

电液比例控制在摩擦提升机衬垫摩擦系数测定中的应用

徐军, 陈军, 万理想

(中国矿业大学机电学院, 江苏徐州 221008)

摘要: 介绍了电液比例控制在衬垫摩擦系数中的应用及摩擦系数测定的原理。实现了在不同压力和不同滑速下摩擦系数的测定。

关键词: 电液比例控制; 摩擦衬垫; 摩擦系数

中图分类号: TH137 **文献标识码:** B **文章编号:** 1001-3881(2008)1-108-2

The Application of Electro-hydraulic Proportional Control Technology in the Test of Liner Friction Coefficient of Friction Hoist

XU Jun, CHEN Jun, WAN Lixiang

(College of Mechanical and Electrical Engineering of China University of Mining and Technology, Xuzhou Jiangsu 221008, China)

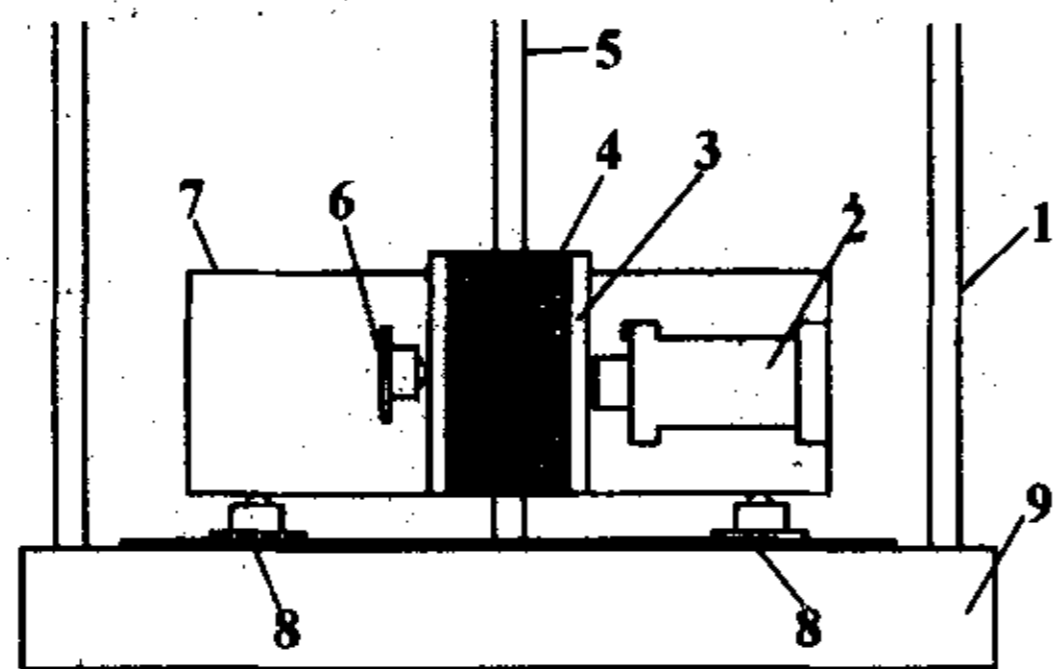
Abstract: The application of electro-hydraulic proportional control technology in the test of liner friction coefficient and the testing principles of friction coefficient were introduced. The test of friction coefficient in different pressure and different velocity was carried out.

Keywords: Electric-hydraulic proportional control; Friction liner; Friction coefficient

摩擦提升机是煤矿中重要的提升设备, 摩擦衬垫摩擦系数的大小关系到提升机设计和运行时的可靠性和安全性, 因此对衬垫的摩擦系数进行准确的测量对提高提升机的运行效率和运行安全性有重要的意义。衬垫摩擦系数的测试必须在精确的比压和滑速下进行, 按照国家摩擦系数的测试标准 MT/T248-1991 和 JB/T10347-2002 的规定, 测试比压分为 3 个等级: 1MPa、2MPa、3MPa, 钢丝绳与衬垫的相对滑动速度取为 1mm/s。采用电液比例控制技术能实现对测试压力和滑动速度的稳定精确控制, 所以本文介绍电液比例控制在衬垫摩擦系数测试中的应用。

1 摩擦衬垫实验机的结构

图 1 是摩擦衬垫实验机主体部分的结构简图, 本实验机主要由衬垫夹紧装置和推移装置组成。夹紧装置由夹紧油缸 2 实现对衬垫的夹紧与测试比压的控制。推移装置由推移油缸通过连杆 1 带动平台 9 运



1—连杆 2—夹紧油缸 3—挡
板 4—摩擦衬垫 5—钢丝绳
6—压力传感器 7—衬垫盒
8—压力传感器 9—平台

图 1 摩擦衬垫实验机机构简图

动来实现钢丝绳与衬垫的相对运动并对相对滑速进行精确控制。通过在特定滑速和不同比压条

件下对摩擦力进行测试, 可得出摩擦衬垫测试摩擦系数和实际许用摩擦系数。

为了模拟矿井摩擦提升机的实际运行工况, 深入研究衬垫的摩擦特性, 要求实验装置在实验时, 钢丝绳的张紧力达到 70 ~ 80kN, 滑速要求达到 0.1 ~ 10mm/s, 比压的测试范围是 0.5 ~ 5MPa。

2 电液比例系统的设计

电液比例控制目前大多数采用的是开环控制, 但本系统对测量的精度要求较高, 所以在此笔者采用闭环系统。在测试系统中把压力传感器和位移传感器测得的数值送到计算机中, 与给定的测试比压值和钢丝绳滑速值相比较, 然后分别输出控制信号给电液比例调压阀和电液比例调速阀, 控制夹紧油缸输出的压力和推移油缸输出的速度, 从而形成闭环的控制系统。

2.1 夹紧压力的比例系统设计

2.1.1 液压及控制系统的组成

图 2 是夹紧油缸夹紧力调节的液压原理图。调压系统主要由夹紧油缸、电液比例调压阀、节流阀和压力传感器组成。电液比例调压阀安装在夹紧

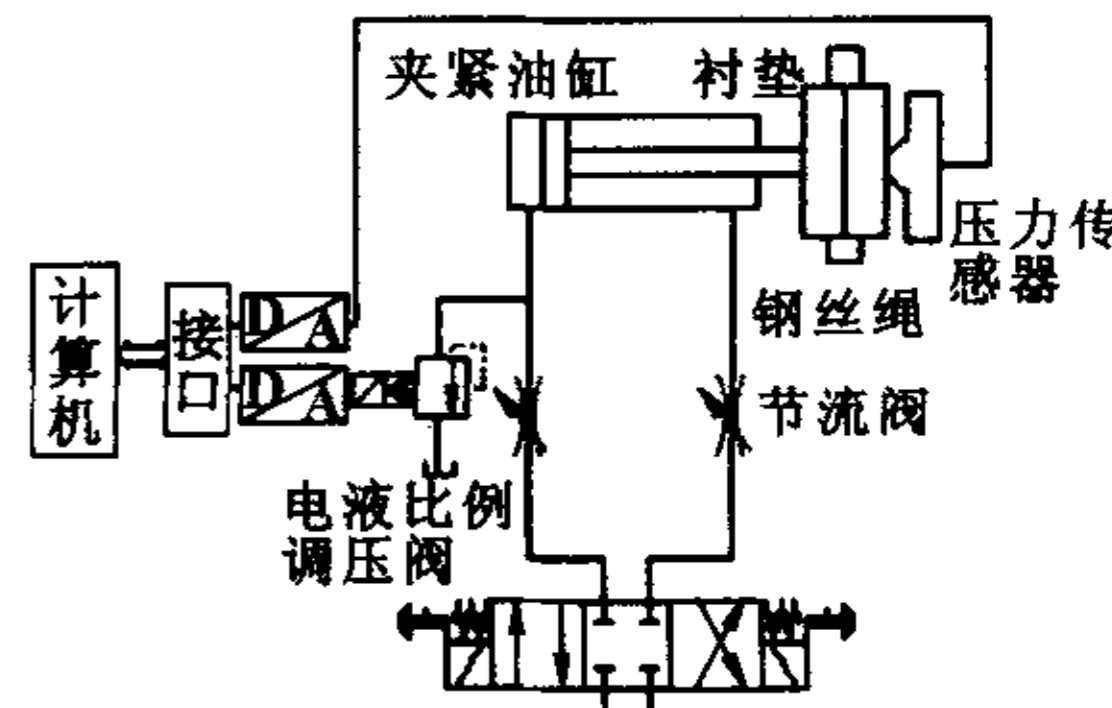


图 2 调压回路原理图

油缸的进油口处, 结合回油路的节流阀对衬垫的测试

收稿日期: 2007-02-08

作者简介: 徐军 (1982—), 山东泰安人, 中国矿业大学机电学院 2005 级硕士研究生, 主要从事机电控制及液压方面的研究。电话: 13852080446, E-mail: laoda8665@163.com。

比压进行调节与控制。在油缸进出油口处各安装一个节流阀，其作用有两个：一是调节夹紧油缸伸出和缩回时的速度，避免因速度过快造成损坏；二是产生回油背压，从而调节电液比例调压阀的实际使用压力，使压力值处在调压阀的稳定工作区间。当测试比压小于0.7MPa时，调压阀工作在压力不稳定的区域，这时增大回油路的背压，提高调压阀的设定压力值，使其工作在稳定的区间内，提高压力控制的精度。此调压系统的系统框图如图3所示。

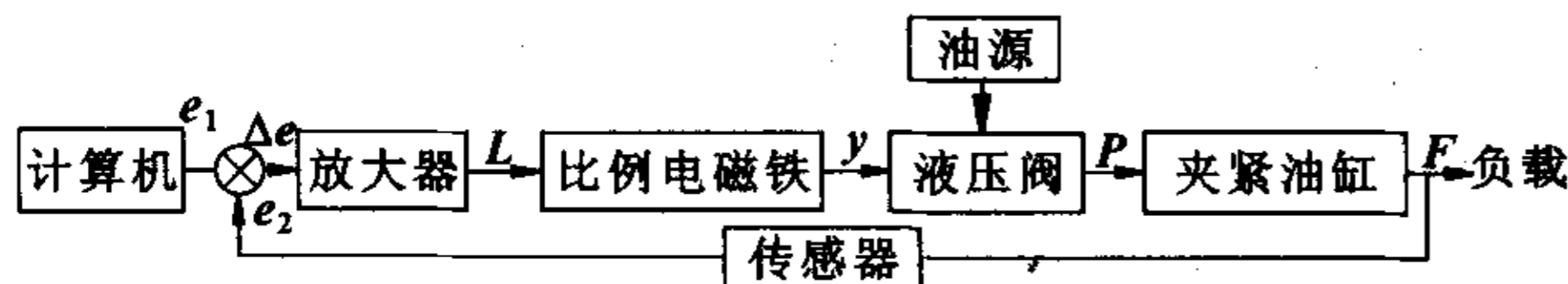


图3 调压调节系统框图

2.1.2 电液比例调压阀的选型

从系统的控制精度上考虑，摩擦衬垫实验机运动部分的质量要尽可能小，所以夹紧油缸的尺寸受到限制，结合实际的情况，我们选取夹紧油缸的参数为： $D=63\text{mm}$ ， $d=40\text{mm}$ 。按照衬垫摩擦系数测试标准的要求，测试比压 p 为1~3MPa，比压测试范围是0.5~5MPa。经过计算得到电液比例调压阀在正常测试时需要调节的压力范围是5~12MPa，最大使用压力范围是3~19MPa。选型时要根据系统实际的使用压力，使所选比例阀的压力与实际使用压力等级一致。系统压力与所选阀的压力等级相差越大则其有效控制电流占整个控制电流的比例越低，将使控制精度大大降低。由于阀本身有滞环的影响，所以选型时要使系统的工作压力刚好处在比例调压阀滞环比较小的范围内，以提高控制精度。因此选取的电液比例调压阀型号为DBE10-30/200YM，最大可调压力为20MPa。

2.2 速度控制的比例系统设计

2.2.1 液压系统的设计

调速阀的调速目前主要有进油节流调速回路、回油节流调速回路和旁路节流调速回路。本系统要求调速范围大，在0.1~10mm/s范围内可连续调节；速度稳定性要求高，速度波动不大于 $\pm 0.015\text{mm/s}$ ，因此我们采用调速阀进口节流并在回油路上加背压（一般用溢流阀产生）调节的调速回路。回油路上加一定的背压，可以改善液压缸的振动和爬行，防止空气从回油路吸入。加背压后可以使回路液压阻尼比和液压固有频率增大，因此动态刚度得到提高，从而使运动平稳提高。考虑到系统中液压缸的运行速度比较低，且调速范围大，所以采用进油节流调速回路。进油节流调速时活塞腔的面积比回油节流调速时的大，所以当调速阀的开口度一定时，进油节流调速回路可以达到更低的速度，因此进油节流调速回路在低速时的平稳性和调速范围都比回油节流调速回路大。

图4是调速系统的液压原理图，调速液压系统主要由电液比例调速阀、背压阀、节流阀、单向阀和位移传感器组成。在油缸的进油口处有一个电液比例调速阀用来

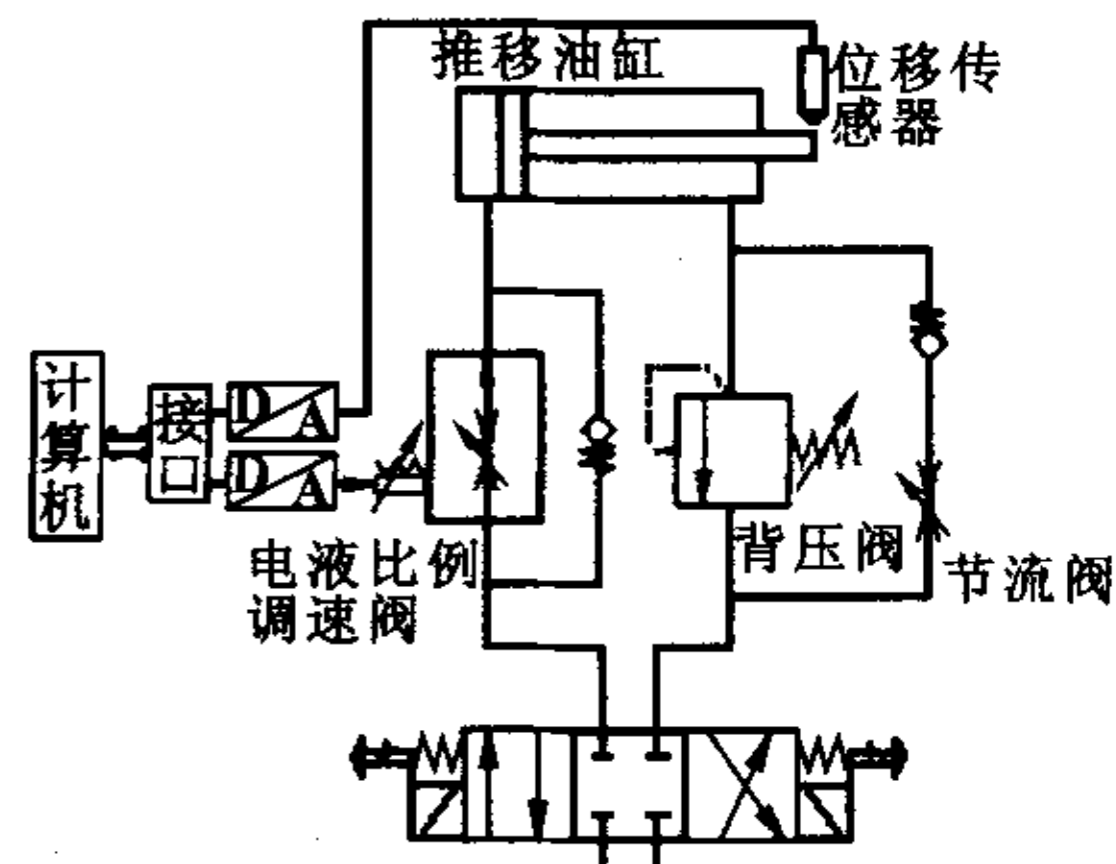


图4 调速回路原理图

调节油缸的速度，速度的大小由一个位移传感器测得，把测得的数据反馈到计算机中，由计算机输出一个控制信号来调节电液比例调速阀的开口度，从而调节油缸的进油量，使油缸的速度稳定在所要求的数值。在回油路上安装有背压阀、节流阀和单向阀，节流阀和单向阀组成的这支回路主要是调节推移油缸缩回时的速度，避免因速度过快对机架造成冲击；装有背压阀的这支回路的主要作用是产生回油路的背压，其背压值可以手动调节，从而使油缸获得更好的低速稳定性。速度调节的系统框图与调压调节的系统框图类似，这里不再给出。

2.2.2 电液比例调速阀的选型

根据国家对摩擦衬垫测试速度的规定，测试速度为1mm/s，为得出不同滑速下的衬垫摩擦特性，速度范围选为0.1~10mm/s。调速油缸的参数为 $D=100\text{mm}$ ， $d=70\text{mm}$ 。根据计算所需要的流量范围是47.13~4713mL/min，要求调速阀最小调节流量应小于0.04L/min，最大流量应大于5L/min。比例阀输入的额定电流 I_{min} 所对应的是调速阀所能输出的最大流量。比例调速阀在选择时以其额定电流所对应的流量作为选择依据，使需要的流量范围达到比例阀流量范围的70%，这样可以提高分辨率。因此选取电液比例调速阀的型号为2FRE6B-20B/6QR，流量可调范围是0.025~6L/min。

3 结束语

由于在摩擦衬垫摩擦系数的测量系统中采用电液比例控制技术，可实现在不同测试比压和不同相对滑速的情况下对摩擦衬垫的摩擦系数的测量。相对于传统的液压系统，本系统测量的范围更为宽广，系统更加简洁。由于引进了计算机控制，液压系统组成一个闭环的系统，消除了一些液压元件和环境的影响，提高了测试精度。通过实际运行，本系统完全满足测试精度的要求。

参考文献

- [1] 杜隆有，赵志强，周锋，等. 电液比例控制在离心铸管机上的应用[J]. 液压与气动，1996.
- [2] 路甬祥，胡大紘，等. 电液比例控制技术[J]. 机械工业出版社，1988.

(下转第163页)

的发生，但是存在检查间隔期最优化的问题。设备停机有两类：一是设备运行时出现故障而造成设备意外停机。二是对设备进行检查维修而造成设备停机。前者造成的设备停机时间简称为故障时间，后者造成的设备停机时间简称为检查时间。一方面，如果检查间隔时间过长，虽然可以减少检查时间，但故障的机会增多，故障时间将相应地增大；另一方面，如果检查间隔较短，可以有效地防止故障发生，减少故障时间，但由于过频的检查使得检查时间大幅度增加。故障时间、检查时间和总的停机时间三者的关系如图4所示。因此，时间延迟模型建立的目的就是在故障时间和检查时间二者之间寻找平衡点，确定出合理的维修间隔期 T^* ，使得单位时间内总的停机时间期望值最小。

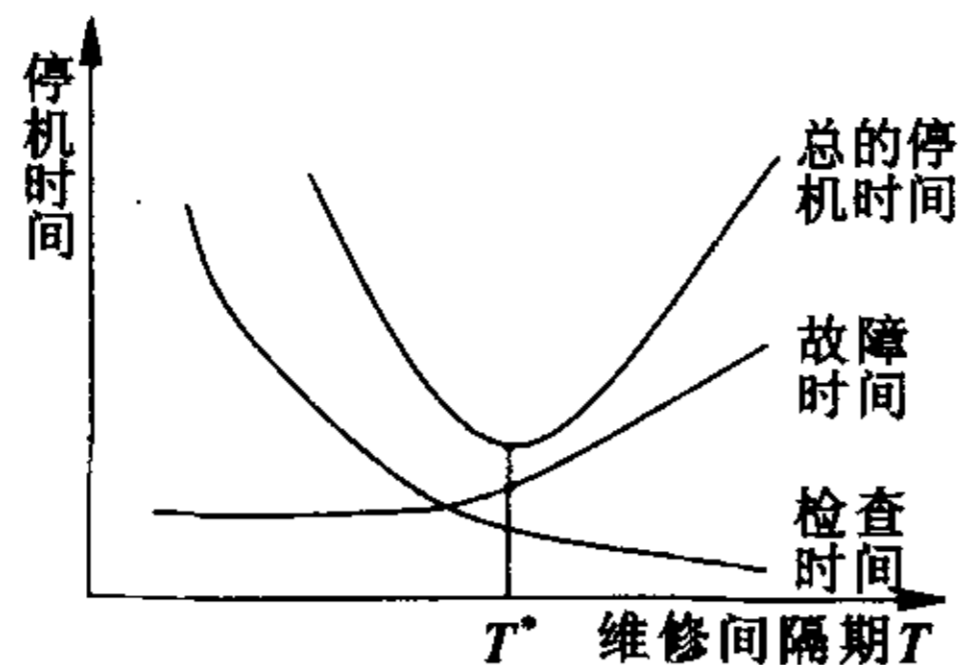


图4 故障时间、检查时间和总的停机时间三者的关系

3.2 维修优化决策

建立的目标函数为

$$ED(T) = \frac{d_f \cdot EN_f(T) + d_p}{T} \quad (5)$$

其中：

$ED(T)$ 为预防维修间隔期为 T 时，单位时间内总的停机时间期望值；

d_f 为故障的平均停机时间；

d_p 为检查的平均停机时间；

$EN_f(T)$ 为预防维修间隔期为 T 时，在 T 时间内发生故障次数的期望值。

式(5)中的 d_f 、 d_p 可以根据以往的维修数据记录统计分析和计算得出，因此可以看出，确定合理维修间隔期的关键是求出维修间隔期 T 内故障次数的期望值 $EN_f(T)$ 。

4 案例分析

以一数控镗床1990—2002年13年的检修数据为基础，通过统计整理得到故障的平均停机时间 $d_f = 10.89\text{h}$ ，检查的平均停机时间 $d_p = 6.39\text{h}$ ，运用MATLAB软件进行参数估计得到指数分布函数中 $\alpha = 0.3105$ ，缺陷发生率 $\lambda = 0.3684$ ，则延迟时间分布的函数为： $F(x) = 1 - e^{-0.3105x}$ 。因此得到

$$ED(T) = \frac{d_f \cdot EN_f(T) + d_p}{T} = \frac{10.89 \times 0.3684 \times T \times \left[1 - \frac{1}{0.3105T} (1 - e^{-0.3105T}) \right] + 6.39}{T} \quad (6)$$

由式(6)用MATLAB得到的结果如图5所示。可到优化的维修周期 $T = 5.5$ 个月，单位时间内总的停机时间 $ED = 3.2503\text{h}$ 。该数控镗床在13年里采用的维修周期是不确定的，有时候是1个月，有时候则是1年，导致该数控镗床的停机时间为8.84h。采用了预防维修优化模型之后，单位时间内总的停机时间大大减少了，即从原来的8.84h减少到3.25h，大大提高该数控镗床的使用率及生产率。

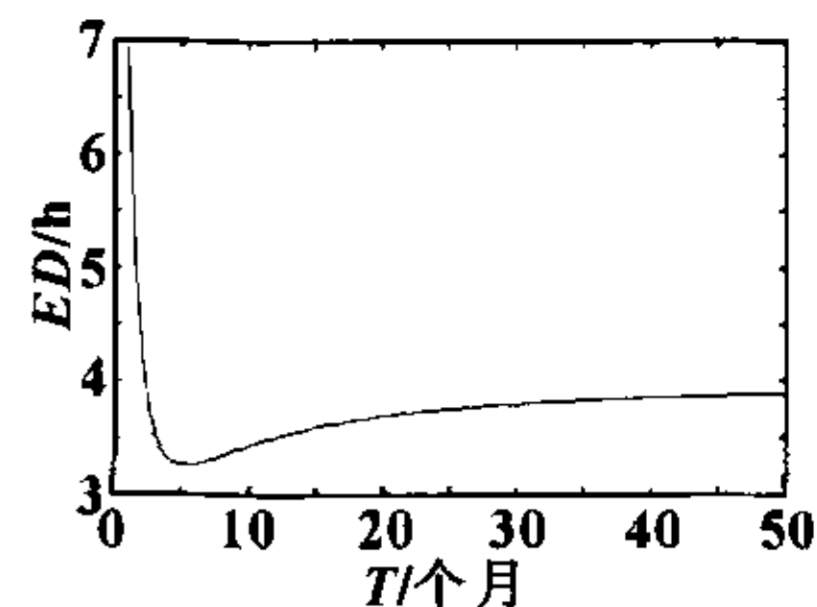


图5 维修周期与总停机时间关系图

5 结束语

从案例分析的结果可以看出，本文中的预防维修优化模型简单实用，可操作性强，对于数控设备的维修实践具有现实指导意义。考虑到缺陷、故障两个因素的延迟时间模型符合设备故障存在时间延迟的一般规律，具有其独特的优点，该维修优化模型将成为数控设备维修应用的一个发展趋势。

参考文献

- [1] 王功胜. 数控机床维修改造中的问题与对策 [J]. 机床电器, 2006 (3): 27-31.
- [2] 胡睿, 孙磊, 王平. 定时预防维修方针和策略的数字仿真分析 [J]. 舰船电子工程, 2006 (5): 132-134.
- [3] Ruben Ruiz. Considering scheduling and preventive maintenance in the flowshop sequencing problem [J]. Computers and operations research, 2007, 34 (1): 3314-3330.
- [4] A. H. Christer, C. Lee. Refining the delay-time-based PM inspection model with non-negligible system downtime estimates of the expected number of failures [J]. International Journal of Production Economics, 2000, 67 (1): 77-85.
- [5] 吕文元. 时间延迟维修理论在制定设备维修计划中的应用 [J]. 中国设备工程, 2006 (9): 13-14.
- [6] Sofia Panagiotidou, George Tagaras. Optimal preventive maintenance for equipment with two quality states and general failure time distributions [J]. European journal of operational research, 2007, 180 (1): 329-353.

(上接第109页)

- [3] 李良洲, 张力欣. 摩擦式提升机摩擦衬垫 [J]. 矿山机械, 2001 (12).
- [4] 林福严, 张东胜, 马向东. 聚氨脂弹性体摩擦衬垫材料的摩擦特性研究 [J]. 润滑与密封, 2000 (2).
- [5] 赵国华. 液压进口节流带背压的节流调速回路速度刚度分析 [J]. 广西机械, 1998 (2).