基于 CFD 的伺服滑阀冲蚀磨损特性分析

孙飞，冯永保，胡宇，杨波波

（火箭军工程大学，西安 710025）

摘　要：目的 研究颗粒杂质对伺服阀污染磨损的特点及规律，为提高伺服阀使用寿命提供参考意见。**方法** 将计算流体力学与冲蚀理论相结合，建立伺服滑阀流场的冲蚀模型，对滑阀的冲蚀磨损情况进行可视化仿真。**结果** 冲蚀磨损最严重的部位发生在阀口控制面锐缘，且沉割槽端面锐缘的磨损速率明显大于凸肩侧面锐缘。阀口的磨损速率与颗粒浓度基本成线性关系，且正相关，而随着阀口开度的增大，沉割槽和凸肩控制面锐缘的磨损速率均降低。质量流率不变时，阀口磨损速率整体上随颗粒直径的增大而增大，并对某一直径颗粒较敏感，且随着阀口开度的增大，所对应的敏感颗粒的直径也逐渐增大。**结论** 应对阀口部位进行工艺处理，以增强其耐磨性。滑阀多处于大开口度下工作，可一定程度上减轻磨损。大直径颗粒对滑阀磨损更严重，在油液净化过程中应当严格控制。

关键词：滑阀；颗粒；冲蚀磨损；浓度；直径；阀口开度

中图分类号：TH117　**文献标识码：**A　**文章编号：**1001-3660(2016)12-0084-07

DOI：10.16490/j.cnki.issn.1001-3660.2016.12.014

CFD-based Characteristic Analysis of Erosion Wear of Servo Slide Valve

SUN Fei*, *FENG Yong-bao*, *HU Yu*, *YANG Bo-bo

(Rocket Army Engineering University, Xi'an 710025, China)

ABSTRACT: The work aims to provide suggestions for expanding service life of servo spool valve by studying characteristics and law of contaminant wear to servo spool valve by particle impurities. By combining computational fluid mechanics (CFD) with erosion theory, the erosion model of servo spool valve flow field was built to simulate the erosion wear of servo spool valve. Sharp-edge of valve port's controll surface was seriously damaged by erosion wear, and wear rate of the sharp-edge of groove was clearly higher than that of the sharp-edge of shoulder. The relation between the wear rate of valve port and the particle concentration was linear and positively correlated, yet both the wear rates of the sharp-edges of groove and shoulder reduced as the opening of valve port increased. When the mass flow rate was constant, the erosion rate of valve port increased as a whole as the diameter increased. The valve port was more sensitive to one particle of certain diameter. As the opening of valve port increased, the diameter of particle to which the valve port was sensitive increased as well. In order to improve the wear resistance, the valve port shall be reprocessed by fabrication processing. To a certain extent, the erosion rate declines if the spool valve works at big opening. The wear caused by particles of large diameter is severer and should be controlled strictly during oil purification.

收稿日期：2016-05-17；修订日期：2016-06-27

Received：2016-05-17；**Revised**：2016-06-27

作者简介：孙飞（1991—），男，硕士研究生，主要从事伺服阀和伺服控制方面的研究。

Biography：SUN Fei（1991—），Male，Master graduate student，Research focus：servo valve and servo control.

通讯作者：冯永保（1971—），男，副教授，主要从事液压技术和故障诊断方面的研究。

Corresponding author: FENG Yong-bao(1971—)，Male，Associate professor，Research focus：hydraulic technology and fault diagnosis.

KEY WORDS: spool valve; particle; erosion wear; concentration; diameter; opening of valve

电液伺服阀控制精度高，响应速度快，是一种高性能的电液控制元件，广泛应用于液压伺服系统中[1]。同时，电液伺服阀作为液压伺服系统的关键部件，其性能好坏也直接影响整个系统的工作品质。工程实践表明，油液污染是影响电液伺服阀的可靠性和使用寿命的重要原因[2]。这主要是由于电液伺服阀结构精密，油液中颗粒杂质对阀口等部位冲蚀磨损，极易导致阀的控制精度降低，进而使阀因不满足工作要求而过早失效。

褚渊博等[3]通过建立射流管式伺服阀喷嘴接收器部分的流场模型，分析得出最大冲蚀率的极大值出现在喷嘴未发生偏移时，且随喷嘴向左或向右偏移而对称，并依据喷嘴未偏移时的最大冲蚀率计算出了伺服阀耐久性冲蚀磨损寿命。崔之健等[4]针对除砂器针型阀建立了冲蚀模型和仿真模型，找到了阀内冲蚀最严重的部位，并指出冲蚀速率与该处的压力损耗、速度大小、颗粒对壁面冲蚀角及侵入角均有关。张坤等[5]以电液伺服阀的滑阀为研究对象，由仿真发现，磨损速率与阀口开度存在非线性关系，并通过公式推导，定量分析了滑阀零位泄漏量与阀口锐缘磨损的关系。

本文针对双喷嘴挡板式电液伺服阀的功率级滑阀，建立其 CFD 模型。在此基础上，依托 fluent 软件分析由油液污染引起的伺服阀冲蚀磨损特性以及磨损速率的影响因素和影响规律。

1　数学模型

液压介质在阀内流动的过程中，遵守质量和动量守恒，其三维不可压缩 *N-S* 方程组可写作如下形式[6]。

连续方程：

$$\frac{\partial u}{\partial x}+\frac{\partial v}{\partial y}+\frac{\partial \omega}{\partial z}=0 \tag{1}$$

x 分量动量守恒：

$$\rho\frac{\mathrm{d}u}{\mathrm{d}t}=-\frac{\partial p}{\partial x}+\left(\frac{\partial \sigma_{xx}}{\partial x}+\frac{\partial \sigma_{xy}}{\partial y}+\frac{\partial \sigma_{xz}}{\partial z}\right)+\rho f_x \tag{2}$$

y 分量动量守恒：

$$\rho\frac{\mathrm{d}v}{\mathrm{d}t}=-\frac{\partial p}{\partial y}+\left(\frac{\partial \sigma_{yx}}{\partial x}+\frac{\partial \sigma_{yy}}{\partial y}+\frac{\partial \sigma_{yz}}{\partial z}\right)+\rho f_y \tag{3}$$

z 分量动量守恒：

$$\rho\frac{\mathrm{d}\omega}{\mathrm{d}t}=-\frac{\partial p}{\partial z}+\left(\frac{\partial \sigma_{zx}}{\partial x}+\frac{\partial \sigma_{zy}}{\partial y}+\frac{\partial \sigma_{zz}}{\partial z}\right)+\rho f_z \tag{4}$$

式中：ρ 为流体密度；u、v、ω 分别为 x、y、z 方向上的速度分量；p 为流体微元体上的压力；σ 为微元体表面黏性应力；f_x、f_y、f_z 分别为 x、y、z 方向上的外部体积力。

流动的油液中含有固体颗粒杂质，在计算流体力学中可纳入多相流模型。同时油液中颗粒占比非常小，且本文重点研究离散的颗粒对滑阀壁面的作用情况，Fluent 软件中的欧拉-拉格朗日模型（DPM 模型）恰能很好地拟合这一情况。在 DPM 模型中，油液作为连续相，其在阀内高压条件下流动时，是典型的湍流流动，故采用重整化群（RNG）k-ε 湍流模型，其湍动能 k 及耗散率 ε 的输运方程分别为[8]：

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t}+\frac{\partial(\rho k u_i)}{\partial x_i}=\frac{\partial}{\partial x_j}\left[(\alpha_k\mu_{\mathrm{eff}})\frac{\partial k}{\partial x_j}\right]+G_k+G_{\mathrm{b}}-\rho\varepsilon-Y_{\mathrm{M}} \tag{5}$$

$$\frac{\partial(\rho \varepsilon)}{\partial t}+\frac{\partial(\rho \varepsilon u_i)}{\partial x_i}=\frac{\partial}{\partial x_j}\left[(\alpha_\varepsilon\mu_{\mathrm{eff}})\frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j}\right]+C_{1\varepsilon}\frac{\varepsilon}{k}(G_k+C_{3\varepsilon}G_{\mathrm{b}})-C_{2\varepsilon}\rho\frac{\varepsilon^2}{k}-R \tag{6}$$

式中：x_i（i=1、2、3）表示三个方向；u_i 表示 i 方向的速度；α_k 和 α_ε 分别为湍动能和耗散率的有效普朗特数的倒数；G_k 为由平均速度梯度引起的湍动能；G_{b} 为因浮力影响引起的湍动能；Y_{M} 为可压缩湍流脉动膨胀对总的耗散率的影响；μ_{eff} 为有效黏度，且 $\mu_{\mathrm{eff}}=\mu+\mu_t$，$\mu_t=\rho C_\mu\frac{k^2}{\varepsilon}$；$R$ 为附加源项；$C_{1\varepsilon}$、$C_{2\varepsilon}$ 和 $C_{3\varepsilon}$ 均为经验常数。

油液中的颗粒为离散相，其在拉格朗日坐标系下的运动方程为[9]（以 x 方向为例）：

$$\frac{\mathrm{d}u_{\mathrm{m}}}{\mathrm{d}t}=F_{\mathrm{d}}(u_0-u_{\mathrm{m}})+\frac{\mathrm{g}_x(\rho_{\mathrm{m}}-\rho)}{\rho_{\mathrm{m}}}+F_x \tag{7}$$

式中：u_0 为液相速度；u_{m} 为固体颗粒速度；ρ_{m} 为固体颗粒密度；$F_{\mathrm{d}}(u_0-u_{\mathrm{m}})$ 为单位质量颗粒在 x 方向所受的曳力；$\mathrm{g}_x(\rho_{\mathrm{m}}-\rho)/\rho_{\mathrm{m}}$ 为单位质量颗粒在 x 方向的重力；附加项 F_x 包含颗粒在流场

中受到的虚拟质量力、巴西特力、热泳力和布朗力等。

固体颗粒随油液运动，碰到壁面后将发生反弹，Grant 等[10]基于实验给出了颗粒冲击速度反弹前后的法向和切向恢复系数模型：

$$e_n=\frac{\upsilon_{n2}}{\upsilon_{n1}}=0.993-1.76\theta+1.56\theta^2-0.49\theta^3 \tag{8}$$

$$e_t=\frac{\upsilon_{t2}}{\upsilon_{t1}}=0.998-1.66\theta+2.11\theta^2-0.67\theta^3 \tag{9}$$

式中：e_n、e_t 分别为法向和切向的反弹系数；υ_{n1}、υ_{n2} 分别为颗粒与壁面碰撞前、后法向速度分量；υ_{t1}、υ_{t2} 分别为颗粒与壁面碰撞前、后切向速度分量；θ 为颗粒撞击壁面时与壁面的夹角。

冲蚀磨损速率采用 Edwards 等人通过砂粒冲击碳钢和铝表面实验得到的计算公式[11]：

$$R_{\mathrm{e}}=\sum_{i=1}^{n}\frac{m_{\mathrm{p}}C\left(d_{\mathrm{p}}\right)f\left(\theta\right)\upsilon^{b(\upsilon)}}{A_{\mathrm{f}}} \tag{10}$$

式中：n 为污染颗粒数；m_{p} 为质量流率；d_{p} 为颗粒直径；$C\left(d_{\mathrm{p}}\right)$ 为颗粒直径的函数；θ 为颗粒对壁面的冲击角；$f\left(\theta\right)$ 为冲击角函数；υ 是颗粒的速度；$b(\upsilon)$ 为速度函数；A_{f} 为壁面的面积。其中 $f\left(\theta\right)$ 为分段函数，具体数值见表 1。

表 **1**　冲击角函数

Tab.1 Function of impact angle

序号	θ/(°)	$f(\theta)$
1	0	0
2	20	0.8
3	30	1
4	45	0.5
5	90	0.4

2　流场模型

图 1 为双喷嘴挡板式电液伺服阀的功率级滑阀部分。其工作原理为：挡板在前置级的力矩马达作用下发生偏移，带动主阀芯移动（假设向左），此时油源从左边进油口进入左边阀腔，而后经工作油口 1 流向执行机构，执行机构的油液则由工作油口 2 进入右边阀腔，最后经回油口流回油箱，主阀芯右移时同理。前置级正是通过控制挡板的偏移达到对主滑阀阀口开度和换向的快速精准控制，从而实现对整个系统的伺服控制。

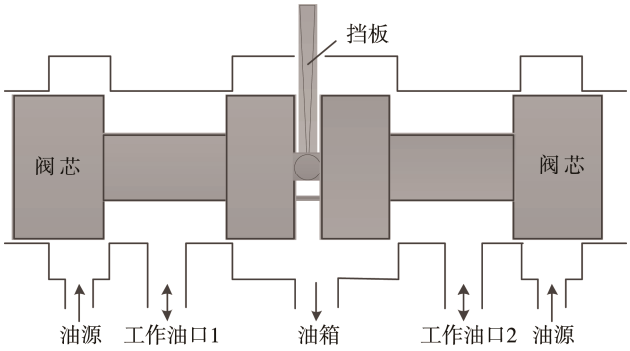
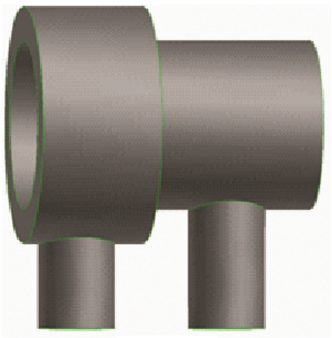


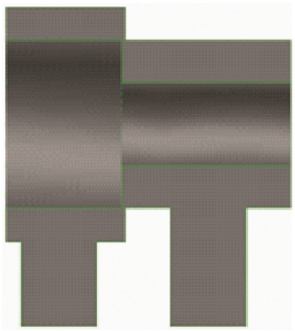
图 1　滑阀几何模型

Fig.1 Geometric model of spool valve

基于上述阀芯左移时的工况，利用 Fluent 的前处理软件 Gambit，在对原模型适当简化后建立滑阀左半部分的三维流场模型，如图 2 所示。具体尺寸如下：阀芯凸肩直径为 10 mm，阀套沉割槽直径为 14 mm，阀杆直径为 5 mm，进、出油口直径均为 4.5 mm，阀口开度为 0.2 mm[12]。



a 外观图



b 剖面图

图 2　滑阀左半部分三维流场模型

Fig.2 Three-dimensional flow field model of the left part of spool valve

液压介质选用 12 号航空液压油，并作为连续相，其在 50 ℃下的密度为 847 kg/m^3，动力黏度为 0.0102 Pa·s[13]。为简化计算，将离散相的固体颗粒假设为理想球体，直径为 5 μm，质量流率设为 1×10^{-5} kg·s^{-1}。左边进油口连接油源，采用压力入

口边界条件，压力设为 21 MPa。右边出油口为工作油口，连接执行机构，采用压力出口边界条件，压力设为 16 MPa。采用非平衡壁面函数，并在设置壁面的边界条件时，对照表 1 在对话框的冲蚀模块中输入冲击角函数。

3　仿真结果分析

3.1　冲蚀磨损分布

经过迭代计算，得到滑阀壁面冲蚀磨损速率分布云图，如图 3 所示。从图 3 容易看出，冲蚀磨损最严重的部位在沉割槽端面的控制面锐缘处，与此同时，阀芯凸肩侧面的控制面锐缘处的冲蚀磨损也较严重（图 3 中不能反映）。为使结果更加直观，将这两个面单独提取出来，如图 4 所示。

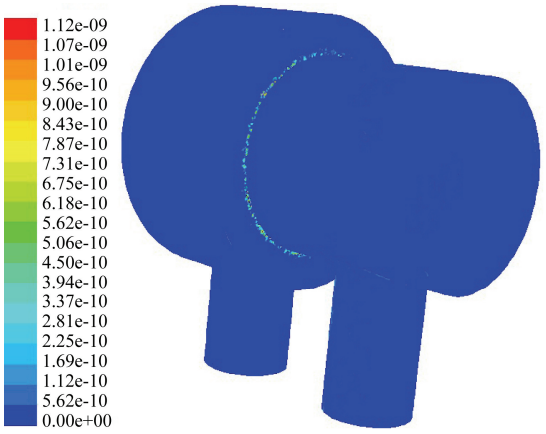


图 3　滑阀冲蚀磨损速率云图

Fig.3 Erosion rate contour of spool valve

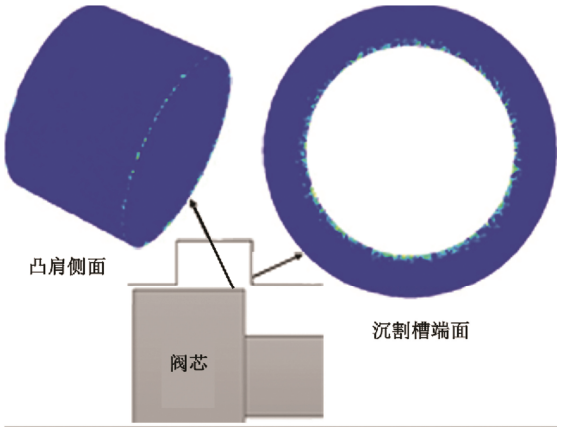


图 4　控制面锐缘冲蚀磨损速率云图

Fig.4 Erosion rate contour of controlled surface's sharp-edge

结合图 3 和图 4 可以分析得到，在阀口部位流域突然变窄，流束迅速收缩，使得单位时间内油液通流量远大于其他区域，这意味着该区域与壁面发生碰撞的固体颗粒数量远多于其他区域，加上该区域颗粒运动速度最高，从而导致该部位即两个控制面锐缘磨损最为严重，因此在伺服阀的实际生产和加工过程中，可以对这两个部位进行表面耐磨和硬化处理。同时，从图 4 中也可以比较得出，沉割槽端面锐缘的磨损情况明显严重于凸肩侧面锐缘。这主要与油液通过阀口时的射流角有关，而射流角指的是液流流经阀口的速度方向与阀芯轴线的夹角，即图 5 中的 α 角所示。公式（11）为 α 与阀口开度 x 和配合间隙 C_r 之间的关系式[14]。

$$\frac{x}{C_r}=\frac{1+\frac{\pi}{2}\sin\alpha-\ln\left[\tan\frac{1}{2}\left(\pi-\alpha\right)\right]\cos\alpha}{1+\frac{\pi}{2}\cos\alpha+\ln\left[\tan\frac{1}{2}\left(\frac{\pi}{2}-\alpha\right)\right]\sin\alpha} \tag{11}$$

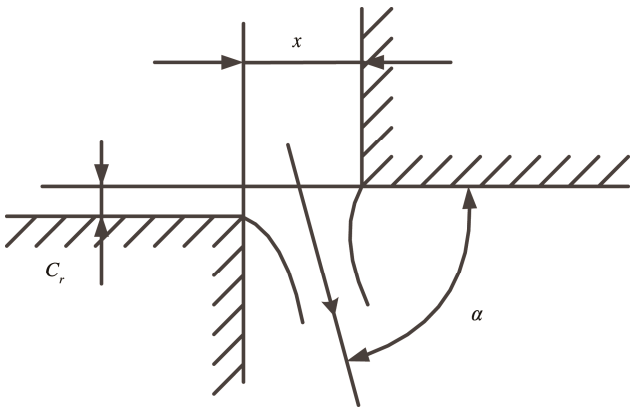


图 5　液流在阀口处射流角

Fig.5 Jet incidence angle of fluid flow in valve port

一般情况下 x 远大于 C_r，所以基本上 α 都处于 60°~70°之间。而油液中的颗粒随油液运动时，方向基本与油液一致，因此结合图 5，由几何知识易知，颗粒撞击沉割槽端面时的冲击角集中在 20°~30°区间，撞击凸肩侧面时的冲击角集中在 60°~70°区间。根据表 1 中的冲击角函数，当 θ 处于 20°~30°区间时，对应的 $f(\theta)$ 为 0.8~1；当 θ 处于 60°~70°区间时，$f(\theta)$ 则在 0.4~0.5 区间内。依据冲蚀速率计算公式（10），在其他条件不变时，R_e 与 $f(\theta)$ 成正比，说明沉割槽控制面锐缘的磨损速率大于凸肩控制面锐缘。

同时由现有知识可以知道，滑阀的冲蚀磨损情况会受到颗粒浓度、颗粒直径、液流速度、阀口开度等众多因素的影响。现针对其中部分因素，具体分析其影响特点和规律。

3.2　颗粒物浓度

在 Fluent 中与颗粒物浓度相关联的项是离散相的质量流率，当颗粒密度和速度及单个颗粒的体积不变时，质量流率与颗粒浓度成正比，故可在保持其他量不变时，通过调整颗粒的质量流率来控制颗粒浓度[15]。基于上述原理，依托原模型设置不同颗粒物的质量流率，保持其他条件不变，进行数值模拟，从而得到对应的仿真结果。在此基础上，在沉割槽控制面锐缘处选取一个圆周，并在此圆周上进行等间距取点（本文采样点个数为 200），利用 plot 选项导出各个点的冲蚀磨损速率，并采用取平均值的方法得到不同颗粒浓度下沉割槽控制面锐缘的平均冲蚀磨损速率。以颗粒的质量流率为横坐标，磨损速率为纵坐标，绘制得到磨损速率与浓度的关系曲线如图 6 所示。

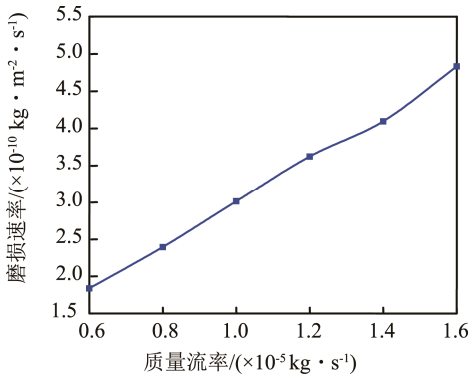


图 6　磨损速率与浓度的关系

Fig.6 Relation between erosion rate and concentration

由图 6 可以看出，冲蚀磨损速率与颗粒浓度近似成线性关系，且经过计算，其相关系数 r 为 0.931，故而，在考虑误差因素后，可以认为两者成正比关系。并且在公式（10）中，冲蚀磨损速率是对单个颗粒冲蚀磨损速率的求和，也反映了当颗粒足够多时，两者之间趋近于线性关系。

3.3　阀口开度

伺服阀的滑阀受输入信号的控制，会根据系统给出的信号指令在零位附近左右移动。这意味着阀口开度会不断变化，而阀口开度改变，必然导致阀腔流场变化。又由于颗粒的运动轨迹与流场分布密切相关，并且颗粒运动轨迹的改变会直接影响其对壁面的冲蚀磨损情况。因此有必要研究阀口开度变化对阀口冲蚀磨损速率的影响。

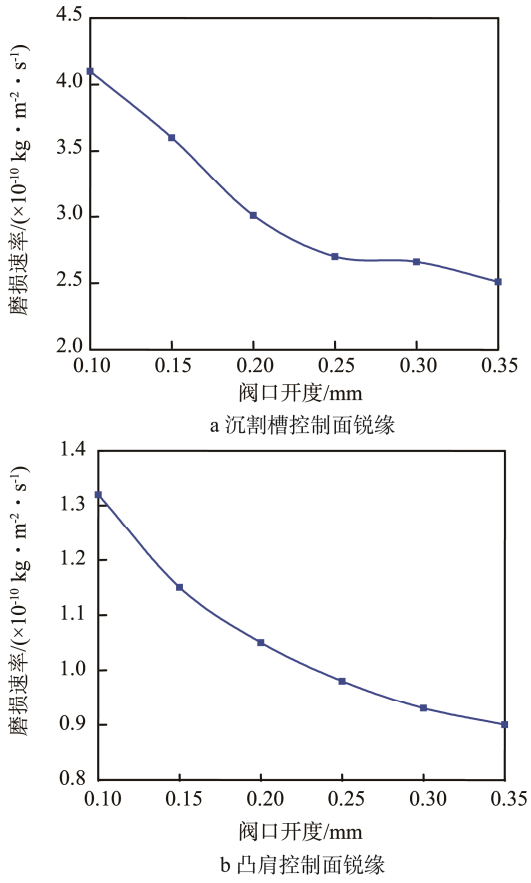


图 7　冲蚀磨损速率与阀口开度的关系

Fig.7 Relation between erosion rate and the opening-degree of valve:a) controlled surfac's sharp-edge of groove, b) controlled surface's sharp-edge of shoulder

对原模型进行修改，依次设置阀口开度为 0.1、0.15、0.25、0.3、0.35 mm，分别重新划分网格，保持边界条件不变，依次进行迭代计算。得到沉割槽和凸肩控制面锐缘的平均冲蚀磨损速率随阀口开度变化情况如图 7 所示。从图 7 可以看到，随着阀口开度的增大，沉割槽和凸肩控制面锐缘的平均冲蚀磨损速率均减小，并且两者之间并非呈线性关系。

已知随着阀口开度的增大，液流通过阀口时的速度降低，也即颗粒撞击壁面时的速度降低，从而导致冲蚀速率的降低。与此同时，根据公式（11），当阀口开度增大时，射流角也增大，从而使主流束与沉割槽控制面的夹角在 20°~30°区间内逐渐向 20°偏移，而主流束与凸肩控制面的夹角则在 60°~70°区间内逐渐向 70°偏移。由冲蚀速率计算公式可知，当 θ 按照上述两种趋势变化时，均导致 $f(\theta)$ 减小，最终也使得冲蚀速率降低。但是，当 x 增大时，α 增加缓慢，所以其对冲蚀速率的影响相对较小。

3.4　颗粒物直径

颗粒直径又称粒度，是影响滑阀冲蚀磨损的重要因素。当颗粒总数和速度不变时，冲蚀速率在一定范围内随粒度的增大而迅速上升，但当粒度达到某一临界值 D_c 时，冲蚀速率几乎不再变化，这一现象被称为“粒度效应”[16]，并且 D_c 值随材料及冲蚀条件的不同而不同。

图 8 是通过进油口颗粒物的质量流率保持 1×10^{-5} kg/s 不变时，沉割槽控制面锐缘的冲蚀磨损速率与颗粒直径之间的关系曲线。可知在整体变化趋势上，冲蚀磨损速率随直径的增大而上升，但并非文献[15]中提到的迅速上升。原因在于，颗粒直径增大时，若质量流率不变，则单位时间内撞击壁面的颗粒数将快速减少。因此，虽然颗粒直径增大能够大大加重磨损，但颗粒数的减少又削弱了这种影响。不过曲线图呈上升趋势表明，最终颗粒直径增大所产生的影响依然要大于颗粒数减少的影响。

另外，从图 8 可以看到，在颗粒直径为 10 μm 时，图中曲线出现了一个凸起，且该凸起值大于 13 μm 下的磨损速率。虽然总体趋势上冲蚀磨损速率随着颗粒直径的增大而增大，但图中曲线的凸起说明阀口对该直径大小的颗粒表现得较为敏感。为了探究其他阀口开度下是否也存在这一异常现象，对 3.3 节中列出的几个阀口开度，按照图 8 依次设置不同直径进行仿真计算，最终结果见图 9。分析图 9 可以发现，阀口开度不同时，各曲线均存在凸起现象，且随着阀口开度的增大，凸起位置逐渐右移（图中虚线所示），即随着阀口开度的增大，滑阀相对敏感颗粒的直径也增大。

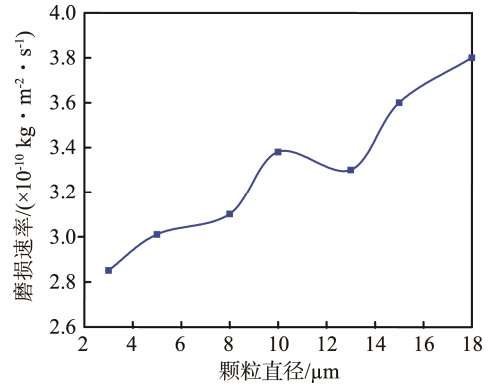


图 8　冲蚀磨损速率与颗粒直径的关系

Fig.8 Relation between erosion rate and the diameter of particle

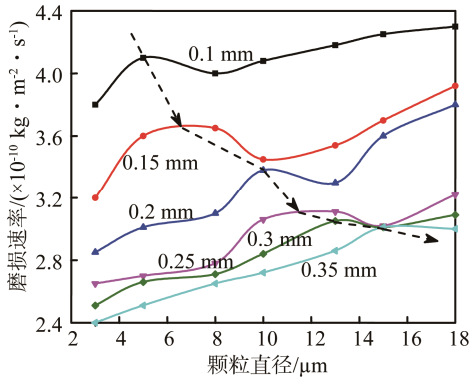


图 9　不同阀口开度下磨损速率随直径变化

Fig.9 Variety of erosion rate with diameter under different opening-degree of valve

4　结语

1）依据计算流体力学，通过建立数学模型，确定了 Fluent 流场计算的流动模式、多相流模型以及系列边界条件。

2）由于射流角的影响，滑阀沉割槽控制面锐缘的冲蚀磨损速率明显大于凸肩控制面锐缘的冲蚀磨损速率。

3）随着颗粒浓度的升高，阀口冲蚀磨损速率随之增大，且两者成线性关系。而随着阀口开度的增加，沉割槽和凸肩控制面锐缘的冲蚀磨损速率均降低。

4）质量流率不变时，随着颗粒直径的增大，磨损速率总体上呈增大趋势，但存在异常值，表现为对某一直径颗粒较为敏感。此外，随着阀口开度的增大，对应的敏感颗粒的直径也逐渐增大。

参考文献

[1]　王守城，段俊勇. 液压元件及选用[M]. 北京：化学工业出版社, 2007: 400—401.
WANG Shou-cheng, DUAN Jun-yong. Hydraulic Components and Selection[M]. Beijing: Publishing Company of Chemical Industry, 2007.

[2]　龚烈航. 液压系统污染控制[M]. 北京：国防工业出版社, 2010.
GONG Lie-hang. Pollution Control of Hydraulic System [M]. Beijing: Publishing Company of National Defense Industry, 2010.

[3]　褚渊博，袁朝辉，李聪英. 射流管式伺服阀耐久性仿真分析[J]. 西北工业大学学报, 2015, 2(33): 326—331.
CHU Yuan-bo, YUAN Chao-hui, LI Cong-ying. Simulation and Analysis of Durability of Jet-pipe Servo Valve[J].

Journal of Northwestern Polytechnical University, 2015, 2(33): 326—331.

[4] 李婷, 黄河山, 徐学峰, 等. 射流抛光试验平台柔性加减速控制算法应用研究[J]. 包装工程, 2015, 36(11): 108—113.
LI Ting, HUANG He-shan, XU Xue-feng, et al. Application of Flexible Acceleration and Deceleration Algorithm for Jet Polishing Test Platform[J]. Packaging Engineering, 2015, 36(11): 108—113.

[5] 崔之健, 董超云, 黄凯亦, 等. 携砂液流对除砂器针型阀冲蚀作用模拟研究[J]. 西安石油大学学报, 2014, 29(6): 54—57.
CUI Zhi-jian, DONG Chao-yun, HUANG Yi-kai, et al. Research on the Erosion that Sand Carrying Fluid Acted on Desander Needle Valve[J]. Journal of Xi'an Shiyou University(Natural Science Edition), 2014, 29(6): 54—57.

[6] 张坤, 姚金勇, 姜同敏, 等. 基于 CFD 的电液伺服阀污染磨损耐久性仿真分析[J]. 液压与气动, 2014: 54—59.
ZHANG Kun, YAO Jin-yong, JIANG Tong-min, et al. Durability Simulation of Electro-hydraulic Servo Valve under Contaminant Wear with CFD[J]. Hydraulic and Pneumatic, 2014: 54—59.

[7] 唐塞·塞比奇, 邵建平, 法西·卡佛耶克, 等. 工程计算流体力学[M]. 北京: 清华大学出版社, 2009.
TUNCER C, SHAO Jian-ping, FASSI K, et al. Computational Fluid Dynamics for Engineers[M]. Beijing: Tsinghua University Press, 2009.

[8] 梁光川, 聂畅, 刘奇, 等. 输气管道中节流阀冲蚀数值模拟[J]. 油气田地面工程, 2013, 9(32): 39—40.
LIANG Guang-chuan, NIE Chang, LIU Qi, et al. Numerical Simulation of Erosion of Throttle Valve in Gas Transmission Pipeline[J]. Oil-Gas Field Surface Engineering, 2013, 9(32): 39—40.

[9] 梁亮, 庞佑霞, 唐勇, 等. 冲蚀磨损与冲蚀、空蚀交互磨损的对比研究[J]. 摩擦学学报, 2012, 32(4): 338—344.
LIANG Liang, PANG You-xia, TANG Yong, et al. A Comparative Study between Erosive Wears and Interactive Wears[J]. Tribology Journal, 2012, 32(4): 338—344.

[10] GRANT G, TABAKOFF W. Erosion Prediction in Turbomachinery Resulting from Environmental Solid Particles[J]. Journal of Aircraft, 1975, 12(5): 471—478.

[11] EDWARDS J K. Development, Validation and Application of a Three-dimensional, CFD-based Erosion Prediction Procedure[D]. The University of Tulsa, 2000.

[12] 马承利. 双喷嘴挡板式电液伺服阀特性分析[D]. 西安: 第二炮兵工程大学, 2014.
MA Cheng-li. Characteristic Research of the Double Nozzle Flapper Electro-hydraulic Servo Valve[D]. Xi′an: the Second Artillery Engineering University, 2014.

[13] 中国航空材料手册编辑委员会. 中国航空材料手册[M]. 北京: 中国标准出版社, 1989.
Editorial Board of Chinese Aviation Material Manual. Chinese Aviation Material Manual[M]. Beijing: Publishing Company of Chinese Criterion, 1989.

[14] 路甬祥. 液压气动技术手册[M]. 北京: 机械工业出版社, 2002.
LU Yong-xiang. Hydraulic Pneumatic Technology Manual [M]. Beijing: Publishing Company of Machinery Industry, 2002.

[15] 朱红钧. FLUENT15.0 流场分析实战指南[M]. 北京: 人民邮电出版社, 2015.
ZHU Hong-jun. Guidelines for the Analysis of Flow Field Based on Fluent 15.0[M]. Beijing: The Posts and Telecommunications Press, 2015.

[16] 王光存. 离心压缩机叶轮冲蚀磨损机理和规律的研究[D]. 济南: 山东大学, 2015.
WANG Guang-cun. Study on Erosion Wear Mechanism and Law of Impeller in Centrifugal Compressor[J]. jinan: Shandong University, 2015.