

文章编号:1007-6735(2012)03-0298-05

烟气冲击旋水子型 LNG 气化器设计与实验研究

何法江^{1,2}, 曹伟武², 严平²

(1. 上海理工大学 能源与动力工程学院, 上海 200093; 2. 上海工程技术大学 机械工程学院, 上海 201620)

摘要: 设计开发了一种新颖高效传热 LNG 气化器; 装置采用烟气冲击旋水子和循环烟气技术, 形成含水滴和蒸汽的气流, 与流经螺旋盘管内的 LNG 换热, 以保证装置运行安全并强化传热; 进而对其换热特性、循环烟气量、旋水子水面高度对烟气冲击旋水子的影响进行了理论和实验研究, 得到了实验工质分别为液氮和 LNG 时盘管换热器的传热系数及装置最佳运行工况时的参数。

关键词: LNG; 气化器; 旋水子; 实验研究
中图分类号: TK 124, TU 996 **文献标志码:** A

Experimental Research on a New LNG Vaporizer Using Flue Gas to Impact Rotor

HE Fa-jiang^{1,2}, CAO Wei-wu², YAN Ping²

(1. School of Energy and Power Engineering, University of Shanghai for Science and Technology, Shanghai 200093, China;
2. School of Mechanical Engineering, Shanghai University of Engineering Science, Shanghai 201620, China)

Abstract: A new and high efficiency liquefied natural gas (LNG) vaporizer was developed. In the vaporizer, flue gas was used to impact a rotor at high speed, and to form rotating air flow including steam and water drops. When wet flue gas flowed cross an upper coil heat exchanger, heat transfer was enhanced because of phase change, and the vaporizer was operated safely because the temperature of wet flue gas was lower than LNG flash point. The influences of heat transfer characters, flue gas recycling degree and water level height on the flow and heat transfer of flue gas while impacting the rotor were theoretically analyzed and experimentally researched. By experiments, the heat transfer coefficients of coil heat exchangers and the optimum operating condition of the vaporizer were determined.

Key words: LNG; vaporizer; rotor; experimental research

工程上, 气田生产的天然气净化处理后, 625 m³ 的天然气经过加压、低温 (- 162℃) 液化后成为 1 m³ 的液化天然气 (LNG)^[1]. 液化后的天然气体积大大减小, 将 LNG 存贮在低温储罐内, 通过 LNG 储罐式集装箱船海运等方式运输到接收终端. 使用时, 再将 LNG 重新加热气化为一定工艺参数的天然气,

收稿日期: 2012-03-30
基金项目: 上海市科委科技攻关资助项目 (10160501900)
作者简介: 何法江 (1965-), 男, 副教授. 研究方向: 传热传质. E-mail: mikehfj@sues.edu.cn

通过管道输配给用户使用^[2].

LNG 的吸热气化是天然气接收终端一个十分重要的环节,目前应用的 LNG 气化器有:开架式气化器、沉浸式气化器、中间介质型气化器、空温式气化器和水浴式气化器等^[3],这些气化器各有特点,但也存在结冰、气化效率低等问题,因此对气化器的研究开发始终不断.

日本 Osaka Gas and Kobel Steel 开发了一种基于开架式的高性能气化装置^[4-5]. 换热管由内外两层组成,LNG 先流入内管,然后流入内外管之间夹层,这样内外管夹层中的 LNG 先被管外的海水加热,然后加热内管内的 LNG,由于 LNG 被逐渐加热,因此可以有效消除结冰现象,提高 LNG 气化效率. 陈永东等^[6]分析比较了国内开架式气化器、中间介质型气化器的应用现状后,提出应加强对 LNG 气化器及换热器的传热基础研究,以及 LNG 气化器的设计制造等关键技术研究. 毕明树等^[7]建立了 LNG 气化器内流动与传热过程的数学模型,模拟了流体的湍流流动、多相流动、射流气体与水浴的相间耦合、LNG 气化过程等,对沉浸式气化器进行了数值模拟,获得了管程 LNG 气化过程中气、液相分布和流动情况,讨论了换热管倾斜角、射流气体雷诺数、射流喷嘴与换热管相对位置对气化过程的影响.

上述研究均推动了 LNG 气化器的发展,但 LNG 气化器在实际使用过程中,仍存在结冰、气化速率低、受气候影响大、有效传热面积减少、气化能力下降、传热效果差等缺陷,因此,需要对 LNG 气化器进行进一步的开发研究.

1 新颖 LNG 气化器设计原理

本文创新设计了一种 LNG 加热气化器,结构见图 1.

气化器利用燃烧产生的高温烟气高速冲击局部浸于水中的旋水子,烟气沿旋水子弧形表面切向冲击水面,溅出并卷吸水滴和蒸汽形成含湿回旋气流. 气流向上流经螺旋盘管时,与管内流动的 LNG 换热. 在此过程中,水蒸汽凝结放热,换热得到了强化. 放热后的烟气流入烟道,一路通过烟囱排向大气,另一路通过循环烟道将烟气送回气化器成为循环烟气,与燃烧产生的高温烟气混合,以增大冲击旋水子的烟气量,提高喷口处的烟气速度,加大烟气冲击水面的力度. 此外,调节循环烟气量能有效地控制烟气射流的温度,防止进入上盘管的烟气温度过高,超过

LNG 燃点温度而产生安全问题. 装置采用燃料燃烧供热方式来气化 LNG,克服了传统气化器的结冰现象. 燃烧室采用内外夹套和锥形烟气喷嘴方案,达到循环烟气与燃烧烟气混合的目的. 气化器传热面设计为上下螺旋盘管,上盘管围绕燃烧室外筒自下而上盘旋,加热气化 LNG;下盘管浸没在水池中,加热已气化了 LNG,使其达到工艺参数.

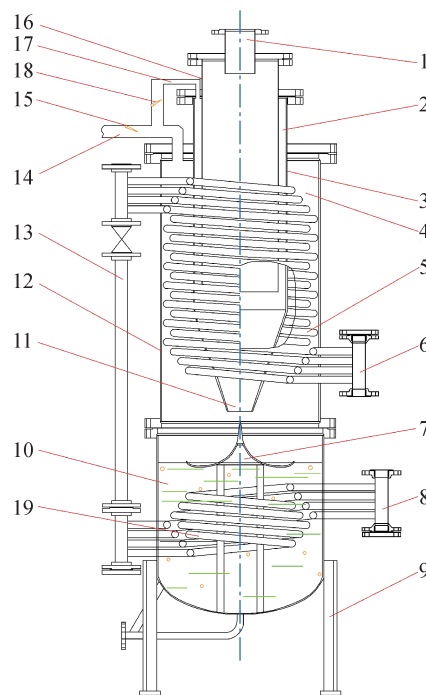


图1 烟气冲击旋水子型 LNG 气化器结构

Fig.1 Structure of LNG vaporizer using flue gas to impact rotor

1. 燃烧器接口 2. 外夹套 3. 外筒 4. 上传热面布置空间 5. 上盘管
6. LNG进口管箱 7. 旋水子 8. 天然气出口管箱 9. 支架 10. 水池
11. 锥形烟气喷嘴 12. 圆筒形外壳 13. 连通管 14. 排烟管道 15. 排烟管道调风门 16. 内筒 17. 循环烟道 18. 循环烟道调风门 19. 下盘管

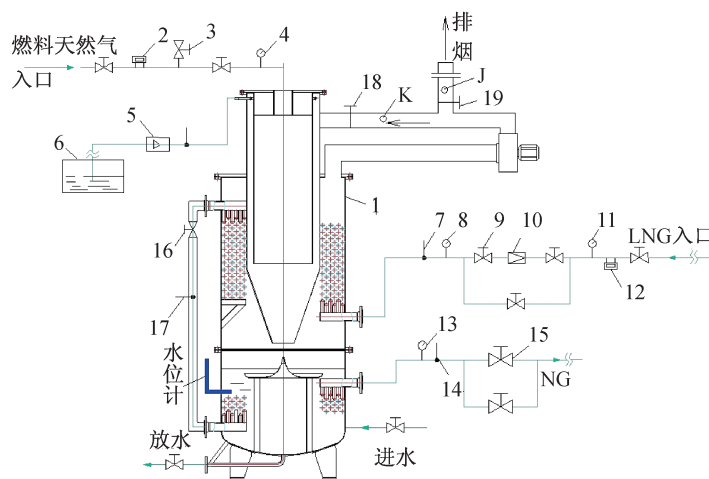
2 实验系统

实验系统主要由气化器本体、燃烧燃料供给、烟气循环和排放、实验工质低温储存与供给、加热气化后工质排放、水补给、实验安全装置、连接管道与阀门、实验测量数据的采集与处理等系统组成. 实验装置及连接管道的外部均包有绝热层进行保温, 实验系统如图 2(见下页)所示.

实验在上海工程技术大学能源与环境工程实验室进行,为了研究和监测该 LNG 气化器的热效率、传热性能、排烟温度、烟气湿度及循环烟气量和旋水子水面高度等参数对烟气冲击旋水子的流

动和传热的影响,设计安装了一套实验测量系统. 实验主要测量参数有高温烟气锥形喷嘴出口温度、排烟温度、湿度和流量、循环烟气温度和流量、

上盘管外烟气温、实验工质流量、进出口压力和温度、上下盘管连接管内实验工质的压力和温度、水池水温等.



(a) 实验系统图



(b) 实验实物图

图2 LNG 气化器实验系统

Fig.2 Experimental system of LNG vaporizer

1. 气化器 2. 燃气流量表 3. 调节阀 4. 燃气压力表 5. 计量泵 6. 补水箱 7. 进口管道温度计
8、11、13. 管道、气化器进出口压力表 9、15. 气化器进出口调节阀 10. 减压阀 12. LNG 流量表
14. 工质出口温度计 16. 安全阀 17. 连通器工质温度计 18. 循环烟气调节阀 19. 排烟调节阀

气化器燃烧燃料来自城市管道天然气,燃烧器采用 RIELLO 40 GS20 燃烧器;高温烟气锥形喷嘴出口温度采用热电偶测量;烟气流经上盘管外的温度状况采用从实验装置顶部按等边三角形布置形式,在上盘管内外4根盘管之间插入3组热电偶进行温度测量,以获得烟气流经上盘管外的温度分布状况;排烟和循环烟气温度、湿度和流速测量采用德国 Testo435-1 多功能测量仪进行测量,排烟和循环烟气流量采用调风门进行调节;实验工质的温度和压力采用高精度的超低温温度计和压力表测量,流量采用 XK3190-A9P 型电子平台秤进行计量;内外4根上盘管外壁温采用4组,每组6个热电偶测点,从上到下等距离焊接在管外壁进行测量;水池水温采用从上到下焊接在旋水子支架上的热电偶进行测量;下盘管外壁温采用焊接在4根下盘管外壁上的4组热电偶测量;实验测量信号利用 Agilent 34970A 多通道信号数据采集器,采集转换后输入计算机进行记录和处理.

为安全起见,先后采用液氮和 LNG 作为实验工质.实验用气化器 LNG 流量 2.0~8.5 kg/min,实验压力 1.6 MPa,实验温度 -162℃;按加热气化所需热量折算,若加热气化液氮,其相应的实验液氮流量 5.5

~16 kg/min,实验压力 1.6 MPa,实验温度 -196℃;加热气化用的燃料为城市管道天然气,供气量 9 Nm³/h左右.实验工质加压灌装在3个低温贮罐中,每个贮罐容积 480 L,为满足实验需要,3个贮罐并联供应,贮罐放在电子平台秤上,以测定实验工质消耗量;实验工质自贮罐流出流经上盘管,经气化后,向下流经下盘管,被加热到工艺参数后输出.实验装置底部为水池,下盘管浸没在水中,装置装有进水管,进水管上装有进水阀控制进水量,水池的水位高度通过连通管式水位计进行测量.

3 实验数据处理

气化器换热面由上下盘管组成.上盘管内为低温工质,经过气化和加热后变成天然气体,换热包括沸腾换热和对流换热;管外为高温湿烟气,换热包括冷凝换热和对流换热.由于上盘管内外均存在相变换热和对流换热,换热工况较为复杂,本文采用平均换热系数方法来描述上盘管换热器的换热特性.

上盘管内工质被加热气化的吸热量 Q_{fj} 为

$$Q_{\text{fj}} = Gr + Gc_p(t_m - t_s) \quad (1)$$

式中, G 为上盘管内工质质量流量, kg/s; r 为上盘

管内工质气化潜热, kJ/kg ; c_p 为上盘管内工质质量定压热容, $\text{kJ}/(\text{kg} \cdot ^\circ\text{C})$; t_m 为上盘管内工质平均温度, $^\circ\text{C}$; t_s 为上盘管内工质饱和温度, $^\circ\text{C}$.

上盘管工质侧平均对流吸热量 Q_{fi} 为

$$Q_{fi} = \pi d_{fi} l_f \alpha_{fi} (t_{bi} - t_{jp}) \quad (2)$$

式中, d_{fi} 为上盘管内径, m ; l_f 为上盘管总长, m ; α_{fi} 为上盘管内工质侧平均对流换热系数, $\text{W}/(\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C})$; t_{bi} 为上盘管内壁温度, $^\circ\text{C}$; t_{jp} 为上盘管内工质温度, $^\circ\text{C}$.

上盘管烟气侧平均对流放热量 Q_{fo} 为

$$Q_{fo} = \pi d_{fo} l_f \alpha_{fo} (t_f - t_{bo}) \quad (3)$$

式中, d_{fo} 为上盘管外径, m ; α_{fo} 为上盘管烟气侧平均对流换热系数, $\text{W}/(\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C})$; t_f 为上盘管烟气平均温度, $^\circ\text{C}$; t_{bo} 为上盘管外壁温度, $^\circ\text{C}$.

上盘管热传导量 Q_{bd} 为

$$Q_{bd} = \frac{2\pi\lambda l_f (t_{bo} - t_{bi})}{\ln(d_{fo}/d_{fi})} \quad (4)$$

式中, λ 为上盘管导热系数, $\text{W}/(\text{m} \cdot ^\circ\text{C})$.

利用实验数据和式(1)计算得到上盘管内工质被加热气化的吸热量 Q_{fi} , 代入式(2)和(3), 得到上盘管工质侧平均对流换热系数 α_{fi} 和烟气侧平均对流换热系数 α_{fo} , 根据传热学原理, 可以得到基于外壁面的上盘管总传热系数 k_f 为

$$k_f = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{fi}} \frac{d_{fo}}{d_{fi}} + \frac{d_{fo}}{2\lambda} \ln\left(\frac{d_{fo}}{d_{fi}}\right) + \frac{1}{\alpha_{fo}}} \quad (5)$$

同理, 可以得到基于外壁面的下盘管总传热系数 k_w 为

$$k_w = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{wi}} \frac{d_{wo}}{d_{wi}} + \frac{d_{wo}}{2\lambda} \ln\left(\frac{d_{wo}}{d_{wi}}\right) + \frac{1}{\alpha_{wo}}} \quad (6)$$

式中, d_{wi} 为下盘管内径, m ; d_{wo} 为下盘管外径, m ; α_{wi} 为下盘管内工质侧平均对流换热系数, $\text{W}/(\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C})$; α_{wo} 为下盘管外水侧平均对流换热系数, $\text{W}/(\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C})$.

4 实验结果及分析

4.1 烟气冲击旋水子的流动和传热

实验表明: 锥形喷嘴出口烟气温度 $640 \sim 670^\circ\text{C}$, 小于 LNG 的燃点温度 (680°C 左右), 烟气经旋水子冷却后, 进入上盘管的烟气温度在 300°C 左右, 达到了设计要求, 保证了实验装置的安全运行.

烟气冲击旋水子的流动和传热性能在气化器的结构和操作工况一定的情况下, 主要取决于喷射烟气量和水池水位高度. 在水池水位高度一定的情况

下, 随着循环烟道调节风门的开度增大, 循环烟气量增加, 与燃烧后的高温烟气混合后的喷射烟气速度也随之增加, 烟气冲击旋水子的流动状态逐渐增强, 溅起水滴, 流动呈气液两相流状态, 烟气含湿后进入上盘管换热得到了强化; 但当调节风门的开度超过 50% 后, 冲击状态虽有少许变化, 但冲击效果增加不明显. 同样当循环烟气调节风门开度 50% 时, 通过调节进水阀, 调整进水量, 调节实验装置内的水池水位高度, 当水位高度过低时, 旋水子上的水几乎全部被烟气吹起, 流动传热持续效果不佳; 当水位高度过高时, 烟气冲击旋水子时, 旋水子圆弧切向引导的影响削弱甚至消失, 烟气吹起的水滴数量减少, 甚至不能被吹起. 经过多次实验, 结果表明: 当循环烟气调节风门开度 50% 时, 水池水位在淹没至距旋水子圆盘下边缘以上 $6 \sim 8 \text{ cm}$ 处, 烟气冲击旋水子的流动传热效果为最佳, 流动呈现液滴飞溅, 且液滴细小而均匀分布 (见图 3).

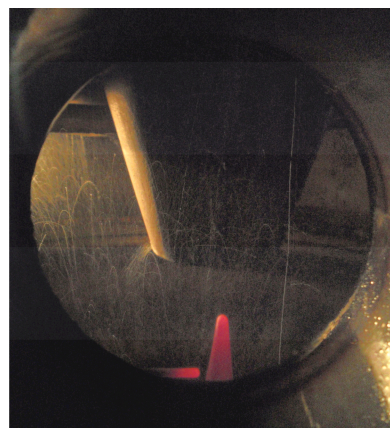


图3 烟气冲击旋水子最佳流动状态

Fig.3 Optimum flow status of flue gas impacting rotor

4.2 传热特性

实验得出气化器上下盘管的总传热系数. 当实验工质为液氮流量在 $9.5 \sim 14 \text{ kg/min}$ 时, 上盘管总传热系数为 $58 \sim 81 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C})$, 下盘管总传热系数为 $181 \sim 285 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C})$; 当实验工质为 LNG 流量在 $3.0 \sim 7.0 \text{ kg/min}$ 时, 上盘管总传热系数为 $67 \sim 96 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C})$; 下盘管总传热系数为 $102 \sim 163 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C})$.

图 4~5 (见下页) 分别表示为循环烟气开度 50%, 工质分别为液氮和 LNG 时, 烟气与上盘管换热时总传热系数随工质流量的变化.

4.3 排烟温度

由于采用旋水子技术和烟气循环技术, 当实验

工质为液氮或 LNG 时,排烟温度均较低,实验测得排烟温度 50~60℃,说明装置热损失小,热效率高.

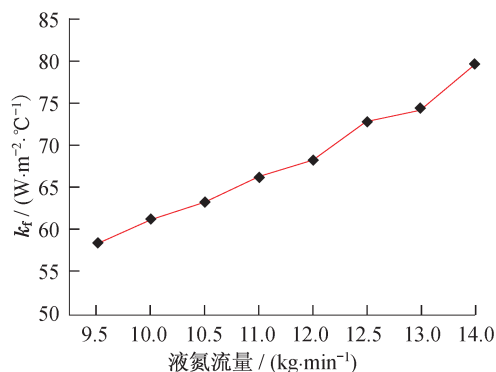


图4 上盘管传热系数与液氮流量关系

Fig.4 Relationship between heat transfer coefficient and liquid nitrogen flow in upper coil

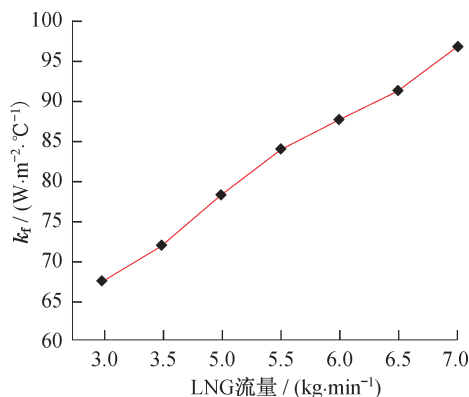


图5 上盘管传热系数与 LNG 流量关系

Fig.5 Relationship between heat transfer coefficient and LNG flow in upper coil

4.4 烟气湿度

当实验工质为液氮或 LNG 时,排烟相对湿度为 3.5%~5.5%,装置排烟湿度低是由于烟气温度低,烟气中的水蒸汽释放气化潜热后冷凝,重新跌入水池中参加循环.

4.5 热效率

实验结果表明:当实验工质为液氮,流量为12~14 kg/min 时,装置的热效率较高,达 93%;当实验工质为 LNG,流量为5.5~6.5kg/min 时,装置的热效

率较高,达 96%;当实验工质为 LNG,当循环烟气量增加,装置的热效率增加,当循环烟气量增加到 50% 时,装置的热效率达到最大,继续增加循环烟气量,装置的热效率反而下降.原因是一开始随着循环烟气量的增加,增加了喷管处混合烟气流量和速度,加大了冲击效果,强化了传热;但循环烟气量太多,混合烟气的温度也随之降低,冲击旋水子后,湿烟气温度大幅降低,造成 LNG 的吸热量减少,热效率反而降低了.

5 结 论

对创新设计开发的烟气冲击旋水子型 LNG 气化器的换热特性及循环烟气量、旋水子水面高度对烟气冲击旋水子的影响进行了相关的理论和实验研究,实验得到了工质为液氮和 LNG 介质时,装置上下盘管换热器的传热系数;同时得到了装置最佳运行工况参数:当循环烟气阀门开度 50%,液面高度在旋水子圆盘下边缘以上 6~8 cm 时,烟气冲击旋水子的效果最佳;实验表明装置排烟温度仅 50~60℃,装置热效率较高.

参考文献:

- [1] 顾安忠. 液化天然气技术[M]. 北京:机械工业出版社,2004.
- [2] Kesten D. A clean fuel-LNG[J]. Messer-SAIC, 2000, 5 (3):27-28.
- [3] 廖志敏,杜晓春,陈刚. LNG 的研究和应用[J]. 天然气与石油,2005,23(3):28-31.
- [4] Naoya M. Development and practical application of a high performance open rack LNG vaporizer[R]. Osaka Gas Co Ltd,2003.
- [5] Nobuya H. Advanced design of submerged combustion vaporizer for low emission operation LNG[C]//LNG III -Environment & Energy, the Preliminary Program for 2006 AIChE Spring National Meeting. 2006:200-211.
- [6] 陈永东,陈学东. LNG 成套装置换热器关键技术分析[J]. 天然气工业,2010,30(1):96-100.
- [7] 毕明树,窦兴华. LNG 沉浸式气化器的数值模拟[J]. 天然气工业,2009,29(1):109-113.