



ENSAYO DE UN TUBO DE CALOR ASISTIDO POR LA GRAVEDAD

E. Frigerio I, De Paul, J. Quintana
Universidad Nacional de Salta - Av. Bolivia 5150 - 4400 Salta
TE: 387-255424 - E-mail: frigerio@unsa.edu.ar

RESUMEN: Se estudió el comportamiento de un tubo de calor asistido por la gravedad con agua destilada como fluido de transferencia, ante distintas condiciones de calentamiento en el evaporador. Se observó que la transferencia térmica es pulsante, en forma de calor latente del vapor y sensible de volúmenes de agua desplazados con fuerza hacia arriba, y que cesa cuando la potencia suministrada es próxima al límite de ebullición. Se calculó la resistencia térmica y el coeficiente global de transferencia del tubo de calor para las distintas potencias suministradas al evaporador.

Palabras clave: termodinámica, tubo de calor asistido por la gravedad, transferencia de energía

INTRODUCCIÓN

Dentro del campo de las energías renovables es de capital importancia el lograr una transferencia térmica muy eficiente si se pretende hacer un buen uso de la energía disponible. De las distintas maneras de transmitir calor, el tubo de calor es, en muchos aspectos, el más satisfactorio.

En su forma convencional, el tubo de calor es un tubo cerrado o cámara de diferentes geometrías con una mecha adosada a su pared interna y un líquido en equilibrio con su vapor. El calor latente de éste es el responsable de la transferencia: en un extremo (sección evaporadora) el líquido absorbe calor transportando calor al otro extremo en forma de vapor. Aquí, en la sección condensadora, el fluido se condensa entregando calor. El condensado vuelve por la mecha al extremo inicial cerrando el ciclo. La mecha sirve para el regreso del líquido por capilaridad cuando el tubo de calor opera horizontalmente. La cantidad de calor que puede transportar como calor latente de vaporización usualmente es varios órdenes de magnitud más grande que el que puede ser transportado como calor sensible en un sistema convectivo convencional, lo que permite diseños comparativamente más pequeños. Además, debido a su estructura de mecha delgada y a la pequeña caída de temperatura en el flujo de vapor, los tubos de calor tienen características térmicas mucho mejores que cualquier sólido conocido. A diferencia de los conductores sólidos, las características de estos tubos son dependientes no sólo del tamaño, forma y material usado sino también de la construcción, fluido de trabajo y del flujo de calor. Más aún, poseen limitaciones a la transferencia de calor y algunas veces una dinámica de arranque problemática. [Chi, 1976, Dunn y Reay, 1976, Ivanovskiy, 1982, Khandekar, 2004, Liao y otros 2007].

Cuando se utilizan estos dispositivos en forma vertical, el regreso del líquido se realiza por gravedad y la mecha no es necesaria ya que el efecto de bombeo capilar es muy pequeño frente a la fuerza de gravedad. A estos tubos que se comportan como un termosifón se los denomina tubos de calor asistidos por la gravedad (“gravity assisted heat pipes”). [Anwarul Hasan y otros, 2003, Joudi y Witwit, 2000].

Los tubos de calor tienen un amplio campo de aplicación en distintas áreas: espacial, nuclear, solar, crioscópicas, etc. En electrónica, la confección de elementos cada vez más compactos y potentes hace necesario el uso de sistemas de enfriamiento más eficientes que puedan evacuar rápidamente el calor generado. En este campo se ha desarrollado un tipo especial de sistemas conocidos como “tubos de calor pulsantes de ciclo cerrado” (“closed loop pulsating heat pipe” CLPHPs) en los que el calor es transmitido no sólo en forma de calor latente sino también como calor sensible del fluido que se desplaza. [Khandekar, 2004, Shafii y otros, 2002, Khandekar y otros (a), 2003, Charoensawan y otros 2003, Khandekar y otros (b) 2003].

El objetivo planteado es estudiar el comportamiento termo-fluidodinámico de un tubo de calor asistido por la gravedad ante distintas potencias suministradas al evaporador, empleando agua como fluido de transferencia y visualizando el flujo en su interior, del cual se presentan en este trabajo los resultados de las medidas térmicas.

DISPOSITIVO EXPERIMENTAL

Se construyó un tubo de calor de 0,66 m (figura 1) empleando una bureta que brinda la ventaja de ser transparente, condición indispensable para realizar experiencias de visualización de flujos, y de mostrar una escala que permite realizar una medida precisa del volumen de líquido en su interior y de la posición de los meniscos de agua que contribuyen a la transferencia térmica.

El proceso de carga se realizó en dos etapas: primero se hizo vacío en el tubo hasta una presión menor a 1cm de Hg, medida con un vacuómetro, empleando el dispositivo que se muestra en la figura 2. A continuación se cerró la conexión a la bomba y se abrió la que dejaba pasar el agua destilada y desgasada contenida en una pipeta; el volumen cargado fue de 12 cm³. Se estrangularon las mangueras y posteriormente se selló el tubo con fuego (figura 3).

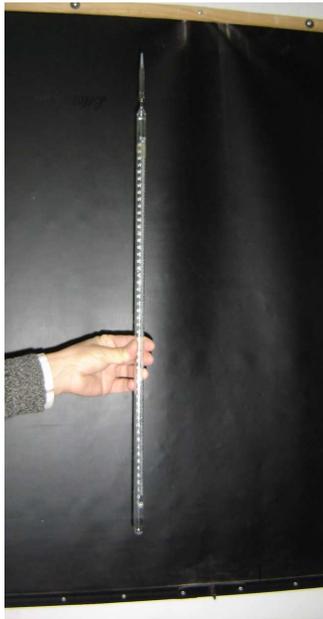


Figura 1. Bureta empleada como tubo de calor.

Figura 2. Dispositivo para hacer vacío y cargar el tubo.

Figura 3. Detalle del sellado con fuego una vez que el tubo fue cargado.

Se empleó como fuente caliente agua termostatzada colocada en un termo provisto de una tapa de poliuretano expandido de alta densidad que permite introducir el tubo de calor y las termocuplas. Se midió la temperatura en los extremos inferior ($T_{\text{evaporador}}$) y superior ($T_{\text{condensador}}$), así como la del agua en el termo (T_{agua}) y la temperatura ambiente (T_{ambiente}) empleando un sistema de adquisición de datos Omega controlado por computadora con intervalos de medida de 2 segundos y 1 minuto.

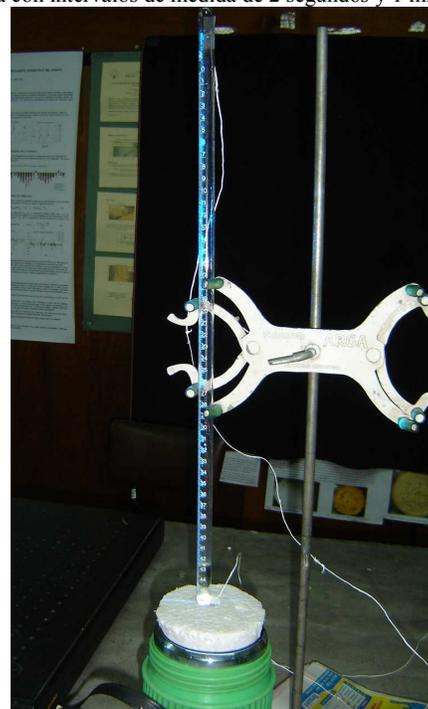
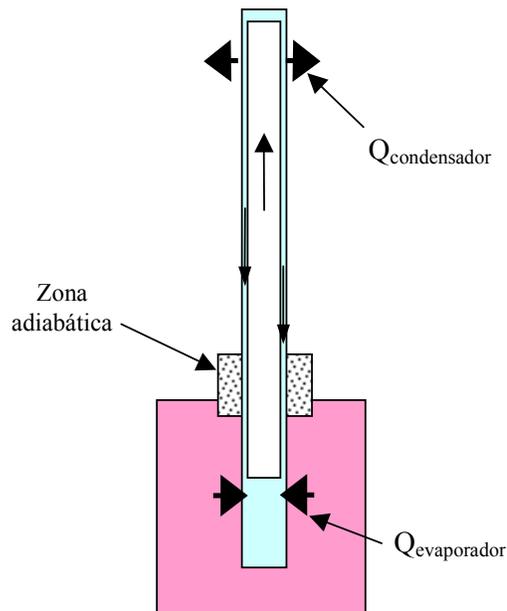


Figura 4. Esquema de funcionamiento de un tubo de calor asistido por la gravedad.

Figura 5. Disposición experimental del tubo, el termo y las temocuplas de medida.

La figura 4 muestra un esquema del tubo de calor construido mientras que la figura 5 muestra una imagen de la disposición experimental del tubo, el termo y las termocuplas de medida.

La longitud del segmento introducido en el termo que actuó como evaporador fue de 0.12 m; la zona adiabática fue de 0.05 m mientras que el resto, una longitud de 0.49 m, actuó como condensador evacuando calor al ambiente. La Tabla I resume las características geométricas del sistema, así como las características físicas del vidrio del tubo que actúa como condensador. La potencia media transmitida por conducción a lo largo del tubo, desde el evaporador al condensador, en las experiencias realizadas es de 0.002W.

Diámetros [m]		
Externo	Dext	0,014
interno	Dint	0,01128
espesor	e	0,00136
Longitudes [m]		
evaporador	Le	0,12
adiabática	La	0,05
condensador	Lc	0,49
Total	Lt	0,66
Efectivo	Lf	0,355
C_p		0,836 KJ/kgK
k_c		1,05 W/mK
ρ		2500 Kg/m ³
Áreas		
Condensador		0,00030172 m ²
Evaporador		0,00022783 m ²

Tabla I. Características constructivas del tubo de calor.

ENSAYOS REALIZADOS

Se realizaron experiencias variando la potencia suministrada al evaporador, para lo cual se varió la temperatura del agua en el termo en el rango 60°C a 90°C, manteniendo el condensador a temperatura ambiente alrededor de los 22°C. No se observó transferencia cuando la temperatura del agua que se introduce en el termo era menor a 50°C aproximadamente.

La figura 6 muestra los valores promedios, máximos y mínimos medidos en el agua en las cuatro series de medidas realizadas, que se identifican por las temperaturas máximas alcanzadas por el agua como 60°C, 70°C, 75°C y 89°C. También se muestra la diferencia deltaT entre la temperatura inicial y la final medida en el agua en cada serie.

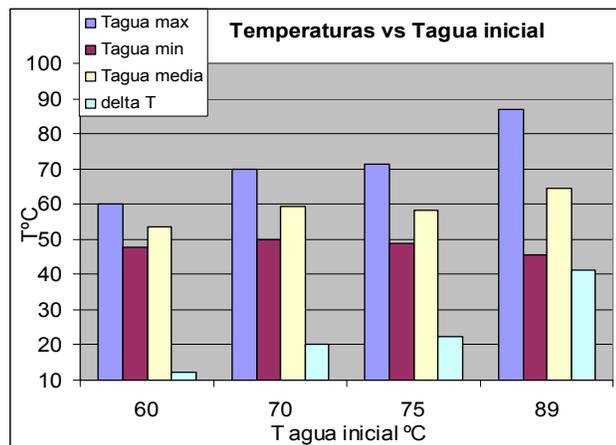


Figura 6. Valores promedios, máximos y mínimos medidos en el agua en las cuatro series de medidas realizadas.

RESULTADOS DE LAS MEDIDAS

Si bien cada serie de medidas tuvo una duración diferente hasta el momento en que cesó la transferencia térmica, el comportamiento general de las temperaturas en función del tiempo fue similar. A los efectos de ilustrar los resultados se muestran en la figura 7 las temperaturas medidas cuando la temperatura inicial del agua era de 70°C, mientras que en la figura 8 se muestra la diferencia entre la temperatura del evaporador y la del condensador, como función del tiempo. Se observan zonas de bruscas oscilaciones en los transitorios de inicio y final del proceso de transferencia, mientras que en la zona media el comportamiento es bastante lineal, con oscilaciones cuyo origen se discute separadamente.

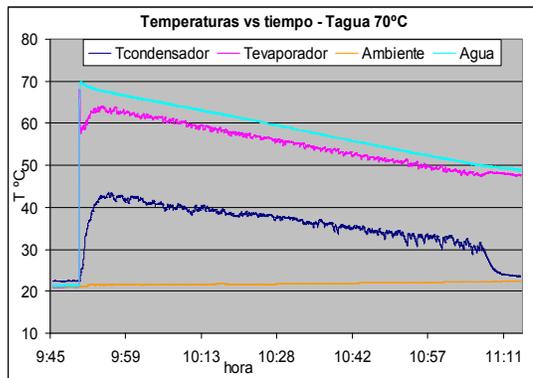


Figura 7. Temperatura en función del tiempo cuando la temperatura del agua era de 70°C.

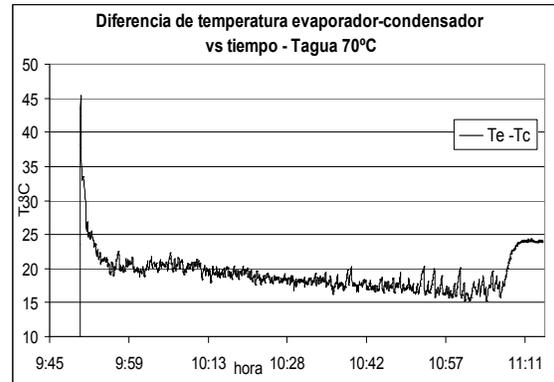


Figura 8. Diferencia entre la temperatura del evaporador y la del condensador como función del tiempo para Tagua=70°C.

A los efectos de determinar el rango de trabajo normal, sin los transitorios inicial y final, se adoptó el criterio de considerar el estado inicial como el momento en que el agua del termo alcanza la máxima temperatura (figura 7), y como final el instante en que la diferencia entre la temperatura del evaporador y el condensador alcanza el mínimo valor antes de comenzar a aumentar de manera sistemática (figura 8). La Tabla II muestra los valores extremos obtenidos dentro de este rango de trabajo, en cuatro de las series de medidas realizadas. Se puede observar que la transferencia cesa en todas las series a una temperatura media de 48.3°C, con una dispersión del 3.5%.

Tagua inicio	Ta-Te inicial	Te -Tc inicial	Tagua final	Ta-Te final	Te -Tc final
60,0	7,3	29,1	47,8	1,2	18,7
69,9	11,6	34,3	50,2	2,9	15,7
74,2	16,3	39,8	48,9	2,7	14,0
88,7	9,6	50,8	46,2	3,1	16,2

Tabla II. Valores extremos de temperaturas medidos en el rango de trabajo. Ta = Tambiente, Tc = Tcondensador, Te = Tevaporador.

La potencia transferida por el agua al evaporador es disipada en el condensador hacia el ambiente. La Tabla III muestra los valores promedios de la potencia suministrada al evaporador, la resistencia térmica R y el coeficiente global de transferencia térmica del tubo de calor UA, calculados sobre la zona media que no incluye las oscilaciones transitorias. La masa de agua en el termo fue de 800cm³ y el calor específico del agua fue calculado a la temperatura media de cada serie de medidas. Las expresiones empleadas en el cálculo se indican a continuación:

Potencia suministrada: $Q = m \cdot c_p \cdot (T_a(t_i) - T_a(t_{i-1})) / \Delta t$ (1)

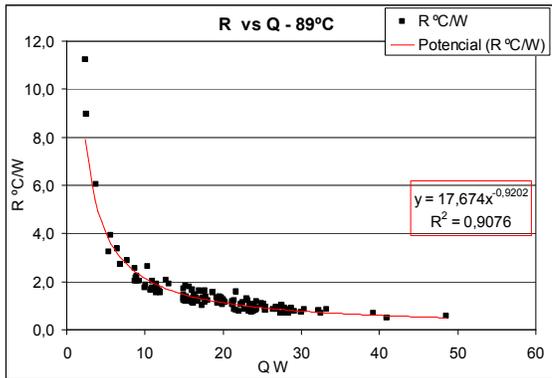
Coficiente global de transferencia térmica: $UA = Q / (T_e - T_c)$ (2)

Resistencia térmica: $R = 1 / UA$ (3)

Tagua inicio	60	70	75	89
Q W promedio	8,6	12,1	12,1	18,4
R °C/W	2,9	1,4	1,6	0,8
UA W/°C	0,5	0,7	0,7	0,8

Tabla III. Valores promedios de la potencia suministrada al evaporador, la resistencia térmica R y el coeficiente global de transferencia térmica UA.

Las figuras 9 y 10 muestran la resistencia térmica R y el coeficiente de transferencia térmica UA en función de la potencia instantánea suministrada por el agua, para la experiencia en que la temperatura inicial del agua fue de 89°C. El comportamiento es similar al reportado por otros investigadores [Anwarul Hasan y otros, 2003, Joudi, y Witwit, 2000] en tubos de calor asistidos por la gravedad, que emplean agua como fluido de transporte, para valores de potencia mayores a los obtenidos en estas experiencias.



Figuras 9. Resistencia térmica R en función de la potencia instantánea suministrada por el agua.

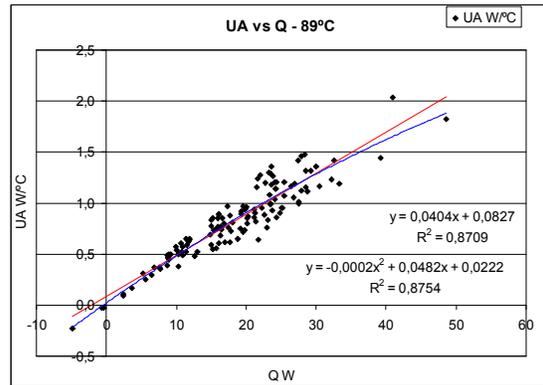


Figura 10. Coeficiente de transferencia térmica UA en función de la potencia instantánea suministrada por el agua.

La resistencia térmica es alta cuando la potencia suministrada es baja y disminuye a medida que ésta aumenta, obteniéndose un buen ajuste con una curva potencial. El coeficiente de transferencia térmica, creciente, se puede aproximar razonablemente bien con una recta.

EBULLICIÓN

La aparición de burbujas dentro del tubo en el arranque hizo que se investigue las características de este fenómeno. La presión causada por la aparición de una burbuja es usualmente calculada como

$$\text{Presión de burbuja: } P_b = 2 \cdot \sigma / r_n \quad (4)$$

Siendo σ la tensión superficial en N/m y r_n el radio de nucleación de las burbujas de vapor. Empíricamente se utiliza el valor $2,54 \cdot 10^{-7}$ m. La figura 11 muestra la dependencia de P_b y de la presión del vapor de agua saturado P_s con la temperatura en el rango de temperaturas ensayado en estas experiencias.

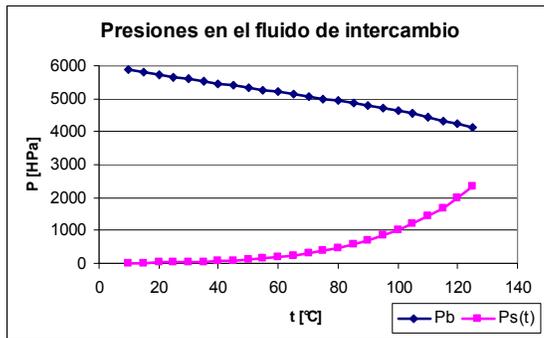


Figura 11. Presión de vapor $P_s(T)$ y de burbuja $P_b(T)$ para agua.

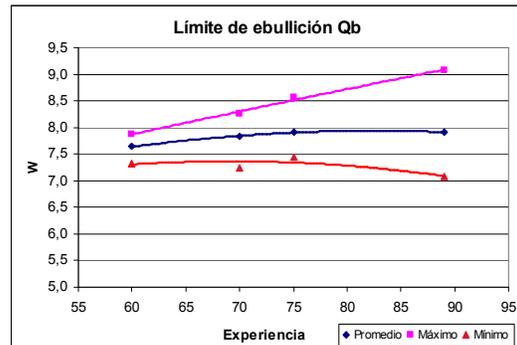


Figura 12. Valores del límite de ebullición Q_b para las experiencias caracterizadas como 60, 70, 75 y 89.

La diferencia entre las dos presiones indica que no existe en el tubo ninguna fuerza capaz de detener la nucleación, formándose burbujas que se desprenden y se trasladan rápidamente hacia arriba por flotación.

Los tubos de calor tienen límites a la transferencia de energía que pueden realizar, conocidos como límites de capilaridad, de arrastre, sónico y de ebullición (Chi, 1976). El límite de capilaridad y el de arrastre son importantes cuando el tubo posee malla, que no es este caso. El límite sónico Q_s es normalmente grande y no se alcanza en los tubos comunes. Se calculó el límite de ebullición a partir de (5) para cuatro de las experiencias realizadas; los resultados se muestran en la Tabla IV y en la figura 12.

$$\text{Límite de ebullición: } Q_b = 2\pi L_e k_e T_v / \lambda \rho_v \ln(r_i / r_v) \quad \text{con } T_v = (T_e + T_c) / 2 \quad (5)$$

siendo r_i el radio interno del tubo y r_v el radio del espacio de vapor que depende del número de Mach y del calor suministrado, k_e la conductividad del tubo, λ el calor de cambio de fase y ρ_v la densidad del fluido en fase vapor.

Límite de ebullición Q_b [W]				
Caso	60 °C	70 °C	75 °C	89 °C
Promedio	7,64	7,82	7,92	7,91
Máximo	7,88	8,25	8,56	9,08
Mínimo	7,33	7,24	7,45	7,07

Tabla IV. Valores del límite de ebullición Q_b para las experiencias caracterizadas como 60, 70, 75 y 80.

En las experiencias realizadas las potencias fueron mayores que estos límites lo que justifica la formación de burbujas observada. Además pareciera que la transferencia de calor por bombeo en el tubo cesa cuando se alcanza este límite (figura 13).

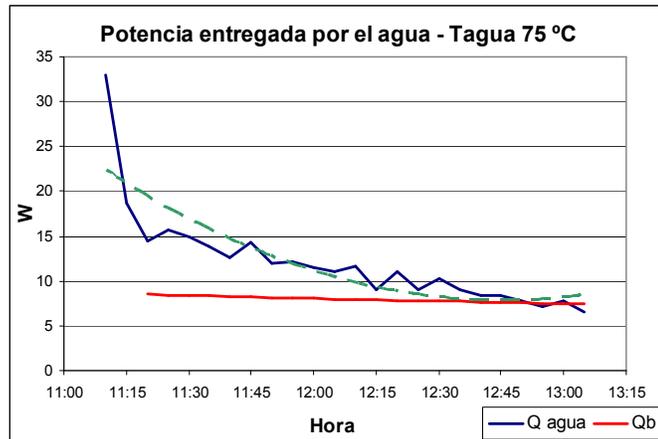


Figura 13. Potencia entregada por el agua al tubo de calor y su comparación con Q_b .

Este bombeo, que entrega calor en el condensador tanto en forma latente como sensible, puede ser el responsable de las oscilaciones observadas en las temperaturas del condensador y el evaporador. Esta hipótesis se vio confirmada en una de las experiencias con Tagua = 75°C que muestra el desprendimiento aislado de una burbuja y la variación de la temperatura en el evaporador y el condensador (figura 14).

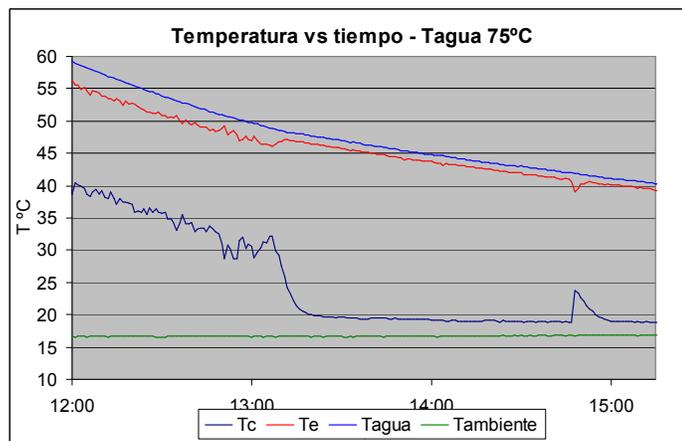


Figura 14. Desprendimiento aislado de una burbuja y variación de la temperatura en el evaporador y el condensador.

CONCLUSIONES

De las experiencias realizadas se puede concluir lo siguiente.

No se observó problema en el arranque: la transferencia térmica fue prácticamente inmediata.

La transferencia térmica pulsante termina cuando la potencia que absorbe del evaporador es próxima al límite de ebullición. Esto ocurre a una temperatura de agua promedio de 48.3°C en todas las experiencias realizadas.

La resistencia térmica es alta cuando la potencia suministrada es baja y disminuye a medida que ésta aumenta, obteniéndose un buen ajuste con una curva potencial.

El coeficiente de transferencia térmica es creciente con Q y se puede aproximar con una recta.

Las oscilaciones observadas en las temperaturas del evaporador y el condensador pueden originarse en la formación de burbujas que son expulsadas con fuerza hacia arriba y transmiten en ese caso calor latente del vapor y calor sensible del líquido.

BIBLIOGRAFÍA Y REFERENCIAS

- Anwarul Hasan, MD, Feroz, Ch, Sadrul Islam, AKM., (2003). *Performance of a gravity assisted heat pipe*, Proceedings of the International Conference on Mechanical Engineering 2003, Bangladesh.
- Charoensawan, P., Khandekar, S., Groll, M., Terdtoon, P. (2003). *Closed loop pulsating heat pipes Part A: parametrical experimental investigations*, Applied Thermal Engineering. **23**, 16, 2009-2020.
- Chi, S.W. (1976). *Heat Pipe Theory and Practice – A source book* McGraw-Hill Book Company.
- Dunn, P.D., Reay, D.A. (1976). *Heat Pipes*, Pergamon Press.
- Ivanovskyii, M.N., (1982). *The Physical Principles of Heat Pipes*, Clarendon Press, Oxford.
- Joudi, K.A., Witwit, A.M., (2000). *Improvements of gravity assisted wickless heat pipes*, Energy Conversion and Management, **41**, 2041-2061.
- Khandekar, S., Charoensawan, P., Groll, M., Terdtoon, P. (b) (2003). *Closed loop pulsating heat pipes Part B: visualization and semiempirical modelling*, Applied Thermal Engineering. **23**, 16, 2021-2033.
- Khandekar, S., Dollinger, N., Groll, M., (a) (2003). *Understanding operational regimes of closed loop pulsating heat pipes: an experimental study*, Applied Thermal Engineering, **23**, 707-719.
- Khandekar, Sameer, (2004). *Thermo-Hydrodynamics Of Closed Loop Pulsating Heat Pipes*, Tesis de Doctorado, Institut für Kernenergetik und Energiesysteme der Universität Stuttgart.
- Liao, Q., Jen, T.Ch., Chen, Q., L., L., Cui, W., (2007). *Heat transfer performance in 3D internally finned heat pipe*, Int. J. Heat and Mass Transfer, **50**, 1231-1237.
- Shafii, M.B., Faghri, A., Zhang, Y., (2002). *Analysis of heat transfer in unlooped and looped pulsating heat pipes*, Int. J. of Numerical Methods for Heat and Fluid Flow, **12**, 5, 585-609.

ABSTRACT

The behaviour of a gravity assisted heat pipe that uses water as transference fluid was studied under different heating conditions at the evaporator. A pulsating thermal transference was observed, as latent heat of the vapour and sensible heat of water volumes that are strongly displaced upside. This transference ended when the supplied power was near the boiling limit. The heat pipe thermal resistance and global heat transference coefficient were calculated as function of the power supplied at the evaporator.

Keywords: thermodynamics, gravity assisted heat pipe, energy transference.