

DOI: 10.7652/xjtuxb201706017

多路阀耦合节流槽结构的拓扑变量空间优化

王安麟, 况龙, 张小路

(同济大学机械与能源工程学院, 201804, 上海)

摘要: 针对多路换向阀换向过程中的多阀口节流耦合作用问题,提出了以圆型、U 型以及半圆型 3 种基本节流拓扑结构的参数为设计变量的多路换向阀耦合节流槽结构设计方法。在确认多路换向阀台架实验结果与三维流场解析响应流量和压力特性基本一致的前提下,建立了多阀口耦合节流工作的数值计算模型;通过拓扑变量空间的正交实验,得到了各阀口不同开度下随面积变化的流量变化趋势、压力峰值、压力损失等的灵敏度;在有限拓扑变量约束条件下,以期望流量变化趋势与能量损失最小化为目标,构建了多路换向阀耦合节流槽结构的拓扑变量空间设计模型。仿真结果表明,设计结果在保留原有流量特性的基础上降低了能量损失,实现了工作阀口节流耦合效应优化,说明该方法可以简化表达此类耦合结构设计问题。

关键词: 多路阀;节流槽;拓扑变量空间;多目标设计

中图分类号: TH137.52 **文献标志码:** A **文章编号:** 0253-987X(2017)06-0103-07

Optimization of Topological Variables Space for Multi-Way Valve Coupling Groove Structure

WANG Anlin, KUANG Long, ZHANG Xiaolu

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

Abstract: A design method for coupling groove structure with design variables of three basic throttle topological structures (round, U and semi-circular shape, whose parameters are called topological variables) is proposed to deal with the problem of throttle coupling effect in the reversing process of multi-way directional valve. A numerical calculation model of throttle coupling effect is built on the premise that the accuracy of 3D flow field simulation (on flow rate and pressure characteristics) is proven by experiment on test bench. The variation sensitivities of flow variation trend, pressure peak value and pressure loss with the area in different opening position is obtained via an orthogonal design of topological variables. A topological variables space design model of coupling orifice is built, and the optimization of the throttle coupling effect of the working valve port is realized by setting the expected flow tendency and the minimum energy loss as objectives under the constraint conditions of finite topological variables. Simulation results show that the proposed method has a similar flow rate characteristic as the original one but energy loss is less. Therefore, the method simplifies the expression of models for the design of this kind of coupling structure.

Keywords: multi-way valve; groove structure; topological variables space; multi-objective design

收稿日期: 2016-12-28。 作者简介: 王安麟(1954—),男,教授,博士生导师。 基金项目: 2012 年国家重大科技成果转化资助项目([2012]258 号)。

网络出版时间: 2017-03-28

网络出版地址: <http://www.cnki.net/kcms/detail/61.1069.T.20170328.1133.004.html>

多路换向阀是一种能够控制多个液压执行机构的多功能集成阀,可实现方向控制和流量控制的双重功能,具有系统结构紧凑、管路简单、压力损失小的特点,广泛运用于工程机械。在液压挖掘机中,多路阀作为关键部件,通过换向阀开闭组合实现机构的复合动作,在换向阀开启过程中通过阀芯上节流槽结构的耦合作用实现工作口流量的连续过渡,使系统具有良好的动态特性和静态特性。对于换向阀阀芯节流槽结构对动、静态特性的影响,国内外学者利用三维流场解析以及台架实验进行了研究,例如:Amirante、Lisowski 等研究了换向阀阀口处于不同开度时对液动力以及流量、压力特性等方面的影响^[1-3];Ye、Wang 等从换向阀节流槽的具体结构形态出发,研究了其对于阀口节流性能的影响^[4-7]。以上研究均是针对换向阀单个阀口的开启过程,适用于一般的二、四通型换向阀,而对于多为六通型的多路阀来说,要描述多个阀口同时开启的过程中由于阀口间节流槽耦合作用造成对系统动、静态特性的影响,这方面的研究是欠缺的。

针对以上问题,本文以某型挖掘机用多路阀回转联为例,在设定了一定工况的条件下,提出了一种多路阀不同阀口节流槽拓扑结构的综合设计方法,使其能够满足特定的流量响应趋势、避免液压冲击、减小压力损失的多目标性能要求。结合三维流场解析以及台架实验的方法,分析了在换向阀开始工作时阀口开度变化对工作口流量、压力特性的影响。在此基础上,建立了快速计算的数学模型,以表达在多个阀口同时开启的过程中,由于过流面积变化导致的工作口流量和入口压力的变化,得到了各阀口流量、压力与阀芯位移的映射关系。运用该数学模型,通过正交实验设计的方法分析了不同开度阀口面积变化对多目标性能的灵敏度,由此确定了多目标函数的表达式。在上述实例的阀芯结构基础上进行再设计,保持原有的圆型、U 型以及半圆型 3 种结构形态不变,并将拓扑变量空间作为设计变量,使用 α 方法将多目标问题转化为单目标问题,利用遗传算法进行了优化设计。该设计方法可实现多个阀口耦合换向过程的节流槽拓扑结构快速设计,以满足特定工况下的性能需求,对于工程设计具有一定的参考价值。

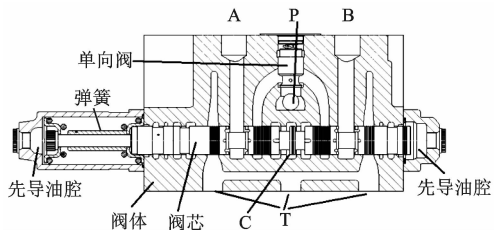
1 仿真及实验

1.1 换向阀结构

研究对象为某型液压挖掘机用多路阀回转联,

其结构剖面如图 1 所示,在垂直于该剖面的平面内有流道与 T 口连接。其工作原理为,阀芯在先导压力和弹簧力的作用下移动,使得 P-A 口或者 P-B 口连通,泵供给的油液从 P 口进入并打开单向阀,然后流入连通的工作油口进入执行机构,最后从另一工作油口返回油箱。

六通型阀具有中路回油特性,以右端加载先导压力为例,其工作过程可分为 3 个阶段^[8-9]:①阀芯处于中位,油液路径为 P—C—T;②工作油口和中位油口同时工作,油液路径同时有 P—B—A—T 和 P—C—T;③中位油口已完全关闭,油液路径为 P—B—A—T。由于阶段②的存在,使得换向阀可以在小行程内调节流量,本文针对这个过程进行研究,即分析阀口 B 和阀口 C 同时打开且阀口节流作用互相耦合条件下的流量、压力响应特性,然后设计阀口 B、C 的结构以实现所期望的性能要求,这种方法同样适用于其他阀口结构设计。



P:进油口;A,B:工作油口;T:回油口;C:中位回油阀腔

图 1 换向阀结构剖面图

1.2 CFD 仿真模型

根据具体结构的尺寸建立了换向阀开启过程并联流动期的 CFD 计算模型^[9]。为了模拟阀芯运动使流场变化时的稳态工作,分别建立阀口处于不同开度下的模型进行计算。

仿真边界条件设置:流体与固体接触面均为静止壁面,入口为流量入口,出口为静压力出口;流体为不可压缩牛顿流体;液压油密度为 890 kg/m^3 ,动力黏度为 $0.036 \text{ Pa} \cdot \text{s}$,体积模量为 700 MPa ;流体流动状态为湍流,采用标准 $k-\epsilon$ 模型。

1.3 实验验证

为了验证 CFD 计算结果的准确性,设计了与仿真条件相对应的实验组合^[8-9]。实验中不使用先导控制,而是通过螺纹进给装置来控制阀芯位移;通过控制泵驱动电机的转速来改变阀的入口流量;在工作口连接伺服阀,通过改变伺服阀开度来模拟载荷,相当于在工作口 B 形成压力加载;在中路回油口设置背压阀来模拟 C 口的压力加载。

将实验结果与同样条件下的 CFD 仿真计算结

果进行比较,得出工作口的流量特性。文献[9]显示,CFD 仿真结果与实验结果的工作口流量特性有相近的变化趋势,在误差允许的范围内,可以认为 CFD 方法能够较好地模拟换向阀的实际工作情况。

2 数学模型及实验设计

2.1 多路阀节流耦合数学模型

通过 CFD 仿真可以模拟换向阀的真实工作状态,但由于计算量大,使得要想得到阀芯开启过程中流量、压力的连续变化特性比较困难,因此也就难以得到阀芯节流槽结构与换向阀工作性能之间的映射关系。为解决这个问题,建立简易的数值计算模型来表达阀口开启过程的流量、压力变化特性。

从换向阀的工作原理分析,在并联流动期油液从主阀口进入,经过节流槽后分别从工作油口和中路回油口流出。由流体连续性有

$$Q = Q_1 + Q_2 \quad (1)$$

式中: Q 为入口流量; Q_1 为工作口出口流量; Q_2 为中位回油流量。

节流公式为

$$Q_1 = C_{d1} A_1 [2(p_s - p_1)/\rho]^{1/2} \quad (2)$$

$$Q_2 = C_{d2} A_2 [2(p_s - p_2)/\rho]^{1/2} \quad (3)$$

式中: C_{d1} 、 C_{d2} 分别为工作口和中路回油口的节流槽流量系数; A_1 、 A_2 分别为通过工作口和中路回油口的阀口过流面积; p_s 为入口处压力; p_1 为工作口负载压力; p_2 为中路回油背压; ρ 为油液密度。

由于阀口流量系数变化范围较小,取 C_{d1} 、 C_{d2} 在 0.6~0.8 之间。 A_1 、 A_2 的值与阀口结构和阀口开度有关,由于 2 个阀口之间相对位置固定,且其开度具有此消彼长的关系,因此以工作口阀口开度为基准,在阀芯位移行程内的阀口过流面积可表示为

$$A_1 = \begin{cases} s_1(x_v), & x_v > 0 \\ 0, & x_v \leq 0 \end{cases} \quad (4)$$

$$A_2 = \begin{cases} s_2(a - x_v), & x_v < a \\ 0, & x_v \geq a \end{cases} \quad (5)$$

式中: s_1 、 s_2 分别表示工作口和中路回油口阀口过流面积与阀口开度的映射关系,与阀口结构相关; x_v 为工作口阀口开度; a 为 $x_v = 0$ 时的中路回油口阀口开度。

通过联立式(1)~式(5),便能够计算确定工况下各个阀口在任意开度下的流量、压力值。

2.2 多阀口节流耦合解析

为了求解式(4)、式(5),需要根据具体阀口节流槽结构来分析流体流束,进而确定流体过流面积。

在阀芯三维结构中,工作口阀口开内环槽,计算时认为其过流面积相当于处于开启状态的节流槽在阀芯外圆周面上的投影面积之和。中路回油口无内环槽,各节流槽过流面积计算方法参照文献[10-11],最后将其数值相加,最终计算得到阀口过流面积曲线随工作口阀口开度的变化曲线,如图 2 所示。以下提到的阀口开度若未经说明,均指工作口阀口开度。

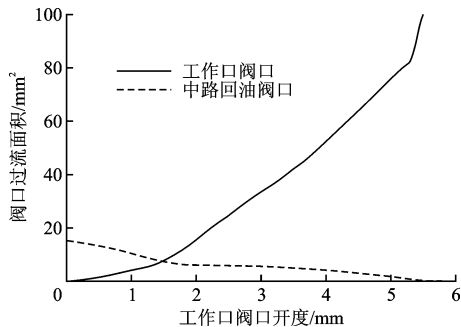


图2 阀口过流面积计算结果

联立式(1)~式(5),设定工况与 CFD 仿真时一致,通过计算机编程进行数值求解,计算 Q_1 、 Q_2 、 p_s 。由图 3 可以看出,该数学模型计算结果与 CFD 仿真结果相吻合,能够表达流量、压力特性随阀口开度的连续变化。

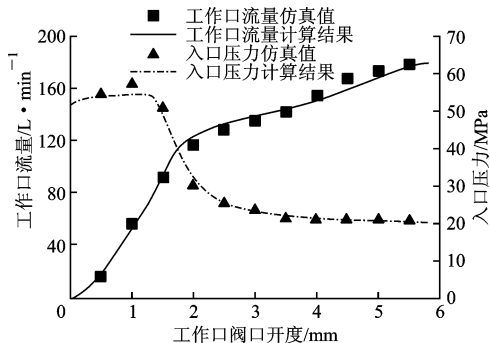


图3 数学模型计算与CFD仿真的结果对比

2.3 实验设计

该数学模型的计算与 CFD 仿真相比,简化了节流槽拓扑形态大自由度的复杂性。取起决定作用的因素即阀口过流面积作为中间变量,探索节流槽拓扑结构与换向阀工作性能之间的映射关系。为了进一步理解其中的相互作用机制,采用实验设计的方法来研究 2 个阀口面积变化对换向阀工作特性的影响。

由图 2 可以看出,2 条阀口过流面积曲线大致呈现线性趋势,但在几个拐点处出现了面积梯度的突变,因此选择面积梯度变化较大的阀口开度下的过流面积值为实验设计的变量,而阀口开度处于这些突变点之间的过流面积值通过线性插值的方法计

算得出。最后确定的实验设计变量如图 4 所示,可理解为将工作口阀口过流面积分为前段、中段和后段作为变量,即 x_1 、 x_2 和 x_3 ,其对应的阀口开度分别为 1.5、3.5 和 5.3 mm。中路回油口阀口面积变化较小,分为前段和后段,即 x_4 和 x_5 ,其对应的阀口开度分别为 4 和 6 mm。使用正交法生成实验设计变量组合,每个变量取 4 个水平,得到 16 个组合及响应。

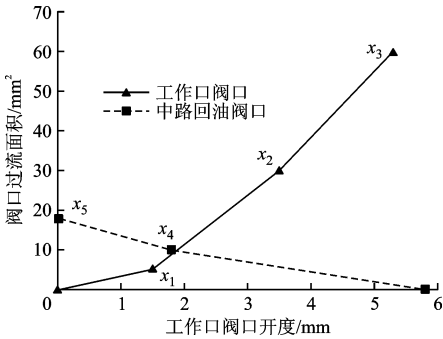


图 4 实验设计变量

对于实验设计响应的选择,主要针对的是工作口流量特性和入口压力特性 2 个方面。在流量特性方面,认为研究实例中的多路阀表现出的流量特性较好,希望探知不同阶段阀口过流面积对这种流量变化趋势的影响作用。使用最小二乘法计算这种流量趋势的偏差,得出目标函数

$$f_1 = \left[\sum_{i=1}^n (q'_i - q_i)^2 \right]^{1/2} / n \tag{6}$$

式中: q'_i 为所设计的过流面积曲线在第 i 个阀口开度位置处计算得到的工作口流量; q_i 为研究实例的实际过流面积曲线在同样阀口开度下计算得出的工作口流量; n 为在整个阀口开启过程中用平均分布的采样方法选取的采样点数。

对于压力特性,从减小压力冲击和压力损失以节约能量的角度出发设定目标函数。由图 3 可以看出,换向阀入口压力在前半段出现峰值,在后半段比较平缓,对此应该分别评价:在阀口开启的前半段,要求压力峰值尽量小,而不必考虑除峰值外的压力损失;在开启后半段,要求各处的压力损失都要尽量小。由此,可得到 2 个对应的目标函数

$$f_2 = (p_{\max} - p_1) / p_1 \tag{7}$$

$$f_3 = \left[\sum_{i=\lceil n/2 \rceil}^n (p'_i - p_1)^2 \right]^{1/2} / (n + 1 - \lceil n/2 \rceil) \tag{8}$$

式中: $p_{\max}$ 为整个阀口开启过程中的入口压力峰值; p_1 为工作油口负载压力; p'_i 为所设计的过流面积曲线在第 i 个阀口开度位置处计算得到的入口压力值; $\lceil n/2 \rceil$ 表示对 $n/2$ 取整。

使用式(7)的表示方式,可以使目标函数 f_2 与设计变量、其他目标函数处于相同数量级,有利于计算。使用式(8)的表示方式,可以表达在阀口开启后半段入口压力相对负载的偏差,以此表征这个过程中压力损失影响的叠加。将实验设计正交表中的组合分别按 0.5 mm 步长计算,结果见表 1。

表 1 实验设计组合及响应

样本	x_1/mm^2	x_2/mm^2	x_3/mm^2	x_4/mm^2	x_5/mm^2	$f_1/\text{L} \cdot \text{min}^{-1}$	$f_2/\text{L} \cdot \text{min}^{-1}$	f_3/MPa
1	5.00	30.00	60	3.00	12	1.783	5.571	5.171
2	5.00	38.33	70	5.33	18	2.730	2.948	2.778
3	5.00	46.67	80	7.67	24	5.490	1.661	1.622
4	5.00	55.00	90	10.00	30	8.064	0.940	0.995
5	11.67	30.00	70	7.67	30	4.677	0.688	2.727
6	11.67	38.33	60	10.00	24	6.646	0.491	1.669
7	11.67	46.67	90	3.00	18	3.749	1.556	2.059
8	11.67	55.00	80	5.33	12	3.650	3.094	1.352
9	18.33	30.00	80	10.00	18	6.481	0.781	1.919
10	18.33	38.33	90	7.67	12	5.460	2.937	1.646
11	18.33	46.67	60	5.33	30	0.838	0.441	1.674
12	18.33	55.00	70	3.00	24	3.860	0.670	1.498
13	25.00	30.00	90	5.33	24	2.428	0.416	2.521
14	25.00	38.33	80	3.00	30	3.277	0.473	2.186
15	25.00	46.67	70	10.00	12	7.112	2.783	1.054
16	25.00	55.00	60	7.67	18	4.269	0.801	1.100

根据设计组合及其计算结果建立多元二次回归模型,而后分析各个设计变量对于每个响应的贡献程度,结果如图5所示,图中深色柱代表正效应,浅色柱代表负效应;横坐标值表示回归模型中的多项式项,如 x_1 表示该变量的一次项, x_5^2 表示 x_5 的二次项, x_1x_2 表示 x_1 和 x_2 的乘积项。由图5可以看出,对于目标函数 f_1 、 f_2 、 f_3 的影响贡献最大的变量分别是 x_4 、 x_5 、 x_2 ,说明阀口不同阶段的过流面积影响不同的工作性能,在设计中需要综合考虑。

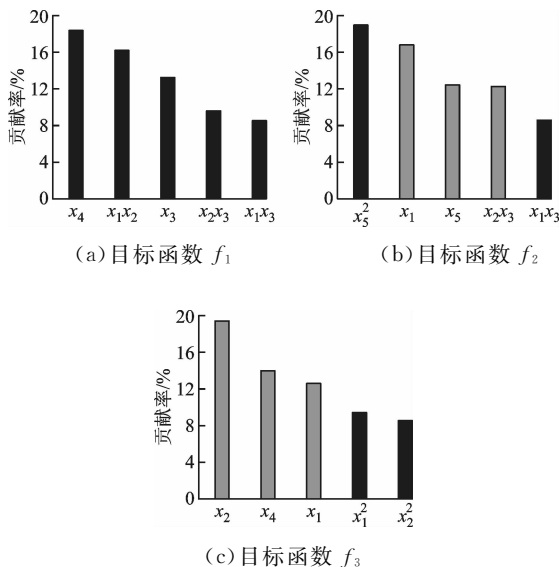


图5 设计变量灵敏度分析

3 耦合节流槽结构的拓扑变量空间设计

3.1 拓扑变量空间

多阀口耦合节流槽拓扑结构具有大自由度的特征,它由阀体内流道与阀芯外表面所决定,使得其设计空间很大。从工程实用的角度出发,需要对设计空间进行简化处理以及参数化表达,构建设计所需要的拓扑变量空间。本文在研究实例的基础上进行设计,设定以下条件:①设计只涉及阀芯上的节流槽结构,其余影响因素如阀体结构、阀芯直径、阀芯台阶间距等使用预设值,不作为设计变量;②节流槽结构形态采用常见的圆型、U型和半圆型3种基本形式,在设计中仍然保持原有结构的其余特征(如工作口阀口处开设内环槽)及节流槽深度;③暂不考虑节流槽在阀芯外圆周面分布造成的影响,将相同形式的节流槽相对阀芯中心线对称分布,且节流槽数量也与原结构相同。

将阀芯圆周上分布的节流槽旋转投影在一个平面上,得到图6所示的节流槽结构示意图,其中左右两端为阀芯台阶端面,左边为工作口阀口,右边为中

路回油阀口。选取不同结构的决定性尺寸参数作为设计变量,得到 $r_1 \sim r_5$ 及 L_1 共6个结构参数。节流槽耦合作用的最大轴向长度决定的是换向阀微调的行程长短,不在考虑范围内,因此不作为设计变量。图6中左边的工作阀口圆孔结构只以 r_3 为设计变量,不考虑其右端点到端面的距离;右边中路回油阀口U型结构只以 r_5 为设计变量,不考虑其左端点到端面的距离。于是,得到设计变量 $\mathbf{z} = \{r_1, r_2, r_3, r_4, r_5, L_1\}^T$ 。构建这样的六维拓扑变量空间作为设计变量,简化了实际结构自由度大的复杂问题,为进一步设计计算提供了可能。

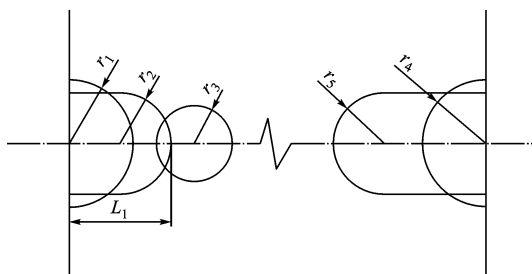


图6 设计变量对应的结构参数

3.2 基于拓扑变量空间的数学模型与优化

在拓扑变量空间的基础上,设定约束条件和目标函数,完成结构优化设计。对于各个设计变量的约束条件,只需让其满足可行性,即设计结果可以在该尺度的阀芯上加工出来,并具有较好的力学特性。出于增大设计空间寻求最优解的考虑,使用比较宽松的上下界约束,设置各变量取值范围为 $1 \sim 5$ mm,表示为 $1 \text{ mm} \leq z_i \leq 5 \text{ mm}, i=1,2,\dots,6; z_i \in \mathbf{z}$ 。

在此基础上,式(4)、式(5)变换为

$$A_1 = \begin{cases} s_{z1}(r_1, r_2, r_3, L_1, x_v), & x_v > 0 \\ 0, & x_v \leq 0 \end{cases} \quad (9)$$

$$A_2 = \begin{cases} s_{z2}(r_4, r_5, a - x_v), & x_v < a \\ 0, & x_v \geq a \end{cases} \quad (10)$$

式中: s_{z1} 、 s_{z2} 分别为该拓扑变量空间下,工作口和中路回油口阀口过流面积对应的结构参数和阀口开度的映射关系。联合式(1)~式(3)、式(9)、式(10),设定相应的采样计算点和外部工况条件,即可计算式(6)~式(8)等式右边的变量。

对于目标函数的选择,根据上文实验设计的结果分析, f_1 表示的是流量特性,单独为一个目标; f_2 和 f_3 表示的均是压力特性,从性质区分的角度将其整合为一个目标函数,由于二者为同一数量级,可进行线性叠加。因此,在优化设计中将目标函数表示为

$$\left. \begin{aligned} \min F_1(\mathbf{z}) &= f_1(\mathbf{z}) \\ \min F_2(\mathbf{z}) &= f_2(\mathbf{z}) + f_3(\mathbf{z}) \end{aligned} \right\} \quad (11)$$

优化设计中,选用合适的算法可以提高计算效率,得到最优结果。遗传算法不需要设置初始值,易于得到全局最优解,所以这里采用遗传算法。但是,基本遗传算法只能解决单目标问题,不能直接用于优化模型中的多目标问题,因此这里采用线性加权和中的 α 方法将多目标转化为单目标。首先,构造新的目标函数,为 $F_1(\mathbf{z})$ 和 $F_2(\mathbf{z})$ 的线性相加

$$F(\mathbf{z}) = \alpha_1 F_1(\mathbf{z}) + \alpha_2 F_2(\mathbf{z}) \tag{12}$$

式中: α_1 和 α_2 分别为 F_1 和 F_2 的权重。为了确定权重,令

$$\left. \begin{aligned} \alpha_1 F_1^0 + \alpha_2 F_2^* &= c_1 \\ \alpha_1 F_1^* + \alpha_2 F_2^0 &= c_1 \end{aligned} \right\} \tag{13}$$

式中: $F_1^0 = \min F_1(\mathbf{z}) = F_1(\mathbf{z}^{(1)})$, $\mathbf{z}^{(1)}$ 为 $F_1(\mathbf{z})$ 取最小

值时的解; $F_2^* = F_2(\mathbf{z}^{(1)})$; $F_2^0 = \min F_2(\mathbf{z}) = F_2(\mathbf{z}^{(2)})$, $\mathbf{z}^{(2)}$ 为 $F_2(\mathbf{z})$ 取最小值时的解; $F_1^* = F_1(\mathbf{z}^{(2)})$; c_1 为任意常数。该方法通过获取每个目标的极小点信息确定各目标的重要程度,其含义在于,将分别优化每个子目标得到的解最后代入到综合的目标函数 $F(\mathbf{z})$ 都能够得到相同的结果。一般可以规定 $\alpha_1 + \alpha_2 = 1$,于是间接确定了常数 c_1 ,则 α_1 和 α_2 也得以确定。

计算过程设定与上文相同的工况,取 0.5 mm 步长,结果得到 $F_1^0 = 0$, $F_2^* = 3.97$, $F_2^0 = 0.07$, $F_1^* = 17.8$, $\alpha_1 \approx 0.2$, $\alpha_2 \approx 0.8$ 。由此可得到综合的单目标函数,再进行最后的优化计算,结果见表 2。

由表 2 可以看出,优化后的目标 f_2 和 f_3 对应

表 2 优化前后的参数值对比

优化阶段	r_1/mm	r_2/mm	r_3/mm	r_4/mm	r_5/mm	L_1/mm	$f_1/\text{L} \cdot \text{min}^{-1}$	$f_2/\text{L} \cdot \text{min}^{-1}$	f_3/MPa
优化前	2.00	2.00	1.45	2.00	1.5	4.0	0.000 0	1.992 4	1.978 6
优化后	2.28	3.75	2.50	2.63	1.8	5.0	0.935 9	0.353 6	0.319 4

的结构性能得到了提升。将优化后的结果进行 CFD 仿真分析以及数值计算,并与优化前进行对比,结果如图 7 所示。由图 7 可以看出,优化后结构的数值计算结果与 CFD 仿真结果基本一致,与优化前相比,流量特性趋势大致不变,而入口压力特性得到了很好的改进,降低了压力峰值和压力损失,实现了节能高效,符合预期的设想,有利于在阀口开启过

程节流效应耦合作用下的结构优化。

4 结 论

(1)通过 CFD 和台架实验的方法分析了多路阀回转转换向的过渡过程,得到了相近的流量响应趋势,验证了该计算方法的可靠性。

(2)建立了过渡过程简化的数值计算模型,解决了 CFD 方法计算量大、过渡过程计算结果不连续的问题。计算得出了阀口面积对于响应参数之间的映射关系,为基于性能的目标函数确立提供了参考。

(3)建立了基于拓扑变量空间的数学模型,简化了复杂结构的参数化表达,在一定约束范围内可快速设计,同时达到了所期望的流量、压力特性要求,实现了工作阀口节流耦合效应优化。这种基于拓扑变量空间的设计方法,可为此类耦合结构设计中的简易化表达提供参考。

参考文献:

[1] AMIRANTE R, DISTASO E, TAMBURRANO P. Experimental and numerical analysis of cavitation in hydraulic proportional directional valves [J]. Energy Conversion and Management, 2014, 87: 208-219.

[2] LISOWSKI E, FILO G, RAJDA J. Pressure compensation using flow forces in a multi-section proportional directional control valve [J]. Energy Conversion and Management, 2015, 103: 1052-1064.

[3] LISOWSKI E, CZYZYCKI W, RAJDA J. Three di-

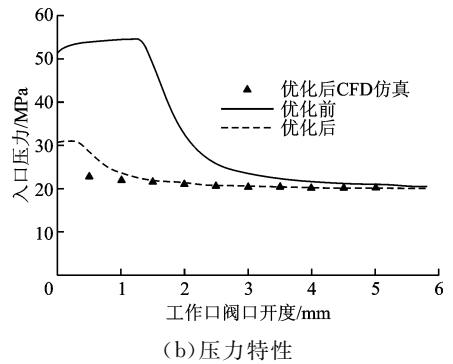
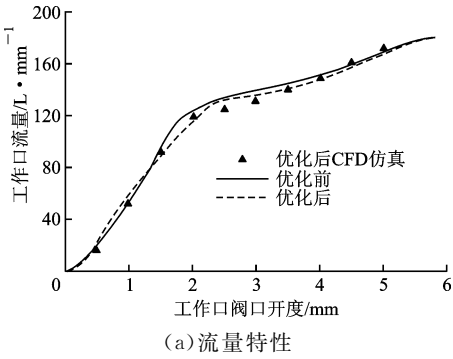


图 7 优化前后性能对比

mensional CFD analysis and experimental test of flow force acting on the spool of solenoid operated directional control valve [J]. Energy Conversion and Management, 2013, 70: 220-229.

[4] YE Yi, YIN Chen-bo, LI Xing-dong, et al. Effects of groove shape of notch on the flow characteristics of spool valve [J]. Energy Conversion and Management, 2014, 86: 1091-1101.

[5] XU Bing, DING Ruqi, ZHANG Junhui, et al. Modeling and dynamic characteristics analysis on a three-stage fast-response and large-flow directional valve [J]. Energy Conversion and Management, 2014, 79: 187-199.

[6] WANG Zhaoqiang, GU Linyi, JI Hong. Flow field simulation and establishment for mathematical models of flow area of spool valve with sloping U-shape notch machined by different methods [J]. Journal of Central University, 2014, 21(1): 140-150.

[7] 孙泽刚,肖世德,王德华,等. 液压滑阀 V 型节流槽气穴流仿真分析及结构优化研究 [J]. 兵工学报, 2015, 36(2): 345-355.

SUN Zegang, XIAO Shide, WANG Dehua, et al. Cavitation flow simulation and structural optimization of hydraulic spool valve V-throttle groove [J]. Acta Armamentarii, 2015, 36(2): 345-355.

[8] 姜涛,夏明杰,王安麟. 液压挖掘机换向阀微动特性的健壮性评价 [J]. 西安交通大学学报, 2016, 50(2): 118-124.

JIANG Tao, XIA Mingjie, WANG Anlin. A robust evaluation method of micro characteristics for directional control valve of hydraulic excavators [J]. Journal of Xi'an Jiaotong University, 2016, 50(2): 118-124.

[9] 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): 26-32.

JIANG Tao, HUANG Wei, WANG Anlin. Topology design for coupling valve throttle structure of multi-way directional valve [J]. Journal of Xi'an Jiaotong University, 2016, 50(8): 26-32.

[10] 冀宏,王东升,刘小平,等. 滑阀节流槽阀口的流量控制特性 [J]. 农业机械学报, 2009, 40(1): 198-202.

JI Hong, WANG Dongsheng, LIU Xiaoping, et al. Flow control characteristic of the orifice in spool valve with notches [J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2009, 40(1): 198-202.

[11] 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 shape orifice areas in hydraulic valves [J]. Machine Tool & Hydraulics, 2003(5): 14-16.

(编辑 武红江)

(上接第 7 页)

[10] RABINER L R. A tutorial on hidden Markov models and selected applications in speech recognition [J]. Proceedings of the IEEE, 1989, 77(2): 257-286.

[11] WINGER L L R. Linearly constrained generalized Lloyd algorithm for reduced codebook vector quantization [J]. IEEE Transactions on Signal Processing, 2001, 49(7): 1501-1509.

[12] 周徐宁. 基于特征加权连续隐马尔可夫模型的故障诊断方法研究 [D]. 上海: 上海交通大学, 2012: 70-71.

[13] QIU H, LEE J, LIN J, et al. Wavelet filter-based weak signature detection method and its application on rolling element bearing prognostics [J]. Journal of Sound and Vibration, 2006, 289(4): 1066-1090.

精密检测模型. 2016, 50(5): 45-50. [doi: 10. 7652/xjtuxb 201605007]

贺王鹏, 訾艳阳, 陈彬强. 冲击特征受控极小化通用稀疏表示及其在机械故障诊断中的应用. 2016, 50(4): 94-99. [doi: 10. 7652/xjtuxb201604015]

耿涛, 孟庆丰, 贾谦, 等. 薄衬层结构滑动轴承润滑膜厚度的超声检测方法. 2014, 48(8): 80-85. [doi: 10. 7652/xjtuxb 201408014]

张浩, 张进华, 朱永生, 等. 外隔圈不平行度对轴承性能影响的数值分析. 2014, 48(8): 86-90. [doi: 10. 7652/xjtuxb2014 08015]

陈汝刚, 席光, 陈韬. 掌上透平弹性箔片动压气体轴承的试验研究. 2014, 48(7): 1-4. [doi: 10. 7652/xjtuxb201407001]

王楠, 孟庆丰, 张雪冰, 等. 多沟槽水润滑橡胶轴承水膜压力的无线测试方法. 2013, 47(3): 1-6. [doi: 10. 7652/xjtuxb 201303001]

付新哲, 张优云, 朱永生. 滚动轴承故障诊断的案例推理方法. 2011, 45(11): 79-84. [doi: 10. 7652/xjtuxb201111015]

[本刊相关文献链接]

郝维娜, 令锋超, 刘志刚, 等. 轴承滚珠面型误差激光干涉测量系统的研究. 2016, 50(6): 83-89. [doi: 10. 7652/xjtuxb2016 06013]

张平, 张小栋, 董晓妮, 等. 滑动轴承润滑油膜厚度光纤动态

(编辑 杜秀杰)