DOI:10.3969/j.issn.1001-4551.2018.10.015

内嵌式收油机油井油位动态控制机理及关键技术研究*

杨前明,李 浩
(山东科技大学 机械电子工程学院,山东 青岛 266590)

摘要:针对内嵌式海面溢油回收装备的收油机油井油位动态控制问题,对动态斜面式收油机系统组成及工作原理进行了阐述,揭示了油井油位与斜带马达及吸油泵马达转速之间的内在规律。在提出油井油位动态检测方法的基础上,给出了吸油泵马达转速随油井油位动态变化、泵速分段自动调节原理与实现方法,建立了吸油泵马达转速控制系统数学模型,运用 Matlab/Simulink 仿真软件对其转速控制系统进行了仿真分析;构建了实验测试系统,并且进行了测试验证。研究结果表明:吸油泵马达转速控制系统响应速度快,0.16 s 后输出稳定;马达输出转速随油井油位分段自动调节,当油井油位处于不同区间时,吸油泵马达可自动调整其转速至 650 r/min、485 r/min及 320 r/min;实验测试结果验证了该油位动态控制方案的正确性,满足系统设计要求。

关键词:油井油位;动态调节;电液比例控制;数学模型;仿真分析
中图分类号:TH39;TP271 **文献标志码**:A **文章编号**:1001-4551(2018)10-1094-06

Dynamic control mechanism and key technology of oil level in oil well of embedded type oil recovery machine

YANG Qian-ming, LI Hao
(College of Mechanical and Electronic Engineering, Shandong University of Science and Technology, Qingdao 266590, China)

Abstract: Aiming at the problem of oil level in oil well of receiving machine for embedded type oil spill recovery equipment dynamic controlling, the constitution and working principle of the dynamic inclined plane type receiving machine were expounded, the inherent law between the oil level and the speed of the ramp motor and the oil suction pump motor was revealed. The principle and realization method of the oil suction pump motor rotating speed which changes dynamically and regulates segment automatically with oil level were given, on basis of proposing method of dynamic detecting oil level . The mathematical model of the oil suction pump motor speed control system was established and simulated as well as analyzed using the Matlab/Simulink software, and the experimental test system was also built to verify the scheme. The results indicate that the oil suction pump motor speed control system responds quickly, has a stable output after 0.16 second. The motor rotating speed can adjust segment automatically with oil level, when the oil level is in different intervals, the suction pump motor can adjust its speed automatically to 650 r/min, 485 r/min and 320 r/min. Experimental results verify the correctness of the oil level dynamic control scheme, and it meet the design requirement of the system.

Key words: the well oil level; dynamic adjustment; electro-hydraulic proportional control; mathematical modeling; simulation analysis

收稿日期:2018-01-24
基金项目:国家科技支撑计划项目(2012BAC14B05)
作者简介:杨前明(1960-),男,江苏如皋人,博士,教授,硕士生导师,主要从事机电一体化、电液控制技术、机器人方面的研究。E-mail:yqm8396@163.com

0　引　言

上世纪 80 年代至 2000 年,我国沿海共发生溢油量超 50 t 的重大溢油事故 46 起,总溢油量 17 941 t[1]。大量原油泄漏,不仅造成石油资源巨大浪费,还导致了严重的海洋生态环境问题。

因此,海面溢油回收应急处理已成为目前亟待解决的问题。船携式溢油回收装备是溢油回收领域的重要装备及重点研究对象,文献[2-6]对船携式溢油回收装备进行了液压动力与控制、扫油臂运动仿真;通过对扫油臂与围油栏卷筒双液压马达速度同步控制等问题的研究,给出了收油机装备总体设计与控制方案,解决了收油机动力比例控制、运动同步性控制等技术问题。

收油机油井是积聚海面溢油的动态容器,客观上需要吸油泵根据油井内积聚的溢油厚度自动调节其转速,保障回收系统最佳作业效率及其运行最佳经济性。目前,针对溢油回收装备油井油位动态控制的研究未见相关报道。

据此,本文将提出收油机油井油位动态控制解决方案,并就其可行性进行验证。

1　系统组成及控制原理

1.1　系统组成

动态斜面式收油机系统组成如图 1 所示。

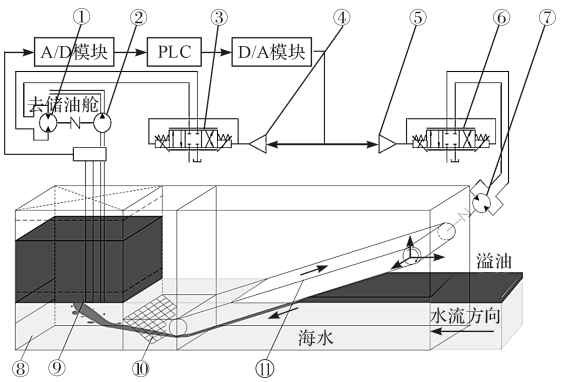

图 1　动态斜面式收油机系统组成简图

①-吸油马达;②-吸油泵;③,⑥-电液比例阀;④,⑤比例放大器;⑦-斜带马达;⑧-集油井;⑨-液位传感器;⑩-垃圾回收仓;⑪-斜带

系统主要由收油机本体和电液控制组成。收油机本体主要由集油井、垃圾回收仓和斜带组成,集油井是积聚溢油的动态容器,其结构上是一上下无封口的长方体薄壁存储装置,在其下方左侧面设有出水口。

1.1.1　动态调节

溢油回收过程中,集油井内的油位高度是动态变化的,海面溢油厚度一定时,油位的升降取决于斜带马达和吸油马达的转速。当海面溢油量较大时,斜带马达转速增加、油井内油层厚度相对提高,此时吸油泵马达转速也做相应增加,增大吸油泵输出流量。反之,当海面溢油量较小时,斜带马达转速、吸油泵马达转速则做相应减小调节,旨在减小吸油泵马达流量,降低其功耗。

1.1.2　吸油泵比例控制

吸油泵比例控制系统主要包括台达 PLC、AD 模块、DA 模块、比例放大器、电液比例阀、吸油马达、斜带马达、吸油泵和射频电容液位传感器。

当收油作业时,斜带马达⑦带动斜带⑪运转,斜带上油毡将溢油带入集油井⑧底部,在海水浮力作用下溢油进入集油井,并上浮至油井上部的海水面,斜带运转牵引过来的海水从油井下方出水口排出。如果海面溢油中混合有浮游垃圾,则被隔离在垃圾回收仓⑩内。

当集油井内油位上升到一定高度时,吸油马达①启动,吸油泵②将溢油泵入至储油舱中。理想状态下,可认为集油井进油量 q_1、溢油泵入量 q_2 分别与斜带马达、吸油马达的转速成正比。当 $q_1 > q_2$ 时,集油井内油位升高;当 $q_1 < q_2$ 时,集油井内油位下降,即集油井内油位高度变化取决于斜带马达和吸油马达转速。

1.2　集油井油位检测

1.2.1　检测原理

射频电容液位计具有测量精度高、线性度好、抗干扰能力强等特点[7-8],其基于电容感应原理,以井内溢油作为电介质,油位高度变化使液位计电容发生改变,引起射频振荡器输出频率变化,微控制器根据频率变化计算输出 4 mA ~ 20 mA 标准模拟电流信号,其中 4 mA为 0% 油位,20 mA 为 100% 油位。

1.2.2　实现方法

为便于分析,本研究忽略油井内溢油自身重量及海面风浪对油井内油层的影响,并认为集油井内油水完全分离,即溢油完全浮在海水之上。为消除检测过程中海水对油位检测精度的影响,实现油井油位动态控制,本研究首先对油位高度进行划分,油井油位划分如图 2 所示。

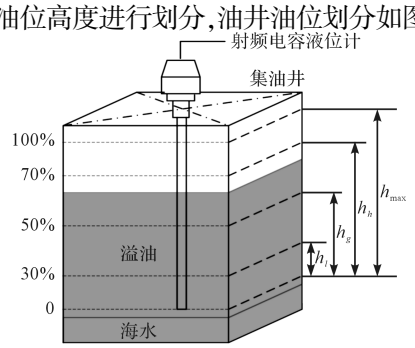

图 2　油井油位划分示意图

h_h-高油位值;h_g-中等油位值;h_l-低油位值

图 2 中,射频电容液位传感器安装在集油井中心位置,通过事先校验确定其油位检测范围为 0 ~ h_{max},即集油井内油位在 0 ~ h_{max} 之间动态变化。油位高度为 0 时,液位计输出 4 mA 电流信号;油位高度为 h_{max} 时,液位计输出 20 mA 电流信号。定义 h_l、h_g、h_h 作为调控油井油位高度的 3 个油位临界点。特定油位模数转换如表 1 所示(对油位区间做以下规定:0 ~ h_l—低油位区间,h_l ~ h_h—中油位区间,h_h ~ h_{max}—高油位区间)。

表 1　特定油位模数转换表

油位高度	油位占比(%)	电流值/mA	数字值
0	0	4	0
h_l	30	8.8	9 600
h_g	50	12	16 000
h_h	70	15.2	22 400
h_{max}	100	20	32 000

油井油位检测程序如图 3 所示。

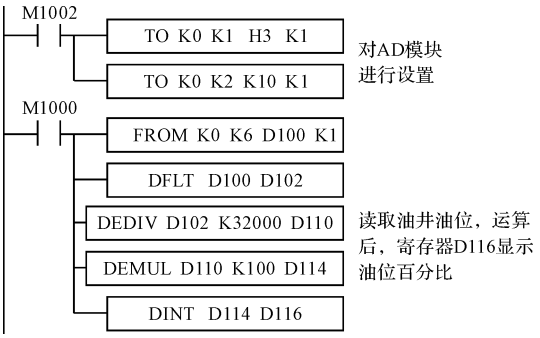

图 3　油井油位检测程序

首先笔者通过 TO 指令设置 AD 模块 CH1 通道为 4 mA ~ 20 mA 电流输入,并设定 CH1 通道信号的平均次数为 10 次;收油作业时,液位传感器根据油位变化输出相应的电流信号,利用 FROM 指令读取经 AD 模块转换后的数字量并存入数据寄存器 D100,最后利用数据运算指令 DEDIV、DEMUL 及 DINT 进行运算处理,将实时油位(油位占比)存入数据寄存器 D116,即实现了 PLC 对集油井油位的动态检测。

1.3　电液控制

1.3.1　电液控制原理

马达转速电液控制原理如图 4 所示。

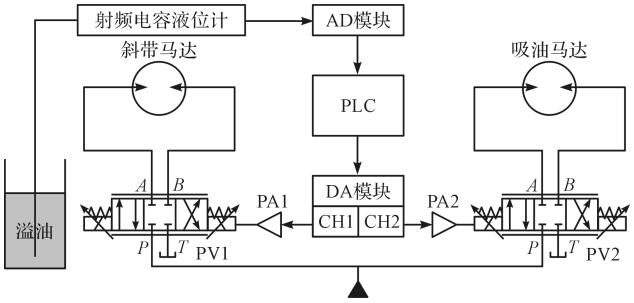

图 4　马达转速电液控制原理图

PLC 根据斜带马达与吸油泵马达转速控制指令,经 DA 模块和比例放大器处理后,将转速指令设定值(DA 模块输出电压)转换为调节电液比例阀阀口开度的电流信号,进行输出流量调节,进而实现斜带马达与吸油泵马达的转速控制[9-10]。

1.3.2　油位动态分段转速调节策略

收油机作业时,首先根据海面实际溢油量多少设定斜带马达转速。即海面溢油量较大时,转速指令设定值调高。反之转速指令设定值调低。

(1) 调节策略。油位调节的思想是实施“油位动态分段转速调节策略”。首先给斜带马达一个相对恒定转速指令值运行一段给定时间,如果油井油位检测值大于其高位 h_h 值时,吸油泵马达自动调节其转速至高油位对应指令值,执行吸油泵大流量运行程序;反之当检测的油井油位低于其低位 h_l 值时,吸油泵马达自动调节其转速至低油位对应指令值,执行吸油泵小流量运行程序。

马达转速与油位之间对应关系如表 2 所示。

表 2　马达转速与油位关系表

斜带马达转速	油位	吸油泵马达转速
恒定	< 30% 油位(h_l)	低速
	30% ~ 70% 油位	中速
	> 70% 油位(h_h)	高速

通过控制斜带马达与吸油马达转速,确保油井内油位始终处于 0 ~ h_{max} 之间,保障收油机最佳作业效率及运行最佳经济性。

(2) 实现方法。吸油泵马达转速控制系统原理框图如图 5 所示[11]。

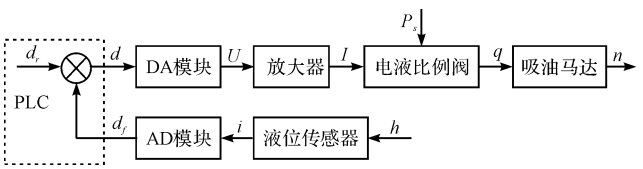

图 5　吸油马达转速控制系统原理框图

本研究分别把 h_l、h_g、h_h 油位对应数字量写入 PLC 数据寄存器 D120、D130、D140,PLC 将实际油位与寄存器内油位数据对比,根据比较结果,吸油泵马达执行对应转速指令。

吸油泵马达转速控制程序如图 6 所示。

当油位高度等于 h_g 时,启动吸油泵马达并执行中转速指令。油位分段转速控制策略的实施过程表述如下:

当油井油位升高至高位 h_h 值时,吸油泵马达执行高转速指令,使油井油位下降,确保其不超过 h_{max};当油井油位下降至低位 h_l 值时,吸油泵马达执行低转速

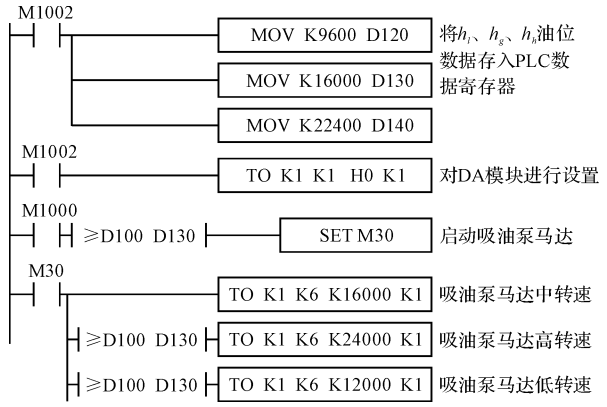

图 6　吸油泵马达转速控制程序

指令。理论上吸油泵转速控制的目标是在保证其流量与油井内实际溢油量相匹配的条件下,使其具有良好的经济性。

2　数学建模

为确定控制系统性能,对系统进行稳定性分析,本研究首先建立其各组成环节及系统传递函数数学模型[12],为仿真分析奠定基础。$G_1(s)$、$G_2(s)$、$G_3(s)$、$G_4(s)$ 分别表示 DA 模块、比例放大器、电液比例阀、液压马达的传递函数,系统为典型的电液比例开环控制。

2.1　DA 模块、比例放大器

DA 模块、比例放大器可视为比例环节,其传递函数分别如下:

DA 模块:　$G_1(s) = K_d$　(1)

比例放大器:　$G_2(s) = K_e$　(2)

式中:K_d—D/A 模块增益,V;K_e— 比例放大器增益,A/V;

2.2　电液比例阀

电液比例阀的内部由先导级滑阀和主滑阀组成,先导级滑阀将比例电磁铁的输出功率加以转换和放大,然后控制主滑阀功率级[13]。当电液比例阀固有频率与液压固有频率接近时,其传递函数可以近似为二阶振荡环节,即:

$$G_3(s) = \frac{Q(s)}{I(s)} = \frac{K_{sv}}{\frac{s^2}{\omega_{sv}^2} + \frac{2\xi_{sv}}{\omega_{sv}}s + 1} \tag{3}$$

式中:K_{sv}— 电液比例阀的流量增益,$m^3/(s \cdot A)$;q_n— 电液比例阀的 I_n 额定流量,m^3/s;I_n— 电液比例阀的额定电流,mA;p_s— 实际供油压力,MPa;p_{sn}— 通过额定流量时的规定阀压降,$p_{sn} = 1$ MPa;Q_0— 电液比例阀的空载流量,m^3/s;ω_{sv}— 电液比例阀的固有频率,rad/s;ξ_{sv}— 电液比例阀的阻尼比。

其中:K_{sv} 按实际供油压力下空载流量确定,即:$K_{sv} = q_n \sqrt{p_s/p_{sn}}/I_n$,$Q_0 = q_n \sqrt{p_s/p_{sn}}$。

2.3　吸油泵马达

在电液比例阀控液压马达系统中,忽略弹性负载和阻尼负载,从阀芯位移 x_v 到液压马达角速度 θ_m 的传递函数可近似表示为[14]:

$$\dot{\theta}_m(s) = \frac{\frac{K_{sv}}{D_m}X_v(s) - \frac{K_{ce}}{D_m^2}\left(\frac{V_t}{4\beta_e K_{ce}}s + 1\right)T_L(s)}{\frac{s^2}{\omega_h^2} + \frac{2\xi_h}{\omega_h}s + 1} \tag{4}$$

其中:$\omega_h = \sqrt{4\beta_e D_m^2/V_t J_t}$;$\xi_h = K_{ce}/D_m \sqrt{\beta_e J_t/V_t}$。式中:$D_m$— 液压马达的排量,$m^3/rad$;$K_{ce}$— 包括泄漏在内的总压力流量系数,$m^2 \cdot (s \cdot Pa)^{-2}$;$V_t$— 液压马达两腔及连接管路总容积,$m^3$;$\beta_e$— 液体等效体积弹性模量,取 $\beta_e = 700 \times 10^6$ Pa;T_L— 外作用力矩在马达轴上的折算值,N · m;J_t— 液压马达轴上总等效转动惯量,$kg \cdot m^2$;ω_h— 液压马达固有频率,rad/s;ξ_h— 液压马达阻尼比。

在系统稳态工作点附近,电液比例阀的流量线性方程经拉氏变换后可表述为:

$$Q(s) = K_{sv}X_v(s) \tag{5}$$

综合式(4,5),可得吸油泵马达输出角速度对流量、外力负载的传递函数分别为:

$$G_5(s) = \frac{\dot{\theta}_m(s)}{Q(s)} = \frac{\frac{1}{D_m}}{\frac{s^2}{\omega_h^2} + \frac{2\xi_h}{\omega_h}s + 1} \tag{6}$$

$$G_6(s) = \frac{\dot{\theta}_m(s)}{T_L(s)} = \frac{\frac{K_{ce}}{D_m^2}\left(\frac{V_t}{4\beta_e K_{ce}}s + 1\right)}{\frac{s^2}{\omega_h^2} + \frac{2\xi_h}{\omega_h}s + 1} \tag{7}$$

油机作业时,吸油泵马达直接带动吸油泵,外力负载 T_L 在理想状态下可认为是恒定的。因此忽略外力负载 T_L,只考虑系统流量 q 对吸油泵马达转速的影响,并结合式(1 - 3,6,7),可得吸油泵马达转速控制系统传递函数方框图如图 7 所示。

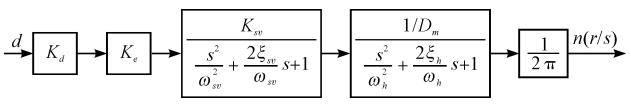

图 7　吸油泵马达转速控制系统传递函数方框图

根据图 7 可得系统的开环传递函数为:

$$G(s) = \frac{N(s)}{D(s)} = \frac{\frac{K_d K_e K_{sv}}{2\pi D_m}}{\left(\frac{s^2}{\omega_{sv}^2} + \frac{2\xi_{sv}}{\omega_{sv}}s + 1\right)\left(\frac{s^2}{\omega_h^2} + \frac{2\xi_h}{\omega_h}s + 1\right)} \tag{8}$$

式(8)表述了马达转速与 PLC 输出数字量 d 之间的关系。由此可知:系统供油压力一定时,式中各参数均为常量,即吸油泵马达的转速完全取决于 PLC 的输出数字量 d。

3 系统仿真与实验测试

3.1 系统仿真

本研究将吸油泵马达转速控制系统各环节传递函数导入 Matlab 仿真软件中的 Simulink 软件包,得到吸油泵马达电液比例控制系统仿真模型[15],将系统的各个参数分别带入进行仿真分析,系统仿真原始参数如表 3 所示。

表 3 原始参数取值表

参数	物理意义	数值
K_d	DA 模块增益	1/3 200
K_e	比例放大器增益	0.06
$K_{sv}/(\mathrm{m}^3\cdot(\mathrm{s}\cdot\mathrm{A})^{-1})$	比例流量阀增益	1.43×10^{-2}
ξ_{sv}	比例阀阻尼比	0.7
$\omega_{sv}/(\mathrm{rad}\cdot\mathrm{s}^{-1})$	比例阀固有频率	62.8
$D_m/(\mathrm{m}^3\cdot\mathrm{rad}^{-1})$	液压马达排量	9.5×10^{-5}
ξ_h	液压马达阻尼比	1.02
$\omega_h/(\mathrm{rad}\cdot\mathrm{s}^{-1})$	液压马达固有频率	54.88

吸油泵马达转速仿真曲线如图 8 所示。

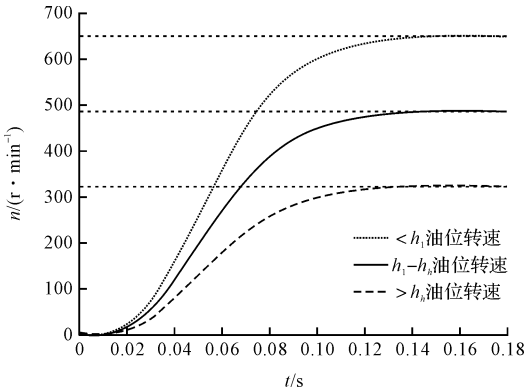

图 8 吸油泵马达转速仿真曲线

分析图 8 可知:(1)当油位低于 h_l 即 0 ~ 30% 油位时,吸油泵马达转速为 320 r/min;(2)当油位处于 h_l ~ h_h 即 30% ~70% 油位时,吸油泵马达转速为 485 r/min;(3)当油位大于 h_h 即 70% ~100% 油位时,吸油泵马达转速为 650 r/min。

显然,通过调整吸油泵马达转速,调节吸油泵动态流量与油井油位的匹配性,可实现油井油位动态良好控制。

从图 8 还可以看出:吸油泵马达转速电液控制系统响应速度快,到达稳态值时间为 0.16 s,且输出稳定、马达转速随油井油位分段调节的跟随性好,同时具有作业高效与良好的作业节能经济性。

3.2 实验验证

为验证油井油位动态控制方法的正确性,笔者构建了实验测试系统。选用位移传感器作为油井油位变化参考值,位移检测范围 0 ~ 500 mm,输出信号 4 mA ~20 mA;以 DA 模块输出电压作为吸油泵马达参考转速。运行测试动态控制程序,记录位移传感器位移量、寄存器 D116 的现在值以及 DA 模块的输出电压,如表 4 所示。

表 4 实验数据表

油井油位(h)/mm	油位/(%)	DA 模块输出电压/V
0 ~ 150	0 ~ 30	3.75
150 ~ 350	30 ~ 70	5
350 ~ 500	70 ~ 100	7.5

由表 4 中测试数据可知:(1)当油位 h 较低时,吸油泵马达执行低转速;(2)当油位 h 处于中等范围时,吸油泵马达执行中等转速;(3)当油位 h 较高时,吸油泵马达执行高转速。显然,吸油泵马达转速能够很好地跟随油井油位动态调节,验证了油井油位动态控制方案的正确性。

4 结束语

本文从内嵌式收油机最佳作业效率及运行最佳经济性出发,给出了集油井油位检测原理与实现方法,提出了根据油井油位动态分段调节吸油泵马达转速控制策略:

(1)建立了吸油泵马达电液比例控制系统的数学模型,利用 Matlab/Simulink 软件对系统模型进行了仿真分析。仿真结果表明:吸油泵马达转速控制系统具有良好的响应快速性与平稳性,且马达转速随油位高度分段自动调节的跟随性好;

(2)构建了实验测试系统对油井油位动态控制方案进行验证。实验测试结果表明:吸油泵马达转速能够随油位变化动态调节,验证了油位动态控制方案的正确性,为本课题后续研究及类似问题提供了参考依据。

参考文献(References):

[1] 李大鸣,陈海舟,付庆军. 海上溢油数学模型的研究与应用[J]. 哈尔滨工程大学学报,2008,29(12):1291-1297.

[2] 杨前明,闫九祥,王世刚,等. 基于 D-H 位移矩阵法的溢油回收系统扫油臂运动学建模[J]. 山东科技大学学报,2014,33(1):92397.

[3] 杨前明,孔令奇,李 健,等. 电液比例马达速度同步控制系统建模与仿真[J]. 工程设计学报,2015,22(4):330-336.

[4] 杨前明,李 建,孔令奇. 海面溢油回收机双马达速度闭环同步控制实现方法研究[J]. 机床与液压,2015,43(19):105-108.

[5] 杨前明,洪广元,胡开文,等. 双马达模糊神经网络速度同

步控制实现方法研究[J]. 机电工程,2017,34(11):1229-1234.

[6] 杨前明,胡开文,洪广元. 基于控制策略的液压马达同步控制仿真分析[J]. 新型工业化,2017,17(4):23-29,37.

[7] 袁　梅,陈松方,董韶鹏,等. 新型射频电容式物位测量仪[J]. 自动化仪表,2011,32(10):75-78.

[8] 戴　文,李　倩,刘宇翔,等. 射频电容液位计在海上溢油液位检测中的应用[J]. 电子测量技术,2017,37(4):100-102.

[9] NAVATHA A,BELLAD K,HIREMATH S S,et al. Dynamic analysis of electro hydrostatic actuation system[J]. **Procedia Technology**, 2016(25):1289-1296.

[10] 董建圆,曹旭研,魏　培,等. 电液比例位置控制系统的研究[J]. 机床与液压,2013,41(7):40-47.

[11] 王军政. 电液伺服阀控马达速度闭环数字控制系统的应用研究[J]. 北京理工大学学报,2002,22(2):184-187.

[12] LI Y,LIU W,YANG L,et al. Development of electro-hydraulic proportion control system of track-laying machinery for high speed railway construction[J]. **Mechatronics**, 2016(40):167-177.

[13] 高　钦,马长林. 液压系统动态特性建模仿真技术及应用[M]. 北京:电子工业出版社,2013.

[14] 汪首坤,王军政,赵江波. 液压控制系统[M]. 3 版. 北京:北京理工大学出版社,2016.

[15] 王正林,王胜开,陈国顺,等. Matlab/Simulink 与控制系统仿真[M]. 3 版. 北京:电子工业出版社,2012.

[编辑:张　豪]

本文引用格式:

杨前明,李　浩. 内嵌式收油机油井油位动态控制机理及关键技术研究[J]. 机电工程,2018,35(10):1094 – 1099.

YANG Qian-ming, LI Hao, et al. Dynamic control mechanism and key technology of oil level in oil well of embedded type oil recovery machine[J]. Journal of Mechanical & Electrical Engineering, 2018,35(10):1094 – 1099.

《机电工程》杂志:http://www.meem.com.cn

(上接第 1080 页)

4　结束语

本研究提出了一种基于聚类分析和因子分析的机电类产品指标筛选方法,将此方法应用在 PTC 散热翅片之中,通过对 PTC 力学、热力学、经济性指标的分析,将原有的 10 个指标精简到 6 个同时又包含了 95.4% 的信息量,证明了该模型的有效性和可行性,为后续的机电类产品性能分析提供了参考依据。

在下一阶段,本研究将依据建立的指标体系确定各指标的权重向量,再结合相应的分析评价方法构建机电产品性能分析模型,并选取样本案例进行综合性能分析,提高机电类产品的综合性能分析的效率。

参考文献(References):

[1] 张恒巍,韩继红,张　健,等. 基于筛选进化模型的指标体系建立方法[J]. 计算机工程与科学,2015,37(5):979-985.

[2] 李思源,谭业双. 基于层次分析法和信息熵的多准则指标选取[J]. 计算技术与自动化,2012,31(4):99-103.

[3] 李远远,云　俊. 基于粗糙集的指标体系优化及评价方法研究[J]. 浙江大学学报:理学版,2010,37(4):411-415.

[4] 李　玎,陈文娟,马　明,等. 面向电压管理业务的电压合格率指标体系[J]. 电测与仪表,2016,53(19):55-61.

[5] 赵　京,李立明,尚　红,等. 基于主成分分析法的机械臂运动灵活性性能综合评价[J]. 机械工程学报,2014,50(13):9-15.

[6] 陈洪海. 基于信息可替代性的评价指标筛选研究[J]. 统计与信息论坛,2016,31(10):17-22.

[7] 唐家俊,詹飞龙,胡海涛,等. 翅片结构对翅片管换热器积灰与压降影响的实验研究[J]. 制冷学报,2017,38(1):1-7.

[8] 湛余灵,朱兴龙,徐留富. 机油冷却器的散热翅片夹持器设计[J]. 机械制造与自动化,2010,39(5):26-28.

[9] 江从喜,赵兰萍,杜旭之,等. 整车环境下加装散热翅片对轮毂电机散热性能的影响[J]. 计算机辅助工程,2015,24(4):5-12.

[10] 张学镭,王松岭,陈海平,等. 加热器端差对机组热经济性影响的通用计算模型[J]. 中国电机工程学报,2005,25(4):166-171.

[11] 蔡俊珂,张兴芳,蔡业彬. 一种新型永磁磁力耦合器导风散热片的仿真研究[J]. 热能动力工程,2017,32(7):31-36.

[12] MAAKOUL A E, METOUI M E, ABDELLAH A B, et al. Numerical investigation of thermohydraulic performance of air to water double-pipe heat exchanger with helical fins[J]. **Applied Thermal Engineering**, 2017(127):127-139.

[编辑:张　豪]