

柴油机排气余热温差发电系统的数值模拟研究

汤彬, 沈希明

(江苏省交通技师学院 汽车系, 江苏 镇江 212028)

摘要: 通过建立柴油机排气余热温差发电系统模型, 对柴油机排气余热回收利用进行数值模拟研究, 分析 TEG(温差发电)模型的布置位置、不同工况、不同 HEM 对余热回收系统的影响, 计算分析余热回收系统的整体回收效果, 为优化柴油机排气余热回收系统提供理论依据。

关键词: 汽车; 柴油机; 排气余热; 温差发电(TEG); 数值模拟

中图分类号: U464.172

文献标志码: A

文章编号: 1671-2668(2018)06-0008-04

燃料在汽车发动机内燃烧释放的能量 30%~35% 以高温尾气的形式排入周围环境中, TEG(温差发电)技术可将发动机排气的低品位能量直接转换为电能, 实现对排气余热的回收。该文进行利用 TEG 模块回收柴油机排气余热的多物理场耦合分析, 探讨影响柴油机排气余热回收系统效率的因素。

1 基于 TEG 的发动机排气余热回收装置

发动机排气余热回收装置可回收一部分蕴含在排气中的低品位热量, 将排气中的废热转换为可直接利用的电能。汽车排气余热回收装置主要由换热器、TEG 模块组件、冷却装置及装配所需连接部件等组成。

2 柴油机排气余热温差发电系统模型

2.1 柴油机排气余热温差发电系统数学模型

计算流体动力学 CFD 可通过计算机数值计算和图象显示对包含有流体流动和热量传递等相关物理现象的系统进行分析, 可对流体的流动特性、传热及物质的运输进行精确求解。因此, 可根据 CFD 建立柴油机排气余热温差发电系统数学模型。其中, 质量守恒方程为:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z} = 0 \quad (1)$$

式中: ρ 为密度; t 为时间; u 为 x 方向的速度分量; v 为 y 方向的速度分量; w 为 z 方向的速度分量。

动量守恒方程为:

$$\frac{\partial(\rho u)}{\partial t} + \text{div}(\rho u \mu) = \text{div}(\mu \text{grad} u) - \frac{\partial p}{\partial x} + S_u$$

$$\frac{\partial(\rho v)}{\partial t} + \text{div}(\rho v \mu) = \text{div}(\mu \text{grad} v) - \frac{\partial p}{\partial y} + S_v$$

$$\frac{\partial(\rho w)}{\partial t} + \text{div}(\rho w \mu) = \text{div}(\mu \text{grad} w) - \frac{\partial p}{\partial z} + S_w \quad (2)$$

式中: μ 为动力粘度; p 为压力; S_u 、 S_v 和 S_w 为动量守恒方程的广义源项。

能量守恒方程为:

$$\frac{\partial(\rho T)}{\partial t} + \text{div}(\rho \mu T) = \text{div}\left(\frac{k}{c_p} \text{grad} T\right) + S_T \quad (3)$$

式中: T 为流体温度; k 为流体的传热系数; c_p 为流体的比热容; S_T 为粘性耗散项。

热传导方程为:

$$\Phi = -\lambda A \frac{dt}{dx} \quad (4)$$

式中: Φ 为热流量; λ 为热导率; A 为传热面积; dt/dx 为温度在 x 方向的变化。

2.2 柴油机排气余热温差发电系统物理模型

所研究的柴油机排气余热温差发电系统以平板式换热器作为余热转换工具。

2.2.1 换热器模型

为分析比较不同结构换热器的换热效果, 建立两种换热器模型(HEM), 其外部尺寸相同, 区别在于内部有无圆柱形扰流结构。内部无圆柱扰流体的定义为 HEM-1, 有圆柱扰流体的定义为 HEM-2 (见图 1)。

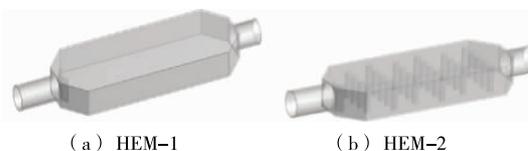


图 1 两种换热器模型

两种 HEM 的整体尺寸为 634 mm×176 mm×60 mm; 在靠近 HEM 的进口处对称布置 2 个矩形

导流板,长 20 mm,宽 5 mm,与水平的夹角为 60° ; 换热器进、出口直径均为 50 mm,壁厚为 3 mm。HEM-2 的内部包含 27 个直径为 15 mm 的圆柱形扰流体。

2.2.2 柴油机余热排气回收系统模型

柴油机排气余热回收系统包括排气换热器、TEG

模块、冷却水循环系统三部分。为简化模型,设定 TEG 模块的冷端温度为固定值,代替柴油机冷却循环水的降温效果。以中国台湾 TMH400302055 型 TEG 模块(其参数见表 1)为基础,建立图 2 所示柴油机排气余热回收系统,该系统包括 HEM、布置在换热器上分成 6 组的 36 个 TEG 模型。

表 1 TMH400302055 型 TEG 的参数

部件	$\alpha/$ [$\times 10^{-4} (\text{V} \cdot \text{K}^{-1})$]	$\rho/$ [$\times 10^{-5} (\Omega \cdot \text{m})$]	$\lambda/$ [$\text{W} \cdot (\text{m} \cdot \text{K})^{-1}$]	接触面积/ ($\times 10^{-6} \text{m}^2$)	高度/ ($\times 10^{-4} \text{m}$)
N 型半导体	-2.12	1.040 0	1.456	4	6.40
N 型半导体	2.15	1.040 0	1.373	4	6.40
铜	N/A	0.003 2	385.000	9	5.00
陶瓷基板	N/A	10^{17}	22.000	9	6.35

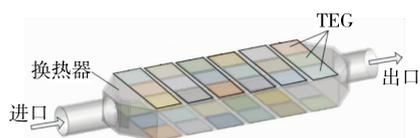


图 2 柴油机余热排气回收系统

在实际工作中,柴油机排气余热回收系统接在柴油机排气管上,在发动机排气行程开始后,气缸内的废气进入排气管中,经换热器将一部分热量传递给温差发电系统,最后散入环境中。

2.2.3 模型网格划分

利用三维软件建立 HEM 的固体部分,在进行网格划分前,利用 ANSYS Workbench 中的参数化建模工具 Design Modeler 生成 HEM 中的流体域,然后利用 Mesh 网格划分平台进行流固耦合仿真的网格划分。以 HEM-1 为例,同时对流体域和固体域进行网格划分,在两者相接触面可实现数据传递,接触面即为流固耦合分析的共轭面。流体表面设置

膨胀层,最大层数为 5,生长率为 1.2。

通过以上网格划分控制和参数选择,HEM-1 最终生成图 3 所示网格及进口处流体边界的局部膨胀层网格。HEM-2 使用相同方法生成网格。



图 3 HEM-1 的网格

2.3 模型计算过程

以实验室测得的某型柴油机在转速为 1 800 r/min,负荷分别为 50%、95% 2 种工况下的输出参数(见表 2)作为柴油机排气余热回收系统的进口边界条件。该发动机为缸径 102 mm、行程 118 mm 的直列四缸柴油机。

表 2 各工况下柴油机的输出参数

工况编号	转速/($\text{r} \cdot \text{min}^{-1}$)	负荷/%	转矩/	功率/	排气温度/ $^\circ\text{C}$	排气流速/($\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$)
1	1 800	50	157	30.8	346	24.0
2	1 800	95	271	53.3	453	31.5

打开能量方程,选择湍流模型为标准 $k-\epsilon$,将网格划分完成的 HEM 导入 Fluent,设置边界条件后进行求解。

3 数值模拟结果与分析

选取工况 1 下两种 HEM 的模拟结果进行分析,主要包括 HEM 的内部流速、压强、温度及表面

温度分布。

图 4 为两种 HEM 的内部流速。由图 4 可知:两种 HEM 出口处的废气流速最大,分别达 29.63 和 33.2 m/s;与 HEM-1 相比,HEM-2 的内部流速更均匀,这是因为在圆柱扰流体的影响下,HEM-2 的内部涡流转变为许多小涡流,每个圆柱扰流体后都有涡流区存在,整个换热器内部流速相对均

匀,利于换热。

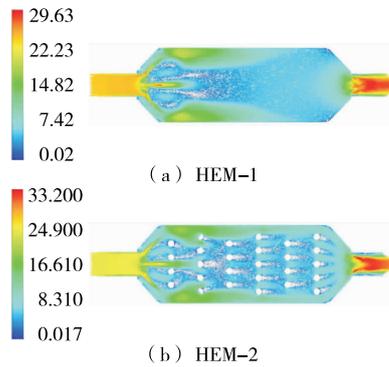


图4 HEM-1和HEM-2的内部流速(单位:m/s)

两种HEM在对称面的温度分布见图5。由图5可知:1)两种HEM的最大温度均出现在入口及其附近区域,随着排气的流动,温度从入口往出口方向逐渐降低,这是因为废气流动的过程中存在着热辐射和热交换。2)HEM-1的内部温度分布不如HEM-2均匀,这是由于HEM-2内部的圆柱形扰流体将入口来的废气切割成许多细小的涡流,增加了内部换热,使内部气体的温度分布更均匀。3)HEM-2的内部气体温度相对HEM-1来说更低,这是因为HEM-2内部存在圆柱形扰流体,扰流体通过连接部分向壳体传递热量,其换热面积大于HEM-1,因而其内温度较低。4)两种HEM的最低温度均出现在通道开始收缩的部位,在最后一列圆柱扰流体的作用下,HEM-2的最低温度高于HEM-1的最低温度,分别为288.85和280.80℃。

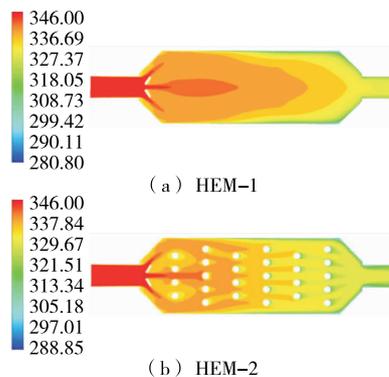


图5 HEM-1和HEM-2的内部温度(单位:℃)

两种HEM在对称面的压力分布见图6。由图6可知:两种HEM的内部压力场整体分布较均匀,在导流板前端的压力最大,这是由于进口处的截面积小,气流被导流板阻碍,导致压力增大。在主通道内,随着气流速度的降低,压力分布较均匀,在出口

处的流速再次增大造成压力降低且有负值出现,但面积很小。HEM-2中的压力整体上大于HEM-1中的压力。

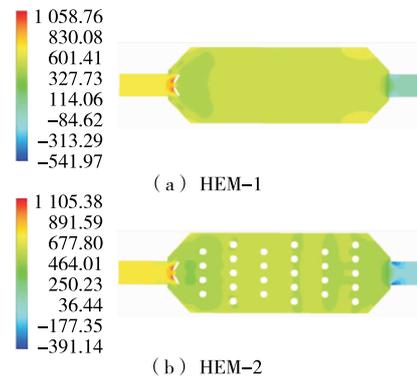


图6 HEM-1和HEM-2的内部压力(单位:Pa)

图7为两种HEM的表面温度分布。由图7可知:两种HEM进口附近处温度均较高,进口和导流板处温度最高,换热器的后端温度较低。由于TEG被布置在换热器的中间部位,换热器中间部位的温度才对输出有影响。均匀的温度分布相对于非均匀的温度分布有着更好的输出,HEM-1的外部最大、最小温度相差约41℃,HEM-2的外部最大、最小温度相差约32℃。

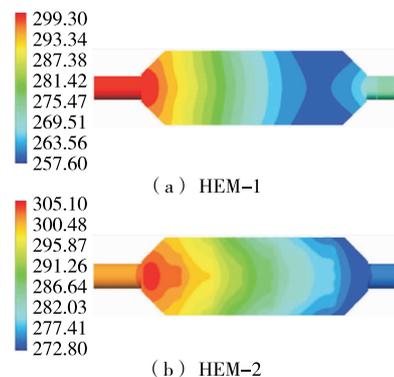


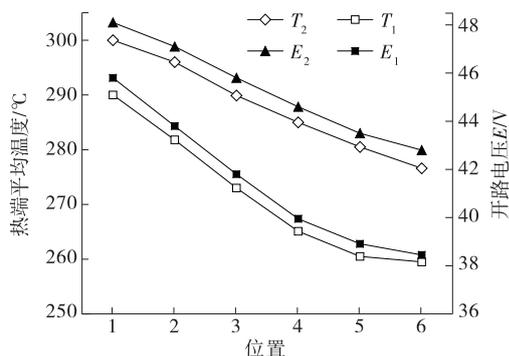
图7 HEM-1和HEM-2的表面温度(单位:℃)

总体来看,相对于HEM-1,HEM-2的流速、内部温度、压力和表面温度分布更均匀,HEM-2比HEM-1有着更好的换热效果和温度均匀性。

为更好地研究排气余热回收系统的工作性能,将TEG分成图2中的6组,依次定义为位置1~6,研究不同位置、不同HEM和不同工况下排气余热回收系统的开路电压 E 、热端平均温度 T_{hotave} 、回收功率和效率等输出性能,反映系统的工作性能。

HEM-1和HEM-2上各位置处TEG的热端平均温度 T_{hotave} 和开路电压 E 见图8。由图8可

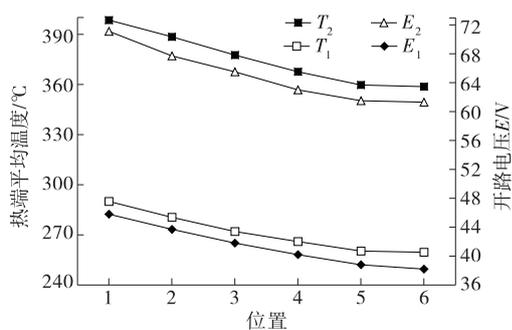
知:HEM-2上各位置处TEG的 T_{hotave} 和 E 均大于HEM-1上各位置处的值,且随着位置的改变,差值逐渐增大。两种HEM位置1和位置6处TEG的 T_{hotave} 分别相差10.06、17.25 $^{\circ}\text{C}$, E 分别相差2.39、4.08V。



T_1 和 E_1 、 T_2 和 E_2 分别为HEM-1、HEM-2各位置处温差发电模块的热端平均温度和开路电压。

图8 工况1时HEM热端平均温度和开路电压

图9为2种工况下HEM-1上的热端平均温度和开路电压。由图9可知:随着柴油机负荷的增加,各位置处TEG的 T_{hotave} 和 E 均增大。工况1时,最高 T_{hotave} 和 E 分别为290.0 $^{\circ}\text{C}$ 、45.8V;工况2时,最高 T_{hotave} 和 E 分别达398.5 $^{\circ}\text{C}$ 、71.1V。



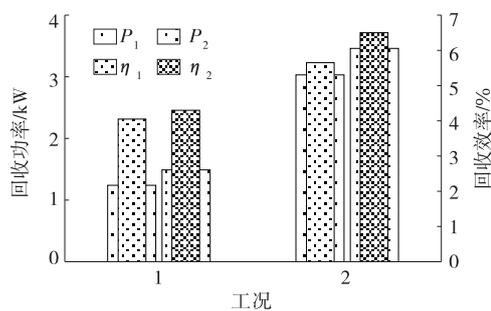
T_1 和 E_1 、 T_2 和 E_2 分别为工况1、工况2时HEM-1的热端平均温度和开路电压。

图9 不同工况时HEM-1热端平均温度和开路电压

2种工况时排气余热回收系统在两种HEM条件下的总体功率和回收效率见图10。由图10可知:在不同工况下,余热回收系统利用HEM-2可回收更多的能量。在工况2,HEM-1和HEM-2的柴油机排气余热回收系统分别可回收3.03和3.46kW能量,相当于该工况时发动机输出功率的5.65%和6.5%。

4 结论

(1) TEG的热端平均温度、开路电压及功率、



P_1 和 η_1 、 P_2 和 η_2 分别为HEM-1和HEM-2的排气余热回收系统的总体功率和回收效率。

图10 排气余热回收系统的总体功率和回收效率

效率都受不同位置的影响,为提高热能利用率,应把TEG布置在高温区。

(2) HEM-2比HEM-1具有更好的换热效果,TEG热端温度较大,温度分布更均匀。

(3) 柴油机在转速1800r/min时改变负荷,HEM上各位置处TEG的最大功率和最大效率随着负荷增大而显著增大。柴油机排气余热回收系统的整体理论回收功率可达6.5%。

参考文献:

- [1] 明廷臻,刘伟,王苇.余热排出热交换器管束间自然对流的CFD模拟[J].华中科技大学学报:自然科学版,2003,31(9).
- [2] 刘军,赵闯,谢文磊,等.新型水暖式汽车暖风装置的开发与传热特性分析[J].工程设计学报,2008,15(1).
- [3] 金春日,马捷,刘涛.大型船舶主机废气热能回收装置的热平衡分析[J].船舶工程,2009,31(9).
- [4] 戴海燕,李森林.汽车尾气余热温差发电装置设计[J].机械设计与制造工程,2017,46(1).
- [5] 李森林,赵勇杰,黄科.汽车尾气温差发电装置的设计[J].公路与汽运,2014(6).
- [6] 马宗正,王新莉.基于温差发电技术的发动机能量回收研究[J].电源技术,2014,38(10).
- [7] 王能欢.与发动机性能相匹配的温差发电系统[D].广州:华南理工大学,2012.
- [8] 李勇.小型温差发电系统研究与实现[D].北京:北京理工大学,2015.
- [9] 于书海.温差发电器的特性分析及其基于发动机排气余热回收利用的研究[D].天津:天津大学,2014.
- [10] 张秀兰.新型温差发电组件的研制[J].电源技术,2005,29(2).
- [11] 唐振龙.汽车废气余热再利用新思路[J].客车技术与

(下转第18页)

4 对策建议

4.1 完善骨架路网体系,合理利用道路资源

加强城市中心区域干道基础设施建设,尽快完善长沙市骨架路网体系,为疏解过江交通拥堵提供完整有力的道路网基础支持,提高过江通道交通畅通的路网保障度,降低通道交通饱和度;实施高速过江路段通行免费政策,充分利用外围通道设施,缓解城市内部过江交通压力,最大程度发挥各通道的交通功能。

4.2 增强道路网连通度,保障过江畅通有序

打通过江通道与路网衔接瓶颈,加快过江通道两端与城市道路的连接节点设施建设,加强交通组织管理,保障各类交通流有序汇集和疏散,实现过江交通流顺畅转换和集散;加强集散路网建设,优化过江通道与城市道路的接驳体系,尽快形成城市跨江干道网络,提高过江车流集散能力,发挥过江通道最大效用,实现江河两岸交通的顺畅衔接。

4.3 加快过江通道建设,满足城市发展需要

在加强现有 10 座过江通道及其路网体系建设管理的同时,为满足长沙西岸湘江新区的建设发展及长沙市新的规划建设发展,加大长沙对湖南中西部的辐射带动需要,尽快建成规划中的其他 9 座通道,实现既有规划的 19 座通道规模。在此基础上进一步研究和规划长沙市过江通道规模和功能配置,制定新的全面的通道配置规划和管理策略,形成城市现代化立体过江通道体系。

4.4 实施公交优先策略,优化过江交通结构

切实制定和执行公交优先发展政策,加强长沙市公共交通特别是城市地铁建设,加快跨江地铁线建设,完善公交线网,加大公交线网密度,提高整个城市出行的公交分担率,促进过江交通以小汽车为主的出行方式的转变,优化过江交通结构,从整体上降低过江交通流量,促进城市过江交通的集约使用和可持续发展。

5 结语

长沙市城市交通乃至整个社会经济的发展很大程度上取决于过江通道的建设和使用水平。城市发展新理念带来建设管理行为方式的变革,经济实力的快速增长和通道建设管理新技术的不断涌现,为长沙市建设更多更好的现代化过江通道提供了极大可能。为解决当前长沙市过江通道建设管理中遇到的一系列问题,需从交通路网整体、城市长远发展研究规划布局和加强建设,更应注重智慧过江通道管理技术和过江通道管理新政策的采用,迅速提高过江通道的使用效率。

参考文献:

[1] 许永兵,朱方正.城市过江通道的建设和发展分析[J].公路与汽运,2010(2).

[2] 黄小平,肖锋,付斌.三门县城过江(河)交通分析与研究[J].城市建设理论研究,2014(9).

[3] 庞京成.城市越江交通设施交通影响分析研究[D].西安:长安大学,2016.

[4] 叶亮.长江与国外典型河流过江(河)通道比较研究[J].公路,2016(5).

[5] 王京京,杨友林,李辉,等.基于功能分析的城市道路网络衔接评价研究[J].交通运输系统工程与信息,2015,15(1).

[6] 胡军红,温旭丽.南京过江通道问题研究[J].公路交通科技:应用技术版,2012(11).

[7] 夏晶,黄承锋,宋融秋.跨江城市交通拥堵的成因与治理[J].重庆交通大学学报:社会科学版,2017,17(4).

[8] 陈锐.基于城市交通需求管理的过江交通问题分析:以重庆主城为例[J].现代商贸工业,2017(26).

[9] 乔丹.山地城市跨江通道规划布局研究[D].重庆:重庆交通大学,2012.

[10] 曾真,穆程.城市道路交通瓶颈识别方法研究[J].公路与汽运,2018(4).

收稿日期:2018-06-17

(上接第 11 页)

研究,2004(3).

[12] 马宗正,刘春涛,黄岩,等.发动机尾气温差发电装置温度控制系统设计[J].河南工程学院学报:自然科学版,2018,30(2).

[13] 刘丽娜.内燃机排气余热大温差梯级回收二级朗肯循环系统研究[D].天津:天津大学,2013.

[14] 董桂田.汽车发动机排气废热的温差发电[J].节能与环保,1997(4).

[15] 赵镇南.传热学[M].北京:高等教育出版社,2002.

[16] 涂小亮,倪计民,石秀勇.汽车发动机排气余热温差发电技术的研究[J].汽车技术,2015(4).

收稿日期:2018-07-10