

Diseño torre de enfriamiento

Deyver Esteban Rivera Rodriguez

Abril 26, 2022

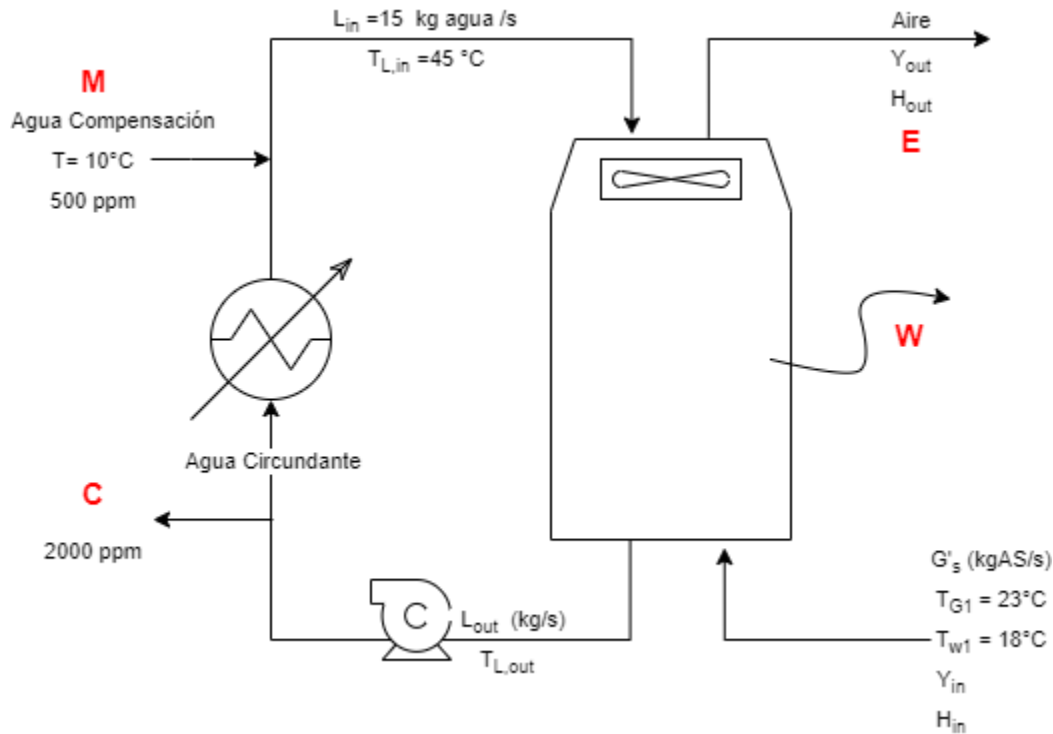


Figura 1: Representación gráfica del problema.

Descripción del fenómeno:

El agua fría que sale de la torre de enfriamiento se utiliza como fluido de servicio en operaciones de intercambio de calor en el proceso, absorbiendo calor de corrientes calientes del proceso que necesitan ser enfriadas o condensadas y el calor absorbido calienta el agua circundante. El agua calentada regresa a la torre de enfriamiento con el aire donde entra en contacto con un empaque que genera una gran superficie para contacto con el aire y favorece su enfriamiento. Este contacto genera que una pequeña parte del agua sea pérdida por arrastre (W) y que otra parte sea evaporada (E) mediante la absorción de calor sensible de la misma corriente. De esta forma la corriente de agua se enfría y se retira por la parte inferior de la torre, quedando disponible nuevamente para su uso dentro del proceso. El agua evaporada deja las sales que lleva disueltas en la corriente líquida de agua, generando que la concentración de sales se incremente en el agua de refrigeración circundante. Para evitar que esta concentración llegue a superar los límites, una parte del agua circundante es retirada (C) para su tratamiento y se debe suministrar una corriente de agua de compensación o makeup (M) para suplir las pérdidas por el agua evaporada, arrastrada y retirada.

Parámetros de rendimiento:

Rango:

Con respecto a la temperatura de salida del líquido se tiene en cuenta que en el punto inferior de la torre de enfriamiento estaría en contacto con el aire a temperatura de 23°C y la mínima cantidad de humedad, entonces como máximo se pueden tener valores cercanos a la temperatura de bulbo húmedo y bulbo seco. Para que además de la transferencia de calor latente también se incremente el potencial de transferencia de calor sensible, se debe garantizar que la temperatura de la corriente de agua sea mayor a la temperatura del aire en todo el intervalo cumpliendo así con la segunda ley de la termodinámica. Por tanto, se establece una temperatura de salida del líquido de $T_{L,out} = 25^{\circ}\text{C}$ siendo una temperatura óptima de trabajo para la industria siderúrgica donde se manejan altas temperaturas, luego, el gradiente térmico entre las corrientes de proceso y esta agua de servicio a 25°C sería viable para operaciones de transferencia de calor dentro de proceso.

Con base en esto, se tendrá el siguiente valor de rango

$$Rango = T_{L,in} - T_{L,out} = 45^{\circ}\text{C} - 25^{\circ}\text{C} = 20^{\circ}\text{C}$$

y, además se tiene un valor de aproximación de

$$Aproximación = T_{L,out} - T_{w,in} = 25^{\circ}\text{C} - 18^{\circ}\text{C} = 7^{\circ}\text{C}$$

Luego, la efectividad de esta torre de enfriamiento será

$$Efectividad = \frac{Rango}{Rango + Aproximación} \cdot 100\% = \frac{20^{\circ}\text{C}}{20^{\circ}\text{C} + 7^{\circ}\text{C}} = 74.1\%$$

Modelos de cálculos psicométricos:

Humedad de saturación:

$$Y_{GS(T,P)} = \frac{M_A}{M_{AS}} \cdot \frac{P_{(T)}^{sat}}{P - P_{(T)}^{sat}} \quad 1$$

Empleando la ecuación de Antoine (Eq2) para la obtención de presión de saturación del agua y el modelo del calor de evaporización (Eq3)

$$\log(P_{(T)}^{sat}) = A - \frac{B}{T + C}, \quad P^{sat} \text{ en torr y } T \text{ en } ^{\circ}\text{C} \quad 2$$

$$\lambda_{(T)} = \frac{10^{-3}}{18} \cdot C1 \cdot (1 - T_r)^{C2+C3 \cdot T_r+C4 \cdot T_r^2}, \quad T_r = \frac{T}{T_c} \text{ con } T \text{ en } K \text{ y } \lambda \text{ en } kJ/kg \quad 3$$

Tabla 1. Parámetros de Antoine para etanol y para agua. Perrys Chemical Engineering Handbook 8 ed.

	A	B	C
Agua	8.07131	1730.630	233.426

Tabla 2. Parámetros de calor de vaporización para etanol – agua. Perrys Chemical Engineering Handbook 8 ed.

	C1	C2	C3	C4
Agua	$5.2053 \cdot 10^7$	0.3199	-0.212	0.25795

Humedad absoluta en función de T_w y T_G :

La temperatura de bulbo húmedo es la temperatura que se obtiene en estado estacionario en una superficie húmeda que es ligeramente diferente a la temperatura ambiente debido a que hay una pequeña porción de líquido evaporándose en un medio lleno de una gran cantidad de una mezcla insaturada de gas-vapor, en este caso, vapor de agua y aire. Como la transferencia de masa es pequeña, el flux de masa entre la superficie (w) y el seno de la mezcla gas-vapor (G)

$$N_A = k_Y(Y_w - Y_G)$$

Luego, el calor necesario para la evaporación es

$$Q_{req.} = N_A \cdot A \cdot \lambda_{(T_w)} = k_Y \cdot (Y_w - Y_G) \cdot A \cdot \lambda_{(T_w)}$$

Y el calor que se proporciona para esta evaporación se obtiene por convección con el ambiente

$$Q_{disp.} = h_G \cdot A \cdot (T_G - T_w)$$

Por tanto,

$$Q_{disp} = Q_{req} \rightarrow k_Y \cdot (Y_w - Y_G) \cdot \lambda_{(T_w)} = h_G \cdot (T_G - T_w)$$

Cabe resaltar que la superficie está saturada, por tanto, $Y_w \approx Y_{GS(T_w)}$, siendo posible expresar la humedad absoluta de la mezcla a una temperatura de bulbo seco (T_G) y húmedo (T_w)

$$Y_G = Y_{GS(T_w)} - \frac{h_G}{k_Y} \cdot \frac{(T_G - T_w)}{\lambda_{(T_w)}} \quad 4$$

Se tienen diferentes correlaciones para el cociente de coeficiente convectivo y de masa correlacionadas hasta para 18 sistemas diferentes de mezclas vapor-gas.

$$\frac{h_G}{k_Y C_{p,Ah}} = \left(\frac{Sc}{Pr} \right)^{0.567} = (Le)^{0.567} \quad 5$$

Donde $C_{p,Ah}$ es la capacidad calorífica del aire húmedo que se calcula como sigue

$$C_{p,Ah} = C_{p,Aire} + Y_G \cdot C_{p,Agua}^{vap}$$

Para las mezclas donde el gas es el aire, que es el caso más usual en la industria, que están diluidas ($C_{p,Ah} \approx C_{p,AS}$) y con Pr para el aire tomado como 0.707, se obtiene la siguiente variación de la correlación anterior

$$\frac{h_G}{k_Y} = 1223 Sc^{0.567}$$

Específicamente para el sistema aire-vapor de agua se ha determinado la relación de Lewis que establece, según los datos prácticos, que $Sc \approx Pr$, por tanto, $Le \approx 1$.

$$\frac{h_G}{k_Y C_{p,Ah}} = 1 \rightarrow \frac{h_G}{k_Y} = C_{p,Ah}$$

Para lo cual se compararán los resultados de la relación de coeficientes empleando la correlación genérica para varios sistemas y empleando la relación de Lewis para el sistema ($Sc = Pr \rightarrow Le = 1$) obtenida a partir de datos teóricos. Con los siguientes datos de propiedades del aire se calculan los números adimensionales

Tabla 3: Propiedades del aire a una temperatura de 30°C y el valor de los numéricos.

ρ_{Aire} kg/m^3	$C_{p,Aire}$ $J/kg \cdot K$	k_{Aire} $W/m \cdot K$	μ_{Aire} $kg/m \cdot s$	$D_{Aire-Agua}$ m^2/s	Sc $= \frac{\mu}{\rho D_{AB}}$	Pr $= \frac{\mu C_p}{k}$	Le $= \frac{Sc}{Pr}$
1.107	1007	0.0259	1.872×10^{-5}	2.58×10^{-5}	0.6554	0.6757	0.9701

Como se puede ver en la tabla 3, con los datos a una temperatura promedio de $\bar{T}_{aire} = 30^\circ C$ se obtiene $Le = 0.9701$ y, por tanto,

$$\frac{h_G}{k_Y C_{p,Ah}} = \left(\frac{Sc}{Pr} \right)^{0.567} = (Le)^{0.567} = 0.9701^{0.567} = 0.9829 \approx 1$$

Comprobando la relación de Lewis para la mezcla aire-vapor de agua que se empleará para los cálculos dentro de la torre

$$Y_G \approx Y_{GS(T_w)} - C_{p,Ah} \cdot \frac{(T_G - T_w)}{\lambda_{(T_w)}} \quad \mathbf{6}$$

Entalpías del aire:

La entalpía del aire se describe de la siguiente forma

$$H_{G(T)} = (C_{p,Aire} + Y_G \cdot C_{p,Agua}^{vap}) \cdot (T - T_0) + Y_G \cdot \lambda_{(T_0)} \quad \mathbf{7}$$

Y para el caso de la entalpía para el aire saturado

$$H_{GS(T)} = (C_{p,Aire} + Y_{GS(T,P)} \cdot C_{p,Agua}^{vap}) \cdot (T - T_0) + Y_{GS(T,P)} \cdot \lambda_{(T_0)} \quad \mathbf{8}$$

Tipo de empaque

Restrepo Jonatan [1] realizó una selección de material y tipo de relleno que favorece los fenómenos de transferencia de masa y la demanda térmica y la relación líquido a gas (L/G) entre gran variedad de opciones, llegando a seleccionar relleno fílmico de PVC de arreglo hexagonal tipo colmena [2] debido al amplio uso que se le ha dado a este diseño en la construcción de torres de enfriamiento en la industria nacional, facilitando su adquisición y disposición.

La correlación reportada por Goshayshi y Misenden para el tipo de empaque a trabajar [2] propone las siguientes formulas

$$K_y a = 1.98 \cdot (L_A)^{0.45} \cdot (G_A)^{0.75} \left(\frac{kg}{s \cdot m^3} \right) \quad 9$$

$$\Delta P = 27.8 \cdot (L_A)^{0.35} \cdot (G_A)^{0.55} (Pa) \quad 10$$

Que fueron obtenidas por datos experimentales a partir de la siguiente relación adimensional establecida por Merkel [1].

$$\frac{K_{ya} V}{L'} = \int_{H_1}^{H_2} \frac{dH_{Eq}}{H_{Eq} - H_G^{ope}} \quad 11$$

Altura empacada y área de sección transversal al flujo

Curva de operación y de equilibrio:

La curva de equilibrio es equivalente a la entalpía de saturación a la temperatura del líquido

$$H_{Eq(T_L)} = H_{GS(T_L)}$$

Y para obtener la curva de operación es pertinente hacer un balance de energía en la torre de enfriamiento con base en que esta trabaja adiabáticamente

$$\Delta H_{Aguá} + \Delta H_{Aire} = Q = 0$$

$$L' \cdot C_{p,A,L} \cdot (T_L^{out} - T_L^{in}) + G'_s \cdot (H_G^{out} - H_G^{in}) = 0$$

De esta expresión se puede obtener la curva de operación

$$H_{G(T_L)}^{ope} = \frac{L' C_{p,A,L}}{G'_s} \cdot (T_L - T_L^{out}) + H_G^{in} \quad 12$$

Para la curva de operación de mínimo valor de G'_s esta debe tener como una pendiente que genere que a lo sumo toque el equilibrio obteniendo la recta de máxima pendiente permitida que se ve en la figura 2 y por tanto el siguiente valor de entalpía de salida

$$H_{G,out}^{min} = 203.77 \frac{kJ}{kgAS}$$

Y, como ya se tiene la pendiente se puede despejar $G_{s,min}$

$$\frac{L' C_{p,A,L}}{G'_{s,min}} = \frac{H_{G,out}^{min} - H_{G,in}}{T_{L,in} - T_{L,out}} \rightarrow G'_{s,min} = 8.205 \frac{kgAS}{s}$$

La torre de destilación trabaja con 1.5 veces el valor mínimo, por tanto

$$G'_s = 1.5 \cdot G'_{s,min} = 12.307 \frac{kgAS}{s}$$

Siendo posible recalcular la curva de operación con la ecuación (#) y recalcular el valor de la entalpía de salida

$$H_{G,out} = 152.740 \frac{kJ}{kgAS}$$

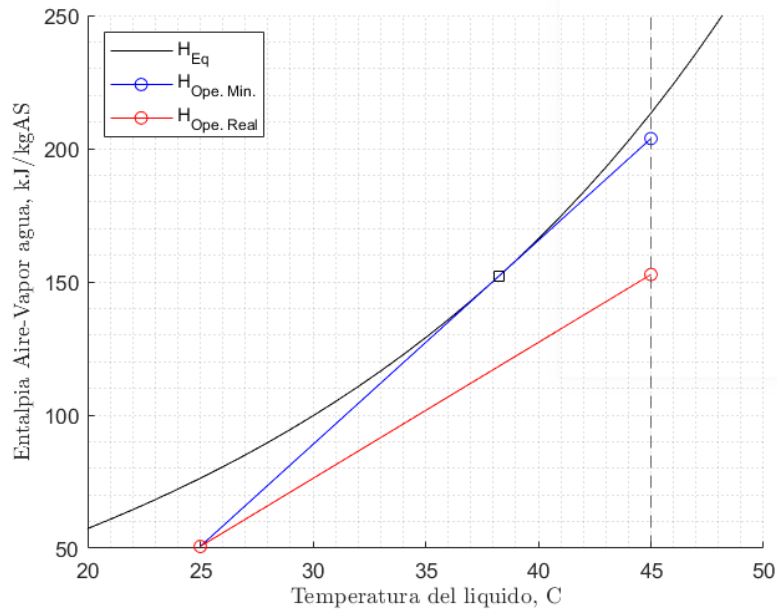


Figura 2: Gráficas de curva de equilibrio y de operación para la torre de enfriamiento diseñada.

Ahora, teniendo en cuenta que se tiene un valor mínimo para el flujo del líquido ($L_{A,min}$) de $2.7 \frac{kg}{s \cdot m^2}$, entonces la sección transversal de la torre debe ser de $15/2.7 = 5.56 m^2$. Para la rapidez del aire ($G_{A,min}$) se debe tener como mínimo $1.8 \frac{kg}{s \cdot m^3}$ sugiriendo un área transversal máxima de $15/2.7 = 6.84 m^2$. Por otro lado, la correlación del coeficiente de transferencia para el empaque estipulado sugiere un rango de $L_A = \frac{L}{A} = 0.45 - 2.22 \frac{kg}{m^2 s}$, luego como $L = 15 \frac{m}{s}$ entonces $A_{min} \approx 6.76 m^2$, lo cual implica que se debe emplear el área máximo que cumple con las especificaciones de $L_{A,min}$ y $G_{A,min}$, es decir,

$$A = 5.56 m^2$$

Haciendo un balance de energía diferencial entre puntos internos de la torre de enfriamiento se tiene la siguiente ecuación

$$L' \cdot C_p \cdot dT + G'_s \cdot dH_G = 0$$

Al interior de la torre se tiene un volumen compuesto tanto por espacios vacíos, por los que fluyen el agua y el aire, como por los que están rellenos constituyendo un volumen efectivo

de transferencia de materia a través de un área total de transferencia a , lo cual permite calcular la transferencia de energía como

$$L' \cdot C_{p,AL} \cdot dT = K_{ya} \cdot dV \cdot (H_{Eq} - H_G^{ope}) = G'_s \cdot dH_G$$

Donde se puede obtener la siguiente expresión

$$\frac{K_{ya}V}{L'C_{p,AL}} = \int_{T_1}^{T_2} \frac{dT}{H_{Eq} - H_G^{ope}} \quad 13$$

Se emplearán las dos expresiones para comparar los resultados de las posibles dimensiones obtenidas (Eq11 y Eq13) y debido a que se tienen las expresiones de $H_{Eq(T_L)}$ y $H_G^{ope}(T_L)$ se pueden calcular las integrales (Figura 3), obteniendo

$$N_{tOG} = \int_{T_1}^{T_2} \frac{dT}{H_{Eq} - H_G^{ope}} = 0.6695 \frac{^{\circ}C \text{ kgAS}}{kJ}$$

$$N'_{tOG} = \int_{H_1}^{H_2} \frac{dH_{Eq}}{H_{Eq} - H_G^{ope}} = 4.2779$$

Ahora, se calculan los valores de los parámetros H_{tOG}

$$H_{tOG} = \frac{L'C_{p,AL}}{K_{ya}A} = 2.0274 \frac{kJ \cdot m}{kgAS \text{ } ^{\circ}C}$$

$$H'_{tOG} = \frac{L'}{K_{ya}A} = 0.4842 \text{ m}$$

Encontrando los siguientes valores de longitud de torre

$$Z = N_{tOG} \cdot H_{tOG} = 0.670 \frac{^{\circ}C \text{ kgAS}}{kJ} \cdot 2.027 \frac{kJ \cdot m}{kgAS \text{ } ^{\circ}C} = 1.357 \text{ m}$$

$$Z' = N'_{tOG} \cdot H'_{tOG} = 4.278 \cdot 0.4842 \text{ m} = 2.072 \text{ m}$$

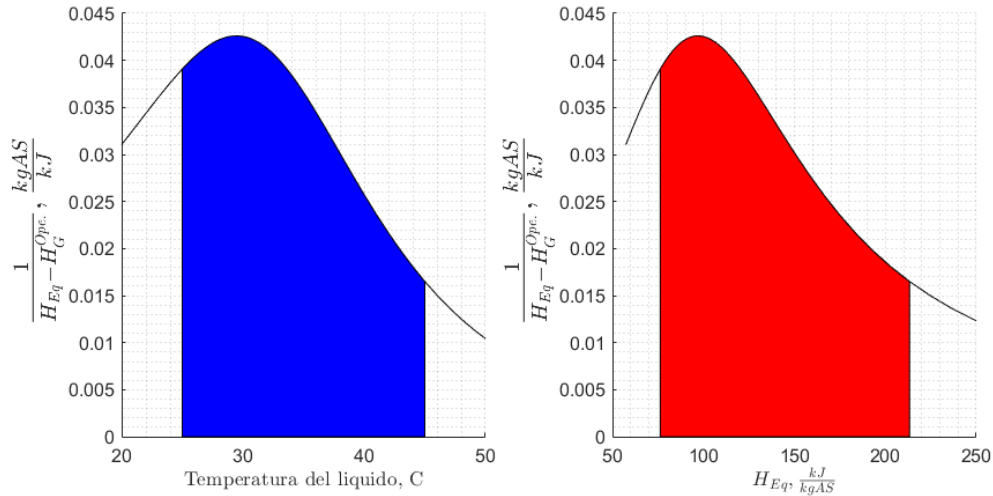


Figura 3: Gráficas del cálculo de N_{tOG} para las dos formas evaluadas.

Con la correlación para la caída de presión para el empaque (Eq10) se encuentra una caída de presión de aproximadamente

$$\Delta P = 5.98 \cdot 10^{-4} \text{ atm}$$

Lo cual indica una caída de presión despreciable, principalmente porque se está empleando un área transversal lo suficientemente grande, haciendo que los flujos por unidad de área sean pequeños y por tanto la caída de presión. Adicionalmente, con base en los resultados de altura empacada, bajo la suposición de linealidad en los perfiles como una aproximación preliminar, se pueden ver los resultados obtenidos para las dos formas figura 4, donde la altura obtenida con el balance diferencial tiene una mayor rapidez de evaporación razón por la cual se tiene una mayor pendiente y, por tanto, menor longitud.

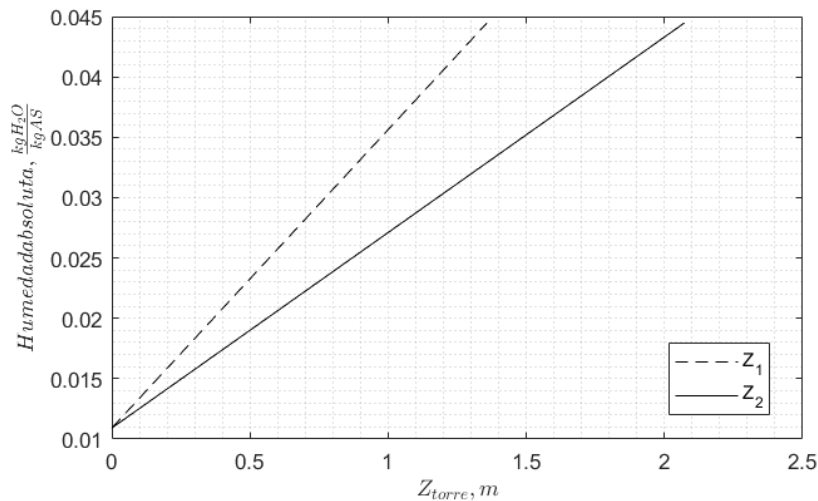


Figura 4: Perfiles de temperatura lineales para el aire y el agua dentro de la torre de enfriamiento ubicando $Z = 0$ en la zona inferior de la torre.

Cabe resaltar que el método idóneo para el cálculo de la altura es el empleado para la obtención de los parámetros de la correlación (Eq9) razón por la cual se toma el dato de $Z = 2.072m$, con el cual se obtienen los siguientes perfiles de aproximación lineal de la tendencia de las temperatura del agua y el aire.

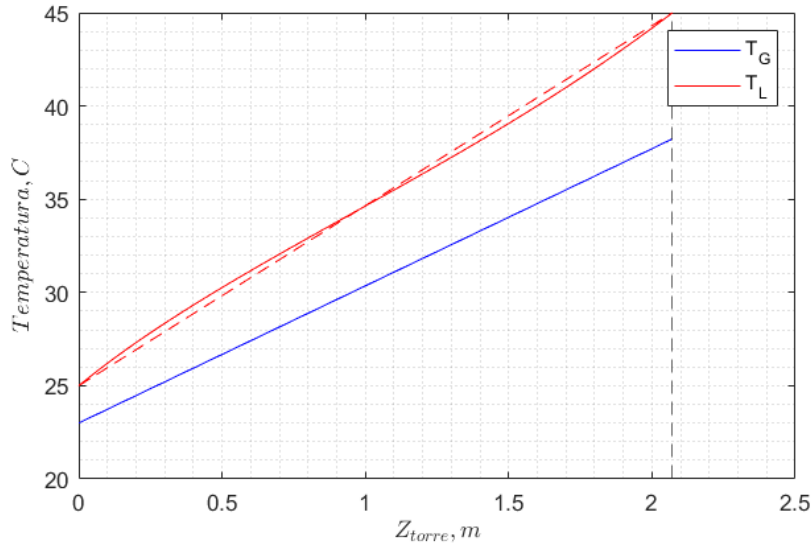


Figura 5: Perfiles de temperatura lineales (Línea azul sólida y roja punteada) para el aire y el agua, y el perfil trabajando la ecuación diferencialmente (Línea roja sólida) dentro de la torre de enfriamiento ubicando $Z = 0$ en la zona inferior de la torre.

Cabe resaltar que para poder corregir los perfiles el cálculo se debe hacer diferencialmente con la expresión reportada por Restrepo J. [1] (Eq 11), es decir,

$$\frac{K_{ya}dV}{L'} = \frac{K_{ya}AdZ}{L'} = \frac{dH_{Eq}}{H_{Eq} - H_G^{ope}} = \frac{\frac{dH_{Eq}}{dT_L} dT_L}{H_{Eq} - H_G^{ope}}$$

$$\rightarrow \frac{dT_L}{dZ} = \frac{K_{ya}A}{L'} \cdot \frac{H_{Eq} - H_G^{ope}}{\frac{dH_{Eq}}{dT_L}}$$

Y la línea sólida roja es obtenida a partir de resolver la ecuación diferencial por métodos numéricos con $T_{L(Z=0)} = T_{L,out}$. Comprobando la similitud con la suposición de la linealidad.

Resumiendo los resultados obtenidos en esta sección en la tabla 4.

T_w (°C)	18	L (kgA/s)	15
T_{gin} (°C)	23	A (m ²)	5,55
H_{gin} (kJ/kgAS)	50,678	L_A (kgA/sm ²)	2,7
Y_{gin} (kgA/kgAS)	0,0109	G_A (kg/sm ²)	2,19
$H_{goutmin}$ (kJ/kgAS)	203,77	K_{ya} (kg/m ³ s)	5,576
T_{gout} (°C)	~38,23	ΔP (Pa)	60,5925
Y_{gout} (kgA/kgAS)	~0,0445	NtOG	4,2779

G_{smin} (kgAS/s)	8,2049	HtOG (m)	0,4842
G_s (kgAS/s)	12,3	V (m3)	11,5
T_{lin} (°C)	45	Z (m)	2,07
T_{lout} (°C)	25		

Cálculo del agua de compensación

Si se define

$$E = \text{Agua evaporada}, \frac{kg}{h}$$

$$B = \text{Agua circundante}, \frac{kg}{h}$$

$$M = \text{Agua de compensación}, \frac{kg}{h}$$

$$W = \text{Pérdidas por arrastre/dispersión}, \frac{kg}{h}$$

$$x_c = \text{Fracción en peso de dureza en el agua circundante.}$$

$$x_M = \text{Fracción en peso de dureza en el agua de compensación}$$

Para un proceso continuo se tiene el siguiente balance de materia

$$M = C + E + W$$

Y el balance en la dureza es

$$Mx_M = (B + W)x_c$$

Luego,

$$C = E \cdot \frac{x_M}{x_c - x_M} - W$$

Bajo la suposición de que el aire de salida $(H_G = 152.74 \frac{kJ}{kgAS} \approx H_{Gs(T_s)} \rightarrow T_{G,out} \approx 38.3^\circ C)$ está prácticamente saturado $Y_{G,out} \approx 0.0445$, entonces se puede calcular el agua evaporada como

$$E = G_s \cdot (Y_{G,out} - Y_{G,in}) = 0.413 \frac{kg}{s}$$

Las pérdidas por dispersión se calculan como el 0.2 por ciento de la tasa del agua de circulación

$$W = 0.002 G_s = 0.025 \frac{kg}{s}$$

Obteniendo

$$C = 0.413 \cdot \frac{500}{2000 - 500} - 0.025 = 0.113 \frac{kg}{s}$$

Y, por tanto

$$M = C + E + W = 0.5505 \frac{kg}{s}$$

Cabe resaltar que para los cálculos se trabajó bajo la suposición de flujo de agua constante a través de la torre, pero la corriente de agua a la salida varía debido a la fracción que se evapora (E). Calculando este flujo corregido se encuentra el siguiente valor

$$L_{out} = L_{in} - E = 15 \frac{kg}{s} - 0.413 \frac{kg}{s} = 14.587 \frac{kg}{s}$$

El cual tiene una diferencia de 2.75 %, comprobando así que la suposición de que el flujo de líquido es prácticamente constante es acertada con el fenómeno.

Propuesta de accesorios, ventilador, intercambiador, bomba, tuberías

Ventilador:

La selección del ventilador requerido se realiza a partir de sus características funcionales, como capacidad de flujo de aire ($Q, \frac{m^3}{hr}$) y de la cabeza total ($h_p = \frac{\Delta P}{\gamma_{H_2O}}, mmAgua$) según el AMCA.

Cuando se calculan estos valores se obtiene un caudal y una cabeza total de

$$Q \approx 37200 \frac{m^3}{h}, \quad h_p \approx 6.2 mmH_2O$$

Revisando el catálogo de Soler&Palau Ventilation Group se encuentran entre los ventiladores axiales los modelos HXA/P y HEP, sin embargo, examinando las curvas características de estos ventiladores se puede observar que aquel que puede cumplir con las características de flujo y caída de presión del diseño es el modelo HXA/P-6-1000/L que es un ventilador helicoidal en aluminio o plástico con 6 polos, cuyo diámetro nominal es de 1m y menor ángulo de ataque.

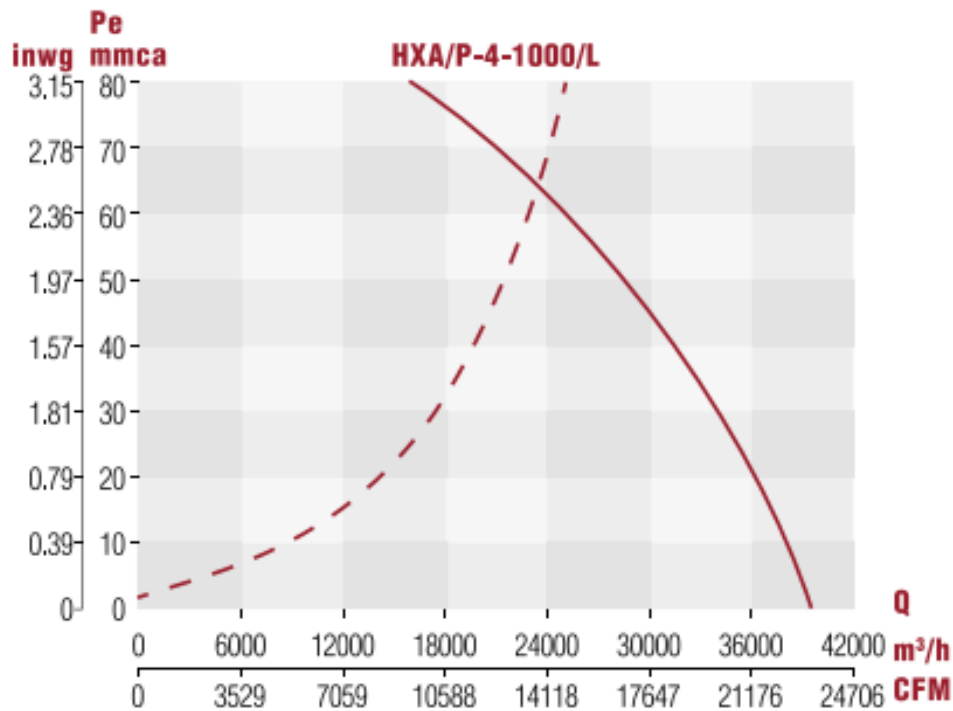


Figura 5: Curva característica del modelo de ventilador HXA/9-4-1000/L. Tomado de [6]
Siendo sus valores de velocidad, potencia, voltaje e intensidad nominales.

Los valores de velocidad, potencia, voltaje e intensidad son nominales.

*Nivel sonoro medido de acuerdo con las normas AMCA 300/05 y 301/05

Modelo	Velocidad RPM	Potencia HP	Tensión Volts	Intensidad A	Caudal a descarga libre m³/hr / CFM	Presión sonora dB (A)*	Peso aprox. kg
HXA/P-4-800/L0	1755	1 1/2	208 -230 / 460	4.5 - 4.06 / 2.03	14,500 / 8,529	73	38.2
HXA/P-4-800/L1	1760	2	208 -230 / 460	6.8 - 6.2 / 3.1	16,250 / 9,559	74	31.7
HXA/P-4-800/L	1765	3	208 -230 / 460	8.6 - 7.8 / 3.9	24,270 / 14,285	79	35
HXA/P-4-800/H	1755	5	208 -230 / 460	14.8 - 13.4 / 6.7	31,240 / 18,387	82	48.5
HXA/P-6-800/L	1135	3/4	208 -230 / 460	2.8 - 2.5 / 1.32	19,210 / 11,307	70	31.5
HXA/P-6-800/H	1150	1	208 -230 / 460	3.66 - 3.32 / 1.66	21,086 / 12,411	72	32
HXA/P-4-1000/L	1755	5	208 -230 / 460	14.8 - 13.4 / 6.7	39,690 / 23,361	84	62.8
HXA/P-4-1000/H	1765	7 1/2	230 / 460	18.1 / 9.1	52,500 / 30,901	87	89.8
HXA/P-6-1000/L	1165	1 1/2	208 -230 / 460	5.19 - 4.7 / 2.35	29,160 / 17,163	75	62.4
HXA/P-6-1000/H	1165	2	208 -230 / 460	7.07 - 6.4 / 3.2	35,970 / 21,171	78	65.8
HXA/P-8-1000/L	850	1/2	208 -230 / 460	2.65 - 2.4 / 1.2	21,500 / 12,655	68	45.8
HXA/P-8-1000/H	875	1	208 -230 / 460	3.0 - 1.6 / 2.3	25,920 / 15,256	72	59.2

*L: Hélices con ángulo de menor ataque

*H: Hélices con ángulo de mayor ataque

Figura 6: Curva característica del modelo de ventilador HXA/9-4-1000/L. Tomado de [6]

Accesorios:

En términos de accesorios, se deben contemplar accesorios inherentes al diseño de la torre de enfriamiento que garanticen trabajar lo más parecido a las suposiciones contempladas en los cálculos. Por tanto, para tener una buena distribución del agua dentro de la torre es imprescindible el uso de dispersores de agua. Con el catalogo de EDOSPINA S.A. se seleccionan las boquillas de distribución de agua para la torre fabricadas en polipropilenos e inatascables que soportan condiciones de temperatura de operación de hasta 93°C a bajas presiones, además, se selecciona la cabeza principal y los laterales donde se ubican las boquillas de dispersión (Ver anexo 1).

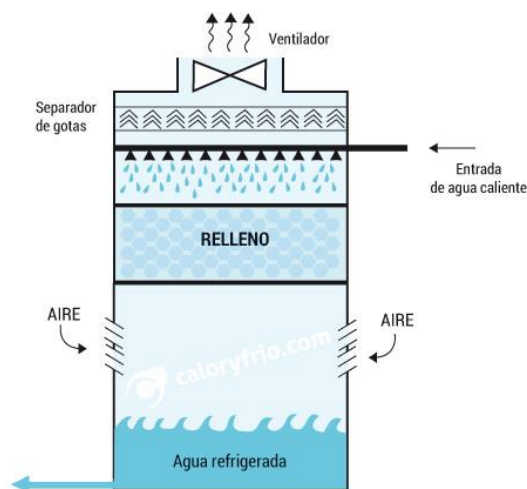


Figura 7: Diseño conceptual de una torre de enfriamiento con sus respectivos accesorios.

Por otro lado, con el objetivo de disminuir el porcentaje de agua arrastradas por el aire, se deben agregar eliminadores de rocío. Nuevamente, en el catálogo de ESOPINA se presenta un eliminador de rocío para torres de enfriamiento de tiro inducido en contra-flujo. Este eliminador consiste en módulos de láminas de PVC rígido auto-extinguible estampadas al vacío con un perfil especial en forma de laberinto para retener las gotas de agua arrastradas por la corriente de aire. La configuración estos canales en forma de laberinto genera que la tasa de agua arrastrada sea despreciable (0.005% del flujo de agua en recirculación), con una caída de presión de aire baja. (Ver anexo 2).

Tuberías:

En la parte inferior de la columna de enfriamiento se estará acumulando el líquido que eventualmente. Inmediatamente en la parte inferior se situará una tubería de acero comercial cédula 40 con un diámetro nominal de $1\frac{1}{2}$ ". Esta tubería tendrá una longitud de 40cm antes de la bomba y habrá una válvula para controlar el flujo de entrada a la bomba. Esta bomba debe proporcionar la potencia suficiente para que haya un buen flujo de entrada en los intercambiadores que precisen de la carga térmica que puede ofrecer esta corriente. Esta longitud se estima en al menos 3m de la bomba y máximo 6m.

Bomba:

Realizando un balance de energía mecánica se puede calcular la cabeza de la bomba

$$h_b = \frac{P_2 - P_1}{\rho g} + \frac{V_2^2 - V_1^2}{2g} + h_2 - h_1 + h_f$$

Donde el subíndice 1 hace referencia a un punto ubicado antes de la bomba, y 2 al final de la tubería de suministro a los proceso donde se necesite un fluido de servicio. Despreciando las contribuciones de energía potenciales y como el área permanece constante, por continuidad, $V_1 = V_2$ resultando en

$$h_b = \frac{P_2 - P_1}{\rho g} + h_f$$

A la salida de la torre de enfriamiento se tendrá la presión atmosférica más la presión generada por la cabeza de fluidos. Sin embargo, dicha cabeza de fluido, dado que es agua y que no superará una altura de 20cm, puede ser despreciable siendo aproximable a la presión atmosférica. Además, los procesos de transferencia de calor en la siderúrgica por lo general se hacen a presión atmosférica. Por tanto, la diferencia de presiones en el punto 1 y 2 son prácticamente despreciables, concluyendo que la cabeza de la bomba es, en esencia, la compensación de la energía perdida por fricción en la tubería.

$$h_b \approx h_f$$

El caudal de trabajo de la torre de enfriamiento es de

$$Q_{\text{Agua}} = 15 \frac{L}{s} = 54 \frac{m^3}{h}$$

Empleando tubería de acero comercial cédula 40 con un diámetro nominal de $1 \frac{1}{2}''$, se ve que la velocidad media del flujo tendrá un valor de

$$V_{\text{Agua}} = 13.16 \frac{m}{s}$$

Con las propiedades del agua a 25°C que es la temperatura de salida del agua, se puede encontrar un valor de Reynolds de

$$Re = 5.0128 \cdot 10^5$$

Situando la salida de la bomba en un régimen turbulento y, como la tubería de acero comercial tiene una rugosidad baja, se tomará como tubería lisa y con la ecuación de coolebrook para tubería lisa

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -2 \cdot \log \left(\frac{2.71}{Re \sqrt{f}} \right)$$

Se encuentra un factor de fricción de Darcy de

$$f = 0.0029$$

Y, despreciando las pérdidas menores en accesorios, vemos que las pérdidas por fricción se encuentran, asumiendo una longitud de tubería de 4m, como

$$h_f = f \frac{L}{D} \frac{V^2}{2g} = 10.76 \text{ m} \approx h_b$$

Con el catálogo de inoxpa se puede ver una familia de bombas denominadas ESTAMPINOX. Revisando las áreas de operación de cada serie (figura 8) se puede ver que la que se ajusta a los datos obtenidos es EFI3.

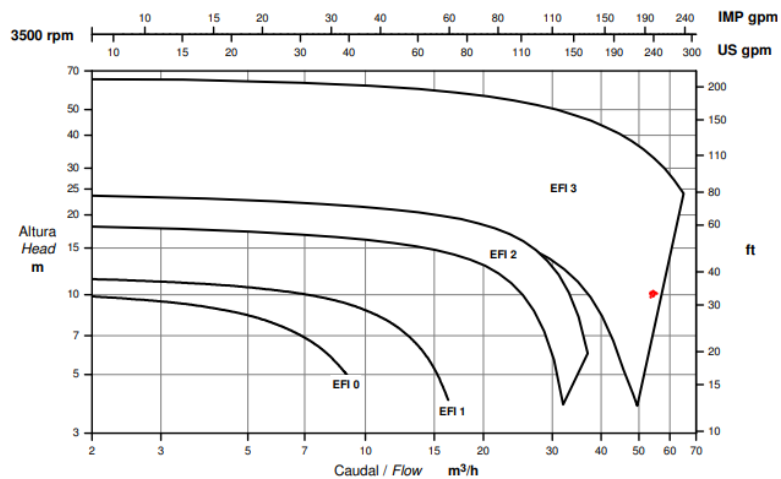


Figura 8: Área de selección de bomba.

Y, con las curvas características de esta serie (Anexo 3) se puede obtener un valor aproximado de consumo de potencia de 7kW y las características allí reportadas.

Bibliografía


- [1] Garcia, J. R. (2011). *Diseño operacional de una torre de enfriamiento adiabática de agua de tiro mecánico inducido contracorriente a escala de laboratorio*. Bucaramanga: Universidad industria de santander.
- [2] Missenden, H. G. (2000). The investigation of cooling tower packing in various arrangements. *Elsevier-Applied Thermal Engineering*, 69-80.
- [3] Ness, S. V. (s.f.). Introducción a la termodinámica en Ingeniería química.
- [4] Seader, H. R. (s.f.). *Separation Process Principles (chemical and biochemical operations)*. John Wiley & Sons, Inc.
- [5] Treybal, R. E. (1981). *Mass-Transfer Operations*. Singapore: McGraw Hill Book Co.

Anexos.

Anexo 1: Descripción relleno fílmico PVC de edospina para torres de enfriamiento.



GENERAL



Relleno Filmico Edospina

MATERIAL Y CARACTERISTICAS ESPECIALES

El material del relleno filmico de Edospina S.A. es lámina de PVC rígido auto-extinguible, inalterable a hongos y otros ataques biológicos; estampadas y formadas al vacío en ondulaciones triangulares superpuestas en flautas con inclinación alternada de forma que producen un gran área de contacto a los fluidos (agua - aire) puestos en contracorriente. El diseño de los módulos ha sido cuidadosamente determinado para uso industrial, permitiendo un contacto agua - aire excelente, con una caída de presión muy baja. La configuración estándar tipo colmena da como resultado una alta capacidad térmica a muy bajo costo y es suficiente para evitar su taponamiento en la mayoría de los ambientes industriales. Con un tratamiento normal del agua en recirculación y un buen mantenimiento, la capacidad térmica del relleno se mantendrá inalterable durante toda la vida de la torre de enfriamiento.



Avda. Eldorado No 100 - 57 Bogotá - Colombia
Tels : (0571) 413 84 00 - 4139713 Fax : 413 98 25 / 65
www.edospina.com - info@edospina.com.co
Nit : 890303642-9




MANUAL DE INGENIERIA BOLETIN ING. 20751

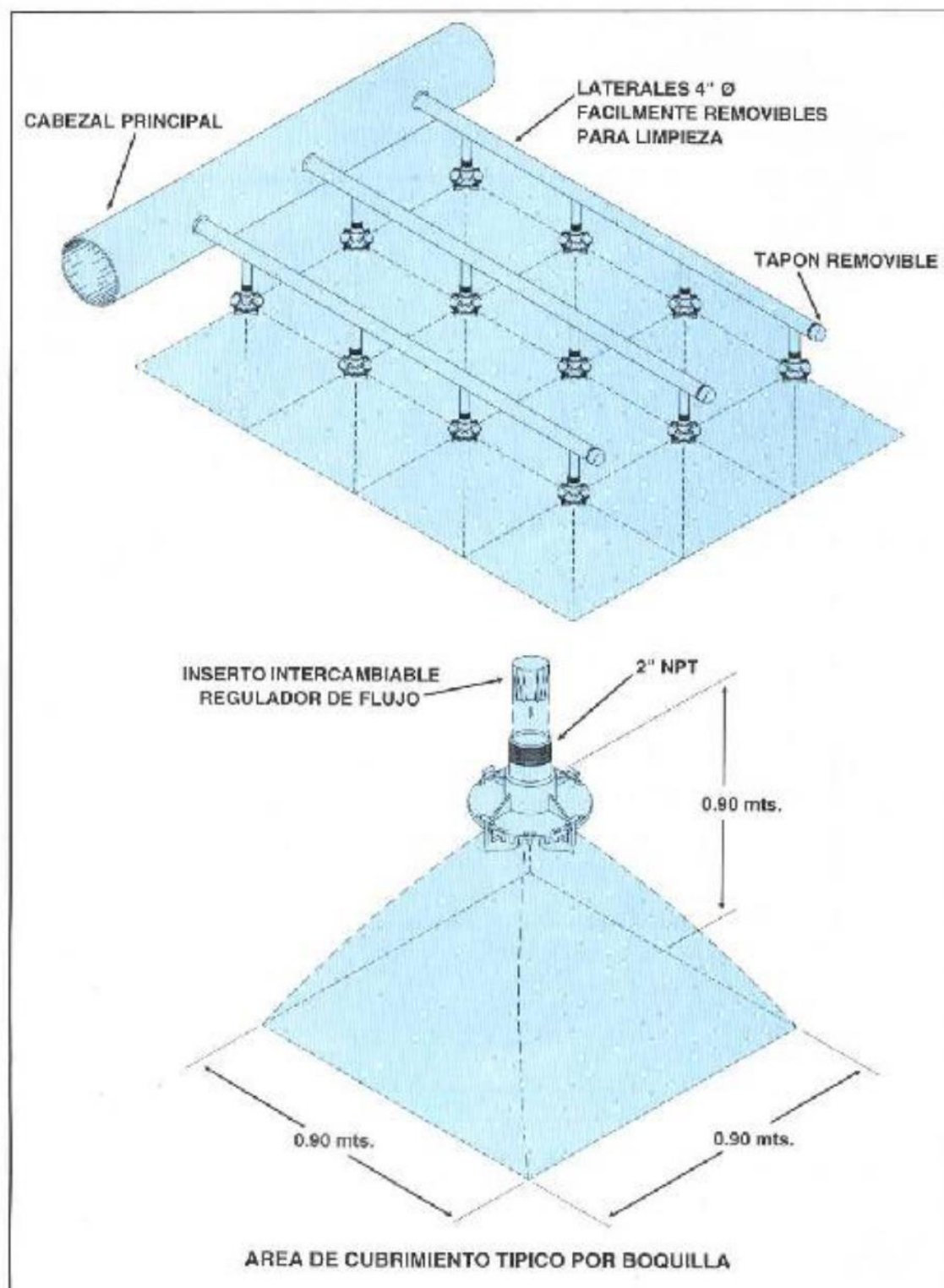
**BOQUILLAS DE DISTRIBUCION DE AGUA
PARA TORRES DE ENFRIAMIENTO**
EDOSPINA S.A.
Avda. Eldorado No. 100-57 Apartado Aéreo No. 151258
Teléfonos: 413-9713 & 413-8400 FAX: 413-9825 & 413-9865
Santafé de Bogotá - Colombia

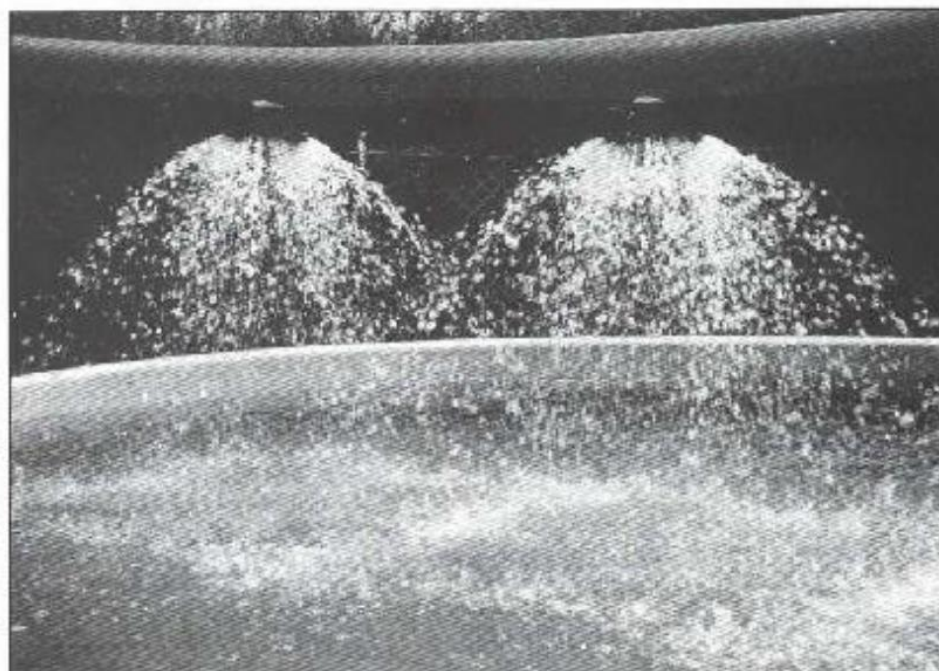


ORIFICIO DE INSERCIÓN

COLOR	DIAMETRO ORIFICIO
AMARILLO	1.01"
ROJO	1.09"
NARANJA	1.22"
VERDE	1.28"
BEIGE	1.44"
SIN ORIFICIO	1.35"

FABRICADAS EN POLIPROPILENO
INATASCABLES
BAJA PRESION DE OPERACION
TEMPERATURA DE OPERACION HASTA 93° C





EDOSPINA S.A. ofrece boquillas de distribución de agua para torres de enfriamiento, diseñadas especialmente para aplicaciones de enfriamiento de agua u otros líquidos contaminados con aceites, sólidos en suspensión o material orgánico, que pueden generar acumulaciones, depósitos o taponamientos por sedimentos que obstruyen los sistemas de distribución de agua y las superficies de transferencia de calor de una torre de enfriamiento.

CARACTERISTICAS

- Las boquillas EDOSPINA se fabrican en polipropileno, son inatascables (orificios de descarga mayores a 1"), y de baja presión de operación (menos de 2 PSI para su correcto funcionamiento).
- De conexión roscada de 2" NPT. Se instalan roscadas a los laterales de distribución de agua, de tal forma que esta distribución sobre el relleno sea completamente uniforme, sin dejar espacios muertos.

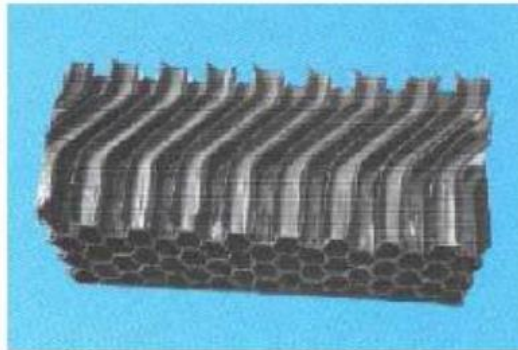
- Se ensamblan con un orificio de regulación de flujo intercambiable (disponibles en varios tamaños), para lograr una distribución balanceada y uniforme del flujo de agua en toda el área de la torre.
- Tanto las boquillas como sus insertos son inyectados en polipropileno resistente al ataque químico y biológico para una temperatura máxima continua de operación de 200 °F (93 °C).
- Adicionalmente este tipo de boquilla puede ser desmontada con facilidad para su inspección y limpieza.

Su instalación normalmente se diseña para centros de tres pies por tres pies (90 cms.) con una altura igual sobre el relleno de intercambio térmico. Lo cual produce una distribución del agua en forma piramidal cuadrada muy uniforme sobre el relleno de intercambio térmico. El flujo de agua deseado por unidad de área de relleno se puede variar fácilmente cambiando los orificios intercambiables de regulación de flujo. Esto simplifica enormemente el diseño e instalación del sistema de distribución de agua según los cambios de velocidad y pérdidas de presión en sistema de distribución.

Anexo 3: Descripción Eliminadores de rocío para torres de enfriamiento.

**ELIMINADORES DE ROCIO PARA TORRES DE ENFRIAMIENTO****GENERAL**

El eliminador de rocío Edospina es un producto desarrollado para las torres de enfriamiento de tiro inducido en contra-flujo, con base en la experiencia internacional en diferentes tipos de proceso de enfriamiento trabajadas por nuestra compañía y de acuerdo a los estándares del Cooling Tower Institute STD-136 para estos elementos.



Eliminadores de Rocío Edospina

MATERIAL Y CARACTERISTICAS ESPECIALES

Los eliminadores de rocío son módulos de láminas de PVC rígido auto-extinguible estampadas al vacío con un perfil especial (laberinto) para retener las gotas de agua arrastradas por la corriente de aire. La configuración de sus canales en forma de laberinto hace el arrastre de gotas de agua de la torre prácticamente despreciable (0.005% del flujo de agua en recirculación), con una caída de presión de aire muy baja.

DIMENSIONES

Los eliminadores de rocío Edospina se ofrecen en módulos de las siguientes dimensiones:

Longitud	:	6 pie
Ancho	:	1 pie
Altura	:	0.5 pie
Espesor de láminas	:	18 mils
Peso de cada módulo	:	4.9 Kg

OTROS

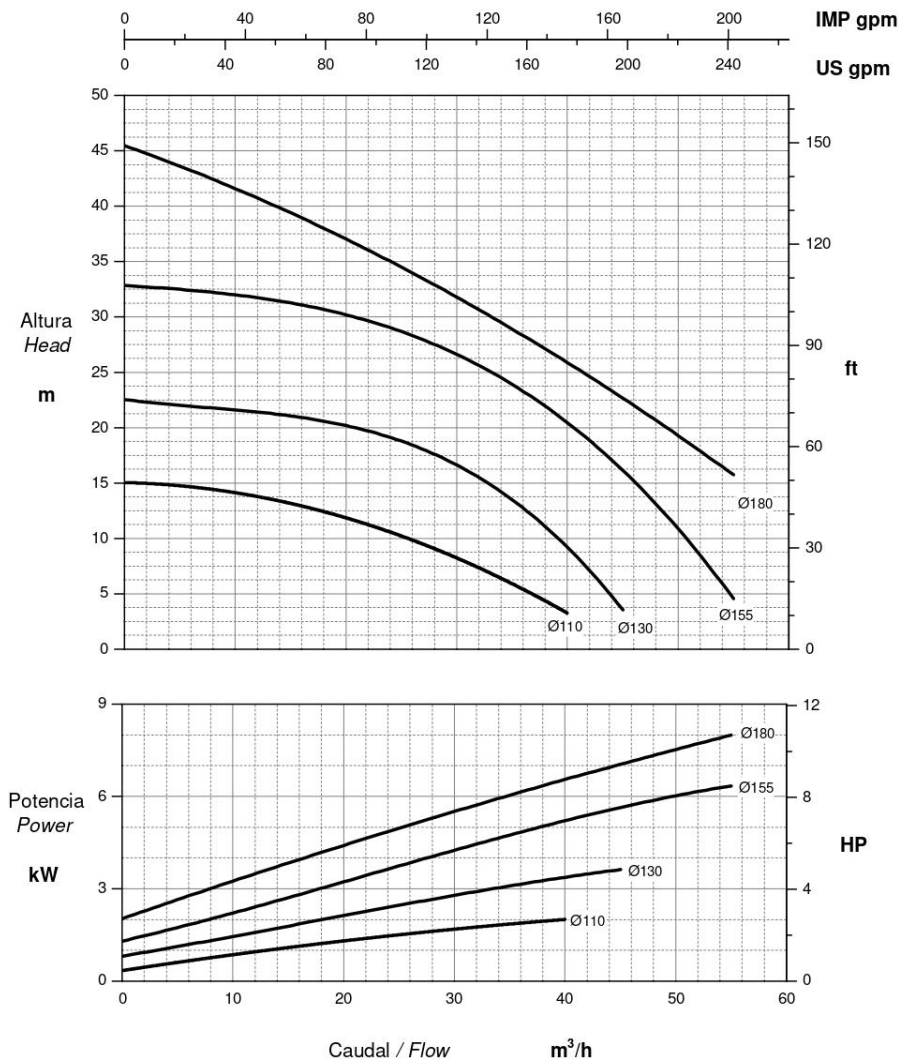
La temperatura máxima que puede soportar el eliminador de rocío de PVC es de 55 grados centígrados.



Avda. Eldorado No 100 - 57 Bogotá - Colombia
Tels : (0571) 413 84 00 - 4139713 Fax : 413 98 25 / 65
www.edospina.com - info@edospina.com.co
Nit : 890303642-9

Anexo 3: Curva característica ESTAMPINOX EFI3.

 CURVAS CARACTERÍSTICAS PUMP PERFORMANCE CHARACTERISTICS	Rodete / Impeller Semi abierto / Semi-opened	Ø Boca asp. / Pump inlet 2"	Bomba / Pump ESTAMPINOX EFI 3
	Número de palas / Blade number 5	Ø Boca imp. / Pump outlet 2"	
	Ø Max. rodete / Ø Max. impeller 180 mm	Ø Min. rodete / Ø Min. impeller 110 mm	Velocidad / Speed 2900 rpm



Los datos hacen referencia a agua limpia a 20°C / Performance data refer to clear water at 20°C

Tolerancia según ISO 9906:1999 Anexo A / Permissible tolerance ISO 9906:1999 Annex A

Anexo 4. Código de MATLAB empleado para el diseño.

```
clc
clear
%Planta ubicada en santander

%INFORMACIÓN

%Datos del proceso
TGin = 23; % °C, Temp. bulbo seco = Temp. promedio Santander
Twin = TGin-5; % °C
TLin = 45 ; % °C
TLout = 25 ; %°C
L = 15 ; %kg/s

%Rapidez mínima
P = 1 ; %atm
Lmin = 2.7 ; %kg/m2s
Gmin = 1.8 ; %kg/m2s

%Dureza en las corrientes
xC = 2000 ;
xM = 500 ;

%CÁLCULOS PRELIMINARES
Rango = TLin-TLout
Aproximacion = TLout-Twin
Efectividad = Rango/(Aproximacion+Rango)

% COMPARACIÓN
rhoAire = 1.107 ;%kg/m3
CpAire = 1007 ; %J/kgK
kAire = 0.0279 ; %W/mK
muAire = 1.872e-5 ; %kg/ms
DAB = 2.58e-5 ; %m2/s
Sc = muAire/rhoAire/DAB
Pr = muAire*CpAire/kAire
Le = Sc/Pr
RelLewis = Le^0.567

%PROPIEDADES DEL AIRE Y AGUA

%Masa molecular
MA = 18.02 ; %kg/kmol
MAS = 28.67 ; %kg/kmol

%Capacidades calorificas
CpAire = 1.005 ; %kJ/kgAS°C
CpVap = 1.88 ; %kJ/kgA°C
CpAL = 4.187 ; %kJ/kgA°C

%Capacidad calorífica humeda
```



```
Cph = @(Y) CpAire + Y*CpVap ; %kJ/kgAS
T0 = 0 ;

%Presión de saturación
Psat = @(T) 10.^(8.07131 - 1730.630./(233.426+T))/760 ; %atm

%Calor de vaporización
C1 = 5.2053e7 ; C2 = 0.3199 ; C3 = -0.212 ; C4 = 0.25795;
Tc = 647.14 ; %K
lambda = @(T) (10^-3*C1.*(1-
(T+273.15)/Tc).^ (C2+C3.*(T+273.15)/Tc+C4.*((T+273.15)/Tc).^2))/MA
; %kJ/kg

%CALCULOS PSICROMETRICOS
%Humedad
Ys = @(T,P) MA/MAS*(Psat(T)./(P-Psat(T))) ; %kgA/kgAS
YG = @(TG,Tw,P) Ys(Tw,P) - Cph(Ys(Tw,P)).*(TG-Tw)/lambda(Tw) ;
%kgA/kgAS

%Entalpia
HG = @(TG,Tw,P) (CpAire+YG(TG,Tw,P)*CpVap)*(TG-
T0)+YG(TG,Tw,P)*lambda(T0) ; %kJ/kgAS°C
HGs = @(T,P) (CpAire+Ys(T,P)*CpVap).*(T-T0)+Ys(T,P)*lambda(T0) ;
%kJ/kgAS°C

%CURVAS
HGIN = HG(TGIN,TWIN,P)
YGIN = YG(TGIN,TWIN,P)

%Entalpía de equilibrio y su derivada
Hs = @(T) HGs(T,P) ;
syms x
dHs = eval(['@(x)' char(diff(Hs(x)))]) ;

%Curva de operación
C_Opemin = @(T,H) (HGIN-H)/(TLout-TLin)*(T-TLout)+HGIN ;

Obj = @(T,H) [((HGIN-H)/(TLout-TLin)-dHs(T)); C_Opemin(T,H)-Hs(T)]
;
X = fsolve(@(X) Obj(X(1),X(2)),[37;200]) ;
Ttoque = X(1) ;

%Entalpia de salida mínima
HGout_min = X(2)

Gsmin = L*CpAL*(TLin-TLout)/(HGout_min-HGIN)

Gs = 1.5*Gsmin
L

%MODELOS DEL EMPAQUE

% Área
```



```
A = min([L/Lmin,Gs/Gmin])
% A = pi*D^2/4
D = sqrt(A/pi*4) ;

G_A = Gs/(1+YGin)/A
L_A = L/A

Kya = 1.98*(L_A)^0.45*(G_A)^0.75 % kg/sm2
DP = 27.8*(L_A)^0.35*(G_A)^0.55 % atm

%Curva de operación real
H_Ope = @(T) L/Gs*CpAL*(T-TLout)+HGIN ;
HGout = H_Ope(TLin)
YGout = Ys(Ttoque,P)
TGout = Ttoque

NtOG1 = integral(@(T) 1./ (Hs(T)-H_Ope(T)),TLout,TLin)

Tint = TLout:0.01:TLin ;
for i = 1:size(Tint,2)
    df(i) = dHs(Tint(i)) ;
end

NtOG2 = trapz(Hs(Tint), 1./ (Hs(Tint)-H_Ope(Tint)))
%NtOG3 = trapz(H_Ope(Tint),1./ (Hs(Tint)-H_Ope(Tint)))

HtOG1 = L*CpAL/Kya/A
HtOG2 = L/A/Kya
%HtOG3 = Gs/A/Kya

V1 = NtOG1*L*CpAL/Kya
V2 = NtOG2*L/Kya
Z1 = NtOG1*HtOG1
Z2 = NtOG2*HtOG2
%Z3 = NtOG3*HtOG3

[z,TL] = ode45(@(z,TL) Kya*A*(Hs(TL)-H_Ope(TL))/dHs(TL)/L,[0
Z2],TLout) ;

% Cálculo Make-up

E = Gs*(YGout-YGin)
W = 0.2/100*Gs
B = E*xM/(xC-xM)-W
M = B+E+W

% Q = F*R*T/P = (kg/s)*(kmol/kg)*(kPa*m3/kmol/K)*(K)/(kPa)= m3/s
QAire = Gs/28.97*(8.3145)*(TGin+273.15)/(P*101.325)*3600

hp = DP/9.8 % mm H2O

QAgua = L/1000 %m3/s
```

```
DT = 2.54*1.5 ; %cm
AT = pi/4*(DT/100)^2 % m2
VAgua = QAgua/AT

muAgua = 1e-3 ; %Pas
rhoAgua = 1000; %kg/m3

Re = rhoAgua*DT/100*VAgua/muAgua

f = fsolve(@(f) 1/sqrt(f)+2*log(2.51/(Re*sqrt(f))),0.01)

Lt = 4 ; %m

hf = 4*f*Lt/(DT/100)*VAgua^2/2/9.8

%% GRAFICAS
T = 20:50 ;
figure('Color','White')
hold on
% 'color',[0.9290 0.6940 0.1250]
plot(T,HGs(T,P),'k')
plot([TLin,TLout],[HGout_min,HGin],'bo-')
plot([TLin,TLout],[H_Ope(TLin),H_Ope(TLout)],'ro-')
plot(Ttoque,Hs(Ttoque),'sk')
xline(TLin,'--')
xlabel('Temperatura del liquido, C','interpreter','latex')
ylabel('Entalpia Aire-Vapor agua, kJ/kgAS','interpreter','latex')
ylim([50,250])
grid minor
legend('H_{Eq}','H_{Ope. Min.}','H_{Ope. Real}','location','northwest')

figure('Color','White')
tiledlayout(1,2,'tilespacing','compact','padding','compact')

nexttile
hold on
% 'color',[0.9290 0.6940 0.1250]
plot(T,1./(Hs(T)-H_Ope(T)),'k')
fill([TLout,Tint,TLin],[0,1./(Hs(Tint)-H_Ope(Tint)),0],'b')
xlabel('Temperatura del liquido, C','interpreter','latex')
ylabel('$\frac{1}{H_{Eq}-H_{G}^{Ope.}}$, \frac{kgAS}{kJ}$','interpreter','latex','fontsize',16)
grid minor

nexttile
hold on
% 'color',[0.9290 0.6940 0.1250]
plot(Hs(T),1./(Hs(T)-H_Ope(T)),'k')
fill([Hs(TLout),Hs(Tint),Hs(TLin)],[0,1./(Hs(Tint)-H_Ope(Tint)),0],'r')
xlabel('$ H_{Eq}$, \frac{kJ}{kgAS}$','interpreter','latex')
```

```
ylabel('$\frac{1}{H_{Eq}-H_G^{Ope.}}$, \frac{kgAS}{kJ}$', 'interpreter', 'latex', 'fontsize', 16)
xlim([50, 250])
grid minor

figure('color', 'white')
plot([0 Z2], [TGin, TGout], 'b', z, TL, 'r', [0 Z2], [TLout, TLin], 'r--')
xlabel('$Z_{torre}$, m $', 'interpreter', 'latex')
ylabel('$Temperatura, C$', 'interpreter', 'latex')
xline(Z2, '--')
legend('T_G', 'T_L')
grid minor

figure('color', 'white')
plot([0 Z1], [YGin, YGout], 'k--', [0 Z2], [YGin, YGout], 'k')
xlabel('$Z_{torre}$, m $', 'interpreter', 'latex')
ylabel('$Humedad absoluta, \frac{kgH_{2O}}{kgAS}$', 'interpreter', 'latex')
legend('Z_1', 'Z_2')
grid minor
```