射流自吸喷灌泵喷嘴系数的理论推导与试验

李 红，沈振华，刘建瑞，王 超，王 涛
（江苏大学 流体工程技术研究中心，江苏 镇江 212013）

摘 要：为了研究射流式自吸喷灌泵射流喷嘴的内特性，利用流体力学基本原理，对射流喷嘴阻力系数、流量系数进行了理论推导．设计了4种不同尺寸的射流喷嘴，对4种喷嘴的阻力系数、流量系数进行了理论计算，得到了不同出口直径下各系数的变化规律．对分别安装4种射流喷嘴的喷灌泵进行了自吸性能的试验．结合试验结果和各系数的变化规律，分析了射流喷嘴阻力系数和流量系数对射流式自吸喷灌泵自吸性能的影响．结果表明，随着喷嘴出口直径的增大，阻力系数减小，流量系数增大，自吸时间缩短，但达到一定程度后，卷吸作用减弱，自吸性能变差．

关键词：射流式自吸喷灌泵；射流喷嘴；阻力系数；流量系数；射流卷吸；自吸时间
中图分类号：TH311 **文献标志码**：A **文章编号**：1005－6254(2009)04－0228－04

Derivation and experiments for jet nozzles' coefficients of self-priming irrigation pump

Li Hong, *Shen Zhenhua*, *Liu Jianrui*, *Wang Chao*, *Wang Tao*
(Technical and Research Center of Fluid Machinery Engineering, Jiangsu University, Zhenjiang, Jiangsu 212013, China)

Abstract: In order to study the characters of self-priming irrigation pumps' jet nozzles, fluid mechanics principles were used to derive the resistance coefficients and flow coefficients of self-priming irrigation pump. Four different jet nozzles were designed. By calculating the resistance coefficients and flow coefficients, change laws of coefficients with different outlet diameters were obtained. Four self-priming irrigation pumps with four jet nozzles were tested by the test-bed. Combined with the results of experiments and change laws of coefficients, the influences of resistance coefficients and flow coefficients on self-priming capability were studied. The results show that resistance coefficients decrease and flow coefficient increase with the increasing jet nozzle outlet diameters. At the same time, self-priming time was shortened. But the self-priming capability deteriorates with the weakening of jet entrainment effect in certain extent.

Key words: self-priming irrigation pump; jet nozzles; resistance coefficients; flow coefficients; jet entrainment; self-priming time

射流式自吸喷灌泵主要由离心泵、自循环射流系统、进出口管等组成．该泵自吸结构为射流式，并在压水室第Ⅵ断面处设一个回流孔．该回流孔与泵吸入口由射流系统贯通形成自循环，实现了离心泵的自吸启动功能[1]．其中射流喷嘴对射流式自吸喷灌泵的自吸性能影响较大．刘建瑞[2]等提出了射流式自吸喷灌泵射流喷嘴的设计公式，并对喷嘴进行试验研究，试验结果表明喷嘴的设计是可行的，合理

收稿日期：2009－05－22
基金项目：国家863计划项目(2006AA100211)
作者简介：李 红(1967—)，女，江苏兴化人，研究员，博导(hli@ujs.edu.cn)，主要从事流体机械及工程的研究．
沈振华(1985—)，男，江苏苏州人，硕士生(vigiggs@tom.com)，主要从事流体机械及工程的研究．

万方数据

的；施卫东[3]等运用商业软件 Fluent 对进口喷嘴的复杂流场进行求解，得到了进口流场内部的流动情况；Falcone[4]等利用 LDA 测量得到了喷嘴平均径向速度分布和湍流径向速度分布. 但对射流喷嘴的内特性研究较少. 为此，笔者利用流体力学基本原理对射流喷嘴的阻力系数和流量系数进行公式推导. 并结合试验研究阻力系数和流量系数对射流式自吸喷灌泵自吸性能的影响.

1　喷嘴系数和压力降的理论推导

射流式自吸喷灌泵射流喷嘴锥角为 θ，进口直径为 d_1，出口直径为 d_2，进口直管段长度为 L_1，出口直管段长度为 L_2，喷嘴长度为 L. 如图 1 所示.

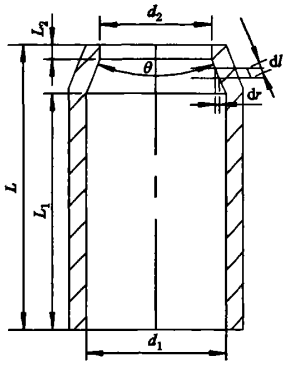


图 1　射流喷嘴示意图

Fig. 1　Schematic diagram of jet nozzle

液体流经射流喷嘴的损失包括进口直管段的沿程损失 h_{f1}，收缩段的沿程损失 h_{f2}，出口直管段的沿程损失 h_{f3} 及收缩段的局部损失 h_j. 所以液流经过喷嘴的总损失

$$h_w = h_{f1} + h_{f2} + h_{f3} + h_j \tag{1}$$

根据流体力学的基本原理，可得

进口直管段沿程损失

$$h_{f1} = \lambda_1 \frac{L_1}{d_1} \frac{v_1^2}{2g} \tag{2}$$

式中 λ_1 为进口处的沿程阻力系数，无因次量；L_1 为进口直管段长度，m；d_1 为进口直径，m；v_1 为进口平均流速，m/s.

出口直管段沿程损失

$$h_{f3} = \lambda_2 \frac{L_2}{d_2} \frac{v_2^2}{2g} \tag{3}$$

式中 λ_2 为出口处的沿程阻力系数，无因次量；L_2 为进口直管段长度，m；d_2 为进口直径，m；v_2 为出口平均流速，m/s.

收缩段的沿程阻力可由微积分方法得出. 在长度为 dl 微段中的沿程损失可由达西公式近似计算：

$$\mathrm{d}h_{f2} = \lambda \frac{-\mathrm{d}r}{2r\sin\left(\frac{\theta}{2}\right)} \frac{v^2}{2g} = -\frac{\lambda r_2^4 v_2^2 \mathrm{d}r}{4g\sin\left(\frac{\theta}{2}\right) r^5} \tag{4}$$

式中 λ 为 dl 微段的沿程阻力系数，无因次量；r 为距收缩段入口 l 处喷嘴断面的半径，m；v 为距收缩段入口 l 处喷嘴断面的平均流速，m/s；θ 为喷嘴锥角，(°)；r_2 为收缩段出口断面半径，m；g 为当地重力加速度，m/s^2.

式(4) 中 λ 随半径 r 的变化而变化，但为了积分方便，取 λ 为进口处的沿程阻力系数 λ_1 和出口处的沿程阻力系数 λ_2 的平均值. 即

$$\bar{\lambda} = \frac{\lambda_1 + \lambda_2}{2} \tag{5}$$

将式(4) 从 r_1 到 r_2 积分，整理得

$$h_{f2} = \frac{\bar{\lambda}}{8\sin\left(\frac{\theta}{2}\right)}\left[1 - \left(\frac{d_2}{d_1}\right)^4\right]\frac{v_2^2}{2g} \tag{6}$$

收缩段局部损失[5]

$$h_j = K_1 K_2 \frac{v_2^2}{2g} \tag{7}$$

式中 K_1 根据锥角 θ 选取；K_2 根据进出口面积比选取.

将式(2)，(3)，(6)，(7) 代入式(1) 得液体流经喷嘴的总损失

$$h_w = \left\{\lambda_1 \frac{L_1}{d_1}\frac{v_1^2}{v_2^2} + \frac{\bar{\lambda}}{8\sin\left(\frac{\theta}{2}\right)}\left[1 - \left(\frac{d_2}{d_1}\right)^4\right] + \lambda_2 \frac{L_2}{d_2} + K_1 K_2\right\}\frac{v_2^2}{2g} \tag{8}$$

令

$$\zeta = \lambda_1 \frac{L_1}{d_1}\left(\frac{d_2}{d_1}\right)^4 + \frac{\bar{\lambda}}{8\sin\left(\frac{\theta}{2}\right)}\left[1 - \left(\frac{d_2}{d_1}\right)^4\right] + \lambda_2 \frac{L_2}{d_2} + K_1 K_2 \tag{9}$$

式中 ζ 为喷嘴的综合阻力系数；λ_1，λ_2 可根据喷嘴的粗糙度和流态的不同计算所得.

由射流式自吸喷灌泵射流喷嘴设计流量 $Q_0 = 5$ m^3/h，喷射液体为水，喷嘴材料为铸铁，可判断出射流喷嘴中流态为紊流光滑区[6]. 此时 $4 \times 10^3 < Re < 26.98\left(\frac{d}{\varepsilon}\right)^{8/7}$.

万方数据

当 $4 \times 10^3 < Re < 10^5$ 时

$$\lambda = \frac{0.3164}{Re^{0.25}} \tag{10}$$

当 $10^5 < Re < 3 \times 10^6$ 时

$$\lambda = 0.0032 + 0.221Re^{-0.237} \tag{11}$$

式中 Re 为雷诺数；ε 为喷嘴内表面粗糙度.

射流喷嘴出口是渐缩管，在计算射流喷嘴实际流量系数时还涉及到喷嘴的收缩系数[7]

$$\omega = \frac{A_2}{A_1} = \left(\frac{d_2}{d_1}\right)^2 \tag{12}$$

式中 A_1，A_2 分别为射流喷嘴进、出口的截面积，m^2.

根据能量方程可得喷嘴的流速系数[8]

$$\varphi = \sqrt{\frac{1}{1+\zeta}} \tag{13}$$

实际流量系数[7]

$$\mu = \omega\varphi = \left(\frac{d_2}{d_1}\right)^2 \sqrt{\frac{1}{1+\zeta}} \tag{14}$$

由射流喷嘴的流量系数可计算射流喷嘴的进出口压力降 Δp.

根据水力学原理，流量系数

$$\mu = \frac{Q_1}{Q_2} \tag{15}$$

式中 Q_1 为射流喷嘴实际流量，m^3/s；Q_2 为射流喷嘴理论流量，m^3/s.

将式(15)代入到伯努利方程中，得

$$\Delta p = p_1 - p_2 = \frac{\rho\mu^2 Q_2^2}{2}\left(\frac{1}{A_2^2} - \frac{1}{A_1^2}\right) \tag{16}$$

式中 Δp 的单位为 Pa；ρ 为流体密度，kg/m^3；μ 为射流喷嘴流量系数.

2 射流喷嘴系数的理论计算

射流喷嘴喉部锥度、出口直径及长度都对射流式自吸喷灌泵的自吸性能产生影响[9]. 笔者主要研究喷嘴出口直径对自吸性能的影响. 为此按照射流喷嘴的设计方法设计了4种喷嘴. 结构如图1所示，各参数尺寸见表1.

表1 喷嘴参数尺寸

Tab.1 Parameters of four jet nozzles

喷嘴号	θ/(°)	d_1/mm	d_2/mm	L/mm
1	45	20	18	40
2	45	20	16	40
3	45	20	15	40
4	45	20	14	40

按照上述的推导公式分别对阻力系数 ζ，流量系数 μ，进出口压力降 Δp 进行计算. 结果如图2～图4所示.

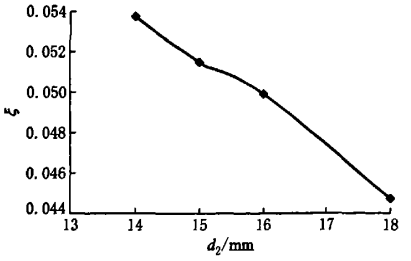


图2 阻力系数随喷嘴出口直径变化

Fig.2 Change of resistance coefficients with increase of jet nozzle outlet diameter

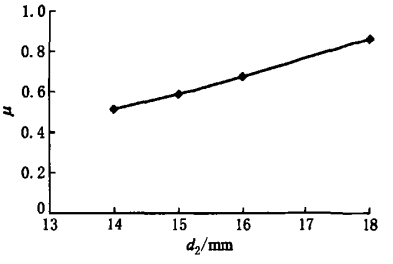


图3 流量系数随喷嘴出口直径变化

Fig.3 Change of flow coefficients with increase of jet nozzle outlet diameter

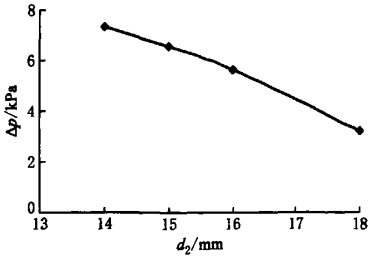


图4 压力降随喷嘴出口直径变化

Fig.4 Change of pressure drop with increase of jet nozzle outlet diameter

3 试验结果与分析

3.1 射流喷嘴的试验结果

4种喷嘴与50ZB－30C型射流式自吸喷灌泵匹配，并按照JB/T 6664.3－2004标准，对1～4号喷嘴进行了试验. 试验结果如图5所示，图5中 t_1 为自吸时间.

3.2 试验结果分析

1)由图2～图4可知，在同锥度、同长度的情况

万方数据

下，随着喷嘴出口直径的增大，阻力系数逐渐减小，流量系数逐渐增大，而压力下降得越来越慢.

2）由图2，5可知，自吸时间只在一定范围内，随阻力系数的减小而减少.

3）由表1及图4，5可知，1号喷嘴出口直径最大，进出口压差最小，出口速度最小，所以射流的卷吸速度慢，其自吸时间比2号喷嘴长.

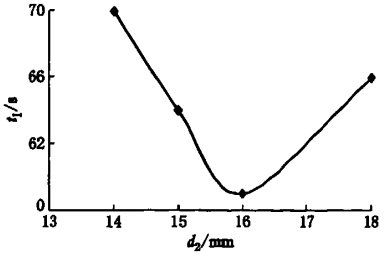


图5　5 m自吸高度时4个喷嘴的自吸时间

Fig. 5　Self-priming time of four jet nozzles when self-priming height is 5 m

4）2～4号喷嘴随着出口直径的减小，进出口压差逐渐增大，出口喷射速度也随之增大，当大到一定程度后，由于水流直射，射流卷吸作用随之降低，自吸性能也就越来越差.

5）总结上述4条分析结果，射流喷嘴的自吸性能与射流卷吸作用的强弱有关. 而射流卷吸作用的强弱主要与喷嘴出口速度有关. 速度太小，卷吸慢；速度太大，水流直射，形成不了卷吸. 所以喷嘴的出口直径有一个最优值.

4　结　论

1）利用流体力学基本原理对射流喷嘴阻力系数和流量系数进行了推导，得到了射流喷嘴阻力系数和流量系数的计算公式.

2）研究了流量系数、阻力系数、压力降等对射流喷嘴自吸性能的影响，为深入研究射流喷嘴内特性提供一定的理论依据.

3）在同锥度、同长度的情况下，射流喷嘴出口直径越大，自吸时间越短，但达到一定程度后，卷吸作用减弱，自吸时间增加.

参考文献（References）

[1]　刘建瑞，周贵平，施卫东，等. 新型高效自吸喷灌泵的设计与试验[J]. 排灌机械，2006，24(4)：1－4.
Liu Jianrui, Zhou Guiping, Shi Weidong, et al. Design and test of self-priming and flow-ejecting spray pump [J]. *Drainage and Irrigation Machinery*, 2006, 24(4): 1－4. (in Chinese)

[2]　刘建瑞，施卫东，叶忠明，等. 离心泵射流自吸装置的研究[J]. 农业工程学报，2006，22(1)：89－92.
Liu Jianrui, Shi Weidong, Ye Zhongming, et al. Jetted self-priming set for the centrifugal pump [J]. *Transactions of the CSAE*, 2006, 22(1): 89－92. (in Chinese)

[3]　施卫东，叶忠明，刘建瑞，等. 一种新型射流式自吸泵进口流场的数值模拟[J]. 农业机械学报，2006，35(10)：50－52.
Shi Weidong, Ye Zhongming, Liu Jianrui, et al. Numerical simulation of in let flow of new-jetted self-priming pump[J]. *Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery*, 2006, 35(10): 50－52. (in Chinese)

[4]　Falcone, Anthony M. Entrainment velocity in an axisymmetric turbulent jet [J]. *Journal of Fluid Engineering*, 2003, 125(4): 620－627.

[5]　陈卓如. 工程流体力学[M]. 北京：高等教育出版社，2004：227－228.

[6]　孔　珑. 流体力学[M]. 北京：高等教育出版社，2003：135－136.

[7]　赵孝保. 工程流体力学[M]. 南京：东南大学出版社，2004：168－169.

[8]　刘成文，李兆敏. 锥形喷嘴流量系数及水力参数的理论计算方法[J]. 钻采工艺，2000，23(5)：1－3.
Liu Chengwen, Li Zhaomin. A theoretical calculation method for flow rate coefficient and hydraulic parameters of conical nozzle[J]. *Drilling & Production Technology*, 2000, 23(5): 1－3. (in Chinese)

[9]　刘建瑞，周贵平，施卫东，等. 轻小型射流式自吸喷灌泵设计与研究[J]. 水泵技术，2006(3)：1－4.
Liu Jianrui, Zhou Guiping, Shi Weidong, et al. Design and research of smart-jetted self-priming irrigation pump [J]. *Pump Technology*, 2006(3): 1－4. (in Chinese)

（责任编辑　贾国方）

万方数据