

轴向柱塞泵多学科融合建模与集成优化

吴小锋, 何亚峰, 黄志荣, 江 炜, 冯 春
(常州工学院 机械与车辆工程学院, 江苏 常州 213002)

摘 要: 为了实现机液耦合条件下轴向柱塞泵的精确建模和优化设计,提出了轴向柱塞泵多学科融合建模与集成优化方法。以国产 I3V2-10S 型轴向柱塞泵为对象,分别建立了 ADAMS 机械系统模型和 AMESIM 液压系统模型,通过 ADAMS 和 AMESIM 之间的接口模块设计实现了柱塞泵机液耦合建模和联合仿真,并利用 iSIGHT 软件集成了该机液耦合模型,以该柱塞泵出口体积流量脉动率最小为目标,对配流副中吸排油节流口最大开口等效直径、吸排油闭死角、柱塞包角、吸排油预开口量等参数进行了优化设计。结果表明:在负载工况分别为 10、14、18、22、26、30 MPa 时,优化后的泵出口流量脉动率比优化前分别降低了 14.59%、18.57%、21.50%、23.44%、24.03%、25.49%,最后通过实验验证了仿真和集成优化数据的正确性。

关 键 词: 轴向柱塞泵; 机液耦合; 流量脉动率; 多学科融合建模; 集成优化

中图分类号: V231; TH137.51 **文献标志码:** A

Multidisciplinary modeling and integrated optimization of axial piston pump

WU Xiaofeng, HE Yafeng, HUANG Zhirong,
JIANG Wei, FENG Chun
(School of Mechanical and Vehicle Engineering,
Changzhou Institute of Technology, Changzhou Jiangsu 213002, China)

Abstract: In order to realize the precise modeling and optimization design of axial piston pump under the condition of mechanical hydraulic coupling, a method for multidisciplinary coupling modeling and integrated optimization for axial piston pump was put forward. Taking domestic I3V2-10S type axial piston pump as the study object, the mechanical model and the hydraulic model were respectively built in ADAMS and AMESIM. The interface communication between ADAMS and AMESIM was successfully implemented and the simulation of the mechanical and hydraulic coupling models was completed. Besides, in order to achieve the minimum outlet ripple ratio of this pump, the coupling model was integrated by iSIGHT software. The structures in valve plate pair such as oil suction and discharge orifice maximum equivalent diameters, oil suction and discharge dead angles, piston wrap angle, oil suction and discharge pre-opening degree, were optimized in iSIGHT. The results showed that the outlet flow ripple ratio of this pump was reduced by 14.59%, 18.57%, 21.50%,

收稿日期:2016-08-26

基金项目:国家自然科学基金(51305049);江苏省自然科学基金面上项目(BK20161193);江苏省自然科学基金青年项目(BK20150256,BK20140252)

作者简介:吴小锋(1982—),男,讲师,博士,主要从事机电液一体化设计与控制方向研究。

引用格式:吴小锋,何亚峰,黄志荣,等.轴向柱塞泵多学科融合建模与集成优化[J].航空动力学报,2018,33(5):1245-1255. WU Xiaofeng, HE Yafeng, HUANG Zhirong, et al. Multidisciplinary modeling and integrated optimization of axial piston pump [J]. Journal of Aerospace Power, 2018, 33(5): 1245-1255.

23.44%，24.03% and 25.49%，respectively, after optimization when the load was 10, 14, 18, 22, 26, 30 MPa, respectively. Finally, the correctness of simulation and integration optimization data was verified by experiments.

Key words: axial piston pump; mechanical hydraulic coupling; flow ripple ratio; multidisciplinary modeling; integrated optimization

柱塞泵的设计已经逐步向集成化、一体化、数字化的方向发展,但是柱塞泵内部多物理场耦合问题增添了精确建模的难度和复杂度,实现柱塞泵多学科融合建模和集成优化是设计高性能、高可靠性柱塞泵的关键。

国内外许多学者在柱塞泵建模和优化方向做了一定的研究,国外 Alessandro 等^[1]分析了柱塞泵内部流场特征建立了柱塞泵数字化模型,并进行了仿真与实验。Kaliafets 等^[2]建立了柱塞泵动力学模型并进行了仿真。国内浙江大学 ZHANG Bin、杨华勇、马吉恩、杨阳等^[3-6]对柱塞泵流固耦合建模、柱塞泵内流体动力学建模、柱塞泵局部润滑建模等进行了深入研究,并将仿真与实验结合取得了一定的研究成果。兰州理工大学的那焱青等^[7]对柱塞泵配流过程进行了建模仿真,设计了孔槽结合的配流阻尼结构。以上研究集中在柱塞泵建模仿真,而至于具体的柱塞泵结构优化大部分只是定性的改进设计。本文将多学科融合建模、计算机仿真技术和一体化集成化的优化手段融入柱塞泵的设计优化过程中,在利用计算机仿真软件的接口通讯设计来实现柱塞泵机液耦合精确建模的基础上,对国产 I3V2-10S 型轴向柱塞泵进行集成优化,获得了定量化优化设计结果,并通过实验验证了方法的正确性。

1 I3V2-10S 型轴向柱塞泵多学科融合建模及仿真

图 1 所示为国产 I3V2-10S 型斜盘式轴向柱塞泵。该泵的主体由斜盘 1、倾角调节弹簧 2、壳体 3、倾角控制阀 4、配流盘 5、缸体 6、柱塞 7、回程盘 8、滑靴 9、轴承 10 和传动轴 11 等主要零件组成。其工作原理为:由传动轴带动缸体旋转,10 个柱塞均布于缸体内部,柱塞的头部在回程盘作用下紧压在斜盘上。当传动轴旋转时,柱塞一方面随缸体转动,另一方面在缸体内作往复运动。斜盘法线和缸体轴线的有一夹角,配流盘相对于外壳固定不动。柱塞从上止点运动到下至点时,柱塞相对缸体右移,工作容腔处于压油状态,油液经配流盘的压油口压出;柱塞从下止点运动到上

止点时,柱塞相对缸体左移,工作容腔处于吸油状态,油液从配流盘的吸油口吸入。缸体每转一周,每个柱塞完成吸、压油一次。当转动倾角控制阀,调节斜盘倾角的大小和方向改变时,就能够改变柱塞泵的排量和吸油、压油的方向。

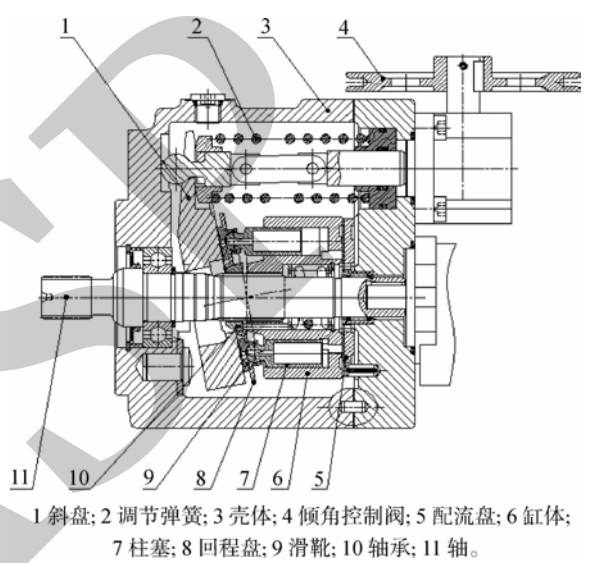


图 1 I3V2-10S 型轴向柱塞泵结构示意图
Fig. 1 Structure of I3V2-10S type axial piston pump

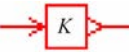
1.1 基于 AMESIM 的柱塞泵液压系统模型

根据柱塞泵工作原理,以单柱塞工作模型为对象,其吸排油过程可分解为:流量模型、柱塞运动模型、配流模型及负载模型。由 AMESIM 提供的元件库组建单柱塞吸排油过程模型,所有用到的元件图形符号及名称如表 1 所示。

1.1.1 流量模块

柱塞腔内流量是由于柱塞周期性往复运动导致柱塞腔体积周期性变化而产生的,用可变容积腔表示柱塞腔体积变化,加入柱塞模型与可变容积腔相连通,当柱塞腔与配流盘的高压油腔接通时柱塞腔排油;当柱塞腔与配流盘的低压油腔接通时柱塞腔吸油。因此可变容积腔分别有两个通口分别与高压油和低压油接通,另外,考虑柱塞与缸孔的配合间隙,柱塞腔内还有部分油液需经过间隙泄漏出去,因此还需加上柱塞径向泄漏模型,整个流量模型如图 2 所示。

表 1 柱塞泵液压系统建模所用元件汇总表
Table 1 Components used in hydraulic system of piston pump

元件	名称	元件	名称
	柱塞		主轴刚度
	可变容积腔		二元一次函数
	一元一次函数		常量信号
	原动力		旋转平移转换
	饱和环节		节流小孔
	增益		油液特性
	柱塞腔径向泄漏		输入输出转换
	角度传感器		油箱
	缸体转动惯量		容积腔

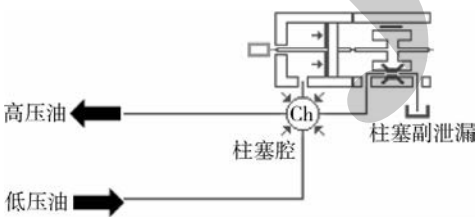


图 2 流量模块示意图
Fig. 2 Schematic diagram of flow modular

1. 1. 2 柱塞模块

根据柱塞泵工作原理,单柱塞相对于缸体作直线往复运动,而缸体相对于绝对坐标系做定轴转动,根据运动学合成及柱塞泵运动学仿真可知柱塞轴向运动位移和速度分别为正弦和余弦三角函数,根据主轴转速及结构参数可求得柱塞轴向运动速度为

$$v = R\omega \tan \gamma \sin \varphi \tag{1}$$

式中 v 表示柱塞轴向运动速度; ω 为柱塞圆周运动的角速度; R 为缸体分布圆半径; γ 为斜盘倾角; φ 为柱塞圆周运动的回转角度。这里设置函数 $f(x,y)$ 为

$$f(x,y) = \tan\left(\frac{\pi x}{180}\right) \sin\left(\frac{\pi y}{180}\right) \tag{2}$$

式中 $f(x,y)$ 中的 x 和 y 分别对应斜盘倾角 γ 和柱塞圆周运动的回转角度 φ 。根据式(1)还需加入增益 $K=R$ 。

式(2)中斜盘倾角 x 可由外界输入,由于其受结构限制有角度范围,因此外界输入值至二次函数之间加入饱和环节, y 值通过外界输入值经过缸体实际转动时加入角度传感器测得,另外加入柱塞旋转平移转换模型,最终获得柱塞的运动模型如图 3 所示。

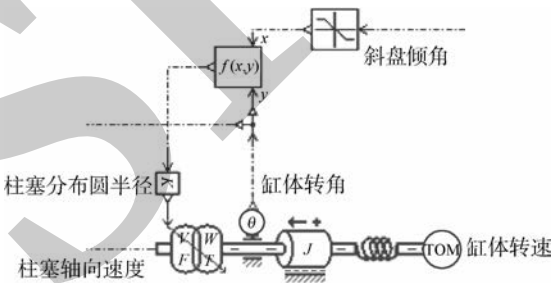


图 3 柱塞模块示意图
Fig. 3 Schematic diagram of piston modular

1. 1. 3 配流盘模块

配流盘用于控制柱塞腔中油液的流入与流出,配流盘相对于地面静止不动,油液过流面积随缸体的旋转而变化,其几何结构如图 4 所示,考虑到高压腔中油液冲击和液压力的影响,在配流盘

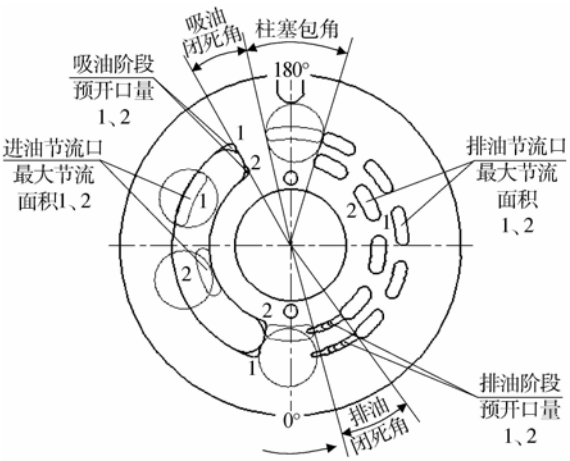


图 4 配流盘结构示意图
Fig. 4 Schematic diagram of valve plate structure

的高压配流槽口做了部分隔断以增加配流盘结构的刚度。柱塞泵的吸油与排油的配流过程分别利用两个可变节流口和函数模块来实现,通过改变节流口的开度来调节通油口的节流面积。整个配流模型示意如图 5 所示,配流模型中各参数定义如表 2 所示。

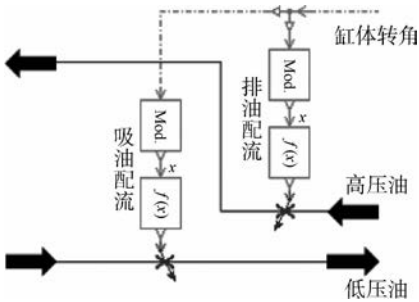


图 5 配流盘模块示意图
Fig. 5 Modular of valve plate

图 5 中吸油排油配流用 $f(x)$ ($0 \leq f(x) \leq 1$) 分段函数来控制节流阀开口,从而实现配流功能。

$$f(x) = \begin{cases} r_{out}/\beta x & 0 \leq x \leq \beta \\ (1 - r_{out})/\phi \cdot x + [(\phi + \beta)r_{out} - \beta]/\phi & \beta < x \leq \phi + \beta \\ 1 & \phi + \beta < x \leq 180 - \beta \\ (-1)/\phi \cdot x + 180/\phi & 180 - \beta < x < 180 \\ 0 & 180 \leq x \leq 360 \end{cases} \quad (3)$$

1.1.4 柱塞泵液压系统模型

经过对以上三个模型进行组合封装便可获得单柱塞吸排油过程模型如图 6 所示。

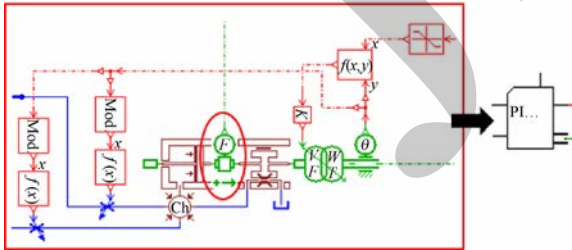


图 6 带液压力传感器的单柱塞封装模块
Fig. 6 Single piston package module with pressure sensor

I3V2-10S 型轴向柱塞泵含有 10 个单柱塞吸排油模块,将图 6 中的单柱塞封装模型进行复制并在每个模块的配流模型中设置分段函数,使得相邻两单柱塞模块相位角相差 36° ,最后加上负载,这样便构成了 I3V2-10S 型柱塞泵液压系统整体模型如图 7 所示。

1.2 基于 ADAMS 的柱塞泵机械系统模型

利用 Pro/E 软件建立了柱塞泵三维模型,保

图 5 中排油配流和吸油配流中两个节流阀的最大水力直径分别设置为 d_{outlet} 和 d_{inlet} 。这里以排油配流为例,其配流函数 $f(x)$ 如式(3)所示。

表 2 配流副参数定义列表

Table 2 Parameters list of valve plate pair distribution

参数名	说明
doutlet	排油节流口最大节流面积等效水力直径 (符号记为 $d_{outlet1}$ 、 $d_{outlet2}$)
dinlet	吸油节流口最大节流面积等效水力直径 (符号记为 d_{inlet1} 、 d_{inlet2})
preoin	吸油阶段预开口量(吸油段预开口量与最大开口量之比)(符号记为 r_{in1} 、 r_{in2})
preoout	排油阶段预开口量(排油段预开口量与最大开口量之比)(符号记为 r_{out1} 、 r_{out2})
inda	吸油阶段闭死角(符号记为 θ_1 、 θ_2)
outda	排油阶段闭死角(符号记为 β_1 、 β_2)
pa	柱塞包角(符号记为 ϕ)

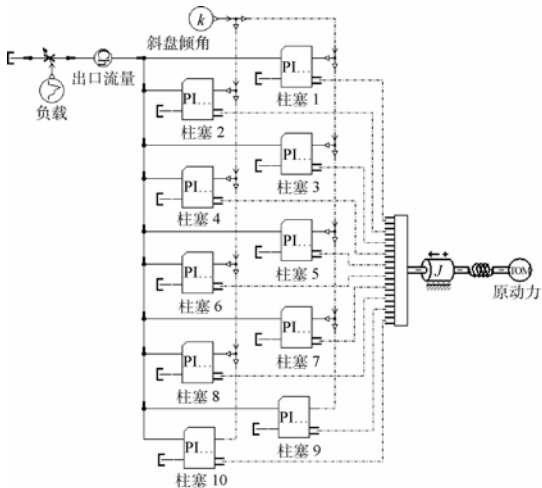


图 7 I3V2-10S 型轴向柱塞泵液压系统整体模型示意图
Fig. 7 Overall model of I3V2-10S type piston pump hydraulic system

存为 parasolid 格式文件并导入 ADAMS 中,在 ADAMS 中定义了各个部件的材料属性,并根据泵的工作原理在各个部件之间添加了约束关系,如表 3 所示。

表 3 I3V2-10S 型轴向柱塞泵内各部件之间约束关系

Table 3 Constrains relationship between the components in I3V2-10S type axial piston pump

部件	约束					
	大地	传动轴	缸体	柱塞	滑靴	斜盘
传动轴			固定副			
缸体		固定副		圆柱副		
柱塞			圆柱副		球铰副	
滑靴				球铰副		平面副
斜盘	旋转副				平面副	
配流盘	固定副					

组装模型如图 8 所示,并在主轴施加旋转驱动,每个柱塞端面施加液压力。

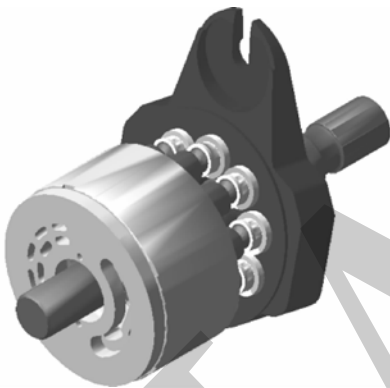


图 8 I3V2-10S 轴向柱塞泵 ADAMS 机械动力学模型
Fig. 8 ADAMS mechanical model of I3V2-10S type axial piston pump

1.3 I3V2-10S 型轴向柱塞泵多学科融合建模

为了能使 ADAMS 和 AMESIM 成功进行数据通信交换,AMESIM 中需要提供 10 个柱塞上的液压力作为 ADAMS 机械系统的输入值,因此在单柱塞模型中的柱塞上加入一个力传感器用来实时检测液压力并输出,重新对新建模型进行封装。

在 ADAMS 中定义输入输出,步骤可见参考文献[8],在 AMESIM 中利用接口模块导入 ADAMS 模型,并定义配置文件,则在 AMESIM 液压模型中便可出现柱塞泵 ADAMS 模型,将 10 个力值输入接口与柱塞力输出相连,速度输出接口与 AMESIM 模型的主轴转速接口相连,建成 I3V2-10S 型轴向柱塞泵多学科融合仿真模型。

对多学科融合模型进行参数设置,如表 4 所示,设置仿真总时间和步长,最后,点击仿真按钮即可实现多学科融合仿真。

1.4 I3V2-10S 型轴向柱塞泵流量脉动仿真分析

流量脉动一直是一项衡量柱塞泵性能的重要指标,其不但与负载有关还受配流方式的影响^[3-5],一般通过改进配流盘结构来降低或缓解流量脉动。通过仿真可以获得负载变化和配流盘结构对柱塞泵出口流量的影响。

由图 9 和表 5 所知泵出口流量(Q)随负载压力(p_{load})变化而变化,当负载压力变大时,由于泄漏存在,泵出口最大流量(Q_{max})、最小流量(Q_{min})和平均流量(Q_{ave})均有所下降,流量脉动会有所增加,当负载压力分别 10、20、30 MPa 时,泵出口流量脉动率 $\delta=\Delta/Q_{ave}$, $\Delta=Q_{max}-Q_{min}$,对应分别为 9.58%,11.65%和 13.62%。

配流盘结构参数较多,通过对多学科融合模型的仿真,表2中各参数对出口流量脉动均有影

表 4 I3V2-10S 型轴向柱塞泵参数设置

Table 4 Parameters set of I3V2-10S axial piston pump

参数名	说明及符号	数值
rpiston	柱塞轴线分布圆半径 R_{piston}/mm	29
nbpist	柱塞个数 n_{bpist}	10
pclear	柱塞腔内径向间隙 p_{clear}/mm	0.02
dp	柱塞直径 d_p/mm	14.5
doutlet1	排油节流口最大 $d_{outlet1}/mm$	6.20
doutlet2	开口等效水力直径 $d_{outlet2}/mm$	5.88
dinlet1	吸油节流口最大 d_{inlet1}/mm	8.37
dinlet2	开口等效水力直径 d_{inlet2}/mm	7.97
dv	柱塞死区容积 V_d/mL	0.96
preoin1	吸油阶段 r_{in1}	0.058
preoin2	预开口量 r_{in2}	0.036
preoout1	排油阶段 r_{out1}	0.04
preoout2	预开口量 r_{out2}	0.039
inda1	吸油阶段 $\theta_1/(^{\circ})$	14.7
inda2	闭死角 $\theta_2/(^{\circ})$	14.3
outda1	排油阶段 $\beta_1/(^{\circ})$	20
outda2	闭死角 $\beta_2/(^{\circ})$	20
tp	油箱压力 p_t/MPa	0
moi	转动惯量 $I_{mo}/(kg \cdot m^2)$	0.003
stif	主轴刚度 $k_{stiff}/((N \cdot m)/(^{\circ}))$	905
swashp	斜盘倾角 $\gamma/(^{\circ})$	12.5

响,以排油阶段闭死角 β_1 为例,如图 10 所示,为不同排油阶段闭死角时泵出口流量脉动对比。

由图 10 和表 6 所知,当排油闭死角从 15° 增大至 20° 时,泵出口流量脉动率从 12.49% 下降至 9.59%;当排油闭死角从 20° 升高至 25° 时,泵出口流量脉动率又由 9.59% 升高至 14.52%。由于排油闭死角决定了柱塞腔预压缩程度,若太大则预压缩过度,会引起柱塞腔至负载的冲击导致流量突然增大,引起脉动率增大;而如果排油闭死角

过小则预压缩不充分,会引起流量的倒灌,同样也会引起流量脉动率的增大,因此排油闭死角参数应适应柱塞腔的预压缩程度。

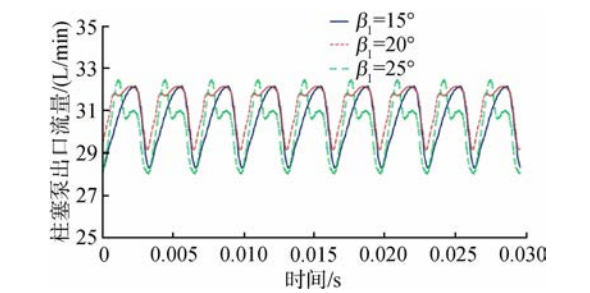


图 10 不同排油闭死角时出口流量对比

Fig. 10 Outlet flow of pump under different oil discharge dead angles

表 6 不同排油闭死角时泵出口流量脉动率对比

Table 6 Outlet flow ripple ratio comparison under different oil discharge dead angles

$\beta_1/(^\circ)$	$Q_{\max}/$ (L/min)	$Q_{\min}/$ (L/min)	$Q_{\text{ave}}/$ (L/min)	$\Delta/$ (L/min)	$\delta/\%$
15	32.12	28.31	30.50	3.81	12.49
20	32.12	29.13	31.21	2.99	9.59
25	32.42	28.02	30.28	4.40	14.52

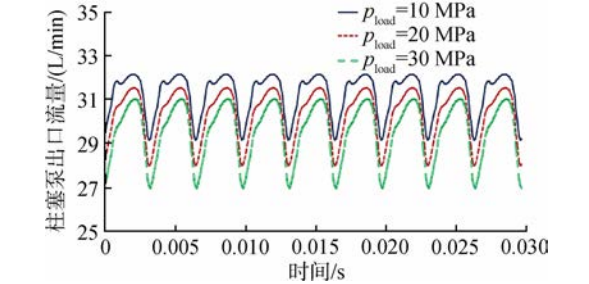


图 9 不同负载下泵出口流量对比

Fig. 9 Outlet flow of pump under different pressures

表 5 不同负载下泵出口流量脉动率对比

Table 5 Outlet flow ripple ratio comparison under different pressures

$p_{\text{load}}/$ MPa	$Q_{\max}/$ (L/min)	$Q_{\min}/$ (L/min)	$Q_{\text{ave}}/$ (L/min)	$\Delta/$ (L/min)	$\delta/\%$
10	32.12	29.13	31.21	2.99	9.58
20	31.50	27.97	30.29	3.53	11.65
30	30.98	26.95	29.51	4.02	13.62

2 I3V2-10S 型轴向柱塞泵集成优化

以柱塞泵出口流量脉动率最小为目标,为了实现柱塞泵配流盘结构参数的最优化,利用 iSIGHT 软件集成柱塞泵多学科融合模型^[9-11],具体流程见图 11 所示。

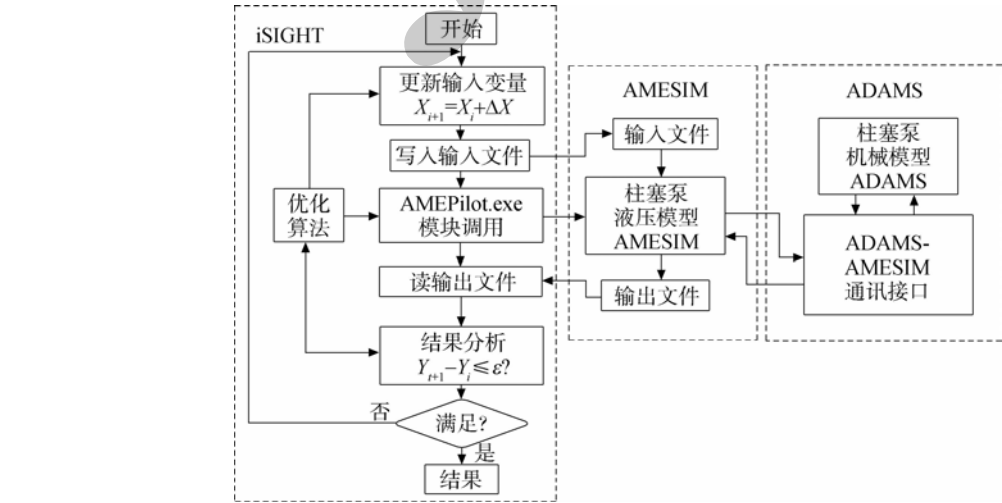


图 11 iSIGHT 集成优化流程

Fig. 11 Integrated optimization processing in iSIGHT

2.1 设计变量

选择如图 4 所示配流盘结构参数作为设计变量,包括吸排油节流口最大节流面积等效水力直径、吸排油闭死角、柱塞包角以及吸排油预开口量^[12-17],具体变量说明如表 7 所示。

表 7 设计变量列表
Table 7 Design parameters list

参数名	说明及符号	几何约束
doutlet1	排油节流口最大节流面积	$d_{outlet1}/\text{mm} \quad 2 \leq d_{outlet1} \leq 14.5$
doutlet2	等效水力直径	$d_{outlet2}/\text{mm} \quad 2 \leq d_{outlet2} \leq 14.5$
dinlet1	吸油节流口最大节流面积	$d_{inlet1}/\text{mm} \quad 2 \leq d_{inlet1} \leq 14.5$
dinlet2	等效水力直径	$d_{inlet2}/\text{mm} \quad 2 \leq d_{inlet2} \leq 14.5$
inda1	吸油阶段闭死角	$\theta_1/(\text{^\circ}) \quad 0 \leq \theta_1 \leq 30$
inda2		$\theta_2/(\text{^\circ}) \quad 0 \leq \theta_2 \leq 30$
outda1	排油阶段闭死角	$\beta_1/(\text{^\circ}) \quad 0 \leq \beta_1 \leq 30$
outda2		$\beta_2/(\text{^\circ}) \quad 0 \leq \beta_2 \leq 30$
pa	柱塞包角 $\phi/(\text{^\circ})$	$20 \leq \phi \leq 50$
preoin1	吸油阶段预开口量	$r_{in1} \quad 0 \leq p_{reoin1} \leq 0.06$
preoin2	预开口量	$r_{in2} \quad 0 \leq p_{reoin2} \leq 0.06$
preoout1	排油阶段预开口量	$r_{out1} \quad 0 \leq p_{reout1} \leq 0.06$
preoout2	预开口量	$r_{out2} \quad 0 \leq p_{reout2} \leq 0.06$

利用 iSIGHT 对 AMESIM 模型所在目录下的输入文件进行解析加载,如图 12 所示。

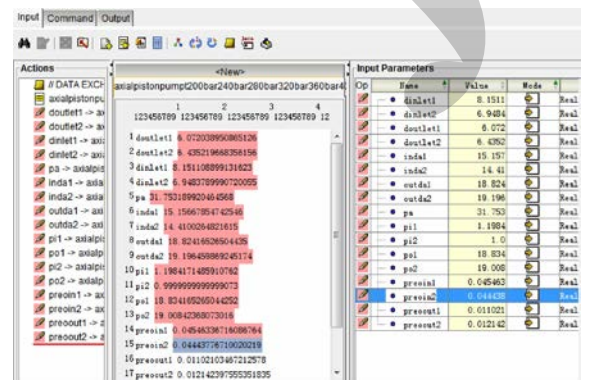


图 12 加载柱塞泵配流盘设计变量

Fig. 12 Design variables of loading piston pump valve plate

2.2 优化目标

对柱塞泵进行优化的目的是为了减小液压冲

击和振动,而流量脉动是引起振动的主要因素^[12],因此,设置优化目标为出口流量脉动率最小,如式(4)所示

$$\min \delta = \min [(Q_{\max} - Q_{\min})/Q_{\text{ave}}] \quad (4)$$

在本文中,以斜盘倾角为 12.5°,主轴转速为 1200 r/min,出口平均流量为 31.51 L/min 的工况为研究对象。该泵的额定压力为 30 MPa,考虑到柱塞泵需要在不同的负载压力下工作,为了使优化结果适应不同负载压力工况的需求,在柱塞泵的常用压力范围 10~30 MPa 内,以 4 MPa 为间隔,同时取 10、14、18、22、26、30 MPa 负载压力工况下柱塞泵的出口流量脉动率 δ (在 AMESIM 程序中记为 rippleflow1、rippleflow2、rippleflow3、rippleflow4、rippleflow5、rippleflow6) 为优化目标,以 rippleflow1 为例,如式(5),利用 iSIGHT 集成 AMESIM 和 ADAMS 的联合仿真程序进行多目标优化。这里所用的多目标优化,其原理为:分别考虑各个优化目标在优化结果中的权重,通过加权平方构造出一个新的目标函数,对这个新的目标函数进行运算,尽可能使各个目标函数达到各自的最小值。利用 iSIGHT 集成 AMESIM 模型目录下输出文件加载和解析优化目标,如图 13 所示。

$$\begin{aligned} \text{rippleflow1} = & \{ \text{globMax} [\{ \text{restrict}(\text{flow}, 0.02, 0.08) \} - \\ & \text{globMin} [\text{restrict}(\text{flow}, 0.02, 0.08)] \} / \\ & \text{mean} [\text{restrict}(\text{flow}, 0.02, 0.08)] \end{aligned} \quad (5)$$

式中 globMax() 函数表示取最大值;globMin() 函数表示取最小值;mean() 函数表示取平均值;AMESIM 程序中流量 Q 用 flow 表示,restrict(flow, 0.02, 0.08) 表示取整个流量曲线段上时间段为(0.02, 0.08)段内的所有流量值的离散值。

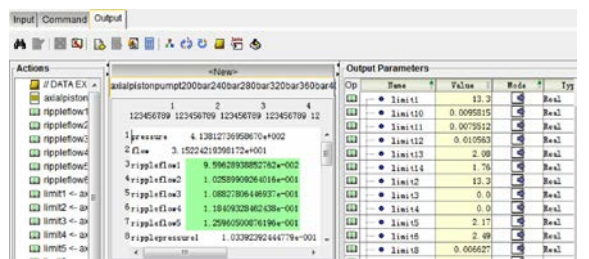


图 13 加载柱塞泵配流盘优化目标

Fig. 13 Optimization object of loading piston pump valve plate

2.3 结果分析

在本文中选用的优化算法为序列二次规划法

(NLPQL),该方法在求解含有等式或不等式约束的问题中具有很好的收敛性,它具有计算精度高、收敛速度快、稳定性好等优点。利用 NLPQL 对 6 个负载压力状态下的流量脉动率同时进行多目标优化,在运算过程中,各设计变量与目标函数的变化历程分别如图 14~图 19 所示,从图中可以看出,在整个过程中目标函数的变化均表现为下降趋势。最终,经过 480 次的运算之后,求解器找出柱塞泵流量脉动率的最佳优化结果,自动终止优化过程。

优化前后,各设计变量数值大小如表 8 所示,各负载压力下的出口流量脉动率如表 9 所示。通过表 8 可以看出,经过优化,6 个负载压力下的柱塞泵出口流量脉动率 δ 均得到了一定的减小。其中,下降最大的为 30MPa 负载工况下,流量脉动

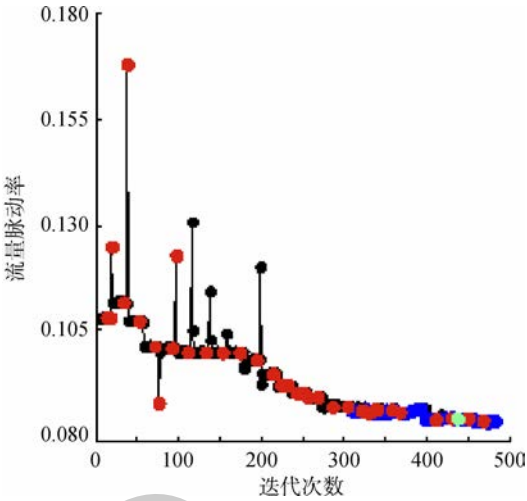


图 16 流量脉动率($p_{load}=18\text{ MPa}$)

Fig. 16 Flow ripple ratio ($p_{load}=18\text{ MPa}$)

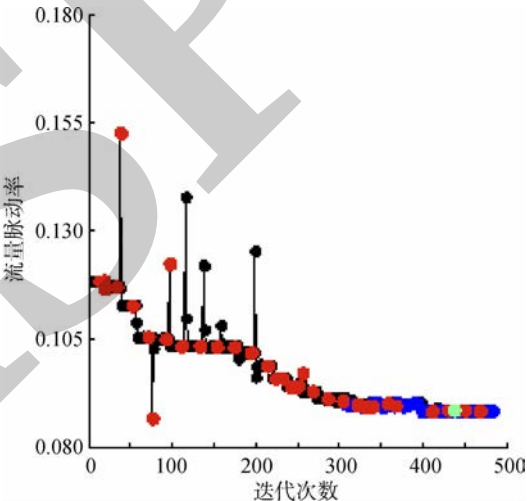


图 17 流量脉动率($p_{load}=22\text{ MPa}$)

Fig. 17 Flow ripple ratio ($p_{load}=22\text{ MPa}$)

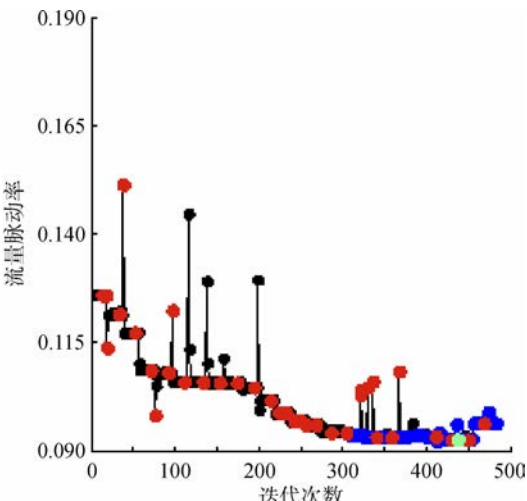


图 18 流量脉动率($p_{load}=26\text{ MPa}$)

Fig. 18 Flow ripple ratio ($p_{load}=26\text{ MPa}$)

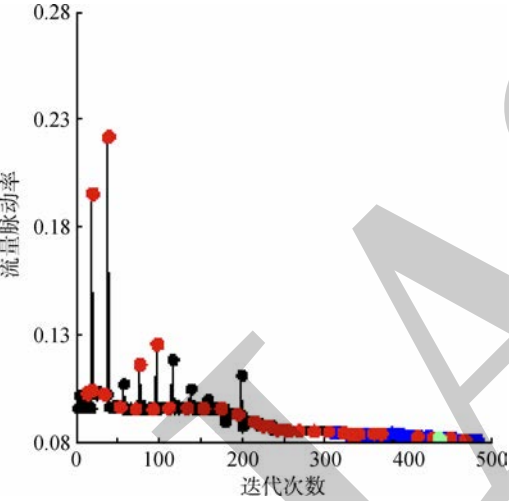


图 14 流量脉动率($p_{load}=10\text{ MPa}$)

Fig. 14 Flow ripple ratio ($p_{load}=10\text{ MPa}$)

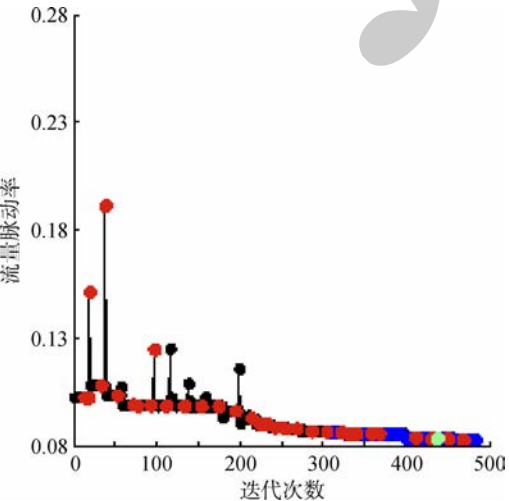


图 15 流量脉动率($p_{load}=14\text{ MPa}$)

Fig. 15 Flow ripple ratio ($p_{load}=14\text{ MPa}$)

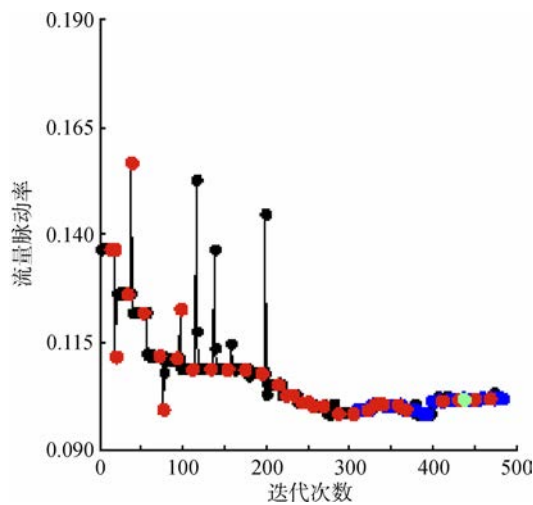


图 19 流量脉动率($p_{load}=30\text{ MPa}$)

Fig. 19 Flow ripple ratio ($p_{load}=30\text{ MPa}$)

表 8 优化前后设计变量值

Table 8 Value of design variables before and after optimization

设计变量	数值	
	优化前	优化后
$d_{outlet1}/\text{mm}$	6.20	6.07
$d_{outlet2}/\text{mm}$	5.88	6.44
d_{inlet1}/mm	8.37	8.15
d_{inlet2}/mm	7.96	6.95
$\theta_1/(\text{^\circ})$	14.7	15.2
$\theta_2/(\text{^\circ})$	14.3	14.4
$\beta_1/(\text{^\circ})$	20.0	18.8
$\theta_2/(\text{^\circ})$	20.0	19.2
ϕ	31.9	31.8
r_{in1}	0.058	0.045
r_{in2}	0.036	0.044
r_{out1}	0.040	0.011
r_{out2}	0.039	0.012

表 9 优化前后流量脉动率

Table 9 Flow ripple ratio before and after optimization

负载/MPa	$\delta/\%$	
	优化前	优化后
10	9.59	8.19
14	10.26	8.35
18	10.88	8.53
22	11.84	9.07
26	12.19	9.26
30	13.65	10.17

率下降了 25.49%;下降最小的为 10 MPa 负载工况下,流量脉动率下降了 14.60%。

3 实验验证

为了验证多学科融合建模和集成优化结果的正确性,搭建了 I3V2-10S 型斜盘式轴向柱塞泵的出口压力流量测试实验台^[16-17],如图 20 所示,该实验原理见图 21 所示。

选择美国 OMEGA 公司的 FTB-1300 涡轮流量传感器检测流量,如图 22 所示,选择德国 IMC 集成测控公司的 CS-7008-N 数据采集系统进行流量数据的采集,采集频率为 5 000 Hz。



图 20 I3V2-10S 轴向柱塞泵流量测试实验平台

Fig. 20 Experimental platform of I3V2-10S type axial piston pump flow rate test

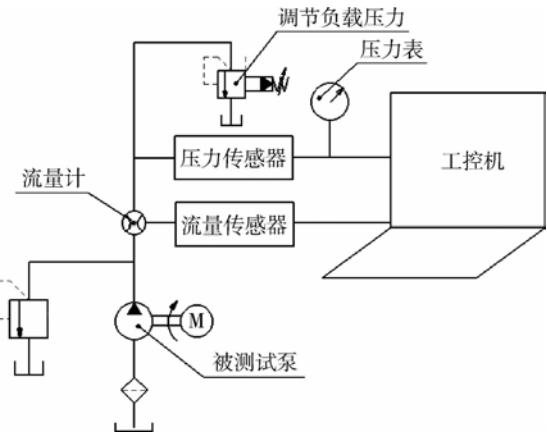


图 21 I3V2-10S 轴向柱塞泵实验原理

Fig. 21 Experimental principle of I3V2-10S type axial piston pump

将优化后的配流盘安装与柱塞泵中,柱塞泵转速为 1 200 r/min,斜盘倾角为 12.5°,获得负载压力分别为 20 MPa 和 30 MPa 时,泵出口流量实测数据,与仿真数据对比,如图 23 和图 24 所示。

由表 10 数据可知,当负载为 20 MPa 和 30 MPa 时,泵出口流量脉动率仿真数据与实验数

据基本吻合。负载 20 MPa 和 30 MPa 时,实验中最大、最小和平均流量数据比仿真数据略小,实验脉动率也比仿真略小,是由于仿真模型只考虑了柱塞副的泄漏而没有考虑配流副和滑靴副的泄漏。



图 22 流量传感器示意图

Fig. 22 Schematic diagram of flow test sensor

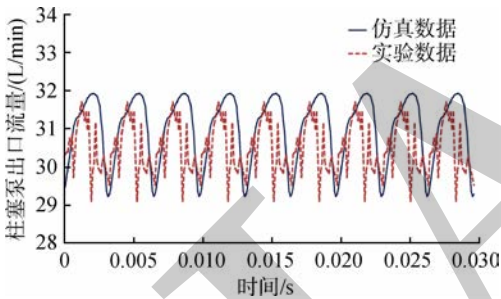


图 23 柱塞泵出口流量的仿真与实验数据对比
($p_{load}=20\text{ MPa}$)

Fig. 23 Comparison of outlet flow of piston pump between simulation and experimental data
($p_{load}=20\text{ MPa}$)

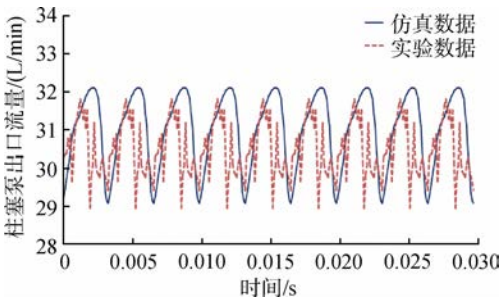


图 24 柱塞泵出口流量的仿真与实验数据对比
($p_{load}=30\text{ MPa}$)

Fig. 24 Comparison of outlet flow of piston pump between simulation and experimental data
($p_{load}=30\text{ MPa}$)

表 10 柱塞泵出口流量仿真与实验数据对比

Table 10 Comparison of outlet flow of piston pump between simulation and experimental data

负载/ MPa	数据 类型	$Q_{max}/$ (L/min)	$Q_{min}/$ (L/min)	$Q_{ave}/$ (L/min)	$\Delta/$ (L/min)	$\delta/$ %
20	仿真	31.91	29.22	30.99	2.69	8.68
	实验	31.69	29.09	30.48	2.60	8.53
30	仿真	32.81	29.75	31.15	3.06	9.82
	实验	31.83	28.95	30.49	2.88	9.45

4 结 论

1) 利用 ADAMS 和 AMESIM 建立了 I3V2-10S 型轴向柱塞泵的机械模型和液压模型,通过软件接口设计,建立了柱塞泵机液耦合模型。

2) 以柱塞泵流量脉动为例,分析了负载与配流盘结构参数对柱塞泵出口流量脉动率的影响,并用 iSIGHT 集成了柱塞泵机液耦合模型。

3) 在 iSIGHT 集成平台上,以柱塞泵在负载分别为 10、14、18、22、26、30 MPa 的情况下流量脉动率最小为目标,对柱塞泵配流盘参数进行了优化设计,使得优化后在不同压力负载下柱塞泵出口流量脉动率分别降低了 14.59%、18.57%、21.50%、23.44%、24.03%、25.49%,并进行了实验验证。

参考文献:

[1] ALESSANDRO R, SALVATORE M, NICOLA N. Modeling a variable displacement axial piston pump in a multi body simulation environment[J]. Journal of Dynamic System Measurement and Control, 2007, 129(4): 819-829.

[2] KALIAFETS P, COSTOPOULOS T H. Modeling and simulation of an axial piston variable displacement pump with pressure control[J]. Mechanism and Machine Theory, 1995, 30(4): 599-612.

[3] ZHANG Bin, XU Bing. Modeling and simulation on axial piston pump based on virtual prototype technology[J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2009, 22(1): 84-90.

[4] 杨华勇, 宋月超, 徐兵. 复杂工况下柱塞泵流量脉动并行仿真与试验研究[J]. 中国科学(科学技术), 2012, 42(12): 1463-1470.

YANG Huayong, SONG Yuechao, XU Bing. The flow pulsation parallel simulation and experimental study of piston pump under complex working conditions[J]. Scientia Sinica (Technologica), 2012, 42(12): 1463-1470. (in Chinese)

[5] 马吉恩, 徐兵, 杨华勇. 轴向柱塞泵流动特性理论建模与试

验分析[J]. 农业机械学报, 2010, 41(1): 188-194.

MA Jien, XU Bing, YANG Huayong. Modeling and experiment study on fluid character of axial piston pump[J]. Transactions of the Chinese Society of Agricultural Machinery, 2010, 41(1): 188-194. (in Chinese)

[6] 杨阳, 权龙, 杨敬. 轴向柱塞泵非止点配流窗口过渡区压力脉动特性分析[J]. 机械工程学报, 2011, 47(24): 128-134.

YANG Yang, QUAN Long, YANG Jing. Pressure pulsation characteristic analysis of the non-dead spots transition zone between flow distribution windows of axial piston pump[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2011, 47(24): 128-134. (in Chinese)

[7] 那焱青, 尹文波, 那成烈. 轴向柱塞泵瞬时流量的理论分析[J]. 兰州理工大学学报, 2004, 30(1): 55-60.

NA Yanqing, YIN Wenbo, NA Chenglie. Theoretical analysis of transit flow through axial piston pump[J]. Journal of Lanzhou University of Technology, 2004, 30(1): 55-60. (in Chinese)

[8] 薄纪康, 吴小锋. 柱塞泵机液耦合仿真与实验研究[J]. 中国机械工程, 2014, 25(3): 410-416.

BO Jikang, WU Xiaofeng. Simulation and experimental research on mechanical hydraulic coupling of piston pump[J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2014, 25(3): 410-416. (in Chinese)

[9] 吴小锋, 刘春节, 干为民, 等. 面向外啮合齿轮泵困油问题的健壮性设计[J]. 航空动力学报, 2015, 30(11): 2721-2729.

WU Xiaofeng, LIU Chunjie, GAN Weimin, et al. Robust design of external gear pump with trapped oil problem[J]. Journal of Aerospace Power, 2015, 30(11): 2721-2729. (in Chinese)

[10] 吴小锋, 干为民, 刘春节, 等. 液压换向滑阀内部结构的健壮性设计[J]. 中国机械工程, 2015, 26(15): 2030-2040.

WU Xiaofeng, GAN Weimin, LIU Chunjie, et al. Robust design of hydraulic slide valve internal structure[J]. China Mechanical Engineering, 2015, 26(15): 2030-2040. (in Chinese)

[11] 尹方龙, 聂松林. 水压轴向柱塞泵配流盘预升压角[J]. 北京工业大学学报, 2015, 41(9): 1281-1288.

YIN Fanglong, NIE Songlin. Pre-compression angle of water hydraulic axial piston pump[J]. Journal of Beijing University of Technology, 2015, 41(9): 1281-1288. (in Chinese)

[12] 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 Jiao Tong University, 2010, 44(12): 1767-1772. (in Chinese)

[13] 胡添元. 飞行器外形隐身优化方法及其应用研究[D]. 南京: 南京航空航天大学, 2007.

HU Tianyuan. An optimization approach for shape design of stealth aircraft and its application[D]. Nanjing: Nanjing University of Aeronautics and Astronautics, 2007. (in Chinese)

[14] 余雄庆. 飞机总体多学科设计优化的现状与发展方向[J]. 南京航空航天大学学报, 2008, 40(4): 417-426.

YU Xiongqing. Multidisciplinary design optimization for aircraft conceptual and preliminary design: status and directions[J]. Journal of Nanjing University of Aeronautics and Astronautics, 2008, 40(4): 417-426. (in Chinese)

[15] 官长斌, 焦宗夏. 航空柱塞泵配流盘结构动态优化方法[J]. 北京航空航天大学学报, 2011, 37(3): 274-278.

GUAN Changbin, JIAO Zongxia. Dynamic optimization method for valve plate structure of aviation piston pump[J]. Journal of Beijing University of Aeronautics and Astronautics, 2011, 37(3): 274-278. (in Chinese)

[16] 马吉恩. 轴向柱塞泵流量脉动及配流盘优化设计研究[D]. 杭州: 浙江大学, 2009.

MA Jien. Study on flow ripple and valve plate optimization of axial piston pump[D]. Hangzhou: Zhejiang University, 2009. (in Chinese)

[17] 吴小锋. 基于多物理场耦合的工程机械液压元件一体化设计研究[D]. 上海: 同济大学, 2012.

WU Xiaofeng. The study of construction machinery hydraulic components integrated design based on coupled multi-physics[D]. Shanghai: Tongji University, 2012. (in Chinese)

(编辑: 陈 越)