

文章编号:0253-4339(2014) 06 - 0021 - 08
doi:10. 3969/j. issn. 0253 - 4339. 2014. 06. 021

面向 LNG 汽车的发动机排气与低温燃料温差发电器研究

郑江¹ 厉彦忠^{1,2} 王春燕¹ 谭宏博¹

(1 西安交通大学能源与动力工程学院 西安 710049; 2 动力工程多相流国家重点实验室 西安 710049)

摘 要 为实现液化天然气(LNG)汽车的节能,提出了利用温差发电器(TEG)回收发动机排气(EG)的废热和低温燃料的冷能。指出了基于冷源所在的低温区,以及 EG 与 LNG 之间的大温差这两个特点,TEG 的热电转换效率会高于常规。基于对小型 LNG 汽车中典型燃料系统的分析,设计了进行能量回收的两种系统流程,计算了其中各状态点的参数、及各换热器中布置温差发电器后的热电转换效率,得到了系统总的回收功率。结果表明,汽化器系统的回收功率大于自复温系统;在两种系统中,合理选取多种材料相较于仅用单种材料,TEG 的回收功率更大。

关键词 温差发电;燃料系统;液化天然气;汽车

中图分类号:TB61⁺1;TE09;TM913

文献标识码:A

Study on Thermoelectric Generators Based on Exhaust Gas and Cryogenic Fuel for LNG Vehicles

Zheng Jiang¹ Li Yanzhong^{1,2} Wang Chunyan¹ Tan Hongbo¹

(1. School of Energy and Power Engineering, Xi'an Jiaotong University, Xi'an, 710049, China; 2. State Key Laboratory of Multiphase Flow in Power Engineering, Xi'an, 710049, China)

Abstract To enhance the energy efficiency in the liquefied natural gas (LNG) vehicles, thermoelectric generator (TEG) is suggested in recovering the waste heat of the exhaust gas (EG) and the cold energy of the LNG. The TEGs here get higher efficiency than conventional ones, for they work with heat sinks at cryogenic temperatures and there are large temperature differences between EG and LNG. Based on the analyzing of the typical fuel system in the small LNG vehicles, two recovery systems for the LNG vehicles are proposed and the correlative parameters of systems are calculated and analyzed. The generation efficiency of TEGs is calculated and the recovery power of each system is analyzed. It is concluded that the output power of the vaporizer system is larger than that of the self-warming system; TEG with optimized multi-layer material brings larger output power than that with single-layer material for both systems.

Keywords thermoelectric; fuel system; liquefied natural gas; vehicle

近年来,随着液化天然气(LNG, Liquefied Natural Gas)产业的壮大,LNG 汽车在我国得到迅猛发展。截至 2012 年上半年,国内 LNG 汽车保有量已超过三万辆^[1]。在各种 LNG 汽车中,只有 LNG 冷藏车可利用 LNG 的冷能冷冻货物,其他 LNG 汽车中,燃料直接汽化复温后进入发动机,造成冷能的浪费。有文献^[2]提出将 LNG 冷能回收后用于汽车空调,从而无需为汽车配备单独的机械制冷系统;有文献^[3]提出将 LNG 的冷能用于膨胀做功,为汽车补充动力;但这些附加装置的结构较复杂,使用成本较高。考虑到温差发电器(TEG, Thermoelectric Generator)结构简

单、寿命长的优点^[4],以及其在发动机余热回收中的成功应用^[5-6],本文作者曾提出一种基于温差发电的液化天然气汽车冷能回收系统^[7],但并未对流程参数和回收功率进行定量计算。

本文对低温区大温差条件下的温差发电器的热电转换效率及输出功率进行分析;然后根据小型 LNG 汽车的燃料系统和水冷却系统的特点,提出两种典型的基于温差发电的液化天然气汽车能量回收系统,计算得到系统中各状态点的参数;最后得到各个 TEG 的输出电功率和系统的总回收功率。

基金项目:国家科技支撑计划课题(2012BAA08B03),高等学校博士学科点专项科研基金(20130201110069)资助项目。(The project was supported by the Key Technologies R&D Program of China (No. 2012BAA08B03) and Research Fund for the Doctoral Program of Higher Education of China (No. 20130201110069).)

收稿日期:2014 年 1 月 5 日

1 温差发电器特性分析

1.1 温差发电器的结构

一个典型的温差发电器如图1所示。两端导流片通常为铜片, P型半导体材料和N型半导体材料位于两块导流片之间, 两电偶臂在电路上串联, 在热路上并联, 与负载电阻相连构成回路后就可将热能转化为电能。对于图1所示的结构, 若假设两电偶臂具有相同的几何尺寸、电阻率和热导率, 塞贝克系数的数值相同, 但塞贝克系数的符号相反, 则TEG的温差电优值可表示为^[4]:

$$Z = \alpha_{np}^2 / (RK) \quad (1)$$

式中: α_{np} 为发电器塞贝克系数(即P型材料与N型材料塞贝克系数之差, $\alpha_{np} = \alpha_p - \alpha_n$); R 为发电器内阻; K 为发电器导热系数。常将温差电优值与绝对温度的乘积 ZT 定义为无量纲温差电优值。

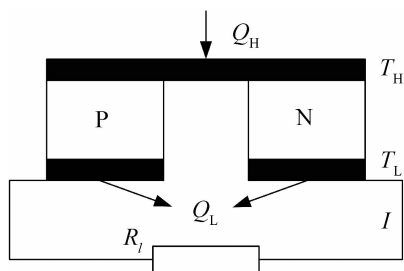


图1 温差发电器示意图

Fig. 1 Schematic of a thermoelectric generator

对图1所示的对称结构, TEG的电优值 Z 与半导体材料的电优值 z 相等, 在计算中可用 z 代替 Z 。而 z 只与材料本身的性质有关, 可表示为:

$$z = \alpha^2 / (\rho\lambda) \quad (2)$$

式中: α 为材料的塞贝克系数; ρ 为电阻率; λ 为热导率。

另温差发电器的效率定义为:

$$\eta = P_L / Q_H \quad (3)$$

式中: η 为发电效率; P_L 为输出到负载上的电能; Q_H 为热端的吸热量。

可知, 在发电器内部产生的焦耳热将各有一半分别传到器件的冷端和热端。发电器热端从热源吸收的热量应是珀尔帖热、焦耳热和传导热三部分的总和^[4]:

$$Q_H = \alpha T_H I - \frac{1}{2} I^2 R + K(T_H - T_L) \quad (4)$$

若负载电阻为 R_L , 则发电效率可表示为:

$$\eta = \frac{I^2 R_L}{\alpha T_H I - \frac{1}{2} I^2 R + K(T_H - T_L)} \quad (5)$$

设 $\varepsilon = R_L / R$, 令 $d\eta/d\varepsilon = 0$, 可得当 ε 满足下列关系时, TEG 有最大发电效率。

$$\varepsilon = \sqrt{1 + ZT_m} \quad (6)$$

其中, $T_m = (T_H + T_L) / 2$ 。

最大发电效率为:

$$\eta_{\max} = \frac{T_H - T_L}{T_H} \cdot \frac{\varepsilon - 1}{\varepsilon + T_L / T_H} \quad (7)$$

在工程实践中, 往往更关心 TEG 何时会有最大输出功率, 此时有 $\varepsilon = 1$, 对应的发电效率为^[8]:

$$\eta_p = (T_H - T_L) / \left(2T_H - \frac{T_H - T_L}{2} + \frac{4}{Z} \right) \quad (8)$$

1.2 低温区条件下温差发电器的效率

若固定无量纲温差电优值 ZT 为 0.6。设环境温度为 350 K, “低温区效率”指 350 K 与 $(350 \text{ K} - \Delta T)$ 之间的热电转换最大效率, “高温区效率”指 $(350 \text{ K} + \Delta T)$ 与 350 K 之间的热电转换最大效率, 改变 ΔT , 画出热电效率的变化曲线, 如图2所示。从图2可以看出, 相同温差下低温区热电效率要大于高温区热电效率。车用 LNG 燃料储存压力 0.12 MPa, 此压力下饱和温度为 114 K。因此 LNG 的冷能是高品质能量, 有利用的潜力。

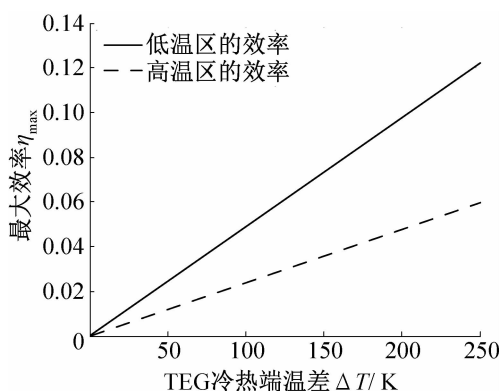


图2 不同温差下 TEG 在高温区和低温区的效率

Fig. 2 Variations of the TEG efficiencies with the temperature differences at high temperature region and low temperature region

观察式(7), 最大效率表达式等号右边的第一项为卡诺效率, 第二项与发电器的材料性质有关, 而且数值小于1。由此可知, 温差发电器也同其它热机一样, 其效率将低于理想卡诺机的循环效率。固定 TEG 冷端温度 100 K, 当 ZT 取不同值时, 最大发电效率随热端温度的变化如图3所示, 图3还给出了卡诺效率作为对比。TEG 的冷热端温差越大, 其最大发电效率越高, 但绝对数值与卡诺效率差距越大。只有当 ε 趋于无穷大(也 ZT 即趋于无穷大)时, 热电效率才趋近于卡诺效率。

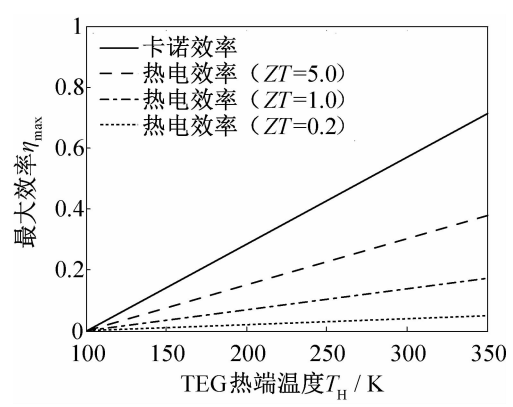


图 3 卡诺效率与 TEG 热电效率的对比

Fig. 3 Comparison between the Carnot efficiencies and the TEG efficiencies

1.3 大温差条件下发电器材料的选择

虽然近年来发展出方钴矿型化合物、金属氧化物、笼式化合物、硫族化合物等多种新型热电材料,但目前得到商业应用的热电材料仍是传统的固溶体合金:BiSb 类、Bi₂Te₃ 类、PbTe 类和 SiGe 类,分别适用于低温区(20 ~ 200 K)、室温区、中温区(500 ~ 900 K)和高温区(1000 ~ 1200 K)^[9]。这种对商用热电材料的温区划分,不仅考虑了温差电优值的大小,还兼顾了机械性能、温度承受极限等。例如使用最广泛的 Bi₂Te₃ 材料,熔点为 858 K^[10],故应用场合不得高于此温度。

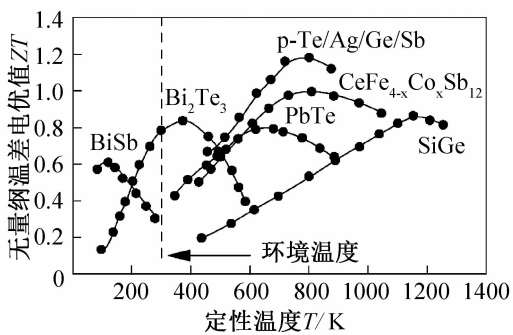


图 4 各种材料的无量纲温差电优值^[11]

Fig. 4 ZT of several thermoelectric materials^[11]

为使温差发电器在大温差下达到最高的效率,最好在不同的温区使用相适合的材料。从图 4 中可以看到,在 100 ~ 200 K,200 ~ 500 K,500 ~ 900 K 这三个温区内温差电优值较高的三种材料分别是 BiSb、Bi₂Te₃ 和 PbTe。对于实现高温 EG 与低温 LNG 之间的大温差热电转换,因单种材料的电优值只在某一温度范围内有实用价值,故可以考虑将多层材料在热路上串联。若将多层材料在电路上串联,并基于所在的冷热端温度对每层材料的厚度和截面积进行优化,从而使各种材料均处于其较大电

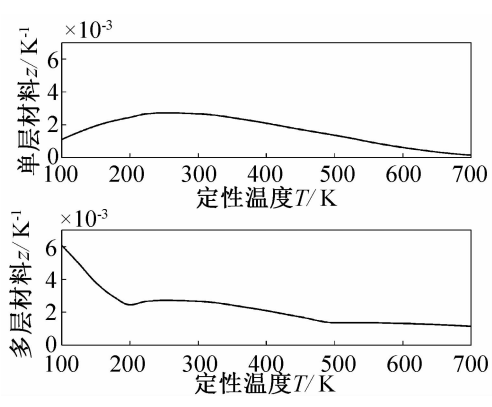


图 5 单层材料与多层材料的优值比较

Fig. 5 Comparison of Z between single-layer material and multi-layer material

优值的范围内,则当冷热端温差很大时,多层结构产生的电优值将优于单层结构。图 5 展示了在 100 ~ 700 K 内,Bi₂Te₃ 的电优值与三种材料构成的多层材料的电优值的对比,可见多层材料可在宽温区内保持较大电优值。

2 能量回收系统

2.1 LNG 汽车的可回收能量分析

冷量是指系统在低于环境温度下通过边界所传递的热量。LNG 汽车中的燃料 LNG 通常是 114 K,0.12 MPa 下的饱和液体。而进入发动机之前要汽化复温。当 LNG 从储罐内饱和液态 $p_m = 0.12 \text{ MPa}$, $T_s = 114 \text{ K}$,复温到环境状态 $p_0 = 0.12 \text{ MPa}$, $T_0 = 303 \text{ K}$ 时,释放的冷量为:

$$q_N = r_N + c_{p,N}(T_0 - T_N)$$
 (9)

式中:汽化潜热 $r_N = 507 \text{ kJ/kg}$;定压比热容取平均值 $c_{p,N} = 2.145 \text{ kJ/(kg} \cdot \text{K)}$,得到 $q_N = 912.4 \text{ kJ/kg}$ 。

本文假设 LNG 汽车每小时消耗 10 L 燃料液化天然气(按热值换算相当于微小型汽车中汽油机的功率),LNG 的储存状态为 0.12 MPa 的饱和状态,对应密度为 $\rho_N = 419.3 \text{ kg/m}^3$,则 LNG 的质量流量 $G_N = 1.16 \times 10^{-3} \text{ kg/s}$ 。故将 LNG 复温到 303 K,可回收的最大冷量为 $Q_N = q_N G_N = 1.058 \text{ kW}$ 。

在 300 ~ 723 K 之间,发动机排气(EG, Exhaust Gas)的定压比热容变化不大^[12],取 $c_{p,E} = 1.18 \text{ kJ/(kg} \cdot \text{K)}$,EG 出尾气催化器的温度取为 700 K^[13],降温到环境温度 303 K,释放的热能为:

$$q_E = c_{p,E}(T_E - T_0)$$
 (10)

计算得到 $q_E = 468.5 \text{ kJ/kg}$ 。

已知天然气和空气的摩尔质量分别为 $M_N = 16 \text{ g/mol}$, $M_A = 29 \text{ g/mol}$,根据空燃比^[14]和燃烧化学方程式可知,EG 的质量流量为:

$$G_E = (10M_A/M_N + 1)G_N \tag{11}$$

计算得到 $G_E = 22.3 \times 10^{-3} \text{ kg/s}$, 可回收的最大热量为 $Q_E = q_E G_E = 10.448 \text{ kW}$ 。

2.2 LNG 汽车的水冷却系统分析

通常情况下内燃机的热平衡可用下式表示^[15]：

$$Q_b = Q_e + Q_c + Q_r + Q_{\text{loss}} \tag{12}$$

式中： Q_b 是燃料燃烧释放出的热量； Q_e 是转化为有效功的热量； Q_c 是被冷却介质带走的热量； Q_r 是被废气带走的热量； Q_{loss} 是其他热量损失。

废气带走的热量等于废气的焓减去进发动机前天然气和空气的焓^[16]，即：

$$Q_r = G_E c_{p,E} t_E - G_N c_{p,N} t_N - (G_E - G_N) c_{p,A} t_A \tag{13}$$

式中：温度单位为 $^{\circ}\text{C}$ ； $c_{p,A}$ 为 273 K 到 303 K 空气的平均定压比热容，其余类似。

表 1 内燃机热平衡表^[17]

Tab. 1 Heat balance of the combustion engine^[17]

热平衡各分项/ %	汽油机	高速柴油机	中速柴油机
转变为有效功的热量	20 ~ 30	30 ~ 40	35 ~ 45
冷却介质带走的热量	25 ~ 30	20 ~ 25	10 ~ 20
废气带走的热量	40 ~ 45	35 ~ 40	30 ~ 40
其它热量损失	5 ~ 10	5 ~ 10	10 ~ 15

设天然气和空气进气状态为 0.1 MPa, 303 K。发动机排出废气状态为 0.15 MPa, 762 K。据此计算出平均比定压热容，代入式 (13) 得 $Q_r = 12.286 \text{ kW}$ 。根据表 1 取 $Q_c = 30\% Q_b$, $Q_r = 40\% Q_b$, 得 $Q_c = 9.215 \text{ kW}$, 取循环冷却水经过发动机后温升为 6 K^[18]，则水流量为：

$$G_W = Q_c / (c_{p,W} \Delta T_W) \tag{14}$$

计算得到 $G_W = 22.37 \text{ L/min}$, 在合理范围内^[18]。

2.3 汽化器系统及各状态点参数

由温差发电器效率的分析可知，温差越大，热电转换的最大效率就越高，所以应尽可能加大传热温差，将 TEG 布置于 EG 与 LNG 之间。据 2.1 节的计算，将 EG 与 LNG 进行换热后，EG 还剩余一部分未利用的热能（温度高于环境温度），这部分热能也可设法利用。理论上，EG 的进一步冷却可通过与冷却水或冷风换热完成，但小型汽车有限的格栅迎风面已用于冷却发动机冷却水，且文献[13]指出在发动机余热回收中对 TEG 进行水冷的效果比风冷更好，因此本文的系统选择 EG 与发动机冷却水换热。另外，发动机排气需经过催化反应转化掉一部有害物质，然后排向环境，而一般催化反应的温度在 400 $^{\circ}\text{C}$ 以上才能实现较高的催化转化效率^[19]，所以用催化段后的

EG 与 LNG 换热。

燃料气进入发动机前的压力一般要求在 0.3 ~ 1.0 MPa 之间，温度不得低于 -40 $^{\circ}\text{C}$ 。如果进气温度过低，可能导致发动机严重喘振或丢火。而供气流量与温度主要由汽化器决定^[20]。螺旋管换热器是汽化器的主要型式，管外的发动机冷却水对管内的 LNG 实施汽化复温。发动机冷却水的温度为 75 ~ 90 $^{\circ}\text{C}$ ，而 EG 的温度高达 700 K，故 EG 的温度可满足 LNG 汽化及复温的需求，因此考虑用发动机排气代替冷却水来汽化 LNG，以实现大温差下高的热电转换效率。

换热器带有 TEG 时，其热端吸热量由式 (4) 表示，包括珀尔帖热、焦耳热和传导热三部分，而在系统状态点参数的计算中，预先无法估计出珀尔帖热和焦耳热。对绝大多数实际的 TEG，焦耳热比珀尔帖热高一个数量级，传导热又比焦耳热高一个数量级^[8]，因此在带 TEG 的换热器设计中，一般都假设 $Q_H \approx Q_L = Q_{\text{con}}$ ^[21]，其中， Q_{con} 为传导热。

图 6 给出了汽化器系统的示意图。在换热器 A、D 中布置 TEG，将流过 TEG 的热量转化为电功率通过负载输出。表 2 中给出了计算得到的系统各状态点参数。

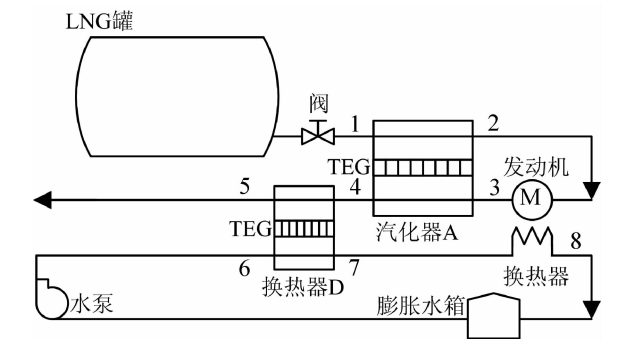


图 6 汽化器系统

Fig. 6 Vaporizer system

表 2 汽化器系统各状态点温度

Tab. 2 Parameters in the vaporizer system

工况点	1	2	3	4
温度/ K	114	303	700	659.8
工况点	5	6	7	8
温度/ K	363	353	358.1	364.1

2.4 自复温系统及各状态点参数

在汽化器系统中，LNG 的汽化及复温在同一换热器中进行。因为涉及到沸腾换热，车辆行驶时实时路况变化导致的 LNG 流量波动会造成冷流体侧气相与液相在换热器通道中的占据位置不稳定，可能使

TEG 不能长时间在设定工况下运行,影响输出功率。故参照液氮储罐的自复温系统,可以考虑用气态天然气将 LNG 的汽化潜热带出,然后气态天然气与 EG 之间便于采用更灵活的换热方案,例如图 7 给出的自复温系统。

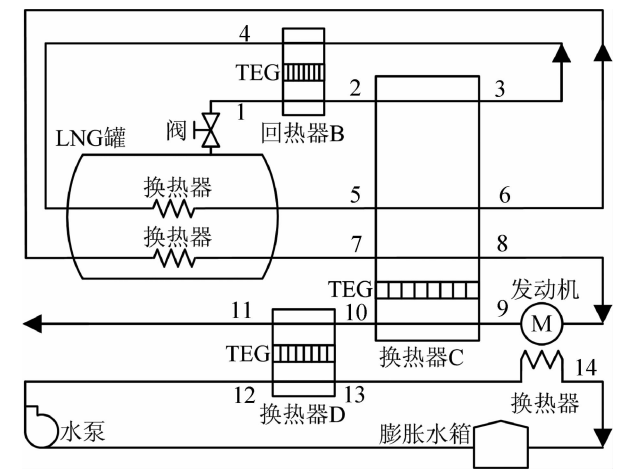


图 7 自复温系统
Fig. 7 Self-warming system

自复温系统增加了回热器 B,换热器 C 与汽化器系统中的换热器 D 完全相同。在换热器 B、C、D 中布置 TEG。表 3 给出了计算得到的系统各状态点参数。

表 3 自复温系统各状态点温度

Tab. 3 Parameters in the self-rewarming system					
工况点	1	2	3	4	5
温度/ K	114	161.3	303	255.6	161.3
工况点	6	7	8	9	10
温度/ K	303	161.3	303	700	659.8
工况点	11	12	13	14	
温度/ K	363	353	358.1	364.1	

3 计算结果及分析

3.1 带 TEG 的各换热器的温度场

图 8 和图 9 给出了汽化器系统和自复温系统中带 TEG 的四个换热器内流体温度随流程的变化(不涉及具体的换热器结构和 TEG 结构)。汽化器 A 中高温流体为 EG,低温流体进口状态为饱和 LNG,出口状态为常温下的天然气。回热器 B 中高温流体为天然气,低温流体为天然气。换热器 C 中高温流体为 EG,低温流体为天然气。换热器 D 中高温流体为 EG,低温流体为发动机冷却水。

3.2 TEG 的效率

在工程实践中,TEG 一般被加工成体积较小的

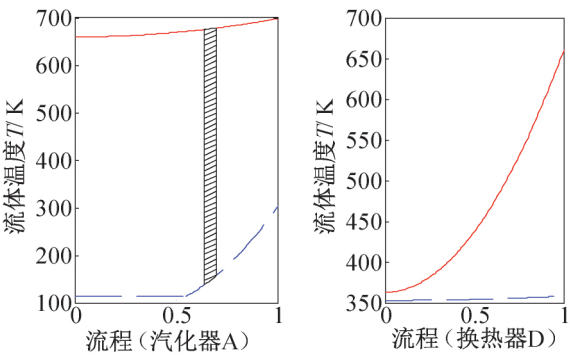


图 8 汽化器 A 和换热器 D 中流体温度沿流程变化
Fig. 8 Variations of fluid temperatures along their flow paths in vaporizer A and heat exchanger D

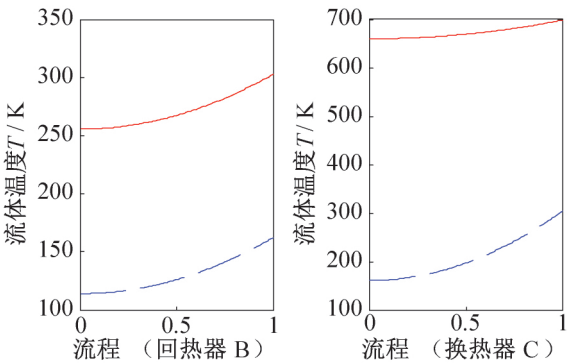


图 9 回热器 B 和换热器 C 中流体温度沿流程变化
Fig. 9 Variations of fluid temperatures along their flow paths in regenerator B and heat exchanger C

热电片,以便于在电路上及热路上进行串、并联组合,以适应各种特定需求。图 8 和图 9 给出的各换热器中冷、热流体温度随流程的变化,也即为 TEG 的冷端与热端温度随流程的变化。参照图 8,考虑在换热器 A 的温度曲线中阴影部分所对应的位置布置第 i 个 TEG,则第 i 个 TEG 的等效电优值为:

$$Z_i^* = \left(\int_{T_{L,i}}^{T_{H,i}} Z_i dT \right) / (T_{H,i} - T_{L,i}) \tag{15}$$

将此等效电优值代入式(8),可得输出功率最大时对应的效率 $\eta_{p,i}$ 。注意每个(即 i 取不同值) TEG 取最大功率时所要求匹配的负载值可能并不相同,故可将各个 TEG 构成独立回路,以实现总的输出功率最大。若某换热器中布置 N 个 TEG,可得到这组 TEG 在总输出功率最大时的平均效率:

$$\eta_p = \frac{1}{N} \sum_{i=1}^N \eta_{p,i} \tag{16}$$

平均效率与 N 的值有关,但随 N 增大,一组 TEG 的平均效率趋于定值。本文取 $N = 100$,对各个带 TEG 的换热器计算了对应的 η_p ,见表 4。 $\eta_{p,\sin}$ 和 $\eta_{p,\text{mul}}$ 分别表示单层材料 (Bi_2Te_3) 和多层材料 (BiSb 、 Bi_2Te_3 及 PbTe) 构成的 TEG 的平均效率。

这里所求得 TEG 的平均效率既与两端温差有关,也与材料本身的电优值有关。汽化器 A 和换热器 C 中冷热流体换热温差较大,故 TEG 的平均效率显著高于其他换热器;而且汽化器 A 中 TEG 的平均效率又高于换热器 C。由图 5,多层材料组合产生的优值高于单层材料,故多层材料 TEG 的平均效率均高于单层材料。

3.3 回收功率

如 2.3 节所述,有 $Q_H \approx Q_{con}$,若将某换热器中的一组 TEG(共计 N 个)视为一个整体,根据式(3),代入平均效率 η_p ,可得到输出电功率之和,计算结果见表 4。从表 4 可知,汽化器系统采用多层材料时的输出功率为 452.1 W,采用单层材料时的输出功率为 421.6 W;自复温系统采用多层材料时的输出功率为 430.0 W,采用单层材料时的输出功率为 407.6 W。

表 4 各换热器中 TEG 的效率和功率计算值

Tab.4 Calculations of efficiencies and output powers of TEGs

计算值	汽化器 A	回热器 B	换热器 C	换热器 D
$\eta_{p,mul}$	0.1744	0.0791	0.1446	0.0342
P_{mul}/W	184.6	9.5	153.0	267.5
$\eta_{p,sin}$	0.1537	0.0652	0.1331	0.0331
P_{sin}/W	162.6	7.8	140.8	259.0

发动机的冷却水通过换热器与 EG 进行换热会带来附加的沿程阻力损失和局部阻力损失,这与换热器具体型式及管道布置方式有关,但本文仍基于一般经验作出估计,对两种系统,均假设由于换热引起的附加压力损失 Δp 为 100 kPa^[18],则根据伯努利方程,水泵附加功为:

$$P_{pump} = \Delta p G_w / \rho_w \tag{17}$$

取热水密度 $\rho_w = 970 \text{ kg/m}^3$,则 $P_{pump} = 37.3 \text{ W}$ 。

将 TEG 的输出功率减去水泵消耗功率,可得汽化器流程采用多层材料时的总回收功率为 414.8 W,采用单层材料时的总回收功率为 384.3 W;自复温系统采用多层材料时的总回收功率为 392.7 W,采用单层材料时的总回收功率为 370.3 W。考虑到本文的计算是基于每小时消耗 10 L 燃料的微型 LNG 汽车,上述回收功率已相当可观。但在实施中,还需考虑具体的换热器热设计和具体的 TEG 电路设计。

自复温系统中的 LNG 经过回热器 B、换热器 C 及 LNG 储罐内的多次换热,使冷能品质降低,故回收功率偏小,但两种系统的回收功率差别并不大。在实际应用中,汽化器系统便于对现有燃料系统改装;自复温系统则利于 TEG 的运行工况稳定。

多层材料的回收功率虽大于单层材料,但两者差别不大,并且多种材料组合可能给 TEG 加工和电路设计带来困难,而单种 Bi_2Te_3 材料构成的 TEG 已经以商用热电片的形式广泛用于低品位热能回收,且性能稳定、价格低廉,故建议用市售 Bi_2Te_3 热电片进行合理的热路和电路布置来实施本文的能量回收系统。

3.4 工况变化时的回收功率

在第 2 节的两种系统中,催化器出口温度均取为 700 K,实际上对不同车型此温度有差异。以汽化器系统为例,燃料的消耗率一定时,若状态点 3 温度改变,汽化器 A 和换热器 D 内的温度场也会变化;同时设汽化器 A 的冷流体进出、口温度不变,换热器 D 的冷流体进口温度、热流体出口温度不变,可得到沿流程的温度场。对不同的温度场可求得相应 TEG 的输出功率,如图 10 所示。图 10 中的功率是采用单种 Bi_2Te_3 材料的计算结果,因 Bi_2Te_3 材料在约 600 K 以上时电优值很低,在此温度范围内即便提高冷、热端温差,对 TEG 效率和输出功率的提高也很有限,故图 10 中汽化器 A 中 TEG 的功率曲线斜率较小。

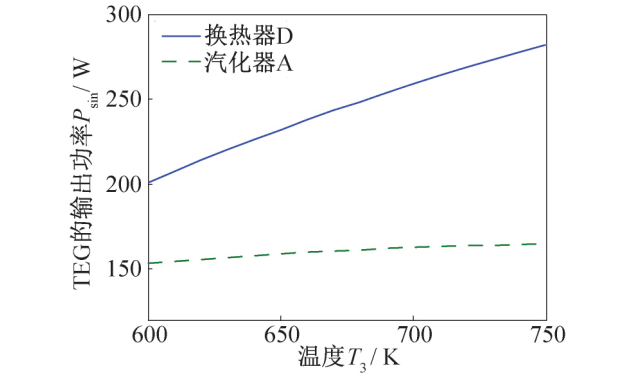


图 10 TEG 输出功率随温度 T_3 的变化
Fig. 10 Variations of TEG powers with T_3

在汽车行驶时随路况、车速等的改变,燃料的消耗率会实时变化,即设计工况为 10 L/hr 时,汽车行驶时的燃料消耗率为 $10 \alpha \text{ L/hr}$ ($\alpha = \alpha(t)$)。由式(11)可知,EG 与 LNG 的流量比是确定的,另流量一定范围内变化时,换热器冷、热流体两侧换热系数变化不大,故汽车变工况运行不会显著影响换热器 A、B、C 的温度场。对换热器 D,虽然冷却水流量未实时变化,但由于排气的质量流量和比热容远小于冷却水,所以排气流量变化对换热器 D 温度场的影响很小。总之,相应 TEG 的输出功率可用设计工况下的输出功率乘以系数 α 来估算。在设计工况下,换热器中 TEG 的材料、级数等均经过优化以适应冷、热端温度随流程的变化,而汽车变工况运行时仍能保证 TEG 工作在合适的端部温度,这一优势使本文提出

的能量回收系统更具有可行性和实用性。

4 结论

本文基于低温区大温差条件下的温差发电器的特点,以每小时消耗10 L燃料的微小型LNG汽车为例,提出并分析了两种能量回收系统,得到以下结论:

1)在LNG汽车涉及的温区中,对电优值 ZT 为0.6的理想TEG,其在低温区的热电转换效率最大可达高温区效率的两倍。2)行车过程中,汽化器系统与自复温系统的回收功率相差不大,均为400 W左右,此数值具备工程实用价值。3)汽化器系统的回收功率大于自复温系统;对两种系统,采用多种材料时的回收功率均大于采用单种材料。

本文受陕西省2012年自然科学基金基础研究计划(2012JQ7028)资助项目。(The project was supported by the Natural Science Basic Research Plan in Shanxi Province of China (No. 2012JQ7028).)

参考文献

[1] 李康林. 我国LNG汽车发展现状及存在问题探讨[J]. 煤气与热力, 2012, 32(8): 14-16. (Li Kanglin. Discussion on Development Status and Problems of LNG Vehicles in China[J]. Gas and Heat, 2012, 32(8): 14-16.)

[2] 王强, 厉彦忠, 殷秀妮. LNG汽车冷能回收空调系统[J]. 天然气工业, 2005, 25(10): 124-126. (Wang Qiang, Li Yanzhong, Yin Xiuwei. Cold Energy Recovery Air-conditioning System of LNG Vehicles[J]. Natural Gas Industry, 2005, 25(10): 124-126.)

[3] 梁骞, 厉彦忠, 谭宏博. 液化天然气汽车双动力循环系统[J]. 低温工程, 2007(4): 47-50. (Liang Qian, Li Yanzhong, Tan Hongbo. Reserch on Dual Power Cycle System of LNG Vehicles[J]. Cryogenics, 2007(4): 47-50.)

[4] 高敏, 张景韶, Rowe D M. 温差电转换及其应用[M]. 北京: 兵器工业出版社, 1996: 276-285.

[5] 张征, 曾美琴, 司广树. 温差发电技术及其在汽车发动机排气余热利用中的应用[J]. 能源技术, 2004, 25(3): 120-123. (Zhang Zheng, Zeng Meiqin, Si Guangshu. Thermoelectric Generation Technology and its Application in Exhaust Waste Heat Utilizing for Automobile's Engine[J]. Energy Technology, 2004, 25(3): 120-123.)

[6] Crane D T. Optimizing thermoelectric waste heat recovery from an automotive cooling system[D]. Ann Arbor: University of Maryland College Park, 2003.

[7] 厉彦忠, 郑江, 谭宏博. 一种基于温差发电的液化天然气汽车冷能回收系统: 中国, ZL201010130009.6[P]. 2011-12-07.

[8] 贾磊, 陈则韶, 胡芑, 等. 半导体温差发电器件的热力学分析[J]. 中国科学技术大学学报, 2005, 34(6):

684-687. (Jia Lei, Chen Zeshao, Hu Peng, et al. Thermodynamic Analysis of Semiconductor Thermoelectric Generator[J]. Journal of University of Science and Technology of China, 2005, 34(6): 684-687.)

[9] 时睿智. PbTe基块体热电材料的制备与性能[D]. 浙江大学, 2011.

[10] Dowe D M. Thermoelectrics Handbook (Macro to Nano)[M]. New York: CRC Press, 2005.

[11] Chao K A, Larsson M. Thermoelectric Phenomena from Macro-Systems to Nano-Systems[M]//Physics of Zero-and One-Dimensional Nanoscopic Systems, Berlin Heidelberg: Springer, 2007: 151-186.

[12] 杨世铭, 陶文铨. 传热学[M]. 3版. 北京: 高等教育出版社, 2003: 424-425.

[13] 徐立珍, 李彦, 杨知, 等. 汽车尾气温差发电的实验研究[J]. 清华大学学报(自然科学版), 2010, 50(2): 287-289, 294. (Xu Lizhen, Li Yan, Yang Zhi, et al. Experimental study of thermoelectric generation from automobile exhaust[J]. Journal of Tsinghua University (Science and Technology), 2010, 50(2): 287-289, 294.)

[14] 周龙保. 内燃机学[M]. 北京: 机械工业出版社, 2005: 18-20.

[15] 张万里, 张锡朝, 焦其伟. WD615发动机低负荷热平衡分析[J]. 内燃机与动力装置, 2006(5): 14-17. (Zhang Wanli, Zhang Xichao, Jiao Qiwei. Thermal equilibrium analysis of WD615 Diesel Engine in Underload Condition[J]. Internal Combustion Engine and Powerplant, 2006(5): 14-17.)

[16] 焦其伟, 张锡朝. WD615发动机可用冷却水热量分析[J]. 内燃机与动力装置, 2007(6): 22-25. (Jiao Qiwei, Zhang Xichao. The Heat Analysis of Cooling Water for WD615 Engine[J]. Internal Combustion Engine and Powerplant, 2007(6): 22-25.)

[17] 朱智富. 汽车废热利用的有效途径[J]. 黑龙江工程学院学报(自然科学版), 2005, 19(2): 51-53. (Zhu Zhifu. Discussion on the Effective Way of Automobile Waste Heat Utilization[J]. Journal of Heilongjiang Institute of Technology, 2005, 19(2): 51-53.)

[18] 姚仲鹏, 王新国. 车辆冷却传热[M]. 北京: 北京理工大学出版社, 2001: 99-100.

[19] 李孟良, 李涓, 詹兴泉. 基于催化转化器起燃温度特性的道路车辆排放性能研究[J]. 汽车工程, 2003, 25(2): 142-146. (Li Mengliang, Li Wei, Zhan Xingquan. A Study on Vehicle Emission performance on Road Based on Light-off Temperature of Catalytic Converter[J]. Automotive Engineering, 2003, 25(2): 142-146.)

[20] 李多金. LNG汽车燃料汽化器设计与实验研究[J]. 低温与超导, 2007, 35(6): 533-535. (Li Duojin. Design

(下转第34页)

- [10] S A Tassou, J S Lewis, Y T Ge, et al. A review of emerging technologies for food refrigeration applications[J]. Applied Thermal Engineering, 2010, 30(4): 263-276.
- [11] R E Critoph, Y Zhong. Review of trends in solid sorption refrigeration and heat pumping technology, Proceedings of IMechE, Part E[J]. Journal of Process Mechanical Engineering, 2004, 219(E3): 285-300.
- [12] L W Wang, R Z Wang, J Y Wu, et al. Design, simulation and performance of a waste heat driven adsorption ice maker for fishing boat[J]. Energy, 2006, 31(2/3): 244-259.
- [13] L W Wang, R Z Wang, J Y Wu, et al. Adsorption ice makers for fishing boats driven by the exhaust heat from diesel engine[J]. Energy Conversion and Management, 2004, 45(13/14): 2043-2057.
- [14] H Perez-Blanco. Absorption heat pump performance for different types of solution[J]. International Journal of Refrigeration, 1984, 7(2): 115-122.
- [15] P Srihirin, S Aphornratana, S Chungpaibulpatana. A review of absorption refrigeration technologies[J]. Renewable and Sustainable Energy Reviews, 2001, 5(4): 343-372.
- [16] S Aphornratana. Theoretical and experimental investigation of a combined ejector-absorption refrigerator[D]. UK: University of Sheffield, 1995.
- [17] 王树刚, 王如竹. 中小型渔船制冷技术的研究进展[J]. 制冷与空调, 2002, 2(3): 16-20. (Wang Shugang, Wang Ruzhu. Progress on research and applications of refrigeration technology in fishing vessels[J]. Refrigeration and Air Conditioning, 2002, 2(3): 16-20.)
- [18] Y Fan, L Luo, B Souyri. Review of solar sorption refrigeration technologies: development and applications[J]. Renewable and Sustainable Energy Reviews, 2007, 11(8): 1758-1775.
- [19] Gosney W B. Principle of refrigeration[M]. Cambridge: Cambridge University Press, 1982.
- [20] J M Abdulateef, K Sopian, M A Alghoul, et al. Review on solar-driven ejector refrigeration technologies[J]. Renewable and Sustainable Energy Reviews, 2009, 13(6/7): 1338-1349.
- [21] K Chunnanond, S Aphornratana. Ejectors: applications in refrigeration technology[J]. Renewable and Sustainable Energy Reviews, 2004, 8(2): 129-155.
- [22] Holton W C. Effect of molecular weight of entrained fluid on the performance of steam-jet ejector[J]. ASME Trans, 1951, 50: 905-910.
- [23] Sun D W. Comparative study of the performance of an ejector refrigeration cycle, operating with various refrigerants[J]. Energy Conversion and Management, 1999, 40(8): 873-884.
- [24] V M Nguyen, S B Riffat, P S Doherty. Development of a solar-powered passive ejector cooling system[J]. Applied Thermal Engineering, 2001, 21(2): 157-168.
- [25] 季红军, 陶乐仁, 王金锋, 等. 太阳能喷射式制冷系统能耗与经济性分析[J]. 上海理工大学学报, 2008, 30(6): 511-514. (Ji Hongjun, Tao Leren, Wang Jinfeng, et al. Energy consumption and economic analysis of ejector refrigeration driven by solar energy[J]. Journal of University of Shanghai for Science and Technology, 2008, 30(6): 511-514.)
- [26] 燃料化学工业部化学工业设计院. 蒸汽喷射制冷设计手册[M]. 北京: 中国建筑工业出版社, 1972.

通信作者简介

陈光明, 男(1958-), 教授, 浙江大学制冷与低温研究所所长, (0571)87951680, E-mail: gmchen@zju.edu.cn。研究方向: 制冷基础热力学理论, 节能与低品位能源利用, 制冷空调热泵技术, 吸收制冷, 新型制冷剂, 低温生物中的热物理技术。

About the corresponding author

Chen Guangming(1958-), male, professor, head of the Institute of Refrigeration and Cryogenics, Zhejiang University, (0571)87951680, E-mail: gmchen@zju.edu.cn. Research fields: fundamentals of refrigeration thermodynamics, low grade energy utilization and energy conservation, refrigeration air-conditioning and heat pump, absorption refrigeration, new refrigerants, thermal technology for cryobiology.

(上接第27页)

- and Experimental Investigation on Vaporization of Fuel System for LNG Vehicle[J]. Cryogenics and Superconductivity, 2007, 35(6): 533-535.)
- [21] Esarte J, Min G, Rowe D M. Modelling heat exchangers for thermoelectric generators[J]. Journal of Power Sources, 2001, 93(1/2): 72-76.

通信作者简介

厉彦忠, 男(1958-), 教授, 博士生导师, (029)82668725, E-mail: yzli-epe@mail.xjtu.edu.cn。研究方向: LNG冷能回收, 火箭低温燃料管理, ICF冷冻靶温度场控制。现在进行的研究

项目有: 国家科技支撑计划课题——基于LNG冷能全液体空分系统及其关键技术等。

About the corresponding author

Li Yanzhong(1958-), male, Ph. D./ Professor, (029)82668725, E-mail: yzli-epe@mail.xjtu.edu.cn. Research fields: Cold energy recovery for LNG, cryogenic propellants management for rockets, temperature field control of cryogenic target in ICF. The author takes on project supported by the Research Fund for Key Technologies R&D Program of China: The key techniques of full-liquid air separation system utilizing LNG coldness.