# 改进的行波型热声发动机的初步实验研究

孙力勇,罗二仓,梁惊涛,周 远 (中国科学院理化所低温事业部,北京 100080)

摘 要:介绍了新型行波热声发动机的实验装置,并与原有的实验装置进行了比较,对试验结果进行了分析 和讨论。在工作气体为氮气 压力为 1,56 MPa 热端气体温度 615 ℃时得到压比 1,083。

关键词 热声发动机 起振温度 压力波 温度突升

中图分类号 :0429 ;TH45 文献标识码 :A

文章编号:1006-7086(2001)02-0097-05

## PRIMARILY EXPERIMENTAL STUDY OF AN IMPROVED TRAVELLING WAVE THERMO-ACOUSTIC PRIME ENGINE

#### SUN Li-yong, LUO Er-cang, LIANG Jing-tao, ZHOU Yuan

#### (Cryogenic Lab, Chinese Academy of Sciences, Beijing 100080, China)

Abstract: The experiment bench of the improved travelling wave thermoacoutic prime engine is introduced and compared with the original one, the experimental data are analyzed. Nitrogen is used in the experiment. The pressure ratio of 1.083 is accomplished when the temperature of the gas at the hot end is 615 °C with the charge pressure of 1.56 MPa.

Key words : thermoacoustic prime engine; onset temperature; pressure oscillation; jump of temperature.

## 1 引 言

热声发动机是基于热声效应的一种新型压力波发生装置。整体无运动部件,无滑动密封,从根本上消除了常规机械制冷机存在的磨损和震动。由于它具有结构简单、震动小、运行可靠、寿命长的特点,因此, 它逐渐受到了重视,是今后低温制冷领域研究的重要方向之一。此外,由于氟里昂制冷剂对臭氧层的破坏 和温室效应,新制冷方式的开发成为低温制冷界的热点,而热声制冷有可能采用惰性气体或其它对大气 层没有破坏作用的物质作制冷剂,因此,热声制冷还特别受到普冷领域制冷专家的高度重视。

热声制冷的概念是美国 Los Alamos 国家实验室的 Wheatley 等在 20 世纪 80 年代提出的。第一台采用 扬声器驱动的热声制冷机是由 Hofler 在 1995 年完成的 ;1986 年发明了带叠式回热器的热声发动机 ,1990 年 ,由 Swift 和 Radebaugh 合作将此热声发动机研制成功 ,成为世界上第一台无运动部件的制冷机,用于驱 动小孔脉冲管制冷机。1997 年又研制了世界上最大的热驱动热声制冷机用于天然气液化。但它们都是基 于以驻波分量为主的驻波型热声发动机 ,其热力学工作过程是本征不可逆的 ,因而 ,这类热声发动机不仅 存在固有的不可逆损失 ,而且还由于存在压力波动与速度波动在相位上的不合理匹配所引起的相位损 失 ,故它们的热致声转换效率不高。目前 ,实际热致声转换效率为 10 % ,远远低于当今大型发电厂的郎肯 循环发电机热转换效率的 30 % ~50 % ,且其热声振荡所需的温度仍然很高。

基于行波的热声发动机已开始引起学者们的注意,1998 年 Yazaki 在 《hysical Review Letters》发表的 一篇有关行波型热声发动机的研究文章 "Traveling wave thermoacoustic engine",首次报道了行波型热声发 动机和驻波型热声发动机的实验对比结果:行波型的热声发动机在产生同样声功率的情况下,其需要的 热源温度比驻波型的降低了 100 ℃以上。Swift 利用行波型热声发动机实现了 30 % 的热致声效率。

收稿日期:2000-11-13

作者简介:孙力勇(1975-),男,山东省滨州市人,硕士,研究方向为行波型热声发动机。

本文介绍了最新研制的改进的行波型热声发动机装置和初步的实验结果。

## 2 改进的行波型热声发动机实验装置

研制了一台 1/4 波长的热声压缩机实验装置。为了实现 1/4 波长谐振管一端封闭、一端开口的边界 条件,同时满足实验装置可在较高压力下工作的要求,便在谐振管的一端接入一谐振腔。目的是模拟一端 开口的边界条件。

行波型热声发动机结构示意图如图 1 所 示。其主体部分由反馈回路、加热器、热声回热 器、水冷却器、谐振管和谐振腔等部件组成。加热 器是整机的驱动源,采用直接在管内加热,电阻 丝成 Z 字形缠绕在陶瓷管上。这种结构使工作介 质通过平行流道加热,流动状态稳定。同时,解决 了 NiCr 材质与陶瓷材料由于热膨胀率不同而引 起的应力,在高温时不会因为应力太大使电阻丝 被拉断。采用加热功率为 1 000 W 的电加热丝, 在加热段中与工作介质充分接触。虽然采用的是



图 1 行波型热声发动机结构示意图

惰性气体,但普通的电阻丝在长时间的高温条件下仍容易熔断,因此,在实验中采用 NiCr 材质的电阻丝。 陶瓷材料选用氧化铝含量在 99 % 以上的高纯陶瓷,以防止在高温条件下纯度不高的陶瓷材料所具有的 导电性。考虑到电阻丝本身具有挥发性和氧化性,故不宜采用过细的陶瓷管。如果电阻丝挥发的物质附着 其上,将使整个加热器短路。热声回热器采用 100 目的不锈钢丝网填充。为了有效地解决增大换热面积、 减少接触热阻的传热问题和小尺寸换热器的加工问题,所以冷端换热器由原来的紫铜块整体加工、内填 紫铜管、外面是冷却水夹套组成而改变为管壳式。主水冷器用外直径为 2 mm,壁厚为 0.5 mm 的 163 根毛 细紫铜管构成,辅水冷器用外直径为 3 mm,壁厚为 0.5 mm 的 91 根毛细紫铜管构成。采用上述结构,有效 地增大了换热面积,保证了平行流道,并大大减少了流动阻力。为了减少热损,回热器和加热器管外采用 了硅酸棉保温层。共振管为一不锈钢管,其长度基于 1/4 波长驻波管的因素,在考虑直径尺寸时,应考虑 尽量减少影响振幅和阻力损失问题,其结构尺寸需在满足频率要求下综合考虑。

实验装置的各主要部件尺寸如表 1 所列。本装置采用了较大的共振管直径,以便使阻力损失减小。其频率应适中,便于今后脉冲管的匹配。

3 实验台的控制和测量系统

表1 各主要部件尺寸

热声发动机实验台的测量项目,主要包括 温度、压力、频率、加热功率及声功功率等。图2 是温度和压力测量装置示意图。



图 2 温度及压力测量装置示意图

冷却器(2) 反馈回路 谐振管 项 目 加热器 回热器 谐振腔 内径/mm 58 59 60 50 50 160 长度/mm 200 30 70 50 4 300 430

> 热声发动机的热端换热器内部气体温度采 用镍铬 – 康铜热电偶温度计测量;热端换热器 及回热器外壁温度用镍铬 – 镍热电偶温度计测 量。测量温度点分别为热端换热器外部表面温 度  $T_1$ ,热端换器内部气体温度  $T_{\rm H. gas}$ 和回热器 外壁温度  $T_2$ 、 $T_3$ 、 $T_4$ ,测量值都是平均温度,参 考点为水的冰点。出于安全考虑, $T_{\rm H. gas}$ 测点在 热端换热器下部7 mm 处,能近似地反映热端气 体平均温度。每支温度计都接入1台有10路通 道的 KEITHLEY2000 数字万用表,由程序控制 电磁阀在各路通道之间切换,每路时间间隔为 20 ms,每隔10 s采集一次。采集的数据通过标

准工业接口 IEEE488 输入计算机。从数字万用表的读数可以根据温度计的分度表换算得出温度值。

在热声谐振腔处接一压力表,以便直观地观察系统的压力。在热声谐振管上连接了两个应变式压力 传感器,一处位于热声发生器和热声谐振管的连接处,另一处位于距一个压力传感器1m处。压力传感器 的连接导线是两路四线制,一路接到一个12V的恒定电压源,另一路接入示波器。两路压力传感器的信 号分别接入一两通道的 HP54602 示波器,标定后可以测出动态压力变化和相位。示波器也通过 IEEE488 线路将数据采集进入计算机,以进行数据分析。压力传感器的信号也可通过 A/D 接入计算机,进行实时 采集。采集的压力波信号在计算机中首先进行傅立叶频谱分析,确定压力波的频率;然后对信号进行低通 滤波,最后得到滤波后的压力波信号。热声发动机的频率测量是通过压力波的周期得出工作频率,示波器 也可同时读出频率。

导线由外电通过单项功率表、接触式调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 电压来改变加热器的功率;通过功率表和加热器温度计可知热端换热器的加热功率和加热温度。在实验 过程中,应缓慢增大加热器的功率,使温度上升缓慢,以确定在一定压力条件下起振温度和最小加热功率。

4 实验结果及其分析

采用最高工作压力为 1.6 MPa 的氮气,其最高加热温度为 620 ℃。当工作压力小于 0.4 MPa 时,无自激振荡发生。在实验过程中,根据功率表所测的加热功率和在不同的压力值下,取不同的恒定加热功率来进行实验。

热声发动机的结构参数、操作参数和充气压力及加热温度都会对热声发动机性能产生不同程度的影响。下面结合实验结果进行初步探讨。图 3、图 4 分别表示了工作压力为 0.975 MPa、1.560 MPa 时,热端 气体温度对振幅和压比的影响。



图 3 工作压力 0.975 MPa,热端气体温度对振幅和压比的影响



图 4 工作压力 1.560 MPa 热端气体温度对振幅和压比的影响

振幅是振动强弱的重要标志,在结构一定的情况下,主要与加热温度、充气压力和工质种类等有关。 由图 3 可知,1、2、3 和 4 点的振幅都随温度的升高而增大。由图 3 和图 4 的比较可知,在热端气体温度相 同时,充气压力越高,振幅越大。一方面由于冷却水的温度基本保持不变,加热温度的升高,温度梯度增 大,亦即振动的驱动力增强,工质的振幅增大。另一方面,在相同的温度梯度下,充气压力升高,平均压力 随之升高,振幅增大。反馈回路上 3 和 4 点的振幅比谐振管上 1 和 2 点的振幅大,原因是谐振管与热声发 生器之间的连接不光滑,有分叉,造成较大的耗散。

4.2 压比

由于压比与振幅是密切相关的,所以在一定的压力下,振幅越大,压比也就越大。此外,压比也主要受加热温度、充气压力及工质种类影响。从图 3 和图 4 都可看出随着加热温度的升高,振幅增大,压比近似 呈线性增长,然而,尽管充气压力的升高虽然能使振幅增大,但由于平均压力也同时升高,压比是否增大 要看二者增长的相对值。

4.3 频率

压力振荡的频率因数主要由装置的结构参数和工质种类来决定。我们设计的是一台 1/4 波长的热声发动机。根据声学原理,对于一端开口,一端封闭的谐振管,其热声振荡基频理论值接近 $f = \frac{\alpha_0}{4L}$ 常温下,氮气的声速 $\alpha_0$ 各自为 350 m/s。当热声谐振管的长度 L = 4.3 m时,则氮气对应的理论基频应为 20 Hz。图 5 为实测的压力波形和频率。



4.4 起振温度

率 300 W 时的 1、2 点的压力波形

判断热声自激振荡的起振温度有不同的标准,在这里以示波器上出现明显的压力波图象为标准。表2 是氮气在不同压力下的起振温度、最高温度和稳定时温度,测量值为热端气体温度。从表2可知,在不同 的充气压力和加热功率条件下,起振温度基本相同,因冷端为自来水,水温几乎恒定,可知对于不同的充 气压力,起振所需的温度梯度基本相同。

充气压力/MPa	0.975	1.160	1.560
起振温度∕℃	368	366	364
最高温度/℃	434	402	593
稳定时温度∕℃	410	350	550
加热功率/W	300	300	880

表 2 氮气在不同压力下的起振温度、最高温度和稳定时温度

#### 4.5 温度突升和突降现象

在实验中发现,在一定的工作压力下,都会发现当自激振荡产生时,内部气体温度 $T_{H,gas}$ 会突然升高, 再突然降低(比突升时缓慢一些),然后达到一基本稳定的状态。其原因是自激振荡发生时,热端换热器内 的气体到达换热器外部,引起温度 $T_{H,gas}$ 突然升高;经过与回热器上部的换热,温度 $T_{H,gas}$ 逐渐下降,直至 系统达到稳定状态(图 6 为工作压力 0.975 MPa,加热功率 300 W时的温度随时间的变化;图 7 为工作压 力 0.975 MPa,加热功率由 300 W 升到 400 W,再升到 500 W时的温度随时间的变化)。

## 4.6 无频率跳变发生

在所进行的实验中,工作压力从 0.400 MPa 到 1.560 MPa,热端气体温度最高 620 ℃,未发生频率跳 变,避免了高频时的高粘性耗散和低振幅,为与脉冲管或热声制冷机的配合创造了条件。从实验装置的改进中分析,这是上部的水冷器的阻力降低及换热效果提高导致的,从而减小了非线形效应的影响。



曲线从上到下依次为 T<sub>H.gas</sub>、T<sub>1</sub>、T<sub>2</sub>、T<sub>3</sub>、T<sub>4</sub>。

5 结 论

在工作压力 1.560 MPa、热端气体温度 615 ℃时得到压比 1.083。由于谐振管与热声发生器之间的连 接不光滑 ,有分叉 ,故造成较大的耗散。反馈回路上 3 和 4 点的振幅比谐振管上 1 和 2 点的振幅大 ,是与脉 冲管或热声制冷机配合的最佳位置有关。对水冷器的改进避免了跳频现象的发生。

#### 参考文献:

- [1] SWIFT G W. Thermoacoustic engines [J]. J Acoust Soc Am, 1998, 84(4): 1145 ~ 1180.
- [2] ROTT N. Thermoascoustics [J]. Adv Appl Mech, 1980, 20: 135 ~ 175.
- [3] 陈国邦. 最新低温制冷技术[M]. 北京 机械工业出版社,1994.

曲线从上到下依次为  $T_{\text{H, gas}}$ 、 $T_1$ 、 $T_2$ 、 $T_3$ 、 $T_4$ 。

- [4] BACKHAUS S, SWIFT G W. A thermoacoustic stirling heat engine: detailed study[J]. J Acoust Soc Am, 2000, 107(6): 3148 ~ 3166.
- [5] REDEBAUH R. A review of pulse tube refrigeration [J]. Adv Cryog Eng, 1990, 35: 1191 ~ 1205.
- [6] SWIFT G W, GARDNER D, L BACKHAUS S. Acoustic recovery of lost power in pulse tube refrigerators[J]. J Acoust Soc Am, 1999, 105: 711 ~ 724.
- [7] YAZAKI T. Traveling wave thermoacoustic engine in a looped tube[J]. Phys Rev Letter, 1998, 81(15): 3128 ~ 3131.

## (上接第 80 页)

#### 6 结 论

实验中所用的电子束装置利用辅助火花源等离子体,可以产生特有的强流脉冲电子束。延长电子束 脉冲的持续时间的办法,使电子束截面能量分布更加均匀,适合大面积加工。在AI材上的工艺实验表明, 强流脉冲电子束对试样表面一定深度范围内的显微形貌及力学性能具有强烈的改性作用。温度场模拟 计算结果与测量结果相吻合,这对深入理解电子束表面改性原理具有理论指导意义。

#### 参考文献:

- [1] 廖乾初.表面处理技术现状及其在材料科学中的应用[J]. 兵器材料科学与工程,1988,3:10.
- [2] 安永昌男. 最近的表面改性技术[J]. 国外金属加工,1990,1 32.
- [3] 范玉殿. 电子束和离子束加工[M]. 北京 机械工业出版社 ,1989.
- [4] 王金昌. 高功率粒子束及其应用[J]. 强激光与粒子束 ,1989 ,2 :1.
- [5] ZENKER R , MULLER M. [J]. Heat Treatment of Metal , 1998, 15, (4), 79 ~ 88.
- [6] MARKOV A B, ROTSHTEIN V P. [J]. Nucl Instr And Meth In Phys Tes , 1997 , B 132 .79 ~ 86.