

**TESIS DOCTORAL**

**SUBENFRIADORES CRIOGÉNICOS  
NITRÓGENO - NITRÓGENO:  
APORTACIÓN A LA METODOLOGÍA  
PARA EL DISEÑO**



**Rafael Ruiz Mansilla**  
Ingeniería de Diseño Térmico  
Departament de Màquines i Motors Tèrmics  
Escola Tècnica Superior d'Enginyers Industrials de Barcelona  
Universitat Politècnica de Catalunya

**Septiembre 1994**

### 7.4.3.- Ebullición incipiente

Se localiza para valores de  $\Delta T$  muy reducidos, siendo de alguna manera esta zona el preámbulo de la de ebullición nucleada, y es por este motivo que la misma toma como denominación la de zona de ebullición incipiente.

Tal como se ha comentado en el apartado 7.3, la formulación aquí utilizada para la determinación del número de Nusselt y el coeficiente de convección, no será sino la aplicación de la entonces expuesta, específica para superficies curvas, y función de la geometría de las mismas, es decir el método CLAM.

#### *Cilindros horizontales:*

##### *Nusselt para capa laminar*

$$Nu_l = \frac{2 F}{\ln \left( 1 + \frac{2 F}{Nu^T} \right)}$$

siendo el parámetro  $F$ , y el Nusselt de la capa delgada laminar  $Nu^T$

$$F = 1 - \frac{0,13}{(Nu^T)^{0,16}} ; \quad Nu^T = 0,772 \bar{C}_l (Gr_D Pr)^{0,25}$$

tomando finalmente  $\bar{C}_l$  un valor igual a 4/3 del valor de la expresión de  $C_l$  que figura en la página 101

$$\bar{C}_l = \frac{4}{3} C_l = \frac{0,67066}{\left[ 1 + \left( \frac{0,492}{Pr_f} \right)^{\frac{9}{16}} \right]^{\frac{4}{9}}}$$

*Capa totalmente turbulenta*

$$Nu_t = \bar{C}_t (Gr_D Pr)^{1/3}$$

Donde  $\bar{C}_t$  es función del número de Prandtl y de la geometría, que en este caso encontramos también en forma de tabla.

$Pr$	0,01	0,022	0,1	0,71	2	6	50	100
$\bar{C}_t$	0,077	0,081	0,09	0,103	0,108	0,109	0,1	0,097

**Tabla 7.16** *Parámetro  $\bar{C}_t$*  en función del número de Prandtl, para convección natural exterior a cilindros horizontales

*Expresión general real del número de Nusselt*

En este caso el exponente para la ponderación toma por valor  $m = 3,33$

$$Nu_D = \left[ (Nu_t)_f^{3,33} + (Nu_r)_f^{3,33} \right]^{1/3,33}$$

*Cilindros verticales:**Nusselt para capa laminar*

Incluyendo la corrección debido al efecto de la curvatura transversal resulta

$$Nu_l = \frac{2 F}{\ln \left( 1 + \frac{2 F}{Nu^T} \right)}$$

siendo ahora el parámetro  $F$ , y el Nusselt de la capa delgada laminar  $Nu^T$

$$F = 0,9 L / D ; \quad Nu^T = \bar{C}_1 (Gr * Pr)^{0,25}$$

con lo que el número de Nusselt resultante :

$$Nu_l = \frac{1,8 L / D}{\ln \left( 1 + \frac{1,8}{\bar{C}_1 (Gr * Pr)^{0,25}} \right)}$$

Siendo en este caso el Rayleigh el dado por la expresión:

$$Ra * = Gr * Pr = \frac{\beta g (T_0 - T_\infty) D^4}{\nu \alpha L}$$

*Capa totalmente turbulenta*

$$Nu_t = C_t^V (Gr * Pr)^{1/3}$$

Donde  $C_t^V$  es función del número de Prandtl y de la geometría, para el que además de la ecuación del apartado 7.3, también disponemos la forma tabulada.

<i>Pr</i>	0,01	0,022	0,1	0,71	2	6	50	100
$C_t^V$	0,047	0,055	0,075	0,103	0,112	0,113	0,097	0,091

**Tabla 7.17** *Parámetro  $C_t^V$  en función del número de Prandtl, para convección natural exterior a cilindros verticales*

*Valor medio real del número de Nusselt*

En este caso el exponente para la ponderación toma por valor  $m = 6$  (igual que para placas verticales) para  $1 < Gr_D Pr < 10^{12}$

$$Nu_D = \left[ (Nu_l)_f^6 + (Nu_t)_f^6 \right]^{1/6}$$



Para el último tramo de serpentín sumergido, es donde tendremos el máximo subenfriamiento, y por tanto la diferencia de temperaturas entre la pared y el nitrógeno del vaso, será menor. Se trata por tanto de un tramo vertical en el que existe la mayor probabilidad de que se presente convección mediante ebullición incipiente en lugar de nucleada, lo cual deberá comprobarse a la hora de realizar los cálculos.

### *Cilindros inclinados:*

#### *Nusselt para capa laminar*

$$Nu_l = \frac{1,8}{\ln \left( 1 + \frac{1,8}{Nu^T} \right)}$$

pudiendo utilizarse cualquiera de las expresiones siguientes para el cálculo previo del valor del Nusselt de la capa delgada laminar  $Nu^T$

$$Nu^T = H(p) (\cos \Theta)^{0,25} \bar{C}_l (Gr_D Pr)^{0,25}$$

$$Nu^T = G(p) \left( \frac{D \sin \Theta}{L} \right)^{0,25} \bar{C}_l (Gr_D Pr)^{0,25}$$

$$Nu^T = \left( 0,072 + \frac{0,028}{1 + 0,676 p^{1,23}} \right) \left( \cos \Theta + \frac{D Gr_D Pr \sin \Theta}{L} \right)^{0,25} \bar{C}_l$$

quedando los parámetros geométricos  $p$ ,  $H(p)$  y  $G(p)$  definidos por las expresiones y tabla siguientes:

$$p = \frac{2 L \cot \Theta}{D} ; \quad G(p) = \left( \frac{p}{2} \right)^{0,25} H(p)$$

$p$	$H(p)$	$G(p)$
0,00	$\infty$	1,0000
0,05	2,5149	1,0000
0,10	2,1149	1,0001
0,15	1,9112	1,0002
0,20	1,7788	1,0003
0,40	1,4970	1,0017
0,50	1,4166	1,0024
0,60	1,3545	1,0044
0,80	1,2629	1,0067
1,00	1,1972	1,0240
2,00	1,0240	1,0490
3,00	0,9480	1,0770
4,00	0,9060	1,1060
5,00	0,8790	1,1340
6,00	0,8610	1,1610
7,00	0,8490	1,1860
8,00	0,8390	1,2110
9,00	0,8310	1,2350
10,0	0,8260	1,3370
15,0	0,8080	1,4210
20,0	0,7990	1,4900
25,0	0,7930	1,5500
30,0	0,7890	$\infty$
$\infty$	0,7720	

**Tabla 7.18** *Parámetros geométricos para la aplicación del método CLAM en la convección natural con cilindros inclinados*

#### 7.4.4.- Convección forzada interior a conductos circulares

El coeficiente de convección para esta configuración, es sin lugar a dudas el más ampliamente tratado en la literatura, evidentemente ello no responde sino a la enorme difusión e implantación industrial que distingue a esta geometría.

Toda la formulación existente tiene un campo de validez en cuanto al número de Reynolds, el cual marca el régimen de circulación del fluido por el interior de la tubería. Pueden encontrarse además campos de validez para el número de Prandtl, así como la consideración de longitudes mínimas, de cara al desarrollo del perfil de velocidades, y la disipación de lo que se denomina como efecto de entrada.

Respecto a esta última cuestión simplemente cabe aclarar que siempre en nuestro estudio se considerará que estamos fuera de la zona de influencia de la entrada, puesto que la alimentación de fluido al subenfriador desde el depósito, se realiza en general mediante una tubería de igual diámetro, ya que como se ha comentado anteriormente se tratará de ubicar el cambiador lo más próximo posible al dosificador y punto de consumo, por tanto en general relativamente alejado del depósito.

Cabe indicar que para determinar el coeficiente de convección forzada interior a conductos de sección circular, y de manera singular para régimen turbulento, podemos encontrar en la literatura innumerables formulaciones, destacaremos a continuación sencillamente algunas de las correlaciones propuestas por los más destacados autores en este terreno, para los diferentes regímenes de circulación del fluido.

### *Régimen laminar*

En la obra *heat transfer in counter flow and cross flow* [HAU 83] encontramos la fórmula de Stephan para el número de Nusselt medio en conductos de sección circular en convección forzada interior laminar.

$$Nu_D = \left[ 3,66 + \frac{0,0677 \left[ Pr Re_D \frac{D}{L} \right]^{1,33}}{1 + 0,1 Pr \left[ Re_D \frac{D}{L} \right]^{0,83}} \right] \left( \frac{\mu}{\mu_0} \right)^{0,14}$$

Validez:  $13 < Re_D < 2300$   
 $0,48 < Pr < 16700$   
 $0,0044 < (\mu/\mu_0) < 9,75$

Propiedades: Líquidos a  $T_m$ . Gases a  $T_f$  (suprimiendo la razón de viscosidades).

También podemos utilizar la correlación empírica propuesta por Sieder y Tate [SIE 36], considerando para ella el mismo campo de validez a efectos prácticos que la anterior de Stephan.

$$Nu_D = 1,86 \left[ Pr Re_D \frac{D}{L} \right]^{1/3} \left[ \frac{\mu}{\mu_0} \right]^{0,14}$$

Sin embargo esta fórmula presenta el inconveniente de no ser válida para tuberías de gran longitud, pues da valores monotonamente decrecientes con la misma, es por ello que tiene un límite inferior al número de Nusselt que es  $Nu_D = 3,66$ , si la fórmula proporcionase valores inferiores, se habrá de tomar esta cifra para el cálculo del coeficiente de convección. Cabe destacar que la fórmula de Stephan tiende asintóticamente a este valor a medida que aumente la longitud de la tubería.

### *Régimen de transición*

También del mismo autor encontramos otra fórmula de Hausen para el número de Nusselt medio en convección forzada en la transición laminar-turbulenta  $2300 < Re_D < 10000$ , para fluidos que circulen en el interior de tubos horizontales.

$$Nu_D = 0,0235 \left[ 1 + \left( \frac{D}{L} \right)^{2/3} \right] (Re_D^{0,8} - 230) (1,8 Pr^{0,3} - 0,8) \left[ \frac{\mu}{\mu_0} \right]^{0,14}$$

Propiedades: Líquidos a  $T_m$ . Gases a  $T_f$  (suprimiendo la razón de viscosidades).

### *Régimen Turbulento*

La fórmula de Petukhov [PET 70] y Kirilov [ISA 77] para el número de Nusselt en convección forzada turbulenta, para fluidos que circulan en el interior de tubos horizontales con los perfiles de velocidades y temperaturas desarrollados<sup>1</sup>, es de las más precisas y fiables que se pueden utilizar en esta zona, si bien es algo más

<sup>1</sup> Los parámetros de la fórmula están presentados de forma específica para el caso que nos ocupa, el de un líquido sometido a enfriamiento.

complicada que otras basadas en analogías, tales como la de Dittus-Boelter [DIT 30] o la propuesta por Colburn [COL 33].

$$Nu_{D\infty} = \frac{C_f Re_D Pr (\mu/\mu_0)^{0,25}}{2,14 + 17,96 C_f^{0,5} (Pr^{2/3} - 1)}$$

Validez:  $10^4 < Re_D < 5 (10^6)$   
 $0,5 < Pr < 2000$   
 $60 < L/D$

Propiedades: todas a  $T_m$

Por último cabe destacar una expresión, que partiendo de la de Petukhov fórmula de Gnielinsky, la cual resulta muy interesante a la vez que práctica la puesto que la misma incluye además de la zona turbulenta, el régimen de transición así como el efecto de entrada (presentada para líquidos enfriados).

$$Nu_D = \frac{C_f (Re_D - 1000) Pr \left[ 1 + \left[ \frac{D}{L} \right]^{2/3} \right] (\mu/\mu_0)^{0,25}}{2 + 17,96 C_f^{0,5} (Pr^{2/3} - 1)}$$

Validez:  $2300 < Re_D < 5 (10^6)$   
 $0,5 < Pr < 2000$

Propiedades: todas a  $T_m$

Cabe indicar con respecto a toda la formulación anterior, que la misma parte de la consideración de que las paredes de las tuberías son lisas, ello a efectos prácticos no supone ninguna distorsión para los casos de circulación laminar y transición, pero de igual manera que sucede con el coeficiente de fricción, y que ya se ha expuesto con anterioridad, para la circulación en régimen turbulento se presentan desviaciones.

Ello se debe a que en este último caso el grosor de la subcapa laminar es muy pequeño, lo cual hace necesaria la introducción de un parámetro que refleje las características de la superficie. Basándose en la analogía de Reynolds, Burk [BUR 69] propone la siguiente correlación para subsanar este problema.

$$\frac{Nu_{D_{rug}}}{Nu_{D_{lis}}} = \frac{C_{f_{rug}}}{C_{f_{lis}}} \left\{ \log_{10} \left\{ \frac{Pr^{1/3}}{\left[ Re_D \frac{e}{D} \left( \frac{C_f}{2} \right)^{0,5} \right]^{0,243}} \right\} - 0,32E-3 \left[ Re_D \frac{e}{D} \left( \frac{C_f}{2} \right)^{0,5} \right] \log_{10} Pr + 1,25 \right\}$$

Tal como puede observarse la relación entre los números de Nusselt para tubería rugosa y lisa, es una corrección sobre la relación entre los coeficientes de fricción para esos mismos casos.

## 7.5.- COEFICIENTES DE CONVECCIÓN NATURAL PARA AIRE

Estas fórmulas y correlaciones serán necesarias para la determinación de la potencia térmica ganada por el nitrógeno líquido expandido, procedente del ambiente exterior que rodea al equipo.

En este sentido se realiza la consideración de suponer que el subenfriador se encuentra en el interior de un recinto, y por tanto no expuesto a corrientes de aire que hagan inválida la hipótesis de considerar convección natural sobre la superficie exterior del mismo.

Como propiedades para la determinación del coeficiente de convección, consideraremos las del aire seco a presión atmosférica y a la temperatura que corresponda<sup>1</sup>, las cuales a continuación resumimos extraídas de la recopilación [SIG 86].

La viscosidad dinámica, a presión atmosférica de 0.1 MPa puede expresarse como:

$$\mu = 2,4812343 + 0.0536 T \quad [\mu\text{Pa}\cdot\text{s}]$$

<sup>1</sup> siendo previsible la no condensación de vapor sobre la superficie del depósito exterior, resulta esta una simplificación aceptable

La conductividad térmica puede hallarse mediante:

$$\lambda = 3,807 + 0,074 T \quad [\text{mW}/(\text{K m})]$$

La densidad del aire, tiene la siguiente expresión:

$$d = 352,9292 / T \quad [\text{kg}/\text{m}^3]$$

El coeficiente de dilatación térmico para gases ideales, a bajas presiones, se puede aproximar por  $\beta = 1 / T$ , mientras que también puede calcularse de forma más exacta mediante la expresión ya formulada con anterioridad:

$$\beta = - \frac{1}{\rho} \frac{d\rho}{dT}$$

Las diferencias entre los resultados obtenidos por una u otra forma son mínimas, del orden del 0,6 %, para temperaturas ambiente del orden de 300 K

El calor específico a presión atmosférica de 0.1 MPa, es muy poco sensible a la temperatura puede aproximarse como :

$$C_p = 1005 \quad [\text{J}/\text{kg K}]$$

### 7.5.1.- Coeficientes específicos. Fórmulas simplificadas

Para temperaturas de película entre 300 y 400 K, y siendo P la presión (bar). Según el valor de  $L^3 | (T_0 - T_\infty) |$ , podemos hacer uso de las siguientes expresiones simplificadas para calcular el coeficiente de convección natural del aire, para las que los valores frontera entre ambas, así como los parámetros a y b se muestran en la tabla siguiente.

$$\text{régimen laminar} \quad h_c = a \left[ \frac{|T_0 - T_\infty|}{L} \right]^{0,25} P^{0,5}$$

régimen turbulento  $h_c = b \left( |T_0 - T_\infty| \right)^{1/3} P^{2/3}$

PLACAS PLANAS	$L^3  T_0 - T_\infty $	a	b
Cuadrados horizontales orientados favoreciendo la convección (L ≡ lado).	1,57 (10 <sup>3</sup> )	1,32	-
	3,15 (10 <sup>1</sup> )		-
	4,72 (10 <sup>2</sup> )	-	1,52
Cuadrados horizontales orientados neutralizando la convección (L ≡ lado).	4,72 (10 <sup>3</sup> )	0,66	-
	4,72 (10 <sup>2</sup> )		-
<b>CILINDROS</b>			
Verticales (L ≡ altura). (si L > 0,6 m, coger L = 0,6 m.)	1,57 (10 <sup>4</sup> )	1,39	-
	1,57 (10)		-
Esferas (L ≡ radio).	1,57 (10 <sup>4</sup> )	1,6	-
	1,57 (10)		-

Tabla 7.19 Exponentes y límites para las expresiones del coeficiente de convección natural para aire

Las fórmulas parten de la hipótesis de capa límite delgada, por lo que cabe destacar la aproximación es mejor en el caso de régimen turbulento.

Otra posibilidad alternativa es poner el producto  $Gr_L Pr^1$  en función únicamente de la temperatura y la presión, además de la variable geométrica, con ello resulta:

$$(Gr_L Pr)_f = 36,84 (10^8) \left[ \frac{\left[ 1 + \frac{113}{T_f} \right]^2}{\left[ \frac{T_f}{100} \right]^4} \right] P^2 (T_0 - T_\infty) L^3$$

Se considera régimen laminar cuando el valor de la expresión anterior se sitúa por debajo de 10<sup>9</sup>, y turbulento si es superior.

<sup>1</sup> este producto se conoce como número de Rayleigh  $Ra_L$



### 7.5.2.- Método CLAM

Nuevamente aquí podemos hacer uso del método CLAM, para la determinación del coeficiente de convección. En este caso es evidente su interés pues nos encontramos con un fenómeno de convección natural exterior a una figura convexa de tipo axisimétrico, como lo es el recipiente exterior, por lo que el marco de aplicación de esta metodología encaja de forma singular en este problema.

Ya se ha expuesto como se aplica este método, y como los valores de las diferentes magnitudes y parámetros que intervienen dependen de la geometría que en cada elemento de superficie tenga la pieza.

#### *Cilindros verticales:*

Es esta una geometría que ya quedó expuesta en el análisis de la ebullición incipiente, y que ahora simplemente nos limitaremos por tanto, a resumir la formulación que se ha de aplicar en la misma.

#### *Nusselt para capa laminar*

$$Nu_l = \frac{2 F}{\ln \left( 1 + \frac{2 F}{Nu^T} \right)}$$

$$F = 0,9 L / D ; \quad Nu^T = \overline{C}_l (Gr * Pr)^{0,25}$$

con lo que el número de Nusselt resultante :

$$Nu_l = \frac{1,8 L / D}{\ln \left( 1 + \frac{1,8}{\overline{C}_l (Gr * 0,25)} \right)}$$

*Capa totalmente turbulenta*

$$Nu_t = C_t^V (Gr * Pr)^{1/3}$$

Donde  $C_t^V$  es función del número de Prandtl y de la geometría, y aparece recogido además de en la ecuación del apartado 7.3, en el cuadro expuesto en la Tabla 7.17.

*Valor medio real del número de Nusselt*

En este caso el exponente al igual que en el caso de placas verticales, para la ponderación toma por valor  $m = 6$ , para  $1 < Gr_D Pr < 10^{12}$

$$Nu_D = \left[ (Nu_t)_f^6 + (Nu_t)_f^6 \right]^{1/6}$$

*Placas horizontales frías orientadas hacia abajo:*

En este caso se trata de la geometría más sencilla, que puede ser asimilable a la del fondo torisférico inferior. Considerando la aproximación de temperatura de pared constante<sup>1</sup> el coeficiente de convección puede correlacionarse mediante las expresiones siguientes:

*Nusselt para capa laminar*

$$Nu_l = \frac{1,4}{\ln \left( 1 + \frac{1,4}{Nu^T} \right)}$$

$$Nu^T = 0,835 \bar{C}_l (Gr_L Pr)^{0,25}$$

---

<sup>1</sup> Hecho este absolutamente verosímil, habida cuenta de la bajísima conductividad el aislante, y la homogeneidad de su espesor

con lo que el número de Nusselt <sup>1</sup> resultante :

$$Nu_i = \frac{1,4}{\ln \left( 1 + \frac{1,677}{C_i (Gr_L Pr)^{0,25}} \right)}$$

*Capa totalmente turbulenta*

$$Nu_i = C_i^H (Gr_L Pr)^{1/3}$$

Donde  $C_i^H$  es función del número de Prandtl y de la geometría, y en este caso para aire con un valor medio del  $Pr = 0,71$ , toma por valor  $C_i^H = 0,1375$

*Valor medio real del número de Nusselt*

En este caso el exponente a utilizar para la ponderación toma por valor  $m = 10$ , para valores del número de Rayleigh  $1 < Gr_L Pr < 10^{12}$

$$Nu_L = \left[ (Nu_i)_f^{10} + (Nu_t)_f^{10} \right]^{1/10}$$

*Placas horizontales frías orientadas hacia arriba:*

En este caso se trata también de la geometría más sencilla, que puede ser asimilable a la del fondo torisférico superior. Considerando igualmente la aproximación de temperatura de pared constante, y pudiendo en este caso desprejarse el valor de la turbulencia, debido al efecto neutralizador que tiene la situación de la placa, con respecto al flujo de aire, el cual tiende a quedar estabilizado sobre la misma. El coeficiente de convección puede correlacionarse mediante la expresión siguiente:

---

<sup>1</sup> La dimensión característica  $L$  para este número, de cara a la determinación del coeficiente de convección, así como para el número de Grashof, se obtiene como el cociente entre la superficie y el perímetro.

*Nusselt<sup>1</sup> para capa laminar y total*

$$Nu_L = Nu_l = \frac{0,257 (Gr_L Pr)^{0,25}}{(1 + 1,9 Pr^{9/10})^{2/9}}$$

## 7.6.- OTROS MECANISMOS DE TRANSMISIÓN

Además de considerar los coeficientes de convección para el nitrógeno con y sin cambio de fase, y para el aire en convección natural, debemos considerar que intervienen otros mecanismos de transmisión en el diseño de cambiadores de calor.

En este caso nos queda por incorporar el término que supone la radiación de la superficie del depósito exterior con el entorno que rodea al mismo, y también la conducción entre ambos recipientes, la cual vendrá lógicamente marcada por el valor de la resistencia que supone la presencia del aislante al vacío, pudiendo despreciarse perfectamente respecto a la misma la de las paredes metálicas de ambos recipientes.

### 7.6.1.- Radiación

Se realiza, al efecto de incorporar el término de radiación, la hipótesis de considerar que nos encontramos ante una superficie convexa (la del recipiente exterior), que se encuentra rodeada de un entorno radiante homogéneo, tanto por lo que respecta a temperatura, como por lo que hace referencia a las propiedades emisivas del mismo, y además se acepta que las dimensiones del mismo son mucho mayores en orden de magnitud, que las que posee el propio recipiente.

Además consideraremos una emisividad media para el recipiente exterior, partiendo de su espectro emisivo, es decir consideraremos el mismo como si de un cuerpo gris se

---

<sup>1</sup> La dimensión característica  $L$  en este caso se determina de idéntica forma que para el anterior, en el que solo cambia la orientación de la placa.

tratase. Ello es en este caso posible gracias a la primera hipótesis, pues de lo contrario, si se considerase un recinto más complejo, nos veríamos forzados a considerar el estudio mediante la aproximación de cuerpo gris por bandas.

Bajo estas hipótesis, nos encontramos ante un problema de un recinto que consta de únicamente dos superficies, una convexa y de dimensiones reducidas frente a otra cóncava de gran tamaño. La expresión que para este recinto proporciona el flujo de potencia neto intercambiado por el depósito con el entorno resulta ser:

$$\left. \frac{\dot{q}}{A} \right|_{rad} = \varepsilon \sigma (T^4 - T_{\infty}^4)$$

A partir de la ecuación anterior es inmediato obtener la forma que toma la resistencia de radiación:

$$\dot{q} = \frac{T - T_{\infty}}{\mathbb{R}_{rad}} = \varepsilon \sigma A (T^4 - T_{\infty}^4)$$

$$\mathbb{R}_{rad} = \frac{T - T_{\infty}}{\varepsilon \sigma A (T^4 - T_{\infty}^4)}$$

Podemos definir a partir de la expresión anterior un coeficiente de transmisión por radiación  $h_{rad}$ , que sumado al de convección analizado con anterioridad, da lugar a lo que se conoce como el coeficiente de transmisión superficial  $h$ , para gases.

$$h = h_c + h_{RAD} = h_c + \varepsilon \sigma \frac{T^4 - T_{\infty}^4}{T - T_{\infty}}$$

Obsérvese que la temperatura del entorno radiante  $T_{\infty}$ , no tiene por qué coincidir, para el caso más general, con la del fluido  $T_{\infty}$ , si bien es frecuente que ambas coincidan, y en este caso concreto esta consideración será la tercera y última hipótesis que realizaremos en este apartado.

### 7.6.2.- Conducción

Nos encontramos con que a efectos prácticos debemos considerar básicamente la conducción que se presenta en dos zonas del subenfriador:

- \* La pared del tubo del serpentín
  
- \* Entre el interior y exterior través de los recipientes y el aislante

Para el primer caso se trata sencillamente de utilizar la expresión de la resistencia térmica de conducción entre las superficies interior y exterior de un tubo cilíndrico, obtenida a partir de la integración para el caso monodimensional de la primera ecuación de Fourier, la misma la encontramos en la práctica totalidad de libros de introducción a la transmisión de calor [RUI 93]

$$R_{cil} = \frac{\ln \left( \frac{r_o}{r_i} \right)}{2 \pi \lambda L}$$

Esta misma expresión nos será también de utilidad a la hora de calcular la transmisión que tiene lugar en la tubería aislada, que lleva el nitrógeno desde el subenfriador hasta el punto de consumo.

Por lo que hace referencia al segundo caso, se entenderá para el mismo como aceptable, dada la geometría axisimétrica de los recipientes, y la concetricidad de los mismos, el realizar la aproximación de considerar, que la transmisión de calor por conducción a través del aislante que separa ambos depósitos, es de tipo monodimensional.

Puesto que para esta geometría no se ha encontrado en la literatura expresión alguna que formule directamente la resistencia térmica de conducción, nos vemos en la necesidad de acudir directamente, a la primera ecuación de Fourier, para el estudio en régimen permanente del mecanismo de conducción de calor. La expresión que se ha de utilizar, expuesta directamente para un caso monodimensional, se reduce a

$$\left[ \frac{\dot{q}}{A} \right]_r = -\lambda \frac{dT}{dr}$$

Para poder proceder a la integración de esta ecuación diferencial, hemos de establecer previamente la expresión de la superficie de transmisión, en una posición  $r$  intermedia entre el recipiente interior y exterior.

Considerando que la forma adoptada por los recipientes es la de tipo torisférico, siendo el radio del casquete esférico igual al diámetro del cilindro lateral, y tomando como radio para el núcleo del toroide un 12 % del que tiene el propio cilindro.

Únicamente se considerará la aportación de calor, que se realiza hasta la altura marcada por el nivel de nitrógeno en fase líquida, ya que además de ser el coeficiente de convección de la fase vapor menor que la del líquido, resulta que las entradas que se realicen en la zona superior, donde se encuentra el vapor no tienen el menor interés para nuestros cálculos, pues el mismo se lanzará posteriormente al exterior ya que se trata de un producto no aprovechable.

Tenemos por tanto que la superficie de transmisión de calor a la que hacíamos referencia anteriormente, y de la que se ha de determinar su expresión para proceder a la integración de la 1ª ecuación de Fourier, no es sino la fracción inferior, la cual vendrá limitada de forma específica en nuestro subenfriador lógicamente por la altura del líquido, de un depósito con fondo torisférico de las proporciones antes descritas.

En la ilustración de la fig. 5.5 aparecen las proporciones de los diferentes elementos (cilindro, casquete esférico y arco toroidal) que configuran los recipientes, así como los ángulos  $\alpha$  y  $\beta$  que marcan el tamaño del casquete y arco toroidal que lo une con el cuerpo cilíndrico.

$$R_{\text{esf}} = 2 R_{\text{cil}} \quad R_{\text{tor}} = 0,12 R_{\text{cil}} \quad \alpha = 0,487126 \approx 27,9^\circ \quad \beta = 1,08367 \approx 62,1^\circ$$

A continuación resumimos las expresiones correspondientes al cálculo del área de los diferentes elementos que configuran la superficie de intercambio térmico.

*Casquete esférico:*

$$A_{c.esf} = 2 \pi R_{esf} Z_{c.esf} = 8 \pi R_{cil}^2 (1 - \cos \alpha)$$

*Arco toroidal:*

$$A_{a.tor} = \pi \frac{\beta}{2} (R_{cil}^2 - R_{interior}^2) = \pi \frac{\beta}{2} \{R_{cil}^2 - [R_{cil} - R_{tor}(1 - \text{sen } \alpha)]^2\}$$

$$A_{a.tor} = \pi \frac{\pi - 2\alpha}{4} R_{cil}^2 \{1 - [1 - 0,12(1 - \text{sen } \alpha)]^2\}$$

*Cilindro lateral:*

$$A_{cil} = 2 \pi R_{cil} [(Z_{liq} + \delta) - Z_{fondo\ torisférico}]$$

$$A_{cil} = 2 \pi R_{cil} \{(Z_{liq} + \delta) - R_{cil} [2 - \cos \alpha (2 - 0,12)]\}$$

Todas las superficies indicadas aparecen en función del radio del cilindro  $R_{cil}$  en una posición arbitraria, será el correspondiente al recipiente interior más el espesor de aislante hasta es punto.

$$R_{cil} = R_{cil. INT} + \delta$$

por lo que fijado el tamaño del depósito interior, la superficie de transmisión en cada posición dependerá del grosor de aislante  $\delta$ . Para determinar la potencia térmica transmitida habremos de integrar en lo que se refiere a la superficie, entre los radios de los recipientes interior y exterior, y entre las temperaturas superficiales de estos depósitos, por lo que hace referencia al diferencial de temperaturas.



$$\dot{q} \int_{R_{cil.INT}}^{R_{cil.EXT}} \frac{dR_{cil}}{A_{c.esf} + A_{a.tor} + A_{cil}} = - \lambda_{AISL} \int_{T_{cil.INT}}^{T_{cil.EXT}} dT$$

Podemos expresarlo en términos del grosor de aislante  $E_{AISL}$  integrando para  $\delta$  entre 0 y el mencionado espesor.

$$\dot{q} \int_0^{E_{AISL}} \frac{d\delta}{A_{c.esf} + A_{a.tor} + A_{cil}} = \lambda_{AISL} ( T_{cil.INT} - T_{cil.EXT} )$$

Expresión esta a partir de la cual es inmediato obtener la resistencia térmica de conducción del aislante, la cual resulta:

$$R_{COND.AISL} = \frac{\int_0^{E_{AISL}} \frac{d\delta}{A_{c.esf} + A_{a.tor} + A_{cil}}}{\lambda_{AISL}}$$

La integral se puede resolver de forma numérica o bien analíticamente, para este último caso resulta especialmente útil el empleo del programa Mathematica ver. 2.0 para entorno Windows.

No obstante de una forma más sencilla y práctica, se puede realizar la aproximación por placa plana, suficientemente contrastada y ampliamente difundida para geometrías cilíndricas, y que básicamente consiste en determinar la resistencia térmica, como aproximación a la que tendría una placa plana de igual espesor, y cuya superficie de transmisión fuese un valor medio entre el máximo y el mínimo que se presenta en nuestra geometría.

De esta forma habríamos de determinar la superficie de las tres partes para un punto a mitad del espesor del aislamiento que se ha de colocar, o bien tomando para cada caso un valor de la superficie intermedio entre el que esta tiene sobre el recipiente interior y el exterior.

La expresión de la resistencia según esta aproximación resultará:

$$R_{COND. AISL.} = \frac{E_{AISL}}{\lambda_{AISL} \left( \overline{A_{c.esf}} + \overline{A_{a.tor}} + \overline{A_{cil}} \right)}$$

Con estas expresiones para la conducción, radiación y convección, podremos determinar las ganancias de calor que procedentes del exterior, llegan al nitrógeno líquido a presión atmosférica a través de los recipientes y del aislante.

Ello nos permitirá además de establecer con mayor precisión el rendimiento másico del equipo, realizar un programa de análisis del espesor de aislamiento, encaminado a optimizar el mismo, en base a la consideración adicional de los costes de su instalación.

Por último cabe comentar en este apartado, que para la consideración de la conducción a través del metal de los recipientes, se ha de utilizar la misma fórmula que para el aislante, sin más que cambiar los valores de la conductividad y grosor por los de aquel. Ahora bien, se puede prever que la aportación que suponen estos dos sumandos a la resistencia total es despreciable, en base a la diferencia de órdenes de magnitud entre las conductividades respectivas del aislante y acero inoxidable.

## 7.7.- CONCLUSIÓN

Se han mostrado en este capítulo, las expresiones y en su caso valores, de todos los elementos, parámetros, coeficientes y propiedades, relativos a la transmisión de calor que intervienen en el problema.

El desarrollo de toda esta formulación, pone de manifiesto además de su complejidad, la laboriosidad de su manejo, lo cual no hace sino corroborar la necesidad ya aludida en el capítulo anterior de recurrir a la programación, al objeto de agilizar la resolución de los problemas que aparecen.

La necesidad de todo ello ha venido fijada en base al planteo de la resolución, abordado en el capítulo anterior, y en consecuencia es en el mismo donde se enmarcará su campo

de aplicación, lo cual se verá plasmado de manera explícita en los diferentes programas informáticos realizados, y mediante los que se ha implementado la resolución práctica de los diferentes cálculos necesarios.

En capítulos posteriores tendremos ocasión de ver y analizar con todo lujo de detalle, los resultados numéricos a que conduce la aplicación de las diferentes correlaciones y fórmulas antes expresadas



## **8.- IMPLEMENTACIÓN DEL PLANTEO, CÁLCULOS Y RESULTADOS. ANÁLISIS Y OPTIMIZACIÓN**

### **8.1.- ANÁLISIS DE LA EBULLICIÓN**

En el capítulo relativo al planteo de la resolución se manifestaba la necesidad de determinar el coeficiente global de transmisión entre los fluidos interior y exterior al serpentín, y en el capítulo siguiente se abordaba el estudio de los coeficientes de convección necesarios para ello, mostrándose algunas de las más representativas fórmulas y correlaciones para los mismos, realizándose al efecto un análisis comparativo, y proponiendo para el caso de la ebullición nucleada una correlación específica para nuestro problema basada en la de Kutateladze.

Toca ahora en este apartado entrar en la aplicación numérica de aquellas correlaciones, en base al planteo antes formulado, obteniendo y optimizando posteriormente, en la medida de lo posible, los resultados conseguidos.

Por su especial interés, dentro del marco de la transmisión de calor, se ha querido tratar específicamente en este apartado la evolución del coeficiente de convección exterior al serpentín, analizándose por un lado la posibilidad de que se presente transición entre la ebullición nucleada e incipiente, así como para este último caso la variación del valor del coeficiente en función no solo del salto térmico sino de la posición

#### **8.1.1.- Transición entre ebullición nucleada e incipiente**

Uno de los motivos fundamentales, además de los de tipo práctico comentados, que conduce a la necesidad de recurrir a la programación del cálculo del serpentín, reside en el hecho de que los métodos tradicionales no son aplicables cuando el coeficiente global de transmisión sufre variaciones notables, en función de la zona del cambiador considerada.

En nuestro caso nos encontramos ante este problema pues como se tuvo ocasión de ver el apartado 7.4.2, la dependencia de la potencia, y por tanto del coeficiente de convección exterior para el nitrógeno saturado, con la diferencia de temperatura era notable, incluso se presentaban zonas en las que el fenómeno cambiaba, y con él la correlación, concretamente en nuestro caso atendiendo al previsible orden de saltos térmicos con que nos encontraremos, puede darse suceder que al inicio tengamos que aplicar la correlación para la ebullición nucleada, y al final del serpentín la diferencia de temperaturas, sea tan baja que la ebullición sea incipiente, con lo que aplicaríamos el método CLAM.

Para solventar este inconveniente, se propone una resolución del problema basada en la integración numérica de las ecuaciones de balance en el subenfriador, para ello se ha procedido a discretizar la longitud del serpentín en elementos de muy corta longitud <sup>1</sup> (asimilables a efectos prácticos a un diferencial), de forma que para cada uno de ellos los diferentes coeficientes si puedan considerarse constantes.

Puesto que para cada elemento, no se conocen a priori las temperaturas superficiales, la resolución de cada uno de estos cambiadores elementales, supondrá la entrada en un proceso iterativo a varias bandas, del que se debe garantizar la convergencia.

Con respecto al coeficiente exterior de cada elemento, no se conoce si tendremos ebullición nucleada o incipiente (puesto que no se establece frontera generalizable alguna), por lo que deberemos resolver el problema para ambas por separado, y tomar la decisión de cual corresponde aplicar en cada ese elemento concreto.

Para la resolución en el caso de considerar ebullición nucleada, se empleará la correlación realizada a propósito de los datos experimentales, para la ebullición incipiente que se producirá para valores muy bajos del salto térmico, se ha tomado tal como se explica en el capítulo dedicado a los coeficientes de convección, una expresión dada por el método CLAM, método aproximado de la capa de conducción, que corresponde a convección natural en tubos verticales debido a que, para los diámetros utilizados, previsiblemente los tramos de tubo donde los saltos térmicos serán más bajos coincidirán con los elementos finales de salida del serpentín, los cuales tienen precisamente esta orientación.

---

<sup>1</sup> Como se verá posteriormente, se han tomado como de tamaño óptimo, elementos de 10 mm de longitud, cuya asociación en serie conformará el serpentín (si bien este valor puede variarse fácilmente).

La decisión de si en un tramo concreto se debe dar por buena la resolución correspondiente a uno u otro tipo de convección, es sencilla ya que en base al análisis de la forma de la curva de ebullición, se debe tomar en todo momento aquella expresión que proporcione el máximo flujo de potencia de las dos, o lo que es lo mismo, será válido el mayor de los dos coeficientes de convección calculados.

Efectivamente, a medida que aumenta la longitud de serpentín disminuye la temperatura del nitrógeno líquido de su interior y, por tanto, disminuye también la temperatura de la pared de tubo (interesa la temperatura de la superficie exterior), con lo que el salto térmico disminuye. Si para cada pequeño elemento, en que los programas calculan el serpentín, se calcula la potencia transferida tanto por ebullición nucleada en piscina como por ebullición incipiente, se observa en la siguiente tabla y gráfica como a medida que avanzamos en el recorrido (salto térmico menor), las curvas de flujo de potencia correspondientes a ambos tipos de ebullición tienden a aproximarse.

Si la longitud del serpentín fuera lo suficientemente larga, se podría presentar hacia el final del mismo un cierto tramo, con una temperatura de pared exterior del tubo, para la cual sea mayor la potencia térmica hallada por ebullición incipiente que por nucleada. Será precisamente entonces cuando se produzca la transición de un tipo de ebullición a otro.

Uno de los archivos de resultados que se obtiene con el programa de dimensionado del serpentín, se ha querido complimentar precisamente con una serie de datos y resultados para cada tramo, que nos permiten abordar en este apartado el análisis de esta transición entre los dos tipos de ebullición. Para cada elemento<sup>1</sup> se indicará su posición referida desde el inicio del serpentín de intercambio, la temperatura de pared exterior, la diferencia con la temperatura de saturación del líquido en el vaso, y por último los coeficientes de convección y los flujos de potencia bajo las hipótesis de considerar ebullición nucleada e incipiente.

Además con respecto a la posición de cada elemento, debe observarse que esta corresponde, como se ha dicho, desde el punto inicial del serpentín, pero los resultados obtenidos para cada uno se basan en la consideración de que la temperatura de salida del

---

<sup>1</sup> Los datos de la tabla tan sólo incluyen una selección representativa de todos los tramos calculados por el programa (cada 10 mm)

líquido es de 80 K, es decir el límite de enfriamiento, de tal manera que cuando baje el nivel de líquido o cambien los parámetros los resultados mostrados no corresponderán con las posiciones respectivas.

Comentar con respecto a los resultados mostrados, que los mismos son simplemente una escueta ilustración del fenómeno, ya que se obtiene un archivo como los que se muestran tabulados, para cada combinación de datos de entrada. Se han parametrizado únicamente el diámetro y grosor del tubo del serpentín y la presión de suministro, y únicamente se incluyen en este documento dos combinaciones para ilustrar los comentarios.

En este sentido cabe comentar con respecto a los dos casos escogidos para su inclusión en este documento final, que lo son en base a ilustrar precisamente este fenómeno que no siempre se nos va a presentar.

En el primer caso se considerará el diseño de un subenfriador por el que circula el caudal máximo 100 l/h, a presión también máxima 0,5 MPa, con un diámetro interior para el tubo de serpentín de 50 mm (los resultados son más ilustrativos que para diámetros menores), en él se observa la aproximación progresiva de las curvas pero no llega a producirse la intersección, lo cual significa que no hay transición entre ebullición nucleada e incipiente, para una longitud final resultante del serpentín de 10,66 m.

Esto es así para todos los casos analizados de dimensionado específico del serpentín, para subenfriar hasta 80 K, el caudal máximo. Sin embargo puede suceder que si un serpentín dimensionado para estas condiciones, se le hace trabajar con una presión menor puede llegar a presentarse la mencionada transición, concretamente si en el primer caso reducimos la presión de suministro a 0,2 MPa, tal como reflejan la segunda tabla y gráfico, resultará que al cabo de 7,2 m se presenta la mencionada transición.



Resultados para el primer caso de dimensionado de serpentín con diámetro interior de tubo 0.05 m, espesor 0.001 m y presión de suministro del nitrógeno 0.5 MPa

$P_{sum} = 0,5 \text{ MPa}$						
$Di = 0,05 \text{ m}$						
$\delta = 1 \text{ mm}$						
longitud [m]	$T_o$ [K]	$\Delta T$ [K]	$h_{nuc}$ [W/(m <sup>2</sup> K)]	$h_{inc}$ [W/(m <sup>2</sup> K)]	$\dot{q}/Aj_{nuc}$ [W/m <sup>2</sup> ]	$\dot{q}/Aj_{inc}$ [W/m <sup>2</sup> ]
0,02	78,1975	0,9701	719,3929	308,85	697,9129	299,6282
0,5	78,1504	0,923	683,0864	304,9203	630,5169	281,454
1	78,1041	0,8768	647,5153	300,9225	567,7417	263,8489
1,5	78,0606	0,8333	614,0941	297,0203	511,7024	247,4963
2	78,0198	0,7924	582,8073	293,2267	461,8307	232,36
2,5	77,9813	0,754	553,3999	289,5253	417,2414	218,2905
3	77,9453	0,718	525,959	285,9417	377,6363	205,3049
3,5	77,9113	0,6839	500,0113	282,4271	341,9685	193,1579
4	77,8791	0,6518	475,5993	278,9985	309,996	181,8514
4,5	77,8488	0,6215	452,6013	275,6503	281,2835	171,3116
5	77,8202	0,5928	430,9217	272,3797	255,4701	161,4792
5,5	77,7931	0,5658	410,4863	269,1861	232,2539	152,306
6	77,7676	0,5403	391,221	266,0683	211,3604	143,7456
6,5	77,7435	0,5161	373,048	263,0237	192,5369	135,7513
7	77,7206	0,4933	355,8948	260,0497	175,5596	128,2801
7,5	77,699	0,4717	339,6937	257,1438	160,2304	121,2924
8	77,6786	0,4512	324,382	254,3035	146,374	114,7518
8,5	77,6592	0,4319	309,9011	251,5262	133,835	108,625
9	77,6408	0,4135	296,1969	248,8096	122,4757	102,8814
9,5	77,6234	0,3961	283,2193	246,1514	112,1742	97,4928
10	77,6069	0,3795	270,9218	243,5494	102,8221	92,4336
10,5	77,5912	0,3638	259,2613	241,0015	94,3233	87,6801
10,66	77,5863	0,359	255,6579	240,1972	91,7696	86,2199

Tabla 8.1 Aproximación entre ebullición nucleada e incipiente a  $P_{sum} = 0,5 \text{ MPa}$

Se observa tanto en los valores de la tabla, como en la gráfica que ilustra los mismos la aproximación comentada entre las curvas, para posiciones crecientes dentro del serpentín, así como para saltos de temperaturas cada vez menores.

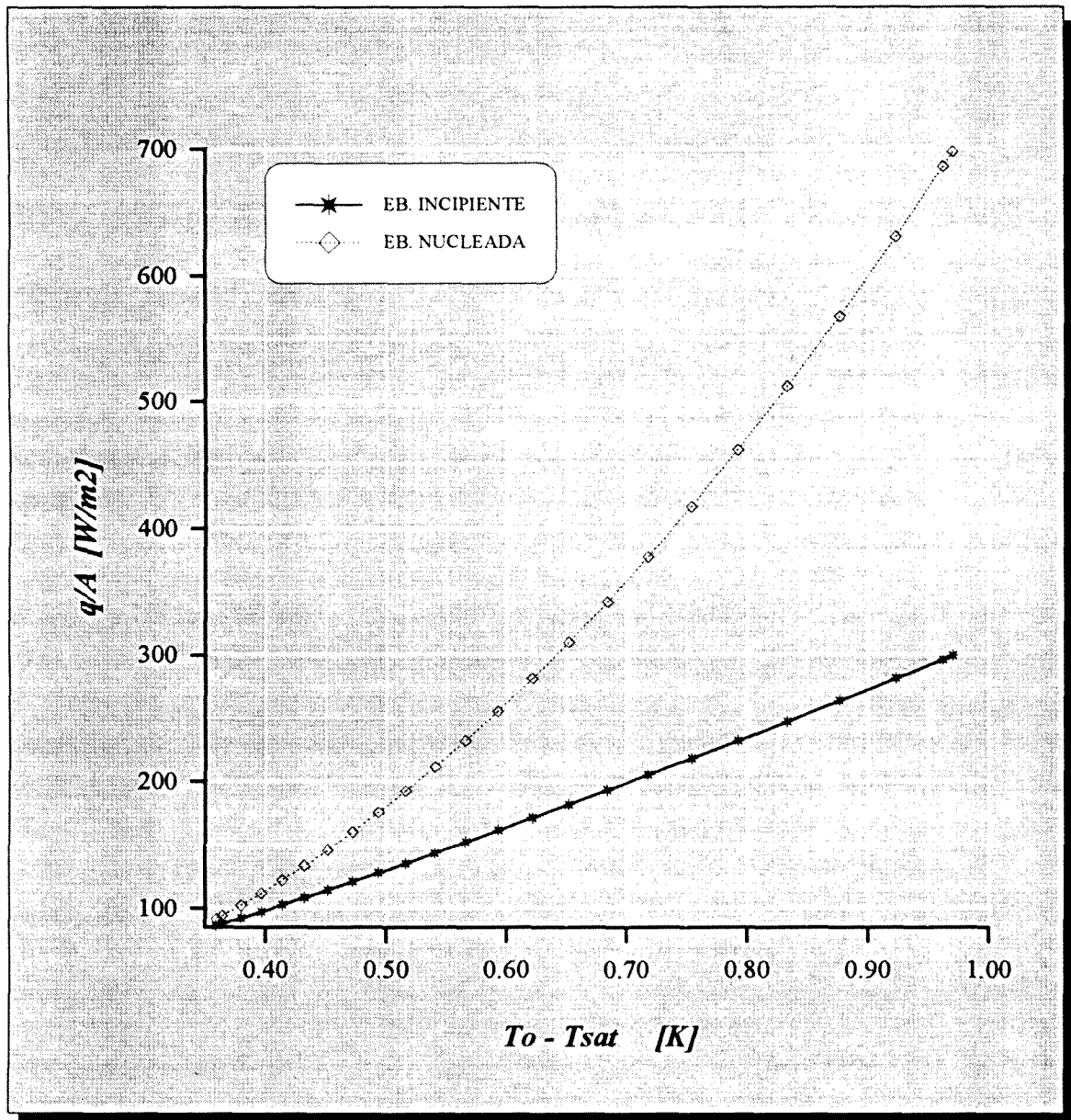


fig. 8.1 Aproximación entre las curvas de ebullición incipiente y nucleada, para  $P_{sum} = 0,5$  MPa,  $D_i = 0,05$  m, y  $\delta = 1$  mm

Si ahora reducimos la presión de suministro a 0,2 MPa, manteniendo el diseño de serpentín, calculado para el caso anterior, se obtienen los siguientes valores:

$P_{sum} = 0,2 \text{ MPa}$						
$Di = 0,05 \text{ m}$						
$\delta = 1 \text{ mm}$						
longitud [m]	$T_o$ [K]	$\Delta T$ [K]	$h_{nuc}$ [W/(m <sup>2</sup> K)]	$h_{inc}$ [W/(m <sup>2</sup> K)]	$\dot{q}/A_{nuc}$ [W/m <sup>2</sup> ]	$\dot{q}/A_{inc}$ [W/m <sup>2</sup> ]
0,02	77,8481	0,6208	452,0748	275,5722	280,6421	171,0716
1	77,7946	0,5673	411,6244	269,367	233,5184	152,8144
1,5	77,7695	0,5422	392,6528	266,3038	212,8801	144,3789
2	77,7457	0,5183	374,714	263,3072	194,2267	136,4809
2,5	77,7231	0,4958	357,7428	260,3751	177,3517	129,0815
3	77,7017	0,4743	341,6785	257,5052	162,0715	122,1448
3,5	77,6814	0,454	326,4645	254,6954	148,2225	115,6377
4	77,6621	0,4347	312,0479	251,9438	135,6592	109,5297
4,5	77,6438	0,4164	298,3797	249,2484	124,252	103,7926
5	77,6264	0,399	285,4142	246,6072	113,8853	98,4007
5,5	77,6098	0,3825	273,1088	244,0184	104,4562	93,33
6	77,5941	0,3667	261,4242	241,4803	95,8726	88,5585
6,5	77,5791	0,3518	250,3236	238,9913	88,0523	84,0662
7	77,5648	0,3375	239,7728	236,5498	80,9219	79,8342
7,5	77,5468	0,3195	226,4777	233,3589	72,3573	74,5558
8	77,5272	0,2999	212,0199	229,7296	63,5772	68,8878
8,5	77,5089	0,2815	198,5494	226,1814	55,898	63,6773
9	77,4917	0,2644	185,9925	222,7114	49,1763	58,8848
9,5	77,4757	0,2484	174,2819	219,3169	43,2883	54,4741
10	77,4607	0,2334	163,3555	215,9953	38,1267	50,4127
10,5	77,4467	0,2194	153,1565	212,7442	33,5988	46,6709
10,66	77,4424	0,2151	150,0377	211,7184	32,2703	45,5366

Tabla 8.2 Transición entre ebullición nucleada e incipiente a  $P_{sum} = 0,2 \text{ MPa}$

Vemos que en estas nuevas condiciones si que tiene lugar un cruce de las curvas, con lo que se produce en un punto de la pared exterior situado aproximadamente a 7,2 m de la entrada del serpentín la transición entre ebullición nucleada e incipiente. El salto de temperatura en ese punto resulta ser del orden de 0,33 K.

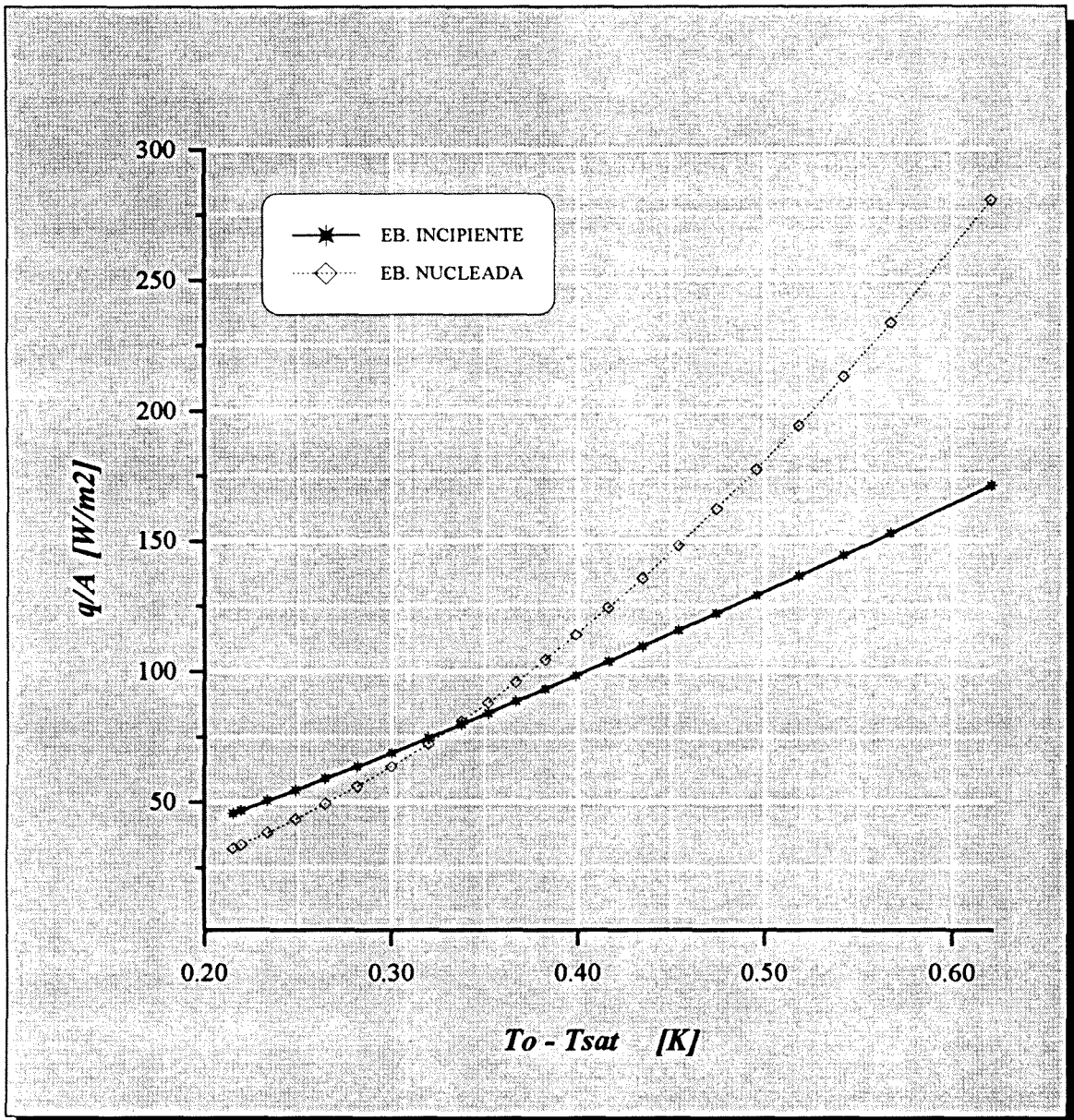


fig. 8.2 Transición entre curvas de ebullición incipiente y nucleada, para  $P_{sum} = 0,2 \text{ MPa}$ ,  $D_i = 0,05 \text{ m}$ , y  $\delta = 1 \text{ mm}$

### 8.1.2.- Variación del coeficiente de ebullición incipiente con la longitud

La variación del valor del coeficiente de convección local y medio, para ebullición incipiente exterior a tubos verticales<sup>1</sup>, es función no sólo del diámetro del mismo, sino también de la longitud previa de tubo hasta el punto en cuestión ( $L$ ). Para un salto térmico y diámetro exterior constantes es :

$$h_{inc} = \frac{1,8 \lambda}{D^2 \ln \left( 1 + \frac{1,8 L^{0,25}}{D} \right)}$$

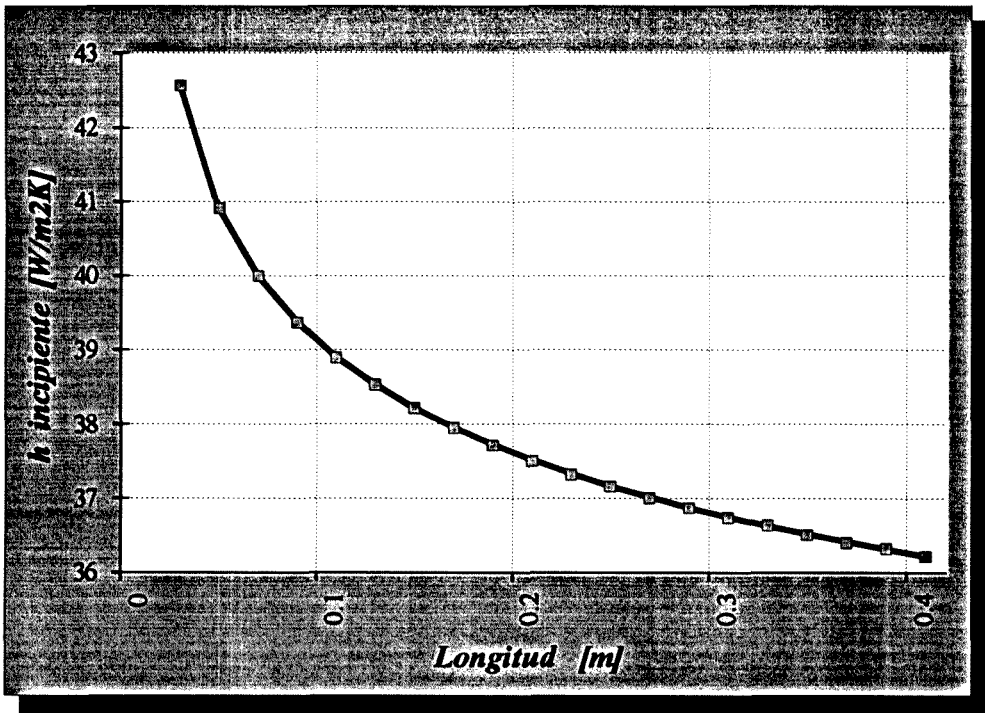


fig. 8.3 Dependencia del coeficiente de ebullición incipiente exterior a cilindros verticales, con la longitud

<sup>1</sup> Será únicamente en esta zona donde, caso de presentarse la ebullición incipiente, esta tenga lugar.

Como puede observarse en la gráfica, el efecto de la longitud cobra una importancia notable, y a medida que aumenta la misma disminuye ostensiblemente el valor del coeficiente de convección, y por tanto el flujo de potencia.

Además a ello se le añade el hecho de que para cada tramo la temperatura de la pared disminuye sucesivamente, con lo que el coeficiente de convección en realidad será menor que el mostrado para una temperatura constante y por tanto mayor. La expresión del valor local para un tramo de longitud  $\Delta x$  en una posición  $L$ , vimos que se obtenía a partir de los coeficientes medios mediante:

$$h(L) = \frac{L (\overline{T_{0L}} - T_{eb}) \overline{h_L} - (L - \Delta x) (\overline{T_{0L-\Delta x}} - T_{eb}) \overline{h_{L-\Delta x}}}{\Delta x [T_0(L) - T_{eb}]}$$

Donde es fácil comprobar que si la temperatura local del tramo es menor que la temperatura total anterior, entonces el coeficiente local es menor que el promediado que incluye el tramo y este a su vez es menor que el que no lo incluye, es decir:

$$T_0(L) \leq \overline{T_{0L-\Delta x}} \quad \rightarrow \quad h(L) \leq \overline{h_L} \leq \overline{h_{L-\Delta x}}$$

Por tanto la disminución del coeficiente local mostrado en la curva, será en rigor mayor, puesto que al efecto de la longitud se le añade el que la temperatura superficial también provoca una variación en el mismo sentido.

### 8.1.3.- Conclusiones a los resultados del estudio de la transición entre ebullición nucleada e incipiente

El análisis de los resultados aportados, además de lo ilustrativos que resultan, permitiría realizar básicamente una simplificación en el programa de cálculo del serpentín, que supondría una mayor velocidad en el mismo.

Se podrían sustituir las correlaciones de ebullición incipiente por las correspondientes a ebullición nucleada. Los motivos por los que sería correcta dicha simplificación serían porque para diámetros interiores inferiores a 0.03 m y para cualquier presión de

suministro, no se produce nunca transición del tipo de ebullición, por lo que finalmente todos los tramos de serpentín se calculan para la zona de nucleación.

Para diámetro interior entre 0.05 y 0.033 m, la ebullición incipiente se produce en los tramos finales de serpentín, y la longitud de estos es pequeña frente la de nucleada, con lo cual la variación de longitud calculada con ambos métodos es mínima.

Si se toma ebullición nucleada para todo el serpentín, en los tramos cuyo salto térmico sea menor al de transición, la transferencia de potencia por ebullición nucleada será menor que para ebullición incipiente, con lo cual el nitrógeno líquido del interior del serpentín se enfriará menos por tramo de tubo, y para alcanzar el subenfriamiento deseado se requerirá mayor longitud de tubo, con lo que el serpentín quedaría sobredimensionado. Se podría incluso contemplar este hecho como la incorporación de un criterio conservador.

No obstante, y como se puede comprobar a continuación, el dimensionado del serpentín considera ambos tipos de ebullición, indicándose además la longitud de serpentín para la cual se produce ebullición incipiente. Por tanto, los programas de cálculo del serpentín, para cada tramo hallan el flujo de potencia térmica mediante ambos métodos, ebullición nucleada e incipiente, y tomando en cada uno el mayor de ambos.

## 8.2.- DIMENSIONADO DEL SERPENTÍN

Toca en este apartado exponer y analizar los resultados del programa que recoge y culmina a efectos prácticos, de alguna manera la metodología de diseño formulada a través de esta tesis.

### 8.2.1.- Análisis de la longitud de los tramos de integración

Antes de entrar en la exposición de los resultados conviene comentar como se ha seleccionado la longitud de los tramos de integración. Puesto que se trata de una integración de tipo numérico, si bien resulta difícil cuantificar explícitamente la magnitud

del error introducido con ello en el resultado, es obvio que el mismo será proporcional al tamaño del tramo <sup>1</sup>, lo cual indica que debe tomarse un valor lo más reducido posible.

Sin embargo resulta que el tiempo de cálculo empleado en la resolución, es inversamente proporcional a ese mismo incremento, por lo que se deberá tomar una solución de compromiso entre la precisión y la velocidad de respuesta. Para ello se ha procedido a variar el citado incremento, desde 1 m a 1 mm, analizándose los resultados de las magnitudes más relevantes, para una misma combinación de datos. A continuación presentamos la tabla de los valores obtenidos.

$P_{sum} = 0,5$ [MPa]		$T_I = 93,98$ [K]	$T_I - T_F = 13,98$ [K]	
$D_i = 10$		$D_o = 12$	[mm]	
$\Delta L$ [m]	$\dot{q}$ [W]	longitud [m]	$\Delta P$ [Pa]	
1	521,4942	0,400	447,1061	
0,5	520,7628	0,400	446,9691	
0,4	506,5749	0,360	402,3595	
0,3	506,5183	0,360	402,3461	
0,2	506,4703	0,360	402,3364	
0,1	506,4403	0,360	402,3306	
0,08	503,226	0,352	393,4129	
0,06	504,0377	0,354	395,6416	
0,04	503,2208	0,352	393,412	
0,02	503,2197	0,352	393,4117	
0,01	502,8079	0,351	392,2971	
0,005	502,6009	0,3505	391,7398	
0,002	502,6423	0,3506	391,8512	
0,001	502,6009	0,3505	391,7398	

**Tabla 8.3** Variación de los resultados de longitud y pérdida de carga en función del tamaño del tramo de integración

<sup>1</sup> De forma similar a los métodos numéricos, errores de truncamiento, de redondeo y de precisión en la convergencia así lo apuntan.



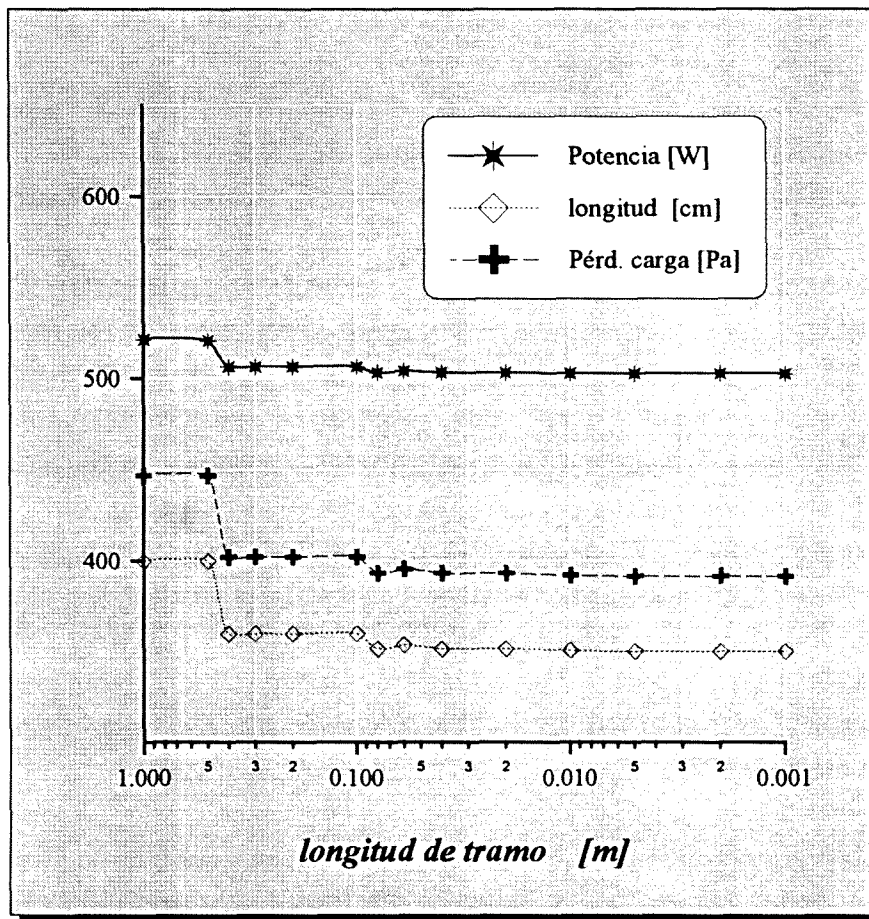


fig. 8.4 Variación de resultados en función de la longitud del tramo de integración

Se observa en la gráfica, como efectivamente a medida que disminuye el tamaño de los tramos, varían los resultados, sin embargo las curvas son asintóticas, y se produce una convergencia de resultados hacia unos valores límite.

Ello significa que a partir de un cierto valor, no conseguiremos mayor precisión a pesar de reducir el tamaño, mientras que el tiempo de resolución si que aumentará notablemente, por ello se tratará de tomar el máximo tamaño de tramo, cuyos resultados para todas las magnitudes estén próximos al valor asintótico antes mencionado.

En nuestro caso obsérvese que el valor tomado de 0,01 m así lo verifica.

### 8.2.2.- Resultados del cálculo de longitudes del serpentín

Se determinan las longitudes necesarias que debe tener el serpentín, en base al objetivo de diseño marcado, de alcanzar una temperatura de salida de 80 K, para una caudal máximo de suministro de 100 l/h.

En este sentido cabe insistir, en que buena parte de los valores que se irán tabulando a lo largo de los apartados sucesivos, son resultados procedentes de la implementación informática del proceso de cálculo. Gracias a ello la riqueza de los resultados aportados por los mismos complementa a su precisión, especialmente en problemas como este en el que se hace inevitable el recurrir a laboriosos procesos iterativos de cálculo.

Las pérdidas de carga para una longitud dada se han determinado al igual que la transmisión de calor, en base a la acumulación de los valores elementales, calculados para los diferentes tramos en que se ha descompuesto el serpentín, ello si se compara con el cálculo tradicional, global para la toda la longitud, supone valores ligeramente superiores, por lo que en cualquier caso nos hemos situado nuevamente con criterio conservador en el caso más desfavorable.

A continuación presentamos una serie de tablas que vienen a recoger de forma resumida, una selección de los valores finales aportados por los cálculos para diferentes presiones, diámetros y espesores, realizados en base a la metodología planteada.

Se han separado las diferentes tablas en función de la presión de suministro, tomando estas los siguientes valores 0,2 ; 0,3 ; 0,4 y 0,5 MPa, para cada una de ellas se presentan tres cuadros que corresponden por este orden a espesores de pared de tubo de 0,75 ; 1 y 1,5 mm.

Se muestra para cada una de estas combinaciones la potencia térmica transferida<sup>1</sup>, los caudales máxicos evaporado, de suministro, de consumo y de reposición o expandido, la velocidad y número de Reynolds y finalmente la longitud necesaria y la pérdida de carga del fluido a lo largo de la misma.

---

<sup>1</sup> Las pequeñas variaciones entre los valores, obedece sencillamente a que la longitud final calculada resulta siempre un número discreto, múltiplo del tamaño de los tramos tomados (10 mm).

$P_{sum} = 0,2$ [MPa] $T_I = 83,65$ [K] $T_I - T_F = 3,65$ [K] $\dot{m}_{sum} = 0,021633$ $\dot{m}_{cons} = 0,020791$ $\dot{m}_{rep} = 8,419E-4$ $\dot{m}_{evap} = 7,849E-4$ [kg/s]						
$\delta$ [mm]	$D_i$ [mm]	$\dot{q}$ [W]	$v$ [m/s]	$Re_D$	longitud [mm]	$\Delta P$ [Pa]
0,75	4	157,6175	2,101	49904,99	1800	22562,95
	5	157,3917	1,345	39927,18	1760	7541,245
	6	157,2861	0,934	33273,9	1760	3153,728
	8	157,6274	0,525	24952,41	1830	835,023
	10	157,5011	0,336	19962,82	1930	306,392
	13	157,5804	0,199	15355,58	2120	97,712
	15	157,2701	0,149	13309,63	2250	52,921
	16	157,2335	0,131	12477,94	2320	40,303
1	4	157,6734	2,101	49904	1820	22813,96
	5	157,383	1,345	39927,31	1780	7627,005
	6	157,2916	0,934	33273,83	1780	3189,581
	8	157,25	0,525	24955,74	1840	839,589
	10	157,2372	0,336	19964,68	1940	307,979
	13	157,4488	0,199	15356,3	2130	98,173
	15	157,6072	0,149	13308,05	2270	53,392
	16	157,5855	0,131	12476,39	2340	40,650
	20	157,4673	0,084	9981,53	2630	16,052
	25	157,3314	0,054	7985,61	3010	6,471
	32	157,4802	0,033	6238,43	3580	2,433
	40	157,3549	0,021	4990,96	4260	1,025
1,5	20	157,5412	0,084	9981,27	2650	16,1747
	25	157,4964	0,054	7985,14	3030	6,5144
	32	157,4349	0,033	6238,53	3590	2,4403
	40	157,3674	0,021	4990,94	4270	1,0277
	50	157,2777	0,013	3992,88	5190	0,4432
	60	157,2221	0,009	3327,47	6210	0,2262

Tabla 8.4 *Resultados de longitud y pérdida de carga en función del diámetro y espesor del tubo del serpentín para  $P_{sum} = 0,2$  MPa*

$P_{sum} = 0,3$ [MPa] $T_i = 87,93$ [K] $T_i - T_F = 7,93$ [K] $\dot{m}_{sum} = 0,02104$ $\dot{m}_{cons} = 0,01926$ $\dot{m}_{rep} = 1,789E-3$ $\dot{m}_{evap} = 1,587E-3$ [kg/s]						
$\delta$ [mm]	$D_i$ [mm]	$\dot{q}$ [W]	$v$ [m/s]	$Re_D$	longitud [mm]	$\Delta P$ [Pa]
0,75	4	317,9404	1,972	49244,5	2500	27228,46
	5	318,2086	1,262	39391,82	2490	9276,965
	6	318,1462	0,876	32827,25	2520	3928,399
	8	318,3268	0,493	24618,85	2660	1056,651
	10	318,0884	0,316	19696,76	2840	392,677
	13	318,1067	0,187	15151,25	3160	126,911
	15	318,1908	0,14	13130,69	3390	69,494
	16	317,9345	0,123	12311,15	3500	52,998
1	4	317,9741	1,972	49243,9	2540	27665,56
	5	318,3013	1,262	39390,52	2530	9426,26
	6	318,3535	0,876	32824,82	2560	3990,81
	8	318,3072	0,493	24619,02	2690	1068,578
	10	318,2605	0,316	19695,55	2870	396,826
	13	318,0547	0,187	15151,53	3180	127,714
	15	318,2337	0,14	13130,49	3410	69,904
	16	318,0152	0,123	12310,8	3520	53,301
	20	318,112	0,079	9848,3	4000	21,288
	25	318,0675	0,05	7878,76	4620	8,664
	32	318,0555	0,031	6155,31	5530	3,280
1,5	20	318,1595	0,079	9848,13	4030	21,448
	25	317,9687	0,05	7879,04	4640	8,701
	32	318,0916	0,031	6155,23	5550	3,292
	40	318,0703	0,02	4924,22	6650	1,397
	50	317,96	0,013	3939,53	8140	0,606
	60	318,0267	0,009	3282,87	9810	0,308

Tabla 8.5 Resultados de longitud y pérdida de carga en función del diámetro y espesor del tubo del serpentín para  $P_{sum} = 0,3$  MPa

$P_{sum} = 0,4$ [MPa] $T_i = 91,24$ [K] $T_i - T_F = 11,24$ [K] $\dot{m}_{sum} = 0,020564$ $\dot{m}_{cons} = 0,018067$ $\dot{m}_{rep} = 2,49E-3$ $\dot{m}_{evap} = 2,125E-3$ [kg/s]						
$\delta$ [mm]	$D_i$ [mm]	$\dot{q}$ [W]	$v$ [m/s]	$Re_D$	longitud [mm]	$\Delta P$ [Pa]
0,75	4	425,2209	1,871	48436,75	2770	26868,97
	5	425,0138	1,198	38752,32	2770	9198,255
	6	425,3021	0,832	32290,21	2830	3934,039
	8	425,1636	0,468	24218,88	3010	1066,978
	10	425,0183	0,299	19376,13	3240	399,941
	13	425,3146	0,177	14903,11	3640	130,572
	15	425,0476	0,133	12917,28	3910	71,609
	16	424,9987	0,117	12110,17	4050	54,794
1	4	425,2684	1,871	48435,91	2820	27356,36
	5	425,1929	1,198	38749,79	2820	9364,72
	6	425,1905	0,832	32291,52	2870	3989,801
	8	425,3534	0,468	24217,21	3050	1081,169
	10	425,0008	0,299	19376,25	3270	403,648
	13	425,1316	0,177	14904,1	3660	131,290
	15	424,98	0,133	12917,6	3930	71,975
	16	424,9761	0,117	12110,27	4070	55,065
	20	425,1047	0,075	9687,76	4650	22,119
	25	425,146	0,048	7750,09	5400	9,054
	32	424,9744	0,029	6055,14	6490	3,443
	40	425,1103	0,019	4843,87	7830	1,472
1,5	20	425,0114	0,075	9688,09	4680	22,262
	25	425,2328	0,048	7749,85	5430	9,104
	32	425,1789	0,029	6054,69	6520	3,459
	40	424,9703	0,019	4844,12	7840	1,473
	50	425,0389	0,012	3875,2	9660	0,643
	60	425,0852	0,008	3229,28	11700	0,321

Tabla 8.6 Resultados de longitud y pérdida de carga en función del diámetro y espesor del tubo del serpentín para  $P_{sum} = 0,4$  MPa

		$P_{sum} = 0,5$ [MPa]	$T_i = 93,98$ [K]	$T_i - T_F = 13,98$ [K]		
		$\dot{m}_{sum} = 0,02015$	$\dot{m}_{cons} = 0,01709$	$\dot{m}_{rep} = 3,059E-3$	$\dot{m}_{evap} = 2,519E-3$	[kg/s]
$\delta$ [mm]	$D_i$ [mm]	$\dot{q}$ [W]	$v$ [m/s]	$Re_D$	longitud [mm]	$\Delta P$ [Pa]
0,75	4	502,8359	1,787	47584,37	2900	25411,88
	5	502,7332	1,144	38068,95	2920	8765,49
	6	502,6791	0,794	31724,77	2990	3759,322
	8	502,793	0,447	23792,57	3210	1029,813
	10	502,9106	0,286	19033,22	3480	388,938
	13	502,7946	0,169	14641,57	3920	127,375
	15	502,7854	0,127	12689,4	4230	70,191
	16	502,8504	0,112	11896,03	4390	53,819
1	4	502,6612	1,787	47587,47	2950	25853,56
	5	502,7265	1,144	38069,05	2970	8916,26
	6	502,8636	0,794	31722,58	3040	3822,341
	8	502,8668	0,447	23791,91	3250	1042,667
	10	502,8079	0,286	19033,95	3510	392,297
	13	502,9362	0,169	14640,8	3950	128,351
	15	502,6708	0,127	12689,95	4250	70,523
	16	502,7834	0,112	11896,33	4410	54,065
	20	502,6702	0,071	9517,46	5050	21,775
	25	502,8137	0,046	7613,56	5890	8,955
	32	502,6824	0,028	5948,39	7110	3,422
	40	502,5915	0,018	4758,87	8600	1,467
1,5	20	502,8254	0,071	9516,91	5090	21,948
	25	502,5863	0,046	7614,21	5910	8,985
	32	502,625	0,028	5948,51	7130	3,431
	40	502,6262	0,018	4758,81	8620	1,470
	50	502,6599	0,011	3807	10670	0,643
	60	502,6235	0,008	3172,54	12980	0,312

**Tabla 8.7** Resultados de longitud y pérdida de carga en función del diámetro y espesor del tubo del serpentín para  $P_{sum} = 0,5$  MPa

En las gráficas correspondientes a las tablas anteriores, que se muestran en las páginas siguientes, podemos ver la evolución de la longitud y la pérdida de carga en función del diámetro considerado.

Cada gráfico corresponde a un espesor de pared de tubo, y en ellos las curvas están parametrizadas en base a las diferentes presiones de suministro.

Se puede comentar de forma global que esta parametrización muestra como la longitud es mucho más sensible a la presión de suministro de lo que lo es la pérdida de carga. Ello resulta lógico si tenemos en cuenta que es precisamente esa presión, la que en base a su temperatura de saturación correspondiente marca el subenfriamiento a conseguir, y por tanto la longitud <sup>1</sup>. En cambio en la pérdida de carga este efecto se ve contrarrestado parcialmente por el valor de las propiedades, fundamentalmente el caudal y la densidad, que incluso en algún punto provoca un cruce de curvas.

Como se observa la longitud necesaria para conseguir un determinado subenfriamiento, aumenta de forma progresiva y sin brusquedad alguna <sup>2</sup>. Con criterio práctico de minimización de costes y volumen del equipo, se procurará por tanto que la longitud del serpentín sea lo menor posible, y en consecuencia debería tomarse también un diámetro reducido.

Sin embargo las gráficas de la pérdida de carga ilustran que a medida que reducimos el diámetro, el valor de la misma se dispara de forma brusca, por lo que deberemos tomar nuevamente un valor de compromiso.

Se tratará de tomar el mínimo diámetro posible, para el que las pérdidas de carga puedan considerarse como despreciables en términos relativos, frente a la presión de suministro de nitrógeno al equipo.

---

<sup>1</sup> La temperatura de salida es en todos los casos la misma, 80 K.

<sup>2</sup> Quizás, únicamente comentar que para diámetros muy pequeños, se observa que la longitud disminuye en vez de aumentar, ello se debe a que el número de Reynolds sigue en todos los casos siendo elevado en la zona turbulenta, por lo que el coeficiente de convección interior no se reduce lo suficiente, como para compensar el aumento de superficie por unidad de longitud que supone el hecho de incrementar el diámetro.

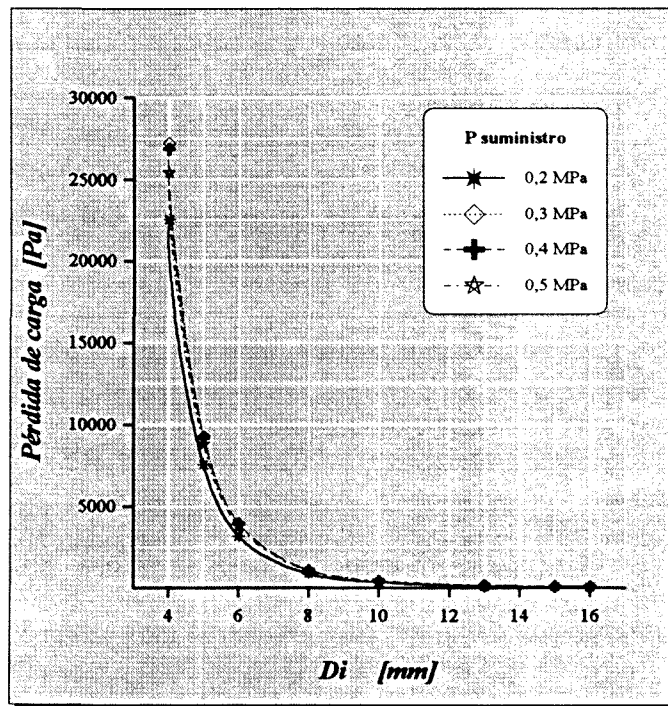
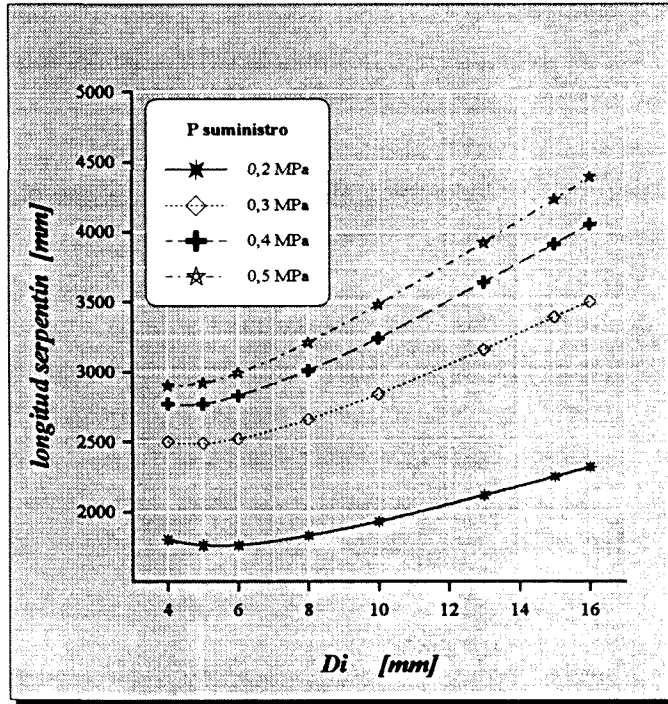


fig. 8.5 Longitud y pérdida de carga frente al diámetro del serpentín, para  $\delta=0,75$  mm



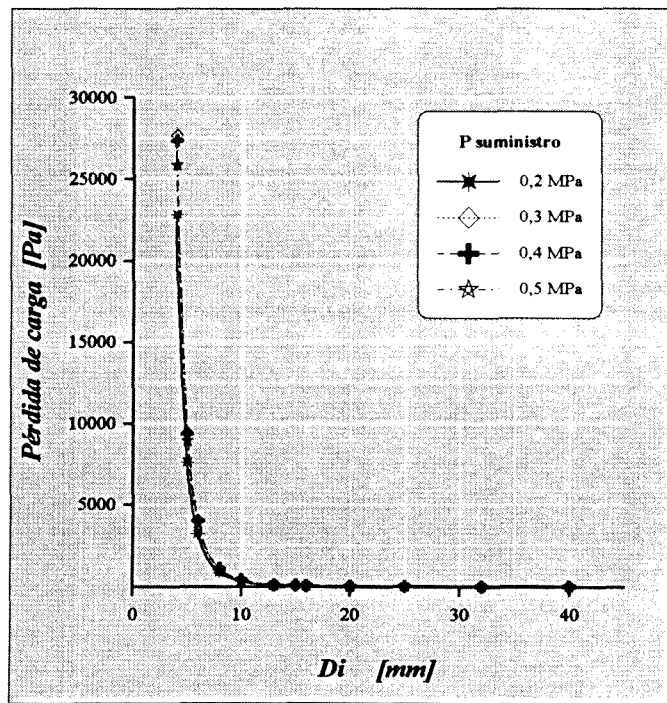
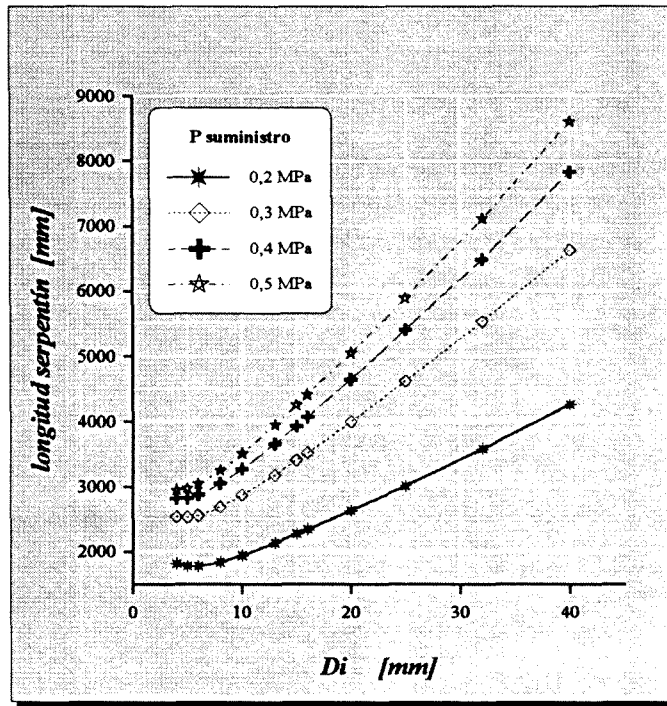


fig. 8.6 Longitud y pérdida de carga frente al diámetro del serpentín, para  $\delta=1$  mm

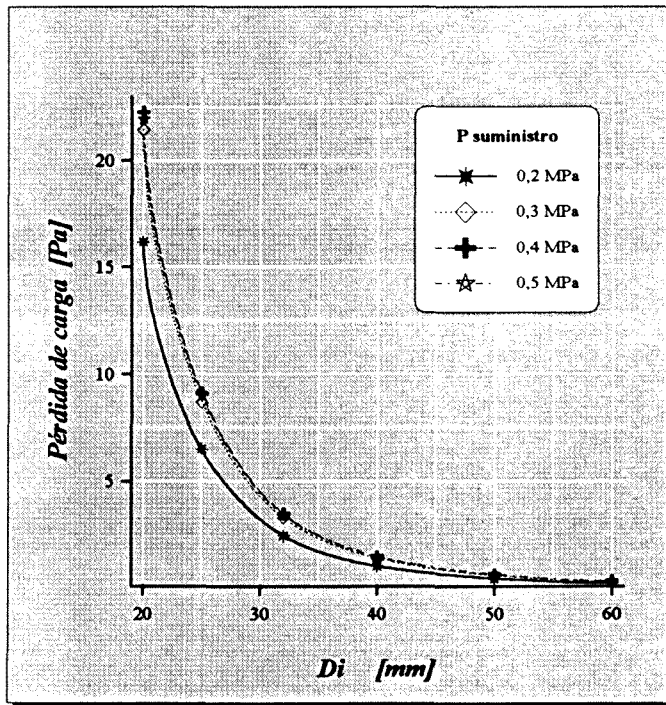
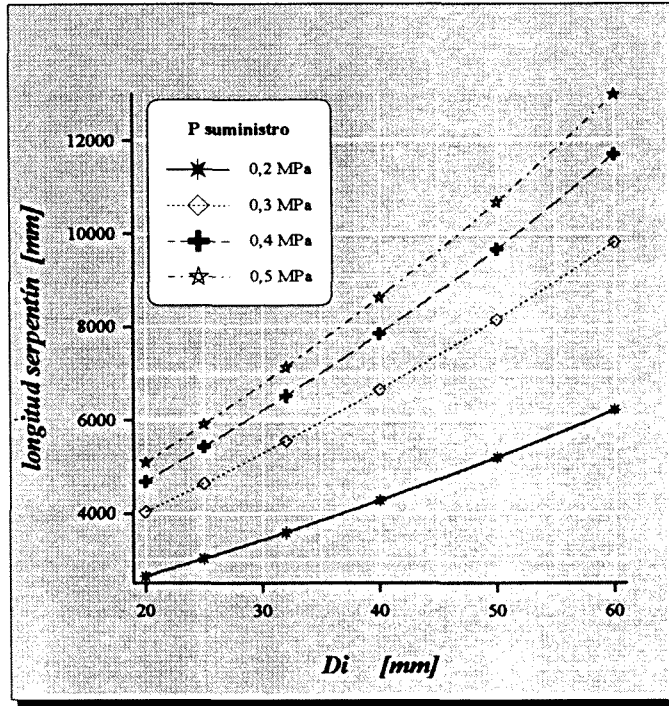


fig. 8.7 Longitud y pérdida de carga frente al diámetro del serpentín, para  $\delta=1,5$  mm

### 8.2.3.- Análisis general de los resultados. Selección del diámetro

Si como se muestra a continuación, agrupamos todas estas gráficas, se observa que a efectos prácticos el espesor de la pared del tubo prácticamente no interviene, ya que se representan tres curvas (una por espesor) para cada presión, pero resulta casi imposible diferenciarlas, por lo que el mismo se tomará en base a consideraciones de tipo práctico<sup>1</sup>.

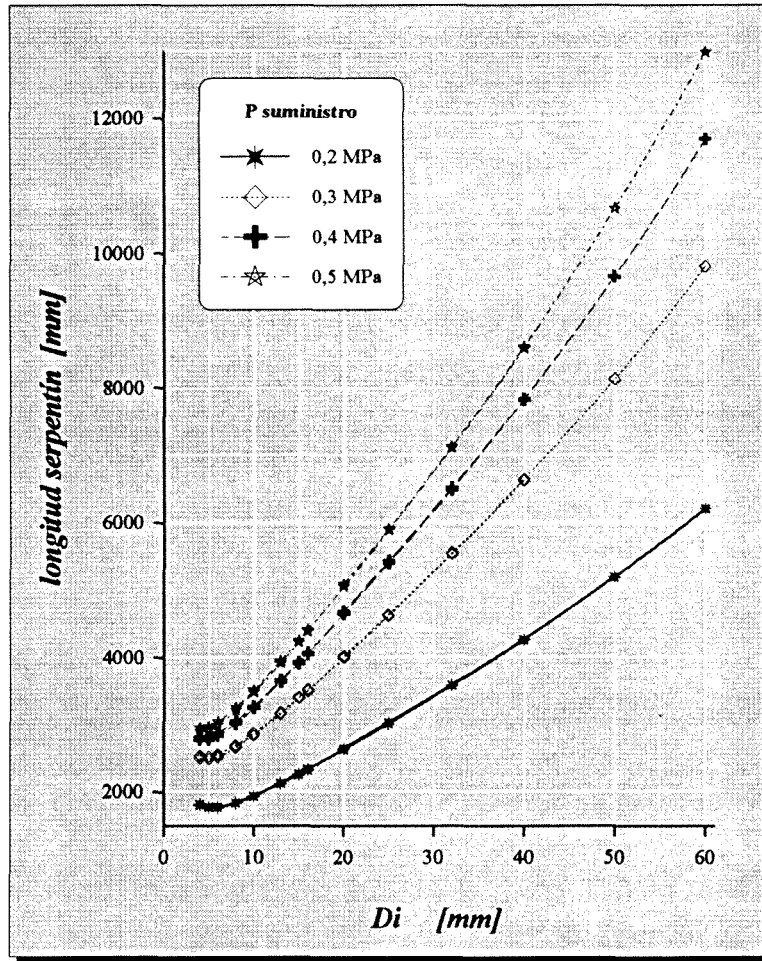


fig. 8.8 Longitud del serpentín en función del diámetro, y de la presión de suministro

<sup>1</sup> Téngase en cuenta que las sollicitaciones mecánicas en cuanto a presión, resultan por otro lado muy reducidas, lo cual deja mucho margen de maniobra al diseñador con respecto a esta magnitud.

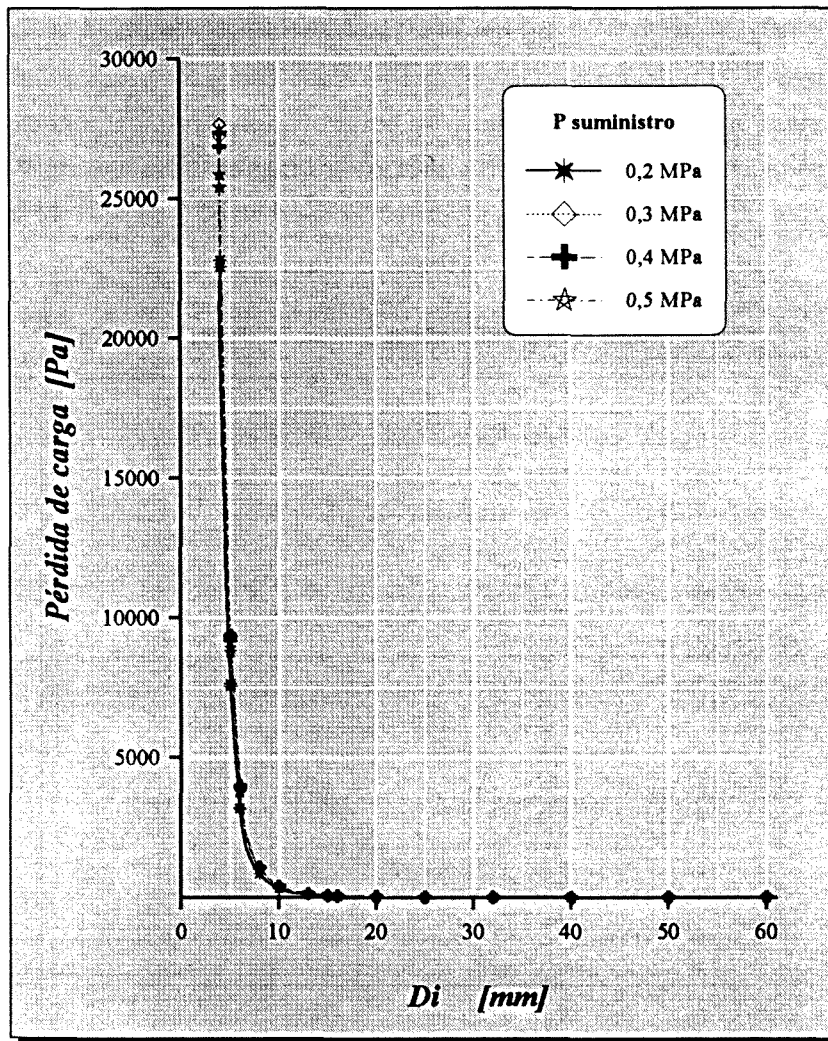


fig. 8.9 Pérdida de carga en función del diámetro, y de la presión de suministro

En base a esta última gráfica, puede observarse como es a partir de diámetros superiores a 10 mm, que las pérdidas de carga han caído bruscamente, a valores por debajo de 0,0004 MPa, lo que supone una fracción máxima respecto a la presión inferior al 1,5 ‰, por lo que resulta de un orden de magnitud menoscupible.

Por otro lado, dado que en la primera también se observa que es aproximadamente a partir de ese mismo diámetro que las longitudes crecen de forma pronunciada, parece lógico que si se ha de recomendar un único valor, idóneo para todas las presiones, este perfectamente podría ser el de 10 mm.

En estas condiciones, si seleccionamos este diámetro los resultados finales aportados por la metodología de diseño resultan ser para cada presión:

$P_{sum}$ [MPa]	longitud [m]	$\Delta P$ [Pa]	$\Delta P / P_{sum}$ [%]
0,2	1,94	308	0,15
0,3	2,87	397	0,13
0,4	3,27	404	0,10
0,5	3,51	392	0,08

**Tabla 8.8** Longitudes finales para cada presión de suministro

Como se puede observar se produce un cruce de los valores de la pérdida de carga, con la presión, ello se apreciaba gráficamente en la zona de diámetros bajos de las curvas, y se debe a que a pesar de que la longitud aumenta con la presión, el caudal de consumo que circula por el serpentín disminuye.

Esta es una posibilidad que ya se había comentado en el apartado anterior, y ello es consecuencia de que al requerirse mayores subenfriamientos a presiones altas, se ha de expandir más caudal para reponer el evaporado en el vaso, por lo cual queda menos para el consumo, con lo que la velocidad de circulación de este en el interior del serpentín puede resultar menor. De hecho si miramos las tablas del apartado anterior efectivamente así resulta en este caso.

Puesto que a grosso modo la pérdida de carga es proporcional a la longitud, y aproximadamente al cuadrado de la velocidad, las variaciones de ambas magnitudes con la presión pueden resultar contrapuestas, explicándose de esta manera la aparente paradoja de los resultados de esta variable.

#### 8.2.4.- Evolución de diversas magnitudes a lo largo del serpentín

Tendremos ocasión en este apartado de exponer y analizar como varían los perfiles de temperatura en función de la posición que se considere, ello afecta de manera directa a la potencia, pero además interviene en el valor de los coeficientes de convección, y por

tanto del coeficiente global cuya dependencia con la posición ha obligado a realizar la resolución numéricamente.

Veremos por ello esta variación del coeficiente global, y finalmente dado que ambos factores afectan de forma directa al flujo de potencia local, veremos también como evoluciona el mismo.

$P_{sum} = 0,2$ [MPa]		$\dot{m}_{sum} = 0,02163$ [kg/s]		$D_i = 10$ [mm]		$\delta = 1$ [mm]	
L	$T_i$ (L)	$T_{oi}$ (L)	$T_{oo}$ (L)	$h_i$	$h_o$	$U_i$	$\dot{q}/A$
[m]	[K]	[K]	[K]	[W/m <sup>2</sup> K]	[W/m <sup>2</sup> K]	[W/m <sup>2</sup> K]	[W/m <sup>2</sup> ]
0,02	83,6505	79,8221	79,3698	1110,654	1640,611	659,8564	4252,029
0,1	83,4096	79,7529	79,3213	1109,671	1601,949	654,1268	4057,732
0,2	83,1237	79,6694	79,2626	1108,479	1555,249	647,124	3829,018
0,3	82,8537	79,5899	79,2058	1107,33	1510,092	640,1212	3614,105
0,4	82,5986	79,5141	79,151	1106,223	1466,631	633,1183	3412,147
0,5	82,3576	79,4406	79,0978	1105,154	1424,408	626,1155	3223,734
0,6	82,1297	79,3711	79,0467	1104,126	1383,96	619,1127	3045,84
0,7	81,9142	79,3042	78,9972	1103,136	1344,836	612,269	2879,185
0,8	81,7104	79,24	78,9495	1102,183	1307,08	605,2662	2722,838
0,9	81,5175	79,1778	78,9035	1101,264	1270,795	598,4225	2576,627
1	81,3349	79,1187	78,8589	1100,382	1235,656	591,5789	2438,668
1,1	81,1619	79,0618	78,8159	1099,533	1201,735	584,7352	2309,135
1,2	80,9981	79,0073	78,7742	1098,717	1168,986	577,8916	2187,325
1,3	80,8428	78,9549	78,734	1097,933	1137,365	571,2071	2072,781
1,4	80,6956	78,9046	78,6951	1097,179	1106,828	564,5226	1965,049
1,5	80,556	78,8563	78,6575	1096,455	1077,335	557,8381	1863,645
1,6	80,4235	78,8098	78,6211	1095,76	1048,846	551,1536	1768,229
1,7	80,2977	78,7651	78,586	1095,092	1021,323	544,6282	1678,338
1,8	80,1783	78,7221	78,5519	1094,45	994,7293	537,9437	1593,738
1,9	80,0649	78,6808	78,519	1093,834	969,0299	531,5775	1513,977
1,94	80,0211	78,6647	78,5062	1093,594	958,9929	528,8719	1483,351

**Tabla 8.9** Evolución de temperaturas, coeficientes de transmisión y flujo de potencia a lo largo del serpentín, para  $P_{sum} = 0,2$  MPa

$P_{sum} = 0,3$ [MPa] $\dot{m}_{sum} = 0,02104$ [kg/s] $D_i = 10$ [mm] $\delta = 1$ [mm]							
L	$T_i$ (L)	$T_{oi}$ (L)	$T_{oo}$ (L)	$h_i$	$h_o$	$U_i$	$\dot{q}/A$
[m]	[K]	[K]	[K]	[W/m <sup>2</sup> K]	[W/m <sup>2</sup> K]	[W/m <sup>2</sup> K]	[W/m <sup>2</sup> ]
0,02	87,9285	80,8451	80,051	1054,54	2186,542	696,1437	7469,726
0,1	87,4773	80,7366	79,9817	1053,392	2130,755	690,7324	7100,599
0,2	86,9437	80,6066	79,8979	1051,992	2063,311	684,2071	6666,583
0,3	86,4419	80,4826	79,817	1050,632	1998,328	677,5226	6261,036
0,4	85,97	80,3643	79,739	1049,309	1935,72	670,8381	5882,109
0,5	85,5262	80,2514	79,6637	1048,023	1875,4	664,1536	5528,107
0,6	85,1085	80,1437	79,5911	1046,774	1817,285	657,4691	5197,021
0,7	84,7155	80,0406	79,521	1045,406	1761,192	650,6254	4887,165
0,8	84,3454	79,9421	79,4532	1044,052	1707,127	643,7817	4597,271
0,9	83,9968	79,848	79,3879	1042,745	1655,034	637,0972	4326,145
1	83,6684	79,758	79,3249	1041,482	1604,84	630,2536	4072,612
1,1	83,3589	79,672	79,2641	1040,265	1556,473	623,4099	3835,358
1,2	83,0672	79,5893	79,2056	1039,089	1509,956	616,7254	3613,845
1,3	82,7921	79,5109	79,149	1037,958	1465,003	609,8817	3405,744
1,4	82,5327	79,4362	79,0945	1036,869	1421,831	603,1973	3210,661
1,5	82,2878	79,3637	79,0415	1035,818	1379,864	596,5127	3028,838
1,6	82,0567	79,295	78,9907	1034,809	1339,649	589,6691	2857,835
1,7	81,8384	79,2291	78,9415	1033,837	1300,832	582,9846	2697,59
1,8	81,6323	79,1659	78,8941	1032,903	1263,403	576,3	2547,552
1,9	81,4375	79,1048	78,8485	1032,005	1227,452	569,7747	2407,361
2	81,2533	79,0467	78,8043	1031,142	1192,674	563,0902	2275,322
2,1	81,0791	78,9909	78,7617	1030,313	1159,128	556,5648	2151,503
2,2	80,9143	78,9374	78,7205	1029,517	1126,767	550,0395	2035,25
2,3	80,7583	78,886	78,6807	1028,754	1095,545	543,5142	1926,135
2,4	80,6107	78,8367	78,6423	1028,02	1065,417	536,9888	1823,71
2,5	80,4708	78,7894	78,6052	1027,317	1036,341	530,6226	1727,335
2,6	80,3382	78,7439	78,5693	1026,642	1008,277	524,0972	1636,782
2,7	80,2125	78,7003	78,5346	1025,994	981,1849	517,731	1551,508
2,8	80,0934	78,6583	78,5011	1025,373	955,0274	511,524	1471,51
2,87	80,0024	78,6258	78,4751	1024,894	934,75	506,431	1410,871

Tabla 8.10 Evolución de temperaturas, coeficientes de transmisión y flujo de potencia a lo largo del serpentín, para  $P_{sum} = 0,3$  MPa

$P_{sum} = 0,4$ [MPa] $\dot{m}_{sum} = 0,02056$ [kg/s] $D_i = 10$ [mm] $\delta = 1$ [mm]							
L	$T_i$ (L)	$T_{oi}$ (L)	$T_{oo}$ (L)	$h_i$	$h_o$	$U_i$	$\dot{q}/A$
[m]	[K]	[K]	[K]	[W/m <sup>2</sup> K]	[W/m <sup>2</sup> K]	[W/m <sup>2</sup> K]	[W/m <sup>2</sup> ]
0,02	91,2391	81,5004	80,4558	1008,218	2513,648	699,0085	9818,733
0,1	90,6149	81,3637	80,3731	1006,601	2446,656	693,7564	9312,265
0,2	89,8774	81,2004	80,273	1004,741	2365,75	687,3902	8718,14
0,3	89,1849	81,0454	80,1768	1003,181	2288,037	681,024	8165,388
0,4	88,5349	80,8974	80,0841	1001,668	2213,235	674,6578	7650,236
0,5	87,9246	80,7567	79,9946	1000,202	2141,152	668,2916	7169,348
0,6	87,3516	80,6228	79,9084	998,7768	2071,738	661,9254	6720,567
0,7	86,8136	80,4951	79,8252	997,3921	2004,902	655,5592	6302,019
0,8	86,3083	80,3734	79,745	996,0462	1940,55	649,0338	5911,433
0,9	85,8337	80,2574	79,6677	994,7381	1878,594	642,6677	5546,959
1	85,3878	80,1467	79,5932	993,4674	1818,945	636,1423	5206,866
1,1	84,9688	80,0411	79,5213	992,2011	1761,495	629,6169	4889,273
1,2	84,5748	79,9402	79,4519	990,8264	1706,082	623,0916	4592,082
1,3	84,2043	79,8438	79,385	989,499	1652,73	616,5662	4314,707
1,4	83,8558	79,7518	79,3205	988,2179	1601,36	609,8817	4055,643
1,5	83,5278	79,6639	79,2584	986,9822	1551,896	603,3564	3813,6
1,6	83,2191	79,5799	79,1984	985,791	1504,266	596,8311	3587,489
1,7	82,9284	79,4992	79,1407	984,6428	1458,485	590,3057	3376,536
1,8	82,6546	79,4227	79,085	983,5381	1414,276	583,6212	3178,7
1,9	82,3966	79,3499	79,0314	982,4756	1371,825	577,2549	2993,308
2	82,1534	79,2792	78,9792	981,4522	1330,602	570,5705	2820,889
2,1	81,9241	79,2125	78,9293	980,4697	1291,156	564,2043	2658,643
2,2	81,7078	79,1483	78,881	979,5252	1253,08	557,6789	2507,096
2,3	81,5037	79,0869	78,8345	978,6181	1216,39	551,1536	2365,126
2,4	81,311	79,0275	78,7897	977,7462	1181,178	544,7874	2232,684
2,5	81,129	78,9709	78,7464	976,9101	1147,128	538,4211	2108,266
2,6	80,9571	78,9168	78,7046	976,1079	1114,306	532,055	1991,552
2,7	80,7946	78,8649	78,6643	975,3384	1082,662	525,6888	1882,113
2,8	80,6409	78,815	78,6253	974,6004	1052,15	519,3226	1779,52
2,9	80,4956	78,7673	78,5878	973,8929	1022,726	513,1155	1683,174
3	80,358	78,7214	78,5515	973,2147	994,345	506,9085	1592,767
3,1	80,2278	78,6773	78,5164	972,5647	966,9675	500,7014	1507,961
3,2	80,1045	78,6351	78,4825	971,9417	940,5536	494,4944	1428,17
3,27	80,0105	78,6024	78,4563	971,4621	920,0908	489,5606	1367,912

**Tabla 8.11** Evolución de temperaturas, coeficientes de transmisión y flujo de potencia a lo largo del serpentín, para  $P_{sum} = 0,4$  MPa



$P_{sum} = 0,5 \text{ [MPa]}$ $\dot{m}_{sum} = 0,02015 \text{ [kg/s]}$ $D_i = 10 \text{ [mm]}$ $\delta = 1 \text{ [mm]}$							
L [m]	$T_l (L)$ [K]	$T_{oi} (L)$ [K]	$T_{oo} (L)$ [K]	$h_i$ [W/m <sup>2</sup> K]	$h_o$ [W/m <sup>2</sup> K]	$U_i$ [W/m <sup>2</sup> K]	$\dot{q}/A$ [W/m <sup>2</sup> ]
0,02	93,9839	81,9747	80,7364	969,2194	2741,4	692,9606	11639,55
0,1	93,2123	81,8169	80,6442	967,3698	2666,418	688,0268	11023,57
0,2	92,301	81,6283	80,5325	965,1631	2575,774	681,6606	10300,9
0,3	91,4456	81,4488	80,4247	963,0591	2488,456	675,4536	9627,512
0,4	90,6429	81,2782	80,3208	961,0457	2404,362	669,2466	8999,905
0,5	89,8898	81,1159	80,2207	959,1924	2323,469	662,8804	8415,86
0,6	89,1834	80,962	80,1245	957,6387	2245,818	656,8325	7873,135
0,7	88,521	80,8154	80,0318	956,1331	2171,074	650,6254	7367,583
0,8	87,8999	80,6756	79,9425	954,6711	2099,183	644,4184	6896,834
0,9	87,3174	80,5428	79,8564	953,2522	2029,954	638,2113	6457,899
1	86,771	80,4164	79,7734	951,8735	1963,337	632,0043	6048,781
1,1	86,2585	80,2959	79,6935	950,5337	1899,236	625,7972	5667,653
1,2	85,7775	80,1811	79,6165	949,2322	1837,56	619,431	5312,28
1,3	85,3262	80,0717	79,5423	947,9683	1778,218	613,224	4981,101
1,4	84,9025	79,9674	79,4707	946,6823	1721,08	606,8578	4671,969
1,5	84,5046	79,8677	79,4017	945,3229	1666,02	600,4916	4383,37
1,6	84,1308	79,7726	79,3352	944,0109	1613,04	594,1254	4114,188
1,7	83,7795	79,6819	79,2712	942,7455	1562,061	587,7592	3862,997
1,8	83,4493	79,5953	79,2094	941,5258	1513,003	581,393	3628,644
1,9	83,1388	79,5126	79,15	940,3509	1465,793	575,0268	3409,898
2	82,8468	79,4331	79,0928	939,2192	1420,443	568,6606	3206,216
2,1	82,572	79,3578	79,0375	938,1313	1376,677	562,2944	3015,337
2,2	82,3133	79,2862	78,9844	937,0858	1334,682	555,9282	2836,652
2,3	82,0697	79,2168	78,9328	936,0796	1293,916	549,562	2670,546
2,4	81,8402	79,1512	78,8834	935,1144	1254,931	543,355	2514,525
2,5	81,624	79,0882	78,8357	934,1875	1217,324	536,9888	2368,91
2,6	81,4201	79,028	78,7896	933,298	1181,105	530,7817	2232,54
2,7	81,2279	78,9696	78,7455	932,4438	1146,367	524,4155	2105,739
2,8	81,0464	78,9143	78,7027	931,6254	1112,794	518,2085	1986,321
2,9	80,8752	78,8612	78,6615	930,8409	1080,449	512,0015	1874,714
3	80,7135	78,8103	78,6217	930,0892	1049,283	505,9536	1770,144
3,1	80,5608	78,7616	78,5833	929,3689	1019,248	499,7466	1672,122
3,2	80,4164	78,7148	78,5463	928,679	990,298	493,6986	1580,239
3,4	80,1508	78,6269	78,476	927,3855	935,4839	481,6028	1413,245
3,51	80,005	78,5775	78,4362	926,6617	904,4603	474,4409	1322,808

Tabla 8.12 Evolución de temperaturas, coeficientes de transmisión y flujo de potencia a lo largo del serpentín, para  $P_{sum} = 0,5 \text{ MPa}$

Para ilustrar más claramente algunas de estas variaciones, procedemos a continuación a graficar las mismas, y analizar con la ayuda de esta los resultados obtenidos.

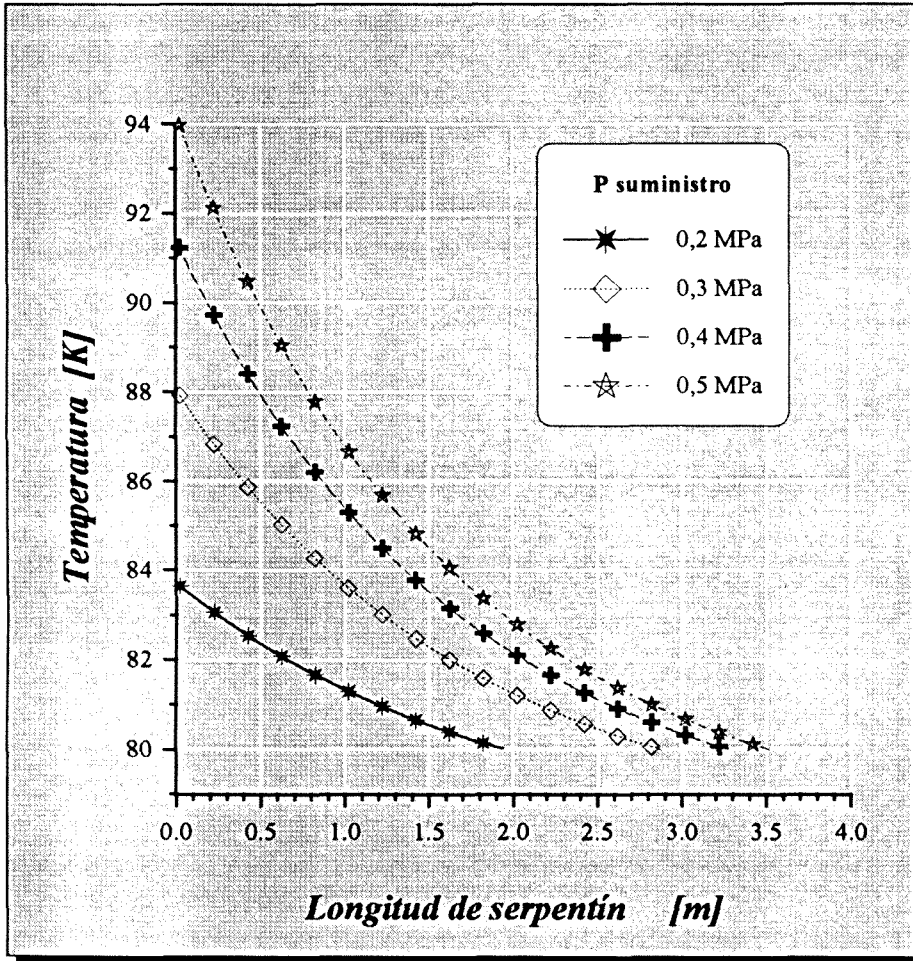


fig. 8.10 Evolución de la temperatura del nitrógeno en su recorrido por el serpentín

Vemos como las temperaturas caen monótonamente, produciéndose así el subenfriamiento deseado, sin embargo sobre las pendientes de estas curvas se puede apreciar que las mismas disminuyen, lo cual es lógico puesto que la temperatura del fluido del vaso es constante.

Esta gráfica permite además prever fácilmente, la temperatura de salida para un subenfriador de longitud dada, para el que se varía la presión de suministro. En este sentido no hay más que trazar una línea vertical por la longitud del mismo y buscar el corte con la presión deseada.

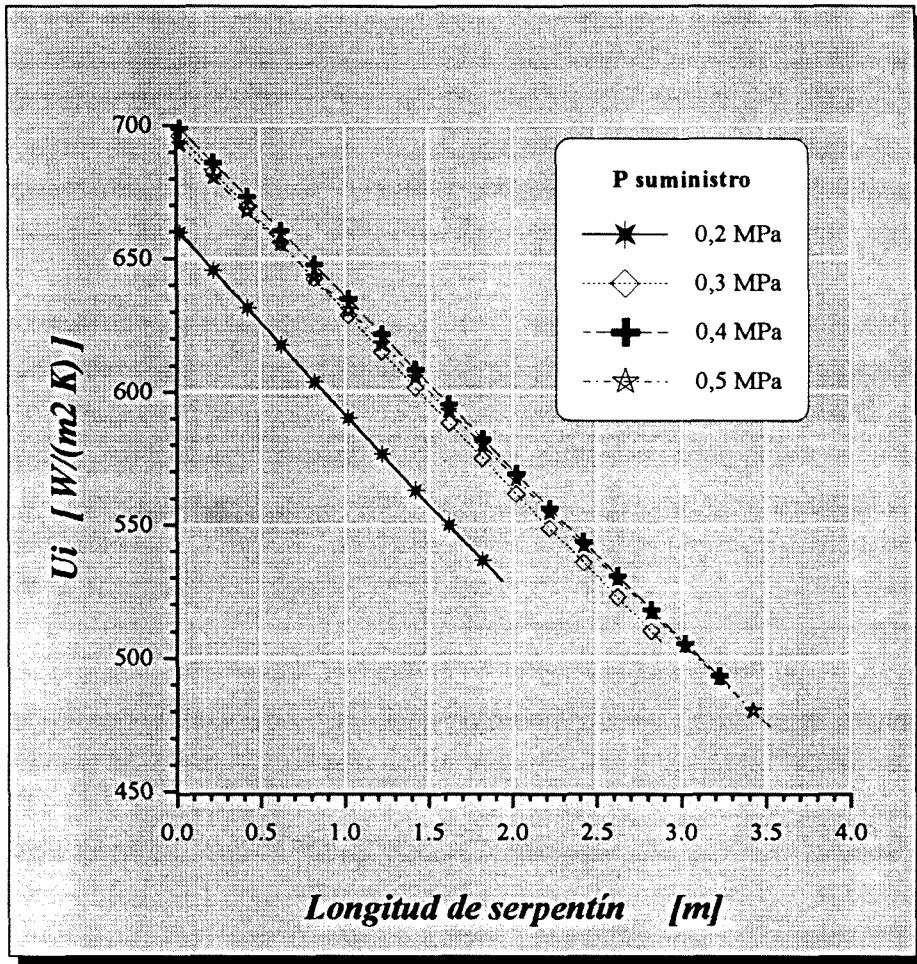


fig. 8.11 Evolución del coeficiente global interior, a lo largo del serpentín

En esta gráfica destacar el notable descenso que sufren los coeficientes globales de transmisión a medida que avanza el fluido por el serpentín. Con reducciones sobre el 30 ÷ 40 %, se podrían cometer errores no despreciables si se procede al cálculo global considerando un valor medio.

Por otro lado se reproduce aquí lo que sucedía con la pérdida de carga anteriormente, aparece un cruce de curvas con respecto a la presión, concretamente el coeficiente para 0,5 es menor que para 0,4 y 0,3 MPa. Se debe a que la reducción de caudal que afecta al número de Reynolds, hace que el coeficiente de convección interior disminuya, y a pesar de que el exterior aumenta como consecuencia del incremento de la diferencia de temperatura, no lo hace lo suficiente y el global sufre una caída.

No obstante también cabe señalar en este mismo sentido, que tal y como se aprecia en la gráfica, este efecto se disipa a medida que se avanza por el serpentín, corrigiéndose el cruce mencionado. Si analizamos las tablas anteriores podemos comprobar que ello se debe a que el coeficiente de convección interior que inicialmente era el cuello de botella para la transmisión, va perdiendo importancia relativa frente al exterior, ya que este va disminuyendo, llegando a hacerse inferior al primero.

Una vez visto el coeficiente global; conviene ilustrar antes de exponer la evolución del flujo de potencia, como varían los diferentes saltos de temperatura que también gobiernan el mismo.

Lo haremos mostrando en un gráfico para cada presión de trabajo, las cuatro curvas de temperaturas correspondientes al nitrógeno que se desea subenfriar, las de las superficies interior y exterior del tubo que hace de serpentín, y el valor constante de la temperatura del nitrógeno expandido a presión atmosférica.

De esta manera se puede establecer fácilmente una comparación ilustrativa de los saltos térmicos que tienen lugar, en base a las distancias respectivas entre las curvas.

Como comentario general, baste apuntar brevemente que todas las curvas descienden, y se puede intuir la tendencia de todas ellas hacia la temperatura del líquido del vaso (caso de hacer el serpentín lo suficientemente largo).

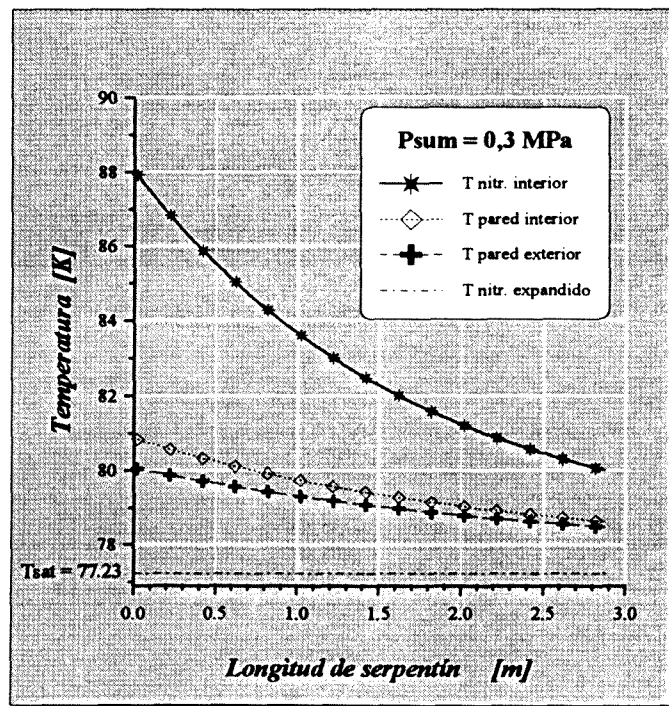
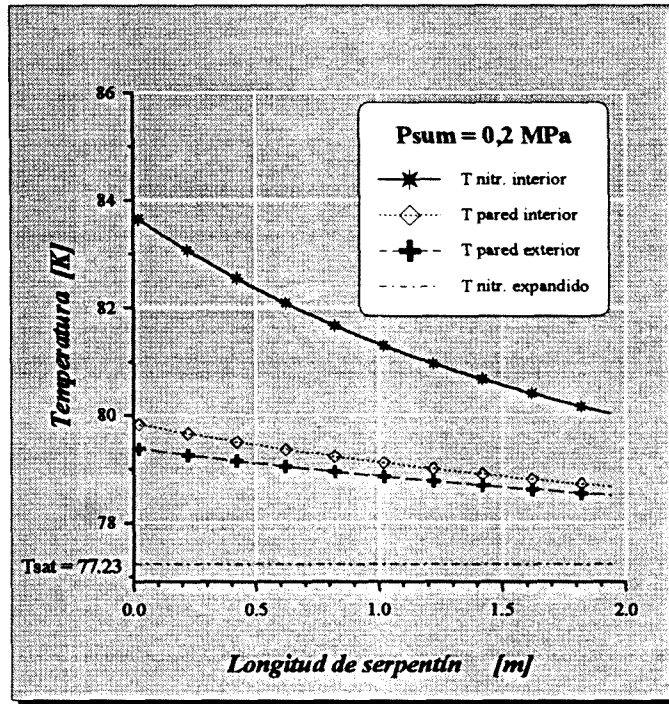


fig. 8.12 Temperaturas de los fluidos y superficies, para  $P_{sum} = 0,2$  y  $0,3$  MPa

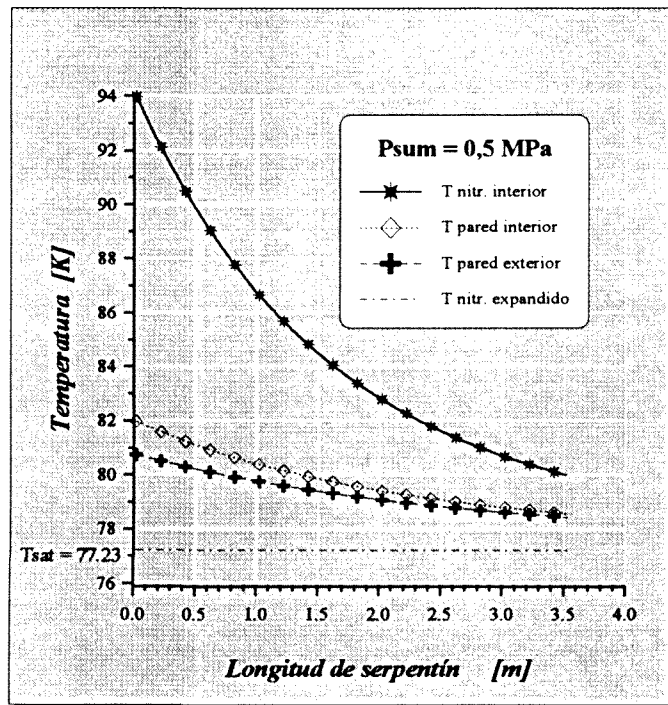
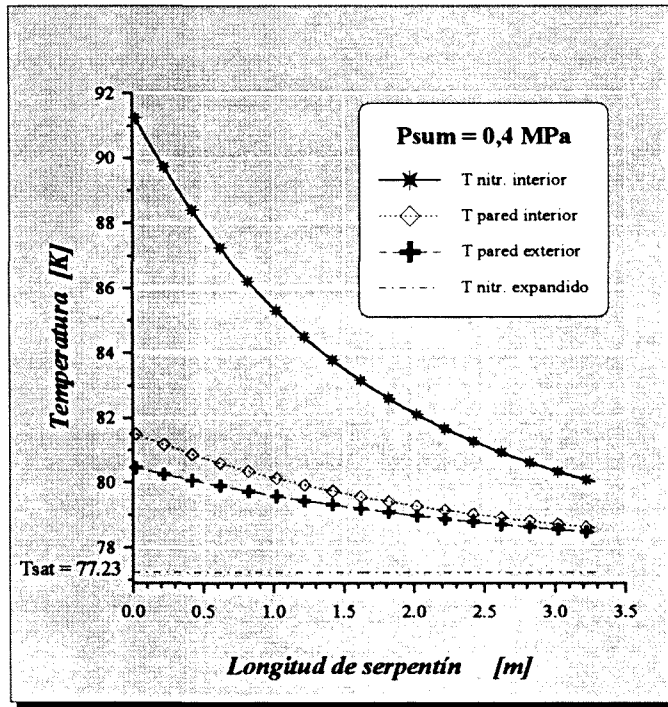


fig. 8.13 Temperaturas de los fluidos y superficies, para  $P_{sum} = 0,4$  y  $0,5$  MPa

Como curiosidad quisiera llamar la atención acerca de la diferencia de temperaturas entre las paredes interior y exterior del tubo. Puede observarse que la misma se sitúa inicialmente sobre valores alrededor de 1 K, lo cual tratándose de un metal que sólo debe actuar como elemento separador, parece muy elevado ya que ello supone la existencia aparentemente de una resistencia de conducción considerable.

Y efectivamente la misma tiene un valor importante, ello se debe a que como se recordará, en el comentario que se hizo sobre la selección de materiales, indicamos la conveniencia sobre que la conductividad del material del tubo fuera elevada, apuntándose el cobre como material idóneo para tal fin. Sin embargo cuestiones de tipo práctico con respecto a la dificultad que presentaba la soldadura de este material, con el inoxidable utilizado en la construcción de los recipientes, abrían la puerta al uso de este mismo material en la construcción del propio serpentín.

En cualquier caso se ha tenido ocasión de realizar el cálculo de las longitudes que se obtendrían, si se utilizara tubo de cobre como material y simplemente se puede decir al respecto, que los resultados obtenidos no suponen un acortamiento digno de merecer especial mención, motivo por el que tampoco debemos dramatizar el hecho de utilizar inoxidable austenítico como material para el tubo del serpentín.

Se puede ver en la comparativa de los cuatro gráficos como a medida que aumenta la presión, no sólo aumentan las temperaturas en términos absolutos, sino que también lo hacen en consecuencia los saltos térmicos, lo cual supondrá un incremento de igual proporción en el flujo de potencia.

Incremento que sin embargo puede verse engrandecido aun más, o según el caso contrarrestado por la variación que hemos visto sufre el coeficiente global, ya que a ambos términos es proporcional, tal como se puso de manifiesto en el planteo de ecuaciones para la resolución.

No obstante para el diámetro de tubo considerado, la diferencia de temperaturas entre la pared y el fluido exterior en ningún momento se reduce tanto, como para que tenga lugar la transición entre ebulliciones nucleada e incipiente, de la que nos ocupábamos con detalle, en un apartado anterior.

En base a la consideración de todas estas variaciones, la representación gráfica de la evolución del flujo de potencia local, a lo largo del serpentín la podemos observar en la siguiente figura.

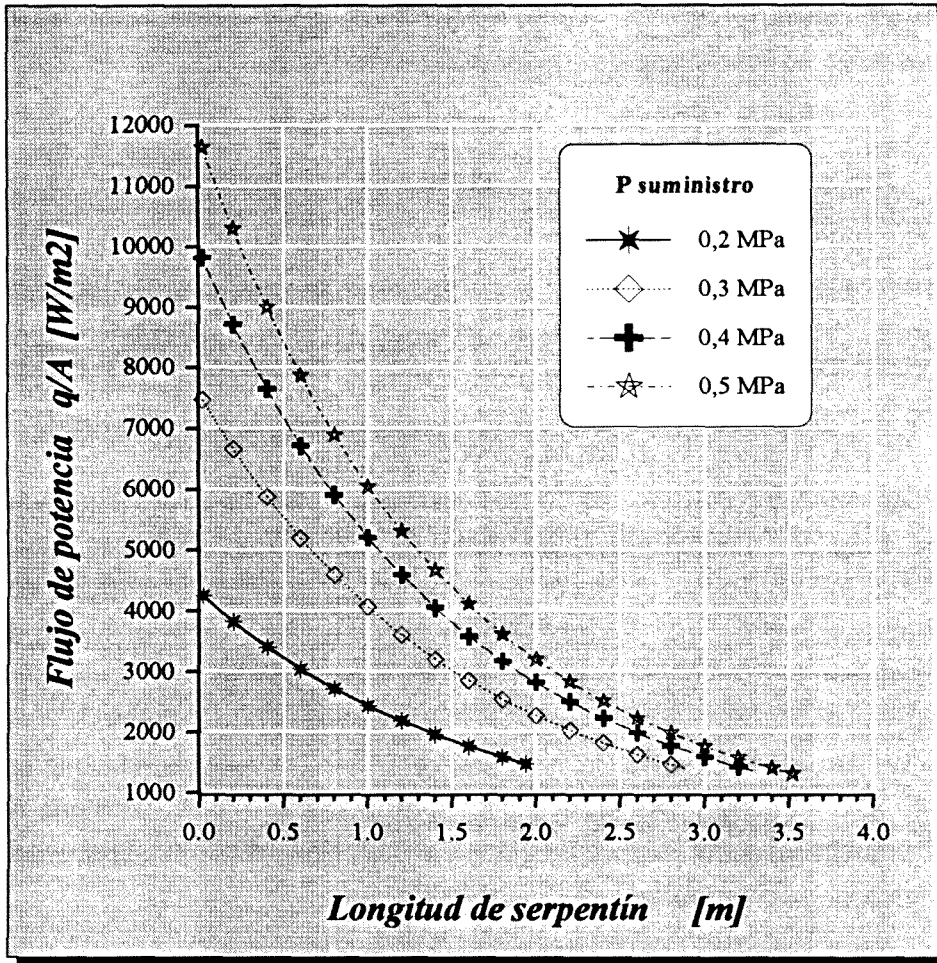


fig. 8.14 Evolución de lo flujos de potencia locales a lo largo del serpentín, para diferentes presiones de trabajo

Con respecto a esta gráfica conviene destacar los siguientes aspectos:

- \* El notable incremento que supone en los tramos iniciales el hecho de aumentar la presión de suministro. Se multiplica prácticamente por 3, para los límites considerados en este estudio.



Gracias a este incremento consecuencia a su vez del salto térmico, de forma directa, e indirecta, la longitud del serpentín sufre un incremento de menor magnitud que el de la potencia térmica total de él solicitada.

- \* La drástica caída de la curva a medida que se avanza en el recorrido, permite afirmar que la mayor parte de la potencia total cedida lo será en la primera parte del circuito. Ello es consecuencia y a la vez justifica, la progresiva disminución de la pendiente de las curvas de temperatura, en especial de la del nitrógeno circulante.

#### 8.2.5.- Variación de la temperatura de salida con la longitud

En definitiva el último aspecto comentado en el apartado anterior, hace referencia a la poca variación relativa de la temperatura en los tramos finales. Ello hace reflexionar sobre la posibilidad de buscar un diseño único, que mantenga la temperatura de salida lo más próxima posible a los 80 K deseados para todas las presiones de trabajo.

Evidentemente se habrán de aceptar en este caso unas desviaciones, por exceso o por defecto, sin embargo enfocando el caso práctico que ha de ser base de la experimentación posterior, necesaria en este estudio, en el que sólo se dispone de la posibilidad de construir un único subenfriador, resulta esta una óptica enormemente interesante.

Analizaremos en este apartado las soluciones aportadas por el programa que aborda, lo que en su momento se denominó *problema inverso*. Es decir se estudiará como evolucionan las prestaciones, resumidas en las temperaturas de salida en función de la longitud del serpentín, para las diferentes presiones de trabajo.

Las longitudes consideradas a fin de realizar este análisis, resulta evidente que vendrán dadas por los resultados aportados por la resolución del problema directo de los apartados anteriores, y que concretamente podemos encontrar resumidas en la Tabla 8.8 de la página 175, mediante las que se conseguía para cada presión alcanzar los 80 K a la salida.

Consideraremos además de esas cuatro longitudes, el valor medio redondeado de las mismas, y porcentajes aproximados del 5; 7 y 10 % por encima de este. Tendremos por tanto un estudio centrado sobre un total de 7 casos.

CASO	1	2	3	4	4	5	6	7
longitud [m]	1,94	2,87	2,9	3	3,1	3,2	3,27	3,51

Mantendremos además, los valores ya indicados con anterioridad de presión de expansión, caudal de suministro, y diámetros interior y exterior del tubo del serpentín.

A continuación mostramos tabulados algunos de los resultados de los cálculos realizados, mediante el programa de resolución del problema inverso. Se presentarán cuatro tablas, una para cada presión de suministro, en la que aparecerán las prestaciones finales más relevantes, obtenidas a su vez, para cada una de las diferentes longitudes de estudio indicadas anteriormente.

$P_{sum}=0,2$ [MPa] $T_l=83,65$ [K] $\dot{m}_{sum}=0,02163$ [kg/s] $D_i=10$ [mm] $\delta=1$ [mm]							
L	$T_F$	v	$Re_D$	$\dot{q}$	$\dot{m}_{cons}$	$\dot{m}_{rep}$	$\Delta P$
[m]	[K]	[m/s]		[W]	[kg/s]	[kg/s]	[Pa]
1,94	80	0,336	19964,7	157,239	0,020791	0,000842	307,979
2,87	79,186	0,332	19548,9	190,474	0,020613	0,00102	446,8468
2,9	79,1724	0,332	19542	191,025	0,02061	0,001023	449,8345
3	79,1062	0,332	19508,6	193,699	0,020595	0,001037	464,767
3,1	79,0431	0,332	19476,7	196,247	0,020582	0,001051	479,69
3,2	78,9829	0,332	19446,3	198,676	0,020569	0,001064	494,6047
3,27	78,9366	0,331	19422,9	200,538	0,020559	0,001074	506,531
3,51	78,8076	0,331	19358	205,723	0,020531	0,001102	542,2862

Tabla 8.13 Temperaturas de salida, potencia y pérdida de carga para diferentes longitudes de serpentín, con  $P_{sum} = 0,2$  MPa

$P_{sum}=0,3$ [MPa] $T_l=87,93$ [K] $\dot{m}_{sum}=0,02104$ [kg/s] $D_i=10$ [mm] $\delta=1$ [mm]							
L	$T_F$	v	$Re_D$	$\dot{q}$	$\dot{m}_{cons}$	$\dot{m}_{rep}$	$\Delta P$
[m]	[K]	[m/s]		[W]	[kg/s]	[kg/s]	[Pa]
1,94	81,3456	0,321	20366,6	268,233	0,019531	0,001509	273,447
2,87	80	0,316	19695,2	318,26	0,01926	0,001789	396,826
2,9	79,9578	0,315	19677,3	319,45	0,019242	0,001798	397,6872
3	79,8502	0,315	19624,8	323,354	0,01922	0,00182	410,5387
3,1	79,748	0,314	19575	327,05	0,019199	0,001841	423,3816
3,2	79,651	0,314	19527,8	330,552	0,019179	0,001861	436,2176
3,27	79,5768	0,314	19491,9	333,222	0,019164	0,001876	446,4822
3,51	79,3717	0,313	19392,7	340,586	0,019123	0,001917	477,2602

$P_{sum}=0,4$ [MPa] $T_l=91,24$ [K] $\dot{m}_{sum}=0,02056$ [kg/s] $D_i=10$ [mm] $\delta=1$ [mm]							
L	$T_F$	v	$Re_D$	$\dot{q}$	$\dot{m}_{cons}$	$\dot{m}_{rep}$	$\Delta P$
[m]	[K]	[m/s]		[W]	[kg/s]	[kg/s]	[Pa]
1,94	82,2923	0,309	20484,2	347,838	0,018521	0,00204	248,9848
2,87	80,5039	0,302	19614,8	408,364	0,018165	0,002396	356,4364
2,9	80,4753	0,301	19601,2	409,312	0,018159	0,002402	358,7064
3	80,3369	0,301	19535,5	413,889	0,018132	0,002429	370,0523
3,1	80,2059	0,3	19473,5	418,206	0,018107	0,002454	381,3921
3,2	80,0819	0,3	19415	422,281	0,018083	0,002478	392,7274
3,27	80	0,299	19376,2	425,001	0,018067	0,002495	403,648
3,51	79,7273	0,298	19248,7	433,868	0,018014	0,002546	428,9861

Tabla 8.14 Temperaturas de salida, potencia y pérdida de carga para diferentes longitudes de serpentín, con  $P_{sum} = 0,3$  y  $0,4$  MPa

$P_{sum}=0,5$ [MPa] $T_i=93,98$ [K] $\dot{m}_{sum}=0,02015$ [kg/s] $D_i=10$ [mm] $\delta=1$ [mm]							
L	$T_f$	v	$Re_D$	$\dot{q}$	$\dot{m}_{cons}$	$\dot{m}_{rep}$	$\Delta P$
[m]	[K]	[m/s]		[W]	[kg/s]	[kg/s]	[Pa]
1,94	83,0281	0,298	20466,2	408,746	0,017662	0,002486	229,0657
2,87	80,892	0,29	19445,8	475,632	0,017253	0,002895	325,3195
2,9	80,8582	0,289	19430,1	476,663	0,017247	0,002901	327,3535
3	80,6951	0,289	19354,5	481,63	0,017216	0,002931	337,5203
3,1	80,541	0,288	19283,3	486,302	0,017188	0,00296	347,6836
3,2	80,3955	0,288	19216,4	490,699	0,017161	0,002987	357,8452
3,27	80,2849	0,287	19165,7	494,031	0,01714	0,003007	365,9742
3,51	80	0,286	19033,9	502,808	0,01709	0,003059	392,297

Tabla 8.15 Temperaturas de salida, potencia y pérdida de carga para diferentes longitudes de serpentín, con  $P_{sum} = 0,5$  MPa

A continuación realizaremos las gráficas que ilustran las cuatro variables más relevantes de entre las tabuladas, como lo son la temperatura final, la potencia del equipo, la pérdida de carga y el caudal másico del líquido circulante.

Todas ellas tienen el eje de abscisas común, y además están parametrizadas al igual que las tablas anteriores, en base a la presión de suministro.

En otro sentido se podría pensar en la posibilidad alternativa de parametrizar en base a la longitud y colocar como eje de abscisas los valores de las diferentes presiones. Ello sin duda resultaría complementario y también muy ilustrativo, puesto que permitiría ver de forma rápida como variarían las prestaciones en función de la presión de suministro para un equipo real construido con unas dimensiones de serpentín determinadas.

Lo cierto es que en ocasiones la cantidad de resultados aportados por el cálculo informático, que permite establecer la relación de las variables, para con múltiples parámetros supone una cierta dificultad en su tratamiento, ya que generalmente el volumen de los listados llegan a abrumar, y la implementación gráfica en 2D no resulta fácil de establecer, o cuanto menos es difícil que resulte todo lo ilustrativa que sería de desear.

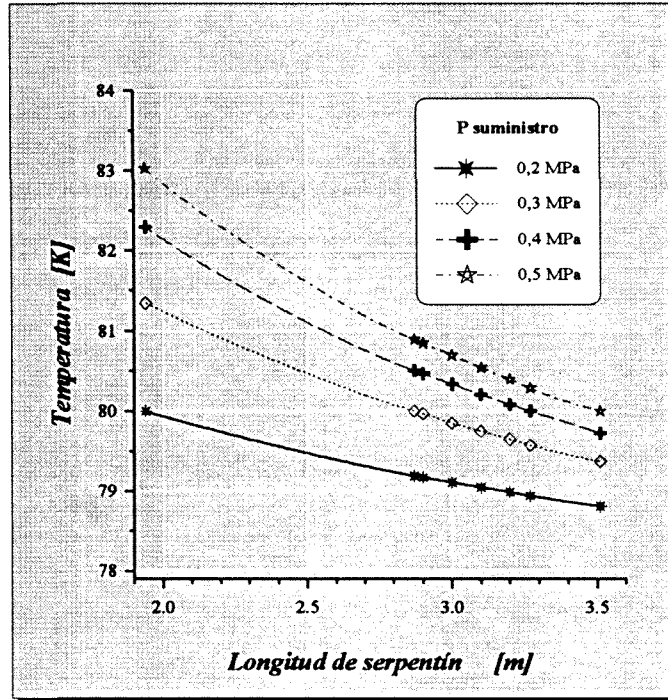


fig. 8.15 Temperatura de salida en función de la longitud de serpentín

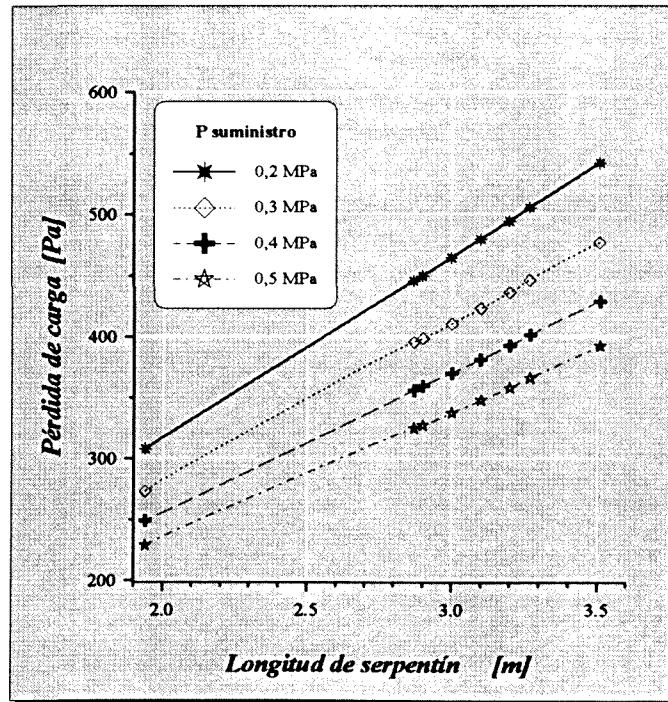


fig. 8.16 Pérdida de carga en función de la longitud del serpentín

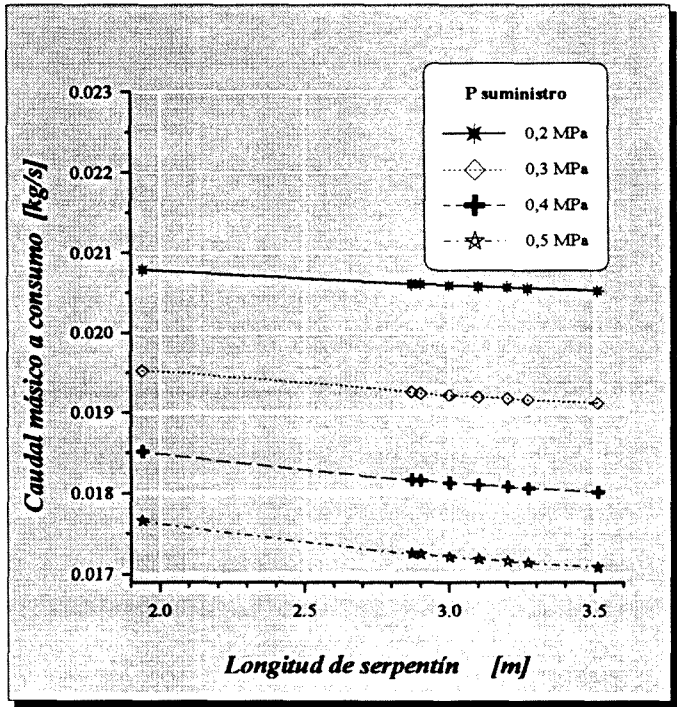


fig. 8.17 Caudal a consumo en función de la longitud del serpentín

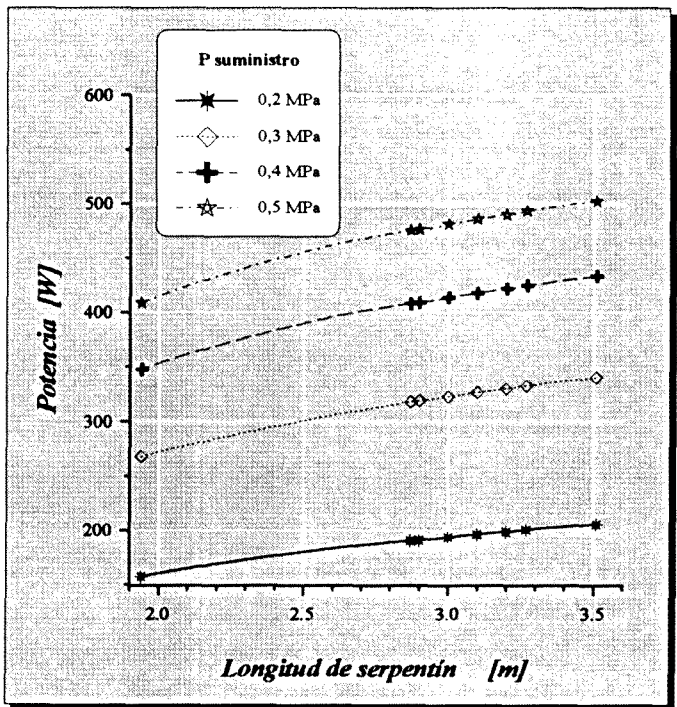


fig. 8.18 Potencia térmica en función de la longitud del serpentín

Obsérvese que mientras en las dos primeras, correspondientes a la temperatura y a la pérdida de carga se manifiestan sensibilidades de estas magnitudes similares para con la longitud y presión, no sucede lo mismo con las otras dos restantes, el caudal másico a consumo y la potencia térmica, las cuales son especialmente sensibles a las variaciones de presión, y no lo son tanto con las de longitud del serpentín. Ello se debe a la interrelación que existe entre las segundas la primera, lo que podríamos denominar dependencia de segundo orden.

Destacar que las únicas curvas que parecen crecer indefinidamente, dada la proporcionalidad manifiesta, son las correspondientes a las pérdidas de carga, sin embargo todas las demás, fijada la presión de trabajo, parecen mostrar una tendencia a saturarse a medida que se utilizan serpentines de mayor longitud, hecho este que se pone de manifiesto por la progresiva disminución de la pendiente de todas ellas, si bien en unas se manifiesta con mayor intensidad que en otras a consecuencia de la escala utilizada en el eje de ordenadas.

Como consecuencia de esta caída en el incremento de prestaciones, parece lógico que con criterios de optimización de recursos, se recomiende utilizar la mínima longitud indispensable en cada caso.

#### 8.2.6.- Proporciones del helicoide del serpentín

Una vez establecida la longitud que debe tener el serpentín para cumplir con la misión a él encomendada, se debe decidir las características del helicoide en que se ha de configurar el mismo, esto es se han de fijar los valores del paso y del diámetro que definen las proporciones de este.

El criterio se establece en base al hecho de que en función de estas proporciones, para la altura de líquido que lo inunde, fijará el volumen de nitrógeno líquido necesario para ello, y se establecerá además el tamaño del recipiente interior que lo contiene.

En definitiva, en función de estas dimensiones, se ha de calcular por un lado la masa o volumen de nitrógeno necesario en el recipiente, y por otro la superficie de intercambio de calor con el exterior. Ambas magnitudes se traducen en un consumo de nitrógeno adicional, motivo por el que interesa minimizarlas.

Para ello deberemos tener en cuenta la formulación expuesta en el apartado 5.3 de la página 46, dentro del capítulo de configuración, que relacionaba la altura de líquido, con la superficie de transmisión, o lo que es equivalente con la longitud y proporciones del serpentín. La expresión final apuntada entonces resultaba:

$$n = \frac{Z_{serp}}{\mathcal{P}} = \frac{Z_{llq} - Z_{nul}}{\mathcal{P}} = \frac{L_{serp} + D_{hel} - \pi \sqrt{\left(\frac{D_{hel}}{4}\right)^2 + \left(\frac{g}{2}\right)^2}}{\mathcal{P} + \sqrt{\mathcal{P}^2 + (\pi D_{hel})^2}}$$

Si bien debemos añadir además que a efectos prácticos y con un criterio conservador, a la hora de dimensionar la longitud del serpentín, siempre se tomará el numero entero de pasos, redondeando normalmente por exceso (en un 70 % de casos) según la siguiente expresión <sup>1</sup>.

$$N = \text{ent} (n + 0,7)$$

Ello en definitiva supondrá al recalcular, un cierto incremento sobre la longitud y altura teóricas proporcionadas por el cálculo de cambiador, y en consecuencia un aumento del subenfriamiento conseguido, lo cual juega a favor del funcionamiento del equipo.

De otra banda en la página 146 encontramos la relación entre este nivel de líquido, y la superficie de un recipiente de fondo torisférico de espesor  $\delta$ , en contacto con él, si hacemos  $\delta = 0$ , tendremos el área de la superficie interior mojada por el líquido. Dando valores se obtiene a partir de aquella expresión el siguiente resultado final:

$$A_{llq} = 0,698761 D_{iI}^2 + \pi D_{iI} Z_{llq}$$

Ahora sólo faltaría determinar cual será la expresión del volumen de nitrógeno en el vaso en función de ese mismo nivel, y para ello las mismas expresiones antes referidas nos marcan el camino a seguir para su obtención.

---

<sup>1</sup> La expresión del nivel muerto  $Z_{nul}$  la encontramos en la página 38



$$V_{liq} = V_{cil. INT} + V_{fondo torisférico} - V_{serp}$$

$$V_{liq} = \pi \frac{D_{iI}^2}{4} (Z_{liq} - Z_{fondo torisférico}) + 0,0809 D_{iI}^3 - \pi \frac{D_o^2}{4} L_{serp}$$

Con estas expresiones podemos construir unas tablas en las que se refleje, para cada combinación de valores de la pareja diámetro y paso del helicoide ( $D_{hel}$ ,  $\mathcal{P}$ ), los valores del área en contacto con el recipiente y el volumen de líquido.

Es análisis debe establecerse específicamente para cada longitud de serpentín, en este caso a fin de ilustrar el proceso, lo realizaremos para longitudes alrededor del anteriormente calculado como valor medio de las determinadas para las diferentes presiones, el cual resultaba ser 2,9 m. Esta será lo que podemos denominar la longitud inicial, puesto que en base al redondeo por exceso comentado, que se realiza para el número de pasos la longitud definitiva tendrá un valor ligeramente diferente, que también aparece en las tablas.

$D_{hel} = 60$ [mm]		$L_{inicial} = 2900$ [mm]		$D_i = 10$ [mm]		$\delta = 1$ [mm]	
$\mathcal{P}$ [mm]	$D_{iI}$ [mm]	n	N	$Z_{liq}$ [mm]	$L_{serp}$ [mm]	$A_{liq}$ [m <sup>2</sup> ]	$V_{liq}$ [m <sup>3</sup> ]
25	92	13,44 . . .	14	372,17	3019,86	0,1135	2,092E-03
30	92	13,09 . . .	13	412,17	2879,10	0,1250	2,374E-03
35	92	12,76 . . .	13	477,17	2955,14	0,1438	2,797E-03
40	92	12,43 . . .	13	542,17	3032,83	0,1626	3,221E-03
45	92	12,11 . . .	12	562,17	2873,33	0,1684	3,3732E-03
50	92	11,80 . . .	12	622,17	2947,99	0,1857	3,762E-03

Tabla 8.16 Longitud, volumen de nitrógeno y área recipiente para  $D_{hel} = 60$  mm

$D_{hel} = 65$ [mm]		$L_{inicial} = 2900$ [mm]		$D_i = 10$ [mm]		$\delta = 1$ [mm]	
$P$ [mm]	$D_{il}$ [mm]	$n$	$N$	$Z_{liq}$ [mm]	$L_{serp}$ [mm]	$A_{liq}$ [m <sup>2</sup> ]	$V_{liq}$ [m <sup>3</sup> ]
25	97	12,53 . . .	13	347,81	3008,52	0,1126	2,182E-03
30	97	12,23 . . .	12	382,81	2845,80	0,1232	2,459E-03
35	97	11,94 . . .	12	442,81	2915,23	0,1415	2,895E-03
40	97	11,65 . . .	12	502,81	2986,07	0,1598	3,330E-03
45	97	11,38 . . .	12	562,81	3058,29	0,1781	3,766E-03
50	97	11,11 . . .	11	572,81	2871,65	0,1811	3,861E-03

$D_{hel} = 70$ [mm]		$L_{inicial} = 2900$ [mm]		$D_i = 10$ [mm]		$\delta = 1$ [mm]	
$P$ [mm]	$D_{il}$ [mm]	$n$	$N$	$Z_{liq}$ [mm]	$L_{serp}$ [mm]	$A_{liq}$ [m <sup>2</sup> ]	$V_{liq}$ [m <sup>3</sup> ]
25	102	11,73 . . .	12	323,44	2966,32	0,1109	2,252E-03
30	102	11,47 . . .	12	383,44	3033,77	0,1301	2,735E-03
35	102	11,21 . . .	11	408,44	2844,86	0,1382	2,960E-03
40	102	10,97 . . .	11	463,44	2909,10	0,1558	3,403E-03
45	102	10,72 . . .	11	518,44	2974,54	0,1734	3,845E-03
50	102	10,49 . . .	11	573,44	3041,15	0,1910	4,287E-03

$D_{hel} = 75$ [mm]		$L_{inicial} = 2900$ [mm]		$D_i = 10$ [mm]		$\delta = 1$ [mm]	
$P$ [mm]	$D_{il}$ [mm]	$n$	$N$	$Z_{liq}$ [mm]	$L_{serp}$ [mm]	$A_{liq}$ [m <sup>2</sup> ]	$V_{liq}$ [m <sup>3</sup> ]
25	107	11,03 . . .	11	299,09	2893,15	0,1085	2,298E-03
30	107	10,80 . . .	11	354,09	2954,53	0,1270	2,786E-03
35	107	10,57 . . .	11	409,09	3017,04	0,1455	3,273E-03
40	107	10,35 . . .	11	464,09	3080,69	0,1640	3,761E-03
45	107	10,14 . . .	10	474,09	2860,57	0,1647	3,876E-03
50	107	9,93 . . .	10	524,09	2920,45	0,1842	4,318E-03

Tabla 8.17 Longitud, volumen de nitrógeno y área recipiente con  $D_{hel} = 65; 70$  y  $75$ mm

$D_{hel} = 80$ [mm]		$L_{inicial} = 2900$ [mm]		$D_i = 10$ [mm]		$\delta = 1$ [mm]	
$P$ [mm]	$D_{it}$ [mm]	n	N	$Z_{liq}$ [mm]	$L_{serp}$ [mm]	$A_{liq}$ [m <sup>2</sup> ]	$V_{liq}$ [m <sup>3</sup> ]
25	112	10,40 . . .	11	299,73	3066,49	0,1142	2,533E-03
30	112	10,20 . . .	10	324,73	2844,36	0,1230	2,804E-03
35	112	10,00 . . .	10	374,73	2900,78	0,1406	3,291E-03
40	112	9,80 . . .	10	424,73	2958,15	0,1582	3,777E-03
45	112	9,61 . . .	10	474,73	3016,49	0,1758	4,263E-03
50	112	9,43 . . .	10	524,73	3075,78	0,1934	4,749E-03

$D_{hel} = 85$ [mm]		$L_{inicial} = 2900$ [mm]		$D_i = 10$ [mm]		$\delta = 1$ [mm]	
$P$ [mm]	$D_{it}$ [mm]	n	N	$Z_{liq}$ [mm]	$L_{serp}$ [mm]	$A_{liq}$ [m <sup>2</sup> ]	$V_{liq}$ [m <sup>3</sup> ]
25	117	9,84 . . .	10	275,38	2946,78	0,1108	2,544E-03
30	117	9,66 . . .	10	325,38	3001,90	0,1292	3,075E-03
35	117	9,48 . . .	10	375,38	3057,95	0,1475	3,607E-03
40	117	9,31 . . .	10	425,38	3114,90	0,1659	4,138E-03
45	117	9,14 . . . .	9	430,38	2856,96	0,1678	4,221E-03
50	117	8,97 . . . .	9	475,38	2909,84	0,1843	4,698E-03

$D_{hel} = 90$ [mm]		$L_{inicial} = 2900$ [mm]		$D_i = 10$ [mm]		$\delta = 1$ [mm]	
$P$ [mm]	$D_{it}$ [mm]	n	N	$Z_{liq}$ [mm]	$L_{serp}$ [mm]	$A_{liq}$ [m <sup>2</sup> ]	$V_{liq}$ [m <sup>3</sup> ]
25	122	9,34 . . .	10	276,03	3104,76	0,1162	2,781E-03
30	122	9,17 . . . .	9	296,03	2845,27	0,1239	3,044E-03
35	122	9,01 . . . .	9	341,03	2895,41	0,1411	3,564E-03
40	122	8,86 . . . .	9	386,03	2946,32	0,1584	4,085E-03
45	122	8,70 . . . .	9	431,03	2998,01	0,1756	4,605E-03
50	122	8,55 . . . .	9	476,03	3050,47	0,1928	5,125E-03

Tabla 8.18 Longitud, volumen de nitrógeno y área recipiente con  $D_{hel} = 80; 85$  y  $90$ mm

$D_{hel} = 95$ [mm]			$L_{inicial} = 2900$ [mm]		$D_i = 10$ [mm]		$\delta = 1$ [mm]
$\mathcal{P}$ [mm]	$D_{it}$ [mm]	n	N	$Z_{liq}$ [mm]	$L_{serp}$ [mm]	$A_{liq}$ [m <sup>2</sup> ]	$V_{liq}$ [m <sup>3</sup> ]
25	127	8,88 . . . .	9	251,68	2938,33	0,1117	2,749E-03
30	127	8,73 . . . .	9	296,68	2987,46	0,1296	3,314E-03
35	127	8,59 . . . .	9	341,68	3037,33	0,1476	3,878E-03
40	127	8,45 . . . .	9	386,68	3087,94	0,1655	4,442E-03
45	127	8,31 . . . .	9	431,68	3139,29	0,1835	5,007E-03
50	127	8,17 . . . .	8	426,68	2837,75	0,1815	4,977E-03

$D_{hel} = 100$ [mm]			$L_{inicial} = 2900$ [mm]		$D_i = 10$ [mm]		$\delta = 1$ [mm]
$\mathcal{P}$ [mm]	$D_{it}$ [mm]	n	N	$Z_{liq}$ [mm]	$L_{serp}$ [mm]	$A_{liq}$ [m <sup>2</sup> ]	$V_{liq}$ [m <sup>3</sup> ]
25	132	8,47 . . . .	9	252,33	3080,84	0,1168	2,985E-03
30	132	8,34 . . . .	9	297,33	3129,76	0,1355	3,595E-03
35	132	8,20 . . . .	8	307,33	2828,29	0,1396	3,766E-03
40	132	8,08 . . . .	8	347,33	2873,03	0,1562	4,308E-03
45	132	7,95 . . . .	8	387,33	2918,39	0,1728	4,851E-03
50	132	7,83 . . . .	8	427,33	2964,37	0,1894	5,393E-03

Tabla 8.19 Longitud, volumen de nitrógeno y área recipiente para  $D_{hel} = 95$  y  $100$  mm

Podemos a continuación, para facilitar el análisis mediante la construcción de unas tablas de forma matricial (tipo covariancia) y sus correspondientes gráficas, en las que se reflejen en una la superficie, y en otra el volumen, donde cada fila corresponda a un paso  $\mathcal{P}$ , y cada columna a un diámetro del helicoide  $D_{hel}$ .

Trataremos con ello de visualizar las variaciones en cuanto a la tendencia de crecimiento o disminución de ambas magnitudes con las dos dimensiones que caracterizan el helicoide de forma simultánea.

<b>VOLUMEN DE LÍQUIDO <math>V_{llq}</math> [ l ]</b>									
<b><math>\mathcal{P}</math></b> [mm]	<b><math>D_{hel}</math> [mm]</b>								
	60	65	70	75	80	85	90	95	100
25	2,092	2,182	2,252	2,298	2,533	2,544	2,781	2,749	2,985
30	2,374	2,459	2,735	2,786	2,804	3,075	3,044	3,314	3,595
35	2,797	2,895	2,960	3,273	3,291	3,607	3,564	3,878	3,766
40	3,221	3,330	3,403	3,761	3,777	4,138	4,085	4,442	4,308
45	3,372	3,766	3,845	3,876	4,263	4,221	4,605	5,007	4,851
50	3,762	3,861	4,287	4,318	4,749	4,698	5,125	4,977	5,393

<b>SUPERFICIE DE LÍQUIDO <math>A_{llq}</math> [ m<sup>2</sup> ]</b>									
<b><math>\mathcal{P}</math></b> [mm]	<b><math>D_{hel}</math> [mm]</b>								
	60	65	70	75	80	85	90	95	100
25	0,113	0,113	0,111	0,109	0,114	0,111	0,116	0,112	0,117
30	0,125	0,123	0,130	0,127	0,123	0,129	0,124	0,130	0,135
35	0,144	0,142	0,138	0,146	0,141	0,148	0,141	0,148	0,140
40	0,163	0,160	0,156	0,164	0,158	0,166	0,158	0,166	0,156
45	0,168	0,178	0,173	0,167	0,176	0,168	0,176	0,184	0,173
50	0,186	0,181	0,191	0,184	0,193	0,184	0,193	0,182	0,189

**Tabla 8.20** *Volumen de líquido y superficie mojada del recipiente, en función de los parámetros del serpentín  $D_{hel}$  y  $\mathcal{P}$*

Seguidamente procedemos a representar gráficamente estas, tomando el diámetro del helicoide como variable de parametrización, figurando en abscisas por tanto el paso  $\mathcal{P}$ .

La dispersión de los puntos en las diferentes curvas es consecuencia de que se toma siempre la longitud correspondiente al redondeo a un número entero de pasos, por lo que sobre cada una de ellas se ha realizado un ajuste de tipo exponencial.

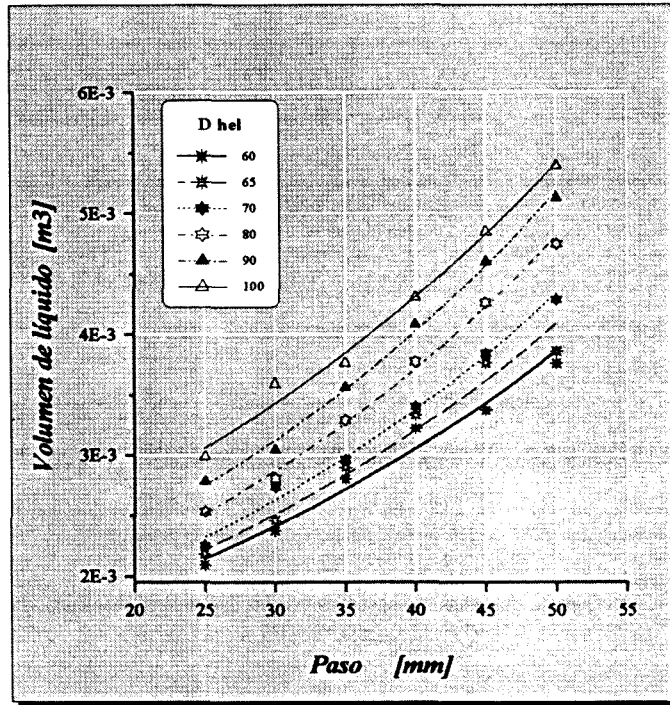


fig. 8.19 Evolución del volumen de líquido con los parámetros del helicoide

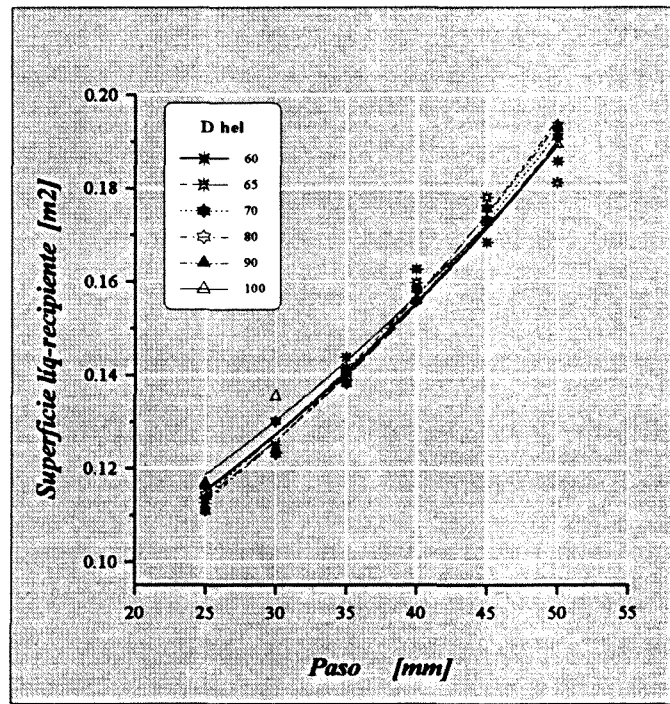


fig. 8.20 Evolución de la superficie con los parámetros del helicoide

No se manifiesta en ningún caso dentro de los límites representados, tendencia clara de saturación hacia un valor mínimo, por lo que simplemente podemos comentar que dado que la evolución de ambas variables con respecto al paso del helicoide, tiende a aumentar de forma notable, interesará que el mismo sea reducido.

Con respecto al diámetro, se aprecian diferencias entre ambas gráficas, mientras que la superficie no presenta una tendencia clara con respecto al mismo (consecuencia de la compensación sufrida al disminuir paralelamente el número de pasos), el volumen si que tiende a aumentar, por lo que en base a esta magnitud también interesará un diámetro de helicoide reducido.

Por tanto nos fijaremos con algo más detalle en las zonas bajas de ambas gráficas, y ayudados por las tablas para precisar aun más. Con respecto al volumen vemos que se produce un salto apreciable, concretamente para el paso de 30 entre los diámetros 65 y 70, siendo en cambio muy reducida la diferencia entre los diámetros 60 y 65, motivo este por el que nos podríamos decantar por este último diámetro, ya que siendo mayor representa una pequeña variación de volumen, lo cual facilita el proceso mecánico para darle forma al serpentín.

Sucede algo similar con el paso, el salto producido entre 25 y 30 es prácticamente la mitad del que tiene lugar entre 30 y 35, por lo que se podría recomendar utilizar un paso de 30 mm en este caso, aunque valores próximos también serían perfectamente válidos dada la poca diferencia en términos relativos.

De cara a la construcción del equipo de ensayo y puesto que se desea la máxima versatilidad del mismo, este se dotará con las dimensiones obtenidas de estas proporciones, con lo que para 30 mm de paso, y 65 de diámetro de helicoide, se observa en la tabla Tabla 8.17 de la página 196 , el mismo tendrá 12 pasos y la longitud total del serpentín será de 2,846 m.

### 8.2.7.- Dimensiones finales del diseño a ensayar

A continuación mostramos un cuadro resumen con las dimensiones definitivas fijadas para el equipo de experimentación, además se incluyen los resultados correspondientes al cálculo de las prestaciones que el mismo será capaz de ofrecer bajo las diferentes

presiones de trabajo a que se podría someter, cuando el nivel de líquido sumerge todo el serpentín, y para el caudal de trabajo máximo de 100 l/h.

$L_{serp}=2846$		$Z_{serp}=383$		$P=30$	$D_{hd}=65$	$D_i=10$	$\delta=1$ [mm]
$P_{sum}$ [MPa]	$T_l$ [K]	$T_F$ [K]	$\Delta T$ [K]	$\dot{q}$ [W]	$\dot{m}_{cons}$ [kg/s]	$\dot{m}_{rep}$ [kg/s]	$\Delta P$ [Pa]
0,2	83,651	79,200	4,451	189,919	0,020616	0,00102	443,86
0,3	87,928	80,002	7,926	317,827	0,019251	0,00179	392,54
0,4	91,239	80,533	10,706	407,404	0,018170	0,00239	354,17
0,5	93,984	80,926	13,058	474,589	0,017259	0,00289	323,28

Tabla 8.21 Dimensiones finales y prestaciones límites del serpentín a construir

### 8.3.- RENDIMIENTO MÁSIKO

Recordemos que finalmente en el apartado correspondiente al rendimiento másico, analizado en el capítulo de planteo de la resolución, obteníamos una expresión bajo la suposición de considerar que el aislamiento del equipo fuera perfecto, en cuyo caso las entradas de potencia desde el exterior serían nulas, con lo que dicho rendimiento tomaría el máximo valor posible en cada caso.

$$\eta_{m\acute{a}s} = \frac{\dot{m}_{cons}}{\dot{m}_{cons} + \dot{m}_{rep}} = \frac{1}{1 + \frac{h_{sum} - h_{cons}}{h_{vent} - h_{sum}}}$$

La entalpía de salida del serpentín , y la del vapor saturado a 0,1 MPa de venteo serán

$$h_{cons} = h_{sum} - \frac{\dot{q}_{serp}}{\dot{m}_{cons}} = h_{sum} - \int_{T_F}^{T_{sat}} C_{pl} dT$$

$$h_{vent} = 325,68 \text{ [kJ/kg]}$$



A continuación se exponen los resultados correspondientes a los cálculos, de la formulación en su momento planteada, y en la que la integración se ha realizado numéricamente para cada presión de suministro. También se facilitan los valores de los caudales que definen el rendimiento másico obtenidos en base la expresión del caudal de reposición con la potencia <sup>1</sup>.

$$\dot{m}_{rep} = \frac{\dot{q}}{h_{lg} (1 - x)} = \frac{\dot{q}}{199690 (1 - x)}$$

$P_{sum}$ [MPa]	$h_{cons}$ [kJ/kg]	$q_{serp}$ [W]	$\dot{m}_{rep}$ [kg/s]	$\dot{m}_{cons}$ [kg/s]	$\eta_{más}$
0.2	131,77	157,33	$8,41901 \cdot 10^{-4}$	0,020791	0,96108
0.3	131,75	318,04	$1,78948 \cdot 10^{-3}$	0,019259	0,91498
0.4	131,73	425,96	$2,49385 \cdot 10^{-3}$	0,018067	0,87871
0.5	131,64	503,28	$3,05946 \cdot 10^{-3}$	0,017088	0,84815

**Tabla 8.22** *Rendimiento másico, entalpía de salida, potencia transmitida, y caudales másicos, en función de la presión de suministro*

Obsérvese como a medida que la presión de suministro aumenta, la entalpía de salida prácticamente no se altera, pues ya vimos que era poco sensible con la temperatura, con lo que la diferencia de entalpías y por tanto la potencia se debe básicamente a la variación de la entalpía de entrada con la presión, y esta como se ve aumenta notablemente con la misma, consecuencia lógica del mayor salto térmico entre los dos fluidos.

Pueden compararse como curiosidad las desviaciones que para una misma presión, aparecen entre los valores de los caudales másicos mostrados en las dos tablas anteriores, las misma se justifica en base a la diferente referencia que toma cada una, la primera para

<sup>1</sup> Considerando la condición de diseño para la temperatura de salida, idéntica para todos los casos -igual a 80 K, si bien para un cambiador dado, una vez establecido un cierto nivel de líquido máximo esta temperatura será sensible a la presión de suministro.

longitud constante, mientras que en la segunda se mantiene la temperatura de salida como condición de diseño.

Respecto a los caudales comentar que, en ambos supuestos, el de reposición para mantener el nivel del vaso aumenta de forma notable con la presión, (si bien es lógicamente es algo menos acusado bajo la consideración de  $T_f = \text{cte.}$ ), mientras que el de consumo disminuye en idéntica proporción, pero al ser su valor absoluto mayor la variación se deja sentir menos, y por lo tanto esa misma variación es la que se traslada al rendimiento másico, cuya disminución con la presión de suministro puede apreciarse en la última columna.

Sin embargo se puede comprobar, con ayuda del gráfico mostrado para cada caso, que la caída de rendimiento sufrida es más acentuada en el caso de variaciones de nivel (caso de  $T_f = \text{cte.}$ ), que cuando se admiten variaciones de temperatura de salida, al ser el nivel de líquido y la longitud de serpentín sumergido constantes.

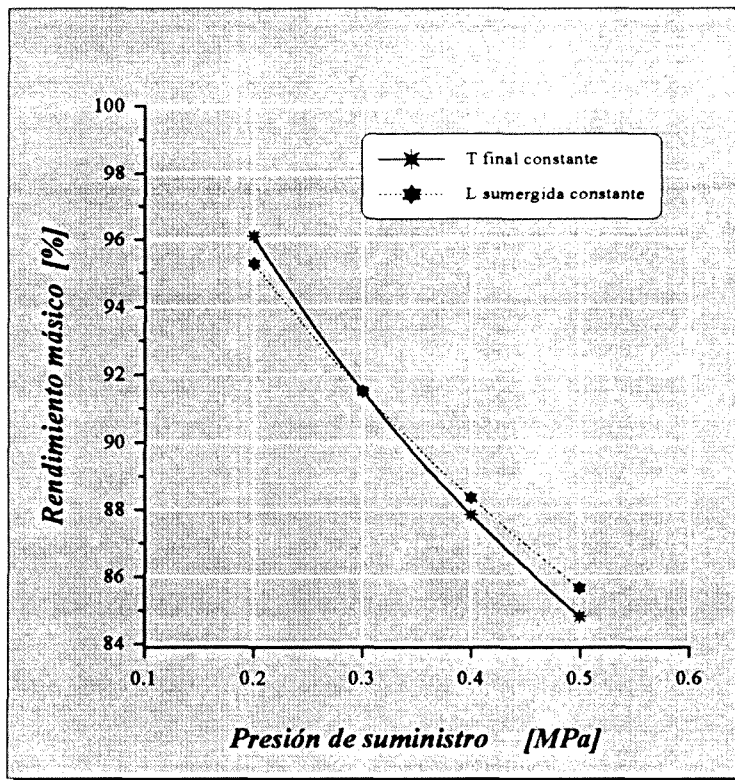


fig. 8.21 Comparación de la caída del rendimiento másico con la presión , caso de mantener la temperatura o el nivel de líquido constante.

El interés de esta gráfica debe basarse no en la comparación de valores absolutos, la cual es absolutamente anecdótica, sino en la diferencia de pendientes que presentan ambas curvas.

En cualquier caso se pone de manifiesto que interesa en cada situación concreta mantener la presión de suministro lo más baja posible, pues ello supone un mayor rendimiento másico del subenfriador (además de un menor título del vapor tras la expansión en el consumo)

Conviene recordar que para todos los valores anteriores, se ha realizado la hipótesis de aislamiento perfecto, en realidad habría un aporte extra de potencia térmica procedente del medio ambiente en el que está emplazado el equipo.

Ello implica como vimos restarle al caudal de consumo una cierta cantidad, la que se sumaría al caudal expandido, proporcional a los aportes extras de potencia térmica e inversamente proporcional al calor de vaporización.

Por tanto la masa evaporada de nitrógeno líquido a presión atmosférica sería mayor. Para mantener constante el nivel de nitrógeno líquido se deberá desviar mayor caudal de nitrógeno hacia el recipiente interior, con lo que disminuirá el caudal de consumo y el rendimiento másico. Ahora bien es cierto que ello permite también conseguir un mayor subenfriamiento al ser menor la masa de nitrógeno a enfriar.

$$\eta_{m\acute{a}s} = \eta_{m\acute{a}s}^{m\acute{a}x} - \frac{\dot{q}_{ext}}{\dot{m}_{sum} h_{lg}}$$

o bien se puede utilizar la también deducida fórmula, en función del caudal de consumo

$$\eta_{m\acute{a}s} = \frac{1}{\frac{1}{\eta_{m\acute{a}s}^{m\acute{a}x}} + \frac{\dot{q}_{ext}}{\dot{m}_{cons} (h_{vent} - h_{sum})}}$$

## 8.4.- AISLAMIENTO DEL SUBENFRIADOR

El programa que proporciona las tablas de resultados que se exponen a lo largo de este apartado, y cuyo análisis descendente analizaremos con posterioridad, recoge la metodología y el planteo detallado en capítulos anteriores, así como las hipótesis debidamente justificadas entonces recogidas.

### 8.4.1.- Variación del coeficiente de convección natural con la longitud

De igual manera que el apartado 8.1.2, analizábamos la variación el coeficiente de ebullición incipiente calculado mediante el CLAM, ahora tocará realizar lo propio, de cara al cálculo del aislamiento, con el correspondiente al del aire sobre el recipiente exterior.

Vimos en el capítulo dedicado al estudio de coeficientes de convección, que podíamos utilizar dos tipos de formulaciones, una específica para aire en convección natural y otra genérica, el CLAM. Lo cierto es que analizados los resultados aportados por ambas, aparecen pequeñas diferencias en los valores medios de los coeficientes obtenidos, del orden de  $0,3 \text{ W}/(\text{m}^2 \text{ K})$ .

Siendo los resultados mayores para el CLAM, y con criterio conservador, pues ello supondría mayores ganancias de calor desde el exterior, utilizamos los valores de esta genuina metodología.

Sin necesidad de volver a plantear la formulación entonces expuesta, simplemente mostraremos a título ilustrativo de la magnitud de la variación sufrida por este coeficiente sobre la pared cilíndrica del recipiente exterior, la gráfica con los resultados obtenidos para la misma.

La distancia se toma desde la parte superior, al ser una superficie fría.

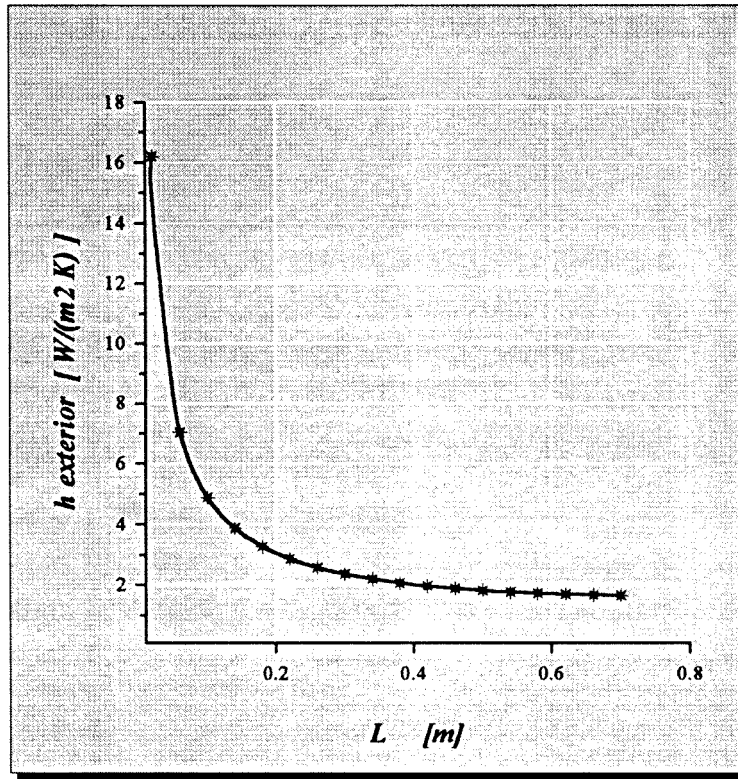


fig. 8.22 Variación del coeficiente de convección sobre el recipiente exterior

Se puede observar como para el aire las variaciones del coeficiente son mucho más sensibles que para el nitrógeno líquido, produciéndose una notable caída a medida que aumenta la altura.

Con respecto a como se establecen los valores medios y/o locales para los coeficientes y potencias, solo cabe referenciar el mismo apartado 8.1.2, en el que se explicaba lo propio para el nitrógeno.

En cualquier caso, si bien es cierto que por respeto al rigor, debe calcularse con la máxima precisión el valor de los coeficientes de convección, lo cierto es que en base a la calidad de los aislantes utilizados, caracterizados por su bajísima conductividad térmica, el cuello de botella a la transmisión de calor, se establece precisamente en la resistencia de conducción de los mismos, motivo por el que en los siguientes apartados analizamos para algunos de los diferentes tipos de aislantes usados en criogenia, los valores de la transmisión de calor desde el exterior, y las pérdidas de nitrógeno que ello supone como consecuencia de la evaporación del mismo.

#### 8.4.2.- Resultados para aislantes multicapas

multicapas:		$\lambda = 0,000014$ [W/(K m)]		
$\delta$ [cm]	$\dot{q}_{ext}$ [W]	$\dot{m}_{evap}$ [g/s]	$\dot{m}_{evap}$ [g/día]	[%/día]
1	0,051013	0,0002545	21,9927	0,7944
2	0,027979	0,0001396	12,0624	0,4357
4	0,016319	0,0000814	7,0354	0,2541
6	0,012347	0,0000616	5,3229	0,1923
8	0,010315	0,0000515	4,447	0,1606
10	0,009068	0,0000452	3,9095	0,1412
15	0,007346	0,0000367	3,167	0,1144
20	0,006438	0,0000321	2,7758	0,1003
25	0,005867	0,0000293	2,5295	0,0914
30	0,00547	0,0000273	2,358	0,0852

multicapas:		$\lambda = 0,00002$ [W/(K m)]		
$\delta$ [cm]	$\dot{q}_{ext}$ [W]	$\dot{m}_{evap}$ [g/s]	$\dot{m}_{evap}$ [g/día]	[%/día]
1	0,072861	0,0003636	31,4118	1,1346
2	0,039966	0,0001994	17,23	0,6224
4	0,023311	0,0001163	10,0499	0,363
6	0,017637	0,000088	7,6037	0,2746
8	0,014735	0,0000735	6,3526	0,2295
10	0,012954	0,0000646	5,5848	0,2017
15	0,010494	0,0000524	4,5241	0,1634
20	0,009198	0,0000459	3,9653	0,1432
25	0,008382	0,0000418	3,6135	0,1305
30	0,007813	0,000039	3,3685	0,1217

Tabla 8.23 Evaporación con aislantes multicapas de  $\lambda = 0,000014$  y  $0,00002$  W/(K m)

multicapas: $\lambda = 0,00003$ [W/(K m)]				
$\delta$ [cm]	$\dot{q}_{ext}$ [W]	$\dot{m}_{evap}$ [g/s]	$\dot{m}_{evap}$ [g/día]	[%/día]
1	0,109257	0,0005452	47,1028	1,7014
2	0,059938	0,0002991	25,8406	0,9334
4	0,034963	0,0001745	15,0733	0,5445
5	0,02988	0,0001491	12,882	0,4653
6	0,026454	0,000132	11,4048	0,4119
8	0,022102	0,0001103	9,5284	0,3442
10	0,01943	0,000097	8,3768	0,3026
15	0,01574	0,0000785	6,786	0,2451
20	0,013796	0,0000688	5,9477	0,2148
25	0,012572	0,0000627	5,4201	0,1958
30	0,01172	0,0000585	5,0527	0,1825

multicapas: $\lambda = 0,00004$ [W/(K m)]				
$\delta$ [cm]	$\dot{q}_{ext}$ [W]	$\dot{m}_{evap}$ [g/s]	$\dot{m}_{evap}$ [g/día]	[%/día]
1	0,145633	0,0007267	62,785	2,2678
2	0,079905	0,0003987	34,4485	1,2443
4	0,046614	0,0002326	20,096	0,7259
5	0,039837	0,0001988	17,1747	0,6204
6	0,03527	0,000176	15,2054	0,5492
8	0,029467	0,000147	12,7039	0,4589
10	0,025906	0,0001293	11,1686	0,4034
15	0,020986	0,0001047	9,0476	0,3268
20	0,018394	0,0000918	7,93	0,2864
25	0,016762	0,0000836	7,2266	0,261
30	0,015626	0,000078	6,7367	0,2433

Tabla 8.24 Evaporación con aislantes multicapas de  $\lambda = 0,00003$  y  $0,00004$  W/(K m)

multicapas:		$\lambda = 0,00005 \text{ [W/(K m)]}$		
$\delta \text{ [cm]}$	$\dot{q}_{ext} \text{ [W]}$	$\dot{m}_{evap} \text{ [g/s]}$	$\dot{m}_{evap} \text{ [g/día]}$	$[\%/día]$
1	0,181989	0,0009081	78,4588	2,834
2	0,099866	0,0004983	43,054	1,5551
4	0,058262	0,0002907	25,1179	0,9073
5	0,049793	0,0002485	21,4668	0,7754
6	0,044084	0,00022	19,0056	0,6865
8	0,036832	0,0001838	15,8791	0,5736
10	0,032381	0,0001616	13,9602	0,5042
15	0,026232	0,0001309	11,3092	0,4085
20	0,022992	0,0001147	9,9123	0,358
25	0,020953	0,0001045	9,0331	0,3263
30	0,019532	0,0000975	8,4207	0,3042

Tabla 8.25 Evaporación con aislante multicapas de  $\lambda = 0,00005 \text{ W/(K m)}$

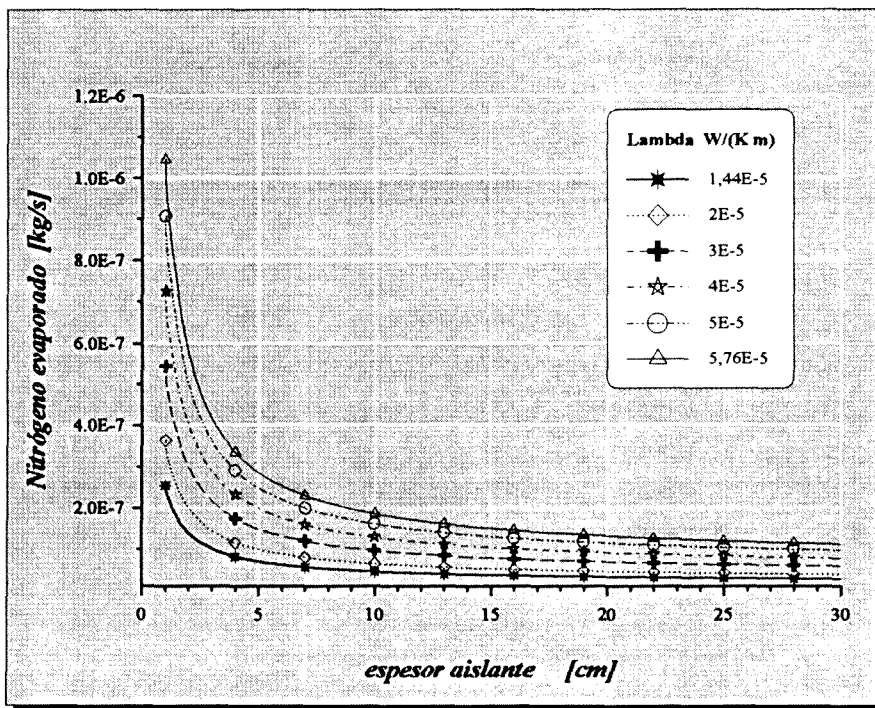


fig. 8.23 Caudal másico evaporado, con aislantes multicapas