

CAPÍTULO 5

EJEMPLO PRÁCTICO

En este capítulo se presenta un ejemplo práctico de aplicación del programa al diseño y análisis de un intercambiador de calor de carcasa y tubos.

5.1. PROBLEMA DIRECTO. DISEÑO DE UN INTERCAMBIADOR DE CARCASA Y TUBOS.

Se trata de diseñar un intercambiador de calor de carcasa y tubos que se empleará en el enfriamiento de un hidrocarburo ligero, que fluye dentro de la carcasa. El refrigerante es un hidrocarburo pesado, que circula por los tubos.

Después de haber pulsado el botón de *Problema Directo* de la pantalla de presentación nos encontramos una pantalla donde debemos especificar todas las características un intercambiador del que se deberá calcular el área de transferencia (esto es, la longitud, al estar fijado el diámetro de la carcasa) de forma que se transfiera el calor que se requiere, sin entrar todavía en restricciones de caída de presión o de otro tipo, es decir, como suelen ser los problemas tipo de la asignatura de *Calor y Frío Industrial*. Si lo que nos interesa es diseñar un intercambiador que cumpla una determinadas restricciones, los datos geométricos que se introduzcan aquí serán utilizados como base para el diseño del intercambiador, aunque éstos serán variados posteriormente de forma que se cumplan todas las restricciones. Los parámetros que se deben cambiar y la medida en que lo deben hacer se elegirán después de los oportunos análisis paramétricos.

En el caso que nos ocupa, como los fluidos no son ni SAE 50 ni agua hay que utilizar la opción *otros*. Los datos de entrada aparecen en la figura 5.1 y las propiedades de los fluidos en las figuras 5.2 y 5.3. Los resultados se muestran en la figura 5.4. En la figura 5.5 se cuantifican las diversas corrientes que se presentan en la carcasa expresadas en porcentajes del flujo másico total. Esto se ha calculado por el método de Wilkis.

Se puede observar que el coeficiente de película en el lado de la carcasa es mayor si se calcula por el método de Kern, ya que en éste no se consideran las corrientes de fuga. En este caso es entre un diez y un veinte por ciento mayor que si se calcula por Wilkis o Delaware. La diferencia entre el valor obtenido por Kern y el obtenido por los otros métodos aumenta con la importancia de las corrientes de fuga. Por ejemplo, si no se hubiesen puesto tiras de sellado, la corriente de bypass (que en este caso es pequeña) sería mayor y los coeficientes de película por Delaware y Wilkis alrededor de un diez por ciento menores.

Por el contrario, la caída de presión en carcasa calculada por el método de Kern está extremadamente sobrevalorada (más del doscientos por ciento), ya que las corrientes de fuga hacen que disminuya tanto la transferencia de calor como la caída de presión. Si se quisiese diseñar un intercambiador con una caída de presión permisible en la carcasa baja, no sería una buena idea calcular ésta con el método de Kern.

Menú Problema Directo

FLUIDO DE LA CARCASA

(0) Fluido: otros

Flujo másico (kg/s): 5.5188

Temperatura de entrada (°C): 198.9

Temperatura de salida (°C): 93.3

(1) Resistencia ensuciamiento ($m^2 \cdot K/W$): 0.0002

Calor intercambiado (kW):

FLUIDO DE LOS TUBOS

(0) Fluido: otros

Flujo másico (kg/s): 18.77

Temperatura de entrada (°C): 37.8

Temperatura de salida (°C): 76.7

(1) Resistencia ensuciamiento ($m^2 \cdot K/W$): 0.00025

CARACTERÍSTICAS DE LA CARCASA

(1) Diámetro de la carcasa (pulgadas): 22

(2) Distancia entre deflectores (m): 0.127

Espesor del deflector (mm): 5

(3) [Corte del deflector]/(Diam.carcasa): 0.23

(2) Holgura diam. banco tub-car (mm): 34.999

(2) Holgura diam. car-def (mm): 5.3352

CARACTERÍSTICAS DE LOS TUBOS

(0) Tipo de placa tubular: Flotante

Disposición tubos: cuadrado

(2) Número de pasos por tubos: 4

Nº tiras de sellado por fila de tubos: 0.2

(2) Diámetro ext. (pulgadas): 1

(3) Diámetro int. (pulgadas): 0.834

Holgura diam. tub-def (mm): 0.8

(3) Paso (pulgadas): 1.250

Rugosidad tubos: 0

Atrás Calcular Area y P

Figura 5.1: Datos de entrada

Propiedades otros

Introduzca las propiedades del fluido que circula por la carcasa a 139,2 °C

Densidad: 730 kg/m^3

Viscosidad: 0.000401 $N \cdot s/m^2$

Conductividad: 0.1324 $W/(m \cdot K)$

Calor específico: 2.470 $kJ/(kg \cdot K)$

Nº de Prandtl: 7.481

Viscosidad a la temperatura de entrada: 0.00029 $N \cdot s/m^2$

Continuar

Figura 5.2: Propiedades del fluido de la carcasa

Propiedades otros

Introduzca las propiedades del fluido que circula por los tubos a 54,7 °C

Densidad: 830 kg/m^3

Viscosidad: 0.003596 $N \cdot s/m^2$

Conductividad: 0.1333 $W/(m \cdot K)$

Calor específico: 1.971 $kJ/(kg \cdot K)$

Nº de Prandtl: 53.2

Viscosidad a la temperatura de entrada: 0.0040 $N \cdot s/m^2$

Continuar

Figura 5.3: Propiedades del fluido de los tubos

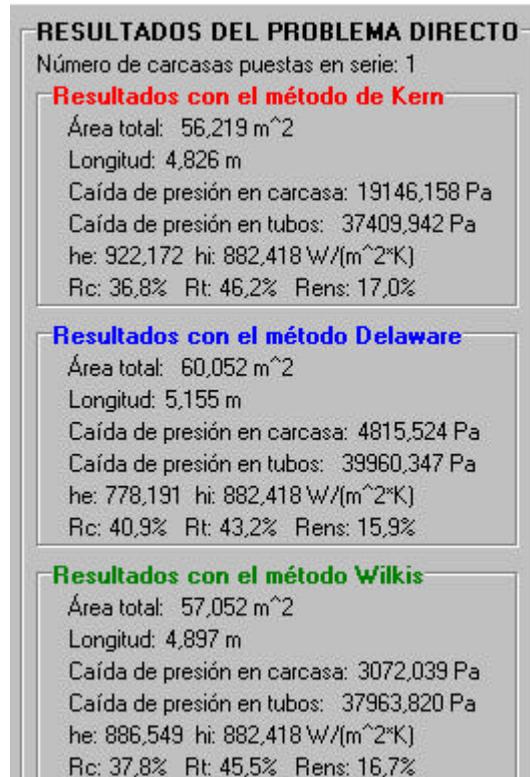


Figura 5.4: Resultados del problema directo

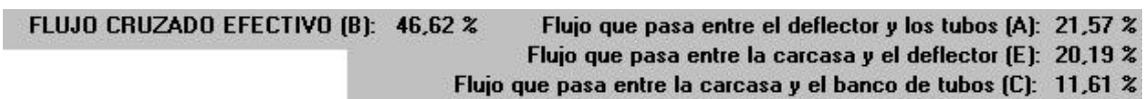


Figura 5.5: Corrientes de fuga

5.2. ESTUDIO PARAMÉTRICO DEL PROBLEMA DIRECTO.

5.2.1. Disposición del banco de tubos.

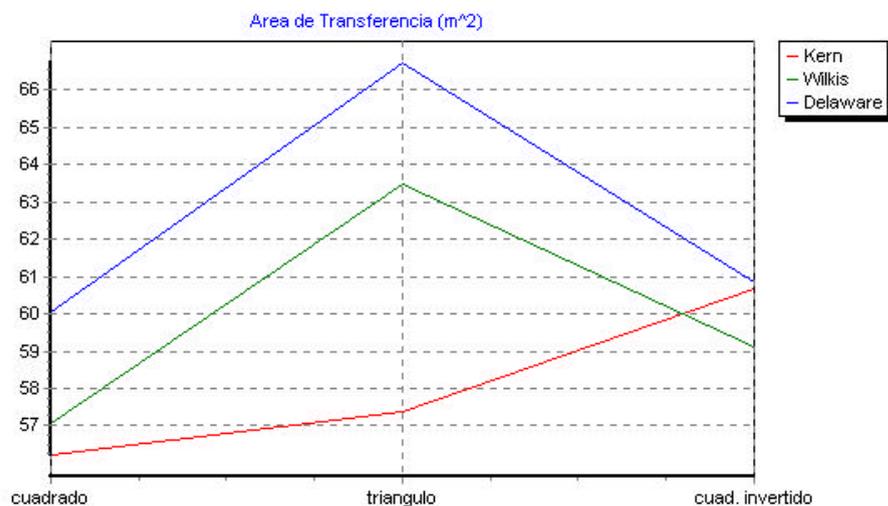


Figura 5.6: Area frente a disposición de los tubos

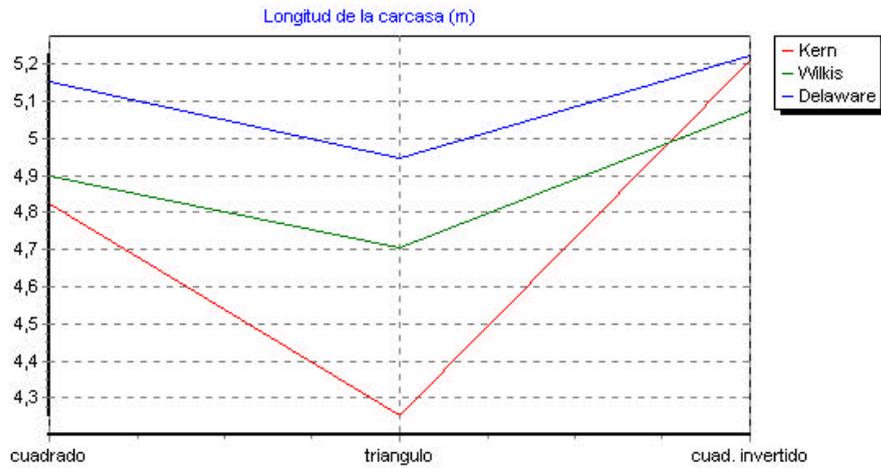


Figura 5.7: Longitud frente a disposición de los tubos

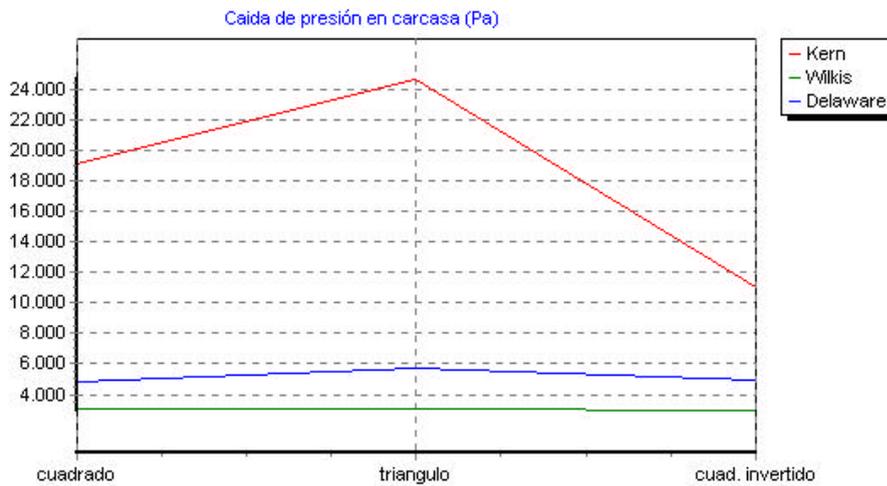


Figura 5.8: Caída de presión en carcasa frente a disposición de los tubos

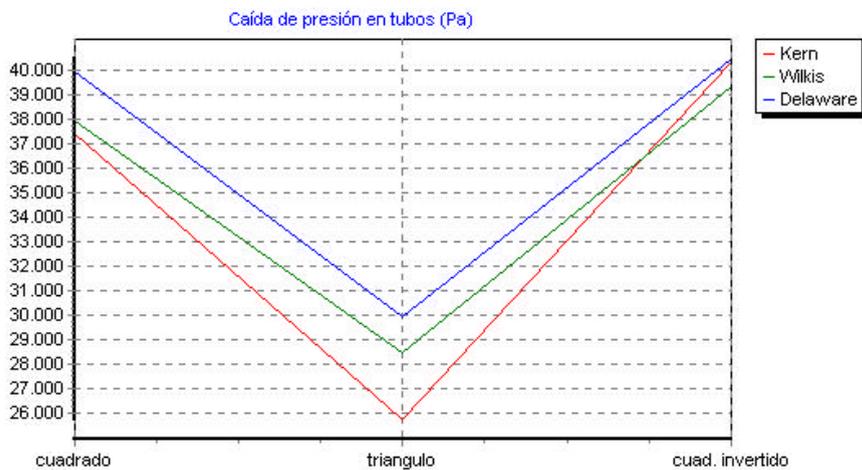


Figura 5.9: Caída de presión en tubos frente a disposición de los tubos

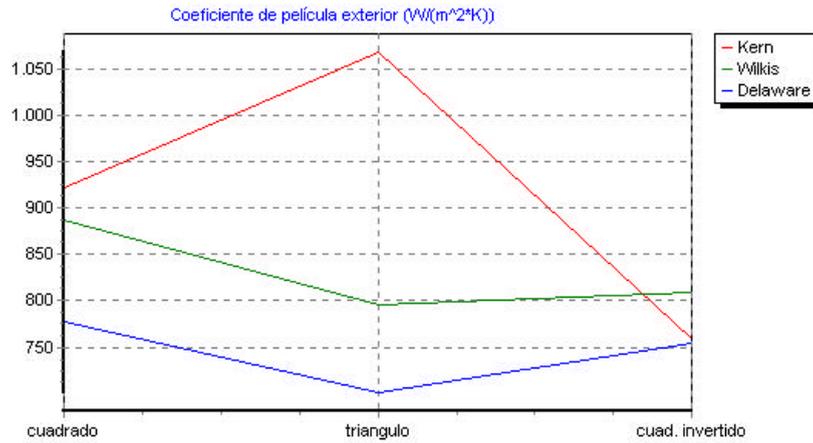


Figura 5.10: h_e frente a disposición de los tubos

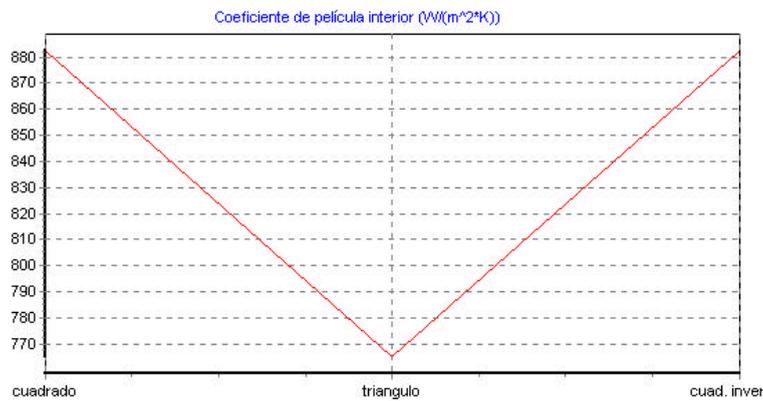


Figura 5.11: h_i frente a disposición de los tubos

El efecto principal que tiene la disposición de los tubos es debido al número de tubos que se pueden acomodar en un diámetro dado. Al ser este número mayor en el caso de la disposición triangular la longitud necesaria será mayor a pesar de necesitarse un área mayor, debido sobre todo a la reducción del h_i a causa de un caudal por tubo menor. Esto último da también lugar a una caída de presión en los tubos menor.

5.2.2. Diámetro de la carcasa.

Al disminuir el diámetro de la carcasa se consiguen unidades de intercambio con menor área de transferencia por unidad de longitud. El coeficiente de película exterior disminuirá al tomar valores menores la velocidad másica transversal. Al disminuir el diámetro se pueden acumular menos tubos y la velocidad de circulación en ellos aumentará, aumentando así el coeficiente de película y la caída de presión. El diseño con diámetros menores favorece, en general, la transferencia de calor, en detrimento del aumento de la pérdida de carga.

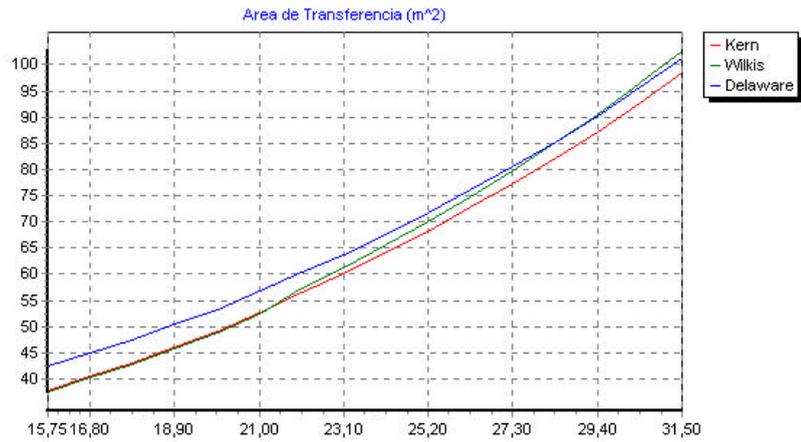


Figura 5.12: Area frente a diámetro de la carcasa (pulg)

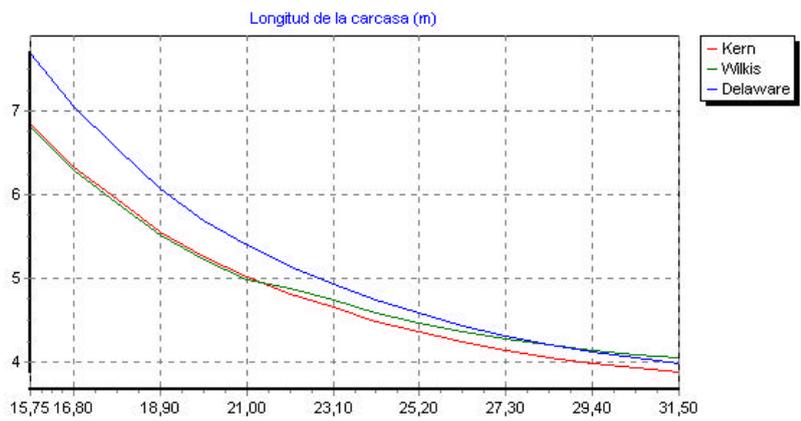


Figura 5.12: Longitud frente a diámetro carcasa (pulg)

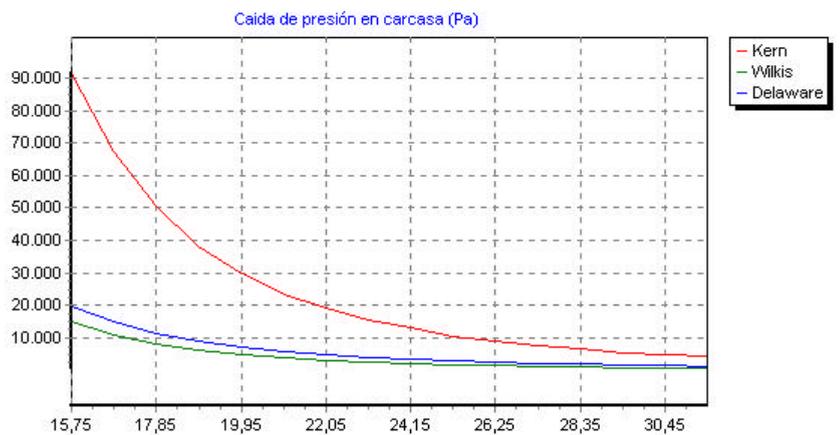


Figura 5.13: Caída de presión en carcasa frente a diámetro de la carcasa (pulg)

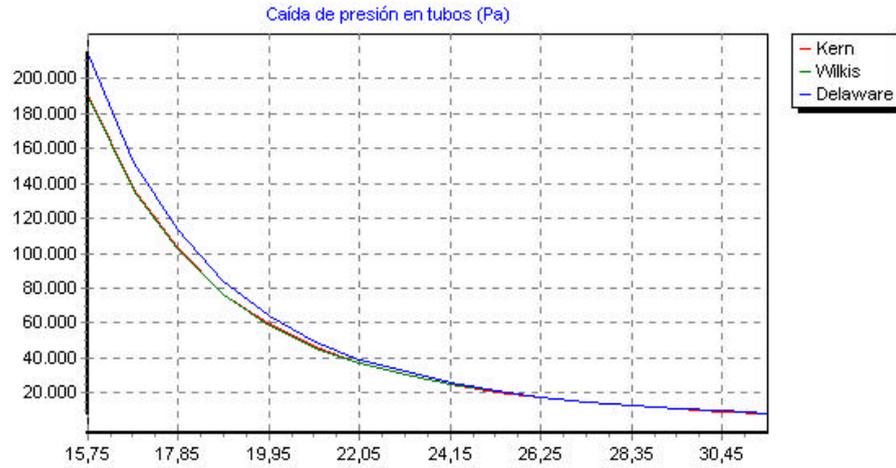


Figura 5.14: Caída de presión en tubos frente a diámetro de la carcasa (pulg)

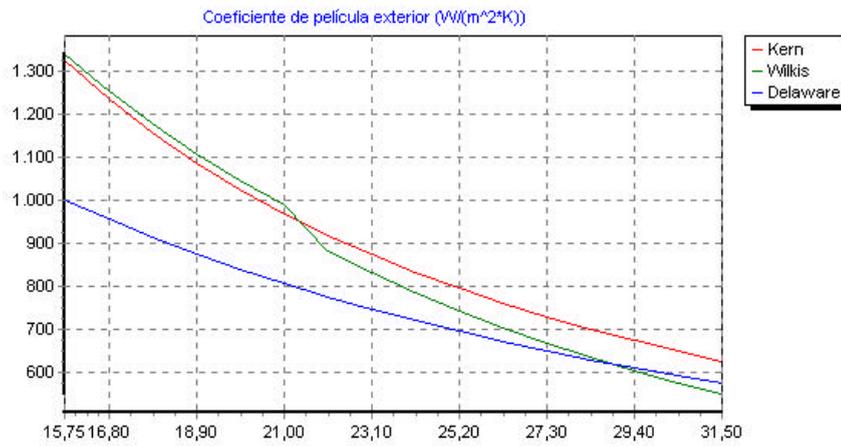


Figura 5.15: h_e frente a diámetro de la carcasa (pulg)

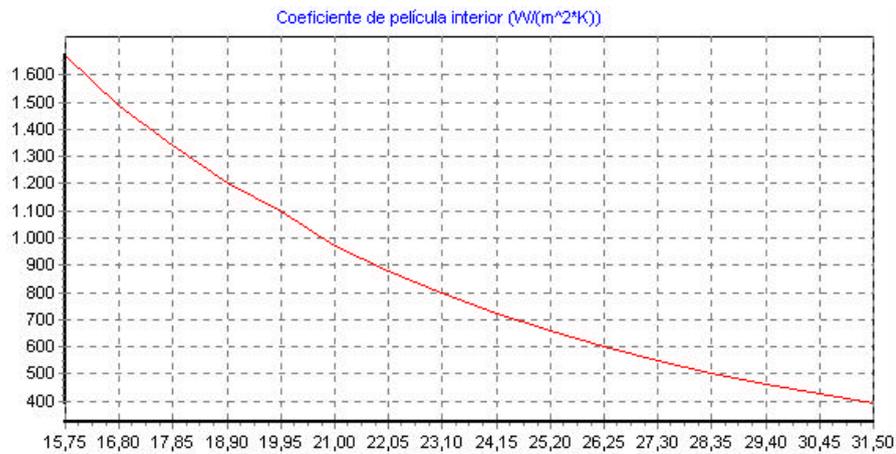


Figura 5.15: h_i frente a diámetro de la carcasa (pulg)

5.2.3. Paso.

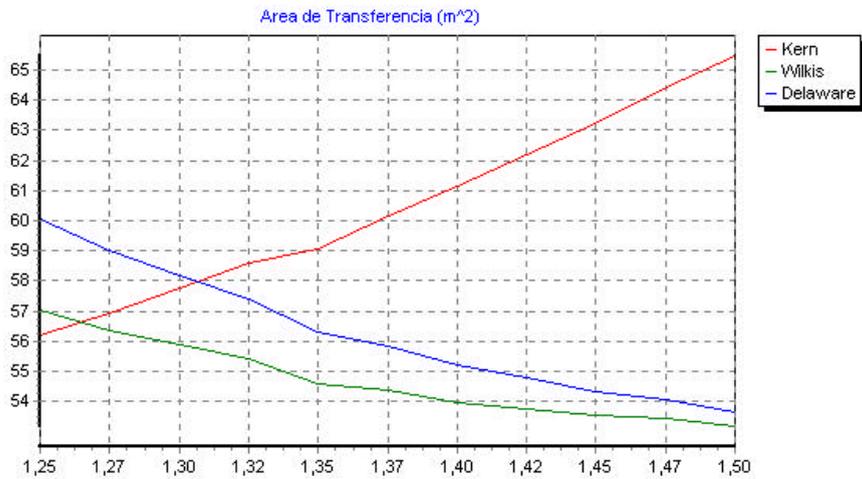


Figura 5.16: Area frente a paso (pulg)

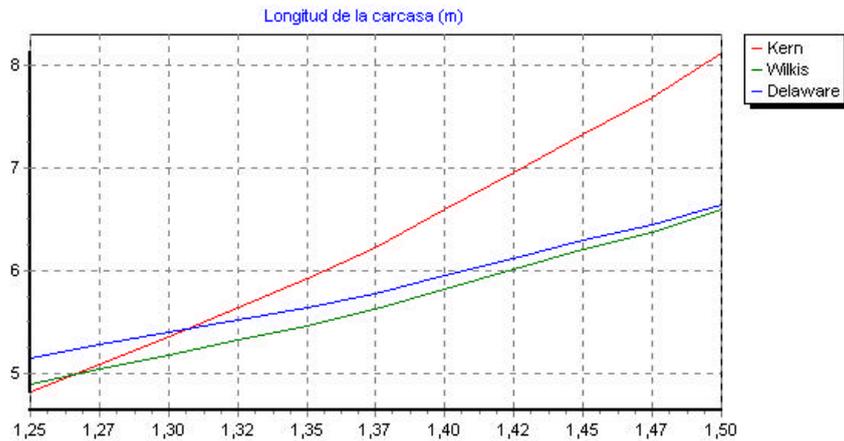


Figura 5.17: Longitud frente a paso (pulg)

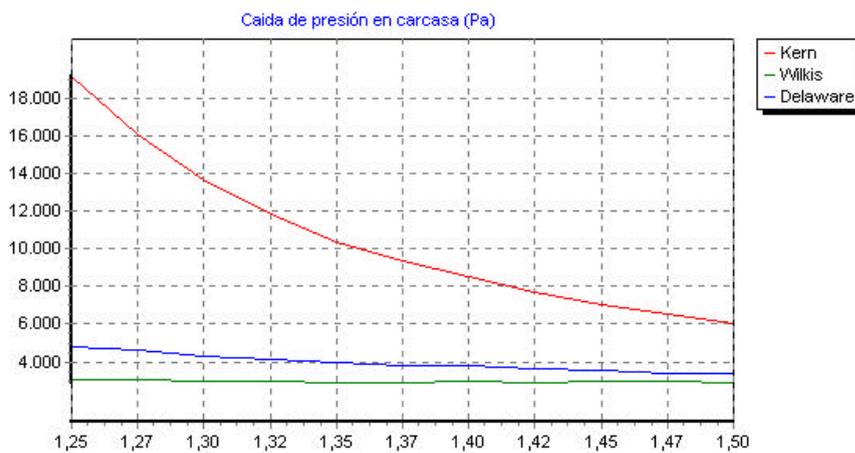


Figura 5.18: Caída de presión en carcasa frente a paso (pulg)

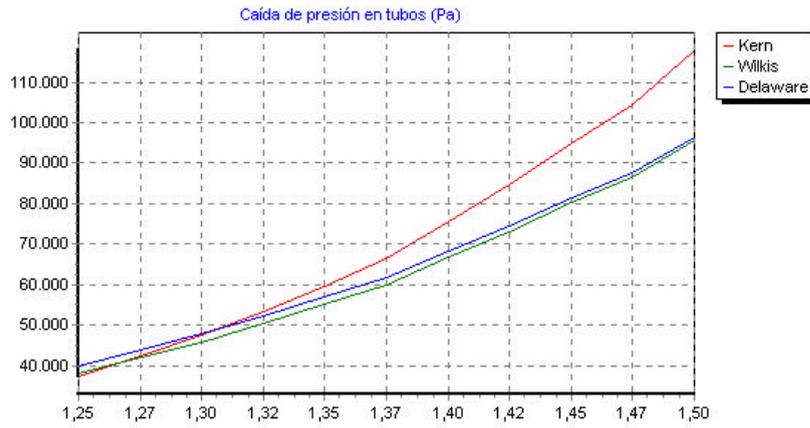


Figura 5.19: Caída de presión en tubos frente a paso (pulg)



Figura 5.20: h_e frente a paso (pulg)



Figura 5.21: h_i frente a paso (pulg)

5.2.4. Distancia entre deflectores.

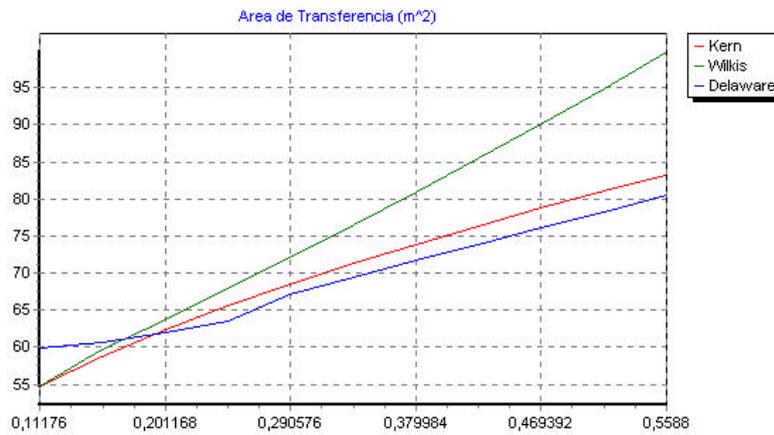


Figura 5.22: Área frente a distancia entre deflectores (m)

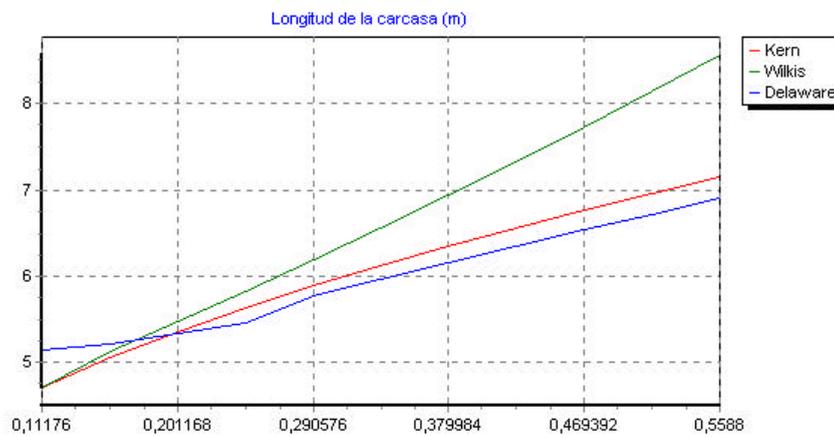


Figura 5.23: Longitud frente a distancia entre deflectores (m)

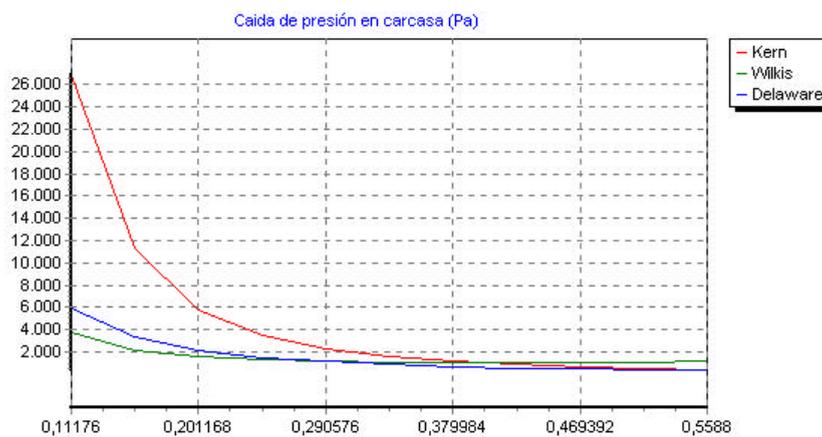


Figura 5.24: Caída de presión en carcasa frente a distancia entre deflectores (m)

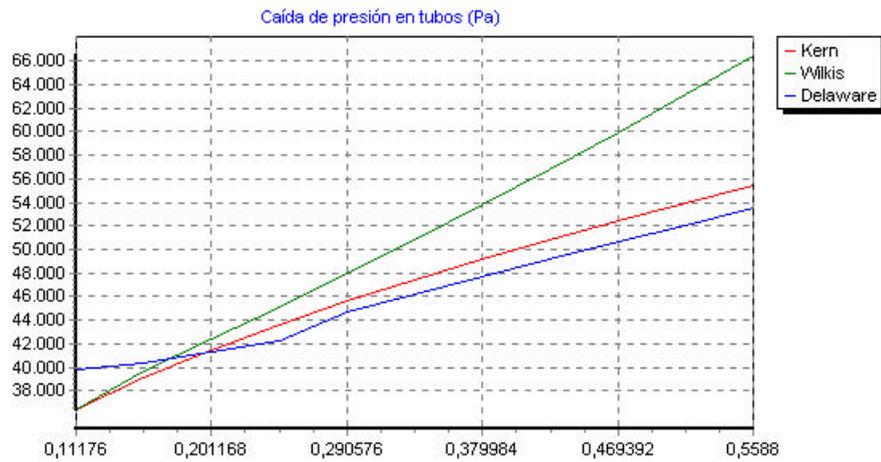


Figura 5.25: Caída de presión en carcasa frente a distancia entre deflectores (m)

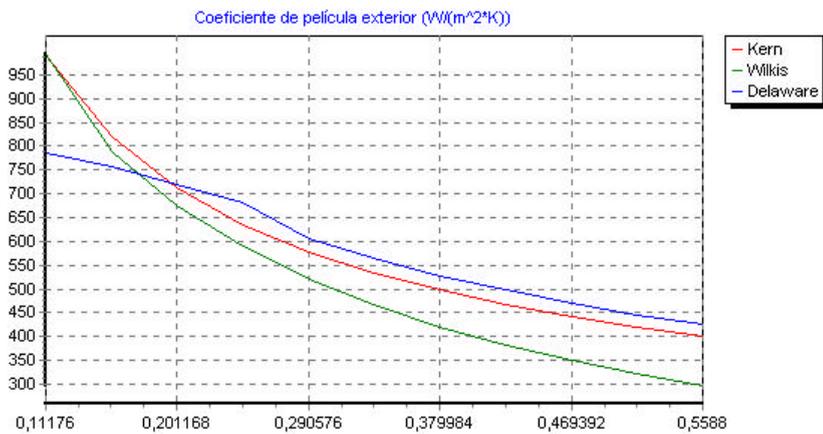


Figura 5.26: h_e frente a distancia entre deflectores (m)

5.2.5. Diámetro exterior de los tubos.

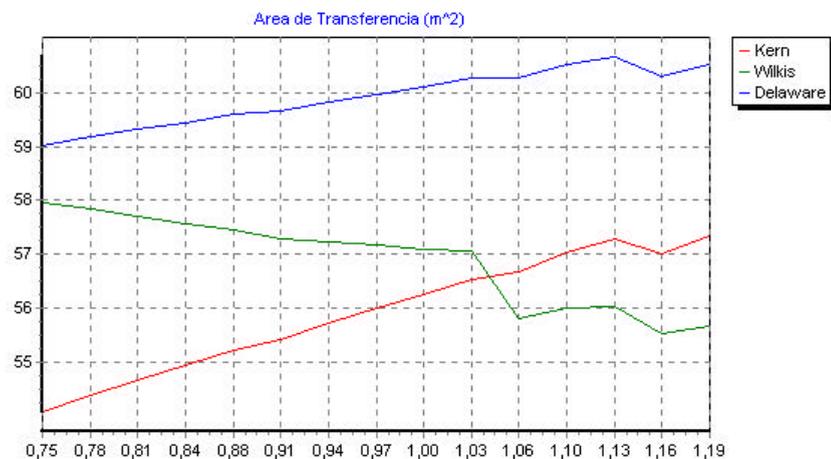


Figura 5.27: Área frente a diámetro exterior de los tubos (pulg)

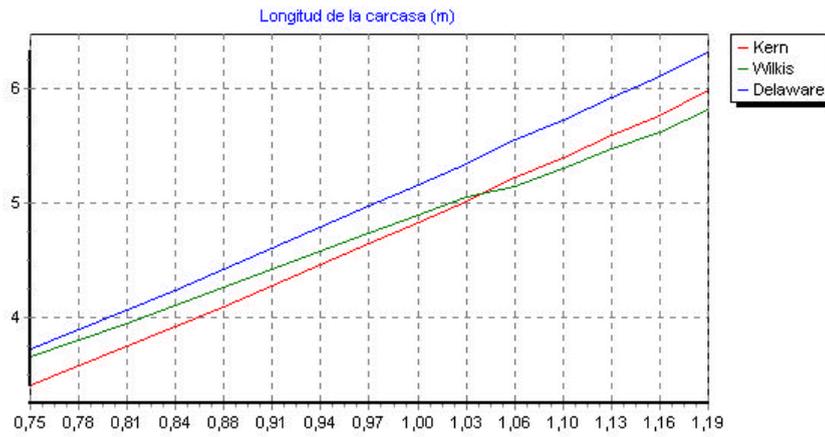


Figura 5.28: Área frente a diámetro exterior de los tubos (pulg)

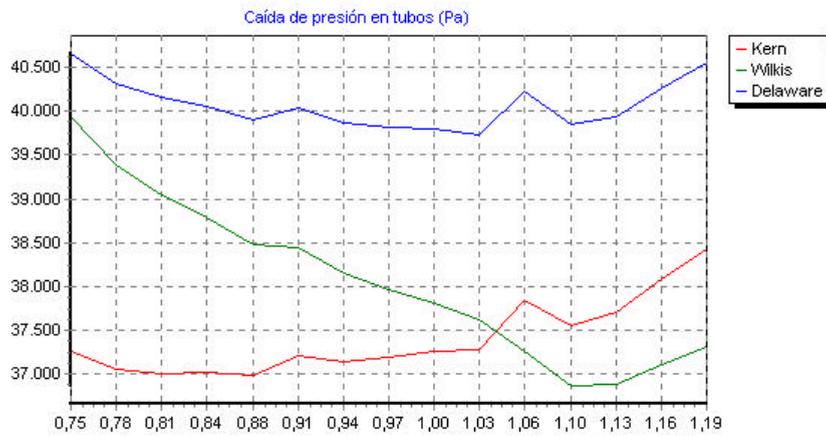


Figura 5.29: Caída de presión en tubos frente a diámetro exterior de los tubos (pulg)

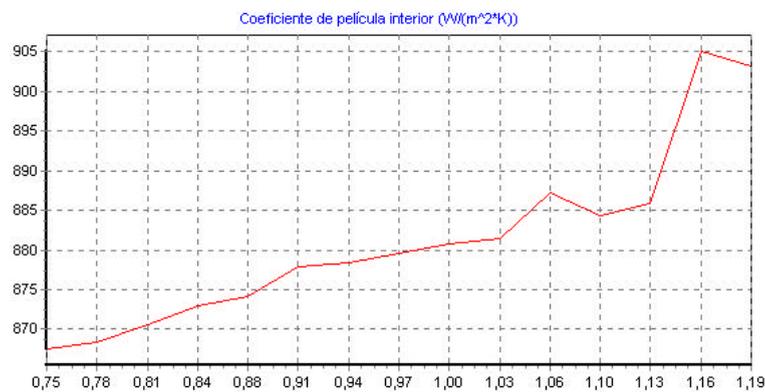


Figura 5.30: h_i frente a diámetro exterior de los tubos (pulg)

5.2.6. Corte del deflector.

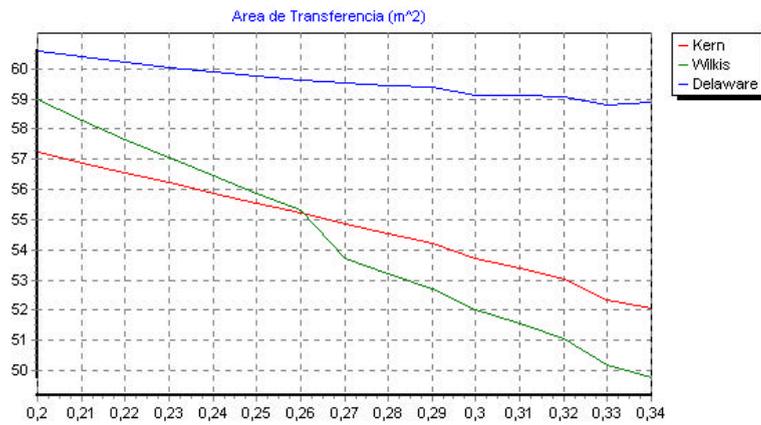


Figura 5.31: Área de transferencia frente corte del deflector

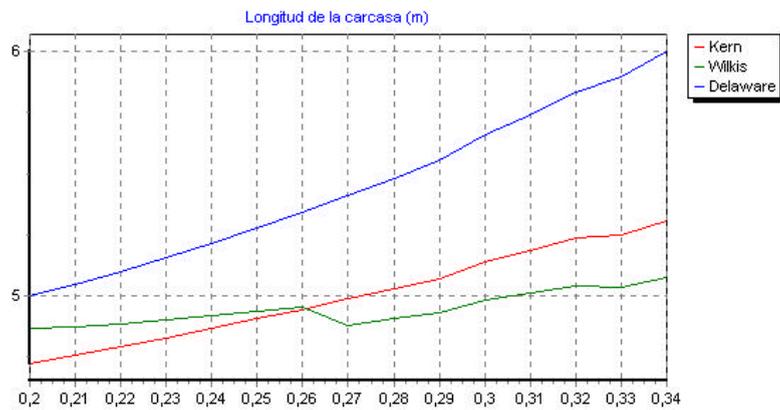


Figura 5.32: Longitud frente corte del deflector

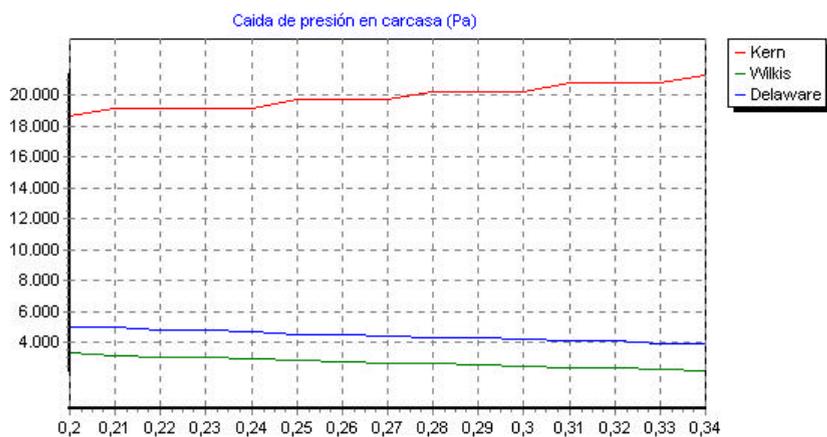


Figura 5.33: Caída de presión en carcasa frente corte del deflector

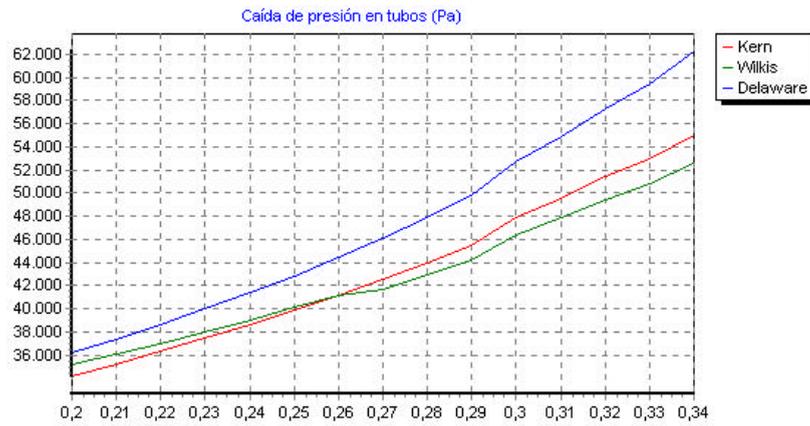


Figura 5.34: Caída de presión en tubos frente corte del deflector



Figura 5.35: h_e frente corte del deflector

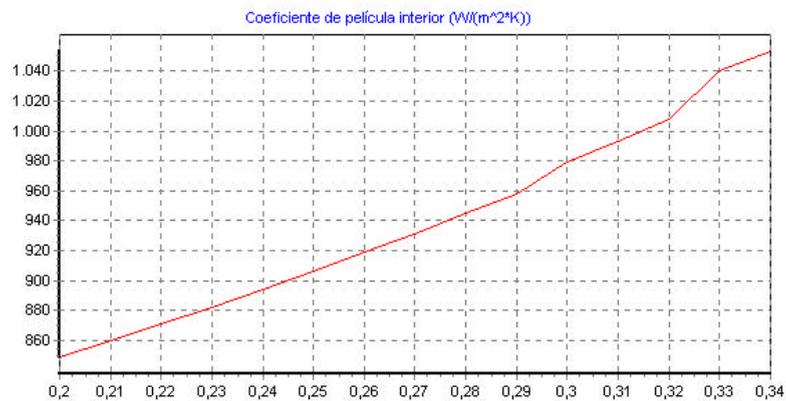


Figura 5.36: h_i frente corte del deflector

5.2.7. Número de pasos por tubos.

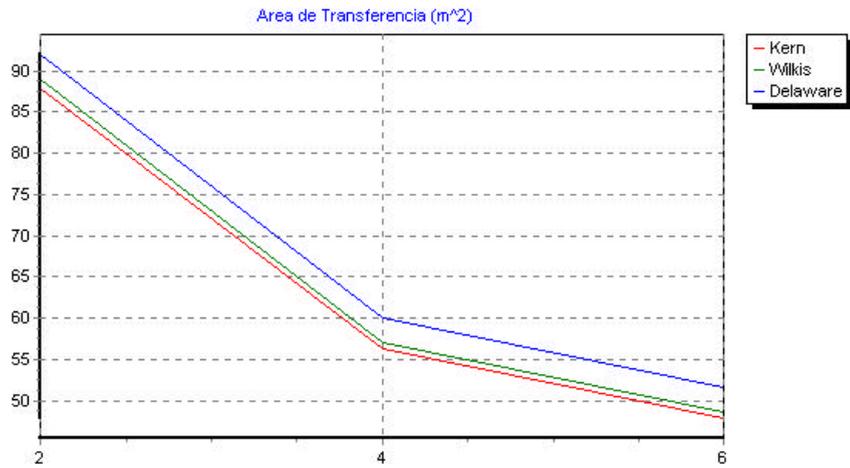


Figura 5.37: Área frente al número de pasos por tubos

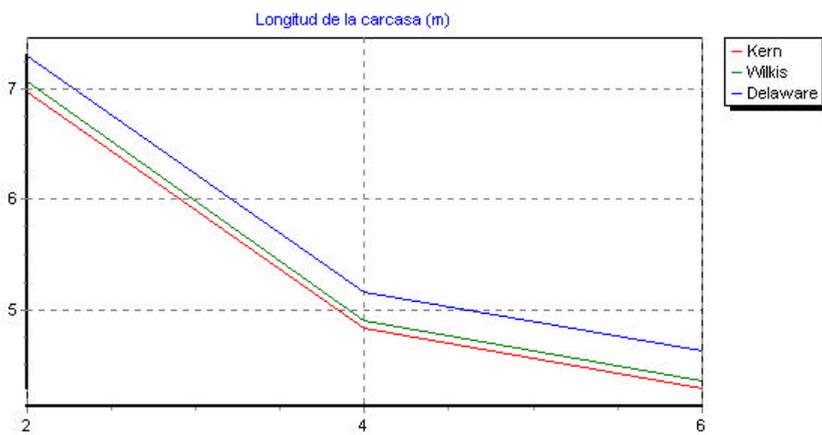


Figura 5.38: Longitud frente al número de pasos por tubos

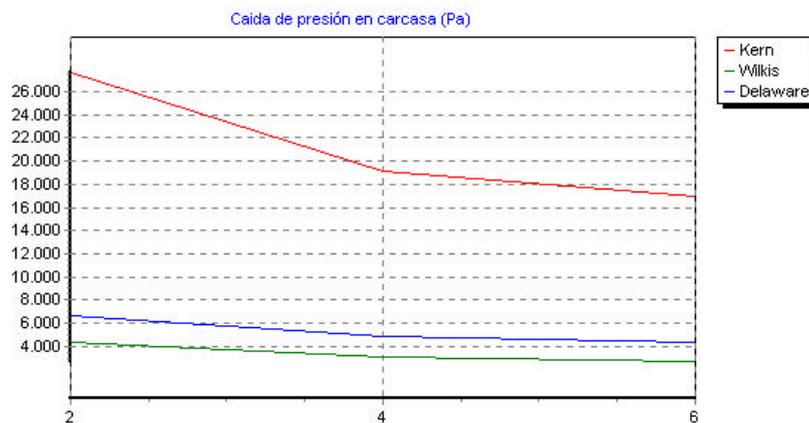


Figura 5.39: Caída de presión en la carcasa frente al número de pasos por tubos

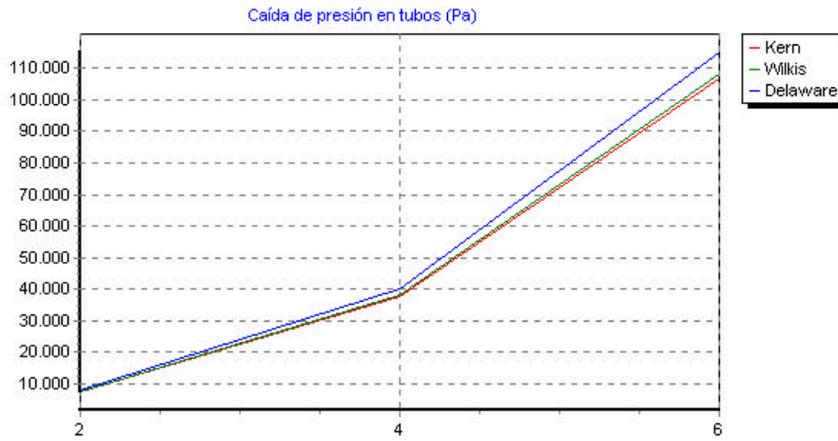


Figura 5.40: Caída de presión en los tubos frente al número de pasos por tubos

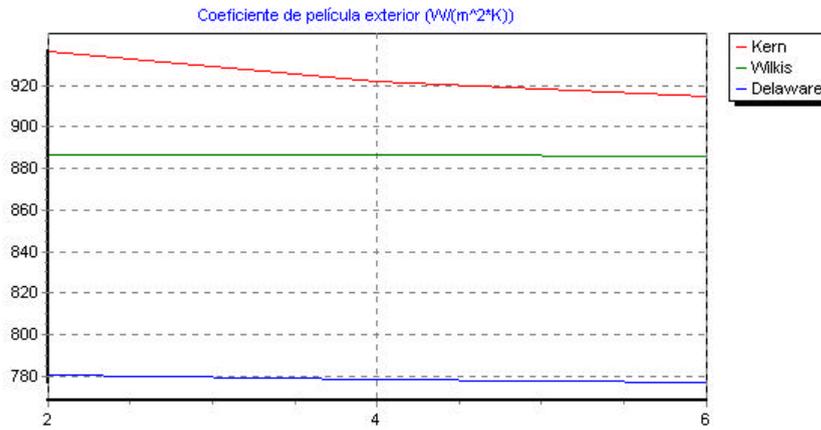


Figura 5.41: h_e frente al número de pasos por tubos

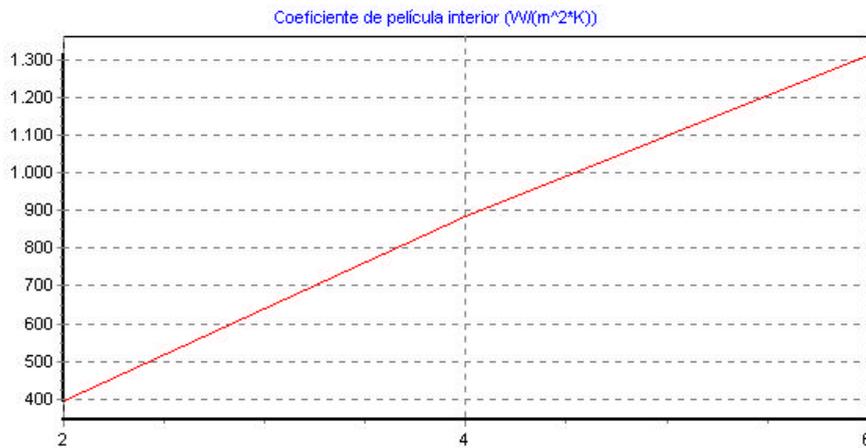


Figura 5.42: h_i frente al número de pasos por tubos

5.2.8. Árbol de tubos y árbol de carcasa.

Si queremos diseñar un intercambiador que transfiera una determinada cantidad de calor y que las caídas de presión y su longitud no superen un cierto límite, podemos primero introducir en el menú del problema directo una serie de valores “normales”. El intercambiador cumplirá la transferencia de calor pero probablemente no las restricciones de presión y longitud. Realizando los distintos análisis paramétricos podemos saber para qué rangos del parámetro se cumplen las restricciones, si es que hay alguno. Para hacer esto es útil la lista que aparece junto a los gráficos.

Para una mayor eficacia podemos inspeccionar todas las soluciones que hay para un diámetro de carcasa, separación entre deflectores y corte de los deflectores dados (árbol de tubos) y viceversa (árbol de carcasa).

Por ejemplo, queremos que nuestro intercambiador no mida más de 5 metros, que la caída de presión en carcasa sea menor de 19000 Pa y que la caída de presión en los tubos sea menor que 25000 Pa. Con el árbol de tubos obtenemos 8 soluciones por Kern, 9 por Delaware y 7 por Wilkis. En la figura 5.43 vemos dos de estas soluciones (con disposición cuadrada) por Kern.

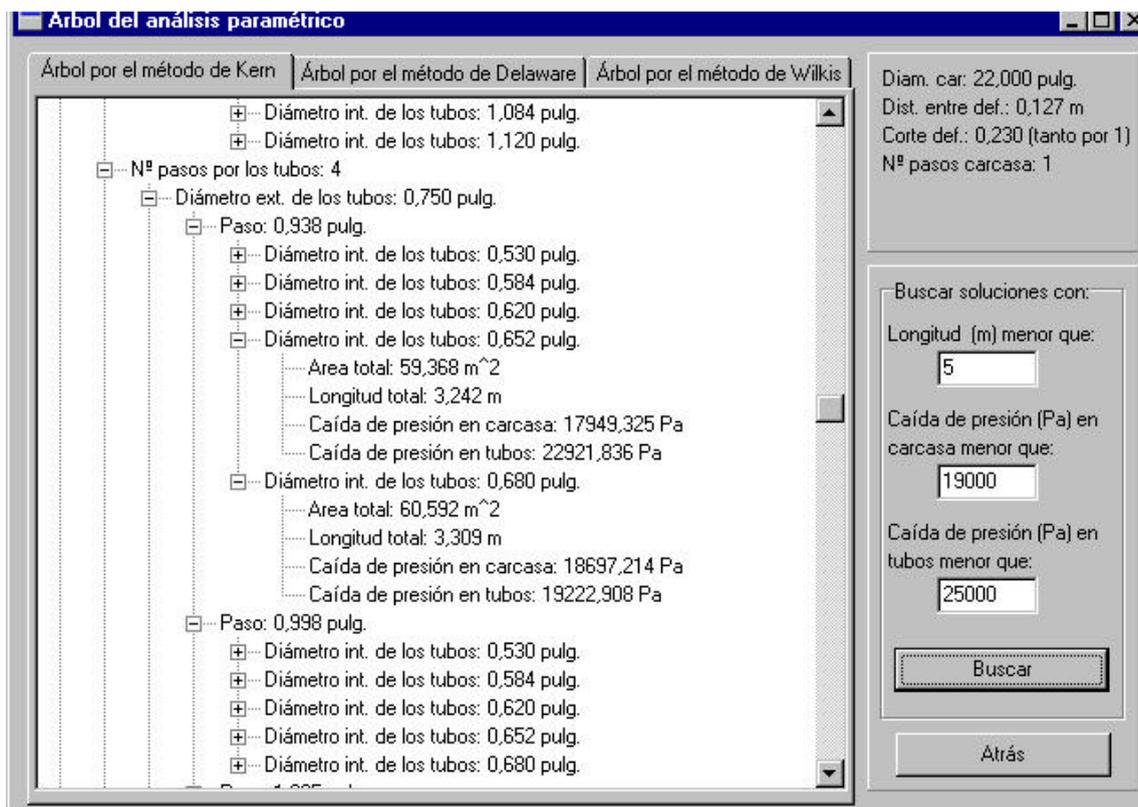


Figura 5.43: Algunas soluciones con el árbol de tubos por Kern

Si queremos buscar soluciones con longitud menor que 5 metros y caídas de presión en carcasa y tubos menores de 15000 Pa y 20000 Pa con el árbol de carcassas, obtenemos 27 soluciones por Kern, 25 por Delaware y 23 por Wilkis. En la figura 5.44 aparecen dos de las soluciones por Kern con el diámetro de la carcasa más pequeño.

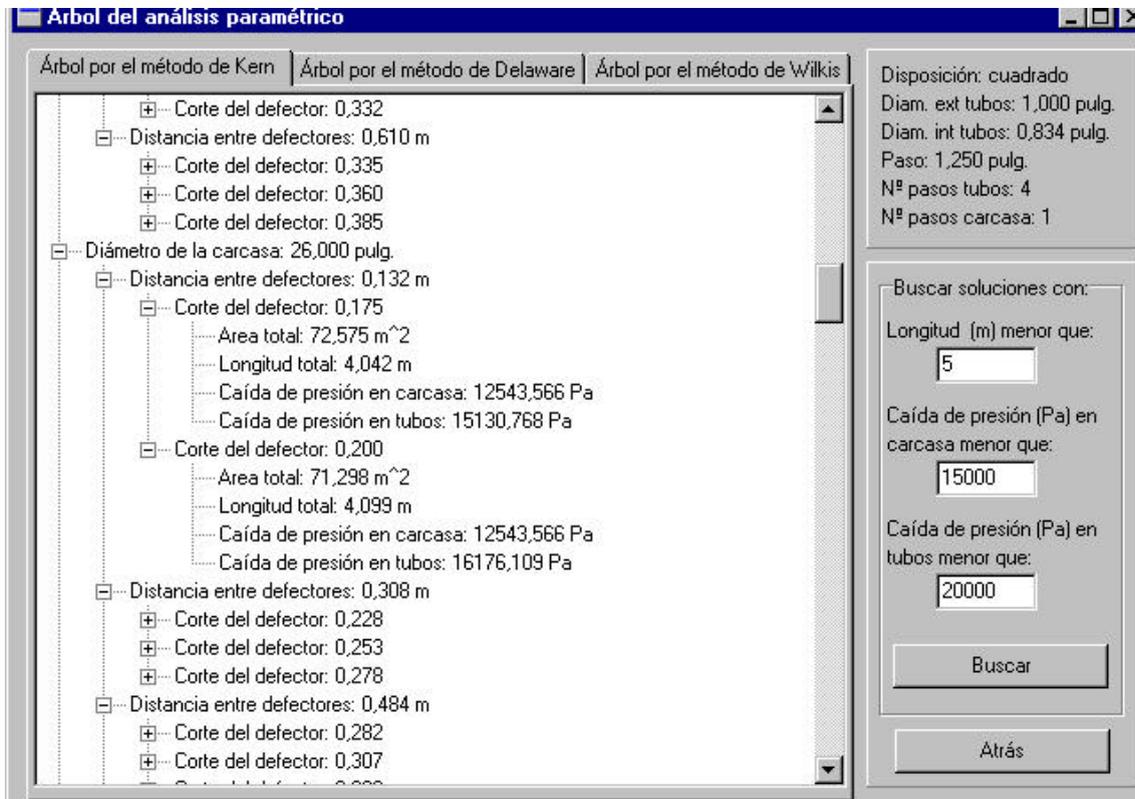


Figura 5.44: Algunas soluciones con el árbol de carcassas por Kern

5.3. PROBLEMA INVERSO.

Los datos que introduciremos son los que aparecen en la figura 5.45. El objetivo será calcular las temperaturas de salida y el calor intercambiado. Los resultados aparecen en la figura 5.46.

Menú del Problema Inverso

FLUIDO DE LA CARCASA
 (0) Fluido: agua
 Flujo másico (kg/s): 2.77
 Temperatura de entrada (°C): 10
 (1) Resistencia ensuciamiento ($m^2 \cdot K/W$): 0.0001

FLUIDO DE LOS TUBOS
 (0) Fluido: agua
 Flujo másico (kg/s): 2.22
 Temperatura de entrada (°C): 120
 (1) Resistencia ensuciamiento ($m^2 \cdot K/W$): 0.0002

CARACTERÍSTICAS DE LA CARCASA
 (1) Diámetro de la carcasa (pulgadas): 18
 Longitud de la carcasa (m): 1.5
 Número de pasos por la carcasa: 1
 Distancia entre deflectores (m): 0.228
 (Altda deflector)/(Diam.carcasa): 0.25
 Espesor del deflector (mm): 5

CARACTERÍSTICAS DE LOS TUBOS
 (0) Tipo de placa tubular: Flotante
 Disposición tubos: triangulo
 Número tubos: 114
 Número de pasos por tubos: 2
 (2) Diámetro ext. (pulgadas): 1
 (3) Paso (pulgadas): 1.250
 (3) Diámetro int. (pulgadas): 0.870
 Rugosidad tubos: 0

PARÁMETROS QUE DEFINEN LAS CORRIENTES DE FUGA
 (2) Holgura diam. car-def (mm): 4.9288
 Holgura diam. tub-def (mm): 0.8
 (2) Holgura diam. banco tub-car (mm): 33.27
 Nº tiras de sellado pot fila de tubos: 0.2

Atrás Calcular T y Q

Figura 5.45: Datos de entrada del problema inverso

RESULTADOS DEL PROBLEMA INVERSO

Resultados con h en carcasa calculado por Kern
 Temperatura de salida de la carcasa: 48,141 °C
 Temperatura de salida de los tubos: 72,764 °C
 Calor intercambiado: 441,623 kW
 Caída de presión en carcasa: 444,382 MPa
 Caída de presión en los tubos: 24,211 MPa

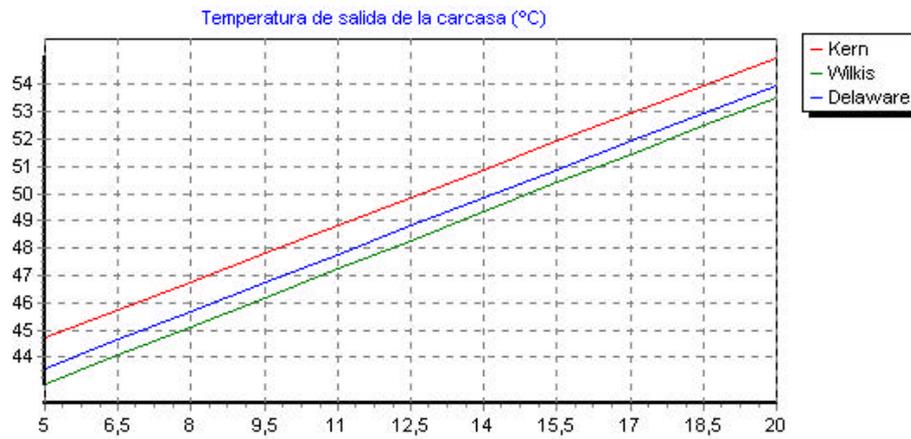
Resultados con h en carcasa calculado por Delaware
 Temperatura de salida de la carcasa: 47,065 °C
 Temperatura de salida de los tubos: 74,103 °C
 Calor intercambiado: 429,166 kW
 Caída de presión en carcasa: 186,086 MPa
 Caída de presión en los tubos: 24,170 MPa

Resultados con h en carcasa calculado por Wilkiss
 Temperatura de salida de la carcasa: 46,527 °C
 Temperatura de salida de los tubos: 74,774 °C
 Calor intercambiado: 422,935 kW
 Caída de presión en carcasa: 120,026 MPa
 Caída de presión en los tubos: 24,147 MPa

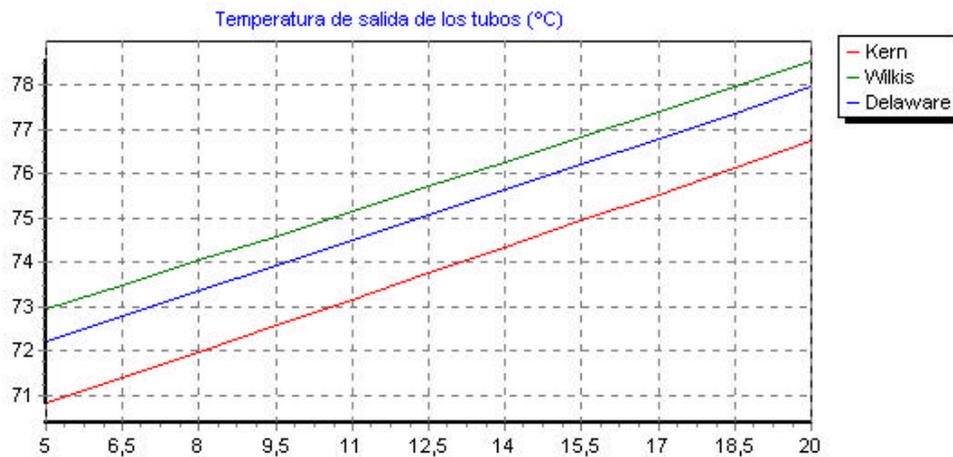
Figura 5.46: Resultados del problema inverso

5.4. ESTUDIO PARAMÉTRICO DEL PROBLEMA INVERSO.

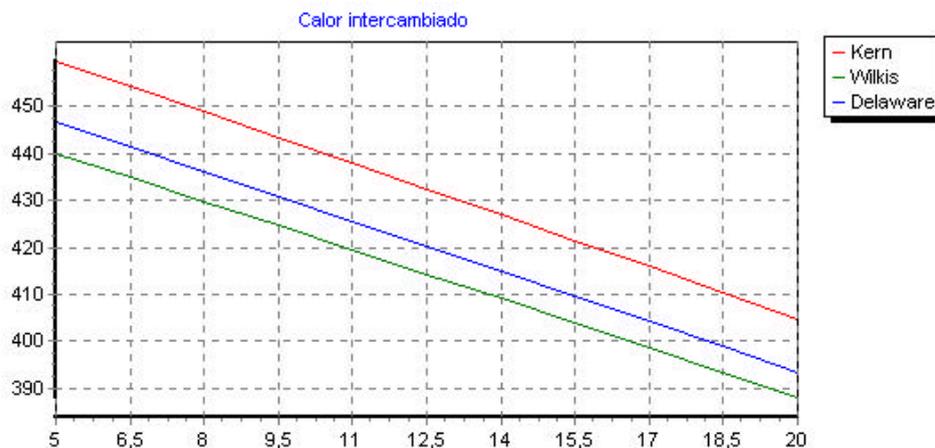
5.4.1. Temperatura de entrada en la carcasa.



5.47: Temperatura de salida de la carcasa frente a temperatura de entrada en la carcasa

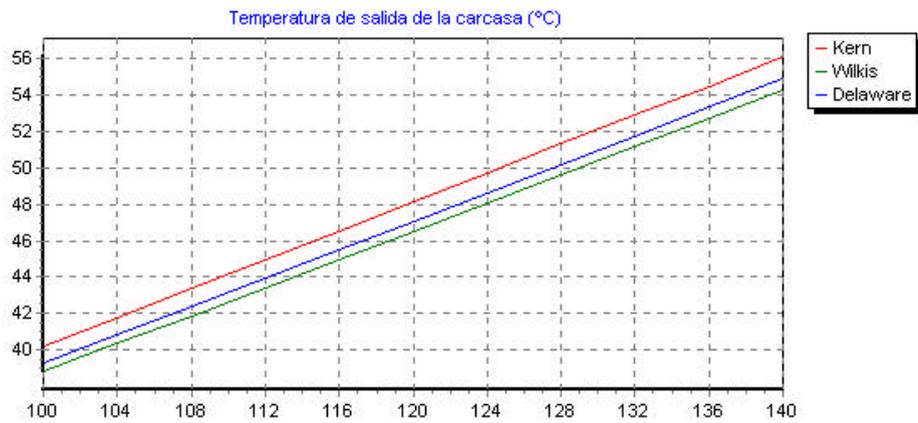


5.48: Temperatura de salida de la carcasa frente a temperatura de entrada en la carcasa

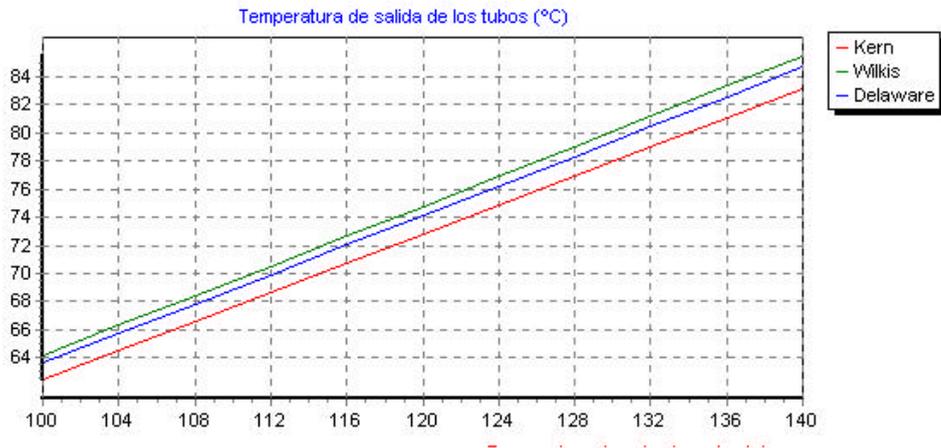


5.48: Calor intercambiado frente a temperatura de entrada en la carcasa

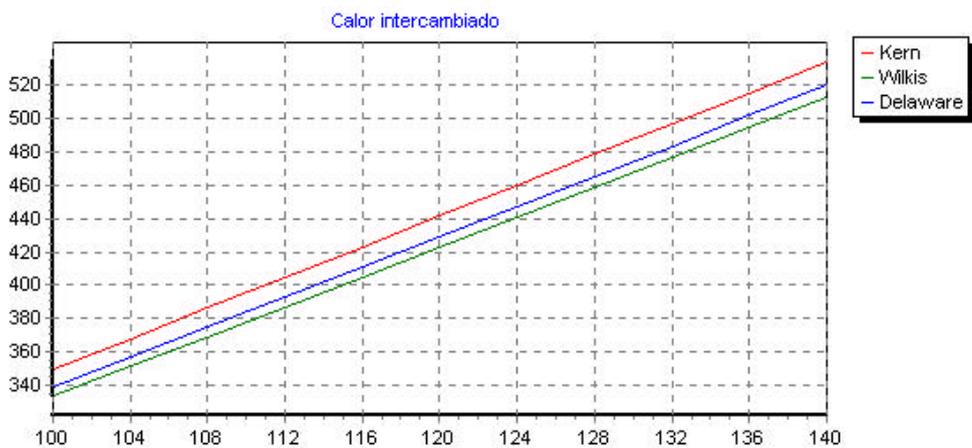
5.4.2. Temperatura de entrada en los tubos



5.49: Temperatura de salida de la carcasa frente a temperatura de entrada en los tubos

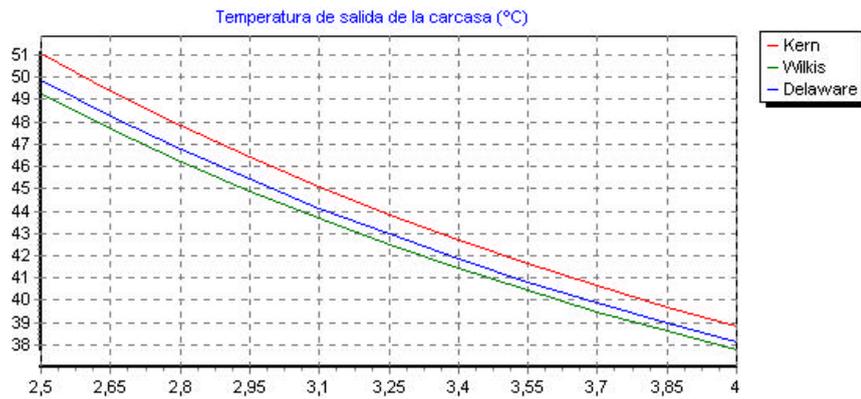


5.50: Temperatura de salida de los tubos frente a temperatura de entrada en los tubos

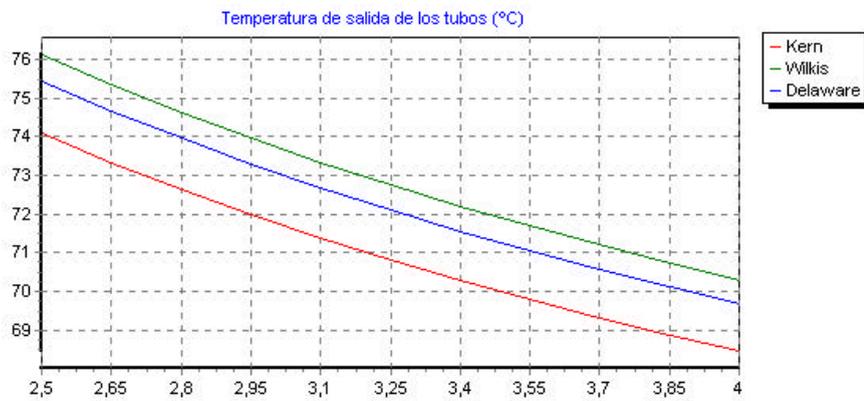


5.51: Calor intercambiado frente a temperatura de entrada en los tubos

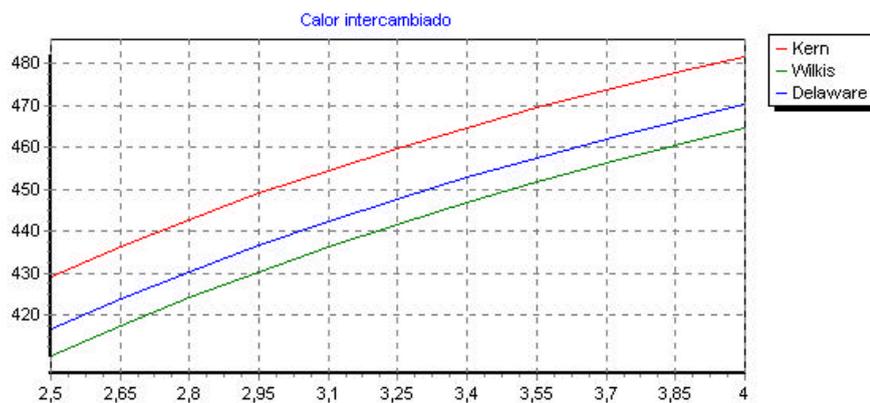
5.4.3. Flujo másico en carcasa.



5.52: Temperatura de salida de la carcasa frente a flujo másico en carcasa

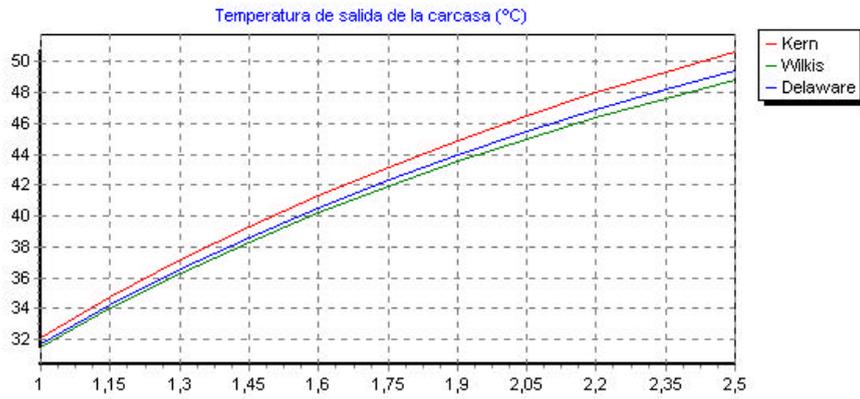


5.53: Temperatura de salida de los tubos frente a flujo másico en carcasa

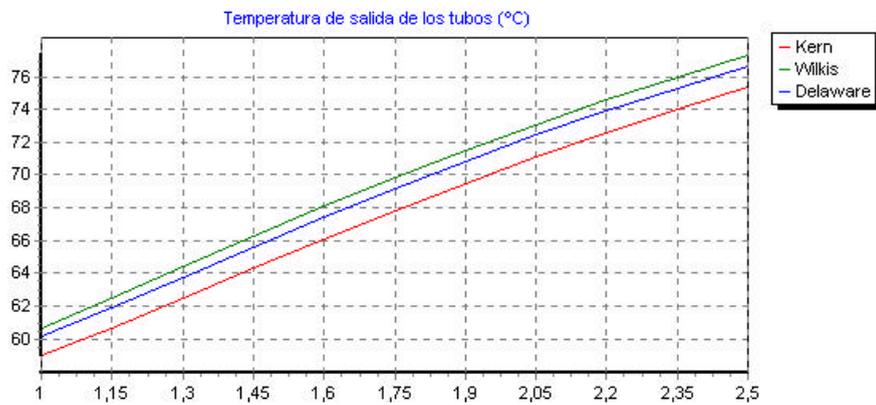


5.54: Calor intercambiado frente a flujo másico en carcasa

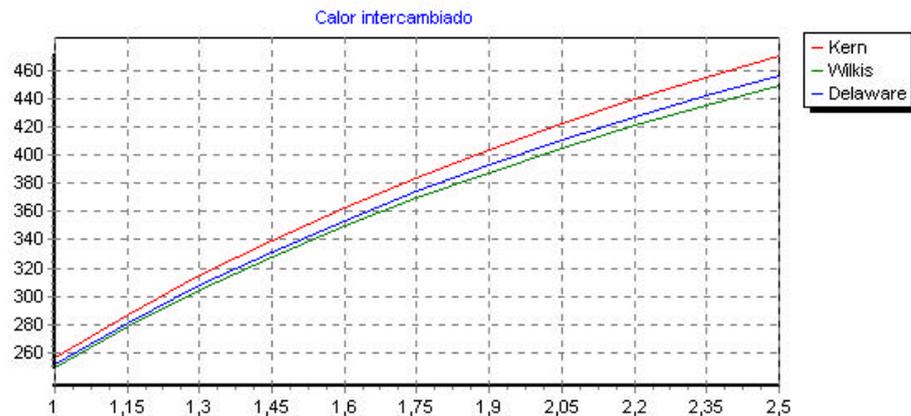
5.4.4. Flujo másico en tubos.



5.55: Temperatura de salida de la carcasa frente a flujo másico en tubos

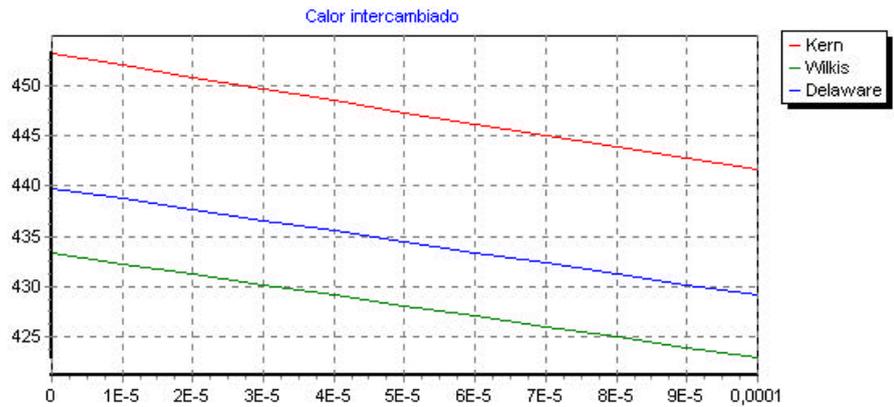


5.56: Temperatura de salida de los tubos frente a flujo másico en tubos

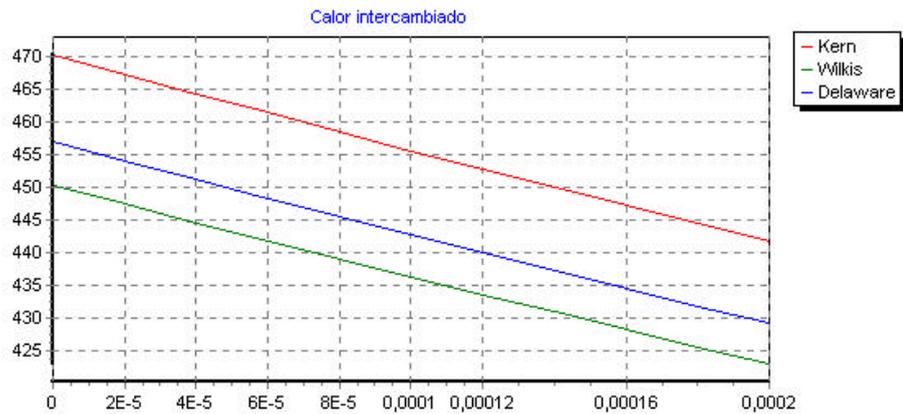


5.57: Calor intercambiado frente a flujo másico en tubos

5.4.5. Resistencias de ensuciamiento.



5.58: Calor intercambiado frente a resistencia de ensuciamiento externa (m^2K/W)



5.59: Calor intercambiado frente a resistencia de ensuciamiento interna (m^2K/W)