

一种新的喷射器模型及其实验验证

祝银海^{1,2}, 厉彦忠¹, 鱼剑琳¹, 蔡文剑²

(1. 西安交通大学能源与动力工程学院, 710049, 西安; 2. 南洋理工大学电子与电气工程学院, 639798, 新加坡)

摘要: 根据喷射器内的湍流流动特征, 引入临界圆的概念, 即引射流体在混合腔入口处马赫数为 1 的位置; 依据管内流动的速度分布特点, 定义了一个二维速度分布函数来近似喷射器内的实际速度分布; 利用喷射器的进出口能量平衡方程, 建立了一种新的喷射器模型. 模型的计算过程非常简单, 不需要迭代计算. 相比于现有的一维喷射器模型, 采用二维速度分布函数的新模型具有较高的精度, 同时它只含有 8 个代数方程, 有结构简单和便于应用的优点. 采用低沸点的 R141B 作为工质, 建立了一个喷射制冷循环的实验平台. 实验验证结果显示, 新模型预测引射系数的最大误差仅为 6.03%, 因此可以用于对喷射器的性能进行仿真和预测.

关键词: 制冷; 喷射器; 模型; 临界圆

中图分类号: TB61 **文献标志码:** A **文章编号:** 0253-987X(2008)09-1096-06

Novel Ejector Model with Experimental Validation

ZHU Yin Hai^{1,2}, LI Yan Zhong¹, YU Jian Lin¹, CAI Wen Jian²

(1. School of Energy and Power Engineering, Xi'an Jiaotong University, Xi'an 710049, China; 2. School of Electrical and Electronic Engineering, Nanyang Technological University, 639798, Singapore)

Abstract: According to the turbulent flow behavior in the ejector, a critical circle at the entrance of mixing chamber is introduced, where the Mach number of entrained flow gets 1. Based on the characteristic of velocity distribution in a pipe, a 2D function is adopted to approximate the real velocity distribution inside the ejector. An overall energy conservation equation is used to complete the ejector mathematic model. Compared with the existing 1D models, the new model with the 2D velocity distribution function is more accurate. In addition, the new model is very simple which only consists of 8 algebraic equations and can be conveniently utilized for the performance prediction, and the effectiveness of the model is validated by the experiments.

Keywords: refrigeration; ejector; model; critical circle

符 号 表

A	面积, m^2	r	半径, m	S	引射流体
C_p	比定压热容, $\text{J}/(\text{kg} \cdot \text{K})$	R_g	气体常数, $\text{J}/(\text{kg} \cdot \text{K})$	0	喷射器入口
D	直径, m	k	气体比热比	1	喷管喉部
E_{loss}	能量损失, W	T	温度, K	2	喷管出口
m	质量流量, kg/s	V	速度, m/s	3	混合区入口
M	马赫数	ω	引射系数	out	喷射器出口
n_v	指数		下标		
P	压强, MPa	P	工作流体		

喷射制冷作为一种利用低品位热能的方法,因近年来能源价格的上涨和对环境的重视而受到越来越多的关注.与其他制冷方式相比,喷射制冷具有以下优点:可以使用汽车、工业和太阳能等的余热或者废热作为驱动能源;可以使用水作为工质,没有破坏臭氧层等环境污染问题;系统不含运动部件,工作稳定可靠.然而,喷射制冷系统的性能系数相对较低,因而限制了其广泛使用.为了提高喷射制冷系统的性能,关键是提高作为系统心脏的喷射器的性能.

近年来,国内外对喷射器进行了广泛的研究,建立了一些对喷射器性能进行仿真的数学模型^[1-6].在这些模型中,都是采用一维建模方法,假设喷射器内的速度分布在径向都是均匀的.但是,由于流体黏性的作用,喷射器的内壁上必定存在一个速度边界层,即速度在径向不是均匀的.为了准确地描述喷射器内速度场的分布,Zhu等人^[7]提出了一种新型喷射器模型,采用二维指数方程来近似喷射器内的速度分布,考虑了速度边界层的影响.该模型具有高的精度,缺点在于模型较复杂,需要迭代计算.本文在Zhu等人^[7]的模型基础上,对建模方法进行了改进.本文提出的模型更加简单,不需要迭代计算.最后,对本文提出的新模型进行了实验验证,结果表明新模型能够精确地预测喷射器的性能.

1 喷射制冷系统概述

图1为典型喷射制冷循环系统的示意图.该系统主要由喷射器、气体发生器、冷凝器、气液分离器、膨胀阀、蒸发器和循环泵组成.工质在气体发生器中吸热气化、增压后达到饱和状态.该高压气体进入喷射器,经缩放喷嘴后达到超音速高速喷出,并在喷嘴附近产生一个低压区,从而将蒸发器中的低压闪蒸气吸入喷射器.这两股气体在喷射器中混合、升压后进入冷凝器,与环境空气进行热交换后放热、凝结.冷凝液分为两股,一股经膨胀阀降压后进入蒸发器,在那里吸热、气化,实现制冷;另一股则通过循环泵升压后,进入气体发生器中实现循环.

喷射制冷系统的性能在很大程度上取决于喷射器的引射系数,而喷射压力、引射压力和背压是影响引射系数的主要因素.根据背压的不同,喷射器有3种工作状态:临界状态、次临界状态和回流状态^[5].如图2所示:在回流状态引射系数为0,此时喷射器不能正常工作;随着背压降低,引射系数逐渐提高;达到临界状态后,引射系数最高,并且不随背压变化而改变.喷射器的设计工作范围在临界状态,因此本

文仅讨论临界状态下的喷射器.

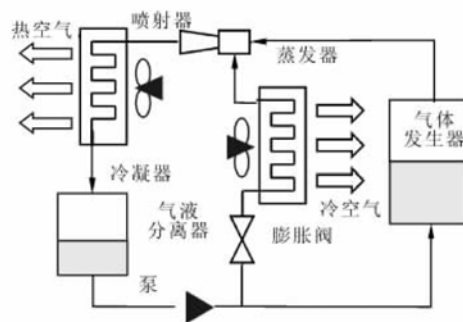


图1 典型喷射制冷循环系统示意图

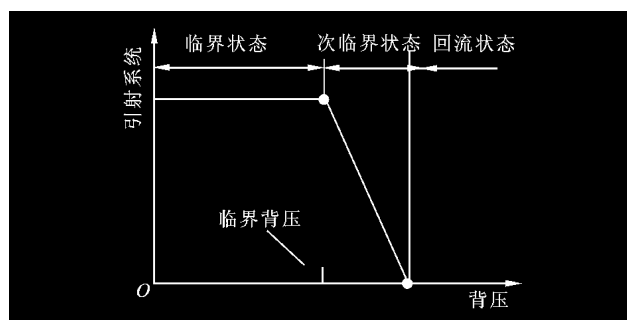


图2 喷射器的3种工作模式

2 喷射器模型的构建

喷射器是喷射制冷系统的关键部件,通常由4部分组成:喷嘴及吸入室、引射区、混合区和扩压区.根据实验与CFD数值模拟的结果^[8-9],喷射器内高压工作流与低压引射流的压力分布如图3所示.工作流首先进入喷射器前端的缩放喷管,速度增加,压力降低,并在喷管的喉部达到音速,即临界截面($M=1$).然后,在喷管的后半段继续加速降压,以超音速流出喷管.这个高速低压流体在引射区形成一系列的激波,并在引射区内的喷管口附近建立一个低压区.引射流被工作流吸入喷射器,随着工作流的激波速度提升,在混合区的入口处达到音速,即引射流的临界圆($M=1$).此后,两股流体在混合区混合,压力趋于均匀.最后,混合后的流体在扩压区重新形成激波,压力上升,速度降低.此时的压力高于引射流的入口压力,从而完成了对引射流的增压.从这个角度讲,喷射制冷系统中的喷射器就是起到了压缩机的作用.

为了准确地描述喷射器内的流体流动特征,同时使模型结构简化,以下假设将用在建模过程中:

- (1)工作流与引射流都为理想气体,具有常物性;
- (2)流动过程为等熵过程;
- (3)流体在流动过程中不与喷射器内壁换热;

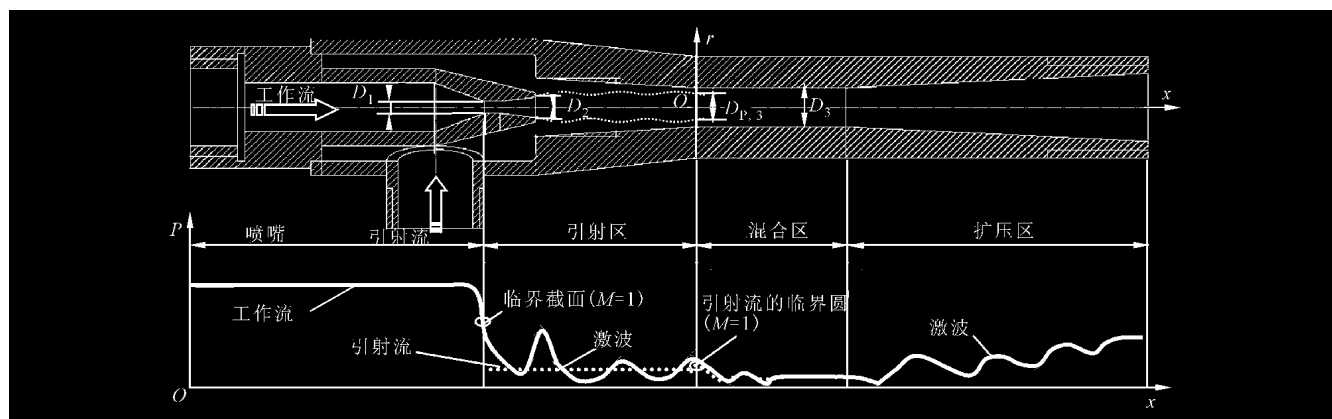


图3 喷射器结构及其内部压力分布示意图

(4)工作流与引射流的压力和温度在喷射器的径向均匀分布;

(5)工作流的速度在喷射器的径向均匀分布;

(6)工作流与引射流的温度在混合区的入口处相等.

2.1 工作流在缩放喷管内的控制方程

根据等熵流动假设,工作流在入口和喷管喉部的温度与密度存在以下关系

$$T_{P,1}/T_{P,0} = (\rho_{P,1}/\rho_{P,0})^{k-1} \quad (1)$$

式中: $T_{P,0}$ 、 $T_{P,1}$ 、 $\rho_{P,0}$ 、 $\rho_{P,1}$ 分别是工作流在喷射器入口处与喷管喉部的温度与密度.

与工作流在喷管喉部的速度相比,其在入口处的速度非常小,因此在能量守恒方程中可以将入口处的速度项略去,即

$$C_p T_{P,0} = C_p T_{P,1} + V_{P,1}^2/2 \quad (2)$$

考虑到喉部的马赫数为 1, 即 $V_{P,1} = (kR_g T_{P,1})^{1/2}$. 同时,由理想气体得到 $C_p = kR_g/(k-1)$. 将这些条件代入方程(2),可以得到

$$T_{P,0}/T_{P,1} = (k+1)/2 \quad (3)$$

$$V_{P,1} = (2kR_g T_{P,0}/(k+1))^{1/2} \quad (4)$$

根据质量流量的定义: $m = \rho AV$, 将方程(1)、(3)、(4)代入,并用一个等熵系数 Ψ_P 来计算流动损失,最后得到了工作流的质量流量

$$m_P = \rho_{P,0} A_1 (\phi_P k R_g T_{P,0})^{1/2} (2/(k+1))^{(k+1)/(2(k-1))} \quad (5)$$

2.2 工作流在引射区的控制方程

工作流以超音速流出喷管后,在引射区形成一系列激波. 引射流被此激波吸入,因此引射流的压力 $P_{S,0}$ 即为此激波的环境压力. 利用等熵流动公式与能量守恒方程,得到工作流从喷射器入口到混合区入口的控制方程为

$$T_{P,3}/T_{P,0} = (P_{S,0}/P_{P,0})^{(k-1)/k} \quad (6)$$

$$C_p T_{P,0} = C_p T_{P,3} + V_{P,3}^2/2 \quad (7)$$

将理想气体条件 $C_p = kR_g/(k-1)$ 代入方程(6)、(7),并利用假设(6),可得到工作流在混合区入口处的速度

$$V_{P,3} = \left(\frac{2kR_g T_{S,0}}{k-1} \right)^{1/2} [(P_{P,0}/P_{S,0})^{(k-1)/k} - 1]^{1/2} \quad (8)$$

根据马赫数的定义,联合方程(8),可以得到工作流在混合区入口处的马赫数

$$M_{P,3} = \left[\frac{2(P_{P,0}/P_{S,0})^{(k-1)/k} - 2}{(k-1)} \right]^{1/2} \quad (9)$$

建立工作流在引射区的控制方程的关键,是得到其在混合区入口处的流动面积 $A_{P,3}$. 首先,由质量与能量守恒方程得到

$$\rho_{P,1} A_1 V_{P,1} = \rho_{P,3} A_{P,3} V_{P,3} \quad (10)$$

$$C_p T_{P,1} + V_{P,1}^2/2 = C_p T_{P,3} + V_{P,3}^2/2 \quad (11)$$

然后由等熵关系得到

$$\rho_{P,3}/\rho_{P,1} = (T_{P,3}/T_{P,1})^{1/(k-1)} \quad (12)$$

将 $V_{P,1} = (kR_g T_{P,1})^{1/2}$ 、 $V_{P,3} = M_{P,3} (kR_g T_{P,3})^{1/2}$ 、 $C_p = kR_g/(k-1)$ 代入方程(11),得到

$$V_{P,3}/V_{P,1} = M_{P,3} (T_{P,3}/T_{P,1})^{1/2} \quad (13)$$

$$\frac{T_{P,1}}{T_{P,3}} = \frac{2 + (k-1)M_{P,3}^2}{2 + (k-1)} \quad (14)$$

最后将方程(12)~(14)代入方程(10),并用一个流动损失系数 $\xi_{\exp}$ 来计算流动损失,得到了工作流在混合区入口处的实际流动直径

$$D_{P,3} = \frac{D_1}{\xi_{\exp}} (M_{P,3})^{-1/2} \left(\frac{2 + (k-1)M_{P,3}^2}{2 + (k-1)} \right)^{(k+1)/(4(k-1))} \quad (15)$$

2.3 引射流在引射区的控制方程

引射流在喷射器内流动时,始终与内壁相接触.

由于流体的黏性,会在壁面附近形成一个速度边界层.根据管内湍流的速度分布特征,定义工作流与引射流在混合区入口处的速度分布为

$$V = \begin{cases} V_{P,3} & (0 \leq r \leq r_{P,3}) \\ V_{P,3}(1-r/r_3)^{1/n_v} & (r_{P,3} < r \leq r_3) \end{cases} \quad (16)$$

现有的一维模型与本文提出的二维速度分布模型的区别如图4所示,从图中可以看出二维模型具有更高的精度,其中引射流的速度二维函数由指数 n_v 来确定.为了计算 n_v ,本文定义了一个临界圆:引射流在混合区入口处马赫数为1的位置,也就是引射流与工作流的相接圆,如图5所示.将临界圆处的条件 $r=D_{P,3}/2$ 、 $V=(kR_g T_{S,0})^{1/2}$,以及工作流的速度与马赫数的关系 $V_{P,3}=M_{P,3}(kR_g T_{P,3})^{1/2}$ 代入方程(16),可得

$$n_v = \frac{\ln(1-r_{P,3}/r_3)}{-\ln M_{P,3}} \quad (17)$$

引射流的质量流量可以用积分式来表示

$$m_S = \int_{r_{P,3}}^{r_3} \rho V dA \quad (18)$$

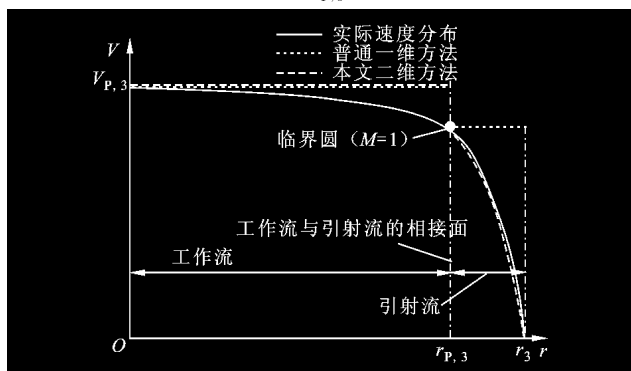


图4 混合区入口截面速度分布示意图

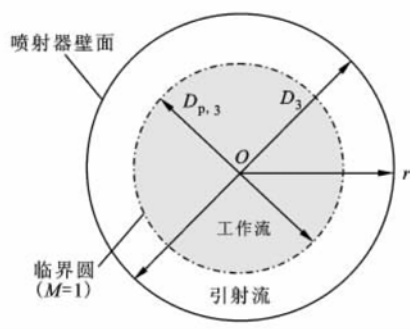


图5 临界圆示意图

将方程(16)代入,并积分得到

$$m_S = \frac{2\pi V_{P,3} P_{S,0}}{R_g T_{S,0}} \cdot \left[\frac{n_v r_3^2}{n_v + 1} \left(1 - \frac{r_{P,3}}{r_3}\right)^{(n_v+1)/n_v} - \frac{n_v r_3^2}{2n_v + 1} \left(1 - \frac{r_{P,3}}{r_3}\right)^{(2n_v+1)/n_v} \right] \quad (19)$$

2.4 喷射器的总能量守恒方程

对于理想气体,喷射器中的工作流与引射流的能量守恒方程为

$$m_{P,0} C_p T_{P,0} + m_{S,0} C_p T_{S,0} = m_{\text{tot}} C_p T_{\text{out}} + E_{\text{loss}} \quad (20)$$

式中: m_{tot} 为两股流体的质量流量之和; E_{loss} 可以近似为

$$E_{\text{loss}} = \frac{1}{2} (1 - \xi_{\text{exp}}) m_{P,0} V_{P,3}^2 \quad (21)$$

2.5 模型求解

对于给定尺寸的喷射器,当其工作在临界工况下时,性能取决于工作流与引射流的入口压力和温度.具体求解过程如图6所示,可以看出本文提出的模型的计算过程非常简单,不需要迭代计算.

3 实验验证

实验装置如图7所示.整个实验装置由气体发生器、喷射器、冷凝器、气液分离器、循环泵、预冷器、电子膨胀阀和蒸发器组成,同时包含温度、压力与液位传感器组成的测量控制系统.实验工质为氟利昂R141B.气体发生器内放置2个电加热丝,功率均为3 kW,用一个电气开关控制.通过压力传感器的读数来自动控制发生器内的工作气体的压力,精度为 $\pm 2.5\%$.高压工作气体经过喷射器时,将蒸发器出口的气体吸入喷射器,两股气体在喷射器内混合后,排入冷凝器.风冷冷凝器的冷却能力为8 kW.工质冷凝后经过气液分离器,由循环泵增压,一部分流入气体发生器,另一部分先经预冷器、电子膨胀阀、蒸发器后,再返回预冷器,换热后流向喷射器.喷射器的主要尺寸为: $D_1=2.8$ mm; $D_2=4.8$ mm; $D_3=8.0$ mm.

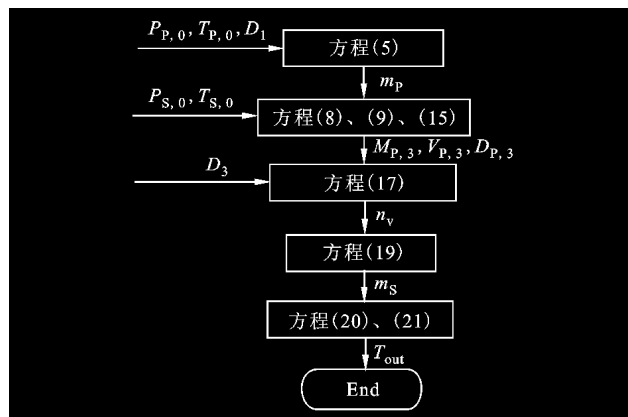


图6 求解过程

温度传感器的型号为PT1000;压力传感器的输出信号范围为0~5 V;液位传感器为开关式,输

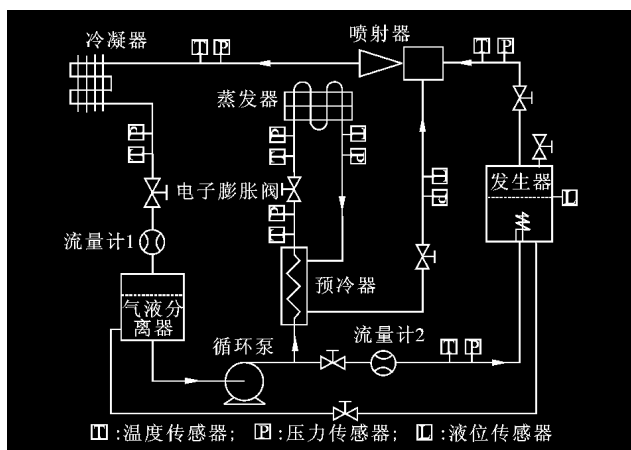
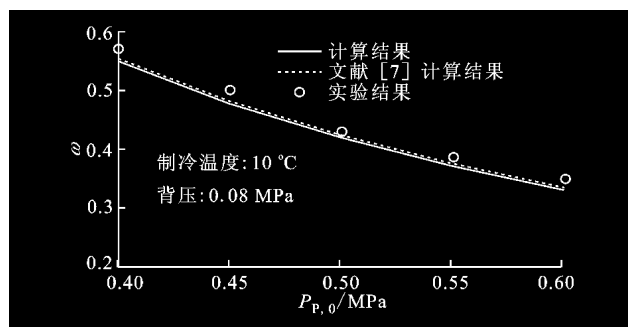


图7 实验装置

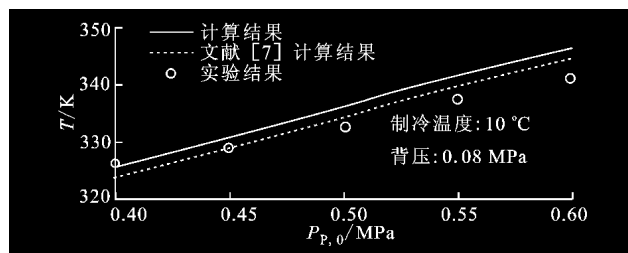
出信号为0或1;两个液体流量计,流量计1置于冷凝器之后,流量计2置于发生器的入口,这样引射流的流量就是两个流量计的读数之差;电子膨胀阀的驱动方式为4相永磁型步进电机直动式,1-2相励磁,输入电压为直流12V;整个测量与控制系统在LabVIEW 7.1中完成。衡量喷射器性能的主要指标为引射系数,定义为

$$\omega = m_s/m_p \quad (22)$$

实验过程中,蒸发器内工质的蒸发温度恒定为10℃,并且冷凝压力总是小于临界压力,即喷射器总是工作在图2所示的临界状态。通过改变电加热器的功率来改变工作气体的压力,系统稳定速度较慢,大概20min得到一个实验点数据。实验结果与相同工况下的模型计算结果的比较如图8所示,文献[7]中的模型计算结果与实验值的最大误差为-5.49%,本文提出的模型计算结果与实验值的最大误差为-6.03%。图8b显示了喷射器出口温度与工作流体压力的关系,可以看出温度随着压力的增大而升高。这是因为工作流体的流量与其压力成正比关系,流量增加后必然使出口温度升高(工作流体为高温流体)。实验结果显示,本文模型能够精确地模拟喷射器的出口温度,其最大误差仅为1.37%。通过实验验证可以看出:本文提出的模型与文献[7]中的模型的模拟精度基本相近,都能够很好地预测喷射器的性能,但是文献[7]中的模型需要迭代计算,而本文根据制冷工况下喷射器的工作特性,假设工作流与引射流的温度在混合区的入口处相等(即假设(6)),因而本文模型在建立过程中,不需要通过迭代来计算两股流体的混合温度。经过实验验证可知,假设(6)是符合喷射器的实际工作情况的,本文提出的模型能够用来计算喷射器的引射系数。



(a) 引射系数



(b) 出口温度

图8 引射系数与出口温度的比较与实验验证

4 结论

本文建立了一个喷射器的新模型。首先,定义了临界圆的概念:即引射流体在喷射器内的临界速度位置,引射流在临界圆上的马赫数为1,处于临界状态。然后,引入一个二维速度分布函数来近似喷射器内的速度分布。该模型考虑了实际中流体黏性以及速度边界层对速度分布的影响,对速度的描述比常规的一维模型更加精确。同时,在建模时假设工作流的速度在径向是均匀分布的,以简化模型结构。模型的计算过程非常简单,不需要迭代计算。最后,采用低沸点的R141B作为工质,建立了一个喷射制冷循环的实验平台。实验验证结果显示,新模型预测引射系数的最大误差仅为-6.03%,因此可以用于对喷射器的性能进行仿真和预测。

参考文献:

- [1] 刘志强,沈胜强,李素芬. 喷射器一维设计理论的研究进展[J]. 热能动力工程, 2001, 16(93): 229-232.
LIU Zhiqiang, SHEN Shengqiang, LI Sufen. Recent advances in the study of one-dimensional ejector design theory[J]. Journal of Engineering for Thermal Energy & Power, 2001, 16(93): 229-232.
- [2] 周新建,陈听宽. 引射喷嘴流量系数的计算方法[J]. 化工学报, 2002, 53(10): 1902-1904.
ZHOU Xinjian, CHEN Tingkuan. Determination of flow rate coefficient of jet exhausting atomization nozzle[J]. Journal of Chemical Industry and Engineering,

- 2002, 53(10): 1902-1904.
- [3] 徐海涛,桑芝富. 蒸汽喷射器喷射系数计算的热力学模型[J]. 化工学报, 2004, 55(5): 704-710.
- XU Haitao, SANG Zhifu. Thermodynamics models for calculating entrainment ratio of steam-jet ejector [J]. Journal of Chemical Industry and Engineering, 2004, 55(5): 704-710.
- [4] 陈华,鱼剑琳,任云锋,等. 一种新型喷射制冷循环的理论分析[J]. 西安交通大学学报, 2005, 39(11): 1215-1240.
- CHEN Hua, YU Jianlin, REN Yunfeng, et al. Theoretical analysis on new ejector refrigeration cycle[J]. Journal of Xi'an Jiaotong University, 2005, 39(11): 1215-1240.
- [5] 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.
- [6] YAPICI R, ERSOY H K. Performance characteristics of the ejector refrigeration system based on the constant area ejector flow model[J]. Energy Conversion and Management, 2005, 46(18/19): 3117-3135.
- [7] ZHU Yin Hai, CAI Wenjian, WEN Changyun, et al. Shock circle model for ejector performance evaluation [J]. Energy Conversion and Management, 2007, 48(9): 2533-2541.
- [8] BARTOSIEWICZ Y, AIDOUN Z, DESEVAUX P, et al. Numerical and experimental investigations on supersonic ejectors[J]. International Journal of Heat and Fluid Flow, 2005, 26(1): 56-70.
- [9] RUSLY E, AYE L, CHARTERS W W S, et al. CFD analysis of ejector in a combined ejector cooling system [J]. International Journal of Refrigeration, 2005, 28(7): 1092-1101.

(编辑 荆树蓉)