

DOI: 10.19650/j.cnki.cjsi.J1905225

MED-TVC 两级真空喷射泵模型分析及设计*

薛浩渊¹, 王雷², 贾磊¹

(1. 山东大学海洋研究院 青岛 266237; 2. 山东大学控制科学与工程学院 济南 250061)

摘要:提出了一种两级真空喷射泵模型,应用于低温多效蒸馏海水淡化系统中,可以有效提高系统真空度与运行效率。在喷射器结构设计中,提出前后两级喷射器的关键尺寸比为1:2,为验证这一结构并同时研究喷射泵内部复杂流场,使用计算流体力学(CFD)仿真软件对喷射泵进行了建模和性能分析,展现了其内部流场特征。为研究一次流压力变化对喷射泵性能的影响,将二次流压力与背压固定,一次流压力从550 kPa增加到630 kPa,发现喷射泵引射比是一个先上升后下降的过程,引射比最大值为0.073。固定一次流压力600 kPa,背压100 kPa,两级喷射泵可实现接近5.8 kPa的高真空度,表明此结构可有效提升海水淡化的系统运行效率,降低能耗。

关键词:两级真空喷射泵;计算流体力学;真空度;内部流场。

中图分类号: TH36 **文献标识码:** A **国家标准学科分类代码:** 470

Model analysis and design of the two-stage vacuum ejector used in MED-TVC system

Xue Haoyuan^{1,2}, Wang Lei², Jia Lei¹

(1. Institute of Marine Science and Technology, Shandong University, Qingdao 266237, China;

2. School of Control Science and Engineering, Shandong University, Jinan 250061, China)

Abstract: In this paper a two-stage vacuum ejector model is proposed, which is applied in the multi-effect distillation with thermal vapor compressor (MED-TVC) system, and can improve the vacuum degree and operating efficiency of the system. A scale ratio of 1:2 between the key dimensions of the two stage ejectors is proposed in the ejector structure design. In order to verify the structure and investigate the complex flow field inside the two-stage ejector, the computational fluid dynamics (CFD) simulation software is adopted to carry out the modeling and simulation analysis of the ejector, and the inner flow field characteristics are presented. In order to investigate the influence of primary flow pressure on the performance of the ejector, the primary flow pressure was increased from 550 kPa to 630 kPa while the suction pressure and back pressure were fixed. It was found that the entrainment ratio of the ejector rises firstly, and then reaches a maximum value of 0.073; after the maximum point, it begins to decrease with the increasing of the primary flow pressure. The two-stage ejector can achieve a vacuum degree of around 5.8 kPa under the condition of primary flow pressure of 600kPa and back pressure of 100 kPa, which indicates that the proposed structure can effectively improve the operating efficiency and reduce energy consumption of the MED-TVC system.

Keywords: two-stage vacuum ejector; CFD; vacuum degree; inner flow field

0 引言

我国水资源严重短缺,人均水资源列世界第108位,是世界上21个贫水国家之一。我国北方尤其缺水,黄

河、海河、辽河流域等北方地区人均水资源量仅为全国平均水平的1/3。根据水利部最新的《全国水资源综合规划》,到2030年,即使考虑南水北调供水,我国整体年缺水量也将达到600亿立方米^[1],严重制约了我国经济社会可持续发展,海水淡化技术是解决淡水匮乏问题的有

效途径。目前海水淡化技术主要分为膜法和热法两类,膜法海水淡化技术主要是反渗透(reverse osmosis, RO),热法海水淡化技术以蒸馏法为主。低温多效蒸馏海水淡化(multi-effect distillation with thermal vapor compression, MED-TVC)技术是“热法”海水淡化的主流技术,具有淡水水质好、过程循环动力消耗小、对海水预处理要求不高等突出优点,大多采用水、电、海洋化工联产,实现了能源梯级利用,大型化的 MED-TVC 装置对解决沿海地区淡水资源短缺有重要意义,具有广阔的应用与发展前景。

在 MED-TVC 系统中,系列降膜蒸发器串联,对海水进行蒸发和冷凝,通过多效回热实现低温蒸汽与海水的热交换,提高系统的热效率,得到高品质淡水^[2-3]。多效回热的环境接近真空,海水在较低的温度下蒸发,既提高了海水淡化系统的能效,又有效减轻了系统的结垢现象^[4]。在 MED-TVC 系统内部,真空度是制约系统性能和效率的重要因素,一般使用喷射泵或机械泵维持真空度并抽取不凝气体,然而机械泵能耗较高,单级喷射泵抽真空能力有限,针对以上问题,为进一步提高 MED-TVC 系统的内部真空度,本文设计并提出了一种两级真空喷射泵,可实现 5.8 kPa 的真空度,有效提高系统运行效率。

通过结构上的优化设计,喷射泵可以获得很高的真空度。在喷射泵的理论研究方面,Keenan 等^[5]提出内部流场耦合理论,指出在流场的混合过程中,存在“等压混合”过程。Huang 等^[6]提出了分析喷射泵内部流场的一维模型,可以借助半经验公式分析并得到喷射泵内部流场参数分布。随着计算机技术的发展,计算流体力学(computational fluid dynamics, CFD)广泛用于喷射泵流场分析和结构优化^[7-10],实现对喷嘴尺寸和结构的优化^[11]。

MED-TVC 海水淡化系统如图 1 所示,由系列多效降膜蒸发器串联、冷凝器、蒸汽压缩喷射器(TVC)以及真空喷射泵组成,每个蒸发器及其过程为一效,各效压力和温度逐次降低^[12]。蒸汽压缩喷射泵利用高能动力蒸汽喷射超音速流体产生负压,对多效降膜蒸发器后端的蒸汽进行抽吸,实现热能的高效循环利用。在设备的运行过程中,前一效蒸发器中产生的蒸汽会在下一效中冷凝,该过程中释放的潜热作为下一效蒸发器的热源。蒸汽在每一效蒸发器与最后的冷凝器中冷凝为成品淡化水。溶解在海水中的不凝气在蒸发过程会释放出来,导致换热效率下降,进而影响系统的效率^[4]。在真空喷射泵中,与蒸汽混合的不凝气体作为二次流被抽出,直接排入空气,同时该过程可以降低系统内部压力。剩余的蒸汽和不凝气由 TVC 驱动进入第一效蒸发器中并不断循环^[13]。与单效蒸发器海水淡化系统相比,多效蒸发器具有更高的效率。

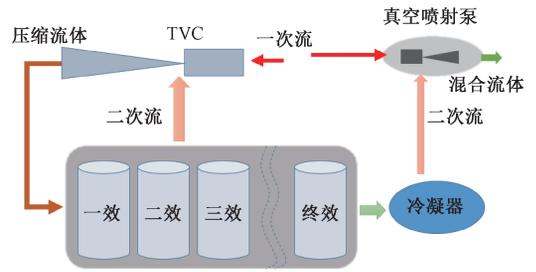


图 1 带真空喷射泵的 MED-TVC 系统

Fig.1 System of the MED-TVC system with a vacuum ejector

目前在海水淡化应用中,单级喷射泵所能达到的真空度较低,结构优化对于性能的提升有限,而两级喷射泵应用于海水淡化抽真空和不凝气方面研究较少,两级间耦合问题与整体结构设计方面存在较多难点。本文主要采用 CFD 仿真工具,设计两级真空喷射泵结构,分析喷射泵内部流场,通过高性能的两级真空喷射泵,获取更优的 MED-TVC 海水淡化系统内部环境真空度,从而是系统减少结垢,提高整体系统运行效率,降低能耗,提升造水比。

1 两级喷射泵模型建立

典型的超音速单级喷射泵结构如图 2 所示,主要分为吸收室、渐缩段、混合室、扩压室 4 个部分,高压的一次流在喷嘴处加速并以超音速喷出,产生局部负压区域,抽吸二次流进入渐缩段和混合室,在扩压室中,流体混合完成,速度下降到亚音速并产生较大压力^[14]。一次流和二次流在混合室形成激波,喷射泵内部出现压力的急速升高和混合流体速度的急速降低等复杂的湍流现象。最终,超音速混合流体流经扩压室喷出,速度持续降低,压力持续升高。

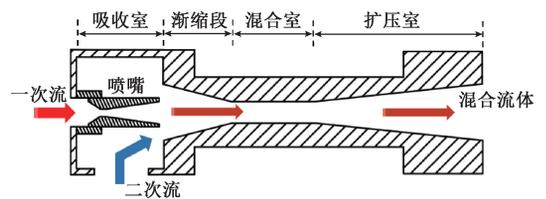


图 2 传统喷射泵结构

Fig.2 Structure of the conventional ejector

喷射泵在恒定一次流压力下引射比随压缩比的变化趋势如图 3 所示,在不同的压缩比下,喷射泵的工作模式分为 3 种:临界模式、次临界模式和回流模式,在次临界工作模式下,喷射泵的性能快速下降,到回流模式时视为故障,因此,应将喷射泵设计在临界工作区域。

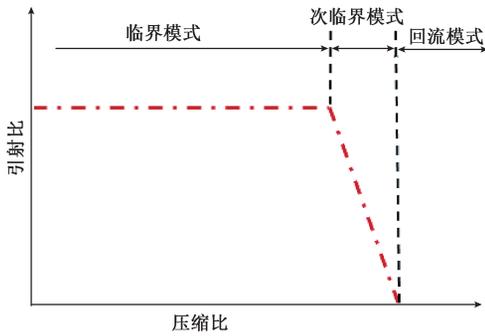


图3 传统喷射泵引射比与压缩比性能

Fig.3 The performance of the entrainment ratio and compression ratio of the conventional ejector

由于单级喷射泵抽吸能力有限,本文提出并设计了两级真空喷射泵以达到更好的抽吸性能,获得更高的真空度。

1.1 理论基础

喷射泵内部可压缩稳态流体状态的计算主要依据纳维-斯托克斯方程^[15-16],并加入质量守恒、能量守恒和动量守恒方程:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} (\rho r u_r) + \frac{\partial}{\partial z} (\rho u_z) = 0 \tag{1}$$

$$\rho \left(\frac{\partial u_r}{\partial t} + u_r \frac{\partial u_r}{\partial r} (\rho r) - \frac{u_\theta^2}{r} + u_z \frac{\partial u_r}{\partial z} \right) = -\frac{\partial p}{\partial r} + \rho g_r + \mu \left[\frac{\partial}{\partial r} \left(\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} (r u_r) \right) + \left(\frac{\partial^2 u_r}{\partial z^2} \right) \right] \tag{2}$$

$$\rho \left(\frac{\partial u_\theta}{\partial t} + u_r \frac{\partial u_\theta}{\partial r} (\rho r) - \frac{u_r u_\theta}{r} + u_z \frac{\partial u_\theta}{\partial z} \right) = \rho g_\theta + \mu \left[\frac{\partial}{\partial r} \left(\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} (r u_\theta) \right) + \left(\frac{\partial^2 u_\theta}{\partial z^2} \right) \right] \tag{3}$$

$$\rho \left(\frac{\partial u_z}{\partial t} + u_r \frac{\partial u_z}{\partial r} + u_z \frac{\partial u_z}{\partial z} \right) = -\frac{\partial p}{\partial z} + \rho g_z + \mu \left[\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r \frac{\partial u_z}{\partial r} \right) + \left(\frac{\partial^2 u_z}{\partial z^2} \right) \right] \tag{4}$$

$$\frac{\partial (\rho E)}{\partial t} + \nabla \cdot [\mathbf{u}(\rho E + P)] = \nabla \cdot [(\kappa \nabla T) + (\tau \nabla T)] \tag{5}$$

式中: ρ 为密度; T 为静态温度; \mathbf{u} 为速度; E 为总能量; P 为压力; r 为径向坐标, τ 为应力张量; κ 为湍流动能; μ 为动态粘滞度。

1.2 两级喷射泵模型设计

本文提出一种两级真空喷射泵模型,用来解决使用传统喷射器无法达到更高真空度的问题,两级喷射泵维持中心对称结构,在传统喷射泵的基础上,附加一级辅助喷射泵。两级喷射泵结构如图4所示,具有1个出口和3个入口,前一级喷射泵的二次流作为整个喷射泵抽真空和不凝

气体的入口,前一级和后一级喷射泵都有一次流动力源。第二级级喷射泵可以显著降低第一级喷射泵背压,并提供更强的抽吸力,以此来获得更高的真空度。

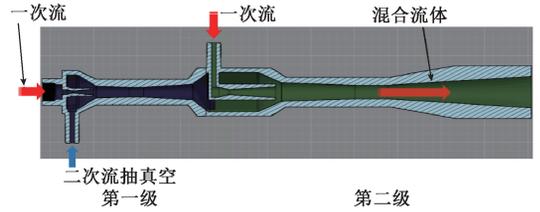


图4 两级喷射泵结构

Fig.4 Structure of the two-stage ejector

根据质量守恒定量,第一级喷射泵的出口总流量约等于第二级喷射泵二次流的入口流量,因此,喷射泵第一级尺寸要小于第二级,本文假设前一级喷射泵与后一级喷射泵的关键结构尺寸比为1:2,并对其进行验证,两级喷射泵的主要结构参数如表1所示。

表1 两级喷射泵主要结构参数

	第一级/mm	第二级/mm
喷嘴入口直径	15	30
喷嘴出口直径	16	32
喷嘴喉部直径	7.5	15
喷嘴长度	85	170
渐缩段长度	106	212
混合室长度	46.5	93
扩压室长度	207.5	415
混合室直径	20	40

1.3 CFD 模型建立与仿真

采用 Gambit 2.4.6 建立 CFD 计算模型,仿真分析使用商业软件 ANSYS 中的 Fluent 15.0 实现。模型一共生成了 183 538 个四边形网格,如图5所示。经分析和验证,该数量的网格可以在保证仿真精度的同时,降低仿真运行中对计算资源消耗,减少仿真时间。

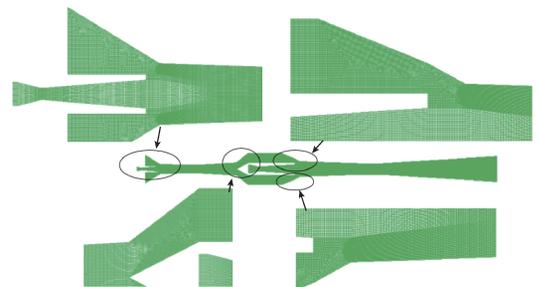


图5 两级喷射泵计算域和网格结构

Fig.5 Calculation domain and grid structure of the two-stage ejector

在 CFD 仿真中,湍流模型的选择对于仿真结果具有很大的影响,基于 Boussinesq 假设的 $k-\epsilon$ 模型被证明可以有效模拟喷射泵内部流场,并且节约计算资源^[17],本文选择基于压力的纳维-斯托克斯求解算法和标准壁面函数进行求解计算。仿真中的工质使用水蒸气并将其密度设为理想气体。两级喷射泵的引射比由式(6)来表示。

$$ER_s = \frac{\dot{m}_s}{\dot{m}_{p1} + \dot{m}_{p2}} \quad (6)$$

式中: \dot{m}_s 为二次流的质量流量; \dot{m}_{p1} 和 \dot{m}_{p2} 分别是两级喷射泵一次流的质量流量。

仿真的边界条件如表 2 所示。3 个流体入口设置为“pressure inlet”,一个流体出口设置为“pressure outlet”。由于真空喷射泵将混合流体直接排到大气中,因此出口背压为标准大气压。仿真的收敛条件为各方程残差均小于 10^{-6} 且质量流量方程满足质量守恒定律。

表 2 两级喷射泵仿真边界条件

Table 2 Simulation boundary conditions of the two-stage ejector

	温度/°C	压力/kPa
一次流压力	175	600
二次流压力	55	-
背压	65	100

1.4 CFD 网格无关性验证

为了验证数据的网格无关性,对两级喷射泵模型使用 Gambit 软件分别设计了 38 490、83 587、174 143 和 223 926 数量的网格,比较研究结果如图 6 所示, 17×10^4 与 22×10^4 网格的马赫数和质量流量数据非常接近,综合考虑仿真结果的精确性和计算资源经济型,节省计算时间,本文选用 174 143 网格的模型进行分析。

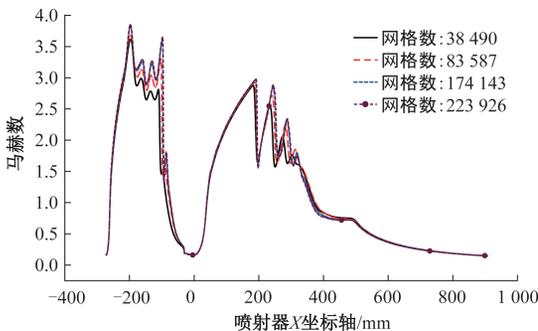


图 6 沿 x 轴分布的不同网格数模型的马赫数

Fig.6 The Mach number of the models with different number of grids distributed along ejector x axis

2 结果分析

2.1 两级喷射泵真空度和引射性能

图 7 所示为喷射泵在一次流压力 600 kPa,背压 100 kPa 条件下,两级喷射泵与传统喷射泵性能对比,传统喷射泵性能取自 Sharifi 等^[18]在海水淡化系统中改进的单级真空喷射泵,两者运行工况相同。图中横坐标表示喷射泵所能达到的真空度,坐标值越小,表示真空度越高;纵坐标表示喷射泵的引射比。由图 7 可见,两级喷射泵的真空度最高可以达到 5 kPa 左右,明显高于传统喷射泵,引射比在真空度为 20 kPa 左右时可以达到 0.1。在真空度数值大于 20 kPa 后,两级喷射泵产生的真空度与引射比性能均优于传统单级喷射泵。

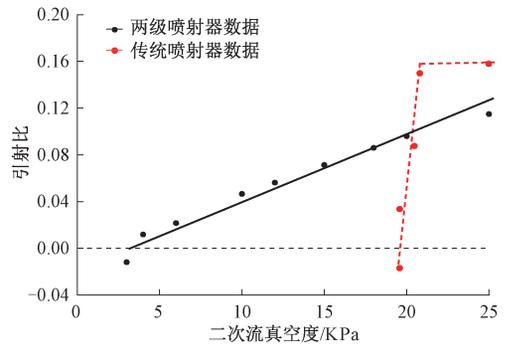


图 7 两级喷射泵与单级喷射泵性能对比

Fig.7 The performance comparison between two-stage ejector and traditional single stage ejector

2.2 两级喷射泵内部流场分析

两级喷射泵内部流场云图和马赫数曲线图如图 8 所示,其中一次流压力为 600 kPa,二次流压力为 20 kPa,背压为 100 kPa。从图 8 可看出,在前一级喷射泵中,一次流进入喷嘴,速度急剧升高并在喷嘴的喉部达到音速,之后继续加速并在喷嘴的出口处达到最大值约 3 马赫,在此过程中,根据能量守恒定律,喷射泵内部压力急剧降低,喷嘴处产生的高速引射流体将低速的二次流抽吸到吸收室,并通过剪切作用挟带引射流体进入混合室,此过程中一次流与二次流不断混合并形成了一个混合边界层,两者速度不断均衡并趋于一致,其中高速的一次流速度不断下降,二次流速度不断上升。在扩散室,由于流体动能不断转换为势能,混合流体的压力升高,随后前一级喷射泵的混合流体进入后一级喷射泵的二次流入口,在后一级喷射泵中,流体经历了与前一级相似的过程。

喷射泵内部流体马赫数大于 1 的流场云图分布如图 9 所示。由图 9 可见,两级喷射泵共产生了 4 个激波,前两个激波出现在前一级喷射泵的喷嘴出口和整个喷射泵

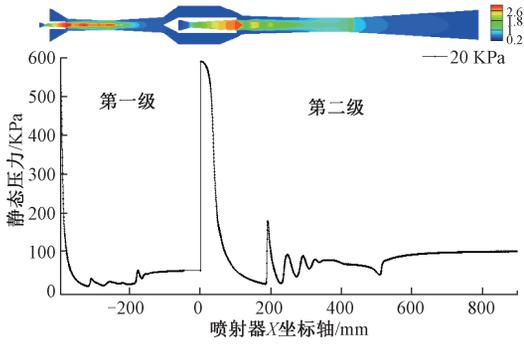


图8 二次流压力为 20 kPa 的马赫数云图和沿喷射泵 x 轴静压
Fig.8 Mach number contour and the static pressure along the x axis of the ejector under the condition of suction pressure of 20 kPa

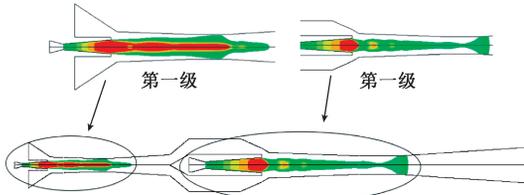


图9 马赫数大于 1 部分云图
Fig.9 The contour of Mach number that is greater than 1

扩压室的入口,后两个激波出现在后一级喷射泵的类似位置。喷射泵内部流体被激波压缩,导致速度快速下降和压力快速上升。

图 10 与 11 描述了与图 8 相同条件下喷射泵内部温度与压力的轴向分布,可见,内部流体温度在两级喷射泵两个喷嘴部位随着一次流的进入快速降低,两级喷射泵在一次流与二次流的混合过程中,温度逐渐升高。喷射泵内部压力分布根据能量守恒,与温度场相对应,温度高的位置压力相对较低。由温度与压力云图还可以观察到两级喷射泵两个一次流喷嘴处形成的激波,激波明显的部位温度较低,压力较大。另外,在喷射器喷嘴出口位置呈现一个低温区域,当蒸汽通过一次流喷嘴时,可能会产生冷凝现象并影响喷射器性能,因此喷射器的一次流饱和蒸汽一般需呈过热状态。此外激波的形成与大小、以及超音速流体的充满程度对于喷射器的抽吸能力都有重要影响。

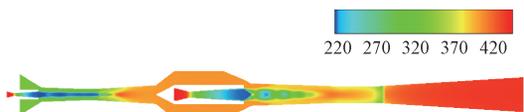


图 10 喷射泵内部流场温度云图
Fig.10 The contour of the flow field temperature inside the two-stage ejector

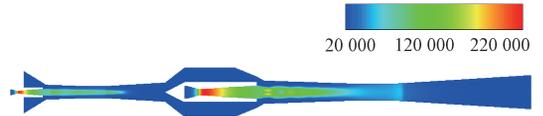


图 11 喷射泵内部流场压力云图
Fig.11 The contour of the flow field static pressure inside the two-stage ejector

喷射泵内部密度与湍流强度分布分别如图 12 与图 13 所示,由图 12 可以看到,在两级喷射泵两个动力蒸汽喷嘴出口处,超音速流体密度呈现阶跃状的菱形激波,与喷射泵内部马赫数与压力数据一致。图 13 所示为喷射泵内部湍流强度分布,在前一级喷射泵的扩压室与后一级喷射泵的等面积混合区域湍流强度较大,在后一级的渐缩区域与混合区域中,明显可以看到流体混合时,在剪切作用下一次流挟带引射流体加速,边界处湍流强度增大的现象。该现象均与喷射泵的抽吸性能密切相关。



图 12 喷射泵内部流场密度云图
Fig.12 The contour of the flow field density inside the two-stage ejector

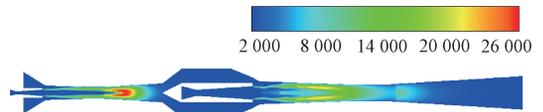


图 13 喷射泵内部湍流动能云图
Fig.13 The contour of the turbulence kinetic energy inside the two-stage ejector

2.3 一次流压力对喷射泵性能的影响

图 14 所示为用于测试的实验装置与两级喷射泵照片。实验中获得真空度在一次流为 650 kPa 时,可以达到 5.8 kPa 左右,实验数据如表 3 所示,引射比为与仿真所得结果 0.021 相近,抽真空能力弱于仿真所得结果,分析认为由于在喷射泵一次流的入口处会损失一部分动力蒸汽能量,且还需考虑到整体装置的气密性、传感器的精确度以及喷射泵内表面粗糙度等因素,两级喷射泵实验结果与仿真结果相比,在误差允许的范围。

图 15 所示为使用实验装置测得的变化的一次流压力对喷射泵引射比的影响,在二次流压力维持不变,背压为一个大气压即 100 kPa 的条件下,同时改变两级喷射泵的两个入口压力,随着一次流压力的增大,两级喷射泵的引射比经历了先变大后变小的过程,随着一次流压



图 14 用于测试的实验装置与两级喷射泵

Fig.14 The experiment facility and two-stage ejector used for the test

表 3 两级喷射泵实验数据

Table 3 Experiment data of the two-stage ejector

测试轮	一次流数据		二次流数据		引射比
	压力/ kPa	流量/ (g·s ⁻¹)	压力/ kPa	流量/ (g·s ⁻¹)	
1	653.8	166.23	6.1	3.28	0.019 7
2	653.1	157.51	6.2	2.94	0.018 7
3	672.4	168.74	5.8	3.22	0.019 1
4	659.4	162.15	5.97	2.97	0.018 3

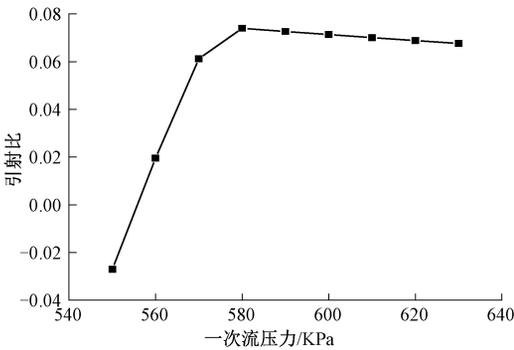


图 15 一次流压力对喷射泵引射比性能的影响

Fig.15 The influence of primary flow pressure on the entrainment ratio of the ejector

力从 550 kPa 增大到 580 kPa, 引射比的值从 -0.027 增大到 0.073, 并达到最大值, 随着一次流压力继续增大, 引射比逐渐下降。由此可见, 两级喷射泵存在最优一次流压力工况。

3 结 论

针对低温多效蒸馏海水淡化系统设计并研究了两级喷射真空器, 详细分析了两级喷射泵的内部流场数据, 研

究结果表明: 在两级真空喷射泵的尺寸设计中, 前一级与后一级部件关键尺寸比为 1:2 时, 喷射泵可以正常工作并获得较高的抽吸性能, 这一结论可以对两级喷射器的设计与优化提供参考作用。在二次流压力不变, 背压为一个标准大气压的条件下, 改变一次流压力从 550 kPa 到 630 kPa, 对喷射泵的性能进行了分析。研究表明其引射比是一个先上升后下降的过程, 最优工况下引射比可达 0.073; 两级喷射泵在一次流压力约为 650 kPa, 背压为 100 kPa 的条件下, 在实验中可以获得接近 5.8 kPa 的高真空度, 而目前国际上 MED-TVC 海水淡化系统内部使用单级真空喷射泵所能达到的真空度一般为 18 kPa 左右, 此温度对应的蒸发温度约为 55 °C, 与传统单级真空喷射泵相比, 两级喷射泵性能大幅提升, 可以将蒸发温度在理论上降低到 35 °C, 有效提升海水淡化的系统运行效率, 降低能耗。

参考文献

[1] 中华人民共和国水利部. 全国水资源综合规划 [R]. 2011.
Ministry of Water Resources of the People's Republic of China. Comprehensive planing of the national water resource [R]. 2011.

[2] ABDEL-DAYEM A M. Experimental and numerical performance of a multi-effect condensation-evaporation solar water distillation system [J]. Energy, 2006, 31(14): 2710-2724.

[3] SHARAF M A, NAFEY A S, GARCÍA-RODRÍGUEZ L. Thermo-economic analysis of solar thermal power cycles assisted MED-VC (multi effect distillation-vapor compression) desalination processes [J]. Energy, 2011, 36(5): 2753-2764.

[4] SEMIAT R, GALPERIN Y. Effect of non-condensable gases on heat transfer in the tower MED seawater desalination plant [J]. Desalination, 2001, 140 (1): 27-46.

[5] KEENAN J H, NEUMANN E F L, LUSTWERK F. An investigation of ejector design by analysis and experiment [J]. Journal of Applied Mechanics, 1950, 17(3): 299-309.

[6] HUANG B J, CHANG J M, WANG C P, et al. A 1-D analysis of ejector performance [J]. International Journal of Refrigeration, 1999, 22(5): 354-364.

[7] SRIVEERAKUL T, APHORNRATANA S, CHUNNANOND K. Performance prediction of steam ejector using computational fluid dynamics: Part 1. Validation of the CFD results [J]. International Journal of Thermal Sciences, 2007, 46(8): 812-822.

[8] SRIVEERAKUL T, PHORNRATANA S, CHUNNA-

- NOND K. Performance prediction of steam ejector using computational fluid dynamics; Part 2. Flow structure of a steam ejector influenced by operating pressures and geometries [J]. International Journal of Thermal Sciences, 2007,46(8):823-33.
- [9] 陈佳, 袁朝辉, 郭强, 等. 射流管伺服阀前置级的动态流场分析[J]. 仪器仪表学报, 2017, (7): 1732-1738.
CHEN J, YUAN ZH H, GUO Q, et al. Dynamic flow field analysis of the prestage of jet pipe servo valve [J]. Chinese Journal of Scientific Instrument, 2017, (7): 1732-1738.
- [10] 彭育辉, 吴智洲, 陈祥榛, 等. 天然气喷射阀动态流量的实时精确计量[J]. 仪器仪表学报, 2018,39(6): 12-17.
PENG Y H, WU ZH ZH, CHEN X ZH, et al. Real-time metering method for dynamic flow of natural gas injector[J]. Chinese Journal of Scientific Instrument, 2018,39(6): 12-17.
- [11] WANG L, YAN J, WANG CH, et al. Numerical study on optimization of ejector primary nozzle geometries[J]. International Journal of Refrigeration, 2017, 76:219-29.
- [12] 张建丽, 张忠梅. TVC-MED 海水淡化装置工艺系统设计分析[J]. 神华科技 2010, 8(1):39-42,75.
ZHANG J L, ZHANG ZH M. Design and analysis of the process engineering in the MED-TVC system [J]. Shenhua Science and Technology, 2010, 8(1): 39-42, 75.
- [13] 张忠梅. 低温多效蒸馏海水淡化装置真空系统设计计算[J]. 水处理技术, 2015, 41(5):112-115,120.
ZHANG ZH M. Design and calculation of low-temperature multi-effect distillation desalination equipment vacuum system [J]. Technology of Water Treatment, 2015, 41(5): 112-115, 120.
- [14] CHEN X J, OMER S, WORALL M, et al. Recent developments in ejector refrigeration technologies [J]. Renewable and Sustainable Energy Reviews, 2013, 19: 629-651.
- [15] HE S, LI Y, WANG R Z. Progress of mathematical modeling on ejectors [J]. Renewable and Sustainable Energy Reviews, 2009;13(8):1760-80.
- [16] 许文达, 张涛, 毕英, 等. 气体可压缩性对涡街流量计计量性能影响分析[J]. 电子测量与仪器学报, 2013, 27(9):797-802.
XU W D, ZHANG T, BI Y, et al. Analysis the compressibility impact of gas on vortex flowmeter measurement performance [J]. Journal of electronic measurement and instrument, 2013, 27(9):797-802.
- [17] SHARIFI N, BOROOMAND M. An investigation of thermo-compressor design by analysis and experiment; Part 1. Validation of the numerical method[J]. Energy Conversion and Management, 2013;69:217-227.
- [18] SHARIFI N, SHARIFI M. Reducing energy consumption of a steam ejector through experimental optimization of the nozzle geometry[J]. Energy, 2014;66:860-867.

作者简介



薛浩渊, 2010 年与黑龙江工程学院获得学士学位, 2016 年于山东大学获得硕士学位, 现为山东大学在读博士研究生, 主要研究方向为海水淡化系统与喷射泵理论。

E-mail:

Xue Haoyuan received his bachelor degree from Heilongjiang Institute of Technology in 2010 and master degree from Shandong University in 2016; now, he is a PhD student in Shandong University. His main research interest includes seawater desalination system and ejector theory.



王雷(通信作者), 1993 年于山东工业大学获得学士学位, 2000 年于山东大学获得硕士学位, 2004 年于浙江大学获得博士学位, 现为山东大学教授, 主要研究方向为现代检测技术、多相流检测、低品位能源利用中的控制问题。

E-mail:leiwang@sdu.edu.cn

Wang Lei (Corresponding author) received his bachelor degree from Shandong Polytechnic University in 1993, master degree from Shandong University in 2000, and obtained his doctor degree from Zhejiang University in 2004. He is now a professor in Shandong University. His main research interest includes modern detection technology, multiphase flow detection and the control problems in low-grade energy resource utilization.