

1.5 m³ 独立 C 型 LNG 储罐蒸发率简化算法

吴昊¹, 林焰^{*1,2}, 叶超¹, 张志康¹, 王慧娇^{1,3}

1. 大连理工大学 船舶工程学院, 辽宁 大连 116024;
2. 大连理工大学 工业装备结构分析国家重点实验室, 辽宁 大连 116024;
3. 中华人民共和国新港海事局, 天津 300211)

摘要: 提出一种考虑罐壁、垫木、管路、绝热层等漏热因素的 1.5 m³ 独立 C 型 LNG 储罐蒸发率的简化计算数值模型, 验证了各漏热因素的独立性, 建立了计算体系, 统计回归蒸发率与环境温度之间的关系, 提出简化的计算公式. 将罐体温度场参数化、将漏热因素简化并参数化, 使用有限元方法对罐体的温度场进行数值模拟, 得到罐体漏热量. 比较罐壁、垫木、管路、绝热层等对蒸发率的影响, 分析得出各漏热因素温度场在工程设计情况下不会产生叠加效应这一结论. 罐壁对蒸发率影响较大, 垫木、管路影响较小. 结果表明, 该算法可快速有效预报 1.5 m³ 独立 C 型 LNG 储罐蒸发率, 减少建模计算流程, 在 LNG 储罐方案总体设计阶段有着较高的实用价值.

关键词: LNG 储罐; 漏热; 蒸发率; 简化算法; 参数化

中图分类号: TG454 **文献标识码:** A **doi:** 10.7511/dllgxb201701006

0 引言

液化天然气(LNG)作为一种清洁能源, 燃烧后产生的温室气体远少于石油和煤炭, 合理加快使用对环境保护意义重大, 但是生产地和消费地不统一的矛盾阻碍着液化天然气的发展. 目前, 液化天然气以陆上管路运输和海上 LNG 船运输为主^[1].

天然气主要成分为甲烷, 在 0 °C 及 0.1 MPa 下, 密度为 0.717 4 kg/m³; 在 -163 °C 下液化, 体积缩小为 1/700. 液化天然气在储存或者运输时, 储罐内 LNG 与外界热量交换吸热后变为气体, 此为储罐内 LNG 蒸发. 每天储罐内 LNG 蒸发量与储罐内 LNG 液体质量的比值即为蒸发率.

主流 LNG 运输船液货舱形式有薄膜型和独立球型, 其工艺复杂、造价昂贵, 一般用于大型 LNG 运输船^[2]. 中小型 LNG 运输船通常采用独立 C 型液货舱, LNG 动力船采用 C 型燃料舱. 独立 C 型液货舱采用卧式圆筒的压力容器形式.

上海船舶研究设计院的刘文华等^[3]对中小型

LNG 船 C 型独立液货舱蒸发率计算进行了研究, 根据 IGC 规则, 对 C 型独立液货舱和 138 000 m³ LNG 运输船液货舱的蒸发率进行了计算. 结果表明方法有效, 可用于液货舱保温层的设计. 中国科学院力学研究所的章伟星等^[4]对 138 000 m³ LNG 运输船液货舱维护系统的温度场进行了分析, 开发了数值计算程序, 计算 8 种工况下船体各部分的温度分布及日蒸发率. 中国石油大学(华东)的王武昌等^[5]对大型 LNG 储罐内压力及蒸发率的影响因素进行了分析, 建立了预测 LNG 储罐内压力及蒸发率的模型, 经实验验证结果较为准确可靠. 利用该模型分析了密闭 LNG 储罐内压力及蒸发率的影响因素. 中国石油大学(华东)的乔国发^[6]对 LNG 蒸发率进行了研究, 提出了一种三分相蒸发率模型, 用理论与实验研究做对比得到了关于 LNG 蒸发的规律. 西南石油大学的朱学熹^[7]对船舶 LNG 储罐的罐顶、罐底和罐壁具体分析, 得到了罐体不同部位的漏热规律, 可对各种类型的 LNG 储罐的稳态漏热量和蒸发

收稿日期: 2016-03-01; 修回日期: 2016-10-07.

作者简介: 高技术船舶科研计划项目(工信部联装[2014]498号); 广东省科技计划项目(2015B090904010, 2016B090918092); 海洋可再生能源专项资金项目(QDME2013ZB01).

作者简介: 吴昊(1989-), 男, 博士生, E-mail: wuhao@mail.dlut.edu.cn; 林焰*(1963-), 男, 教授, 博士生导师, E-mail: linyanly@dlut.edu.cn.

率进行计算. Dimopoulos 等^[8]设计了 LNG 储罐在船舶运输时发生的蒸发动态模型. 该模型采用了气相和液相非线性的耦合平衡, 利用热力学方程和微分方程描述了液化天然气随着蒸发时间的变化产生的成分变化, 该模型已经被应用于 LNG 运输船罐体的研究. Lukaszewski 等^[9]比较了两种逆方法. 一种方法是以前开发的优化方法的逆问题, 并分析了它的主要特点. 另一种方法是基于正常方程的适用于非线性参数估计, 解决之前主要限制的方法. 这两种方法可显著提高液化天然气存储模型的预测准确性. 上述成果主要集中于对大型 LNG 运输船液货舱的研究, 对小型 LNG 加注船的货舱和燃料罐研究较少. 随着近些年双燃料主机和 LNG 加注船的增多, 小型 LNG 储罐的应用越来越多, 有必要对小型 LNG 储罐的蒸发率进行研究.

1 LNG 储罐温度场计算原理

1.1 热传导^[10]微分方程

单位时间通过 X 、 Y 和 Z 轴流入的热量为 $\lambda \frac{\partial^2 \theta}{\partial x^2} dx dy dz$, $\lambda \frac{\partial^2 \theta}{\partial y^2} dx dy dz$, $\lambda \frac{\partial^2 \theta}{\partial z^2} dx dy dz$. 假设物体内有热源, 单位时间单位体积释放热量为 w , $dx dy dz$ 物体内部释放热量为 $w dx dy dz$, 物体在单位时间吸收热量为 $c\rho \frac{\partial \theta}{\partial t} dx dy dz dt$, 其中 c 为比热容, ρ 为密度, t 为时间. 依据热平衡原理, 物体温度升高吸收的热量由外面吸收的净热量和内部热源提供的热量两部分组成, 即

$$c\rho \frac{\partial \theta}{\partial t} dx dy dz = \lambda \left(\frac{\partial^2 \theta}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 \theta}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 \theta}{\partial z^2} \right) \times dx dy dz + w dx dy dz \quad (1)$$

当物体处于绝热状态:

$$\frac{\partial^2 \theta}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 \theta}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 \theta}{\partial z^2} = 0 \quad (2)$$

记绝热温度为 φ , 得到热传导微分方程:

$$\frac{\partial \varphi}{\partial t} = \frac{\partial \theta}{\partial t} - a \left(\frac{\partial^2 \theta}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 \theta}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 \theta}{\partial z^2} \right) \quad (3)$$

其中热传导系数 $a = \frac{\lambda}{c\rho}$.

当温度不随时间变化, 则 $\frac{\partial \varphi}{\partial t} = \frac{\partial \theta}{\partial t} = 0$, 可以称此状态为绝热状态, 而这种温度场称为稳定温度场.

1.2 热传导问题的初始条件和边界条件以及有限元温度场解法

热传导初始条件和边界条件:

$$-\lambda \frac{\partial \theta}{\partial \eta} = q(t) \quad (4)$$

$$\frac{\partial \theta}{\partial t} = a \left(\frac{\partial^2 \theta}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 \theta}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 \theta}{\partial z^2} \right) \quad (5)$$

当 $t=0$ 时, 有

$$\theta(x, y, z, t) |_{t=0} = \theta_0(x, y, z) \quad (6)$$

边界条件 1:

$$\theta(t) = q(t) \quad (7)$$

文中绝热层外壁温度为环境温度, 内壁温度为 LNG 罐体设计温度 -164°C .

边界条件 2:

$$\bar{\beta} = \frac{\beta}{\lambda} - \lambda \frac{\partial \theta}{\partial \eta} = q(t) \quad (8)$$

文中外界热量由绝热层传入罐内, $q(t) < 0$, 数值由绝热层表面积、厚度和分布均匀程度决定.

边界条件 3:

$$-\lambda \frac{\partial \theta}{\partial \eta} = \beta(\theta - \theta_1) \quad (9)$$

其中 θ_1 表示大气的温度. 文中散热系数 β 主要由绝热层边界的粗糙度、空气的导热系数、黏滞系数、流速和流向等因素决定, 数值由绝热层设计参数直接给出.

上述偏微分方程问题转化为下面泛函数的极值问题:

$$I(\theta) = \iiint_R \left\{ \frac{1}{2} \left[\left(\frac{\partial \theta}{\partial x} \right)^2 + \left(\frac{\partial \theta}{\partial y} \right)^2 + \left(\frac{\partial \theta}{\partial z} \right)^2 + \frac{1}{a} \frac{\partial \theta}{\partial \tau} \right] \right\} \times dx dy dz + \iint_c \bar{\beta} \left(\frac{1}{2} \theta^2 - \theta_a \theta \right) ds \quad (10)$$

其中 $\bar{\beta} = \beta/\lambda$, R 为求解域的边界, θ_a 为热传导的温度. 使用有限元法求解上面的函数, 将求解域分成有限单元, 把函数在各个单元内进行积分:

$$I(\theta) = \sum I^e(\theta) \quad (11)$$

I^e 为单元内的积分值, 其公式为

$$I^e(\theta) = \iiint_{\Delta R} \left\{ \frac{1}{2} \left[\left(\frac{\partial \theta^e}{\partial x} \right)^2 + \left(\frac{\partial \theta^e}{\partial y} \right)^2 + \left(\frac{\partial \theta^e}{\partial z} \right)^2 + \frac{1}{a} \frac{\partial \theta^e}{\partial \tau} \theta^e \right] \right\} dx dy dz + \iint_{\Delta c} \bar{\beta} \left(\frac{1}{2} \theta^e{}^2 - \theta_a \theta^e \right) ds \quad (12)$$

式(12)中的 ΔR 为单元 e 所包括的区域, Δc 为表面 c 上的面积, 由式(12)微分得

$$\frac{\partial I^e}{\partial \theta_i} = \iiint_{\Delta R} \left[\frac{\partial \theta^e}{\partial x} \frac{\partial}{\partial \theta_i} \left(\frac{\partial \theta^e}{\partial x} \right) + \frac{\partial \theta^e}{\partial y} \frac{\partial}{\partial \theta_i} \left(\frac{\partial \theta^e}{\partial y} \right) + \frac{\partial \theta^e}{\partial z} \frac{\partial}{\partial \theta_i} \left(\frac{\partial \theta^e}{\partial z} \right) + \frac{1}{a} \frac{\partial \theta^e}{\partial \tau} \frac{\partial \theta^e}{\partial \theta_i} \right] dx dy dz + \iint_{\Delta c} \bar{\beta} \left(\theta^e \frac{\partial \theta^e}{\partial \theta_i} - \theta_a \frac{\partial \theta^e}{\partial \theta_i} \right) ds \quad (13)$$

从泛函数的极值条件可得

$$\frac{\partial I}{\partial \theta_i} = \sum_c \frac{\partial I^c}{\partial \theta_i} = 0 \quad (14)$$

代入式(13)可得各节点的温度. 由式(11)可得储罐温度场.

2 LNG 储罐参数及温度场参数化

2.1 LNG 储罐结构设计参数和计算参数

大连理工大学在国内首次采用国产 9 镍钢和焊接工艺技术, 研制了 1.5 m³ LNG C 型试验罐体, 并通过中国船级社的产品检验^[1]. 表 1 给出 1.5 m³ LNG 储罐结构形式和尺寸.

表 1 1.5 m³ LNG 储罐结构参数

Tab. 1 1.5 m³ LNG storage tank structure parameters

项目	参量
存储方式	全冷式
筒体形式	单圆筒
封头形式	标准椭圆形
直径	1.00 m
筒体长度	1.58 m
椭圆封头深度	0.25 m
储罐总容积	1.5 m ³
设计温度	-164 ℃
储罐材料	9Ni 钢
绝缘层材料	硬质聚氨酯泡沫
设计蒸汽压力	1.2 MPa

将 1.5 m³ LNG 储罐结构简化, 建立数值模拟模型. 表 2 给出 1.5 m³ LNG 储罐计算参数.

表 2 1.5 m³ LNG 储罐计算参数

Tab. 2 1.5 m³ LNG storage tank calculation parameters

参数	单位	数值
试验环境温度	℃	20
绝缘层外表面温度	℃	5
LNG 温度	℃	-164
绝缘层热传导系数	W/(m·K)	0.02
垫木热传导系数	W/(m·K)	0.20
绝缘层厚度	mm	200, 300, 400

2.2 温度场参数化

温度场参数化^[12]是温度场模型加入影响因素的约束关系, 并将能控制温度场特征的数据提取出来作为参数, 允许通过人机交互的方式修改这些参数, 通过计算平台的参数化机制维护设定的影响元素之间的约束关系, 从而实现整个温度场模型的关联的一种方法. 经过分析, 温度场由罐体参数约束, 是罐体直径、长度、壁厚、绝热层函

数、垫木函数、管路函数的函数, $\theta = \theta(D_w, L_w, p_w, I(\rho, \chi, \zeta, p_i), S(B, L_t, p_t, d), P(D_p, p_p))$. 其中, D_w, L_w, p_w 分别是罐体直径、长度、壁厚; $I(\rho, \chi, \zeta, p_i)$ 是绝热层函数, 是绝热层材料性质 ρ 、绝热层不均匀系数 χ 、绝热层接缝系数 ζ 、绝热层厚度 p_i 的函数; $S(B, L_t, p_t, d)$ 是垫木函数, 是垫木宽度 B 、长度 L_t 、厚度 p_t 、间距 d 的函数; $P(D_p, p_p)$ 是管路函数, 是管路直径 D_p 、壁厚 p_p 的函数. 温度场函数作为温度场的约束关系, 从参数类别和数值上约束温度场.

3 LNG 储罐蒸发率数值模拟及影响因素分析

3.1 LNG 储罐蒸发率数值模拟计算原理

LNG 储罐自然蒸发率计算, 其实质为 LNG 储罐温度场漏热量的计算. 漏热量与蒸发率之间的关系如下式所示:

$$R = \frac{Q \times 24 \times 3600}{\gamma V \rho} \times 100\% \quad (15)$$

式中: Q 为进入 LNG 储罐总热量, W ; γ 为 LNG 汽化热, 5.11×10^5 J/kg; V 为液货舱容积, m³; ρ 为 LNG 密度, kg/m³.

由漏热量与蒸发率之间的关系可知, 计算 LNG 储罐漏热量是准确计算蒸发率的基础和关键.

C 型 LNG 储罐自然蒸发计算采用工程常用的稳态温度场模型, 将环境辐射进罐体内的热量均用于 LNG 蒸发, 初始假定 C 型 LNG 储罐内所有介质温度都相等, 环境热辐射作为 LNG 蒸发唯一热源. 边界及荷载设置为: 绝热层内壁温度为罐体设计温度 -164 ℃, 外壁温度为环境温度 5~45 ℃, 网格尺寸为 0.1 m. 数值模拟从外壁到内壁的热流量, 即罐体漏热量, 计算 1.5 m³ 独立 C 型 LNG 储罐蒸发率.

影响 LNG 储罐蒸发率的因素很多, 如罐壁漏热、垫木漏热、管路漏热、绝热层接缝漏热、绝热层不均匀等. 但罐壁漏热、垫木漏热和管路漏热为主要漏热因素. 针对这 3 种主要漏热因素, 利用参数化建模, 计算不同参数储罐蒸发率, 对罐壁、垫木和管路对蒸发率的影响进行统计分析. 参数化建模信息如图 1 所示.

3.2 罐壁对蒸发率的影响

改变绝热层厚度, 数值模拟光壁罐体蒸发率, 结果如图 2 所示.

由图 2 可得:

(1)绝热层厚度增大,LNG 储罐蒸发率减小. 环境温度为 5~45 °C,400、300、200 mm 绝热层, 蒸发率分别为 1.958 5%~2.422 1%、2.376 3%~2.938 7%、3.208 1%~3.967 4%.

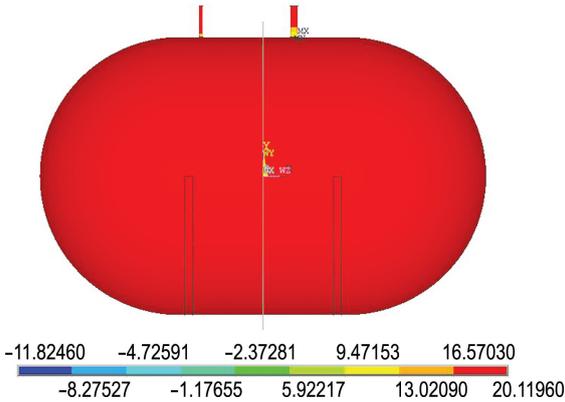


图 1 1.5 m³ C 型 LNG 储罐参数化模型

Fig. 1 Parameter model of 1.5 m³ C-type LNG storage tank

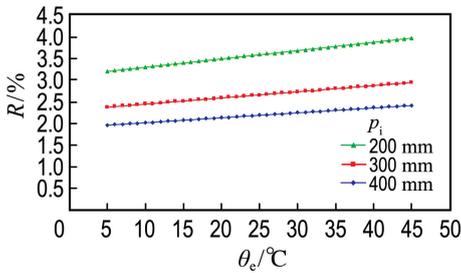


图 2 光壁罐体不同绝热层厚度蒸发率

Fig. 2 Evaporation rate of bare tank with different thickness of heat insulating layer

(2)LNG 储罐蒸发率随环境温度升高而增大,增大趋势近似为线性关系.400、300、200 mm 绝热层罐体蒸发率随环境温度变化线性系数分别为 0.011 6、0.014 1、0.019 0.

(3)绝热层厚度从 200 mm 增加到 300 mm, 和绝热层厚度从 300 mm 增加到 400 mm 对蒸发率的影响程度不同.绝热层厚度较小,增大绝热层厚度能有效减小蒸发率,且外界环境温度越高,效果越明显;绝热层厚度达到一定程度,增大绝热层厚度可以减小蒸发率,但减少程度比较小绝热层厚度时小,且外界环境温度对蒸发率的改变近似为线性.

3.3 垫木对蒸发率的影响

改变绝热层厚度,数值模拟考虑垫木漏热的罐体蒸发率,结果如图 3 所示.

由图 3 可得:

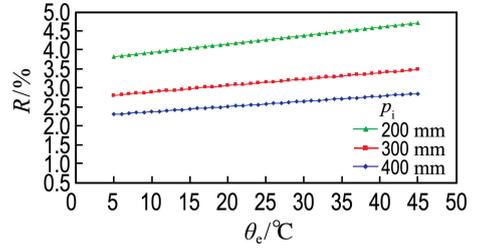


图 3 带垫木罐体不同绝热层厚度蒸发率

Fig. 3 Evaporation rate of tank with sole timber under different thickness of heat insulating layer

(1)绝热层厚度减小,LNG 储罐蒸发率增大,且绝热层厚度减小幅度与蒸发率增加幅度不是线性关系.

(2)环境温度升高,LNG 储罐蒸发率增大,且环境温度升高与蒸发率增大程度近似是线性关系,但线性系数随绝热层厚度的不同而不同.400、300、200 mm 绝热层罐体蒸发率随环境温度变化线性系数分别为 0.013 7、0.016 7、0.022 7.绝热层厚度越小,线性系数越大,保温性能越差.

垫木的位置和大小会对罐体蒸发率产生影响. 本文通过改变垫木间距和宽度,计算罐体蒸发率.

3.3.1 绝热层厚度 400 mm,改变 LNG 储罐垫木间距,计算罐体蒸发率 垫木宽度 0.05 m,垫木间距为两垫木中心距离,不同垫木间距下蒸发率结果如图 4 所示.不同环境温度下蒸发率结果如图 5 所示.

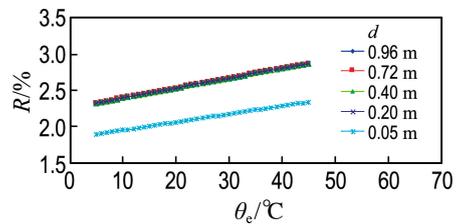


图 4 不同垫木间距的罐体蒸发率

Fig. 4 Evaporation rate of tank with changing distance between two sole timbers

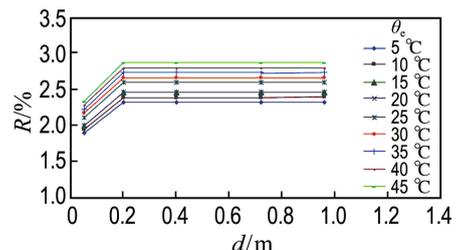


图 5 不同环境温度的罐体蒸发率

Fig. 5 Evaporation rate of tank with changing environmental temperature

由图 4、5 可得:

(1) 当垫木间距不等于垫木宽度时, 垫木间距对蒸发率的影响小于 0.05%。当垫木间距接近垫木宽度时, 蒸发率才有较大幅度的减小。

(2) 垫木温度场影响蒸发率, 垫木在大部分相对位置时, 两块垫木温度场之间没有相互影响。只有两块垫木非常接近, 温度场的叠加效应使得漏热减少, 并在两块垫木相互并靠时漏热量达到最小。温度场叠加效应开始显现时两块垫木间距很小, 此间距不满足工程实际需求。在工程设计中确定的垫木间距一般相距较远, 此时不会产生垫木温度场的叠加效应, 可按两块垫木漏热处理。

3.3.2 绝热层厚度 400 mm, 改变 LNG 储罐垫木宽度, 计算罐体蒸发率 保持垫木间距 0.96 m 不变, 蒸发率结果如图 6 所示。

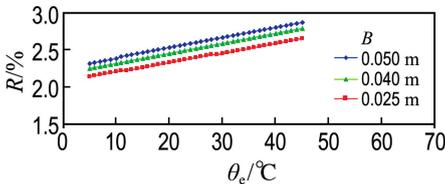


图 6 不同垫木宽度的罐体蒸发率
Fig. 6 Evaporation rate of tank with changing width of sole timber

由图 6 可得:

(1) 垫木宽度减小, 蒸发率减小。这是因为垫木宽度减小, 漏热量减小, 蒸发率减小。

(2) 垫木宽度减小, 对蒸发率的影响是线性的。可认为宽度减小对温度场的影响是线性的, 对垫木宽度温度场进行简化时可以线性考虑垫木宽度对蒸发率的影响。

(3) 垫木宽度变化对罐体蒸发率影响不大, 宽度减小一半, 蒸发率变化小于 0.5%。

3.4 罐体管路对蒸发率的影响

考虑罐体管路对蒸发率的影响。由垫木间距对蒸发率的影响可知, 管路间距对蒸发率影响甚微, 可不考虑。

分别在 400、300、200 mm 绝热层厚度下, 通过光壁罐体蒸发率、带垫木的罐体蒸发率和带垫木以及管路的罐体蒸发率数值模拟结果, 比较罐壁漏热、垫木漏热和管路漏热对整个罐体蒸发率的影响, 结果如图 7~12 所示。

从图 7~12 可得罐壁、垫木和管路漏热对整个罐体蒸发率的影响, 各因素贡献百分比如图

13~15 所示。

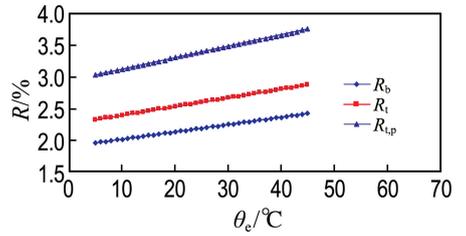


图 7 400 mm 绝热层厚度下考虑不同漏热因素蒸发率

Fig. 7 Evaporation rate with considering different heat leakage factors under 400 mm thickness of heat insulating layer

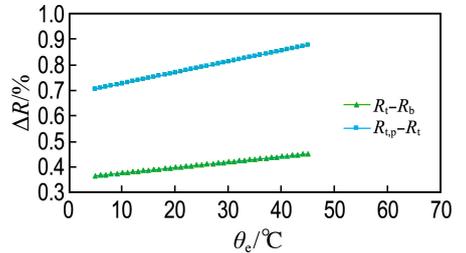


图 8 400 mm 绝热层厚度下垫木和管路引起的蒸发率

Fig. 8 Evaporation rate caused by piping and sole timber factors under 400 mm thickness of heat insulating layer

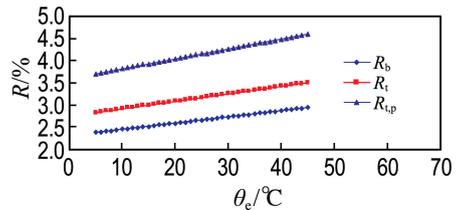


图 9 300 mm 绝热层厚度下考虑不同漏热因素蒸发率

Fig. 9 Evaporation rate with considering different heat leakage factors under 300 mm thickness of heat insulating layer

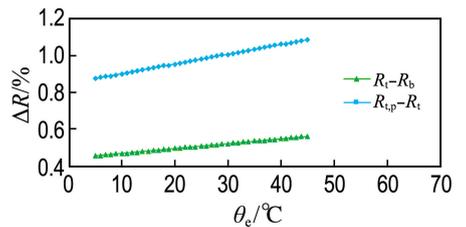


图 10 300 mm 绝热层厚度下垫木和管路引起的蒸发率

Fig. 10 Evaporation rate caused by piping and sole timber factors under 300 mm thickness of heat insulating layer

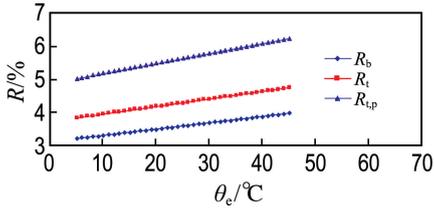


图 11 200 mm 绝热层厚度下考虑不同漏热因素蒸发率

Fig. 11 Evaporation rate with considering different heat leakage factors under 200 mm thickness of heat insulating layer

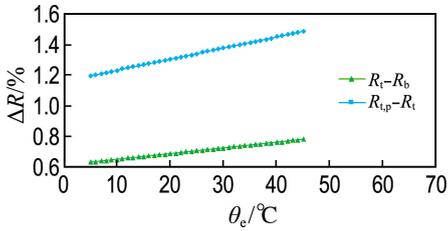


图 12 200 mm 绝热层厚度下垫木和管路引起的蒸发率

Fig. 12 Evaporation rate caused by piping and sole timber factors under 200 mm thickness of heat insulating layer

不同绝热层厚度下罐壁、垫木和管路漏热占整个蒸发率百分比见图 16~18,可以看出:

(1) 绝热层厚度减小,罐壁漏热占整个蒸发率的百分比减少,垫木和管路漏热占整个蒸发率的百分比增加.从绝对值看,绝热层厚度对罐壁漏热、垫木漏热和管路漏热占整个蒸发率的百分比影响很微小.各漏热因素对整个蒸发率的贡献近似保持稳定.

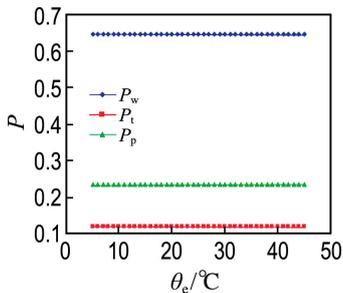


图 13 400 mm 绝热层厚度下罐壁、垫木和管路对蒸发率的影响

Fig. 13 Effect of hull, sole timber and piping on evaporation rate under 400 mm thickness of heat insulating layer

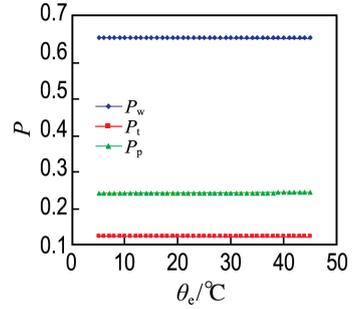


图 14 300 mm 绝热层厚度下罐壁、垫木和管路对蒸发率的影响

Fig. 14 Effect of hull, sole timber and piping on evaporation rate under 300 mm thickness of heat insulating layer

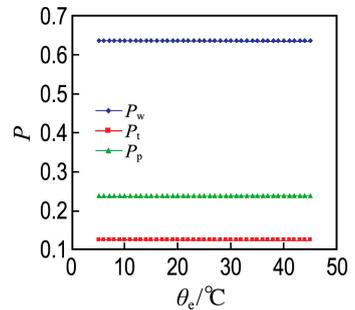


图 15 200 mm 绝热层厚度下罐壁、垫木和管路对蒸发率的影响

Fig. 15 Effect of hull, sole timber and piping on evaporation rate under 200 mm thickness of heat insulating layer

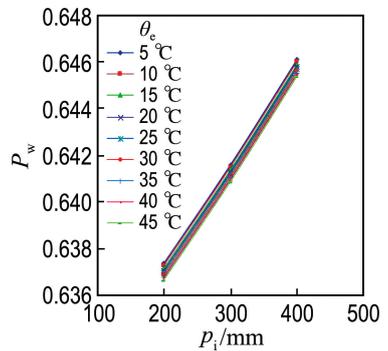


图 16 不同绝热层厚度下罐壁对蒸发率的影响

Fig. 16 Effect of hull on evaporation rate under different thickness of heat insulating layer

(2) 罐壁漏热、垫木漏热、管路漏热分别占整个蒸发率的 64%~65%、12%~13%、23%~24%. 环境温度升高,罐壁漏热和垫木漏热占整个蒸发率的百分比有些许减少,且减少幅度很小;管路漏热占整个蒸发率的百分比有所增加,管路漏热对环境温度的变化较敏感.罐壁漏热对整个蒸

发率的贡献最大,在罐体设计时,需注意此漏热因素对蒸发率的影响。

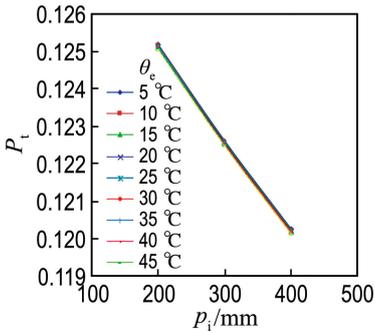


图 17 不同绝热层厚度下垫木对蒸发率的影响

Fig. 17 Effect of sole timber on evaporation rate under different thickness of heat insulating layer

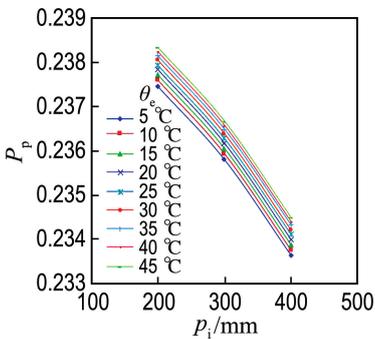


图 18 不同绝热层厚度下管路对蒸发率的影响

Fig. 18 Effect of piping on evaporation rate under different thickness of heat insulating layer

(3)从罐体设计角度来讲,可以从各漏热因素对于整个罐体的蒸发率的贡献入手,细化对蒸发率贡献较大的漏热因素的设计,从而更有效地减少漏热,减小蒸发率。

3.5 管路壁厚和直径对蒸发率的影响

考虑罐体管路壁厚和直径对蒸发率的影响,管路壁厚和直径改变了与外界环境的接触面积,对罐体内外的热交换产生影响。

在 400 mm 绝热层厚度条件下,管路壁厚增大 2、4、6 mm,管路直径增大 5、10、15 mm,计算罐体蒸发率,与原管路壁厚和直径的罐体蒸发率进行对比,比较管路壁厚和直径的改变对整个罐体蒸发率的影响,结果如图 19、20 所示。由于结果相似,不列出 300、200 mm 绝热层厚度的蒸发率结果。

从图 19、20 可以看出:

(1)管路壁厚和直径的增加使罐体的蒸发率增大,增大幅度近似于线性,且随着绝热层厚度减

小,蒸发率起始点增大。

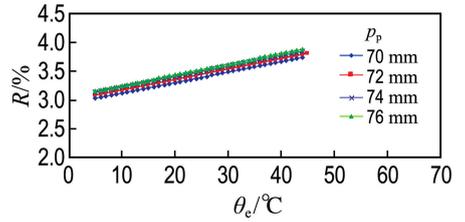


图 19 400 mm 绝热层厚度下不同管路壁厚罐体蒸发率

Fig. 19 Evaporation rate of tank under 400 mm thickness of heat insulating layer with changing thickness of pipe wall

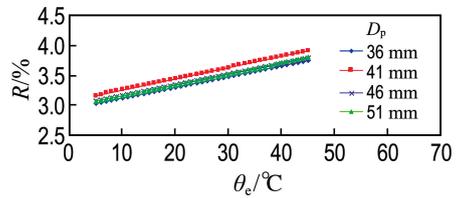


图 20 400 mm 绝热层厚度下不同管路直径罐体蒸发率

Fig. 20 Evaporation rate of tank under 400 mm thickness of heat insulating layer with changing diameter of piping

(2)相同绝热层厚度,管路壁厚的增加使蒸发率变化程度小于 4.5%,对应壁厚增加了 6 mm;相同绝热层厚度,管路直径的增加使蒸发率变化程度小于 4.5%,对应直径增加了 15 mm,壁厚和直径的改变对蒸发率的影响较小。管路壁厚和直径对整体蒸发率的贡献不大,储罐设计时可不优先考虑此漏热因素。

4 LNG 储罐蒸发率回归公式及简化算法

根据参数化建模结果,对 200~400 mm 绝热层罐体蒸发率(R_e ,%)与环境温度(θ_e ,°C)之间的关系进行统计回归。

400、300、200 mm 绝热层厚度 LNG 储罐蒸发率回归公式分别为

$$R_{400} = 0.018 \theta_e + 2.941 \quad (16)$$

$$R_{300} = 0.022 \theta_e + 3.593 \quad (17)$$

$$R_{200} = 0.030 \theta_e + 4.883 \quad (18)$$

该回归公式以统计的形式表征了蒸发率与环境温度是线性关系,漏热因素以斜率和截距的形式表征,即初始漏热量和单位增加量影响蒸发率

的具体数值. 参考上文漏热因素对蒸发率影响规律以及数据统计结果的回归公式, 根据圆球和直筒等规则形状物体的热交换模型, 提出一种简化的考虑罐体罐壁漏热、垫木漏热、管路漏热、绝热层接缝漏热、绝热层不均匀等复杂的漏热因素耦合作用的 LNG 储罐蒸发率算法. 通过参数化建模数值模拟, 回归出漏热因素对蒸发率的影响系数范围. 简化的漏热量 Q 计算公式为

$$Q = \left(\frac{\lambda_i}{r} \frac{\theta_{m1} - \theta_{m2}}{\ln r_2/r_1} A_1 \zeta + \frac{4\pi(\theta_{m1} - \theta_{m2})}{\sum \frac{1}{\lambda_i} \left(\frac{1}{r_i} - \frac{1}{r_{i+1}} \right) + \frac{1}{r_2^2 \alpha_2}} A_2 \zeta + \frac{\lambda_i (\theta_{m1} - \theta_{m2})}{\delta} A_3 \sigma + \frac{\lambda_i (\theta_{m1} - \theta_{m2})}{\delta} A_4 \right) \chi \quad (19)$$

式中: A_1 为圆筒壁面积; A_2 为球形封头面积; A_3 为圆筒壁上管系投影简化面积; A_4 为鞍座与保温层基础面积; ζ 为绝热层接缝系数, 取值范围 1.01~1.20; σ 为温度场面积增强系数, 一般取 120%; χ 为绝热层不均匀系数, 根据绝热层不均匀程度取值 1.01~1.50; λ_i 为材料的导热系数; r 为罐体半径, r_i 为热交换材料内表层半径, r_{i+1} 为热交换材料外表层半径; θ_{m1} 为热交换材料外表层温度, θ_{m2} 为热交换材料内表层温度; δ 为热交换材料厚度; α_2 为空气热对流系数; r_1 为保温层内表层半径; r_2 为保温层外表层半径.

求得漏热量后, 由漏热量 Q 与蒸发率 R 之间的关系式(15)可求得 LNG 储罐蒸发率. 有限元数值模拟和简化算法计算漏热量结果对比如图 21 所示.

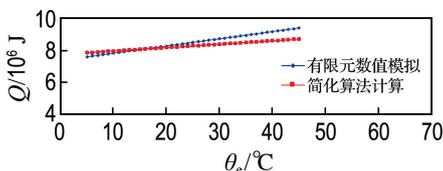


图 21 400 mm 绝热层厚度有限元数值模拟和简化算法计算漏热量

Fig. 21 Heat leakage amount under 400 mm thickness of heat insulating layer calculated by finite element simulation and simplified algorithm

与有限元数值模拟结果进行对比, 简化算法误差在 8% 以内. 认为此简化算法可以较准确预报独立 C 型 LNG 储罐蒸发率, 可快速准确地支持罐体总体设计以及罐体液货系统的匹配.

5 结 论

(1) 储罐蒸发率随着外界环境温度的升高而增大, 增大幅度近似为线性. 200~400 mm 绝热层厚度罐体的蒸发率随环境温度变化线性系数为 0.018 0~0.030 0.

(2) 绝热层厚度对于罐壁漏热、垫木漏热和管路漏热占整个蒸发率的百分比影响很微小, 各漏热因素对于整个蒸发率的贡献近似保持稳定.

(3) 罐壁漏热占整个蒸发率的 64%~65%, 垫木漏热占整个蒸发率的 12%~13%, 管路漏热占整个蒸发率的 23%~24%. 随着环境温度的升高, 罐壁漏热和垫木漏热占整个蒸发率的百分比有些许减少, 管路漏热占整个蒸发率的百分比有所增加. 罐壁漏热对整个蒸发率的贡献最大, 罐体设计时, 需注意此漏热因素对蒸发率的影响.

(4) 垫木间相对位置和垫木宽度对蒸发率影响较小. 管路壁厚和直径对蒸发率影响较小.

(5) 从罐体设计角度来讲, 可以从各漏热因素对于整个罐体的蒸发率的贡献入手, 细化对蒸发率贡献较大的漏热因素的设计, 从而更有效地减少漏热, 减小蒸发率.

参 考 文 献:

- [1] LIN Yan, YU Yanyun, GUAN Guan. Research on energy efficiency design index for sea-going LNG carriers [J]. *Journal of Marine Science and Application*, 2014, 13(4):430-436.
- [2] 丁 玲. 中小型 LNG 船 C 型独立液罐设计关键技术研究[D]. 大连: 大连理工大学, 2009. DING Ling. Design technology research on separated C-type liquefied tank of the small and medium LNG carriers [D]. Dalian: Dalian University of Technology, 2009. (in Chinese)
- [3] 刘文华, 陆 晟. 中小型 LNG 船 C 型独立液货舱蒸发率计算[J]. *船舶设计通讯*, 2012(1):25-28. LIU Wenhua, LU Sheng. Boil off rate of type C independent liquid cargo tank for small and medium-sized LNG carriers [J]. *Journal of Ship Design*, 2012(1):25-28. (in Chinese)
- [4] 章伟星, 周 昊, 蔡洙一, 等. 138 000 m³ LNG 运输船液货舱维护系统的温度场分析 [J]. *中国造船*, 2008, 49(1):77-83. ZHANG Weixing, ZHOU Hao, CAI Zhuyi, et al. The temperature field analysis for the tank insulation system of 138 000 m³ LNG carrier [J]. *Ship Building of China*, 2008, 49(1):77-83. (in Chinese)

- [5] 王武昌, 李玉星, 孙法峰, 等. 大型 LNG 储罐内压力及蒸发率的影响因素分析[J]. 天然气工业, 2010, **30**(7):87-92.
WANG Wuchang, LI Yuxing, SUN Fafeng, *et al.* Controlling factors of internal pressure and evaporation rate in a huge LNG storage tank [J]. **Natural Gas Industry**, 2010, **30**(7): 87-92. (in Chinese)
- [6] 乔国发. 影响 LNG 储存容器蒸发率因素的研究[D]. 青岛: 中国石油大学(华东), 2007.
QIAO Guofa. The study on the influential factors of evaporation rate of the liquefied natural gas tank [D]. Qingdao: China University of Petroleum (East China), 2007. (in Chinese)
- [7] 朱学熹. 大型 LNG 储罐漏热分析及模拟研究[D]. 成都: 西南石油大学, 2012.
ZHU Xuexi. Large LNG tank heat leakage analysis and numerical study [D]. Chengdu: Southwest Petroleum University, 2012. (in Chinese)
- [8] DIMOPOULOS G G, FRANGOPOULOS C A. A dynamic model for liquefied natural gas evaporation during marine transportation [J]. **International Journal of Thermodynamics**, 2008, **11**(3):123-131.
- [9] LUKASZEWSKI M W, ZIMMERMAN W B J, TENNANT M T, *et al.* Application of inverse methods based algorithms to liquefied natural gas (LNG) storage management [J]. **Chemical Engineering Research and Design**, 2013, **91**(3):457-463.
- [10] 陈罕, 周昆颖. 应用有限单元法计算瞬时温度场的基本原理[J]. 北京化工学院学报, 1987, **14**(2):63-72.
CHEN Han, ZHOU Kunying. The principle of solving the transient temperature problems by using the finite element method [J]. **Journal of Beijing Institute of Chemical Technology**, 1987, **14**(2): 63-72. (in Chinese)
- [11] 大连理工大学. 用于 LNG 加注船独立 C 型货舱的阻尼式阻荡舱壁: 201410003470.3 [P]. 2014-04-09.
Dalian University of Technology. Damping type oscillation prevention cabin wall for independent C-type cargo hold of LNG injection ship: 201410003470.3 [P]. 2014-04-09. (in Chinese)
- [12] 于雁云. 船舶与海洋平台三维参数化总体设计方法研究[D]. 大连: 大连理工大学, 2009.
YU Yanyun. Study on the method of ship and platform 3D parametric general design [D]. Dalian: Dalian University of Technology, 2009. (in Chinese)

Simplified algorithm of evaporation rate for 1.5 m³ independent and C-type LNG storage tank

WU Hao¹, LIN Yan^{*1,2}, YE Chao¹, ZHANG Zhikang¹, WANG Huijiao^{1,3}

- (1. School of Naval Architecture & Ocean Engineering, Dalian University of Technology, Dalian 116024, China;
2. State Key Laboratory of Structural Analysis for Industrial Equipment, Dalian University of Technology, Dalian 116024, China;
3. Xingang Maritime Safety Administration of the People's Republic of China, Tianjin 300211, China)

Abstract: Considering heat leakage factors of hull, sole timber, piping and heat insulating layer, a simplified numerical model for calculating evaporation rate of 1.5 m³ independent and C-type LNG storage tank is put forward. The independence of all heat leakage factors is proved, and the calculation system is established. The relationship between the evaporation rate and the environmental temperature is obtained by statistical regressive method, and a simplified calculation formula is proposed. The temperature field of tank is parameterized, and heat leakage factors are simplified and parameterized. Finite element method is used to numerically simulate temperature field of tank and obtain the value of heat leakage. The effects of hull, sole timber, piping and heat insulating layer on evaporation rate are compared. The calculation results show that temperature field of each heat leakage factor does not produce superposition effect in engineering design. Hull has a great effect on evaporation rate, but the effects of sole timber and piping are little. The results show that this algorithm can rapidly and effectively predict evaporation rate of 1.5 m³ independent and C-type LNG storage tank, and simplify modeling calculation process. It has a great practical value in the overall design phase of LNG storage tank.

Key words: LNG storage tank; heat leakage; evaporation rate; simplified algorithm; parameterization