

百瓦级行波热声发电机实验样机研究

罗二仓 吴张华 戴巍 李山峰 周远

(中国科学院理化技术研究所, 北京 100080; 中国科学院研究生院, 北京 100049. E-mail: ecluo@cl.cryo.ac.cn)

摘要 报道了一种行波热声发动机驱动直线发电机产生电能的实验研究. 在原理实验中, 当热声发动机工作压力为 2.5 MPa、谐振频率为 64 Hz, 且压力振幅为 0.2 MPa 时, 该直线发电机可输出 100 W 以上的电能.

关键词 行波热声发动机 直线发电机 热-声-电转换

热声发电技术是近年发展起来的一种新型的热发电技术. 它包括两个子系统: 热声发动机和直线发电机. 通过热声发动机将热能转化成声功(也是一种机械能), 再利用直线发电机将声功转化成电能. 与其他热发电技术相比, 热声发电技术有着显著优点: 一方面, 它可以利用各种低品位的热源, 如太阳能、工业废热等; 另一方面, 不论几十瓦还是几千瓦, 甚至更高功率的单机都可以实现较高的热电效率; 此外, 还具有可靠性高及完全环保等特点.

人们研究热声发动机已经有近 40 年的历史, 热声发动机经历了驻波型到行波型的发展. 研究表明, 驻波型热声发动机的核心部件——回热器(也称热声板叠), 基于有限换热, 具有本征不可逆性, 潜在效率较低^[1]; 而行波型热声发动机的回热器追求理想换热, 理论上可以实现斯特林循环, 达到卡诺效率^[2]. 因此, 近年来热声发动机的研究更多地集中于行波热声发动机. 1999 年, Backhaus 和 Swift^[3] 成功研制出了一台行波热声发动机, 其热声转换效率达到了可与内燃机媲美的 30%, 并且测量谐振管中声功达到了 710 W. 2005 年, 罗二仓等人^[4] 提出了聚能型的热声发动机, 针对大压力波动时声功在传统等直径谐振管中存在巨大损耗的问题, 提出采用锥形的谐振管, 有效地提高了行波发动机的压比及效率, 并且该行波发动机的净输出声功(不包括谐振管中的声功)可达到 451 W^[5]. 研究表明, 行波热声发动机不论在效率上, 还是在净输出功上, 都已经达到了较高的水平, 为实现热能到机械能的利用提供了一种有效的途径.

目前, 对热声发动机产生的声功的利用主要集中于驱动行波热声制冷机^[6]及脉冲管制冷机^[7], 以实

现完全无运动部件的室温及低温制冷系统. 事实上, 对声功的利用可以拓展到更为广阔的领域, 热声发电就是其中之一. 由于未来对各种能源的转换将更多地集中于向电能的转换, 所以热声发电具有很大的应用前景. 目前, 热声发电存在两种形式: 磁流体(MHD)发电及直线发电机发电. 前者是利用液体金属作为热声发动机的工作介质, 工作时工质在磁场中振荡产生电能^[8], 这种技术尚处于探索阶段; 后者是将已有的直线压缩机作为发电机, 在热声发动机的驱动下产生电能, 该技术相对比较成熟. 在 NASA 的资助下, 美国诺格航天科技(Northrop Grumman Space and Technology)与 Los Alamos 国家实验室首先开展了热声发电的研究^[9], 其目的是寻找新一代高效发电技术为深太空航行提供动力. 他们开发的热声发电系统采用行波热声发动机驱动直线发电机, 以 0.18 的热电转换效率获得了 39 W 的电功, 以 0.15 的效率获得了 58 W 的电功, 这是在本实验以前获得电能最多的热声发电系统.

对热声发电系统而言, 直线发电机与热声发动机间的相位耦合对于整机性能起着关键作用. 在直线发电机中, 活塞表面的压力波动 p 与体积流率波动 U 之间的相位差可以通过外部电路电阻的大小来调节, 计算表明, 该相位差几乎可在 -90° (p 落后于 U) 到 90° (p 领先于 U) 范围内任意调节, 对声功转化而言, p - U 相位差为 0 时最佳. 然而, 对行波热声发动机来说, 其环路出口 p - U 相位差通常在 80° 到 90° (p 领先于 U) 范围内. 以往的行波热声发动机中, 环路出口都会接一段谐振管, 谐振管入口 p - U 相位差接近 90° , 并且可以为环路提供所需的体积流量, 可与环路匹配.

当系统中没有谐振管时, 发电机活塞处 p - U 相位差与体积流率均要与环路匹配, 系统才能工作. 然而, 本实验中的行波热声发动机环路与所用的直线发电机无法完成上述匹配, 其原因为实验中的热声发动机在其正常工作范围内(压比 1.1~1.2 之间), 在三通出口处有很大的体积流量, 而所用直线发电机的扫气容积最大仅为 10 cm^3 , 所允许的体积流量仅为热声发动机的 $1/4$ 左右. 在实验中, 如将谐振管拆下直接与直线发电机对接, 热声发动机即使加热到 650°C , 且发电机上未连接任何电负载(发电机电路处于开路状态)也不起振. 因此, 在本实验装置中依然接有谐振管, 它可以弥补热声发动机与直线发电机阻抗匹配的不足.

图 1 为本实验装置示意图, 它主要由聚能型行波热声发动机和一台往复运动直线发电机组成, 其中行波热声回路主要包括高温加热器、回热器以及用于形成声场的声学惯性管、声容腔等, 它们的管道直径为 80 mm 左右, 环路长度在 2 m 左右. 该发动机的详细结构尺寸可参考文献[4]. 直线发电机是一台名义功率为 200 W 左右的动磁式直线发电机, 它对称布置了两个活塞以减小振动. 活塞采用板簧支撑, 活塞与气缸间采用间隙密封以消除摩擦损失. 活塞最大位移量为单边 5 mm , 活塞表面积为 6.7 cm^2 . 两电机的机电转换常数 Bl 分别为 52 和 51 N/A , 动质量均为 0.45 kg , 固有频率均为 45 Hz , 活塞阻尼系数分别为

3.14 和 $3.18 \text{ N}\cdot\text{s/m}$. 直线发电机与热声发动机之间接有长 1 m 、内径为 50 mm 的直管, 目的是为了放大热声发动机三通处压力波动, 使得在发电机入口获得相同压力波动幅值的情况下, 降低发动机内部的压力波动, 减小发动机内部损耗.

图 2 所示为发电机输出电功、活塞位移与发电机入口压力波动幅值间的关系, 其中空心点为理论计算值, 实心点为实验值. 工质为氦气, 平均压力为 2.5 MPa , 系统工作频率为 64 Hz . 电功率的测量是在外部电路中接入可变电阻, 通过其两端电压及流经的电流来计算电阻上消耗的有功功率. 在热声发动机加入 2800 W 的热量下, 调节不同的外部电路电阻值可以得到不同的输出功率, 其中在 $Z = 100 \Omega$ 时, 实验得到了 97 W 的电功率. 当加热量增加到 2850 W 以上时, 发电机可输出 100 W 以上的电功. 由于此时电流输出已达到 1 A 以上, 且活塞的位移幅值已接近该直线发电机的最大位移 5 mm , 为避免对置式直线电机过载损坏, 没有调节外接电阻负荷使其输出电能进一步增大. 此外, 对比发现输出电功理论值与实验值非常接近, 故可用理论来推算活塞的位移幅值. 由于两个电机的特性非常相似, 图 2 中只给出其中一个活塞的位移变化. 计算活塞位移未超出 5 mm 的限制范围. 图 3 给出了相对应的各发电机入口压力波动幅值下行波热声发动机热端的加热温度. 结合图 2 和 3, 随着电阻的增加, 活塞位移幅值减小, 输出电功相应

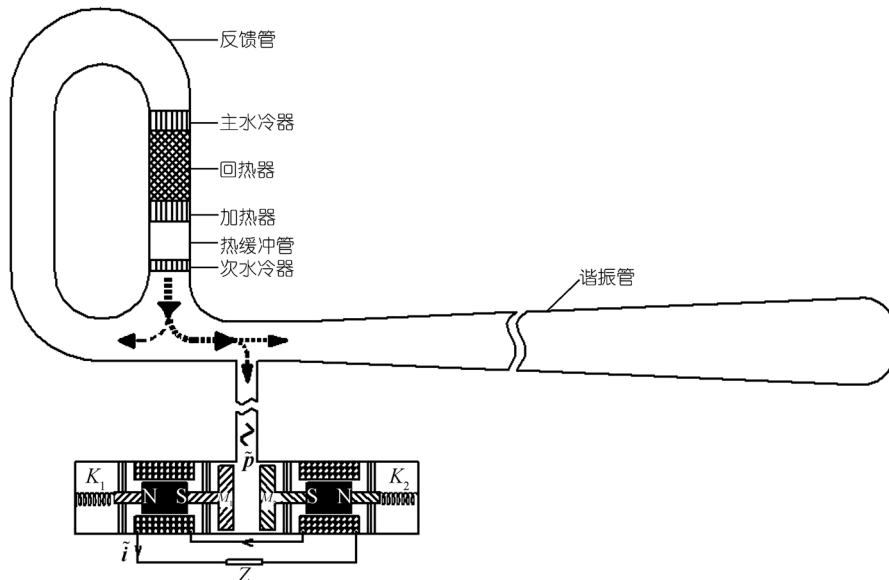


图 1 热声发电系统示意图

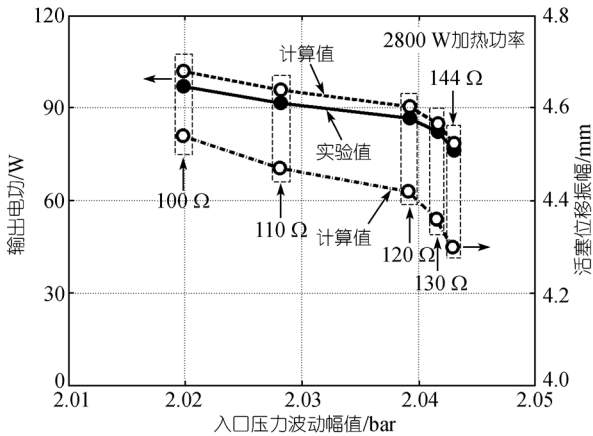


图2 热声发电机输出电功、活塞位移幅值与其入口压力波动幅值的关系(1 bar=10⁵ Pa)

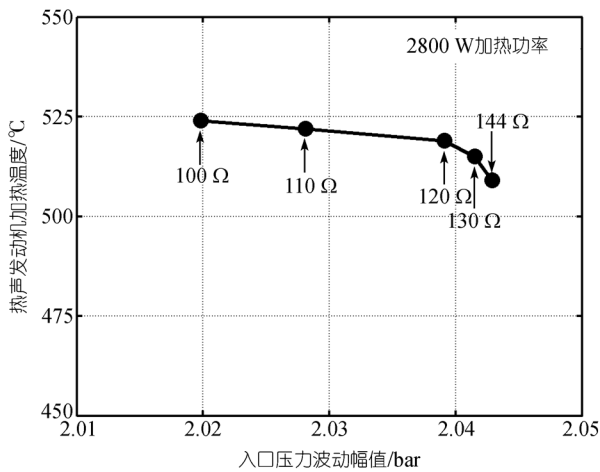


图3 行波发动机热端加热温度与发电机入口压力波动幅值的变化关系图

减小, 而发电机入口压力波动增大, 发动机热端加热温度降低。

这里我们可以简单估算一下系统的效率。以图2中外电阻 100 Ω 时为例, 此时实测电功为 97 W, 通过计算可得发电机消耗声功约为 126 W, 直线发电机

效率约为 0.77。但是, 由于谐振管中存在着巨大的耗散, 所需加热量较高。根据线性热声理论^[10], 可计算出在压力波动为 0.2 MPa 时, 谐振管消耗的声功约为 410 W。但是, 线性热声理论基于小振幅、层流假定, 无法对湍流进行计算。事实上, 此时谐振管中的流动已经脱离了层流, 所以谐振管中实际的声功耗散要大于 410 W。所以取消谐振管是提高热声发电效率的必由途径; 同时, 热声发动机与直线发电机的合理匹配也是提高整机热-声-电转换效率的关键。

致谢 感谢与中国科学院物理研究所国家磁学重点实验室詹文山研究员以及中国科学院理化技术研究所吴剑峰研究员的讨论。

参 考 文 献

- 1 Wheatley J C, Cox A. Natural engines. *Phys Today*, 1985, 8: 50—58[DOI]
- 2 Yazaki T, Iwata A, Maekawa T, et al. Traveling-wave thermoacoustic engine in a looped tube. *Phys Rev Lett*, 1998, 81(15): 3128—3131[DOI]
- 3 Backhaus S, Swift G W. A thermoacoustic Stirling heat engine. *Nature*, 1999, 339: 335—338[DOI]
- 4 罗二仓, 凌虹, 戴巍, 等. 采用锥形谐振管的高压比聚能型热声发动机. *科学通报*, 2005, 50(6): 605—607
- 5 Luo E C, Ling H, Dai W, et al. Experimental study of the influence of different resonators on thermoacoustic conversion performance of a thermoacoustic-Stirling heat engine. *Ultrasonics*, 2006, 44: 1507—1509[DOI]
- 6 Luo E C, Dai W, Zhang Y, et al. Thermoacoustically driven refrigerator with double thermoacoustic-Stirling cycles. *Appl Phys Lett*, 2006, 88: 074102[DOI]
- 7 Dai W, Luo E C, Hu J Y, et al. A heat-driven thermoacoustic cooler capable of reaching liquid nitrogen temperature. *Appl Phys Lett*, 2005, 86: 224103[DOI]
- 8 Migliori A, Swift G W. Liquid-sodium thermoacoustic engine. *Appl Phys Lett*, 1988, 53(5): 355—357[DOI]
- 9 Backhaus S, Tward E, Petach M. Traveling-wave thermoacoustic electric generator. *Appl Phys Lett*, 2004, 85(6): 1085—1087[DOI]
- 10 Swift G W. *Thermoacoustics: A unifying perspective for some engines and refrigerators*. New York: Acoustical Society of America, 2001