

锂行业焙烧窑超静定筒体强度和刚度计算

黄印宇

(四川卡森科技有限公司, 四川 成都 610095)

摘要 本文对锂行业 $\phi 4.2 \times 60$ m 超静定焙烧窑的筒体强度与刚度的计算流程进行了详述, 经由一系列严谨的理论分析及计算, 对筒体的力学性能进行了深入探究。筒体壁厚选取的合理性是本文研究的重点, 旨在确保筒体壁厚可满足设备的实际运行中对强度和刚度的需求, 规避材料过度的浪费。结果表明, 此项研究在保障设备安全可靠运行的同时, 亦降低了制造成本, 提升了整体设计的性价比, 为筒体经济型设计提供了科学依据, 对相关工程实践具有参考价值。

关键词 超静定焙烧窑; 支座反力计算; 筒体强度计算; 筒体刚度计算

中图分类号: TQ172.6+22.1

文献标志码: A

DOI: 10.3969/j.issn.2097-3365.2026.22.001

0 引言

当前, 经济社会各领域的系统性变革正持续推进, 全社会对绿色能源的需求不断增长。在绿色能源相关的各类材料中, 锂元素因在储能领域的关键作用成为不可或缺的核心原材料, 其需求量正在不断攀升。深入研究锂矿加工这一复杂精密的流程就会发现, 焙烧窑在其中发挥着不可替代的作用。锂精矿在焙烧窑内会经历晶型转化的过程, 当温度升到 $1\ 100\ ^\circ\text{C}$ 至 $1\ 200\ ^\circ\text{C}$ 这个区间时, 原本性质稳定的 α 型锂精矿将转变为化学活性更强的 β 型锂精矿。拆解焙烧窑的各个部件可见, 筒体是其中极为关键的一环。本文以 $\phi 4.2 \times 60$ m 规格的焙烧窑为具体案例, 详细阐述超静定焙烧窑筒体强度与刚度的计算过程, 以期对相关领域的研究和实际应用提供参考。

1 焙烧窑参数

焙烧料产能要求: 600 t/d; 焙烧窑筒体直径: $\phi 4.2$ m; 焙烧窑筒体长度: 60 m; 焙烧窑斜度: 3.5%; 焙烧窑筒体转速: $0.15\ \text{rpm} \sim 1.5\ \text{rpm}$; 焙烧窑支撑数量: 3 档; 焙烧窑耐火材料载荷: 378 t; 焙烧窑物料载荷: 42 t; 焙烧窑跨距: 进料端筒体悬伸段长度 $l_1=10$ m, 中间段 1 筒体长度 $l_{n1}=25.5$ m, 中间段 2 筒体长度 $l_{n2}=19.5$ m, 出料端筒体悬伸段长度 $l_t=5$ m。

2 焙烧窑载荷分析

在进行焙烧窑筒体强度和刚度计算时, 需把物料以及钢板的载荷视为均布载荷, 使其作用于整个窑的全段范围。其中, 针对筒体上不同厚度的钢板, 在计

算载荷时统一按照 $\delta=24$ mm 筒体壁厚进行。筒体局部位置壁厚超出 24 mm 的部分, 则被当作集中载荷, 作用在筒体的三个支点之上。焙烧窑出料端面的部件(窑尾护板、返料斗等)所产生的载荷, 被视作集中载荷, 其作用的位置在焙烧窑进料位置端面上。而焙烧窑出料端面的部件(窑头护板、窑头密封套筒等)产生的载荷作为集中载荷, 作用于焙烧窑出料端面上。另外, 大齿圈也被视作集中载荷, 作用于距离 1 档支撑右侧 4 m 的地方。为了更精确地进行计算, 需把具有不同壁厚的筒体划分成多段, 然后对每一段的载荷分别进行计算, 得到载荷图(见图 1)。

3 焙烧窑筒体强度和刚度计算

3.1 焙烧窑筒体强度计算

3.1.1 焙烧窑支座反力及支座弯矩求解

三矩方程法: 具有 $m+2$ 档支承(即 $m+1$)跨的筒体, 可简化为一个 m 次超静定连续梁, 它的两端有悬伸段。对于每一个中间支座列出三弯矩方程式:

$$\frac{l_{n-1}}{I_{n-1}} M_{n-1} + 2 \left(\frac{l_{n-1}}{I_{n-1}} + \frac{l_n}{I_n} \right) M_n + \frac{l_n}{I_n} M_{n+1} = - \frac{6B_{n-1}^\phi}{I_{n-1}} - \frac{6A_n^\phi}{I_n} \quad (1)$$

式(1)中: B_{n-1}^ϕ 为跨度 l_{n-1} 上的虚载荷 ω_n 在该跨右支座产生的虚反力 $B_{n-1}^\phi = \frac{\omega_n a_{n-1}}{l_{n-1}}$; A_n^ϕ 为跨度 l_n 上的虚载荷 ω_n 在该跨左支座产生的虚反力, $A_n^\phi = \frac{\omega_n b_n}{l_n}$; M_1 、 M_{n+2} 为端支座弯矩, 已在简化载荷时求得。对 m 个中间支座可列出 m 个联立方程, 从而可解得 m 个未知的支座截面弯矩^[1]。

作者简介: 黄印宇(1990-), 男, 本科, 工程师, 研究方向: 锂辉石火法提锂关键热工装备的研发与过程强化研究。

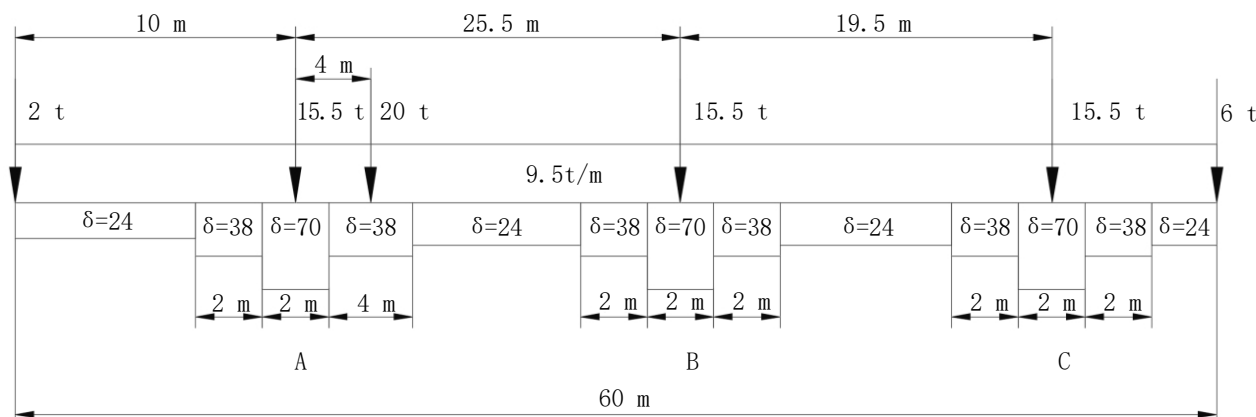


图 1 焙烧窑载荷图

通过计算,焙烧窑筒体进料端悬伸段载荷: $R_0=97\text{ t}$; 焙烧窑筒体进料端悬伸段弯矩: $M_0=495\text{ t}\cdot\text{m}$, 与之平衡第一档支撑另外一侧弯矩 $M_1=-M_0=-495\text{ t}\cdot\text{m}$; 焙烧窑均布载荷为 9.5 t/m , 筒体出料端悬伸段集中载荷: $R_4=53.5\text{ t}$; 筒体出料端悬伸段弯矩: $M_4=148.8\text{ t}\cdot\text{m}$, 与之平衡第三档支撑另外一侧弯矩 $M_3=-M_4=-148.8\text{ t}\cdot\text{m}$ 。

将求得数据代入三弯矩: $l_1 M_1 + 2(l_1 + l_2) M_2 + l_2 M_3 = -6B_1^\phi - 6A_2^\phi$, 对于第一档到第二档, 既受到集中载荷, 又受到均布载荷, 采用叠加法计算系数 B_1^ϕ 。

$$B_1^\phi = \frac{pab(l+a)}{6l} + \frac{ql^3}{24} \quad (2)$$

对于第二档到第三档，受到均布载荷作用。

$$A_2^\phi = \frac{ql^3}{24} \quad (3)$$

计算得到: $B_1^\phi = 6\ 895.09$, $A_2^\phi = 2\ 935.05$ 。将所有数据代入三弯矩方程,求得方程: $90M_2 + 19.5M_3 = -46\ 358.34$, 解得 $M_0 = -483\ \text{t}\cdot\text{m}$ 。

对于第 n 档, 设外载荷在静定基础上产生的支反力分别为 $R_{n,n}^0$ 和 $R_{n+1,n}^0$, 而支座弯矩在静定基础上产生的支座反力为 $\pm \frac{M_{n+1}-M_n}{l_n}$, 则 $R_{n,n}=R_{n,n}^0+\frac{M_{n+1}-M_n}{l_n}$, $R_{n+1,n}=R_{n+1,n}^0-\frac{M_{n+1}-M_n}{l_n}$. 计算得到: $R_{11}=138.46 \text{ t}$, $R_{21}=123.79 \text{ t}$; $R_{22}=109.76 \text{ t}$, $R_{34}=75.49 \text{ t}$.

各档支座反力: R_A (第一挡支座反力) $= R_0 + R_{11} + R_{\text{钢板多余}} = 250.96 \text{ t}$; R_B (第二挡支座反力) $= R_{21} + R_{22} + R_{\text{钢板多余}} = 249.05 \text{ t}$; R_C (第二挡支座反力) $= R_{34} + R_4 + R_{\text{钢板多余}} = 144.5 \text{ t}$ 。

3.1.2 筒体最大弯矩计算

根据焙烧窑筒体的各段载荷, 分别列出筒体每段上的弯矩方程。

$$M_{ly} = -4.75x^2 - 2x \quad (0 \leq x \leq 10)$$

$$M_{2x} = -4.75x^2 + 233.46x - 2354.6 \quad (10 \leq x \leq 14)$$

$$M_{3x} = -4.75x^2 + 213.46x - 2074.6 \quad (14 \leq x \leq 35.5) \quad (4)$$

$$M_{4x} = -4.75x^2 + 447.01x - 10\,365.6 \quad (35.5 \leq x \leq 55)$$

$$M_{5x} = -4.75x^2 + 576x - 17\,460 \quad (55 \leq x \leq 60)$$

根据弯矩方程找出筒体不同壁厚处最大弯矩分别为: $M_{24\text{max}} = -246.75 \text{ t}\cdot\text{m}$, $M_{38\text{max}} = -402.75 \text{ t}\cdot\text{m}$, $M_{70\text{max}} = -495 \text{ t}\cdot\text{m}$ 。

3.1.3 用其他方法求解支座弯矩

1. 弯矩分配法：利用三弯矩方程计算，支座越多的超静定筒体的时候越麻烦。对于多支撑窑如果用弯矩分配法计算筒体弯矩就方便多了。弯矩分配法符号规定： M_{AB} -AB 杆的 A 端支座加于该杆的杆端弯矩，以顺时针为正； M_{BA} -AB 杆的 B 端支座加于该杆的杆端弯矩，以顺时针为正。对于连续梁，其每一跨相当于杆件 AB，支座截面上的弯矩相当于杆端弯矩。杆端抗弯刚度 K_{AB} 在任一杆件 AB 中，使杆端 A 产生单位转角而需在 A 端所加弯矩的绝对值，称为 A 端的抗弯刚度 K_{AB} 。两种基本杆件的 K_{AB} 见图 2。

图 2 中, $i = \frac{EI}{l}$, 得出焙烧窑筒体的第二档抗弯劲度分别为:

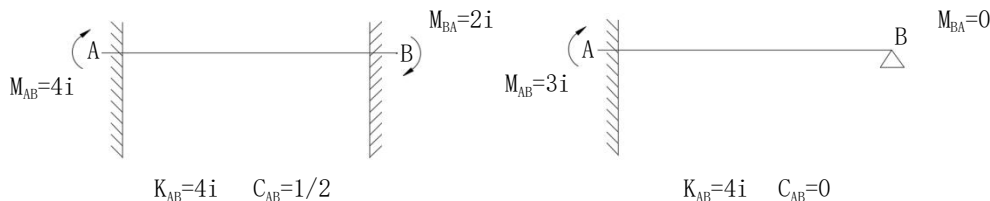


图 2 抗弯劲度和抗弯系数图

$$K_{21} = \frac{3EI}{l_1} = \frac{3EI}{25.5} = 0.118EI$$

$$K_{23} = \frac{3EI}{l_2} = \frac{3EI}{19.5} = 0.154EI$$

(5)

若干杆件的端点相交于同一刚性节点上。在该刚性节点上加外弯矩，相交各杆端将以某种比例共同分担这个外弯矩，每个杆端分担的比例称作该杆端的弯矩分配系数，第二档左侧分配系数 u_{21} 和第二档右侧分配系数 u_{23} 计算如下：

$$u_{21} = \frac{k_{21}}{k_{21} + k_{23}} = \frac{0.118}{0.118 + 0.154} = 0.434$$

$$u_{23} = 1 - u_{21} = 1 - 0.434 = 0.566$$

(6)

在杆件 AB 中，使杆端 A 产生单位转角需要在端 A 加弯矩 M_{AB} ，同时在 B 端产生弯矩 M_{BA} ，称为传递弯矩，比值 $C_{AB} = \frac{M_{BA}}{M_{AB}}$ 称为传递系数^[2]，焙烧窑第二档支承左右两侧筒体简化为连续梁后与图 2 右侧杆件支承形式相同，所以第二档左侧传递系数 C_{21} 和第二档右侧传递系数 C_{23} 分别为： $C_{21}=0$ ， $C_{23}=0$ 。

固定端弯矩：第一、二档， $M_1=-495$ t.m， $M_{21}=563.69$ t.m；第二、三档， $M_{22}=-377.17$ t.m， $M_3=-148.8$ t.m。

2. 弯矩计算：为便于进行计算，并能清晰地呈现焙烧窑弯矩分配计算的结果，需要列出弯矩分配计算表（见表 1）开展计算。表的首行为分配系数，根据前面的计算结果，第二档左侧分配系数 $u_{21}=0.434$ ，第二档右侧分配系数 $u_{23}=0.566$ ，将这两个分配系数分别填入计算表中第一行第二档两侧。（由于第二档支承左右两侧的传递系数为 0，即第二档支承左右两侧相邻的支承产生的弯矩对第二档支承左右两侧弯矩计算结果无影响，所以计算表 1 中略去传递系数相关数据），计算表的第二行为固定弯矩值，根据前面的计算结果，第一档弯矩 M_1 为 -495 t.m，第二档左侧弯矩 $M_{21}=563.69$ t.m，第二档右侧弯矩 $M_{22}=-377.17$ t.m，第三档弯矩 M_3 为 -148.8 t.m，将上述数据填入第二行固定端弯矩处，随后计算分配及传递弯矩。

第二档左侧分配及传递弯矩计算：用第二档右侧固定弯矩的绝对值减去第二档左侧固定弯矩值的差再乘以第二档左侧分配系数。

第二档右侧分配及传递弯矩计算：用第二档右侧固定弯矩的绝对值减去第二档左侧固定弯矩值的差再乘以第二档右侧分配系数。

对于单节点的双跨连续梁，分配一次即可得出精确解。所以第一次计算出第二档左右两侧的分配及传递弯矩后，用固定端弯矩与分配及传递弯矩进行叠

加即可得到最终的第 2 档计算弯矩值，详细计算结果详见表 1。

表 1 弯矩分配计算表

计算项目	支撑位置			
分配系数	第一档	第二档 (左)	第二档 (右)	第三档
μ	—	0.434	0.566	—
固定端弯矩 (t.m)	-495	563.69	-377.17	-148.8
分配及传递弯矩 (t.m)	—	-80.95	-105.57	—
叠加结果 (t.m)	-495	483	-483	-148.8
	M_1	M_2 (左)	M_2 (右)	M_3

第一档弯矩 $M_A=-495$ t.m，第二档弯矩 $M_B=-483$ t.m，第三档弯矩 $M_C=-148.8$ t.m，弯矩分配法计算结果与三弯矩法计算结果完全相同。

3.1.4 弯曲强度校核

$$\sigma_{\text{弯曲}} = \frac{M}{Ks \times Kt \times W \times k} \leq [\sigma] \quad (7)$$

式 (7) 中， W 为筒体抗弯截面模数； Ks 为焊缝强度系数（对于焙烧窑筒体焊缝来说，在加工厂内的焊缝为自动焊接，但是由于筒体都非常长，一般筒体采用分段运输现场组焊成整体，现场组焊部分一般由人工完成，所以对于 Ks （焊缝强度系数）按人工焊 Ks 取 0.9。）； Kt 为温度系数（在焙烧窑的耐火材料及窑头风机都正常的情况下，锂行业焙烧窑体最高温度在 250 ℃ 左右，按 250 ℃ 进行取值，筒体材料选用 Q355B（旧牌号 16Mn）， $Kt=0.85$ 。）； K 为开螺栓孔削弱系数（筒体未开螺栓孔 $K=1$ ）。

经计算，筒体上不同壁厚处最大弯矩分别为： $\sigma_{\text{弯曲}24\text{max}}=96.5$ kg/cm²， $\sigma_{\text{弯曲}38\text{max}}=99.1$ kg/cm²， $\sigma_{\text{弯曲}70\text{max}}=65.6$ kg/cm²。对于有耐火材料的焙烧窑许用弯曲应力 $[\sigma]=200$ kg/cm²，允许个别点 $[\sigma]=200$ kg/cm² ~ 250 kg/cm²。筒体上各壁厚处计算最大弯曲应力均小于许用弯曲应力 $[\sigma]=200$ kg/cm²，所以筒体弯曲强度校核合格。

3.2 焙烧窑筒体刚度计算

3.2.1 焙烧窑跨中挠度值计算

精确求解连续梁各跨间最大挠度及其位置的方法较为复杂。依据梁的变形特性，无论载荷状况怎样，最大挠度位置通常处于中点附近。采用跨中点挠度作为最大挠度的近似值，其误差极小。假设最大挠度 y_m 位于跨中点，也就是假定该点截面转角为零，那么可将跨中挠度计算转化为对长度为 $\frac{1}{2}$ 某值的悬臂梁端挠度的计算，由此能够得到近似公式：

$$y_m = \frac{1}{EI} \left[-\frac{M_n}{2} \left(\frac{l}{2} \right)^2 + \frac{R_n}{3} \left(\frac{l}{2} \right)^3 - \frac{q}{8} \left(\frac{l}{2} \right)^4 \right] \quad (8)$$

式(8)中, E 为材料弹性模量 (10^6 kg/cm^2), 筒体材质 Q345R^[3], 按 250°C ^[4] 选取 $E=1.88 \times 10^6 \text{ kg/cm}^2$ ^[5], 惯性矩 $I = \frac{\pi}{64} [(D+2\delta)^4 - D^4]$; I 为惯性矩 (cm^4); q 为均布载荷 (kg/cm); l 为跨距 (cm); M_n 为使悬臂梁产生 y_m 挠度变形的弯矩 ($\text{kg}\cdot\text{cm}$); R_n 为悬臂梁受到的支撑力 (kg)。

经过计算, 焙烧窑筒体第一档到第二档最大挠度: $y_{\max 1} \approx 0.753 \text{ cm}$, $\frac{y_{\max 1}}{l_1} = 0.295 \text{ mm/m}$; 焙烧窑筒体第二档到第三档最大挠度: $y_{\max 2} \approx 0.2 \text{ cm}$, $\frac{y_{\max 2}}{l_2} = 0.1 \text{ mm/m}$; $y_{\max 1}$ 和 $y_{\max 2}$ 的挠度值均小于跨间或悬伸段的挠度许用值 $[\frac{y}{l}] = 0.3 \text{ mm/m}$, 所以焙烧窑跨中挠度值校验合格。

3.2.2 焙烧窑筒体与轮带结合面变形计算

假设在工作状态下, 焙烧窑的轮带与筒体之间不存在间隙, 那么该段筒体的变形量等同于轮带的变形量。由表2可知, 当托轮与轮带的接触角 α_0 为 0° 时, 轮带上会出现最大弯矩 $M_{\text{轮带 MAX}} = 0.0861 Q R_c$, 即此时轮带产生最大形变。轮带与托轮接触时, 不同接触角 α_0 所对应的弯矩与载荷、轮带截面中心到轮带中心距离的比值详见表2。

表2 松套轮带不同接触角对应最大弯矩比值表

接触角 / α_0	最大弯矩比值 / $\frac{M_{\max}}{Q R_c}$
0°	0.0861
30°	0.0847
45°	0.0819
60°	0.0773
90°	0.0629
120°	0.0479
135°	0.0461

轮带松套于筒体之上, 产生最大变形后椭圆度 (最大直径和最小直径之差)。

$$\omega_{\max} = -2\Delta \frac{\pi}{2} + \Delta_0 + \Delta_x$$

$$\Delta \frac{\pi}{2} = -0.0217 \frac{Q R_c^3}{EI_r}, \Delta_0 = 0.038 \frac{Q R_c^3}{EI_r}, \Delta_x = 0 \quad (9)$$

$$\omega_{\max} = 0.0814 \frac{Q R_c^3}{EI_r}$$

式(9)中, Q 为支撑载荷, 取由筒体弯矩计算求得的各支座反力的最大值 (kg); R_c 为轮带截面中心到轮带中心的距离 (cm); E 为材料弹性模量 (kg/cm^2)^[6];

I_r 为截面惯性矩, $I_r = \frac{B_r H^3}{12}$, B_r 为轮带宽度 (cm), H 为轮带截面高度 (cm)^[7]。

支承支座反力最大值取 250960 kg , 轮带截面中心到轮带中心的距离, $R_c = 250 \text{ cm}$, $E = 1.88 \times 10^6 \text{ kg/cm}^2$ ^[8], $I_r = 285833 \text{ cm}^4$ 。

根据计算, $\omega_{\max} \approx 0.6 \text{ cm}$, 对于一般窑, 要求计算 $\omega \leq [\omega] = 0.002D$ 。

对于 4.2 m 的焙烧窑, $[\omega] = 0.002D = 0.84 \text{ cm}$, 计算 $\omega_{\max} \approx 0.6 \text{ cm} < [\omega]$, 筒体椭圆度校核合格。

4 结束语

针对锂精矿加工所用 $\phi 4.2 \times 60 \text{ m}$ 焙烧窑筒体, 本文分别采用三弯矩法与弯矩分配法开展了细致的强度计算。上述两种方法在理论力学范畴内具备良好的适用性与计算精度, 可有效判定筒体在实际工况下的受力状态与承载能力。为明确筒体刚度特性, 本文还采用跨中挠度值计算法与筒体椭圆度计算法, 对该焙烧窑筒体开展了系统的刚度分析。上述计算方法不仅可以较为准确地判定筒体的强度与刚度特性, 还可进一步验证筒体壁厚选型的合理性。对相关参数开展细致计算与分析后可得, 本文研究对象 $\phi 4.2 \times 60 \text{ m}$ 焙烧窑筒体的弯曲强度满足全部设计要求, 其跨中挠度值、筒体椭圆度均小于规定许用值, 刚度校核结果合格。上述计算结果表明, 该 $\phi 4.2 \times 60 \text{ m}$ 焙烧窑筒体的强度与刚度均符合行业相关规范, 可适配实际生产的工况需求, 能够保障锂精矿加工过程中焙烧窑的安全稳定运行。此外, 本研究成果既为当前项目的设计优化提供了理论参考, 也为锂行业焙烧窑筒体的设计与改进积累了数据参考, 有助于推动行业技术的进一步发展。

参考文献:

- [1] 杨青松, 陈远, 王远东, 等. 外热式回转窑支承系统力学分析[J]. 中国重型装备, 2025(02):12-16.
- [2] 同[1].
- [3] 董建松, 刘清元, 胡庆彪, 等. 对水泥回转窑系统设计的几点建议[J]. 新世纪水泥导报, 2024, 30(04):38-41.
- [4] 刘钢, 赵鹏志, 舒银军, 等. 回转窑筒体温度变化对其中心线直线度的影响分析[J]. 新世纪水泥导报, 2023, 29(05):29-33.
- [5] 国家市场监督管理总局, 国家标准委员会. 压力容器第2部分: 材料 (GB 150.2-2024)[S]. 北京: 中国标准出版社, 2024.
- [6] 同[3].
- [7] 李根. 回转窑滚圈椭圆度校核计算中的有限元应用[J]. 耐火与石灰, 2024, 49(01):28-32.
- [8] 同[5].