

抽油系统动力耦合模型及电机节能匹配仿真

徐国民¹, 周 封², 吴红星³

(1. 中国石油大学(北京)石油工程学院, 102249 北京, xuguomin@petrochina.com.cn; 2. 哈尔滨理工大学电气与电子工程学院, 150040 哈尔滨; 3. 哈尔滨工业大学 电气工程及自动化学院, 150001 哈尔滨.)

摘 要: 为了解决抽油机与电机的合理节能选配问题, 在有杆抽油系统动态参数的预测模型基础上, 对游梁式抽油机的几何和运动模型进行修正和扩充. 分析推导井口悬点载荷的特性、变速器的传动特性和电机与其耦合后的转矩特性, 建立完整的抽油系统动力耦合关系仿真模型. 在悬点载荷仿真模型上, 对静载荷及动载荷进行深入分析, 提高了仿真模型的准确性. 以典型井的参数为例进行了计算, 验证了该模型的准确性.

关键词: 抽油系统; 动力耦合; 电机; 节能; 优化匹配

中图分类号: TM343

文献标志码: A

文章编号: 0367-6234(2011)05-0126-05

Dynamic coupled model for oil-pumping system and electrical machine matching energy-save simulation

XU Guo-min¹, ZHOU Feng², WU Hong-xing³

(1. College of Petroleum Engineering, China University of Petroleum, 100249 Beijing, China, xuguomin@petrochina.com.cn;
2. College of Electrical and Electronic, Harbin University of Science and Technology, 150040 Harbin, China;
3. School of Electrical Engineering and Automation, Harbin Institute of Technology, 150001 Harbin, China)

Abstract: To select a proper electrical machine and control strategy, based on dynamic parameters predicting model of oil-pumping, the geometry model and movement model are modified and expended. The characteristic of suspension load, driving characteristic of gearbox and coupled torque characteristic of electrical machine are analyzed, as a result, a dynamic coupled model for oil-pumping system is built, and its calculation accuracy is increased by deep analysis of static and dynamic suspension load. Finally, a typical system is selected to be simulated, and the correctness of the model is proved.

Key words: oil-pumping system; dynamic coupled; electrical machine; energy-save; optimizing and matching

抽油机与电机之间的优化选配问题, 一直是采油工程人员制定采油方案时面临的一个难题; 而且, 由于抽油机井工况和产品节能原理不同, 不同的抽油机与电机配合时节能效果差异很大^[1]. 在同一口抽油机井上是否应用的节能产品越多节能效果越好, 多种节能产品同时应用能否获得线性叠加的效果, 以及各种节能产品该如何配置才能取得最佳的经济效益等问题一直没有得到定论. S. G.

Gibbs^[2]首先提出了有杆抽油系统动态参数的预测模型^[2], 建立了描述抽油杆柱纵向振动的一维有阻尼波动方程. 随后, 有杆抽油系统动态参数的预测仿真技术不断得到发展和完善^[3]. 乌亦炯等^[4]、刘宏等^[5]进行了抽油机与电机的耦合计算. 近年国内外的研究主要集中于节能电机及相关控制策略方面^[6-8], 但由于都将拖动装置独立于抽油系统之外进行分析, 在一定程度上制约了抽油系统优化节能技术的发展. 文献^[9]对抽油系统优化匹配及仿真进行了研究并进行了节能对比试验, 探讨了节能电动机节电效果的测试和评价方法^[10], 但缺乏基础理论支撑, 无法形成完整的评价体系和匹配节能仿真方法, 难以应用到实际中.

收稿日期: 2010-01-11.

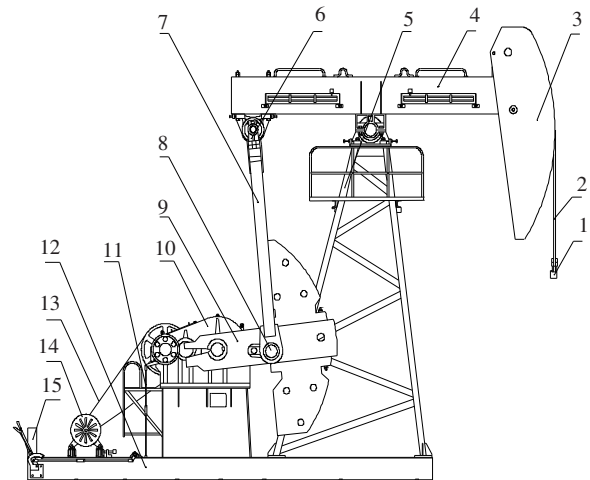
基金项目: 哈尔滨市科技创新人才研究(优秀学科带头人)专项资金项目(2009RFXG028).

作者简介: 徐国民(1968—), 男, 博士, 高级工程师;
周 封(1970—), 男, 教授, 硕士生导师.

本文对 S. G. Gibbs 提出的有杆抽油系统动态参数的预测模型进行了修正和扩充,充分考虑了动载荷的影响,并结合电机的运动模型,建立了游梁式抽油机和普通 Y 系列电机组成的有杆抽油系统的数学模型. 采用 MATLAB 进行了仿真,计算了同一井况、相同抽汲参数时,游梁式抽油机与多功率等级电机配合时的耗电量,并进行了节能对比分析,证明了理论建模及仿真方法的合理性.

1 有杆抽油系统的动力仿真模型

目前,油田开采中游梁式抽油机与普通异步电机配合使用的用量很大,因此,需要进行游梁式抽油机与普通异步电动机的动力耦合分析. 图 1 为典型的抽油系统结构.



1—悬绳器;2—吊绳;3—驴头;4—游梁;5—支架;6—横梁;7—连杆;8—曲柄销装置;9—曲柄装置;10—减速器;11—刹车装置;12—底座;13—胶带;14—异步电动机;15—电控箱

图1 游梁式抽油机与普通异步电动机抽油系统

对抽油系统的分析,需要综合考虑游梁式抽油机的运动模型、井口悬点载荷模型、减速器输出轴的扭矩计算模型、异步电机转矩模型等,并计及相关的诸多影响因素. 此外,大多数抽油机采用的异步电机都是常规转差率的,其转速不随外载变化,为简化分析,本文的抽油系统模型是建立在抽油机曲柄旋转角速度等于常数这一基础之上的.

1.1 游梁式抽油机的几何模型

抽油机的几何模型如图 2. 部分参数直接由设计值给出,而有些则需要进行计算. 如图中 ϕ 为零度线与极距 K 的夹角,其正负由曲柄的旋转方向决定,则

$$\phi = \pm \arctan(I/(H - G)).$$

其中, H 为游梁支撑中心到底座底部的高度, G 为减速器输出轴中心到底座底部的高度.

ψ_b 为光杆在最低位置时的角度,则
 $\psi_b = \arccos((C^2 + K^2 - (P + K)^2)/(2CK)).$

其中, C 为游梁后臂的长度, P 为连杆的长度.

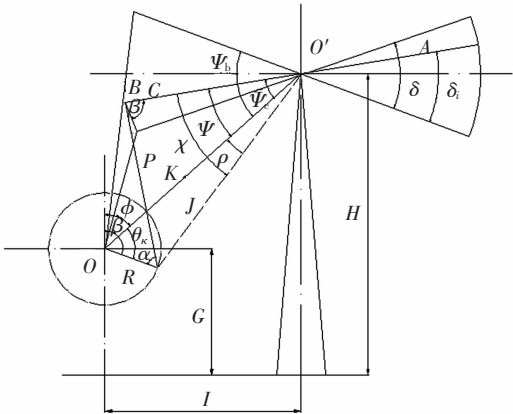


图2 游梁式抽油机几何模型

按照类似方法,可逐一确定 K 与 R 的夹角 θ_k , 曲柄销中心到游梁支撑中心之间的距离 J , 光杆在最高位置时的角度 ψ_t 等建模的关键参数.

1.2 常规抽油机运动模型

1.2.1 悬点位移

以光杆处于最低位置处作为计算位移的起始点, 游梁摆动角位移为 δ_i , 最大角位移称为游梁摆角 δ

$$\delta_i = \psi_b - \psi, \quad \delta = \psi_b - \psi_t.$$

悬点位移为

$$S_i = A\delta_i.$$

悬点最大位移,即光杆冲程长度

$$S = A\delta.$$

悬点位移 S_i 与冲程长度 S 的比值,称为游梁抽油机的位置因数 F_p , 且

$$F_p = \frac{S_i}{S} = \frac{\delta_i}{\delta} = \frac{\psi_b - \psi}{\psi_b - \psi_t}.$$

1.2.2 悬点速度

利用速度瞬心法,如图 3 可得, T 点的速度为 v_T (垂直于 T 点与 O_1 点连线的速度), 角速度为 ω_T ,

$$\omega_T = \frac{1}{C} R \omega \frac{\sin \alpha}{\sin \beta}.$$

其中, ω 为曲柄转角速度, n 为冲次, ω_T 为游梁摆角的角速度.

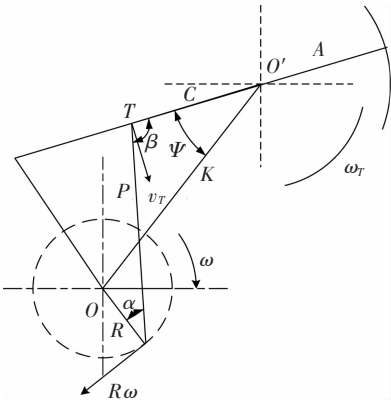


图3 速度瞬心法

悬点的速度 v 为

$$v = A\omega_T = \frac{A}{C}R\omega \frac{\sin \alpha}{\sin \beta}.$$

1.2.3 悬点加速度

由角速度 ω_T 对时间求导数,可以得到游梁摆角的角加速度 ε_T ,其悬点加速度 a_A 是驴头圆弧上与悬绳切点的切向加速度

$$a_A = A \frac{KR}{CP\omega^2} \frac{-\sin \beta \cos \alpha \sin \psi - \frac{R}{C} \sin \alpha \cos \beta \sin \theta_k}{\sin^3 \beta}.$$

2 悬点载荷及相关因素的分析

游梁式抽油机通过抽油杆柱带动井下的抽油泵工作时,在抽油机驴头悬点上作用着下列 3 类载荷

1) 静载荷. 包括抽油杆柱自重以及油管内、外液体静压力作用于抽油泵柱塞上的液体静载荷.

2) 动载荷. 由于抽油杆柱和管内液体作不等速运动而产生的杆柱动载荷以及作用于柱塞上的液柱动载荷.

3) 各种摩擦阻力产生的载荷. 包括光杆和盘根盒的摩擦力,抽油杆柱与液体之间以及抽油杆柱(尤其是接箍)和油管之间的摩擦阻力,液体在杆管环形空间的流动阻力,液体通过泵阀和柱塞内孔的局部水力阻力,还有柱塞与泵筒之间的摩擦阻力.

2.1 悬点静载荷

抽油杆自重可用 W_r 表示,为了提高计算精度,需要考虑杆柱全部沉没于油管内时液体浮力的影响. 则这时的自重 W'_r 可表示为

$$W'_r = (1 - \rho_f/\rho_r) W_r = (1 - 0.127\rho_f) W_r.$$

其中, ρ_f 为井液密度, ρ_r 为抽油杆密度,对钢抽油杆,可取 $\rho_r = 7.85 \text{ t/m}^3$.

作用于柱塞的液柱载荷可用 W'_f 表示,在下冲程时该项不起作用,为 0;在上冲程时,则有

$$W'_f = \rho_f g (L - h) A_p = \rho_f g H_0 A_p.$$

其中, A_p 为柱塞面积, g 为重力加速度, h 为泵的沉没深度, H_0 为油井动液面深度.

悬点静载荷为上述 2 项载荷之和. 由于上下冲程的不同,令 W_{j1} 代表上冲程悬点静载荷, W_{j2} 代表下冲程悬点静载荷,则

$$W_{j1} = W'_r + W'_f,$$

$$W_{j2} = W'_r$$

在实际计算中,还应根据具体情况,结合井口回压和套压进行修正.

2.2 悬点动载荷

抽油杆柱和液柱在不等速运动过程中产生惯性力,其方向与加速度方向相反. 可取向上的加速度为正,取向下的载荷为正.

不考虑抽油杆柱的弹性,将其视为一质点,则抽油杆柱动载荷等于杆柱的质量乘以悬点加速度.

$$W_{rd} = W_r a_A / g.$$

视井液为不可压缩流体,则液体动载荷为

$$W_{fd} = \xi W_f a_A / g.$$

由于油管内径和抽油泵直径不同,故杆管环形空间内的液体运动的速度和加速度也就不等于抽油泵柱塞的运动速度和加速度,必须加以修正,故这里引入修正系数

$$\xi = (A_p - A_r) / (A_i - A_r).$$

其中, A_i 为用油管内径计算的流通面积.

上冲程时的悬点动载荷等于抽油杆柱动载荷与液柱动载荷之和

$$W_{d1} = W_{rd} + W_{fd} = (W_r + \xi W_f) a_A / g.$$

下冲程时,液体向上运动的速度和加速度很小,其动载荷可忽略不计.

$$W_{d2} = W_{rd} = W_r a_A / g.$$

动载荷随悬点位移的变化规律与加速度 a_A 随悬点位移的变化规律是一致的.

3 减速器输出扭矩与电机转矩

3.1 减速器输出扭矩

减速器扭矩是指抽油机在减速器输出轴上实际产生的扭矩. 按照习惯,当曲柄连杆机构施加于轴上的扭矩方向与轴的旋转方向一致时(主动力矩),扭矩为负值;相反时,扭矩为正值(阻力矩).

悬点载荷与结构不平衡重的差值 $W - B$ 称为纯光杆载荷. 根据虚位移原理,当忽略四连杆机构中的摩擦损失以及摆动部件的转动惯性时,纯光杆载荷在曲柄上产生的扭矩 T_{wn} 为

$$T_{wn} = (W - B \cos \delta') v / \omega = (W - B \cos \delta') F_T.$$

其中, W 为悬点载荷, B 为结构不平衡重, δ' 为游梁与水平线之间的夹角, v 为悬点速度, ω 为曲柄角速度, F_T 为扭矩因数,且

$$F_T = \frac{A}{C} R \frac{\sin \alpha}{\sin \beta}.$$

如果计及四连杆机构中的摩擦损失以及摆动部件的转动惯性,再加上曲柄平衡扭矩,则在曲柄轴上的净扭矩 T_n 为

$$T_n = \eta_b^m \left(W - B \cos \delta' + \frac{J_b \varepsilon_b}{A} \right) F_T - M \sin(\theta + \tau).$$

其中: η_b 为四连杆机构的传动效率,可取为 0.92 ~ 0.96; J_b 为摆动部件的转动惯量; ε_b 为游梁转动的角加速度; τ 为平衡相位角; $F_T > 0$ 时, $m = -1$, $F_T < 0$ 时, $m = 1$.

从式(1)可看出,减速器输出轴净扭矩主要取决于悬点载荷 W 、扭矩因数 F_T 、平衡扭矩 M .

3.2 电机的转矩与损耗

电机的最大电磁转矩可以从参数表达式求得,令 $dT_e/ds = 0$ 得到最大电磁转矩

$$T_m = \pm \frac{1}{2} \frac{3pU_1^2}{2\pi f_1 [\pm r_1 + \sqrt{r_1^2 + (x_{1\sigma} + x'_{2\sigma})^2}]},$$
$$s_m = \pm r'_2 / (x_{1\sigma} + x'_{2\sigma}),$$

s_m 为最大转差率,电磁转矩与最大转矩的关系为

$$\frac{T_e}{T_m} = \frac{2}{s/s_m + s_m/s}.$$

在耦合计算时,电机的输入端功率除提供给减速器产生对应的扭矩外,还应考虑电机的损耗,主要指定子、转子的铜耗、铁耗以及机械损耗,这都可以按照常规的计算获得,分别为

$$P_{Cu1} = 3I_1^2 r_1, P_{Cu2} = 3r_2 I_2^2, P_{Fe} = 3r_m I_m^2.$$

总损耗为

$$p = p_{Cu1} + p_{Cu2} + p_{Fe} + p_{mec}.$$

电机的瞬时输入功率为

$$P = 3UI_1 \cos \varphi.$$

抽油机一个冲次所用时间为 T s,则一个冲次内电机的耗电量 P_T 为

$$P_T = \int_0^T P dt.$$

4 抽油机、电机的动力耦合数学模型

为了便于研究抽油机与电机之间的耦合关系,做以下假设:1) 电网供电电压与供电频率是常数;2) 不考虑电动机转子到减速箱曲柄轴各传动副的间隙与传动件的弹性变形.

在该假设下,电动机转子到减速箱输出轴的传动装置具有恒定的传动比,如果能确定曲柄的运动规律,也就确定了电动机转子的运动规律;因此,在研究电动机转子与皮带减速器传动装置的运动规律时,只需研究曲柄的运动规律.

在曲柄轴上作用有阻力矩 T_n 和从电动机传来的主动力矩 $iT_d\eta_m^m$,设曲柄轴的等效转动惯量为 J_p ,则曲柄轴的运动方程为

$$iT_d\eta_m^m - T_n = J_p\varepsilon = J_p\omega d\omega/d\theta. \quad (2)$$

其中: i 为从电动机轴到减速器输出轴的总传动比; T_d 为电动机轴的输出扭矩; η_m 为电动机轴到曲柄轴的传动效率; $T_d > 0$ 、 $m = 1$, $T_d < 0$ 、 $m = -1$.

由于标准的转差率 $S < 5\%$,所以抽油机在运动过程中,曲柄可看作是匀速运动 $d\omega/d\theta = 0$,则式(2)可简化为

$$iT_d\eta_m^m - T_n = 0.$$

在曲柄匀速度运动的情况下,减速器输出轴扭矩应当等于载荷扭矩、平衡扭矩、游梁惯性引起的扭矩与曲柄轴惯性扭矩之和.

$$T_{nh} = T_n = \eta_b^m \left[W - B + \frac{J_b}{A} \varepsilon_b \right] F_T - M \sin(\theta + \tau).$$

电动机输出扭矩

$$T_d = (1/i\eta_m^m) T_n.$$

其中, $i = i_1\varphi_1/\varphi_2$, φ_1 为减速器皮带轮的直径, φ_2 为电动机皮带轮的直径.

至此,通过扭矩建立起抽油系统和电机之间的动力耦合数学模型,在此基础上,即可进行抽油系统的动态仿真及优化分析.

5 典型系统的仿真计算与分析

采用上述动力耦合模型,对一套典型的抽油系统,即茂 73 井进行了计算,即对 CYJ8-3-53HB 型游梁式抽油机和 22 kW 普通 Y 系列电机的耦合运动过程进行了仿真.为便于对比分析,同时实测了该井电机的周期性输出有功功率曲线.该电机的额定电压为 $U = 380$ V,极对数 $p = 3$,工作频率 50 Hz.

由于负载具有周期性脉动的特点,因此计算均以一个周期为限.

图 4 为减速器的净扭矩曲线,即净扭矩与曲柄转角($0 \sim 360^\circ$)的函数关系.

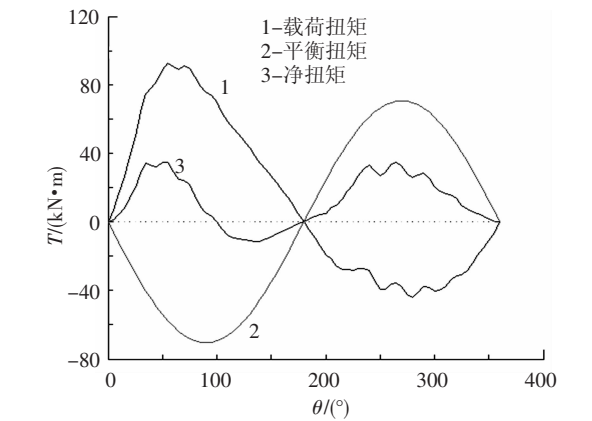


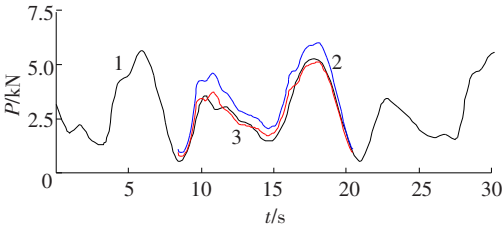
图 4 减速器的净扭矩曲线

该仿真曲线与标准的扭矩曲线基本一致,且对于普通游梁式抽油机的扭矩特点,如峰值部分由于动载荷引起的波动等,都能准确反映.

电机与抽油机联机运行后,输出功率也随运行的过程发生动态的周期性变化.同时包括对应的有功功率、电流,乃至损耗、运行效率等等,均可

利用本文提出的动力耦合模型进行仿真。

电机输出有功功率如图 5 所示。可以看出,理论仿真曲线与实测曲线在趋势上十分接近,这说明该动力耦合模型能够准确反映系统实际运行规律。而仿真结果整体上比实测值偏大,经过分析认为,由于传动效率无法直接测量,只能是在给定范围内估算,但其对整个周期的影响是一致的,该偏差是在传动效率的取值上偏低造成的。修正了传动效率取值后,对仿真功率曲线进行了矫正(曲线 3)。从图中对比可见,矫正的仿真曲线与实测功率曲线基本吻合,从而证明该模型可对抽油系统的动态运行进行准确仿真。



1—实际;2—仿真计算;3—矫正

图 5 电机的输出有功功率实测与仿真曲线

仿真结果与实测结果的对比可见表 1,最大功率值的误差稍大,平均功率值的误差很小,这与模型建立过程中一些合理的简化,尤其是摩擦载荷的简化影响有关。对于进行抽油系统的优化匹配、在线调参、新型专用节能电机的研制等研究工作,该精度已经足够。

表 1 仿真结果与实测结果对比

冲程	功率/kW		相对误差/ %
	实测值	矫正后理论值	
上冲程最大	3.450	3.70	7.25
下冲程最大	5.530	5.10	-7.78
平均功率	2.855	2.91	1.93

6 结 论

1)对传统的有杆抽油系统的数学模型进行合理的扩充及改进,形成准确实用的抽油系统仿真模型;

2)将抽油系统及电机通过扭矩建立起抽油系统的动力耦合数学模型,可准确地计算仿真系统的动态运行过程,计算出所有运行参数的变化规律,为相关的深入理论研究奠定了基础;

3)实测结果对比分析表明,该模型可准确反映抽油系统运动过程中电机输出功率的变化和波动,证明了其准确性和实用性;

4)该模型可为节能优化匹配选型、在线智能调参,以及新型专用节能电机、节能控制策略的研究提供基本的理论分析手段。

参考文献:

[1] REEDY M A, ERSHAGHI I. Reducing electric pumping consumption in mature fields: Case studies [C]//2006 SPE Western Regional AAPG Pacific Section/GSA Cordilleran Section Joint Meeting. Anchorage: Society of Petroleum Engineers, 2006: 343-349.

[2] GIBBS S G. Predicting the behavior of sucker rod pumping systems [J]. Journal Of Petroleum Technology, 1963 (7): 52-55.

[3] GAULT R H. Designing a sucker-rod pumping system for maximum efficiency [J]. SPE Production Engineering, 1987, 2(4): 284-290.

[4] 乌亦炯. 抽油机[M]. 北京:石油工业出版社, 1994: 132-148.

[5] 刘宏, 王素玲. 电动机的机械特性与抽油机载荷特性的合理匹配[J]. 大庆石油学院学报, 2002, 26(2): 87-89.

[6] DING Bao, TANG Haiyan, QI Weigui. Research on FNN energy saving control for light load oil well with intermittent oil extraction [C]//2006 International Conference on Communications, Circuits and Systems. Guilin: Hong Kong University of Science and Technology, 2006: 2034-2037.

[7] ZHU Changqing, WANG Xiuhe. Variable-voltage energy saving strategy for three-phase induction motor in oil pumpjacks [J]. Acta Automatica Sinica, 2007, 33(7): 749-752.

[8] SANCHEZ J P, FESTINI D, BEI O. Beam pumping system optimization through automation [C]//Proceedings of the SPE Latin American and Caribbean Petroleum Engineering Conference. Buenos Aires: Society of Petroleum Engineers, 2007: 1624-1631.

[9] 朱君, 阮晶琦. 节能抽油机节能效果对比试验研究 [J]. 石油矿场机械, 2006, 35(3): 60-62.

[10] 白连平. 游梁抽油机节能电机选择方法的讨论 [J]. 钻采工艺, 2007, 30(2): 94-95.

(编辑 杨 波)