

大型 LNG 储罐流体伴热系统浅析

曾贤文 陈思宇 (中海石油气电集团技术研发中心, 北京 100028)

摘要: 随着 LNG 储罐向大型化、地下式结构发展, 其罐底与土壤接触导致的低温漏热问题日益凸显。为保障储罐结构安全, 防止冻土影响, 伴热系统的设置尤为关键。本文提出以流体为介质的伴热方案, 重点以热水为例展开分析, 建立了基于坐地式储罐的换热模型, 设定罐底温度不低于 5°C , 并考虑极端环境条件进行热通量计算。分析表明, 流体伴热系统在具备余热资源的场景中具有较好的技术可行性与一定的经济性, 为 LNG 储罐的节能设计与安全运行提供了新思路。

关键词: LNG 储罐; 电伴热; 流体伴热

中图分类号: TE972

文献标识码: A

文章编号: 1674-5167 (2026) 011-0124-03

Analysis of fluid trace heating system for large LNG storage tanks

Zeng Xianwen, Chen Siyu (Technology R&D Center of CNOOC Gas & Power Group, Beijing 100028, China)

Abstract: With the trend toward larger-scale and underground configurations in LNG storage tanks, the issue of low-temperature heat leakage arising from the contact between the tank bottom and soil has become increasingly prominent. To ensure the structural safety of storage tanks and mitigate the impact of frozen soil, the implementation of a heat tracing system is of particular importance. This paper proposes a fluid-based heat tracing scheme, with a focus on hot water as a case study. A heat transfer model for above-ground storage tanks is established, where the tank bottom temperature is specified to be no less than 5°C , and heat flux calculations are performed under consideration of extreme environmental conditions. The analysis indicates that the fluid heat tracing system exhibits favorable technical feasibility and certain economic viability in scenarios where waste heat resources are available, thereby providing a novel approach for the energy-efficient design and safe operation of LNG storage tanks.

Keywords: LNG tank; electric trace heating; fluid trace heating

在土地匮乏, 生态环境日益严峻的今天, 液化天然气 (LNG) 储罐的发展, 已经走在大型化、隐形化的快速路上。由于架空式储罐罐区选址要求较为严苛, 为满足基岩较浅或基岩齐平地表的地区 LNG 储罐建设需求, 将考虑采用坐地式、半地下式、地下式储罐等罐型。

由于 LNG 储罐顶部保温材料的保温效果一般要优于罐底与罐壁的保温性能, 通常来说 LNG 储罐的热量损失主要集中于储罐底部, 同时在外罐内壁与承台的交界处也会存在明显的漏热现象^[1-3]。坐地式、半地下、地下式储罐因罐底或罐壁与土壤直接接触, 为防止低温对储罐基础影响威胁储罐安全, 因此需要考虑设置伴热系统补偿漏热^[4-5]。

当前 LNG 储罐伴热形式以采用电伴热系统为主^[6-7], 除电加热技术外, 本文提供多种流体加热方案, 可为实现不同罐区周边余热等资源的利用提供参考。工业应用可行的加热介质主要有热水、蒸汽及导热油, 流体换热管道主要为不锈钢管, 具体管道防护形式可根据具体流体介质性质选取。本文以某项目坐地式储罐为例, 以循环热水作为加热保温介质开展分析, 其他流体介质方案原理可同步参考, 涉及传热特性以具体介质为准。

1 换热原则

为防止低温 LNG 漏热造成冬季土壤冻结影响储罐结构基础, LNG 储罐罐底设计温度不得低于 5°C 。图 1 为换热模型示意图。此模型中冷流体 LNG 经储罐内罐、保冷层储罐外壁混凝土传导及对流传热; 热流体 (水) 介质经承台混凝土层、外罐保冷层、内罐向罐内传导及对流传热, 并通过承台混凝土层向土壤层传导及对流传热; 此外该热传递过程还存在向周围环境散热, 造成一定热损失。

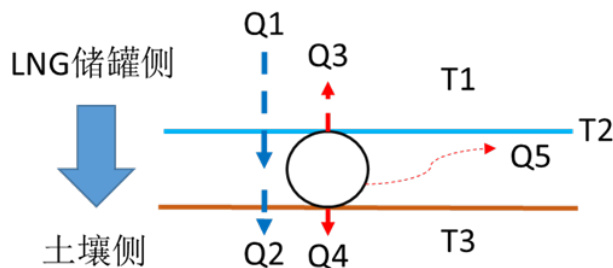


图 1 换热模型示意图

考虑设计计算的便利性, 对以上换热模型进行简化:

①考虑流体换热管道采用不锈钢材质且壁厚较小, 钢件热阻较保冷材料小, 计算中忽略换热管的影

响。

②不同环境温度下，散热量 Q_5 变化较大，考虑项目仅考虑冬季工况流体伴热需求，因此为安全起见，环境温度选取极端环境温度 -13.2°C ，作为散热计算基础。

③项目初始土壤温度假定均匀恒温，冬季土壤温度 T_3 以 5°C 计。

④考虑罐底布管可施工性，换热模型有效接触面积以 70% 底面积计。

⑤因流体介质热量传递为双向，LNG 漏冷也存在阶梯传递，等效传热过程为 LNG 向换热介质漏冷，换热介质向土壤传热的三层热传导结构。

⑥项目设计目的为防止冻土，假定 $Q_2=Q_4$ ，土壤温度在热传输过程保持不变，由换热介质热量补充 LNG 外部漏冷量。

⑦为避免罐内 LNG 非正常蒸发且不发生冻土，罐底界面温度 T_2 控制在 5°C 。

⑧假定在稳定伴热工况，热量处于平衡状态，加热介质同罐底接触面温度均匀稳定。

⑨绝热材料的热传导率取环境条件下的最高值。

2 换热模型参数

根据储罐总体结构对换热模型进行分解，分为中心区域、罐底环梁和罐底边缘三大部分。计算中采用的保冷材料及对应换热面积参数如表 1、表 2 所示。

表 1 保冷材料性能参数表

| | 材料 | 厚度 | | 导热系数 | | |
|----|------|---------------|-----------|-------|------------------------------------|-------|
| | | 符号 | m | 符号 | $\text{W}/(\text{m}\cdot\text{k})$ | |
| 底部 | 中心区域 | 混凝土承台 | t_{b1} | 1.2 | λ_{b1} | 2.3 |
| | | 混凝土找平层 | t_{b2} | 0.09 | λ_{b2} | 2.3 |
| | | 泡沫玻璃砖 HLB800 | t_{b3} | 0.25 | λ_{b3} | 0.04 |
| | | 泡沫玻璃砖 HLB800 | t_{b4} | 0.3 | λ_{b4} | 0.04 |
| | | 干砂 | t_{b5} | 0.254 | λ_{b5} | 0.543 |
| | | 沥青毡 | t_{b6} | 0.018 | λ_{b6} | 0.75 |
| | 罐底环梁 | 混凝土承台 | t_{bA1} | 1.4 | λ_{bA1} | 2.3 |
| | | 混凝土找平层及环梁 | t_{bA2} | 0.469 | λ_{bA2} | 2.3 |
| | | 泡沫玻璃砖 HLB2400 | t_{bA3} | 0.425 | λ_{bA3} | 0.055 |
| | | 沥青毡 | t_{bA5} | 0.015 | λ_{bA5} | 0.75 |
| | 罐底边缘 | 混凝土承台 | t_{bB1} | 1.4 | λ_{bB1} | 2.3 |
| | | 混凝土找平层 | t_{bB2} | 0.237 | λ_{bB2} | 2.3 |
| | | 泡沫玻璃砖 HLB2400 | t_{bB3} | 0.425 | λ_{bB3} | 0.055 |
| | | 泡沫玻璃砖 HLB800 | t_{bB4} | 0.125 | λ_{bB4} | 0.04 |
| | | 膨胀珍珠岩 | t_{bB6} | 0.107 | λ_{bB6} | 0.035 |
| | | 沥青毡 | t_{bB7} | 0.018 | λ_{bB7} | 0.75 |

表 2 各区域换热面积参数表

| 区域 | 面积 (m^2) |
|-------------------------|---------------------|
| 罐底中心区域 A_b | 5674.50 |
| 罐底 A 区域 (环梁) A_{bA} | 270.18 |
| 罐底 B 区域 (环形空间) A_{bB} | 137.44 |

罐底的热通量计算公式如下：

$$Q_{\text{底}} = Q_b + Q_{bA} + Q_{bB} = A_b \times \frac{T_a - T_{\text{LNG}}}{\sum \frac{t_i}{\lambda_i}} + A_{bA} \times \frac{T_a - T_{\text{LNG}}}{\sum \frac{t_j}{\lambda_j}} + A_{bB} \times \frac{T_a - T_{\text{LNG}}}{\sum \frac{t_k}{\lambda_k}} \quad (1)$$

其中：

$Q_{\text{底}}$ 表示罐底热通量，W；

Q_b 表示罐底中心区域的漏热速率，W；

Q_{bA} 表示罐底 A 区域的漏热速率，W；

Q_{bB} 表示罐底 B 区域的漏热速率，W；

A_b 表示罐底中心区域的换热面积， m^2 ；

A_{bA} 表示罐底 A 区域的换热面积， m^2 ；

A_{bB} 表示罐底 B 区域的换热面积， m^2 ；

T_a 表示罐底温度， $^\circ\text{C}$ ，取控制温度 5°C ；

T_{LNG} 表示 LNG 的温度， -165°C ；

λ 表示保冷层保冷材料的导热系数， $\text{W}/(\text{m}\cdot\text{k})$ ；

t 表示保冷层保冷材料的厚度，m；

i 为罐底中心位置各层保温材料；

j 为罐底 A 区域各层保温材料；

k 为罐底 B 区域各层保温材料。

通过式 (1) 计算，罐底总热通量为 72129.64W，具体如表 3 所示。

表 3 罐底各区域热通量

| 区域 | 总热阻 ($\text{m}^2\cdot\text{k}/\text{W}$) | 面积 (m^2) | 热通量 W | 总热通量 W |
|----------------|--|---------------------|----------|----------|
| 罐底中心区域 | 14.80 | 5674.50 | 65168.44 | 72129.64 |
| 罐底 A 区域 (环梁) | 8.56 | 270.18 | 5365.80 | |
| 罐底 B 区域 (环形空间) | 14.65 | 137.44 | 1595.39 | |

3 换热流体 (水) 流量计算

以 40°C 热水为例，计算所需加热流体流量。热流体涉及换热过程同上所述。

$$Q = A_h K_a \left(\frac{t_1 + t_2}{2} - T_a \right) = CM(t_1 - t_2) \quad (2)$$

$$Q_{\text{底}} = Q + Q_{\text{损}} \quad (3)$$

其中：

Q 表示此过程热通量，因处于热平衡状态，换热效率以 75% 计算；

A_h 表示换热管有效换热面积， m^2 ；

T_a 表示罐壁底平均温度， 5°C ；

t_1 表示流体入口温度，以 40°C 计；

t_2 表示流体出口温度, 取 10℃温差, t_2 取 30℃;

C 表示流体比热;

M 表示流体质量流率;

K_a 表示热流体对储罐的总传热系数, $W/(m^2 \cdot k)$, 可通过式(4)计算得到。

$$K_a = \frac{1}{\frac{1}{h_1} + R} \quad (4)$$

其中:

R 表示管道污垢热阻, 综合考虑水垢等对传热的影响, 锅炉用水为 $0.00026(m^2 \cdot k)/W$;

h 表示加热管最外层至储罐外部的表面传热系数。

根据管内受迫紊流换热关联式 Dittus-Boelter 公式:

$$Nu_f = 0.023 \times Re_f^{0.8} \times Pr_f^{0.3}$$

其中:

$$Nu \text{ 为努谢尔准数 } Nu_f = \frac{hd}{\lambda},$$

h 为加热管最外层至储罐外部的表面传热系数;

d 为管径;

$$Pr \text{ 为普朗特准数 } Pr_f = \frac{\mu c_p}{\lambda},$$

μ 为粗糙系数;

c_p 为定压比热;

$$Re \text{ 为雷诺数 } Re_f = \frac{\rho v d}{\mu},$$

ρ 为流体密度;

v 为运动粘度。

采用热水流体, 设计需设定初始流体压力特性及加热管径初值, 计算换热面积需求, 确定储罐罐底面积下是否可满足此加热管数量布置需求, 并根据此加热管条件估算管道压降与预设初始压力比对, 不断试算, 以选择对应流体温度下合适的加热管管径及数量, 满足项目加热需求。

4 换热流体(导热油)流量计算

若采用导热油加热, 则需采用如下换热系列公式计算, 其他迭代设计计算流程同水介质。

$$\alpha_1 = \varepsilon \frac{\lambda_i}{d} (Gr \cdot Pr)^n$$

$$Gr = \frac{d_0^3 \rho^2 g \beta \Delta t}{\mu^2}$$

$$Pr = \frac{v c_p}{\lambda}$$

其中:

ε 为对流系数;

Gr 为格拉晓夫数;

d_0 为管道内径;

g 为重力加速度;

β 为体积膨胀系数;

Δt 为温差。

5 结语

大型 LNG 储罐基础结构的选择基于地质条件、建设成本、技术难度等多种因素考虑^[8]。在基岩埋深较浅的区域, 若采用架空式储罐结构, 因桩基受力的下降, 将极大的增加桩数、桩径, 增大设计、建造难度。若采用半地下式储罐结构, 在做好伴热系统方案的前提下技术可行性更高。与此同时, 大型储罐电伴热系统(如恒温并联式电伴热的单罐成本约在 300 万元, 与架空式储罐所增加的桩基建设成本相比, 综合考虑也具有一定的经济优势。但同时也需注意, 电伴热系统单罐功率约为 300kW 左右, 年耗电量约 100 万 kW·h, 且每 5-8 年需进行维修检查, 因此半地下式储罐的年均运行维护费用将高于架空式结构。

参考文献:

- [1] 苏龙龙, 苏娟, 姜永胜, 等. 基于 ANSYS 的大型 LNG 储罐温度场研究 [J]. 辽宁化工, 2019, 48(12): 1195-1198.
- [2] 张洲. 大型 LNG 储罐超低温作用效应分析 [D]. 哈尔滨: 哈尔滨工业大学, 2015.
- [3] 曹学文, 彭文山, 王萍, 徐艳华, 张楠. 大型 LNG 储罐罐壁隔热层保冷性能及其优化 [J]. 油气储运, 2016, 35(04): 369-375.
- [4] 李广财. 大型 LNG 储罐罐壁隔热层保冷性能及其优化对策探究 [J]. 工程建设与设计, 2022(22): 75-77.
- [5] 尹付军, 胡翀, 刘慧勋, 王春. 大型落地式 LNG 储罐承台电伴热管施工技术 [J]. 石油工程建设, 2019, 45(03): 67-68+72.
- [6] 刘艳科, 杨光义, 乔梁, 赵昕. 大型 LNG 储罐承台电伴热设计总结 [J]. 炼油技术与工程, 2023, 53(04): 45-48+68.
- [7] 孟庆海, 赵广明. 地上 LNG 储罐选型及基础类型的选择 [J]. 石油化工设备技术, 2014, 35(04): 1-6.
- [8] 王伟, 聂庆科, 李宁, 刘晶晶, 张鹏, 翟自强. 液化天然气 (LNG) 储罐地基基础研究综述 [J]. 岩土工程技术, 2022, 36(02): 100-104.

作者简介:

曾贤文(1993-), 男, 汉族, 河南洛阳人, 硕士研究生, 工程师, 研究方向: LNG 接收站电气系统、LNG 冷能发电、燃气发电。