

文章编号:0253-4339(2020)03-0134-06
doi:10.3969/j.issn.0253-4339.2020.03.134

防冻堵的船用绕管式 LNG 气化器设计

夏家辉¹ 段钟弟¹ 丁国良¹ 徐卫忠²

(1 上海交通大学制冷与低温工程研究所 上海 200240; 2 中国船舶重工集团公司第七一一研究所 上海 200090)

摘要 绕管式气化器具有高效紧凑、机械强度高的优点,可作为船载 LNG 气化设备使用,但需要合理设计气化器结构来避免水介质发生冻堵。本文设计了一种水加热型绕管式 LNG 气化器,在满足气化工艺要求的同时可防止气化器出现冻堵。首先提出了基于防冻堵的气化器结构设计思路:在保证管侧水温高于冰点和管侧出口水温分布均匀的前提下,设计绕管式气化器的关键结构参数;然后通过三维分布参数模型对气化器换热、压降性能以及防冻堵性能进行校核,并提出结构参数优化调整的方法。采用本文提出的设计方法,对一台已知设计参数的 LNG 气化器进行算例分析,优化调整后的绕管式换热器热负荷和压降能够满足设计要求,且管侧壁面温度最低温度为 7.32 °C,管侧出口平均温度为 31.42 °C,达到防冻堵的效果。

关键词 气化器;设计;防冻堵;绕管式换热器;液化天然气

中图分类号:TB61⁺1;TP391.9

文献标识码:

Design of Marine LNG Spiral Wound Water-bath Heat Exchanger with Freezing Blockage Prevention

Xia Jiahui¹ Duan Zhongdi¹ Ding Guoliang¹ Xu Weizhong²

(1. Institute of Refrigeration and Cryogenics, Shanghai Jiao Tong University, Shanghai, 200240, China; 2. Shanghai Marine Diesel Engine Research Institute, Shanghai, 200090, China)

Abstract Spiral wound heat exchangers are often used for LNG (liquefied natural gas) vaporization on ships because of the advantages of their high efficiency, compactness, and high mechanical strength. The structure of heat exchangers should be designed properly to prevent the problem of freezing blockage. This paper proposes a design to prevent the freezing blockage when meeting the process requirements. Firstly, the basic idea of designing an anti-freeze heat exchanger is to figure out the key parameters of heat exchangers under the condition that the temperature of water in the tubes is higher than freezing point and the outlet temperature on the tube side is evenly distributed. A 3D-distributed-parameter model is adopted to verify the heat transfer, pressure drop, and anti-freeze performance of the heat exchanger. Finally, the structure readjustment is developed. The proposed design method is used on a practical LNG spiral wound heat exchanger. The designed heat exchanger meets the requirements for preventing freezing blockage, and satisfies the requirements of heat transfer and pressure drop. The design results show that the minimum wall temperature on tube side is 7.32 °C, whereas the even outlet temperature on the tube side is 31.42 °C, which achieves the purpose of preventing freezing blockage.

Keywords vaporizer; design; freezing blockage prevention; spiral wound heat exchanger; liquefied natural gas

由于船舶油耗很高,许多国家在大力研发并推广应用液化天然气(liquefied natural gas, LNG)燃料动力船^[1-2]。船载 LNG 气化器连接 LNG 储罐与发动机,气化器的气化性能和安装位置均需满足以下要求:气化器应具有较高的气化率;船体空间复杂、有限,气化器安装时应尽可能靠近储气瓶^[3-4]。船载 LNG 气化器应具有高效、紧凑的特点。

现有的一些 LNG 气化器,如中间流体气化器和空浴式气化器,均不适用于船载 LNG 供气系统。中间流体气化器采用丙烷等低沸点物质作为中间介质

进行 LNG 气化,结构复杂,设备数量多,常用于浮式天然气储存与再气化装置(FSRU)^[5-6]。空浴式气化器是以空气作为热源的翅片管换热器,虽然结构简单,但受环境因素(如气温、风速)的影响大,传热效率低^[7-8]。这两类气化器不能满足船用气化器高效、紧凑的要求。水加热型气化器是一种高效、紧凑的气化器,结构简单、维护方便、占地面积小,使用船上发动机缸套水作为热源,无需额外的燃料消耗,可以大幅降低供气系统的能源消耗,节省成本^[9-10]。

水加热型气化器常采用绕管式结构,特殊的缠绕

管结构能消除温差应力,使换热器具有较高的机械强度^[11-12],但水加热型绕管式 LNG 气化器存在冻堵的问题^[13]。低温 LNG 使冷却水的温度迅速下降,在绕管式换热器的管侧壁面上逐渐出现冰层,堵塞换热器流路,甚至导致换热器失效。LNG 气化过程中,冻堵产生的主要原因是换热器内局部管壁温度低于 0℃,导致该处壁面出现冰层,且不断恶化。防冻堵的思路是确保换热器内绕管壁面温度均处于 0℃ 以上,且各层绕管内的流体与壳程流体均匀换热。因此需要根据已有的工艺参数,结合绕管式换热器管、壳侧的传热特性,合理设计绕管式换热器的结构尺寸。

本文提出一种防冻堵的船用绕管式 LNG 气化器的设计来满足船用 LNG 气化器高效、紧凑的要求,同时解决水加热型绕管式 LNG 气化器冻堵的问题。

1 技术路线

本文设计的防冻堵的船用绕管式 LNG 气化器的技术路线主要分为两个步骤:1) 防冻堵的初始结构参数设计;2) 换热器性能校核和结构优化,如图 1 所示。

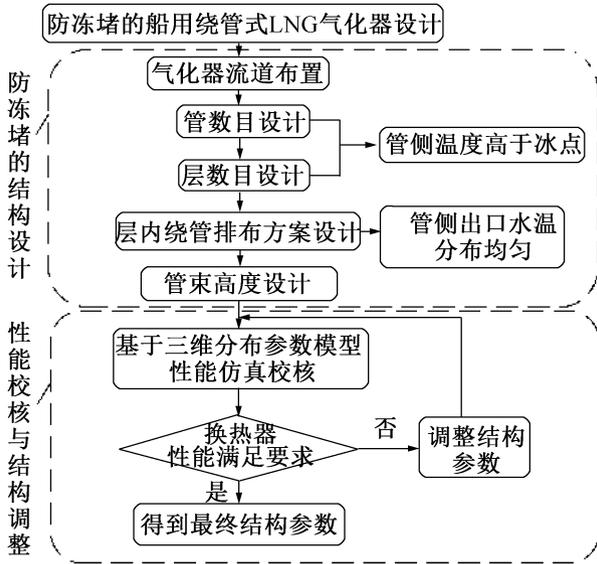


图 1 技术路线
Fig.1 The technical route

防冻堵的初始结构参数设计方法是在满足换热性能与压降性能的前提下,根据已有的 LNG 气化器工艺参数,以确保管内流体的温度始终处于冰点以上和各层绕管均匀换热为目标,分别给出管数目、层数目、管内绕管排布方案以及管束高度的设计方法。

换热器性能校核和结构优化的方法是建立绕管式换热器三维分布参数仿真模型,对所设计的换热器的换热、压降、防冻堵性能进行校核,并提出结构参数

优化调整的方法。

2 防冻堵的换热器结构尺寸设计方法

2.1 气化器流道布置方法

绕管式换热器是在中心筒与套筒之间的空间内将传热管按螺旋线的形状交替缠绕而成,管内称为管程,管外称为壳程,结构如图 2 所示。设计绕管式换热器所需的结构参数包括:中心筒直径、层数目、管数目、管束高度、螺旋升角、管束高度、层间距、列间距、管外径、管壁厚等。由于层间距、列间距、中心筒直径、管外径、管壁厚这类结构参数受加工工艺决定,在换热器设计时应作为已知量处理,需设计的结构参数包括:管数目、层数目、层内绕管排布及管束高度。

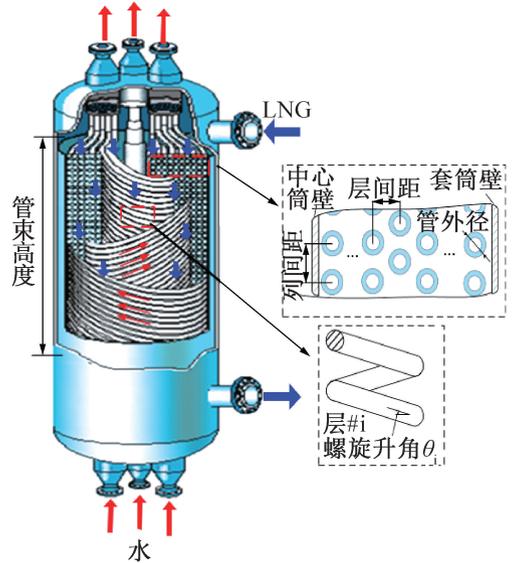


图 2 绕管式换热器结构及流道布置

Fig.2 Structure of spiral wound heat exchangers and flow path arrangement

水加热型绕管式气化器本质上是一个绕管式换热器。LNG 从船上 LNG 储罐输出,与船舶发动机的缸套水换热,使低温 LNG 气化并加热至常温后输出。

本文设计的气化器流道布置如图 2 所示。LNG 流路布置在壳程,从上方将 LNG 喷淋在绕管上,水流路布置在管程,从换热器下方进入,采用逆流布置的方法以提高传热效率。气化过程中,由于水侧压降较小,而 LNG 侧发生相变将产生巨大压降,因此将 LNG 布置在壳侧更容易满足设计中压降的要求。从防冻堵的角度考虑,一旦某根管内发生冻堵,则其余管内水流速加快,换热得到强化,整体换热性能不会快速恶化。

本文设计的气化器流体进出口状态如表 1 所示。LNG 的进口状态取决于储罐内的状态,一般情况下,

温度为-162℃,压力为1MPa,出口处 LNG 的温度接近常温;水的进口状态由船上发动机缸套水流路决定,为避免冻堵,应保证出口水温高于0℃。水流量受所需处理的 LNG 流量制约,可根据热平衡首先确定水流量的下限。

表 1 气化器内流体进出口状态

Tab.1 Vaporizer's inlet and outlet condition

流体	进口温度/℃	出口温度/℃	进口压力/MPa
LNG	-162	5~25	1
水	30~70	>0	0.1

2.2 管数目的设计方法

绕管式换热器的管数目根据管侧流体的流量和流速进行计算。经典的管内湍流强制对流传热关联式指出,管侧流体的流速强烈影响管侧的传热系数,流体流速越大,管侧传热系数越高,因此在换热器设计时,应使管侧流速尽量大。但较高的流速会带来较高的压降,同时引起冲刷腐蚀。对于发动机循环冷却水,防止冲刷腐蚀要比压降对流速的限制优先。在换热器管数目设计时,可先根据实际情况,选定一个适宜的流速,一般管侧流体的推荐流速为 1.0 m/s,最大不超过 3.0 m/s^[14]。

管数目 N_{tube} 的计算见式(1)。同时,由经典管内湍流强制对流传热关联式可计算得到此管数目对应的管侧传热系数,用于层数目的设计。

$$N_{\text{tube}} = \frac{4 \cdot \dot{m}_{\text{tube}}}{\pi \cdot (D_{\text{tube}} - 2\delta_{\text{tube}})^2 \cdot \rho_{\text{tube}} \cdot v_{\text{tube}}} \quad (1)$$

式中: \dot{m}_{tube} 为管侧流量,kg/s; D_{tube} 为管外径,m; δ_{tube} 为管壁厚度,m; ρ_{tube} 为管侧流体密度,kg/m³; v_{tube} 为管侧流体流速,m/s。

2.3 层数目的设计方法

LNG 的气化过程中,任意一段绕管的管壳侧始终保持热平衡(式(2)),结合文献[14]中绕管式换热器的壳侧对流换热表面传热系数与壳侧质流密度的关系(式(3)),壳侧质流密度越高,对应的管壁温度越低。当某处绕管壁温低于0℃时,绕管内壁会逐渐出现冰层,造成管侧流路的堵塞。为保证整个换热器的绕管壁温都处于0℃以上,首先应确保换热器最易出现冻堵的区域(换热器壳侧入口段)无冻堵现象,在此区域内,壳侧传热温差最大,管侧传热温差最小。

$$\alpha_{\text{shell}} \cdot A_{\text{shell}} \cdot (t_w - t_{\text{shell}}) = \alpha_{\text{tube}} \cdot A_{\text{tube}} \cdot (t_{\text{tube}} - t_w) \quad (2)$$

$$\begin{cases} \alpha_{\text{shell}} \propto Re_1^b \\ Re_1 \propto G_{\text{shell}} \end{cases} \quad (3)$$

式中: $\alpha_{\text{shell}}, \alpha_{\text{tube}}$ 分别为壳侧、管侧传热系数, $W/(m^2 \cdot ^\circ C)$; $A_{\text{shell}}, A_{\text{tube}}$ 分别为壳侧、管侧传热面积, m^2 ; $t_{\text{shell}}, t_{\text{tube}}$ 分别为壳侧、管侧流体平均温度,℃; t_w 为壁面平均温度,℃; Re_1 为雷诺数; b 为由 Re_1 决定的常数。

在换热器层数目设计时,应结合文献[15]中的壳侧传热系数关联式,先确定壁温0℃的壳侧质流密度,再由式(4)计算层数目。

$$N_{\text{layer}} = \left\lceil \frac{\dot{m}_{\text{shell}}}{\pi \cdot G_{\text{shell}} \cdot \left(\frac{D_{\text{core}} + D_{\text{shell}}}{2} \right) \cdot (P_r - D_{\text{tube}})} \right\rceil \quad (4)$$

式中: \dot{m}_{shell} 为壳侧质量流量,kg/s; G_{shell} 为壳侧质流密度,kg/(m²·s); P_r 为层间距,m; D_{shell} 为套筒直径,m; $\lceil \rceil$ 为向上取整符号。

2.4 层内绕管排布方案的设计方法

防冻堵的另一个思路是使换热器各层绕管内的流体与壳程流体均匀换热,因此必须合理设计换热器各层排布的绕管数。考虑壳侧流体 LNG 均匀地流经壳程,则单位时间内与外层绕管换热的 LNG 量将比与内层绕管换热的 LNG 量多,所以外层排布的管数目应较多,内层排布的管数目应较少。各层绕管单位时间的 LNG 处理量及排布的管数目应满足式(5),所以各层排布的管数目 $N_{\text{tube},i}$ 根据式(6)计算。

$$\begin{cases} \dot{m}_{\text{shell},i} = \pi \cdot D_i \cdot (P_r - D_{\text{tube}}) \cdot G_{\text{shell}} \\ D_i = D_{\text{core}} + (2i - 1)P_r \\ N_{\text{tube},1} : N_{\text{tube},2} : \dots : N_{\text{tube},N_{\text{layer}}} = D_1 : D_2 : \dots : D_{N_{\text{layer}}} \end{cases} \quad (5)$$

$$N_{\text{tube},i} = \frac{D_i}{\sum_{i=1}^{N_{\text{layer}}} D_i} \cdot N_{\text{tube}} \quad (6)$$

式中: $\dot{m}_{\text{shell},i}$ 为单位时间第 i 层绕管 LNG 处理量,kg/s; D_i 为第 i 层绕管的缠绕直径,m; $N_{\text{tube},i}$ 为第 i 层绕管数。

考虑到管数目为整数,应对式(6)的计算结果取整后进行协调,使得调整后 $N_{\text{tube},i}$ 的总和等于管数目总数。

绕管式换热器各层的螺旋升角根据式(7)计算。

$$\tan \theta_i = \frac{P_t \cdot N_{\text{tube},i}}{\pi \cdot (D_{\text{core}} + 2i \cdot P_r - D_{\text{tube}})} \quad (7)$$

式中: θ_i 为第 i 层的螺旋升角,(°), $i = 1, 2, \dots, N_{\text{layer}}$; P_t 为列间距,m。

2.5 管束高度的设计方法

建立管侧和壳侧流体的能量平衡方程,确定管束高度。LNG 气化的过程中,温度变化幅度较大,在换热器的进口处的平均传热温差较大,出口处的平均传热温差较小,两者有显著差距,所以应将总热负荷 Q 均匀分成 n 段,分别建立能量平衡方程后计算各分段的高度 H_i 。

$$\begin{cases} H = \sum_{i=1}^n H_i \\ H_i = \frac{Q}{n \cdot \pi \cdot D_{\text{tube}} \cdot \alpha_i \cdot (T_{\text{tube},i} - T_{\text{shell},i}) \cdot \sum_{j=1}^{N_{\text{layer}}} \frac{N_{\text{tube},j}}{\sin\theta_j}} \end{cases} \quad (8)$$

式中: α_i 为第 i 小段平均传热系数, $W/(m^2 \cdot ^\circ C)$; $T_{\text{tube},i}$ 为第 i 小段管侧平均温度, $^\circ C$; $T_{\text{shell},i}$ 为第 i 小段壳侧平均温度, $^\circ C$ 。

3 基于三维分布参数模型的性能仿真校核

本文绕管式换热器的三维分布参数模型^[16]为:对于管侧,管内流体的流动简化为一维流动,且同一层中各绕管内的流量均匀分配;对于壳侧,壳侧流体掠过绕管流动简化为壳体轴向的一维流动。控制单元按照柱坐标逐层划分,每一层内按列划分成相同的单元数。对于每一个控制单元,换热和压降的控制方程如式(9)和式(10)所示。

$$Q_{(i,j)} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{\text{tube}(i,j)}} + \frac{\delta_{\text{tube}}}{\lambda} + \frac{D_{\text{tube}} - \delta_{\text{tube}}}{D_{\text{tube}}} \frac{1}{\alpha_{\text{shell}(i,j)}}} \cdot \Delta T_{(i,j)} \cdot A_{(i,j)} \quad (9)$$

$$\begin{cases} Q_{(i,j)} = \dot{m}_{\text{shell}(i,j)} \cdot (h_{\text{shell},\text{out}(i,j)} - h_{\text{shell},\text{in}(i,j)}) \\ Q_{(i,j)} = \dot{m}_{\text{tube}(i,j)} \cdot (h_{\text{tube},\text{out}(i,j)} - h_{\text{tube},\text{in}(i,j)}) \end{cases}$$

$$\frac{dp_{\text{shell}(i,j)}}{dz} = \frac{dp_{\text{shell,fric}(i,j)}}{dz} + \frac{dp_{\text{shell,acc}(i,j)}}{dz} + \frac{dp_{\text{shell,g}(i,j)}}{dz} \quad (10)$$

式中:下标 i, j 分别表示层编号、列编号; $dp_{\text{shell,fric}}$ 为壳侧摩擦压降, Pa; $dp_{\text{shell,acc}}$ 为壳侧加速压降, Pa; $dp_{\text{shell,g}}$ 为壳侧重力压降, Pa。

基于三维分布参数模型的换热及压降仿真校核,如图 3 所示,具体步骤如下:

1) 按照先前控制单元的划分方法,将设计的绕管式换热器划分成数个控制单元,并对控制单元的进口参数初始化;

2) 依据式(9)~式(10)分别计算各个控制单元的换热量、压降和管壁温度,并根据计算结果更新控制单元的进口参数;

3) 重复步骤 2),直至所有控制单元的管壁温度趋于恒定,得到最终的换热量和压降校核结果。

4) 考察仿真得到的换热量、压降、出口水温和管壁温度,若换热量不满足设计需求,则增加管束高度后重新校核;若压降不满足要求,则增加壳体直径后重新校核;若出口水温低于 $0^\circ C$,则减少管数目后重新校核;若管壁温度低于 $0^\circ C$,则增加壳体直径后重新校核。

当换热量和压降满足气化器的设计需求,且出口水温、管壁温度均在 $0^\circ C$ 以上,则得到具有防冻堵性能的绕管式换热器结构参数。

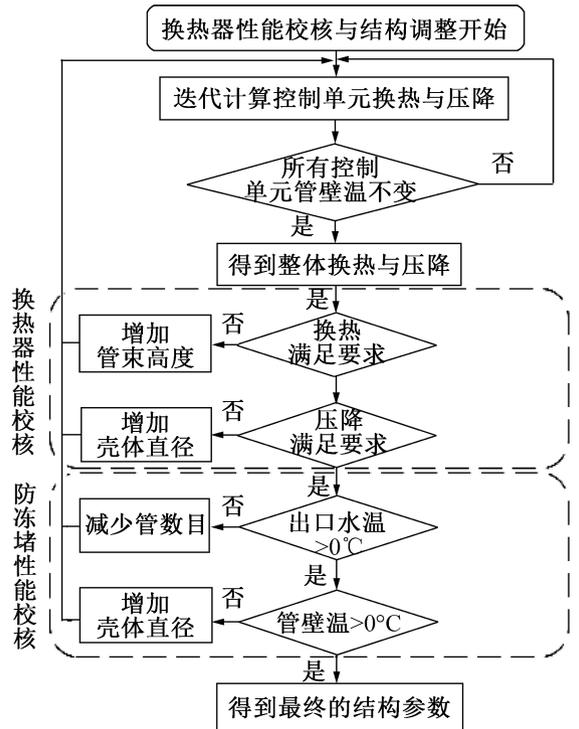


图 3 换热器性能校核与结构调整方法
Fig.3 Method for performance verification and structure readjustment

4 算例与结果分析

本文选取文献[17]中的 LNG 气化器为算例,其设计工艺参数如表 2 所示。

表 2 文献[17]中气化器设计参数
Tab.2 Vaporizer's design parameters in reference^[17]

流体	流量/(kg/h)	进口温度/ $^\circ C$	设计压降/Pa
LNG	451.4	-162	1 200
水	20 000	36	500

采用本文开发的防冻堵的船用绕管式 LNG 气化器设计方法,对该工艺参数下的气化器进行优化设计,换热器设计过程中共分成 40 个控制单元进行分段计算,管侧、壳侧的沿程温度分布如图 4 所示,可见气化过程中,管壳侧的传热温差发生大幅变化,因此选用本文提及的分段处理的方式来设计尺寸参数是必要的。

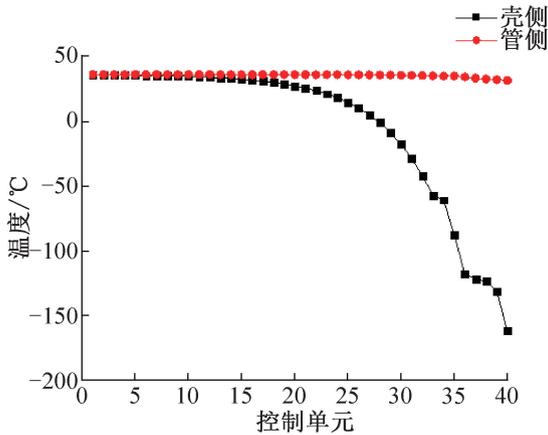


图 4 换热器沿程温度分布

Fig.4 Temperature distribution of the heat exchanger

最终得到换热器的结构参数及性能参数如表 3 所示,优化设计后的换热器的换热量为 115 kW, LNG 侧的压降为 80 Pa,水侧压降为 10 Pa,满足设计指标要求。管壁最低温度为 7.32 °C,出口平均冷却水温度为 31.42 °C,符合防冻堵性能的要求。

表 3 换热器优化后的参数

Tab.3 Optimized parameters of the heat exchanger

参数	变量	数值
结构参数	管数目	28
	层数目	10
	管束高度/m	0.8
性能参数	LNG 侧压降/Pa	80
	冷却水侧压降/Pa	10
	换热量/kW	115.00
	管壁最低温度/°C	7.32
	平均出口水温/°C	31.42

5 结论

本文通过对船用 LNG 气化器的研究,提出了一种基于防冻堵的水加热型绕管式气化器的设计,得到如下结论:

1) 基于防冻堵的思路,设计了合理的气化器流

道布置方式,并提出水加热型绕管式气化器关键结构的初始尺寸的设计方法。

2) 提出了基于三维分布参数模型的气化器性能仿真校核方法,对所设计气化器的换热性能、压降性能和防冻堵性能进行校核,根据结果调整结构,得到气化器最终的尺寸参数。

3) 采用本文提出的设计方法,对已有文献中的一台 LNG 气化器进行算例分析,计算并优化结构参数后,换热器的换热量与压降均满足设计要求,且管壁最低温度为 7.32 °C,平均出口水温为 31.42 °C,满足防冻堵性能的要求。

参考文献

- [1] 王峰,濮继林.LNG 动力船舶发展现状与趋势[J].江苏船舶,2011,28(5):16-17. (WANG Feng, PU Jilin. Development status and trend of LNG power ship [J]. Jiangsu Ship, 2011,28(5):16-17.)
- [2] 叶耀川,白德刚,张少亮,等.LNG 燃料动力船的发展现状及前景分析[J].造船技术,2015(4):7-10. (YE Yaochuan, BAI Degang, ZHANG Shaoliang, et al. The development status and prospect analysis for LNG power ship [J]. Marine Technology, 2015(4):7-10.)
- [3] 顾安忠.液化天然气技术[M].北京:机械工业出版社,2004. (GU Anzhong. Liquefied natural gas technology[M]. Beijing: China Machine Press, 2004.)
- [4] 尤秋菊,张来斌,王朝晖,等.天然气发动机供气系统的研究现状[J].内燃机,2006(5):1-3. (YOU Qiuju, ZHANG Laibin, WANG Zhaohui, et al. Research on fuel supplying system of natural gas engines[J]. Internal Combustion Engines, 2006(5):1-3.)
- [5] 陈双双,纪馨,林文胜. LNG-FSRU 中间流体气化器布置方式对比[J].低温与超导,2014,42(12):66-71. (CHEN Shuangshuang, JI Xin, LIN Wensheng. Comparison of LNG-FSRU intermediate fluid vaporizers with different disposition [J]. Cryogenics & Superconductivity, 2014,42(12):66-71.)
- [6] 宋坤,衣鹏.LNG 中间介质气化器换热分析[J].化学工程与装备,2012(10):75-77. (SONG Kun, YI Peng. Heat transfer analysis of LNG Intermediate fluid vaporizer [J]. Chemical Engineering & Equipment, 2012(10):75-77.)
- [7] 付子航,宋坤,单彤文.空气热源式气化技术在大型 LNG 接收终端的应用[J].天然气工业,2012,32(8):100-104. (FU Zihang, SONG Kun, SHAN Tongwen. Application of air source gasification technology in large LNG receiving terminal [J]. Natural Gas Industry, 2012,32(8):100-104.)
- [8] 吴兴华,李祥东.空浴式汽化器基础传热问题及研究现状评述[J].低温与超导,2011,39(2):59-63,72. (WU

Xinghua, LI Xiangdong. A review on heat transfer in ambient air vaporizers [J]. *Cryogenics & Superconductivity* 2011, 39(2):59-63, 72.)

[9] 吴润汉,夏均忠,孟林昆,等. LNG 汽车水浴式汽化器汽化量分析[J]. *汽车实用技术*, 2016(5):75-77. (WU Runhan, XIA Junzhong, MENG Linkun, et al. Analysis on vaporization volume of water-bath type vaporizer in LNG vehicle[J]. *Automobile Applied Technology*, 2016(5):75-77.)

[10] 陈国栋,王欣,陆志刚,等. 水浴式汽化器结构的改进与优化[J]. *化工装备技术*, 2012, 33(5):25-27. (CHEN Guodong, WANG Xin, LU Zhigang, et al. Improvement and optimization of the structure of water bath vaporizer[J]. *Chemical Equipment Technology*, 2012, 33(5):25-27.)

[11] BUKOWSKI J, LIU Y N, BOCCCELLA S, et al. Innovations in natural gas liquefaction technology for future LNG plants and floating LNG facilities [C]//International Gas Union Research Conference. Seoul, South Korea, 2011.

[12] 郑晓敏,黄家文,张玉凡. 船用高压 LNG 绕管式换热器的设计和制造[J]. *机电设备*, 2018, 35(2):27-30. (ZHENG Xiaomin, HUANG Jiawen, ZHANG Yufan, et al. Design and manufacture of marine high pressure LNG helical tube heat exchanger[J]. *Mechanical and Electrical Equipment*, 2018, 35(2):27-30.)

[13] 吴晓红,陈永东,李志. LNG 缠绕管水浴式汽化器防结冰分析及对策[J]. *设备管理与维修*, 2014(5):56-58. (WU Xiaohong, CHEN Yongdong, LI Zhi. Analysis and countermeasure of anti-freezing of LNG spiral wound water-bath vaporizer[J]. *Plant Maintenance Engineering*, 2014(5):56-58.)

[14] 温碧辉. 管壳式换热器设计要点[J]. *中国石油和化工标*

准与质量, 2013, 34(5):243. (WEN Bihui. Design essentials of shell and tube heat exchanger [J]. *China Petroleum and Chemical Standard and Quality*, 2013, 34(5):243.)

[15] NEERAAS B O, FREDHEIM A O, AUNAN B. Experimental data and model for heat transfer in liquid falling film flow on shell-side for spiral wound LNG heat exchanger[J]. *International Journal of Heat And Mass Transfer*, 47(14/15/16):3565-3572.

[16] 王婷婷,丁国良,段钟弟,等. 基于仿真的 LNG 绕管式换热器设计方法[J]. *制冷技术*, 2017, 37(3):12-17, 28. (WANG Tingting, DING Guoliang, DUAN Zhongdi, et al. A design method based on simulation for LNG spiral wound heat exchangers[J]. *Chinese Journal of Refrigeration Technology*, 2017, 37(3):12-17, 28.)

[17] 杨波,牛志刚. 船舶 LNG 供气单元汽化器结构型式选择[J]. *航海工程*, 2016, 45(5):6-10. (YANG Bo, NIU Zhigang. Selection of carburetor structure for LNG supply unit of ship[J]. *Ship & Ocean Engineering*, 2016, 45(5):6-10.)

通信作者简介

丁国良,男,教授,博士生导师,上海交通大学机械与动力工程学院,制冷与低温工程研究所, (021) 34206378, E-mail: glding@sjtu.edu.cn. 研究方向: 制冷空调装置的仿真、优化与新工质应用。

About the corresponding author

Ding Guoliang, male, Ph. D./professor, Institute of Refrigeration and Cryogenics, School of Mechanical Engineering, Shanghai Jiao Tong University, +86 21-34206378, E-mail: glding@sjtu.edu.cn. Research fields: simulation and optimization for refrigeration appliances and utilization of new refrigerants.

(上接第 116 页)

[16] 何俊,陶乐仁,虞中昉,等. 不完全湿压缩应用于转子式制冷系统的可行性研究[J]. *热能动力工程*, 2018(7):1-6. (HE Jun, TAO Leren, YU Zhongyu, et al. Feasibility study of incomplete wet compression applied to rotor refrigeration system [J]. *Journal of Engineering for Thermal Energy and Power*, 2018(7):1-6.)

通信作者简介

陶乐仁,男,教授,上海理工大学能源与动力工程学院制冷与

低温工程研究所, 13916356948, Email: cryo307@usst.edu.cn. 研究方向: 低温制冷系统, 低温生物医学技术。

About the corresponding author

Tao Leren, male, professor, Institute of Refrigeration and Cryogenics, School of Energy and Power Engineering, University of Shanghai for Science and Technology, +86 13916356948, E-mail: cryo307@usst.edu.cn. Research fields: low temperature refrigeration system, Cryobio-medical Technology.