

Double-Stage System of Absorption-Compression Hybrid Refrigeration Cycle in Real Driving Conditions ——Analysis of Practical Value

Yi Sui¹, Shiming Xu¹, Yuehui Zhou²

¹School of Energy and Power Engineering, Dalian University of Technology, Dalian

²CNOOC (Tianjin) Environmental Protection Service Co. Ltd., Tianjin

Email: 49630707@qq.com

Received: Jan. 17th, 2013; revised: Feb. 14th, 2013; accepted: Feb. 25th, 2013

Abstract: Based on the improvement and optimization of the previous single stage, absorption-compression mixed refrigerant cycle, two-stage absorption/compressed mixed refrigerant circulating system was proposed in which the high and low voltage generator was arranged in an inverted tandem and the absorption-refrigeration sub-cycle was driven by engine waste heat (exhaust gas and cooling liquid). The system was carried out the thermodynamic cycle calculation with R124-DMAC working fluid as refrigerant in the design conditions (air temperature 35°C, condensing temperature 55°C, the refrigerant evaporation temperature 3°C, the cooling load 30 kW). It found that when speed ≥ 23 KM/H, the absorption sub-cycle begin to provide cooling capacity; when speed ≥ 85 KM/H, all cooling capacity come from the absorption refrigeration sub-cycle. The practical value analysis was also carried out by bringing it into the actual road conditions, the results showed that the savings of a bus per day is 2.17×10^4 KJ, which is a quite considerable value for the fuel savings.

Keywords: Energy-Saving Technology; Waste Heat of Engine (Waste Gas and Cooling Water); Double-Stage Hybrid Refrigeration Cycle

在实际行驶工况下两级吸收/压缩混合制冷循环 ——实用价值分析

隋 意¹, 徐士鸣¹, 周月辉²

¹大连理工大学能源与动力学院, 大连

²中海石油环保服务(天津)有限公司, 天津

Email: 49630707@qq.com

收稿日期: 2013年1月17日; 修回日期: 2013年2月14日; 录用日期: 2013年2月25日

摘 要: 对前人的单级吸收/压缩混合制冷循环进行改进与优化, 提出两级吸收/压缩混合制冷循环系统, 高低压发生器以倒串联方式排列。利用发动机废热(废气与冷却液)驱动吸收制冷子循环。进行设计工况(空气温度 35°C, 冷凝温度 55°C, 制冷剂蒸发温度 3°C, 制冷负荷 30 kW)以 R124-DMAC 工质对为制冷剂的热力循环计算。当车速 ≥ 23 KM/H 时吸收子循环开始提供制冷量, 当车速 ≥ 85 KM/H 时, 制冷量全部来自于吸收制冷子循环。并将此系统带入到实际道路工况中进行实用价值分析, 分析表明 1 辆公交车 1 天的节约量为 2.17×10^4 KJ, 此节约量对燃油的节省是非常可观的。

关键词: 节能技术; 发动机废热(废气与冷却液); 双级混合制冷循环

1. 引言

2012 年我国汽车产销将双超 1900 万辆，成为全球第一汽车市场大国。然而伴随而来的是能源的持续消耗和环境的逐渐恶化，能源与环境问题是当前世界各国能否生存与发展的关键。汽车发动机的实用效率一般为 35%~40%，约占燃料发热量 1/2 以上的能量被发动机循环冷却水和排放出的尾气带走^[1]。回收和利用这部分余热来驱动制冷系统是最理想的节能方案。目前的汽车空调中，主要使用蒸汽压缩式空调系统，利用发动机的轴功驱动，这使得汽车发动机系统不仅排气与油耗增加，更影响汽车的动力性能。怎样解决能耗与人们对舒适度要求不断提高的矛盾，是目前各国现代汽车空调研究中亟待解决的问题。

吸收式汽车空调装置正是利用汽车的余热来实现汽车空调制冷的，国内外诸多学者已对吸收式制冷循环系统做出研究。文献[2]中提到已经有旅游汽车采用了吸收式制冷装置，M. Mostafavi 和 B. Agnew^[3]对汽车发动机排气余热驱动吸收式制冷系统做了理论研究，并且认为这一方案是可行的。通用汽车公司的 Munther Salim^[4]，对采用吸收式制冷系统代替压缩式制冷系统做了研究，并得出采用发动机缸套余热比采用尾气余热驱动吸收式制冷系统更加具有优势。I. Horuz 等^[5]通过实验，研究了汽车发动机排气废热制冷系统对发动机性能的影响以及在部分负荷下废热制冷系统的性能，认为利用汽车发动机排气废热驱动吸收式制冷系统是可行的，但在实际应用中仍有一些问题需要解决。上海交通大学制冷与低温研究所所在 2004 年对溴化锂吸收式制冷的研究有了一个重大突破，应用单效溴化锂吸收式冷热水机组系统中发生器的工作原理和结构特点以及汽车发动机冷水套的工作原理和结构特点，指出对汽车发动机的汽缸体和汽缸盖稍做改造，用改造后的汽车发动机汽缸体、汽缸盖及汽缸套作为吸收式制冷系统中的发生器，将溴化锂溶液直接充注在汽车发动机冷却空腔内，从而就可以高效利用从汽车发动机汽缸体、汽缸套、汽缸盖等处的散热加热吸收器中的溴化锂溶液，驱动溴化锂吸收式制冷系统。路明等^[6]对采用 R124-DMAC 为工质的汽车排气废热驱动的吸收式制冷循环进行了分析，指出发动机高输出功率下，空调大客废热制冷系统可以满足空调冷负荷需求，但在低负荷下，不能满足要求。

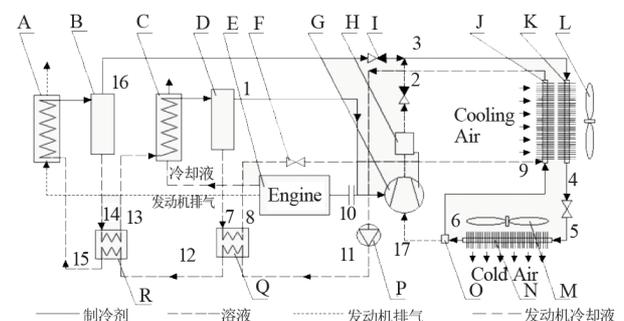
刘福森等^[7]给出了一种由汽车发动机废热/动力联合驱动的吸收/压缩混合制冷循环，满足汽车在任何行驶状态下的对冷负荷需求，同时最大程度地回收利用汽车发动机排出的废热。基于以上的研究状况，本人在前人的基础上对利用汽车余热驱动空调系统做进一步研究，优化系统结构，提高能源回收效率，达到最优的节能环保效果。

2. 两级吸收/压缩混合制冷循环

制冷循环简介

由于汽车的废热是由汽车的行驶状态决定，废热流量与温度与发动机功率成正比，然而，汽车的制冷负荷是一定的。刘福森等人已经提出了吸收/压缩混合制冷循环系统，但此系统存在一定的弊端，对行驶速度有较大的限制，不适宜城市道路工况，在此基础上，本人提出两级吸收/压缩混合制冷循环。循环工况图如图 1。

两级吸收/压缩混合制冷循环工作过程为：蒸发器出来的制冷剂蒸汽先进入风冷垂直翅片管内鼓泡吸收器，与来自低压发生器并经低温溶液热交换器降温后的稀溶液所吸收。由于吸收了制冷剂蒸汽，溶液在吸收器内呈浓溶液状态，经溶液泵加压后，依次经过低高温溶液热交换器，待到达多头螺旋盘管直流发生器时，已是高温高压浓溶液。高温发生器从发动机废热处取得热源，浓溶液以气液两种状态离开高压发生器。一部分较稀的溶液经高温热交换器，到达低温发生器中，低温发生器从发动机冷却水中获取热量，制



A: 高压发生器; B: 气液分离器 1; C: 低压发生器; D: 气液分离器 2; E: 发动机; F: 节流阀; G: 压缩机; H: 高压油分离器; I: 单向阀; J: 风冷翅片管内鼓泡吸收器; K: 冷凝器; L: 冷却风扇; M: 蒸发器风扇; N: 蒸发器; O: 低压集液/油分离器; P: 溶液泵; Q: 低温溶液热交换器; R: 高温溶液热交换器 1~17: 位置点。

Figure 1. The working flow of double-stage absorption/compression hybrid refrigeration cycle driven by heat and power from automobile engine
图 1. 汽车发动机排气废热/动力联合驱动的两级吸收/压缩混合制冷循环流程图

冷剂蒸汽进入压缩机，与高温发生器出口的制冷剂蒸汽混合后经气液分离器分离出的制冷剂蒸汽，进入风冷冷凝器内冷凝成液体，然后经节流阀减压后进入蒸发器蒸发产生冷量。低压发生器出来的稀溶液进入吸收器与经过蒸发器的制冷剂蒸汽混合。完成循环过程。由于压缩制冷子循环内的润滑油不能进入吸收制冷子循环内，实际吸收/压缩混合制冷系统内需要设置高效油分离器。采用管内鼓泡吸收和螺旋盘管直流发生方式不仅可以在振动、摇摆和倾斜状态下工作，而且可以减少工作溶液的充注量。

此循环系统以废热制冷优先，当废热温度和流量不足，压缩制冷作为补充。当汽车处于高速行驶状态时，制冷量完全来自于吸收式制冷。当汽车速度较低或怠速时，由压缩制冷提供。其他路况则由吸收与压缩共同完成。

3. 工质选用

溴化锂溶液和氨水溶液是目前常用于吸收式制冷的工质对。这两种工作介质均不适宜用于汽车废热制冷系统中。有机工质具有无结晶、无毒、不可燃、无腐蚀性、工作压力适中、易于采用直接风冷冷却的特性，其制冷剂主要为HCFCs或HFCs(如: R22, R124, R134a 等)，吸收剂为化学溶剂(如: DMAC Dimethylacetamide, DMF-Dimethylformamide, DMETEG-Dimethylether tetraethyleneglycol 等)。尽管这类工作介质的制冷剂为HCFCs或HFCs, ODP 或不为0且GWP较高。但在吸收制冷循环内制冷剂主要以溶液形式存在，即使泄漏，制冷剂从溶液中的析出量也有限，对环境影响相对较小。R124和DMAC基本物性参数由文献[6]中给出。

4. 循环热力计算

4.1. 各部件的能量平衡及质量平衡条件

总质量平衡:

$$\sum m_{in} - \sum m_{out} = 0 \quad (1)$$

制冷剂溶液质量平衡:

$$\sum (m\xi)_{in} - \sum (m\xi)_{out} = 0 \quad (2)$$

能量平衡:

$$Q + \sum (mh)_{in} + \sum (mh)_{out} = 0 \quad (3)$$

对于系统中任一部件均可以用上式来描述其平衡关系。为了简化数学模型，在平衡计算中采用如下假定 1) 冷凝压力同低压发生器发生压力相同; 2) 冷凝器出口的制冷剂水处于饱和状态; 3) 蒸发器出口冷剂处于饱和蒸汽状态; 4) 各发生器蒸汽出口状态按平均发生温度计算; 5) 忽略系统中的环境热损失。

根据图 1，系统中各部件的能量平衡和质量平衡关系为:

1) 高压发生器:

$$\text{质量平衡: } m_{r16} + m_{r14} = m_{r15} \quad (4)$$

$$\text{能量平衡: } Q_G = m_{r16}h_{16}^v + m_{14}h_{14}^l - m_{15}h_{15}^l \quad (5)$$

2) 低压发生器

$$\text{质量平衡: } m_{r1} + m_{r7} = m_{r13} \quad (6)$$

$$\text{能量平衡: } Q_D = m_{r1}h_1^v + m_7h_7^l - m_{13}h_{13}^l \quad (7)$$

3) 蒸发器:

$$\text{质量平衡: } m_{r4} = m_{r5} = m_{r6} + m_{r17} \quad (8)$$

$$\text{能量守恒: } Q_E = m_{r6}h_6^v + m_{r17}h_{17}^v - m_{r15}h_{15}^v \quad (9)$$

4) 冷凝器:

$$\text{质量平衡: } m_{r4} = m_{r3} = m_{r2} + m_{r16} \quad (10)$$

$$\text{能量平衡: } Q_L = m_{r3}h_3^v - m_{r4}h_4^v \quad (11)$$

5) 高温热交换器:

$$\text{质量平衡: } m_{13} = m_{14} \quad m_{15} = m_{12} \quad (12)$$

$$\text{能量平衡: } m_{14}h_{14}^l - m_{13}h_{13}^l = m_{12}h_{12}^l - m_{15}h_{15}^l \quad (13)$$

6) 低温热交换器:

$$\text{质量平衡: } m_7 = m_8 \quad m_{12} = m_{11} \quad (14)$$

$$\text{能量平衡: } m_7h_7^l - m_8h_8^l = m_{11}h_{11}^l - m_{12}h_{12}^l \quad (15)$$

7) 溶液泵:

$$\text{质量平衡: } m_{11} = m_2 \quad (16)$$

$$\text{能量平衡: } Q_p = \frac{m_2(h_{11}^l - h_2^l)}{\eta_p} \quad (17)$$

8) 压缩机:

$$\text{质量平衡: } m_{r2} = m_{r1} + m_{r17} \quad (18)$$

$$\text{能量平衡: } Q_c = \frac{m_{r2}h_2^v - m_{r17}h_{17}^v - m_{r1}h_1^v}{\eta_c} \quad (19)$$

$$\text{吸收子循环性能系数: } \text{COP}_a = \frac{Q_E}{Q_G + Q_D} \quad (20)$$

$$\text{压缩子循环性能系数: } \text{COP}_C = \frac{Q_E}{Q_C} \quad (21)$$

$$\text{混合循环性能系数: } \text{COP} = \frac{Q_E}{Q_G + Q_D + Q_C} \quad (22)$$

以上各式中, h ——比焓, kJ/kg; ζ ——质量分数; η ——效率; a ——吸收制冷子循环; L ——冷凝; c ——压缩; E ——蒸发; G ——高温发生; D ——低温发生; P ——泵; m ——混合溶液; m_r ——制冷剂; 上角标 l , v ——液相, 气相。

4.2. 设计计算参数

以空调冷量需求较大的空调大客为例, 空调大客的额定载客量为 55 人, 根据乘员估算法, 每位乘员需求的空调负荷为 0.515 kW, 得到汽车制冷量为 $0.515 \times 55 = 28.325$ kW。取整数并留有一定冷负荷余量, 取大客空调设计冷负荷为 30 kW。

表 1 和表 2 的设计计算中忽略发生器、压缩机出口与冷凝器之间制冷剂蒸气流动阻力, 发生压力与冷凝压力相等; 考虑到采用管内鼓泡吸收因液柱高度产生的静压力, 取吸收器工作压力比蒸发压力低 10 kPa, 忽略混合制冷系统的散热损失, 溶液泵效率为 60%。

4.3. 设计计算结果

两表为各子循环在设计工况下的热力计算结果, 相对比较文献[7]的单效设计循环系统, 本系统在吸收式子循环系统下 COP 值有所提高。即适应于汽车更低速的道路行驶工况。

表 3 和表 4 分别是设计工况下吸收式制冷子循环和压缩式制冷子循环的各个设备工作状态与参数。

Table 1. The given parameters of absorption refrigeration sub-cycle

表 1. 吸收制冷子循环设计参数

负荷	环境	空气出口	蒸发	冷凝	吸收进口	吸收出口	冷却
30 kW	35°C	45°C	3°C	55°C	55°C	50°C	85°C

Table 2. The given parameters of compression refrigeration sub-cycle

表 2. 压缩制冷子循环设计参数

负荷	环境	空气出口	蒸发	过热度	过冷度	压缩机效率
30 kW	35°C	45°C	3°C	5°C	3°C	70%

Table 3. The thermal calculation results of the absorption refrigeration sub-cycle under given conditions
表 3. 设计工况下吸收制冷子循环热力计算结果

设备位置	参数				kW
	t/°C	p/MPa	ω	q/kg·s ⁻¹	
吸收器	2	50	0.1665	0.555	0.8803
	9	55	0.1665	0.465	0.7322
	6	8	0.1765	1	0.1481
低压发生器	7	75	0.2351	0.465	0.7322
	13	70	0.2351	0.495	0.7652
	1	75	0.2351	1	0.0330
高压发生器	15	131	0.8641	0.555	0.8803
	14	140	0.8641	0.495	0.7652
	16	140	0.8641	1	0.1151
高温热交换器	12	140	0.8641	0.495	0.7652
	15	70	0.8641	0.495	0.7652
	14	64	0.8641	0.555	0.8803
低温热交换器	13	131	0.8641	0.555	0.8803
	7	75	0.2351	0.465	0.7322
	8	55	0.2351	0.465	0.7322
冷凝器	11	50	0.2351	0.555	0.8803
	12	64	0.2351	0.555	0.8803
	3	140	0.8641	1	0.1481
蒸发器	4	55	0.8641	1	0.1481
	5	3	0.1765	1	0.1481
溶液泵	6	8	0.1765	1	0.1481
	2	50	0.1665	0.555	0.8803
	11	50	0.8641	0.555	0.8803
COP _{abs}					0.521

Table 4. The thermal calculation results of the compression refrigeration sub-cycle under given conditions

表 4. 设计工况下压缩制冷子循环热力计算结果

设备位置	参数				kW
	t/°C	p/MPa	ω	q/kg·s ⁻¹	
冷凝器	3	110	0.8641	1	0.1481
	4	52	0.8641	1	0.1481
蒸发器	5	3	0.1765	1	0.1481
	6	8	0.1765	1	0.1481
压缩机	2	50	0.1765	1	0.1481
	17	50	0.8641	1	0.1481
COP _{abs}					2.66

5. 实际道路工况下的实用性分析

5.1. 城市道路工况

本文选择上海市市内道路工况为研究基础,如图2,将双效吸收/压缩混合制冷循环系统用于实际道路工况中^[8],以检测本系统的可实施性。由于上海市道路平整,且此道路工况图有较强的规律性,基于图中前三段为一个循环,分析公交车在一个循环周期,配用双效吸收/压缩混合制冷循环系统燃油经济性。

由于此图有较强的规律性,故取前3段为一个循环,随后有5个循环共同组成,故拟合趋势线如图3。

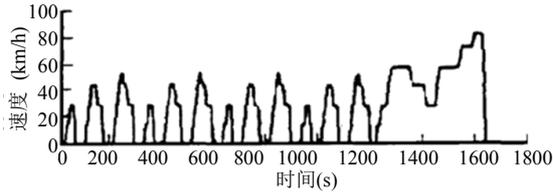


Figure 2. The operating mode of Shanghai city
图 2. 上海城市市区循环工况

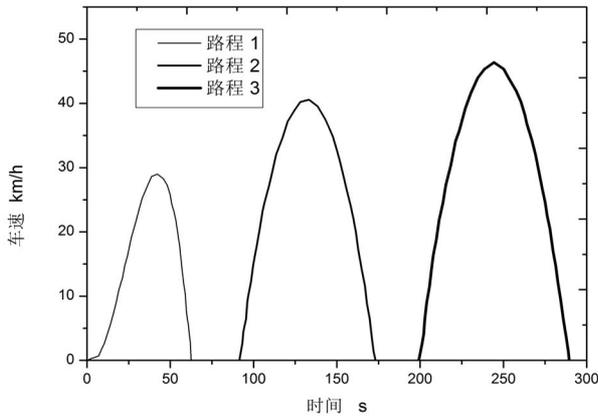


Figure 3. The relationship between speed and time
图 3. 车速随时间的变化

5.2. 车辆设计参数

由于吸收制冷子循环的制冷负荷取决于汽车发动机排气废热参数,而汽车发动机的运转与车速及道路工况有着密切关系。选用大客车(基本参数如表5所示)在满员55人的情况下,客车在平直、良好的道路上分别以不同的速度行驶。

汽车行驶方程式

$$\begin{cases} F_t = F_f + F_w + F_i + F_j \\ F_f = G \cdot f \end{cases} \quad (23)$$

$$\begin{cases} F_w = \frac{C_D A \cdot u^2}{21.15} \\ F_i = G \cdot i \\ F_j = \delta \cdot m \cdot \frac{du}{dt} \end{cases} \quad (23)$$

其中,

$$T_t = T_{tq} \cdot i_g \cdot i_o \cdot \eta_t \quad (24)$$

$$F_t = \frac{T_t}{r} \quad (25)$$

$$u = 0.377 \frac{n \cdot r}{i_g \cdot i_o} \quad (26)$$

$$P_v = F_t \cdot u \quad (27)$$

$$P_e = \frac{T_{tq} \cdot n}{9550} \quad (28)$$

式中, F_t, F_f, F_i, F_j ——汽车行驶总阻力, 摩擦阻力, 坡度阻力和加速阻力, N; f ——摩擦系数; C_D ——风阻系数; A ——迎风面积, m^2 ; u ——行驶速度, m/s; i ——坡度; δ ——旋转质量换算分数; m ——汽车总质量, kg; T_t, T_{tq} ——转动轮上的扭矩与发动机输出扭矩, N·m; i_g ——变速器传动比; i_o ——主减速器传动比; η_t ——传动效率; r ——轮胎半径, m; n ——发动机转速, r/min; P_v ——汽车行驶所需功率, kW; P_e ——发动机输出功率, kW。

5.3. 汽车发动机排气参数

汽车发动机排气废热负荷取决于排气温度和流量。根据文献[9]给出的柴油机排气温度预测模型比较,根据文献[10]采用热力学第一定律修正模型来计算汽车发动机排气温度:

$$T_t = \frac{(1 - \eta_{\text{loss}} - \eta_i) H_u + G_g / G_b T_s c_{\text{air}}}{(G_g / G_b + 1) c_{\text{pex}}} \quad (29)$$

Table 5. Basic parameters of the bus
表 5. 客车基本参数

长 × 宽 × 高/mm	最大总质量	座位数	轮胎规格
11,950 × 2550 × 3900	17,400 kg	55 + 1 + 1	295/80R22.5
缸径 × 行程/mm	气缸数	额定功率	最大扭矩/N·m
126 × 130	6	247 kW	1250
主减速器速比	变速箱档位	传动比	
3.55	1/2/3/4/5/6	6.9/4.09/2.45/1.5/1/0.81	

对于四冲程汽车发动机，文献[10]其排气流量的计算公式如下：

$$G_t = \rho_{\text{air}} (pr)^{0.714} (iV_d)n / (60 \times 2) + G_b \quad (30)$$

式中： T_t 、 T_s ——发动机排气温度和进气温度， $^{\circ}\text{C}$ ； η_i ——指示热效率； η_{loss} ——冷却液带走的热量比； G_b ——燃油消耗量， kg/s ； G_g ——空气流量， kg/s ； H_u ——燃料低热值， kJ/kg ； ρ_{air} ——空气密度， kg/m^3 ； pr ——增压比； V_d ——单缸有效容积， m^3 ； i ——气缸数量； c_{air} ——空气比热容， $\text{kJ}/(\text{kg}\cdot\text{K})$ ； c_{pex} ——混合物比热容， $\text{kJ}/(\text{kg}\cdot\text{K})$ 。

根据公式(22)~(29)，得图4，5，(取 $\eta_{\text{loss}} = 0.35$ ， $\eta_i = 0.25$)烟气温度与流量随发动机功率成正比关系，即功率增加，排气温度与流量增加。并且，一般发动机冷却水温度保持一定，本设计工况取 85°C 。上海市大多为平直道路，故计算忽略汽车坡度阻力。图6，7中，发动机废气温度与流量随实际道路工况变化的动态变化规律。

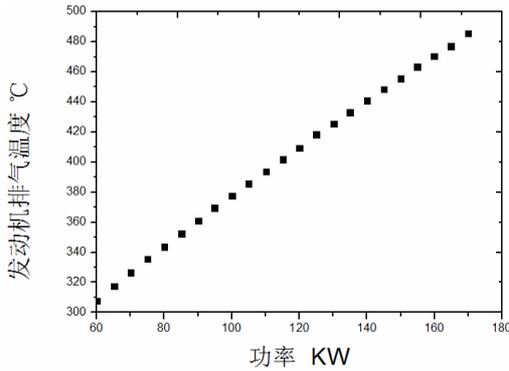


Figure 4. The relationship between temperature and engine power
图4. 发动机废气温度随功率的变化

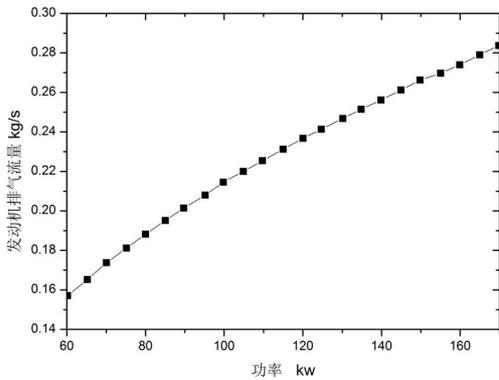


Figure 5. The relationship between amount of gas and engine power
图5. 发动机废气量随功率的变化

图8和图9中高低温发生器负荷和随车速变化呈正比，当高低温发生器负荷和达到设计工况下时，开始下降，造成此现象的原因是，随着车速的不断增加，吸收制冷子循环所提供的制冷量已满足 30 kW ，但烟气温度与流量还在增加，使吸收子循环的放气范围增大，溶液泵流量不变，故造成高低温发生器负荷和降低。

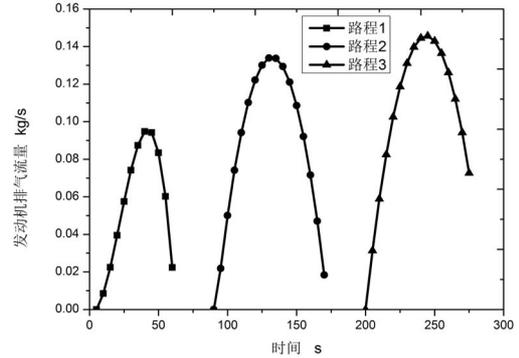


Figure 6. The relationship between temperature and time
图6. 发动机废气温度随时间的变化

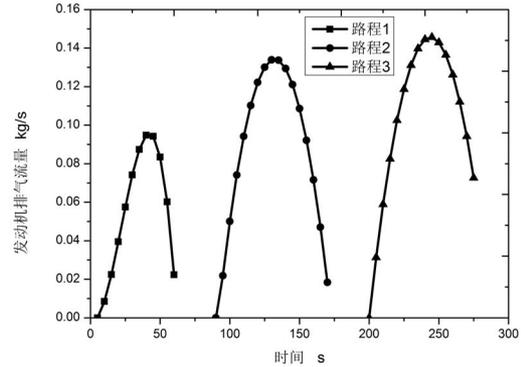


Figure 7. The relationship between amount of gas and time
图7. 发动机废气量随时间的变化

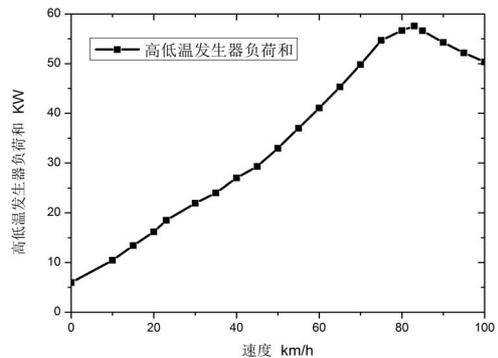


Figure 8. The relationship between load of two generators and speed
图8. 高低压发生器负荷随车速的变化

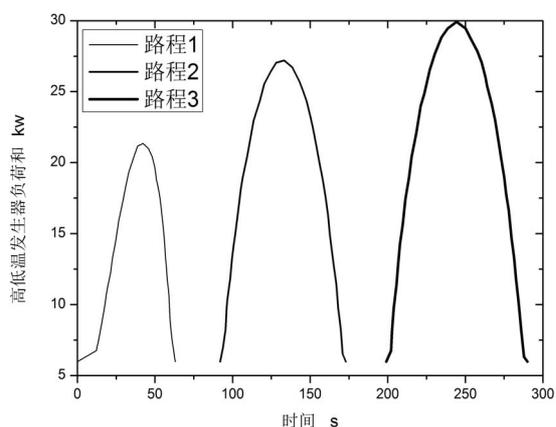


Figure 9. The relationship between load of two generators and time
图 9. 高低压发生器负荷随时间的变化

图 10 中可得 COP_{abs} 随车速变化呈现正比态势，车速越大， COP_{abs} 值也增长。当带入到实际工况中时，图 11 中可以发现，三段路程中 COP_{abs} 的最大值出现在第三段路程上，且为 0.288。 COP_{abs} 值不大的主要原因为，市内路况较为复杂，且是人流密集区，故影响车速，造成 COP_{abs} 值不大。

图 12 中看出压缩机功率变化整理来看与车速成反比，且与高低压发生器负荷和图 8 相对应，即一方增大另一方减小。图 13 中，随时间变化有明显的波动。

图 14 显示了吸收/压缩混合制冷循环两个子循环的制冷量随 u 的变化关系。当 $u \leq 23$ km/h 时，因废热参数低而导致废热驱动的吸收子循环不能提供制冷负荷，冷负荷全由发动机驱动的压缩制冷子循环提供；当 u 在 23~85 m/h，客车冷负荷由吸收制冷和压缩制冷子循环共同提供；当 u 大于 85 km/h 时，吸收制冷子循环提供的冷负荷完全满足客车冷负荷需求。

本文最终说明的是在一段实际的道路工况下，本系统相对比较老式压缩制冷循环的优劣。由于吸收式制冷循环系统中仅有溶液泵消耗发动机功，所以溶液泵的控制策略是决定本系统在实际道路工况下最终能节约多少发动机功的关键因素。即，车辆在多少行驶速度下开启吸收制冷子循环为最佳。

图 15 展示了三种不同的溶液泵控制策略下节省量与实际道路工况的关系。

节省量是一个相对比较的概念，即此循环系统与老式的压缩制冷循环系统的相对比较。

节省量 = 压缩机负荷(普通压缩式制冷) - [压缩

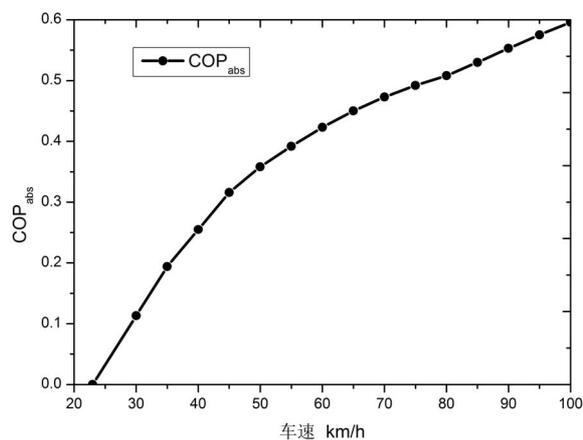


Figure 10. The relationship between COP_{abs} and speed
图 10. COP_{abs} 随车速的变化

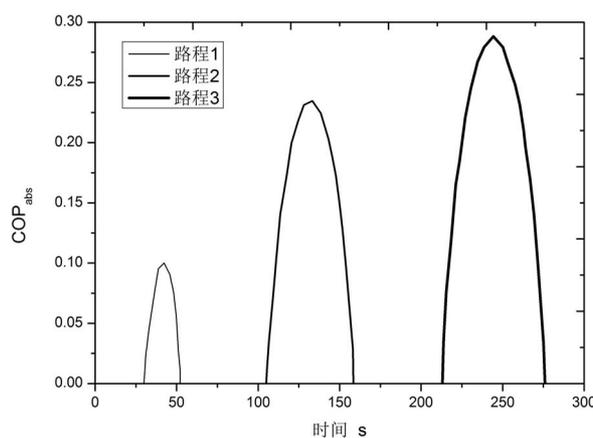


Figure 11. The relationship between COP_{abs} and time
图 11. COP_{abs} 随时间的变化

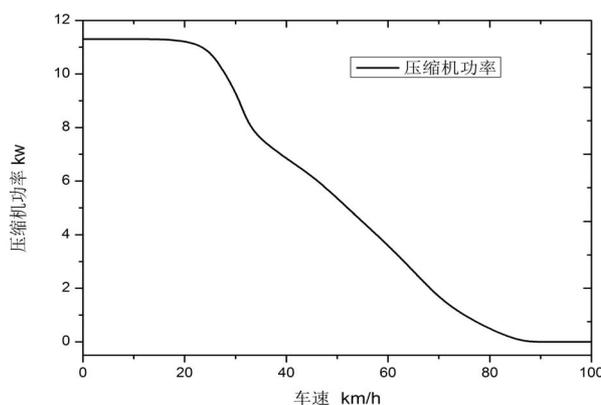


Figure 12. The relationship between load of compressor and speed
图 12. 压缩机负荷随车速的变化

机负荷 + 泵功(混合制冷)]

策略 1 为溶液泵全程开启，在此情况下，有负值，是因为当吸收制冷子循环没有制冷量或制冷量不足

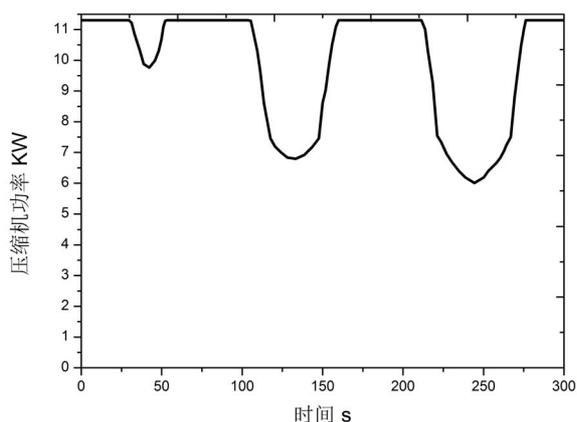
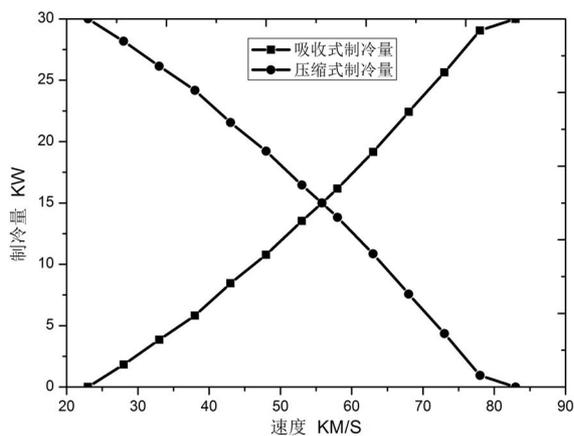
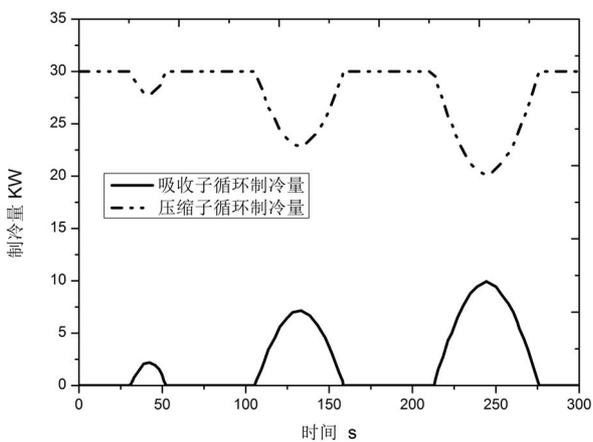


Figure 13. The relationship between load of compressor and time
图 13. 压缩机负荷随时间的变化



(a)



(b)

Figure 14. (a) The relationship between load of refrigeration and speed; (b) The relationship between load of refrigeration and time
图 14. (a) 制冷量的配比随车速的变化; 制冷量的配比随时间的变化

时, 溶液泵的启动反到影响了实际节约量。且节约量为 62 KJ。

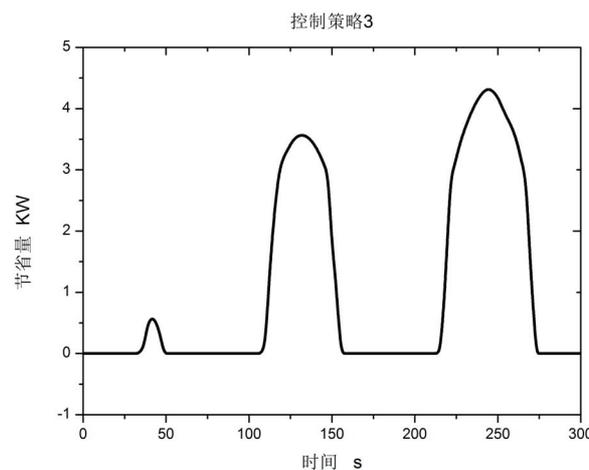
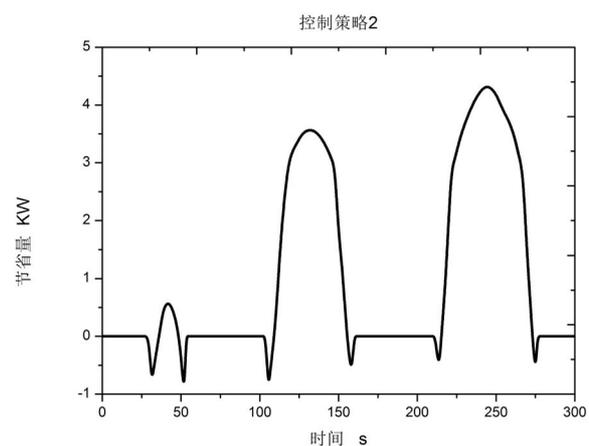
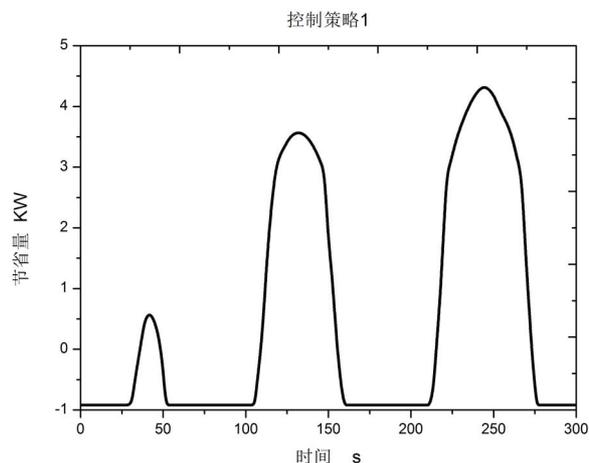


Figure 15. The relationship between optimizational power and time by three strategies

图 15. 三种不同控制策略下的节约量随时间的变化

策略 2 为吸收制冷子循环开始有制冷量时, 通过车速控制, 为 23 KM/H 时, 开启溶液泵, 此情况也有负值, 原因同上。实际节约量为 205 KJ。

策略 3 的控制方法为, 当吸收制冷子循环制冷量足够抵消泵功所带来的负值时, 开启溶液泵, 此控制

也可以通过对车速的监控来实现。即当车速为 25 KM/H 时, 溶液泵开启。实际节约量为 217 KJ。

6. 结论

1) 利用汽车发动机废气及冷却液为热源, 提出了双效吸收/压缩混合制冷循环系统, 高低温发生器以倒串联方式排列。此系统不仅满足制冷负荷, 且最大程度利用废物能量, 以达到环保节能的目的。2) 较前人所提出的单效吸收/压缩混合制冷循环系统, 双效系统能满足更低的车速行驶, 且车速达到 23 KM/H 时, 吸收子循环开始提供制冷量。当车速达到 85 KM/H 时, 制冷负荷完全有吸收子循环系统提供。3) 通过对实际道路工况的监测, 假如 1 h 公交车往返一个来回, 1 辆公交车一天 10 个往返, 1 辆公交车一天的节约量为 $217 \times 5 \times 2 \times 10 = 2.17 \times 10^4$ KJ。这仅是一辆公交车, 可见, 本系统若能普及应用, 对燃油将是极大的节省。

参考文献 (References)

- [1] 杨培毅. 汽车余热空调的研究现状[J]. 流体工程, 1993, 21(6): 54-59.
- [2] A. D. Althouse. 彦启森, 译. Modern refrigeration and air conditioning[M]. 上海: 上海交通大学出版社, 2001.
- [3] M. Mostafavi, B. Agnew. Thermodynamic analysis of charge air cooling of diesel engine by an exhaust gases-operated absorption refrigeration unit-turbocharged engine with combined pre- and inter-cooling. SAE (971805), 1997.
- [4] M. Salim. Technical potential for thermally driven mobile APC system. SAE (200120120297), 2012.
- [5] I. Horuz. An alternative road transport refrigeration. Transactions of Engineering and Environmental Science, 1998, 22: 211-222.
- [6] 路明, 徐士鸣. 汽车尾气余热制冷循环特性[J]. 制冷技术, 2010, 4: 10-13.
- [7] 刘福森, 徐士鸣. 废热/动力联合驱动的混合制冷循环特性分析[J]. 热科学与技术, 2012, 11(2): 148-155.
- [8] 孙宏图. 基于循环工况的城市公交客车动力传动系统参数研究[D]. 大连: 大连理工大学, 2009.
- [9] 焦其伟. 大客车发动机热平衡分析与冷却水热量的利用计算[D]. 济南: 山东大学, 2008.
- [10] 李见波. 车速变化对吸收/压缩混合制冷循环的影响[J]. 吉林大学学报(工学版), 2013, 43(2): 291-297.