

MODELO MATEMÁTICO DE UN “HEAT PIPE” APLICABLE AL SISTEMA DE CONTROL DE UN NANOSATÉLITE

Marcos A. Brito^a, Eduardo N. Zapico^b

^a*Centro de Investigaciones Aplicadas, Instituto Universitario Aeronáutico, Fuerza Aérea 6500, X5010JMX, Córdoba, Argentina, ma.brito@gmail.com*

^b*Depto. Aeronáutica, FCFyN, Universidad Nacional de Córdoba, Vélez Sarsfield 1611, X5016GCA, Córdoba, Argentina, ezapico@efn.uncor.edu*

Palabras clave: Heat pipes, estacionario, transitorio, análisis paramétrico.

Resumen. Este trabajo presenta un modelo térmico de un “heat pipe” (caloducto), previsto como parte del sistema de control térmico del nanosatélite EtaSat-IE. Dado que la capacidad de transferencia de calor de estos elementos depende de una serie de parámetros tecnológicos, tales como: material del tubo, fluido de trabajo, área transversal, ancho y profundidad del ranurado, se podría obtener un diseño óptimo de caloducto. El modelo térmico desarrollado está concebido para ser utilizado en un programa de análisis térmico por parámetros concentrados, como herramienta de diseño, por lo que la posibilidad de fijación rápida de los parámetros tecnológicos, así como la determinación de los límites de trabajo del mismo (capilar, sónico, viscoso, arrastre, etc.) resulta de fundamental importancia para la determinación de las performances del sistema, así como la determinación de las condiciones y características de los ensayos térmicos a realizar, tanto sobre el caloducto en sí como sobre el sistema de control térmico.

1 INTRODUCCIÓN

Los *heat pipes* son elementos de bajo peso utilizados para transferir calor de un punto a otro del sistema. Constructivamente está compuesto, generalmente, por un tubo sellado herméticamente conteniendo en su interior una estructura capilar.

La energía calórica aplicada en un extremo del tubo provocará la evaporación del líquido en el capilar. Luego, los gases formados por la evaporación fluirán a través del centro del conducto hacia el extremo opuesto. En esta región el calor es evacuado del caloducto dando lugar a la condensación sobre la estructura capilar. Las fuerzas capilares arrastran al fluido desde la zona del condensador al evaporador, de esta manera completando el ciclo de transferencia de calor. Esto ocurrirá siempre que un extremo del tubo se encuentre a mayor temperatura que el opuesto. Debido al relativo alto calor latente de vaporización del fluido de trabajo, estos dispositivos exhiben grandes valores de transferencia de calor con pequeñas diferencias de temperatura entre los extremos del condensador y el evaporador. Comprobado está, que los *heat pipes* pueden llegar a transportar hasta doscientas o trescientas veces la energía que un conductor sólido de cobre de las mismas dimensiones (Brown, 2002).

En este trabajo se desarrollarán dos modelos: uno estacionario y otro transitorio, los cuales serán realizados usando la técnica de parámetros concentrados. Ambos modelos servirán como herramientas fundamentales para el diseño de los caloductos considerando como afectarán los parámetros constructivos en su performance, para regímenes estacionarios e inestacionarios.

2 MODELO ESTACIONARIO

La caída de temperatura entre el evaporador y el condensador de un *heat pipe* es de un interés particular para el diseñador de un caloducto de control térmico, principalmente si es para su aplicación a un sistema de tipo electrónico. El estudio se puede realizar utilizando una analogía electro térmica.

A continuación se presenta un caloducto cilíndrico simple el cual se encuentra resumido en un conjunto de nueve resistencias térmicas arregladas en una combinación serie-paralelo (ver Figura 1). El caloducto ha sido dividido en tres zonas fundamentales las cuales son: el evaporador, el condensador y una zona adiabática; a su vez cada área contendrá los medios materiales e interfaces correspondientes a la pared del contenedor, la estructura capilar y el fluido vaporizado.

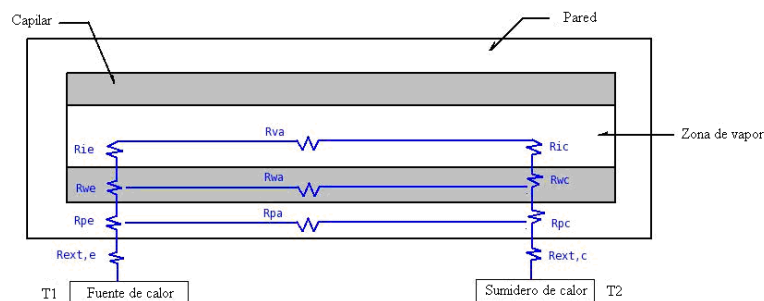


Figura 1: Mapa termo eléctrico de un caloducto.

Las resistencias intervinientes en el modelo y que corresponden a la zona del evaporador son: R_{pe} la cual es la resistencia radial de la pared, R_{we} la correspondiente a la combinación líquido-capilar y R_{ie} representando la interfase líquido-vapor. En la zona adiabática

introducimos tres resistencias más, siendo estas: Rva la resistencia axial de vapor, Rpa la resistencia axial de la pared y Rwa también axial para la combinación líquido-capilar. Por último las del condensador: Ric para la interfase líquido-vapor, Rwc en representación de la combinación líquido-capilar y Rpc resistencia radial de la pared.

Las resistencias restantes $R_{ext,e}$ y $R_{ext,c}$ son las resistencias externas o de contacto entre la fuente de calor y el sumidero, respectivamente. En muchas aplicaciones, la combinación de estas dos resistencias termina siendo del mismo orden de magnitud que la resistencia equivalente total del caloducto. Por otro lado se conocen los órdenes de magnitud del resto de las resistencias y se pueden realizar una serie de simplificaciones. En primer lugar, debido a los órdenes de magnitud de la resistencia en la zona de vapor y las resistencias axiales de la pared y las correspondientes a la combinación líquido-capilar, entonces estas dos últimas pueden ser tratadas como circuitos abiertos y ser despreciadas. En segundo lugar, también por comparación de órdenes de magnitud, la resistencia de interfase líquido-vapor y la resistencia axial en la zona de vapor, en la mayoría de los casos no se las tiene en cuenta en los cálculos (ver **Tabla 1**). Esto nos deja sólo con cuatro resistencias: Rpe , Rwe , Rpc y Rwc .

Resistencia	[°C/W]
Rpe y Rpc	10^{-1}
Rwe y Rwc	10^{+1}
Rie y Ric	10^{-5}
Rva	10^{-8}
Rpa	10^{+2}
Rwa	10^{+4}

Tabla 1: Órdenes de magnitud para las resistencias intervinientes (Peterson, 1994).

Estas resistencias, para el caso de caloductos cilíndricos se obtienen por medio de las siguientes expresiones que son ambas funciones de las dimensiones de los conductos interiores, la longitud del evaporador y los valores de conductividad efectiva y de la pared (ver Ecs. (1) y (2)). En donde, d_o y d_i son los diámetros exterior e interior del tubo, d_v el diámetro de la zona de vapor, L_e es la longitud del evaporador, k_{eff} la conductividad efectiva de la combinación conjunto líquido-capilar y K_p la conductividad de la pared.

$$Rpe = \frac{\ln\left(\frac{d_o}{d_i}\right)}{2 \times \pi \times L_e \times K_p} \quad (1)$$

$$Rwe = \frac{\ln\left(\frac{d_i}{d_v}\right)}{2 \times \pi \times L_e \times k_{eff}} \quad (2)$$

Para el cálculo de Rpc y Rwc se usan las mismas expresiones sólo que teniendo en cuenta las dimensiones geométricas y los coeficientes de conductividad correspondientes al condensador. Luego, combinando estas resistencias individuales se provee de un mecanismo

mediante el cual podrán computarse la conductancia térmica total y en consecuencia la caída de temperatura asociada a determinados flujos axiales.

La conductividad efectiva depende de la estructura capilar, la cual puede ser considerando: capilar y líquido en serie, capilar y líquido en paralelo, mallas metálicas, metal sinterizado y ranurado, en donde para cada caso existirá una expresión distinta. Aquí se presentan solo las fórmulas pertinentes para el ranurado axial y metal sinterizado (ver Ecs. (3) y (4)), los cuales serán empleados para el estudio paramétrico. Ambas ecuaciones dependen de la conductividad K_l del líquido y K_w de la pared, con la diferencia que el ranurado tiene en cuenta la profundidad δ de la canaleta y el espacio entre canaletas w_f , en tanto que el capilar sinterizado considera el porcentaje de porosidad ε (Chi, 1976).

$$k_{eff} = \frac{(w_f \times K_l \times K_w \times \delta) + w \times K_l \times (0.185 \times w_f \times K_w + \delta \times K_l)}{(w + w_f) \times (0.185 \times w_f \times K_w + \delta \times K_l)} \quad (3)$$

$$k_{eff} = \frac{K_l \times ((2 \times K_l + K_w) - 2 \times (1 - \varepsilon) \times (K_l - K_w))}{(2 \times K_l + K_w) \times (1 - \varepsilon) \times (K_l - K_w)} \quad (4)$$

Los valores de conductividad se verán modificados al variar el espacio entre ranura y ranura, el ancho de la canaleta, la conductividad del líquido y de la pared, la profundidad de la ranura y el porcentaje de porosidad para el caso del sinterizado.

3 LÍMITES OPERATIVOS

A pesar que los caloductos poseen una gran capacidad de conducción de calor, esta transferencia se ve limitada por una serie de fenómenos físicos que ocurren en el seno del dispositivo. Las limitaciones al transporte son:

- Límite por salto de temperatura
- Límite capilar
- Límite por arrastre
- Límite sónico
- Límite de ebullición
- Límite viscoso

Usando las técnicas analíticas que se presentarán a continuación, el diseñador del sistema podrá computar eventualmente el valor de cada límite como una función de la temperatura o cualquiera del resto de los parámetros a analizar: diámetros del tubo, longitud, tamaño y profundidad de ranura, porcentaje de porosidad. De esta forma podrán obtenerse las curvas envolventes que definirán que conjugación de parámetros podrá realizarse sin llegar a la disfunción del *heat pipe*.

3.1 Máximo transporte de energía por diferencia de temperatura ΔT

Teniendo como datos las temperaturas correspondientes a la fuente caliente y fría y obteniendo un valor de resistencia equivalente R_{tot} , se puede determinar el máximo transporte energético q_t entre dos puntos del satélite (ver Ecs. (5) y (6)) (Peterson, 1994)

$$q_t = \frac{\Delta T}{R_{tot}} \quad (5)$$

$$R_{tot} = R_{pe} + R_{we} + R_{pc} + R_{wc} \quad (6)$$

3.2 Límite capilar

Un *heat pipe* se “seca” cuando el flujo a través de la estructura capilar promovido por el salto de presión, es insuficiente para proveer de líquido a la misma velocidad en el que el fluido de trabajo está siendo evaporizado (Gilmore, 1994). Este punto se obtiene realizando un balance entre las ecuaciones de caída de presión de vapor, caída de presión de líquido, presión normal hidrostática, y presión axial hidrostática, igualadas a la presión capilar máxima, lo que nos permite obtener la máxima transferencia de calor q_c al régimen capilar.

A continuación se presentan las expresiones para los dos tipos de estructura a analizar, ya sea para el caso de ranurado axial (ver Ec. (7)) como para metal sinterizado (ver Ec. (8)) (Peterson, 1994). Siendo g la aceleración de la gravedad:

$$q_c = \frac{\frac{2 \times \sigma}{w} - \rho l \times g \times (d_v \times \cos(\psi) + L \times \sin(\psi))}{\left(\frac{16 \times \mu_v \times L_{eff}}{2 \times rhv^2 \times A_v \times \rho_v \times \lambda} + \frac{\mu_l \times L_{eff}}{k \times A_w \times \lambda \times \rho l} \right)} \quad (7)$$

$$q_c = \frac{\frac{2 \times \sigma}{rc} - \rho l \times g \times (d_v \times \cos(\psi) + L \times \sin(\psi))}{\left(\frac{16 \times \mu_v \times L_{eff}}{2 \times rhv^2 \times A_v \times \rho_v \times \lambda} + \frac{\mu_l \times L_{eff}}{k \times A_w \times \lambda \times \rho l} \right)} \quad (8)$$

Este límite depende del tipo de fluido de trabajo a través de la tensión superficial σ , la densidad ρ y la viscosidad dinámica μ tanto para el estado líquido como el gaseoso, y también del calor latente de vaporización λ . Será función también de las características geométricas de área de vapor A_v y área de capilar A_w además de la longitud L del caloducto y el radio hidráulico de vapor rhv . El ángulo de inclinación ψ será trivial para caloductos que operen en el espacio exterior, no obstante deberá ser tenido en cuenta en las etapas de ensayos de los mismos, ya que un mínimo valor de ángulo provocaría cambios notables en la performance del dispositivo. Por otra parte, L_{eff} , L_a y L_c son las longitudes efectiva, adiabática y de condensador (ver Ec. (9)) y rc es el radio de capilar que está en función del radio de la partícula de metal rs .

$$L_{eff} = \frac{1}{2} \times L_e + L_a + \frac{1}{2} \times L_e \quad (9)$$

$$\begin{aligned} A_v &= \frac{1}{4} \times \pi \times d_v^2 \\ rhv &= \frac{1}{2} \times d_v \\ rc &= 0.41 \times rs \end{aligned} \quad (10)$$

Tanto el área transversal del capilar como la porosidad del capilar son distintas para el ranurado y el sinterizado. En el primer caso el área A_w es función del número de ranuras N_g y el ancho de canaleta w (ver Ec. (11)) y en el segundo caso depende de los diámetros del

capilar y el tubo de vapor (ver Ec. (14)). La permeabilidad k para capilar acanalado depende del radio hidráulico de pasaje de líquido rhl , la porosidad y del producto del coeficiente de resistencia f y el número de Reynolds Re (ver Ec. (12)), para capilar con polvo metálico depende del radio de la partícula y del porcentaje de porosidad (ver Ec. (15)) (Chi, 1976).

$$A_w = Ng \times w^2 \quad (11)$$

$$k = \frac{2 \times \varepsilon \times rhl^2}{f \times Re} \quad (12)$$

$$rhl = \frac{w}{2} \quad (13)$$

$$A_w = \frac{1}{4} \times \pi \times (d_i^2 - d_v^2) \quad (14)$$

$$k = \frac{rs^2 \times \varepsilon^3}{37.5 \times (1 - \varepsilon)^2} \quad (15)$$

El producto de la resistencia por el número de Reynolds puede determinarse a través de la **Figura 2**, ingresando la relación entre el ancho y la profundidad de la ranura. Para incluir esta curva en el programa se aproximó la misma por medio de un polinomio de ajuste de grado $n-1$ basado en una lista de n elementos obtenidos mediante inspección gráfica. Esto permite obtener dicho producto sin necesidad de recurrir al gráfico citado en la referencia.

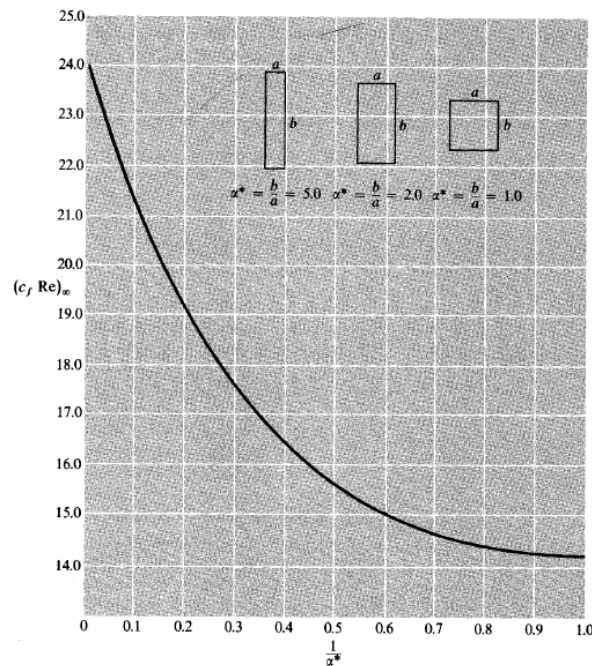


Figura 2: Coeficientes de fricción para flujo laminar en canales rectangulares (Kays, 1966)

3.3 Límite por arrastre

Para cualquier *heat pipe* en funcionamiento los flujos de vapor y de líquido fluyen en direcciones opuestas. La interacción de esta contracorriente y las fuerzas de corte viscosas ocurriendo en la interfase líquido-vapor puede inhibir el regreso de líquido al evaporador. Se calcula mediante una formulación basada en la definición del número de *Weber* (ver Ec. (16)) (Peterson, 1994). En donde la cantidad máxima de calor transportada q_e es:

$$q_e = A_v \times \lambda \times \left(\frac{\sigma \times \rho_v}{2 \times rhl} \right)^{\frac{1}{2}} \quad (16)$$

3.4 Límite sónico

Si se incrementa la velocidad de liberación de calor y se reduce la temperatura del condensador, la temperatura del evaporador va a decrecer. Un mayor incremento en la eyección de calor y una disminución en la temperatura del condensador provocará una disminución en la temperatura promedio del vapor. No obstante, en algún punto la velocidad de vapor en la salida del evaporador alcanzará la velocidad sónica y existirá por lo tanto una condición de ahogamiento del flujo. A partir de este punto, reducciones sucesivas en la temperatura del condensador sólo servirán para disminuir la temperatura de esta región y no surgirá ningún efecto en la velocidad de generación de vapor o la distribución de temperatura en el evaporador. A la carga térmica a la cual este fenómeno ocurre es conocido como el límite sónico.

Para obtener la máxima transferencia q_s ante esta situación, se parte de un modelo unidimensional del flujo, suponiendo que los efectos inerciales dominan sobre los viscosos y que el vapor se comporta como gas ideal, obteniéndose una expresión que permite calcular la máxima disipación de calor al límite sónico del caloducto, tomando como única limitación que el flujo másico no puede superar la velocidad del sonido en el caloducto (ver Ec. (17)) (Peterson, 1994).

$$q_s = 0.474 \times A_v \times \lambda \times (\rho_v \times P_v)^{\frac{1}{2}} \quad (17)$$

En función para este caso de la presión de vapor P_v .

3.5 Límite por ebullición

Tal vez el fenómeno menos predecible es el límite de ebullición del caloducto, el cual está definido como el máximo calor transferido q_b que producirá una ebullición por núcleos en la interfase entre la pared y el capilar. Este límite depende del flujo de calor radial y/o circunferencial, a diferencia de los demás regímenes ya mencionados y para su cálculo se utilizaron las siguientes expresiones para capilar ranurado (ver Ec. (18)) y capilar sinterizado (ver Ec. (19)), desarrolladas a partir del balance de presión sobre una burbuja de vapor dada y de las ecuaciones de *Clausius-Clapeyron* (Peterson, 1994).

$$q_b = \frac{2 \times \pi \times L_e \times k_{eff} \times T_v}{\lambda \times \rho_v \times \log \left(\frac{d_i}{d_v} \right)} \times \left(\frac{2 \times \sigma}{m} - \frac{2 \times \sigma}{w} \right) \quad (18)$$

$$q_b = \frac{2 \times \pi \times L_e \times k_{eff} \times T_v}{\lambda \times \rho_v \times \log\left(\frac{d_i}{d_v}\right)} \times \left(\frac{2 \times \sigma}{m} - \frac{2 \times \sigma}{rc} \right) \quad (19)$$

Dependiendo entre otros factores de la temperatura de vapor T_v y el radio crítico de nucleación m .

3.6 Límite viscoso

A muy bajas temperaturas la diferencia de presión de vapor entre el evaporador y el condensador puede llegar a ser extremadamente baja. En algunos casos, las fuerzas viscosas en la oquedad de la región de vapor pueden ser mayores que los valores de gradiente de presión debido al campo de temperaturas impuesto. Cuando esto ocurre los gradientes de presión en la zona de vapor no son suficientes para generar un flujo, resultando en un estancamiento de vapor. A este estancamiento o condición de bajo flujo en la porción de vapor del caloducto se lo denomina límite viscoso. En razón de que las presiones de vapor deben ser muy bajas para que se de este estado, el límite viscoso es más frecuente en caloductos criogénicos, tubos con regiones de condensador muy largas o dispositivos en los que las temperaturas de inicio son criogénicas o muy bajas.

Para establecer el límite se asume una condición isotérmica de vapor comportándose como un gas ideal. Con estas consideraciones y asumiendo un modelo bidimensional del flujo se obtiene la siguiente expresión (ver Ec. (20)) (Peterson, 1994), en función del radio exterior r_o .

$$q_v = \frac{A_v \times r_o^2 \times \lambda \times \rho_v \times P_v}{16 \times \mu_v \times L_e} \quad (20)$$

4 MODELO DE REGIMEN TRANSITORIO

Luego que el caloducto ha alcanzado completamente una condición de régimen estacionario, en donde el flujo de vapor se encuentra en estado de continuo, es deseable conocer la temperatura y el tiempo requerido para alcanzar un nuevo estado estacionario para una nueva condición de operación. Se pretende que el tiempo de estabilización de la temperatura sea el menor posible, para que de esta manera se logre controlar térmicamente y de manera óptima el dispositivo a proteger ante modificaciones de las cargas externas o internas que afectan al vehículo.

4.1 Modelo transitorio de parámetros concentrados

En el método de parámetros concentrados los fenómenos transitorios se explicitan incluyendo al sistema termo eléctrico una capacitancia que representará físicamente la capacidad calorífica de un volumen finito.

La siguiente formulación es derivada de un balance energético sobre un volumen de control (ver Figura 3) (Faghri, 1995).

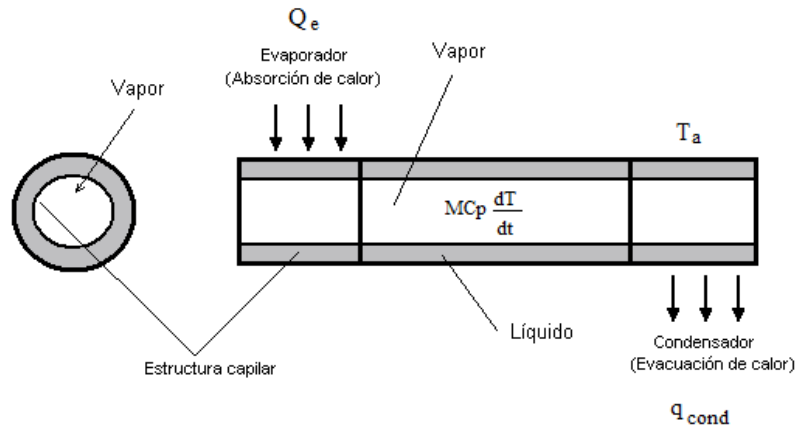


Figura 3: Volumen de control para análisis de parámetros concentrados de un heat pipe

$$Q_e - q_{cond} \times S_c = MCp \times \frac{dT}{dt} \tag{21}$$

$$MCp = \rho \times V_t \times Cp \tag{22}$$

En donde Q_e es la carga térmica entrante al evaporador, q_{cond} es el calor evacuado del condensador por fenómeno de conducción, T_a es la temperatura en los alrededores del condensador, S_c es la superficie de contacto entre el caloducto y la base disipadora, MCp es la capacidad calorífica del sistema con su respectivo calor específico Cp , T es la temperatura asumida uniforme del *heat pipe* y V_t es el volumen total del dispositivo.

Para el caso de los caloductos, la capacidad calorífica está definida como la suma de las capacidades caloríficas de los componentes líquido y sólido en el capilar (ver Ec. (23)) (Rashidian et al., 2008). Considerando además que la capacidad calorífica del vapor es despreciada debido a la menor masa de vapor en comparación a las masas de líquido y pared.

$$(\rho \times Cp)_{eff} = \varepsilon \times (\rho \times Cp)_l + (1 - \varepsilon) \times (\rho \times Cp)_s \tag{23}$$

4.2 Condición de Q_e variable y temperatura en condensador constante

Para este caso en el cual se produce un incremento de la carga térmica externa las condiciones son:

$$Q_e = \begin{cases} Q_{e1} & t < 0 \\ Q_{e2}(t) & t \geq 0 \end{cases}$$

Siendo $T_a = \text{constante}$, las condiciones iniciales se determinan considerando que el caloducto se encuentra en un régimen estacionario en $t < 0$, luego la Ec. (21) se reduce obteniendo:

$$Q_{e1} = q_{cond} \times S_c = 0 \tag{24}$$

Al ser q_{cond} función de la conductividad térmica K , la distancia Δx y la diferencia de temperaturas $(T - T_a)$ nos queda la siguiente expresión (ver Ec. (25)) para determinar la temperatura inicial del caloducto.

$$T(0) = \frac{Q_{e1} \times \Delta x}{K \times S_c} + T_a \quad (25)$$

Para $t = 0$ se produce un pulso de calor siendo ahora $Q_e = Q_{e2}$ y la Ec. (21) deviene en la siguiente ecuación diferencial de primer orden (ver Ec. (26))

$$Q_{e2} - \frac{(T - T_a) \times \Delta x}{K \times S_c} = MCp \times \frac{dT}{dt} \quad , \quad (26)$$

cuya resolución nos brindará la temperatura y tiempo necesario para pasar de la condición Q_{e1} a Q_{e2} .

5 ANÁLISIS PARAMÉTRICO

Se realizó un programa en lenguaje C++ sobre el cual se pueden variar los parámetros de diseño. Se puede optar por dos tipos de capilar (caloducto ranurado y capilar de metal sinterizado) y utilizar cualquier tipo de fluido de trabajo con cualquier material de tubo, siempre y cuando exista compatibilidad entre los materiales.

5.1 Estacionario

Se eligieron una serie de parámetros (principalmente geométricos) (ver Figura 4), los cuales pueden ser modificados en cada ecuación del modelo estacionario y de esta manera obtener, si fuera requerido, la combinación que optimice la performance del caloducto, estos son: w_f , w , δ , d_o , d_i , L_e , d_v , L_e , L_a , L_c , N_g , ψ , ε y rs . El resto de los parámetros dependen, o bien del material y el fluido de trabajo, o bien están en dependencia con los parámetros antes mencionados.


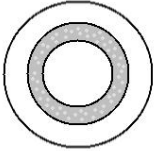
Tipo	Parámetros
	w_f , w , δ , d_o , d_i , L_e , d_v , L_e , L_a , L_c , N_g , ψ
	d_o , d_i , L_e , d_v , L_e , L_a , L_c , ψ , ε , rs

Figura 4: Resumen de parámetros para límites operativos

Para el programa se decidió no incluir el límite de viscosidad debido a que las temperaturas de trabajo del η_{Sat-IE} , determinadas previamente por un modelo térmico de parámetros concentrados, no alcanzarán valores criogénicos (Brito, 2011).

A continuación se presenta el diagrama de flujo correspondiente al programa realizado para la determinación de los límites operativos (ver Figura 5).

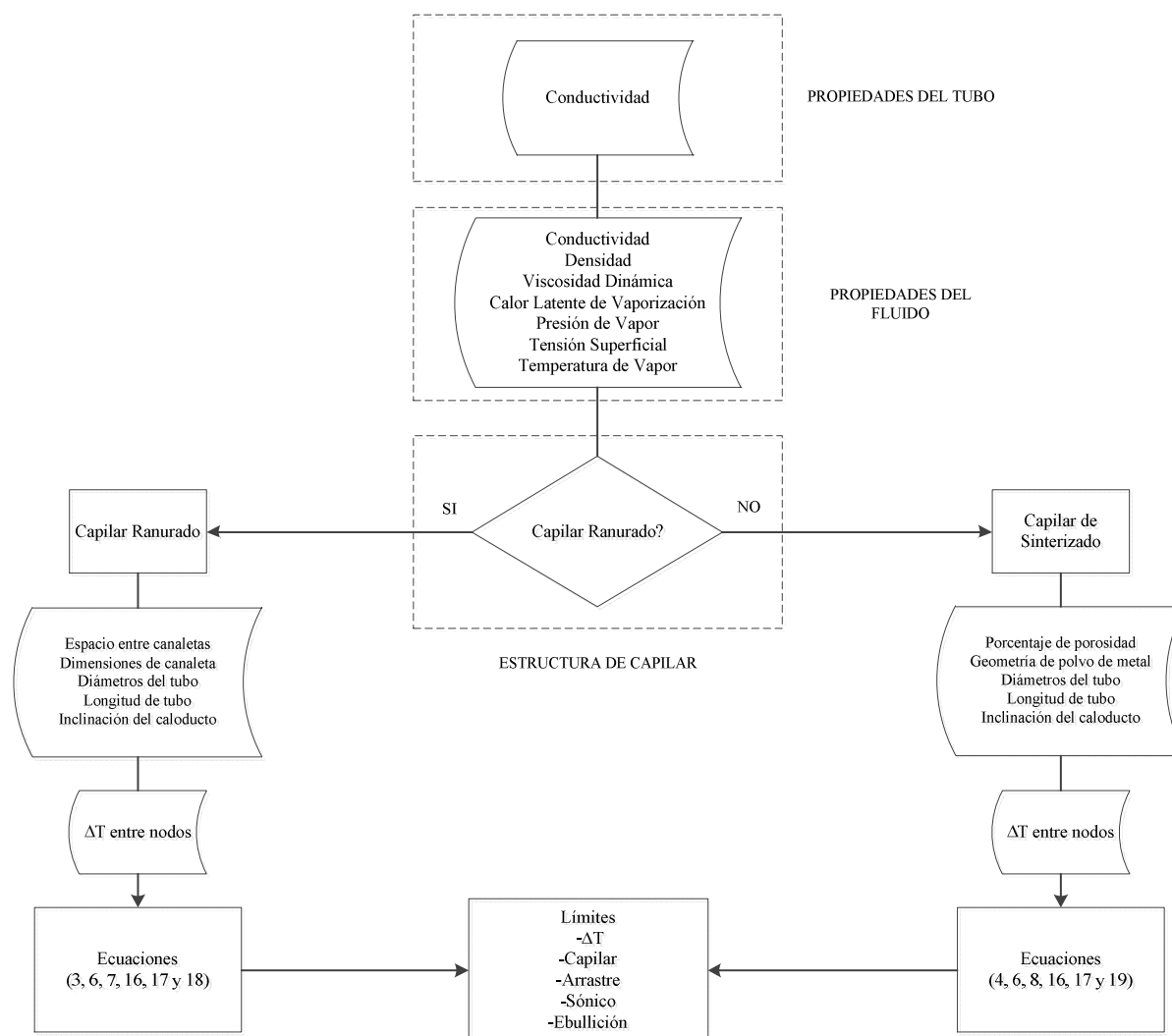


Figura 5: Diagrama de flujo de programa de límites operativos

Como se puede apreciar en la figura precedente, en un principio el programa pregunta por las propiedades de tubo y de fluido con los primeros dos bloques. Luego se decide el tipo de estructura de capilar entre dos opciones: capilar de metal sinterizado o capilar con ranurado axial. En función del tipo de capilar se ingresan las características del capilar y a continuación la diferencia de temperatura entre dos puntos del sistema a controlar térmicamente para finalmente obtener los límites mencionados en la sección 4.

5.2 Transitorio

Para el caso estacionario la reducción de los tiempos de estabilización puede realizarse por varios caminos: o bien bajando la inercia térmica del fluido de trabajo, incrementando la relación de densidades de líquido y vapor, o modificando la geometría del tubo. Esta última opción implica los parámetros del término de capacidad calorífica, S_c y Δx (ver Ecs. (22), (23)

y (25)), los cuales son: por parte de la capacidad calorífica, L y d_o (definiendo el volumen total del caloducto); para la superficie de condensador, L_c y espesor de la pared. A continuación se muestra otro diagrama de flujo de datos para el caso del programa de parametrización de régimen transitorio (ver Figura 6).

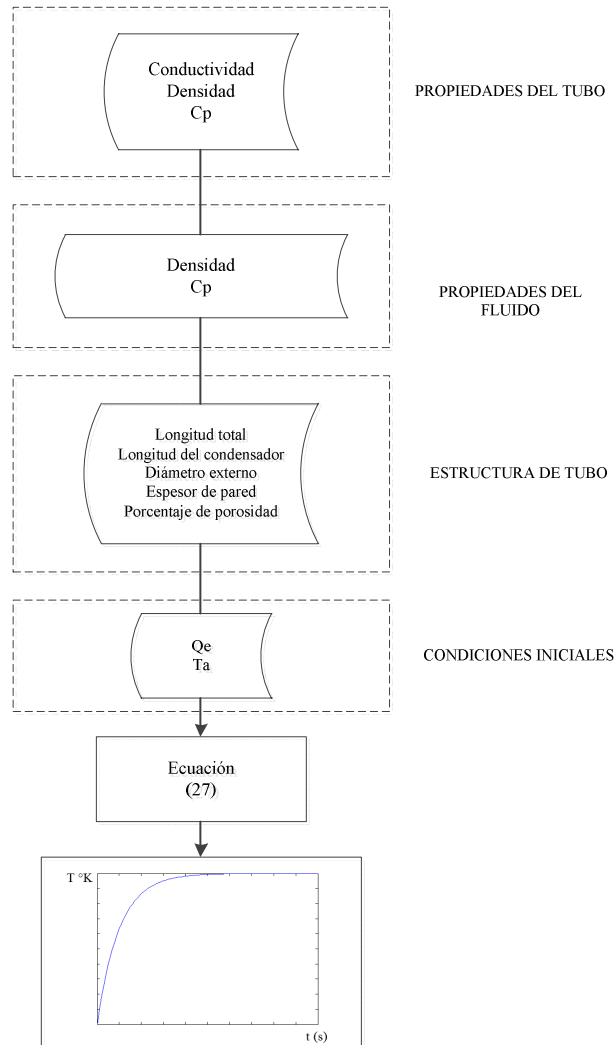


Figura 6: Diagrama de flujo de programa de estabilización de temperatura.

Para ilustrar mejor este último análisis primero se tomará un *heat pipe* con todos sus parámetros geométricos fijos, excepto la longitud del mismo y luego se correrá el programa modificando el valor de diámetro externo. Ambos casos considerando que se trata de un caloducto con una pared de material de cobre y metanol como fluido de trabajo, aplicándole en la zona del evaporador un salto calórico de 2 watts.

Considerando el caso de la subsección 4.2, la Ec. (26) posee solución analítica y al tomar la condición inicial de $T(0) = T_a$ (siento $Q_{e1} = 0$) obtenemos la siguiente solución particular (ver Ec. (27)).

$$T(t) = \frac{Q_e \times \Delta x}{K \times S_c} - \frac{Q_e \times \Delta x}{K \times S_c} \times e^{-\left(\frac{K \times S_c}{\Delta x \times M C_p}\right) \times t} + T_a \quad (27)$$

Se tomaron cuatro longitudes de caloducto: 0.15 m, 0.12 m, 0.09 m y 0.06 m y los resultados

arrojados por el programa (ver **Figura 7**) indican que a mayor longitud de caloducto (i.e longitud de condensador), tanto el tiempo de estabilización como la temperatura son menores. Por otra parte, para caloductos con estas dimensiones se obtiene el régimen estacionario en un tiempo máximo de 2 seg.

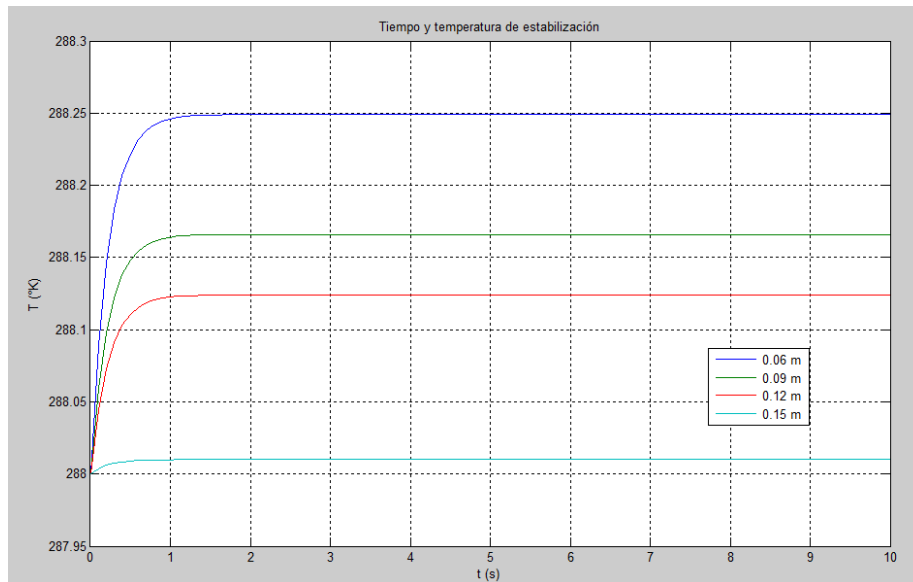


Figura 7: Estudio del tiempo de respuesta del caloducto en función de la longitud total.

También en la **Figura 8** vemos como el tiempo para alcanzar el régimen estacionario es mayor a medida que aumentamos el valor de d_o .

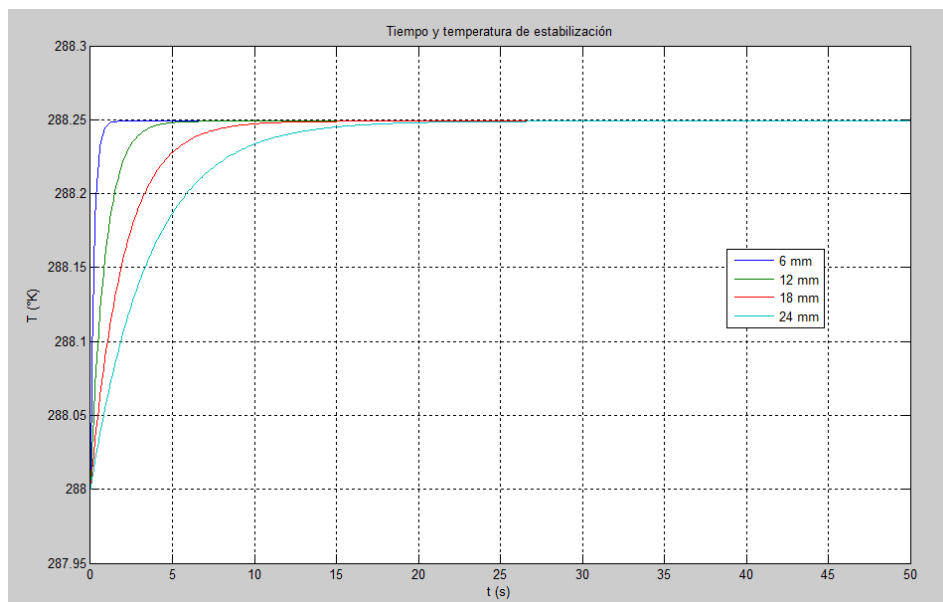


Figura 8: Estudio del tiempo de respuesta del caloducto en función del diámetro exterior.

6 VERIFICACIÓN DEL CÓDIGO

Para la verificación del programa se utilizó un caso de caloducto propuesto por **Peterson (1994)** en el cual se pretenden determinar los límites operativos de un *heat pipe* para

aplicaciones electrónicas que usa metanol como fluido de trabajo. Tanto el evaporador, condensador y zona adiabática poseen cada uno 2 cm de longitud. El diámetro de la zona de vapor posee 4 mm y la pared ha sido construida con espesor de 1 mm de material aluminio 2024-T6 con 10 ranuras de 0.5 mm de sección cuadrada igualmente espaciadas. El *heat pipe* opera a 30 °C con un ángulo de inclinación de 5°.

Las propiedades del fluido de trabajo a 30°C son: calor latente de vaporización $\lambda = 1155600$ J/kg; densidad del líquido $\rho_l = 782$ kg/m³; densidad de vapor $\rho_v = 0.31$ kg/m³; viscosidad dinámica del líquido $\mu_l = 0.000521$ kg/ms; viscosidad dinámica de vapor $\mu_v = 0.0000098$ kg/ms; tensión superficial $\sigma = 0.0218$ N/m; conductividad del líquido $K_l = 0.203$ W/mK; presión de vapor $P_v = 25000$ Pa.

Como vemos en la **Tabla 2**, los valores son muy similares a los de la bibliografía con un error máximo de 0.3 % para el límite capilar. Los resultados que se arrojan para este caso indican que el límite que gobierna para este caso es el capilar.

Límites	Peterson (1994)	Código
	q (watts)	q (watts)
Capilar	13.5	13.54
Sónico	606	605.96
Arrastre	53.4	53.39
Ebullición	42.1	42.12

Tabla 2: Comparación de resultados del código y la referencia citada.

7 APLICACIÓN A LA RED TÉRMICA DEL ETASAT-IE

La aplicación directa de este modelo matemático permite obtener la máxima transferencia de calor con un diseño dado de caloducto basándonos en las predicciones del modelo térmico en parámetros concentrados, el cual nos indica la diferencia de temperatura entre dos nodos arbitrarios correspondientes a dos porciones de volumen finito del satélite. En uso de la Ec. (5) obtendremos el límite por salto de temperatura entre dos puntos nodales a elección. Por otra parte, a partir de la formulación de conductividades efectivas (ver Ecs. (3) y (4)) se podrán obtener los nuevos valores de las resistencias térmicas definiendo así los nuevos *links* de conducción entre aquellos nodos en donde se implemente el control térmico. Esto modificará la performance térmica para las órbitas definidas en la misión del vehículo.

7.1 Determinación de la máxima transferencia de calor por ΔT

Para la determinación de transferencia de calor entre dos puntos del vehículo, se tomaron como base las temperaturas en estado estacionario de los nodos del satélite en una órbita con una inclinación $\beta = 90^\circ$.

Se realizaron tres corridas del programa para determinación de transferencia de calor entre los puntos nodales que se consideran los adecuados para implementar el control térmico. Para este caso se utilizó un diseño de *heat pipe* de material de cobre con agua como fluido de trabajo. Se eligió un caloducto con capilar conformado por 10 canaletas con las siguientes dimensiones: $d_o = 0.006$ mm ; $d_i = 0.005$ mm; $d_v = 0.004$ mm; $w = 0.0005$ mm; $\delta = 0.0005$ mm; $w_f = 0.000757$ mm y $Ng = 10$.

En el primer caso el tubo se aplica entre el nodo de mayor temperatura sobre la cara 1 de la cofia y el más caliente sobre la cara 3 de la cofia. Para el segundo caso se coloca un caloducto entre el nodo correspondiente al módulo con mayor temperatura y el nodo correspondiente a la misma sección de la cara 3. Para el tercer caso el *heat pipe* se dispone entre el nodo más caliente y el de menor temperatura sobre la misma cara 1. Los resultados pueden observarse

en la **Tabla 3**.

	ΔT [°K]	Longitud de caloducto [m]	q [W]
Caso 1	15	0.09	10.61
Caso 2	11	0.06	5.19
Caso 3	10	0.10	8.25

Tabla 3: Transferencia de calor entre nodos del η Sat-IE

Como puede apreciarse, una diferencia importante de temperatura tal como ocurre en el caso 1, permite una mayor cantidad de calor transportada, de similar manera se disipa mayor energía cuando la longitud entre nodos es mayor como en el caso entre los nodos ubicados sobre la cara 1 de la cofía.

7.2 Modificación de los valores de conductividad en la red térmica

Al incorporar físicamente el caloducto entre dos nodos de la red térmica se produce una modificación en los valores de conductividad térmica en las zonas de acción del control térmico. La modificación del *link* de conducción estará en función de la conductividad efectiva que se obtiene mediante la Ec. (3). Luego, el coeficiente de conducción κ_{hp} del caloducto se obtendrá a partir de las Ecs. (1), (2), (5) y (27).

$$\kappa_{hp} = \frac{1}{R_{tot}} \quad (28)$$

Para obtener el nuevo valor del *link* de conducción κ' se toma para el caso de “senderos” en paralelo (Gilmore, 1994)

$$\kappa' = \kappa + \kappa_{hp} \quad (29)$$

en donde κ es el coeficiente de conducción entre dos nodos función del medio material que atraviesa el *link* y κ_{hp} el valor “adicional” de conducción por la presencia del caloducto.

Particularmente se tomará el caso de la performance térmica en la cara 1 de la cofía del satélite para el mismo caso de órbita de la subsección 7.1. Se obtendrá así la evolución de la temperatura de un nodo de esta cara del vehículo para los casos con y sin caloducto (ver Figura 9).

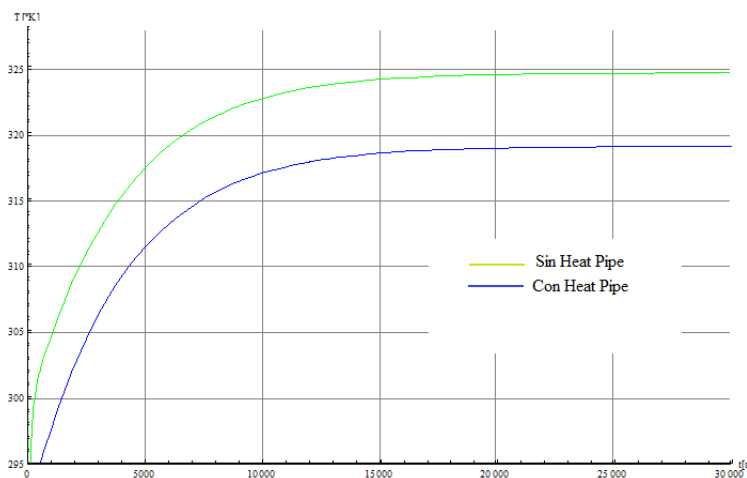


Figura 9: Temperatura vs. tiempo para un mismo nodo con y sin caloducto.

Se observa un cambio sustancial en la curva de temperaturas para el nodo en estudio. Si bien el tiempo de estabilización de la curva es similar, la temperatura en el régimen estacionario es 5 grados menor para el caso que se incluya un caloducto, en comparación con la temperatura final del nodo sin la inclusión del mismo.

8 CONCLUSIONES

La inclusión de caloductos como sistema de control térmico para el nanosatélite permite realizar una correcta gestión de las temperaturas sobre los puntos críticos, aunque para optimar su funcionamiento es importante realizar el estudio paramétrico descripto. La combinación del estudio estacionario con el transitorio brinda herramientas fundamentales para el buen diseño del *heat pipe*, logrando como se expuso anteriormente reducir las temperaturas notablemente. Por otra parte se ha podido verificar exitosamente el código con resultados expuestos en las referencias. Esto es de importancia para, a futuro, poder incluir el modelo matemático desarrollado aquí al módulo térmico de un simulador de seis grados de libertad de trayectorias orbitales.

REFERENCIAS

- Brito, M., *Análisis Térmico de un Nanosatélite con Estructura de Materiales Compuestos Mediante el Método de Parámetros Concentrados*. Tesis de grado. Departamento de Aeronáutica, FCEFyN, Córdoba, 2011, pp. 90-101.
- Brown, Charles, *Elements of Spacecraft Design*, AIAA Education Series, Reston, Virginia, 2002, pp. 373-406.
- Chi, S., W., *Heat Pipe Theory and Practice*, MacGraw-Hill, New York, 1976.
- Faghri, A., *Heat Pipe Science and Technology*, Taylor & Francis, USA, 1995.
- Gilmore, David, *Satellite Thermal Control Handbook*, The Aerospace Corporation, El Segundo, California, 1994, pp. 297-298, pp. 305-306.
- Kays, W., M., *Convective Heat and Mass Transfer*, McGraw-Hill, New York, 1966, pp. 79-80.
- Peterson, G., P., *An Introduction to Heat Pipes*, John Wiley & Sons, New York, 1994, pp. 1-6, pp. 59-61, pp. 77-79, pp. 85-86, pp. 97-98, pp. 123-149.
- Rashidian B., Amidpour M., Jafari Nasr M., *Modeling the Transient Response of the Thermosyphon Heat Pipes*, WCE 2008, London, UK, pp. 1-2.