

文章编号:1671-251X(2014)03-0069-05

DOI:

杨光辉,安琪.多机驱动带式输送机功率平衡模糊控制方法[J].工矿自动化,2014,40(3):69-73.

多机驱动带式输送机功率平衡模糊控制方法

杨光辉, 安琪

(中国矿业大学 信息与电气工程学院, 江苏 徐州 221008)

摘要:针对以调速型液力耦合器作为驱动装置的带式输送机多机驱动系统采用传统方法控制各驱动电动机之间的功率平衡,存在系统运行过程中动态特性较差、功率平衡调节精度较低等问题,提出一种多机驱动带式输送机功率平衡模糊控制方法:对液力耦合器涡轮转速实行闭环控制,保证在工作机负载发生变化时带式输送机具有恒定不变的带速;转速调节器采用模糊控制器代替传统的PID控制器,以提高功率平衡的调节精度。Matlab仿真结果表明,采用模糊控制方法可有效改善系统动态性能,提高功率平衡调节精度。

关键词:带式输送机;功率平衡;液力耦合器;多机驱动;转速闭环;模糊控制器

中图分类号:TD634.1

文献标志码:A

网络出版时间:

网络出版地址:

Fuzzy control method of power balance of multi-motor driving belt conveyor

YANG Guanghui, AN Qi

(School of Information and Electrical Engineering, China University of Mining and Technology,
Xuzhou 221008, China)

Abstract: In view of problem of multi-motor driving system of belt conveyor which takes speed variable hydraulic couplers as driving device and uses traditional methods to control power balance between drive motors, namely dynamic characteristics of the system is poor during its running process and adjustment accuracy of power balance is low, the paper proposed a fuzzy control method of power balance of multi-motor driving belt conveyor: implement closed-loop control for turbine speed of hydraulic couplers, so as to ensure constant speed of the conveyor belt when load of working machine changes, and adopt fuzzy controller instead of traditional PID controller to improve the adjustment accuracy of power balance. Matlab simulation results show that the fuzzy control method can effectively improve dynamic performance of the system and adjustment accuracy of power balance.

Key words: belt conveyor; power balance; hydraulic couplers; multi-motor driving; speed closed-loop; fuzzy controller

0 引言

目前,我国煤矿井下大功率带式输送机常采用多电动机驱动方式^[1]。当带式输送机采用多电动机驱动时,必须要保证各台驱动电动机之间的功率平衡,即保证工作机负载在各驱动电动机之间均匀分配。若各驱动电动机之间出现功率不平衡,则会造

成有的电动机欠载,有的电动机超载,欠载电动机甚至会成为其他电动机的负载,超载电动机则可能会被烧毁,严重危害带式输送机的安全运行,影响煤矿安全生产。

调节带式输送机功率平衡的常用驱动装置有变频调速驱动装置、液体黏性调速离合器和调速型液力耦合器驱动装置^[2]。变频调速驱动装置能获得较

好的驱动性能,启动、制动过程中能获得可控的速度曲线,并具有较好的节能效果,但其价格和维护费用都比较高,对井下工作环境和散热条件都有较高的要求,且以目前的技术状况来看,用于煤矿井下的防爆变频器的功率还不能做到足够大,这些都限制了变频器调速装置在煤矿井下的应用。液体黏性调速离合器利用工作液体的黏性来传递力矩,可按照带式输送机的设计要求实现软启动,调节功率平衡时也能获得较高的调节精度。但该设备主要依赖进口,价格较高是限制其使用的主要因素^[3]。相较于以上 2 种驱动装置,液力耦合器驱动装置具有较高的性价比,可实现驱动电动机的空载启动,并能满足带式输送机可控启动和功率平衡的要求,保证带式输送机安全运行,是我国煤矿井下广泛使用的驱动装置。

调速型液力耦合器大多采用开环控制,这种控制方式较简单,但会降低带式输送机多机驱动系统运行过程的动态特性,工作机负载发生变化时,带式输送机带速也会发生变化,系统的功率平衡调节精度和传动品质也因此受到影响。液力耦合器作为一种液力传动元件,其动态特性十分复杂,在实际应用中难以建立精确的数学模型^[4],控制参数不易确定,且在调节量较大时具有明显的饱和特性,难以实现精确控制。为了改善系统的动态特性,提高系统功率平衡的调节精度,本文提出对液力耦合器涡轮实行转速闭环控制,以保证在工作机负载发生变化时带式输送机具有恒定不变的带速;转速调节器采用模糊 PID 控制器,用模糊语言实现对液力耦合器的控制^[5]。

1 功率平衡控制原理

在理想条件下,多机驱动的带式输送机各驱动电动机之间功率配比应与驱动力配比相同。在实际应用中也常采用生产厂家和型号完全相同的设备,但由于生产方面的原因,相同规格的驱动电动机其实际机械特性也会存在差异,各驱动滚筒的实际直径存在偏差,再加上安装时的误差率、输送带伸长率以及其他环境因素的影响,使得驱动电动机和液力耦合器的实际联合特性曲线不一致。

以 2 台电动机驱动为例,假设液力耦合器和电动机联合特性曲线如图 1 中的曲线 1 和曲线 2 所示。由于驱动电动机和液力耦合器的联合特性曲线

存在偏差,当 2 台液力耦合器的涡轮具有相同转速 n_1 时,2 台驱动电动机的实际输出转矩、各电动机实际输出功率发生较大偏离。

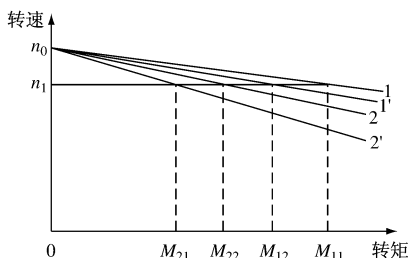


图 1 液力耦合器和电动机联合特性曲线

由液力耦合器的工作原理^[6]可知,液力耦合器的泵轮与涡轮之间为柔性连接,工作时仅靠工作腔内的工作液体传递力矩,其所能传递的力矩大小与工作腔内的充液量有关,改变工作腔内的充液量就可调节涡轮输出转矩,而充液量的改变则可通过液力耦合器导管开度调节。当液力耦合器和电动机联合使用时,调节耦合器的导管开度可调节联合特性的软硬度,从而调节功率平衡。从图 1 可知,联合特性曲线 1 的硬度明显大于联合特性曲线 2,2 台驱动电动机运行于同一转速下时的输出转矩偏差较大,此时,减小与特性曲线 1 所对应的耦合器导管开度,增大与特性曲线 2 所对应的耦合器导管开度,改变 2 条联合特性曲线的软硬度,则原来的联合特性曲线 1 变为曲线 1',曲线 2 变为曲线 2',驱动电动机输出转矩 $M_{12} < M_{11}$, $M_{22} > M_{21}$,使 2 台驱动电动机之间的输出转矩趋于平衡。

对于液力耦合器,其泵轮转矩表达式为

$$M_B = \lambda_B \rho g n_B^2 D^5 \quad (1)$$

式中: M_B 为泵轮转矩, $N \cdot m$; λ_B 为泵轮力矩系数; ρ 为工作液体密度, kg/m^3 ; g 为重力加速度, m/s^2 ; n_B 为泵轮转速, r/min ; D 为工作腔有效直径, m 。

在实际应用中,液力耦合器常被置于驱动电动机和工作机之间,耦合器的泵轮和电动机直接相连,涡轮和工作机相连。电动机的输出转矩是耦合器泵轮的输入转矩,耦合器的涡轮转矩是工作负载的输入转矩。泵轮转矩方程^[7]为

$$T_e - M_B = J_B \frac{2\pi}{60} \frac{dn_B}{dt} \quad (2)$$

式中: T_e 为电动机的电磁转矩, $N \cdot m$; J_B 为泵轮转动惯量, $kg \cdot m^2$ 。

涡轮转矩方程为

$$M_T - M_Z = J_T \frac{2\pi}{60} \frac{dn_T}{dt} \quad (3)$$

式中: M_T 为涡轮转矩, $N \cdot m$; M_Z 为负载转矩, $N \cdot m$; J_T 为折算到涡轮轴上的涡轮转动惯量, $kg \cdot m^2$; n_T 为泵轮转速, r/min 。

忽略轴承、密封及空气摩擦的损失, 耦合器的泵轮转矩 M_B 等于涡轮转矩 M_T , 即

$$M_B = -M_T \quad (4)$$

2 模糊控制器设计

当带式输送机多机驱动系统采用传统的 PID 控制器调节速度时, 由于控制器的参数整定之后, 在系统工作过程中不再改变, 工作机负载能在各驱动电动机之间均匀分配, 但系统的鲁棒性较差。液力耦合器涡轮转速采用开环控制时, 工作机负载的变动会引起带速的变化, 降低功率平衡的调节精度。本文针对液力耦合器数学模型的不确定性, 建立模糊控制器, 使用模糊语言, 根据专家知识或经验进行模糊推理, 最后将输出的模糊量反模糊化, 得到 PID 控制器各参数的改变量; 根据不同的运行工况实时改变 PID 控制器的参数, 构成模糊 PID 控制器, 用于改善系统的动态性能和调节精度。

由于既要保证带式输送机在运行过程中带速恒定, 又要保证各驱动电动机功率平衡, 本文采用 2 个模糊 PID 控制器, 分别用于控制带式输送机的带速和驱动电动机的功率平衡。2 个模糊 PID 控制器的输出均为液力耦合器的导管动作量。当 2 台驱动电动机的功率不平衡时, 若一台液力耦合器的充液量应增大, 则另一台液力耦合器的充液量要减小, 故将用于控制涡轮转速的控制器输出量加上(减去)功率平衡控制器的输出量就得到对应的液力耦合器的导管动作量。

由于系统由同一电网电压供电, 供电电压相同, 采用同种型号的电动机时, 它们的功率因数近似相等, 故驱动电动机的电流大小能够反映其输出功率的大小。因此, 可把电动机的电流作为调节功率平衡的依据。系统中 2 个模糊 PID 控制器的输入量包括带速偏差 E_1 、带速偏差变化率 E_{c1} 、驱动电动机电流偏差 E_2 、电流偏差变化率 E_{c2} , 输出量为 k_1 和 k_2 。变量的模糊语言则根据液力耦合器的运行特性和现场实际经验确定: 输入变量 E_1, E_{c1} 和输出变量 k_1, k_2 的模糊集均选为 5 个语言值, 为{负大(NB), 负小(NS), 零(Z), 正小(PS), 正大(PB)}, 其论域为

{-5, -4, -3, -2, -1, 0, 1, 2, 3, 4, 5}; 输入变量 E_2, E_{c2} 的模糊集选为 7 个语言值, 为{负大(NB), 负中(NM), 负小(NS), 零(Z), 正小(PS), 正中(PM), 正大(PB)}, 其论域为{-6, -5, -4, -3, -2, -1, 0, 1, 2, 3, 4, 5, 6}。输入变量和输出变量的隶属函数均采用灵敏度较高的三角形隶属函数。模糊控制规则采用“If...Then...”形式的模糊语言实现。根据液力耦合器的调节特性和现场工作人员的经验知识, 得到相应的控制策略: 当带速小于设定值时, 增大液力耦合器的充液量, 反之, 则减小液力耦合器的充液量; 当 2 台驱动电动机电流不相等时, 减小电流较大的电动机所对应的液力耦合器的充液量, 增大另一台液力耦合器的充液量。

系统模糊控制器结构如图 2 所示。其中, v_r, v 分别为带式输送机给定带速和实际带速; $\Delta v, E_1$ 均表示 v_r 与 v 的偏差, E_{c1} 为 v_r 与 v 的偏差变化率; I_1 和 I_2 分别为 2 台驱动电动机的电流, 本文取驱动电动机的 A 相电流; $\Delta I, E_2$ 均表示 I_1 和 I_2 的偏差, E_{c2} 为 I_1 和 I_2 的偏差变化率; k_1 和 k_2 分别为 2 台液力耦合器的导管开度控制量; $\Delta K_P, \Delta K_I, \Delta K_D$ 分别为 PID 控制器比例、积分、微分参数修正量。

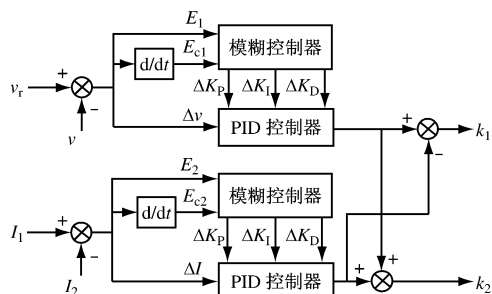


图 2 系统模糊控制器结构

3 仿真分析

采用 Matlab 自带的异步电动机仿真模型进行系统仿真, 液力耦合器的仿真模型根据式(2)~式(4)建立。在式(2)和式(4)中都涉及到了液力耦合器的泵轮转矩 M_B , 由式(1)可知, M_B 除了与液力耦合器自身的参数有关外, 还与泵轮转速和泵轮力矩系数有关, 而泵轮转速则和与之相连的驱动电动机有关。对于某一特定系统而言, 系统中液力耦合器的工作液体密度和工作腔有效直径均不变, 重力加速度为常值, 若驱动电动机的转速也不变, 则 M_B 只与泵轮力矩系数 λ_B 有关。

由液力耦合器的原始特性曲线可知, λ_B 和泵轮

与涡轮的转速比 i 以及工作腔的充液量有关,对于不同的转速比 i 和充液量,都有特定的 λ_B 与之对应。原始特性曲线通常是根椐实验数据,通过逐点计算绘制而成,这就使得原始特性曲线不能包含所有的工况点,在有些工况下无法获知泵轮力矩系数 λ_B ,这给分析带来很多不便。为了获得所有工况下的 λ_B ,本文利用 Matlab 软件对原始特性曲线进行处理,在已知的工况点下对原始特性曲线进行三次

样条插值,然后对所得数据进行曲面拟合,这样就可得到三维空间中所有工况点下的 λ_B ,对任意的转速比 i 和充液量,通过查表模块即可获得与之对应的泵轮力矩系数。

模糊控制器利用 Matlab 自带的模糊工具箱中的 Fuzzy logic controller 模块结合传统的 PID 控制器建立,系统仿真模型如图 3 所示。

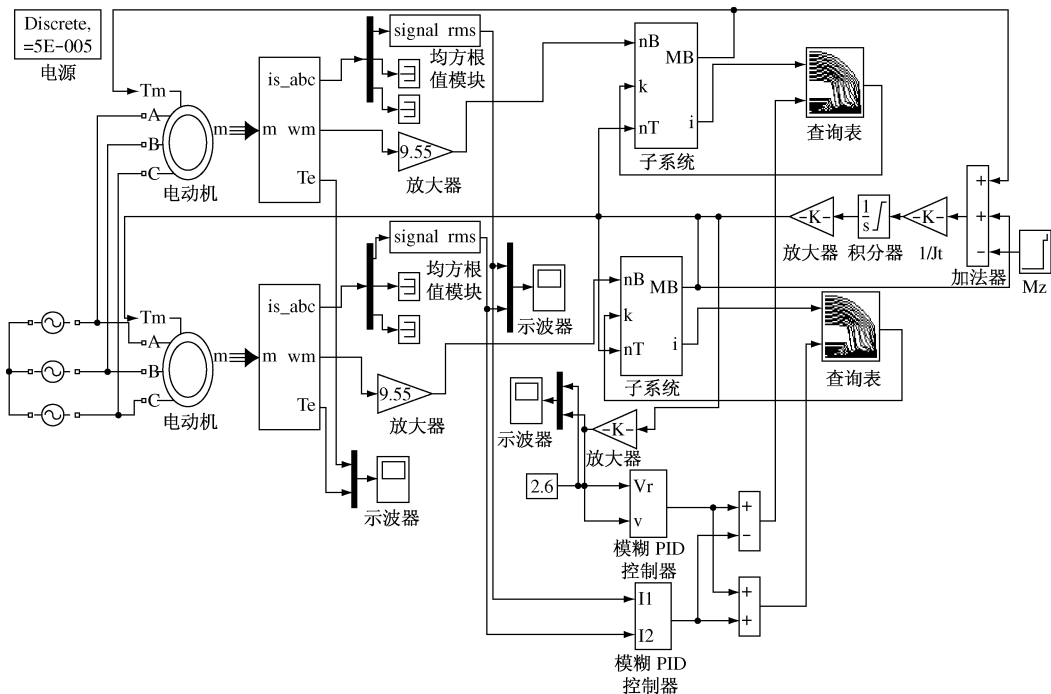


图 3 系统仿真模型

本次仿真采用离散仿真模式,仿真时间为 6 s。由于对液力耦合器的涡轮实行转速闭环控制,带式输送机启动时可按照给定速度曲线启动。仿真开始时,2 台液力耦合器的导管开度均为 0,2 台驱动电动机空载启动; $t=0.5$ s 时,带式输送机的带速按照 S 形曲线给定,最终带速设定为 2.6 m/s,根据给定带速和反馈带速,由模糊控制器控制耦合器的导管开度,实现带式输送机的软启动; $t=4$ s 时,系统突加 300 N·m 的负载; $t=5$ s 时,只对一台电动机突加 30 N·m 的不平衡负载。

仿真所得的带式输送机带速(V)波形如图 4 所示,该波形与耦合器涡轮转速波形相同。从图 4 可以看出,在 0.5 s 之前,带式输送机的带速为 0,也即耦合器涡轮转速为 0,电动机为空载,实现空载启动,可降低电动机启动电流对电网及周围其他设备的影响。在 0.5—3.5 s 之间为带式输送机的软启动,启动完成后带速稳定在 2.6 m/s,由于耦合器系

轮为转速闭环控制,软启动过程中实际带速能很好地跟踪给定带速,启动性能较好。在 $t=4$ s 系统突加负载时和 $t=5$ s 系统出现负载不平衡时,实际带速出现很小的波动,但很快就能跟踪到给定带速。

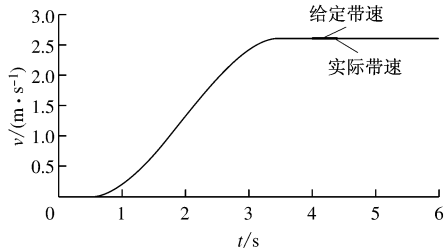


图 4 带速波形

图 5 为 2 台驱动电动机的 A 相电流(I)波形。0.5 s 之前为电动机空载启动的启动电流; $t=4$ s 时,系统突加负载,此时 2 台电动机的电流同步上升,证明负载能在 2 台电动机之间均匀分配; $t=5$ s 时,系统出现功率不平衡,2 台电动机的电流出现偏

差,但经过控制器运算并调节耦合器的导管开度之后,2 台电动机的电流偏差减小,以较大的电流值为基准,2 台电动机的电流只有 1.6% 的偏差,在允许偏差范围之内,保证了带式输送机的安全运行。

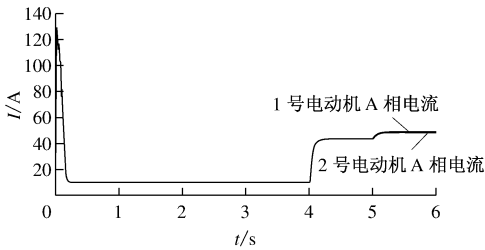


图 5 驱动电动机 A 相电流波形

图 6 为 2 台驱动电动机的电磁转矩(T_e)波形。电动机稳定运行时,其形状与电动机 A 相电流形状相似,图 6 只截取了电磁转矩在 0~200 N·m 范围内的波形。从图 6 可以看出,在 $t=4$ s 系统突加负载时,转矩响应速度较快;在 $t=5$ s 系统调节功率平衡以后,2 台电动机的电磁转矩也趋于平衡,只存在很小的偏差,证明 2 台驱动电动机能按比例出力,且具有较高的功率平衡调节精度。

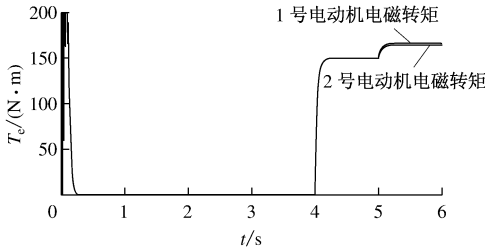


图 6 驱动电动机电磁转矩波形

通过以上分析可知,通过调节液力耦合器的导管开度,可以调节耦合器工作腔内的充液量,从而改变耦合器和电动机联合使用时的联合特性曲线的软

硬度,并以此来调节带式输送机各驱动电动机之间的功率平衡。

4 结语

为了使输送机在运行过程中的带速保持不变,引入了耦合器涡轮闭环控制;为了保持驱动电动机的功率平衡,以驱动电动机的电流为输入量,建立了功率平衡控制器;由于耦合器数学模型不易确定,控制带速和功率平衡的控制器均采用模糊 PID 控制器。仿真结果表明,采用耦合器涡轮转速闭环控制能在工作机负载发生变化时保持带速不变,提高系统动态性能;采用功率平衡模糊控制器则能在输送机运行过程中保证驱动电动机的输出功率平衡,并具有较高的调节精度。

参考文献:

[1] 徐鲁辉,李福东,张超,等.多机驱动带式输送机功率平衡的研究与分析[J].工矿自动化,2011,37(5):63-66.

[2] 余发山,韩超超,田西方,等.带式输送机多机变频驱动功率平衡控制研究[J].工矿自动化,2013,39(3):69-73.

[3] 张宏伟,王新环,余发山.带式输送机可控变速装置电气控制系统的设计[J].工矿自动化,2011,37(3):5-9.

[4] 吴洪兵,薛惠芳.基于模糊 PID 算法的液力耦合器自控系统[J].矿山机械,2006,34(10):93-96.

[5] 吴洪兵,薛惠芳.调速型液力耦合器调速模糊控制系统[J].微计算机信息,2006,22(28):61-62.

[6] 赵培生.调速型液力耦合器的性能及应用[J].煤矿机械,2005(9):120-121.

[7] 苏明,朱东敏,刘劲松,等.液力耦合器均衡双电动机负载的仿真研究[J].矿山机械,2012,40(8):124-126.