

4. DISCUSIÓN DE RESULTADOS

4.1 Revisión bibliográfica

La revisión bibliográfica aportó la información, datos y ecuaciones matemáticas para poder tener un punto de partida y sustentar este trabajo con datos fidedignos.

4.2 Diseño del equipo desalinizador por destilación a baja presión con recuperación de energía a través de un tubo de calor.

4.2.1 Flujo de fluidos

Primero que nada, se procedió a hacer la medición del diámetro interno del tubo, determinar la densidad y viscosidad del fluido (agua) y calcular el área transversal de la tubería

Datos de flujo		
diámetro interno	0,02032	m
área	0,000324294	m ²
ρ	962	kg/m ³

Teniendo los datos en las casillas de color blanco se procedió a calcular el flujo másico y sus variables relacionadas (v_2 y h_L) con la ecuación de Bernoulli, Reynolds y la del diseño de Venturi tipo Hershel. Las tres ecuaciones tienen variables dependientes del flujo másico y por lo tanto de la velocidad. El cálculo fue por medio de un proceso iterativo.

Resultados de bomba		
eficiencia=	0.55	
m=	0.69	kg/s
ΔP =	0	Pa
ρ =	962	kg/m ³
v1	0	m/s
v2	4.40	m/s
g_c	1	kg*m/s ² *N
g	9.81	m/s ²
ΔZ	0.96	m
h_L	163.9	J/kg

Se tomó cierto volumen de control de manera que el ΔP de la bomba fuera igual a 0 y debido a que el fluido está dentro de un tanque $v_1=0$. Las pérdidas por fricción totales son iguales a la suma de $h_{L \text{ tubería}} + h_{L \text{ Venturi}}$, siendo el tubo Venturi el accesorio que nos da las mayores pérdidas.

Datos y Resultados de Venturi		
diámetro interno	0.0141	m
diámetro de garganta	0.00705	m
C	0.98	
ΔP	34744	Pa
ρ	962	kg/m ³
$\beta D \text{ garganta}/D \text{ tubería}$	0.5	
ΔZ	0.039	m
A garganta	8.1073E-05	m ²

De esta forma se tiene como resultado un flujo másico de 0.7 kg/s a una velocidad de 4.4 m/s. Un flujo adecuado cuando los datos del proveedor de la bomba nos indica un flujo máximo de 1.53 kg (agua) /s. También se puede observar claramente que este flujo másico y velocidad son adecuados para obtener una caída de presión sustancial, 35000 Pa, lo que nos indica que podremos lograr un vacío adecuado para el proceso.

4.2.2 Flujo de Calor

En trabajos anteriores, se hicieron mediciones para determinar el h , de las aletas radiales. Después de un análisis de estos datos, pudimos comprobar que dichos datos no nos fueron de utilidad debido a que la ecuación lineal obtenida por la regresión de los datos experimentales, no es correcta para el caso de la forma y el material de aletas que se utilizó en este trabajo en particular:

Con la regresión se obtuvo:

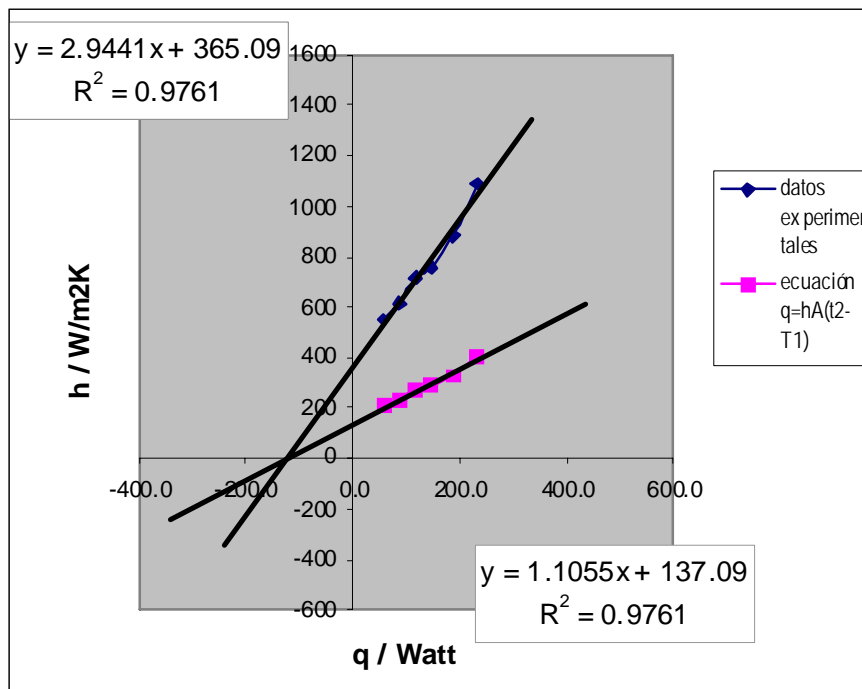


Figura 24. Regresión lineal para datos experimentales de Coeficiente convectivo en aletas tipo radial y valores de q obtenidos con dicha ecuación.

La ecuación que se encuentra en el extremo superior izquierdo, es la regresión lineal de los datos experimentales, y la del extremo inferior derecho, es la que se obtuvo calculando q con los valores de h experimentales. Como podemos observar el sistema debería de tener un número infinito de soluciones, y en este caso únicamente tenemos una solución en una región donde q es negativo y $h=0$, lo que en la realidad es imposible. Por esto podemos concluir que los datos experimentales, [25] no se pueden aplicar en nuestro caso.

Después de descartar el uso de los valores de h obtenidos experimentalmente, Se planteó el problema por medio de correlaciones matemáticas. De esta manera se establecieron las fronteras del problema, que en este caso, se refieren al tanque. Se requiere conocer el número de Reynolds.

Número de Reynolds del tanque		
Re	9.73E+03	
diámetro interno	0.3000	m
ρ	984	kg/m ³
μ	3.00E-04	kg/m*s
m	0.69	kg/s
a	0.0707	m ²
v	0.010	m/s

Conociendo los datos de la ecuación para la obtención del número de Nusselt, se procede a calcular los valores. Previamente se comprobó que cumplieran con la restricción matemática. El número de Prandtl y los demás factores se obtuvieron de tablas reportadas en la bibliografía:

Nu	69.67	
Pr	1.9	W/m ² K
Re	9.726E+03	
n	0.618	
C	0.193	

Para la obtención de h, se requiere del factor de conductividad térmica (k) del agua a la temperatura de trabajo (93°C) que se obtuvo de tablas.

$$1 \quad k_{\text{agua}(93^{\circ}\text{C})} = 0.623 \text{ W/mK.}$$

De ahí encontramos que $h = 144.7 \text{ W/m}^2\text{K}$.

Por lo tanto, siguiendo las ecuaciones de balance de calor, tenemos que el calor ideal transmitido del agua del tanque al interior de los tubos de calor será de:

Calor Ideal		
q	73	Watt
área total	0.02814	m ²
T_f	75	°C
T_o	93	°C
ΔT	18	°C o K

4.2.2.1 Eficiencia de las aletas

Como se requiere del valor del k del material (acero inoxidable), y este depende de la temperatura, se hizo una regresión matemática para obtener el valor a 93°C con los siguientes datos:

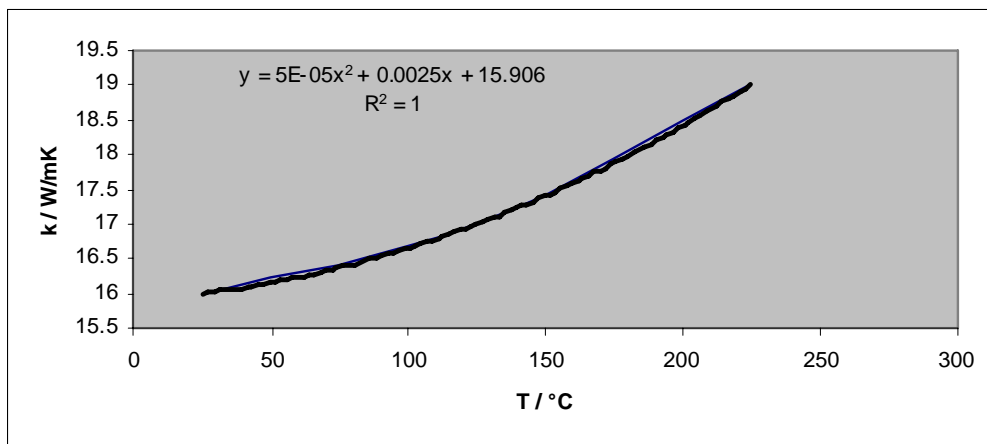


Figura 25. Gráfico para la obtención de la ecuación T vs k del acero inoxidable.

Por lo tanto a 93°C , $k = 16.6 \text{ W/mK}$

Con este dato se calculó la eficiencia, y obtuvimos un valor sumamente alto, 99.88%, lo que corrobora que la geometría de las aletas es sumamente eficiente.

Al multiplicar esta eficiencia por el calor ideal transferido obtenemos un valor de 74.026 W. Este será el calor que transfiera el tubo de calor del tanque de agua dulce (caliente) al tanque de agua salada (frío).

La transferencia de calor es función de la velocidad con la que el flujo de agua golpea las aletas, de esta forma podemos afirmar que si se pudiera incrementar la velocidad de agitación del agua que rodea las aletas en los tanques, se haría más eficiente la transferencia de calor y se obtendría un valor de h mayor, por lo tanto se podría conseguir una mayor producción de agua dulce.

Esta relación se observa más claramente en la siguiente figura:

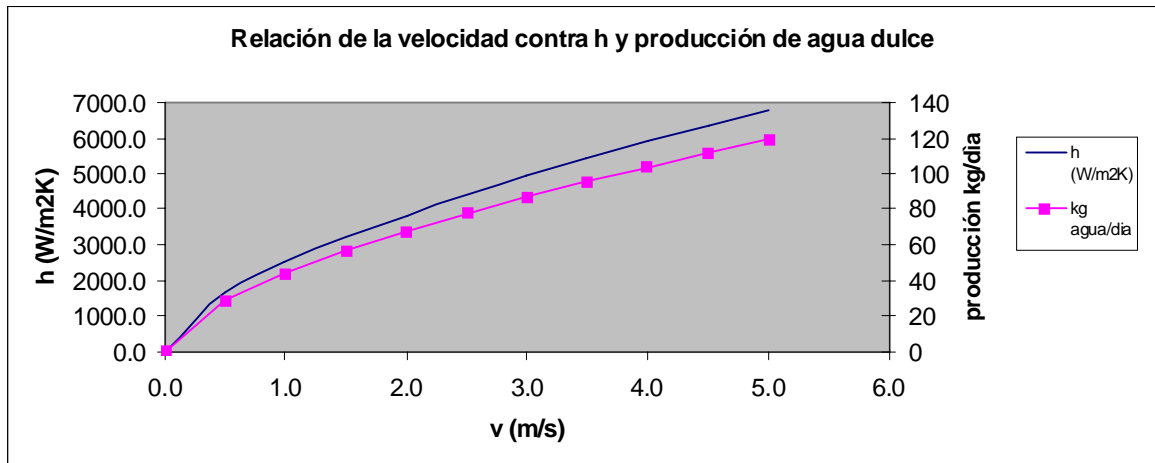


Figura 26. Gráfico en donde se relaciona la velocidad del flujo de agitación en los tanques con la producción de agua dulce

4.2.2.2 Transferencia de calor de un tanque a otro.

Por medio del simulador Aspen Plus, se logró obtener los valores de ΔH de vaporización para la mezcla binaria que se encuentra dentro del tubo, siendo:

- ❖ $H_l = -281350000 \text{ J/kmol}$
- ❖ $H_v = -237230000 \text{ J/kmol}$

Por lo tanto, $\Delta H = 44120000 \text{ J/kmol}$, que convirtiéndolo a base masa con el peso molecular = 22.3 kmol/kg, se obtiene un $\Delta H = 1976702.5 \text{ J/kg}$.

Dividiendo el calor transferido por las aletas/ ΔH obtenemos un flujo de $3.74491\text{E-}05 \text{ kg/s}$ de producción de vapor, que recorrerá el tubo en forma de flujo laminar a una velocidad de 3.13 m/s. Un valor razonable para comprobar la factibilidad de que el tubo transfiera la energía de un extremo del tubo a otro.

4.3 Construcción del equipo desalinizador por destilación a baja presión con recuperación de energía a través de un tubo de calor.

4.3.1 Resistencias eléctricas

Se realizaron pruebas con tres resistencias distintas denominadas “chica, grande y negra”. La primera prueba era medir si éstas tenían pérdidas de voltaje en el agua, ya que si esta prueba resultaba positiva, significaría que el operador del equipo podría sufrir una descarga eléctrica al tener contacto con ésta, o con cualquier conductor que estuviera en contacto con

ella, así que por razones de seguridad, se descartó el uso de aquellas resistencias cuyas pruebas resultaran positivas (marcadas con rojo).

Cálculo de pérdida en agua		
	mV (on)	mV (off)
Grande	88	0,4
Negra	400	0,4
Chica	2	0,4

Donde: mV = a milivolts y las palabras “on” y “off” respectivamente, hacen mención al estado de las resistencias, on = encendido y off = apagado. 400 mV es un voltaje muy alto para el contacto con humanos y puede ser peligroso.

Después de realizar las pruebas de voltaje se procedió a realizar el experimento mencionado con anterioridad en la metodología para obtener la potencia de las resistencias seguras.

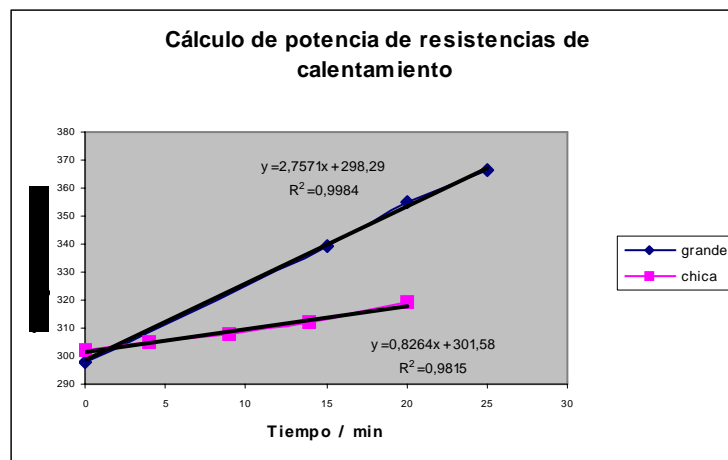


Figura 27. Gráfico para la obtención de potencia de resistencias eléctricas

Cálculo de la potencia de las resistencias				
	W	m	Cp	dT/dt
	Watt	Kg	J/kg K	K/min
Grande	769	4	4184	2,7571
Negra	0	13,75	4184	
Chica	792	13,75	4184	0,8264

Por lo tanto, las resistencias poseen una potencia de entre 770 y 790 Watts, suficiente para lograr el calentamiento del agua de los tanques hasta la temperatura de ebullición a la presión que se desee operar.

4.3.2 Medición de la caída de presión generada en la garganta del tubo Venturi con respecto a la atmosférica.

Como resultado de la medición experimental, se obtuvo un Δh de 47 centímetros de mercurio, lo que es igual a 470 mmHg, que si se lo restamos a la presión atmosférica de Puebla, 598 mmHg, obtenemos como máximo una presión absoluta de 128 mmHg (17 kPa) en el tanque de evaporación cuando este está vacío. Por lo tanto, obtenemos una temperatura de saturación de 57°C, así que la energía necesaria para evaporar el agua salada contenida en este tanque es casi la mitad de la que requeriríamos para evaporarla a presión atmosférica.

4.3.3 Determinación de presión de operación interna de los tubos de calor

Corrida con el simulador Aspen Plus

VLSTDFR ETHANOL	v=0	v=1
	TOTAL PRES	TOTAL PRES
	mmHg	mmHg
0	289.3	289.3
0.05	338.8	293.6
0.1	380.6	298.4
0.15	416.3	303.8
0.2	446.7	309.8
0.25	472.9	316.6
0.3	495.7	324.3
0.35	515.6	333.1
0.4	533.3	343.3
0.45	549.2	355.2

VLSTDFR ETHANOL	v=0	v=1
	TOTAL PRES	TOTAL PRES
	mmHg	mmHg
0.5	563.7	369.3
0.55	577.4	386.3
0.6	590.4	407.0
0.65	603.1	432.7
0.7	615.9	465.4
0.75	628.7	507.4
0.8	641.9	560.0
0.85	655.1	616.5
0.9	667.0	657.8
0.95	674.2	674.1
1	666.2	666.2

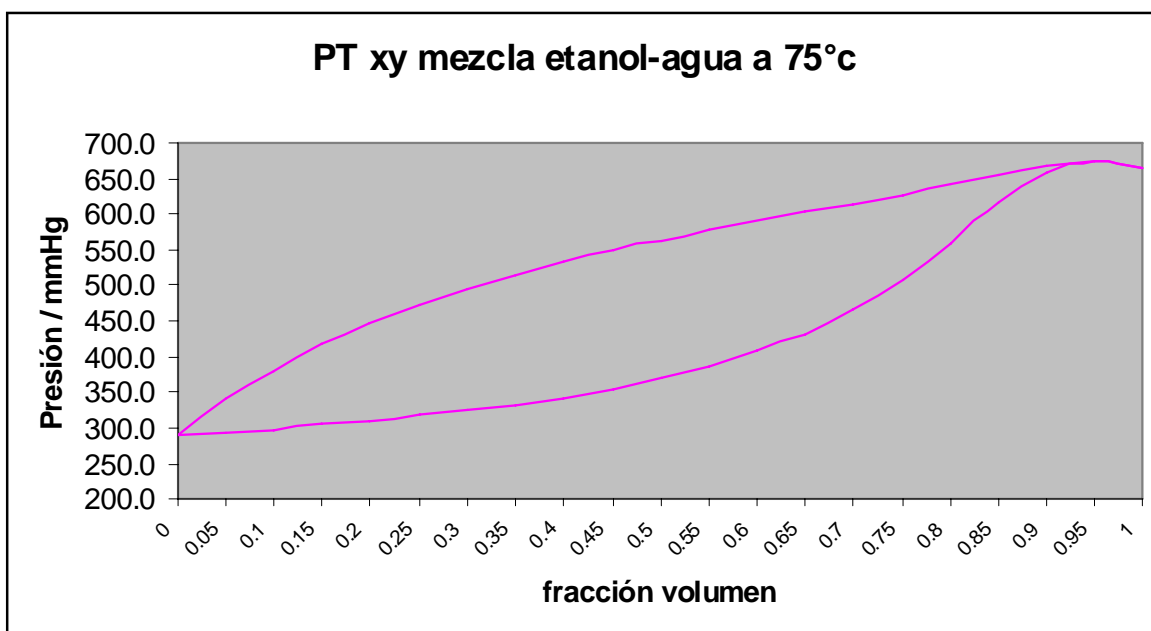


Figura 28. Diagrama PTxy de la mezcla etanol-agua a 75°C obtenida por medio del simulador Aspen Plus.

- ❖ Presión de operación: punto de rocío, 304 mmHg = 40.5 kPa.
- ❖ ΔP a lo largo del tubo = 0.097 kPa, lo que nos asegura un movimiento del vapor de un extremo al otro.

4.4 Análisis económico

Los principales costos de operación de este proceso son los energéticos, para simplificar este análisis únicamente se tomaron en cuenta dichos costos.

Para montar un equipo de la capacidad y dimensiones que el que se encuentra en la planta piloto se requiere la siguiente inversión.

Inversión inicial	EBP ¹	Destilación
tanques	-\$ 6.000,00	-\$ 6.000,00
tubo venturi	-\$ 1.200,00	\$ -
bombas	-\$ 1.400,00	\$ -
conexiones y accesorios	-\$ 4.000,00	-\$ 3.000,00
TOTAL	-\$ 12.600,00	-\$ 9.000,00

¹ Evaporación a baja presión

Para los gastos de operación se tomaron como base los datos de la Compañía Federal de Electricidad: Costo² KWh + IVA = \$1.15.

Requerimientos energéticos del equipo:

bomba1	0,186	kW
bomba2	0,372	kW
Resistencia	0,8	kW

El costo de las bombas y las resistencias se multiplicó por su requerimiento energético por hora y luego por día, hasta obtener los valores anuales; se supuso que el equipo de EBP deja de funcionar una vez cada dos meses, y el de MSF dos veces al mes para mantenimiento. Es evidente que la destilación tradicional requiere de mucho más mantenimiento, debido a la incrustación que se produce por el calentamiento por convección natural y las altas temperaturas a las que trabaja. En el caso de la EBP la convección es forzada por la recirculación por medio de las bombas (la incrustación es insignificante) y la temperatura es más baja que la de saturación a presión atmosférica.

Operación anual	EBP	Destilación
Energía térmica para iniciar el proceso	-\$ 9,62	-\$ 76,99
Bombas	-\$ 5.621,29	\$ -
Resistencias	\$ -	-\$ 8.059,20
costo por limpieza de incrustación	-\$ 3.000,00	-\$ 12.000,00
Mantenimiento	-\$ 3.000,00	-\$ 3.000,00
TOTAL	-\$ 11.621,29	-\$ 23.059,20

- ❖ En este análisis podemos observar claramente que los costos anuales de operación son casi el doble en el caso de MSF comparativamente con EBP.
- ❖ Para el caso de la energía para inicializar el proceso se tomó en cuenta que cada vez que se le da mantenimiento el proceso tiene que volver a empezar, y esto ocurre con más frecuencia en MSF debido a la incrustación. Éste factor también se refleja en la producción anual de agua fresca.
- ❖ El costo de limpieza se supuso en \$500

Finalmente se observa que el precio por litro producido es:

EBP = \$1.03

MSF = \$2.10

² Precios en pesos mexicanos