

DOI: 10.3901/JME.2011.15.127

煤层气井有杆泵排采设备悬点载荷变化规律*

刘新福¹ 綦耀光¹ 胡爱梅² 韩军³ 杨磊¹

- (1. 中国石油大学机电工程学院 东营 257061;
2. 中联煤层气国家工程研究中心 北京 100095;
3. 中石油煤层气有限责任公司 北京 100011)

摘要: 煤层气井悬点载荷是标志排采设备工作能力的重要参数。基于有杆泵设备运动特性分析, 建立计算悬点各载荷的数学模型和动力示功图, 并通过现场实例验证, 给出悬点载荷的变化规律和杆管变形情况。结果表明, 煤层气井悬点载荷的计算需要考虑振动载荷和摩擦力的影响; 抽排初期的强排水使悬点载荷变化幅值加大, 稳定生产后, 其变化较小; 煤层气井动载荷和摩擦载荷所占的比例较大, 分别达到 15% 和 5%, 这就加大悬点载荷的变化幅度与不平衡性, 开采中, 静载荷所占比例逐渐增大, 而动载荷所占比例迅速减小, 稳定生产时仅为 2.5%, 此时摩擦力的比例稳定在 3.7% 左右; 另外, 排采设备的杆管总变形量较小, 仅占冲程的 10% 左右, 其中静变形量占较大比例, 而惯性载荷引起动变形量较小, 后期可忽略。该算法首次较为准确地计算出煤层气井有杆泵悬点载荷并用动力示功图直观表达, 为排采设备的设计和选型提供了合理依据。

关键词: 有杆泵 悬点载荷 动载荷 摩擦载荷 示功图

中图分类号: TH123 TE933

Variation of Polished Rod Loads for Sucker Rod Pumps in Coalbed Methane Wells

LIU Xinfu¹ QI Yaoguang¹ HU Aimei² HAN Jun³ YANG Lei¹

- (1. College of Mechanical and Electronic Engineering, China University of Petroleum, Dongying 257061;
2. Coalbed Methane National Engineering Research Center, Beijing 100095;
3. Petro China Coalbed Methane Company Limited, Beijing 100011)

Abstract: Polished rod load is an important parameter to illustrate the operating potential of sucker rod pumping system. Based on the kinetic characteristic of the pump, the mathematical models of polished rod loads and dynamometer cards are obtained in coalbed methane (CBM) wells. Then the variation of polished rod loads and the string deformation are developed by applying the method. The results show that the computation of polished rod loads should consider the vibration and friction loads. The variation range of polished rod load is large due to the heavy water drainage during the prophase while it is small during the steady flow production. The dynamic and friction to polish rod load ratios are calculated to be 15% and 5%, respectively, which increases the variation range. The static load ratio enhances gradually, and the dynamic load ratio decreases rapidly during the prophase and is just 2.5% during the steady flow production, while the friction load ratio becomes 3.7%. Besides, the total string deformation in CBM wells is just 10% of stroke length, which is much smaller than that in oilfields. And the static deformation is relatively large while the dynamic deformation is small in the total deformation. A mathematical model and dynamometer card for the sucker rod pumping system as the result of this work will provide the reasonable basis for designing and selecting sucker rod pumps.

Key words: Sucker rod pump Polished rod load Dynamic load Friction force Dynamometer card

0 前言

煤层气井有杆泵排采设备是由地面驱动设备、

杆管和排采泵为主的有杆抽吸系统实现的^[1], 游梁式抽水机泵装置以其结构简单、耐用、可靠性高、维修方便和费用低等优点而占据着有杆排采地面驱动设备的主导地位^[2]。煤层气井悬点载荷是标志有杆泵设备工作能力的重要参数, 并为正确设计排采设备提供依据。美国石油学会(American Petroleum

* 国家科技重大专项(2011ZX05038-002)和中国石油大学研究生创新基金(CXZD11-09)资助项目。20100811 收到初稿, 20110523 收到修改稿

Institute, API)^[3]提出了计算悬点载荷的校正公式,首先从理论推导出发,再在抽油井上进行检测,由此引进试验校正系数,在煤层气井上进行应用表明,载荷的计算值明显要高于实测值。GIBBS^[4]提出了有杆抽油系统的设计模型,利用计算机模拟的方法来预测悬点载荷,该算法考虑了惯性载荷的影响,而忽略了液柱对柱塞下端的作用力和摩擦力的影响,由此使得计算结果偏低。GIBBS^[5]在文中提及了 MILLS 关于抽排设备悬点载荷计算方法的经验公式,考虑了振动载荷的影响,而忽略了液柱动载和摩擦力的影响,适用于浅井和冲次低的井。这些公式主要是采用常规油气井的分析方法来计算各载荷的极值,由于煤层气井浅、排液量小、冲程小和冲次低的实际情况,与石油天然气矿场差别较大,使得悬点载荷的计算结果与现场值相差较大;另一方面,对煤层气井悬点载荷的研究仍然采用的是采油采气方面的技术和经验,而针对自身开采实际的算法尚没有深入研究,对算法的正确性和准确性也没有充分的现场试验验证,这就影响了地面设备、杆管与动力机的设计与选择。

本文以煤层气井开采实际为研究对象,分析作用在排采设备悬点上的所有载荷,包括静载荷、动载荷和摩擦载荷,通过建立计算模型,得到各载荷的大小和变化规律,并应用实例对算法进行验证。

1 悬点载荷数学模型

有杆泵设备在不同参数下运行时,作用在抽水机悬点上的载荷有静载荷、动载荷和摩擦载荷。

1.1 静载荷计算模型

静载荷是排采设备停机时悬点所受的载荷^[6],与杆柱的运动无关,包括杆柱自重、柱塞上部井液形成的液柱载荷和管外液柱对柱塞下端的压力。排采设备工作时,杆柱作往复运动,杆柱重力始终作用在驴头上且方向向下。上冲程中,游动阀关闭,杆柱不受杆管环空中液体的浮力作用,所以作用在悬点上的杆柱重力 F_G ,是它在空气中的自重;下冲程中,游动阀打开后,井液的浮力作用在杆柱上,此时杆柱重力 F_Y 是它在液体中的重力。由此,上下冲程中悬点承受的杆柱载荷 F_G 和 F_Y 分别为

$$\begin{cases} F_G = A\rho gL = m_GgL \\ F_Y = A(\rho - \rho_w)gL = m_YgL \end{cases} \quad (1)$$

式中 A ——杆柱横截面积
 g ——重力加速度
 L ——杆柱总长度

m_G ——空气中每米杆柱质量

m_Y ——井液中每米杆柱质量

ρ ——杆柱密度

ρ_w ——井液密度

在上冲程中,游动阀关闭,作用在柱塞上的液柱引起的悬点载荷作用方向是向下的;下冲程中,液柱载荷通过固定阀作用在油管上。为此,作用在柱塞上的液体载荷

$$F_L = (A_H - A)\rho_w gL \quad (2)$$

式中, A_H 为柱塞截面积。

另外,悬点还承受油套环空中煤层气柱及液柱对柱塞下端的作用力。图 1 中,上冲程,油管外一定沉没度的液柱及动液面处压力对柱塞下表面产生方向向上的压力;而下冲程中,油管外气柱和液柱对柱塞下端不产生作用力。为此,煤层气柱及液柱对柱塞下端的作用力

$$F_H = F_C + F_G = A_H(\rho_m g h_c + p_G) \quad (3)$$

式中 F_C ——液柱沉没压力对柱塞下端的作用力

F_G ——动液面处压力对柱塞下端的作用力

h_c ——泵的沉没度

p_G ——动液面处的压力

ρ_m ——环空中液柱密度

上下冲程中,静载荷 F_{JS} 和 F_{JX} 分别为

$$\begin{cases} F_{JS} = F_G + F_L - F_H \\ F_{JX} = F_Y = m_Y gL \end{cases} \quad (4)$$

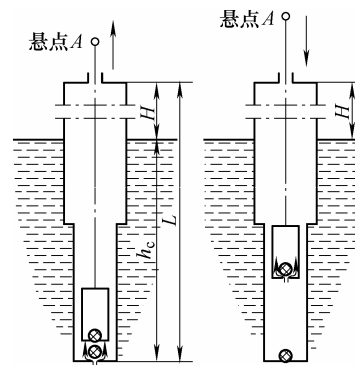


图 1 油管外液柱对柱塞下端作用示意图

1.2 动载荷计算模型

动载荷是悬点运动时所受的载荷,包括杆柱和液柱变速运动所产生的惯性载荷和振动载荷^[7]。

工作中,悬点带着杆柱和液柱作变速运动^[8],从而产生杆柱和液柱的惯性力。忽略杆柱和液柱的弹性影响,认为二者运动规律和悬点完全一致,故其惯性力和悬点加速度成正比。上冲程中,杆柱带着液柱运动,而下冲程中,液柱不随杆柱运动,则上下冲程中悬点惯性载荷 F_{QS} 和 F_{QX} 分别为

$$\begin{cases} F_{QS} = \left[1 + \frac{\rho_w}{\rho} \frac{(A_H - A)^2}{A(A_G - A)} \right] a_A \rho A L \\ F_{QX} = a_A \rho A L \end{cases} \quad (5)$$

式中 A_G ——油管流通断面面积
 a_A ——悬点 A 的加速度

作用于悬点的惯性载荷大小和方向随加速度不断变化。由此，上下冲程中，悬点最大惯性载荷 F_{QSD} 和 F_{QXD} 分别为

$$\begin{cases} F_{QSD} = (1 + C) \frac{F_G}{g} a'_{\max} = (1 + C) \frac{\pi^2 K F_G}{1800g} n^2 S \\ F_{QXD} = \frac{F_G}{g} a_{\max} = \frac{\pi^2 F_G}{1800g} n^2 S \end{cases} \quad (6)$$

$$C = \frac{F_L}{F_G} \varepsilon = \frac{\rho_w}{\rho} \frac{(A_H - A)^2}{A(A_G - A)} \quad (7)$$

式中 K ——比例系数，通常取为 1.40~1.55
 N ——冲程次数
 S ——悬点冲程长度
 a_{\max} ——把悬点看作简谐运动的最大加速度
 a'_{\max} ——悬点实际最大加速度
 ε ——流通断面扩大引起液柱加速度降低的系数(图 2)

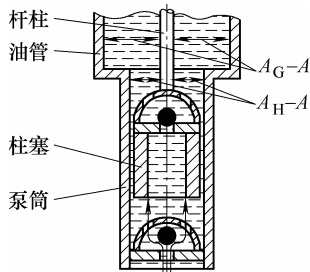


图 2 油管流通断面扩大图

实际上由于杆柱和液柱的弹性变形，杆柱和液柱各点的运动与悬点并不一致，我国煤层气井较浅，通常在 1.0 km 以内，为此可以按悬点最大加速度来计算惯性载荷。

杆柱是弹性体，可看成一根长弹簧，煤层气排采的静变形结束瞬间，杆柱突然加上或卸去液柱重力，必然会发生不同程度的弹性振动，为此基于弹性体振动理论，建立杆柱振动模型。现以悬点为坐标原点，将整个杆柱的振动问题简化成一端固定、一端自由细长杆的纵向振动^[9-10]。在静变形结束瞬间发起的杆柱纵向振动可用波动方程来描述

$$\frac{\partial^2 \mu(x,t)}{\partial t^2} = c_e^2 \frac{\partial^2 \mu(x,t)}{\partial x^2} \quad (8)$$

式中 c_e ——杆柱中弹性纵波的传播速度

t ——从变形开始时的时间
 x ——自悬点 A 到杆柱任一截面的距离
 μ ——杆柱任一截面的弹性位移
 杆柱振动的初始条件为

$$\mu|_{t=0} = 0 \quad \left. \frac{\partial \mu}{\partial t} \right|_{t=0} = -v_r \frac{y}{L}$$

式中 v_r ——静变形结束瞬间杆柱下端对悬点的相对速度
 y ——静变形结束瞬间杆柱的纵向变形量
 杆柱振动的边界条件为

$$\mu|_{x=0} = 0 \quad \left. \frac{\partial \mu}{\partial x} \right|_{x=L} = 0$$

用分离变量法求解波动方程，得到杆柱自由纵向振动在悬点上引起的振动载荷

$$F_V = \frac{8EA v_r}{\pi^2 c_e} \sum_{n=0}^{\infty} \frac{(-1)^n}{(2n+1)^2} \sin(2n+1)\omega_0 t \quad (9)$$

式中 E ——杆柱弹性模量
 ω_0 ——振动的角频率

振动载荷是 $\omega_0 t$ 的周期函数，周期为 2π 。振动载荷 $F_V = f(\omega_0 t)$ 随转角 $\omega_0 t$ 的变化关系见图 3。

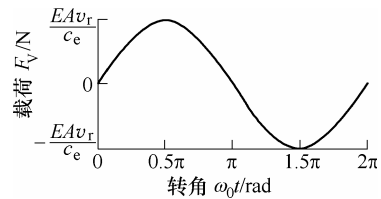


图 3 振动载荷随曲柄转角的变化规律

最大振动载荷发生在 $\omega_0 t = 0.5\pi, 2.5\pi, \dots$ 。实际中，由于煤层气井存在各种阻力，振动的振幅在冲程进行过程中逐渐变小，因此最大值发生在 0.5π 处。由此，杆柱振动的最大载荷

$$F_{VD} = \frac{\pi n L A}{30 c_e} \left[\frac{(F_{JS} - F_{JX})(A_B + A)}{A_B A} - \frac{\rho(CK + K + 1)}{365} n^2 S L \right] \quad (10)$$

式中， A_B 为油管管壁横截面积。

上冲程中，动载荷对悬点载荷有增大作用，而下冲程中，却使悬点载荷进一步减小。

1.3 摩擦载荷计算模型

有杆泵设备悬点所承受的摩擦载荷主要包括杆管、液柱和柱塞间的相互作用力。杆柱与管柱间的摩擦力 f_i 数值不大，不会超过静载荷中杆柱重力的 1.5%，而且该摩擦力不随抽吸速度($n \cdot S$)变化，其值可按 $1.5\% \times F_G$ 来计算。根据煤层气开采实际经验，

我国煤层气井泵径通常不超过 70 mm, 柱塞与泵筒间的半干摩擦力 f_2 的值一般小于 1 700 N, 且其值也不随抽吸速度变化, 可由式(11)^[10]计算得到

$$f_2 = 0.94 \frac{D_H}{\delta'} - 140 \quad (11)$$

式中 D_H ——柱塞截面直径
 δ' ——柱塞与泵筒间的单面间隙

上冲程中, 杆柱带着液柱运动, 二者无相对运动, 不产生摩擦。杆柱与液柱间的摩擦发生在下冲程, 摩擦力 f_3 方向向上, 其值主要取决于杆柱长度、运动速度 v 和井液黏度 μ_w , 由式(12)^[11]近似计算

$$f_3 = 2\pi\mu_w L \frac{K_2^2 - 1}{(K_2^2 + 1)\ln K_2 - (K_2^2 - 1)} v_{\max} \quad (12)$$

式中, K_2 为油管内径 D 与杆柱直径 d 之比。

最大速度 v_{\max} 可按悬点最大运动速度近似计算, 其值与冲次和冲程有关, 采用把悬点看作简谐运动的近似公式, 则式(12)可简化为

$$f_3 = \frac{\pi^2}{30} \frac{\mu_w L (K_2^2 - 1)}{(K_2^2 + 1)\ln K_2 - (K_2^2 - 1)} nS \quad (13)$$

上冲程中, 液柱随杆柱上行, 液柱与管柱间发生相对运动而产生方向向下的摩擦力 f_4 , 使悬点载荷增大; 而下冲程中, 液柱通过固定阀作用在油管上, 二者间没有相对运动, 不产生摩擦力。由于井液中的主要介质是水, 其黏度小于油井中的油介质, 故摩擦力 f_4 通常不会超过 f_3 的 77%。对于煤层气井, 井液通过游动阀产生的阻力 f_5 往往是造成杆柱下部弯曲的主要原因, 对悬点载荷也造成不可忽略的影响。在抽吸过程中, 通过阀的液流速度随柱塞运动速度而变, 柱塞的运动可看作类似悬点的简谐运动, 即 $v_H(t) = 0.5\omega S \sin\omega t$, 在不考虑杆柱弹性变形的情况下, 可以得到由井液通过游动阀的压头损失而产生的柱塞下行阻力

$$f_5 = A_f \rho_w g s_v = \frac{\pi^2 \rho_w}{7200 \delta_v^2} \frac{A_H^3}{A_f^2} (nS)^2 \quad (14)$$

式中 A_f ——泵阀阀孔的截面积

s_v ——压头损失

δ_v ——泵阀流量系数

$$\delta_v = \frac{\pi d_f n S}{3.9 \times 10^6 v_w A_f} \frac{A_H}{A_f}$$

v_w ——井液运动黏度

d_f ——游动阀座孔直径

上冲程中, 杆柱带着液柱运动, 液柱与管柱间发生相对运动, 而下冲程中, 液柱通过固定阀作用在油管上, 杆柱与液柱间发生相对运动。由此, 上冲程中, 作用于悬点上的摩擦载荷 f_s 是由摩擦力 f_1 、

f_2 和 f_4 合成, 作用方向向下, 故使悬点载荷增大; 下冲程中, 作用于悬点上的摩擦载荷 f_x 是由摩擦力 f_1 、 f_2 、 f_3 和 f_5 合成, 作用方向向上, 使悬点载荷减小, 即

$$\begin{cases} f_s = f_1 + f_2 + f_4 \\ f_x = f_1 + f_2 + f_3 + f_5 \end{cases} \quad (15)$$

1.4 确定悬点载荷

确定静载荷、动载荷和摩擦载荷后, 便可得到悬点总载荷。上下冲程中悬点载荷随时间的变化而变化, 示功图可以反映其具体的变化规律。工作中, 动载荷和摩擦载荷在上冲程中增大了悬点载荷, 下冲程中使悬点载荷减小, 这就加大了载荷的变化幅度与不平衡性。悬点最大载荷 F_D 发生在上冲程静变形结束瞬间, 等于静载荷与动载荷和摩擦载荷之和, 而最小载荷 F_X 发生在下冲程静变形结束瞬间, 等于静载荷减去动载荷和摩擦载荷, 即

$$\begin{cases} F_D = F_{JS} + F_{QSD} + F_{VD} + f_s \\ F_X = F_{JX} - F_{QXD} - F_{VD} - f_x \end{cases} \quad (16)$$

2 悬点载荷变化规律

2.1 杆柱和管柱变形情况

在排采设备的工作循环中, 上死点和下死点为上下冲程间的转折点, 在这一转折瞬间杆柱和管柱所承受的载荷发生了变化, 下死点处载荷由下冲程的 F_{JX} 变为上冲程的 F_{JS} , 变化的载荷 $\Delta F = F_{JS} - F_{JX}$ 引起杆柱的伸长和管柱的缩短; 而上死点处载荷由上冲程的 F_{JS} 变为下冲程的 F_{JX} , 变化的载荷 ΔF 引起杆柱的缩短和管柱的伸长。由悬点静载荷引起的杆管静变形 λ_j 可由杆柱变形量 λ_z 和管柱变形量 λ_G 之和来确定, 它使泵柱塞的有效冲程长度要比悬点冲程长度 S 要小, 其值可由式(17)计算

$$\lambda_j = \lambda_z + \lambda_G = \frac{(F_{JS} - F_{JX})L}{E} \left(\frac{1}{A} + \frac{1}{A_B} \right) \quad (17)$$

在动载荷作用下, 杆柱承受着随时间而变化的循环载荷。最大惯性载荷发生在上死点和下死点, 上死点处惯性载荷向上, 减小杆柱重力, 杆柱缩短, 柱塞因而产生附加冲程长度; 下死点处该载荷向下, 增加杆柱重力, 杆柱伸长, 柱塞再次产生附加冲程长度。惯性载荷是沿杆柱均匀分布的质量力, 可简化为杆柱重心的集中力, 由此可知, 由于惯性载荷引起的杆管动变形量

$$\lambda_D = 2.79 \times 10^{-4} \frac{F_G (CK + K + 1)}{EA} n^2 SL \quad (18)$$

上下冲程中, 杆管静变形使得柱塞有效冲程长

度 S_Y 比悬点冲程长度 S 减少了 λ_J ，同时惯性载荷在上下死点处产生的动变形量使得 S_Y 增加了 λ_D 。

2.2 煤层气井动力示功图

依据静载荷、动载荷和摩擦载荷以及杆管变形，便可得到悬点载荷在工作循环中随位移的变化规律，并用动力示功图^[12]直观表现，见图 4。

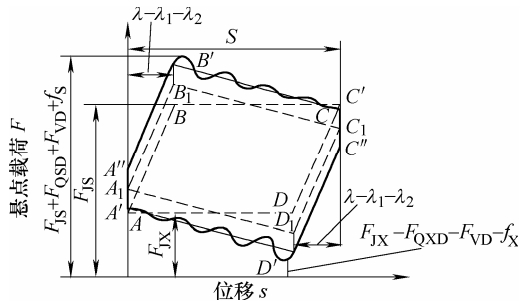


图 4 煤层气井的动力示功图

煤层气井较浅和排采设备冲次较低时，示功图可通过动力仪近似测得，井深较大时，则需要依据上述算法获得给定煤层气井的动力示功图。该示功图充分考虑了惯性载荷、振动载荷和摩擦载荷的影响，由此得到的悬点载荷变化情况能够满足煤层气井有杆排采系统现场实际的需要。

3 模型应用与分析

利用该算法对鄂尔多斯盆地三交区块 SJ-P001-2

煤层气井有杆泵设备悬点所承受的各载荷进行计算。该井在完井和压裂后，进行连续排水采气，积累了丰富的基础资料。煤层原始参数和排采参数取值为杆柱长 655 m，油管直径 73.02 mm，油管壁厚 7.82 mm，柱塞直径 44 mm，杆柱直径 19 mm，杆柱单位质量 2.35 kg/m，井液中杆柱单位质量 2.06 kg/m，井液密度 1 010 kg/m³。与常规油气的开采明显不同，按照煤储层中发生的物理过程，煤层气的开采大致经历三个阶段，依次是单相水流动、气水两相流动和单相气体流动^[13]。在各开采过程中系统各独立变量是不断变化的，计算时采用相对稳定段的测试数据。对于给定的煤层气井，影响悬点载荷的各变量取值见表 1。

表 1 所选煤层气井的各排采参数数据表

液面高 <i>H/m</i>	井底压力 <i>p_{wf}/MPa</i>	液柱密度 <i>ρ_m/(kg·m⁻³)</i>	冲次 <i>n/min⁻¹</i>	悬点冲程 <i>S/m</i>
456.5	2.629	968	9.0	1.50
545.0	1.892	856	6.5	1.50
630.4	0.905	512	3.8	1.50
648.9	0.644	763	2.4	1.50

3.1 结果与分析

应用该算法，对所选煤层气井不同开采时间稳定段的悬点载荷值进行计算，排采设备悬点所承受各载荷和杆管变形量的计算结果见表 2。

表 2 所选煤层气井悬点所承受的各载荷值和杆管变形量

冲程	杆柱重 <i>F_G/kN</i>	液柱重 <i>F_L/kN</i>	柱塞力 <i>F_H/kN</i>	静载荷 <i>F_J/kN</i>	惯性载荷 <i>F_Q/kN</i>	振动载荷 <i>F_V/kN</i>	动载荷 <i>F_D/kN</i>	摩擦载荷各分力					摩擦载荷 <i>f/kN</i>	静变形量 <i>λ_J/mm</i>	动变形量 <i>λ_D/mm</i>
								<i>f₁/N</i>	<i>f₂/N</i>	<i>f₃/N</i>	<i>f₄/N</i>	<i>f₅/N</i>			
上冲程	15.400	13.500	6.480	22.420	2.170	1.760	3.930	240	850	0	18	0	1.108	115	18.0
	15.400	13.500	4.660	24.240	1.140	1.200	2.340	240	850	0	12	0	1.102	138	10.0
	15.400	13.500	2.230	26.670	0.390	0.820	1.210	240	850	0	7	0	1.097	169	3.0
	15.400	13.500	1.590	27.310	0.160	0.590	0.750	240	850	0	4	0	1.094	177	1.0
下冲程	13.500	0	0	13.500	1.030	1.760	2.790	240	850	20	0	340	1.450	115	18.0
	13.500	0	0	13.500	0.540	1.200	1.740	240	850	14	0	180	1.284	138	10.0
	13.500	0	0	13.500	0.190	0.820	1.010	240	850	9	0	70	1.169	169	3.0
	13.500	0	0	13.500	0.080	0.590	0.670	240	850	5	0	30	1.125	177	1.0

表 3 为采用不同预测方法对 SJ-P001-2 煤层气井悬点载荷进行计算的结果。可以看出，API 算法依据多口抽油井上的检测结果得出试验校正公式，应用于工况不同的煤层气井时，悬点载荷的计算值比实测值平均高出 12%；GIBBS 算法由于忽略液柱对柱塞的作用力和摩擦力的影响，其预测结果的误差较大，平均误差达到 10% 以上；MILLS 算法适用于浅井和冲次低的井，在排采设备冲次高时，预测结果的误差偏大，最大误差达到 30% 以上。而本文的算法由于综合考虑了静载荷、动载荷和摩擦载荷

的影响，悬点载荷的计算结果具有较高精度。

通过分析表 2 和表 3 的计算结果，可以得到煤层气井悬点所承受各载荷值的变化情况和杆管的变形量，见图 5 和图 6。

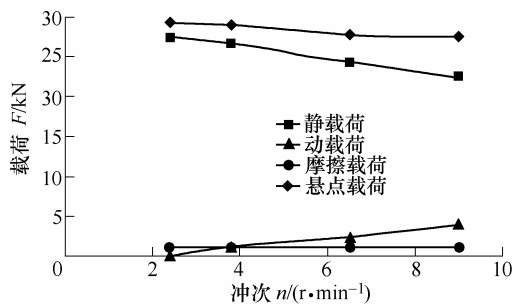
图 5 给出了 SJ-P001-2 煤层气井排采设备在上下冲程中悬点各载荷极值的变化情况。该井开采过程中，冲次从 9.0 r·min⁻¹ 降到 2.4 r·min⁻¹，上冲程中，悬点静载荷值从 22.42 kN 上升到 27.31 kN，动载荷值从 3.93 kN 降到 0.75 kN，摩擦力幅值变化较小，其均值为 1.10 kN，而悬点最大载荷值则由

27.46 kN 增大到 29.16 kN。下冲程中，动载荷值从 2.79 kN 下降到 0.67 kN，摩擦力从 1.45 kN 降到 1.125 kN，而悬点最小载荷值却由 9.26 kN 上升到 11.705 kN。上冲程中，动载荷和摩擦载荷对悬点载

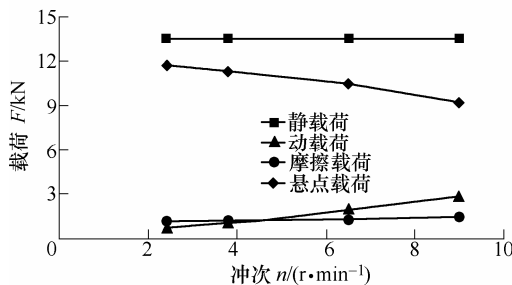
荷有增大作用，而下冲程中，则使悬点载荷进一步减小，这就加大了悬点载荷的变化幅度与不平衡性，使排采设备功率消耗大大增加。

表 3 不同悬点载荷预测方法的计算值与实测值的对比

冲程	杆管总变形量 λ/mm	柱塞冲程 S_p/m	实测悬点载荷 F/kN	本文算法		API 算法		GIBBS 算法		MILLS 算法	
				悬点载荷	相对误差	悬点载荷	相对误差	悬点载荷	相对误差	悬点载荷	相对误差
				F/kN	$E/\%$	F/kN	$E/\%$	F/kN	$E/\%$	F/kN	$E/\%$
上冲程	97	1.403	27.120	27.460	-1.25	31.070	-14.56	31.750	-17.06	29.950	-10.41
	128	1.372	27.430	27.690	-0.95	30.040	-9.52	30.960	-12.86	29.450	-7.35
	166	1.334	28.880	28.980	-0.35	29.290	-1.42	30.100	-4.24	29.090	-0.72
	176	1.324	29.110	29.160	-0.17	29.060	0.18	29.660	-1.89	28.970	0.47
下冲程	97	1.403	9.370	9.260	1.17	12.470	-33.08	9.240	1.41	12.580	-34.30
	128	1.372	10.580	10.475	0.99	12.960	-22.50	9.480	10.36	13.020	-23.09
	166	1.334	11.370	11.320	0.45	13.310	-17.06	9.750	14.25	13.340	-17.30
	176	1.324	11.740	11.705	0.30	13.420	-14.31	9.890	15.77	13.430	-14.44



(a) 上冲程中悬点的各载荷极值



(b) 下冲程中悬点的各载荷极值

图 5 工作中悬点各载荷极值的变化情况

图 6 给出了煤层气井悬点各载荷值与总载荷值的比值以及柱塞有效冲程与悬点冲程的比值。可以看出，煤层气井开采的前期，排采设备的强排水保证动液面短期内迅速降低，以便尽早产气，使得悬点载荷的变化较大；进入稳定生产后，动液面相对稳定，悬点载荷变化较小。依据表 3 的统计结果，该井悬点载荷从抽排初期的 27.46 kN 增大到两相流动阶段的 28.98 kN，变化幅值为 1.52 kN，接着上升到单相气体流动阶段的 29.16 kN，变化幅值仅为 0.18 kN。

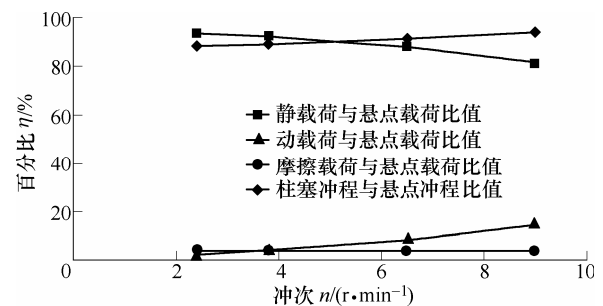


图 6 所选煤层气井计算结果的分析

煤层气井中，对悬点载荷起主要作用的是静载荷，而且随着开采的进行，静载荷所占比例逐渐增大。图 6 中，悬点静载荷所占的比例由开采前期的 81.6% 上升到后期的 93.6%。

动载荷的影响相对较小，所占比例也较小，但不可忽略。排采设备的冲程较小，冲次在开采中不断调低，由此，随着开采的进行，动载荷所占比例迅速减小，稳定生产后，较低的冲次使得悬点加速度较小，动载荷的影响就更小。图 6 中，动载荷占悬点总载荷的比例，由抽排初期的 14.3% 减小为气水两相流动阶段的 4.1%，最后降到单相气体流动阶段的 2.5%。

摩擦载荷在总载荷中所占比例也相对较小，且不可忽略，这是由于采出液的主要成分是水，而不是有润滑作用的油，由此造成杆管、液柱和柱塞间的摩擦力较大，并且进入稳定生产后，摩擦载荷的影响将逐渐超过动载荷。图 6 中，摩擦载荷占总载荷的比例在抽排初期时为 4%，进入气水两相流阶段后，则稳定在 3.7% 左右。

3.2 悬点载荷变化情况

依据所分析的悬点各载荷变化情况和表 3 的计算结果，可以得到三交区块 SJ-P001-2 煤层气井在

整个抽排历史不同开采阶段的动力示功图(图7), 包括单相水流动、气水两相流动和单相气体流动阶段的典型示功图, 这些示功图充分揭示煤层气井悬点载荷的变化规律。

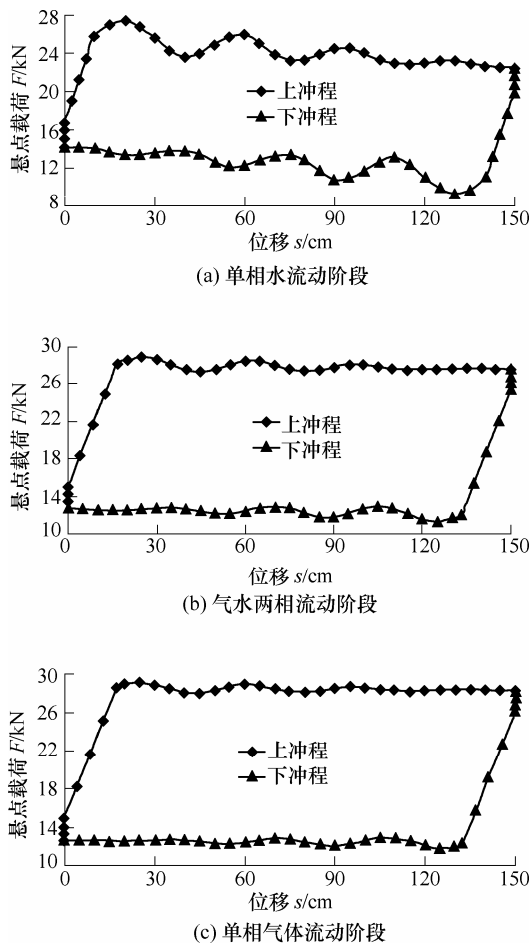


图7 该井各开采阶段的典型动力示功图

图7表明, 相比于油气田开采, 煤层气井较浅, 悬点载荷值较小, 由此杆管的静变形和动变形量非常小, 使得杆管总变形量较小。图7中, 整个抽排过程中, 杆管变形总量与冲程的比值始终不超过12%, 其均值仅为9.4%左右。而且, 悬点静载荷占总载荷的绝大部分比例, 使得杆管静变形量相对较大; 排采设备冲程较小, 冲次较低, 使得惯性载荷引起的杆管动变形量很小, 而且稳定生产后, 可以忽略。图7中, 杆管静变形量与冲程的比值由开采前期的7.6%增大到后期的11.8%, 而动变形量的比例则由抽排初期的1.2%减小到气水两相流动阶段的0.2%, 最后降到单相气体流动阶段的0.06%。

4 结论

(1) 应用该算法可以准确地给出不同开采时期悬点载荷的变化规律和动力示功图, 完全能够满足

煤层气井测试现场施工的需要, 适用于我国煤层气井浅, 排采设备冲程小, 冲次低的开采实际。

(2) 煤层气井中动载荷和摩擦载荷占总载荷的比例较大, 加大了悬点载荷的变化幅度与不平衡性。悬点载荷的计算既要考虑静载荷和惯性载荷, 同时还要考虑振动载荷和摩擦载荷。

(3) 抽排初期的悬点载荷变化较大, 稳定生产后, 其变化较小。悬点载荷中, 静载荷起主要作用, 并且开采中其所占比重逐渐增大; 而动载荷和摩擦力所占的比例相对较小, 但不可忽略, 随开采的进行, 动载荷的比例迅速减小, 稳定生产后, 其影响已非常小, 此时摩擦力的比例超过动载荷。

(4) 区别于油气田开发, 我国煤层气井较浅, 杆管总变形量明显较小。而且, 杆管总变形量中, 静变形量相对较大, 而惯性载荷引起的动变形量明显较小, 稳定生产后, 常可忽略。

参 考 文 献

- [1] VICKI A H, PAUL S S. A guide to coalbed methane operations[M]. Alabama, Birmingham: Gas Research Institute, 2002.
- [2] 杨冬平, 高学仕, 戴扬. 双驴头抽油机变参数柔性连杆机构动态仿真系统[J]. 机械工程学报, 2010, 46(9): 59-65.
YANG Dongping, GAO Xueshi, DAI Yang. Exact analysis on beam pumping unit[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2010, 46(9): 59-65.
- [3] HEIN N W, HERMANSON D E. A new look at sucker rod fatigue life[C]//The 88th Annual Technical Conference and Exhibition, Houston, Texas, USA, October 3-6, 1993: 439-450.
- [4] GIBBS S G. Predicting the behavior of sucker-rod pumping systems[J]. Journal of Petroleum Technology, 1963, 9(7): 69-78.
- [5] GIBBS S G. A review of methods for design and analysis of rod pumping installations[J]. Journal of Petroleum Technology, 1982, 28(12): 2931-2940.
- [6] 刘新福, 綦耀光, 刘春花. 煤层气井有杆泵排采设备悬点静载荷计算方法[J]. 煤田地质与勘探, 2009, 37(2): 75-78.
LIU Xinfu, QI Yaoguang, LIU Chunhua. Calculating method on static horsehead load of water drainage and gas production equipment[J]. Coal Geology & Exploration, 2009, 37(2): 75-78.
- [7] FIRU L S, CHELU T, PETRE C M. A modern approach to the optimum design of sucker-rod pumping

- system[C]//The SPE Annual Technical Conference and Exhibition, Denver, Colorado, USA, October 5-8, 2003: 1-9.
- [8] LU Yi, TATU Leinonen. Novel hydraulic time-delay coupler for petroleum industry[J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2004, 17(Suppl.): 128-131.
- [9] SUN Jianliang, PENG Yan, LIU Hongmin, et al. Vertical vibration of moving strip in rolling process based on beam theory[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2009, 22(5): 680-687.
- [10] 丁天怀, 李成. 钻井液与钻柱的耦合纵向振动分析[J]. 机械工程学报, 2007, 43(9): 215-219.
DING Tianhuai, LI Cheng. Analysis of coupling axial vibrations between drilling fluids and drillstring[J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2007, 43(9): 215-219.
- [11] 万仁溥, 罗英俊. 采油技术手册[M]. 修订版. 北京: 石油工业出版社, 2008.
- WAN Renfu, LUO Yingjun. A handbook of oil recovery technique [M]. Revised ed. Beijing: Publishing House of Oil Industry, 2008.
- [12] ELCXMEIER J R. Diagnostic analysis of dynamometer cards[J]. Journal of Petroleum Technology, 1967, 13(12): 97-106.
- [13] CLARKSON C R, JORDAN C L, GIERHART R R, et al. Production data analysis of CBM wells[C]//The SPE Rocky Mountain Oil & Gas Technology Symposium, Denver, Colorado, April 16-18, 2007: 101-117.
-
- 作者简介: 刘新福(通信作者), 男, 1983 年出生, 博士研究生。主要研究方向为机械设计理论、煤层气排采技术与工艺。
E-mail: upcdoctor@126.com
- 綦耀光, 男, 1957 年出生, 博士, 教授, 博士研究生导师。主要研究方向为机械设计理论、石油机械、煤层气排采工艺。
E-mail: qi yg57@126.com