

国外700 t/d浮法玻璃熔窑的窑体尺寸和蓄热室参数

唐福恒

(北京长城工业炉技术中心 北京市 102208)

摘要 以pilkenton公司在欧洲建造的700 t/d浮法玻璃熔窑为例,采用反推算法分析判断其熔窑的主体结构尺寸和蓄热室格子体的参数。对其蓄热室参数的腔道尺寸、助燃空气预热温度、排烟温度情况进行了详细的分析推算。

关键词 浮法玻璃 单位能耗 窑体结构 蓄热室格子体

中图分类号: TQ171.6 **文献标识码:** A **文章编号:** 1003-1987(2016)10-0016-07

Kiln Dimensions and Regenerator Parameters of Abroad 700t/d Float Glass Furnace

TANG Fuheng

(*Technical Center of Beijing Great Wall Industrial Furnace ,beijing, 102208*)

Abstract: The physical size of main furnace part and checker parameters of regenerator were analyzed and judged with inverse estimation method by taking the example of 700t/d float glass furnace built by Pilkinton in Europe. Chamber size of regenerator, preheating temperature of combustion air, exhaust gas temperature were analyzed and calculated .

Key Words: float glass, unit energy consumption, furnace structure, regenerator checker

0 前言

①据浮法玻璃工艺创始者pilkenton公司1986年提供的数据显示^[1],按照最佳资本值和操作成本设计的燃油熔窑的燃料消耗指标: $P = 500 \text{ t/d}$ 浮法玻璃熔窑,单位能耗指标为 $r = 6\ 530 \text{ kJ} (1\ 560 \text{ kcal}) / \text{kg}_{\text{玻璃}}$; $P = 700 \text{ t/d}$ 浮法玻璃熔窑,单位能耗指标为 $r = 5\ 780 \text{ kJ} (1\ 380 \text{ kcal}) / \text{kg}_{\text{玻璃}}$,此最佳消耗对在欧洲建造的玻璃工厂是典型的。并指出熔窑的燃料消耗依赖许多因素,包括原料质量、燃料类型、绝缘(保温和密封)、助燃空气预热等。

②玻璃熔窑的基本热平衡是指熔窑主要的收入热与消耗热之间的热平衡。其收入热仅来自于燃料燃烧产生的热量,预热助燃空气带入的热量属于熔窑系统内自循环热量,不属于收入热。支出热包括:玻璃液形成过程耗热、排出废气(烟气)带走热、窑体结构散热这三项内容,玻璃熔窑的单位能

耗指标也就是由这三项支出热所决定的。

③玻璃液形成过程耗热是指玻璃配合料熔化成高温玻璃液吸收的热量,是由原料配方决定的固定数,不需增加也不能减少。排出烟气带走热是由废气量和废气温度共同决定的,而废气量又是由熔窑的熔化能力、单位能耗、燃料种类决定的固定数,只有废气温度是可变的量。窑体结构散热包括:窑壁表面散热,各类孔洞的散热,受到风冷、水冷带走热等,不同吨位浮法玻璃熔窑的窑体结构散热量与其全窑耐火材料的总重量是成比例的。

④面对日趋高涨的燃料价格和严格的环保要求,玻璃熔窑要实现节能减排,必须尽力降低单位能耗。而降低单位能耗最直接有效的两项措施分别是:其一尽量提高熔化率减小窑体结构尺寸以减少窑体结构散热量,其二通过升高助燃空气预热温度来降低排烟温度以减少废气带走的热量。

⑤在反推算某一特定吨位浮法玻璃熔窑的窑体尺寸和蓄热室格子体参数时,对于影响熔窑燃

料消耗的原料质量、窑体保温和密封等条件，都确认已经达到要求的前提下进行的。在推算过程中，对窑体结构散热损失和由排烟温度决定的废气带走的热损失这两项数据，需要反复多次地进行调整→计算→再调整→再计算的过程，才能逐步推算出符合单位能耗指标要求的热平衡。

⑥参照国内外各种不同吨位玻璃熔窑的实际数据情况，下面就以pilkenton公司在欧洲建造的熔化能力700 t/d、单位能耗5 780 kJ (1 380 kcal) /kg玻璃的浮法玻璃熔窑为例，首先进行窑体主要尺寸推算。其主窑体结构的熔化部尺寸大概情况为：熔化部池宽11 500 mm，6对小炉，1*~5*小炉中心线间距3 300 mm、5*~6*为3 100 mm，1*小炉之前长度为3 700 mm，则熔化区池长为3 700 + 4 × 3 300 + 3 100 + 1 000 = 21 000 (mm)，熔化部池长为35 000 mm。

⑦然后对其蓄热室参数进行推算，助燃空气预热温度应达到 > 1 200 ℃，排烟温度则要 < 500 ℃，蓄热室热回收效率应达到65%以上。当时国内外玻璃熔窑蓄热室的格子体均以条形砖为主，本文照此不变。设定蓄热室格子体的孔径170 mm × 170 mm，需要采用较高的格子体，在8 000 ~ 9 000 mm范围。

⑧将以上反推出的窑体主尺寸和蓄热室参数为基础，进行详细的相关计算，来验证反推算的结果。本文推算的数据是按国内设计习惯、采用公制单位进行的。西方国家（当时）多采用英制单位，所以本文推算出的所有数据只能是近似情况，不可能与原设计数据准确吻合，只要保证熔化能力和单位能耗指标基本吻合就够了。

1 本700 t/d浮法熔窑燃烧基础数据和蓄热室热平衡计算

1.1 燃烧基础数据计算（设定重油热值 $Q_d = 40\ 000$ kJ/kg）

①单位时间燃料耗量（重油）：

$$\begin{aligned} R_L &= P \cdot 10^3 \cdot r / Q_d \\ &= 700 \times 1\ 000 \times 5\ 780 / 40\ 000 \\ &= 101.15 \text{ (t/d)} \\ &= 4\ 215 \text{ kg/h} \\ &= 1.171 \text{ kg/s} \end{aligned}$$

②单位燃料的理论助燃空气耗量：

$$\begin{aligned} L_0 &= \frac{0.2Q_d}{1\ 000} + 2 \\ &= \frac{0.2 \times 40\ 000}{1\ 000} + 2 \\ &= 10 \text{ (Nm}^3\text{/kg}_{\text{重油}}) \end{aligned}$$

③实际助燃空气耗量（ $\alpha = 1.2$ ）：

$$\begin{aligned} K_a &= \alpha \cdot L_0 \cdot R_L \\ &= 1.2 \times 10 \times 1.171 \\ &= 14.05 \text{ (Nm}^3\text{/s)} \end{aligned}$$

④产生的烟气量：

$$\begin{aligned} Y_Q &= \left[\frac{0.27Q_d}{1\ 000} + (\alpha - 1) \cdot L_0 \right] \cdot R_L \\ &= \left[\frac{0.27 \times 40\ 000}{1\ 000} + (1.2 - 1) \times 10 \right] \times 1.171 \\ &= 14.99 \text{ (Nm}^3\text{/s)} \end{aligned}$$

1.2 蓄热室热平衡计算（这是经过多次调整计算的最后结果）

设定助燃空气进入格子体初始温度100 ℃，预热平均温度1 220 ℃。烟气进入格子体平均温度1 450 ℃，从格子体炉条碓下排出温度平均大约为470 ℃。

①蓄热室格子体的温度分布和气体热容量见表1：

表1 蓄热室格子体的温度分布和气体热容量

项目	温度/℃	气体热容量 /kJ · Nm ⁻³ · ℃ ⁻¹
烟气进格子体温度	$t_{v1}=1450$	$C_{v1}=1.591$
烟气出格子体温度	$t_{v2}=470$	$C_{v2}=1.439$
空气进格子体温度	$t_{k1}=100$	$C_{k1}=1.323$
空气预热温度	$t_{k2}=1220$	$C_{k2}=1.464$

②每秒烟气带入蓄热室格子体热量（由原料挥发分随烟气带入的热量按增加2%考虑）：

$$\begin{aligned} Q_{VQ} &= 1.02 \cdot Y_Q \cdot C_{Y_1} \cdot t_{Y_1} \\ &= 1.02 \times 14.99 \times 1.591 \times 1450 \\ &= 35\,273 \text{ (kJ/s)} \dots\dots\dots (100\%) \end{aligned}$$

③每秒助燃空气预热热量（占烟气带入格子体热量的百分数即为蓄热室热回收效率）：

$$\begin{aligned} Q_{KQ} &= K_Q (C_{K_2} \cdot t_{K_2} - C_{K_1} \cdot t_{K_1}) \\ &= 14.05 \times (1.464 \times 1\,220 - 1.323 \times 100) \\ &= 23\,236 \text{ (kJ/s)} \dots\dots\dots (65.88\%) \end{aligned}$$

④排出格子体的烟气温度（设定格子体热利用率 $\eta = 95\%$ ）：

$$\begin{aligned} t_{Y_2S} &= \frac{1}{C_{Y_2}} \left(C_{Y_1} \cdot t_{Y_1} - \frac{Q_{KQ}}{Y_Q \cdot \eta} \right) \\ &= \frac{1}{1.439} \left(1.591 \times 1450 - \frac{23\,236}{14.99 \times 0.95} \right) \\ &= 469 \text{ (}^\circ\text{C)} \end{aligned}$$

⑤烟气带出热量：

$$\begin{aligned} Q_{VC} &= Y_Q \cdot C_{Y_2} \cdot t_{Y_2S} \\ &= 14.99 \times 1.439 \times 469 \\ &= 10\,117 \text{ (kJ/s)} \dots\dots\dots (28.68\%) \end{aligned}$$

⑥蓄热室格子体结构散热（ $\approx 5\%$ ，与格子体热利用率 $\eta = 95\%$ 相配）：

$$\begin{aligned} Q_{XS} &= Q_{VQ} - Q_{KQ} - Q_{VC} \\ &= 35\,273 - 23\,236 - 10\,117 \\ &= 1\,920 \text{ (kJ/s)} \dots\dots\dots (5.44\%) \end{aligned}$$

2 蓄热室腔道平面尺寸设计

2.1 本熔窑蓄热室格子砖数据

①设定格子砖类型及排列方式：条形砖、编篮式（闭蓝）排列；

②格子体孔径： $d_g = 170 \text{ mm}$ ，砖厚： $t_g = 64 \text{ mm}$ ，砖高： $h_g = 114 \text{ mm}$ ；

③格子体横断面自由流通面积： $A_g = 0.5278 \text{ m}^2/\text{m}^2$ ；

④格子体单位体积换热面积： $A_g = 10.85 \text{ m}^2/\text{m}^3$ ；

⑤格子体单位体积砖体积： $V_g = 0.404 \text{ m}^3/\text{m}^2$ ；

⑥格子砖材料：碱性砖为主（80%），低气孔黏土砖（20%）。

2.2 本熔窑采用组合连通蓄热室，格子体纵向分3个腔道码砌

根据推算出的小炉对数及小炉中心线分布尺寸，6对小炉采用2+2+2组合连通，蓄热室的2道分隔墙位置需要分别向窑头、窑尾方向各做少量微调移动35 mm，蓄热室纵向3个腔道的尺寸组合如下：

①第1腔道（对应1*~2*小炉）（以备配合料粉尘堵塞，向窑头方向增加4排孔）：

$$L_{x_1} = 30 + (30 \times 234 + 64) + 30 = 7\,144 \text{ (mm)}$$

②第2腔道（对应3*~4*小炉）：

$$L_{x_2} = 30 + (26 \times 234 + 64) + 30 = 6\,208 \text{ (mm)}$$

③第3腔道（对应5*~6*小炉）（为统一炉条碓尺寸，向窑尾方向增加1排孔）：

$$L_{x_3} = 30 + (27 \times 214 + 64) + 30 = 6\,442 \text{ (mm)}$$

2.3 蓄热室腔道长度、宽度尺寸及格子孔数量

①蓄热室腔道的长度尺寸组合（熔窑纵向）：

$$\begin{aligned} L_x &= L_{x_1} + L_{x_2} + L_{x_3} \\ &= 7\,144 + 6\,208 + 6\,442 \\ &= 19\,794 \text{ (mm)} \end{aligned}$$

②蓄热室腔道宽度尺寸组合（熔窑横向）：

$$B_x = 30 + (22 \times 234 + 64) + 30 = 5\,272 \text{ (mm)}$$

（ \approx 熔化部池宽的45.8%）

③每侧蓄热室格子孔总数量：

$$N_x = 22 \times (30 + 26 \times 27) = 22 \times 83 = 1\,826 \text{ (mm)}$$

2.4 熔窑左侧蓄热室上部平面图

熔窑左侧蓄热室上部剖面图见图1。

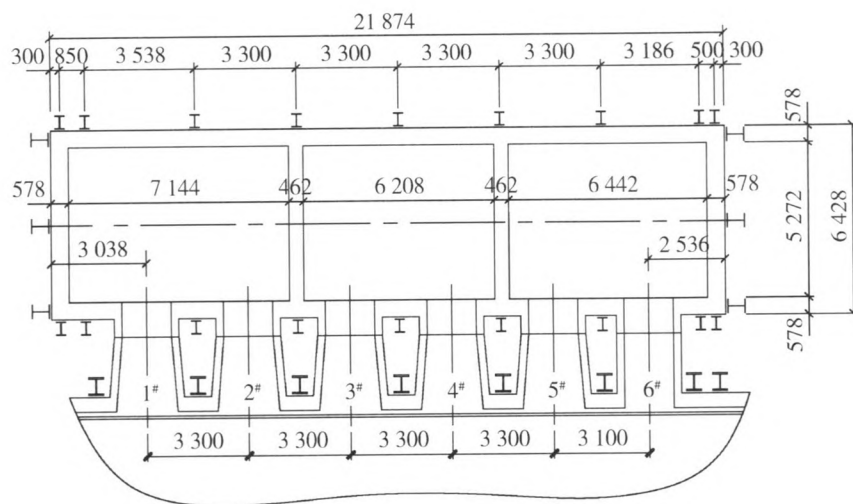


图1 蓄热室上部平剖面图

2.5 求出蓄热室格子孔内气体的流速

①单侧蓄热室腔道内格子孔的总流通面积：

$$A_{LT} = A_{gh} \cdot N_x \cdot \left(\frac{d_{gz} + s_{gz}}{1000} \right)^2$$

$$= 0.5278 \times 1826 \times \left(\frac{170 + 64}{1000} \right)^2$$

$$= 53 \text{ (m}^2\text{)}$$

②格子体中助燃空气标态流速（通常为：0.2~0.4 Nm/s）：

$$w_k = K_Q / A_{LT} = 14.05 \div 53 = 0.265 \text{ (Nm}^3\text{/s)}$$

③格子体中烟气标态流速（通常为：0.25~0.5 Nm/s）：

$$w_y = K_V / A_{LT} = 14.99 \div 53 = 0.283 \text{ (Nm}^3\text{/s)}$$

3 确定格子体换热面积

3.1 求出单侧蓄热室格子体的换热面积

①助燃空气预热温度与单位助燃空气配有的格子体换热面积之间的关系：

一般说来，单位助燃空气配有的格子体换热面积（m²/Nm³/s），是决定助燃空气预热温度的最主要因素。配置的格子体换热面积越大，传热量就越多，使助燃空气温度升得更高。蓄热室格子体水平断面合理的情况下，助燃空气的预热温

度与格子体高度成正比例变化。

②单位助燃空气占有的换热面积与助燃空气预热温度参考值：

结合国内多座不同吨位浮法熔窑的格子体配置及其助燃空气预热温度情况，能够给出单位助燃空气（Nm³/s）配有的格子体换热面积R_x（m²/Nm³/s），与助燃空气预热温度t_x（℃）之间有比较稳定的对应关系（见表2）。

表2 单位助燃空气配有的格子体换热面积与助燃空气预热温度参考值

单位助燃空气的换热面积 R _x /m ² ·Nm ⁻³ ·s ⁻¹	650	700	750	800	850
助燃空气预热温度t _x /℃	1206	1226	1245	1261	1276

③确定单位助燃空气需要的换热面积：

根据蓄热室热平衡计算中设定的助燃空气预热温度1220℃，可从表1中得到单位助燃空气的换热面积大约为R_x = 697 m²/Nm³/s。

④熔窑单侧蓄热室需要格子体换热面积：

从前面的燃烧计算中，已经得到本700 t/d熔窑需要的单位时间助燃空气量为：

K₀ = 14.05 Nm³/s,则单侧蓄热室需要格子体总换热面积为：

$$A_{GZT} = R_x \cdot K_Q = 697 \times 14.05 \approx 9800 \text{ (m}^2\text{)}$$

3.2 计算格子体高度及其格子砖重量

①计算格子体设计高度:

$$H_x = \frac{A_{GZT}}{B_x L_x A_{hr}} = \frac{9800}{5.272 \times 19.794 \times 10.85} = 8.655 \text{ (m)}$$

②确定格子体实际高度(根据格子砖高度和层数确定):

$$H_{GZT} = 76 \times 114 = 8664 \text{ (mm)}$$

③单侧蓄热室格子体的实际体积(格子体平面尺寸按对应格子体高度的蓄热室腔道断面尺寸计算):

$$V_{GZT} = B_x \cdot L_x \cdot H_{GZ} = 5.272 \times 19.794 \times 8.664 = 904 \text{ (m}^3\text{)}$$

④单侧蓄热室格子体的砖体积(单位体积格子体的砖体积 $V_{gz} = 0.404 \text{ m}^3/\text{m}^3$):

$$V_{GZZ} = V_{GZT} \cdot V_{gz} = 904 \times 0.404 = 365 \text{ (m}^3\text{)}$$

⑤全窑格子砖设计重量(根据品种和数量,格子砖的平均容重 $\gamma \approx 2.82 \text{ t/m}^3$):

$$G_{GZZ} = 2V_{GZZ} \cdot \gamma = 2 \times 365 \times 2.82 = 2060 \text{ (t)}$$

4 计算助燃空气预热温度和排烟温度

4.1 采用TECO经验公式计算助燃空气预热温度^[3]

①单侧蓄热室格子体实际换热面积(实际体积 $V_{GZT} = 904 \text{ m}^3$):

$$A_{GHR} = V_{GZT} \cdot A_{gz} = 904 \times 10.85 = 9808 \text{ (m}^2\text{)}$$

②计算单位助燃空气的格子体换热面积变量(助燃空气量 $K_Q = 14.05 \text{ Nm}^3/\text{s}$):

$R_G = A_{GHR}/K_Q = 9808 \div 14.05 = 698 \text{ (m}^2/\text{Nm}^3/\text{s助燃空气量)}$

③能够达到的助燃空气预热温度(TECO经验公式采用华氏度,转换为摄氏度):

$$t_k = 3.3793 \times 10^{-7} \cdot R_G^3 - 1.1316 \times 10^{-3} \cdot R_G^2 + 1.474 \cdot R_G + 633.23 = 3.3793 \times 10^{-7} \times 698^3 - 1.1316 \times 10^{-3} \times 698^2 + 1.474 \times 698 + 633.23 = 1225 \text{ (}^\circ\text{C)}$$

4.2 计算排出格子体的实际烟气温度

①每秒助燃空气预热热量(留有5℃储备,仍按助燃空气预热1220℃计算):

$$Q_{KQ} = K_Q (C_{K_2} \cdot t_{K_2} - C_{K_1} \cdot t_{K_1}) = 14.05 \times (1.464 \times 1220 - 1.323 \times 100) = 23236 \text{ (kJ/s)}$$

②排出格子体的烟气温度(烟气量 $Y_Q = 14.99 \text{ Nm}^3/\text{s}$,格子体热效率按 $\eta = 95\%$ 考虑):

$$t'_{Y,S} = \frac{1}{C_{Y_2}} \left(C_{Y_1} \cdot t_{Y_1} - \frac{Q_{KQ}}{Y_Q \cdot \eta} \right) = \frac{1}{1.439} \left(1.591 \times 1450 - \frac{23236}{14.99 \times 0.95} \right) = 469 \text{ (}^\circ\text{C)}$$

5 全窑基本热平衡计算

①全窑每秒消耗燃料产生的热量(收入热):

$$Q_{RL} = \frac{P \cdot 10^3 \cdot r}{24 \times 3600} = \frac{700 \times 1000 \times 5780}{86400} = 46829 \text{ (kJ/s)} \dots\dots\dots (100\%)$$

②全窑每秒生成玻璃液耗热量(本熔窑取熔化成1kg玻璃液需要的耗热量: $r_c = 3000 \text{ kJ/kg玻璃}$):

$$Q_G = \frac{P \cdot 10^3 \cdot r}{24 \times 3600} = \frac{700 \times 1000 \times 3000}{86400} = 24306 \text{ (kJ/s)} \dots\dots\dots (51.90\%)$$

③蓄热室每秒排出烟气带走热量(排烟温度470℃,带走热量前面已计算出):

$$Q_{Yc} = 10117 \text{ kJ/s} \dots\dots\dots (21.60\%)$$

④全窑窑体结构散失热量：

$$\begin{aligned} Q_{SR} &= Q_{RL} - Q_G - Q_{YC} \\ &= 46\,829 - 24\,306 - 10\,117 \\ &= 12\,406 \text{ (kJ/s)} \text{ ----- (26.49\%)} \end{aligned}$$

6 窑体结构散热量分析

①熔化部面积计算：

$$A_{RHB} = 11.5 \times 35 = 402.5 \text{ (m}^2\text{)}$$

②全窑耐火材料总重量粗略计算（以国内500 t/d浮法熔窑熔化部面积355 m²，全窑耐火材料总重量7 000 t为例，不同吨位浮法玻璃熔窑的全窑耐火材料总重量与其熔化部面积是基本成比例的）：

$$G_{RY} = 7\,000 \times \frac{402.5}{355} = 7\,940 \text{ (t)}$$

③全窑耐火材料散热量计算（通过多个实例计算可知国外500 t/d浮法熔窑的窑体结构散热量约为11 000 kJ/s，不同吨位玻璃熔窑的窑体结构散热量与耐火材料总重量是基本成比例的）：

$$G_{RY} = 11\,000 \times \frac{7\,940}{7\,000} = 12\,500 \text{ (kJ/s)}$$

④窑体结构散热计算结果分析：

全窑耐火材料散热量12 500 kJ/s与全窑热平衡计算中的窑体结构散热量12 406 kJ/s很接近，相差不到1%。说明本文推算过程中设定的窑体结构主要尺寸、蓄热室参数中的助燃空气预热温度和与之相配的排烟温度，都是与本700 t/d浮法熔窑的单位能耗指标相吻合的。

7 熔化区炉膛火焰空间热负荷与玻璃液面受热强度计算

熔化区炉膛火焰空间热负荷与玻璃液面受热强度是玻璃熔窑的重要技术指标。按照国内浮法玻璃熔窑熔化区尺寸的计算方法，根据前面推算出的窑体尺寸，做出本700 t/d浮法玻璃熔窑的熔化区炉膛火焰空间热负荷与玻璃液面受热强度计算如下：

7.1 熔化区炉膛火焰空间热负荷

①熔化区炉膛火焰空间尺寸为：

$$\begin{aligned} \text{熔化区长度：} M_{RHL} &= 3\,700 + 4 \times 3\,300 + 3\,100 \\ &+ 1\,000 = 21\,000 \text{ (mm)}, \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{两侧胸墙之间距离：} M_{XQB} &= 11\,500 + 600 = \\ &21\,000 \text{ (mm)}, \end{aligned}$$

胸墙高度 $M_{XQH} = 1\,300 \text{ mm}$ （大碓采用砖碓碓，胸墙高度较小是其特点）：

熔化区大碓股高（大碓中心角 $\alpha = 60^\circ$ ）：

$$\begin{aligned} M_{XQH} &= \frac{M_{XQB}}{2} \times \tan\left(\frac{\alpha}{4}\right) \\ &= \frac{12\,100}{2} \times \tan\left(\frac{60}{4}\right) \\ &= 1\,621 \text{ (mm)} \end{aligned}$$

②每小时消耗燃料产生的热量：

$$\begin{aligned} R_{11} &= P_1 \cdot 1\,000 \cdot r_1 / 24 \\ &= 700 \times 1\,000 \times 5\,780 / 24 \\ &= 168\,600\,000 \text{ (kJ/h)} \end{aligned}$$

③熔化区炉膛容积：

$$\begin{aligned} V_1 &= \frac{M_{XQH} + M_{DXF} \cdot 2/3}{1\,000} \cdot M_{RHL} \cdot M_{XQB} \\ &= \frac{1300 + 1\,621 \times 2/3}{1\,000} \times 21 \times 12.1 \\ &= 605 \text{ (m}^3\text{)} \end{aligned}$$

④本熔窑熔化区火焰空间容积热负荷：

$$\begin{aligned} Q_{11} &= R_{11} / V_1 \\ &= 168\,600\,000 / 605 \\ &= 280\,000 \text{ (kJ/m}^3 \cdot \text{h)} \\ &\approx 67\,000 \text{ kcal/m}^3 \cdot \text{h} \end{aligned}$$

7.2 熔化区炉膛玻璃液面受热强度

①该熔窑熔化区玻璃液面尺寸：

$$\begin{aligned} \text{熔化区池长} M_{RHL} &= 21\,000 \text{ mm}, \text{ 池宽} M_{CBB} = \\ &11\,500 \text{ mm} \end{aligned}$$

②熔化区玻璃液面面积：

$$A_1 = M_{RHL} \cdot M_{CBB} = 21 \times 11.5 = 242 \text{ (m}^2\text{)}$$

③本熔窑熔化区玻璃液面受热强度：

$$\begin{aligned}
 E_{11} &= R_{11}/A_1 \\
 &= 168\ 600\ 000/242 \\
 &= 670\ 000\ (\text{kJ}/\text{m}^2 \cdot \text{h}) \\
 &= 160\ 000\ \text{kcal}/(\text{m}^2 \cdot \text{h})
 \end{aligned}$$

7.3 熔化区炉膛热负荷与热强度计算结果分析

①浮法玻璃熔窑熔化区炉膛火焰空间热负荷与玻璃液面受热强度可用数值范围^[2]见表3。

表3 浮法玻璃熔窑熔化区炉膛火焰空间热负荷与玻璃液面受热强度可用数值范围^[2]

项 目	数值范围(前期~后期)
熔化区炉膛火焰空间热负荷	55 000 ~ 80 000 kcal/m ³ ·h (230 000 ~ 330 000 kJ/m ³ ·h)
熔化区玻璃液面受热强度	150 000 ~ 210 000 kcal/m ² ·h (630 000 ~ 880 000 kJ/m ² ·h)

⑤计算结果分析:

本700 t/d浮法玻璃熔窑,运行前期熔化区炉膛火焰空间热负荷与玻璃液面受热强度两项重要技术指标,都高于浮法玻璃熔窑本指标的可用数值范围的起点值。这是能够达到较高熔化率、生产高等级浮法玻璃的重要条件。

8 结语

①早在30年前的欧洲等地,熔化能力700 t/d的浮法玻璃熔窑,熔化部池宽尺寸11 500 mm,只设6对小炉,单位能耗指标为1 380 kcal(5 780kJ)/kg_{玻璃},全窑耐火材料总重量约为8 000 t。此最佳消耗对在欧洲建造的玻璃工厂已成为当时的典型单位能耗数据。体现出了大吨位浮法玻璃熔窑熔化率高、窑体结构尺寸相对较小的特点。熔化区炉膛内火焰集中、热强度高、熔化

速度快、熔化质量好,这是降低单位能耗指标最直接最有效的措施之一,也是生产高等级浮法玻璃的重要条件之一。

②国内30多年前花巨资引进的700 t/d浮法玻璃熔窑在上海建成,生产出的玻璃质量达到了pilkenton公司的标准,是国内最高质量的玻璃。同样是熔化部池宽11 500 mm,但是属于更早期设计、比较落后、在发达国家已开始淘汰的8对小炉,全窑耐火材料总重量约为9 600 t,单位能耗指标比在欧洲同期建造的同等吨位新熔窑自然是比较高的。因为当时国内的浮法玻璃熔窑技术水平很落后,吨位小、体积大、能耗高、窑龄短、熔化玻璃质量差。即使花了巨资引进了单位能耗比较落后的技术,由于玻璃质量有保证,所以普遍认为此项目引进是成功的。

③1991年中国引进美国TECO公司玻璃熔窑技术时,TECO公司也介绍到给韩国和土耳其等国设计的700 t/d浮法玻璃熔窑都是采用6对小炉。然而,当今国内此吨位熔窑还多以7~8对小炉为主,甚至熔化部的池宽、池长等,还超过国内30多年前引进的当时就已经比较落后的8对小炉的熔窑。显而易见的是这类加宽、加长的庞大体积熔窑多花了很多建设及运行费用、多烧了很多燃料、多排出了很多污染物,而且生产的玻璃质量还是普通建筑级玻璃。

参考文献

- [1] 中国建筑材料工业协会平板玻璃协会信息部. 浮法玻璃文摘汇编(第三集)[M], 1988年, P104.
- [3] 唐福恒, 赵世博, 盛利军. 蓄热室格子体设计与助燃空气预热温度计算[J]. 玻璃, 2014(10).