

沼肥采运车储罐动力学数值模拟与相似模型试验

刘宏新, 孟永超, 李彦龙, 付露露

(东北农业大学工程学院, 哈尔滨 150030)

摘 要: 为满足沼肥采运车的工作效率, 设计 12 t 大型车载式沼肥采运储罐, 并针对大型沼肥采运车运输沼肥遇紧急制动时, 储罐内部沼肥剧烈晃动对壁面产生的冲击可能导致储罐及连接支撑结构损坏, 为安全运输带来隐患的问题。该文采用 VOF (volume of fluid) 多相流模型对采运车紧急制动时不同充料比下储罐内沼肥晃动进行分析和数值模拟, 得出采运车的最佳运输充料比范围 0.8~0.9; 利用 CATIA 有限元分析模块在储罐三维模型上建立各零部件间具有联接和力传递关系的有限元模型, 根据采运车工况, 施加约束及储罐前封头和前防浪板所受冲击载荷峰值最大时的载荷边界条件后进行计算, 依据计算结果调整储罐设计并优化结构, 重新计算得到储罐的变形和应力分别为 6.25 mm、136 MPa; 运用相似理论量纲分析法确定储罐模型的几何尺寸及试验参数, 模型试验中前防浪板迎峰面所受的冲击力计算值与原型中的数值模拟值存在近似 1:64 的比例关系, 模型试验结果可推广至原型。研究为大型沼肥采运车储罐设计提供了可行的解决方案, 同时也为类似运输罐车的研究提供参考。

关键词: 农业机械; 结构分析; 动力学; 沼肥采运车储罐; 数值模拟; 模型试验

doi: 10.11975/j.issn.1002-6819.2015.17.006

中图分类号: U469.6⁺1

文献标志码: A

文章编号: 1002-6819(2015)-17-0042-08

刘宏新, 孟永超, 李彦龙, 付露露. 沼肥采运车储罐动力学数值模拟与相似模型试验[J]. 农业工程学报, 2015, 31(17): 42-49. doi: 10.11975/j.issn.1002-6819.2015.17.006 http://www.tcsae.org

Liu Hongxin, Meng Yongchao, Li Yanlong, Fu Lulu. Numerical simulation of dynamic and similarity model test of tank in biogas fertilizer transport truck[J]. Transactions of the Chinese Society of Agricultural Engineering (Transactions of the CSAE), 2015, 31(17): 42-49. (in Chinese with English abstract) doi: 10.11975/j.issn.1002-6819.2015.17.006 http://www.tcsae.org

0 引 言

随着新能源战略的实施, 中国工业化沼气工程快速发展, 由此产生的大量沼液沼渣的处理和利用成为人们亟待面对和解决的迫切问题^[1]。将沼液沼渣作为基肥, 其处理工艺简单, 作业效率高, 但沼肥的田间施肥量高达 50 t/hm²^[2], 为提高沼肥采运车的工作效率, 研制大型沼肥采运车及配套使用的储罐是十分必要的。

沼肥采运车用于沼肥的采运和田间施肥, 在运输沼肥过程中, 采运车会经历起步、加速、匀速、紧急制动等行驶工况, 当采运车改变行驶状态时, 沼肥在惯性力的作用下会产生晃动, 对储罐的壁面产生冲击。对于大型沼肥采运车, 因其存储沼肥量大, 在改变行驶状态时, 会对储罐壁面产生较大冲击, 而过大的冲击力使得储罐结构出现损坏, 为安全运输带来隐患。而上述采运车行驶工况中, 紧急制动时储罐所受沼肥冲击是最大的^[3]。

近年, 围绕车载储罐罐内液体晃动而产生的冲击问题有很多的相关研究及报道。刘奎等采用 VOF (volume of fluid) 模型对罐车制动时液体的晃动进行了数值模拟, 对罐体单个舱室受力、受力位置和整车轴荷分配进行了模拟^[4]。刘小民等使用 CFX (computational fluid X) 求解器,

基于欧拉-欧拉多相流模型对罐车在公路制动和转弯过程中罐体内的液体晃动进行了数值模拟^[5]。陈志伟等通过数值模拟对油罐中的介质晃动进行了研究, 给出了 2 种不同减速度下液体对壁面冲击作用以及加入防浪板后冲击作用的变化^[6]。王次安等提出基于流固耦合方法对石油气罐车在使用过程中出现的防浪板和前封头结构损坏进行了结构的优化^[7]。

以上研究均为石油化工类运输储罐, 其存储介质为易燃易爆挥发性的石油气^[8]。由于不同的运输介质间密度和动力黏度有很大差异, 导致液体在晃动时对储罐产生的冲击力大小有较大区别, 而国内并无沼肥介质晃动对储罐产生冲击的相关研究。本文设计与研究对象是用于存储和运输沼液沼渣的 12 t 大型沼肥采运储罐, 采用 VOF 多相流模型^[9]对采运车紧急制动时不同充料比下的沼肥晃动对储罐产生的冲击载荷进行数值模拟, 根据模拟结果得出储罐运输工况下的最佳充料比范围; 将数值模拟中的冲击载荷峰值施加于储罐以进行工程结构分析, 依据分析结果对储罐结构进行设计优化, 并通过相似模型试验进行设计与技术验证。

1 储罐设计与 VOF 模型边界条件设置

1.1 储罐设计

储罐设计参数: 压力 0.4 MPa, 有效容积 12 m³。在综合考虑采运车道路运输及田间作业要求的同时根据 GB150-2011 压力容器^[10], 对车载式储罐进行设计: 筒体内径为 2 000 mm, 前后封头为标准椭圆形, 储罐总长为

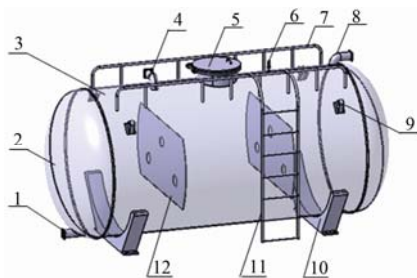
收稿日期: 2015-05-04 修订日期: 2015-08-20

基金项目: 公益性行业 (农业) 科研专项 (201303011)

作者简介: 刘宏新, 教授, 博士生导师, 研究方向: 现代农业装备, 数字化设计 CAD&CAE。哈尔滨 东北农业大学工程学院, 150030。

Email: Lcc98@neau.edu.cn

4 570 mm, 防浪板间隔为 1 524 mm, 筒体、封头及防浪板厚度均为 7 mm。储罐三维模型及附属零部件如图 1 所示。



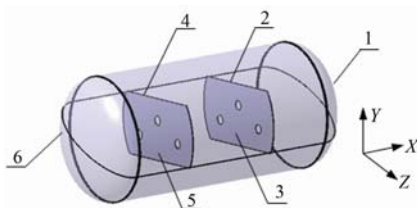
1. 出肥口 2. 封头 3. 筒体 4. 进料口 5. 人孔 6. 安全阀
7. 防护栏 8. 吸排气口 9. 吊耳 10. 支撑座 11. 人梯 12. 防浪板
1. Fertilizer outlet 2. Head 3. Cylinder 4. Feed port 5. Manhole 6. Safety valve 7. Fence 8. Suction and discharge 9. Lug 10. Supporting seat 11. Ladder 12. Wave proof plate

图 1 12 t 车载式沼肥采运车储罐

Fig.1 12 ton tank in biogas fertilizer transport truck

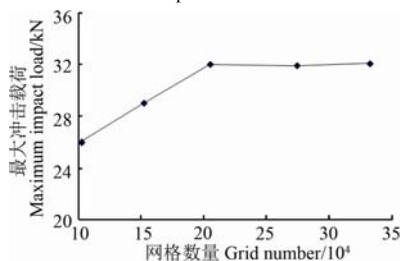
1.2 模型建立及网格划分

在能够反应储罐内部沼肥流动特性前提下对其进行简化如图 2a 所示。使用 FLUENT 前处理软件 Gambit 对流体域模型进行网格划分, 划分数分别为 102 380、152 036、205 382、274 725、332 128, 试运算前防浪板迎峰面最大冲击载荷如图 2b 所示。由图 2b 可知网格在超过 20 万时随着网格数量的增加对计算结果影响不大, 在参考相关研究学者对大吨位石油气储罐网格划分数[4-5], 并综合考虑计算机运行速度及分析效率, 确定六面体网格划分数为 205 382, 其流体域模型如图 2c 所示。



1. 前封头 2. 前防浪板背峰面 3. 前防浪板迎峰面 4. 后防浪板背峰面
5. 后防浪板迎峰面 6. 后封头
1. Front head 2. Back peak of front wave proof plate 3. Front peak of front wave proof plate 4. Back peak of back wave proof plate 5. Front peak of back wave proof plate 6. Rear head

a. 简化模型
a. Simplified model



b. 不同网格数的最大冲击载荷变化

b. Maximum impact load changes with different number of grid



c. 流体域网格划分
c. Fluid domain mesh

图 2 简化模型及网格划分

Fig.2 Simplified model and mesh

1.3 边界条件

储罐和防浪板壁面设为无滑移壁面条件, 计算过程不考虑热传递。初始时刻两相流按充料比分层分布, 上层为空气, 下层为沼肥。空气视为理想气体, 动力黏度为 $1.8 \times 10^{-5} \text{ Pa}\cdot\text{s}$, 密度为 1.23 kg/m^3 ; 沼肥的动力黏度为 $1.5 \text{ Pa}\cdot\text{s}$, 密度为 $1\,050 \text{ kg/m}^3$ [11]。

根据 GB 7258-2012 机动车运行安全技术条件 [12], 满载罐车低速类机动车制动初速度为 30 km/h 时, 其充分发出的平均减速度不小于 5 m/s^2 。在用户自定义函数 UDF (user defined feature) 中定义储罐沿 X 方向的初始速度为 30 km/h , 减速度为 5 m/s^2 ; 重力加速度为 9.8 m/s^2 , 时间步长为 0.0001 s 。

2 制动工况下沼肥晃动分析和数值模拟

2.1 沼肥晃动分析

由于采运车的减速度设定为 5 m/s^2 , 其行驶 1.67 s 后停止, 考虑到采运车停止后储罐内仍会有沼肥晃动, 取模拟时间为 3 s 。

考虑到沼肥采运车实际运输工况下储罐所受冲击载荷, 本文选用储罐内的充料比在 $0.7 \sim 0.9$ 之间。以充料比 0.8 为例, 不同时刻储罐内空气和沼肥的分布以及自由液面的变化情况, 如图 3 所示。

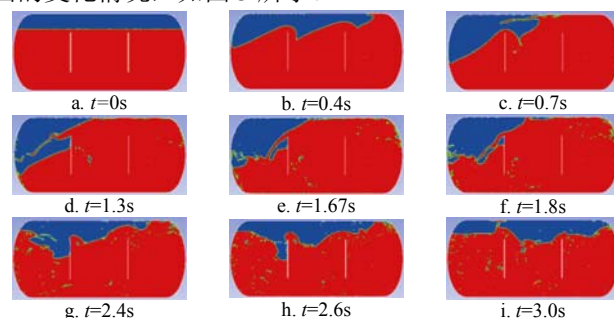


图 3 充料比为 0.8 时不同时刻罐内气液两相分布

Fig.3 Gas-liquid distribution of tank in different time with filling material ratio of 0.8

在 $0 \sim 0.7 \text{ s}$ 期间, 可观察到罐内沼肥发生了剧烈晃动, 储罐后端沼肥向前涌动, 前部封头被全部淹没, 在 0.5 s 时前端封头和前防浪板受到了峰值载荷冲击; 在 $0.7 \sim 1.67 \text{ s}$ 期间, 储罐内沼肥出现了明显飞溅现象, 空气与沼肥混合后在沼肥内部形成漩涡; 在 1.67 s 时采运车因制动而停止, 沼肥所受的制动惯性力瞬间消失; 在 $1.67 \sim 3 \text{ s}$ 期间, 沼肥在重力作用下开始向后端封头流动, 由于没有外加惯性力的作用, 沼肥的晃动幅值逐渐减弱, 造成的储罐冲击并不大。

2.2 数值模拟

罐内沼肥在制动力作用下产生的冲击载荷数值可通过计算机对分布在储罐壁面单元上的压强分布进行积分得到。由数值模拟结果得到前封头和前防浪板沿 X 方向所受冲击力较大, 后封头和后防浪板沿 X 方向所受冲击力相对较小; 上、下半部筒体沿 Y 方向所受的冲击载荷较大; 储罐整体在 Z 方向上的冲击载荷非常小。

不同充料比下储罐前封头、前防浪板迎峰面沿 X 方向, 前防浪板背峰面沿 X 负方向, 下半部筒体沿 Y 负方

向以及上半部筒体沿 Y 方向冲击载荷的数值模拟结果, 如图 4a-4e 所示。

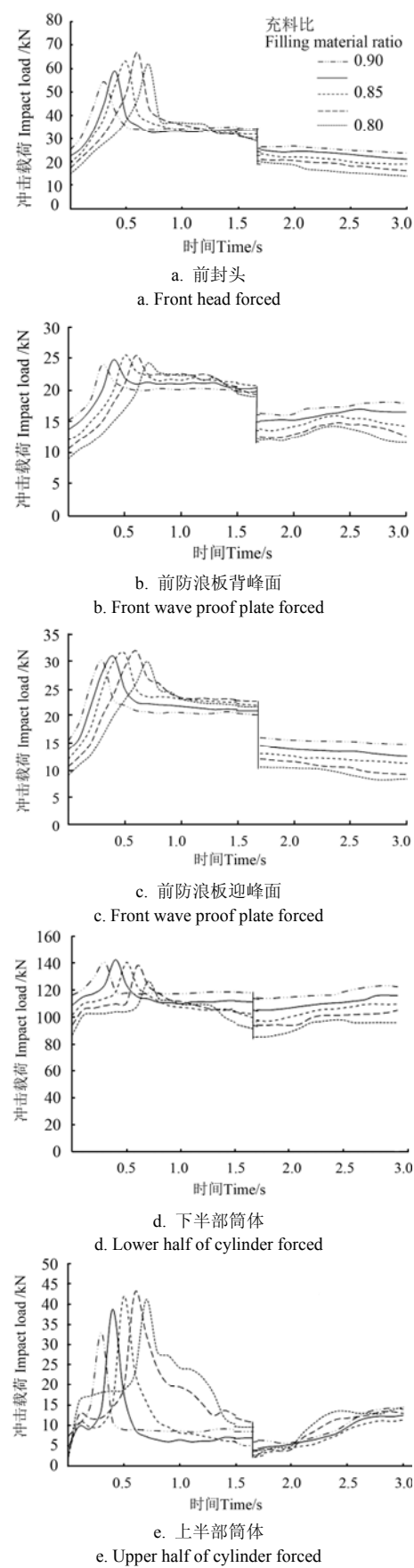


图 4 不同充料比下储罐各部位受力

Fig.4 Different parts of tank forced in different filling ratio

由图 4a 可知, 制动时前封头所受冲击载荷峰值在充料比为 0.75 时达到了最大, 其原因是充料比较小时, 沼肥晃动剧烈, 对前封头产生的冲击较大; 充料比在 0.8~0.9 时, 随着充料比的增加出现了冲击载荷峰值减小的现象, 其原因是充料比大时沼肥质量虽大, 但制动过程中沼肥的非线性晃动幅度并不大, 并且这种晃动会很快衰竭, 所以造成的冲击载荷不是很大。

由图 4b 和图 4c 可知前防浪板的背峰面所受冲击载荷峰值较迎峰面要小, 是由于制动过程中沼肥涌向储罐前端首先与前防浪板迎峰面接触并产生冲击力, 使得沼肥流动速度降低, 随后流速减小的沼肥进入前封头区域再与背峰面作用时冲击力减小。

由图 4d 和图 4e 可知, 下半部筒体沿 Y 负方向所受静水压力较上半部筒体大得多, 但是制动过程中上、下半部筒体均受到 Y 方向上较大的载荷冲击。事实上筒体所受冲击力并非均匀分布, 前防浪板与前封头间的筒体区域所受的载荷冲击较大, 而中间和后端筒体区域所受载荷冲击较小。引起这种现象的主要原因是制动过程中沼肥涌向储罐前端, 使得储罐前部空间瞬间被淹没, 导致前部筒体受到较大的瞬时冲击。

不同充料比下沼肥晃动数值模拟结果表明: 随着罐内充料比的增大, 封头、防浪板以及筒体所受的冲击载荷峰值时间随之提前, 冲击力从产生到稳定的时间也随之缩短; 在 1.67 s 时储罐各部位所受冲击载荷产生了突变, 这是由于沼肥采运车制动停止后, 减速度突然消失造成的; 减速度消失后, 沼肥在重力作用下回流仍会对储罐造成冲击, 但其冲击力要比制动过程中要小的多。

综合考虑不同充料比下储罐所受的冲击载荷, 同时为提高采运车的运输稳定性和工作效率, 沼肥采运车储罐最佳运输充料比范围为 0.8~0.9 之间。

3 储罐工程结构有限元分析

3.1 模型处理及网格划分

本文在能够反应储罐结构力学特性并保证计算结果准确的原则下对其做简化处理^[13-14], 与储罐结构受力相关性不大的部件如: 管路接管、人孔和护栏等做忽略处理。

筒体、封头、防浪板及支撑座所用材料均为 Q235-B, 材料性能如表 1 所示^[15]。为保证计算精度, 储罐网格划分采用抛物线型四面体网格^[16], 网格尺寸和垂度分别设置为“40”和“15”, 并对支撑座和防浪板应力集中处进行网格细化, 细化的网格尺寸和垂度分别为“20”和“8”。

表 1 Q235-B 材料属性表					
Table 1 Q235-B material property table					
性能指标 Performance indicators	弹性模量 Elastic modulus E/MPa	泊松比 Poisson's ratio μ	密度 Density $\rho/(\text{kg}\cdot\text{m}^{-3})$	屈服应力 Yield stress /MPa	抗拉强度 Tensile strength /MPa
数值比 Value	2.06×10^6	0.29	7860	235	370~500

3.2 定义联接关系及约束

储罐由筒体、封头、防浪板以及支撑座焊接而成，因此筒体需与其他零部件创建线连接关系。储罐各组成部分间的联接特性为焊缝联接，选择已创建的线连接关系作为支撑元素，连接形式为刚性连接；实际工况中，支撑座和车架间由螺栓进行连锁固定，在支撑座与车架接触区域创建夹约束。如图 5 所示。

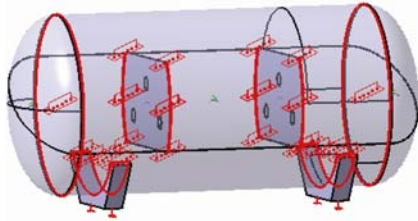


图 5 定义连接关系及约束

Fig.5 Define connection relationship and constraint

3.3 施加载荷

由数值模拟结果可知充料比为 0.75 时，储罐的前封头和前防浪板所受冲击载荷峰值要大于其他充料比。在实际运输中，前防浪板中部易产生过度变形，前封头和前防浪板与筒体的连接处也容易出现开焊。为保障采运车在运输时储罐及连接结构不受损坏，本文采用充料比为 0.75，制动 0.6 s 时储罐各部位所受瞬时载荷，其载荷分布如表 2 所示。

表 2 储罐所受载荷

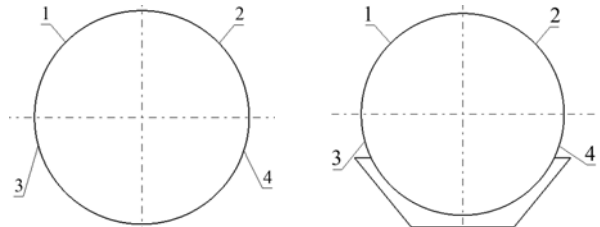
Table 2 Load of tank

载荷 Load	X 方向分力 Force of X direction	Y 方向分力 Force of Y direction	Z 方向分力 Force of Z direction
前封头左上部载荷 F_1/kN	16.6	3.1	-8.4
前封头右上部载荷 F_2/kN	16.6	3.1	8.4
前封头左下部载荷 F_3/kN	16.6	-3.5	-8.4
前封头右下部载荷 F_4/kN	16.6	-3.5	8.4
前封头与前防浪板间筒体左上 部载荷 F_5/kN	-1.9	21.5	-10.9
前封头与前防浪板间筒体右上 部载荷 F_6/kN	-1.9	21.5	10.9
前封头与前防浪板间筒体左下 部载荷 F_7/kN	1.5	-22.3	-10.9
前封头与前防浪板间筒体右下 部载荷 F_8/kN	1.5	-22.3	10.9
防浪板间筒体左下部载荷 F_9/kN	0	-3.2	-5.1
防浪板间筒体右下部载荷 F_{10}/kN	0	-3.2	5.1
前防浪板背峰面载荷 F_{11}/kN	-25.5	0	0
前防浪板迎峰面载荷 F_{12}/kN	32	0	0
后防浪板背峰面载荷 F_{13}/kN	-10.8	0	0
后防浪板迎峰面载荷 F_{14}/kN	14.7	0	0
后封头左下部载荷 F_{15}/kN	-4.3	-3.9	-2.8
后封头右下部载荷 F_{16}/kN	-4.3	-3.9	2.8
筒体轴承载荷 F_{17}/kN	0	-128	0
储罐体积密度力 $(\text{N}\cdot\text{m}^{-3})$	0	-77	0

Note: F_1 , Top left of front head load; F_2 , Top right of front head load; F_3 , Bottom left of front head load; F_4 , Bottom right of front head load; F_5 , Top left of cylinder load between front head and front wave proof plate; F_6 , Top right of cylinder load between front head and front wave proof plate; F_7 , Bottom left of cylinder load between front head and front wave proof plate; F_8 , Bottom right of cylinder load between front head and front wave proof plate; F_9 , Bottom left of cylinder load between two wave proof plates; F_{10} , Bottom right of cylinder load between two wave proof plates; F_{11} , Back peak load of front wave proof plate; F_{12} , Front peak load of front wave proof plate; F_{13} , Back peak load of back wave proof plate; F_{14} , Front peak load of back wave proof plate; F_{15} , Bottom left of rear head load; F_{16} , Bottom right of rear head load; F_{17} , Bearing Load of cylinder; F_{18} , Tank density force F_{18} .

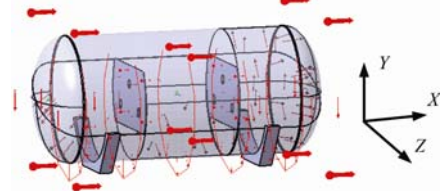
为使储罐结构在满足载荷使用要求的同时又有一定的剩余强度，所施加载荷为储罐各部位所承载荷的 1.5 倍。

对筒体施加轴承载荷以模拟储罐所受静水压力；前封头与后防浪板间筒体施加均布载荷模拟该区域所受的冲击载荷；封头和防浪板各面施加均布载荷；储罐整体在 X 方向施加加速度 5 m/s^2 。其标记区域及施加载荷如图 6 所示。



a. 封头区域标记
a. Head region mark

b. 筒体区域标记
b. Cylinder region mark



c. 施加载荷

c. Applied load

1. 左上 2. 右上 3. 左下 4. 右下
1. Top left 2. Top right 3. Bottom left 4. Bottom right

图 6 载荷分布

Fig.6 Load distribution

3.4 计算与分析

计算后的应力云图如图 7a 所示，变形云图如图 7b 所示。由图 7a 可知，储罐最大应力出现在前防浪板与筒体连接处，最大应力为 367 MPa，此外前支撑座与筒体连接腹部也产生了较大应力。由图 7b 可知，储罐整体变形较大，其中前防浪板中部最大变形量达到 21.6 mm。

3.5 优化结构分析

由上述分析结果可知，防浪板因厚度过小导致其所受应力和变形量较大，为此将防浪板整体厚度增至 8 mm，并在防浪板与筒体连接根部处添加加强肋板，如图 8a 所示；为减小前支撑座受力，改善储罐的整体应力分布和变形，在筒体中部区域添加一个支撑座。优化后的储罐结构如图 8b 所示，重新计算结果见图 8c、8d 所示。

由图 8b 可知，最大应力仍然出现在前防浪板与筒体连接处，但最大应力值已由 367 MPa 降至 136 MPa，应力值大幅下降。应力主要集中在 $1.36 \times 10^7 \sim 1.09 \times 10^8 \text{ MPa}$ 之间，表明防浪板的结构加强和添加支撑座对储罐应力分布有明显改善效果。由图 8c 可知，最大位移出现在前防浪板上方的中部，最大位移为 6.25 mm，相较于原结构的 21.6 mm 有明显减小，优化效果明显。

储罐结构优化后，对其重新进行了数值模拟，发现储罐优化后的数值模拟结果与优化前基本保持一致，仍然得到充液比为 0.75 时，储罐前封头和前防浪板所受冲击载荷大于其他充液比。两次数值模拟结果相一致的原

因分析：数值模拟时将支撑座结构做了忽略处理，因此优化后储罐在中部添加的支撑座不会影响储罐内部沼肥流动特性；优化后的防浪板整体厚度较优化前增加 1 mm，并将防浪板四角处进行结构加强，然而防浪板整体厚度及四角处结构变化相对于储罐容积可忽略，几乎未对沼肥的流动特性产生影响，因此两次数值模拟结果相一致。

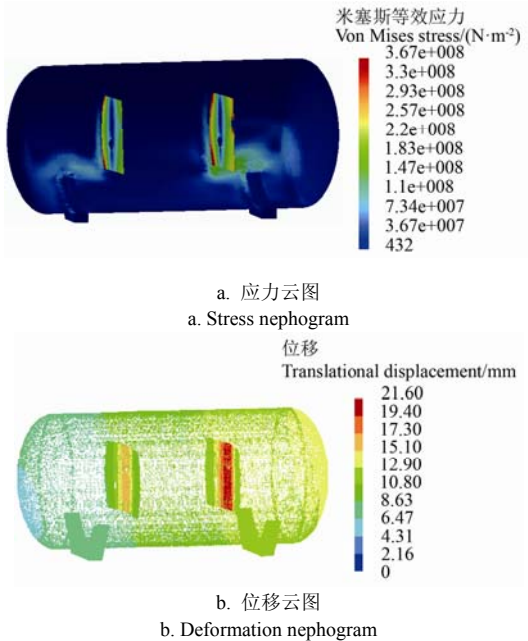


图 7 分析结果
Fig.7 Analysis results

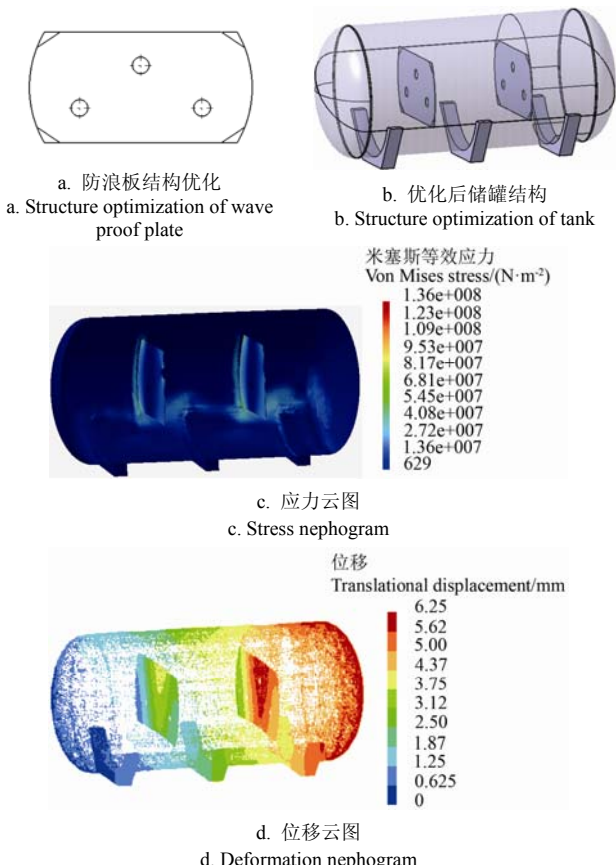


图 8 结构优化及结果分析
Fig.8 Structure optimization and results analysis

4 相似理论模型试验

4.1 相似准则

本文中储罐原型尺寸较大，加工制造成本较高，也不宜在实验室进行试验研究，本节拟用相似理论的方法缩小储罐尺寸进行模型试验^[17]。

采运车在紧急制动过程中影响储罐壁面和防浪板受力的主要因素可归纳为几何参数、运动参数、动力参数^[18-19]。其中几何参数：储罐直径；运动参数：沼肥流动速度；动力参数：重力加速度，制动减速度，储罐壁面所受冲击力，沼肥的运动黏度和密度。储罐参数符号及量纲如表 3 所示。

表 3 储罐参数符号及量纲				
Table 3 Parameter symbol and dimensional of tank				
参数 Parameters	量纲 Dimension	<i>M</i>	<i>L</i>	<i>T</i>
储罐直径 Tank diameter <i>D</i> /mm	<i>L</i>	0	1	0
沼肥流速 Biogas fertilizer speed <i>v</i> /(m·s ⁻¹)	<i>LT</i> ⁻¹	0	1	-1
重力加速度 <i>g</i> Acceleration of gravity <i>g</i> /(m·s ⁻²)	<i>LT</i> ⁻²	0	1	-2
制动减速度 Braking deceleration <i>a</i> /(m·s ⁻²)	<i>LT</i> ⁻²	0	1	-2
储罐受力 <i>F</i> Tank forced <i>F</i> /N	<i>MLT</i> ⁻²	1	1	-2
运动黏度 Kinematic viscosity <i>μ</i> /(Pa·s)	<i>ML</i> ⁻¹ <i>T</i> ⁻¹	1	-1	-1
沼肥密度 Biogas fertilizer density <i>ρ</i> /(kg·m ⁻³)	<i>ML</i> ⁻³	1	-3	0

由于无量纲 π 项数目为 3，则相似准则的数目为 4 个，即：

$$\left\{ \begin{aligned} \frac{F_m}{\rho_m L_m^2 v_m^2} &= \frac{F}{\rho L^2 v^2} \\ \frac{\mu_m}{\rho_m L_m v_m} &= \frac{\mu}{\rho L v} \\ \frac{g_m L_m}{v_m^2} &= \frac{g L}{v^2} \\ \frac{a_m L_m}{v_m^2} &= \frac{a L}{v^2} \end{aligned} \right.$$

式中： m 表示模型。

式（3）中同时出现雷诺和弗洛德相似准则，由于模型需对几何尺寸减缩，因此两准则不能同时相容。由于储罐内的沼肥在晃动过程中起主要作用的是惯性力和重力，因此主要动力相似准则选取弗洛德相似准则舍去雷诺相似准则。

4.2 储罐模型参数

在统一长度相似基础上进行相似比转换，结合加工条件以及试验条件，取模型几何相似比为 1:4，则各参数量纲的相似关系，如表 4 所示。

由储罐原型中的内径、运动速度和制动减速度可知，模型的几何参数 $D_m=500$ mm，运动参数 $v_m=15$ km/h，动力参数 $a_m=5$ m/s²。

表 4 储罐模型各参数间的相似比
Table 4 Similarity ratio of tank model parameters

参数 Parameters	名称 Name	原型 Prototype	模型 Model
几何参数 Geometric parameters	储罐直径 Tank diameter	D	$D_m=1/4D$
	沼肥流速 Biogas fertilizer speed	v	$v_m=1/2v$
运动参数 Movement parameters	重力加速度 Acceleration of gravity	g	$g_m=g$
	制动减速度 Braking deceleration	a	$a_m=a$
动力参数 Dynamic parameters	储罐受力 Tank forced	F	$F_m=1/64F$
	沼肥运动黏度 Kinematic viscosity of biogas	μ	$\mu_m=\mu$
	沼肥密度 Biogas fertilizer density	ρ	$\rho_m=\rho$

4.3 模型及试验

根据相似理论，进行了储罐相似模型的试制，并在前防浪板迎峰面标记测试点，如图 9a、9b 所示。

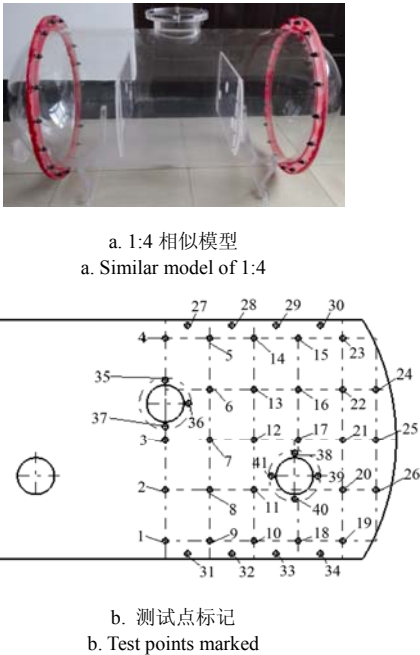


图 9 相似模型及测试点标记
Fig.9 Similar mode and test points marked

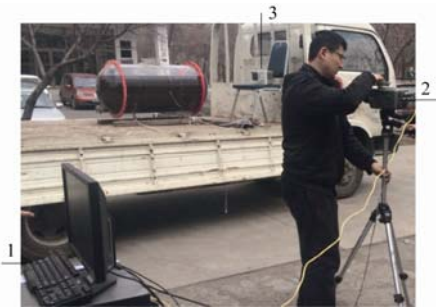
4.3.1 仪器设备

沼肥流动状态拍摄设备使用 Phantomv5.1 高速摄影机（约克科技有限公司），帧数设置为 1 000，曝光时间为 $823\times10^{-6}\text{s}$ ；压强测试仪器使用 CYY4 高频动态响应压力传感器^[20]（西安微正电子科技有限公司），其测量范围 0~30 kPa，动态响应频率 15 kHz，信号数出范围 0~10 V 检测精度为 $\pm0.25\%$ ；数据采集设备使用 DS1502E 示波器（合肥信测仪器有限公司），其带宽为 50 MHz，单通道时实时采样率为 1 G Sa/s。

4.3.2 试验方法

将储罐固定在卡车上，压力传感器以螺纹连接形式

安装于测试点，向罐内输送沼肥并调整充料比至 0.7，卡车在平整路面以 15 km/h 直线行进，当罐内液面相对平稳时，采取紧急刹车。高速摄像机拍摄并记录罐内沼肥流动状态，拍摄时间选取准则：制动开始时刻标定时间为 0 并开始拍摄，3 s 后停止；示波器记录制动过程中测试点压强，在完成充料比 0.7 时所有测试点测试后，依次将罐内充料比增至为 0.75、0.8、0.85 和 0.9 后，重复上述操作过程。储罐模型试验工况如图 10 所示。



1. 计算机 2. 高速摄像机 3. 示波器
1. Computer 2. High-speed camera 3. Oscilloscope

图 10 储罐模型试验

Fig.10 Tank model's test

4.3.3 试验结果与分析

以充料比 0.75 为例，将储罐模型与原型不同时刻罐内空气和沼肥的分布以及自由液面的变化情况进行对比分析，如图 11 所示。3 组对比分别为制动过程中，制动停止时刻，以及制动停止后沼肥在储罐内的流动状态，由图可知制动时模型试验与原型数值模拟具有相似流动状态。

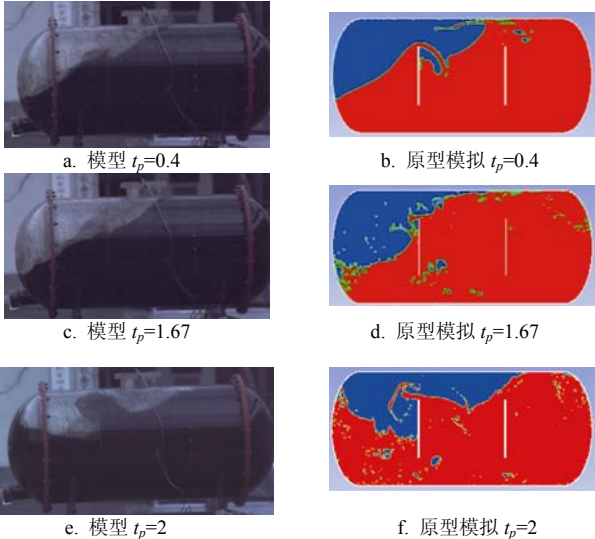


图 11 充料比为 0.75 时模型与原型流动状态对比

Fig.11 Comparing flow state of model and prototype with filling material ratio of 0.75

充料比为 0.75 时，前防浪板标记点 5、7、9 三点处压力传感器输出电压值随时间变化的波形图如图 12 所示。

对各测试数据进行修正和处理后，用相应测试点平均压强乘以划分的单元格面积，求得单元格受力后进行累加，以求得整个前防浪板迎峰面受力。将模型试验计算值与原型中的数值模拟压力值的 1/64 进行对比分析。如表 5 所示。

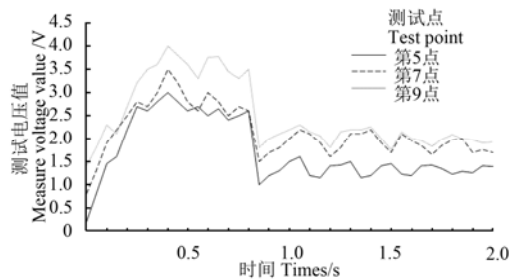


图 12 测试结果
Fig.12 Test results

表 5 充料比为 0.75 时试验计算值与数值模拟值对比分析
Table 5 Comparing and analyzing trial computation results and numerical simulation results with filling material ratio of 0.75

制动时间 Time/s	试验计算值 Calculated value of test F_m /N	数值模拟 Numerical simulation F /N	相对误差 Relative error/%
0.4	401	375	6.5
0.6	472	500	-6.4
1	394	366	7.1
1.6	357	328	8.0
1.7	227	205	9.7
2	171	180	-5.3
2.4	153	164	-7.2
2.6	158	162	-2.5
3	151	142	6.0

由表 5 可知,模型试验计算值与原型数值模拟值 1/64 基本一致,相对误差未超过 10%,验证了原型数值模拟的正确性和工程分析中施加载荷的准确性。

5 结 论

1) 12 t 沼肥采运车储罐容量可兼顾农村运输条件、农田特点及作业效率。通过对不同充料比下储罐内沼肥晃动分析与数值模拟,得出沼肥采运车的最佳运输充料比范围为 0.8~0.9 之间。

2) 充料比为 0.75 时的峰值载荷施加于储罐对其进行有限元工程分析,调整储罐支撑座设计数量并对防浪板加强,使得储罐的最大变形和应力分别为 6.25 mm、136 MPa,储罐工程结构满足使用要求。

3) 储罐在不同充料比下制动时,沼肥在模型试验与原型模拟具有相似流动状态;模型试验中前防浪板迎峰面所受冲击载荷计算数值及变化与原型中的数值模拟数值及变化存在近似 1:64 的比例关系,验证了原型中数值模拟正确性(相对误差不超过 10%)以及工程分析施加载荷的准确性。

[参 考 文 献]

[1] 林宗虎.生物质能的利用现状及展望[J]. 自然杂志, 2010, 32(4): 196—201.
Lin Zonghu. Status and prospect of biomass energy utilization[J]. Nature Magazine, 2010, 32(4): 196—201. (in Chinese with English abstract)

[2] 李文涛.沼液对土壤改良作用研究[D]. 哈尔滨: 东北农业大学, 2013.
Li Wentao. The Effects of Biogas Slurry on Soil Improvements[D]. Harbin: Northeast Agricultural University, 2013. (in Chinese with English abstract)

[3] 辛天佐. 轻量化 LNG 罐车的强度分析与疲劳研究[D]. 南京: 南京理工大学, 2012.

[4] 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 sloshing in braking process of tank truck[J]. Journal of Beijing University of Aeronautics and Astronautics, 2009, 35(7): 799—803. (in Chinese with English abstract)

[5] 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. (in Chinese with English abstract)

[6] 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.
Chen Zhiwei. Numerical Simulation of Liquid Sloshing in Transportable Pressure Vessel and Research on the Baffles [D]. Hangzhou: Zhejiang University, 2006. (in Chinese with English abstract)

[7] 王次安. 基于流固耦合的液体罐装车瞬态应力分析及优化设计[D]. 合肥: 合肥工业大学, 2013.
Wang Cian. The Transient Stress Analysis and Optimization of the Tank Truck Based on the Fluid-structure Interaction Method[D]. Hefei: Hefei University of Technology, 2013. (in Chinese with English abstract)

[8] Modaressi-Tehrani K, Rakheja S, Stiharu I. Three-dimensional analysis of transient slosh within a partly-filled tank equipped with baffles[J]. Vehicle System Dynamics, 2007, 45(6): 525—548.

[9] Djavarehshkian M H, Khalili M. Simulation of sloshing with the volume of fluid method[J]. Fluid Dynamics and Materials Processing, 2006, 2(4): 299—308.

[10] GB 150.1-2011, 压力容器[S].

[11] 李文哲, 袁虎, 刘宏新, 等. 沼液沼渣暗灌施肥机设计与试验[J]. 农业机械学报, 2014, 45(11): 76—80.
Li Wenzhe, Yuan Hu, Liu Hongxin, et al. Biogas slurry fertilizer applicator for dark irrigation[J]. Transactions of the Chinese Society of Agricultural Machinery, 2014, 45(11): 76—80. (in Chinese with English abstract)

[12] GB 7258-2012, 机动车运行安全技术条件[S].

[13] Yang Zhuanzhao, Liu Daoxin, Zhang Xiaohua. Finite element method analysis of the stress for line pipe with corrode groove during outdoor storage[J]. Acta Metallurgica Sinica, 2013, 26(2): 188—198.

[14] 刘宏新, 宋微微, 廉光赫. 基于 CATIA 的大型农具机架有限元分析与结构优化[J]. 东北农业大学学报, 2012, 43(11): 116—121.
Liu Hongxin, Song Weiwei, Lian Guanghe. Finite element analysis and structural optimization of large agricultural

- machinery frame based on CATIA[J]. Journal of Northeast Agricultural University, 2012, 43(11): 116—121. (in Chinese with English abstract)
- [15] 成大先. 机械设计手册[M]. 北京: 化学工业出版社, 2007.
- [16] Zhen Tang, Zhou Zhonghua, Zhang Gang, et al. Establishment of a three-dimensional finite element model for gunshot wounds to the human mandible[J]. Journal of Medical Colleges of PLA, 2012, 27(2): 87—100.
- [17] Lapides I L. Evaluation of kinetic parameters from a single TG curve based on the similarity theory and process symmetry[J]. Journal of Thermal Analysis and Calorimetry, 1997, 50(1): 269—277.
- [18] Nikonenko V V, Pismenskaya N D, Istoshin A G, et al. Description of mass transfer characteristics of ED and EDI apparatuses by using the similarity theory and compartmentation method [J]. Chemical Engineering and Processing: Process Intensification, 2008, 47(7): 1118—1127.
- [19] Marques Filho E P, Sa L D A, Karam H A, et al. Atmospheric surface layer characteristics of turbulence above the Pantanal wetland regarding the similarity theory[J]. Agricultural and Forest Meteorology, 2008, 148(6): 883—892.
- [20] 洪水棕. 现代测试技术[M]. 上海: 上海交通大学出版社, 2002.

Numerical simulation of dynamic and similarity model test of tank in biogas fertilizer transport truck

Liu Hongxin, Meng Yongchao, Li Yanlong, Fu Lulu

(College of Engineering, Northeast Agricultural University, Harbin 150030, China)

Abstract: Along with China methane industry development, processing and utilization of biogas residue is an urgent need. Past studies show that biogas residue fertilizer is a high quality liquid organic fertilizer and biological pesticide. Biogas residue fertilizer transportation and fertilization in the field need biogas residue fertilizer transport tank truck. While the acres of the fertilizer application rate in the field are as high as 50 t/hm^2 , thus in order to improve the shipments and using efficiency of tank truck, development of a large-scale biogas residue tank truck is essential. During transportation of biogas residue fertilizer, tankers will experience starting, acceleration, constant speed, the emergency brakes driving conditions. When the tanker driving state changed, biogas residue fertilizer is forced by inertial to cause rock, which has the impact to the storage tank wall surface, and the oversized impulse causes the storage tank structure to be damaged, resulting to biogas fertilizer leakage, which brings the danger for the safe transportation. However in the driving conditions, emergency brake driving conditions will lead to the biggest damage to the tank. When a large tanker for carrying biogas residue fertilizer suffers emergency braking in its transportation of biogas fertilizer, the huge attack on the wall from biogas fertilizer's violent sway may result in damage on tank and its structure, which causes potential crisis on safety in transportation. In this paper, our results showed that the best transportation filling ratio for a tanker was in the range of 0.8~0.9 by making an analysis and numerical simulation of biogas fertilizer's sway in the tank in different filling ratios when tanker was emergently braked using VOF multiphase flow model. We established a finite element model in which there was a link-up and force delivery among components on a 3D model using CATIA finite element analysis module. We calculated the basis of tanker's actual working condition, restriction implemented and the maximum loading limit of the attack that the tanker's front seal and front washboards can support. Then we adjust tank's design and refined structure according to the computation result, and concluded that the deformation and string of tank was 6.25 mm and 136 MPa respectively. After that, we defined the geometry size and experiment parameters of tank model using dimensional analysis method of the similar theory. When the parameter design was finished, we carried out the prototypical tank trial manufacturing. After that, a high-speed camera was used to shoot biogas residue flow state in different filling ratio of the tank and at the same time high-frequency dynamic response of the pressure sensor was used to test wave proof plate. In the experiment, it was calculated that the ratio of attack from the peak surface of front washboard and the numerical simulation result in prototype was nearly 1:64, which meant that the experiment result can be applied on prototype. This paper provided accessible solution for design of large tanker's tank which carried biogas residue fertilizer and provided reference for design of tank of similar transportation tankers.

Key words: agricultural machinery; structural analysis; dynamics; biogas fertilizer tank of transport truck; numerical simulation; model test