

运动罐体内液体晃动的双向流固耦合数值分析

刘小民, 王星, 许运宾

(西安交通大学能源与动力工程学院, 710049, 西安)

摘要: 针对部分充液运动罐体内液体晃动对罐车运输安全的问题, 以带有单个防波板的运动罐体模型为基础, 采用双向流固耦合方法, 对运动罐车在刹车过程中罐体内液体的晃动现象进行了数值分析, 研究了不同材料防波板在载液罐体内的受力情况, 以及在刹车制动过程中罐体内气液两相分布状态, 从而获得了采用单向耦合方法不能获得的罐体结构应力随时间的变化历程. 研究结果表明: 罐体端面受力随着充液比的增加而增大, 当充液比为 0.8 时, 罐体的总体受力最大; 对于不同材料的防波板, 当防波板变形较小时, 其对罐体端面和罐体整体受力的影响相对较小, 防波板的最大剪切应力随着材料剪切模量的增大而非线性减小.

关键词: 双向流固耦合; 液体晃动; 欧拉-欧拉多相流模型; 载液罐体; 数值模拟

中图分类号: U469.6 **文献标志码:** A **文章编号:** 0253-987X(2012)05-0120-07

Numerical Simulations on Liquid Sloshing in the Moving Tank During Braking of a Tank Truck by Fluid Structure Interaction Method

LIU Xiaomin, WANG Xing, XU Yunbin

(School of Energy and Power Engineering, Xi'an Jiaotong University, Xi'an 710049, China)

Abstract: The study on the liquid sloshing in a moving tank with partially filled liquid is very important to ensure the safety in the tank truck transport. A numerical simulation for the interaction between the baffle and gas-fluid flow in the process of braking was performed by building a simplified model of a moving tank with a piece of baffle. The effects of different baffle materials and different filling ratios on the force which is exerted on the baffle and the tank wall were analyzed. The time history of the baffle stress was obtained with the two-way fluid structure interaction method. The results show that the force exerted on the end wall of the tank increases with the filling ratio. When the filling ratio is 0.8, the force exerted on the whole tank has the maximum value. For the baffle with different materials, the smaller baffle deformation will lead to slight influence on the force exerted on the end wall and the whole tank. In addition, the maximum baffle shear stress decreases nonlinearly with an increase in the material shear modulus.

Keywords: two-way fluid structure interaction; liquid sloshing; Eulerian-Eulerian multiphase model; moving tank with filled liquid; numerical simulation

在外界激励作用下, 载液罐体内液体对罐体结构产生的晃动冲击能够造成罐体结构的严重破坏, 因此研究运动罐体内液体晃动对保障罐车运输安全

具有十分重要的意义.

陈志伟^[1]以装载液体的移动型压力容器作为研究对象, 采用数值模拟方法研究了液体晃动对刚性

壁面的冲击以及容器内防波板的设置情况. 何华等^[2]对铁路罐车在运输液体时的动侧压力进行了数值分析,结果表明,罐车制动时,罐体内液体在冲击端产生较大压力,其大小与制动初始速度有关,在罐体内增加挡波板可以抑制液体晃动. 刘奎等^[3]对罐车制动时液体晃动进行了仿真分析,结果表明,增加防波板的面积能显著改善罐体受力状态. 本文作者基于欧拉-欧拉多相流模型,对罐车在制动和转弯时罐体内的液体晃动进行了数值模拟,分析了不同的充液比、刹车速度和转弯半径对罐体运动状态、罐体和防波板受力的影响^[4]. 孟庆国等^[5]采用数值模拟方法研究了液体罐箱多欧拉域流固耦合碰撞过程,指出罐体两端封头的设计应注意强度不足和负压失稳的问题. Maleki 等^[6]通过求解拉普拉斯微分方程,分析了防波板对于提高柱形罐体内液体晃动阻尼的潜力和影响. 王亲敏^[7]针对铁路罐车罐体所用镁合金材料进行了疲劳性能研究,分析了运动罐体在液体载荷下的受力情况. Ravindren 等^[8]采用流固耦合方法对高空长时飞行器(HALE)燃油对机翼的压力,以及机翼由此产生的非线性结构变形进行了数值研究,详细揭示了机翼沿展向的结构形变随时间的变化. Glauss 等^[9]对 LNG 船舱体运动与载液之间的相互作用进行了分析,结果表明,载液的自然振动频率对舱体的受力影响较大,虽然低密度液化气与水的运动趋势相似,但其峰值明显不同. Gedikli 等^[10]采用变分边界元方法分析了刚性防波板对液体晃动的固有频率的影响. Eswaran 等^[11]基于任意拉格朗日-欧拉公式,分别对带有和不带防波板的方形罐体内液体晃动进行了数值分析,并在设计实验方案下进行了有效性验证. Kang 等^[12]采用 VOF 模型对刹车和转弯时罐车罐体内防波板位置影响液体晃动的状态及动力学特性进行了数值研究.

上述研究主要是针对罐车罐体及防波板的安全性设计的,它们不仅未能获得罐体在某一时刻的应力分布,也未考虑固体构件形变对流场的影响. 本文通过对结构和流体介质进行双向流固耦合的瞬态数值模拟,获得了罐体结构应力的时间历程,从而准确揭示了罐体在时间历程中的最大应力分布,为保证运动罐体结构强度安全提供了更有效的设计参考.

1 数值方法

1.1 研究对象

本文以实际罐车储液罐体的结构尺寸为依据建

立了相应的简化几何模型,简化了的结构尺寸如图 1 所示. 储液罐体的圆柱部分沿 Y 轴方向的长度为 600 cm,罐体球形端半径为 150 cm,防波板沿水平方向固定于罐体的中间位置,平面与 Z 轴平行. 罐体上端距水平中分面 50 cm,下端距水平中分面 30 cm,防波板厚度为 2 cm.

带有单个防波板的储液罐体物理模型的三维视图如图 2 所示.

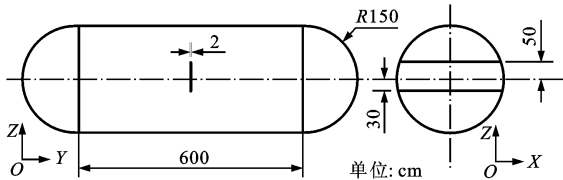


图 1 计算模型及结构尺寸

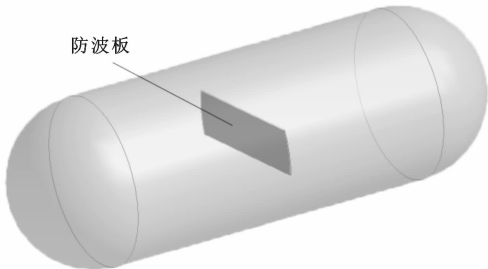


图 2 带有单个防波板的储液罐体物理模型的三维视图

1.2 双向流固耦合

双向流固耦合方法如图 3 所示. 在数值计算过程中,双向流固耦合方法将模型分为结构域模型和流体域模型两部分,并可分别进行求解. 由于流体域与结构域的数据交换是双向的,结构域与流体域在每一个时间步都相互作用,因此采用双向流固耦合

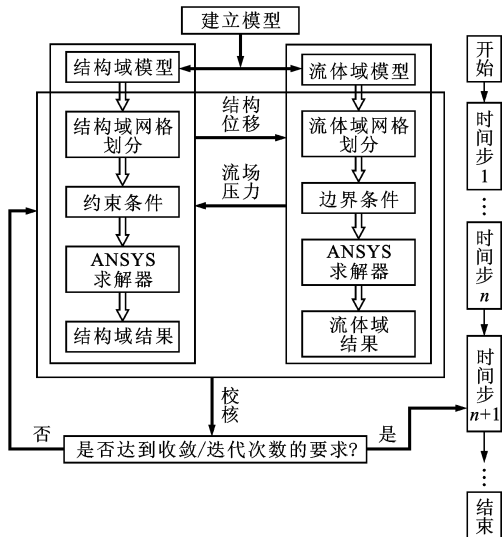


图 3 双向流固耦合方法

方法能够得到结构域在流场提供的边界条件下的时间历程,如结构形变、应力等变量的时间历程。尽管双向流固耦合的计算量较大,但其计算结果更符合实际运行工况。在进行瞬态计算时,首先,将总计算时间划分为多个时间步,在每一个时间步内求解流体域,按照流体域的网格划分及边界条件,通过CFX求解器求解获得压力、速度分布,然后将流体域的压力、温度等结果传递给结构域,并作为结构域的约束条件;其次,按照结构域网格划分及施加的约束,采用ANSYS求解器以应变和应力的顺序求解结构域,使流体域的网格能够根据结构域计算出的结构形变位移的大小进行变形,并反馈给流体域,计算固体域变形后对流场的影响。如此反复,直至子步的结果值达到要求的稳定值,或计算迭代步数,才算完成一个时间步的计算。该时间步的结果将作为下一时间步的初值进行计算,继而完成所有时间步的求解。从双向流固耦合计算过程可以看出,结构域与流体域之间的数据传递是双向的,每一个时间步都要进行多次的流体域与固体域的耦合计算。

1.3 两相流计算模型

本文数值计算采用欧拉-欧拉两相流模型,即两相都在欧拉坐标系下进行描述。计算时采用独立场模型和统一场模型,它们可以分别求解连续相-离散相、连续相-连续相、离散相-离散相等两相流动问题。在统一场模型中,两相共用一个流场,因此仅需求解一个输运方程,这样计算量相对较小。独立场模型主要解决两相速度不一致的问题,如颗粒在空气中的下降问题等。

在部分充液的罐体内,气相和液相有明显的分界面,可以采用统一场模型进行模拟,其控制方程的通用式为

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho\phi) + \nabla \cdot (\rho U\phi) = \nabla \cdot (\Gamma \nabla \phi) + S \quad (1)$$

式中: ϕ 为通用变量; ρ 为全局密度; U 为全局速度; Γ 为广义扩散系数; S 为广义源项。相应的计算式分别为

$$\rho = \sum_{\alpha=1}^{N_p} r_{\alpha} \rho_{\alpha} \quad (2)$$

$$U = \frac{1}{\rho} \sum_{\alpha=1}^{N_p} r_{\alpha} \rho_{\alpha} U_{\alpha} \quad (3)$$

$$\Gamma = \sum_{\alpha=1}^{N_p} r_{\alpha} \Gamma_{\alpha} \quad (4)$$

式中; r_{α} 为 α 相的体积分数; ρ_{α} 为 α 相的密度; U_{α} 为 α 相的速度; N_p 为总相数。

1.4 湍流模型

流体域求解采用SST模型进行,该模型可自适应地处理近壁面流动问题。也就是说,若近壁面的网格 y^+ 足够小,则SST模型可采用低 Re 模型来计算边界层;若 y^+ 较大,则自动切换为壁面函数进行计算;若介于二者之间,则采用平滑过渡的方法。SST模型考虑了湍流剪切应力在输运过程中的影响,对湍流黏性项进行了修正。本文采用CFX求解器来求解流体域。

流体域和固体域的瞬态模拟总时间均设为3s,这是由于在3s之后,罐体内液体晃动逐渐减弱,液体对罐体及防波板的冲击作用趋于稳定。耦合计算时间步长为 2.5×10^{-3} s,流动区域时间步收敛残差为 10^{-4} 。

1.5 边界条件

与双向流固耦合计算相对应,边界条件的设置也分为流体域和固体域两部分。流体域边界条件为:给定Y方向减速度 8.0 m/s^2 和Z方向重力加速度,设置K,不考虑传热影响,罐体壁面为不可滑移边界,流体域中防波板正面、背面、上面和底面将作为实现数据传递的双向流固耦合交界面,流场Y方向的初速度为80 km/h,给定初始压力。固体域边界条件为:给定Y方向减速度 8.0 m/s^2 和Z向重力加速度,防波板两侧面为固定约束,防波板正面、背面、上面和底面将作为双向流固耦合交界面。边界条件中减速度 8.0 m/s^2 的选择是根据国家标准《机动车运行安全技术条件》(GB7258—2004)的要求确定的。

1.6 网格无关性验证

储液罐体网格由两部分组成:以防波板为主的结构域网格和防波板外的罐体部分的流体域网格。罐体外壳壁较厚,其在液体晃动过程中变形很小,所以不考虑罐体壁面形变对液体的反作用,并认为罐体外壳是刚体。防波板的厚度较小,其在液体的冲击下容易发生变形,并对液体晃动产生较大的反作用,因此本文以防波板为对象,采用双向流固耦合方法,来分析防波板与罐体内液体相互作用时的受力情况及气液两相分布。

图4为罐车储液罐体的网格划分。图4a中的流体域为非结构网格,防波板附近区域为加密网格。图4b中防波板结构的网格单元数为1290,网格单元的类型为Solid186,单元由20个节点组成。每个节点具有3个沿X、Y、Z方向平移的自由度,具有任意空间各向异性的特性,所以采用混合模式可以对几

乎不可压缩的弹塑性材料和完全不可压缩的超弹性材料进行模拟,以分析塑性、超弹性、蠕变、应力钢化、大变形和大应变等情况。

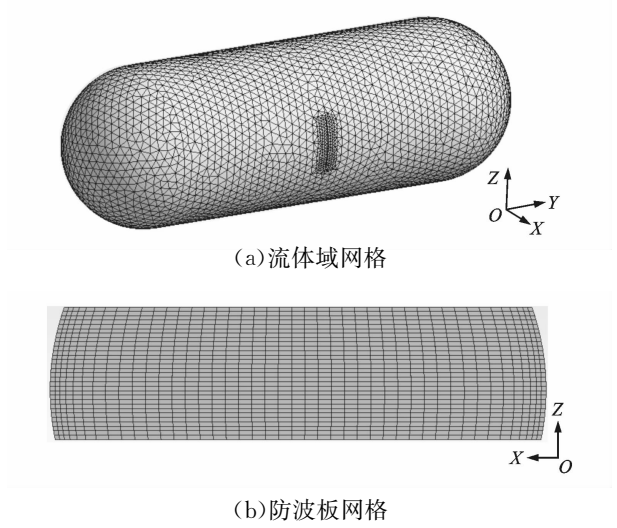


图 4 罐车储液罐体结构及其网格

图 5 为流体域在各种网格单元数下的防波板表面最大等效应力 $F_{E\max}$ 的变化,该流体域网格数分别为 21 890、57 471、104 578、160 420、247 033。由图 5 可见,当网格数大于 10 万时, $F_{E\max}$ 变化不大(小于 2%),表明继续增加网格数对数值计算结果影响不大,因此本文的流体域网格数为 160 420。

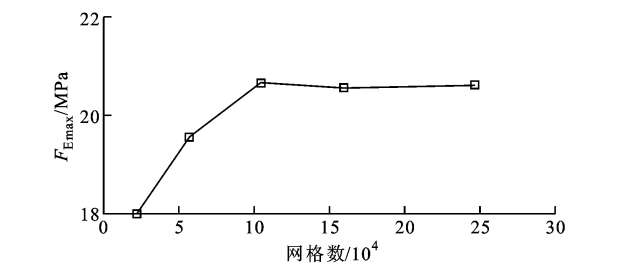


图 5 不同网格单元数下 $F_{E\max}$ 的变化

2 罐体内液体晃动对防波板的影响

采用双向流固耦合方法对不同材料防波板的防波效果进行了数值计算. 模拟条件: K 为 0.5, 初始速度为 80 km/h, 减速度为 8 m/s^2 , 模拟总时间为 3 s, 时间步长为 0.002 5 s, 流体域的网格数为 160 420, 固体域的网格数为 1 290. 防波板材料及其相应的材料属性如表 1 所示。

图 6 为罐体后端面沿 Y 方向受力的时间历程。由图 6 可见:在晃动的初始阶段(0~0.5 s),液体对罐体的作用力最大,为 350 N;在 0.5 s 以后,后端面沿 Y 方向受力变化减小,并趋于稳定。

表 1 防波板材料及其属性

材料属性	镁合金	铝合金	铜合金	结构钢
密度/ $\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$	1 800	2 770	8 300	7 850
杨氏模量/GPa	45	71	110	200
泊松比	0.35	0.33	0.34	0.30
体积模量 E_V /GPa	50.00	69.61	11.46	16.67
剪切模量 E_S /GPa	16.67	26.69	41.05	76.92

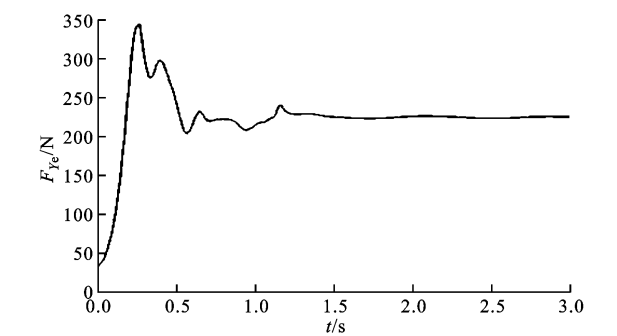


图 6 罐体后端面沿 Y 方向受力的时间历程

图 7 为防波板表面 $F_{E\max}$ 的时间历程. 由图 7 可见:在晃动的初始阶段(0~0.5 s),液体对罐体的作用力最大,为 9 MPa;在 0.5~1.5 s 期间, $F_{E\max}$ 波动幅度较前一阶段的小,但仍然很明显;在 1.5 s 之后, $F_{E\max}$ 趋于稳定,约为 2 MPa。

图 8 是 $K=0.5$ 且出现 $F_{E\max}$ 为 9.369 MPa 时防波板表面的 F_E 分布. 由图 8 可见,在整个时间历程中, $F_{E\max}$ 为 9.369 MPa,最大的 F_E 集中于防波板与罐体壁面结合处的下端,防波板中部的 F_E 相对较小。

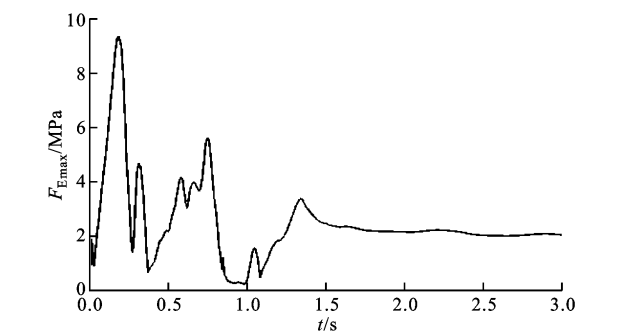


图 7 防波板表面 $F_{E\max}$ 的时间历程

图 9 为防波板表面出现最大的 $F_{E\max}$ 时罐体内气液两相分布. 由图 9 可见,此时液体仅作用在防波板的一侧,防波板两端面沿 Y 方向所受合力很大,故出现最大应力,此时防波板变形最大。

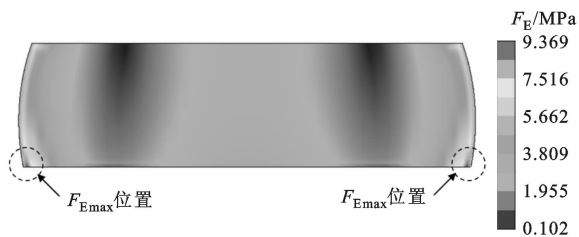


图 8 $K=0.5$ 且出现 $F_{E\max}$ 为 9.369 MPa 时 F_E 的分布

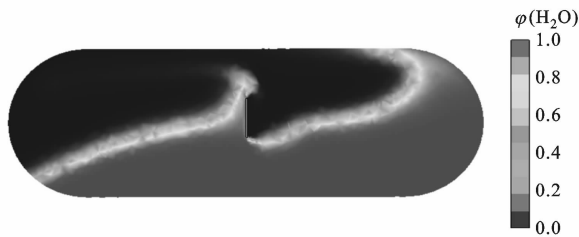


图 9 防波板出现 $F_{E\max}$ 时罐体内气液两相分布

图 10 为不同时刻罐体内气液两相分布. 由图 10 可见, 在 0~1 s 期间液体晃动比较剧烈, 在 1~2 s 期间晃动逐渐趋于平稳, 在 2~3 s 期间晃动很小, 这与图 7、8 所示的罐体壁面受力情况一致.

图 11 为不同材料对应的罐体端面最大受力 $F_{Y\max}$ 和罐体整体受力最大值 $F_{Y\max}$. 由图 11 可见, 防波板材料对 $F_{Y\max}$ 、 $F_{Y\max}$ 几乎无影响. 这是由于防波板的体积模量 E_V 较大, 在等量液体作用下, 防波板运动变形较小, 同样, 不同材料的防波板对罐体内液体运动的影响也不大, 所以采用不同材料的防波板时液体对罐体的作用力无明显区别.

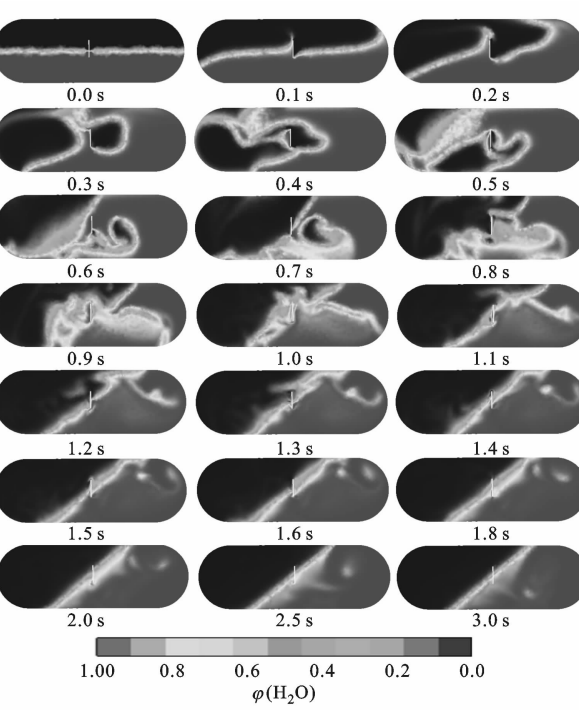


图 10 不同时刻罐体内气液两相分布

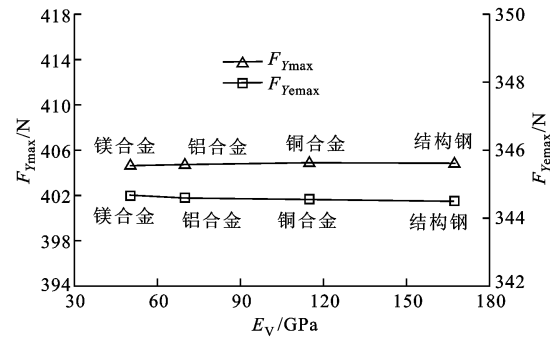


图 11 不同材料对应的 $F_{Y\max}$ 和 $F_{Y\max}$

图 12 为不同材料对应的 E_V 与 $F_{E\max}$ 的关系. 由图 12 可见: 随着 E_V 的增加, 与之对应的 $F_{E\max}$ 从整体上相应减小; 与铜合金相比, 结构钢的 $F_{E\max}$ 略有增加. 这主要是由于, 结构钢的 E_V 较大, 其数量级达到 10^{11} 时产生的 F_E 相对较小(约为 E_V 数量级为 10^6 时的情况). 所以, 从整体上来看, 当 E_V 较大时, 防波板变形较小, 且对 $F_{E\max}$ 影响较小, 但防波板材料性质不同时 $F_{E\max}$ 亦有变化.

图 13 为不同材料对应的剪切模量 E_S 与最大剪切应力 $F_{S\max}$ 的关系. 结合图 10 结果知, 由于防波板在 Z 方向上受到了液体的冲击, 导致防波板在 Z 方向上受力很不均匀, 因此不同材料的防波板在 XY 平面的 $F_{S\max}$ 变化较大. 由图 13 可见, 随着 E_S 的增大, $F_{S\max}$ 逐渐减小, 所以选取 E_S 较大的材料制造防波板, 能够有效降低 $F_{S\max}$.

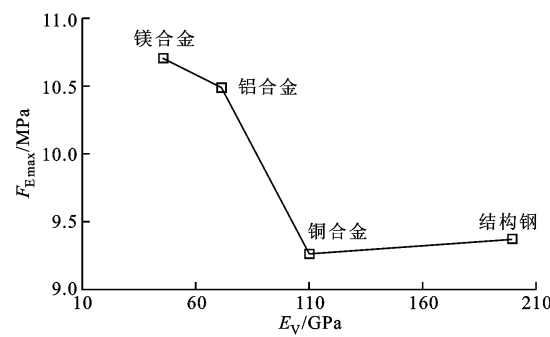


图 12 不同材料对应的 E_V 与 $F_{E\max}$ 的关系

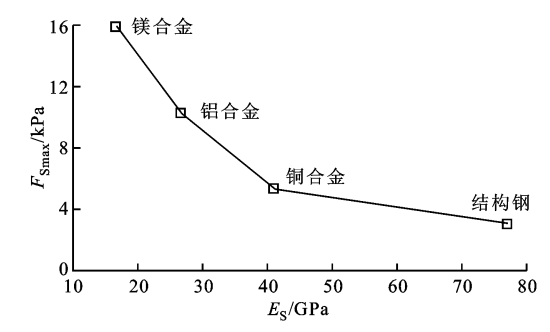


图 13 不同材料对应的 E_S 与 $F_{S\max}$ 的关系

2.2 不同 K 下铝合金防波板流固耦合数值模拟

铝制防波板的 F_S 较大且重量较轻,属于普通材料,因此本文选取铝合金作为防波板材料. 通过研究铝合金防波板在不同 K 下的 F_E 、 F_S 及罐体受力的变化情况,可以得到 $F_{Y_{\max}}$ 、 $F_{Y_{\max}}$ 、 $F_{E_{\max}}$ 和 $F_{S_{\max}}$ 参数随 K 的变化.

图 14 为罐体的 $F_{Y_{\max}}$ 随 K 的变化. 由图 14 可见, $F_{Y_{\max}}$ 随 K 的增大而不断增大. 当 K 为 $0.1 \sim 0.4$ 时, $F_{Y_{\max}}$ 增加速度较快; 当 $K > 0.4$ 时, $F_{Y_{\max}}$ 增加速度降低. 其主要原因是, 当防波板放置在罐体沿 Y 方向的中上部位时, 由于 K 较小, 液面高度较低, 甚至低于防波板下表面, 所以液体晃动产生的冲击力对防波板的作用很小, 这种冲击力大部分集中在罐体的后端面, 所以 K 较小时, $F_{Y_{\max}}$ 随 K 的增大而快速增大. 当 $K > 0.4$ 时, 由于液位上升, 防波板开始逐渐承载液体晃动产生的冲击力, 此时 $F_{Y_{\max}}$ 增加幅度减小. 上述分析表明, 设置防波板可以有效减小 $F_{Y_{\max}}$, 降低罐体端面失效的可能性.

图 15 为罐体的 $F_{Y_{\max}}$ 随 K 的变化. 由图 15 可见, $F_{Y_{\max}}$ 随 K 的增大而逐渐增大, 但 $K = 0.9$ 时的 $F_{Y_{\max}}$ 小于 $K = 0.8$ 时的情况. 其原因是, 当 $K = 0.9$ 时, 由于液体晃动的自由空间减小, 液体晃动的剧烈程度降低, 液体晃动产生的冲击力减小. 随着 K 的增加, 液体晃动冲击力的减小幅度大于整体受力的增大幅度, 这样 $F_{Y_{\max}}$ 出现了减小的趋势.

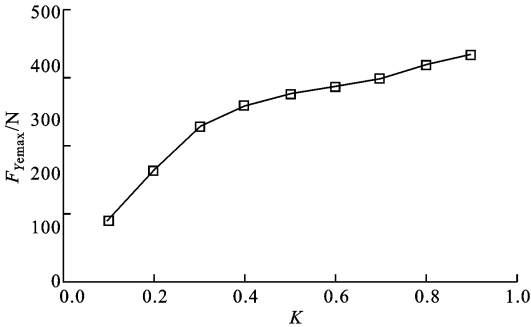


图 14 罐体的 $F_{Y_{\max}}$ 随 K 的变化

图 16 为罐体的 $F_{E_{\max}}$ 随 K 的变化. 由图 16 可见, $F_{E_{\max}}$ 值在 $K = 0.1 \sim 0.4$ 时增加幅度较小. 这是由于, 防波板安装位置相对较高, 液体晃动对防波板的作用较小造成的. 当 $K = 0.5 \sim 0.7$ 时, 随着 K 的增加, 防波板的受力面增大, 该受力占罐体整体受力中的比例逐渐提高, 此阶段 $F_{E_{\max}}$ 快速增大. 当 $K = 0.8 \sim 0.9$ 时, 随着 K 的增加, 液体在罐体内自由晃动的空间减小, 液体晃动对防波板的冲击力随着液体晃动剧烈程度的降低而减小.

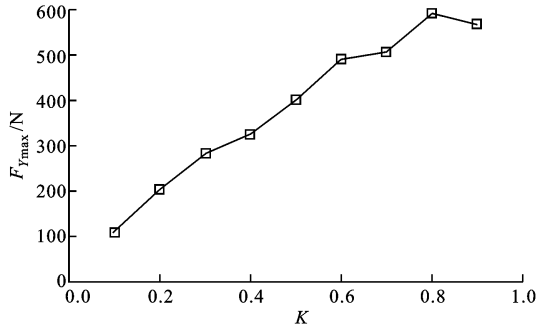


图 15 罐体的 $F_{Y_{\max}}$ 随 K 的变化

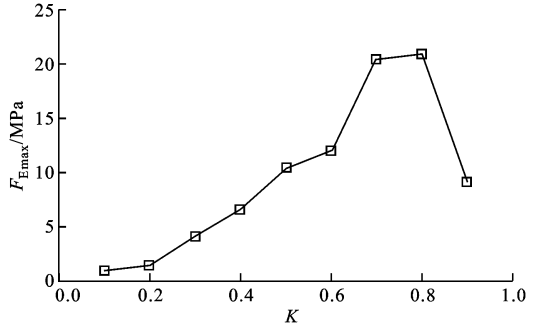


图 16 罐体的 $F_{E_{\max}}$ 随 K 的变化

图 17 为罐体的 $F_{S_{\max}}$ 随 K 的变化. 与图 16 结果类似: $K = 0.1 \sim 0.4$ 时, $F_{S_{\max}}$ 增加较小; $K = 0.5 \sim 0.7$ 时, $F_{S_{\max}}$ 快速增大; $K = 0.8$ 时, $F_{S_{\max}}$ 与 $F_{E_{\max}}$ 的变化不同, 前者开始减小; $K = 0.9$ 时, $F_{S_{\max}}$ 大幅下降.

由图 16、17 可见, 要减小液体晃动造成的强度破坏, 应尽量避免 K 在 $0.7 \sim 0.8$ 之间. K 越大, 表示罐体内液体越多, 罐车的运输效率越高. 因此, 为了同时提高罐车运输的经济性和安全性, K 应当大于 0.9 .

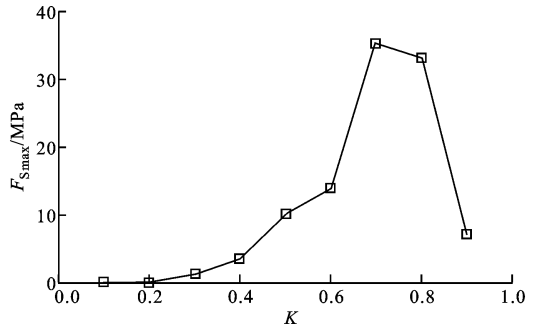


图 17 罐体的 $F_{S_{\max}}$ 随 K 的变化

3 结 论

本文以带有防波板的液体运输罐车为研究对象, 对储液罐体在制动下的液体晃动进行了双向流

固耦合模拟,分析了不同材料下防波板受液体晃动冲击时的受力情况,同时对不同 K 下罐体内液体晃动进行了计算,揭示了 K 对罐体壁面及防波板受力的影响,从中获得的结论如下.

(1)防波板变形较小,相应的对罐体端面和罐体整体受力的影响较小;防波板材质不同,与之相应的 $F_{E_{\max}}$ 、 $F_{S_{\max}}$ 均有变化,其随着 E_s 的增大而非线性减小.

(2)罐体的 $F_{Y_{\max}}$ 和 $F_{Y_{\min}}$ 随 K 的增大而增大,但 K 较大时它们的变化较小.当 $K=0.7、0.8$ 时, F_E 、 F_S 为最大值,当 $K=0.9$ 时该最大值大幅降低.为了保证罐车的运输安全,减小液体晃动对防波板造成的强度破坏,应尽量避免 K 在 $0.7\sim 0.8$ 之间.考虑到输运效率问题,建议运输罐车的 K 应尽可能大,但是受交通部关于危险货物运输规则(JT3130—88)的限制,罐车装载液体时的预留容积应不小于罐体总容积的 5% 为宜.

(3)由于计算机资源的限制,我们未能对带有多多个防波板的实体罐车模型的双向流固耦合进行数值模拟,关于防波板柔性作用的研究,需要进一步通过选择柔性材料制作防波板,来考察防波板柔性变形和受力对罐车运行安全的影响.

参考文献:

- [1] 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]. 杭州: 浙江大学, 2006.
- [2] 何华, 田红旗, 江帆. 铁路罐车液体运输动侧压力数值分析 [J]. 铁道学报, 2008, 3(6): 110-113.
HE Hua, TIAN Hongqi, JIANG Fan. Numerical analysis of dynamic side pressure in liquid transportation by tank car [J]. Journal of the China Railway Society, 2008, 3(6): 110-113.
- [3] 刘奎, 康宁. 罐车制动时液体晃动的仿真分析 [J]. 北京航空航天大学学报, 2009, 35 (7): 799-803.
LIU Kui, KANG Ning. Simulation of liquid slosh in braking process of tank truck [J]. Journal of Beijing University of Aeronautics and Astronautics, 2009, 35 (7): 799-803.
- [4] 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 Xiaomin, XU Yunbin. 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.
- [5] 孟庆国, 马钧, 袁文清. 液体罐箱多欧拉域流固耦合碰撞过程数值模拟 [J]. 工程力学, 2009, 26(6): 189-192.
MENG Qingguo, MA Jun, YUAN Wenqing. Numerical simulation for impacting process of liquid tank container with multi-Euler solid-fluid interaction [J]. Engineering Mechanics, 2009, 26(6): 189-192.
- [6] MALEKI A, ZIYAEIFAR M. Sloshing damping in cylindrical liquid storage tanks with baffles [J]. Journal of Sound and Vibration, 2008, 31(3): 372-385.
- [7] 王亲敏. 铁路罐车罐体铝/铝镁合金层合板疲劳性能研究及应用 [D]. 北京: 北京交通大学, 2009.
- [8] RAVINDREN P G, GHIA K. Dynamic analysis of the joined-wing configuration in high-altitude long-endurance aircraft using fluid-structure interaction model, FEDSM2007-37683 [R]. New York, USA: ASME, 2007.
- [9] CLAUSS G F, TESTA D, SPRENGER F. Coupling effects between tank sloshing and motions of a LNG carrier, OMAE2010-20077 [R]. New York, USA: ASME, 2010.
- [10] GEDIKLI A, ERGUVEN M E. Evaluation of sloshing problem by variational boundary element method [J]. Engineering Analysis with Boundary Element, 2003, 27(9): 935-943.
- [11] ESWARAN M, SAHA U K, MAITY D. Effect of baffles on a partially filled cubic tank: numerical simulation and experimental validation [J]. Computer and Structures, 2009, 87(3): 198-205.
- [12] KANG Ning, LIU Kui. Influence of baffle position on liquid sloshing during braking and turning of a tank truck [J]. Journal of Zhejiang University: Applied Physics and Engineering, 2010, 11(5): 317-324.

(编辑 苗凌)