往复式增压器的运动特性分析

杨敏官，喻 峰，康 灿，王育立
（江苏大学 能源与动力工程学院，江苏 镇江 212013）

摘 要：增压器作为超高压水射流切割机的"心脏"，其运行参数直接决定了整台设备的性能. 基于牛顿第二定理和水的压缩性公式，建立了不同行程时间段增压器内部的运动微分方程，并通过MATLAB软件对其进行了数值求解. 由分析可知，系统油压是增压器运动的重要影响参数，增压器在3个不同的阶段具有明显不同的运动特性，整体呈现先作加速度不断减小的加速运动，接着作加速度不断增加的减速运动，最后作加速度不断减小的减速运动的规律. 在行程中出现的最大速度，也远远大于整个行程的平均速度. 将理论分析结果与试验结果进行了比较，证明了理论分析的合理性.

关键词：增压器；超高压水射流切割；运动特性；数值求解
中图分类号：TK7 **文献标志码**：A **文章编号**：1005-6254(2009)05-0332-05

Study on moving characteristics of reciprocating intensifier

Yang Minguan, Yu Feng, Kang Can, Wang Yuli
(School of Energy and Power Engineering, Jiangsu University, Zhenjiang, Jiangsu 212013, China)

Abstract: As the "heart" of the super-high pressure water jet cutter, intensifier's running parameters control the capability of whole equipment. Differential equations with different time were found based on the Newton second law and the compressible equation of water. The numerical solutions were gained from MATLAB software. The analysis reveals that the hydraulic pressure is an important parameter and the intensifier has different moving characteristics in three different displacement time. First, the velocity increases continually with the decreasing acceleration; then the velocity decreases with the acceleration increasing; finally the velocity decreases with the acceleration decreasing. In the entire displacement, the maximum velocity is higher than the average velocity. Lastly, the results are compared with the experiment and proved to be reasonable.

Key words: intensifier; super-high pressure waterjet cutting; moving characteristic; numerical solution

超高压水射流切割是将水由常压加压至300～400 MPa的超高压力，再利用小孔喷射原理，将超高压水的静压能转化为速度达800～1 000 m/s的高速动能，使水在瞬间成为"无坚不摧"的利刃，实现对各种材料的切割. 与传统的机械、火焰法切割以及等离子、激光切割相比，超高压水射流切割具有高能、冷态、点割、无污染等独特的优点[1,2].

目前，超高压水射流系统主要采用两种形式的超高压发生器：一种是超高压柱塞泵，另外一种是液压增压器. 超高压柱塞泵产生的压力稍低，主要应用于水力清洗；液压增压器能产生较高的压力，主要应用于水射流切割. 液压增压器的结构如图1所示[3].

液压油从低压缸左侧进口，流入低压腔，引起活塞的受力不均，从而带动活塞和活塞杆一起向右运

收稿日期：2009-07-13
基金项目：国家自然科学基金资助项目(50806031)
作者简介：杨敏官(1952—)，男，江苏常州人，教授，博导(sepe@ujs.edu.cn)，主要从事流体机械研究.
喻 峰(1985—)，男，湖南长沙人，硕士生(yf4993@yahoo.cn)，主要从事高压水射流研究.

万方数据

动. 左侧高压腔中的水不断膨胀，压力急剧降低. 当左侧高压腔压力降低到等于供水泵提供的压力时，进水管道中的单向阀打开，低压水从进口进入左侧高压腔. 同时，右侧高压腔中的水不断地被压缩，压力急剧上升. 当右侧高压腔中的压力达到工作压力时，出水管道的单向阀打开，高压水从出口流出高压腔，经蓄能器，最后从喷嘴喷出. 当活塞和活塞杆运动到右行程终点时，活塞触动低压腔右侧的顶针，产生换向信号，可编程控制器通过调节三位四通电液换向阀来改变液压油的流向. 此时，液压油从低压缸右侧流入低压腔，驱动活塞往左侧运动，右侧高压腔的水膨胀降压，同时对左侧高压腔中的水进行压缩增压. 如此往复，形成连续的高压水射流[4-6].

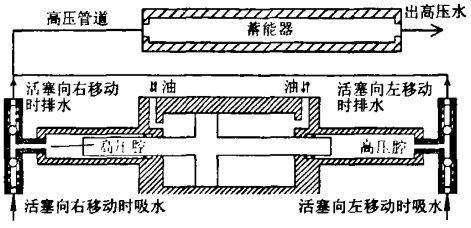


图 1　增压器结构

Fig. 1　Structure of intensifier

为了进一步研究增压器的疲劳寿命和增压器的内部流场，有必要首先对往复式增压器的运动特性作出分析.

1　增压器的运动分析

1.1　增压器的力学分析

取活塞运动到左行程终点并开始往右运动的时刻为起始研究点，取增压器内部的可动部件活塞和活塞杆组成的系统为研究对象，对其进行受力分析. 由于活塞向右侧运动，低压腔右侧处于排油状态，忽略其作用在活塞上的力，同时忽略工作过程中液压油温度升高对其的影响，系统所受力如图 2 所示.

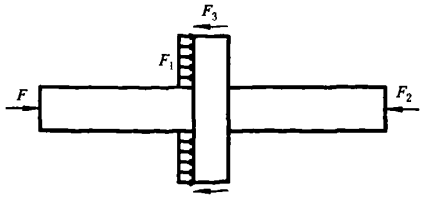


图 2　增压器力学分析

Fig. 2　Mechanical analysis of intensifier

系统一共受 4 个力：左高压腔中水对活塞杆的力 F；左侧低压腔中液压油对活塞的力 F_1；右高压腔中水对活塞的力 F_2 以及活塞运动过程中所受的摩擦阻力 F_3.

1.2　增压器的运动微分方程

增压器是利用水的可压性来提升水的压力的. 建立水的可压性公式[7,8]：

$$\frac{\mathrm{d}p}{\mathrm{d}t} = -\frac{K}{V}\frac{\mathrm{d}V}{\mathrm{d}t} \tag{1}$$

式中 p 为水的压力，Pa；V 为水的体积，m^3；K 为水的压缩系数，Pa；t 为时间，s.

依据牛顿第二定理，建立增压器的平衡方程[9,10]：

$$pA_2 + p_1(A_1 - A_2) - p_2A_2 - B\frac{\mathrm{d}x}{\mathrm{d}t} = m\frac{\mathrm{d}^2x}{\mathrm{d}t^2} \tag{2}$$

式中 p 为左侧高压腔中水的压力，Pa；p_1 为左侧低压腔中油的压力，Pa；p_2 右侧高压腔中水的压力，Pa；A_1 为活塞面积，m^2；A_2 为活塞杆面积，m^2；B 为阻尼系数；m 为系统质量，kg；x 为活塞向右侧运动的位移，m.

根据进出水单向阀的开启情况，可将系统的运动过程分为 3 个阶段：

1）第一阶段（左侧进水单向阀、右侧出水单向阀都未打开）.

此时，左侧高压腔的水膨胀降压，右侧高压腔中的水被压缩增压. 依方程（1）可得：

$$p = p_0 - K\ln\frac{V_1 + \Delta V}{V_1} \tag{3}$$

$$p_2 = p_3 - K\ln\frac{V_2 - \Delta V}{V_2} \tag{4}$$

式中 p_0 为增压器输出压力，Pa；p_3 为供水泵输出压力，Pa；V_1 为左行程终点时左侧高压腔的容积，m^3；V_2 为左行程终点时右侧高压腔的容积，m^3；ΔV 为位移为 x 时高压腔容积变化量，$\Delta V = (\pi/4)d^2x$，d 为活塞杆直径，m.

2）第二阶段（左侧进水单向阀打开，右侧出水单向阀未打开）.

此时，左侧进水单向阀打开，因此左侧高压腔中的水将维持恒压，而右侧高压腔中的水仍被压缩增压，压力满足方程（4）：

$$p = p_3 \tag{5}$$

$$p_2 = p_3 - K\ln\frac{V_2 - \Delta V}{V_2} \tag{6}$$

3）第三阶段（左侧进水单向阀、右侧出水单向阀都打开）.

万方数据

此时,左右两侧高压腔压力均维持恒定:

$$p = p_3 \tag{7}$$

$$p_2 = p_0 \tag{8}$$

2 运动微分方程的数值求解及分析

根据上面的分析,将3个不同阶段的p,p_2表达式代入方程(2),得到不同阶段的运动微分方程.根据南京某公司生产的G9增压器实测数据,取值如下:$p_0 = 380$ MPa, $p_1 = 20$ MPa,$p_3 = 0.6$ MPa,$B = 3\,200$,$m = 4$ kg, $d = 2.24 \times 10^{-2}$ m, $K = 2\,180$ MPa,$A_1 = 3.94 \times 10^{-4}$ m^2,$V_1 = 2.84 \times 10^{-6}$ m^3,$A_2 = 7.88 \times 10^{-3}$ m^2,$V_2 = 5.1 \times 10^{-5}$ m^3.

由公式(1)及上述数据可得3个阶段的起始位置所对应的位移,分别为$x_1 = 0$ m, $x_2 = 1.37 \times 10^{-3}$ m,$x_3 = 2.07 \times 10^{-2}$ m.通过工程计算软件MATLAB对上述3个阶段的增压器运动微分方程进行数值求解[11],可得到不同阶段的速度、位移与时间的关系,如图3 ~ 图8所示.

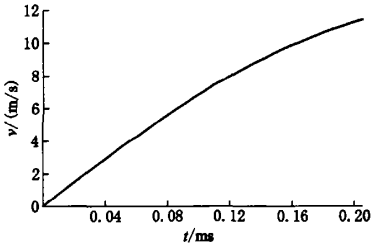


图3 第一阶段速度时间图

Fig. 3 Velocity with time in first stage

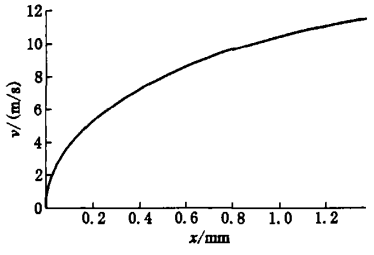


图4 第一阶段速度位移图

Fig. 4 Velocity with displacement in first stage

由图3和图4可以看出,系统在此阶段作加速运动,且加速度不断减小.当出水单向阀和进水单向阀都没有打开的时候,左侧高压腔中水不断膨胀,压力不断减小,而右侧高压腔中水被压缩,压力不断上升.由方程(2)可知,加速度将不断减小.当$t = 2.05 \times 10^{-4}$ s时,活塞运动到1.37×10^3 m处,此时系统速度达到11.3 m/s.随后,左侧进水单向阀打开,进入下一个阶段.

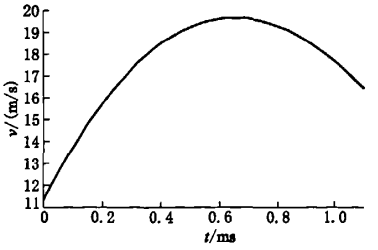


图5 第二阶段速度时间图

Fig. 5 Velocity with time in second stage

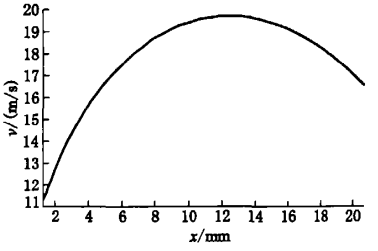


图6 第二阶段速度位移图

Fig. 6 Velocity with displacement in second stage

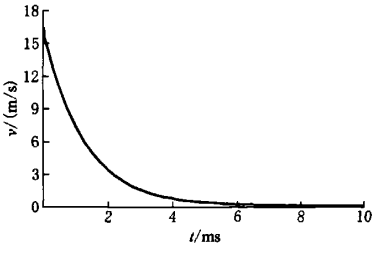


图7 第三阶段速度时间图

Fig. 7 Velocity with time in third stage

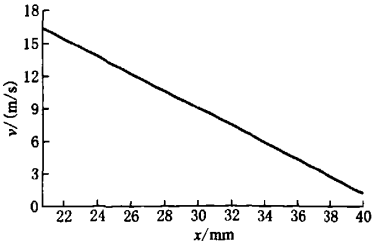


图8 第三阶段速度位移图

Fig. 8 Velocity with displacement in third stage

由图5和图6可知,系统在此阶段先作加速度不断减小的加速运动,当速度达到最大后,则作加速度不断增大的减速运动.与上一个阶段相比,虽然右侧高压腔中水的压力仍将不断增大,但是,此时左侧进

万方数据

水单向阀已打开，左侧高压腔中水的压力将不再降低而是维持在一个恒定值. 因此，此阶段加速度将不再按上一个阶段的规律来变化. 随着右侧高压腔中压力的不断增大，活塞的加速度也越来越小. 系统速度不断增大，摩擦阻力也越来越大，当 $t = 6.5 \times 10^{-4}$ s 时，系统合力减小为零，此时系统速度达到最大值 19.5 m/s. 随后，由于右侧高压腔中的压力继续增加，系统出现负加速度，速度将开始减小. 虽然速度减小引起摩擦阻力 F_3 减小，但是 F_3 的减小量远远小于右侧高压腔中压力增加而引起的力 F_2 的增加，系统的负加速度将不断增加. 当 $t = 1.1 \times 10^{-3}$ s 时，系统位移 2.07×10^{-2} m，此时速度为 16.4 m/s. 右侧出水单向阀打开，增压器开始排送高压水，系统进入下一个阶段.

由图7和图8可知，系统在此阶段作减速运动，且加速度越来越小. 此阶段增压器两侧高压腔中水的压力都维持恒定，此时，系统的合力正比于摩擦阻力. 由于系统作减速运动，其摩擦阻力也不断降低，从而引起系统的负加速度越来越小. 系统速度不断减小，但又永远不会为零. 按照此规律，当时间 t 约为 1.14 s 时，系统位移为 120 mm. 此时系统运动到行程终点，活塞触动顶针，可编程控制器调节三位四通电液换向阀，来改变液压油的流向，系统反方向运动. 如此往复，持续运动.

3　增压器换向时间的确定

液压增压器靠液压油驱动，在其他影响因素不变的情况下，液压油压力大小直接决定了增压器的运动时间. 现定义增压器一个完整行程所需时间为增压器换向时间. 根据上面公式(1)～(8)，可以得出不同油压下增压器的换向时间，见表1. 表中 p_{oil} 为油压，t_{th} 为理论计算增压器换向时间.

表1　理论计算增压器换向时间

Tab.1　Switch time of intensifier from theory calculate

p_{oil}/MPa	t_{th}/s	p_{oil}/MPa	t_{th}/s
5	1.601 32	15	1.221 28
10	1.351 29	20	1.142 12

4　试验情况

以南京某公司生产的 DIPS9－3040 超高压系统为平台进行试验. 通过调节超高压系统的溢流阀来调节油压，可得到不同油压下的运行状况，记录其增压器换向时间. 具体数值见表2. 表中 p_{oil} 为油压，t_{10} 为增压器换向10次时间，$\bar{t}_1$ 为增压器换向1次的平均时间，t_D 理论计算与实测换向时间差.

表2　增压器换向时间

Tab.2　Switch time of intensifier

p_{oil}/MPa	t_{10}/s	$\bar{t}_1$/s	t_D/s
5	19.64	1.958 2	0.356 88
	19.71		
	19.53		
	19.45		
	19.58		
10	14.56	1.456 4	0.105 11
	14.60		
	14.70		
	14.62		
	14.34		
15	12.07	1.208 4	0.012 88
	12.03		
	12.03		
	12.14		
	12.15		
20	11.60	1.161 6	0.019 48
	11.54		
	11.68		
	11.66		
	11.60		

由上表的数据可知，增压器的换向快慢，受系统油压的影响较大，油压越大，换向时间越短，系统的换向频率也越快. 随着系统油压的不断升高，增压器的换向时间也趋于稳定. 通过将增压器的理论换向时间与实测换向时间的对比可知，当系统油压较低时，两者之间的差值较大；随着系统油压的升高，两者之间的差值开始减小. 当系统油压为 20 MPa 时，实测换向时间与理论分析换向时间相差 0.019 48 s，只占理论分析换向时间的 1.7%. 之所以存在这样的现象，是因为当液压油压力较低时，增压器换向时间较长，处于排油侧的低压腔中的液压油不能在极短时间内排出，从而了造成实际情况与理论假设存在偏差，引起理论分析换向时间与实测换向时间存在较大的误差. 随着油压的增大，系统换向时间减少，此时，处于排油侧的低压腔中的液压油能在极短时间内排出，因而理论假设与实践情况能得到较好的吻合，理论分析和实测到的换向时间也比较接近. 现阶段，工业上应用的液压增压器，液压油压力一般都在 15～20 MPa 之间. 因此，本研究对增压器运动性能的理论分析结果是基本合理的.

5　结　论

从前面的分析和试验结果可以看出，增压器的

万方数据

换向是靠油压来驱动的.油压越大,系统换向时间越短,换向频率越快.但随着油压的继续增加,系统的换向时间开始趋于稳定.整个系统在一个完整行程中一共经历了3个阶段、3种不同的运动状态.在第一个阶段,系统作加速度不断减小的加速运动;第二个阶段起始部分,系统同样作加速度不断减小的加速运动,速度在这个阶段的6.5×10^{-4} s时刻达到峰值,随后系统开始作加速度不断增大的减速运动;第三个阶段,系统作加速度不断减小的减速运动,速度无限减小,却永远不等于0,直到增压器开始换向.增压器在第三阶段的低速运行也保证了增压器换向时的低冲击.系统的总行程为120 mm,行程时间约为1.14 s,系统行程平均速度约为0.11 m/s,但系统在运行过程中出现的最大速度达到19.5 m/s.因此,在作增压器的流场分析和疲劳寿命分析的时候,不能取系统运行速度为行程平均速度,而应根据不同时间段建立不同的运动微分方程,这样分析的结果和实际情况才能较好地吻合.

参考文献(References)

[1] Wang J, Guo D M. The cutting performance in multipass abrasive waterjet machining of industrial ceramics[J]. *Journal of Materials Processing Technology*, 2003, 133(3): 371-377.

[2] 田长流,孟 超.非定常水射流的调制原理及调制方法[J].排灌机械,2005,23(3):35-38.
Tian Changliu, Meng Chao. Modulation mechanism and modulation methods of unsteady water jet[J]. *Drainage and Irrigation Machinery*, 2005, 23(3): 35-38. (in Chinese)

[3] 赵 红,张铁柱,张洪信,等.三缸内燃式水泵输出压力及流量[J].江苏大学学报:自然科学版,2008,29(4):322-325.
Zhao Hong, Zhang Tiezhu, Zhang Hongxin, et al. Output pressure and flux of three cylinder internal combustion water pump[J]. *Journal of Jiangsu University: Natural Science Edition*, 2008, 29(4): 322-325. (in Chinese)

[4] 魏 欣.基于相位式增压器的磨料水射流切割机及切割模型的研究[D].南京:南京理工大学,2002.

[5] Hoogstrate A M, Susuzlu T, Karpuschewski B. High performance cutting with abrasive waterjets beyond 400 MPa[J]. *CIRP Annals-Manufacturing Technology*, 2006, 55(1): 339-342.

[6] Mustafa Kemal Kulekci. Processes and apparatus developments in industrial waterjet applications[J]. *International Journal of Machine Tools and Manufacture*, 2002, 42(12): 1297-1306.

[7] Susuzlu T, Hoogstrate A M, Karpuschewski B. Initial research on the ultra-high pressure waterjet up to 700 MPa[J]. *Journal of Materials Processing Technology*, 2004, 149(1-3): 30-36.

[8] Hashish M, Steele D E, Bothell D H. Machining with super-pressure (690 MPa) waterjets[J]. *International Journal of Machine Tools and Manufacture*, 1997, 37(4): 465-479.

[9] 雷玉勇,宋清俊,杨柱林,等.基于SIMULINK的水射流动态特性仿真[J].机床与液压,2007,35(4):125-128.
Lei Yuyong, Song Qingjun, Yang Guilin, et al. Numeric simulation of dynamic performance of water jet based on SIMULINK[J]. *Machine Tool & Hydraulics*, 2007, 35(4): 125-128. (in Chinese)

[10] 叶晓琰,杨孙圣,许建强,等.基于CFD技术的高压泵液力端优化设计[J].排灌机械,2008,26(6):31-35.
Ye Xiaoyan, Yang Sunsheng, Xu Jianqiang, et al. Optimization design for hydraulic end of high-pressure pump[J]. *Drainage and Irrigation Machinery*, 2008, 26(6): 31-35. (in Chinese)

[11] 肖 民,惠 磊.Matlab与Intouch间直接通讯的实现[J].江苏大学学报:自然科学版,2009,30(1):62-65.
Xiao Min, Hui Lei. Direct communication between Matlab and InTouch[J]. *Journal of Jiangsu University: Natural Science Edition*, 2009, 30(1): 62-65. (in Chinese)

(责任编辑 张文涛)

万方数据