

Capítulo 3

Análisis y descripción del sistema actual

3.1.- Descripción física del secador

En este capítulo se realizará la descripción y análisis a detalle del secador en cuestión, primero se señalará como está configurado como se muestra en la figura 3.1

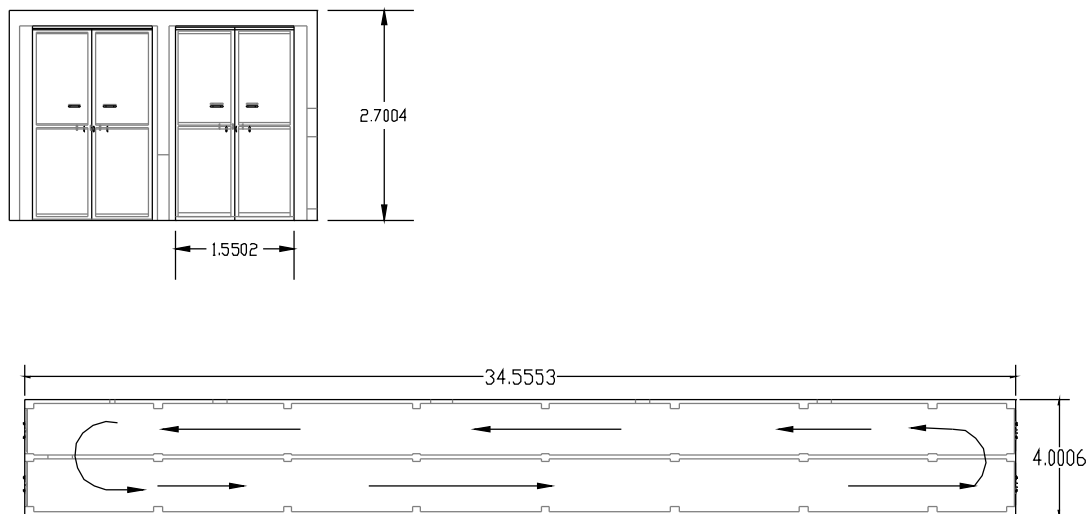


Figura 3.1.- dirección del flujo de aire y constitución del secador

En donde también se observa la dirección en que se desplaza el flujo de aire, el volumen total del secador contando los dos túneles es de 267.37m^3 en donde se alojan 49 racks cada uno con una capacidad actual de carga de 144 tejas media

caña cada uno y 3 rack con una capacidad de 214, teniendo un total de 7698 tejas, los racks y las charolas se muestran en la (figura 3.2).

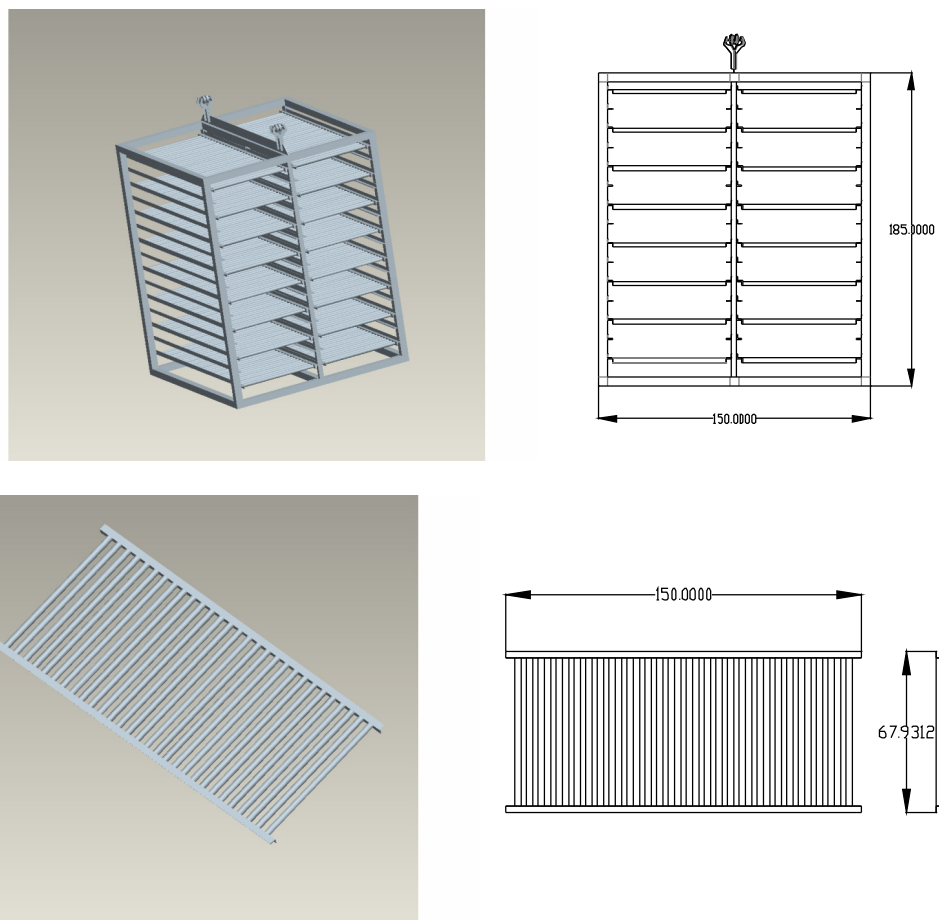


Figura 3.2.- Rack ensamble y charola (unidades cm.)

La disposición de las tejas en los 49 racks esta dada por 16 charolas con capacidad de 9 tejas cada charola y los tres restantes tienen 32 charolas con la misma capacidad, en las charolas las tejas se disponen como se muestra en la (figura 3.3).

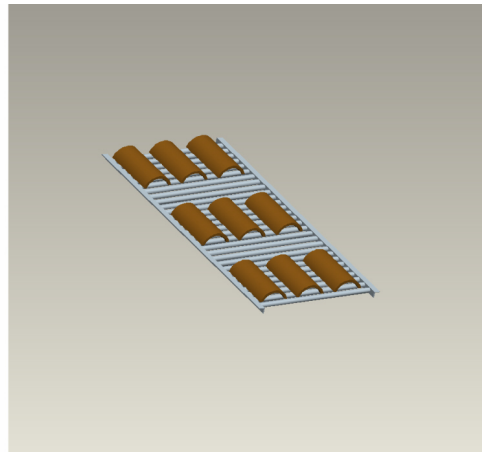


Figura3.3.-Charola con tejas

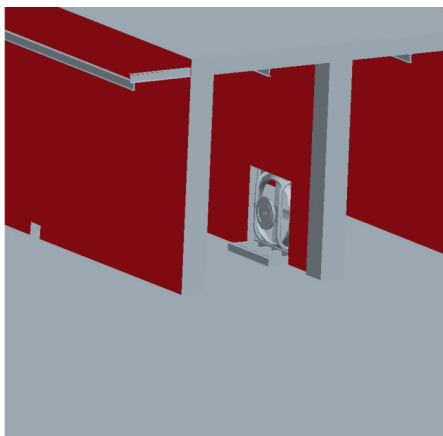


Figura 3.4.- Ventiladores que mueven el aire dentro del secador.

En la figura3.1 se muestra como se mueve el flujo de aire dentro del secador, en las partes en que el aire se cambia de túnel lo hace por medio de un ventilador el cual se mostró en el capítulo 2 que esta ubicado en el extremo izquierdo del diagrama y en el otro extremo el aire se cambia de túnel por medio de una turbina que extrae el aire de un túnel y lo introduce en el otro como se muestra en la figura3.4

3.2.- Balance de calor.

3.2.1-Transferencia de calor en el aire:

El cálculo de la transferencia de calor en el aire se realiza por medio de la ecuación:

$$q = \dot{m}C_p(T_e - T_i) \quad [1]$$

Donde \dot{m} es el flujo másico, C_p es el calor específico a la temperatura promedio, T_e es la temperatura final y T_i es la temperatura inicial

$$\dot{m} = 5.12 \text{Kg/s} \quad \text{valor experimental}$$

$$C_p = 1007 \text{J/Kg}^\circ\text{C}$$

$$T_{mi} = 12.6^\circ\text{C} \quad \text{valor experimental}$$

$$T_{mo} = 40^\circ\text{C} \quad \text{valor experimental}$$

$$T_{prom} = 26.3^\circ\text{C}$$

Sustituyendo en la ecuación tenemos que:

$$q = 5.12 * 1007 * (40 - 12.6) = 141270 \text{W} \quad [1]$$

3.2.2.-Transferencia de calor en el agua:

Para el cálculo de la energía del agua lo hacemos por medio de la ecuación:

$$q = hfg * m \quad [2]$$

Donde h_{fg} es la entalpía de evaporación, y m es la masa de agua que se quiere evaporar. La entalpía de evaporación se toma a la temperatura de vaporización del agua que se considera a 100°C , y la masa de agua a evaporar, esta es el agua que se evapora en 12 horas que esta funcionando el secador.

$$h_{fg} = 2257 \text{ Kj} / \text{Kg}$$

Una teja pesa 1.2Kg , y contiene el 20% de agua que se evapora a lo largo de las 12 horas, entonces.

$$m_{\text{agua}} = 1.2\text{Kg} * .2 = 0.24\text{Kg}_{\text{agua}}$$

Esto por las 7700 tejas a secar da:

$$m = 0.24 * 7700 = 1848\text{Kg}_{\text{agua}}$$

Sustituyendo en la ecuación tenemos que:

$$q = 2257 * 1848 = 4170936 \text{ Kj} \quad [2]$$

Lo cual para convertirlo en potencia se divide entre el tiempo de 12 horas convertido en segundos.

$$q = \frac{4170936}{12 * 3600} = 96549.44\text{W} \quad [3]$$

3.2.3.-Transferencia de calor en los Racks:

Para el cálculo de la transferencia de calor en los racks se utiliza la formula:

$$q = m * C_p * (T_i - T_{last}) \quad [1]$$

Donde m es la masa, C_p el calor específico y las T son las temperaturas.

Entonces se tiene que

$m = 200\text{kg}$ por 51 racks $m = 10200\text{Kg}$

C_p acero $= 0.486\text{Kj/Kg}^\circ\text{C}$

$T_i = 20^\circ\text{C}$ valor experimental

$T_{\text{last}} = 70^\circ\text{C}$ valor experimental

Entonces queda que:

$$q = 10200 * .486 * (70 - 20) = 247860 \text{ Kj} \quad [1]$$

$$q = 247860 / (12 * 3600) = 5.7375 \text{ kW} \quad [3]$$

3.2.4.-Transferencia de calor en las tejas:

Para las tejas primero se identificaron los componentes de este y sus proporciones, sabiendo que la suma de todas las masas es igual a 7700 Kg.

Arcilla-20% $C_p = 0.877 \text{ KJ/Kg}^\circ\text{C}$

Pizarra 20% $C_p = .756 \text{ KJ/Kg}^\circ\text{C}$

Barro negro 60% $C_p = 1.05 \text{ KJ/Kg}^\circ\text{C}$

El 100% de todo tiene una masa total de $m = 7700 \text{ Kg}$, así se tiene que:

$m = 1540 \text{ Kg}$ de arcilla, $m = 1540 \text{ Kg}$ de pizarra y $m = 4620 \text{ Kg}$ de barro negro el cual es caolinita pura.

Teniendo esto ya podemos sacar la transferencia de calor en el barro utilizamos la ecuación:

$$q = m * C_p * (T_{\text{last}} - T_i) \quad [1]$$

Donde m es la masa, C_p es el calor específico $(T_{last}-T_i)= \Delta T$

$$\text{Arcilla} \quad q = 1540 * .877 * (48 - 30) = 24310 \text{ Kj} \quad [1]$$

$$q = \frac{24310}{12 * 3600} = 562.73 \text{ W} \quad [3]$$

$$\text{Pizarra} \quad q = 1540 * .756 * (48 - 30) = 20956.32 \text{ Kj} \quad [1]$$

$$q = \frac{20956.32}{12 * 3600} = 485.1 \text{ W} \quad [3]$$

$$\text{Barro negro o caolinita} \quad q = 4620 * 1.05 * (48 - 30) = 87318 \text{ KJ} \quad [1]$$

$$q = \frac{87318}{12 * 3600} = 2021.25 \text{ W} \quad [3]$$

Una vez teniendo todo esto se tiene que la transferencia de calor total en el barro se calcula:

$$q_{barro} = q_{arcilla} + q_{pizarra} + q_{caolinita} \quad [4]$$

$$q_{barro} = 562.73 + 485.1 + 2021.25 = 3069.08 \text{ W} \quad [4]$$

3.2.5.-Transferencia de calor en la pared intermedia:

Para el cálculo de la transferencia de calor en la pared intermedia se utiliza la ecuación [1]

$$q = m * C_p * (T_i - T_{last}) \quad [1]$$

Donde m es la masa total de la pared, C_p el calor específico del ladrillo y T_i y T_{last} son las temperaturas iniciales y final de la pared con respecto al tiempo.

Entonces:

$$m = 23800 \text{ Kg}$$

$$C_p = 840 \text{ j/Kg}^\circ\text{C}$$

$$T_i = 20 \text{ }^\circ\text{C} \quad \text{valor experimental}$$

$$T_{\text{last}} = 40^\circ\text{C} \quad \text{valor experimental}$$

Entonces:

$$q = 23800 * 840 * (40 - 20) = 399840000 \text{ j} \quad [1]$$

$$q = \frac{399840000}{12 * 3600} = 9255.5 \text{ W} \quad [3]$$

3.3.-Perdidas de calor en el secador

3.3.1.-Perdida de calor en la pared exterior:

Para el cálculo de las perdidas en la pared exterior se hará por medio del método de resistencias.

$$q_i = \frac{T_1 - T_4}{\frac{1}{h_1 A_m} + \frac{L_1}{K_m A_m} + \frac{1}{h_2 A_m}} \quad [5]$$

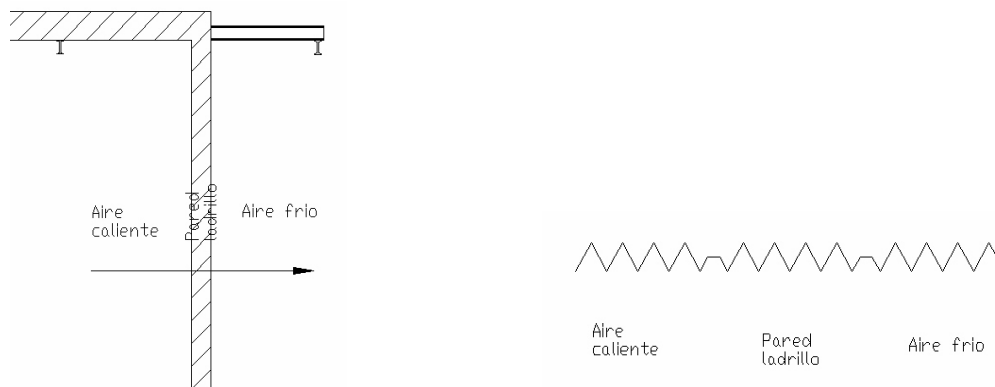


Figura 3.5.- Dirección del flujo de calor en la pared

Para esto es necesario calcular h_1 y h_2 primero y determinar k_m

Calculo para determinar h_1

$U=1.3\text{m/s}$ valor experimental

$T_{\text{amb}}=40^\circ\text{C}$ valor experimental

$T_{\text{s interior}}=32^\circ\text{C}$ valor experimental

$T_{\text{prom}}=36^\circ\text{C}$

$T_{\text{ambiente exterior}}=12.65^\circ\text{C}$ valor experimental

$T_{\text{s exterior}}=20^\circ\text{C}$

$\nu =15.89*10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$

$L=34.5\text{m}$

$Pr=.708$

$k_{\text{aire}}= .02624 \text{ w/mk}$

$k_{\text{ladrillo}}=0.93\text{W/m}^\circ\text{C}$

$$\text{Re}_L = \frac{U_\infty L}{\nu} \quad [6]$$

$$\text{Re}_L = \frac{1.3 * 34.5}{15.89 * 10^{-6}} = 2,822,529.89 \quad [6]$$

El flujo es turbulento por lo tanto Nussel es

$$\overline{Nu} = \text{Pr}^{1/3} * (0.037 * \text{Re}_L^{0.8}) \quad [7]$$

$$\overline{Nu} = 0.708^{1/3} * (0.037 * 2,822,529.89^{0.8}) = 4772.3 \quad [7]$$

Y con la ecuación [10] tenemos que h es

$$\overline{h}_c = \frac{Nu_L k}{L} \quad [8]$$

$$\overline{h}_c = \frac{4772.3 * .02624}{34.5} = 3.63 W / m^2 K \quad [8]$$

Calculo de \overline{h} en la parte exterior de la pared

En este caso se utilizan las temperaturas de ambiente exterior y de la superficie exterior.

$$g = 9.81 m/s^2$$

$$\beta = \frac{1}{289.475} = 0.00345 K^{-1} \quad [9]$$

$$T_{\text{Promedio}} = \frac{20 + 12.65}{2} = 16.325^\circ C \quad [10]$$

$$\text{Long} = 2.7m$$

$$\nu = 1.437 * 10^{-5} m^2/s$$

$$Gr = \frac{g * \beta * (t_s - t_\infty) * l^3}{\nu^2} = \frac{9.81 * .00345 * (20 - 12.65) * 2.7^3}{(1.437 * 10^{-5})^2} = 2.3 * 10^{10} \quad [11]$$

$$Pr = 0.708$$

$$k = .02624 W/m^\circ C$$

Una vez teniendo el número de Grasseof y el Prandal se puede calcular el número de Rayleigh el cual se utiliza para convección natural en placa vertical

$$Ra_L = Pr * Gr_L \quad [12]$$

$$Ra_L = 0.708 * 2.3 * 10^{10} = 16.284 * 10^9 \quad [12]$$

En este caso el número $Ra_L \geq 1 * 10^9$ por lo tanto ocupamos la ecuación general para placa vertical para calcular el número de Nusselt que se muestra en la ecuación [13]

$$\overline{Nu}_L = \left\{ 0.825 + \frac{0.387 * Ra_L^{1/6}}{\left[1 + \left(\frac{0.492}{Pr} \right)^{9/16} \right]^{8/27}} \right\}^2 \quad [13]$$

$$\overline{Nu}_L = \left\{ 0.825 + \frac{0.387 * 16.284 * 10^{9^{1/6}}}{\left[1 + \left(\frac{0.492}{0.708} \right)^{9/16} \right]^{8/27}} \right\}^2 = 294.28 \quad [13]$$

Y con la ecuación [8] se obtiene el coeficiente de convección promedio

$$\overline{h}_L = \frac{\overline{Nu} * K}{l} = \frac{294.28 * .02624}{2.7} = 2.86 W / m^2 \cdot C \quad [8]$$

Ya teniendo estos datos se puede aplicar la ecuación [5]

$$q_t = \frac{40 - 12.65}{\frac{1}{3.63 * 103.5} + \frac{.14}{.93 * 103.5} + \frac{1}{2.86 * 103.5}} = 3649.39W \quad [5]$$

Este valor es por las dos paredes de los extremos

3.3.2.-Perdida de calor en el techo

$$q_t = \frac{T_1 - T_4}{\frac{1}{h_1 A_m} + \frac{L_1}{K_m A_m} + \frac{1}{h_2 A_m}} \quad [5]$$

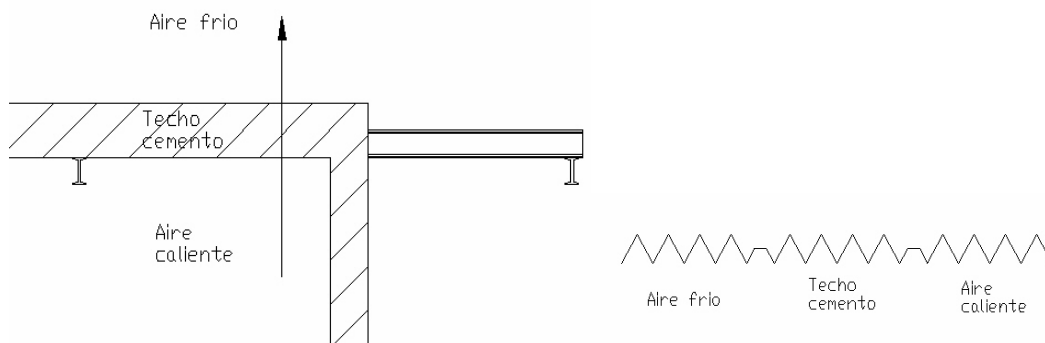


Figura 3.6.- Dirección del flujo de calor en el techo

Para esto es necesario calcular h_1 y h_2 primero y determinar K_m que es el coeficiente de conducción del concreto.

Calculo para determinar h_1

$$U = 1.3 \text{ m/s}$$

$$T_{\text{ambinterno}} = 40^\circ\text{C}$$

$$T_{\text{s interno}} = 35^\circ\text{C}$$

$$T_{\text{prom}}=37.5^{\circ}\text{C}$$

$$T_{\text{amb externo}}=12.65^{\circ}\text{C}$$

$$T_{\text{s externo}}=20^{\circ}\text{C}$$

$$\nu = 1.437 * 10^{-5} \text{ m}^2 / \text{s}$$

$$\text{Pr}=.704$$

$$k_{\text{aire}}= .0278 \text{ W/m}^{\circ}\text{C}$$

$$k_{\text{cemento}}=1.047\text{W/m}^{\circ}\text{C}$$

$$\text{Re}_L = \frac{U_{\infty} L}{\nu} \quad [6]$$

$$\text{Re}_L = \frac{1.3 * 34.5}{1.437 * 10^{-5}} = 3,121,085.59 \quad [6]$$

El flujo es turbulento por lo tanto Nussel es

$$\overline{Nu} = \text{Pr}^{1/3} * (0.037 * \text{Re}_L^{0.8}) \quad [7]$$

$$\overline{Nu} = 0.704^{1/3} * (0.037 * 3,121,085.59^{0.8}) = 5162.22 \quad [7]$$

Y con la ecuación [10] se calcula h que es:

$$h_c = \frac{5162.22 * .0278}{34.5} = 4.16 \text{ W / m}^2 \text{ k} \quad [8]$$

Calculo de h en la parte exterior del techo

$$g = 9.81 \text{ m/s}^2$$

$$\beta = \frac{1}{289.475 \text{ K}} = .003454 \text{ K}^{-1} \quad [9]$$

$$T_{\text{Promedio}} = \frac{20 + 12.65}{2} = 16.325^\circ \text{C} \quad [10]$$

$$L = \frac{A_s}{P} \quad [14]$$

$$A_s = B * H = 34.5 * 4.0 = 138 \text{ m}^2 \quad [15]$$

$$P = 2B + 2H = 2 * 34.5 + 2 * 4.0 = 77 \text{ m} \quad [16]$$

$$L = \frac{138}{77} = 1.7922 \text{ m} \quad [14]$$

$$\nu = 1.437 * 10^{-5} \text{ m}^2/\text{s}$$

$$Gr = \frac{g * \beta * (t_s - t_\infty) * l^3}{\nu^2} = \frac{9.81 * .00345 * (20 - 12.65) * 1.7922^3}{(1.437 * 10^{-5})^2} = 6.934 * 10^9 \quad [11]$$

$$Ra_L = Pr * Gr \quad [12]$$

$$Ra_L = 0.708 * 6.934 * 10^9 = 4.909 * 10^9 \quad [12]$$

$$\overline{Nu}_L = 0.27 * Ra_L^{1/4} \quad [17]$$

$$\overline{Nu}_L = 0.27 * 4.909 * 10^9^{1/4} = 71.47 \quad [17]$$

$$\bar{h} = \frac{\overline{Nu} * K}{l} = \frac{71.47 * .02624}{1.7922} = 1.05 \text{ W / m}^2 \text{ } ^\circ \text{C} \quad [8]$$

Ya teniendo estos datos se puede aplicar la ecuación [23]

$$q_t = \frac{40 - 12.65}{\frac{1}{4.16 * 138} + \frac{.12}{1.047 * 138} + \frac{1}{1.05 * 138}} = 2886.92W \quad [5]$$

3.3.3.-Perdida de calor en las puertas

Para calcular las perdidas de calor por las puertas se va a utilizar el mismo método de resistencias, el cual con la ecuación [5] se calcula.

$$q_t = \frac{T_1 - T_4}{\frac{1}{h_1 A_m} + \frac{1}{h_2 A_m}} \quad [5]$$

Del mismo modo que en los casos anteriores ahí que calcular primero los coeficientes de transferencia de calor por convección, las puertas están fabricadas de lámina de acero comercial

Calculo de h para la parte exterior de la puerta:

Datos:

$T_{int}=40^{\circ}C$ valor experimental

$T_{ext}=39^{\circ}C$ valor experimental

$$T_{prom} = \frac{40 + 39}{2} = 39.5^{\circ}C$$

$$U=0.8 \text{ m/s}$$

$$\nu = 17.09 * 10^{-6} \text{ m}^2 / \text{s}$$

$$L=1.55\text{m}$$

$$k_{\text{acero}}=51.9\text{W/m}^\circ\text{C}$$

$$k_{\text{aire}}=.027188\text{W/m}^\circ\text{C}$$

$$\text{Pr}=0.7053$$

$$\text{Re}_L = \frac{U_\infty L}{\nu} \quad [6]$$

$$\text{Re}_L = \frac{0.8 * 1.55}{17.09 * 10^{-6}} = 72,557.05 \quad [6]$$

$$\text{Nu} = .664 * \text{Pr}^{1/3} * \text{Re}_L^{1/2} \quad [18]$$

$$\text{Nu} = .664 * 0.7053^{1/3} * 72557.05^{1/2} = 159.20 \quad [18]$$

$$\bar{h} = \frac{\bar{\text{Nu}} * k}{l} \quad [8]$$

$$\bar{h} = \frac{159.20 * 0.027188}{1.55} = 2.79247 \text{ W} / \text{m}^2 \text{ }^\circ\text{C} \quad [8]$$

Ahora para calcular h externa se realizara con las ecuaciones de convección natural para placa vertical.

$$g = 9.81 \text{ m/s}^2$$

$$\beta = \frac{1}{298.97 \text{ K}} = 0.003344 \text{ K}^{-1} \quad [9]$$

$$T_{\text{Promedio}} = \frac{39 + 12.65}{2} = 25.825^\circ \text{C} \quad [10]$$

$$L = 2.7 \text{ m}$$

$$\nu = 15.79 * 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$$

$$Gr = \frac{g * \beta * (t_s - t_\infty) * l^3}{\nu^2} = \frac{9.81 * .003344 * (39 - 12.65) * 2.7^3}{(15.79 * 10^{-6})^2} = 68.24 * 10^9 \quad [11]$$

$$Pr = 0.7072$$

$$k = 0.02624 \text{ W/m}^\circ\text{C}$$

Una vez teniendo el número de Grasseof y el Prandal se puede calcular el número de Ray

leight el cual se utiliza para convección natural en placa vertical

$$Ra_L = Pr * Gr_L \quad [12]$$

$$Ra_L = 0.7072 * 68.24 * 10^9 = 48.26 * 10^9 \quad [12]$$

En este caso el número $Ra_L \geq 1 * 10^9$ por lo tanto ocupamos la ecuación general para placa vertical para calcular el número de Nusselt que se muestra en la ecuación [13]

$$\overline{Nu}_L = \left\{ 0.825 + \frac{0.387 * Ra_L^{1/6}}{\left[1 + \left(\frac{0.492}{Pr} \right)^{9/16} \right]^{8/27}} \right\}^2 \quad [13]$$

$$\overline{Nu}_L = \left\{ 0.825 + \frac{0.387 * 48.26 * 10^{9/16}}{\left[1 + \left(\frac{0.492}{0.7072} \right)^{9/16} \right]^{8/27}} \right\}^2 = 415.93 \quad [13]$$

Y con la ecuación [8] se obtiene el coeficiente de convección promedio

$$\overline{h}_L = \frac{\overline{Nu} * K}{l} = \frac{415.93 * 0.02624}{2.7} = 4.0422 W / m^2 \text{ } ^\circ C \quad [8]$$

Entonces las pérdidas de calor por la puerta son:

$$q_t = \frac{40 - 12.65}{\frac{1}{2.7924 * 4.185} + \frac{1}{4.0422 * 4.185}} = 189 W \quad [5]$$

Este valor por las cuatro puertas.

3.4.-Balance de energía:

Con los datos anteriores ya se puede calcular la transferencia de calor total que necesita para realizar el secado.

Entonces se tiene que para conocer la cantidad total de energía que se necesita en el secador se calcula con la ecuación [19]:

$$q = q_{aire} + q_{agua} + q_{barro} + q_{paredes} + q_{predinterna} + q_{techo} + q_{racks} + q_{puertas} \quad [19]$$

Sustituyendo valores:

$$q = 141270 + 96549.44 + 3069.08 + 2 * 3649.39 + 9255.5 + 2886.92 + 5737.5 + 189 * 4 = 266823.22W$$

Y si se tiene que la cantidad de BTU que gastan los quemadores del secador es de 4545720BTU/hora, convirtiéndolo es 57, 537,905.5kJ esto mas la energía consumida por los motores eléctricos que es de 8.2kW convirtiéndolo es 354,499.2kJ entonces se tiene que :

$$q_{real} = 57,537,905.5 + 354,499.2 = 57,892,404.7kJ \text{ que es igual } 1340.101kW$$

Para sacar la eficiencia del secador se calcula con la ecuación [20]:

$$\eta = \frac{q_{teor}}{q_{real}} = \frac{266823.22}{1340101} = .199 \quad [20]$$