

鳞片式锅炉链条起拱问题及预紧力分析

张耀文¹, 王旭东²

(1. 烟台冰轮锅炉有限公司, 山东 烟台 264002; 2 西安电子科技大学 机电工程学院, 陕西 西安 710071)

摘 要: 通过求解悬链线方程和建立上、下链条刚度间的关系, 对鳞片式锅炉链条起拱的力学问题进行了探索, 提出了前驱动锅炉链条设计 & 安全运行的一项指标——临界预紧力及其简单的判断和控制方法。最后, 对前、后轴两种驱动方式进行了比较, 工业锅炉链条炉排采用前轴驱动方式更为合理。

关 键 词: 鳞片式链条炉排; 链条预紧力; 链条刚度; 悬链线

中图分类号: TK223.24 文献标识码: B

1 前 言

目前, 小鳞片式链条炉排均采用前轴驱动方式并依靠预紧力来维持工作面的平整。当预紧力不足, 或经长期运行变得松弛时, 链条便可能起拱, 严重时会上顶坏边夹板和周围的密封结构, 甚至拉断炉链造成停炉事故。为避免这一情况的发生, 操作人员总是将炉链调得足够紧, 显然, 过大的预紧力无论对链条自身还是前后轴系都非常不利。为此, 不断有人对前轴驱动方式提出异议, 有的厂家已有后轴驱动的链条产品问世。那么, 前轴驱动方式是否有其道理, 预紧力在其中发挥怎样的作用, 如何控制, 有关文献均较少涉及, 锅炉链条的设计主要是凭经验和类比。为深入了解链条的运行规律, 我们对前驱动锅炉链条的运行内力问题进行了计算和分析, 提出了判断和控制链条起拱的一项指标——临界预紧力, 并对前、后轴两种驱动方式进行了比较。

2 炉链悬链线方程及其解

存在预紧力 T_0 的静止炉链如图 1 所示。链条内力与悬垂量的关系可用悬链线方程^[1]:

$$y = \frac{a}{2} (e^{\frac{x}{a}} + e^{-\frac{x}{a}}) \quad (1)$$

其中: $a = Q/\rho$, $y = a + y_0$ 。对于具体的链条, ρ 、 x 、 y_0 均为已知或可预设, 由式(1)便可求得 a 以及链条拉力 Q 和 T 。

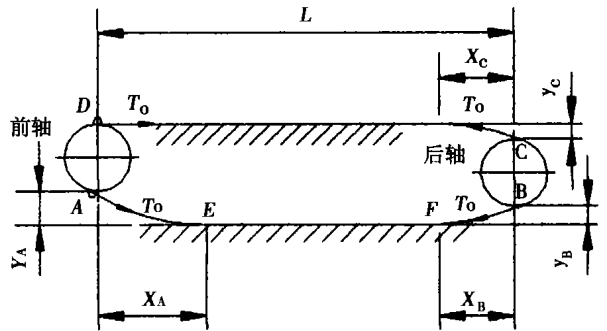


图 1 静止炉链示意图

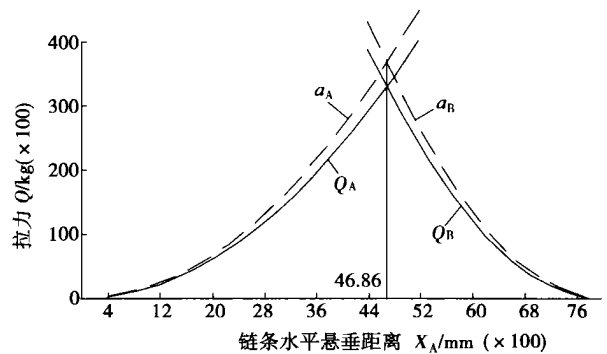


图 2 链条静态拉力 Q 与水平悬垂量 X 的关系

以烟台冰轮锅炉有限公司 20 t/h 锅炉小鳞片式链条炉排为例, $\rho = 0.9 \text{ kg/mm}$, $L = 8000 \text{ mm}$, $y_{0A} = 300 \text{ mm}$, $y_{0B} = 150 \text{ mm}$ 。将数据代入式(1), 分别得到前、后轴悬链线拉力方程:

$$f(a_A) = a_A - \frac{a_A}{2} (e^{\frac{x_A}{a_A}} + e^{-\frac{x_A}{a_A}}) + 300 = 0 \quad (2)$$

$$f(a_B) = a_B - \frac{a_B}{2} (e^{\frac{x_B}{a_B}} + e^{-\frac{x_B}{a_B}}) + 150 = 0 \quad (3)$$

因式(2)、(3)难以直接求解,可采用切线法求出不同悬垂距离时前后轴悬链线方程的近似解 $a_A(a_B)$ 及 $Q_A(Q_B)$, 计算结果示于图 2。

3 链条的刚度问题

具有预紧力的封闭链条的运行内力是一个超静定问题,需要找出其变形协调条件后才能求解。

3.1 上部平链的刚度

根据上部链条链板截面的变化,可将其简化为阶梯拉杆(见图 3), 其刚度为:

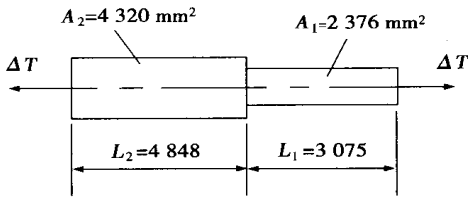


图 3 简化的阶梯拉杆

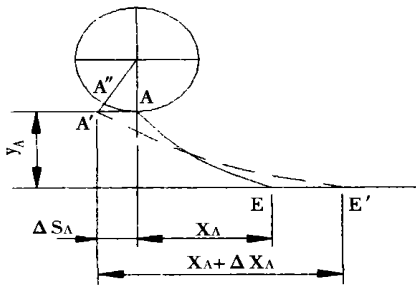


图 4 拉紧前后的 AE 、 $A'E'$ 的位置

$$K_{P上} = \frac{\Delta T_D}{\Delta S_D} = \frac{E}{L_1/A_1 + L_2/A_2} = 8767 \text{ kg/mm}$$

取弹性模量 $E = 20\ 000 \text{ kg/mm}^2$ 。

3.2 下边垂链的刚度

考虑前轴处下部链条被拉紧前后的两个位置 AE 和 $A'E'$ (见图 4), 并用 $\overline{AA'} = \Delta S_A$ 近似代替实际位移弧 AA'' , 由几何关系可得:

$$\overline{\Delta S_A} = \Delta x_A + AE - A'E'$$

其中: Δx_A 为根据计算需要选取的小区间, AE 和 $A'E'$ 分别为链条拉紧前后的垂链弧长^[1], 则前、后轴垂链的变形分别为:

$$\overline{\Delta S_A} = \Delta x_A + \frac{a_{x_A}}{2} \left(e^{\frac{x_A}{a_{x_A}}} - e^{-\frac{x_A}{a_{x_A}}} \right) - \frac{a_{x_A + \Delta x_A}}{2} \left(e^{\frac{x_A + \Delta x_A}{a_{x_A + \Delta x_A}}} - e^{-\frac{x_A + \Delta x_A}{a_{x_A + \Delta x_A}}} \right) \quad (4)$$

$$\overline{\Delta S_B} = \Delta x_B + \frac{a_{x_B}}{2} \left(e^{\frac{x_B}{a_{x_B}}} - e^{-\frac{x_B}{a_{x_B}}} \right) - \frac{a_{x_B + \Delta x_B}}{2} \left(e^{\frac{x_B + \Delta x_B}{a_{x_B + \Delta x_B}}} - e^{-\frac{x_B + \Delta x_B}{a_{x_B + \Delta x_B}}} \right) \quad (5)$$

下边垂链在拉力变化 $\Delta Q = Q_{n+1} - Q_n$ 过程中的总变形 ΔS 为前轴悬链变形 ΔS_A 、后轴悬链变形 ΔS_B 和下部链条弹性变形 ΔL 之和。所以, 小区间内的平均刚度为:

$$K_{P下} = \frac{\Delta Q}{\Delta S} = \frac{Q_{n+1} - Q_n}{\Delta S_A + \Delta S_B + \Delta L} \quad (6)$$

依次计算链条由松弛到被拉紧过程中的各刚度值, 得到下部链条的刚度变化曲线(见图 5)。

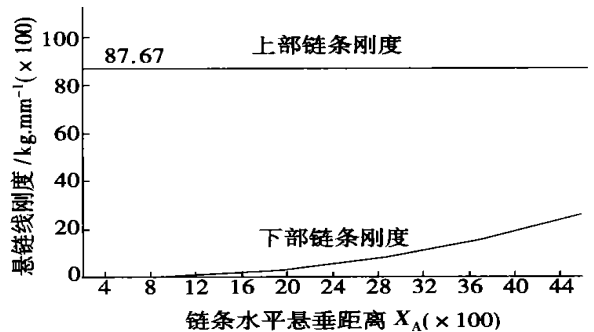


图 5 垂链刚度与水平悬垂量的关系

4 炉链运行时的受力计算

对图 1 所示的链条, 当主动轮顺时针转动时, 链条 A 、 D 两点的拉力将发生如下的变化:

$$T_A = T_0 + \Delta T_A \quad (7)$$

$$T_D = T_0 - \Delta T_D \quad (8)$$

ΔT_A 和 ΔT_D 可根据相同的变形和各自的刚度建立起两者之间的关系式:

$$\Delta T_A / \Delta T_D = K_{P下} / K_{P上} = a \quad (9)$$

分别列出下边链条、后轴和上边链条的受力平衡方程, 联立这些方程可求得链条 D 点的拉力变化 ΔT_D 以及其余各点拉力:

$$\Delta T_D = \frac{1}{a + M} \left[T_0(M - 1) + \frac{(L - x_A - x_B)\rho_1 f_2}{a} \right]$$

$$ML(\rho_1 + \rho_2)f_1] \tag{10}$$

$$T_B = \frac{T_A \cos\theta_A - (L - x_A - x_B)\rho_1 f_2}{\cos\theta_B} \tag{11}$$

$$T_C = \frac{R - f_v r \cos\theta_B}{R + f_v r \cos\theta_C} \cdot T_B \tag{12}$$

其中: $M = \frac{R + f_v r \cos\theta_C}{R - f_v r \cos\theta_B} \cdot \frac{\cos\theta_B}{\cos\theta_A \cdot \cos\theta_C}$;

$$f_v = \frac{f_2}{\sqrt{1 + f_2^2}};$$

R —后轮半径(177 mm); r —后轴半径(60 mm); f_1 —炉排道轨面滚动摩擦系数(0.15); f_2 —炉排底板滑动摩擦系数(0.3); ρ_1 —单位长度炉排重(0.9 kg/mm); ρ_2 —单位长度煤层重(0.27 kg/mm)。

因 $a = \Delta T_A / \Delta T_D$ 在不同的预紧力 T_0 时具有不同的比例关系, 因此, 需设定 T_0 后才能利用式(9)来求解, 计算结果见图 6。

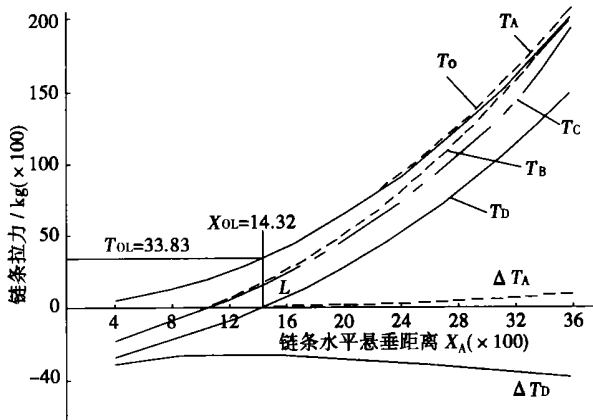


图 6 链条运行拉力与水平悬垂量的关系

5 链条的起拱机理和预紧力分析

由图 6 可见, 链条中各点受力以 T_A 最大, T_B 、 T_C 次之, T_D 最小。从链条完全松弛开始, B 、 C 、 D 各点均要经历一段拉力为负(受压)的过程, 且尤以 D 点最为严重。在正常的预紧力范围内, 下部链条的刚度值仅为上部链条的 1% ~ 2%, 对主动轮的同一转角, 上部链条拉力的减小量远大于下部链条拉力的增加量, 使得上边链条的预紧力迅速下降, 甚至变成压力使链条拱起, 而下部链条的拉力增量 ΔT_A 很小, 不足以将堆起的链条及时拉走, 这就是前驱动锅炉链条当预紧力不足时容易起拱的内在原因。

对于柔性的链条来说, 受压即具有了失稳(起拱)的可能性, 因此链条正常运行的条件应为 $T_D \geq 0$ 。为突出 D 点受力状态对链条运行的影响, 我们把

$T_D = 0$ 的点叫做链条失稳或起拱的临界点, 其对应的预紧力 T_{0L} 叫做链条的临界预紧力。联立式(8)、(10), 令 $T_D = 0$, 并注意 $1 + a \approx 1$, 可得到本例链条的临界预紧力:

$$T_{0L} = \frac{(L - x_A - x_B)\rho_1 f_2}{\cos\theta_A} + ML(\rho_1 + \rho_2)f_1 \tag{13}$$

可见, 前驱动锅炉链条的临界预紧力仅与链条炉排的结构和运行摩擦状态有关, 与外力无关。对某种定型的链条产品, 临界预紧力是其固有的一种属性。在链条设计时, 可根据式(13)所反映的函数关系, 努力降低理论临界预紧力, 以便链条能够在较低的应力条件下工作。

当 $T_D > 0$ 以后, 链条便始终处于受拉状态而不再起拱, 但过大的预紧力必然会影响链条自身和整个轴系的使用寿命。因此, 在运行中应设法将实际预紧力控制在略高于临界预紧力的一个合理范围内, 在目前普遍未采用先进检测手段的条件下, 可利用链条悬垂距离与拉力的对应关系来判断和控制预紧力的大小。试验和运行结果表明, 对一般链条, 以不起拱时的悬垂距离为起点, 继续加长 100 ~ 200 mm 应属合理范围。

我们还可得知, 下边链条 A 点的实际拉力 T_A 与预紧力 T_0 在数值上非常接近。据此, 我们认为锅炉前驱链条的移动, 主要是依靠静态下所施加的预紧力, 链轮的驱动运动只是打破链条 A 、 D 两点原有的平衡, 平衡破坏之后, 预紧力便充当了实际上的驱动力。若预紧力不足, 即使有链轮的驱动, 链条也不能正常运转。因此, 预紧力在锅炉前驱动链条的运行中发挥着极其重要的作用, 必不可少。

链条静止时, 前后轴均受到预紧力 $2T_0$ 的作用, 链轮转动后, 上部链条 D 点处的预紧力迅速下降至接近于零, 前轴只剩下部链条的拉力 $T_A \approx T_0$, 后轴受力也随之变化, 可见, 运转条件下前后轴系的受力比起静态时反而减小了, 约为静态时的一半多一点。

6 关于后轴驱动方式

为解决前驱链条容易起拱的问题, 有人提出采用后轴驱动方式。在此, 我们对此问题也作一简单讨论。仍取图 1 所示的链条, 将主动轮和从动轮对调, 可由系统平衡方程求得后驱动链条各点的拉力:

$$T_{B后} \approx 0$$

$$T_{A后} = \frac{(L - x_A) \rho_1 f_2}{\cos \theta_A}$$

$$T_{D后} = \frac{(L - x_A) \rho_1 f_2}{\cos \theta_A} \cdot \frac{R + f_v r \cos \theta_A}{R - f_v r}$$

$$T_{C后} = \frac{(L - x_A) \rho_1 f_2}{\cos \theta_A} \cdot \frac{R + f_v r \cos \theta_A}{R - f_v r} + L(\rho_1 + \rho_2) f_1$$

将数据代入后求得 $T_{A后} = 2053 \text{ kg}$ 、

$T_{D后} = 2259 \text{ kg}$ 、 $T_{C后} = 3663 \text{ kg}$ 。

结果表明,后轴驱动时的最大拉力 $T_{C后}$ 比前轴驱动时的临界预紧力 T_{OL} 大一些,因为后轴驱动时链条没有预紧力的作用,下部链条平拖部分的长度增大,链条与底板间为滑动摩擦,因此产生了较大的摩擦阻力。比较两种驱动方式的各点拉力看出,后轴驱动方式下,链条的高应力部分均工作于上部高温区。例如,后轴驱动时 C 点的拉力比前轴驱动时(临界预紧力条件下)要大 2000 kg ,相比之下,后轴驱动方式不仅链条受力大,工作条件也更加恶劣,因此,工

业锅炉的链条炉排采用前轴驱动方式更为合理。

7 结 论

(1) 前驱动锅炉链条起拱的原因在于上下链条的刚度存在着巨大的差异。

(2) 在设计时应尽量使链条具有较小的临界预紧力;在运行中,应使前驱动链条的实际预紧力略大于临界预紧力,预紧力的大小可通过链条的悬垂距离来判断和调节。

(3) 合理的预紧力不会增加前驱动链条的运行负担。

(4) 对锅炉链条来说,前轴驱动方式优于后轴驱动方式。

参考文献:

[1] 樊映川. 高等数学讲义[M]. 北京: 人民教育出版社, 1964.

(上接第 298 页)

开度位于 75° 时, 流场中除了失速成份外, 出现了较为显著的进口涡流。进口涡流的频率与流量之间较大的变化梯度也可以从图中清楚地看出, 这也是区分旋转失速和进口涡流的最显著的特征之一。在此开度下, 压力侧失速成份幅度较其他开度下变得不稳定, 随管网阻力条件的变化存在较大的波动, 但总的趋势是稳定的, 频率较为稳定。脉动幅度在趋势上是随流量减小, 先是缓慢的减小, 最后逐渐消失。相比 60° 开度的情况而言, 失速的频率变化范围有所增加, 大流量区的频率接近于 $1.3f_r$ 。

5 结 论

(1) 通过对离心风机叶栅的流场进行定性分析, 分析了压力侧失速的形成机理, 在此基础上, 对于 4-73No8D 风机进行了实验研究, 发现 4-73 风机存在压力侧失速现象。

(2) 对时域定位能力较差的正交谐波小波进行了频域光滑处理, 在对风机旋转失速的分析中引入非正交的改进谐波小波变换。通过谐波小波分析, 对于压力侧失速的频率特性和时频特性进行了分析, 进而也证明了谐波小波变换对于离心风机旋转失速特性分析的有效性。

(3) 压力侧失速出现在导流器开度较小的大流量区域, 对于 4-73 风机在开度小于 45° 出现, 在 60° 的强度最大。

(4) 压力侧失速的出现会引起风机的机壳、叶片等和连接管道的非稳态空气动力激振, 与现场风机当导流器开度调节到一定程度出现的剧烈振动存在内在联系有待进一步研究。

参考文献:

- [1] MADHAVAN S, WRIGHT T. Rotating stall caused by pressure surface flow separation on centrifugal fan blades [J]. *ASME Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 1985, 107: 775-781.
- [2] 侯军虎, 王松岭, 王 强, 等. 基于小波变换的离心风机弱失速特征分析 [J]. *热能动力工程*, 2003, 18(3): 280-284.
- [3] 沈天耀. 离心叶轮的流理论基础 [M]. 杭州: 浙江大学出版社, 1986.
- [4] NEWLAND D E. Wavelet analysis of vibration, part 1: Theory [J]. *ASME Journal of Vibration and Acoustics*, 1994, 116: 409-416.
- [5] NEWLAND D E. Wavelet analysis of vibration part 2: Wavelet maps [J]. *ASME Journal of Vibration and Acoustics*, 1994, 116: 417-425.
- [6] NEWLAND D E. Ridge and phase identification in the frequency analysis of transient signals by harmonic wavelets [J]. *ASME Journal of Vibration and Acoustics*, 1999, 121: 149-155.
- [7] 李瑰贤, 周 铭, 韩继光, 等. 改进谐波小波及其在振动信号时频分析中的应用 [J]. *振动工程学报*, 2001, 14(4): 388-391.

The structure of a gas-filled heat-pipe air preheater is analyzed along with a description of its applications. By using a flat interface model it is possible to determine the effective length of a gas-filled heat pipe cooling section. Under the condition of identical initial parameters the gas-filled heat-pipe heat exchangers and those not being gas-filled are tested and the difference among the heat-pipe minimum operating-control temperature, exhaust gas temperature and heat exchange area is analyzed. The results of industrial tests and practical use indicate that under off-design operating conditions and when firing coal of high sulfur content (5% - 7%) the gas-filled heat-pipe air preheaters excel in corrosion-prevention and ash-fouling resistance performance. **Key words:** gas-filled heat pipe, air preheater, corrosion prevention, ash fouling resistance

2.8 MW 热水链条锅炉改烧水煤浆燃烧试验分析 = **The Combustion Test and Analysis of a 2.8MW Hot-water Traveling-grate Boiler Retrofitted for Firing Coal-water Slurry** [刊, 汉] / XIE Yong-gang, ZHAO Xiang (Institute of Thermal Power Engineering under the Zhejiang University, Hangzhou, China, Post Code: 310027), ZHANG Chuan-ming, WANG Feng-yin (Xinwen Mining Group Corporation, Xinwen, Shandong Province, China, Post Code: 271219) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. — 2004, 19(3). — 309 ~ 311

Coal-water slurry is a new type of clean fuel, which enjoys very good usage prospects. Its use on a retrofitted 2.8MW hot-water boiler in the central hospital of Xinwen Mining Group Corp. is credited with a stable combustion even at low loads. The combustion process of coal-water slurry in the above-mentioned boiler is described along with an analysis of the flame center and length as well as slag-forming characteristics etc. After its retrofitting the boiler has attained a thermal efficiency of 80.04% and a combustion efficiency of 99.36%. It is noted that the secondary-air swirl intensity, atomization air pressure, slurry pressure, air feed rate and boiler load, etc have a significant impact on the combustion of the coal-water slurry, and, hence, combustion efficiency. The retrofitting of this hot-water boiler can serve as a fine example for the retrofitting of other analogous boilers. **Key words:** coal water slurry, combustion process, boiler modification and upgrading

鳞片式锅炉链条起拱问题及预紧力分析 = **An Analysis of the Humping of Fish Scale-shaped Boiler Chains and the Application of a Pretension Force** [刊, 汉] / ZHANG Yao-wen (Yantai Bing Lun Boiler Co. Ltd., Yantai, China, Post Code: 264002), WANG Xu-dong (College of Mechanical Engineering under the Xi'an University of Electronic Science & Technology, Xi'an, China, Post Code: 710071) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. — 2004, 19(3). — 312 ~ 315

Through the solution for a catenary equation and the clarification of the rigidity relationship between the upper and lower chains the mechanics problem of humping of boiler grate chains was analyzed and discussed. On this basis a critical pretension force along with its simple assessment and control has been proposed, which can be used as a target index for the design and safe operation of front-drive boiler chains. A comparison of the two drive modes, namely, the front and rear shaft drives, has led to the conclusion that a front shaft drive is more rational for use on industrial boiler chain grates. **Key words:** fish scale-shaped chain, chain rigidity, chain pretension, catenary

一种新的流量管标定方法 = **A New Method for Calibrating Air Flow-rate Measuring Tubes** [刊, 汉] / LI Dian-xi, WANG Hong (Harbin No.703 Research Institute, Harbin, China, Post Code: 150036), WANG Shi-an, YOU Ke-quan (Naval Representative Office Resident at No.703 Research Institute) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. — 2004, 19(3). — 316 ~ 317

Key words: aerodynamic test rig, air flow-rate measuring tube, calibration, equipment

工业锅炉给水泵选型的方法 = **Type Selection Method for the Feedwater Pumps of Industrial Boilers** [刊, 汉] / LIU Xue-hai, YAN Feng-zhen (Equipment Engineering Department, Wondersun Milk Products Industrial Co. Ltd., Harbin, China, Post Code: 150090) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. — 2004, 19(3). — 318 ~ 319

Key words: industrial boiler, feedwater pump, type selection