

板坯重量: (15.7)17.6 ~ 31.1 t

炉辊: 间距 1250mm, 辊环宽度 80mm, 板坯宽度 950 ~ 1620mm, 取辊环宽度、板坯宽度极限值计算。炉辊光辊直径: 155mm, 空心辊壁厚 25mm, 浇铸耐材后直径: 300mm。

5.2 计算验证过程

从图 2 可以推导公式: E 为材料弹性模量为定值, I 为惯性矩 $I = \frac{\pi D^4}{64}(1 - d^4)$, 得挠虚线方程如下:

$$Elw_1 = -\frac{Fb}{6l}x^3 + \frac{Fb}{6l}(l^2 - b^2)x \quad (1)$$

$$Elw_1 = -\frac{Fb}{6l}x^3 + \frac{l}{6l}F(x-a)^3 + \frac{Fb}{6l}(l^2 - b^2)x \quad (2)$$

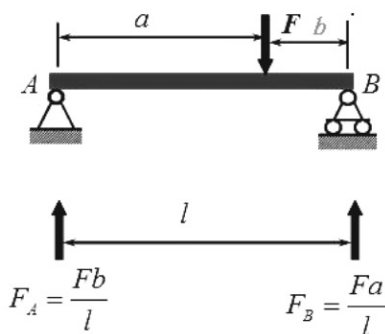


图 2 简支梁受集中力

每个炉辊之间的间距为 1250mm, 考虑最短的板坯 35.2m, 采用最大的板坯质量为 31.1 t, 此时, 最多有 29 根辊受力, 单个辊环的受力最大, 受力情况为: $F = \frac{31100 \times 9.8}{29 \times 4} = 2627.4 \text{ N}$ 。

将参数代入式(1)、(2), 由叠加原理求得改造之前炉辊的总挠度为: , 且挠度最大值发生在处。

计算结果如图 3 所示。

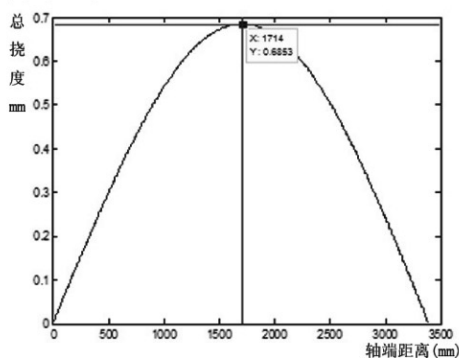


图 3 改造前的炉辊的总挠度曲线

对于 A、B、C、D 四辊, 其中 D、A 是一样的, B、C 是一样的, 所以只要计算 A、B 辊就行。

代入式(1)、(2), 分别考虑四环所受力对辊的挠度, 再采用叠加原理, 计算得出改造后各环对辊的

挠度如下:

考虑 A 辊, 由叠加原理, 求最大挠度 $W_{max} = 0.703 \text{ mm}$, 且挠度最大值发生在 $x = 1722 \text{ mm}$ 处。

计算结果如图 4 所示。

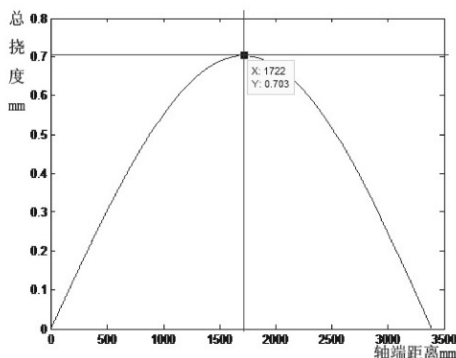


图 4 改造后的炉辊 A 的总挠度曲线

考虑 B 辊, 由叠加原理, 求最大挠度 $W_{max} = 0.7088 \text{ mm}$, 且挠度最大值发生在 $x = 1690 \text{ mm}$ 处。

计算结果如图 5 所示。

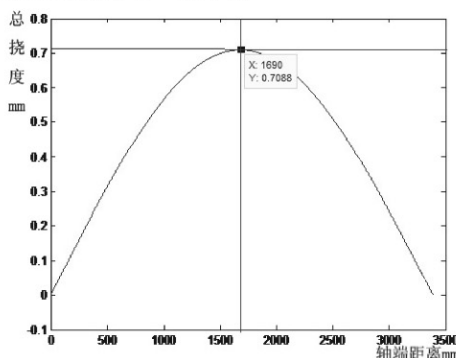


图 5 改造后的炉辊 B 的总挠度曲线

对图 3 ~ 5 做分析, 各辊最大挠度画成图表, 如图 6 所示。

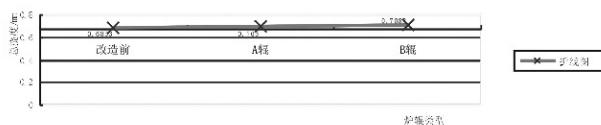


图 6 炉辊改造前后总挠度对比

对 A 辊有: $0.703 - 0.6853 = 0.0177 \text{ mm}$, 对 B 辊有: $0.7088 - 0.6853 = 0.0235 \text{ mm}$, 通过以上分析, 炉辊辊环位置改变后, 炉辊的总挠度变化很小, 只有百分之几毫米。因此, 改造后不会影响板坯的传动以及炉辊受力不平引发的各种变形, 所以从理论上我们对炉辊辊环进行改造是可以实现的。

参考文献:

[1] 刘鸿文, 林建兴, 曹曼玲. 材料力学[M]. 高等教育出版社, 1992.
 [2] 酒钢 CSP 加热炉炉辊改造项目书[Z]. 2010.