

纯环路型和混合型行波热声发动机的对比实验

王红丽, 汪双凤

(华南理工大学 传热强化与过程节能教育部重点实验室, 广东 广州 510640)

摘 要: 研制了以陶瓷为板叠的行波热声发动机实验装置, 进行了纯环路型与混合型行波热声发动机热力性能的对比实验研究, 分析了系统的起振和消振过程及机理, 研究了加热端温度、冷却端温度和回热器对系统性能的影响。结果表明, 混合型行波热声发动机比纯环路型行波热声发动机具有更低的起振温度; 且随着冷却端温度的升高, 系统的起振温度也随着升高; 回热器孔径对系统的性能有较大的影响, 本实验中回热器孔径为 0.8 mm 时系统起振温度最低; 实验过程中还发现了“二次起振”现象。

关 键 词: 热声发动机; 纯环路型和混合型; 起振; 消振; 回热器

中图分类号: TK05 文献标识码: A

引 言

热声发动机是基于热声效应的一种新型绿色动力装置, 可以用废热、太阳能^[1]和燃气作为热源, 能够有效的应对能源紧缺, 对于电能缺乏而热能丰富的场合更加具有实际意义。此外, 由于该装置除振荡气体外没有其它运动部件, 具有结构简单、寿命长等优点, 在航天技术、国防军工等高新技术领域可以得到广泛应用, 在天然气液化、空调制冷和发电等方面也都有很大的潜力, 因此近 30 年来热声机械热机受到越来越多的关注。

热声发动机可分为驻波型热声发动机和行波型热声发动机, 但是驻波型热声发动机是基于不可逆热力循环, 其热声效率不是很高。Ceperley 提出了行波型热声驱动器的概念^[2], 行波型热声驱动是利用行波和声波来控制气体的运动和压力波动, 实现可逆的卡诺循环, 很大的提高了热声转换效率, 但是 Ceperley 并没有通过实验实现声功放大的效果^[3]。Yazak 等人首先在回路结构行波系统中实现了热声激振, 虽然系统效率比较低, 但重要的是, 他们的研究证实了行波方案的可行性^[3]。Backhaus 和 Swift 在 Nature 上发表了一个新型行波热声热机的方

案^[4], 使得热声发动机的研究取得了突破性进展。他们报道的系统效率高达 0.30 该效率甚至可以与内燃机相媲美, 引起了人们对热声发动机极大的研究热情。

本文介绍了自行研制的行波型热声发动机装置, 进行了纯环路型和混合型行波热声发动机的对比实验研究, 证明混合型行波热声发动机的起振温度更低, 并对起振和消振过程进行了深入分析, 实验中还还对影响系统性能的参数进行了研究, 如加热端温度、冷却端温度和回热器, 实验过程中发现了“二次起振”现象^[5]。

1 实验系统

图 1 为纯环路型行波热声发动机的实验装置图。主要由以下几部分组成^[6-8]: 加热器、回热器、冷却器和行波导管等。其中最核心的部分是由加热器、回热器和冷却器组成, 加热器和冷却器的作用是在回热器两端产生温度梯度, 而回热器是实现热声转换的关键部件, 系统设定频率为 118 Hz ($\approx c/\lambda$)。

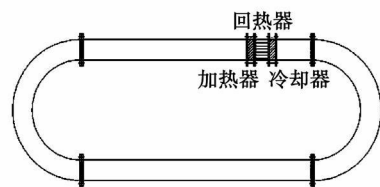


图 1 纯环路型行波热声发动机示意图

混合型行波热声发动机实验装置的主体部分和纯环路型的一样, 不同的是, 在环路中引出了谐振支管。如果把行波环路看作是行波反馈回路, 谐振管看做是驻波热声发动机, 我们在驻波热声发动机谐振管速度波节 (压力波腹) 处通过 T 型三通管引入行波反馈, 这样既利用了行波的压力、速度同相关系

收稿日期: 2009-03-11; 修订日期: 2009-06-16

作者简介: 王红丽 (1983-) 女, 河南南阳人, 华南理工大学硕士研究生。

形成的具有高效率的斯特林循环,同时又利用驻波增大了板叠处的声阻抗值^[4],从而提高整机热效率.系统都是采用不锈钢管,为模拟 1/4 波长系统,该装置在谐振管出口处设为开口,如图 2 所示,声音的分贝数正是在开口处测得。

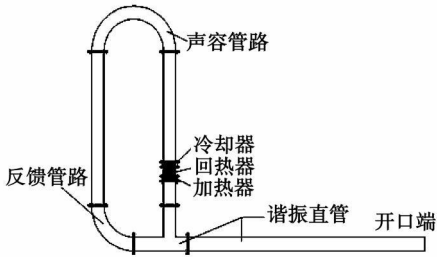


图 2 混合型行波热声发动机示意图

加热器是整机的动力源,采用内加热方式,直接在管内加热。加热器是由电炉丝缠绕在陶瓷环上手工制作而成。采用加热功率为 800 W 的电炉丝,导线通过功率表、变压器接入到发动机内部的加热器上,通过变压器调节供电电压来改变加热功率,通过功率表和热电偶获得高温端的加热功率和加热温度,实验过程中缓慢增大加热功率使温度缓慢上升,以确定在一定工况下的最低起振温度和最小加热功率,回热器采用蜂窝状的陶瓷,水冷却器是一板壳式热交换器,用低温恒温槽来控制冷却端温度。在加热器和冷却器上分别设了 3 个 K 型热电偶来测取温度,然后由 Agilent34 970 数字万用表进行采集,并通过 R232 串行接口将数据输入计算机实时读取数据和观测温度变化曲线。起振时的声音大小用声压计测取,实验以空气为工质,在一个大气压下进行,实验装置的尺寸参数如表 1 所示。

表 1 行波热声发动机各主要部件尺寸

	加热器	回热器	冷却器	反馈回路	谐振管
内径 /mm	36.5	40	36.5	36.5	36.5
长度 /mm	20	40	20	2 900	1 000

2 实验结果与讨论

2.1 系统起振与消振

起振是热声现象发生的标志,指系统由静止状态进入稳定的振荡状态。起振温度是评价热声发动机性能的重要参数之一,它是指热声自激振荡发生时加热端的温度。在冷却端温度恒定的情况下,起

振温度越低表明系统越易起振,则有利于低温废热的利用。

实验用孔径为 0.8 mm 的陶瓷回热器,冷却端温度设定为 276 K,加热功率为 78 W 时纯环路型行波热声发动机系统起振,起振时用手可以感觉到整个管路有振动。而混合型行波系统在加热功率为 56 W 时就可以起振。表 2 显示纯环路型和混合型行波系统起振前后加热端和冷却端温度的变化,可以看出混合型行波系统在起振前后温度变化比较明显。

表 2 纯环路型和混合型行波系统起振前后加热端和冷却端温度的变化

	冷却端温度 /K		加热端温度 /K	
	纯环路型	混合型	纯环路型	混合型
起振前	278.4	278	598	565.5
起振后	278.6	279	600	558.5
前后温差	0.2	1	2	-6.7

图 3 和图 4 分别为纯环路型和混和型行波系统起消振示意图。从图中可以看出,纯环路型行波系统起振时,冷却端温度略有升高,而加热端温度只是随加热功率的增大而升高,受系统起振的影响很小,主要是因为热声转换的热流不大,热声转换效率比较低。混合型行波系统起振时,加热端温度是先升后降,在起振后有一个回落的过程。其实系统在加热端温度达到最大时已经有微弱的振荡,只有当加热端温度达到一定温度时系统才出现明显的起振现象,说明系统需要积蓄更多能量才能越过一个起振的能垒进而起振。起振后,由于气体振动促进一部分能量由热能转换为声能,而另一部分传到冷却端,因而加热端温度出现下降过程。对比图 3 和图 4 可以看出,混合型行波系统要比纯环路型行波系统有更明显的热声转换能力,说明热声转换效率更高。

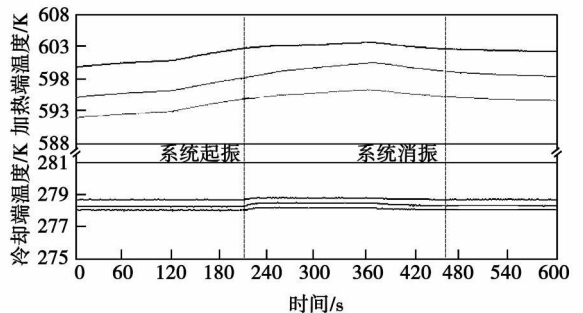


图 3 纯环路型行波系统起振和消振的温度变化

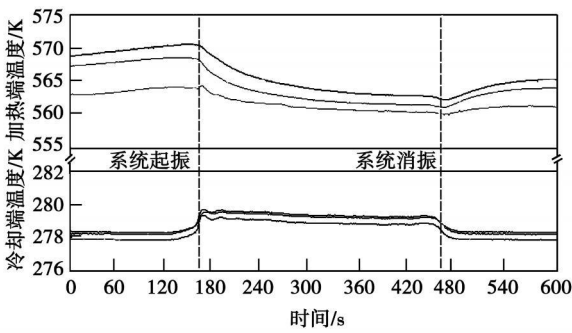


图 4 混合型行波系统起振和消振的温度变化

系统起振时伴随着声压的突变, 混合型行波系统起振时能听到声音, 用声压计可以测取起振时的分贝变化, 进而可以反映起振时的压力变化。图 5 为混合型行波系统起振时的分贝变化, 起振是个突变的过程, 声压先突增到比较高的值然后又回落的一个稳定的值然后维持稳定状态, 这和温度变化曲线相一致。

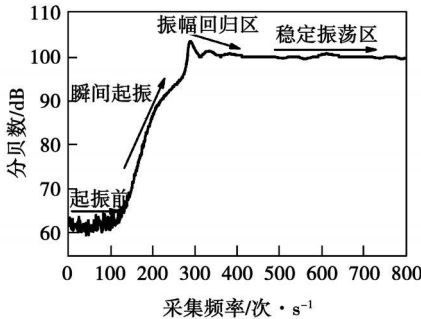


图 5 混合型行波系统起振时的分贝变化

系统消振是指系统振动的消失, 消振也是个突变的过程^[9]。对于纯环路型行波系统, 当加热功率从 78 W 稍微降低到 76 W 时, 系统很快就消振, 加热端和冷却端温度都降低; 而混合型行波系统在从 56 W 降到 52 W 时, 系统才慢慢消振, 冷却端温度降低而加热端温度上升, 正好和起振时的现象相反, 这是由于热声效应的消失, 没有热能与声能的转换。对比纯环路型和混合型行波系统的消振过程, 再一次说明混合型行波系统的热声转换效率更高。消振温度比起振温度低的现象叫热声滞后回路, 消振功率和起振功率也同样存在着滞后回路, 两种行波系统都存在滞后回路, 这为低温余热的利用提供了条件, 而混合型的消振温度比起振温度低的多, 更有利于低温余热的利用。

图 6 是混合型行波系统消振时的分贝变化, 从图中可以看到消振过程中分贝数迅速减小, 声压在

短时间内突然变小直至消失。

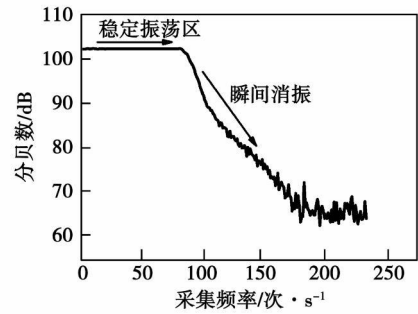


图 6 混合型行波系统消振时的分贝变化

2.2 冷却端温度对系统起振温度和起振温比的影响

实验过程中通过不断改变冷却端温度来观察系统起振温度及起振温比的变化, 如图 7 所示。这里要引进另一重要参数是起振温比, 它是指系统起振时, 板叠加热端与冷却端温度之比。在冷却端温度恒定时, 起振温比越低说明起振温度越低。由图可知, 随着冷却端温度的升高, 无论是纯环路型还是混合型行波系统的起振温度和起振温比都表现出相同的趋势, 起振温度都会升高, 但是起振温度没有冷却端温度增加的快, 在实际应用中当要求有较低的起振温度时, 适当降低冷却端温度是可行的。

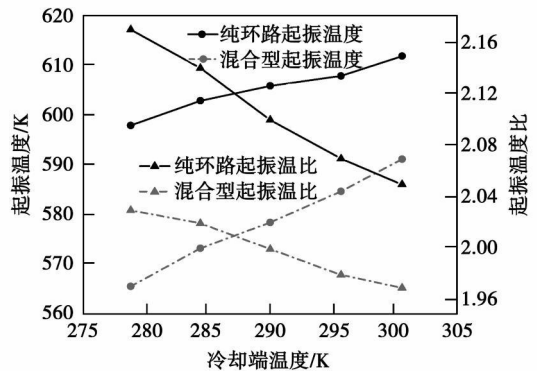


图 7 系统的起振温度和起振温比随冷却端温度的变化

2.3 加热端温度对系统性能的影响

在纯环路系统起振后继续增大加热功率, 系统的加热端和冷却端温度都会增加, 并且管路的振动加强, 这是因为系统的驱动力变大, 有更多的热能转换为声能; 对于混合型行波系统在 56 W 起振后, 继续增大加热功率, 系统产生的声音分贝数会继续增大, 如图 8 所示, 这点和纯环路系统一致。但是当把

加热功率增大到 85 W 时,系统出现了“二次起振”现象^[4],此时加热端温度急剧降低而冷却端急剧升高,并且温度出现了周期性的振荡,声压也会出现间歇性的增大和减小,可以通过分贝数变化反映出来。此后继续按 10 W 增大加热功率到 135 W 都出现类似的情况并且振荡频率变大,到 145 W 时温度就不再出现波动,如图 9 和图 10 所示。“二次起振”现象的出现,表明声功不是随加热功率线性增加的。由于本实验装置没有采取抑制声直流的措施导致时均质量流的存在,是该现象产生的部分原因;另外混合型行波热声发动机是由环形回路和谐振管耦合而成,同时具有行波和驻波的性能,两者具有相互交错又相互独立的边界条件,可能会出现以纯环路的全波长模态起振或以谐振管的 1/4 波长模态起振^[10],由于系统没有对频率进行测量,所以没办法判断系统起振的模态,“二次起振”现象表明混合型行波热声发动机工作的多态性和不稳定性,因此就对系统的结构设计提出了要求,即在设计时就要预测系统将以怎样的模态起振。

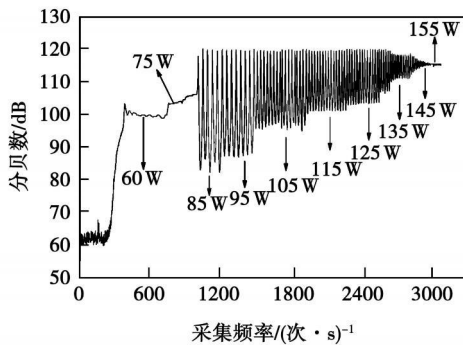


图 8 分贝数随加热功率的变化

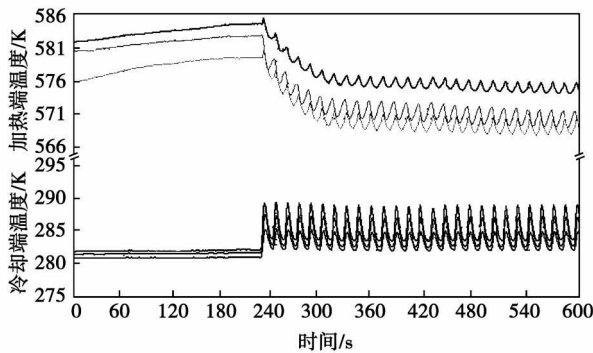


图 9 混合型行波系统在 85 W 时的振动

2.4 回热器对系统性能的影响

热声效应只发生在距平板大约一个热渗透深度 δ_q 以内, $\delta_q = \sqrt{2k/\omega\rho c}$, k 和 ω 分别为热导率和角频

率。回热器的材料和结构尺寸对系统性能影响也较大,本实验选用蜂窝状陶瓷材料为回热器,主要研究了蜂窝孔径对系统性能的影响。孔径太小,气体粘性耗散较大,孔径太大,气体和板叠间的换热不充分,都影响热声转换效果。目前对回热器的孔径选择还没有形成定论,基本由经验确定,本实验中 δ_q 为 0.24 mm,回热器采用孔径不同、长度均为 40 mm 的 3 个陶瓷进行实验研究,孔径分别为 0.8、1.0 和 1.2 mm 为 3~5 倍的热渗透深度。图 11 为不同蜂窝孔径对系统起振温度的影响,从图中可以看出,随着蜂窝孔径的增大,起振温度不断增大,表明回热器的结构尺寸对系统的起振温度有较大的影响;还可以看到,在同样的孔径下,混合型行波热声发动机的起振温度要比纯环路型行波热声发动机的小很多。此装置中蜂窝孔径为 0.8 mm 时,系统的起振温度最低,因此为了使系统有较低的起振温度,要选择适当结构尺寸的回热器。

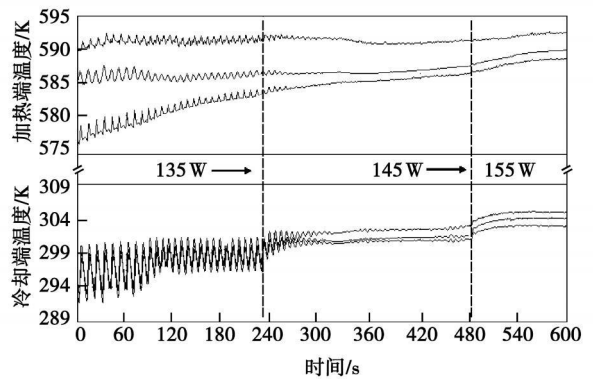


图 10 混合型行波系统由 135 W 变化到 155 W 的振动

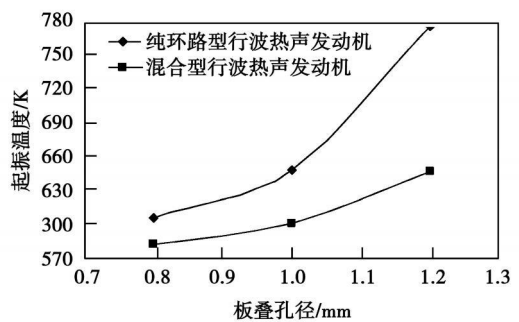


图 11 回热器孔径对系统的起振温度的影响

3 结论

对纯环路型与混合型热声发动机对比实验,结

果表明, 混合型比纯环路型有更低的起振温度, 更高的效率。在实验中还发现了热声发动机的起振—消振滞后回路, 说明热声滞后现象的普遍性及其在低温余热利用的可行性。得到以下结论:

(1) 增大加热功率是提高声功的方法之一, 无论是纯环路型还是混合型行波热声发动机所产生的声功都会随加热功率的增大而增大。但是对于混合型行波热声发动机起振以后继续增大加热功率, 系统出现了“二次起振”现象, 并且温度和压力都出现了周期性的振荡, 说明混合型行波热声系统工作的多态性和不稳定性, 这也成为应用中需要考虑和克服的问题。

(2) 随着冷却端温度的升高, 系统的起振温度都会升高, 但起振温度有所降低。在实际应用中当要求系统有较低的起振温度时, 选择较低的冷却端温度是实现途径之一。

(3) 研究了以蜂窝陶瓷为回热器时, 蜂窝孔径对系统性能的影响。起振温度随蜂窝孔径的增大而升高, 混合型行波热声发动机比纯环路型的起振温度要低, 合理选择回热器的结构尺寸可使系统的起振温度更低。

参考文献:

- [1] 沈超, 何雅玲, 卢杰, 等. 安装倾角对热声发动机性能影响的试验研究 [J]. 热能动力工程, 2008, 23(4): 421—424.
- [2] CEPERLEY P H A Pistonless stirring engine. the traveling wave heat engine [J]. J Acoust Soc Am, 1979, 66(5): 1508—1513.
- [3] YAZAKI T, WATA J, MAEKAWA T, et al. Traveling wave thermoacoustic engine in a looped tube [J]. Phys Rev Lett, 1998, 81(15): 3128—3131.
- [4] BACKHAUS S, SWIFT G W. A thermoacoustic Stirling heat engine [J]. Nature, 1999, 399: 335—338.
- [5] 刘迎文, 何雅玲, 沈超, 等. 热声系统中振荡滞后特性的试验研究 [J]. 工程热物理论, 2007, 28(3): 377—378.
- [6] 汪双凤, 西尾茂文, 曾朝霞. 热声发动机在低温余热利用方面的研究 [J]. 化工进展, 2007, 26(3): 448—451.
- [7] 王小伟. 驻波热声发动机的性能研究 [D]. 广州: 华南理工大学, 2008.
- [8] PEMELET G, GAVIOT E, GUSEV V, et al. Experimental investigation of transient nonlinear phenomena in an annular thermoacoustic premixer: observation of a double-threshold effect [J]. Cryogenics, 2002, 42: 527—532.
- [9] 金滔, 陈国邦, 应哲强, 等. 热声振荡滞后回路 [J]. 低温与超导, 1999, 97(3): 28—32.
- [10] 伍继浩, 张晓青, 李青, 等. 行波热声斯特林热机起振模态的实验研究 [J]. 低温工程, 2002, 6: 42—47.

(编辑 孙显辉)

新技术、新工艺

IM2500 + G4 燃气轮机通过入级鉴定

据《Marine Engineers Review》2009年7~8月号报道, GEMarine 已经完成了针对它的 IM2500 + G4 航改型船舶燃气轮机鉴定试验大纲。结果, 该发动机已取得 3 个机构书面形式的入级证明: 法国船级社、意大利船级社和美国船级社。

在美国俄亥俄州埃文达拉完成了 500 h 试验大纲的试验, 试验证明了发动机的运行和性能, 证明它具有军船和商船应用的资格。

IM2500 + G4 是 IM2500 系列发动机最新和技术上最先进的成员。与其原型机 IM2500 比较, IM2500 + G4 的输出功率增加 17%, 空气质量流量增加 6%。在 ISO 条件下, IM2500 + G4 的额定连续功率为 35 338 kW, 耗油率为 0.214 kg/(kW·h)。预期 IM2500 + G4 能提供与 IM2500 相同的 99.6% 的可靠性。

到目前为止, 已有 2 500 多台 IM2500 发动机作为驱动装置用于船舶推进、电力生产和天然气泵送装置。

迄今为止, GE 已持有订单或交付 58 台 IM2500 + G4 燃气轮机, 发动机累计运行时间已超过 10 000 h。IM2500 + G4 应用的第一个军船将是法国和意大利海军的欧洲多使命护卫舰 (FREMM)。在 2008 年 9 月, 首批 IM2500 + G4 燃气轮机已由 GEMarine System 的供应者 (MSS) Avio 移交给法国的 DCNS 的造船厂, 用于法国海军第一艘 FREMM。

(吉桂明 摘译)

very well adjust the working point of the compressor thereby playing an important regulation role in modifying the gas turbine. To change the geometry of the power turbine can even better improve the off-design performance of the unit. Key words: gas turbine, small deviation equation, variable geometry turbine

汽轮机性能试验中湿蒸气区焓值的计算方法 = A Method for Calculating an Enthalpy Value in the Wet Steam Zone During the Performance Test of a Steam Turbine [刊, 汉] / ZHOU Liukun, SHEN Faorong, YAN Zhengbo (Electric Power Research Institute, Yunnan Electric Power Test Academy (Group) Co., Ltd., Kunming, China, Post Code: 650217) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power — 2010, 25(3), —265~268

In the light of the shortcomings of the models currently available for calculating the extracted steam enthalpy of a steam turbine in the wet steam zone, a concept of the stage efficiency at the steam extraction port was adopted to establish a model for calculating the above extracted steam enthalpy and the original data from the three largest domestic turbine works were used to verify the model in question. The calculation results from the extracted steam enthalpy value in the wet steam zone were used to effect a fitting of the thermodynamic process and to obtain the exhaust steam enthalpy value. By adopting an energy balancing method, the exhaust steam enthalpy was rechecked. The method features a small amount of iterative calculations, which can be completed in three times. When the last stage enters into the wet steam zone, no iterative calculation will be needed. It has been found that the calculation model is simple and its program enjoys a good program transplantation, requiring fewer measuring points and featuring a small accumulative error of the measuring points assessed at less than 0.25% and a high calculation precision. Key words: steam turbine, stage efficiency at the steam extraction port, wet steam zone, enthalpy calculation, thermodynamic process curve

有气膜孔燃气轮机燃烧室燃烧流场的数值模拟 = Numerical Calculation of the Combustion Flow Field in a Gas Turbine Combustor With Air-film Holes [刊, 汉] / SONG Shaolei, LI Tongqiao (Harbin Steam Turbine Works Co., Ltd., Harbin, China, Post Code: 150046), LI Jinying (College of Power and Energy Source Engineering, Harbin Engineering University, Harbin, China, Post Code: 150001) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power — 2010, 25(3), —269~272

By using software Fluent, numerically simulated was the combustion condition of a gas turbine combustor with air film holes. During the simulation, the standard $k-\epsilon$ turbulent flow model, a "simple chemical reaction system" model and "quick chemical reaction" assumptions were adopted and the SIMPLE algorithm was employed to seek solutions based on a pressure-speed coupling. Through an analysis of the simulation results, the variation tendency of such parameters as excess air ratio, flame length and average wall surface temperature of the flame tube etc. with load changes was obtained and compared with the corresponding condition without air film cooling. A relatively big improvement has been mainly realized in the combustion mixing and dilution, as well as flame tube wall surface temperature. The conclusion thus obtained has a certain reference value for structural improvement and optimization of the combustors. Key words: gas turbine, combustor, air film hole, numerical simulation

纯环路型和混合型行波热声发动机的对比实验 = Contrast Experiment of Travelling-wave Thermoacoustic Engines of Pure Loop and Hybrid Type [刊, 汉] / WANG Hongli, WANG Shuangfeng (Education Ministry Key Laboratory on Heat Transfer Intensification and Process Energy Conservation, South China University of Science and Technology, Guangzhou, China, Post Code: 510640) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power — 2010, 25(3), —273~277

A travelling-wave thermoacoustic engine test rig was developed with ceramic material serving as a plate stack. A contrast experiment of the thermodynamic performance of thermoacoustic engines of pure loop and hybrid type was

conducted. In this connection, the vibration initiation and elimination process of the system and their mechanism were analyzed and the influence of the heating end temperature, cooling end temperature and recuperator on the system performance was also studied. The research results show that the hybrid type travelling wave thermoacoustic engine has a lower vibration initiation temperature than the pure pop type one. With an increase of the cooling end temperature, the vibration initiation temperature of the system will rise accordingly. The recuperator opening diameter has a relatively big influence on the system performance. In the present test, when the recuperator opening diameter was 0.8 mm, the system had a lowest vibration initiation temperature. During the test, a "secondary vibration initiation" phenomenon has also been found. Key words: thermoacoustic engine, pure pop and hybrid type, vibration initiation, vibration elimination, recuperator

对 CFB 燃烧/煤热解多联产工艺过程的开发 = Development of CFB (Circulating Fluidized Bed) Combustion/Coal Pyrolysis Multiple Cogeneration Processes [刊, 汉] / LIANG Peng (College of Chemistry and Environment Engineering, Shandong University of Science and Technology, Qingdao, China, Post Code: 266510), QU Xuan, BI Ji-cheng (National Key Laboratory on Coal Transformation, Shanxi Coal Chemistry Research Institute, Chinese Academy of Sciences, Taiyuan, China, Post Code: 030001), WANG Zhi-feng (Ningbo Branch, Chinese Academy of Weapon Sciences, Ningbo, China, Post Code: 315103) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power — 2010, 25(3). — 278 ~ 282

Self developed was an intermittent type solid heat carrier pyrolysis plant with a self processing capacity of 1 kg coal. Furthermore, with bituminous coal of a high volatile content and quartz sand serving as the raw material and heat carrier respectively, a pyrolysis characteristics evaluation experiment was performed. It has been found that with an increase of the hybrid pyrolysis temperature, the gas productivity can somehow increase. When the pyrolysis temperature is higher than 560 °C, the coal tar productivity can reach 9% to 11% by weight. Through a simulation of the low temperature dry distillation process in the front of the furnace and with Pingshih-originated coal of a high sulfur content serving as raw material, it has been found that the cycling ash exhibits a conspicuous role of sulfur fixation and the majority of gas phase sulfur produced during the pyrolysis process is fixated in ash. In the meantime, in combination with the research achievements made in the earlier period by the laboratory and the ongoing multiple cogeneration pilot test, an exploratory study has been made of the solutions to the key technologies in the development of CFB combustion/coal pyrolysis multiple cogeneration processes, such as combination type U-shaped recycling device, control mode of the pressure in the reactor and establishment of the system equilibrium correlation etc. Key words: coal pyrolysis, combustion, multiple cogeneration, heat carrier, pyrolysis plant

无烟煤细颗粒在 300 MW CFB 锅炉内停留时间分析 = An Analysis of the Residence Time of Anthracite Fine Particles in a 300 MW Circulating Fluidized Bed Boiler [刊, 汉] / YANG Dong, XU Hong, CHEN Hai-ping et al (Education Ministry Key Laboratory on Power Plant Equipment Condition Monitoring and Control, North China University of Electric Power, Beijing, China, Post Code: 102206) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power — 2010, 25(3). — 283 ~ 286

Through an analysis of the coal combustion characteristics and structural features of a 300 MW circulating fluidized bed (CFB) boiler first introduced by China, studied was the influence of the specific structures of various parts of the boiler combustion system on the in-furnace residence time of anthracite particles. The method for calculating the residence time in various combustion subsystems was explored, and the in-furnace residence time and burn-out duration of the fine particles in the 300 MW CFB boiler under the BMCR (boiler maximum continuous rating) operating condition were quantitatively calculated. It has been found that a reduction atmosphere predominates the space inside a recycling tube, and the anthracite particles and high temperature materials are mixed in the recycling tube, which lasts 2 minutes, during which the pyrolysis process mainly takes place. This type of structure can greatly promote the ignition and burn-out of anthracite particles. The furnace is considered as the main zone for coal combus-