

DOI: 10.3969/j.issn.2095-509X.2018.10.007

常规型抽油机动态仿真与关键部件有限元分析

徐光亿, 张力, 贾存千, 张立华, 韩文洁
(兰州理工大学机电工程学院, 甘肃 兰州 730050)

摘要: 以 C-456D-305-144 抽油机为例, 运用虚拟样机技术和 ANSYS 软件对其进行动态仿真及关键部件的有限元分析。首先对抽油机进行运动学分析, 其次应用 UG 软件建立了抽油机整机三维模型, 在 ADAMS 环境中对抽油机进行动态仿真, 得到了抽油机驴头悬点、中心支撑处和横梁支撑处的仿真曲线图, 并对仿真结果进行了分析; 最后对游梁和连杆进行了 ANSYS 分析, 得到了其应力应变云图, 为抽油机结构优化设计提供了依据。

关键词: 抽油机; ADAMS; 动态仿真; ANSYS

中图分类号: TE9 文献标识码: A 文章编号: 2095-509X(2018)10-0025-05

目前油田所用采油设备以自主研发的常规型游梁式抽油机为主^[1-2]。近几十年来, 随着我国石油钻采行业的快速发展, 各油田采油工况日趋复杂化, 井深增加, 抽油机的负载增大, 抽油机的故障率日趋上升。常规型抽油机的运动速度、加速度峰值、扭矩因数峰值、曲柄轴净扭矩峰值都较大, 存在负扭矩、能耗大等缺点^[3-4]。因此, 研究常规型抽油机的运动形式、动态特性以及重要部件的应力应变情况, 并以此作为抽油机优化的依据具有一定的现实意义。

1 抽油机运动学分析

为了研究抽油机各个部位的力学特性, 分析各部件受力情况, 就必须清楚抽油机整机的运动规律。这不仅是后续计算、分析的前提条件, 更是抽油机整机动态仿真分析的基础。常规型抽油机机构简图如图 1 所示。

图中符号说明: A 为中心支撑至光杆中心线的距离, 即游梁前臂长, mm; C 为尾部支撑至中心支撑的距离, 即游梁后臂长, mm; P 为连杆长, mm; R 为曲柄半径, mm; K 为中心支撑至曲柄回转中心的距离, 即基杆长度, mm; H 为中心支撑至底座上平面的高度, mm; G 为曲柄回转中心至底座上平面的距离, mm; I 为曲柄回转中心至游梁支撑中心线的距离, mm; J 为曲柄轴中心线至游梁支撑中心线的距离, mm; θ 为曲柄转角, 从井口向右侧观察, 曲柄

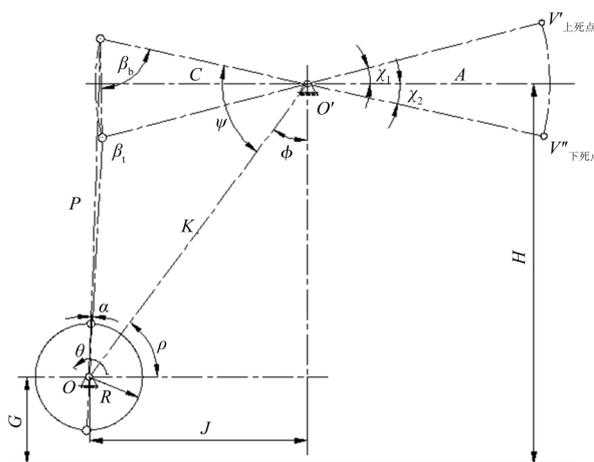


图 1 常规型抽油机机构运动简图

顺时针方向旋转时偏离其竖直向上位置的转角, rad; α 为连杆与曲柄之间的夹角, rad; β 为连杆与尾部支撑和中心支撑连线的夹角, 即传动角, rad; χ 为尾部支撑和中心支撑连线与曲柄轴中心线和游梁支撑中心线连线的夹角, rad; ψ 为尾部支撑和中心支撑连线与中心支撑和曲柄回转中心连线的夹角, rad; ρ 为中心支撑和曲柄回转中心连线与曲柄轴中心线和游梁支撑中心线连线的夹角, rad; θ_k 为中心支撑和曲柄回转中心连线与曲柄之间的夹角, 由中心支撑和曲柄回转中心连线到曲柄沿曲柄旋转方向度量, rad; ϕ 为中心支撑和曲柄回转中心连线与零度线的夹角, 由中心支撑和曲柄回转中心连线到曲柄沿曲柄旋转的方向度量, rad。

收稿日期: 2017-05-17

作者简介: 徐光亿(1990—), 男, 河南新乡人, 兰州理工大学硕士研究生, 主要研究方向为钻采机械结构优化设计。

由图 1 可知:

$$\phi = \pm \arctan\left(\frac{I}{H-G}\right) \quad (1)$$

$$\theta_k = \theta - \phi \quad (2)$$

式(1)中,正号表示曲柄顺时针旋转,负号表示曲柄逆时针旋转。

由图 1 几何关系得:

$$J^2 = K^2 + R^2 - 2KR\cos\theta_k \quad (3)$$

$$\beta = \arccos\left[\frac{C^2 + P^2 - K^2 - R^2 + 2KR\cos\theta_k}{2CP}\right] \quad (4)$$

$$\chi = \arccos\left[\frac{C^2 + J^2 - P^2}{2CJ}\right] \quad (5)$$

$$\rho = \pm \arcsin\left[\frac{R\sin\theta_k}{J}\right] \quad (6)$$

式(6)中,正号表示曲柄顺时针旋转,负号表示曲柄逆时针旋转。

另外,关于几何结构计算中涉及的间接变化量有如下关系:

$$\theta_0 = \phi - \arccos\left[\frac{(P+R)^2 + K^2 - C^2}{2(P+R)K}\right] \quad (7)$$

式中: θ_0 为悬点位于下死点极限位置时连杆与零度线位置的夹角, rad。

$$\theta_1 = \phi - \arccos\left[\frac{(P-R)^2 + K^2 - C^2}{2(P-R)K}\right] \quad (8)$$

式中: θ_1 为悬点位于上死点极限位置时连杆与零度线位置的夹角, rad。

$$\theta_2 = 2\pi - \phi + \theta \quad (9)$$

式中: θ_2 为曲柄逆时针旋转时与 OO' 的夹角, rad。

$$\theta_3 = \arccos\left[\frac{P^2 + J^2 - C^2}{2PJ}\right] - \rho \quad (10)$$

式中: θ_3 为连杆与 OO' 的夹角, rad, 逆时针为正。

$$\theta_4 = \pi - \arccos\left[\frac{C^2 + J^2 - P^2}{2CJ}\right] - \rho \quad (11)$$

式中: θ_4 为 OO' 与游梁的夹角, rad, 逆时针为正。

由图 1 知,连杆和游梁的角位移分别是:

$$\theta_G = \phi - \theta_3 \quad (12)$$

$$\theta_L = \pi + \phi - \theta_4 \quad (13)$$

式中: θ_G 为连杆与零度线的夹角; θ_L 为游梁前臂与零度线位置的夹角。

另外,抽油机机构参数还存在以下关系:

$$R + P = K + C \quad (14)$$

式(14)用复变矢量表示如下:

$$Re^{i\theta_2} + Pe^{i\theta_3} = K + Ce^{i\theta_4} \quad (15)$$

式中 i 为一个虚数单位。

将式(15)两边求导得到:

$$iR\dot{\theta}_2\cos\theta_2 - R\dot{\theta}_2\sin\theta_2 + iP\dot{\theta}_3\cos\theta_3 - P\dot{\theta}_3\sin\theta_3 = iC\dot{\theta}_4\cos\theta_4 - C\dot{\theta}_4\sin\theta_4 \quad (16)$$

并且得到:

$$R\dot{\theta}_2\sin\theta_2 + P\dot{\theta}_3\sin\theta_3 = C\dot{\theta}_4\sin\theta_4 \quad (17)$$

$$R\dot{\theta}_2\cos\theta_2 + P\dot{\theta}_3\cos\theta_3 = C\dot{\theta}_4\cos\theta_4 \quad (18)$$

联立式(17)、(18),求得 $\dot{\theta}_3$ 与 $\dot{\theta}_4$:

$$\dot{\theta}_3 = \frac{R\dot{\theta}_2}{P} \cdot \frac{\sin(\theta_4 - \theta_2)}{\sin(\theta_3 - \theta_4)} \quad (19)$$

$$\dot{\theta}_4 = \frac{R\dot{\theta}_2}{C} \cdot \frac{\sin(\theta_3 - \theta_2)}{\sin(\theta_3 - \theta_4)} \quad (20)$$

因为 θ_2 为抽油机曲柄转速,其导函数是曲柄的角速度,即 $\dot{\theta}_2 = -\omega$,所以连杆和游梁的角速度为 $-\dot{\theta}_3$ 和 $-\dot{\theta}_4$,且表达式为:

$$\omega_G = -\dot{\theta}_3 = \frac{R\omega}{P} \cdot \frac{\sin(\theta_4 - \theta_2)}{\sin(\theta_3 - \theta_4)} \quad (21)$$

$$\omega_L = -\dot{\theta}_4 = \frac{R\omega}{C} \cdot \frac{\sin(\theta_3 - \theta_2)}{\sin(\theta_3 - \theta_4)} \quad (22)$$

式中: ω 为曲柄角速度, rad/s。

$$\omega = \frac{n\pi}{30} \quad (23)$$

式中: n 为曲柄的转速, r/min。

根据导函数的定义求得游梁角加速度,即 $\ddot{\theta}_4$ 为:

$$\ddot{\theta}_4 = \dot{\theta}_4 \left[\frac{\ddot{\theta}_2}{\dot{\theta}_2} - (\dot{\theta}_3 - \dot{\theta}_4) \cot(\theta_3 - \theta_4) + (\dot{\theta}_2 - \dot{\theta}_3) \cot(\theta_2 - \theta_3) \right] \quad (24)$$

假设抽油机曲柄是匀速转动,即 $\dot{\theta}_2 = 0$,则游梁的角加速度为:

$$\varepsilon_L = -\omega_L \left[(\omega - \omega_G) \cot(\theta_2 - \theta_3) + (\omega_G - \omega_L) \cot(\theta_3 - \theta_4) \right] \quad (25)$$

将上述计算结果代入式(25),得到游梁的角加速度为:

$$\varepsilon_L = -\frac{\omega^2 RK}{CP\sin^3\beta} \left(\frac{R}{C} \sin\alpha \cdot \cos\beta \cdot \sin\theta_k + \sin\beta \cdot \cos\alpha \cdot \sin\psi \right) \quad (26)$$

2 抽油机的动态仿真

2.1 抽油机虚拟样机的建立

建立抽油机的虚拟样机模型通常有两种方法。第一种是用 ADAMS 软件自带的建模功能建模,可以自动生成质心坐标、实体质量和质心相对回转半径等参数,这些数据可直接用于分析中。此种建模

方法简单, 工作量小。第二种是运用其他三维软件进行建模, 然后经格式转化后导入 ADAMS 软件中, 再对各个部件添加材料属性和质量等。这种建模方法的优点是建立的实体模型比较精确, 能够获得理想的仿真效果^[7-8], 因此本文采用第二种方法。

本文以 C-456D-305-144 抽油机为例, 首先在 UG 软件中画出抽油机的各个部件, 然后将各个部件装配完成后转化为 Parasolid 格式文件, 并将其导入 ADAMS 软件中, 经过适当的编辑转变为 ADAMS 中的刚体。其模型如图 2 所示。

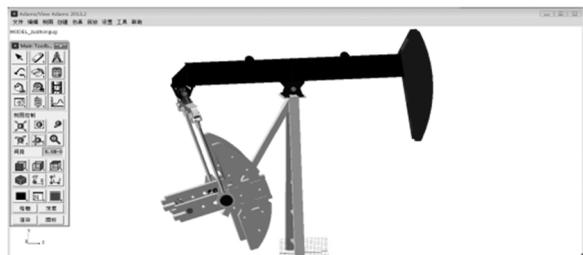


图 2 抽油机的虚拟样机模型

ADAMS 仿真分析前需要确定各个构件的运动关系, 这就要求根据抽油机的运动情况对所建立的物理模型添加相对应的约束关系, 主要包括固定副、旋转副等等, 其约束见表 1。

表 1 各个部件的约束关系

相互配合的部件	约束关系
驴头和游梁	固定副
支架和游梁	旋转副
横梁和连杆	固定副
曲柄和连杆	旋转副
减速器输出轴和曲柄	旋转副
减速器输出轴与大地	固定副

2.3 施加载荷

C-456D-305-144 抽油机冲次为 16spm, 经过换算得到曲柄转速为 $96(^\circ)/s$, 则运动函数表达式为 $96d/s$ 。载荷施加采用光杆最大载荷 138 000 N 施加在驴头悬点上面。设置相应的仿真时间和仿真步数, 开始仿真分析。

2.4 运动学仿真

运动学仿真的目的是研究抽油机系统构件的位置、速度和加速度的变化规律。图 3~图 5 分别是抽油机驴头悬点的位移、速度、加速度的仿真曲

线图。

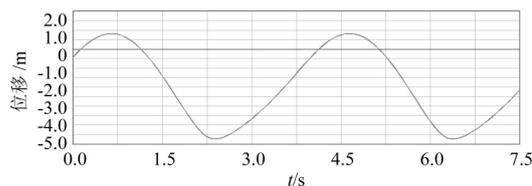


图 3 悬点位移仿真曲线图

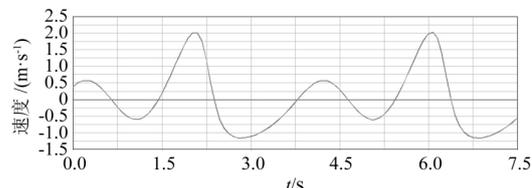


图 4 悬点速度仿真曲线图

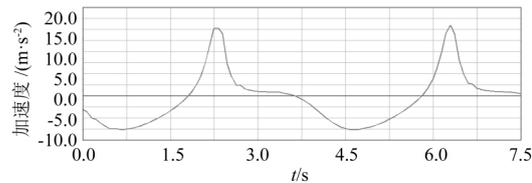


图 5 悬点加速度仿真曲线图

从图中可以看出, 悬点位移曲线和速度曲线呈接近正弦变化规律, 悬点加速度曲线在上下死点位置时的波动比较大。

2.5 动力学仿真分析

动力学分析就是研究抽油机在载荷作用下的动力学响应。图 6 和图 7 分别是抽油机中心支撑处的受力和横梁支撑处的受力随着时间变化的曲线图。

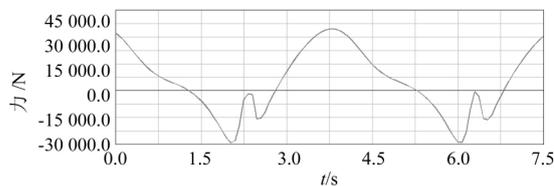


图 6 中心支撑处的受力曲线

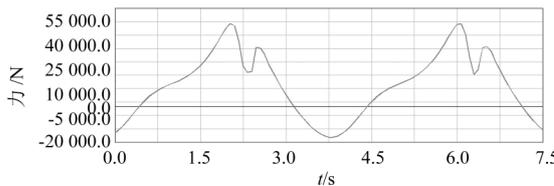


图 7 横梁支撑处的受力曲线

3 关键件的有限元分析

3.1 游梁的分析

游梁材料选用 Q345-B。ANSYS 分析结果如

图 8 ~ 图 10 所示 ,分别为游梁的总变形云图和应力、应变云图。

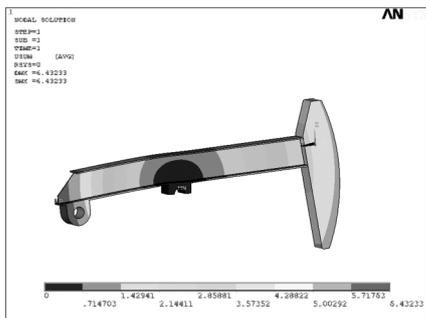


图 8 游梁总变形云图

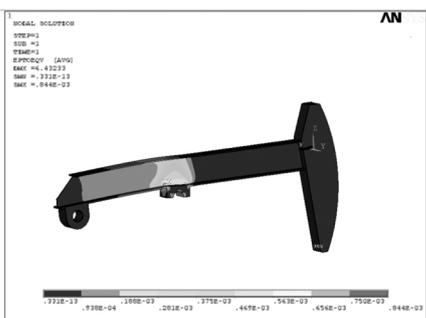


图 9 游梁应力云图

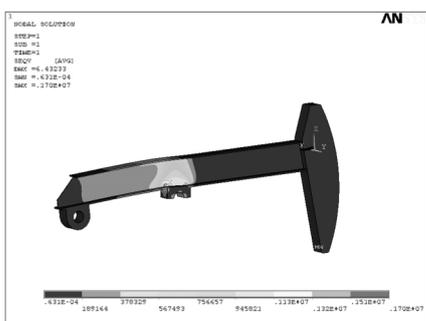


图 10 游梁应力云图

由图可以看出 游梁的最大变形发生在尾轴承边缘处 ,最大变形量为 6.432 33mm; 最小变形发生在中心支撑处; 在中心支撑处出现应力集中 ,应力最大。

3.2 连杆的分析

连杆上下接头材料选用 Q235 ,钢管材料选用 20#无缝钢管。图 11 ~ 图 13 为连杆的总变形云图和应力、应变云图。

从图中可以看出 ,连杆最大变形小于 0.958 49 mm ,其变形量很小; 连杆受力最大时 ,连杆整体应变处于 0.450E - 08 与 0.949E - 04 之间; 连杆受力最大时 ,较大的应力集中发生在中间管端部的凹槽与连杆接头的连接处。连杆与接头的焊缝处容

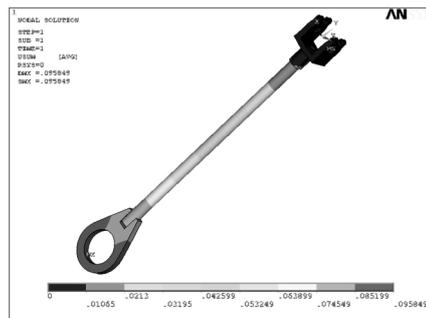


图 11 连杆总变形云图

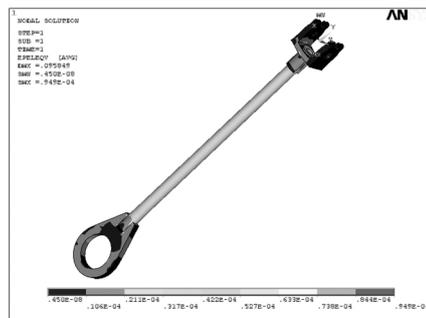


图 12 连杆应变云图

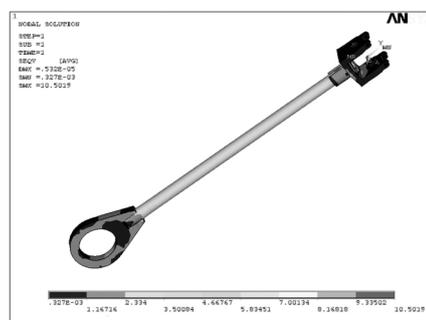


图 13 连杆应力云图

易出现应力集中现象。

4 结束语

本文运用虚拟样机技术与有限元分析相结合的方法 ,得到了抽油机悬点的运动规律、各构件受力情况的仿真曲线图和游梁、连杆的应力应变云图 ,分析了仿真曲线并得到了游梁、连杆的变形量和应力集中位置等 ,为 C - 456D - 305 - 144 抽油机的优化设计打下了一定的基础 ,也为常规型抽油机的改进和设计提供了理论研究与分析方法。

参考文献:

- [1] 张晓东,贾国超. 关于我国抽油机发展的几点思考[J]. 石油矿场机械 2008 37(1): 24 - 27.
- [2] LIU X ,XU J. The method of energy saving in beam pumping u-

- nit based on genetic algorithm[J]. Aasri Procedia ,2012 (3) : 441 - 447.
- [3] 马武. C - 912D - 365 - 168 抽油机的机械节能研究 [D]. 兰州: 兰州理工大学 2013.
- [4] 邢延方. CYJY14 - 6 - 89HF 抽油机结构分析及改进 [D]. 大庆: 东北石油大学 2010.
- [5] 王新. 虚拟样机技术在抽油机设计中的应用研究 [D]. 乌鲁木齐: 新疆大学 2006.
- [6] 刘颖. 在役游梁式抽油机优化设计的研究 [D]. 大庆: 东北石油大学 2007.
- [7] 李玉. 游梁式抽油机动力学仿真方法研究 [D]. 秦皇岛: 燕山大学 2010.
- [8] 张力, 邢金玲. 基于虚拟样机技术的抽油机优化设计 [J]. 石油工业计算机应用 2013(4) : 43 - 45.

Dynamic simulation of conventional pumping unit and finite element analysis of key components

Xu Guangyi , Zhang Li , Jia Cunqian , Zhang Lihua , Han Wenjie

(School of Mechanical and Electrical Engineering ,

Lanzhou University of Technology , Gansu Lanzhou , 730050 , China)

Abstract: Taking C456 - 305 - 144 pumping unit as an example , it uses virtual prototyping technology and ANSYS software to simulate its dynamic character and key components. It describes the kinematic analysis about the C456 - 305 - 144 pumping unit , establishes the three - dimensional model of the whole machine in UG software , obtains the dynamic simulation of the pumping unit in ADAMS , shows the simulation curves of the hanging point of the donkey head , the central support and the support of the beam. Based on analysis , it presents the stress - strain distribution , provides a basis for optimum design of pumping units.

Key words: pumping unit; ADAMS; dynamic simulation; ANSYS