

DOI:10.3969/j.issn.1001-4551.2013.11.003

气动发动机排气冷量在内燃机冷却系统中的回收利用研究

杨 阳, 黄 瑞*, 俞小莉

(浙江大学 能源工程系, 浙江 杭州 310027)

摘要:针对气动发动机排气的低温特性,提出了利用气动发动机排气冷却内燃机散热器的技术方案。通过初步试验,获得了气动发动机在不同转速下的排气流量和温度特性。基于初步试验结果,建立了气动发动机排气与内燃机冷却水的热交换模型,并进行了仿真计算,得到了不同水泵流量下,热水流经换热器的进出口温差以及换热量。研究表明,换热器进出口热水温差、换热量随着气动发动机转速的升高而增大;随水泵流量的增加,热水流经换热器进出口的温差逐渐减小,换热量增大,但各个水泵流量下的换热量相差较小,当发动机转速为700 r/min时,温差增加值及换热量的增加值均为最小;随着气动发动机转速增加,气动发动机排气的冷量焓变化范围很小,回收指数逐渐上升,冷量回收效果变好。

关键词:气动发动机;换热器;排气;冷量

中图分类号:TH138;U461

文献标志码:A

文章编号:1001-4551(2013)11-1306-06

Recycling of exhaust cooling capacity of pneumatic engine in cooling system of internal combustion engine

YANG Yang, HUANG Rui, YU Xiao-li

(Department of Energy Engineering, Zhejiang University, Hangzhou 310027, China)

Abstract: Aiming at making full use of the low-temperature characteristics of pneumatic engine, the technical scheme of applying exhaust from pneumatic engine as cooling media to cool down engine radiator was proposed. Exhaust flow and temperature characteristics of pneumatic engine at different speeds was provided by preliminary experiments. The heat exchange model of pneumatic engine exhaust and cooling system of internal combustion engine was established based on preliminary results, and simulation calculations were conducted. Under different pump flow, the heat transfer capacity and the temperature difference between inlet and outlet when water flows through the radiator were obtained. The results show that, temperature drop and heat transfer increased as the speed of pneumatic engine raised. As pump flow increased, temperature difference reduced, heat transfer enhanced with small increase rate, the increment of temperature difference and heat transfer are the minimum at engine speed of 700 r/min. With the pneumatic engine speed increased, the range of exhaust cool exergy is small and recovery index gradually increased which means recycling effect of cooling capacity turned better.

Key words: pneumatic engine; radiator; exhaust; cooling

0 引 言

气动发动机以压缩空气为储能介质,通过高压气体膨胀实现动力输出^[1-2]。相比传统内燃机,气动发动

机无污染,属于绿色能源动力^[3]。但是气动发动机输出功率小、能量利用效率低,而直接排气造成的能量损失为主要原因之一。

气动发动机在工作过程中,压缩空气随活塞下行

收稿日期:2013-06-14

作者简介:杨 阳(1988-),女,山东济宁人,主要从事车辆能源动力多元化方面的研究. E-mail:451720490@qq.com

通信联系人:黄 瑞,男,助理研究员. E-mail:hrss@zju.edu.cn

在缸内膨胀吸热^[4-5],因此其排气温度较低,使其具有一定的冷量回收价值。在气动发动机排气冷量的利用上,国内外还鲜有研究。

本研究提出一种气动发动机排气冷量回收利用方案,将气动发动机低温排气作为传统内燃机水冷散热器冷却介质^[6],采用试验测试与数值仿真相结合的方法,对气动发动机排气冷量在内燃机冷却系统中的回收利用进行研究。

1 数学模型

1.1 系统原理

气动发动机的工作过程为压缩空气在缸内膨胀。根据热力学计算结果,压缩空气在膨胀后温度较低^[7-8],其排气具有一定的冷量可供回收;另一方面,内燃机水散热器一般形式为水空中冷器,其冷侧依靠风扇吸风(吹风)使空气强迫对流,从而对冷却水进行冷却。若将气动发动机排气作为冷却介质引入水散热器冷侧,亦可实现冷却效果,从而降低内燃机冷却系统能耗,实现内燃机节能及总能效率提升。

系统示意图如图 1 所示,图 1 中,虚线表示冷却水流动路径,实线则表示气动发动机排气流动路径。气动发动机排气由排气管引出,进入水散热器的冷侧,与冷却水发生热交换后排至环境;冷却水则通过水泵从内燃机水套中引出,经换热器热侧,与气动发动机排气进行热交换后,经管路流回水套中。

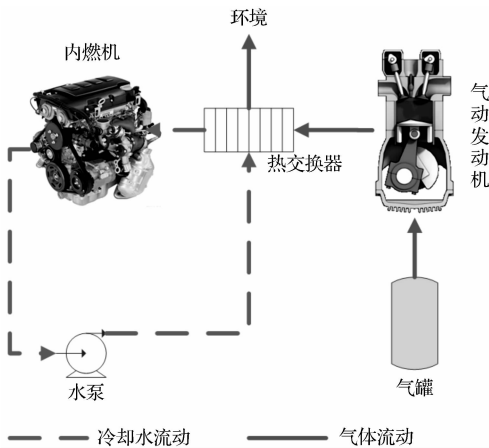


图 1 系统示意图

1.2 换热器模型

系统中的换热器采用典型板翅式水空中冷器^[9],其结构参数如表 1 所示。根据传热学原理可写出热侧及冷侧介质传热量关系式^[10]:

$$Q_H = \frac{Nu_H k_H}{L_H} A_H (T_H - T_W) \quad (1)$$

$$Q_C = \frac{Nu_C k_C}{L_C} A_C (T_C - T_W) \quad (2)$$

式中:下标 H, C —换热器热侧及冷侧; Q —传热量; k —壁面导热系数; A —换热面积; T —流体温度; T_W —壁面温度; Nu —努赛尔数。

其表达式为:

$$Nu_{H,C} = C_1 \cdot Re^{C_2} \cdot Pr^{1/3} \quad (3)$$

式中: Re, Pr —流体雷诺数及普朗特数; C_1, C_2 —经验系数。

表 1 换热器参数

换热器参数	热侧	冷侧
换热面积/m ²	0.5	1.5
流体面积/m ²	0.007	0.2
散热器内部流体体积/L	2	16
材料		铝
材料体积/L		3
流动形式		错流

1.3 边界条件

1.3.1 冷侧边界条件

换热器冷侧入口温度为气动发动机排气温度,入口流量为气动发动机排气流量。气动发动机排气温度通过实验测得,排气流量则用进气流量代替。实验方法与实验过程如下所述。

气动发动机排气测试系统如图 2 所示。气动发动机实验样机采用 S185 原型机,其结构参数及运行参数如表 2 所示,数据采集系统如表 3 所示,数据采集过程通过 NI LabVIEW 实现。在实验过程中,保持气动发动机进气压力为 1.0 MPa。实验结果如图 3、图 4 所示。

表 2 S185 实验样机参数

参数	数值
缸径/mm	85
冲程/mm	90
进气持续角/°CA	72
排气持续角/°CA	180
进气压力/MPa	1
进气温度/K	300

表 3 数据采集系统

表传感器类型	型号	规格
热式气体质量流量计	上海华强 HQ981	量程 0 ~ 150 kg/h
低温热电阻	威斯特中航	量程 -50 °C ~ 100 °C
进气热电阻	威斯特中航	量程 0 ~ 200 °C

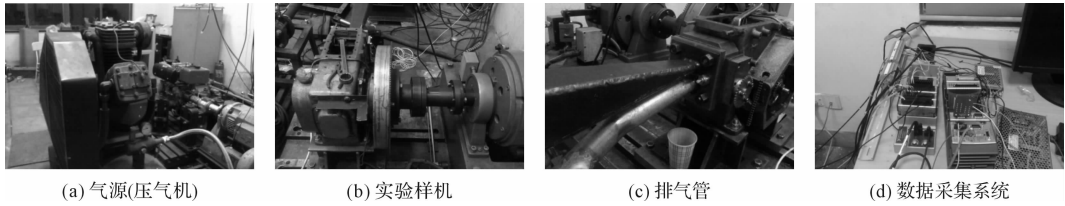


图 2 气动发动机排气测试系统

气动发动机排气流量随气动发动机转速变化的情况如图 3 所示。从图 3 中可以看出,气动发动机排气流量随其转速呈非线性增长,从 400 r/min 时的 77.81 kg/h 上升至 800 r/min 时的 118.25 kg/h。当转速较低时,排气流量增长较快,而随着转速升高,流量增长趋于平缓。

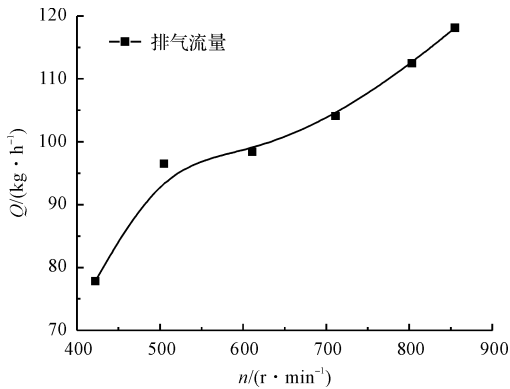


图 3 不同转速下气动发动机排气流量

气动发动机排气温度随气动发动机转速变化情况如图 4 所示。从图 4 中可以看出,气动发动机排气温度逐渐升高:当气动发动机转速为 500 r/min 时,所测得的排气温度为 247.1 K;当气动发动机转速上升至 900 r/min 时,其排气温度上升至 251.1 K。

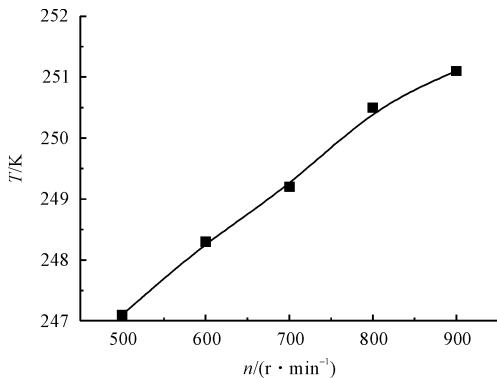


图 4 不同转速下气动发动机排气温度

1.3.2 热侧边界条件

设定换热器热侧入口温度,即内燃机水套出水口温度为 366 K;冷却水流量分别取 4 个数值:1.5 m³/h,

2 m³/h,2.5 m³/h,3 m³/h。

2 计算结果分析

2.1 冷却水温度变化情况

设定水泵流量为 2 m³/h,本研究通过数值模拟的方法分析不同气动发动机转速与换热器进出口温差及换热量之间的关系。计算结果如图 5、图 6 所示。

气动发动机转速与换热器进出口温度及温差之间关系如图 5 所示。从图 5 中可以看出,随着气动发动机转速的升高,冷却水在换热器出口温度逐渐降低,冷却水进出口温差逐渐增大。这是由于,在换热器进口热水温度、流量相同的情况下,随着气动发动机转速升高,排气流量吸收冷却水的热量增大,从而使换热器出口温度逐渐降低。

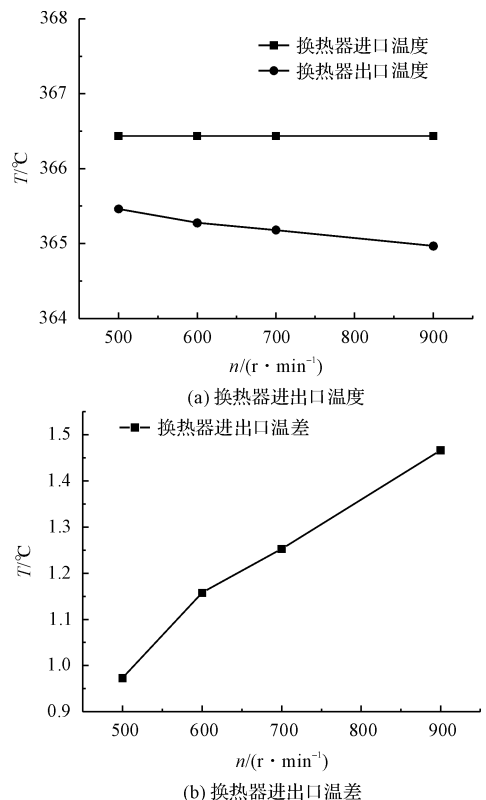


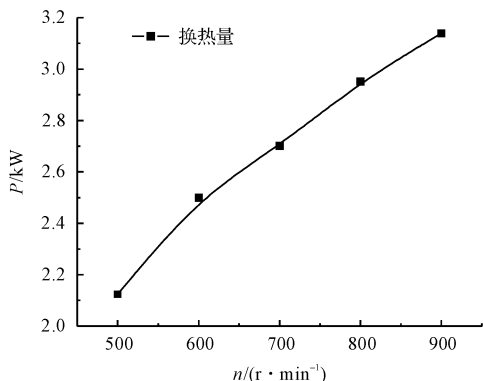
图 5 气动发动机转速与换热器进出口温度及温差之间关系

2.2 冷却水散热量变化情况

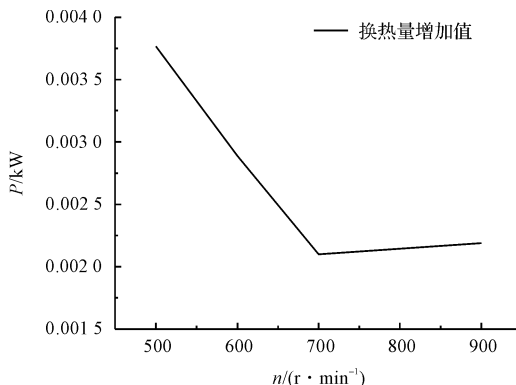
热水流经换热器后放出的热量为:

$$Q = c_p m \Delta T \tag{4}$$

式中: c_p —换热器中水的定压比热容,取 $c_p =$



(a) 换热器换热量



(b) 换热量增加值变化规律

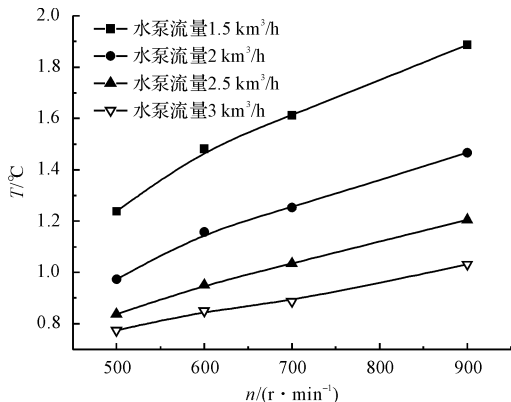
图 6 气动发动机转速与热交换器换热量之间关系

从图 6 中可以看出,冷却水放出的热量随气动发动机转速的升高而增大。当气动发动机转速为 500 r/min 时,冷却水放出的热量为 2.12 kW;当转速上升 800 r/min 时,换热量上升至 3.14 kW。这是由于,随着气动发动机转速的上升,气动发动机排气流量增加,换热效果更明显。图 6(a) 中换热量曲线的一次导数如图 6(b) 所示,表示相邻转速间换热器中热水换热量的增加值,该曲线在 700 r/min 时换热量增加值最小,当气动发动机的转速低于 700 r/min 时,换热器中热水的换热量增加值随转速的升高呈线性迅速递减,当气动发动机的转速高于 700 r/min 时,换热器中热水的换热量增加值随转速的升高呈线性增加,增加的速度较平缓。

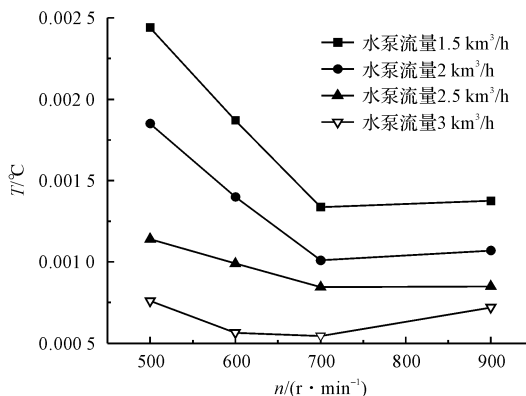
2.3 冷却水流量的影响

设定水泵流量分别为 1.5 m³/h、2 m³/h、2.5 m³/h、3 m³/h,利用数值模拟的方法分析 4 种水泵流量下气动发动机转速与换热器进、出口温差及换热量之间关系。

不同水泵流量下气动发动机转速与换热器进出口温差之间关系曲线图如图 7 所示。由图 7(a) 可知,随着气动发动机转速升高,各个工况下热水流经换热器进出口的温差均增加;随着水泵流量的增加,不同转速下热水流经换热器内进出口的温差均减小,水泵流量为 1.5 m³/h、2 m³/h、2.5 m³/h、3 m³/h 时,热水流经换热器内进出口的温差范围分别为 1.24 K ~ 1.89 K、0.97 K ~ 1.47 K、0.84 K ~ 1.21 K、0.77 K ~ 1.03 K。



(a) 不同水泵流量下换热器进出口温差



(b) 进、出口温差的增加值变化规律

图 7 不同水泵流量下气动发动机转速与换热器进、出口温差之间关系

图 7(a) 中各条曲线的一次导数曲线如图 7(b) 所示,表示不同水泵流量下相邻转速间温差增加值。随

着水泵流量的增大,温差增加值逐渐减少;当气动发动机的转速为 700 r/min 时,温差增加值均为最小值;当气

动发动机的转速低于 700 r/min 时,水泵流量为 1.5 m³/h、2 m³/h、2.5 m³/h 的温差增加值随着转速的升高呈线性降低,其中水泵流量为 1.5 m³/h 的降低幅度最大,水泵流量为 2.5 m³/h 降低幅度最小,水泵流量为 3 m³/h 的温差增加值随着转速的升高呈非线性降低,降低的幅度在 4 种流量中居最小;当气动发动机的转速高于 700 r/min 时,水泵流量为 1.5 m³/h、2 m³/h、3 m³/h 的温差增加值随着转速的升高逐渐增大,水泵流量为 3 m³/h 的温差增加值增加幅度最大,水泵流量为 1.5 m³/h、2 m³/h 的温差增加值的增加幅度基本一致,水泵流量为 2.5 m³/h 的温差增加值的增加幅度基

本为零,即增加值保持不变。

根据式(4)可计算出不同水泵流量下气动发动机转速与换热器换热量之间的关系,计算结果如图 8 所示。由 8(a)可知,同一水泵流量下,换热器的换热量随着气动发动机转速的升高而增大;不同水泵流量下,同一气动发动机转速下,水泵流量越大,冷却水放出的热量越多;从图 8(a)中亦可看出,4 条曲线几乎重合,说明 4 种工况下换热量相差较小,由 2.3 节可知,随着水泵流量的增加,温差随转速减小,即公式(5)中 ΔT 逐渐减小,而水泵流量增加,因此二者相乘后相互削弱,使 4 种水泵流量下换热器的换热量相差较小。

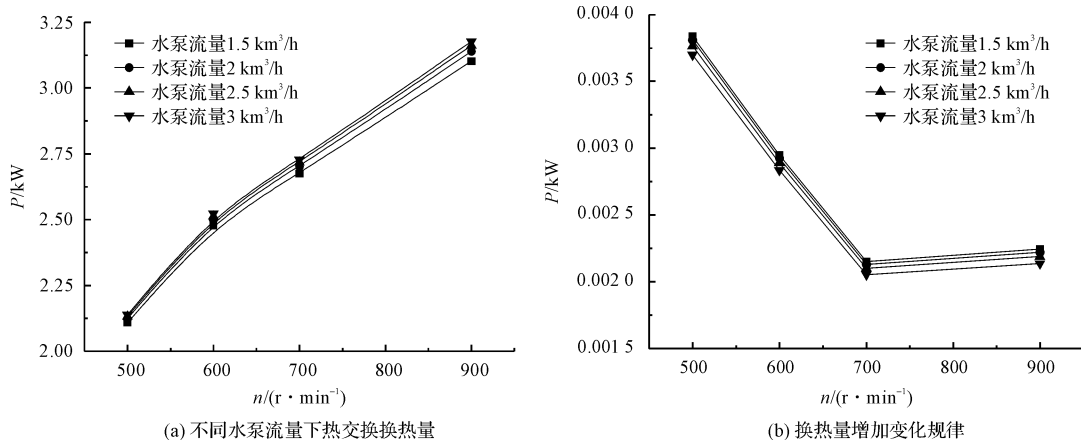


图 8 不同水泵流量下气动发动机转速与热交换器换热量之间关系

图 8(a)中各条曲线的一次导数如图 8(b)所示,即不同水泵流量下,气动发动机相邻两转速间的换热器中热水换热量的增加值。随着水泵流量的增大,换热量的增加值减少;气动发动机转速为 700 r/min 时,4 种水泵流量下换热量增加值为最小;当气动发动机转速小于 700 r/min 时,4 种水泵流量下换热量增加值均随转速的升高呈线性下降,下降幅度几乎一致,当气动发动机转速大于 700 r/min 时,4 种水泵流量下换热量增加值均随转速的升高呈线性增加,增加幅度亦几乎一致^[11]。

2.4 冷量回收可行性分析

定义气动发动机的排气冷量回收指数 η 为冷却水散热量 Q 与排气冷量焓 E_Q 的比值,其表达式为:

$$\eta = \frac{Q}{E_Q} \quad (5)$$

η 越大,表明能量利用率越高,冷量回收效果越好。

式中的冷却水散热量 ΔQ 由仿真计算得出。 E_Q 为气动发动机排气的冷量焓。本研究采用焓分析方法^[12-13]对气动发动机排气冷量焓 E_Q 进行分析:

$$E_Q = \left[c_p (T_1 - T_0) - T_0 c_p \ln \left(\frac{T_1}{T_0} \right) \right] \cdot m_a \quad (6)$$

式中: c_p —空气的平均定压比热容, $c_p = 1.004 \text{ kJ}/(\text{kg} \cdot \text{K})$; T_1 —气动发动机排气温; T_0 —环境温度; m_a —气动发动机排气质量流量^[14-15]。

设环境状态为 300 K,0.1 MPa,当气动发动机转速分别为 505 r/min,611 r/min,711 r/min,803 r/min,855 r/min 时,本研究根据式(6)计算气动发动机排气冷量焓,计算结果如表 4 所示。

表 4 气动发动机的排气冷量回收效果

气动发动机转速/(r·min ⁻¹)	排气冷量焓/kW	冷却水散热量/kW	回收指数 η
505	0.142	2.123	14.938
611	0.137	2.500	18.286
711	0.145	2.701	18.690
803	0.141	2.951	20.984
855	0.148	3.139	21.259

气动发动机的排气冷量回收效果如表 4 所示,从表 4 可以看出,随着气动发动机转速增加,其排气冷量焓从 0.137 kW 上升至 0.148 kW;回收指数 η 随气动

发动机转速的增加而上升,即冷量回收效果随着气动发动机转速的增加而变好。

3 结束语

针对气动发动机排气具有较低温度的特点,本研究提出了将气动发动机排气作为内燃机水散热器冷却介质的技术方案。利用数值模拟手段,笔者建立了系统数学模型,对气动发动机排气冷量回收效果进行了仿真计算,研究结果表明:

(1)内燃机冷却水流量为 $2 \text{ m}^3/\text{h}$ 时,由于气动发动机排气流量的随转速增加而增大,排换热器出口水温随气动发动机转速升高而降低,冷却水进出口温差随气动发动机转速增加而增大。

(2)冷却水放出的热量随气动发动机转速的升高而增大,当气动发动机的转速低于 $700 \text{ r}/\text{min}$ 时,换热器中热水的换热量增加值随转速的升高呈线性迅速递减;当气动发动机的转速高于 $700 \text{ r}/\text{min}$ 时,换热器中热水的换热量增加值随转速的升高呈线性增加,增加的速度较平缓。

(3)随着冷却水流量的增加,其流经换热器进、出口的温差减小,换热量增大,但各个流量之间换热量相差较小;气动发动机相邻转速间温差增加值及换热量的增加值均随着水泵流量的增加逐渐减少。

(4)定义气动发动机排气冷量回收指数并对其计算:随气动发动机转速增加,回收指数 η 随着气动发动机转速的增加而上升,即冷量回收效果随着气动发动机转速的增加而变好。

参考文献 (References):

[1] 俞小莉,元广杰,沈瑜铭,等. 气动汽车引擎工作循环的理论分析[J]. 机械工程学报,2002,38(9):118-122.

- [2] KNOWLEN C, MATTICK A T. Quasi - isothermal expansion engine for liquid nitrogen automotive propulsion [C]. SAE International Conference,1997.
- [3] 任红英. 汽车新能源分析[J]. 湘潭师范学院学报,2002,24(10):85-89.
- [4] HUANG K D, QUANG K V, TSENG K T. Study of recycling exhaust gas energy of hybrid pneumatic power system [J]. **Energy Conversion and Management**, 2009, 50 (5) :1271-1278.
- [5] 元广杰,蒋彦龙,苏石川,等. 液氮汽车的可行性分析[J]. 低温工程,2002(2):54-61.
- [6] RAHMAN M Z. An Investigation of Traction Motor Characteristics for Electric and Hybrid Electric Vehicle Application [D]. Texas A & M University,2001.
- [7] 元广杰. 液氮发动机理论与实验研究[D]. 杭州:浙江大学能源工程学院,2004.
- [8] 岑丹苓. 工程热力学[M]. 北京:高等教育出版社,1987.
- [9] 严皓峰,甘永平. 新型换热器与传热强化[M]. 北京:中国宇航出版社,1991.
- [10] 陶文铨. 数值传热学[M]. 西安:西安交通大学出版社,2001.
- [11] 张 忠,周瑞祥,王卓健,等. 起落架收放系统模块化建模及热力学仿真[J]. 组合机床与自动化加工技术,2013(3):36-38.
- [12] 李 林,蒋 宁,盛硕恩,等. 基于焓损耗的换热网络优化方法研究进展[J]. 轻工机械,2011,29(3):117-121.
- [13] 吴存真,张诗针,孙志坚. 热力过程焓分析基础[M]. 杭州:浙江大学出版社,2000.
- [14] 张永贵. 冷量与热量计算方法的统一性研究[J]. 节能技术,2004,22(4):18-21.
- [15] 马一太,凌 泓. 制冷与热泵产品热力学完善度的原理与实例[J]. 流体机械,2011,39(3):71-74.

[编辑:张 翔]

本文引用格式:

杨 阳,黄 瑞,俞小莉. 气动发动机排气冷量在内燃机冷却系统中的回收利用研究[J]. 机电工程,2013,30(11):1306-1311.

YANG Yang, HUANG Rui, YU Xiao-li. Recycling of exhaust cooling capacity of pneumatic engine in cooling system of internal combustion engine[J]. Journal of Mechanical & Electrical Engineering, 2013,30(11):1306-1311.

《机电工程》杂志: <http://www.meem.com.cn>