

DOI: 10.11832/j.issn.1000-4858.2013.07.012

高速绞车液压控制系统的建模与仿真

雷 艇, 杨曙东, 徐 涛, 唐文杰, 黎 桑

Modeling and Simulation of a Hydraulic Control System for High-speed Winch

LEI Ting, YANG Shu-dong, XU Tao, TANG Wen-jie, LI Sang

(华中科技大学 机械科学与工程学院, 湖北 武汉 430074)

摘 要: 建立阀控马达驱动高速绞车液压控制系统数学模型, 运用 Simulink 对其动态性能进行仿真分析, 包括给定负载条件下绞车的运行速度、位移及驱动马达进出口的压力变化等, 研究了主控阀开度、回油背压、马达排量及不同介质对系统性能的影响。对类似系统的设计、研发有一定的参考价值。

关键词: 高速绞车; 液压控制系统; 建模与仿真; 动态性能; 平衡阀组

中图分类号: TH137 文献标志码: B 文章编号: 1000-4858(2013)07-0040-06

引言

绞车属于大型设备, 在工程领域广泛应用^[1]。液压绞车一般负载 10 ~ 3500 kN, 速度 0.1 ~ 0.5 m/s, 个别达到 5 m/s^[2-3]。本研究的液压绞车最大负载为 30 kN, 最大速度为 10 m/s, 通过液压马达驱动卷筒上缠绕的钢丝绳来水平牵引重物。如此高速的液压绞车目前还没有检索到相关的公开报道。绞车速度越高, 负载惯性越大, 系统调控就越复杂, 特别是绞车在启动、停机过程的平稳性控制至关重要。因此, 对高速绞车液压控制系统进行建模与仿真, 预知及优化其控制性能有着特别重要的理论和实际意义。

1 系统工作原理

如图 1 所示, 该高速绞车采用阀控马达驱动, 马达的正、反转分别由前行主控阀 2 和后退主控阀 3 控制。主控阀 2 和 3 是大通径二位四通液控换向阀, 其阀芯左端的控制压力油作用面积比右端的小, 且控制压力油始终作用于阀芯左端, 阀口的启、闭由电磁换向阀 12 和调速阀 6、7、10、11 控制。系统工作原理如下。

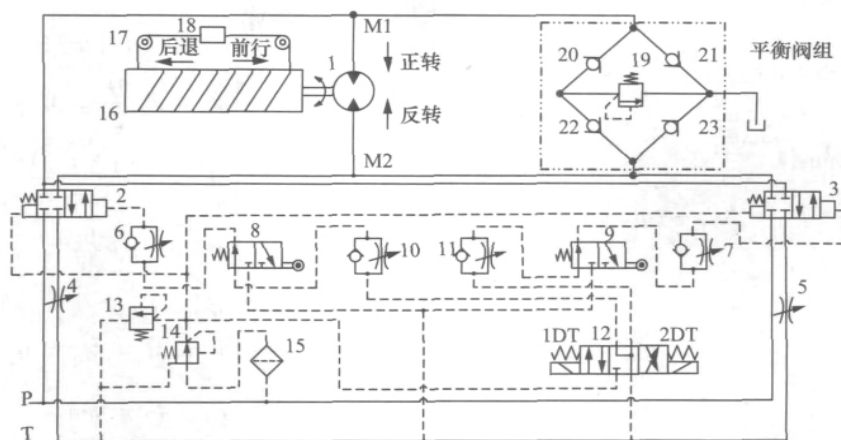
(1) 小车前行 1DT 通电, 控制压力油通过换向阀 12 的左位, 经调速阀 10 调节流量后, 通过行程阀 8, 调速阀 6 到达主控阀 2 阀芯右端。此时, 主控阀 2 阀芯两端同时受控制压力油作用, 但阀芯左端的控制压力油作用面积比右端的小, 阀芯左移, 阀口开启, 主

控阀 2 右位工作。系统压力油经入口 M1 进入马达, 马达正转驱动卷筒通过钢丝绳牵引负载小车前行, 马达出口 M2 回油经背压阀 4 回油箱。当负载小车前行压下行程阀 8 后, 阀 8 右位工作, 主控阀 2 阀芯右端的控制压力油经调速阀 6 调节后通过行程阀 8 回油箱。此时阀芯右端的控制压力逐渐减小, 在阀芯左端控制压力和回程弹簧力的作用下, 主控阀 2 的阀芯右移, 阀口逐渐关闭, 即主控阀 2 回到左位, 马达停止正转, 负载小车前行运动停止。

(2) 小车后退 2DT 通电, 控制压力油通过换向阀 12 右位, 经调速阀 11 调节流量后, 通过行程阀 9、调速阀 7 到达主控阀 3 阀芯右端。此时, 主控阀 3 阀芯两端同时受控制压力油作用, 但阀芯左端的控制压力油作用面积比右端的小, 阀芯左移, 阀口开启, 主控阀 3 右位工作。系统压力油经入口 M2 进入马达, 马达反转驱动卷筒通过钢丝绳牵引负载小车后退, 马达出口 M1 回油经背压阀 5 回油箱。当负载小车后退压下行程阀 9 后, 阀 9 右位工作, 主控阀 3 阀芯右端的控制压力油经调速阀 7 调节后通过行程阀 9 回油箱。此时阀芯右端的控制压力逐渐减小, 在阀芯左端控制压

收稿日期: 2013-01-14

作者简介: 雷艇(1987—) 男, 湖南澧县人, 硕士研究生, 主要研究方向为流体传动与控制。



1. 马达 2. 前行主控阀 3. 后退主控阀 4. 5. 背压阀 6. 7. 10. 11. 调速阀 8. 9. 行程阀 12. 电磁换向阀 13. 安全阀
14. 减压阀 15. 过滤器 16. 卷筒 17. 滑轮组 18. 负载小车 19. 溢流阀 20~23. 单向阀

图 1 高速绞车液压控制系统原理图

力和回程弹簧力的作用下,主控阀 3 的阀芯右移,阀口逐渐关闭,即主控阀 3 回到左位,马达停止反转,负载小车后退运动停止。

2 系统数学模型

2.1 主控阀

主控阀 2 和 3 分别控制马达正、反转,其结构参数及工作原理完全相同。主控阀 2 阀口开启过程的数学模型为:

$$\begin{cases} m_0 a_0 = p_{2y} A_{2y} - p_{2z} A_{2z} - F_m - F_t - F_y \\ q_{2y} = \int_0^t a_0 A_{2y} dt \\ q_{10} = C_{q10} A_{10} \sqrt{\frac{2\Delta p_{10}}{\rho}} = q_{2y} \\ p_{2y} = p_k - \Delta p_{10} \\ p_{2z} = p_k \\ x = \int_0^t \int_0^t a_0 dt^2 \\ A_{2j} = \pi D_f \sqrt{R^2 + x^2} - \frac{2\pi R^3}{\sqrt{R^2 + x^2}} - \pi R D_f - \frac{\pi R x^2}{\sqrt{R^2 + x^2}} + 2\pi R^2 \end{cases} \quad (1)$$

式中, m_0 —— 阀芯质量 kg

a_0 —— 阀芯运动的加速度 m/s^2

q_{2y} —— 流入阀芯右侧控制腔的流量 m^3/s

p_{2y} —— 作用于阀芯右侧的压力 Pa

p_{2z} —— 作用于阀芯左侧的压力 Pa

A_{2y} —— 阀芯右侧的受力面积 m^2

A_{2z} —— 阀芯左侧的受力面积 m^2

F_m —— 阀芯受到的摩擦力 N

F_t —— 阀芯受到的弹簧力 N

F_y —— 阀芯受到的液动力 N

C_{q10} —— 调速阀 10 阀口流量系数

A_{10} —— 调速阀 10 阀口过流面积 m^2

q_{10} —— 流经调速阀 10 的流量 m^3/s

Δp_{10} —— 调速阀 10 的压降 Pa

p_k —— 控制油路的压力 Pa

ρ —— 介质密度 kg/m^3

A_{2j} —— 主控阀阀口进油通道的过流面积 m^2

D_f —— 主控阀阀芯直径 mm

R —— 主控阀阀口的倒圆角半径 mm

x —— 主控阀阀口开度 mm

主控阀 2 阀口关闭过程由调速阀 6 控制,此时:

$$\begin{cases} q_6 = C_{q6} A_6 \sqrt{\frac{2\Delta p_6}{\rho}} = q_{2y} \\ p_{2y} = \Delta p_6 \end{cases} \quad (2)$$

式中, q_6 —— 流经调速阀 6 的流量 m^3/s

C_{q6} —— 调速阀 6 阀口流量系数

A_6 —— 调速阀 6 阀口过流面积 m^2

Δp_6 —— 调速阀 6 的压降 Pa

主控阀 3 阀口开启、关闭过程分别由调速阀 11 和调速阀 7 控制,其数学模型与式(1)、(2)形式一样。

2.2 主控阀到马达入口

主控阀 2 到马达入口 M1 的数学模型为:

$$\begin{cases} q_{2j} + q_{21} = q_{mj} + \frac{V_j}{E} \frac{dp_{mj}}{dt} + q_{20} \\ q_{2j} = C_{q2} A_{2j} \sqrt{\frac{2\Delta p_{2j}}{\rho}} \\ \Delta p_{2j} = p - p_{mj} - \Delta p_e - \Delta p_r \\ \Delta p_e = \lambda \frac{L}{d} \frac{\rho u^2}{2} \\ \Delta p_r = \xi \frac{\rho u^2}{2} \\ u = \frac{4q_{2j}}{\pi d^2} \end{cases} \quad (3)$$

式中, q_{2j} —— 流经主控阀进油通道的流量 μ^3/s

q_{mj} —— 马达进口流量 μ^3/s

V_j —— 主控阀到马达入口的容积 μ^3

E —— 管路等效弹性模量 Pa

q_{20}, q_{21} —— 分别为流经单向阀 20 和 21 的流量 μ^3/s

p_{mj} —— 马达入口压力 Pa

C_{q2} —— 主控阀阀口流量系数

Δp_{2j} —— 主控阀阀口进油通道的压降 Pa

p —— 系统压力 Pa

Δp_e —— 主控阀到马达入口沿程压力损失 Pa

Δp_r —— 主控阀到马达入口局部压力损失 Pa

λ —— 主控阀到马达入口沿程压力损失系数

ξ —— 主控阀到马达入口局部压力损失系数

L —— 主控阀到马达入口管道等效长度 μm

d —— 主控阀到马达入口管道等效直径 μm

u —— 主控阀到马达入口的平均流速 $\mu\text{m/s}$

主控阀 3 到马达入口 M2 的数学模型与式 (3) 形式一样。

2.3 液压马达、卷筒及负载小车

参见图 2 液压马达、卷筒及负载小车等机械系统的数学模型为:

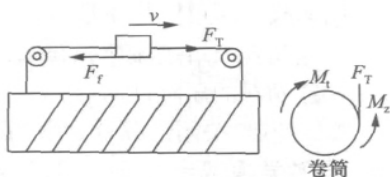


图 2 小车及卷筒受力分析

$$\begin{cases} q_{mc} = Vn = q_{mj}\eta_v \\ M = F_T \frac{D}{2} = M_t\eta_m \\ M_t = \frac{(p_{mj} - p_{mc})V}{2\pi} \\ M_d = 2\pi J \frac{dn}{dt} \\ M_z = bn \\ M = M_t - M_d - M_z \\ F_T - F_f = ma = m\pi D \frac{dn}{dt} \\ F_f = mgf \\ v = \int_0^t a dt \\ S = \int_0^t v dt \end{cases} \quad (4)$$

式中, q_{mc} —— 马达出口流量 μ^3/s

V —— 马达排量 μ^3/r

n —— 马达的转速 r/s

η_v —— 马达的容积效率

η_m —— 马达的机械效率

F_T —— 钢丝绳对负载小车的拉力 N

F_f —— 负载小车受到的摩擦力 N

a —— 负载小车运动的加速度 $\mu\text{m/s}^2$

v —— 负载小车运动的速度 $\mu\text{m/s}$

S —— 负载小车运动的位移 μm

m —— 负载小车及负载的总质量 kg

g —— 重力加速度 $\mu\text{m/s}^2$

f —— 负载小车与轨道的摩擦系数

D —— 卷筒直径 μm

J —— 卷筒和马达的转动惯量 $\text{kg} \cdot \text{m}^2$

b —— 马达和负载小车总粘性阻尼系数

M —— 马达的输出转矩 $\text{N} \cdot \text{m}$

M_t —— 马达的理论转矩 $\text{N} \cdot \text{m}$

M_d —— 卷筒和马达的转矩 $\text{N} \cdot \text{m}$

M_z —— 卷筒和马达转矩损失 $\text{N} \cdot \text{m}$

p_{mc} —— 马达出口压力 Pa

小车前行时空载, 小车后退时负载。

2.4 马达出口至油箱

马达出口 M2 经主控阀 2 至油箱的数学模型为:

$$\begin{cases} q_{mc} + q_{23} = q_{2c} + \frac{V_c}{E} \frac{dp_{mc}}{dt} + q_{22} \\ q_{2c} = C_{q2} A_{2c} \sqrt{\frac{2\Delta p_{2c}}{\rho}} \\ \Delta p_4 = p_{mc} - \Delta p_{2c} - \Delta p_e - \Delta p_r \\ q_4 = C_{q4} A_4 \sqrt{\frac{2\Delta p_4}{\rho}} \end{cases} \quad (5)$$

式中, q_{mc} —— 马达出口流量 $\mu\text{m}^3/\text{s}$
 q_{2c} —— 流经主控阀回油通道的流量 $\mu\text{m}^3/\text{s}$
 q_{22} 、 q_{23} —— 分别为流经单向阀 22 和 23 的流量 $\mu\text{m}^3/\text{s}$
 A_{2c} —— 主控阀阀口回油通道的过流面积 μm^2
 Δp_{2c} —— 主控阀阀口回油通道的压降 Pa
 V_c —— 马达出口到主控阀的容积 μm^3
 q_4 —— 背压阀 4 的流量 $\mu\text{m}^3/\text{s}$
 C_{q4} —— 背压阀 4 的阀口流量系数
 A_4 —— 背压阀 4 的阀口过流面积 μm^2
 Δp_4 —— 背压阀 4 的阀口压降 Pa

马达出口 M1 经主控阀 3 至油箱的数学模型与式 (5) 形式一样, 此时马达的回油背压由阀 5 调节。

3 系统仿真分析

假设主控阀 2 控制马达正转, 驱动小车空载前行至行程末端后停止并停留一段时间, 然后由主控阀 3 控制马达反转, 驱动小车负载后退至原位停止, 完成一个工作循环。在 Simulink 模型窗口中搭建液压控制系统的仿真模型, 利用 Mux 功能模块^[4] 将多个参数的曲线合并在一个示波器中显示, 仿真分析绞车在一个工作循环内小车的速度、位移及马达前后压差的变化, 并研究不同马达排量、工作介质、主控阀芯启闭速度对这些性能参数的影响。仿真用系统参数见表 1。

表 1 系统参数取值表

参数	取值	参数	取值
m_0 (kg)	14	R (m)	0.008
m (kg)	350 (3000)	L (m)	2
p (MPa)	10	A_{2x} 、 A_{3x} (m^2)	$4.42e^{-3}$
p_k (MPa)	4.5	A_{2y} 、 A_{3y} (m^2)	$7.08e^{-3}$
F_t (N)	500	A_4 、 A_5 (m^2)	$2.5e^{-4}$
F_y (N)	68	V_j (m^3)	$8.4e^{-3}$
F_m (N)	14	V_c (m^3)	$8.4e^{-3}$
D (m)	0.5	V_1 (m^3/r)	$3.6e^{-3}$

续表 1

参数	取值	参数	取值
D_f (m)	0.075	V_2 (m^3/r)	$3e^{-3}$
A_6 (m^2)	$6.8e^{-7}$	$C_{q2} \sim C_{q7}$ 、 $C_{q10} \sim C_{q11}$	0.67
A_7 (m^2)	$4.1e^{-7}$		
A_{10} (m^2)	$4.99e^{-6}$	f	0.1
A_{11} (m^2)	$1.84e^{-6}$	λ	0.15
d (m)	0.065	ξ	5
g (m/s^2)	10	η_v	0.99
J ($\text{kg} \cdot \text{m}^2$)	36	η_m	0.98
ρ_1 (kg/m^3)	920	E_1 (MPa)	$1.4e^3$
ρ_2 (kg/m^3)	1070	E_2 (MPa)	$3.45e^3$
b_1	550	b_2	1850

(1) 图 3 是马达排量分别为 $V_1 = 3600 \text{ mL/r}$ 和 $V_2 = 3000 \text{ mL/r}$ 液压介质为聚酯 ($\rho_1 = 920 \text{ kg/m}^3$) 和水乙二醇 ($\rho_2 = 1070 \text{ kg/m}^3$)^[5] 时, 调节调速阀 6、7、10、

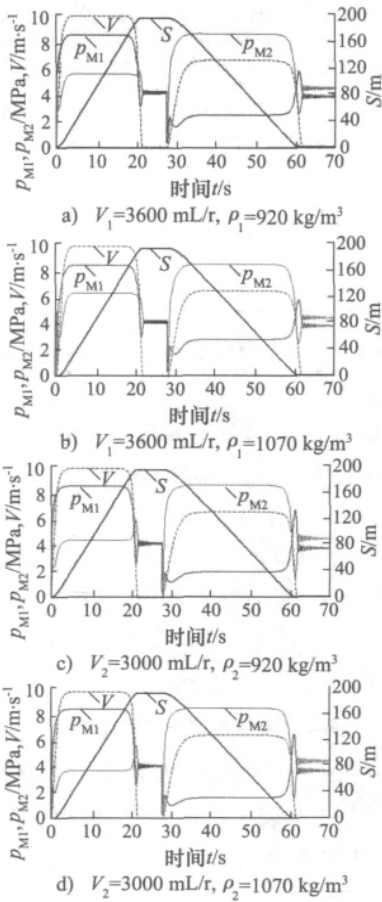


图 3 绞车系统动态性能曲线

11 使主控阀 2 启闭时间为 2 s, 主控阀 3 启闭时间为 4 s, 调节背压阀 4、5 使其过流面积为 250 mm², 仿真得到驱动马达 M1 口的压力 p_{M1} 、M2 口的压力 p_{M2} 及小车速度 v 和位移 S 的变化曲线。

从图中可以看出, 小车前行的最大速度约为 10 m/s, 运行 196 m 耗时约 22 s, 后退最大速度约 6.5 m/s, 返回原位耗时约 34 s, 马达进口压力约为 8.5 MPa, 几种情况的趋势基本一致; 这主要是因为系统压力及主控阀的启闭时间一定。但马达出口压力有较大差异, 即马达排量、介质密度高时马达出口压力大; 这主要是因为马达排量、系统流量大流速高, 系统背压就高; 介质密度大时其流动惯性大, 流阻大, 背压损失就大; 且排量(流量)是影响马达出口压力大小的主要因素。如表 2 所示, 说明驱动马达的排量小, 介质密度低, 系统的能耗低, 效率高。

表 2 马达排量和介质对系统性能的影响

马达排量	V_1		V_2	
介质	聚酯	水乙二醇	聚酯	水乙二醇
小车前行最大速度(m/s)	9.97	9.96	9.91	9.9
小车后退最大速度(m/s)	6.59	6.57	6.54	6.54
小车位移(m)	196	196	196	196
小车前行马达出口最大压力(MPa)	5.56	6.43	3.81	4.42
小车后退马达出口最大压力(MPa)	2.43	2.79	1.66	1.92

(2) 图 4 是排量为 3000 mL/r, 介质为水乙二醇时, 调节调速阀 6、7、10 和 11 使主控阀 2 启闭时间为 2.5 s、主控阀 3 启闭时间为 4.5 s, 背压阀 4 和 5 的开度不变, 仿真得到的 p_{M1} 、 p_{M2} 、 v 、 S 的变化曲线。

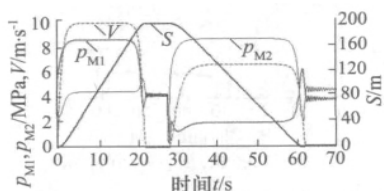


图 4 绞车系统动态性能曲线

与图 3d 比较, 小车的速度、位移及马达进出口的压力基本保持不变, 如表 3 所示, 但小车的运行时间稍长, 速度曲线上升和下降的斜率变小。这是因为阀芯(阀口)启闭时间变长, 负载小车加减速的时间变长, 其加减速运动的加速度减小, 运动惯性减小, 运动将更平稳。

表 3 主控阀启闭时间对系统性能的影响

主控阀 2 启闭时间(s)	2	2.5
主控阀 3 启闭时间(s)	4	4.5
小车前行最大速度(m/s)	9.9	9.91
小车后退最大速度(m/s)	6.54	6.58
小车位移(m)	196	196
小车前行马达出口最大压力(MPa)	4.42	4.41
小车后退马达出口最大压力(MPa)	1.92	1.91

(3) 图 5 是排量为 3000 mL/r, 介质为水乙二醇时, 主控阀 2 启闭时间为 2 s, 主控阀 3 启闭时间为 4 s, 调节背压阀 4 和 5 的过流面积由原来的 250 mm² 变为 220 mm², 仿真得到的 p_{M1} 、 p_{M2} 、 v 、 S 的变化曲线。

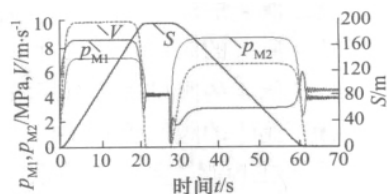


图 5 绞车系统动态性能曲线

与图 3d 比较, 马达的出口压力明显升高, 如表 4 所示, 这是因为背压阀过流面积的减小显著增大了马达的回油背压, 也增大了系统能耗。

表 4 背压对系统性能的影响

背压阀的过流面积(mm ²)	250	220
小车前行最大速度(m/s)	9.9	9.92
小车后退最大速度(m/s)	6.54	6.55
小车位移(m)	196	196
小车前行马达出口最大压力(MPa)	4.42	7.06
小车后退马达出口最大压力(MPa)	1.92	3.08

4 结论

通过对高速绞车液压控制系统的建模和仿真分析, 得到如下结论:

(1) 马达排量对系统能耗影响显著, 排量越大能耗越大, 选择排量为 3000 mL/r 的驱动马达更为合适。

(2) 介质密度对系统能耗有一定的影响, 但当有抗燃需求时, 可以选择水乙二醇为工作介质。

(3) 可通过调节主控阀的启闭时间、马达回油背压来控制绞车的运动惯性, 以实现高速绞车的平稳可靠运行。

水射流噪声控制试验研究

金迎村, 陈 亮

Experimental Study on Water Jet Noise Control

JIN Ying-cun, CHEN Liang

(中国舰船研究设计中心, 湖北 武汉 430064)

摘 要: 针对高压水射流控制阀在工作时产生的噪声问题, 在实验室使用阀配流式轴向柱塞泵为动力源, 对其进行了试验研究。试验结果表明, 使用蓄能器能够降低系统压力脉动, 从而降低水射流噪声。喷嘴的结构对噪声具有明显的影响, 相同压力或流量下, 圆锥喷嘴的噪声要明显低于圆柱喷嘴。降低系统压力脉动和改进喷嘴结构等措施能够有效降低水射流噪声。

关键词: 水射流噪声; 喷嘴; 压力脉动; 蓄能器

中图分类号: TH137 文献标志码: B 文章编号: 1000-4858(2013)07-0045-03

引言

高压水射流控制阀是高压水射流系统中的重要元件, 是决定高压水射流质量的关键元件。然而高压水射流控制阀在系统工作时产生的噪声问题也非常突出, 必须加以研究和控制^[1-2]。

本研究以试验为基础, 对影响水射流噪声的因素进行研究, 采用专门设计的水射流噪声测试系统, 进行了多次水射流噪声测试及结果分析, 得出通过降低系统压力脉动和优化喷嘴结构来降低水射流噪声的结论, 为今后进一步降低水射流噪声提供了重要依据。

1 试验系统

1.1 试验系统简图与工作原理

本试验的主要目的是研究不同压力脉动幅度、不同喷嘴形状情况下的水射流噪声。试验系统主要包括电源系统、水压系统和噪声采集与分析系统。水压系统主要由水箱、水泵、溢流阀、节流阀、蓄能器、压力传感器、流量计、喷嘴组成。噪声采集与分析采用

B&K3560D 型振动噪声测试分析系统。所测得的噪声信号为实验室条件下射流口 90° 方向, 距离为 1 m 处的空气噪声信号。试验系统原理图如图 1 所示。

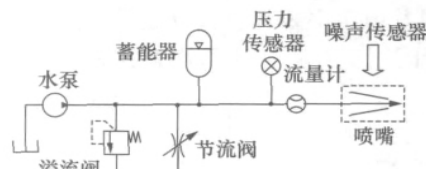


图 1 噪声测试试验原理图

试验系统的工作原理: 本试验主要由某型阀配流式柱塞泵^[3]提供高压水源, 系统启动后调节节流阀, 使喷嘴的进口压力达到预定值, 然后通过噪声测试仪记录喷嘴在不同进口压力下的水射流噪声。测试喷嘴

收稿日期: 2013-03-04

作者简介: 金迎村(1970—), 女, 湖北武汉人, 高级工程师, 硕士, 主要从事船舶装置方面的研究设计工作。

参考文献:

- [1] 唐文杰. 阀控马达液压系统仿真研究[D]. 武汉: 华中科技大学, 2009.
- [2] 杨曙东, 周元春, 罗博, 等. 高速绞车液压控制系统的设计研究[J]. 液压与气动, 2011(6): 81-83.

- [3] 刘明安. 国内外矿用液压绞车简介[J]. 煤矿机电, 1986(3): 56-60.
- [4] 蒋文斌, 刘寿康, 等. 基于 Matlab/Simulink 的液压马达低速稳定性仿真研究[J]. 矿业工程, 2008(1): 94-96.
- [5] 黎启柏, 刘树道, 成国真, 等. 液压元件手册[M]. 北京: 冶金工业出版社, 1999.