

DOI: 10.7652/xjtub201905020

多路阀阀芯拓扑形态设计的流量数参数模型

陈源流, 王安麟, 张小路

(同济大学机械与能源工程学院, 201804, 上海)

摘要: 为避免多路阀阀芯拓扑形态设计中满足多种复杂载荷条件的计算流体力学(computational fluid dynamics, CFD)仿真的庞大计算量,提出了多路阀阀芯拓扑形态设计的流量数参数模型。由于多路阀常处于饱和流量状态,故假设流量系数仅与阀芯拓扑形态和阀芯位移有关,用流量数作为表达节流槽流量控制特性的参数。首先,通过有限变量空间中的 CFD 仿真样本,运用统计学方法建立不同节流槽结构的流量数参数模型。然后,通过线性叠加得到阀口的流量数参数模型。最后,以 20 吨级液压挖掘机多路阀为研究对象,使用流量数参数模型实现了一定载荷特征与性能要求下的多路阀节流结构定制化设计。研究表明,流量数参数模型对复杂载荷条件下多路阀阀芯拓扑形态设计具有良好的设计精度与简便性。

关键词: 多路阀;饱和流量;流量数参数模型;定制化设计

中图分类号: TH137.52 **文献标志码:** A **文章编号:** 0253-987X(2019)05-0149-09

Flow-Number Parametric Model for Multiway Valve Spool Topological Design

CHEN Yuanliu, WANG Anlin, ZHANG Xiaolu

(School of Mechanical Engineering, Tongji University, Shanghai 201804, China)

Abstract: To avoid the huge calculation cost as designing multiway valve spool by computational fluid dynamics (CFD) simulations for various complicated load conditions, a flow-number parametric model for multiway valve spool topological design is proposed. Since multiway valve is always in a saturated flow status, it is assumed that flow coefficient is only related to the valve spool structure and the valve opening, and flow-number can be taken as the parameter expressing the flow control characters of grooves. Statistical method is adopted to develop flow-number parametrical models of different groove structures via samples of CFD simulations in limited design space. Then flow-number parametrical models of valve ports are developed by linear superposition. Taking 20-ton-level hydraulic excavator multiway valve as the researching object, a customized design for multiway valve structure is realized according to specific load characters and performance requirements by the flow-number parametrical model. This approach indicates that under complicated loads, the flow-number parametrical model facilitates multiway valve spool topological design with higher accuracy.

Keywords: multiway valve; saturated flow; flow-number parametric model; customized design

收稿日期: 2018-10-10。 作者简介: 陈源流(1996—),男,博士生;王安麟(通信作者),男,教授。 基金项目: 国家重点研发计划资助项目(2018YFC0810200-03)。

网络出版时间: 2019-02-21

网络出版地址: <http://kns.cnki.net/kcms/detail/61.1069.T.20190221.0915.013.html>

液压挖掘机是最常用的工程机械之一,其产能在工程机械总量中占据了重要部分。多路阀是挖掘机液压系统的控制枢纽,对于挖掘机整机的工作性能有重大影响。目前,我国在这类核心部件上的自主开发能力有限,国内挖掘机整机厂大多依赖国外进口,受到技术封锁,这是我国工程机械行业落后国际市场的重要原因之一。

我国并非无法实现多路阀阀芯的加工与生产,难点在于如何根据不同的工况载荷条件,设计出满足性能要求的阀芯拓扑形态。该问题的研究对于提高我国工程机械行业的国际竞争力具有重要意义。

作用在挖掘机整机上的工况载荷,反映到多路阀上就是各个阀口的流量和压力,为针对不同工况载荷定制化设计多路阀阀芯,需要建立阀口流量压力与阀芯拓扑形态之间的映射关系。通过计算流体力学(computational fluid dynamics,CFD)仿真的方法可以求解特定拓扑形态和边界条件下的流场参数,从而得到二者间的映射关系^[1],但该过程计算量大,时间成本难以接受。Amirante 等使用 CFD 仿真求解各流场参数,对某液压比例方向阀进行了优化,优化过程耗时 500 h,这样的时间成本对于实际生产是难以接受的^[2]。

为解决多路阀阀芯拓扑形态设计中,满足多种复杂载荷条件的 CFD 仿真计算量大的问题,本文以 20 吨级液压挖掘机某型多路阀的回转联为例,建立了流量数参数模型,并在一定载荷条件和性能要求下定制化了阀芯拓扑形态,验证了该模型的精度和简便性。

1 现有设计方法

多路阀的节流公式为

$$Q = C_d A \sqrt{2\Delta p / \rho} \quad (1)$$

式中: Q 是流过阀口的流量; C_d 为阀口的流量系数; A 为阀口的过流面积; Δp 为阀口前后的压差; ρ 为工作油液的密度。

由式(1)可知,为得到阀口的流量及压差,关键需要求得流量系数及过流面积。关于过流面积的研究已较为成熟,可以通过简单的公式计算得到常见节流槽的过流面积^[3-4],而流量系数在工程实践中往往根据经验取为定值,这种设计方法缺乏明确性和可靠性,设计精度较差。

Jeon 等在分析过程中将流量系数作为定值,得到的计算结果与实验结果存在较大偏差,但是也不

能排除是由于实验所用流量计的响应速度过慢而导致的^[5]。黄伟等假定多路阀回转联工作口及中位回油口的流量系数相等,并取为定值,从而得到工作流量的数学模型,该数学模型与 CFD 仿真的结果基本一致,但通过该方法得到的压差是否与仿真结果一致未经验证^[6]。况龙等在流量系数为定值的假设前提下建立了多路阀节流耦合数学模型,并对阀芯拓扑进行优化^[7]。

为判断将流量系数作为定值的可行性,本文按照文献[6]的方法建立工作阀口流量与换向阀入口压力的数学模型。根据工作阀口和中位回油口的流量分配关系及节流公式可得

$$\left. \begin{aligned} Q_0 &= Q_1 + Q_2 \\ Q_1 &= C_{d1} A_1 \sqrt{2(p_1 - p_2)/\rho} \\ Q_2 &= C_{d2} A_2 \sqrt{2(p_1 - p_3)/\rho} \end{aligned} \right\} \quad (2)$$

式中: Q_0 为多路阀入口流量; Q_1 和 Q_2 分别为工作阀口和中位回油口的流量; A_1 和 A_2 分别为工作阀口和中位回油口的过流面积,可根据阀芯拓扑形态及阀芯位移计算得到; p_1 、 p_2 、 p_3 分别为换向阀入口压力、工作阀口负载压力和中位回油口回油背压; C_{d1} 、 C_{d2} 分别为工作阀口和中位回油口的流量系数,假设 $C_{d1} = C_{d2} = C_{d0}$,取作 0.62~0.75 之间的某一值。

由此,得到 Q_1 和 p_1 分别为

$$Q_1 = (A_1^2 Q_0 - A_1 A_2 (Q_0^2 + 2(A_1^2 - A_2^2)(p_2 - p_3) C_{d0}^2 / \rho)^{0.5}) / (A_1^2 - A_2^2) \quad (3)$$

$$p_1 = \frac{\rho Q_1^2}{2C_{d0}^2 A_1^2} + p_2 \quad (4)$$

使用文献[6]中的一组阀芯结构参数,在相同的边界条件下进行 CFD 仿真,得到 Q_1 和 p_1 的仿真值。之后与式(3)~(4)的计算值进行对比,结果如图 1 所示。

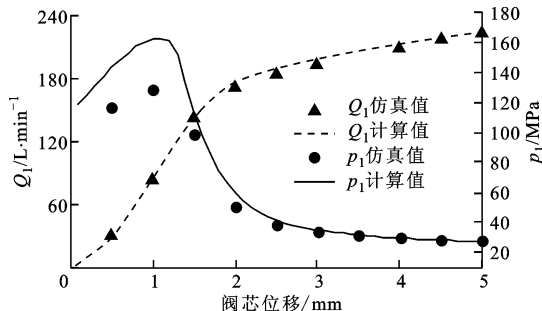


图 1 Q_1 与 p_1 的仿真值和计算值

由图 1 分析可得,若将流量系数作为定值, Q_1 的计算值与仿真值基本一致,但 p_1 在阀芯位移较小

时计算值与仿真值存在较大的差异,这是因为实际流量系数会随着阀芯移动发生变化。杨耀祥等使用 CFD 仿真研究了流量系数随阀芯位移的变化规律,对于研究的多路阀阀芯,位移较小时的流量系数比位移较大时小 20% 左右^[8]。孙后环等通过实验研究了两种节流槽的流量系数变化规律,对于研究的 V-U 节流槽,流量系数最大值约为 1.3,而最小值仅为 0.2^[9]。所以,将流量系数取作定值来计算压力及流量会产生较大的误差,文献^[6]的设计方法精度较差,难以反映真实的流量压力。

官通等通过仿真和实验的方法,研究了多路阀阀芯流量系数的变化规律,发现流量系数不仅随阀芯位移而变化,而且与流量大小也有一定的关系,但流量的变化对流量系数的影响较小^[10]。况龙等提出了流量的极限饱和度的概念,理论分析和仿真验证表明,当流量较大时,流量系数会趋于饱和值,所以可以认为,在饱和流量条件下,流量系数仅与阀芯拓扑形态和阀口开度有关,可忽略流量大小的影响^[11]。

文献^[11]建立了某多路阀回转联流量系数关于阀芯拓扑形态和阀芯位移的数学模型,可以较好地预测流量系数的变化规律,但该方法具有一定局限性。从文献^[8-10]可以看出,不同类型阀芯的流量系数的变化规律并不相同,所以文献^[11]的数学模型仅适用于其对应的阀芯,对于其他类型的阀芯,流量系数的变化规律可能较为复杂,难以找到一个简单的函数关系来拟合流量系数与阀芯位移之间的关系,所以该设计方法的普适性较差。

为解决流量系数随阀芯位移的变化特性不规律的问题,兰秋华等提出使用“流量数”(流量系数×过流面积)作为表征流量控制特性的参数^[12]。流量数具有平滑、连续变化的特点,可以通过简单的函数拟合流量数与阀芯位移之间的关系,所以其关于阀芯拓扑形态和阀芯位移的数学模型的建立更为简单。江涛等在进行 AMESim 仿真时,将流量系数设置为 1,把实际流量系数的变化修正到过流面积,写入模型,该方法与使用流量数表征流量控制特性实质上是一致的^[13]。

针对现有设计方法的缺陷和不足,本文提出了多路阀阀芯拓扑形态设计的流量数参数模型,并以 20 吨级液压挖掘机某型多路阀的回转联为研究对象,在一定的载荷条件和性能要求下,对阀芯拓扑形态进行了定制化设计,验证了该模型的准确性和简便性。

2 流量数数学模型

2.1 回转联简介

以某型多路阀的回转联作为研究对象,图 2 为回转联结构图。

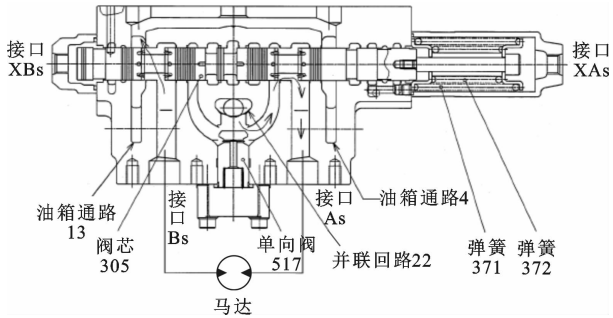
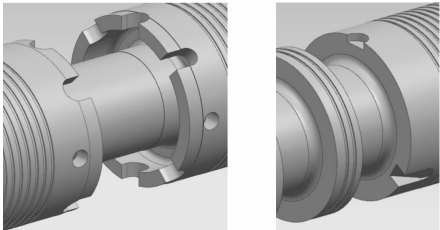


图 2 回转联结构图

如图 2 所示,先导压力油流入 XAs 接口,回转联阀芯 305 克服弹簧 371、372 的阻力向左移动。由液压泵输出的工作油流向并联回路 22,推开通道单向阀 517,经由 U 字形通路从接口 As 流出,使马达旋转后,从接口 Bs 返回,并由油箱通路 13 返回油箱。当反向回转时,先导压力油流入 XBs 接口,其余过程与正转时类似。

回转联的工作阀口节流槽有圆孔、半圆孔、U 形孔三种形式,中位回油口节流槽有半圆槽和斜坡 U 形槽两种形式,如图 3 所示。



(a)工作阀口节流槽 (b)中位回油口节流槽
图 3 回转联节流槽

2.2 CFD 仿真与实验验证

建立不同开度的工作阀口 CFD 仿真模型,如图

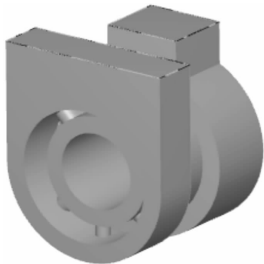


图 4 工作阀口 CFD 模型

4 所示,设置最大单元尺寸为 0.01,工作油密度为 $890\text{ kg}\cdot\text{m}^{-3}$,动力黏度为 $0.036\text{ Pa}\cdot\text{s}$,迭代次数为 200,出口压力为 10 MPa,工作口流量为大小不同的一系列值。

为验证 CFD 仿真的正确性,在液压元器件动态特性综合实验台上进行回转联静态性能实验,实验设备同文献[11]。调整阀口开度及工作口压力与 CFD 仿真模型一致,设置不同的流量值进行实验,观察不同阀芯位移 x 时的实验结果,如图 5 所示。

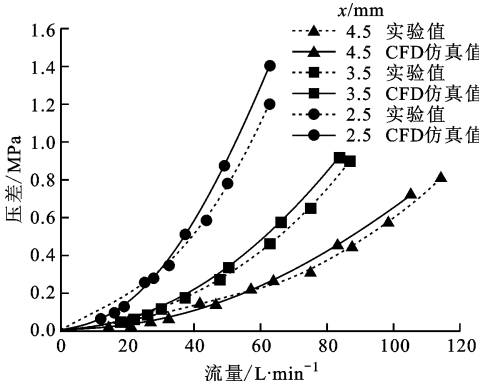


图 5 回转联静态性能实验及 CFD 仿真结果

从图 5 中可以看出,实验值与 CFD 仿真值基本一致,证明了 CFD 仿真模型的正确性,所以仿真模型可以反映实际工作时的节流效应。

2.3 回转联饱和和流量条件

由文献[11]可知,流量系数与雷诺数之间的关系为

Cd=Cdt√(Re/(Re+kc)) (5)

式中: C_{dt} 为流量系数的极限值; k_c 为极限饱和度。当阀芯位移最大时, k_c 值最大,流量系数达到极限值所需的雷诺数最大。

分别建立回转联工作阀口和中位回油阀口全开时的 CFD 仿真模型,模型参数设置与第 2.2 节一致,中位回油口的流量系数随雷诺数变化的规律如图 6 所示。

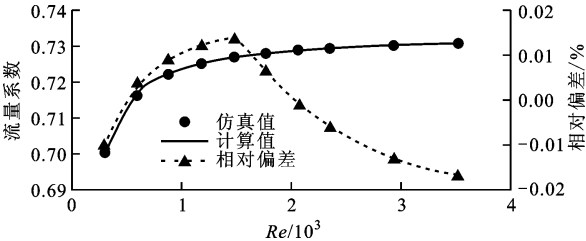


图 6 中位回油口全开时的流量系数

从图 6 可以看出,流量系数随雷诺数的增大会达到极限值,通过拟合仿真值可以得到,当式(5)中

的 $C_{dt}=0.667$ 、 $k_c=28.46$ 时,计算值与仿真值的变化趋势基本一致,相对偏差不超过 $\pm 0.02\%$,说明该模型对于本文的研究对象是适用的。假定流量系数达到极限值的 98% 时为饱和流量状态,由此可得饱和流量条件下中位回油口的最小雷诺数为 690。同理,可得工作阀口饱和流量条件为雷诺数达到 2 075。

当回转联流量满足饱和流量条件时,可以忽略流量大小对流量系数的影响,从而认为流量数仅与阀芯拓扑形态有关。从第 3.1 节的仿真值及计算值可知,在本文采用的边界条件下,整个阀芯开启过程基本满足饱和流量条件。

2.4 节流槽流量数数学模型

图 7 是斜坡 U 形槽的结构图,图中 h 、 l 、 r 分别代表斜坡 U 形槽的深度、长度和半径。将这三个结构参数作为设计变量,建立三因素三水平的正交表,如表 1 所示。

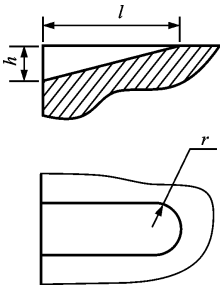


图 7 斜坡 U 形槽结构图

表 1 斜坡 U 形槽的正交表

样本编号	r/mm	l/mm	h/mm
1	1.0	4	0.5
2	1.5	4	0.9
3	2.0	4	1.3
4	1.0	5	0.9
5	1.5	5	1.3
6	2.0	5	0.5
7	1.0	6	1.3
8	1.5	6	0.5
9	2.0	6	0.9

将表 1 中的 9 组结构参数作为实验样本,设置入口流量为 $120\text{ L}\cdot\text{min}^{-1}$,出口压力为 10 MPa,其余参数与 2.2 节相同,对于某些阀芯位移,需要再增加迭代次数使仿真结果收敛。图 8 为斜坡 U 型槽的网格模型,通过 CFD 仿真得到入口压力,计算得到不同阀芯位移斜坡 U 型槽的流量数,1 号样本的流量数如图 9 所示。

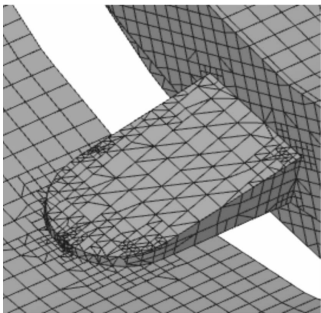


图 8 斜坡 U 形槽的网格模型

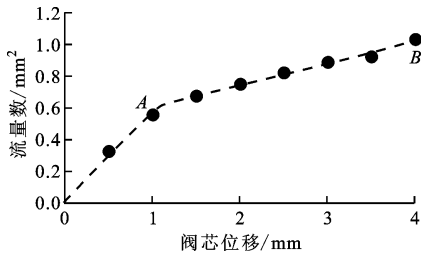


图 9 1 号样本的流量数

如图 9 所示,斜坡 U 形槽的流量数可以用两段直线进行拟合,假定 A、B 两点的坐标分别为 (t_1, t_2) 、 (l, t_3) ,则流量数 y 关于阀芯位移 x 的分段函数为

$$y = \begin{cases} \frac{t_2}{t_1}x, & 0 \leq x \leq t_1 \\ \frac{t_3 - t_2}{l - t_1}(x - t_1) + t_2, & t_1 < x \leq l \end{cases} \quad (6)$$

通过拟合可得到三个参数 t_1 、 t_2 、 t_3 ,从而将节流槽流量数数学模型的建立转化为寻找三个参数关于三个结构尺寸的映射关系。

吴小锋等使用二阶响应面函数建立了多路阀开启瞬间的瞬态液动力关于流道结构参数的数学模型^[14]。本文借鉴该方法,使用二阶响应面函数分别建立三个参数关于节流槽结构尺寸的数学模型。

为验证该数学模型的准确性,选择 9 组样本之外的另一组结构参数($r=1.8\text{ mm}$, $l=4.5\text{ mm}$, $h=0.7\text{ mm}$),按照 2.4 节相同的参数设置建立 CFD 仿真模型,将数学模型的计算值与仿真值进行对比,结果如图 10 所示,可以看到,计算值与仿真值基本一致,说明该数学模型可以很好地反映斜坡 U 形槽流量数与阀芯拓扑形态及阀芯位移之间的映射关系。

用同样的方法建立其他节流槽流量数的数学模型,具体过程不再赘述。

2.5 阀口流量数数学模型

假设工作阀口流经 n 个节流槽的流量分别为 $q_1, q_2, \dots, q_n$,各节流槽的流量系数分别为 $c_{d1}, c_{d2}, \dots, c_{dn}$,各节流槽的过槽面积分别为 $A'_1, A'_2, \dots, A'_n$,

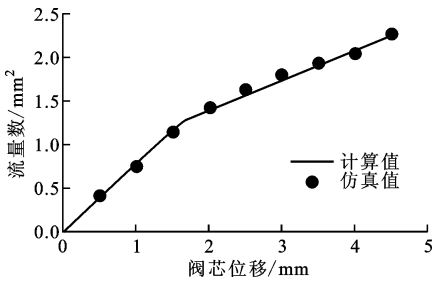


图 10 斜坡 U 形槽流量数的计算值和仿真值

各节流槽的流量数分别为 $c_{d1}A'_1, c_{d2}A'_2, \dots, c_{dn}A'_n$,由式(1)可得

$$\left. \begin{aligned} q_1 &= c_{d1}A'_1 \sqrt{2\Delta p/\rho} \\ q_2 &= c_{d2}A'_2 \sqrt{2\Delta p/\rho} \\ &\vdots \\ q_n &= c_{dn}A'_n \sqrt{2\Delta p/\rho} \end{aligned} \right\} \quad (7)$$

又由各节流槽的并联关系可知 $Q_1 = q_1 + q_2 + \dots + q_n$,联立方程组(7),可得

$$C_{d1}A_1 = c_{d1}A'_1 + c_{d2}A'_2 + \dots + c_{dn}A'_n = \sum_{i=1}^n c_{di}A'_i \quad (8)$$

从式(8)可知,整个阀口的流量数可以通过各个节流槽流量数的线性叠加得到。同理,可得中位回油口的流量数。

分别建立各个节流槽的流量数数学模型,并进行简单的线性叠加,得到工作阀口和中位回油口的流量数数学模型。为验证该数学模型的准确性,分别建立工作阀口和中位回油口的 CFD 仿真模型,各参数设置与 2.4 节一致,图 11、12 分别为两阀口流量数的计算值和仿真值。

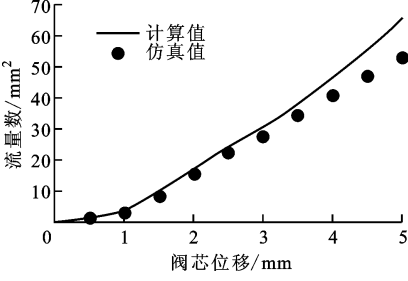


图 11 工作阀口流量数的计算值和仿真值

由图 11 和图 12 可知,流量数的计算值与仿真值基本一致,说明建立的数学模型可以反映阀口流量数特性与阀芯拓扑形态间的映射关系。

由此,多路阀阀芯的流量数参数模型建立完成。第 3 节将利用此模型对回转联进行一定载荷特征和性能要求下的定制化设计,证明该模型的设计精度和简便性。

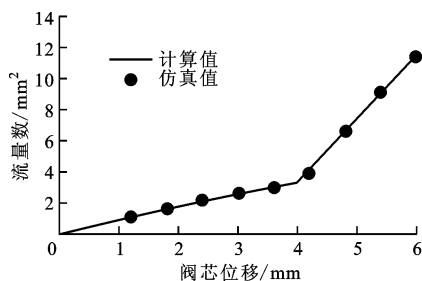


图 12 中位回油口流量数的计算值和仿真值

3 阀芯拓扑形态定制化设计

3.1 静态性能数学模型

第2节得到了工作阀口和中位回油口的流量数关于阀芯拓扑形态的数学模型,式(2)中的 $C_{d1}A_1$ 和 $C_{d2}A_2$ 即为工作阀口和中位回油口的流量数。根据式(2)可得到工作阀口流量和入口压力,从而以流量数作为中间变量,建立阀芯流量和压力关于阀芯拓扑形态的映射关系。

假定回转联入口流量及工作阀口和中位回油口压力均为定值,分别为 $180 \text{ L} \cdot \text{min}^{-1}$ 、 20 MPa 、 6 MPa 。在实际应用中,可以根据整机实验或台架实验的数据,或根据经过标定的仿真软件计算值^[15-16],采用文献[17-18]提出的方法,分解得到载荷随机项和载荷趋势项,分别拟合并组合重构,复现实际工况条件下的多路阀载荷。

为验证该静态性能数学模型的准确性,建立回转联 CFD 仿真模型,边界条件与数学模型一致,其余参数设置与第2.2节相同,图13为回转联压力和流量的计算值和仿真值。从图中可以看出,数学模型的计算值和 CFD 仿真值基本一致,说明该数学模型可以很好地反映回转联静态特性与阀芯拓扑形态之间的映射关系。

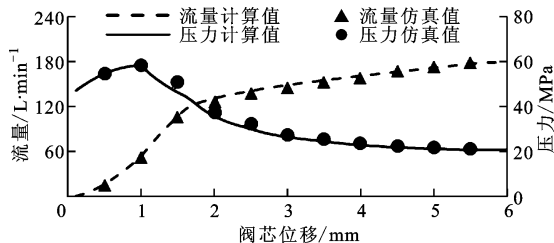


图 13 回转联流量和压力的计算值和仿真值

3.2 设计变量

图14为回转联节流槽结构示意图, $h_1 \sim h_3$ 分别为工作阀口节流孔、斜坡 U 形槽和半圆槽的深度, $R_1 \sim R_3$ 分别为工作阀口半圆孔、U 形孔、圆孔的半径, R_4 和 R_5 分别为中位回油口斜坡 U 形槽和半

圆槽的半径, l_1 和 l_3 分别为 U 形孔、斜坡 U 形槽的长度, l_2 为圆孔边缘到阀芯台阶处的距离。

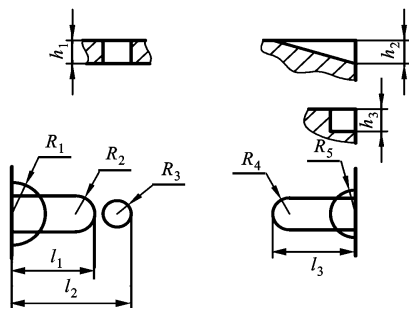


图 14 回转联节流槽结构示意图

在上述 11 个变量中, l_2 和 l_3 的改变会直接影响阀口开度和阀芯位移的关系,由于本文的设计目标包括保持原有流量基本不变,而 l_2 或 l_3 的改变将造成阀口在不同的阀口开度下开启或关闭,从而引起流量的改变,所以将它们固定为原始值 5 mm 和 6 mm,其余 9 个变量全部作为设计变量。

3.3 目标函数及约束条件

液压阀的流量反映了多路阀的调速特性,对于不同负载具有不同的要求。由于本文以原结构流量作为参考,希望新设计的节流结构具有相似的流量,所以采用最小二乘法表达优化后结构与原阀芯结构流量的相对偏差 f_1 ,具体公式为

$$f_1 = \frac{1}{n} \sqrt{\sum_{i=1}^n \left(\frac{Q'_{1,i} - Q_{1,i}}{Q_{1,i}} \right)^2} \quad (9)$$

式中 $Q_{1,i}$ 和 $Q'_{1,i}$ 分别代表优化前、后第 i 个开口位置工作阀口的流量。

因为在假定的边界条件中,工作阀口压力为定值,所以入口压力的变化反映了压力损失的变化。若压降过大,则能量损失较大;若入口压力过高,则可能出现冲击和空穴等现象。所以,希望设计的阀芯拓扑结构具有较低的入口压力。阀口开启过程中,压力相对损失叠加的平均值 f_2 为

$$f_2 = \frac{1}{n} \sqrt{\sum_{i=1}^n \left(\frac{p_{1,i} - p_2}{p_2} \right)^2} \quad (10)$$

式中 $p_{1,i}$ 代表第 i 个开口位置的入口压力。

综合考虑式(9)和式(10)两个方面的性能评价标准,使用线性加权法和 α 法,构造目标函数 $F = \alpha f_1 + \beta f_2$,其中 α 和 β 为权重系数,求解公式为

$$\begin{cases} \alpha f_{11} + \beta f_{21} = c \\ \alpha f_{12} + \beta f_{22} = c \end{cases} \quad (11)$$

式中: f_{11} 为 f_1 的最小值; f_{21} 为 f_1 取最小值时 f_2 的取值; f_{12} 和 f_{22} 以此类推; c 为任意非零实数。该方

法通过计算每个评价函数的单评价最优结果来确定权重,使得单独优化每个评价的解代入到目标函数 F 中得到的结果相同。

为保证回转联阀芯结构可实现,各设计变量应限制在一定范围之内,具体如表 2 所示。

将 9 个设计变量在约束范围内建立九因素三水平正交表,由于篇幅有限,仅列出正交表的一部分,如表 3 所示。

通过第 3.1 节建立的数学模型,计算得到评价函数 f_1 和 f_2 的值,由此可得 $f_{11}=0.007\ 9$, $f_{12}=0.309\ 6$, $f_{21}=0.035\ 7$, $f_{22}=0.022\ 6$,根据式(11),

表 3 回转联设计变量正交表

样本编号	R_1/mm	R_2/mm	R_3/mm	R_4/mm	R_5/mm	l_1/mm	h_1/mm	h_2/mm	h_3/mm	f_1	f_2
1	1.6	1.2	0.9	0.9	1.2	3.2	1.5	1.5	0.90	0.083 7	1.004 9
2	1.6	1.2	0.9	0.9	2.0	3.8	2.5	2.5	1.45	0.007 9	0.309 6
$\vdots$	$\vdots$	$\vdots$	$\vdots$	$\vdots$	$\vdots$	$\vdots$	$\vdots$	$\vdots$	$\vdots$	$\vdots$	$\vdots$
27	2.8	2.4	1.35	0.9	2.8	3.8	1.5	2.5	0.90	0.015 0	0.113 6

表 4 遗传算法参数

参数	数值
种群大小	150
编码长度	10
交叉率	0.5
突变率	0.05
遗传代数	2 000

优化前后的流量和压力如图 15 所示。优化前的曲线与图 13 相同,优化后的曲线通过数学模型计算得到,离散点通过 CFD 仿真得到,仿真参数设置与第 3.1 节一致。

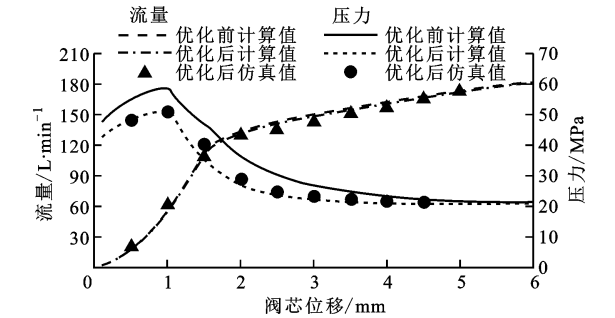


图 15 优化前后的流量和压力

由图 15 可知:优化后的阀芯拓扑形态具有与原结构几乎一致的流量,且其入口压力有明显的降低,实现了设计的目标;优化后的压力和流量的数学模型计算值与 CFD 仿真值基本一致,进一步说明了该数学模型的准确性。

并使 $\alpha+\beta=1$,解得 $\alpha=0.912$, $\beta=0.088$ 。所以,目标函数为 $F=0.912f_1+0.088f_2$ 。

表 2 设计变量的约束范围 mm

设计变量	R_1	R_2	R_3	R_4	R_5	l_1	h_1	h_2	h_3
最大值	1.6	1.2	0.9	0.9	1.2	3.2	1.5	1.5	0.9
最小值	2.8	2.4	1.8	2.1	2.8	4.4	3.5	3.5	2.0

3.4 设计优化

将目标函数 F 最小作为设计目标,使用遗传算法对多路阀阀芯拓扑形态进行优化设计,遗传算法的参数如表 4 所示。

优化程序使用个人计算机运行,配备 Intel core i5 处理器,主频为 2.6 GHz,内存为 4 GB,完成 2 000 代计算的时间约为 80 s,相比文献[1]直接使用 CFD 仿真进行优化耗时 500 h,使用数学模型求解节省了大量的时间。

优化前后的设计变量如表 5 所示。

表 5 优化前后的设计变量 mm

设计变量	R_1	R_2	R_3	R_4	R_5	l_1	h_1	h_2	h_3
优化前值	2.0	2.0	1.45	1.5	2.0	4.0	2.5	2.5	1.42
优化后值	2.8	1.8	1.80	1.7	1.9	4.4	3.5	2.6	1.45

本文从保持流量基本不变和降低入口压力两方面考虑,对阀芯拓扑形态进行了定制化设计。在实际应用中,可以根据具体需要,构造不同的性能评价函数,使用流量数参数模型完成类似的设计过程。

4 结 论

(1)在饱和流量条件下,可忽略流量大小对流量系数的影响,认为流量系数仅与阀芯拓扑形态和阀芯位移有关;

(2)对于本文研究的工况,工作阀口和中位回油口基本满足饱和流量条件;

(3)流量数随阀芯位移的变化平滑且连续,可以使用简单的函数关系进行拟合,且整个阀口的流量数等于各节流槽流量数的线性叠加;

(4)通过流量数参数模型得到的多路阀流量压

力特性与CFD仿真结果基本一致,可以实现一定载荷条件和性能要求下的阀芯拓扑形态定制化设计,并大大节省计算时间。

参考文献:

- [1] 姜涛,夏明杰,王安麟. 滑移网格法在滑阀三维瞬态流场解析的适用性分析[J]. 同济大学学报(自然科学版), 2015, 43(10): 1575-1581.
JIANG Tao, XIA Mingjie, WANG Anlin. Applicability analysis of slide valve in 3D transient flow field analysis of sliding mesh method [J]. Journal of Tongji University (Natural Science), 2015, 43(10): 1575-1581.
- [2] AMIRANTE R, CATALANO L A, POLONI C, et al. Fluid-dynamic design optimization of hydraulic proportional directional valves [J]. Engineering Optimization, 2014, 46(10): 1295-1314.
- [3] 冀宏,傅新,杨华勇. 几种典型液压阀口过流面积分析及计算[J]. 机床与液压, 2003(5): 14-16.
JI Hong, FU Xin, YANG Huayong. Analysis and calculation on typical orifice areas in hydraulic valves [J]. Machine Tool & Hydraulics, 2003(5): 14-16.
- [4] 吕孟. 多路阀阀口面积数字化计算与分析[J]. 建筑机械, 2015(6): 108-110.
LÜ Meng. Orifice area digital calculation and analysis of multi-way valve [J]. Construction Machinery, 2015(6): 108-110.
- [5] JEON J, HAN C, CHUNG J U, et al. Performance evaluation of a piezoactuator-based single-stage valve system subjected to high temperature [J]. Smart Materials and Structures, 2015, 24(1): 15022-15033.
- [6] 姜涛,黄伟,王安麟. 多路换向阀换向耦合阀口节流结构拓扑设计[J]. 西安交通大学学报, 2016, 50(8): 26-31.
JIANG Tao, HUANG Wei, WANG Anlin. Topology design method for coupling valve throttle structure of multi-way directional valves [J]. Journal of Xi'an Jiaotong University, 2016, 50(8): 26-31.
- [7] 王安麟,况龙,张小路. 多路阀耦合节流槽结构的拓扑变量空间优化[J]. 西安交通大学学报, 2017, 51(6): 103-109.
WANG Anlin, KUANG Long, ZHANG Xiaolu. Optimization of topological variables space for multi-way coupling groove structure [J]. Journal of Xi'an Jiaotong University, 2017, 51(6): 103-109.
- [8] 杨耀祥,王露,李胜民,等. 一种多路阀主阀的仿真分析研究[J]. 液压与气动, 2013(2): 99-102.
YANG Yaoliang, WANG Lu, LI Shengmin, et al. Simulation study of power-level valve in multi-pass valve [J]. Chinese Hydraulics & Pneumatics, 2013(2): 99-102.
- [9] 孙后环,徐海涵,贾文华. 液压阀V-U及U-U型节流槽特性研究[J]. 液压与气动, 2012(11): 74-76.
SUN Houhuan, XU Haihan, JIA Wenhua. Characteristic research on hydraulic valves with V-U & U-U notches [J]. Chinese Hydraulics & Pneumatics, 2012(11): 74-76.
- [10] 官通,郭勇,尹升,等. 小型液压挖掘机动臂联阀口的流量特性[J]. 机械设计与研究, 2014, 30(2): 115-118.
GUAN Tong, GUO Yong, YIN Sheng, et al. The research on flow characteristic of orifice in the boom circuit of mini-hydraulic excavator [J]. Machine Design and Research, 2014, 30(2): 115-118.
- [11] 王安麟,况龙,张小路. 换向滑阀组合节流槽流量系数研究[J]. 西安交通大学学报, 2018, 52(2): 110-117.
WANG Anlin, KUANG Long, ZHANG Xiaolu. A study on flow coefficient of combined throttling groove in spool valves [J]. Journal of Xi'an Jiaotong University, 2018, 52(2): 110-117.
- [12] 兰秋华,李维嘉,吴思,等. 基于流场仿真的滑阀节流口流量特性研究[J]. 液压与气动, 2014(5): 75-78.
LAN Qiuhua, LI Weijia, WU Si, et al. Flow characteristics of throttling groove in spool valve core based on simulation of flow field [J]. Chinese Hydraulics & Pneumatics, 2014(5): 75-78.
- [13] 江涛,李维嘉,彭勇,等. 起重机液压换向阀建模及仿真研究[J]. 计算机仿真, 2014, 31(3): 261-265.
JIANG Tao, LI Weijia, PENG Yong, et al. Modeling and simulation study on hydraulic directional valve of crane [J]. Computer Simulation, 2014, 31(3): 261-265.
- [14] 王安麟,吴小锋,周成林,等. 基于CFD的液压滑阀多学科优化设计[J]. 上海交通大学学报, 2010, 44(12): 1767-1772.
WANG Anlin, WU Xiaofeng, ZHOU Chenglin, et al. Multidisciplinary optimization of a hydraulic slide valve based on CFD [J]. Journal of Shanghai Jiaotong University, 2010, 44(12): 1767-1772.
- [15] LI Xiaotian, WANG Anlin. Definitions of causality in bond graph model for efficient simulation mechanism [J]. Mechanism and Machine Theory, 2014, 80: 112-124.

(下转第186页)