

文章编号: 1671-6612 (2022) 05-673-08

非设计工况下水蒸气喷射制冷系统热工性能分析

赵雅倩 周峰 马国远 晏祥慧

(北京工业大学制冷与低温工程系 北京 100124)

【摘要】 水蒸气喷射制冷系统作为一种环境友好型系统, 可利用低品位工业余热或太阳能作为驱动热源。建立了水蒸气喷射制冷系统及其主要部件的热力学模型, 对设计工况(发生温度 140℃、蒸发温度 10℃、冷凝温度 26℃)及非设计工况下的喷射器喷射系数、系统 COP 及系统制冷量进行研究。发现, 发生温度由 130℃升高到 150℃, 系统制冷量呈上升趋势, 喷射系数、系统 COP 呈先上升后下降的趋势, 二者在设计工况下达到最大值; 而随着蒸发温度的升高, 三者均呈现不断上升的趋势, 其中, 蒸发温度由 2℃升高到 22℃, 喷射系数增长了约 0.6 倍; 冷凝温度存在一个临界值, 在临界值前, 喷射系数、系统 COP 及制冷量几乎不受冷凝温度的影响, 当超过临界值时, 三者会迅速下降。且随着发生温度的升高, 该临界值随之增大, 发生温度从 120℃升至 140℃, 其对应临界值分别从 20℃升至 24℃。

【关键词】 水蒸气喷射制冷; 蒸发温度; 冷凝温度; 设计工况; COP
中图分类号 TK11+5 文献标识码 A

Thermal Performance Analysis of Steam Jet Refrigeration System under Non Design Conditions

Zhao Yaqian Zhou Feng Ma Guoyuan Yan Xianghui

(Department of Refrigeration and Cryogenic Engineering, Beijing University of Technology, Beijing, 100124)

【Abstract】 As an environment-friendly system, the steam jet refrigeration system can use low grade industrial waste heat or solar energy as driving heat source, which has attracted extensive attention of researchers. In this paper, the thermodynamic process of steam jet refrigeration system is analyzed, the thermodynamic model of the system and its main components is established. The ejector injection coefficient, the coefficient of performance of the system and the system cooling capacity under design conditions (generation temperature 140℃, evaporation temperature 10℃, condensation temperature 26℃) and non-design conditions are studied. It is found that with the generation temperature increasing from 130℃ to 150℃, the cooling capacity of the system increases. The injection coefficient and the coefficient of performance of the system first rises and then declines. They reach the maximum under the design conditions; with the increase of evaporation temperature, they all increases. The evaporation temperature increased from 2℃ to 22℃, and the injection coefficient increased by about 0.6 times; There is a critical point for the condensation temperature. With the generation temperature increasing, the injection coefficient, the coefficient of performance of the system and the refrigeration capacity are almost constant when the condensation temperature is lower than the critical point. Otherwise, they decrease rapidly when the condensation temperature exceeds the critical point. Besides, with the generation temperature increasing, the critical value increases. The generation temperature rises from 120℃ to 140℃, and the corresponding critical points rise from 20℃ to 24℃ respectively.

基金项目: 国家自然科学基金(51776004); 北京市教委科技计划一般项目(KM201910005017)

作者简介: 赵雅倩(1996-), 女, 硕士研究生, E-mail: 18804634815@163.com

通讯作者: 周峰(1982-), 男, 副研究员, E-mail: zhoufeng@bjut.edu.cn

收稿日期: 2022-03-30

【Keywords】 steam jet refrigeration; evaporation temperature; design conditions; COP

0 前言

工业生产会产生大量工业余热,这其中对中高品位余热的利用已经得到较为成熟的应用,但对于 $\leq 200^{\circ}\text{C}$ 的低品位余热的利用还存在诸多问题亟待解决。在利用低品位余热制冷领域,除了吸收式制冷系统外,水蒸气喷射制冷系统以其系统结构简单、功耗低、采用自然工质等优势,得到了人们的广泛关注,各国学者对其开展了广泛的研究。Chandra^[2]等对带有定截面积及变截面积喷射器的两种喷射制冷系统进行了模拟研究,研究发现采用变截面喷射器制冷系统的压缩比提升了高达 40%,还发现当发生温度低于 90°C ,此系统仍可稳定运行。王威宁^[3]设计了一种带有蒸汽喷射器的船用低温热法海水淡化系统,针对喷嘴不同形状对喷射器的性能及内部流动情况的影响进行了数值模拟研究及实验研究,研究发现,喷射系数与临界冷凝压力随着喷嘴波瓣数的增加逐渐上升;矩形喷嘴喷射器的喷射系数比拉伐尔喷嘴喷射器喷射系数要高。文献[4]中发现喷射器性能随着不凝性气体的升高先上升后下降。文献[5]中研究了带有两相喷射器水蒸气喷射制冷循环系统,重点分析了喷射器内部的换热及流动现象。汤永智^[6,7]等提出局部低压区辅助引射的技术途径,系统地分析了不同辅助引射方式在不同运行工况下的可行性,研究发现设计工况下喉部辅助引射为唯一可行的辅助引射方案且存在最佳的结构参数,对应引射系数提升率为 3.80%。

上述研究主要基于喷射器部件的设计、改进和优化,从而实现水蒸气喷射制冷系统性能的改善。但系统整体性能的改善并非单一取决于喷射器,与其蒸汽来源、冷凝器、蒸发器等也密切相关。潘小凯^[8]研究发现较高的发生温度及蒸发温度的系统具有较高的临界压力,系统 COP、制冷量及喷射系数随发生温度的升高先升高后下降。王晓冬^[9]等构建了小型水蒸气喷射制冷,研究了喷射器性能与工作蒸汽压力、被抽蒸汽压力等的关系,发现被抽蒸汽流量和引射系数随着工作蒸汽压力的上升均先增大后减小,随着被抽蒸汽压力的升高,二者均增加。赵星旭^[10]和宋力钊^[11]对冷凝温度、蒸发温度、发生温度变化时的水蒸气喷射制冷系统性能进行

实验研究,研究均发现适当提高蒸发温度可以提高喷射制冷系统的 COP 值,在不改变喷射器结构情况下,增大发生温度会降低系统性能。Dadpour^[12]等针对引射蒸汽入口处存在液滴时的喷射制冷系统性能进行了模拟研究,结果发现液滴的存在会对喷射器避免造成腐蚀,使系统性能下降。

综合来看,目前关于水蒸气喷射制冷系统的研究以实验为主,涉及专门理论模型的研究还较为缺乏,系统中各个部件与整体性能的耦合关系还缺少系统性的研究,特别是在偏离设计工况下水蒸气喷射制冷系统的性能调控规律还不够明确。为此,本文利用 Simulink 建立水蒸气喷射制冷系统仿真模型,分析不同发生温度、蒸发温度及冷凝温度下,特别是偏离设计工况时,系统性能系数 COP、喷射器引射系数 μ 、系统制冷量的变化规律,为水蒸气喷射制冷系统的设计及改进提供参考。

1 水蒸气喷射制冷系统

水蒸气喷射制冷系统主要由喷射器、冷凝器、蒸发器等部件组成。为了便于描述系统流程及后续建模,本文以电蒸汽锅炉作为余热蒸汽来源。系统流程简图及循环的 T - S 图分别如图 1、2 所示。

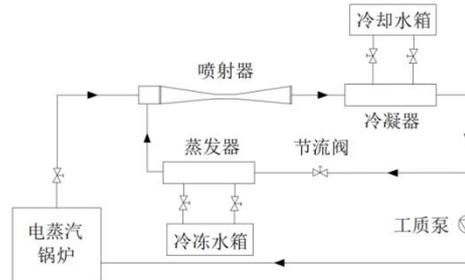


图 1 水蒸气喷射制冷系统简图

Fig.1 Schematic diagram of water vapor jet refrigeration system

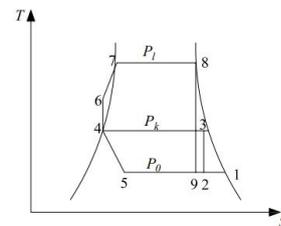


图 2 水蒸气喷射制冷系统的 T - S 图

Fig.2 T - S diagram of steam jet refrigeration system

由锅炉产生的高温高压工作蒸汽被送到蒸汽喷射器的喷嘴中进行绝热膨胀(8-9),压力降低,速度提高,在喷嘴出口处形成低压区,使蒸发器中的部分水在低温低压下蒸发,吸收周围未蒸发的水的热量,进行制冷,产生的水蒸气(引射蒸汽)携带着蒸发器中的热量被抽吸到喷射器中,与工作蒸汽进行混合。随后,混合蒸汽进入到喷射器内的扩压室中被压缩(2-3),并被排至冷凝器中,在冷凝器中混合蒸汽被冷凝成液态水(3-4),向环境中放出热量。从冷凝器出来的冷凝水分两路,一路通过循环水泵送到发生器中对其进行给水(4-6-7-8),另一路通过节流阀的节流降压后送到蒸发器中进行循环(4-5-1)。

2 水蒸气喷射制冷系统理论模型

2.1 模型建立

假设:

- (1) 系统内气体为一维、稳态流动的理想饱和气体;
- (2) 整个系统的循环过程绝热,无能量损失;
- (3) 工作蒸汽、引射蒸汽以及混合蒸汽在任意截面上具有均匀的物性分布;
- (4) 忽略部件及管道连接处的压力损失;
- (5) 混合蒸汽与冷却水在换热管内为一维轴向流动;
- (6) 混合蒸汽和水为逆流过程换热,且仅考虑混合蒸汽与管壁、管壁与水的径向换热,不考虑轴向热传递过程。

在上述假设基础上,建立系统模型如下:

(1) 喷射器模型

喷射系数 μ :

$$\mu = 0.765 \sqrt{\frac{h_8'' - (h_z' + r_z'' x_9'')}{(h_1' + r_1'' x_1'') - (h_z' + 0.9r_z'')}} - 1 \quad (1)$$

式中, h_8'' 为喷嘴入口工作蒸汽焓值, kJ/kg; h_z' 为蒸发压力下水的焓值, kJ/kg; r_z'' 为蒸发压力下饱和蒸汽的潜热, kJ/kg; h_1' 为冷凝压力下水的焓, kJ/kg; r_1'' 为冷凝压力下饱和蒸汽的潜热, kJ/kg; x_1'' 为通过扩压器压缩后混合蒸汽的干度; x_9'' 为喷嘴出口工作蒸汽理论干度。

$$x_9'' = \frac{(S_8'' - S_z')T_l}{r_9''} \quad (2)$$

$$x_1'' = \frac{(S_2'' - S_l'')T_l}{r_1''} \quad (3)$$

$$S_8'' = S_z' + \frac{r_9''}{T_z} x_9'' \quad (4)$$

$$S_2'' = 0.9(S_z' + \frac{r_z''}{T_z}) \quad (5)$$

式中, S_8'' 为喷嘴入口处工作蒸汽熵值, kJ/kg·K; S_2'' 为扩压器入口处混合蒸汽熵值, kJ/kg·K; S_l'' 为冷凝压力下混合蒸汽的熵值, kJ/kg·K; r_9'' 为工作蒸汽在蒸发温度时的汽化潜热, kJ/kg·K; r_1'' 为冷凝压力下饱和水的潜热, kJ/kg·K; S_z' 为蒸发压力下饱和水的熵值, kJ/kg·K; T_l 为冷凝温度, K; T_z 为蒸发温度, K。

(2) 发生器模型

工作蒸汽质量流量:

$$G = \frac{A\omega}{v} \quad (6)$$

式中, A 为喷嘴出口面积, m^2 , 本文取 $0.000095m^2$; ω 为喷嘴出口处工作蒸汽流速, m/s; v 为喷嘴出口工作蒸汽的比容, m^3/kg 。

喷嘴出口蒸汽理论焓值为:

$$h_9'' = h_z'' + r_z' \cdot x_9'' \quad (7)$$

$$\omega = 91.53 \sqrt{\eta_1 (h_1'' - h_9'')} \quad (8)$$

式中, h_z'' 为蒸发压力下饱和蒸汽的焓值, kJ/kg; h_1'' 为引射蒸汽的焓值, kJ/kg; h_9'' 为喷嘴出口工作蒸汽的焓值, kJ/kg; r_z' 为蒸发压力下饱和水的潜热, kJ/kg; η_1 为喷嘴效率, 即有效焓差和理论焓差的比值, 通常取值为 $0.85 \sim 0.90$, 由于本文假设的整个循环过程绝热, 无能量损失, 故其值为 1。

电蒸汽发生器的供热量:

$$Q_g = G(h_8'' - h_6'') \quad (9)$$

引射蒸汽质量流量为:

$$G_z = \mu \cdot G \quad (10)$$

系统制冷量:

$$Q_e = G_z (h_1'' - h_5'') \quad (11)$$

式中, h_5'' 为冷凝器出口混合蒸汽的焓值, kJ/kg。

(3) 冷凝器模型

冷凝器放热量:

$$Q_1 = (G + G_z)(h_3'' - h_4'') \quad (12)$$

式中, h_3'' 为扩压器出口混合蒸汽的焓值, kJ/kg; h_4'' 为冷凝器出口混合蒸汽的焓值, kJ/kg。

循环水量:

$$W_q = \frac{Q_1}{(t_{11} - t_{12}) \cdot C} \quad (13)$$

式中, C 为冷却水的比热, kJ/kg·°C; t_{11} - t_{12} 为冷凝器中冷却水进出口温差, °C, 本文取 10°C。

系统性能系数:

$$\begin{aligned} COP &= \frac{Q_e}{Q_g + W_p} \\ &= \frac{G(h_1'' - h_5'')}{G_z(h_8'' - h_6'') + G(h_6'' - h_4'')} \end{aligned} \quad (14)$$

$$W_p = G(h_6'' - h_4'') \quad (15)$$

式中, W_p 为凝结水泵的耗功量, kJ/kg

由于凝结水泵的耗功量通常较小, 可忽略不计, 则:

$$COP = \mu \frac{h_1'' - h_5''}{h_8'' - h_6''} \quad (16)$$

(4) 系统集成模型

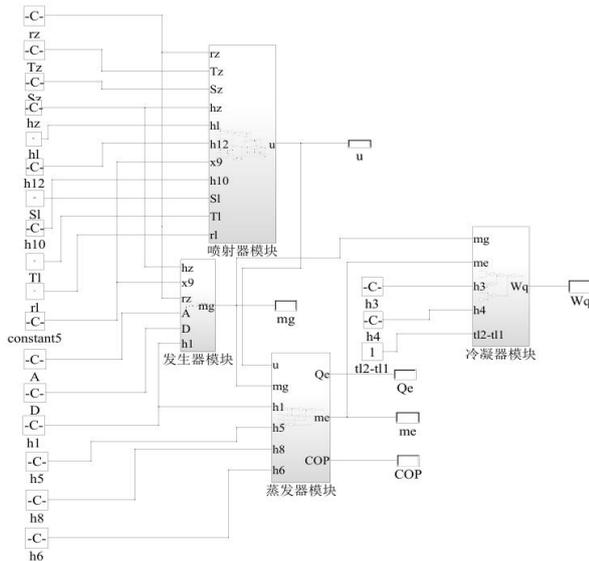


图3 水蒸气喷射制冷系统仿真结构图

Fig.3 Simulation structure of steam jet refrigeration system

基于上述所建立的系统部件模型, 搭建出的水蒸气喷射制冷系统模型仿真图, 如图3所示。输入端由工作蒸汽温度、冷凝压力下饱和水的潜热、喷

嘴出口工作蒸汽理论干度、喷嘴出口面积、饱和水的潜热等参数组成, 工作蒸汽质量、喷射系数、系统制冷量、系统 COP 等为其输出端。

2.2 模型验证

基于上述构建的仿真模型, 将仿真结果与文献[13]的实验数据进行对比验证, 如图4所示。仿真计算结果与实验数据较为接近, 误差不超过 8%, 且随着工作蒸汽压力的上升, 喷射系数呈现一个先上升后下降的趋势, 当达到设计工况时, 喷射系数的值最大。

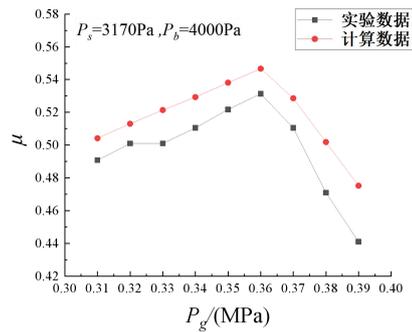


图4 与文献[13]数据对比图

Fig.4 Data comparison with reference[13]

3 结果分析与讨论

基于上述建立的水蒸气喷射制冷系统模型, 对不同工况下系统的性能进行比较分析, 具体分析工况如表1所示。

表1 工况条件

Table 1 Working conditions

	发生温度 /°C	蒸发温度 /°C	冷凝温度 /°C
设计工况	140	10	26
非设计工况 范围	130~150	2~22	18~30

3.1 发生温度对喷射系数的影响

图5所示为喷射系数随发生温度的变化关系。由图可知, 发生温度对喷射器喷射系数有较大的影响, 随着发生温度的升高, 喷射系数呈现先上升后下降的趋势, 当蒸发温度为 10°C, 发生温度达到设计工况时, 即 140°C, 喷射系数达到最大值, 为 0.36; 发生温度低于 140°C时, 发生温度每升高 1°C, μ 上升约 5%; 当发生温度超过 140°C时, 发生温度每升高 1°C, μ 下降约 6%。出现这一现象的原因是

由于随着发生温度的升高, 工作蒸汽的能量及动量增大, 由此会抽吸更多的引射蒸汽, 即喷射系数增大。当发生温度升高到喷射器的极限状态时, 喷射器内的流体会产生壅塞现象, 因此喷射系数下降。

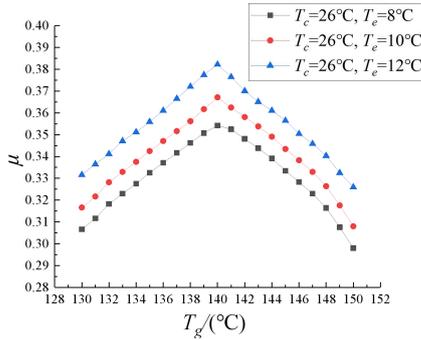


图 5 喷射系数与发生温度的关系

Fig.5 Relationship between injection coefficient and generation temperature

由此可见, 提高发生温度, 并不一定能使喷射器的效率提升, 发生温度应保持在设计工况左右, 才能使喷射器的性能达到较优的状态。

3.2 发生温度对系统制冷量的影响

图 6 为系统制冷量与发生温度间的变化关系。从图中可以发现, 当发生温度低于设计值时, 随着发生温度的上升, 系统制冷量也快速增加, 当蒸发温度为 10°C, 发生温度从 130°C 上升到 140°C 的过程中, 系统制冷量由 2.88kW 上升到 3.60kW。当发生温度超过 140°C 时, 随着发生温度的升高, 系统制冷量上升的趋势逐渐平缓。这是由于蒸发温度不变时, 当发生温度超过设计值时, 工作蒸汽及引射蒸汽的质量均会下降, 但此时前者质量的减少远远大于后者, 故机组的制冷量并没有明显的提高。

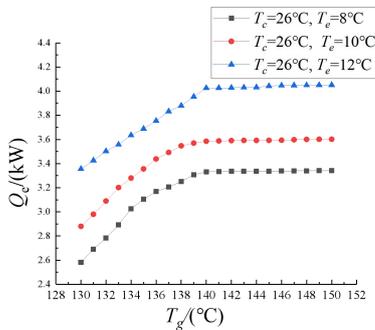


图 6 系统制冷量与发生温度的关系

Fig.6 Relationship between cooling capacity and generation temperature of the system

3.3 发生温度对系统 COP 的影响

当蒸发温度为 10°C, 冷凝温度为 26°C 时, 系统 COP 随发生温度的变化关系如图 7 所示。由图可知, 当发生温度达到设计工况时, 系统的 COP 达到最大值, 为 0.37。发生温度低于 140°C 时, 随着发生温度的升高, 系统 COP 不断增大, 当发生温度超过 140°C 时, 系统 COP 不断下降, 当发生温度为 150°C 时, 系统 COP 为 0.31, 可以发现, 系统性能系数的变化情况与喷射系数的变化趋势是一致的, 因此, 为了获得较高的系统性能, 应尽量使系统在设计工况附近运行。

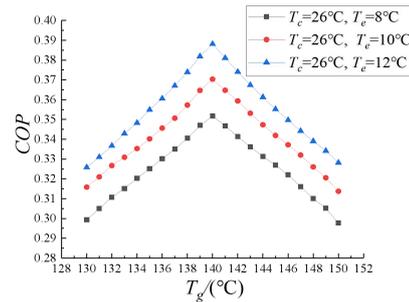


图 7 系统 COP 与发生温度的关系

Fig.7 Relationship between the coefficient of performance of the system and generation temperature

3.4 蒸发温度对喷射系数的影响

图 8 为喷射器的喷射系数随蒸发温度的变化图。从图中可以看出, 喷射系数随着蒸发温度的升高而增大, 且蒸发温度为 10°C 以上并持续增长时, 喷射系数增加的速度越来越快。冷凝温度为 26°C, 蒸发温度从 2°C 升高到 22°C 的过程中, 喷射系数上升了约 1.6 倍。这主要是由于在喷射器正常的工作范围内, 随着蒸发温度升高, 引射蒸汽质量会有所增加, 而工作蒸汽量变化较小, 故喷射系数会有不断上升。

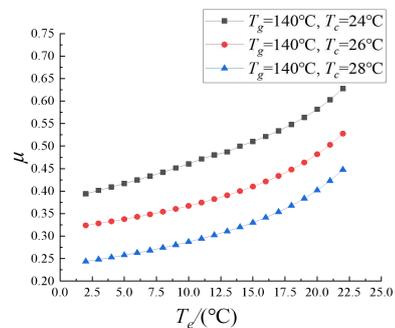


图 8 喷射系数与蒸发温度的关系

Fig.8 Relationship between injection coefficient and evaporation temperature

3.5 蒸发温度对系统制冷量的影响

图 9 为系统制冷量随蒸发温度的变化关系图。

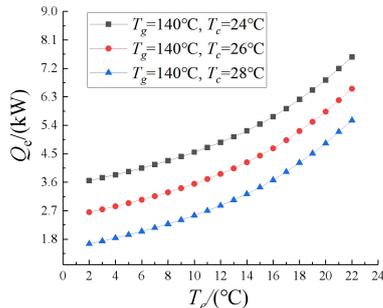


图 9 系统制冷量与蒸发温度的关系

Fig.9 Relationship between the system refrigerating capacity and evaporation temperature

冷凝温度为 26°C，蒸发温度为 2°C 时，系统制冷量达到 2.65kW，随着蒸发温度的升高，系统制冷量也不断上升，当蒸发温度上升到 22°C 时，系统制冷量达到 6.56kW，提升了近 2.5 倍。这是由于随着蒸发温度的升高，喷嘴出口背压升高，冷凝压力不变，被引射蒸汽的压力上升，故压缩蒸汽耗功减小，引射蒸汽质量增加，制冷量也随之增加。由此可以得出，当发生温度及冷凝温度不变，制冷系统负荷减小时，可以降低蒸发温度，来减小系统制冷量；反之，当系统负荷增加时，可以适当提高蒸发温度来提高制冷量。

3.6 蒸发温度对系统 COP 的影响

发生温度 140°C，冷凝温度 24°C、26°C 及 28°C 时，制冷系统的性能系数随蒸发温度的变化情况如图 10 所示。

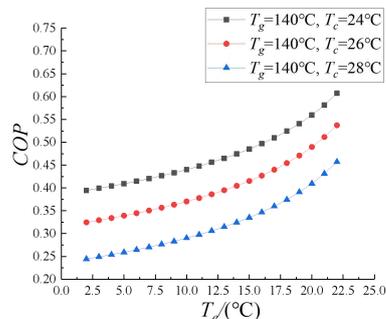


图 10 系统 COP 与蒸发温度的关系

Fig.10 Relationship between the coefficient of performance of the system and evaporation temperature

从图中可以看出，蒸发温度对系统 COP 的影响较大，系统 COP 随蒸发温度的变化趋势与喷射系数随蒸发温度的变化趋势是一致的，都是随蒸发

温度的升高而增大，即蒸发温度越高，系统性能越高。冷凝温度为 26°C，蒸发温度为 2°C 时，其对应的系统 COP 为 0.32，当蒸发温度为 22°C 时，系统 COP 达到了 0.54，当蒸发温度在 10°C 以上并持续增长时，系统 COP 升高的速度会增大。其原因在上文中已提到，由于蒸发温度升高，使蒸发器中压力增大，被引射的蒸汽量增多，而工作蒸汽质量变化较小，故引射系数增大，故系统的性能系数提升。

3.7 冷凝温度对喷射系数的影响

图 11 所示为喷射系数随冷凝温度变化的关系图。发生温度为 140°C，蒸发温度为 10°C 时，随着冷凝温度从 18°C 上升到 30°C，引射系数的变化分为两个阶段，当冷凝温度在 18~24°C 范围内，喷射系数几乎不随冷凝温度的变化而变化，当温度超过 24°C 时，喷射系数随着冷凝温度的升高大幅度减小。当冷凝温度从 24°C 上升到 30°C 时，喷射系数由 0.41 迅速下降到 0。这主要是由于冷凝压力随着冷凝温度的升高而升高，即喷射器出口背压增大，喷射器存在一个临界背压，当小于临界背压时，引射蒸汽质量流量基本保持不变，工作蒸汽质量受冷凝温度的影响较小，故喷射系数基本保持不变，而随着冷凝温度的持续上升，喷射器实际背压超过临界背压时，激波会扰乱工作流体与引射流体间的混合，使引射气体量减小，喷射系数快速下降。而当实际背压大于极限背压时，喷射器的引射作用完全停止，制冷量也会下降。

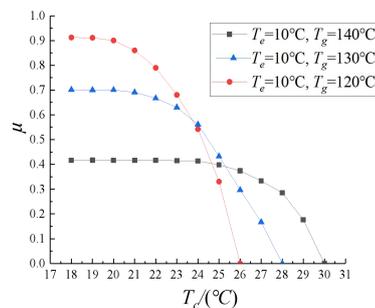


图 11 喷射系数与冷凝温度的关系

Fig.11 Relationship between injection coefficient and condensation temperature

3.8 冷凝温度对系统制冷量的影响

发生温度为 120°C、130°C、140°C，蒸发温度为 10°C，冷凝温度在 18~30°C 范围内，系统制冷量的变化情况如图 12 所示。

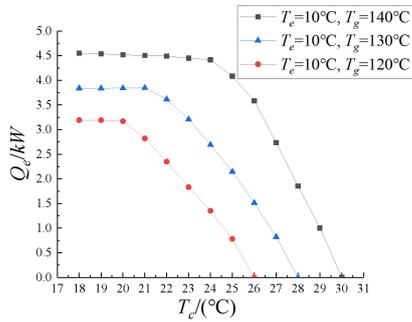


图 12 系统制冷量与冷凝温度的关系

Fig.12 Relationship between cooling capacity and condensation temperature of the system

从图中可以看出, 当发生温度为 140°C, 冷凝温度在 24°C 之前, 引射蒸汽质量几乎不变, 系统制冷量几乎不受冷凝温度的影响, 而随着冷凝温度的升高, 喷射器需要克服的背压大于设计值, 实际消耗的工作蒸汽质量增加, 喷射器的尺寸固定, 意味着引射蒸汽质量减少, 故制冷量由 4.42kW 迅速下降到 0kW。

3.9 冷凝温度对系统 COP 的影响

图 13 为制冷系统 COP 随冷凝温度的变化关系图, 可以看出, 系统 COP 随冷凝温度的变化趋势与喷射系数随冷凝温度的变化趋势一致。发生温度为设计值时, 随着冷凝温度的提高, 系统 COP 先保持恒定不变, 随后迅速下降, 当冷凝温度从 24°C 升高到 30°C 时, 系统 COP 从 0.42 迅速下降到 0。

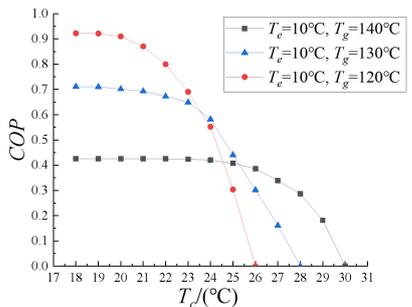


图 13 系统 COP 与冷凝温度的关系

Fig.13 Relationship between the coefficient of performance of the system and condensation temperature

由此可以看出, 保持合适的冷凝温度, 对于喷射器及喷射制冷系统的正常运行是至关重要的。当冷凝温度较低时, 工作蒸汽能够顺利地携带引射蒸汽并流出喷射器, 此时引射系数是一个定值。当冷凝温度达到一定值时, 此时喷射器工作在临界背压

附近, 使喷射器的稳定工作受到影响, 当冷凝温度超过某一值时, 即喷射器的工作背压超过临界背压, 喷射器的抽吸性能迅速下降。从图中还可以发现, 该临界值随着发生温度的升高而增大, 即抗背压能力上升。当发生温度分别为 120°C、130°C 及 140°C 时, 对应的临界温度分别为 20°C、21°C 及 24°C。这主要是由于高温度的工作流体具有更高的能量, 与引射蒸汽混合后, 使混合蒸汽的动量增加, 进而使喷射器的临界背压增大。故为了保持喷射器的工作特性, 需选择合适的冷凝温度。

4 结论

本文利用 Simulink 搭建出水蒸气喷射制冷系统仿真模型, 研究设计工况及非设计工况下系统性能的变化规律, 现得出如下结论:

(1) 蒸发温度及冷凝温度不变的情况下, 随着发生温度的升高, 喷射器的喷射系数及系统 COP 均呈现先上升后下降的趋势, 当系统运行在设计工况时, 其性能达到最优。当蒸发温度为 10°C, 冷凝温度为 26°C, 发生温度达到设计工况时, 即 140°C, 喷射系数达到最大值, 为 0.37; 发生温度达到设计值之前, 系统制冷量随发生温度的升高迅速上升, 达到设计值后, 随着发生温度继续升高, 系统制冷量上升的趋势趋于平缓; 因此, 发生温度的设计值应为系统实际主要工作温度, 在实际应用中, 发生温度宜尽可能靠近设计值。

(2) 当发生温度及冷凝温度保持定值, 随着蒸发温度的上升, 喷射系数、系统 COP 及系统制冷量均不断增大。冷凝温度为设计值, 蒸发温度从 2°C 升高到 22°C 的过程中, 喷射系数上升了约 0.6 倍。在系统实际运行过程中, 可适当的提高蒸发温度来提升系统制冷量。

(3) 当发生温度、蒸发温度为定值时, 冷凝温度会存在一个临界值, 低于临界值, 系统性能几乎不受冷凝温度的影响, 超过该临界值, 系统性能急速下降。并且该临界值随着发生温度的升高而增大, 当发生温度分别为 120°C、130°C 及 140°C 时, 对应的临界温度分别为 20°C、21°C 及 24°C。在实际应用过程中, 冷凝温度应低于该临界值, 可通过控制冷却水的循环量、改变冷却水进出口温差等方法来进行调节。

(4) 系统实际运行过程中, 工作蒸汽往往含

有液滴,后续可对模型工作蒸汽湿度进行修正,并进一步分析系统运行的稳定性和可靠性。

参考文献:

- [1] 国家统计局.中国统计年鉴 2020[EB/OL].[2021-03-03].
<http://www.stats.gov.cn/tjsj/ndsj/2020/indexch.htm>.
- [2] V V Chandra, M R Ahmed. Experimental and computational studies on a steam jet refrigeration system with constant area and variable area ejectors[J]. *Energy Conversion and Management*, 2014,79(1):377-386.
- [3] 王威宁.船用热法海水淡化系统中蒸汽喷射器的性能研究[D].大连:大连海事大学,2019.
- [4] Y Zhang, X Qu, G Zhang, et al. Effect of non-condensable gas on the performance of steam-water ejector in a trigeneration system for hydrogen production: an experimental and numerical study[J]. *International Journal of Hydrogen Energy*, 2020,45(39):20266-20281.
- [5] M N Šarevski, V N Šarevski. Characteristics of R718 refrigeration/heat pump systems with two-phase ejectors[J]. *International Journal of Refrigeration*, 2016, 70(3):13-32.
- [6] 汤永智,李艳霞,刘中良,等.辅助引射对蒸汽喷射器性能影响的数值研究[J].*工程热物理学报*,2017,38(11): 2422-2428.
- [7] Yongzhi Tang, Zhongliang Liu, Yanxia Li, et al. Study on fundamental link between mixing efficiency and entrainment performance of a steam ejector[J]. *Energy*, 2020,(215):119-128.
- [8] 潘小凯.低温热源驱动的蒸汽喷射式制冷系统实验研究[D].徐州:中国矿业大学,2021.
- [9] 王晓冬,付强,易舒,等.蒸汽喷射制冷系统喷射器工作特性的实验研究[J].*东北大学学报(自然科学版)*,2017, 38(12):1744-1747.
- [10] 赵晨旭.用于船舶空调的喷射制冷系统的构建及特性研究[D].厦门:集美大学,2019.
- [11] 宋力钊.喷射器对水蒸汽喷射制冷系统性能的影响分析[D].天津:天津商业大学,2013.
- [12] D Dadpour, E Lakzian, M Gholizadeh, et al. Numerical modeling of droplets injection in the secondary flow of the wet steam ejector in the refrigeration cycle[J]. *International Journal of Refrigeration*, 2022,30(6):1523-1531.