

氧气转炉炉体结构译文选集

上海科学技术情报研究所

氧气转炉炉体结构译文选集

上海科学技术情报研究所出版

兵库书店上海发行所发行

上海商务印刷厂印刷

开本: 787×1092 1/16 印张: 4.5 字数: 109,000

1977年8月第1版 1977年8月第1次印刷

印数: 1—2,600

代号: 151634·352 定价: 0.60元

(限国内发行)

目 录

建造大型转炉时需考虑的问题	西安重型机械研究所译	(1)
整体换炉式转炉支承结构设计时的静力学问题	西安重型机械研究所译	(9)
转炉的受力情况和结构	西安重型机械研究所译	(16)
转炉用大型正齿轮传动	上海重型机器厂译	(23)
装有松动托圈和焊在炉壳上的支承法兰的转炉	上海机电设计院译	(25)
纯氧顶吹转炉炉壳支承方法和倾动机构的设计	上海机电设计院译	(32)
300吨氧气转炉用滚动轴承(SKF)	上海机电设计院译	(34)
转炉水冷炉口密封环	上海机电设计院译	(36)
转炉及整体换炉设备	上海机电设计院译	(38)
炼钢厂转炉的改进	上海科技情报研究所译	(47)
氧气顶吹转炉倾动力矩的确定	上海机电设计院译	(50)
氧气转炉的新型结构	上海重型机器厂译	(57)
齐良宾斯克冶金厂100吨氧气转炉的研究	西安重型机械研究所译	(58)
组合减速器的使用经验	上海机电设计院译	(61)
转炉倾动机构的动载荷	武汉钢铁学院译	(64)

建造大型转炉时需考虑的问题

转炉设计主要有两个部分：一是符合冶金要求的炉体；另一是符合重型机械制造要求的部件——托圈、轴承和传动装置。当然，炉体和托圈的连接也是一个重要的问题，因为它使冶金过程的实施与机械制造的必要性统一起来。

为了掌握转炉的工作情况，首先要研究，哪一种形式的结构是不宜采用的，以及引起破坏的原因是什么。因此，提出如下可能性：

(一)大的弹性变形，它会使砌衬发生困难；

(二)高的应力峰值，一般它会引起局部的塑性变形，以至造成不允许的变形或裂纹。如果这种应力峰值产生于局部过热，那么一般是不能预先发现的，产生裂纹的危险只能通过采用具有高胀缩性能的材料才会减少；

(三)由于高温蠕变而产生的不允许的变形，这里与(一)和(二)条不同的是，达到产生大的不允许变形或开始产生蠕变破裂要经过一段很长的时间。

为了掌握上面的各种可能性，要求有对温度、应力和变形方面的知识。

炉体所受的负荷基本上包括以下几方面：由炉壳和炉衬的自身重量以及炉料的重量引起的静力负荷；由炉衬的膨胀引起的负荷；以及由于温度分布不均引起的热负荷。同时也要注意因断面改变、加固以及力的导入和加工等原因引起的局部应力提高。

炉体上的温度

炉体自由部分(即炉壳和炉衬)的温度可以根据通过炉衬的热传导加以计算。可以采用假定不变的平均导热系数，或者采用文献上报导过的对中空圆筒计算方法中引用的随温度变化的导热系数。

在托圈范围内，由于热传导受到阻隔，计算温度十分困难，就像在炉子上和出钢口部分那样，由于受外界强烈的热辐射使计算产生困难。

炉壳中温度的测量结果已在其他文献中报导。

在弹性范围内的应力和变形炉体内的应力

炉体内的应力受到上面提到的各种因素的影响，力导入处的数值就作为静力应力的标准。

为了估计在力导入处的应力，在其他文献中已提供了可以应用的数据。图1就是用这种方法求得的一座200吨转炉的应力值。这座200吨转炉装有一般的支承装置，求得的应力是出现在支承环部分，炉壳有各种不同的厚度。图中左图没有考虑，而右图考虑到同时起作用的炉衬压力。必须注意，由于炉衬的支持作用，产生的应力较小。

炉衬膨胀引起的应力主要与采用的耐火砖品种和砌衬的形式有关，而炉衬物理性能的测

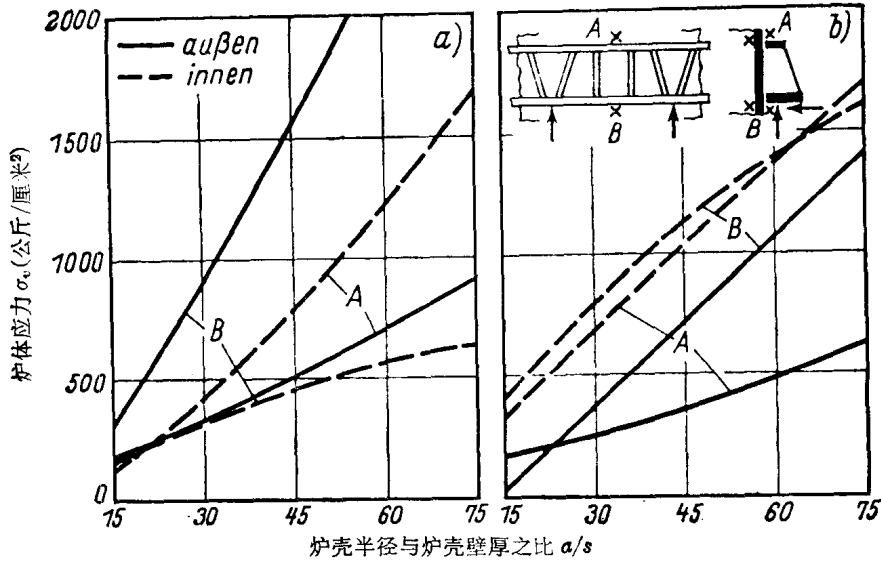


图1 在支承环的不同点的炉体应力及其与炉壳半径、炉壳厚度的比例关系

a) 不考虑炉衬压力 b) 考虑炉衬压力
 ①——代表“外”； ②---代表“内”；

定数据还很少。

炉体和炉衬中的应力除了与材料参数、弹性模数、横向膨胀系数、热膨胀、温度和炉衬厚度有关外，还与没有尺寸的参数 A 和 B 有关(本文采用的符号如表 1 所示)。

表 1 本文所用主要符号表

符号	意义	单位	符号	意义	单位
a	炉壳直筒部分内半径	米	t	炉壳中的径向温差	度($^{\circ}\text{C}$)
b	炉口部分内半径	米	t_n	炉衬-熔池温度的内温	$^{\circ}\text{C}$
$b_0 b_2$	直筒部分纵向温度分布参数	$^{\circ}\text{C}/\text{米}^2$	\bar{t}	炉衬某点相对于初始状态的超温	度
c	加强环外半径	米	x_p	径向力到炉底的距离	米
E	炉壳钢板的弹性模数	公斤/厘米 2	z	时间	小时
E_M	永久衬的弹性模数	公斤/厘米 2	z_K	临界时间	小时
F	径向力	公斤	z_B	纯工作时间	小时
G	设备总重	吨	α	炉壳或加强环表面的导热系数	大卡/(米度小时)
h	加强环厚度	米	β	炉壳热膨胀系数	
H	炉壳直筒部分的炉衬厚度	米	β_M	永久衬热膨胀系数	
k	确定炉衬厚度的常数		δ	炉帽的倾角	
K	炉壳的弯曲刚度	公斤厘米	λ	炉壳的导热系数	大卡/(米度小时)
l	炉体直筒部分长度/其上面部分的长度	米	λ_M	炉衬的导热系数(平均值)	大卡/(米度小时)
M	负荷力矩	公斤米	μ	炉壳横向膨胀系数	
r	活动半径	米	μ_M	炉衬横向膨胀系数	
r_1	工作衬内半径	米	σ_x	总的纵向应力	公斤/厘米 2
\bar{r}_1	永久衬半径	米	σ_v	总的纵向(子午线方向)应力	公斤/厘米 2
R	球形底内半径	米	σ_φ	总的圆周应力	公斤/厘米 2
s	炉壳钢板厚度	厘米	σ_{bx}	纵向弯曲应力	公斤/厘米 2
t_0	炉壳中间层的温度差	度($^{\circ}\text{C}$)	$\sigma_{b\varphi}$	圆周向弯曲应力	公斤/厘米 2
t_L	周围空气温度	$^{\circ}\text{C}$	σ_v	比较应力	公斤/厘米 2
t_w	炉壳外表温度	$^{\circ}\text{C}$	σ_s	炉壳材料的热屈服极限	公斤/厘米 2

$$A = \frac{2sE}{\alpha \times E \left(1 - \frac{r_i^2}{a^2}\right)},$$

$$\beta = \frac{2\beta_M \int_{r_i}^a \bar{t}(r) \times r \times dr}{\beta \times t_w \times a^2 \left(1 - \frac{r_i^2}{a^2}\right)}.$$

同时,为了求得炉壳的应力,只要考虑永久衬,考虑炉衬的弹性模数和热膨胀。各种不同炉壳厚度的 200 吨转炉的炉衬计算值大小示于图 2。虽然由于影响的因素很多,没有测得完全一致的数据,但多次测定基本上符合这些计算值。

转炉炉帽部分的热应力虽然是逐步发生的,也必须加以计算考虑。这主要适应炉壳温度的径向分布,部分地也适应炉壳温度纵向分布。

钢板中径向温度差在固定情况下适用下式

$$\Delta t = \frac{s\lambda_M(t_M - t_w)}{\alpha\lambda \ln \frac{a}{r_i}},$$

在托圈范围之外适用于

$$t_w = t_L + \frac{t_M - t_L}{1 + \frac{a\alpha}{\lambda_M} \ln \frac{a}{r_i} + \frac{as}{\lambda}}.$$

因此在炉壳内的应力为

$$\sigma = \frac{E\beta\Delta t}{2(1-\mu)}.$$

对于圆周上对称的温度分布,由于纵向温度改变,应力可根据其他文献给定的数据计算。

温度分布的不可靠性和在圆周上对称分布的误差,首先是由于出钢时外界辐射的强烈影响,可能是很大的。因此,在炉体长度上的温度分布,大体上可假定为抛物线形的。

$$t_0 = b_0 - b_2 x^2,$$

假定从端部到足够的距离处:

$$\sigma_{bx} = \frac{E\beta a s b_2}{(1-\mu^2)}.$$

$$\sigma_{b\phi} = \mu \sigma_{bx}.$$

在炉壳非连续性的过渡部分,例如各个炉壳形状改变的过渡部分或刚性变化部分的应力峰值,会由于遍布整个炉体的炉衬应力而产生。由于这一原因,在设计炉壳时,要采用连续的过渡,在直筒部分和圆锥部分的接头处采用球面形状,炉底部分做成圆弧形,以避免尖角结构。

由炉衬压力引起的不同尺寸炉壳直筒部分圆角接头上的局部应力峰值大小示于图 3,此图也极近似地适合于炉壳直筒部分与圆锥部分的连接处,此时只要将圆锥的半径 R 来代替圆球部分的 R 即可。

应力正确分布的实例见图 4,在这一例子中应力峰值比较急剧地下降。图中左边是炉壳内外的总的纵向应力,右边是总的圆周向应力。

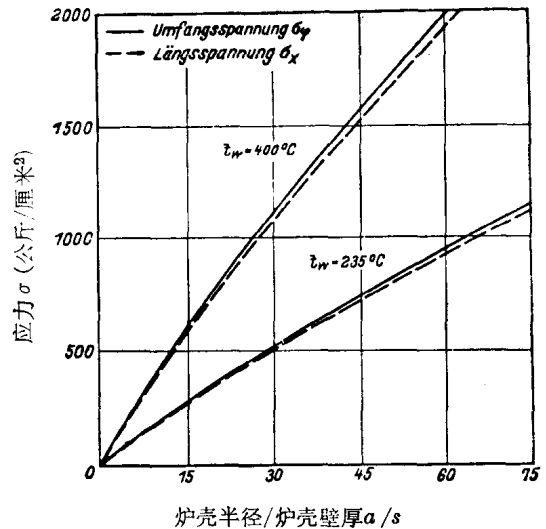


图 2 炉衬受阻的膨胀引起的圆周向和纵向应力

①——圆周向应力 σ_{ϕ} ②---纵向应力 σ_x

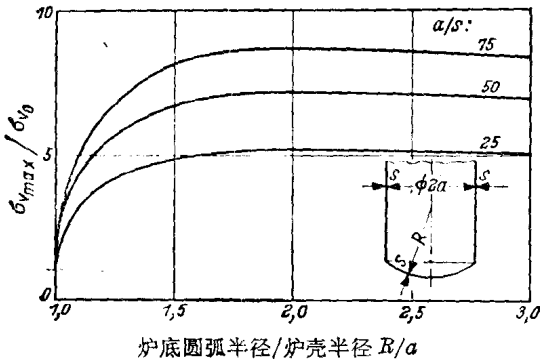


图3 由于炉衬压力和炉壳非连续的形状变化引起的局部应力峰值

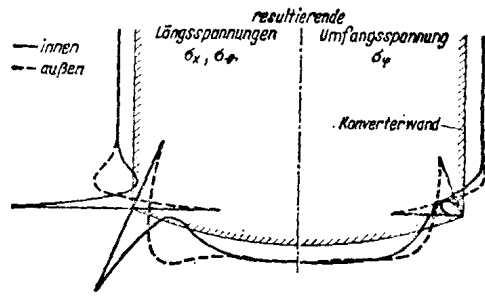


图4 由于炉衬压力引起的在球形底部和炉壳之间的过渡部分的应力分布

- ①——“内”
- ②——“外”
- ③ 总的纵向应力(Längsspannungen)
- ④ 总的圆周向应力(Umfangsspannung)
- ⑤ 转炉炉壳(Konverterwand)

炉体的变形

对炉体,特别是炉帽部分由于静力负荷的变形的计算,采用近似于无膨胀变形理论的计算是可能的。根据三面膨胀中间面为零的条件,对于一般的圆筒体适合于图5所示的公式,并以下列方程解决炉体各部分(直筒部分,球形部分和圆锥部分)的计算

$$u = \sum_{n=1}^{\infty} [u_n(\psi) \cos n\varphi + \bar{u}_n(\psi) \sin n\varphi]$$

$$v = \sum_{n=1}^{\infty} [v_n(\psi) \sin n\psi + \bar{v}_n(\psi) \cos n\varphi]$$

$$w = \sum_{n=1}^{\infty} [w_n(\psi) \cos n\varphi + \bar{w}_n(\psi) \sin n\varphi]。$$

自由常数是根据由于变形能和炉体各部连接的条件可能引起移动的原理来确定的,此时炉底可视作固定的。变形能为:

$$U = \frac{1}{2E} \int_V [\sigma_z^2 + \sigma_\varphi^2 - 2\mu\sigma_z\sigma_\varphi + 2(1+\mu)\tau_{z\varphi}^2] dV。$$

求得的结果与炉体直筒部分长度与半径之比以及圆锥角之间的关系示于图6。这些数值有一

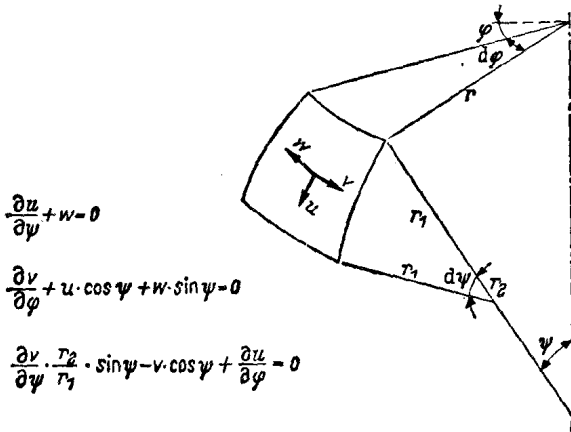


图5 圆筒形壳体的坐标系统和微分方程

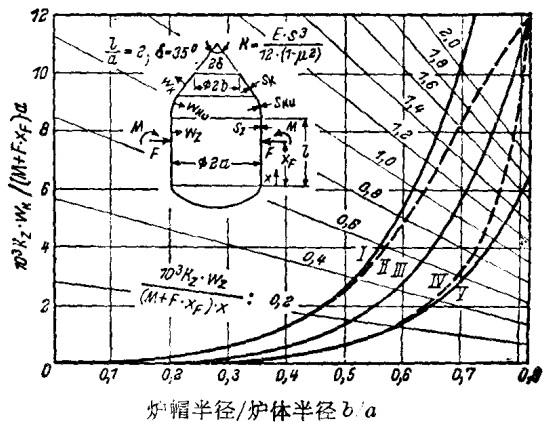


图6 在径向力 \$F\$ 和负荷力矩 \$M\$ 作用下

个上限, 因为与炉衬压力作用的同时还产生了支持作用, 炉壳壁厚越小负荷传导面越大, 则支持作用也越大。

转炉炉体的“无膨胀”变形

$$\text{曲线 I: } K_{\text{圆锥}} = K_{\text{球形}} = 0.5K_{\text{直筒}}$$

$$\text{曲线 II: } K_{\text{圆锥}} = 0.5K_{\text{球形}} = 0.5K_{\text{直筒}}$$

$$\text{曲线 III: } K_{\text{圆锥}} = K_{\text{球形}} = K_{\text{直筒}}$$

$$\text{曲线 IV: } K_{\text{圆锥}} = 2K_{\text{球形}} = 2K_{\text{直筒}}$$

$$\text{曲线 V: } K_{\text{圆锥}} = K_{\text{球形}} = 2K_{\text{直筒}}$$

$$K = \frac{Es^3}{12(1-\mu^2)}$$

从图 6 可以了解各种壁厚的圆锥形炉帽和直筒部分的变形量与外界负荷的关系。在力导入处范围内的局部变形已在文献中进行估计, 部分与根据无膨胀变形理论所求得的价值相符。

塑性变形和蠕变

上面几节论述的都是不产生残余变形的情况, 即应力都处于弹性范围以内, 因此应力与变形之间的关系都符合虎克定律。如果在炉体的一处或几处超过了屈服极限, 这就产生塑性变形。此外, 在高温下还会产生材料的蠕变, 也就是导致残留变形, 与塑性变形相比, 蠕变是逐渐发展的, 最终会导致过大的不允许变形或产生裂纹。因此, 用数学方法来处理这种情况时, 原来适用虎克定律的应力与变形关系的地方, 现在要应用塑性定律或蠕变定律。

对于在计算炉体时一般所处的非静定的受力情况, 在产生塑性变形或蠕变时, 不仅是变形值, 而且由于应力与变形关系的不同, 也包括应力值是弹性范围内的值不同的。此外, 还必须注意到, 重迭原理不再适用, 因为其公式往往不是线性的。如果了解了在一定受力情况下的应力分布和蠕变时的变形速度, 那么就可据此求得产生蠕变裂纹或达到不允许的最大变形的时间。这也适用于应力和温度变化的情况, 就像转炉炉体在一个炉役内所产生的情况那样。

图 7 所示为一个转炉炉役内的温度变化曲线。开始的那段急剧直线上升的部分表示炉衬和炉壳加热到工作温度, 它决定于吹炼条件。接着比较平缓的上升部分是由于炉衬逐渐烧损的结果。用这种方法求得的结果与多次测定所得的结果十分相符。曲线的第二部分符合于类似静态的状况, 可在工作进行中调整。

根据蠕变强度学的变换定律, 不同大小的应力经过不同长短时间的作用而引起的总的变形与应力作用的排列次序无关。因此, 在每一个炉役内, 从总的临界时间到产生最大的不允许的变形, 总是只要考虑特定的部分, 这种特定部分就是在转炉接近炉役终点时产生较高的温度和应力的地方。为了便于看清, 考虑到炉衬压力的直筒部分的简化情况示于图 8 的曲线中, 此曲线表现了炉壳应力 σ_v 、热屈服极限 σ_s 、临界时间 Z_R 直到达到最高的不允许变形(产生于托圈上)和实际的纯工作时间 τB 与炉壳温度之间的关系。

只有在保持某一温度以下时才能可靠地工作, 在这种温度下所产生的应力低于热屈服极限, 以及有足够长的临界时间或工作时间。这样就能达到所希望的寿命。

从实际的力的导入情况看, 这种比例要复杂得多, 而且大体上还没有解决。此外, 还必须

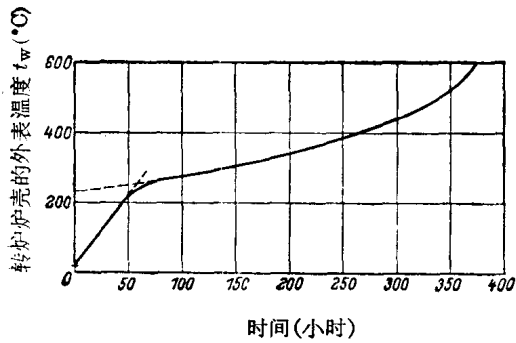


图7 转炉炉壳中温度与时间的关系

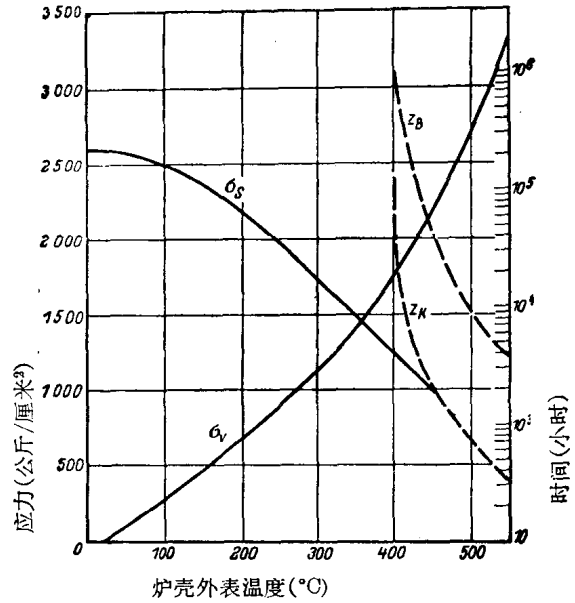


图8 炉壳的比较应力 σ_v 、热屈服极限 σ_s 、临界时间 Z_k 和转炉的工作时间 Z_b 与炉壳温度之间的关系曲线

注意到,由于装配接缝处所产生的应力可能达到非常大,以及由于局部的塑性变形或蠕变可能导致部分的或全部的破裂。另一方面,由于连接在一起的两个部分,产生不同大小的蠕变,会引起连接部分的应力峰值。

对炉体结构的要求

从一些已投产的转炉设备来看,其炉壳、炉衬和炉料的总重量与外径之比是以几何级数(即三次幂)增加的(图9a)。同样图9b所示为一些已投产的转炉的炉壳厚度同直径的比例数与直径的关系,从图中可以看出,直径增大时,此比例稍有下降,这是由于转炉加工的经济性极限决定的。

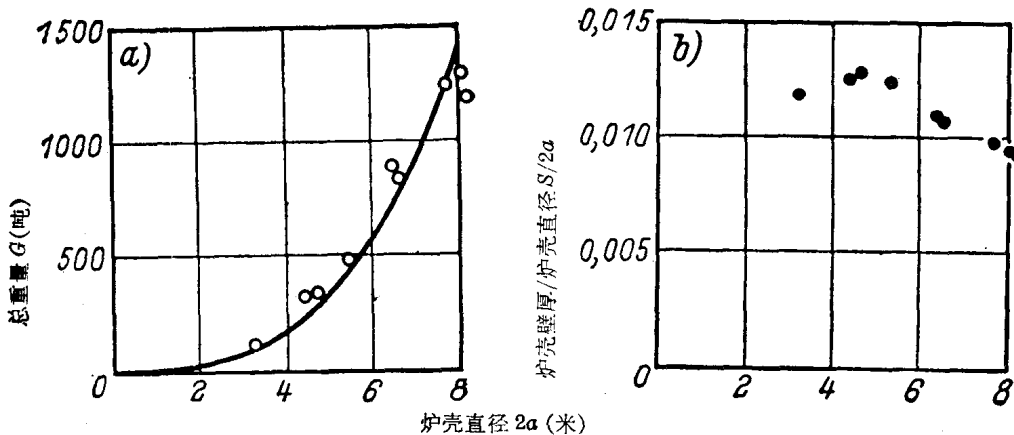


图9 一些已投产的转炉设备的总重量

(a) 与炉壳壁厚同炉壳直径的比例数

(b) 与各种炉壳直径的关系

与此相反,在理论上,这种按几何级数增加的总的尺寸,包括壁厚和力导入元件、在力导入处的应力与炉壳直径是成正比例关系的,而变形则与直径的平方成正比。这种关系指明,大型转炉必须特别注意力的导入和炉壳的变形。由于强烈变形的炉子砌衬困难,而且炉衬寿命短,因此要求有一种形状尽可能稳定的炉体。为了得到这种炉子,就要加强其刚性。但是,由于炉子刚性的增加会产生温度差,所以这种措施有其局限性。

从图 10 中可以看出,装在炉体直筒部分的加强环中存在着径向的温降,在没有外界负荷的情况下,在相隔不大的径向距离处,仅仅由于热应力就超过了屈服极限。在加强环周围采用自然风冷后,其比例还是不能令人满意的。

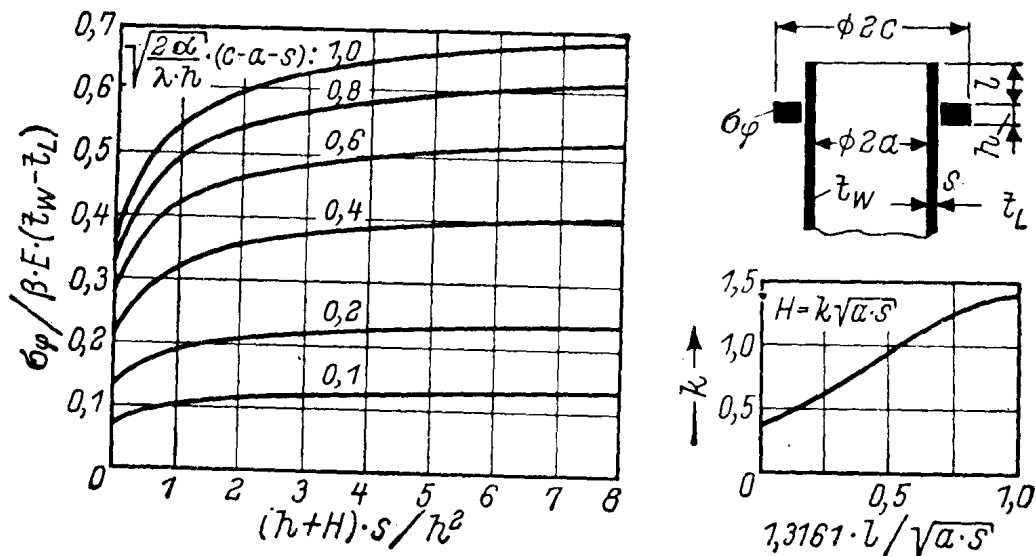


图 10 为求得炉体直筒部分加强环中热应力的曲线

从图 6 我们已经了解到转炉炉口的大小对炉壳的变形有很大的影响,此外也应了解到,加强转炉炉帽部分是最有效的,其先决条件是为了保持其强度要有足够的冷却。

从原则上来说,所有加强刚性的元件当然可以减少变形,但是由于刚性差别会引起较高的局部应力峰值,这是设计时必须加以特别注意的,以免产生裂纹。为此目的,要尽可能在所有加强筋和加强元件处有连续的过渡部分和局部的自由变形,使其有可能,在受热负荷影响时造成的破坏的应力不致引起破裂。此外,为了防止产生裂纹的危险,要采用能经受足够的膨胀的高强度高合金钢。

转炉在托圈中的悬挂形式有重要的意义,因为通过合理的设计,力的导入更合理并可减少强制力和冲击力。

总之,对转炉的合理结构可以提出如下的主要要求:

1. 采用静定悬挂方式,是为了正确地使受力关系与热变形无关;
2. 采取即使在炉壳热变形后也能保持静定性的结构措施;
3. 力的导入要尽可能靠近壳体,这是为了使炉壳受到较小的变形和应力;
4. 要求力的传递无冲击,同时还要求炉壳和托圈间可以自由膨胀;
5. 炉壳结构尽可能均匀,以免产生局部应力峰值;
6. 通过自由空气对流冷却来减轻炉体不可避免的热传导;

7. 采用合理的炉衬结构和及时更新炉衬,以免过高的温度和应力。

在考虑上述各个基本关系的时候,提出了这样的要求,即将各种尺寸转炉的操作经验加以补充,使之逐步总结成为理论,使其向合理结构的方向继续发展。

结 束 语

为了评价转炉的工作情况,首先要了解,何种结构形式是不好的,会引起破坏的。为了理解各种方案,必须了解温度、应力和变形。变形是由静负荷、炉衬的热膨胀以及由于不均匀的温度分布而引起的热应力造成的。因此,首先必须注意到由于断面的改变和力的导入引起的应力峰值。这些问题随着炉子的增大而更趋严重。

根据计算所得,部分由测量所得的温度、应力和变形的数据,可求得允许的炉壳温度和炉子的寿命。

最后指明了建立计算转炉工作情况的理论的途径。这样就有可能,预先根据转炉的工作情况考虑其结构措施,以及通过对各种结构进行计算比较,得出一种好的转炉结构形式。

西安重型机械研究所 汪兴富 译自

《Stahl und Eisen》1969, V.89, N.26, P.1441~1446

整体换炉式转炉支承结构设计时的静力学问题

一、引言

当前,一般的 LD 转炉和 LD-AC 转炉的炉体高度已达 10 米,直径达 8 米,总重超过 1000 吨。在生产时引起的高温,在炉体上部可达 400°C ,使大型转炉受到异常不利的负荷。为设计出一种能长期在这样高温下工作,而不致产生较大的残留变形的炉体结构所作的种种努力都失败了。人们试图通过结构的改进,特别是通过炉体固定方式的改进来达到在炉体上不产生局部的超负荷。炉壳在较高的内压力作用下产生的膨胀应尽可能的均匀,以免产生较大的弯曲应力和造成破裂的危险。较高的内压力是由于加热到超过 1000°C 的炉衬产生体积膨胀引起的。有时,炉体还被看作是易损件。此时,就要求尽可能延长炉体的寿命,对于较贵的托圈更要求如此。在采用整体换炉式转炉的钢厂中,两个可换炉体只有一个吹炼炉座、一个传动机构和一个托圈,可换炉体即悬挂在这种托圈内。当第一个炉体进行吹炼时,第二个炉体进行砌衬。由于只需要一套烟气除尘装置,可以显著地节省投资。但必须增设运输可换炉体的重型专用车辆。不过,发展整体换炉式转炉从经济上来说算是合算的。如果采用固定式转炉通常用的闭式托圈,那么这种专用车辆还得装有提升机构,以便将重达 1000 吨的空炉体升降几米。而如果采用一边开口的马蹄铁形的托圈,可换炉体的拆和装就较为简单,不需要有较大的升降运动。在这种情况下,运输车就比较简单而便宜。

图 1 为装有闭式托圈的可换转炉结构示意图。托圈和炉体之间的传力是通过焊在炉壳下部的下支承环进行的。在纵向,炉体的重量通过四个双拉杆,在(a)和(d)点传递。在横向,力的传递主要通过固定销(a₁)和在滑块中运动的导向销(d₁)进行。同时起作用的是纵向拉杆,这种拉杆必须承受沿倾动轴线 $\xi-\xi$ 的偏心力矩。拉杆用成批生产的液压机预先拉紧。

本文不讨论装有闭式托圈的可换转炉,而只讨论开式托圈的工作和静力特性。虽然从静力学观点来看,传递由炉体的重量、炉渣、钢水组成的炉子总重,开式托圈无疑不如闭式托圈,但是,考虑到热应力和对结构配合的影响,较软弱的开式托圈却有其重要的优点。现在的任务是,找到一

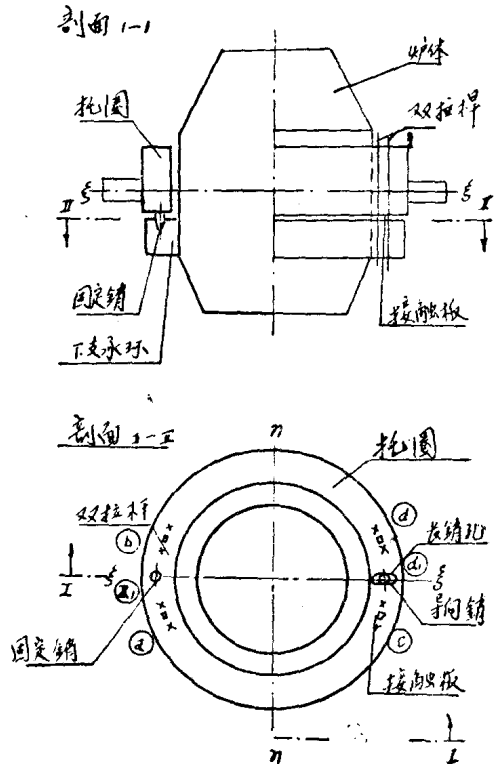


图 1 有闭式托圈的整体换炉式转炉

种对工作要求和静力学要求之间的折衷方案。下面就是要探讨这一课题。

二、工作和静力学要求

由于可换炉体经常要装和拆,因此对炉体的固定方式必然提出较高的工作要求。首先是要求在炉体装入时不要有烦复的装配工作。这就同对 LD-AC 和 LD 转炉的要求完全不同,因为它产生较大的残留变形。为了在装入时尽可能不需考虑配合的要求,可以采用立体的静定六点支承,例如象图 2 中在开式托圈中支承的可换转炉那样。图 2a 所示为有上、下支承环的炉体,在吹炼位置上支承在静定支架上的情形。为了便于理解,将支架视为经得起拉和压的“支承杆”,为防止每一个方向的变形,各个方向上都设一个“支承杆”。并将图 2b 中的开式托圈拆开来分析。三根水平支承杆(1~3)和三根垂直支承杆(4~6)与一般的支架相比较,从理论上说,提供了一种可靠的立体支承。这种结构证明,炉体、支承环或托圈在温度变化和残留变形时不产生强制应力。

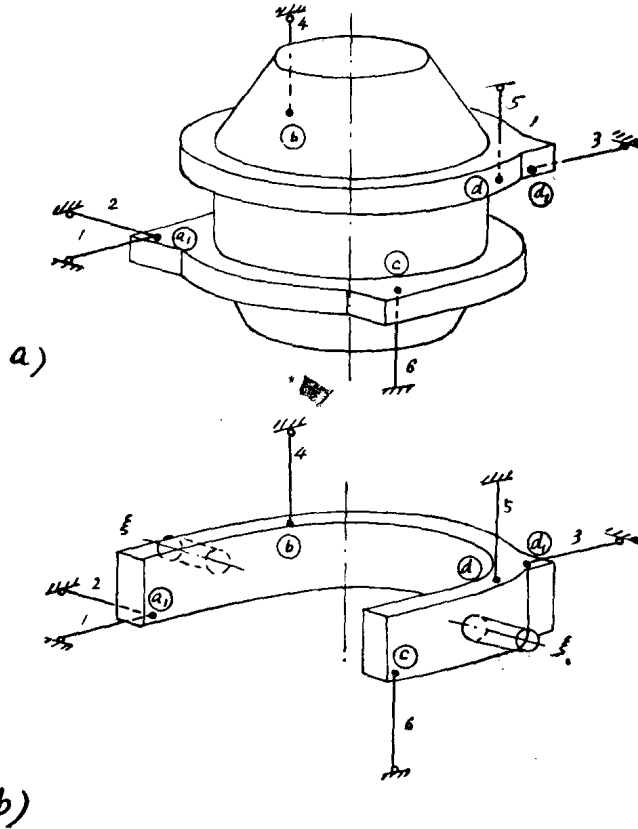


图 2 装有开式托圈的整体换炉式转炉的静定支承

虽然炉体在快速非强制安装时要求采用静定支承,但是据报导,出于安全考虑,在钢厂中采用静定支承不能满足需要。因此,静定结构必须在支承环和托圈之间有进一步的连接,这就是说要增加支承杆,以免在一根支承杆产生事故时,使结构松动,以及避免完全损坏。图 3 所示为增加了支承杆(7~18)而形成所要求的非静定状态。由于这些支承杆构成的附加几何连接,可使温度引起的变形而产生的强制应力变得尽可能小。这种静力学要求可由杆系 4、5、6、7、

8、9 和 10、11、12 来满足。这些杆系由摆动支承 4、7、10 组成，由装在两边的双拉杆 5、6 和 8、9 和 11、12 预先拉紧。通常拉力和压力的可靠传递，用一根拉杆已足够。采用第二根拉杆的结构是非静定的，但是还不能有效地阻止高温变形。图 3 所示，除了上述的支承杆 1~18，在(a)点又增加了由五根支承杆组成的杆组：19~21 是垂直方向的，22~23 是水平方向的。在(a)、(b)、(c)和(d)点由摆动杆和相邻的预应力拉杆组成的垂直支承杆组，可视为单独的内非静定支承。如果只存在三个这样的支承，例如在(b)、(c)和(d)点，就不会有配合困难。在(a)点的附加支承，是为了进一步提高非静定性和保证安全，但却与炉体装入时无配合困难的要求相矛盾。此点的支承误差，可以通过调整拉杆的拉紧程度来扭转开式托圈而加以消除。

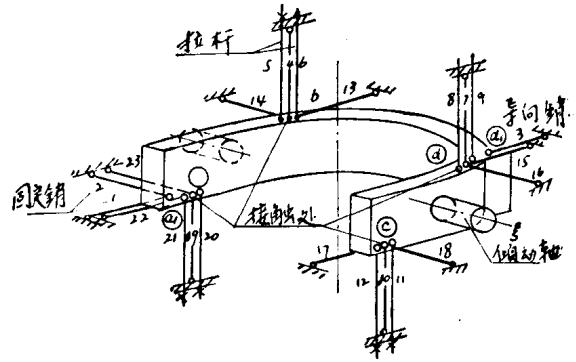


图 3 具有非静定支承的开式托圈

1—拉杆 2—固定销 3—接触处 4—耳轴 5—导向销

拉杆最好由许多单根线材构成。在沿拉杆方向传递力时，采用这种拉杆比采用单件构成

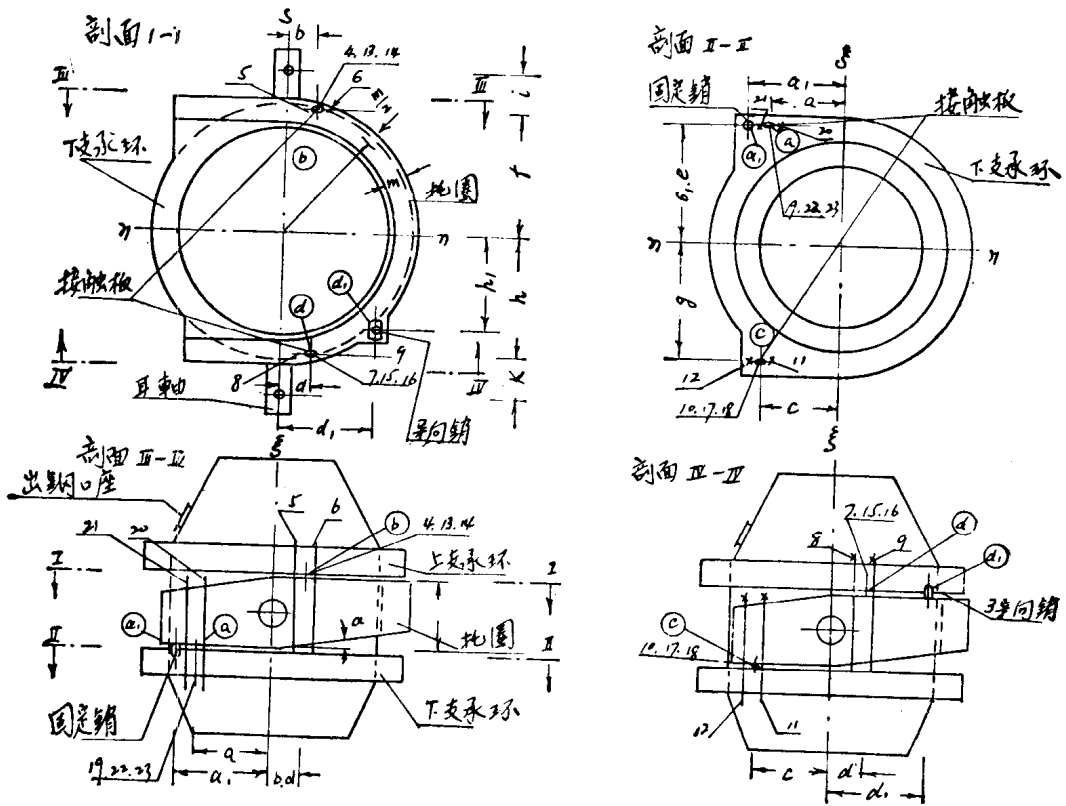


图 4 装有高度变化的开式托圈的可更换转炉

1—I-I 剖面 2—下支承环 3—接触板 4—倾动轴 5—导向销 6—托圈 7—II-II 剖面
8—固定销 9—下支承环 10—接触板 11—III-III 剖面 12—出钢口座 13—固定销
14—下支承环 15—托圈 16—上支承环 17—IV-IV 剖面 18—导向销

的拉杆安全性更好。此外,这种拉杆还有使用上的优点,在装配时,易于在横向变成s形,以使用简单的方法来补偿连接件断面的成形误差。

图3所示,在托圈平面上支承杆的作用13~18和22~23,来自摆动支承4、7、10、19的预应力。这四个摆动支承在转炉中就是接触板。这种预应力连接是在预应力混凝土中通常的预应力钢丝和在钢结构中采用的预应力螺钉的综合体。摩擦力的大小决定于由预应力引起的压紧力的大小和与接触部分的表面光洁度有关。摩擦系数 μ 的上限在0.45至0.60之间,这是在预先准备好的接触面与预应力相关时的计算基础。当接触面上没有被润滑剂沾污时,可用未经预先处理的钢与钢之间滑动摩擦系数 $\mu=0.15$ 进行计算,这一数值仅比静摩擦系数小。当由于静力学的原因希望这样时,采用适合的润滑剂,也只允许在个别支承部分有很小的摩擦力。

为进一步满足尽可能简单地组装的要求,“支承杆”1、2和3在图1所示的闭式托圈中采用端部为锥形的销子,而对于开式托圈,则采用如图4和图5中所示的形式。与图1相比,主要的不同点在于销子1、2和3的位置有了改变,现在这几个销子不再在倾动轴线 $\xi-\xi$ 上,而是在离此还有距离的 a_1 和 d_1 上。因此,销子(图5a)不会影响炉体的装入,而托圈从倾动轴开始逐渐向两边变细。用固定销来代替图2和图3的支承杆1和2。靠滑块在长孔中运动的导向销相当于支承杆3。

图4为上述结构的几个剖面示意图。这种结构进一步地满足了工作和静力要求。

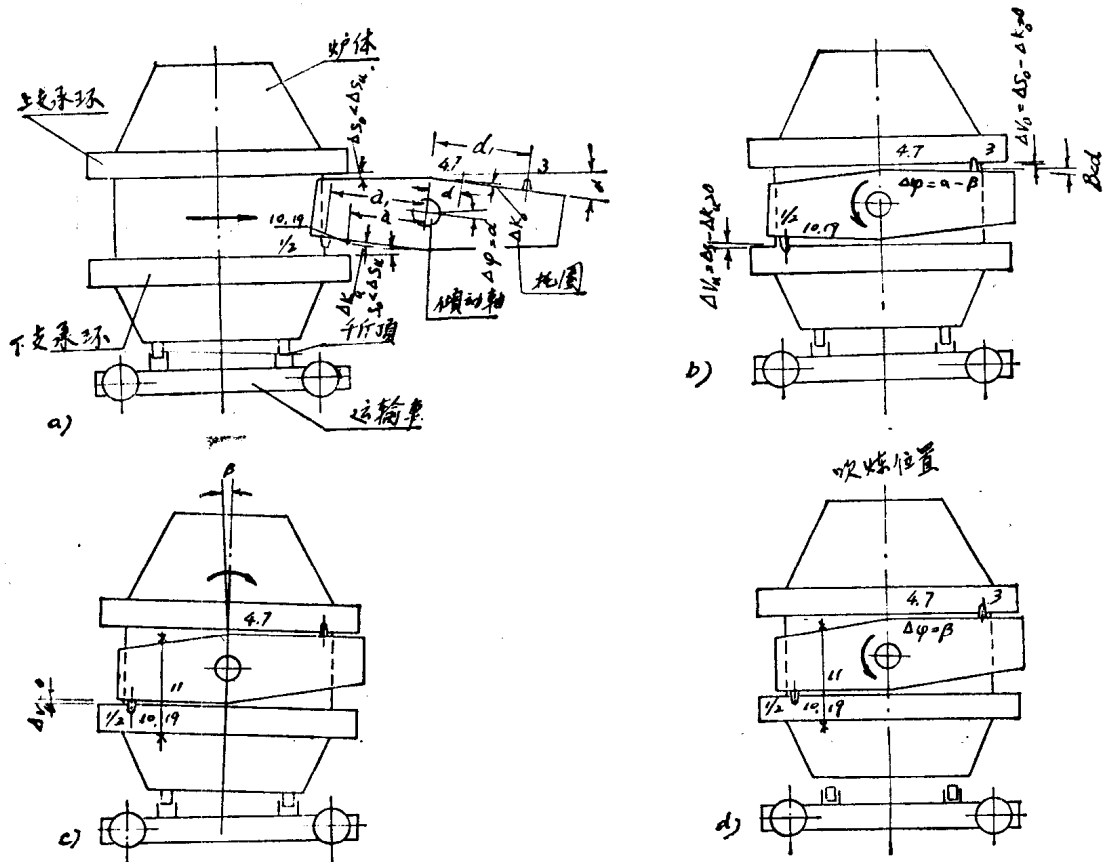


图5 图4中所示为可更换炉体的安装

1—上支承环 2—下支承环 3—运输车 4—千斤顶 5—倾动轴 6—托圈 7—炉体 8—吹炼位置

三、转炉炉体的安装

炉体的安装如图 5 所示分为四个阶段:

- 1) 装入炉体,
- 2) 转动托圈,
- 3) 转动炉体,
- 4) 转炉悬挂完毕。

转炉炉体砌衬后装在专用运输车上运至转炉吹炼位置(图 5a)。此时,开式托圈如钟表指针那样偏离其正常位置(图 5d)一个角度 $\Delta\varphi = \alpha$ 。当托圈处于这一位置时,固定销 1、2 和导向销 3 以及接触板 4、7、10 和 19 不会阻止炉体的放入;在两个支承环和托圈之间有足够间隙 Δs_0 和 Δs_u 。在炉体置入后,按照图 5b,将托圈按反时针方向转动。当处于 $\Delta s_0 < \Delta s_u$ 的情况下,接触板 4 和 7 在托圈转动时,首先与上支承环接触,而接触板 10 和 19 然后与下支承环接触。在这一情况下,转动角为 $\Delta\varphi = \alpha - \beta$, $\beta < \alpha$ (图 5b)。在托圈转动时,固定销 1、2 进入下支承环的销孔中,由于销子呈锥形,使炉体对中。同时,导向销 3 进入上支承环的长销孔中,此时,炉体沿立轴方向稍加转动。销子和销孔在轴线上的少量偏差,由销子的球面形状来补偿。由于残留变形引起的固定在托圈上的两个销子和在支承环上的销孔之间产生的几个毫米的偏差,则可通过侧向移动长销孔中的滑块来补偿。如图 5c 所示,炉体转动 β 角,使已固定位置的托圈上的接触板 10 或 19 与下支承环接触。通过许多个在运输车和炉体之间的液压千斤顶,可以简便地调整较小的高度偏差。假如接触板 10 处于工作位置,那么在拉杆 11 装入后,就结束了静定安装。在炉体轴线处在吹炼位置的垂直轴线上后,将液压千斤顶撤走,运输车离开吹炼位置。在吹炼位置上,所有的力,包括不希望产生的侧向力,可通过“支承杆”1、2、3、4、7、和 11 以静定方式传递。

为使炉体能倾动 180° ,除了接触板 4 和 7 外,至少还要装上拉杆 5 和 8(见图 4)。如果拉杆没有预应力,炉体就可能在水平位置晃动。为了进一步保证安全,又装入三根拉杆 6、9 和 12,同时所有的拉杆都预先拉紧。在安装近于结束时,将拉杆 20 和 21 预先拉紧,此时,由于托圈稍有挠曲,而使接触板 19 处于工作位置。由于预应力的作用,可在接触处 4、7、10 和 12 传递摩擦力 13~18 和 22~23。因此,就达到了如图 3 和 4 所示的转炉炉体在托圈内的非静定支承。炉体拆卸时,按照与安装相反的次序进行。

四、支承结构在工作时的受力情况(图 3 和 4)

在吹氧时,转炉处在图 4 和图 5d 所示的位置,转炉纵轴处在垂直位置(吹炼位置)。在转动将达 90° 时,进行出渣。与此相对应的是出钢位置。有时炉体还需倾转 180° ,处于倒置位置。

在吹炼位置上,负荷的传递经接触板 4 和 7 传到上支承环,以及经过拉杆 11、12、20 和 21 传到下支承环。当预应力足够大时,在这些拉杆中的预应力由于负荷的作用,只有很小的增大;同时,拉杆 5、6、8 和 9 中的预应力传到上支承环。

在倾转 180° ,炉体处于倒置位置时,力的作用情况正好相反,不过此时由于没有钢水和渣

子,总的负荷减少了。

当炉体从吹炼位置向两边的水平位置倾转时,力也逐渐转向炉体的纵轴线;炉体处于水平位置时,在纵轴方向只受到预应力的作用。炉体在倾动时逐渐增加的横向负荷,通过三个销子 1、2 和 3 的孔壁,以及通过由于预应力引起的摩擦力 13、15、17、22 而传到接触板 4、7、10、19 上去。

这种由变动的负荷(炉体、炉衬、钢水、渣)引起的受力情况与由于炉壳、托圈和拉杆受热不均而引起的变形力迭加在一起。托圈的温度可比与炉壳焊在一起的支承环的温度低约 100°C,而且由于非静定支承会使其受到较大的强制变形力。托圈从内到外的温降也会引起强制变形力。构件和连接件的刚性越好,热变形力也就越大。在静定支承的情况下,不产生强制配合,因此也没有强制力。尽管从静力学观点来看,静定支承是理想的,但是只要有一根“支承杆”不起作用,就可能造成整个结构破坏的危险。根据图 4,采用预应力达到的非静定性,不仅满足了生产安全可靠的要求,而且在采用开式托圈时,还可大大减少较大的弹性变形。

五、炉体处于水平位置时对开式和闭式托圈进行静力计算的结果

在设计托圈时,除了要考虑其负荷应力外,还要研究所受的热应力。这种热应力有可能大大超过负荷应力。在经过长期工作后,受力较大的炉壳部分,即使采用较厚的钢板,抗变形能力也会不足,这样热应力往往就会产生大的蠕变,甚至成为破坏的原因。

表 1 列出了一个开式托圈和闭式托圈静力计算的比较结果,两托圈具有相同的不变断面,炉体处于水平位置。经过计算,包括在托圈平面上的最大弯矩 μ_y 和所属的应力 σ_y ; 此外还有一些变形情况。

除了转炉的重量 800 吨外,还必须同时考虑如下温度影响:托圈的温度比支承环的温度约低 $T=100^\circ\text{C}$,而托圈从内到外的温差 $\Delta T=50^\circ\text{C}$ 。

表 1 开式和闭式托圈平面上的最大弯矩 μ_y 和最大应力 σ_y

(转炉处在水平位置。P=800 吨, $T=-100^\circ\text{C}$, $\Delta T=50^\circ\text{C}$)

在 (a)、(b)、(c)、(d) 点的支承情况		最大弯矩 μ_y (吨米)		最大应力 σ_y (公斤/厘米 ²)	
		开式托圈(图 4)	闭式托圈(图 1)	开式托圈(图 4)	闭式托圈(图 1)
1	无滑动阻尼	400	560	667	933
2	在 ξ 轴线上有完全的滑动阻尼	602	941	1003	1568
3	在 ξ 轴线上 $H_{\max}=180$ 吨	501	746	835	1243
4	在 ξ 轴线上 $H_{\max}=45$ 吨	316	592	527	987
5	仅在 (a) 和 (c) 点上有滑动阻尼	398	—	663	

在 ξ 轴线上传递力的四个预应力支承点 (a)、(b)、(c)、(d) (见图 1 和图 4) 的支承条件是变化的。在 η 轴线上的力由销子 (a_1) 和 (b_1) 承受。为了进行计算,将 (a_1) 和 (d_1) 点移至 (a) 和 (d) 点,使静力系统对称,这对最大弯矩 μ_y 没有显著的影响。

在支承情况 1 中,没有滑动阻尼,这相当于静定支承。采用这种无阻尼支承时,开式托圈会产生不允许的过大变形,在开口端的跨距上测出为 60 毫米。而对非静定闭式托圈,直径的