

DOI: 10.7652/xjtuxb201409012

电气体发电中有热添加的喷管流动及热力循环分析

朱桂同^{1,2}, 陈清华^{1,2}, 刘娟芳^{1,2}, 陈子云^{1,2}

(1. 重庆大学低品位能源利用技术及系统教育部重点实验室, 400030, 重庆; 2. 重庆大学动力工程学院, 400030, 重庆)

摘要: 为了提高电气体发电循环的热效率, 在有回热的布雷顿循环基础上, 对喷管中膨胀的气体进行加热, 使循环过程尽量接近 Ericsson 循环。用 CFD 数值模拟的方法研究了有热添加的喷管流动, 并分析了喷管加热对循环热效率的影响, 提出了一种可以提高电气体发电循环热效率的方法。计算和分析结果表明: 定热流加热条件下, 延长喷管渐缩段和增大入口高度能有效提高喷管流体速度和温度; 受边界层的限制, 壁面加热方式对主流区域影响不大, 而内热源加热方式在主流区域效果明显; 将壁面和内热源加热方式结合能够有效地将热量添加到喷管气流中, 并能提高循环热效率。

关键词: 电气体发电; 热添加喷管流动; Ericsson 循环; CFD 数值模拟; 热效率

中图分类号: TK121 **文献标志码:** A **文章编号:** 0253-987X(2014)09-0068-06

Analysis on the Nozzle Flow with Heat Addition and Its Thermal Cycle Efficiency in Electrogas dynamics

ZHU Guitong^{1,2}, CHEN Qinghua^{1,2}, LIU Juanfang^{1,2}, CHEN Ziyun^{1,2}

(1. Key Laboratory of Low-Grade Energy Utilization Technologies and Systems of Ministry of Education, Chongqing University, Chongqing 400030, China; 2. College of Power Engineering, Chongqing University, Chongqing 400030, China)

Abstract: In order to improve the thermal efficiency, the gas flow in a nozzle of the regenerative Brayton cycle was heated in the expansion process of gas, which can make the electrogasdynamic cycle process approach an Ericsson cycle. The flat Laval nozzle for the electrogasdynamic(EGD) converter was designed and optimized. The nozzle flow with heat addition was investigated through CFD simulation. With a constant flux on the wall, the nozzle with a longer converging section and higher entrance can effectively increase the gas flow velocity and temperature. Heat addition through nozzle wall has little impact on gas velocity and temperature in the regions around the centerline due to the effect of boundary layer. Whereas the inner heat source based heating can significantly increase the gas velocity and temperature in nozzle's central region. The combined heat addition mode of wall heating and inner heat source can effectively improve the thermal cycle efficiency.

Keywords: electrogas dynamics; nozzle flow with heat addition; Ericsson cycle; CFD numerical simulation; cycle efficiency

电气体发电机原理如图 1 所示, 其过程是利用流经拉瓦尔喷管的高速气体运载离子或带电微粒, 克服电场力, 电荷由低电位输送到高电位, 使流体动

能转化为电能。电气体发电装置无转动部件, 相比常规的透平-发电机热力循环系统, 结构紧凑、维护要求低, 但目前其热电转化效率不高^[1]。

收稿日期: 2014-01-23。 作者简介: 朱桂同(1988—), 男, 硕士生; 陈清华(通信作者), 男, 教授。 基金项目: 国家自然科学基金资助项目(NSFC51206196); 重庆市自然科学基金资助项目(CSTC2011BB4074)。

网络出版时间: 2014-06-13

网络出版地址: <http://www.cnki.net/kcms/detail/61.1069.T.20140613.1457.001.html>

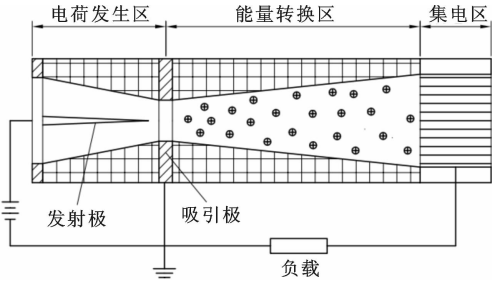


图 1 电气体发电原理图

目前,国内外对于电气体发电的研究主要有理论计算、数值模拟和实验等。Marks 阐述了电气体发电的原理和装置,对简化的模型进行了分析计算,并且申请了专利^[2-4]。Soltani 等人对矩形通道中带电微粒在低雷诺数的流动过程进行了直接数值模拟^[5]。Varga 等人利用商业 CFD 软件对电气体发电装置中的两相流流动进行了数值模拟^[6]。Oliveira 等人依据一维绝热流动和电动流体力学方程,对电气体发电装置进行了研究,计算了不同工质在不同条件下,能量转化通道的最大发电效率,用 CFD 模拟了绝热条件下有湍流影响的喷管内的流动现象^[1]。Eissa 将电气体发电与气流引射式制冷系统结合起来,计算了不同工质不同工况下的制冷系数和电气体发电效率,并且进行了相关实验^[7]。国内对于电气体发电的研究并不多,上海锅炉厂研究所的一份资料对电气体发电的原理、存在的主要问题进行了阐述,并且总结了各国对于电气体发电的研究状况^[8]。西安交通大学的陈听宽等人对电气体发电的基本原理,单极电荷的产生、输送和收集以及电气体发电的热力循环进行了介绍^[9]。目前,对于电气体发电的研究主要集中在对电气体发电通道热电转化过程的模拟计算,并将气体在喷管中的膨胀过程按照绝热过程处理。

电气体发电的基本循环为布雷顿循环,其循环系统图和 $T-s$ 图如图 2 所示。无回热循环为 1-2-3-4-1,其中:过程 1-2 为绝热压缩;2-3 为等压加热;3-4 为气体在电气体发电机通道中绝热膨胀并做功,气体获得动能,运载带电粒子至能量转化段,将动能转化为电势能;4-1 为等压冷却。

采用回热可以提高布雷顿循环的热效率。在有回热的基础上,采用分级压缩、中间冷却、分级膨胀、中间再热可以进一步提高循环热效率,如图 3 所示。当分级压缩和膨胀的级数无限多,循环就变为图中的 1-2'-3-4'-1 包含等温膨胀及等温压缩的 Ericsson 循环,具有与卡诺循环相同的热效率。

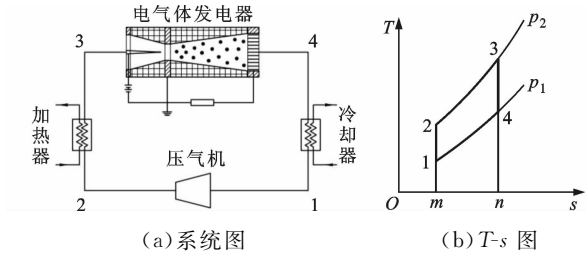


图 2 电气体发电系统图及 $T-s$ 图

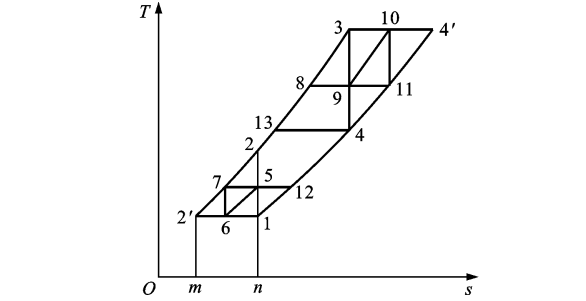


图 3 分级压缩中间冷却、分级膨胀中间再热系统 $T-s$ 图

实际上采用过多的分级压缩和分级膨胀以及中间冷却和中间再热会增大循环过程气体的流动阻力和不可逆损失,也使得设备庞杂而不现实。然而,可以考虑对喷管加热,使气体边膨胀边加热,而在压气机压缩时,可以对其边压缩边冷却,使循环尽量接近 Ericsson 循环。本文在有回热的布雷顿循环基础上,结合电气体发电原理,提出对喷管中膨胀的气体进行加热,通过有热添加的非绝热膨胀过程,使有回热的布雷顿循环接近 Ericsson 循环,达到提高循环热效率的目的。图 4 为本文提出的有热添加的非绝热膨胀电气体发电器循环过程示意图。图中 1-2 为气体在压缩机中绝热压缩过程,3-4'' 为加热条件下,气体在电气体发电机中膨胀做功过程(理想条件下为等温过程 3-4',实际为多变过程 3-4'')。4''-6 为气体在回热器中放热过程,2-5'' 为压缩之后的气体在回热器中被加热过程。5''-3 为气体在高温热源中定压吸热过程。与有回热的未对喷管加热的循环(1-2-5-3-4-6-1)相比,系统向冷源排放的热量相同,都是 $q_2 = h_6 - h_1$,但循环净功 w_{net} 增大(闭合曲线包围面积增大),根据下式

$$\eta_{net} = \frac{w_{net}}{q_1} = \frac{w_{net}}{w_{net} + q_2} \tag{1}$$

w_{net} 增大, q_2 不变,循环热效率 η_{net} 提高。

本文采用的循环参数如下:电气体发电机喷管入口压力 $p_3 = 709\ 275\ \text{Pa}$,出口压力 $p_4 = 101\ 325\ \text{Pa}$,入口温度 $T_3 = 991\ \text{K}$,循环最低温度 $T_1 = 300\ \text{K}$,工质为氦气。

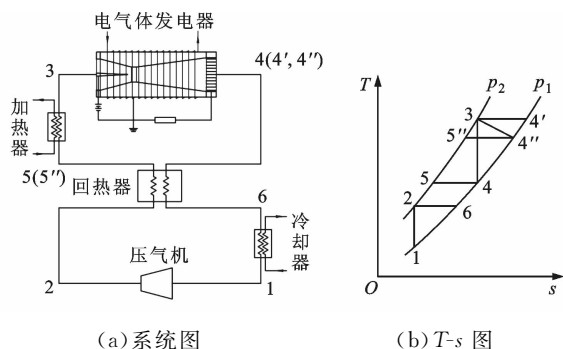


图4 喷管有加热的电气体发电系统图及 T - s 图

1 喷管设计的方法验证

1.1 喷管设计

喷管是电气体发电机实现能量转化的主要部件。为便于通过壁面对喷管进行加热和集电极收集电荷,本文采用一种型线为两段圆弧在喉部相切的扁平拉瓦尔喷管,喷管尺寸如图5所示,喷管通道宽度为8 mm。

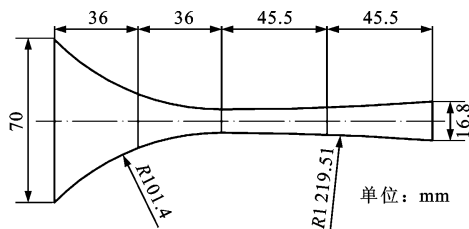


图5 喷管型线及尺寸

1.2 数学模型

由于气体在喷管中的速度可达数倍声速,因此选用可压缩模型。模拟中采用 RNG κ - ϵ 湍流模型进行喷管内流体流动的模拟,其湍动能与耗散率方程如下

$$\frac{\partial}{\partial x_i}(u_i k) = \frac{1}{\rho} \frac{\partial}{\partial x_i} \left(\alpha_k \mu_{\text{eff}} \frac{\partial k}{\partial x_i} \right) + \frac{\mu_t}{\rho} S^2 + \frac{1}{\rho} G_b - \epsilon \quad (2)$$

$$\frac{\partial}{\partial x_i}(u_i \epsilon) = \frac{1}{\rho} \frac{\partial}{\partial x_i} \left(\alpha_\epsilon \mu_{\text{eff}} \frac{\partial \epsilon}{\partial x_i} \right) + \frac{C_{1\epsilon}}{\rho} \frac{\epsilon}{k} \mu_t S^2 - C_{2\epsilon} \frac{\epsilon^2}{k} - R \quad (3)$$

式中:湍流黏性系数 $\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\epsilon}$;湍流有效黏度 $\mu_{\text{eff}} = \mu + \mu_t$; C_μ 、 $C_{1\epsilon}$ 、 $C_{2\epsilon}$ 为常数;系数 $\alpha_k = \alpha_\epsilon = 1.39$; S 为平均应变率张量 S_{ij} 的模; R 、 G_b 的计算可参见文献[10]。

1.3 模拟方法验证

采用本文的模拟方法,对文献[11]中的喷管进

行了模拟。介质为空气,进口压力为 2 MPa,温度为 820 K,模拟结果见图6。

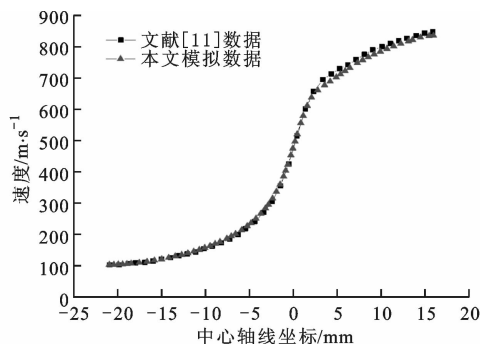


图6 文献[11]数据与本文模拟数据的对比

由于网格划分有所不同,最后模拟的最大速度相对误差为 1.3%,说明模拟方法是正确的。对本文所设计的模型进行网格无关性验证,结果表明,网格数大于 30 万时,模拟结果不再受网格疏密程度的影响。

2 喷管壁面加热

2.1 不同加热功率下的喷管流动

分别采用 60、100 W/cm² 的定热流密度对喷管壁面进行加热,出口速度和温度见表1。由表1可以看出,相对于绝热流动,热流为 60、100 W/cm² 时,喷管出口速度分别提高了 2.10% 和 3.22%,出口温度分别提高了 10.70% 和 18.43%。速度和温度虽有一定提高,但不是很明显。为了进一步提高加热效果,下面探索了几种不同的加热方式。

表1 不同热流密度下的喷管出口参数

热流密度/W · cm ⁻²	绝热	60	100
出口速度/m · s ⁻¹	885.50	904.11	914.01
出口温度/K	609.17	674.36	721.43

2.2 渐缩段长度对喷管流动的影响

在壁面加热方式中,加热功率等于热流密度与加热面积的乘积。提高热流密度和增大加热面积都可以增加加热总量,但热流密度受到壁面边界层的限制,不能太大,因此当热流密度不变时,通过增加换热面积可以提高加热功率。增加渐缩段长度使得渐缩段的换热面积加大,从而提高了渐缩段的加热量。图7和图8是渐缩段分别为 72、122、172 mm 时,定热流(60 W/cm²)加热条件下喷管内的流动模拟结果。从图中可看出,相比绝热,渐缩段延长时,管内流体速度和温度都有所提高,且渐缩段越长流速越大。

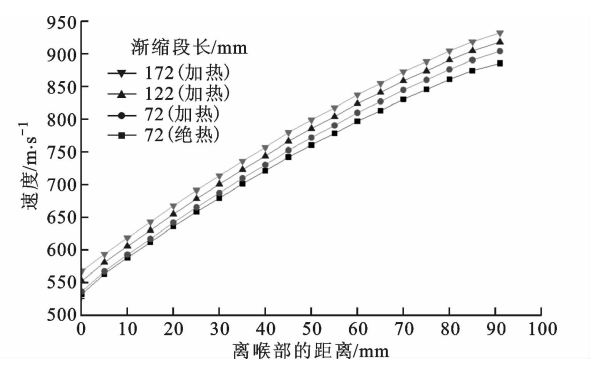


图 7 定热流加热条件下不同渐缩段喷管的速度曲线

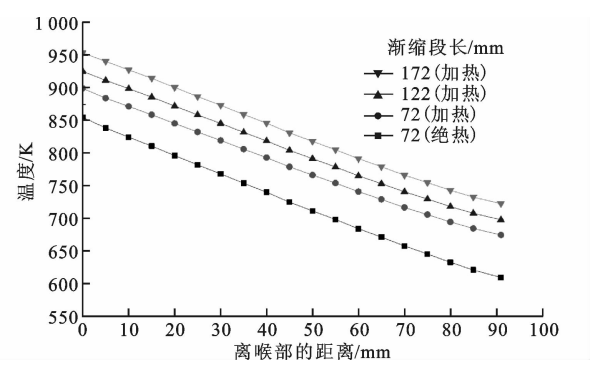


图 8 定热流加热条件下不同渐缩段喷管的温度曲线

2.3 入口高度对喷管流动的影响

在渐缩段收敛角为 $30^{\circ}\sim60^{\circ}$ 的范围内,设计了 3 种入口高度不同的喷管。模拟了入口高度分别为 50、70、90 mm 时,定热流(60 W/cm^2)加热条件下喷管内的流动,结果见表 2。可以看出,加热条件下,随着入口面积增大,出口速度、温度依次增大,速度和温度提高幅度也逐渐增大。适当增加入口高度,有利于对气体加热。

喷管入口高度/mm	50	70	90
绝热出口速度/ $\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$	885.82	885.50	885.33
加热出口速度/ $\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$	901.55	904.11	906.44
速度提高幅度/%	1.78	2.10	2.38
绝热出口温度/K	608.89	609.17	609.31
加热出口温度/K	668.77	674.36	679.18
温度提高幅度/%	9.83	10.70	11.47

2.4 优化后的喷管流动

通过上述结果可以看出,延长渐缩段、增大入口高度,并对喷管进行加热可以提高喷管出口速度和温度。考虑喷管的实际尺寸以及渐缩段收敛角的范围,最终确定的喷管尺寸见图 9。

在壁面热流密度为 60 W/cm^2 的条件下,优化后喷管出口速度为 914.57 m/s ,温度为 692.15 K ,

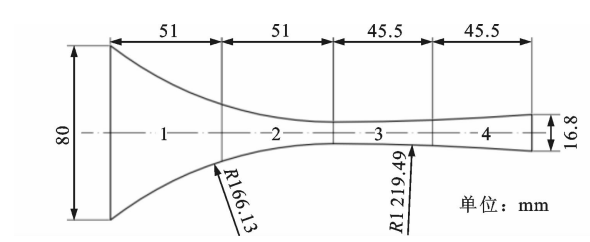


图 9 优化后的喷管尺寸

速度和温度分别提高了 3.23%、13.7%,而未经优化的喷管,出口速度和温度仅为 904.11 m/s 、 674.36 K ,提高幅度分别为 2.10%、10.7%。可见,优化后的喷管更利于对喷管内的膨胀气体加热。

3 加热方式优化

3.1 不同加热方式的对比

在相同加热功率 $7\,216.2\text{ W}$ 条件下,对壁面加热和内热源加热进行了对比。两种加热方式下喷管喉部和出口横截面中心的速度与温度分布见图 10 和图 11。可以看出,壁面定热流加热条件下,壁面附近速度、温度提高明显,对主流区影响不大。内热源加热条件下,喷管主流区速度、温度提高明显。

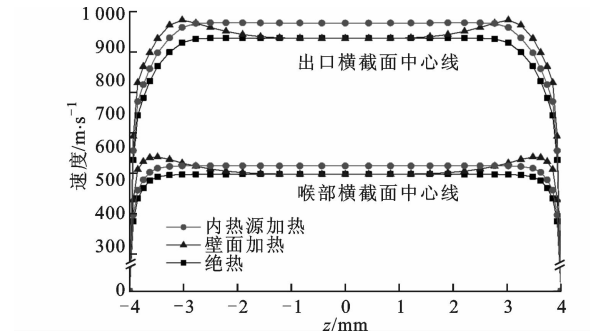


图 10 喷管横截面中心速度分布

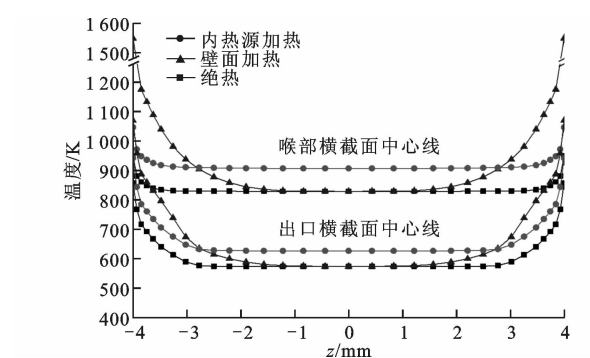


图 11 喷管横截面中心温度分布

3.2 壁面内热源综合加热

采用壁面和内热源加热相结合的方式,同时考虑不同位置加热对流场的影响,如图 9 所示,将喷管分为 4 部分,按照不同的比例进行加热。加热功率

为 7 216.2 W 时,各位置的加热功率见表 3。采用综合加热方式进行加热时喷管出口参数见表 4。可以看出,相同加热功率条件下,与单一的整体加热相比,综合加热方式能够明显提高喷管出口的速度。综合加热方式下喷管轴向参数及出口横截面中心参数见图 12~15。可以看出,综合加热不仅在壁面附近能有效提高气体的速度和温度,在主流区域内速度和温度提高效果也很明显。

表 3 综合加热方式下各位置的加热功率

喷管位置	1	2	3	4
壁面加热功率/W	779.35	606.16	808.21	346.38
内热源加热功率/W	1 818.48	2 424.64	346.38	86.59

表 4 综合加热方式下喷管的出口参数

加热方式	绝热	壁面加热	内热源加热	综合加热
速度/ $\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$	885.99	914.57	914.72	922.06
速度提高幅度/%		3.23	3.24	4.07

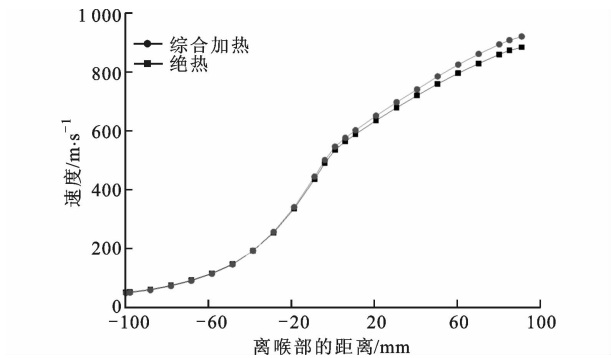


图 12 综合加热方式下喷管的轴向速度

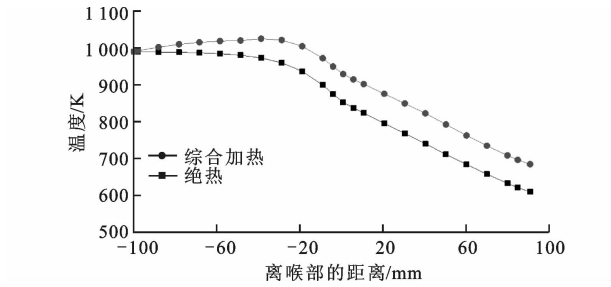


图 13 综合加热方式下喷管的轴向温度

4 电气体发电热力循环效率计算

实际循环 $T-s$ 图见图 16。无回热实际过程为 1-2'-3-4'-1。1-2'过程为压气机中不可逆绝热压缩过程,3-4'为电气体发电机中不可逆绝热膨胀过程。设压气机绝热效率为 $\eta_{c,s}$,则实际压气机耗功

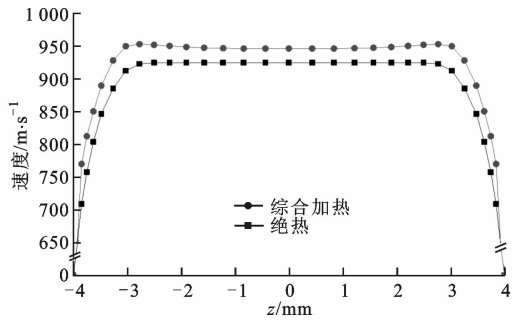


图 14 综合加热方式下出口横截面中心线速度

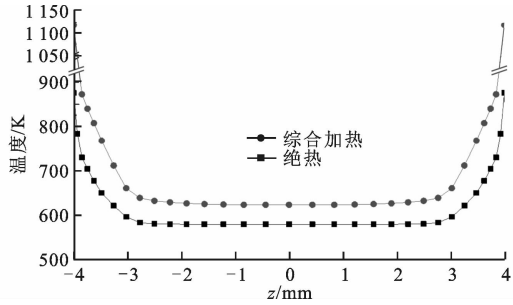


图 15 综合加热方式下出口横截面中心线温度

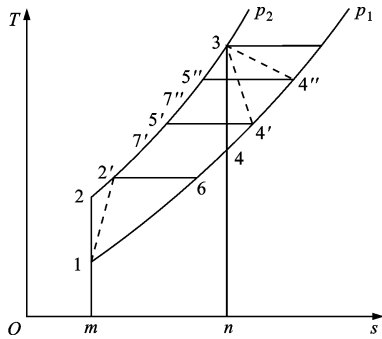


图 16 实际循环 $T-s$ 图

$$\omega'_c = \frac{1}{\eta_{c,s}}(h_2 - h_1) = h_{2'} - h_1 \tag{4}$$

$$h_{2'} = h_1 + \frac{1}{\eta_{c,s}}(h_2 - h_1) \tag{5}$$

膨胀功等于喷管内气体获得的动能增量

$$\omega'_T = h_3 - h_{4'} = \frac{1}{2}(c_{t4'}^2 - c_{t3}^2) \tag{6}$$

实际循环净功

$$\omega'_{net} = \omega'_T - \omega'_c \tag{7}$$

循环中气体实际吸热量

$$q'_1 = h_3 - h_{2'} = h_3 - h_1 - \frac{1}{\eta_{c,s}}(h_2 - h_1) \tag{8}$$

因而,实际循环的热效率为

$$\eta'_{net} = \frac{\omega'_{net}}{q'_1} \tag{9}$$

有回热的实际循环为 1-2'-7'-3-4'-6-1,设回热度为 σ ,若将气体的比热容近似为常数,则

$$T_{7'} = \sigma(T_{4'} - T_{2'}) + T_{2'} \tag{10}$$

有回热时循环效率为

$$\eta'_{\text{net}} = \frac{w'_{\text{net}}}{q_1} = \frac{w'_{\text{net}}}{h_3 - h_{7'}} \tag{11}$$

在回热的基础上对喷管加热时,气体在喷管的膨胀过程为 3-4'',4''-6 为膨胀后气体在回热器冷却的过程,2'-7''为压缩之后气体在回热器中被加热的过程

$$T_{7''} = \sigma(T_{4''} - T_{2'}) + T_{2'} \tag{12}$$

对喷管的加热功率为 W,则总加热量为

$$Q_1 = q_m(h_3 - h_{7''}) + W \tag{13}$$

膨胀功等于喷管内动能的增量

$$w''_T = \frac{1}{2}(c_{f4''}^2 - c_{f3}^2) \tag{14}$$

实际循环净功

$$w''_{\text{net}} = w''_T - w'_c \tag{15}$$

因此,循环热效率为

$$\eta_{\text{net}} = \frac{W''_{\text{net}}}{Q_1} = \frac{q_m w''_{\text{net}}}{q_m(h_3 - h_{7''}) + W} \tag{16}$$

取压气机效率 $\eta_{c.s}=0.89$,回热度 $\sigma=0.7$,计算了无回热、有回热以及在有回热的基础上对喷管按照综合加热方式加热,加热功率分别为 3 608、7 216 W 时循环的热效率,见表 5。从表中可以看出,加入回热器可以提高循环效率。在有回热器的基础上对喷管中的气体边膨胀边加热,可以提高循环热效率,并且增大加热功率可使效率进一步提高。

表 5 综合加热方式下循环的热效率

循环条件	无回热	有回热	3 608 W	7 216 W
循环热效率/%	26.47	29.15	30.99	32.68

5 结 论

- (1)壁面加热时,只增加热流密度并不能有效提高速度和温度。延长渐缩段和增大入口高度,喷管出口速度、温度提高幅度增大。
- (2)壁面加热方式在喷管壁面附近速度和温度提高较明显,在主流区影响不大;内热源加热方式在主流区效果明显;两者结合加热方式能够有效提高壁面附近和主流区的速度和温度。
- (3)在回热的基础上对喷管进行加热,可实现有热添加的非绝热膨胀,能够有效地提高电气体发电循环的热效率。探索了一种可以有效提高电气体发电循环热效率的方法。

参考文献:

[1] OLIVEIRA A C, RIFFAT S B, VARGA S, et al. Study of electrogasdynamic power conversion [M] // LEFEBVRE C M. Electric Power: Generation, Transmission and Efficiency. New York, USA: Nova Science Publishers, 2007: 171-200.

[2] MARKS A M. Heat electrical power conversion through the medium of a charged aerosol: USA, 2638555 [P]. 1953-05-12.

[3] MARKS A M. Electrothermodynamic (ETD) power converter: USA, 4395648 [P]. 1983-07-26.

[4] MARKS A M. Electrothermodynamic power converter with converging flows: USA, 4677326 [P]. 1987-06-30.

[5] SOLTANI M, AHMADI G, OUNIS H, et al. Direct simulation of charged particle deposition in turbulent flow [J]. International Journal of Multiphase Flow, 1998, 24(1): 77-92.

[6] VARGA S, OLIVEIRA A C. Simulation study of an electrogasdynamic power converter using CFD [J]. International Journal of Low Carbon Technologies, 2006, 1(3): 245-261.

[7] EISSA K. Electrogasdynamic converter incorporated in a trigeneration system [J]. Chapnet Newsletter, 2004, 4(9): 4-8.

[8] 上海锅炉厂研究所. 电气体发电(EGD) [J]. 锅炉技术, 1970, 6: 49-51.

[9] 陈听宽,章燕谋,温龙,等. 新能源发电 [M]. 北京: 机械工业出版社, 1989.

[10] 李隆键. 螺旋管内对流传热过程及其强化 [D]. 重庆: 重庆大学, 2000.

[11] 李青. 冷喷涂喷枪的结构设计与优化 [D]. 沈阳: 沈阳工业大学, 2008.

[本刊相关文献链接]

赵曙,朱惠人,郭涛,等. 出流比及旋转数对回转通道流动换热影响. 2014,48(6): 117-121. [doi:10.7652/xjtuxb201406020]

郭朋华,王元,李景银. 太阳能烟囱发电系统内传热问题的数值分析. 2014,48(3): 102-107. [doi:10.7652/xjtuxb201403019]

赵曙,朱惠人,郭涛,等. 旋转带肋回转通道流动换热数值模拟. 2014,48(2): 125-130. [doi:10.7652/xjtuxb201402021]

唐文勇,陈清华,陈子云,等. 送粉气流对冷喷涂流场及粒子速度影响的数值模拟. 2012,46(7): 82-86. [doi:10.7652/xjtuxb201207015]

(编辑 荆树蓉)