

基于内燃机余热深度利用的吸收式制冷系统性能分析

常恺忻^{1,2}, 冯乐军^{2,3*}, 雷振斌^{1,2}, 陈小辉⁴

¹上海理工大学能源与动力工程学院, 上海

²东莞新能源研究院, 广东 东莞

³中科院工程热物理研究所, 北京

⁴广东省科技基础条件平台中心, 广东 广州

收稿日期: 2023年2月13日; 录用日期: 2023年3月13日; 发布日期: 2023年3月21日

摘要

本文建立了基于内燃机余热深度利用吸收式制冷系统模型, 对比了有无缸套水余热利用系统间的差异性, 探究了烟气与缸套水进口温度和流量变化对系统性能的影响。结果表明, 通过对烟气和缸套水的梯级利用, 系统实现更高的制冷量, 但制冷系数更小, 制冷量随着烟气与缸套水进口温度与流量升高而增大, 制冷系数随着烟气进口温度与流量升高而迅速增大并逐渐平稳, 随着缸套水进口温度与流量升高而减小。烟气-热水型系统模拟研究为吸收式制冷机组余热利用技术提供新的思路与数据支撑。

关键词

内燃机余热, 深度利用, 吸收式制冷

Performance Analysis of Absorption Refrigeration System Based on Deep Utilization of Internal Combustion Engine Waste Heat

Kaixin Chang^{1,2}, Lejun Feng^{2,3*}, Zhenbin Lei^{1,2}, Xiaohui Chen⁴

¹School of Energy and Powering Engineering, University of Shanghai for Science and Technology, Shanghai

²Institute of New Energy, Dongguan Guangdong

³Institute of Engineering Thermophysics, Chinese Academy of Sciences, Beijing

⁴Guangdong Science & Technology Infrastructure Center, Guangzhou Guangdong

Received: Feb. 13th, 2023; accepted: Mar. 13th, 2023; published: Mar. 21st, 2023

*通讯作者。

文章引用: 常恺忻, 冯乐军, 雷振斌, 陈小辉. 基于内燃机余热深度利用的吸收式制冷系统性能分析[J]. 建模与仿真, 2023, 12(2): 1246-1256. DOI: 10.12677/mos.2023.122117

Abstract

In this paper, an absorption refrigeration system model based on the deep utilization of waste heat of an internal combustion engine was established. The differences between the systems with and without cylinder liner water were compared, and the effects of temperature and flow at the inlet of flue gas and cylinder liner water on the system performance were investigated. The results show that by using the flue gas and liner water step by step, the system achieves a higher cooling capacity, but the coefficient of performance (COP) is smaller. The cooling capacity increases with the increase of the inlet temperature and flow of flue gas and liner water, the COP increases rapidly with the increase of flue gas inlet temperature and flow and gradually becomes stable, and the COP decreases with the increase of the inlet temperature and flow of liner water. The simulation study of flue gas-hot water type system provides a new idea and data support for waste heat utilization technology of absorption refrigeration units.

Keywords

Internal Combustion Engine Waste Heat, Deep Utilization, Absorption Refrigeration

Copyright © 2023 by author(s) and Hans Publishers Inc.

This work is licensed under the Creative Commons Attribution International License (CC BY 4.0).

<http://creativecommons.org/licenses/by/4.0/>



Open Access

1. 引言

随着国家双碳目标的提出，可持续能源是社会发展的必经之路。分布式能源系统因其高效的能源利用效率，在可持续能源发展中有很大的发展潜力[1]。对于如何提高分布式能源系统的能源利用效率一直是系统研究的重点。综合利用内燃机排烟余热和缸套水余热是提高系统综合能效的有效途径[2]。作为分布式能源系统动力单元余热的关键环节，目前对这两部分余热的利用缺乏深度利用，因此有必要探究新的余热利用工艺方案。

烟气-热水型吸收式制冷系统可以更好地匹配内燃机排烟和缸套水余热，是一项有效的余热利用技术。吸收式制冷机组由于其复杂的物流参数与机械结构，设备运行中间涉及多个传热传质过程，目前主要通过软件的模拟仿真使其达到优化的目的。程友良[3]等人运用软件对太阳能驱动的吸收式制冷机组进行模拟分析，研究系统在变工况下的热力性能和运行情况。王晨升[4]等人采用能级分析法对吸收式制冷系统进行分析与改进，结果有效提高机组性能，制冷系数提高了 20.3%，焓效率提高 31.1%。贾北平[5]等人运用软件搭建太阳能溴化锂吸收式制冷系统，并分析稀溶液流量、冷凝温度、蒸发温度等参数变化对系统性能的影响。

基于烟气-热水型吸收式制冷机组对高温烟气与缸套水的余热利用技术需求，本文采用 Aspen plus V10 软件建立了烟气-热水型溴化锂双效吸收式制冷系统模型，对比增加缸套水的余热利用系统与没有增加缸套水的系统在系统运行上的差异性，探究烟气温度及流量变化、缸套水温度及流量变化对系统运行的影响，从而为吸收式制冷机组余热利用技术提供新的思路与数据支撑。

2. 不同形式吸收式制冷系统工艺流程及热工衡算模型

2.1. 烟气型双效吸收式制冷系统

烟气型双效吸收式制冷系统流程图及各状态点如图 1 所示。系统包括高压发生器、低压发生器、高

温溶液换热器、低温溶液换热器、吸收器、冷凝器、节流阀、蒸发器等。溴化锂水溶液作为工质，其中水为制冷剂，溴化锂为吸收剂。内燃机产生的高温烟气作为高压发生器的热源。在吸收剂循环中，由吸收器流出的稀溶液被加压送至高压发生器，在高压发生器中，稀溶液吸收由内燃机产生的高温烟气中的热量后形成冷剂蒸汽与中间溶液，中间溶液经低压发生器加热后产生冷剂蒸汽与浓溶液，浓溶液经过低温换热器返回吸收器。在制冷剂循环中，高压冷剂蒸汽作为低压发生器的热源，释放热量后产生冷剂水与低压冷剂蒸汽，共同进入冷凝器放热凝结成液态冷剂，经过节流阀与蒸发器后变为冷剂蒸汽返回吸收器。

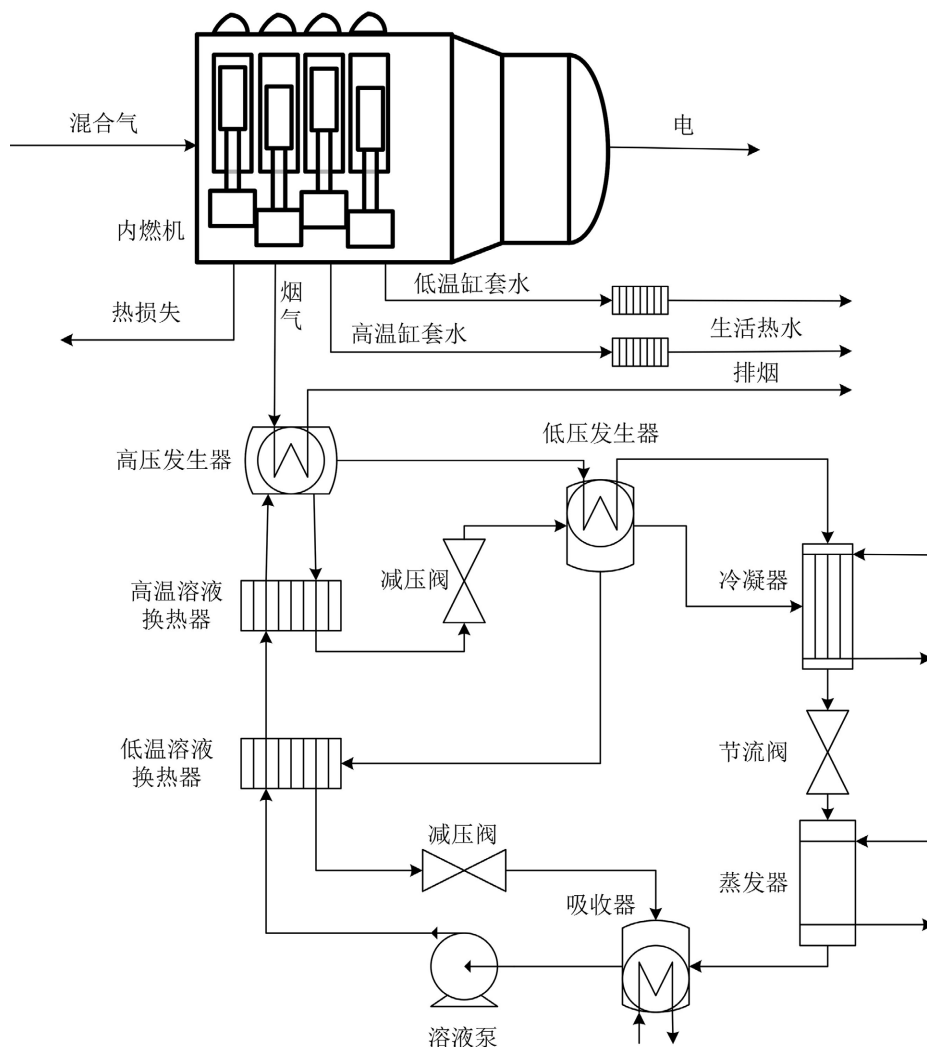


Figure 1. Flow chart of flue gas type dual absorption refrigeration system
图 1. 烟气型双效吸收式制冷系统流程图

2.2. 内燃机余热深度利用型吸收式制冷系统

在内燃机烟气排烟利用基础上，增加高温缸套水深度利用，如图 2 所示。经过高压发生器的烟气与高温缸套水进行换热，换热后的高温缸套水与高温冷剂蒸汽一同作为低压发生器的热源进行换热，换热后的缸套水仍保留一部分热量，可作为生活热源使用。

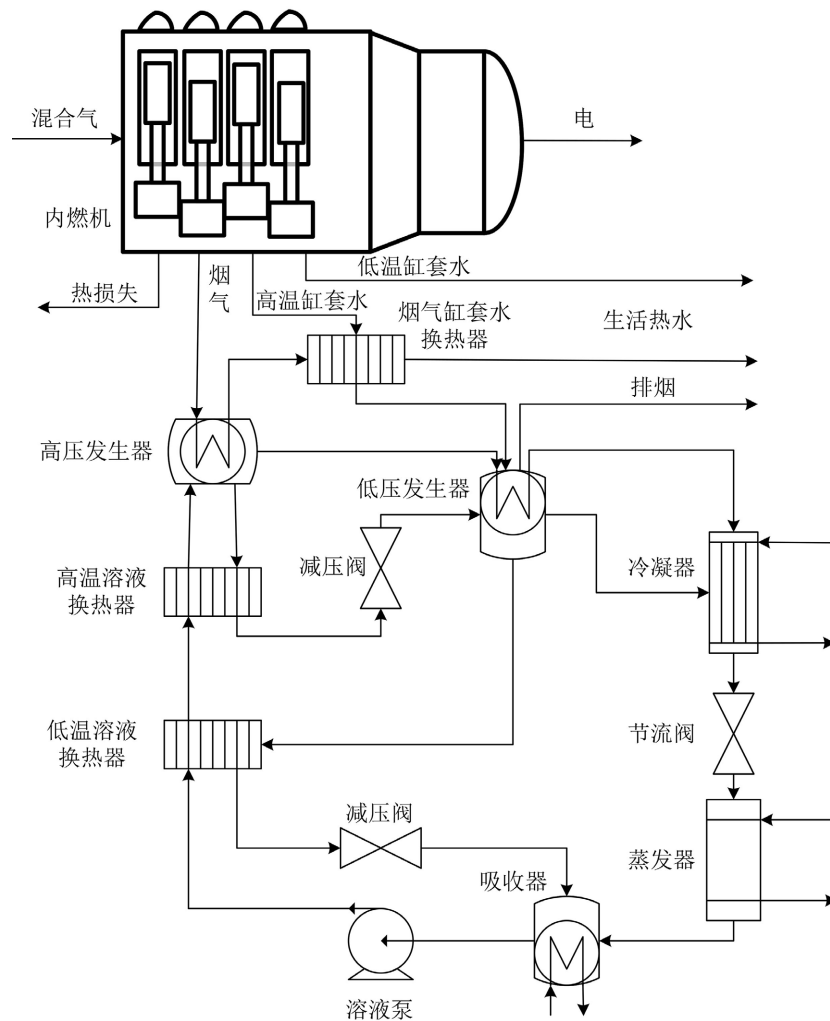


Figure 2. Flow chart of deep utilization absorption refrigeration system for internal combustion engine waste heat

图 2. 内燃机余热深度利用型吸收式制冷系统流程图

2.3. 热工衡算模型

烟气型双效吸收式制冷系统热平衡校核计算主要计算高压发生器、吸收器、冷凝器、蒸发器的热量平衡关系，其计算式如下[6]：

$$\Delta\delta = \frac{|(Q_c + Q_a) - (Q_g + Q_e)|}{(Q_c + Q_a)} \quad (1)$$

式中， Q_g 为高压发生器负荷，等于烟气热负荷； Q_e 为蒸发器负荷，即为系统制冷量； Q_c 为冷凝器负荷； Q_a 为吸收器负荷。当系统热平衡误差小于 1% 时，符合设计要求。

内燃机余热深度利用型吸收式制冷系统热平衡校核计算在烟气型的基础上外加低压发生器的热量计算，主要计算高压发生器、低压发生器、吸收器、冷凝器、蒸发器的热量平衡关系，其计算式如下：

$$\Delta\delta = \frac{|(Q_c + Q_a) - (Q_g + Q_e + Q_w)|}{(Q_c + Q_a)} \quad (2)$$

式中, Q_w 为低压发生器负荷, 等于缸套水热负荷。

制冷系统 COP 定义为单位系统功耗所获得的制冷量, 形式上为系统制冷量与系统获得热负荷的比值, 制冷系数反应来了系统制冷能力的高低, 一般溴化锂双效吸收式制冷系统的 COP 在 1.1~1.5 之间, 计算式为:

$$COP = \frac{Q_e}{Q_g} \quad (3)$$

烟气 - 热水型双效吸收式制冷系统制冷系数需要外加计算缸套水热负荷, 计算式为:

$$COP = \frac{Q_e + Q_w}{Q_g} \quad (4)$$

3. 系统模型的建立与模拟

3.1. 模拟条件假设与物性方法选择

由于双效吸收式制冷系统结构复杂, 为简化模型, 方便计算, 能更准确的分析主要影响因素, 做出以下假设[7]:

- 1) 低压发生器工作压力与冷凝器相同, 吸收器工作压力与蒸发器相同;
- 2) 忽略系统中管道及部件的热损和压损;
- 3) 从吸收器中流出的稀溶液与从低压发生器中流出的浓溶液均为饱和溶液;
- 4) 所有换热器均为逆流换热;
- 5) 吸收器中传热与传质过程分开模拟;

由于溴化锂水溶液为强电解质, 所以物性方法选择 ELECNRTL, 保证系统模拟的准确性和可靠性。

3.2. 烟气型双效吸收式制冷系统系统模型建立

采用 Aspen plus V10 搭建烟气型溴化锂双效吸收式制冷系统, 制冷量为 800 kW, 系统流程图如图 3 所示。高温烟气作为高压发生器的热源, 主要成分是氮气、氧气、水蒸气及二氧化碳。系统模型建立中, 各类设备所对应的模块如表 1 所示。

Table 1. Table of simulation operation module of flue gas dual effect absorption refrigeration system

表 1. 烟气型双效吸收式制冷系统模拟操作模块表

模型名称	模拟设备	操作模块
CON	冷凝器	Heater
VALVE	节流阀	Valve
EVA	蒸发器	Heater
ABS	吸收器	Tank
CON-ABS	吸收换热器	Heater
PUMP	熔液泵	Pump
LO-VALVE	低温减压阀	Valve
LO-EXCH	低温溶液换热器	Heatx
HI-EXCH	高温溶液换热器	Heatx

Continued

GI-VALVE	高温减压阀	Valve
YQ	烟气换热器	Heater
HI-GNE	高压发生器	Flash2
LO-GEN	低压发生器	Hierarchy

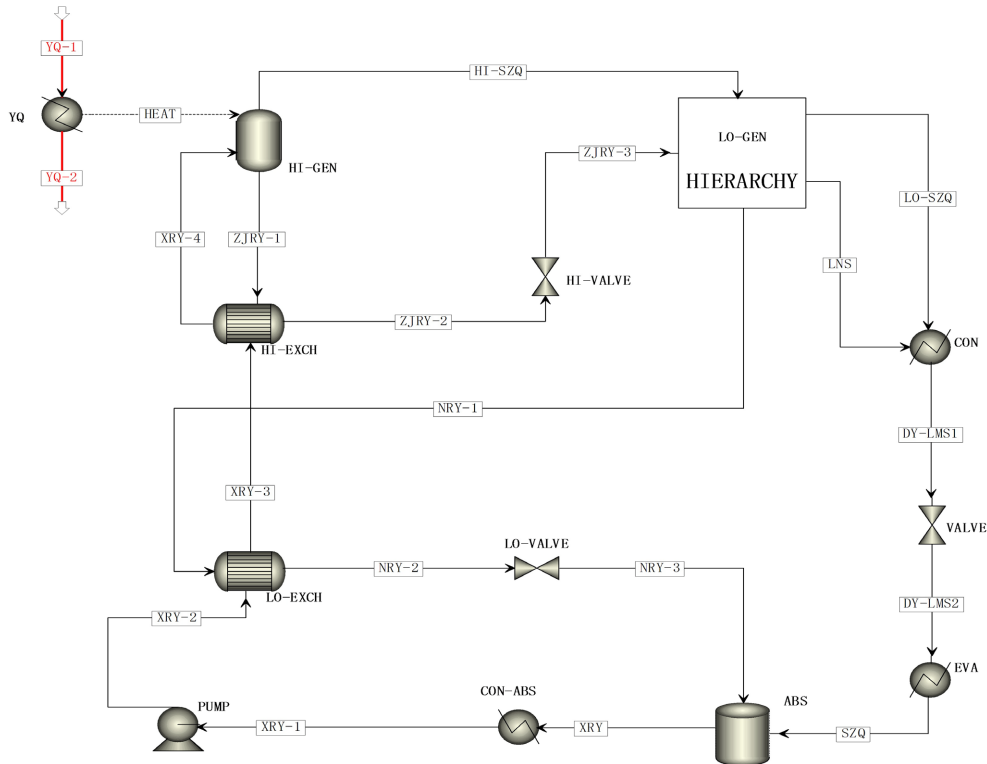


Figure 3. System model of flue gas dual absorption refrigeration system
图 3. 烟气型双效吸收式制冷系统系统模型图

为验证所建立的模型的准确性，本文所建立的双效吸收式制冷系统模型与郑剑娇[8]的研究模型采用相同参数进行对比，对比结果如表 2。从表中可以看出本文所建立的模型与郑剑娇所建立的模型计算结果基本一致，其中最大的相对误差不超过 5.13%，模型可靠。

Table 2. Bibliographic data comparison table
表 2. 文献数据对比表

参数	本文模型	文献结果	相对误差%
高压发生器负荷/kW	349.86	350	-0.04%
低压发生器负荷/kW	197.86	187.7	5.13%
吸收器负荷/kW	417.52	429	-2.75%
冷凝器负荷/kW	265.58	266.8	-0.46%
蒸发器负荷/kW	189.65	193.9	-2.24%
COP	1.317	1.312	0.38%

系统初始工况除缸套水以外其余参数与烟气型一致，缸套水初始温度 93℃，流量 11.88 kg/s，在此初始工况下进行计算，结果如表 4 所示。其中低压发生器负荷量为高压发生器排出高温冷剂蒸汽负荷与缸套水负荷之和。

Table 4. Smoke-hot water system simulation calculation result table

表 4. 烟气 - 热水型系统模拟计算结果表

参数	结果
高压发生器负荷/kW	590.54
低压发生器负荷/kW	434.31 + 292.77
吸收器负荷/kW	1210.13
冷凝器负荷/kW	716.76
蒸发器负荷/kW	1045.43
低温溶液换热器/kW	257.72
高温溶液换热器/kW	245.1
COP	1.18

3.4. 模拟结果分析

两种系统的主要参数对比结果如表 5 所示，烟气 - 热水型系统可以有效利用烟气与缸套水中的余热，降低烟气排放温度，并且由于增加了系统可利用热负荷，导致低压发生器排出的冷剂蒸汽流量变大，因此会产生更多的冷负荷。由于溴化锂溶液浓度越高，溶液的吸水性越强，需要更多的能量用于解吸，导致烟气 - 热水型系统 COP 低于烟气型系统。

Table 5. Simulation result table of flue gas type system and flue gas-hot water type system

表 5. 烟气型系统与烟气 - 热水型系统模拟结果表

参数	烟气型	烟气 - 热水型
高压发生器负荷/kW	590.54	590.54
高压发生器蒸汽流量/kg/s	0.18	0.18
低压发生器负荷/kW	432.54	727.08
冷剂蒸汽负荷/kW	432.54	434.31
缸套水负荷/kW	-	292.77
冷剂蒸汽流量/kg/s	0.16	0.27
制冷量/kW	808.74	1045.43
烟气排烟温度/ °C	170	100
COP	1.37	1.18

4. 系统参数变化对性能影响模拟分析

双效吸收式制冷系统在运行时受多种因素影响，在其他参数不变的情况下，本章主要分析烟气 - 热水型双效吸收式制冷系统中烟气进口温度与流量、缸套水进口温度与流量对机组性能的影响。为便于结

果分析,对烟气流量、缸套水流量及制冷量进行相对值处理,即显示结果为变工况参数与额定参数的比值。

4.1. 烟气进口温度与流量对系统性能的影响

制冷量随烟气进口温度和流量变化情况如图 5 所示,系统制冷量随着烟气进口温度和流量得升高而增加,这是由于随着烟气进口温度和流量得增加,从高压发生器中吸出的冷剂蒸汽增多,中间浓度溶液浓度增高,由于冷剂蒸汽增多,导致低压发生器中的负荷量增大,溶液浓度进一步增大,制冷量随之增大。并且当烟气进口流量增大时,缸套水负荷量也随之增大,但烟气进口温度的变化对缸套水的负荷量没有影响,这是由于烟气先与高压发生器进行换热,换热后烟气温度稳定为 170℃,当流量发生变化时,才能对烟气缸套水中换热量产生影响。

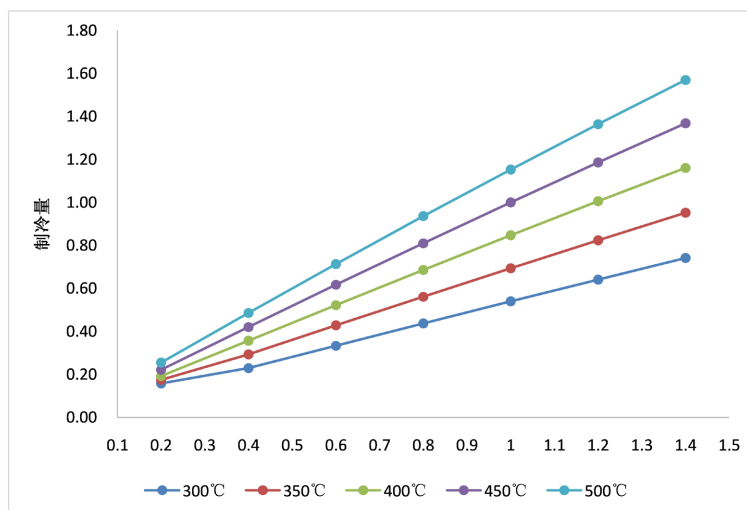


Figure 5. Diagram of cooling capacity changing with flue gas inlet temperature and flow rate

图 5. 制冷量随烟气进口温度和流量变化情况图

制冷系数 COP 随着烟气进口温度和流量的变化如图 6 所示,由于缸套水负荷量的存在,使得系统 COP 维持在 0.7 以上,从整体上看制冷系数 COP 随着烟气进口温度和流量的升高而增大并逐渐趋于平稳,这是由于随着烟气进口流量增大导致制冷量增大,吸收器的热负荷随之增大,吸收效果增强,吸收器出口稀溶液温度增加,放气范围增大,导致系统 COP 增大。但受制于系统自身,系统 COP 逐渐趋于稳定。

结合制冷量与制冷系数随烟气进口温度和流量的变化情况可以得出结论,烟气-热水型系统 COP 保持在 0.7~1.2 之间,但在流量 0.6 之后逐渐趋于稳定,流量与温度过度的升高对系统性能提升不明显,并且进口温度 300℃与 350℃状态下制冷系数下降过大,所以应把温度保持在 400℃以上,流量保持在 0.7~1 之间,会使系统性能保持较好水平。

4.2. 缸套水进口温度与流量对系统性能的影响

制冷量随着缸套水进口温度和流量的变化情况如图 7 所示,与烟气进口温度和流量变化类似,制冷量随缸套水进口温度和流量升高而增加,这是由于随着缸套水进口温度和流量升高,低压发生器中的总负荷量增加,冷剂蒸汽流量增加,排出的溶液浓度增大,导致制冷量的增加。缸套水参数变化只对低压发生器中的负荷量产生影响,对高压发生器的负荷量没有影响,并且由于总热负荷量中高压发生器占比更大,导致缸套水参数变化对整体制冷量影响没有烟气参数变化影响大。

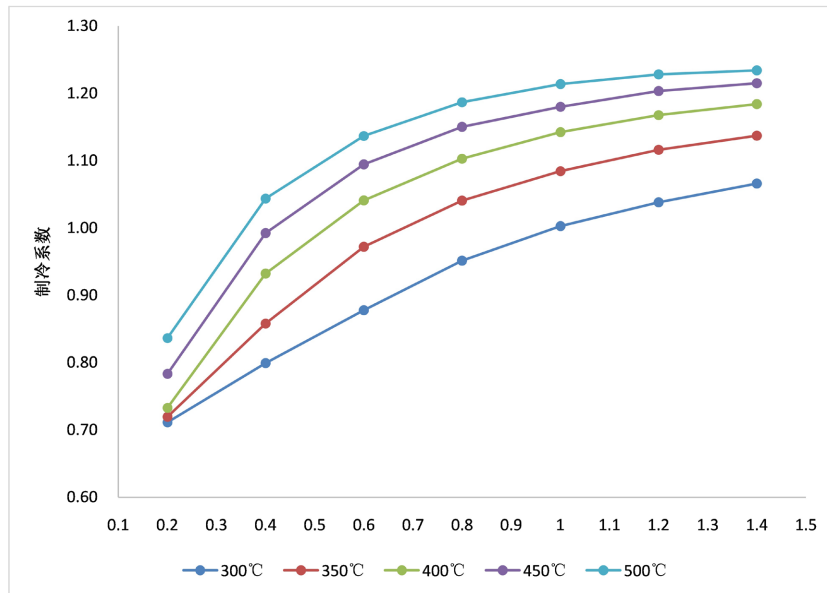


Figure 6. Chart of variation of refrigeration coefficient with flue gas inlet temperature and flow rate

图 6. 制冷系数随烟气进口温度和流量变化情况图

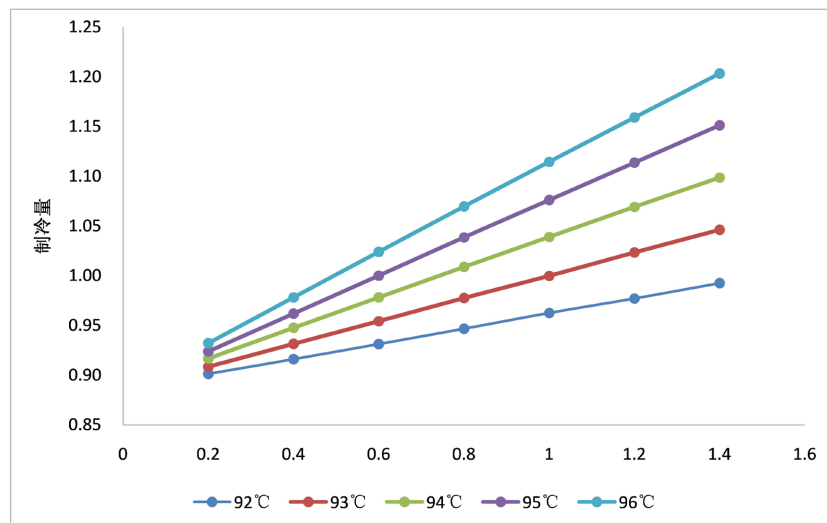


Figure 7. Chart of variation of cooling capacity with temperature and flow of liner water inlet

图 7. 制冷量随缸套水进口温度和流量变化情况图

制冷系统 COP 随缸套水进口温度和流量变化情况如图 8 所示,从整体上看 COP 随缸套水进口温度和流量的升高而逐渐减小,这是由于随着缸套水进口温度和流量的升高,低压发生器负荷量增加,制冷量随之增大,但是因为溶液浓度越高越难解吸,制冷量增加的幅度没有低压发生器中缸套水负荷量增加的幅度大,导致制冷系数逐渐减小。

结合制冷量与制冷系数随缸套水进口温度和流量的变化情况,可以得出结论缸套水进口温度和流量不能一直增大,也不能一直减小,温度应维持在 93°C~95°C 之间,流量应维持在 0.8~1 之间,这样才能保证制冷系统的经济性和安全性。

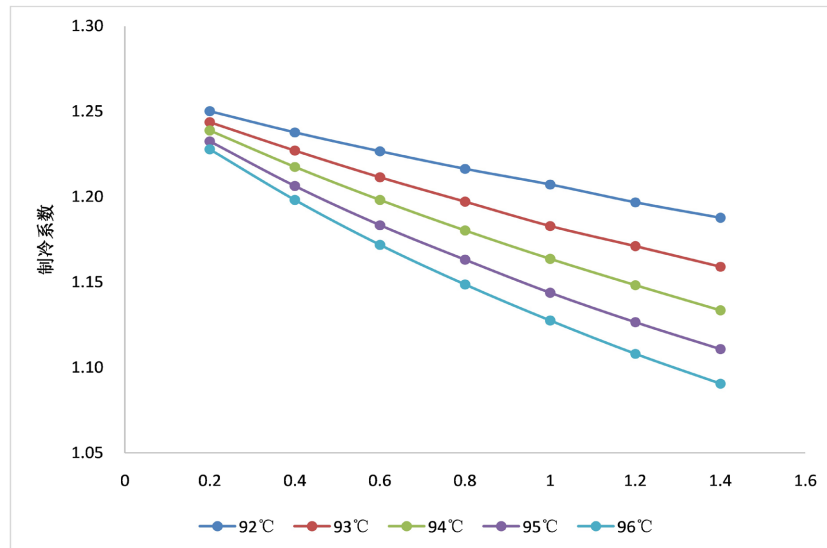


Figure 8. Figure of variation of refrigeration coefficient with the inlet temperature and flow of liner water

图 8. 制冷系数随缸套水进口温度和流量变化情况图

5. 结论

本文基于 Aspen plus V10 软件平台，建立烟气 - 热水型溴化锂双效吸收式制冷系统模型，分析了烟气进口温度和流量变化、缸套水进口温度和流量变化对烟气 - 热水型系统性能的影响，结构表明：

1) 内燃机余热深度利用可以有效实现烟气和缸套热水量的梯级利用，降低烟气排放温度，增加系统换热量，增大制冷量。但由于溴化锂溶液自身特性，导致烟气 - 热水型系统 COP 低于烟气型系统。

2) 内燃机余热深度利用系统制冷量与 COP 随着烟气进口温度和流量得升高而增加，COP 在流量为 0.6 之后稳定在 0.7~1.2 之间。但流量与温度过高时对系统性能提升不明显，过低时性能下降过大，所以应把温度保持在 400℃ 以上，流量保持在 0.7~1 之间，会使系统性能保持较好水平。

3) 内燃机余热深度利用系统制冷量随缸套水进口温度和流量升高而增加，COP 随缸套水进口温度和流量的升高而逐渐减小，所以温度应维持在 93℃~95℃ 之间，流量应维持在 0.8~1 之间，这样才能保证制冷系统的经济性和安全性。

参考文献

- [1] 冯乐军, 付志浩, 刘锋, 龚雨桐, 李艺敏, 韩东江, 隋军. 技术-经济因素对天然气分布式能源系统经济性影响分析[J]. 综合智慧能源, 2022, 44(10): 65-70.
- [2] 徐孟进, 曾科满, 梁家伟, 徐爱祥. 基于 Aspen Plus 的低温余热溴化锂吸收式制冷系统性能的影响因素分析[J]. 资源信息与工程, 2020, 35(6): 123-126.
- [3] 程友良, 刘萌, 李卫华, 王敬双, 杨卫平. 小型太阳能驱动单效溴化锂吸收式制冷机组的模拟研究[J]. 太阳能学报, 2020, 41(12): 172-178.
- [4] 王晨升, 冯霄. 吸收式制冷循环的能级分析[J]. 计算机与应用化学, 2016, 33(1): 10-16.
- [5] 贾北平, 曲云霞, 吕召月, 冯夫顺. 基于 Aspen Plus 的太阳能溴化锂吸收式制冷系统的模拟分析[J]. 新能源及工艺, 2014, 6(7): 30-34.
- [6] 戴永庆. 溴化锂吸收式制冷空调技术实用手册[M]. 北京: 机械工业出版社, 1999.
- [7] 郑剑娇, 郭培军, 隋军, 韩巍, 石文星, 金红光. 烟气型吸收式制冷机的变工况特性研究[J]. 工程热物理学报, 2012, 33(8): 1276-1278.
- [8] 郑剑娇. 分布式供能中的吸收式制冷机变工况研究[D]: [硕士学位论文]. 北京: 中国科学院大学, 2012.