

基于多参数摩擦模型的游梁式抽油机机构动力学分析

沈 宏¹, 杜家熙¹, 康 锋²

1. 河南科技学院机电学院, 河南新乡 453003

2. 宁夏天地奔牛银起设备有限公司, 银川 750021

摘要 论述了多参数摩擦模型中各参数的物理意义及其取值; 分析了指数+双曲正切摩擦模型中, Striebeck 速度与双曲正切函数中参数 k 的关系; 建立了基于该模型的游梁式抽油机非线性动力学分析模型, 并采用数值迭代法求解, 获得了驱动力矩和机械效率的变化规律。理论计算与实际现象相符, 说明在机构动力学仿真中, 指数+双曲正切这一多参数摩擦模型较之库仑摩擦模型能更精确地反映运动副耗散力的影响。

关键词 多参数摩擦模型; 机构动力学; 机械效率

中图分类号 TH112

文献标识码 A

文章编号 1000-7857(2010)11-0094-04

Dynamics Analysis of the Linkage Mechanism for Beam Pumping Unit Based on Multi-parameter Friction Model

SHEN Hong¹, DU Jiayi¹, KANG Feng²

1. School of Mechanical and Electrical Engineering, Henan Institute of Science and Technology, Xinxiang 453003, Henan Province, China

2. Ningxia Tiandi Benniu Yinqi Equipment Co. Ltd., Yinchuan 750021, China

Abstract In recent years, the friction model theory and its application have attracted a considerable attention. In addition to the traditional Coulomb friction model, other multi-parameter friction models such as Coulomb+hyperbolic tangent friction model and exponent hyperbolic tangent friction model are also applied to the dynamic analysis of mechanisms. This paper discusses the physical meaning and the selection of parameters of multi-parameter friction models. The relationship between Striebeck velocity and coefficient k in the exponent hyperbolic tangent friction model is analyzed. Based on the exponent hyperbolic tangent friction model, the nonlinear dynamic equation of a linkage mechanism for beam pumping unit is established and is then solved by using the numerical iterative method. The curve of the driving torque acting on the crank against the mechanical efficiency of this system is obtained. The theoretical analysis result agrees with the actual phenomenon. It is shown that the exponent hyperbolic tangent friction model is more precise than the Coulomb friction model for describing the energy dissipation in the dynamic simulation of the mechanisms.

Keywords multi-parameter friction model; mechanism dynamics; mechanical efficiency

0 引言

摩擦是一种复杂的非线性物理现象, 产生于具有相对运动的接触界面之间。近年来, 摩擦模型的理论与应用研究有了长足发展。除传统的库仑摩擦模型^[1]外, 其他摩擦模型如库仑+双曲正切摩擦模型、指数+双曲正切摩擦模型等多参数摩

擦模型也在机械动力学分析中得到应用^[2-3]。这些多参数摩擦模型改善了传统库仑摩擦模型在速度零点的不连续性, 更好地描述了速度零点附近静摩擦向动摩擦的过渡, 有助于提高机械系统动力学仿真精度。

但是, 多参数摩擦模型也存在应用上的困难, 主要是各参

收稿日期: 2010-03-04

基金项目: 河南省科技攻关计划项目 (092102210232)

作者简介: 沈宏, 讲师, 研究方向为先进制造技术与 CAD/CAM, 电子信箱: shy1999@126.com

数的取值难于确定。多参数摩擦模型的取值属于机械动力学参数识别领域,由于问题的复杂性和困难性,目前针对这方面的研究较少。本文在分析多参数摩擦模型特点的基础上,运用计算机构动力学观点对多参数摩擦模型参数取值进行研究。分析了指数+双曲正切摩擦模型中,Striebeck 速度 v_s 与双曲正切函数中参数 k 的关系,得出为使摩擦力曲线峰值 $f_{\max}$ 与静摩擦力 f_s 的比值的误差小于 5%,应使 $k \geq 10/v_s$ 的结论。将指数+双曲正切摩擦模型应用于游梁式抽油机非线性动力学分析^[4-5],应用数值迭代法求解,获得了驱动力矩和机械效率的变化规律。理论仿真计算与实际现象一致,说明在机构动力学仿真中,指数+双曲正切这一多参数摩擦模型较之库仑摩擦模型,能更精确地反映运动副耗散力的影响。

1 多参数摩擦模型

1.1 库伦+双曲正切摩擦模型

为了克服传统库仑摩擦模型在速度零点的不连续性,文献[3]提出了用连续函数近似代替分段的摩擦力,表达式为

$$f_1(k, v) = E_r f(k, v) \quad (1)$$

$$f_2(k, v) = \text{th} f(k, v) \quad (2)$$

式中, E_r 为误差函数; k 为正摩擦系数, 决定所描述的符号函数相应表达式的精度。

采用双曲正切函数作为连续函数近似代替分段摩擦力。假定当 $f \geq 0.96 f_c$ 时, 摩擦力 f 达到稳态值, 此时 f 所对应的速度记为 v_s 。图 1 给出了 k 取不同值时对摩擦力曲线的影响, 由图可知 f_c 是 f 的渐近线。

1.2 指数摩擦模型

物体在外力作用下克服静摩擦力产生相对运动后, 摩擦力在低速下随着速度的增加而减小, 呈现为速度的连续函数, 这一现象可用指数模型描述如下^[6]:

$$f(v) = f(c) + (f_s - f_c) e^{-(v/v_s)^\sigma} \quad (3)$$

式中, f_s 为静摩擦力; v_s 为 Striebeck 速度; σ 为经验常数, $\sigma=1$ 为 Tustin 模型, $\sigma=2$ 为 Gauss 指数模型, 本文指数模型 $\sigma=2$ 。

1.3 指数+双曲正切摩擦模型

库伦+双曲正切摩擦模型克服了传统的库仑摩擦模型在

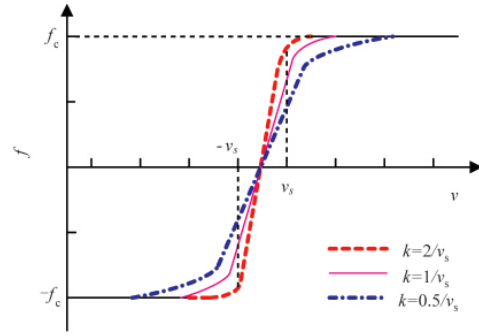


图 1 库伦+双曲正切摩擦模型

Fig. 1 Coulomb+hyperbolic tangent friction model

速度零点的不连续性; 指数摩擦模型则较好地刻画了从静摩擦力到动摩擦力的过渡; 将二者相结合就可以得到较为完善的指数+双曲正切摩擦模型^[7], 即

$$f(v) = (f_c + (f_s - f_c) e^{-(v/v_s)^2}) \text{th}(k, v) \quad (4)$$

2 指数+双曲正切摩擦模型中的参数

在式(4)的指数+双曲正切摩擦模型中, 共包含 f_s, f_c, v_s, k 4 个参数。其中, f_s 和 f_c 分别代表静摩擦力和动摩擦力, 它们分别等于静摩擦系数 μ_s 和动摩擦系数 μ 与法向压力的乘积。静摩擦系数 μ_s 和动摩擦系数 μ 的精确值应由试验测出。由式(4)可知, v_s 实际上是指摩擦模型的时间常数, v_s 越小, 则该指数曲线衰减越快。

图 2 给出了 v_s 的不同取值对摩擦力曲线的影响。当 v 为零时, 摩擦力为最大值 f_s ; 当 $v=2v_s$ 时, $f=1.01f_c$, 即摩擦力近似等于动摩擦力。由传统摩擦理论可知, 静摩擦力向动摩擦力的转换是在相对运动发生的瞬间完成的, 为此本文从实用角度出发, 将 v_s 取为速度曲线上零点之后首个不为零的离散点的速度值。参数 k 的作用是控制双曲正切函数曲线在零点左右上升的快慢, k 值越小曲线上升越慢。图 3 给出了参数 k 取不同数值时的摩擦力变化曲线。

表 1 给出不同 k 值下摩擦力曲线峰值 $f_{\max}$ 与静摩擦力 f_s 的比值。可以看出, 要 $f_{\max}$ 与 f_s 的误差小于 5%, 须 $k \geq 10/v_s$ 。

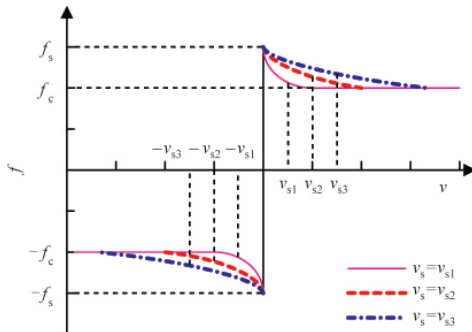


图 2 不同 v_s 所对应的摩擦力曲线

Fig. 2 Friction curves for different v_s

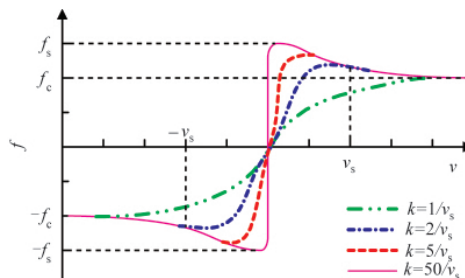


图 3 不同参数 k 对应的摩擦力变化曲线

Fig. 3 Friction curves for different k

表 1 k 的取值对最大摩擦力 $f_{\max}$ 的影响

Table 1 Influence of k value on max friction $f_{\max}$

k	$(f_{\max}/f_s) \times 100\%$
$1/v_s$	f 曲线以 f_c 为渐近线, 无峰
$2/v_s$	值
$5/v_s$	77.64
$10/v_s$	91.85
$50/v_s$	96.78
$100/v_s$	99.72

3 游梁式抽油机机构动力学分析

3.1 游梁式抽油机工作原理

游梁式抽油机工作原理如图 4 所示,电动机通过皮带拖动减速器,减速器输出轴与四杆机构的曲柄固结,带动连杆、游梁运动,游梁上的悬点带动抽油杆上下往复运动,将原油抽出地面。

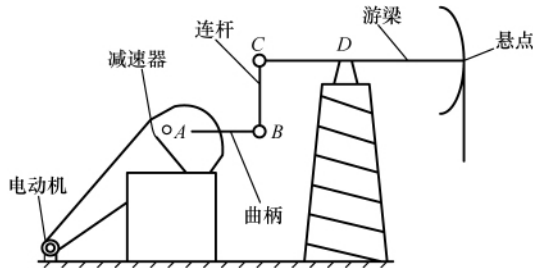


图 4 游梁式抽油机示意图

Fig. 4 Diagram of beam pumping unit

3.2 悬点载荷的计算

抽油机工作时受到的外力有重力和悬点载荷。悬点载荷包括静载荷、动载荷和由摩擦阻力产生的载荷,其中只有静载荷和不考虑杆柱弹性振动和液体压缩性时的动载荷可以精确求解,其余载荷难以通过计算精确得到。本文根据实测数据得到的悬点示功图确定悬点载荷。根据悬点位移和曲柄转角的换算关系得到悬点载荷随曲柄转角的变化规律,如图 5 所示。

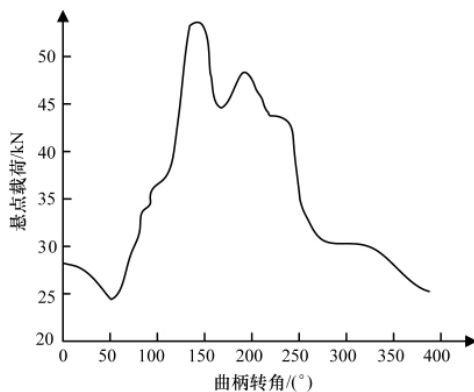


图 5 悬点载荷随曲柄转角的变化规律

Fig. 5 Variation of polished rod load against the crank angle changes

3.3 动力学和效率分析

机构运动副中的摩擦力(矩)与运动副中的正压力呈正比,而运动副反力与机构位置和加速度有关,所以运动副中的摩擦力(矩)是机构位置与构件加速度的函数,即运动副中的摩擦力(矩)与机构运动之间存在复杂的非线性关系。本文采用数值迭代法求解考虑运动副摩擦时的抽油机曲柄稳态运动规律、各运动副的反力、驱动力矩和系统效率。计算框图如图 6 所示。

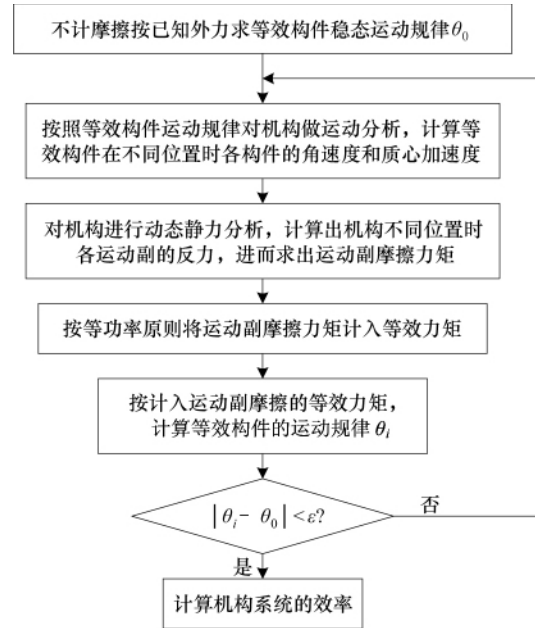


图 6 动力学分析流程图

Fig. 6 Flowchart of dynamic analysis

3.4 运动副摩擦力矩的计算

曲柄处于 θ_i 位置时,构件 j 作用于构件 k 的摩擦力矩为

$$M_{jki} = N_{jki} \cdot \mu_d \cdot r \cdot \text{sgn}(\omega_j - \omega_k)_i \quad (5)$$

式中, $\text{sgn}(\omega_j - \omega_k)_i$ 为曲柄处于 θ_i 位置时,构件 j 相对于构件 k 的角速度符号函数; N_{jki} 为曲柄处于 θ_i 位置时,构件 j 作用于构件 k 的转动副反力; r 为转动副轴径的半径; μ_d 为转动副的当量摩擦系数,其变化规律由式(4)指数+双曲正切摩擦模型给出。

3.5 机械效率的计算

游梁式抽油机系统机械效率计算公式为^[8]

$$\eta = 1 - \frac{\int_0^{2\pi} M_{fs} d\varphi}{\int_0^{2\pi} M_d d\varphi} \quad (6)$$

式中, M_{fs} 为作用在曲柄上的等效摩擦力矩; M_d 为作用在曲柄上的驱动力矩。

4 实例计算及结果分析

以 CY JY6-2.5-26HB 抽油机为例计算。根据抽油机工况,取冲程 $S=2.52\text{m}$,冲次 $n=6.86\text{r/min}$;根据《机械设计手册》,取动摩擦系数 $\mu_c=0.1$,静摩擦系数 $\mu_s=0.15$ 。分别在不计摩擦和计入指数+双曲正切摩擦两种情况下计算。限于篇幅,仅给出驱动力矩和机械效率的计算结果,如图 7~图 10 所示。

从图 7 可以看出,计入摩擦后的驱动力矩较之不计摩擦的驱动力矩有不同程度的增加。由图 5 和图 7 可以看出,驱动力矩的变化主要取决于悬点载荷,这与抽油机系统实际运行的情况一致。

图 8 给出了抽油机机械效率随 Striebeck 角速度 ω_s (由

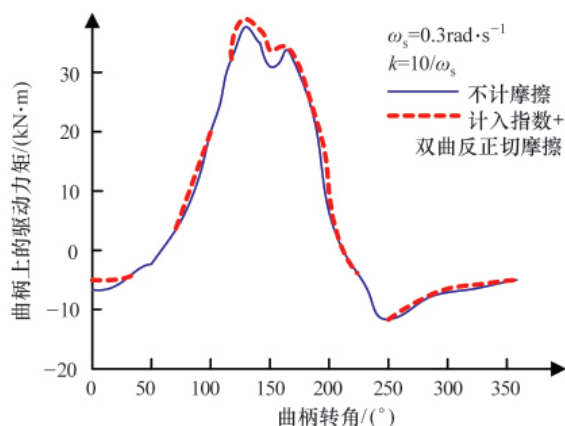


图 7 曲柄的驱动力矩
Fig. 7 Driving torque of the crank

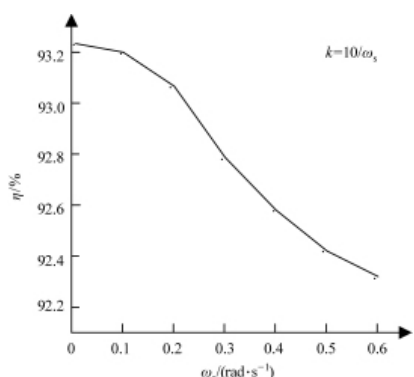


图 8 机械效率随 Striebeck 角速度变化曲线
Fig. 8 Mechanical efficiency vs the Striebeck velocity changes

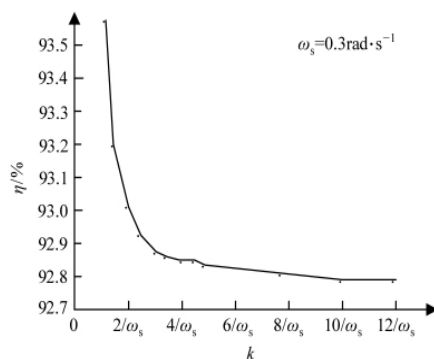


图 9 机械效率随参数 k 的变化曲线
Fig. 9 Mechanical efficiency variation vs the changes of parameter k

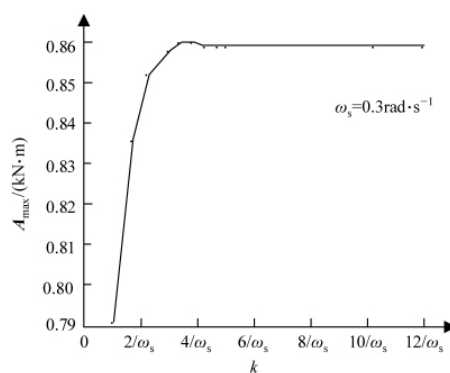


图 10 $A_{\max}$ 随参数 k 的变化曲线
Fig. 10 Variation of $A_{\max}$ against the changes of parameter k

5 结论

1) 指数+双曲正切摩擦模型是一种比较完善的摩擦模型, 它能够描述静摩擦向动摩擦过渡的 Striebeck 现象, 又避免了传统库伦摩擦模型在速度零点的不连续现象。当 Striebeck 速度 v_s 的值给定后, 要使 $f_{\max}$ 与 f_s 的误差小于 5%, 应保证双曲正切函数中系数 $k \geq (10/v_s)$ 。

2) 将指数+双曲正切摩擦模型应用于游梁式抽油机非线性动力学仿真分析, 理论计算与实际现象相符合, 表明在机构动力学仿真中, 指数+双曲正切这一多参数摩擦模型较之库伦摩擦模型能更精确地反映运动副耗散力的影响。

参考文献 (References)

- [1] Andersson S, Söderberg A, Björklund S. Friction models for sliding dry, boundary and mixed lubricated contacts[J]. *Tribology International*, 2007, 40(4): 580-587.
- [2] Tjahjowidodo T, Al-Bender F, van Brussel H, et al. Friction characterization and compensation in electro-mechanical systems[J]. *Journal of Sound and Vibration*, 2007, 308(3-5): 632-646.
- [3] Mostaghel N, Davis T. Representations of Coulomb friction for dynamic

Striebeck 速度 v_s 和曲柄转角的换算关系得出) 的变化情况。可以看出, 随着 ω_s 的增大, 机械效率呈下降趋势。这是因为随着 ω_s 的增大, 静摩擦向动摩擦的过渡区加长, 摩擦力做功增大, 使得机械效率下降。

图 9 给出了抽油机机械效率随参数 k 的变化情况。可以看出, 随着 k 的增大, 机械效率呈下降趋势。这是因为 k 越大, 摩擦力曲线峰值 $f_{\max}$ 与静摩擦力 f_s 越接近, 摩擦力做功越大, 损耗越大, 使得机械效率下降。

当曲柄转角 $\theta_i (i=1, 2, \dots, n)$ 时, 分别求得不计摩擦的驱动力矩 M_{di} 和计入指数+双曲正切摩擦的驱动力矩 M'_{di} , 二者的绝对误差记为

$$A_i = |M'_{di} - M_{di}|$$

计算表明 A_i 的最大值 $A_{\max} = \max A_i$ 出现在曲柄转角 $\theta = 188$ 附近。图 10 给出了 $A_{\max}$ 随参数 k 的变化曲线。同样可以看出, 当 $k \geq (10/\omega_s)$ 时, 曲线趋于稳态值。

analysis [J]. *Earthquake Engineering and Structural Dynamics*, 1997, 26 (5): 541-548.

- [4] 骆华锋, 栾巍, 董海洋, 等. 改造型游梁机的性能分析 [J]. 大庆石油学院学报, 2004, 28(3): 54-56.
Luo Huafeng, Luan Wei, Dong Haiyang, et al. *Journal of Daqing Petroleum Institute*, 2004, 28(3): 54-56.
- [5] 饶建华, 刘宏昭, 李东平, 等. 定向井有杆抽油系统动态数值仿真与预测[J]. 石油机械, 2004, 32(8): 4-6.
Rao Jianhua, Liu Hongzhao, Li Dongping, et al. *China Petroleum Machinery*, 2004, 32(8): 4-6.
- [6] Márton L, Kutasi N. Practical identification method for striebeck friction [R/OL]. <http://www.bmfhu/conferences/mtn2005/Marton.pdf>, 2005.
- [7] 刘丽兰, 刘宏昭, 吴子英, 等. 机械系统中摩擦模型的研究进展 [J]. 力学进展, 2008, 38(2): 201-211.
Liu Lilan, Liu Hongzhao, Wu Ziyang, et al. *Advances in Mechanics*, 2008, 38(2): 201-211.
- [8] 原大宁, 康锋. 多参数摩擦模型及其在机构动力学分析中的应用[J]. 机械科学与技术, 2009, 28(7): 936-940.
Yuan Daning, Kang Feng. *Mechanical Science and Technology for Aerospace Engineering*, 2009, 28(7): 936-940.

(责任编辑 代丽)