

# 采用涡流管和喷射器的新型 LNG 汽化加热系统

郭向吉<sup>1</sup>, 张升升<sup>2</sup>, 张博\*<sup>1</sup>, 李玲<sup>1</sup>

(1. 大连理工大学 能源与动力学院 辽宁省复杂能源转换和高效利用重点实验室, 辽宁 大连 116024;  
2. 中国运载火箭技术研究院 研究发展中心, 北京 100076)

**摘要:**首次提出了两种新型空气源热泵,核心部件包括涡流管、喷射器和空温式换热器,用于从低温环境中吸收热量.该空气源热泵取代了传统 LNG 汽化过程中水浴加热器的位置,吸收到的热量可用于补偿从空温式汽化器吸热后温度仍不达标的天然气,以达到降低甚至无须水浴加热器耗能的目的.在这两种新型加热系统中,其主要原理是气体在涡流管冷端温度降低,使得天然气可以在空温式换热器中继续从环境吸收热量.除了给出详细的系统描述之外,还建立了数学定量模型,并设定了具体工况,对两种加热系统的性能、能耗和相对于传统加热系统的节能比进行了计算和分析.结果表明,当气体升温要求在 5~30 ℃ 时,不带有喷射器的加热系统节能比在 50% 以上,而带有喷射器的加热系统节能比可在 90% 以上.

**关键词:** LNG 汽化;空温式汽化器;涡流管;喷射器;节能

**中图分类号:** TE08

**文献标识码:** A

**doi:** 10.7511/dllgxb201902004

## 0 引言

为满足日益增长的清洁能源消费需求,天然气的需求增长迅速,预计到 2030 年将占据一次能源消费量的第 2 位<sup>[1]</sup>.天然气的成分中 87.0%~99.8% 是甲烷,是环境友好型能源.除此之外,它还具有易运输与储存、热值高、供应可靠方便等优点.为了把天然气从气井输送给各用户,首先要考虑经济的运输方式.在所有的运输方式中,管道天然气(PNG)、液态天然气(LNG)以及压缩天然气(CNG)是 3 种最主要的运输方式.PNG 是最古老、稳定且有效的运输方式,缺点是管道投资大.当气体流量小且运输距离比较远时(大于 1 000 km),单位体积天然气的运输成本很高.CNG 是将天然气在环境温度下压缩到 20~25 MPa 并以气态形式储存在槽车中.由于受到槽车体积的限制,这种方式更适合小范围的气体运输.当要求远距离(大于 3 500 km)大气量运输时,LNG 无疑是最经济方便的运输方式,且 LNG 几乎占据了货船在天然气跨洋贸易中的所有份额.

在大气压下,天然气温度降至 -162 ℃ 时将变为液态.LNG 的密度为 400~500 kg/m<sup>3</sup>,是标准状态下(20 ℃,环境压力下)天然气的 625 倍,这是 LNG 比 CNG 和 PNG 便捷和经济的主要原因<sup>[2]</sup>.天然气要经过液化、运输、汽化才能输送给用户.在汽化过程中,天然气需要吸收大量的热.LNG 汽化过程中大多采用空温式汽化器(ambient air vaporizer,AAV).AAV 用从环境中吸收的热量来加热 LNG,并且它可以独立运行以降低运行成本.此外,可以收集冷凝水和融冰作为服务/饮用水的来源.为了满足日益增长的天然气需求,大量内陆城市的 LNG 汽化站已经建成并投入使用.在 LNG 汽化方面,AAV 具有较好的经济性<sup>[3]</sup>.

在传统的 LNG 汽化流程中,槽车将 LNG 运输到汽化站,利用槽车自带的增压系统将 LNG 送入储罐.LNG 在 AAV 中吸热汽化,AAV 的工作压力一般为 0.45~0.60 MPa,考虑到传热温差,从 AAV 出来的天然气温度比环境低大约 10 ℃.为了防止管道低温脆化以及避免由于低温

收稿日期: 2018-09-18; 修回日期: 2019-01-21.

基金项目: 国家自然科学基金资助项目(51876020);大连市科技创新基金资助项目(2018J12SN073).

作者简介: 郭向吉(1992-),女,博士生,E-mail: xjguo@mail.dlut.edu.cn;张博\*(1974-),男,博士,教授,博士生导师,E-mail: zhangbo@dlut.edu.cn.

天然气密度较大引起供销之间的量差过大,城市管网要求的温度为不低于  $5\text{ }^{\circ}\text{C}$ . 当环境温度足够高时,从 AAV 出来的天然气可以满足管道温度要求,天然气则直接进入压力调节装置,并将压力降至  $0.1\sim 0.2\text{ MPa}$ ,计量、加臭之后进入城市管网. 然而,当冬季环境温度较低或者夏季湿度较大时,天然气无法在 AAV 中吸收到足够的热量,以致 AAV 出口的天然气温度达不到管道要求. 这时,天然气就会在水浴加热器 (water-bath heater, WBH) 中继续吸热来获得足够的温升. 水浴加热器通常利用电能或者采用已汽化的天然气作为燃料 (在锅炉里燃烧) 来加热低温的天然气. 出于经济上的考虑,在 AAV 系统中一般采用燃烧型的水浴加热器辅助加热天然气<sup>[4]</sup>.

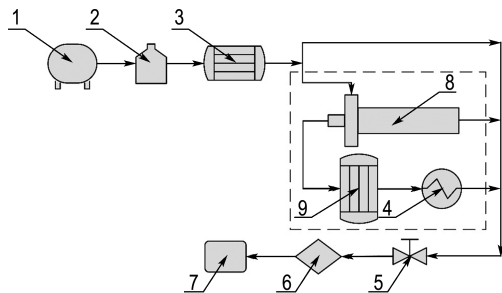
显而易见,在水浴加热过程中,除了锅炉的大量投资以外,还需要燃烧大量的燃料用于加热,并对环境产生不容忽视的污染. 随着天然气用量逐年增加,若传统的天然气汽化过程中采用水浴加热器辅助升温这一耗能问题得以改善,产生的经济效益及降低环境污染收益将不可忽视. 然而,以往的研究中几乎未见针对相关问题提出的举措. 为了达到降低甚至无须水浴加热器耗能的目的,且考虑到原系统流程中存在压力势能,本文提出采用涡流管 (RHVT) 作为两种新型加热系统的核心部件,利用涡流管独特的能量分离效应,在系统内压差驱动下,将从涡流管冷端出口的天然气温度降低从而拥有继续从低温环境中吸热的能力.

## 1 系统概述

为了区分传统的加热系统和本文提出的两种新型加热系统,核心组件用“+”的形式列出,并以其缩写来命名这些系统. 传统的以水浴加热器作为备用加热的系统简称为 WBH. 两种新型系统,一个是可以减少水浴加热器部分能耗的系统命名为“RHVT+AAHE+WBH”(RAW),另一个是无须水浴加热器加热的系统称为“RHVT+AAHE+Ejector”(RAE). 接下来将分别对 RAW 和 RAE 两个系统进行分析.

### 1.1 RAW 系统

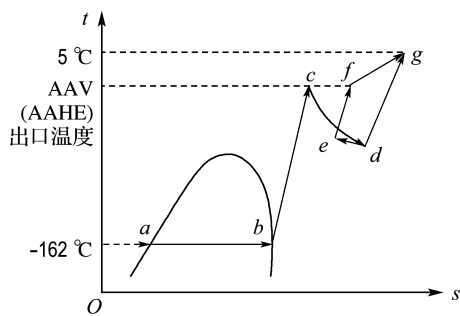
如图 1 所示,RAW 在传统系统基础上增加了涡流管和空温式换热器 (已经申请了相应的中国专利<sup>[5]</sup>). 其中,高压 LNG 在 AAV 中吸热汽化



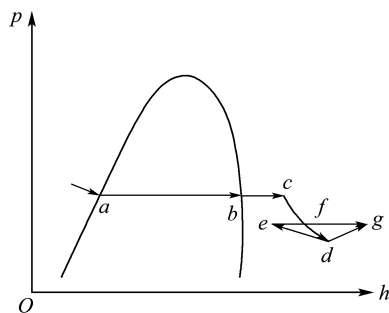
1 LNG 槽车; 2 LNG 储罐; 3 AAV; 4 水浴加热器; 5 调压装置; 6 计量和加臭装置; 7 城市管网; 8 涡流管; 9 AAHE

图 1 带有 RAW 的 LNG 汽化流程

Fig. 1 LNG regasification processes combined with RAW



(a)  $t$ - $s$  图



(b)  $p$ - $h$  图

图 2 带有 RAW 的 AAV 汽化系统状态分析

Fig. 2 State analysis for AAV regasification processes with RAW

对应图 2 的  $a$ - $b$ - $c$  过程. 从 AAV 出来的低温天然气直接进入涡流管,而不是水浴加热器. 在涡流管中,气体在喷嘴中加速,在喷嘴出口处 ( $c$ - $d$ ) 压力达到最小值. 由于能量分离效应,气体在主道中被分成冷热两股流体. 根据管道允许温度与 AAV 出口温度之间的温差,通过调节冷流比获得不同的能量分离性能,可以使热端流体直接达到管道允许温度 ( $d$ - $g$ ). 同时,冷端出来的气体进入 AAHE 中吸热. AAHE 和 AAV 一样,低温天然

气可以从环境中吸热,唯一不同的是 AAHE 中不存在相变. 因为涡流管中的温降,低温天然气可以通过 AAHE 继续从环境中吸热( $e-f$ ),但是从 AAHE 出来的气体温度仍然达不到管道要求,最终这部分气体将继续在水浴加热器中吸热以满足管道温度要求.

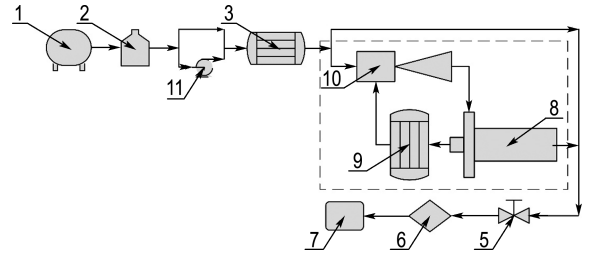
在 RAW 系统中,仍然需要水浴加热器作为辅助加热设备. 但是,仅通过添加一个涡流管和空温式换热器就能显著减少低温天然气从水浴加热器中吸收的热量. 涡流管充分利用从调压设备中回收的压力能来加热部分低温天然气,另一部分低温天然气可以通过 AAHE 从环境空气中吸热从而减少水浴加热器中的能量消耗.

然而,这部分压力能取决于 AAV 出口和调压设置进口之间的压差,也就是说,不能通过提高涡流管的入口压力来提高加热性能,只能通过调节冷流比来实现. 对于涡流管而言,热端想要得到更大的温升就需要更大的冷流比. 涡流管的入口和热端出口之间的温差变大,导致更多的低温天然气需要从水浴加热器中吸热,RAW 系统的节能效益就会大打折扣. 为了完全消除水浴加热器中的能量消耗,本文进一步提出了 RAE 系统来加热低温天然气.

1.2 RAE 系统

为了解决从 AAHE 出来的天然气温度仍不能满足管道允许温度的问题,如图 3 所示在 RAE 系统中采用了一个喷射器(ejector)引射从 AAHE 出来的气体(申请了相应的中国专利<sup>[6]</sup>),这一过程对应图 4 的  $h-d$  过程. 喷射器也是一个内部没有任何运动部件的压力驱动装置,有两个入口和一个出口. 工作流体在高压状态下喷进入口,通过拉瓦尔喷嘴加速至超音速状态,然后在喷嘴出口处形成极低压区( $c-d$ ). 这时引射流体就会被低压区从另一个入口引射进来( $h-d$ ),引射流体和工作流体在混合室混合形成一股流体. 混合后的高速流体经过扩压室减速,同时压力升高( $d-e$ )形成了一股中等压力的流体. 与从 AAV 以及 AAHE 出来的气体温度相比较,喷射器中工作流体和引射流体温度变化可以忽略不计. 接下来,从喷射器出来的气体流入涡流管中产生能量分离( $e-f$ ). 借助喷射器的引射作用,在喷射器、涡流管的冷端和空温式换热器之间形成了一个内部气体循环. 与 RAW 系统一样,在 RAE 系统中,从涡流管热端

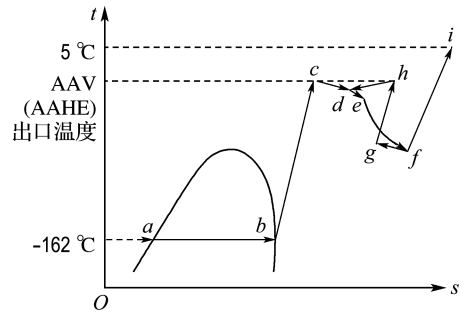
出来的流体温度直接达到管道要求( $f-i$ ),同时冷端温度下降( $f-g$ ),低温天然气继续通过 AAHE 从环境空气中吸热( $g-h$ ).



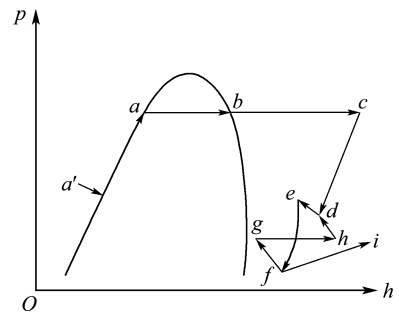
1 LNG 槽车; 2 LNG 储罐; 3 AAV; 5 调压装置; 6 计量和加臭装置; 7 城市管网; 8 涡流管; 9 AAHE; 10 喷射器; 11 LNG 低温泵

图 3 带有 RAE 的 LNG 汽化流程

Fig. 3 LNG regasification processes combined with RAE



(a)  $t-s$  图



(b)  $p-h$  图

图 4 带有 RAE 的 AAV 汽化系统状态分析

Fig. 4 State analysis for AAV regasification processes with RAE

由于喷射器和涡流管的入口及出口之间都存在压差(对于喷射器主要指工作流体入口和出口之间的压差),从 AAV 出来的气体要经历两个阶段的压力下降( $c-e$ ,  $e-g$  或  $e-i$ ),才能满足管道的压力要求. 在出现系统温升要求较高时,现有的 AAV 出口压力和管道允许压力之间的差值可能不足以驱动 RAE 系统. 因此在 LNG 储罐和

AAV 之间需要设置一个 LNG 低温泵用以提高天然气压力 ( $a'-a$ ). 在进入喷射器之前, 天然气在 AAV 中始终保持高压状态 ( $a-b-c$ ).

为了更好地理解 RAE 系统, 可以把它看成是由涡流管、AAHE 和喷射器组成的一个额外加热器, 喷射器的工作流体入口为加热器入口, 涡流管热端出口为加热器出口. 加热器以环境空气作为热源, 在加热器中, 气体压力下降的同时温度升高. 此外, 泵功的输入可以提高系统的加热性能. 天然气通过泵的作用, 压力得到提升. 在 RAE 系统中可以实现几十摄氏度的温升, 此时无须水浴加热器加热天然气, 即可实现显著的节能效益和零污染排放.

## 2 系统分析

### 2.1 系统假设

为了对这两种新型系统进行定量评估, 必须做出一些假设:

- (1) 流动工质为纯甲烷, 即天然气为 100%  $\text{CH}_4$ ;
- (2) 不考虑喷射器中气体温度的变化;
- (3) 涡流管的冷热端出口气体压力视为一致大小;
- (4) 所有设备的压力损失忽略不计, 且设备绝热;
- (5) 水浴加热器的换热效率为 100%;
- (6) 涡流管和喷射器的性能受气体属性的影响可以忽略不计.

### 2.2 工作参数

表 1 设定了本文用于系统分析的工作参数, 用以定量计算系统性能和节能分析.

由管道允许的温度, 可以求得一年中不同环境温度下对应所需的平均温升

$$\Delta t = t_p - (t_0 - (t_0 - t_3)) = 5\text{ }^\circ\text{C} - ((-15 \sim 10)\text{ }^\circ\text{C} - 10\text{ }^\circ\text{C}) = (5 \sim 30)\text{ }^\circ\text{C} \quad (1)$$

表 1 系统工作参数

Tab. 1 The operation conditions for the systems

符号	定义	参数	单位	备注
$t_0$	环境温度	-15~10	°C	增量为 5 °C
$t_3, t_9$	AAV 或者 AAHE 出口温度			比 $t_0$ 低 10 °C
$p_3$	AAV 工作压力	0.5	MPa	对 WBH 和 RAW 系统
$t_p$	管道允许温度	5	°C	
$p_p$	管道允许压力	0.2	MPa	
$V_0$	AAV 出口的体积流量	10 000	$\text{m}^3/\text{h}$	
$H$	系统每年的运行时间	3 000	h	
$q_0$	天然气的热值	35 581	$\text{kJ}/\text{m}^3$	
$\eta$	LNG 泵的效率	0.85		

### 2.3 关键部件以及系统性能

在计算系统性能之前, 应首先确定用于 RAW 和 RAE 系统中关键部件涡流管和喷射器的性能.

2.3.1 涡流管性能 本文只考虑入口压力和冷流比对涡流管能量分离性能的影响. 关于能量分离机理以及涡流管影响因素可参考之前的研究<sup>[7-10]</sup>. 冷流比定义为冷端出口流量  $m_{8-c}$  与入口流量  $m_{8-in}$  之比:

$$\epsilon = \frac{m_{8-c}}{m_{8-in}} \quad (2)$$

温升  $\Delta t_{8-h}$  指的是热端出口温度  $t_{8-h}$  和入口温度  $t_{8-in}$  的差值, 定义为

$$\Delta t_{8-h} = t_{8-h} - t_{8-in} \quad (3)$$

入口和冷端出口之间的温差  $\Delta t_{8-c}$  可以由下面的公式得到:

$$\Delta t_{8-c} = t_{8-in} - t_{8-c} \quad (4)$$

这时, 能量或者温度分离获得的温差  $\Delta t_8$  可以由下式得到:

$$\Delta t_8 = t_{8-h} - t_{8-c} \quad (5)$$

Subudhi 等<sup>[11]</sup> 基于以往以空气为工作流体在不同参数下得到的能量分离性能实验提出了各种不同的关联式, 然而, 由于误差太大而无法采用. 因此在不同入口压力以及冷流比下的能量分离性能的公开数据可从文献<sup>[12-13]</sup> 中获得, 如图 5 所示. 图中为入口压力 0.14~0.60 MPa (对应的出

口压力为环境压力)、冷流比 0.2~0.5 的热端温升和冷端温降. 从图中可以看出, 当提高入口压力时, 可以获得更高的温升和温降; 然而当增大冷流比时, 温升比较明显而温降变小, 但冷热两端总的温差是随着冷流比的增大而增大的.

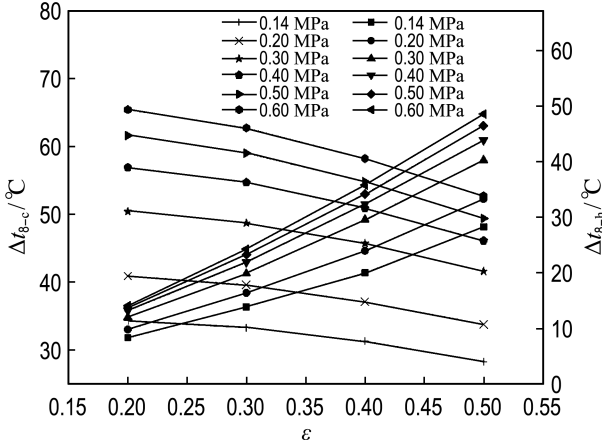


图 5 Ranque-Hilsch 涡流管的能量分离性能  
Fig. 5 Energy separation performance of RHVT

在 LNG 汽化系统中, 涡流管的加热能力是一个很重要的因素. 在这些曲线的基础上, 拟合出在一定入口压力和冷流比下用于系统评估的关联式.

2.3.2 喷射器性能 喷射系数  $\omega$  和增压比  $\pi$  是评估喷射器性能的两个关键参数. 喷射系数定义为引射流体质量流量  $m_{10-s}$  与工作流体质量流量  $m_{10-p}$  之比:

$$\omega = \frac{m_{10-s}}{m_{10-p}} \quad (6)$$

增压比定义为喷射器出口压力  $p_{10-out}$  与引射入口压力  $p_{10-s}$  之比:

$$\pi = \frac{p_{10-out}}{p_{10-s}} \quad (7)$$

在引射流体入口条件恒定的情况下, 喷射系数和出口压力之间的典型关系如图 6 所示. 当出口压力或者  $\pi$  提高时, 在不超过临界压力  $p^*$  时, 喷射系数保持恒定. 当出口背压高于  $p^*$  时, 引射流体质量流量随着背压的增高迅速下降, 当背压达到极限值  $p_{10-lim}$  时, 引射流体质量流量为零. 当背压高于临界压力时, 喷射器不再引射流体, 部分工作流体会从引射入口流出. 此外, 可以通过提高工作流体入口压力来获得较大的增压比, 但喷射系数会相应地下降<sup>[14]</sup>. 本文参考以往提出的喷射器设计方法来定量计算喷射器的性能<sup>[15]</sup>.

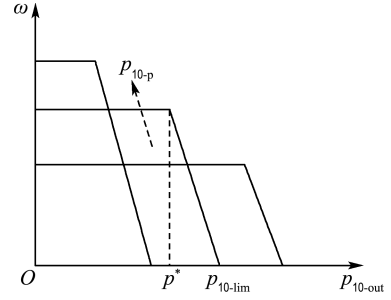


图 6 固定几何形状的喷射器典型性能示意图 (引射流体入口条件恒定)  
Fig. 6 Schematic diagram of ejector typical performance with fixed geometry (at constant secondary working fluid inlet conditions)

2.3.3 系统性能 对于采用水浴加热器的传统 AAV 系统来说, 水浴加热器在给定条件下加热低温天然气的 1 a 能耗可以通过下式得到:

$$Q_{WBH} = Hm_0 (h_{4-out} - h_{4-in}) \quad (8)$$

式中:  $Q_{WBH}$  是水浴加热器消耗的能量;  $m_0 = V_0 \rho_g$ , 是 AAV 出口的质量流量, 20 °C 环境温度、常压下, 天然气(纯甲烷)的密度  $\rho_g = 0.66 \text{ kg/m}^3$ ;  $h_{4-out}$  是 0.5 MPa 下气体在水浴加热器出口的比焓;  $h_{4-in}$  是入口的比焓.

为了提供这些热量, 在水浴加热器中所需要的天然气标准立方体积  $V_{WBH}$  可以用下式计算:

$$V_{WBH} = \frac{Q_{WBH}}{q_0} \quad (9)$$

对于 RAW 系统, 涡流管的入口压力受限于 AAV 的出口压力, 即涡流管可利用的压差可由下式得到:

$$\Delta p_{8-RAW} = p_3 - p_p = 0.3 \text{ MPa} \quad (10)$$

为了得到温升, 首先要确定冷流比. 基于图 5, 在 0.3 MPa 下进行多项式拟合:

$$\Delta t_{h-0.3 \text{ MPa}} = 2.09 + 33.95\epsilon + 84.05\epsilon^2 \quad (11)$$

此时  $(1-\epsilon)m_0$  流量的低温天然气被涡流管加热, 可以求出 RAW 系统中水浴加热器节约的能量为

$$\Delta Q_{RAW} = (1-\epsilon)m_0 (h'_{4-out} - h'_{4-in}) \quad (12)$$

式中:  $h'_{4-out}$  是在 0.2 MPa 下水浴加热器出口的比焓,  $h'_{4-in}$  是入口的比焓. 对应节约的天然气体积也可以求得:

$$\Delta V_{RAW} = \frac{\Delta Q_{RAW}}{q_0} \quad (13)$$

对于 RAE 系统, 由质量守恒定律可以得到涡流管的冷流比和喷射器的喷射系数之间存在以

下关系:

$$(1-\varepsilon)(1+\omega)=1 \text{ 或 } \varepsilon=1-\frac{1}{1+\omega} \quad (14)$$

通过上述等式,可以发现在 RAE 系统中,冷流比和喷射系数呈正相关。

喷射器的出口连接涡流管的入口,由于 AAHE 中的恒压加热,喷射器引射入口压力等于涡流管冷端出口压力,可得到

$$\pi=\frac{p_{10\text{-out}}}{p_{10\text{-s}}}=\frac{p_{8\text{-in}}}{p_{8\text{-c}}}=\tau \quad (15)$$

$\tau$  是涡流管入口压力和出口压力间的压降比。从上述等式可以看出,涡流管的压降比受限于喷射器的增压比,在引射入口条件恒定的情况下为了得到较高的增压比需要提高喷射器的入口压力。这也就是为什么需要设置 LNG 低温泵以实现涡流管热端出口较大温升的原因。

喷射器的效率较低,很难通过设计得到相对较高的增压比,因此根据图 5 所示的性能,选择 0.14 MPa 作为涡流管的入口压力,并对该压力下涡流管升温性能进行二次多项式拟合:

$$\Delta t_{h=0.14 \text{ MPa}}=3.19+13.68\varepsilon+69.64\varepsilon^2 \quad (16)$$

部分天然气在喷射器、AAHE 和涡流管冷端中循环,冷端出口的低温天然气可以继续从周围空气中吸热,因此在这个系统中不需要消耗额外的能量来加热低温天然气,唯一需要消耗的就是 LNG 低温泵功。

根据温升要求,可以由式(16)确定对应的冷流比。喷射系数  $\omega$  可以通过式(14)求得。在增压比  $\pi=\frac{p_{10\text{-out}}}{p_{10\text{-s}}}=\frac{(0.34+0.1) \text{ MPa}}{(0.2+0.1) \text{ MPa}}=1.47$  的情况下,通过文献[15]提供的喷射器设计方法,可以确定喷射器的出口压力。LNG 低温泵入口的压力为  $p_{11\text{-in}}=0.5 \text{ MPa}$ ,泵出口的压力等于喷射器入口的压力: $p_{11\text{-out}}=p_{10\text{-p}}$ ,因此可由下式求得泵功:

$$\Delta W_{11}=\frac{V_1 \Delta p_{11}}{\eta} \quad (17)$$

其中  $V_1$  是 LNG 的体积流量, $V_1=m_3/\rho_1$ , $\rho_1=423.3 \text{ kg/m}^3$ ,是天然气(纯甲烷)在环境压力下  $-162 \text{ }^\circ\text{C}$  时的密度。

把新系统节约的能量和传统系统消耗的能量比值定义为节能比。对于 RAW 系统,节能比  $\mu_{\text{RAW}}$  为

$$\mu_{\text{RAW}}=\frac{\Delta Q_{\text{RAW}}}{Q_{\text{WBH}}} \quad (18)$$

RAE 系统的节能比  $\mu_{\text{RAE}}$  为

$$\mu_{\text{RAE}}=\frac{Q_{\text{WBH}}-\Delta W_{11}}{Q_{\text{WBH}}} \quad (19)$$

### 3 结果分析

对于 RAW 系统,当知道了涡流管的热端温升以及由能量分离性能确定了对应的冷流比,可以通过式(11)和(12)快速求得节约的能量。但是对于 RAE 系统来说有额外的泵功输入,需要先计算喷射器的入口压力来确定所需要的泵功  $\Delta W_{11}$ ,结果如图 7 所示。喷射器的入口压力和 LNG 低温泵的泵功随着温升的增大而增大。对于  $5 \text{ }^\circ\text{C}$  的最低温升,不需要泵的增压,现有的 0.3 MPa 的压差就足以驱动喷射器和涡流管运行。当温升要求为  $30 \text{ }^\circ\text{C}$  时,喷射器的入口压力需要提高到 2 MPa,消耗的泵功为 7.65 kW。根据这些结果,这 3 个系统在 5、10、15、20、25、 $30 \text{ }^\circ\text{C}$  的温升要求下运行 3 000 h 节约的能量如图 8 所示。

图 8 比较了 3 个系统的能源消耗情况,RAW 和 RAE 系统得益于从涡流管冷端出来的气体可以通过 AAHE 继续从环境中吸热。随着温升要求的提高,带有水浴加热器的传统 LNG 汽化系统的能耗大大增加。在 RAW 系统中,随着涡流管热端温升的增大,更多的低温天然气需要通过水浴加热器加热。对于 RAE 系统,由于低温天然气在喷射器、AAHE 以及涡流管中循环,仅仅需要额外的一点泵功,就可以从空气中吸收更多的热量。此外,传统系统消耗的能量以及新型系统节约的能量对应的标准立方米天然气的量如图 9 所示。在较低的温升要求时,RAE 和 RAW 系统都有很

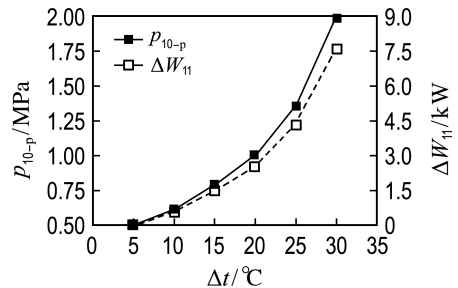


图 7 在不同温升要求下喷射器的入口压力和投入的泵功

Fig. 7 The primary inlet pressure of ejector and the work input of pump under different temperature rise requirements

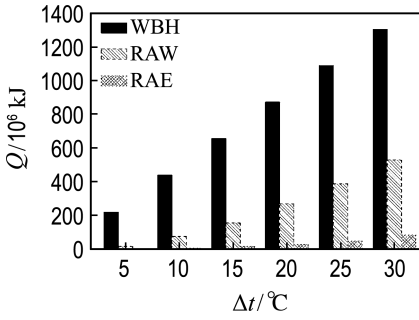


图 8 3 个系统的能源消耗对比

Fig. 8 Comparison of energy consumption among the three systems

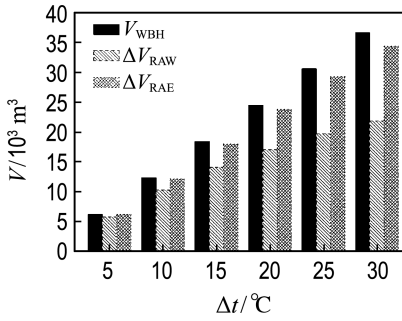


图 9 WBH 消耗的天然气以及 RAW 和 RAE 系统节约的天然气

Fig. 9 NG consumption for WBH and NG saving for RAW and RAE system

好的节能性,随着温升的增大,在固定的入口压力下,仅能通过增大冷流比来提高涡流管的加热性能,这就意味着更多的低温天然气要通过水浴加热器来吸热,此时 RAW 的节能性减弱.节能比如图 10 所示,当温升要求为 30 °C 时,两个系统的节能比均下降至最低,RAW 系统的节能比仅为

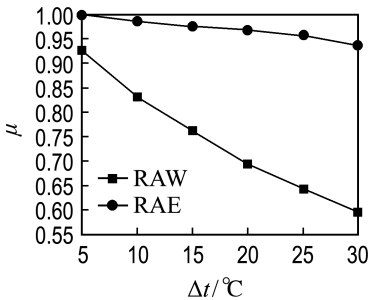


图 10 与传统 LNG 汽化系统对比 RAW 和 RAE 系统的节能比

Fig. 10 Energy saving ratio of RAW and RAE system compared to the traditional LNG regasification processes

59.47%,然而 RAE 系统的节能比仍在 90% 以上.

## 4 结 语

本文提出了两种新型空气源热泵加热系统用于以空温式汽化器为汽化方式的 LNG 汽化流程,其原理是利用系统内压差驱动涡流管产生能量分离,产生的低温天然气可在空温式换热器中进一步从环境吸热.并且,当涡流管、空温式换热器结合喷射器后,组成的一个由压力驱动的内部流动循环可持续从环境中吸热,以达到无须传统水浴加热器加热的目的.计算结果表明,两种加热系统相较于传统加热系统可降低的系统能耗分别为 50% 以上和 90% 以上.涡流管、喷射器作为一种结构简单、紧凑,内部无任何机械运动部件且运行稳定的装置,应用于 LNG 汽化站,相较于传统加热系统拥有系统紧凑、初期投资小、无运行成本、无须值守和运行周期长等诸多优点.

## 参 考 文 献:

- [1] KANBUR B B, XIANG Liming, DUBEY S, *et al.* Cold utilization systems of LNG: A review [J]. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 2017, **79**:1171-1188.
- [2] FAHMY M, NABIH H I, EL-RASOUL T A. Optimization and comparative analysis of LNG regasification processes [J]. *Energy*, 2015, **91**:371-385.
- [3] MOKHATAB S, MAK J Y, VALAPPIL J V, *et al.* *Handbook of Liquefied Natural Gas* [M]. Houston: Gulf Professional Publishing, 2016.
- [4] 居万美. LNG 气化站的工艺设计分析 [J]. *中国石油和化工标准与质量*, 2013, **33**(22):42. JU Wanmei. Processes design and analysis of LNG regasification station [J]. *China Petroleum and Chemical Standard and Quality*, 2013, **33**(22):42. (in Chinese)
- [5] 张 博,郭向吉.一种可实现从低温空气环境下持续吸热的液化天然气气化系统:CN201711096355.5 [P]. 2017-11-09. ZHANG Bo, GUO Xiangji. A LNG regasification system which can realize sustainably absorbing heat from ambient air: CN201711096355.5 [P]. 2017-11-09. (in Chinese)
- [6] 张 博,郭向吉.一种利用压力驱动的液化天然气

- 气化加热系统: CN201711096590.2 [P]. 2017-11-09.
- ZHANG Bo, GUO Xiangji. A pressure-driven heating LNG regasification and heating system: CN201711096590.2 [P]. 2017-11-09. (in Chinese)
- [7] ZHANG Bo, GUO Xiangji. Prospective applications of Ranque-Hilsch vortex tubes to sustainable energy utilization and energy efficiency improvement with energy and mass separation [J]. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, 2018, **89**:135-150.
- [8] GUO Xiangji, ZHANG Bo. Analysis of the unsteady heat and mass transfer processes in a Ranque-Hilsch vortex tube: Tube optimization criteria [J]. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, 2018, **127**:68-79.
- [9] GUO Xiangji, ZHANG Bo. Computational investigation of processing vortex breakdown and energy separation in a Ranque-Hilsch vortex tube [J]. **International Journal of Refrigeration**, 2018, **85**:42-57.
- [10] ZHANG Bo, GUO Xiangji, YANG Zhuqiang. Analysis on the fluid flow in vortex tube with vortex periodical oscillation characteristics [J]. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, 2016, **103**:1166-1175.
- [11] SUBUDHI S, SEN M. Review of Ranque-Hilsch vortex tube experiments using air [J]. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, 2015, **52**(Supplement s396):172-178.
- [12] SKYE H M, NELLIS G F, KLEIN S A. Comparison of CFD analysis to empirical data in a commercial vortex tube [J]. **International Journal of Refrigeration**, 2006, **29**(1):71-80.
- [13] SECCHIAROLI A, RICCI R, MONTELPARE S, *et al.* Numerical simulation of turbulent flow in a Ranque-Hilsch vortex tube [J]. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, 2009, **52**(23/24):5496-5511.
- [14] GALANIS N, SORIN M. Ejector design and performance prediction [J]. **International Journal of Thermal Sciences**, 2016, **104**:315-329.
- [15] ZHANG Bo, SONG Xutong, LV Jinsheng, *et al.* Study on the key ejector structures of the waste heat-driven ejector air conditioning system with R236fa as working fluid [J]. **Energy and Buildings**, 2012, **49**:209-215.

## Novel heating systems for LNG regasification with vortex tube and ejector

GUO Xiangji<sup>1</sup>, ZHANG Shengsheng<sup>2</sup>, ZHANG Bo<sup>\*1</sup>, LI Ling<sup>1</sup>

( 1. Key Laboratory of Complex Energy Conversion and Utilization, Liaoning Province, School of Energy and Power Engineering, Dalian University of Technology, Dalian 116024, China;

2. Research and Design Center, China Academy of Launch Vehicle Technology, Beijing 100076, China )

**Abstract:** Two novel air-source heat pumps, mainly consisting of vortex tube, ejector and ambient air heat exchanger, are proposed to absorb heat from low-temperature environment. Such heating system will be supplemented to the LNG regasification process, taking the place of water-bath heater, to minimize electricity or natural gas consumption. In these two novel heating systems, due to the gas temperature drop at the cold end of the vortex tube, the natural gas can continue absorbing heat from the environment in the ambient air heat exchanger. In addition to giving a detailed description of the system, a mathematical quantitative model is also established. Through setting specific working conditions, the performance of the two heating systems, energy consumption and energy saving ratio relative to the traditional heating system are calculated and analyzed. The results show that when the gas temperature requirement is between 5 °C and 30 °C, the energy saving ratio of the heating system without ejector is above 50%, while that of the heating system with ejector is above 90%.

**Key words:** LNG regasification; ambient air vaporizer; vortex tube; ejector; energy saving