

文章编号: 1007-6735(2015)06-0540-06

DOI: 10.13255/j.cnki.jusst.2015.06.006

非均匀受热液化石油气储罐压力响应及 阀门动作模拟

管 屏¹, 单彦广², 江 伟², 曾晨岗²

(1. 上海第二工业大学 电子与电气工程学院, 上海 201209; 2. 上海理工大学 能源与动力工程学院, 上海 200093)

摘要: 建立了火灾环境下液化石油气储罐内压力响应及阀门动作过程的数学模型, 模拟了装载丙烷的水平圆柱形储罐在装料比为 41% 时非均匀受热环境下储罐内的压力变化及阀门动作过程, 预测了装料比为 41% 时储罐装料质量、阀门泄放率及壁面温度的变化规律. 将计算结果和实验结果进行了对比, 吻合良好. 结果表明, 阀门打开期间, 压力的上升及储罐壁经受高温是导致储罐爆炸的主要因素.

关键词: 液化石油气储罐; 压力响应; 阀门动作

中图分类号: TE 8 **文献标志码:** A

Prediction of Pressure and Relief Valve Response of Liquefied Petroleum Gas Tank Exposed to Non-uniform Fire Environment

GUAN Ping¹, SHAN Yanguang², JIANG Wei², ZENG Chengang²(1. School of Electronic and Electric Engineering, Shanghai Second Polytechnic University, Shanghai 201209, China;
2. School of Energy and Power Engineering, University of Shanghai for Science and Technology, Shanghai 200093, China)

Abstract: A mathematical model for simulating the pressure and relief valve response of a liquefied petroleum gas tank in fire environment was proposed. The model was used to predict the variation of the pressure, total tank mass relief mass flow rate, and wall temperature, in a horizontal cylindrical tank with 41% propane exposed to non-uniform heating. The calculation results agree well with the experimental results. The results show that the pressure increase during the process of opening the relief valve and the high temperature experienced by the wall are two main factors that lead to the rupture of the tank.

Key words: liquefied petroleum gas tank; pressure response; relief valve

收稿日期: 2014-10-09

基金项目: 上海市教委科研创新基金重点资助项目(13ZZ119)

第一作者: 管 屏(1958-), 男, 讲师. 研究方向: 热工能源、电子电气设备热分析、智能优化研究. E-mail: guanping@sspu.edu.cn

通信作者: 单彦广(1974-), 男, 教授. 研究方向: 两相流动与传热. E-mail: shan@usst.edu.cn

工业液化气储罐在机械、化学和热作用下失效导致的火灾爆炸是工业生产过程中常见的重大灾害事故之一^[1-2],其中,因热作用引发的工业液化气储罐火灾爆炸事故占此类事故一半以上,因此,研究液化气储罐的热响应规律及泄漏引起的火灾事故发生发展过程和危害结果,对于预防及控制储罐火灾爆炸事故具有重要意义.国内在储罐内热响应研究方面,淮秀兰等^[3-4]最早对液化石油气(LPG)储罐在池火和喷射火情况下的热响应进行了模型研究.此外,刑志祥等^[5]进行了喷射火焰下 LPG 储罐现场模拟,推导了 LPG 各组分的饱和蒸气压力与温度的关系式^[6].赵博等^[7]模拟了3种火焰环境下 LPG 储罐的热响应,分析了不同因素对立式 LPG 储罐热响应的影响^[8].弓燕舞等^[9-10]研究了热分层区对 LPG 储罐热响应及分层增压过程的影响.俞昌铭等^[11-13]根据已有实验数据和模型分析结果,讨论了储罐泄漏火灾及 BLEVE 爆炸机理.这些研究为分析液化气储罐火灾爆炸事故发机理,预防火灾及火灾发生后的危害管控提供了理论依据.

储罐处于火焰包围或承受局部强烈热冲击时,储罐内压力会迅速升高,在压力升至安全阀打开压力时,阀门打开释放出部分气液两相混合物,以缓解容器内不断升高的压力负荷.但是,通过安全阀释放的液化气在遇火点燃后,反过来加重了对储罐的热冲击,势必进一步增加容器的压力负荷.由于储罐内液面随阀门的打开和关闭而不断涨落,储罐壁经历着剧烈的温度变化,产生很大的热应力,同时,储罐材料在高温下软化,这些因素综合作用下很容易导致容器破裂甚至爆炸,诱发蒸气爆炸现象^[11-12].其中,储罐受热初期压力的变化和安全阀门的动作是决定后续结果的关键因素.根据文献调研,尚未见在火灾环境下针对 LPG 储罐安全阀特性分析储罐内压力及温度响应的文献.本文在分析储罐内外传热传质过程的基础上,针对储罐安全阀建立了物理数学模型,对阀门打开前后装有丙烷的水平圆柱形储罐在非均匀受热环境下的压力变化和阀门动作规律进行了数值模拟,预测了装料比为41%时储罐装料质量、阀门泄放率及壁面温度的变化过程,并与有关实验结果进行了对比,结果吻合良好.

1 储罐蒸气区传热传质模型

液化气储罐在火灾环境下的传热传质按区域可分为三部分:储罐内介质(丙烷)、外部火焰环境及将

两者分开的储罐壁和安全阀,如图1所示.其中,火焰与储罐之间的非均匀对流和辐射换热、储罐壁温度场计算以及储罐内液相区的传热传质过程可参见文献^[3-4,14].本文重点讨论储罐内蒸气区传热传质、压力响应以及阀门动作过程.

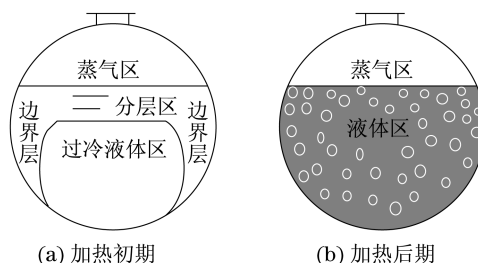


图1 加热初期和加热后期储罐内各区示意图

Fig.1 Schematic diagram of initial stage and later heating stage of the tank

蒸气区被与它接触的储罐壁和气液交界面所包围,通过阀门与外部环境相联系,其质量平衡关系为^[4]

$$\frac{dM_v}{dt} = \dot{E} - \dot{M} \quad (1)$$

能量平衡关系为

$$\frac{d(M_v H_v)}{dt} = Q_v + \dot{E} H_{vs} - \dot{M} H_v \quad (2)$$

式中: M_v 为蒸气区质量; H_v 为蒸气焓值; t 为时间; Q_v 为单位时间蒸气区直接从壁面通过对流换热获得的能量; $\dot{M}$ 为单位时间蒸气通过阀门的量,闭合阀门时, $\dot{M} = 0$; $\dot{E}$ 为单位时间液体蒸发量,其计算取决于液相区的传热传质过程; H_{vs} 为饱和蒸气焓值.

在加热初期阀门打开前,可认为液体区、分层区不存在气泡,则 $\dot{E}$ 可按下式计算:

$$\dot{E} = \frac{Q_{wl}}{H_{vs} - H_l} + \eta_1 \frac{Q_l}{H_{vs} - H_l} \quad (3)$$

即储罐内壁面通过辐射传递给气液交界面的热量 Q_{wl} 直接被用于液体蒸发,同时液体区从储罐壁获得的热量 Q_l 一部分(η_1 为比例系数)也用于液体蒸发. H_l 为液体的焓.

在阀门第一次打开以后,由于分层区产生大量气泡,蒸发量则按下式计算:

$$\dot{E} = u_b A (\eta \rho_v + 0.1 \eta \rho_l) \quad (4)$$

式中: u_b 为气泡逸出速度, $u_b = C \left[\frac{\gamma(\rho_l - \rho_v)}{\rho_v} \right]^{1/4}$; A 为气液交界面面积; η 为气隙率;0.1为半经验系数; ρ_v, ρ_l 分别为分层区液体和蒸气的密度; γ 为表

面张力; C 为常数.

加热后期的 $\dot{E}$ 计算式为

$$\dot{E} = \eta_2 \frac{M_1(H_1 - H_{ls})}{H_{vs} - H_1} \quad (5)$$

式中: M_1 为液体质量; H_{ls} 为饱和液体的焓; η_2 为可调节参数, 代表液体多于饱和态的焓用于液体蒸发的比率.

在以上计算中, 需要确定储罐内壁以自然对流方式传递到蒸气区的热量 Q_v 、通过辐射传递给气液交界面的热量 Q_{wl} 以及液体区和储罐壁的换热量 Q_l . 蒸气区内壁可以用垂直壁面与水平壁面(热壁面在上, 冷流体在下)两种形式来近似计算内壁各处的自然对流换热系数, 从而获得 Q_v . Q_l 则依据不同加热阶段壁面与液体区温差的大小, 利用大容器沸腾换热计算获得. Q_{wl} 的计算式为

$$Q_{wl} = \frac{\sigma(T_w^4 - T_{sat}^4)}{\frac{1 - \epsilon_w}{A_w \epsilon_w} + \frac{1}{A_w F_{w-1}} + \frac{1 - \epsilon_l}{A_l \epsilon_l}} \quad (6)$$

式中: T_w 为气相壁面的温度; T_{sat} 为液体自由表面温度; A_w, A_l 分别为气相壁面的面积和液体自由表面的面积; F_{w-1} 为角系数; ϵ_w, ϵ_l 分别为气相壁面和液体自由表面的发射率.

蒸气区内的温度 T_v 是规律分布的, 将蒸气区的平均温度看作是蒸气区质量中心处的温度, 假定在蒸气区内沿高度方向从气液交界面到容器顶部的温度呈线性分布. 已知气液交界面温度为 T_{sat} , 可求得容器顶部的温度

$$T_{top} = [T_{sat}(R - Y_c) - T_v(R - Y_i)] / (Y_i - Y_c) \quad (7)$$

式中: Y_i, Y_c 分别为液面高度和蒸气区质量中心高度(相对于圆心位置), Y_c 通过平面图形重心坐标公式确定; R 为圆半径.

2 阀门模型

安全阀门的开关取决于储罐内蒸气区的压力变化, 而储罐内蒸气区压力是由储罐内传热传质过程决定的. 为了同实验结果进行比较, 模型中使用了文献[15-16]中使用的两种阀门. 从建立数学模型的角度出发, 这两种阀门可简化为图2所示的模型. 流体实际流过阀门的有效面积

$$A_e = C_d A_{oe} \sqrt{\left(\frac{A_{oe}}{A_x}\right)^2 + 1} \quad (8)$$

式中: A_{oe} 为垂直方向的阀门流通面积; C_d 为流量系数; A_x 为流体沿圆周流经的截面积.

$$A_x = x_1 \pi D_s \quad (9)$$

式中: D_s 为阀门截面直径; x_1 为阀门弹簧的压缩距离, 它是随蒸气压力变化的.

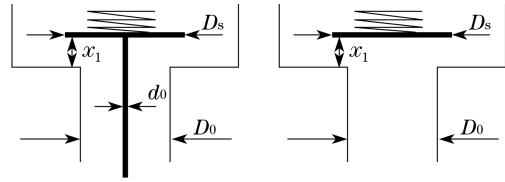


图2 实验储罐使用阀门简图

Fig.2 Schematic diagram of the valves

在实际计算中,

$$A_e = A_{emax} + \frac{dA_e}{dp}(p - p_{set1}) \quad (10)$$

$$A_{emax} = C_d A_{oe} \sqrt{\left(\frac{A_{oe}}{A_{xmax}}\right)^2 + 1}$$

式中: A_{xmax} 为对应弹簧最大压缩距离时的 A_x ; p 为储罐内压力.

$$\frac{dA_e}{dp} = \frac{dA_e}{dA_x} \frac{dA_x}{dp} \quad (11)$$

而 $\frac{dA_e}{dA_x}$ 可从式(8)求得, $\frac{dA_x}{dp}$ 可用下式计算:

$$\frac{dA_x}{dp} = \frac{A_s p_s}{K} \quad (12)$$

式中: K 为弹簧常数; A_s 为与 D_s 对应的面积(见图2); p_s 为压力.

$$p_{set1} = p_{set} C_1, p_{set2} = p_{set} C_2 \quad (13)$$

式中: p_{set} 为设定压力; p_{set1} 为实际开启压力; p_{set2} 为实际关闭压力; C_1 取为 1.1; C_2 取为 0.8.

当压力 $p > p_{set1}$ 时, 阀门打开; $p < p_{set2}$ 时, 阀门关闭.

流过阀门的流量

$$\dot{M} = A_e \left(\frac{2}{1+r}\right)^{\frac{1}{r-1}} \sqrt{\left(\frac{2}{1+r}\right) p \rho} \quad (14)$$

式中: ρ 为流出阀门流体的密度; r 为计算流体流过阀门的速度的修正系数.

需要指出的是, 若液面高度接近阀门, 当阀门打开时, 有可能把液体直接吸出阀门, 这个液面到阀门的临界距离 h_b 按下式计算:

$$\frac{h_b [g \rho_v (\rho_l - \rho_v)]^{0.2}}{W_{3b}^{0.4}} = k \quad (15)$$

式中: $k = \left(\frac{1}{2\pi^2}\right) = 0.688$; W_{3b} 为气相的流量, 阀门全开时用式(14)求得, 阀门全开时 $\dot{M} = W_{3b}$.

3 储罐压力模型

实际储罐内的压力分布是不均匀的,要考虑液相介质的质量.在实际计算储罐内压力时,假定压力是均匀分布的且等于蒸气区的压力.储罐蒸气区压力可通过修正后的理想气体状态方程获得^[4].

$$p = z\rho_v RT_v \quad (16)$$

式中: z 为气体压缩因子,其值取决于蒸气的压力和温度,高温时(大于等于 1 000 °C),气体接近理想气

体,可视 $z = 1$,一般情况下 $z < 1$; ρ_v 通过蒸气区传热传质分析获得.

4 模拟结果及实验对比

本文模拟了装料比为 41% 丙烷的水平圆柱形储罐在非均匀火焰加热下储罐内的压力变化及阀门动作过程,并与英国健康与安全署所做中型现场实验的结果进行对比.计算和实验条件如表 1 所示^[15].

表 1 英国健康与安全署现场实验参数

Tab.1 Parameters adopted in UK health and safety department field experiment

储罐内径/m	储罐长度/m	初始温度/°C	环境温度/°C	火焰最高温度/°C	壁面导热系数/ (W·m ⁻¹ ·K ⁻¹)	阀门设定打开压力/MPa
1.185 8	3.276	20	20	900	54.26	1.7
储罐外径/m	装载物	装料比/%	火焰最低温度/°C	壁面材料比热容/ (J·kg ⁻¹ ·°C ⁻¹)	壁面材料密度/ (kg·m ³)	阀门面积/m ²
2	丙烷	41	750	502.4	7 818	0.000 682 188

图 3 是装料比为 41% 的储罐内压力随时间的变化过程.模型预测的阀门第一次打开时间以及在阀门打开后储罐压力的下降过程与实验结果吻合良好.由图 3 中的压力变化曲线可以看出,由于外部火焰对储罐的持续加热,储罐内蒸气区温度不断升高(如图 4 所示).根据确定储罐内压力的方程(16)可知,此时储罐内压力近似线性地增加.除此之外,外部加热还使液相介质通过蒸发进入蒸气空间,导致压力持续升高.到达阀门设定的打开压力时(1.87 MPa)阀门打开,储罐内气液两相混合物经阀门向外喷出,导致蒸气区蒸气质量减少,部分液相介质在喷出阀门时迅速气化,吸收大量热量,所以,蒸气区温度也有所下降.相应地,储罐内压力下降.理论上,由于气液两相介质持续经阀门向外喷出,储罐内压力应持续下降,到达阀门关闭压力时阀门关闭.但从图 3 可以看出,储罐内压力并未下降到设定的关闭压力(1.36 MPa),即在阀门打开的情况下,储罐内压力在下降到 1.7 MPa 左右后重新开始上升,这主要是由两方面的原因导致的:一方面,阀门打开导致储罐内蒸气区压力迅速下降,使得气液界面处饱和状态的液相介质处于过热状态,迅速沸腾气化,产生大量蒸气进入蒸气区,而蒸气区通过阀门喷出的气体质量小于沸腾气化输送到蒸气区的气体质量,所以,导致压力在阀门打开的情况下由降转升;另一方面,液相区上部气液交界面处由于过热剧烈沸腾气化,会形成气液两相混合物,导致液面快速上

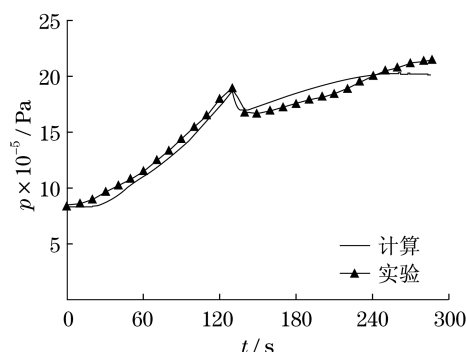


图 3 41% 储罐压力变化过程

Fig.3 Pressure variation process in the LPG tank with 41% loading

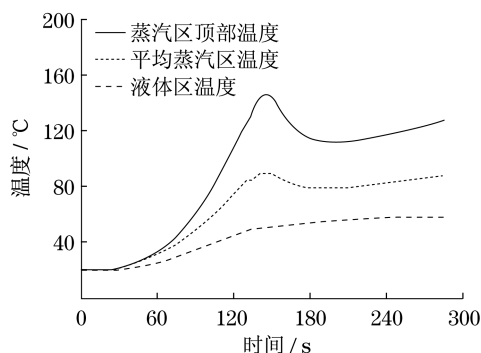


图 4 容器内介质温度变化

Fig.4 Variation of the media temperature in the tank

升,压缩储罐蒸气空间,使储罐内压力升高.在以上两个因素作用下,阀门打开引起的储罐内压力下降小于由于蒸气区气体质量增加和被压缩引起的压力

上升,从而导致储罐内压力止降反升.从图 3 可以看出,这种情况下储罐内压力甚至可以上升到超过安全阀设定的安全压力,因此,阀门打开情况下压力上升是外部火灾环境下引起储罐爆炸的重要原因之一.

图 5 是模型计算及实验所得非均匀受热储罐外壁面高温侧和低温侧不同位置的温度变化,图 5 中的数字为实验中储罐外壁各测点的位置.从阀门处开始(阀门处为 0°)按顺时针方向分布(图 1),分别为 $45^\circ, 90^\circ, 135^\circ, 225^\circ, 270^\circ, 315^\circ$,光滑实线为对应位置

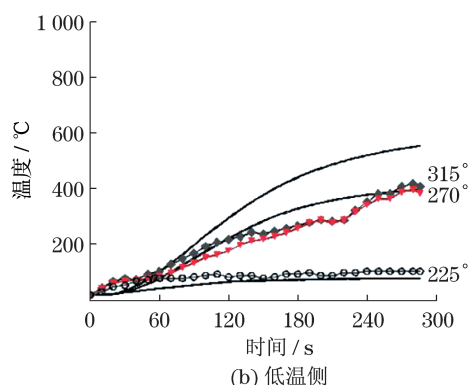
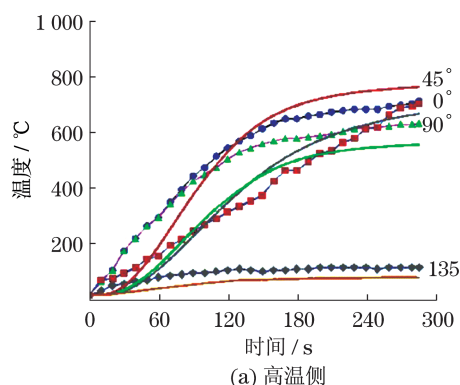


图 5 储罐高温侧与低温侧外壁不同位置温度变化

Fig.5 Wall temperature of the tank of high temperature side and low temperature side

计算结果.从图 5 中可以看出,暴露在蒸气空间的储罐壁温度($0^\circ, 45^\circ, 90^\circ, 270^\circ, 315^\circ$)显著高于被液相介质覆盖的储罐壁温度($135^\circ, 225^\circ$),这是由于液体和壁面之间的对流换热远大于蒸气和壁面之间的换热,即液相区覆盖储罐壁起到了冷却作用.从图 5 可知,实验和计算的蒸气区储罐壁最高温度都超过 700°C ,而制造储罐的材料当温度超过 400°C 时,其屈服强度会显著降低,因此,很容易导致蒸气区罐壁失效而引起储罐爆炸.

图 6 是储罐装料质量随时间的变化过程.从图 6 中可以看出,在加热初期,由于储罐内液相介质的蒸发,蒸气质量随着加热的进行不断增加.当阀门

第一次打开时(加热进行到 120 s 左右时),气液两相介质开始从阀门排放,储罐装载总质量持续下降,而蒸气质量刚开始有所下降,后来又开始回升,这主要是因为外部加热及阀门泄放导致储罐内压力下降,使得靠近液面的液体过热气化所致.对应于图 7 储罐阀门泄放率可以看出,在阀门打开时,阀门泄放率由零突变为对应情况下的阀门泄放率,并在后续加热过程中缓慢升高,这与图 3 中阀门打开后压力回升及图 6 中蒸气质量的变化是一致的.

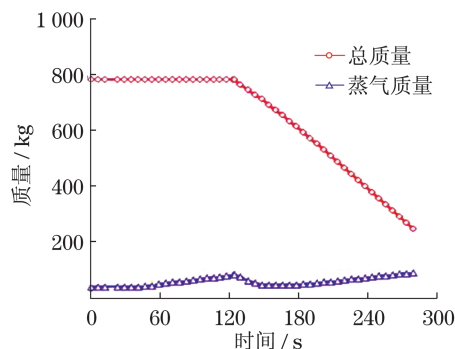


图 6 储罐装料质量变化

Fig.6 Variation of the vapor and tank mass

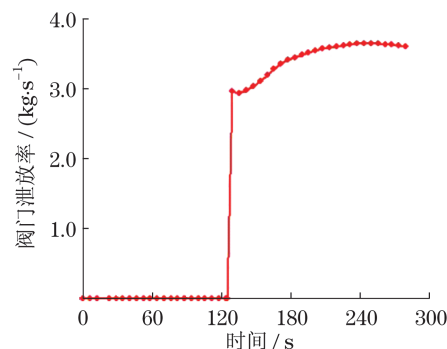


图 7 储罐阀门泄放率变化

Fig.7 Variation of the relief flow rate

5 结 论

对非均匀受热火灾环境下装料比为 41% 丙烷的水平圆柱形储罐内的压力响应及阀门动作进行了模拟,预测了储罐内装料质量、阀门泄放率及壁面温度变化过程.模型准确地模拟了储罐内的压力变化过程及安全阀打开时间,同时也较好地预测了储罐壁面温度、储罐装料质量及阀门泄放率的变化.计算结果表明,阀门打开期间,压力的上升及储罐壁经受高温是导致储罐爆炸的主要因素.模拟结果与实验结果吻合良好,所建模型可对 LPG 储罐安全阀设计

及储罐热防护提供理论参考。

参考文献:

- [1] 单彦广,俞昌铭.液化气在储存与运输过程中的事故分析及防治[J].劳动保护科学技术,1998,18(1):27-31.
- [2] 陈思凝,孙金华,王青松.液化石油气泄漏的危险性分析及其事故后果评价方法[J].中国工程科学,2005,7(9):61-64.
- [3] 淮秀兰,俞昌铭.盛有液化气的压力容器在高温环境下的热响应[J].油气储运,1993,12(4):18-22.
- [4] 单彦广,俞昌铭.喷射火焰环境下液化气容器的热响应[J].燃烧科学与技术,1999,5(4):375-379.
- [5] 邢志祥,赵晓芳,蒋军成.液化石油气储罐火灾模拟试验(二)——喷射火焰环境下[J].天然气工业,2006,26(1):132-133.
- [6] 朱常龙,蒋军成.LPG 饱和蒸汽压的估算及分析[J].石油与天然气化工,2010,39(3):186-188.
- [7] 赵博,毕明树.火灾环境下 LPG 储罐压力与温度响应的数值模拟[J].石油学报(石油加工),2012,28(3):512-516.
- [8] Bi M S, Ren J J, Zhao B, et al. Effect of fire engulfment on thermal response of LPG tanks[J]. Journal of Hazardous Materials, 2011, 192 (2): 874-879.
- [9] 弓燕舞,林文胜,顾安忠.分层对液化石油气储罐热响应的影响[J].工业加热,2002,31(5):14-16.
- [10] 弓燕舞,林文胜,顾安忠.液化石油气储罐分层增压过程研究[J].天然气工业,2004,24(1):86-88.
- [11] 俞昌铭,单彦广,肖金生,等.液化气储罐受热引爆机理分析[J].北京科技大学学报,2013,35(4):522-530.
- [12] 单彦广,俞昌铭.外焰加热条件下液化气储罐爆炸原因的定性分析[J].劳动保护科学技术,1998,18(6):40-42.
- [13] 单彦广,杨荣,李凌.火灾时 LPG 储罐内传热传质过程分析[J].工程热物理学报,2006,5(4):664-666.
- [14] 曾晨岗,单彦广.LPG 储罐泄漏喷射火灾过程模拟[J].上海理工大学学报,2015,37(5):473-478.
- [15] Robert T,Beckett H,Cooke G,et al. Jet fire impingement trial on a 85% full,unprotected,2 tonne propane tank [R]. Buxton;Safety Executive,1995.
- [16] Robert T,Beckett H,Cooke G,et al. Jet fire impingement trial on a 41% full,unprotected,2 tonne propane tank [R]. Buxton;Health and Safety Executive,1995.

(编辑:石 瑛)

(上接第 539 页)

- [2] 刘海刚.大型管壳式换热器管束动力特性分析及流体诱导振动研究[D].上海:上海理工大学,2012.
- [3] 全国压力容器标准化技术委员会. GB151 - 1999. 管壳式换热器[S].北京:中国标准出版社,2000.
- [4] 聂清德,连华英,侯增英.多跨管固有频率的计算[J].压力容器,1984(4):51-55.
- [5] 聂清德,谭蔚,吴皓.多跨 U 形管固有频率的计算[J].压力容器,2011(9):15-21.
- [6] 董洁.TEMA 管式换热器标准计算实例(一)(1978 年第 6 版)[J].化工设备与管道,1981(6):25-41.
- [7] 董洁.TEMA 管式换热器标准计算实例(二)[J].化工设备与管道,1982(1):42-64.
- [8] 苏文献,许伍.基于 ANSYS 压力容器不等厚过渡区的强度优化[J].上海理工大学学报,2014,36(1):81-85.
- [9] 苏文献,金玉龙,韩超.单塔风诱导振动破坏分析[J].上海理工大学学报,2013,35(4):391-396.
- [10] 杜宝江,丁鹏鹏,于亚君,等.基于有限元分析的机油泵卡死现象设计改进[J].上海理工大学学报,2015,37(3):269-273.
- [11] 程林.换热器内流体诱发振动[M].北京:科学技术出版社,1995.

(编辑:石 瑛)