

混凝土泵高低压切换阀典型管网液流特性

侯占勇¹, 胡军科¹, 周创辉²

(1. 中南大学 机电工程学院, 湖南 长沙 410012; 2. 湖南大学 机械与运载工程学院, 湖南 长沙 410082)

摘 要:针对混凝土泵泵送过程中高低压切换阀压力损失的严重问题,采用计算流体动力学(CFD)方法,结合油液流动特性对阀块管网结构进行优化设计。以混凝土泵高低压切换阀内典型的“II”型孔道为研究对象,在 Fluent 中对流道结构进行建模和仿真,通过数值模拟得到了流道内压力、速度等参数的分布和变化规律,分析了刀尖角方向和工艺孔属性对管道压力损失的影响。同时在 HBT80S1813 型拖泵上用改进前后的 2 种阀块做了对比试验。仿真结果表明:液流方向正对刀尖角时管道压力损失较小;管网阻力随工艺孔孔径的增大而减小,超过最大工艺孔孔径后压力损失不再明显变化;工艺孔有效长度大于 1.5 倍工艺孔孔径时,管网压力损失随工艺孔有效长度的增大而增加;工艺孔冗余腔的长短对管网压力损失没有明显影响;按仿真结果优化后的阀块压力损失明显减少,系统发热得到改善,证实了理论分析和仿真结果的正确性,研究结果可为阀块流道的结构设计及优化提供理论依据。

关键词:机械工程;混凝土泵;高低压切换阀;CFD 仿真;压力损失;优化设计

中图分类号:TH137.52

文献标志码:A

Flowing characteristics of typical pipeline network of pressure switching valve block in concrete pump

HOU Zhan-yong¹, HU Jun-ke¹, ZHOU Chuang-hui²

(1. School of Mechanical and Electrical Engineering, Central South University, Changsha 410012, Hunan, China;

2. School of Mechanical and Vehicle Engineering, Hunan University, Changsha 410082, Hunan, China)

Abstract: In view of the serious pressure loss of the pressure exchanging valve in the pumping process of the concrete pump and the flow characteristics of oil, the structure of the pipeline network was optimized by using the method of computational fluid dynamics. Taking the typical II type pipe in pressure switching valve of concrete pump as research object, this paper completed the modeling and simulation of the pipeline by using Fluent software. Through numerical modeling, the distribution and change rule of pressure, velocity and other parameters of the runner were obtained. The impact of the attributes of the auxiliary hole and the direction of the nose angle on the pressure loss of pipeline was analyzed, and the simulation result was verified by test. The simulation results show that the pressure loss is smaller when the flow direction is directly facing the tool angle; Network resistance will decrease while auxiliary hole diameter increases, and pressure loss will not keep unchanged until auxiliary hole diameter achieves to the maximum; when auxiliary hole effective length is more than 1.5 times of the diameter, network pressure loss will increase with the increase of auxiliary hole effective length; The length of redundancy

cavity of the auxiliary hole has no clear impact on the pressure loss of the pipeline network. After taking a contrast test of original and improved valve block in HBT80S1813 concrete pump, it's discovered that the latter's pressure loss obviously decreases and the system fever is improved, which confirm the accuracy of theoretical analysis and simulation results. The study result can provide theory basis for designing and optimizing pipeline network. 1 tab, 11 figs, 11 refs.

Key words: mechanical engineering; concrete pump; pressure switching valve block; CFD simulation; pressure loss; optimal design

0 引言

高低压切换阀是提高混凝土泵泵送效率的关键液压元件之一,其内部流动特性直接影响到混凝土泵的工作性能,如果阀块内部流道结构不合理,会增加管网流场的复杂性,造成过大的压力损失,引起液压系统的温升与噪声等问题^[1-3]。阀块上的压力损失越大,造成的系统能量损失就越大;系统温升越高,则易使油液变质,最终影响液压系统的工作性能和使用寿命^[4]。

目前针对混凝土泵高低压切换阀的研究工作主要集中在切换阀的布局布孔,压力损失随泵出口压力和液压缸连通方式的变化规律等方面。陈国安等用理论方法定量分析了高低压切换阀在混凝土泵泵送系统中的能量损耗,用试验方法探索了油液流过高低压切换阀时所产生的压力损失随负载力的变化规律^[5];林义忠等通过仿真分析对比了正交转弯孔道和非正交转弯孔道的流场特性和压力损失大小^[6];胡国清采用线性收敛迭代法研究了阀块内部的流场分布及其能量损失^[7];Sudo 等以试验手段研究了光滑圆形弯道内紊流流场的分布状态^[8]。然而,高低压切换阀的内部孔道通常采用钻、镗、攻等方法加工,直角转弯结构比较多,且大多附带有刀尖角容腔和工艺孔容腔。大量的工程实践表明,孔道的加工工艺对阀块的流场结构和流动特性有很大影响。因此,现有的研究模型不能充分表达高低压切换阀的内部孔道,也无法准确反映流道内液流的流动特性,难以对混凝土泵高低压切换阀进行有针对性的结构改进和优化设计。

为此,本文选取高低压切换阀内典型的“Ⅱ”型孔道为模型,采用计算流体动力学(CFD)方法对包含刀尖角容腔和工艺孔容腔的流道结构进行仿真,把对流道结构和液流压力损失的分析结合起来,从液流流动的机理上探讨工艺孔结构与液流压力损失的关系,找出工艺因素对阀块内部流场的影响规律,并通过对比试验验证仿真结论的可靠性。

1 物理模型

图1是混凝土泵高低压切换阀内典型的“Ⅱ”型孔道模型,包含入流孔道、工艺孔道、出流孔道及2个直角转弯结构,并附带有刀尖容腔和工艺孔冗余腔。入流、出流孔道分别与泵送油路和液压缸有杆腔相连,实现混凝土的泵送。

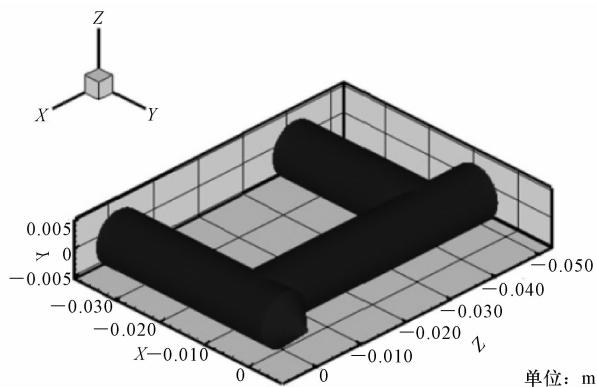


图1 “Ⅱ”型孔道结构示意图

Fig. 1 Structure schematic of II type pipe

根据加工方法的不同,“Ⅱ”型孔道如下页图2所示2种结构形式:①A型孔道为入流方向正对刀尖角;②B型孔道为出流方向背对刀尖角。刀尖角加工工艺的不同和工艺孔属性的改变都会对孔道的液流特性产生不同的影响。

阀块典型流道内的液流多数情况下为湍流状态,流场由各种不同尺寸的涡流叠加而成,这些具有旋转结构的涡流的大小和旋转轴的方向是随机的。由于湍流的复杂性,很难通过试验方法来掌握流道内部的流动状态。为此,本文采用CFD方法对阀块内典型的“Ⅱ”型孔道进行数值仿真。

2 数学模型

2.1 控制方程

高低压切换阀内流体的运动可以认为是不可压粘性流体的定常流动,通常为紊流状态。因此,遵循流体流动的基本守恒定律,即质量守恒定律、动量守

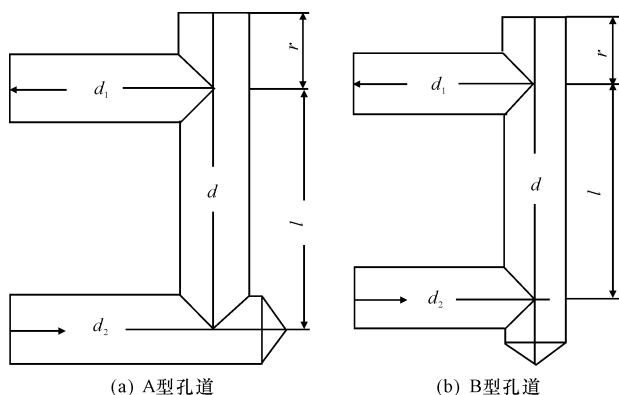


图2 2种“II”型孔道结构对比

Fig. 2 Comparison of two “II”-type pipes with different shapes

注: d_1 为出流孔道直径; d_2 为入流孔道直径; d 为工艺孔道直径; r 为工艺孔道余腔长度; l 为工艺孔道有效长度

恒定律和能量守恒定律(此处不包含能量方程), 另外还要遵守附加的紊流输运方程^[9]。

(1) 连续性方程

$$\frac{\partial(\rho u)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho v)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho w)}{\partial z} = 0 \quad (1)$$

式中: ρ 为密度; u, v, w 分别为速度矢量在 x, y, z 方向的分量。

(2) 动量守恒方程(Navier-Stokes 方程)

$$\frac{\partial(\rho u_i)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u_i u_j)}{\partial y} = \frac{\partial \rho}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_i} \left(\mu \frac{\partial u_i}{\partial x_i} - \rho \overline{u_i u_j} \right) + s_i \quad (2)$$

式中: μ 为动力粘度; s_i 为动量守恒方程的广义源项; u_i, u_j 为时均流速($i=1, 2, 3; j=1, 2, 3$); t 为时间。

(3) 低雷诺数 Re 的 $k-\epsilon$ 模型输运方程

$$\begin{aligned} \frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho k u_i)}{\partial x_i} &= \frac{\partial}{\partial x_i} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_i} \right] + \\ G_k - \rho \epsilon - & \left| 2\mu \left(\frac{\partial k^{1/2}}{\partial n} \right) \right| \left[\frac{\partial(\rho \epsilon)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho \epsilon u_i)}{\partial x_i} = \right. \\ & \left[\frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\epsilon} \right) \frac{\partial \epsilon}{\partial x_i} \right] + \frac{C_{1\epsilon}}{k} G_k |f_1| - \right. \\ & \left. \left. C_{2\epsilon} \rho \frac{\epsilon^2}{k} |f_2| + \left| 2 \frac{\mu_t}{\rho} \left(\frac{\partial^2 u}{\partial n^2} \right) \right| \right] \end{aligned} \quad (3)$$

式中: $\mu_t = C_\mu |f_\mu| \rho \frac{k^2}{\epsilon}$; ϵ 为耗散率; k 为湍动能; $C_\mu, f_\mu, C_{1\epsilon}, C_{2\epsilon}$ 为常量; G_k 为平均速度梯度引起的紊流动能的产生项; n 为壁面法向坐标; u 为与壁面平行的流速。

在实际计算时, 方向 n 可近似取为 x, y 和 z 中最满足条件的一个, 速度 u 也做类似处理。

2.2 网格划分

在 Fluent 前处理软件 Gambit 中建立仿真所需的模型, 采用结构化网格和非结构化网格混合的方式对

其内部流场进行网格划分。在预期所求解的变量变化比较剧烈的地方进行局部加密处理, 并在模型近壁区域设置边界层网格。图 3 为管道模型的网格图。

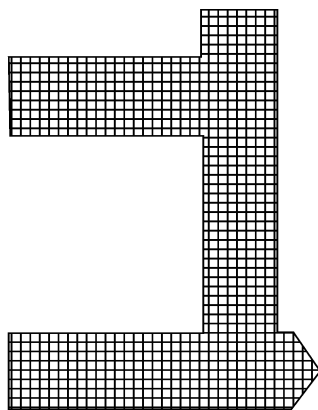


图3 管道模型的网格划分

Fig. 3 Mesh generation of pipe model

2.3 数据处理

假设液流为粘性不可压缩流体, 密度 $\rho=870 \text{ kg/m}^3$, 粘度 $\mu=0.04 \text{ Pa} \cdot \text{s}$; 流道壁面为无滑移、无泄漏的刚性壁面, 进口速度为自定义的抛物球面函数, 函数方程为

$$F(x) = 5 - 5 \left(\frac{y^2 + z^2}{0.005^2} \right) \quad (4)$$

式中: y, z 为端面上点的坐标, 沿入口中心线方向速度为 5 m/s , 圆周边界上速度为 0 。

采用有限体积法(FVM)进行数值模拟, 并选用低 Re 数 $k-\epsilon$ 湍流模型。结合设定的边界条件, 参数的离散采用一阶精度的迎风格式, 封闭的离散方程组采用压力耦合方程的半隐式方法(semi implicit method for pressure linked equation, SIMPLE)来迭代求解。

3 仿真结果及分析

3.1 刀尖容腔对管网液流特性的影响

由于在“II”型管网中存在 2 个直角转向结构, 为了研究入流方向与刀尖角的关系对管网压力损失的影响, 同时又避免下游直角转向的局部液阻对上游液流特性产生影响, 分别对 A、B 型孔道的第 1 个直角转向结构进行建模仿真。下页图 4 为 2 种不同刀尖角结构的压力云图和速度等值线图。

从图 4 可以看出: ①在直角转弯上游, 液流速度分布比较平稳; ②随着流体接近直角转弯处, 液流速度的大小和方向都发生了剧烈的变化, 特别是在刀尖角容腔内有明显的漩涡产生。

资料显示, 液流在直角转弯当中会形成 2 个低

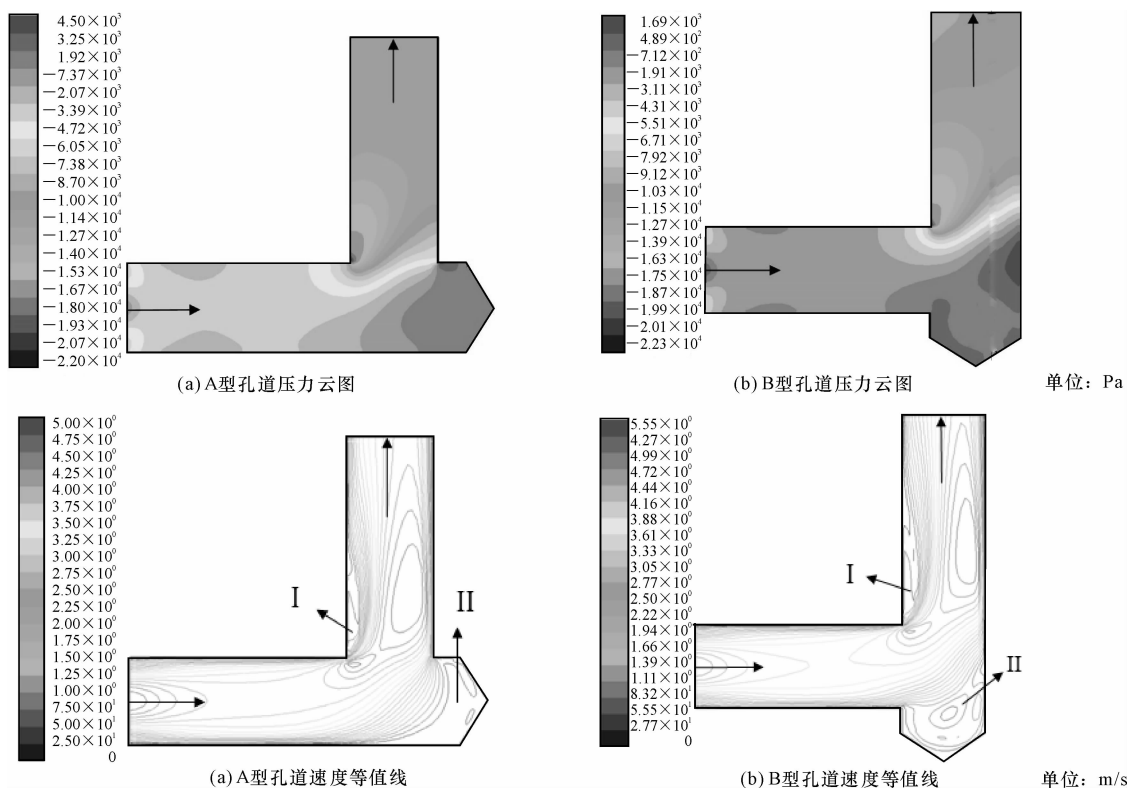


图 4 A、B 型孔道刀尖角仿真结果对比

Fig. 4 Simulation result of A and B type pipes with different nose angles

速流动滞止区,滞止区内涡流的大小与压力损失成正比^[10-11]。通过图 4 压力云图和速度等值线图的对比如可以发现,A、B 型流道在 I 处形成了涡流大小近似相等的低速流动滞止区,而在 II 处 B 型流道形成相对较大的涡流区域。通过多组不同参数的仿真结果对比得知:①A 型流道的主流量直接进入刀尖角容腔后再形成回流,回流稳定后,在刀尖角容腔内形成相对较高的压力,高压区液流不再参与主流流动;②B 型流道中,由于一部分液流进入到刀尖角区域后形成再生流,回流速度梯度较大,因此在刀尖角容腔处便形成了相对较大的涡流流动,产生较大的液阻和压力损失。

由上述分析可知,在高低压切换阀的设计中,应尽量采用液流方向正对刀尖角的形式来进行两相交管路的连接,以减少不必要的能量损失。

3.2 工艺孔属性对管网液流特性的影响

作为高低压切换阀工作管网的一部分,工艺孔的冗余腔长度、通径和有效长度等属性必然影响到管网的液流特性。由仿真结果可知,在入流方向已知的情况下,A 型孔道结构的压力损失更小。下面只对 A 型孔道进行仿真分析,下页图 5 为入流方向正对刀尖角的“II”型管网的压力云图、速度云图和速度矢量图。

由图 5 可以看出液流压力、速度的变化趋势,以及涡流的大小,但无法得到管网的压力损失随工艺孔属性参数变化的曲线图。为此,分别将 Fluent 仿真得到的压力数据导入到 Tecplot 分析,绘制出工艺孔属性与管网压力损失的关系曲线。

3.2.1 工艺孔冗余腔长度

从图 5 可以看出,工艺孔冗余腔内压力较高、流速很低。为了更进一步分析工艺孔冗余腔长度对管网通流品质的影响,保持工艺孔直径和有效长度不变,在不同工艺孔冗余腔长度下,对“II”型管网进行 Fluent 仿真和 Tecplot 分析,得出冗余腔相对长度 r/d 与管网压力损失 ΔP 之间的关系曲线,如下页图 6 所示。

从图 6 仿真曲线可知,随着 r 的变化,压力损失 ΔP 最大为 0.138 MPa,最小为 0.124 MPa,变化幅度不超过 8%,即工艺孔冗余腔的长短对管网的压力损失没有明显的影响。究其原因,主要由于:①工艺孔冗余腔 r 段为非主流流道,其流速较低,液流在此形成 1 个长度与工艺孔直径近似的流动滞止区,如下页图 5 所示。该滞止区的大小仅与液流流速有关,与冗余腔的深度无关;②冗余腔内油液的存在会增大液容,对吸收系统的压力脉动有一定的效果。

因此在高低压切换阀装配时,用于封堵工艺孔

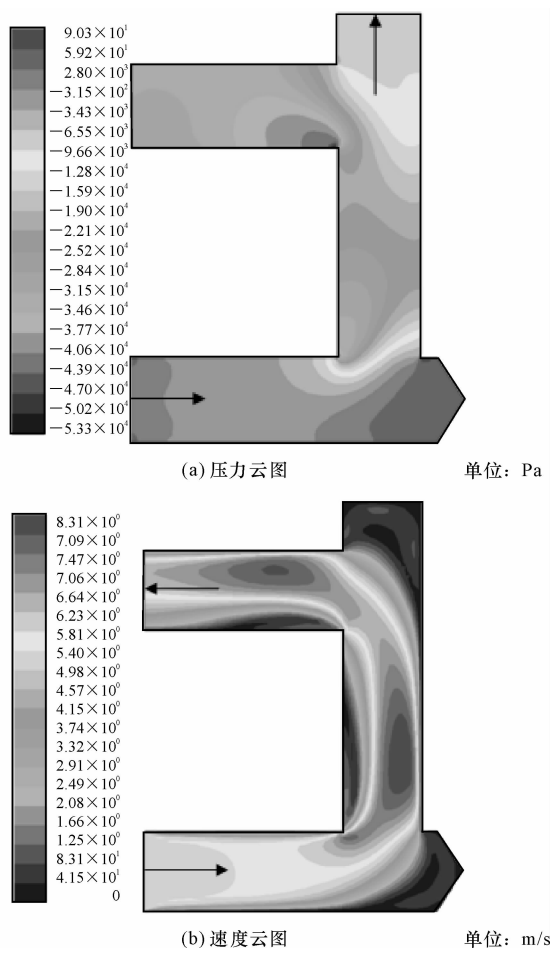


图 5 典型孔道仿真

Fig. 5 Simulation of typical pipeline

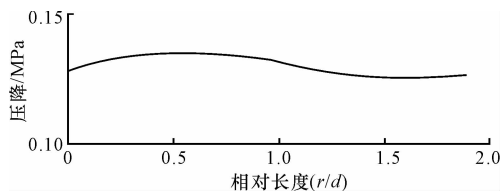


图 6 冗余腔相对长度 r/d 与管网压力损失的关系

Fig. 6 Relationship between relative distance r/d and pressure loss of pipe network

的螺栓长度只要设计成能够满足管网最大压强时的螺旋深度即可,旋入的深度越小,则加工工时越少,液压系统的压力脉动也越低。考虑到结构设计和性能设计原则,应选择工艺孔冗余腔长度较短的结构。

3.2.2 工艺孔通径

由图 5 知,工艺孔竖直段的沿程压力损失较小,但工艺孔的通径大小仍会影响整个管网的液流特性。保持工艺孔冗余腔长度 r 和工艺孔有效长度 l 不变,通过改变工艺孔通径 d ,得到不同工艺孔通径下,流量与管网压力损失 ΔP 之间的关系曲线,如图 7 所示。

由图 7 可知,工艺孔通径 d 对管网的通流品

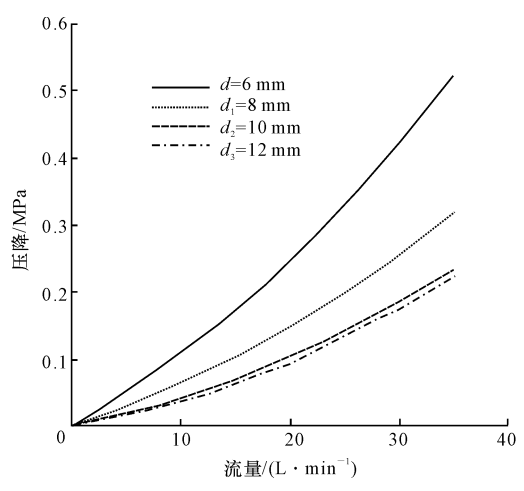


图 7 工艺孔通径 d 与管网压力损失的关系

Fig. 7 Relationship between technological-hole diameter and pressure loss of pipe network

质有显著影响:①当流量 $Q=30\text{ L/min}$ 时,随着 d 由 6 mm 增大到 12 mm ,压力损失由 0.42 MPa 依次减小为 0.26 、 0.19 、 0.18 MPa ,即随着 d 的增大,管网的阻力特性曲线变软,压力损失降低,通流品质随之提高;②当 d 从 d_1 增大到 d_2 时,管网阻力特性显著降低,而由 d_2 增大到 d_3 的过程中,尽管 d 的增幅高达 20% ,但管网阻力特性并未发生明显变化。

由此可知,当工艺孔直径 $d \leq \max(d_1, d_2)$ 时,管网的压力损失随着工艺孔管径的增大而降低;当 $d > \max(d_1, d_2)$ 时,增大工艺孔通径非但不能明显降低管网的压力损失,反而增大了与其他孔道产生干涉的可能性。综合考虑阀块结构设计和管网性能品质的要求,工艺孔的通径应与该工艺孔相连通的 2 个管路中的最大管径保持一致,如此会取得最小的相对压力损失。

3.2.3 工艺孔有效长度

为分析工艺孔有效长度 l 对管网性能品质的影响,保持工艺孔通径 d 和工艺孔冗余腔长度 r 不变,在 3 种流量 Q_1 、 Q_2 、 Q_3 情况下,得到如下页图 8 所示管网压力损失 ΔP 与 l 之间的关系曲线。

分析图 8 中 ΔP 随 l 的变化规律可知,压力最低点出现在 $l=1.5d$ 附近。当 $l < 1.5d$ 时, ΔP 随 l 的增大而降低;当 $l > 1.5d$ 时, ΔP 随 l 的增大而升高。考虑到孔道的外形干涉和安全校核等影响因素,工艺孔有效长度 $l < 2d$ 只具有理论研究意义,实际中不会出现,在进行工艺孔有效长度的选择时,只需考虑 $l > 2d$ 段的曲线特性即可。因此,缩短工艺孔有效长度 l 有利于提高管网的流动特性,减小流道的压力损失。

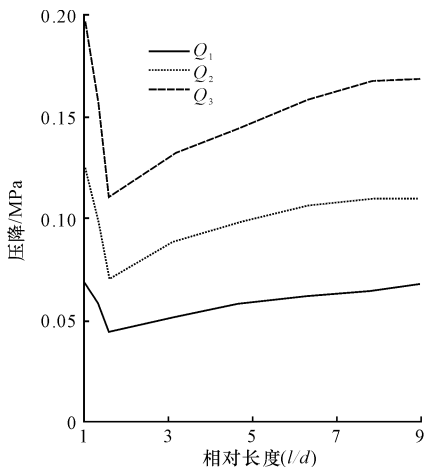


图 8 工艺孔有效长度 l 与管网压力损失的关系
Fig. 8 Relationship between auxilary hole effective length and pressure loss of pipe network

4 试验验证

根据仿真结果,以 HBT80S 型拖泵上的高低压切换阀块为研究对象,优化其内部流道,并与原来的阀块进行对比试验。受样机联接管道直径和液压阀孔径的限制,阀块孔径尺寸不变。分别对现有阀块的刀尖角、工艺孔冗余腔长度、工艺孔通径和工艺孔有效长度 4 项进行优化改进,改进前后的参数对比见表 1。

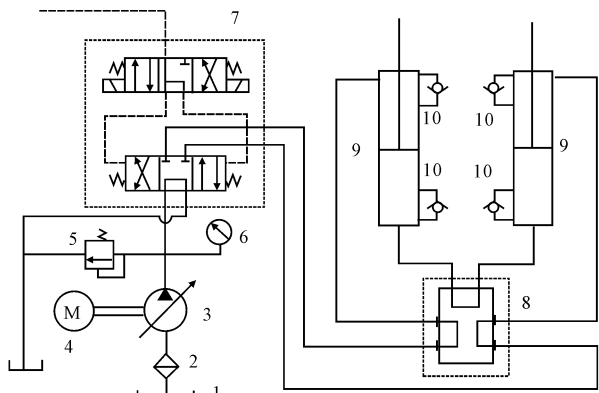
表 1 阀块试验参数对照

Tab. 1 Experimental parameters of pressure switching valve

试验序号	试验项目	改进前	改进后
1	刀尖角	B 型	A 型
2	冗余腔长度 r/mm	5	8
3	工艺孔通径 d/mm	6	10
4	有效长度 l/mm	30	22

为验证刀尖角容腔、工艺孔冗余腔长度、工艺孔通径和工艺孔有效长度对管道压力损失影响规律的正确性,在拖泵泵送系统试验平台上,采用单因素试验分析法对孔道结构改进前和改进后的高低压切换阀块进行测试,比较改进前后的阀块压力损失和油液温度变化。测试工作在 HBT80S 型拖泵上完成,泵送系统液压回路如图 9 所示。

液压泵采用 REXROTH 公司的 A11VLO 斜盘式轴向柱塞泵,发动机功率为 145 kW,电液换向阀型号为 H-4WEH25,系统溢流阀设定为 32 MPa,泵头压力切断设定为 30 MPa。在混凝土泵低压小排量工作状态下,对 2 种不同孔道结构的阀块进行测试,用笔记本电脑、5060 型手持式液压测试仪及 HT-PD 系列压力传感器记录数据并绘制出曲线,如图 10、下页图 11 所示。



1.油箱; 2.过滤器; 3.主油泵; 4.电机; 5.溢流阀; 6.压力表;
7.电液换向阀; 8.高低压切换阀块; 9.泵送油缸; 10.单向阀

图 9 拖泵泵送系统液压原理

Fig. 9 Hydraulic principle of pumping system of concrete pump

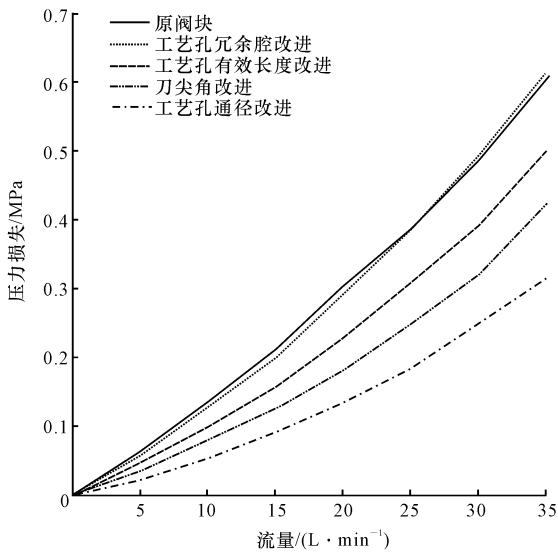


图 10 阀块改进前后的压力损失曲线

Fig. 10 Experiment result of channel pressure-drop of original and improved valve block

通过对比分析阀块结构改进前后的压力损失曲线和油液温度曲线可知,在相同工作条件、相同时间内,刀尖角结构、工艺孔通径和工艺孔有效长度任一因素按照仿真结果优化后,阀块上的压力降和温度都比较低,在系统流量 $Q=35\text{ L/min}$ 时,压力降最大差 0.3 MPa,油液温差最大差 $5\text{ }^{\circ}\text{C}$ 。而工艺孔冗余腔长度改变前后,阀块的压力损失和油液温度变化不大。试验结果表明,刀尖角结构、工艺孔冗余腔、工艺孔通径和工艺孔有效长度等因素对阀块压力损失的影响符合仿真结果,采用改进后的阀块,拖泵液压系统的能耗和发热均有明显改善。

5 结 语

(1)流道液阻受刀尖角结构的影响。在满足空

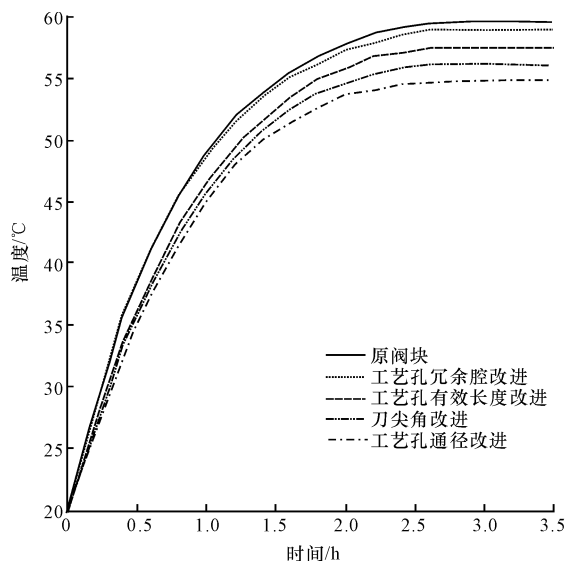


图 11 阀块改进前后的油液温度曲线

Fig. 11 Experiment result of oil temperature curve of original and improved valve block

间结构条件的情况下,进油主流道应尽可能采用液流方向正对刀尖角的方式进行两相交管路的连接,以减少因刀尖角容腔对管路所造成的能量损失。

(2)工艺孔冗余腔的长短对于管网的压力损失没有明显的影响,综合考虑结构设计和通流品质的影响,应选取冗余腔较短的尺寸。

(3)工艺孔通径的大小影响管网的液流特性,为降低管网的能耗损失,在高低压切换阀设计中,应取与工艺孔管路相连通的 2 个管路中的最大管径为工艺孔直径。

(4)对于“Π”型孔道而言,工艺孔有效长度为 1.5 倍通径长时,管网压力损失 ΔP 最小。在实际设计中,减小工艺孔有效长度可以降低阀块的压力损失。

(5)下一步考虑结合均匀试验设计方法,建立流道主要结构参数与压力损失的函数关系,然后根据得到的最优参数组合对阀块进行优化改进。

参考文献:

References:

- [1] 荆宝德,宋树军,段涌光. 混凝土泵液压系统几点改进[J]. 建筑机械,2005(12):97-99.
JING Bao-de, SONG Shu-jun, DUAN Yong-guang. Improvements of hydraulic system for concrete pump[J]. Construction Machinery,2005(12):97-99. (in Chinese)
- [2] 宋树军. 混凝土泵液压系统关键技术研究[D]. 长春: 吉林大学,2005.
SONG Shu-jun. Research on the key technology of

concrete pump's hydraulic system[D]. Changchun:Jilin University,2005. (in Chinese)

- [3] 高殿荣,王益群. 液压集成块内弯曲流道流场数值计算与分析[J]. 机床与液压,2001,29(6):34-35.
GAO Dian-rong, WANG Yi-qun. Numerical calculation and analysis of flow field for hydraulic integrated blo[J]. Machine Tool & Hydraulics,2001,29(6):34-35. (in Chinese)
- [4] Modi P P, Jayanti S. Pressure losses and flow maldistribution in ducts with sharp bends[J]. Chemical Engineering Research and Design,2004,82(3):321-331.
- [5] 陈国安,官应旺,曹斌祥. 混凝土泵液压系统能量损耗研究[J]. 工程机械,2008,39(11):33-37.
CHEN Guo-an, GAO Ying-wang, CAO Bin-xiang. The energy loss research of concrete pump hydraulic system[J]. Construction Machinery and Equipment, 2008,39(11):33-37. (in Chinese)
- [6] 林义忠,陈丽莉,张忠南. 液压集成块典型转弯孔道流场仿真分析[J]. 机床与液压,2012,30(5):134-137.
LIN Yi-zhong, CHEN Li-li, ZHANG Zhong-nan. Simulation and analysis of flow field of typical turning channel inside hydraulic manifold block[J]. Machine Tool & Hydraulics, 2012, 30(5): 134-137. (in Chinese)
- [7] 胡国清. 多路换向阀流道的优化计算方法—代数应力模型[J]. 机床与液压,1995,23(4):203-206.
HU Guo-qing. The optimization calculation method of multiple directional control valve channel-algebraic stress Model[J]. Machine Tool & Hydraulics, 1995, 23(4):203-206. (in Chinese)
- [8] Sudo K, Sumida M, Hibara H. Experimental investigation on turbulent flow in a circular-sectioned 90-degree bend[J]. Experiments in Fluids, 1988, 25(1): 42-49.
- [9] 江辉军,安玉娇,袁朝辉. 飞机液压系统流量压力负载模拟[J]. 航空学报,2011,32(7):1357-1370.
JIANG Hui-jun, AN Yu-jiao, YUAN Zhao-hui. Flow pressure simulation of aircraft hydraulic system[J]. Acta Aeronautica et Astronautica Sinica,2011,32(7): 1357-1370. (in Chinese)
- [10] Xiong R Q, Chung J N. Effects of miter bend on pressure drop and flow structure in micro-fluidic channels [J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2008,51(11/12):2914-2924.
- [11] Maharudrayya S, Jayanti S, Deshpande A P. Pressure losses in laminar flow through serpentine channels in fuel cell stacks[J]. Journal of Power Sources, 2004, 138(1/2):1-13.