路,并对车载运输工况下软体罐的动力响应以及膜应力变化进行了分析. 李忠东等<sup>[10]</sup>利用数字散斑测试技术和 ALE 方法确定了复合织物软体容器材料的泊松比,为软体罐三维仿真的材料模型设定提

供了参考. 陈军等<sup>[7]</sup>沿用相同的三维建模思路,针对李万利等<sup>[5]</sup>的结果提出了修正公式,用于倾斜地面上软体油罐体积的计算. 目前,软体罐受力研究主要集中在外部载荷下软体罐受力的动态分析,未考虑其内部载荷(充液高度)和自身结构(如长宽比)对软体罐薄膜力的影响<sup>[9, 11-14]</sup>. Osadolor 等<sup>[4]</sup>从曲率模型出发利用数值分析方法计算了 100~1 000 m<sup>3</sup> 容量的柔性储罐薄膜力,并推导出给定气压和储罐高度时的薄膜力方程,但该研究仅限于二维层面. 而内部载荷是软体罐薄膜力的主要来源之一<sup>[4]</sup>,内部载荷变化会影响软体罐薄膜力分布和大小,严重时甚至导致安全事故. 因此,深入研究三维动态下软体罐内部载荷及结构对软体罐薄膜力的影响具有重要意义. 此外,有限元仿真研究多采用 ALE 方法处理流固耦合问题,该方法使用罚函数算法<sup>[15]</sup>时存在难以消除的渗漏问题,且需调节的参数较多<sup>[16]</sup>. 结构化 ALE(structured-ALE, S-ALE)方法通过添加“源项”和速度插值实现结构和流场的相互作用,从而克服 ALE 方法处理流固耦合时的渗漏问题.

本研究采用控制体积法确定软体罐充液后的初始形态,并与实验数据进行对比以验证该方法的有效性. 在初始模型的基础上考虑液体重力作用,采用 S-ALE 方法进行流固耦合分析,解决 ALE 方法存在的渗漏问题,获得软体罐薄膜力,并分析软体罐充液高度和长宽比对软体罐薄膜力的影响.

## 1 数值计算原理

### 1.1 控制体积法基本理论

计算软体罐体积可将软体罐作为控制体积,这种方法既适用于充液阶段,又不需要太多的计算. 控制体积是指控制表面包围的体积,本研究定义控制体积的“控制表面”是软体罐的壳单元. 当控制表面(每个时间步计

算和存储软体罐单元的位置、方向与当前表面积)已知时,可以利用控制表面单元的属性计算储罐体积<sup>[17]</sup>,控制体积与控制表面的关系通过 Green 定理求得:

$$\iiint \phi \frac{\partial \Psi}{\partial x} dx dy dz = - \iiint \Psi \frac{\partial \phi}{\partial x} dx dy dz + \oint \phi \Psi n_x d\Gamma. \quad (1)$$

式中:  $\phi, \Psi$  为微积分函数;  $x, y, z$  为空间坐标;  $d\Gamma$  为面积微元; 三重积分表示封闭体积积分; 等式右侧第二项表示包围封闭体积的曲面积分;  $n_x$  代表曲面法线与  $x$  轴方向的夹角余弦值,  $y, z$  方向可以用类似方式表示; 两个任意函数  $\phi$  和  $\Psi$  只需要在体积和表面上积分. 体积的积分形式可以写为

$$V = \iiint dx dy dz. \quad (2)$$

将式(1)中两个任意函数选为:

$$\phi = 1, \quad (3)$$

$$\Psi = x. \quad (4)$$

可以得到体积积分:

$$V = \iiint dx dy dz = \oint x n_x d\Gamma. \quad (5)$$

式(5)中的曲面积分可以近似为构成软体罐的所有单元的总和,即

$$\oint x n_x d\Gamma \approx \sum_{i=1}^N \bar{x}_i n_{ix} A_i. \quad (6)$$

其中:  $N$  为元素总数; 对于每个元素  $i$ ,  $\bar{x}_i$  为平均  $x$  坐标,  $n_{ix}$  为单元法向与  $x$  方向之间的夹角余弦值,  $A_i$  为单元的表面积.

### 1.2 S-ALE 算法基本原理

传统 ALE 方法采用罚函数算法处理流固耦合问题,其基本原理如下:

$$f_i = k_i d_i. \quad (7)$$

式中,  $f_i, k_i, d_i$  分别为  $i$  方向的耦合力、耦合刚度和渗透量,  $i = x, y, z$ .

S-ALE 是更高阶的 ALE 流固耦合方法,采用浸没边界法处理流固耦合界面,通过光滑 delta 近似函数添加“源项”来实现固体对流体的作用,并通过固体周围的流体质点速度插值来实现流体对固体的反作用. 该方法有效地解决了 ALE 采用罚函数方法处理流固接触所面临的“渗漏”问题<sup>[18]</sup>,其基本控制方程如下:

$$\rho \left( \frac{\partial u}{\partial t} + u \cdot \nabla u \right) = - \nabla p + \mu \Delta u + F(r, t), \quad (8)$$

$$\nabla \cdot u = 0, \quad (9)$$

$$F(r, t) = \int f(s, t) \delta(x - X(s, t)) ds, \quad (10)$$

$$\frac{\partial X(s, t)}{\partial t} = u(X(s, t), t). \quad (11)$$

式(8)和(9)表示不可压缩 N-S 方程,式中  $u$  为流场速度,  $p$  为流场压力,  $t$  为时间,  $\rho$  为流体密度,  $\mu$  为动力黏度,  $F(r, t)$  为流体受到固体的所有体积力,  $r$  为浸入固体位移. 式(10)表示力源项的分布函数,式中  $f(s, t)$  为浸入固体产生的单位力,  $s$  为流体和固体的交互作用,  $X(s, t)$  为 Dirac delta 函数,  $\delta$  为光滑化的 Dirac 函数.

## 2 软体罐数值模型的建立

### 2.1 初始状态模拟与实验验证

按照《25 m<sup>3</sup>、50 m<sup>3</sup> 和 100 m<sup>3</sup> 储油囊规范》(GJB 4219A—2013)<sup>[19]</sup>,选用额定容量为 100 m<sup>3</sup> 的软体罐作为模拟对象. 软体罐展平尺寸为 10.95 m×9.53 m,罐壁厚度为 2 mm,采用 0.1 m×0.1 m 的壳单元对其进行划分,地面采用 0.1 m×0.1 m×0.1 m 的固体单元,软体罐展平状态几何模型如图 1 所示. 软体罐采用 Belytschko-Tsay 薄壳膜单元,采用拉格朗日单元算法,单元厚度设置为 2 mm,积分点设置为 3,该单元算法适用于大变形和大转动问题,并且可以采用非线性材料模型<sup>[20]</sup>. 地面采用恒应力固体单元算法.

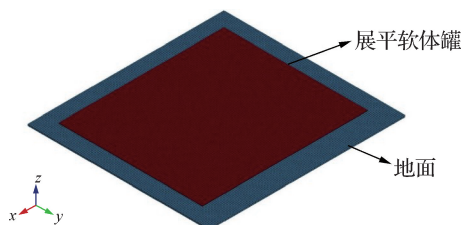


图 1 软体罐展平状态的有限元模型

Fig. 1 Flat state finite element model of flexible tank

软体罐材料为热塑性聚氨酯(TPU),使用超弹性材料模型<sup>[21]</sup>进行参数拟合,材料编号为 077,关键字为 MAT\_HYPERELASTIC\_RUBBER,该材料模型采用应变能密度函数表述材料的应力应变关系,其核心是将变形分解为偏量变形(由  $J_1$  和  $J_2$  表征)和体积变形(由  $J$  表征):

$$W(J_1, J_2, J) = \sum_{i,j=0}^n C_{ij} (J_1 - 3)^i (J_2 - 3)^j + W_H(J). \quad (12)$$

其中,等式右侧第一项拟合偏量响应的非线性特性,  $W_H(J)$  为体积对应变能函数做的功.  $J$  为雅可比矩阵:

$$J_1 = I_1 J^{-\frac{2}{3}}, J_2 = I_2 J^{-\frac{4}{3}}. \quad (13)$$

$I_1$  和  $I_2$  为第一及第二不变量:

$$I_1 = \lambda_x^2 + \lambda_y^2 + \lambda_z^2, \quad (14)$$

$$I_2 = \lambda_x^2 \lambda_y^2 + \lambda_y^2 \lambda_z^2 + \lambda_x^2 \lambda_z^2. \quad (15)$$

式中,  $\lambda_i (i = x, y, z)$  为主应变. 应力应变关系利用式 (12) 拟合所得参数  $C_{10}$ 、 $C_{01}$ 、 $C_{11}$ 、 $C_{20}$ 、 $C_{02}$  如表 1 所示.

表 1 软体罐材料模型参数

Tab. 1 Material model parameters of flexible tank

材料编号	$\rho / (\text{kg} \cdot \text{m}^{-3})$	$\mu$	$C_{10} / 10^9 \text{ Pa}$	$C_{01} / 10^9 \text{ Pa}$	$C_{11} / 10^{11} \text{ Pa}$	$C_{20} / 10^{10} \text{ Pa}$	$C_{02} / 10^{10} \text{ Pa}$
077	900	0.48	-1.436	1.473	-1.558	6.482	9.532

地面采用钢材材料模型, 对其约束平动转动自由度. 软体罐与地面之间接触采用单向自动接触模型, 并使用软约束罚函数接触算法和库伦摩擦模型, 静摩擦系数为 0.30, 动摩擦系数为 0.25.

本研究采用线性流体模型来模拟软体罐的充液过程, 水的体积模量设定为  $2.18 \times 10^9 \text{ Pa}$ , 密度为  $1000 \text{ kg/m}^3$ , 充液比为 70%, 对应充液压强设置为  $27000 \text{ Pa}$ . 图 2 为软体罐充液后的形态, 图 3 为充液过程中体积和充液高度的变化. 充液后, 软体罐高度为 0.81 m, 尺寸为  $10.58 \text{ m} \times 9.16 \text{ m}$ . 表 2 展示了额定容量  $100 \text{ m}^3$  的软体罐在不同充液比下充液高度和

几何参数的模拟值与实验值<sup>[5]</sup>. 可以看出仿真模拟误差较小, 证明了采用控制体积法建立软体罐充液模型的可行性.

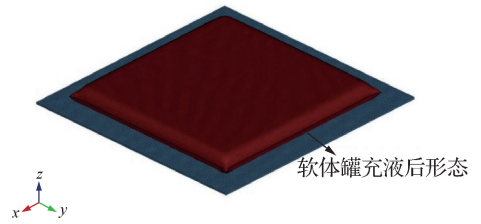


图 2 软体罐充液后的有限元模型

Fig. 2 Finite element model of flexible tank after liquid filling

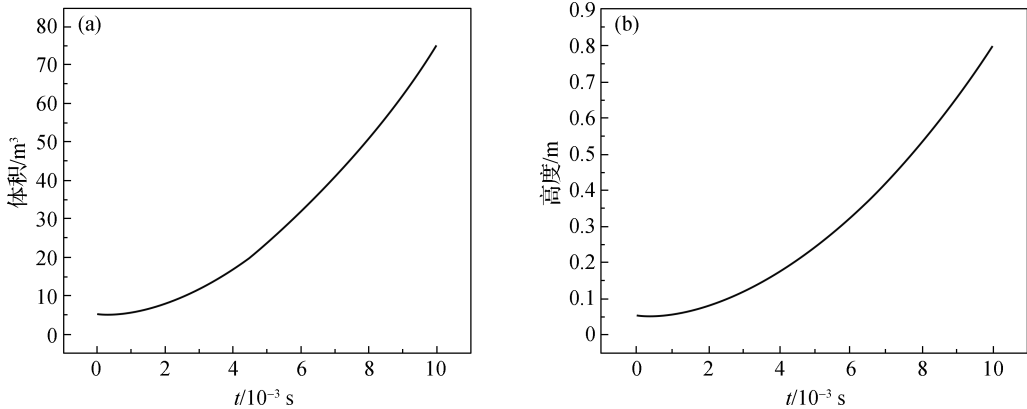


图 3 软体罐充液过程中体积(a)和充液高度(b)的变化

Fig. 3 Changes in volume (a) and filling height (b) of flexible tank during liquid filling

表 2 软体罐充液后的几何参数

Tab. 2 Geometric parameters of flexible tank after liquid filling

额定容量			充液高度			长度			宽度		
模拟值/ $\text{m}^3$	实验值/ $\text{m}^3$	误差/ $\%$	模拟值/m	实验值/m	误差/ $\%$	模拟值/m	实验值/m	误差/ $\%$	模拟值/m	实验值/m	误差/ $\%$
51	50	2.6	0.59	0.58	1.7	10.65	10.65	0	9.23	9.35	-1.3
71	70	1.1	0.81	0.81	0	10.58	10.60	-0.190	9.16	9.28	-1.3
79	80	-1.1	0.91	0.95	-4.2	10.53	10.52	0.095	9.11	9.26	-1.6
90	90	-0.1	1.04	1.06	-1.9	10.47	10.42	0.480	9.04	9.24	-2.2
100	100	-0.3	1.17	1.20	-2.5	10.43	10.40	0.288	9.00	9.20	-2.2
105	105	-0.5	1.23	1.30	-5.4	10.40	10.33	0.678	8.99	9.10	-1.2
109	110	-0.6	1.29	1.38	-6.5	10.38	10.27	1.071	8.96	9.05	-1.0

## 2.2 流固耦合模型的建立

在 2.1 节充液模型基础上考虑液体重力进行液固耦合,采用 S-ALE 网格建立包络软体罐的空气计算域,水域单元通过体积分配法在计算初始过程中自动生成,有限元模型如图 4 所示.水和空气均采用实体单元,单元算法设置为 ALE 多物质单元,使用空材料模型,材料编号为 009,关键字为 MAT\_NULL,其密度分别为 998.2 和 1.3 kg/m<sup>3</sup>,动力黏度系数分别为 8.684 × 10<sup>-4</sup> 和 2 × 10<sup>-5</sup> N · s/m<sup>2</sup>,截止压力分别为 -10 和 -1 Pa.水介质采用 Gruneisen 状态方程,空气采用线性多项式状态方程,关键字分别为 EOS\_GRUNEISEN 和 EOS\_LINEAR\_POLYNOMIAL.空气域顶部、侧面及地面采用固定边界条件.对整体施加 9.81 m/s<sup>2</sup> 的重力加速度载荷条件.采用算子分解法求解 S-ALE 控制方程,网格平滑过程采用简单平均法,对流计算采用二阶 Van Leer 方法.对软体罐壳单元采用 Flanagan-Belytschko 刚度形式沙漏控制方法<sup>[22]</sup>,沙漏系数设置为 0.1.对流体单元采用 Flanagan-Belytschko 黏性形式沙漏控制方法,沙漏系数设置为 1 × 10<sup>-6</sup>.

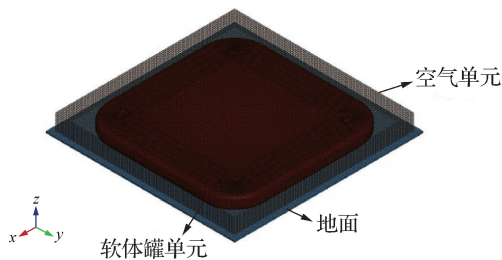


图 4 流固耦合有限元模型

Fig. 4 Fluid-solid coupling finite element model

## 2.3 薄膜力计算方法

使用最大拉应力理论解释软体罐材料的破损现象,该理论认为当软体罐材料的拉伸主应力达到其在单轴拉伸试验中测定的极限应力时,就会发生断裂<sup>[23]</sup>.第一强度理论关于材料的断裂准则如下:

$$\sigma_1 = \sigma_b \tag{16}$$

其中:  $\sigma_1$  为最大拉应力,对于超弹性材料,最大主应力即为最大拉应力;  $\sigma_b$  为材料极限抗拉强度.

使用 LS-DYNA 软件可以计算出软体罐膜单元最大主应力  $\sigma_1$  的平均值  $\sigma_{avg}$ ,考虑到软体罐材料应变小,罐壁厚度  $\tau$  变化不明显,因此可由式(17)得到单位长度软体罐材料的薄膜内力  $T$ ,简称薄膜力.

$$T = \sigma_{avg} \times \tau \tag{17}$$

## 2.4 数值模型验证

对软体罐充液模型作如下假设<sup>[4]</sup>:1) 忽略软体罐

自身质量;2) 软体罐材料在曲率方向上具有无限柔性;3) 可通过单一截面分析软体罐薄膜力;软体罐充液后几何形状近似椭圆形,如图 5 所示.使用拉普拉斯方程对软体罐薄膜力数值模型进行验证:

$$T \frac{d\theta}{dl} = \rho gh \tag{18}$$

$$dl = \frac{dx}{\cos \theta} = \frac{dh}{\sin \theta} \tag{19}$$

式中:  $x$  为椭圆上一点的横坐标值;液位顶部高度为原点,  $h$  为储液深度;  $l$  为椭圆上一点距离顶点的弧长;  $\theta$  为椭圆上一点的切向角;  $d\theta/dl$  为罐体表面曲率.将式(19)代入式(18)得

$$\frac{T}{\rho g} \sin \theta d\theta = h dh \tag{20}$$

从储罐顶部  $h = 0, \theta = 0$  处开始积分到储罐表面较低点处:

$$\frac{T}{\rho g} (1 - \cos \theta) = \frac{h^2}{2} \tag{21}$$

积分到底部  $z = H$  ( $H$  为充液高度)和  $\theta = \pi$  处,得到储罐薄膜力:

$$T = \frac{1}{4} \rho g H^2 \tag{22}$$

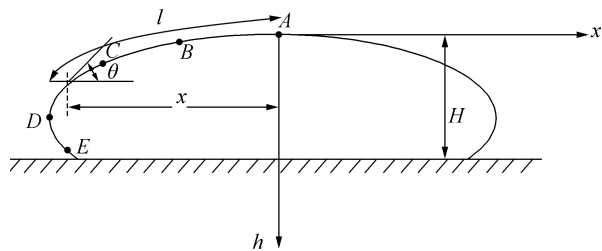


图 5 软体罐截面力学分析

Fig. 5 Mechanical analysis of flexible tank section

在充液高度 0.80 m 工况下理论薄膜力与数值计算的罐体平均薄膜力分别为 1 570 和 1 680 N/m,说明数值计算结果较为准确.

## 3 计算结果与分析

### 3.1 ALE 方法与 S-ALE 方法仿真结果对比

根据 ALE 方法建模得到软体罐流固耦合结果如图 6 所示.图 6(a)中软体罐在重力平衡过程中高度持续增加,导致上表面凸起,储液高度达到 0.998 m,超过充液高度 0.80 m,与实际物理现象不符,分析发现这是空气对软体罐结构的渗透引起的.图 6(b)中红色区域表示软体罐表面,蓝色区域对应储液,可以看到罐内储液发生渗透现象.尽管尝试调节 FRCMIN 耦

合参数、Lagrange 与 Euler 网格比例、控制时间步长和耦合点数目,以及设置 PFAC 曲线等方法来调节模型,但仍然无法有效解决渗透问题.

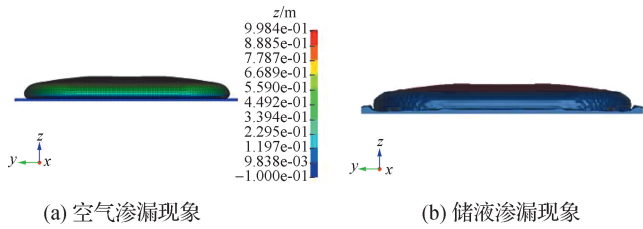


图 6 基于 ALE 方法的流固耦合结果

Fig. 6 Results of fluid-solid coupling based on ALE method

根据 S-ALE 方法预测得到软体罐流固耦合结果如图 7 所示:图 7(a)中显示软体罐平衡状态下储液高度保持恒定为 0.795 m,略小于充液高度 0.80 m;图 7(b)颜色表示的意义与图 6(b)相同,可以看到储液渗漏现象得到控制,说明 S-ALE 方法能有效解决罚函数算法面临的流体渗漏导致的流固耦合失效问题.

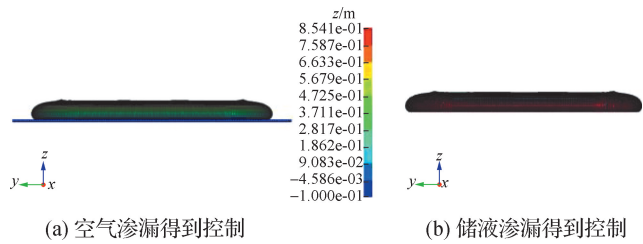
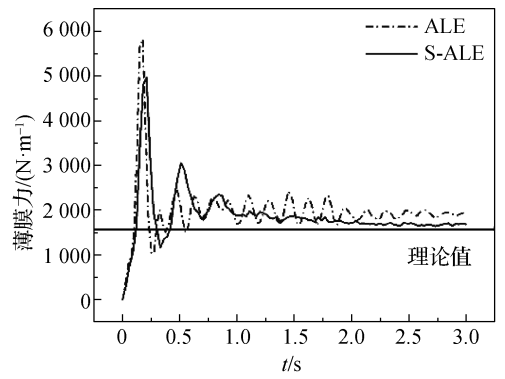


图 7 基于 S-ALE 方法的流固耦合结果

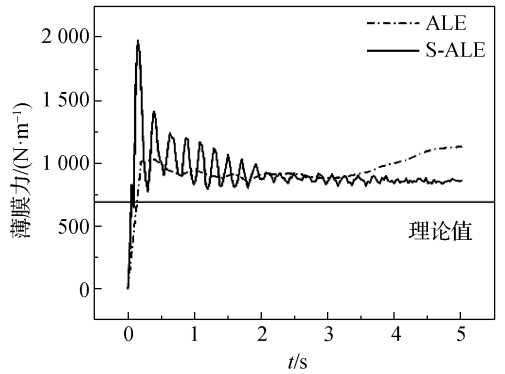
Fig. 7 Results of fluid-solid coupling based on S-ALE method

如图 8(a)所示,对于额定容量 100 m<sup>3</sup>、充液比 70%、充液高度 0.80 m 的软体罐,采用 ALE 与 S-ALE 的预测结果基本一致,0~2 s 内由于重力平衡过程的影响,薄膜力会产生波动变化.2 s 后软体罐薄膜力达到平衡,ALE 预测的薄膜力结果略高于 S-ALE,这是因为空气渗透导致软体罐高度增加,从而使薄膜力增大.如图 8(b)所示,对于额定容量 50 m<sup>3</sup>、充液比 50%、充液高度 0.53 m 的软体罐,使用 ALE 方法的预测结果出现较大偏差,重力平衡过程结束后软体罐薄膜力没有回落到实际值,其原因为当软体罐实际充液高度较低时,空气渗透导致充液高度增加严重影响薄膜力的计算结果.

S-ALE 方法对渗漏现象的有效控制可以提高薄膜力的计算精度,尤其对充液高度较小的软体罐. ALE 方法涉及大量可调参数且参数组合方式繁多,S-ALE 方法仅需调节 PFAC 参数即可解决渗漏问题从而简化建模过程.此外,S-ALE 方法通过程序自动创



(a) 额定容量 100 m<sup>3</sup>, 充液比 70%, 充液高度 0.80 m



(b) 额定容量 50 m<sup>3</sup>, 充液比 50%, 充液高度 0.53 m

图 8 ALE 与 S-ALE 方法计算的薄膜力数值对比  
Fig. 8 Comparison of membrane force calculated by ALE and S-ALE methods

建网格,同时还能节省 20%~30%的运算时间.

### 3.2 软体罐储水平衡状态下的膜应力分布

软体罐储水平衡状态下最大主应力  $\sigma_1$  分布如图 9 所示,应力分布呈现对称性,这是结构的对称性所致.软体罐边角处出现最大膜应力,这是由于应力集中所致.除应力集中区域外,软体罐罐体的应力分布均匀,这是由其自身材料柔性易变形的性质所决定的.在软体罐周向选取 A、B、C、D、E 5 个点(图 5)并绘制其薄膜力变化曲线如图 10 所示,计算结果稳定后 5 个点的薄膜力约为 1 750 N/m.

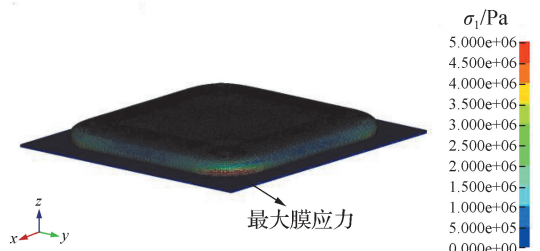


图 9 软体罐应力云图

Fig. 9 Stress contour plot of flexible tank

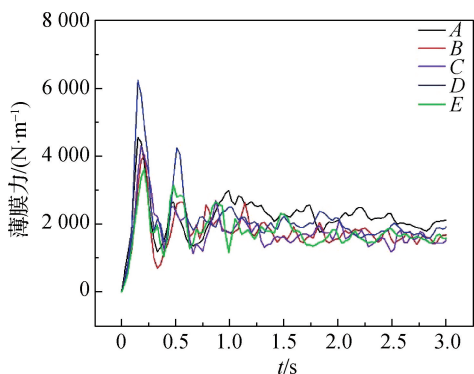


图 10 软体罐 A、B、C、D、E 5 个点的薄膜力曲线

Fig. 10 Curves of membrane force at five points A, B, C, D and E on the flexible tank

### 3.3 充液高度对薄膜力的影响

软体罐额定容量和充液比是影响软体罐薄膜力的重要因素,且额定容量和充液比可能存在相互作用.因此将额定容量和充液比作为影响因素,选择  $L_{25}(5)^2$  正交表进行 2 因素 5 水平正交试验来研究额定容量和充液比对软体罐薄膜力的影响,结果如表 3 所示.由表 4 方差分析和图 11 效应曲线可知,软体罐薄膜力随额定容量的增大先快速增大后趋于稳定,随充液比的增加快速增大,且与充液比呈显著正相关.如图 12 所示,额定容量及充液比共同决定充液高度,软体罐薄膜力与充液高度呈二次关系.充液高度是影响软体罐薄膜力的关键因素,这是因为软体罐所受的载荷主要是静压力,所以设计软体罐时应将充液高度作为优先考虑因素.当充液高度超过 1.80 m 时,软体罐材料会在应力集中区域发生失效,因此建议将该材料软体罐充液高度控制在 1.80 m 以下以确保结构的安全可靠性.

表 3 正交试验结果

Tab. 3 Results of orthogonal test

额定容量/ $m^3$	充液比/%	长宽比	宽/m	充液高度/m	薄膜力/ $(N \cdot m^{-1})$
50	30	1	7.55	0.32	435
50	50	1	7.40	0.53	836
50	70	1	7.31	0.72	1 500
50	90	1	7.22	0.95	2 300
50	110	1	7.12	1.20	3 110
100	30	1	10.10	0.35	505
100	50	1	9.94	0.57	1 010
100	70	1	9.80	0.80	1 680

续表

额定容量/ $m^3$	充液比/%	长宽比	宽/m	充液高度/m	薄膜力/ $(N \cdot m^{-1})$
100	90	1	9.70	1.05	3 110
100	110	1	9.61	1.29	4 300
200	30	1	11.90	0.48	588
200	50	1	11.73	0.80	1 690
200	70	1	11.60	1.14	3 340
200	90	1	11.50	1.44	5 120
200	110	1	11.40	1.80	7 980
400	30	1	16.18	0.51	642
400	50	1	16.07	0.84	1 870
400	70	1	15.90	1.18	3 380
400	90	1	15.80	1.53	5 460
400	110	1	15.65	1.89	7 810
800	30	1	22.86	0.52	721
800	50	1	22.50	0.84	1 740
800	70	1	22.40	1.18	3 480
800	90	1	22.30	1.53	6 430
800	110	1	22.26	1.89	8 840

表 4 显著性分析

Tab. 4 Significance analysis

因素	偏差平方和/ $10^7$	自由度	F 比	F 临界值	显著性
额定容量	2.7	4	5.928	6.39	不显著
充液比	11	4	24.56	6.39	显著

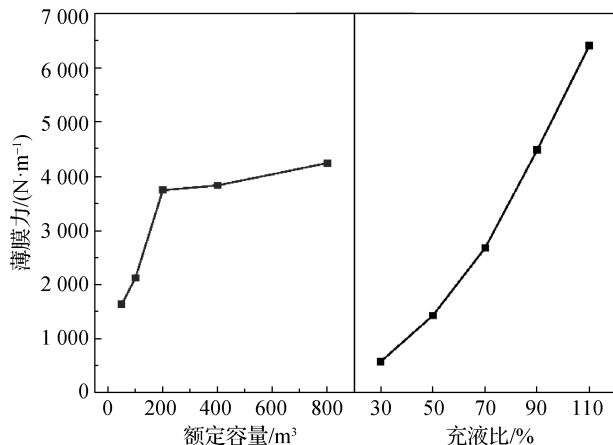


图 11 正交试验的效应曲线

Fig. 11 Effect curves of orthogonal experiment

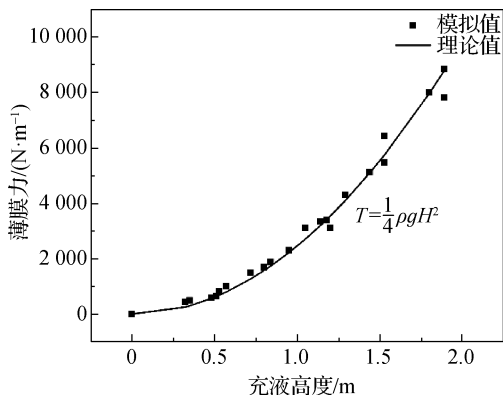


图 12 薄膜力与充液高度的关系

Fig. 12 Relationship between membrane force and filling height

### 3.4 长宽比对薄膜力的影响

软体罐的长宽比是独立于额定容量、充液比、充液高度的变量. 为研究软体罐长宽比对薄膜力的影响, 通过改变长宽比并保持其他参数不变进行模拟. 选取额定容量分别为 200 和 400 m<sup>3</sup>, 充液比分别为 70%, 90%, 110% 的 6 组工况 (表 5); 每组工况设置 6 个长宽比, 分别为 1.0, 1.2, 1.4, 1.6, 1.8, 2.0, 数值模拟得到软体罐薄膜力如图 13 所示.

表 5 计算方案设置

Tab. 5 Settings for calculated scenarios

工况编号	额定容量/m <sup>3</sup>	充液比/%	充液高度/m
1	200	70	1.12
2	200	90	1.47
3	200	110	1.80
4	400	70	1.18
5	400	90	1.53
6	400	110	1.89

由图 13 可知, 除充液高度较低的工况 1 (受流固耦合模拟离散性影响, 个别数据呈小幅下降) 外, 其余工况下软体罐薄膜力均随长宽比增大而增大; 并且工况 1~6 拟合直线斜率变化的主要趋势方向表明随着充液高度的增加其影响越大 (需指出, 由于薄膜力与长宽比的内在关系非线性, 工况 2 的个别数据点偏差致使拟合斜率偏大). 这是由于长宽比较大的软体罐的曲率变化较大, 材料应变增加. 因此, 从结构强度的角度考虑, 设计软体罐时选择长宽比接近于 1 较为合理. 在软体罐设计中, 长宽比的选择还需综合考虑多方面因素. 较小的长宽比有助于提高软体罐的结构稳

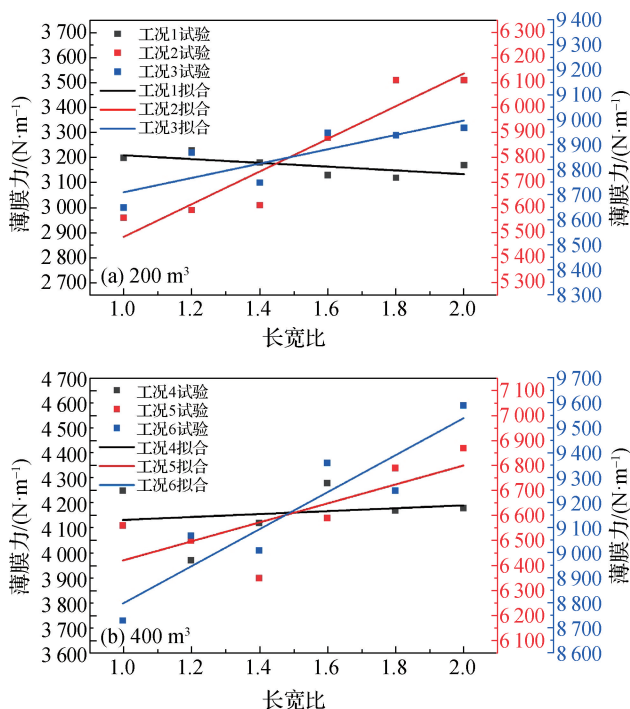


图 13 软体罐薄膜力与长宽比的关系

Fig. 13 Relationship of membrane force with length-width ratio of the flexible tank

定性, 增强其抗风、抗震等性能. 在运输过程中考虑到货车车身宽度限制, 软体罐长宽比以 1.2~1.6 为宜.

## 4 结 论

针对软体罐在大规模应用过程中, 由于无法承受液体压力而易发生破损和变形的问题, 本研究采用控制体积法和 S-ALE 方法, 建立软体罐薄膜力的数值分析模型, 并分析软体罐结构因素对薄膜力的影响, 主要结论如下:

- 1) 相较于 ALE 方法, S-ALE 方法不仅有效解决了流固耦合过程中的流体渗漏问题, 还提高了薄膜力的计算精度, 同时简化了计算过程, 节省计算时间;
- 2) 软体罐除应力集中区域外应力分布均匀, 这是因为通过改变罐体表面曲率实现了软体罐薄膜力与静压力的力学平衡, 从而使软体罐的薄膜力在各位置上相等;
- 3) 额定容量及充液比共同决定的充液高度是影响软体罐薄膜力的关键因素, 薄膜力与充液高度呈二次关系:  $T = \rho g H^2 / 4$ . 针对 TPU 材料, 建议将软体罐充液高度控制在 1.80 m 以下;
- 4) 软体罐长宽比增大时薄膜力增大, 随充液高度增加其影响越明显, 因此软体罐设计时应尽量减小长宽比.

## 参考文献:

- [1] 王春辉,蒋新生,余彬彬,等.野外组合式软体油罐罐体材料燃烧特性研究[J].消防科学与技术,2022,41(3):300-303.
- [2] 刘焕松.美军的战场油料包装[J].中国包装,2001,21(1):61-64.
- [3] 宋涛,安松.美军野战油料装备的现状[J].现代军事,2005(9):68-70.
- [4] OSADOLOR O A, LUNDIN M, LENNARTSSON P R, et al. Membrane stress analysis of collapsible tanks and bioreactors[J]. Biochemical Engineering Journal, 2016, 114:62-69.
- [5] 李万利,杨建雄,赵新国.软体油罐实际储油量计算方法[J].军用油料,2004,20(6):32-33.
- [6] 潘健,侯治明,潘敏,等.用于页岩气压裂液的可折叠软体储液罐研制[J].天然气工业,2015,35(7):91-95.
- [7] 陈军,吴春.倾斜地面上软体油罐储油形态数值分析[J].后勤工程学院学报,2010,26(4):18-23.
- [8] LIU Y X, CHEN Y, SHAN Z Y, et al. Experimental assessment and numerical simulation of the large deformation of a flexible composite tank[J]. Frontiers in Materials, 2022,9:1071509.
- [9] 李政,金先龙,申杰,等.车载柔性储液结构动态仿真方法[J].上海交通大学学报,2007,41(1):19-22,26.
- [10] 李忠东,王兆军,张宁.复合织物软体容器非线性流固耦合[J].材料导报,2009,23(4):55-57.
- [11] 曹源,金先龙,李政.冲击载荷下柔性储液罐动态响应数值模拟及规律分析[J].爆炸与冲击,2011,31(5):469-474.
- [12] 李政,金先龙,陈向东.柔性储液容器跌落碰撞仿真方法的研究[J].振动与冲击,2007,26(8):72-75,170-171.
- [13] 张晓敏,金先龙,陈向东.风荷载作用下大型柔性储液结构动态响应仿真方法研究[J].振动与冲击,2009,28(5):115-118,208.
- [14] 张晓敏,金先龙,杜新光.柔性储液容器斜面稳定性数值模拟研究[J].系统仿真学报,2009,21(17):5371-5374.
- [15] DERAKHSHANIAN M S, HAGHDEL M, ALISHAHI M M, et al. Experimental and numerical investigation for a reliable simulation tool for oblique water entry problems[J]. Ocean Engineering, 2018,160:231-243.
- [16] WANG S, GUEDES SOARES C. Numerical study on the water impact of 3D bodies by an explicit finite element method[J]. Ocean Engineering, 2014,78:73-88.
- [17] 郭敏.充气式减速器的折叠充气展开动力学数值计算[D].大连:大连理工大学,2022.
- [18] 王明振,曹东风,吴彬,等.基于S-ALE流固耦合方法的飞机水上迫降动力学数值分析[J].重庆大学学报,2020,43(6):21-29.
- [19] 总后油料研究所.25 m<sup>3</sup>、50 m<sup>3</sup>和100 m<sup>3</sup>储油囊规范:GJB 4219A—2013[S].北京:中国人民解放军总装备部,2013.
- [20] BELYTSCHKO T, TSAY C S. A stabilization procedure for the quadrilateral plate element with one-point quadrature [J]. International Journal for Numerical Methods in Engineering, 1983,19(3):405-419.
- [21] XUE L, MOCK W, BELYTSCHKO T. Penetration of DH-36 steel plates with and without polyurea coating [J]. Mechanics of Materials, 2010,42(11):981-1003.
- [22] 冯振宇,姜超,高斌元,等.芳纶纤维平纹织布在爆炸载荷下的动态响应与失效行为的数值分析[J].应用数学和力学,2021,42(11):1113-1125.
- [23] 张晓锋.界面性能对柔性防护结构吸能的影响研究[D].镇江:江苏科技大学,2020.

(责任编辑:曾礼娜)