



Universidad
Politécnica
de Cartagena



Escuela Técnica Superior
de Ingeniería Industrial

Estudio experimental del flujo en tubo liso con diferentes muelles en espiral insertados en régimen laminar y para fluidos Newtonianos y no Newtonianos

Titulación: Ingeniería técnica Industrial.
especialidad en Química
industrial

Alumno/a: Enmanuel Pérez Jiménez

Director/a/s: Alberto García Pinar y David
S. Martínez Hernández

Cartagena, Diciembre de 2009

ÍNDICE GENERAL:

SIMBOLOGÍA.....	iii
1. INTRODUCCIÓN	1
1.1. TRANSFERENCIA DE CALOR MEJORADA	1
1.2. TÉCNICAS DE MEJORA EMPLEADAS EN LA INDUSTRIA	2
1.3. MUELLES EN ESPIRAL. ESTADO DE LAS INVESTIGACIONES	4
1.3.1. Régimen laminar	5
1.3.2. Régimen turbulento	6
1.3.3. Flujo no Newtoniano	8
1.4. ANTECEDENTES	9
1.5. OBJETIVOS	10
2. PROCEDIMIENTO EXPERIMENTAL	13
2.1. FLUIDOS DE TRABAJO	13
2.1.1. Fluido Newtoniano	13
2.1.2. Fluido no Newtoniano	13
2.2. INSTALACIÓN EXPERIMENTAL	22
2.2.1. Modificaciones realizadas en la instalación experimental	25
2.3. PROCEDIMIENTO EXPERIMENTAL	27
2.3.1. Montaje	27
2.3.2. Ensayos de calibración de termopares	27
2.3.3. Ensayos de transferencia de calor	27
2.3.4. Ensayos de pérdida de carga	28
2.4. PROCESADO DE RESULTADOS EXPERIMENTALES	29
2.4.1. Obtención del factor de fricción	29
2.4.2. Obtención del número de Nusselt	30
3. RESULTADOS EXPERIMENTALES	33
3.1. RESULTADOS EN FLUJO NEWTONIANO LAMINAR	33
3.1.1. Factor de Fricción	33
3.1.2. Número de Nusselt	36
3.2. Resultados en flujo no Newtoniano laminar	40
3.2.1. Factor de Fricción	40
3.2.2. Número de Nusselt	43
BIBLIOGRAFÍA	47

Simbología:

A	Área de intercambio de calor ($= \pi dl t$)	m^2
C_p	Calor específico	J/Kg K
D	Diámetro interior del tubo	M
f	Factor de fricción de Fanning	[-]
Gz	Número de Graetz ($C_p m/k x^*$)	[-]
h_i	Coefficiente de transferencia de calor interno	W/m ² K
I_e	Intensidad eléctrica	A
K	Índice de consistencia	[-]
k	Conductividad térmica	W/mK
l	Longitud del tubo	M
l_h	Distancia entre electrodos	M
l_p	Longitud de la sección de ensayo de presión	M
l_t	Longitud de la sección de ensayo térmica	M
l_x	Distancia del punto de medida al electrodo situado aguas arriba	M
m	Gasto másico	Kg/h
Nu	Número de Nusselt ($= h_i d/k$)	[-]
n	Índice de flujo	[-]
ΔP	Diferencia de presión	Pa
Pr	Número de Prandtl ($= \nu c_p/k$)	[-]
Q	Caudal	m ³ /s
q	Calor total intercambiado	W
q''_p	Flujo de calor en la pared del tubo	W/m ²
Ra	Número de Rayleigh ($= g \rho c_p \beta d^4 q''_p / \nu k^2$)	[-]
Re	Número de Reynolds ($= \rho v d / \mu$)	[-]
T	Temperatura	K
ΔT_{lm}	Diferencia de temperatura logarítmica media	K
U	Coefficiente global de transmisión de calor	W/m ² K
V_e	Tensión eléctrica	V
v	Velocidad local del fluido en dirección axial	m/s
x	Posición del punto de medida	M
x^*	Longitud adimensionalizada ($= x/d Re Pr$)	[-]
Letras griegas:		
μ_a	Viscosidad aparente	Pa s
ρ	Densidad	Kg/m ³
μ	Viscosidad dinámica	Pa s
τ	Esfuerzo cortante	N/m ²

1. INTRODUCCIÓN

En la actualidad, casi todos los procesos industriales necesitan un aporte o extracción de calor, lo que se realiza con intercambiadores de calor. El tipo más común es el intercambiador de tubo y carcasa, en este tipo de intercambiadores de calor circulan dos fluidos: uno por el interior del tubo y el otro dentro de la carcasa, rodeando el tubo, se lleva a cabo el intercambio de calor mediante la aceptación de calor del fluido más frío y la cesión de este calor del fluido caliente. Lo que se pretende conseguir son tubos modificados para mejorar la transferencia de calor con una caída de presión mínima, con ello se puede conseguir tanto un ahorro energético como de espacio, obteniendo así intercambiadores de calor más eficientes y compactos.

1.1. Transferencia de calor mejorada.

En definitiva, lo que se pretende es conseguir aumentar el coeficiente de transferencia de calor teniendo en cuenta la pérdida de presión y la potencia de bombeo. Según la siguiente ecuación al aumentar dicho coeficiente aumenta el calor total intercambiado:

$$q = U * A * \Delta T_{lm} \quad (\text{ec. 1.1})$$

Donde q es el calor total intercambiado, U es el coeficiente de transmisión de calor, A el área de intercambio de calor y ΔT_{lm} la temperatura logarítmica media.

Como ya hemos mencionado, al aumentar U obtenemos flujos de calor mayores, y podemos obtener equipos más compactos sin reducir el intercambio total de calor, es decir, conseguimos procesos de transferencia más eficaces, ahorrando costes de instalación y mantenimiento y espacio.

El estudio de este campo está creciendo notablemente, desde 1993 existe una publicación dedicada en exclusiva al tema: *Journal of Enhanced Heat Transfer*. Multitud de trabajos sobre transferencia de calor mejorada se publican en revistas de primer orden, como el *International Journal of Heat and Mass Transfer*, el *ASME Journal of Heat Transfer* o el *International Journal of Heating, Ventilating, Air-conditioning and Refrigerating Research*. Existen libros específicos como el de Webb [1994] y Thome [1990]. En libros genéricos sobre transferencia de calor como el de Hewitt *et al.* [1993] se dedica un capítulo a las técnicas de mejora. En los congresos sobre transferencia de calor es normal reservar espacios para la transferencia de calor mejorada: en el congreso *13th International Heat Transfer Conference* a celebrar en agosto de 2006 en Sydney, Australia, se han reservado varias sesiones bajo el epígrafe *Heat Transfer Enhancement*.

1.2. Técnicas de mejora empeladas en la industria.

Según Arthur E. Bergles y Ralf L. Webb (Bergles *et al.* [1983]) las técnicas de mejora de transferencia de calor se pueden clasificar en dos grupos: las técnicas “activas” y “pasivas”, dependiendo de si requieren o no potencia externa. Actualmente las más usadas son las técnicas de mejora pasivas.

Técnicas de mejora pasivas:

1. *Superficies extendidas.* La adición de superficies lisas al área de intercambio de un intercambiador producirá un incremento del calor total intercambiado, de acuerdo con la Ecuación (1.1). Es una práctica rutinaria en muchos tipos de intercambiadores, y de hecho puede considerarse como una tecnología antigua.

Los aleteados exteriores son habituales en aerorrefrigerantes; en flujo interno se emplean tubos con aleteados internos longitudinales. Añadido al efecto que tiene incrementar el área de intercambio, se han propuesto geometrías diferentes a las lisas para incrementar también el coeficiente de transferencia de calor.

2. *Recubrimientos superficiales.* Se trata de alteraciones a pequeña escala del acabado superficial. Se emplean en condensación y ebullición; la altura de la rugosidad es muy pequeña, del orden de 0,005 mm, no afectando a la transferencia de calor monofásica. También existen recubrimientos de partículas mayores ($\approx 0,5$ mm) que mejoran la transferencia de calor en flujo monofásico.

3. *Superficies rugosas.* Pueden estar integradas a una superficie base o bien formarse adhiriendo pequeños elementos a la pared (rugosidad no integral). En flujo monofásico se eligen configuraciones destinadas a promover la turbulencia, más que producir un incremento apreciable del área de intercambio. Las rugosidades integradas se forman por mecanizado o deformación en frío del tubo liso; ejemplos son los tubos corrugados o los tubos *dimpled*. Como ejemplo de rugosidad no integral está la inserción de un muelle en espiral en un tubo, para crear elementos rugosos pegados a la pared y perturbar la capa límite.

4. *Elementos desplazados.* Se insertan en el flujo para aumentar de forma indirecta el transporte de energía en la superficie de intercambio. Se utilizan por igual en régimen monofásico y bifásico, y tienen la característica común de que se instalan cerca de la pared pero no están en contacto directo con ella. Un ejemplo de estos dispositivos es un muelle en espiral insertado en un tubo liso de mayor diámetro.

5. *Sistemas generadores de rotación.* Incluyen un amplio catálogo de arreglos geométricos o dispositivos insertados que crean un flujo en rotación y/o un flujo secundario. Entre estos dispositivos están elementos insertados como las láminas en espiral o los muelles en espiral, además de otras geometrías más complejas.

6. *Tubos en espiral.* Se trata de tubos lisos que se enrollan formando una hélice, creando un flujo secundario que aumenta el coeficiente de transferencia de calor en flujo monofásico y en la mayoría de aplicaciones en calderas. Sin embargo, hace falta que sean de un diámetro muy pequeño si se quiere una mejora significativa.

7. *Sistemas basados en la tensión superficial.* Consisten en ranurar la superficie para dirigir el flujo del líquido en condensación o ebullición.

8. *Aditivos para líquidos o gases.* Los líquidos se adhieren con partículas sólidas o con burbujas de gas mientras que los gases se adhieren con gotas de agua o partículas sólidas.

Se puede decir que serán económicamente viables las mejoras que menores costes supongan o mayor beneficio económico, energético o de espacio, estas suelen ser las superficies rugosas por su facilidad constructiva y por tanto bajo coste, y los dispositivos insertados, este último tipo se puede clasificar en:

1. *Láminas en espiral.* Las láminas guían el flujo provocando un giro en espiral a lo largo de la longitud del tubo. Como por lo general no existe un buen contacto térmico entre la pared interior del tubo y las láminas, éstas no actúan como aletas.

2. *Elementos insertados de superficie extendida.* Se trata de formas extruidas insertadas en el tubo. Como existe un buen contacto térmico entre la pared y el elemento, éste actúa como una superficie extendida al mismo tiempo que reduce el diámetro hidráulico.

3. *Muelles en espiral.* Consisten en un alambre enrollado en espiral, que funciona dentro del tubo como una rugosidad no-integral.

4. *Mallados de alambre o cepillos.* Son alambres enrollados de manera más o menos aleatoria. Se consigue así un elemento con una alta densidad de material, destinado a perturbar una fracción grande del flujo.

5. *Elementos insertados desplazados.* No están en contacto directo con las paredes del tubo y producen un mezclado periódico del grueso del flujo.

Ese tipo de elementos insertados son menos efectivos en régimen turbulento, en cambio, en régimen laminar son muy útiles estos elementos ya que las partículas describen trayectorias lineales que al introducir un elemento, por ejemplo una espira, variaba las trayectorias de las partículas formando espiras y cambiando la posición relativa de las partículas con el tubo favoreciendo el contacto de las partículas con el tubo para que la transferencia de calor no sea únicamente intermolecular sino también entre las moléculas y pared del tubo, teniendo como única desventaja un aumento de la pérdida de presión en la instalación. Los muelles también son muy usados para evitar el ensuciamiento.

El uso de muelles en espiral está muy poco extendido, sobre todo en régimen laminar. Pese a que estos elementos potencialmente tienen interés en régimen laminar, se han realizado muy pocos estudios hasta la fecha. La transferencia de conocimientos a la industria ha sido prácticamente nula, traduciéndose en un recelo a su uso por simple desconocimiento.

El campo potencial de aplicación de los muelles en espiral es muy amplio: en refrigeradores de aceite para compresores y turbinas, para evitar sobrecalentamientos y/o conseguir unidades más compactas, en el lado tubo de aerorefrigeradores de fluidos viscosos o condensadores de vapor de plantas energéticas y en el procesado de fluidos no-Newtonianos en la industria alimentaria.

1.3. Muelles en espiral. Estado de las investigaciones.

Un muelle en espiral se fabrica abrazando un rollo de alambre de espesor dado a una varilla cilíndrica. Se debe de fabricar con un diámetro exterior ligeramente mayor que el diámetro interior del tubo donde se piensa utilizar, de este modo se asegura que el muelle permanecerá fijo al insertarlo y se evita así la erosión de las paredes interiores del tubo. El muelle insertado en el tubo forma una rugosidad helicoidal definida por el diámetro interior del tubo d , el diámetro de alambre e y el paso de hélice p , tal como se muestra en la Figura 1.1a. Una alternativa de instalación consiste en dejar un hueco entre el muelle y la pared interior del tubo, tal y como se muestra en la Figura 1.1b. Esta última configuración se usa menos, porque es más difícil de instalar y puede presentar problemas de vibraciones y de erosión de la pared del tubo.

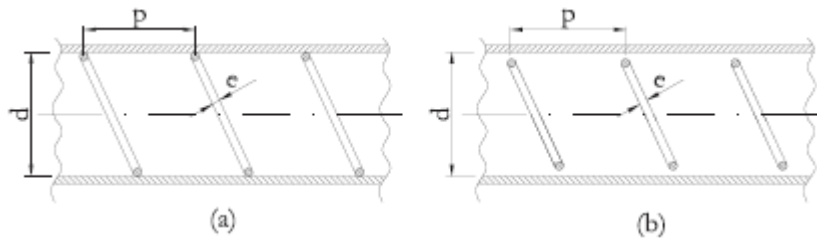


Figura 1.1 Esquema geométrico de un muelle en espiral insertado en un tubo liso: (a) muelle ajustado a la pared interior, (b) muelle desplazado.

El número de estudios experimentales que se han ocupado del comportamiento termohidráulico de los muelles en espiral es mucho menor que los dedicados a otras técnicas de mejora: este hecho lo vienen señalando desde autores como Kumar y Judd [1970] o Sethumadhavan y Raja Rao [1983] hasta Silva et al. [2001] o Shoji et al. [2003], más recientemente. En esta sección se analiza el estado del arte de los muelles en espiral como técnicas de mejora para el lado tubo de intercambiadores tubulares en flujo monofásico. La práctica totalidad de los trabajos realizados sobre estos dispositivos son puramente experimentales, en donde se presentan resultados de pérdida de presión adimensionalizados en forma de factor de fricción de Fanning y resultados de transmisión de calor en forma de número de Nusselt. No se han encontrado, al menos en la literatura abierta, modelizaciones numéricas del flujo en muelles.

La Tabla 1.1 sirve para situar los parámetros geométricos y de flujo estudiados por los distintos autores considerados en la revisión bibliográfica.

Autores	$N_{muelles}$	p/d [-]	e/d [-]	p/e [-]	$Re \times 10^3$ [-]	d [mm]	Fluido de trabajo (Pr)
Kumar y Judd [1970]	15	1,0-5,5	0,10-0,15	8,0-47,0	7,0-100	12,2	Agua (4,3)
Klaczak [1973]	13	0,7-2,9	0,10-0,22	6,6-13,0	1,7-20	6,8	Agua (2,5-9,0)
Sethu. y Rao [1983]	8	0,4-2,6	0,08-0,12	3,3-33,0	4,0-100	25,0	Ag./Glicerol (5,2-32)
Uttarwar y Raja Rao [1985]	7	0,4-2,6	0,08-0,13	5,0-33,0	0,03-0,7	25,2	Aceite (300 - 675)
Zhang <i>et al.</i> [1991]	14	0,3-0,5	0,04-0,09	6,6-28,6	6,0-80	56,3	Aire (0,7)
Oliver y Shoji [1992]	4	0,5-3,3	0,09	5,5-37,0	0,2-2	25,0	Dis. no-Newton. (20-90)
Inaba <i>et al.</i> [1994]	19	0,3-6,5	0,12-0,19	1,6-52,0	0,2-6,0	16,0	Agua (8,2-3,9)
Ravig. y Bergles [1996]	5	0,6-1,1	0,02-0,05	16-32,0	5,0-25	68,0	Aire (0,7)

Tabla 1.1 Rangos geométrico y de flujo cubiertos por los experimentales disponibles sobre muelles en espiral en flujo monofásico.

1.3.1. Régimen laminar.

Aunque por lo general se considera que el mayor beneficio potencial de los dispositivos insertados tiene lugar en régimen laminar, la mayoría de estudios experimentales realizados sobre muelles en espiral se han ocupado del régimen turbulento. En flujos laminares la ausencia de trabajos experimentales es notoria, y solo se pueden citar dos trabajos de relevancia: el de Uttarwar y Raja Rao [1985] para fluidos Newtonianos y el de Oliver y Shoji [1992] para fluidos no Newtonianos. Un trabajo más reciente como el de Lankinen y Sarkomaa [1999] tiene una importancia marginal.

El trabajo experimental llevado a cabo por Uttarwar y Raja Rao [1985] es, a fecha de hoy, el más ampliamente citado por otros autores al referirse a los muelles en régimen laminar. La razón de su amplia difusión se explica en base a que es el trabajo recomendado en la obra de referencia sobre transmisión de calor mejorada, el libro escrito por Webb [1994]. Sin embargo el trabajo de Uttarwar Raja Rao [1985] presenta muchas deficiencias y el mismo Webb [1994] hace notar que sus resultados de transferencia de calor son cuestionables, al estar afectados por la región de entrada.

Un error del trabajo de Uttarwar y Raja Rao [1985] fue evaluar los aumentos de transmisión de calor de los muelles respecto del tubo liso en convección forzada. Este hecho unido a que las mediciones se realizaron en la región de entrada provocó que obtuvieran coeficientes de transmisión de calor exageradamente grandes para un régimen puramente laminar, entre 2 y 5 veces superiores al tubo liso. Las manifiestamente erróneas conclusiones de este trabajo se han trasladado a lo largo de los años, y aún en fechas recientes han sido tomadas en cuenta por trabajos de comparación entre técnicas de mejora como los de Wang y Sundén [2002] y Dewan *et al.* [2004].

No existen correlaciones experimentales de pérdida de presión en muelles en régimen laminar. Uttarwar y Raja Rao [1985] presentaron gráficamente sus resultados de factor de fricción frente al número de Reynolds basado en el diámetro hidráulico, Re_{dh} , observando incrementos de factor de fricción respecto al tubo liso muy bajos (del 5 al 8%). Es importante señalar que esos valores son válidos únicamente para números de Reynolds inferiores a 200. A números de Reynolds superiores la pérdida de carga introducida por los muelles es bastante superior. Este hecho ha sido obviado en los recientes trabajos de comparación entre técnicas de mejora realizados por Wang y

Sundén [2002] y Dewan *et al.* [2004], donde se calcularon valores de aumento de pérdida de carga para muelles de tan solo un 8% a un número de Reynolds $Re = 2000$. En esas condiciones de flujo, Lankinen y Sarkomaa [1999] obtuvieron aumento de pérdida de carga de hasta un 700% respecto al tubo liso, en un informe sobre el comportamiento termohidráulico de dos muelles de distinta geometría. Oliver y Shoji [1992] dieron valores similares de incremento de pérdida de presión.

1.3.2. Régimen turbulento.

Los muelles en espiral son dispositivos que han sido estudiados fundamentalmente en flujo turbulento, como una alternativa a las técnicas de mejora por rugosidad superficial. Es razonable suponer que la introducción de un muelle en espiral en un tubo liso afectará al patrón normal de flujo mediante:

1. *Produciendo un flujo helicoidal en la periferia del tubo.* Este flujo en rotación estará superpuesto al flujo principal del grueso del flujo, en dirección axial. Las fuerzas centrífugas resultantes van a beneficiar la transmisión de calor en procesos de calentamiento de líquidos, donde la densidad decrece con la temperatura, al producir un movimiento del fluido caliente en la capa límite hacia el eje del tubo.

2. *Produciendo un flujo de separación y readhesión sucesiva del flujo.* Aquí, el ángulo de la hélice prácticamente no afecta al flujo. Se considera que existe un mecanismo similar al descrito por Arman y Rabas [1992] para nervaduras transversales de sección cuadrada, donde existe un punto claro de separación del flujo en la esquina frontal de la nervadura, produciéndose la readhesión aguas abajo del elemento rugoso. Se perturba así la subcapa límite viscosa, reduciendo la resistencia térmica dominante y aumentando la transferencia térmica.

Dependiendo de las condiciones de flujo y la geometría del muelle, la transmisión de calor aumentará mediante uno (o ambos) de los mecanismos expuestos anteriormente.

En la literatura predominante se suele considerar el segundo mecanismo descrito, estudiándose los muelles en el mismo grupo que tubos con otros tipos de elementos rugosos y despreciando el parámetro forma. Por ejemplo, Sethumadhavan y Rao [1983] estudiaron experimentalmente el flujo turbulento en muelles en espiral para completar estudios precedentes sobre rugosidades del tipo granos de arena, tubos con aleteados internos, tubos corrugados y tubos con nervaduras transversales. Estos autores no presentaron correlaciones explícitas para el número de Nusselt y el factor de fricción, sino que correlacionaron sus resultados experimentales utilizando las leyes de semejanza de fricción y transmisión de calor, válidas para rugosidades integrales.

La influencia del factor forma del elemento rugoso en la mejora de la transmisión de calor es un asunto que no está cerrado satisfactoriamente. Zhang *et al.* [1991] realizaron un extenso trabajo experimental sobre muelles de sección circular y sección cuadrada y no encontraron diferencias significativas de comportamiento termohidráulico entre los dos tipos de geometría estudiadas. Sin embargo, los intentos de Ravigururajan y Bergles [1996] de desarrollar 'correlaciones universales' de número de Nusselt y factor de fricción válidas para todos los tubos mejorados mediante rugosidad artificial fracasan con los muelles en espiral. Estos autores partieron de una amplia base de datos experimental. Para verificar sus correlaciones, realizaron ensayos de transmisión de

calor y pérdida de presión en 5 muelles. La correlación 'universal' de factor de fricción propuesta no predice adecuadamente sus resultados experimentales (para $Re > 10000$ el error es de un $\pm 10\%$, y a $Re = 6000$ la correlación da valores un 25% inferiores). Su correlación de número de Nusselt tampoco es correcta, pues infravalora sus propios resultados de transmisión de calor a bajos números de Reynolds ($Re < 10000$). La discrepancia con los datos de un trabajo de referencia como el de Kumar y Judd [1970] es total: la correlación de Ravigururajan y Bergles [1996] sobrevalora los mismos en más de un 50%. Rabas [1994] desarrolló una amplia base de datos experimental de puntos de pérdida de presión y coeficientes de transferencia de calor en muelles. Valoró la conveniencia de utilizar el método seminumérico del elemento discreto desarrollado por Taylor *et al.* [1989], para predecir factores de fricción y números de Nusselt en los muelles en espiral. Este método se desarrolló para tubos con nervaduras transversales de sección rectangular, considerando un mecanismo de separación y readhesión en el flujo turbulento. Rabas [1994] terminó desaconsejando el empleo del método de Taylor *et al.* [1989] en los muelles en espiral.

Existen muy pocas correlaciones experimentales de transmisión de calor para muelles en espiral en régimen turbulento monofásico. Las correlaciones de Sethumadhavan y Rao [1983] tienen poca utilidad en aplicaciones prácticas de diseño, porque no dan el número de Nusselt de forma explícita. Las correlaciones de número de Nusselt más fiables, por el número de muelles ensayados y el amplio rango de número de Reynolds estudiado, son las de Kumar y Judd [1970] y Zhang *et al.* [1991]. El empleo de las correlaciones de de Inaba *et al.* [1994] y Klaczak [1973] no se recomienda: los primeros solo ensayaron un rango de número de Reynolds muy pequeño, hasta $Re = 6000$ y Klaczak [1973] realizó los ensayos térmicos con una sección de ensayo demasiado corta.

La transmisión de calor en superficies rugosas puede depender de las propiedades del fluido de forma distinta a como ocurre en superficies lisas. Esta dependencia funcional se evalúa mediante el número de Prandtl, y en tubos lisos se puede considerar desde la relación obtenida por Petukhov [1970] ($Nu \propto Pr^{1/3}$) a la obtenida por Dittus Boelter [1930] ($Nu \propto Pr^{0.4}$). La influencia del número de Prandtl en la transmisión de calor de los muelles debe aclararse. La mayoría de estudios experimentales han utilizado aire o agua como fluido de ensayo, y se han movido por tanto en un rango de número de Prandtl muy pequeño ($Pr = 0,7-9$). Los únicos autores que trataron de ampliar su rango experimental de número de Prandtl fueron Sethumadhavan y Rao [1983], al emplear agua y una mezcla glicerol-agua al 50% como fluidos de ensayo. En opinión de Webb [1994], las ecuaciones de Sethumadhavan y Rao [1983] serían aplicables para aire ($Pr \approx 0,7$). Estos autores encontraron una dependencia aproximada del número de Nusselt en el número de Prandtl $Nu \propto Pr^{0,43}$.

Existe una ausencia marcada de correlaciones de factor de fricción. Sethumadhavan y Rao [1983] presentaron una correlación indirecta mediante la función de cantidad de movimiento rugosa. Quizás la mejor correlación disponible en la literatura abierta es la suministrada por Zhang *et al.* [1991], por la amplitud de rangos de geométrico y de flujo cubiertos. La correlación suministrada por Inaba *et al.* [1994] se desarrolló a partir de muy pocos datos experimentales y tiene un alto nivel de incertidumbre. Los trabajos de Kumar y Judd [1970] y Klaczak [1973] no correlacionaron sus datos de factor de fricción.

Por lo general, todos los trabajos experimentales sobre muelles en espiral han suministrado valores de aumento de factor de fricción sobre el tubo liso mucho mayores que de número de Nusselt. Los factores de fricción de Kumar y Judd [1970] superaron en hasta 15 veces los del tubo liso y los dados por Zhang *et al.* [1991] entre 4 y 9 veces. Sethumadhavan y Rao [1983] dieron incrementos de factor de fricción sorprendentemente bajos, de hasta un máximo de 3. La dispersión de los datos de factor de fricción es notoria, como se encargó de notar Rabas [1994].

Más acuerdo hay en el aumento de transferencia térmica: Kumar y Judd [1970] obtuvieron un incremento máximo de número de Nusselt de un 280% sobre el tubo liso para el muelle de menor paso ($p/d \approx 1$), a números de Reynolds bajos ($Re = 7000$).

El valor máximo de aumento dado por Sethumadhavan y Rao [1983] es de 150%; los aumentos dados por Zhang *et al.* [1991] estuvieron entre un 150% y un 315% sobre el tubo liso.

Una última fuente de discrepancia entre las fuentes consultadas está en el modo en que los parámetros geométricos del muelle influyen en su comportamiento termohidráulico. Para Kumar y Judd [1970], el espesor adimensional e/d influye mucho más en la pérdida de carga que en la transmisión de calor. En su correlación experimental de número de Nusselt no aparece este parámetro. En opinión de Webb [1994] la influencia del diámetro de hilo debería hacerse evidente para algún valor menor (y desconocido). De acuerdo con Kumar y Judd [1970], Sethumadhavan y Rao [1983] tampoco observaron una influencia apreciable parámetro e/d en la transmisión de calor.

Por el contrario, tanto Ravigururajan y Bergles [1996] como Inaba *et al.* [1994] sí que observaron a medida que el diámetro del hilo subía, aumentaba la transferencia de calor.

Estos dos últimos autores ensayaron a números de Reynolds bajos ($Re \approx 10000$), donde el espesor de la subcapa límite viscosa es apreciable y el diámetro del muelle puede perturbarla. A números de Reynolds mayores, el espesor de la capa límite es más reducido, y un aumento del diámetro de hilo únicamente repercute en una mayor resistencia de forma, con el consiguiente aumento de pérdida de presión sin aumentar la transferencia de calor.

1.3.3. Flujo no Newtoniano.

El trabajo experimental de Oliver y Shoji [1992] tiene un gran interés, porque es el único hasta la fecha que ha estudiado muelles con fluidos no Newtonianos y por su carácter eminentemente práctico. Estos autores ensayaron varios tipos de elementos insertados: 3 mallados de alambre, 3 láminas en espiral y 4 muelles en espiral. No se presentaron correlaciones experimentales, porque el objetivo del trabajo era comparar el comportamiento termohidráulico de las diferentes técnicas. Los valores de aumento de transmisión de calor suministrados por Oliver y Shoji [1992] son más realistas que los de Uttarwar y Raja Rao [1985], ya que consideraron que sus resultados estaban afectados por los fenómenos de convección natural.

En cualquier caso, Oliver y Shoji [1992] fueron muy concluyentes: en régimen laminar puro a números de Reynolds inferiores a 200, láminas y muelles empeoran la transferencia de calor y se recomienda usar mallados de alambre. No obstante, a números de Reynolds superiores los muelles aumentan la transferencia de calor al mismo nivel que los mallados de alambre, produciendo una pérdida de carga mucho menor. Los muelles demostraron ser mucho más efectivos que las láminas en espiral para mejorar la transferencia térmica.

1.4. Antecedentes.

A este proyecto le preceden un numeroso grupo de proyectos y contratos de investigación en esta línea por parte del Departamento de Ingeniería Térmica y de Fluidos. Este proyecto fin de carrera se enmarca dentro del proyecto del plan nacional de I+D+i: “Transferencia de calor y generación de hielo en intercambiadores tubulares y de placas con rascadores lineales y rotativos”

Algunos de los trabajos publicados hasta la fecha son:

- “Análisis de la mejora de la transferencia térmica laminar mediante dispositivos insertados en tubos de intercambiadores de calor” Alberto García, Pedro G. Vicente, Antonio Viedma. Actas del XV Cong. Nac. de Ing. Mec., Cádiz, 10 a 13 de diciembre de 2002, resumen en pag. 497.

- “Experimental study of heat transfer enhancement with wire coils inserts in laminar-transition-turbulent regimes at different Prandtl number” Alberto García, Pedro G. Vicente y Antonio Viedma. Int. Journal of Heat and Mass Transfer, vol. 48, pp. 4640-4651, 2005.

-“Experimental study of heat transfer and pressure drop in laminar and transition flows of mechanically-assisted heat exchangers with wire coil inserts” A. García, P.G. Vicente & A. Viedma. Resumen enviado al Eurotherm Seminar 77 “Heat and mass transfer in food processing”, Parma, Italia, 20-22 Junio 2005.
2006

- “Flow pattern assessment in tubes with wire coil inserts in laminar and transition regimes” A. García, J. P. Solano, P. G. Vicente & A. Viedma. Int. J. Heat and Fluid Flow 28 (3): 516-525 JUN 2007.

- “Enhancement of laminar and transitional flow heat transfer in tubes by means of wire coil inserts” A. García, P G Vicente, J P. Solano & A. Viedma. Int. J. of Heat and Mass Transfer 50 (15-16): 3176-3189 JUL 2007.

- “The influence of artificial roughness shape on heat transfer enhancement: corrugated tubes, dimpled tubes and wire coils” Alberto García, Pedro G. Vicente y Antonio Viedma. Enviado al Int. J. of Enhanced Heat Transfer. 2007

Más concretamente a éste proyecto le precede la tesis doctoral de Alberto García [2006], la cual estudiaba la mejora de la transferencia de calor mediante la inserción de muelles en espiral en tubo liso con fluidos Newtonianos.

1.5. Objetivos.

El principal objetivo del presente proyecto es el de evaluar cómo mejoran la transferencia de calor los muelles en espiral cuando trabajan con fluidos no Newtonianos, comparando con la mejora que producen con fluidos Newtonianos. Para ello, se evaluará el comportamiento termo-hidráulico de dos muelles en espiral de diferentes geometrías.

El plan de trabajo establecido es el siguiente:

Puesta en marcha de la instalación experimental

Será necesario el montaje sobre el tubo liso de las sondas de temperatura, las sondas de presión y el correcto aislamiento térmico del sistema. Una vez montado el tubo liso en la instalación, se realizarán pruebas experimentales de transferencia de calor y pérdida de presión con fluidos Newtonianos, para comprobar que las mediciones son correctas y entran dentro del nivel de incertidumbre calculado.

Elección del fluido no Newtoniano de ensayo

La elección de este fluido se realizará tras un cuidadoso estudio de bibliografía sobre estudios experimentales de transferencia de calor mejorada. Se buscará un fluido que pueda proporcionar un rango suficiente de viscosidad para abarcar un rango significativo de variables de flujo. Además, el fluido elegido deberá ofrecer la posibilidad de simular el comportamiento ante un esfuerzo cortante similar al de algunos alimentos tratados en la industria alimentaria, y preferentemente se comportará como un fluido pseudoplástico.

También es necesario que posea la característica de ser soluble en agua, no tóxico, ni corrosivo, ni nocivo en ningún aspecto, que no forme residuo en las tuberías y que carezca de olor desagradable.

Ensayos en tubo liso y con muelles en espiral con fluido Newtoniano

Una vez realizadas las pruebas en tubo liso se procederá a la inserción de cada uno de los muelles, para la realización de pruebas de transmisión de calor y pérdida de carga con fluidos Newtonianos. Estas pruebas servirán de base para la comparación con los resultados no Newtonianos. Asimismo, los resultados obtenidos se compararán con los presentados en la tesis doctoral de Alberto García Pinar [2006], que se obtuvieron en la misma instalación.

Ensayos en tubo liso con fluidos no Newtonianos

Las primeras pruebas de fricción y calor con fluido no Newtoniano se realizarán en tubo liso y régimen laminar. Se utilizarán varios fluidos de ensayo para cubrir un amplio rango de variables de flujo, desde régimen plenamente laminar a la transición. Se realizará una comparación de los resultados con los obtenidos por otros autores, que servirá para validar las medidas y el modelo reológico utilizado.

Ensayos con muelles con fluidos no Newtonianos

Se realizarán ensayos de transmisión de calor y pérdida de presión en tubo liso con muelles insertados para los mismos rangos de flujo que se ensayaron en tubo liso. Se evaluará la mejora obtenida en la transmisión de calor, y las diferencias observadas respecto al comportamiento en flujo Newtoniano.

2. PROCEDIMIENTO EXPERIMENTAL

2.1. Fluidos de trabajo.

2.1.1. Fluido Newtoniano.

En primer lugar se ha trabajado con propilenglicol para validar la instalación con unos gastos máxicos de entre 150 y 1800 Kg/h y temperaturas entre 15 y 70°C.

A continuación se muestran las propiedades físicas del propilenglicol puro según la bibliografía, en función de la temperatura:

Temp °C	ρ kg/m ³	c_p J/kg K	$\mu \times 10^3$ kg/m s	k W/m K	$\beta \times 10^3$ K ⁻¹	Pr -
10	1043,5	2419,8	108,4	0,2277	0,7193	1129,7
20	1036,0	2478,4	55,9	0,2222	0,7722	611,6
30	1028,4	2536,9	31,5	0,2165	0,7779	362,1
40	1020,7	2595,4	19,1	0,2108	0,7838	230,6
50	1012,8	2653,9	12,3	0,2051	0,7899	155,8
60	1004,8	2712,4	8,3	0,1996	0,7962	110,6
70	996,6	2770,9	5,8	0,1941	0,8278	81,8
80	988,2	2829,4	4,3	0,1890	0,8499	62,7
90	979,8	2887,9	3,2	0,1840	0,8828	49,5
100	971,1	2946,4	2,4	0,1794	0,8959	40,0

Tabla 2.1 Propiedades físicas del propilenglicol. Densidad ρ , calor específico C_p , viscosidad μ , conductividad térmica k , coeficiente de dilatación térmica β y número de Prandtl Pr .

2.1.2. Fluido no newtoniano.

Como fluido de trabajo se ha optado por utilizar soluciones acuosas de carboximetilcelulosa (CMC) en agua, a diferentes concentraciones. El uso de este tipo de soluciones es frecuente en los estudios de transferencia de calor mejorada. Algunos trabajos de relevancia que han empleado este fluido son:

- A. G. Patil [2000] estudió la transferencia de calor y la pérdida de carga con este fluido con la inserción de láminas en espiral y en régimen laminar.
- Gupta y Rao [1979] estudiaron la transferencia de calor con este fluido en tubos corrugados.
- Shivkumar y Rao [1988] estudiaron la transferencia de calor, también con la inserción de láminas en espiral.
- Dasmahapatra y Rao [1990] estudiaron la transferencia de calor, con la inserción de láminas en espiral en tubo liso.
- Pinjala y Rao [1991] estudiaron la transferencia de calor, también con la inserción de láminas en espiral.
- Oliver y Shoji [1992]: Dispositivos insertados (láminas en espiral, muelles y mallados de alambre) con disoluciones CMC.

La CMC es una hidroxietilcelulosa hidrófoba modificada, soluble en agua (la celulosa en sí es insoluble en agua). En las Figuras 2.1 y 2.2 se muestran las estructuras de la celulosa y el CMC.

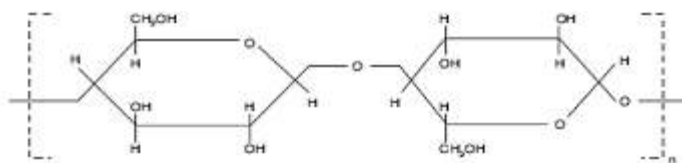


Figura 2.1 Estructura de la celulosa.

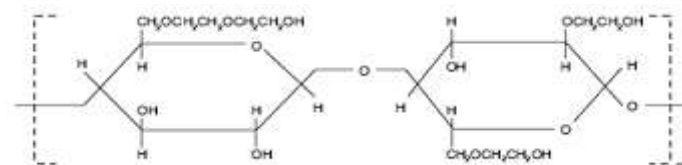


Figura 2.2 Estructura ideal del CMC.

La celulosa está formada por largas cadenas de moléculas de celulosa anhídrida como la representada en la Figura 2.1, esta celulosa pura se hace reaccionar con hidróxido sódico (sosa cáustica) para formar un producto de álcali celulosa, esta es más reactiva que la celulosa pura por su carácter básico; haciéndola reaccionar con óxido de etileno se consigue que los átomos de hidrógeno sean reemplazados por radicales hidroxietilos, esto confiere la solubilidad al producto. Dicho producto quedará definido por la proporción molar de hidroxietilo, ya que estos radicales tienen la capacidad de unirse a los ya adjuntos a la cadena de la celulosa alargando el radical, teóricamente, ilimitadamente.

Cuando se disuelve CMC en agua, la viscosidad de la solución resultante a temperatura ambiente depende de la longitud de la cadena de CMC, y la concentración en peso. De este modo, para cubrir un rango de viscosidades suficientemente amplio, se deberán realizar soluciones de CMC de distintas longitudes de cadena, a varias concentraciones.

De la bibliografía consultada (Yang y Zhu [2007], Cancela et al.[2005], Ghannam y Esmail [1996]), las soluciones acuosas de carboximetilcelulosa en proporciones entre 1% y 5% se comportan como pseudoplásticos, y su ley de esfuerzo cortante-velocidad de deformación se puede modelizar con ecuaciones de tipo “Power-Law”.

Modelo Power-Law

Los fluidos no Newtonianos son aquellos cuya característica más importante es que su viscosidad depende del esfuerzo cortante al que se ven sometidos. La figura 2.3 muestra distintos reogramas (diagrama de esfuerzo aplicado τ frente a velocidad de deformación du/dy o γ producida en el fluido), que ilustran distintos tipos de comportamiento del fluido. La pendiente de las curvas para un nivel de esfuerzo cortante es la viscosidad aparente del fluido, que en los fluidos no Newtonianos depende del esfuerzo aplicado.

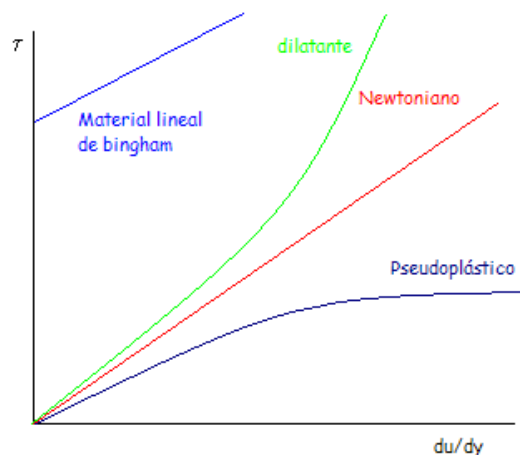


Figura 2.3 distintos comportamientos de flujo

Las soluciones acuosas de carboximetilcelulosa se encuentran dentro del grupo de los fluidos pseudoplásticos, modelados por la *Power-Law*, en los cuales la viscosidad aparente disminuye al aumentar el esfuerzo cortante, como muestra la figura 2.4.:

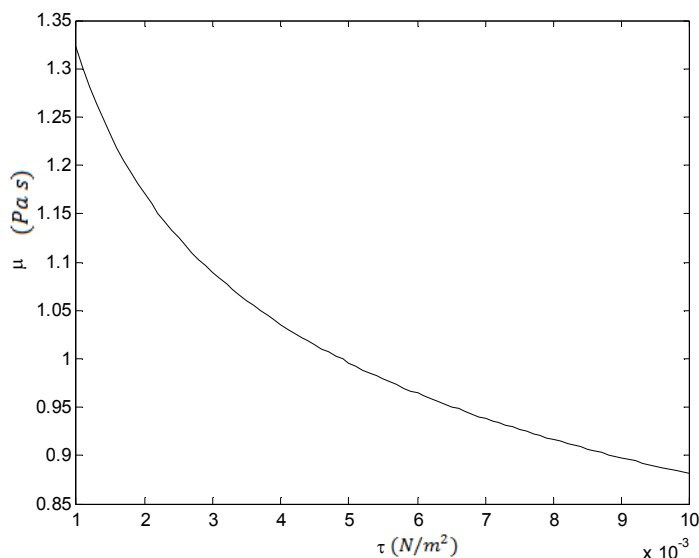


Figura 2.4 comportamiento pseudoplástico. Power-law

En un fluido pseudoplástico, la relación existente entre el esfuerzo cortante τ y el gradiente de velocidades γ se modela como:

$$\tau = K\gamma^n \quad (\text{ec. 2.1.})$$

donde K y n son respectivamente el índice de consistencia y el índice de flujo. La ecuación 2.2 muestra la relación entre viscosidad aparente μ_a y el esfuerzo cortante:

$$\mu_a = \left(\frac{\tau}{K}\right)^{(n-1)/n} \quad (\text{ec. 2.2.}).$$

Para fluidos Newtonianos se tiene que $n=1$ y por tanto K pasa a ser la viscosidad del fluido, mientras que para fluidos pseudoplásticos el índice de flujo $n<1$. Para fluidos dilatantes, $n>1$.

El fluido no Newtoniano también se distingue del Newtoniano por el perfil de velocidades creado al hacerlo pasar por un conducto. En la Figura 2.5 se ilustran dos perfiles para flujo Newtoniano y pseudoplástico, en el interior de un conducto de sección circular en régimen laminar. Conforme aumenta la pseudoplasticidad (disminuye el índice de flujo) el perfil de velocidades se hace más plano.

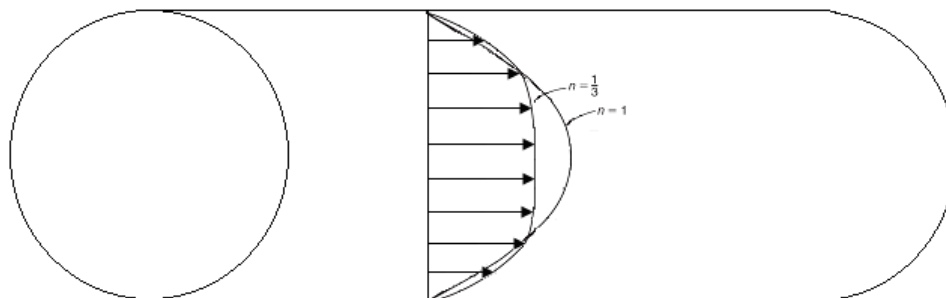


Figura 2.5 Perfil de velocidades, fluido Newtoniano y no Newtoniano

Propiedades reológicas de los fluido de ensayo

Se ha optado por adquirir la Carboximetilcelulosa del fabricante Sigma-Aldrich, en dos grados de viscosidad (es decir, diferentes longitudes de cadena): CMC high-viscosity grade (HV) y CMC medium-viscosity grade MV. Se mezclarán con agua para obtener tres fluidos de ensayo diferentes: MV al 1% y 2% en peso, y HV al 1% en peso. Las propiedades reológicas de estos fluidos de ensayo se han determinado por mediciones en un viscosímetro rotacional (Mod. TA-instruments, AR – G2) ubicado en el SAIT de la UPCT. Las figuras 2.6 y 2.7 muestran los reogramas obtenidos para distintas temperaturas de ensayo.

CMC 2% Media viscosidad

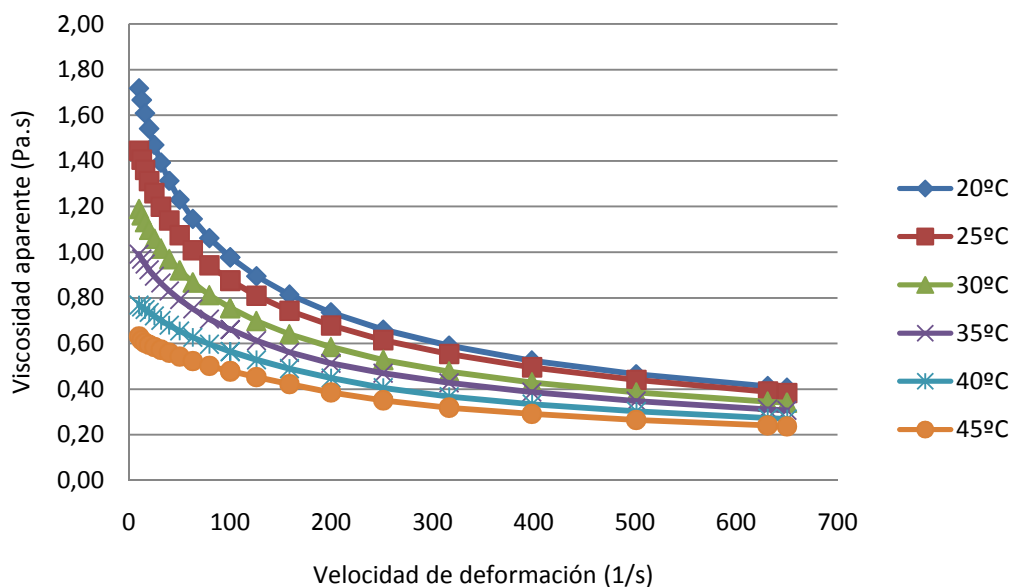


Figura 2.6. Representación de la viscosidad aparente frente al esfuerzo cortante del fluido CMC 2% Mv a diferentes temperaturas.

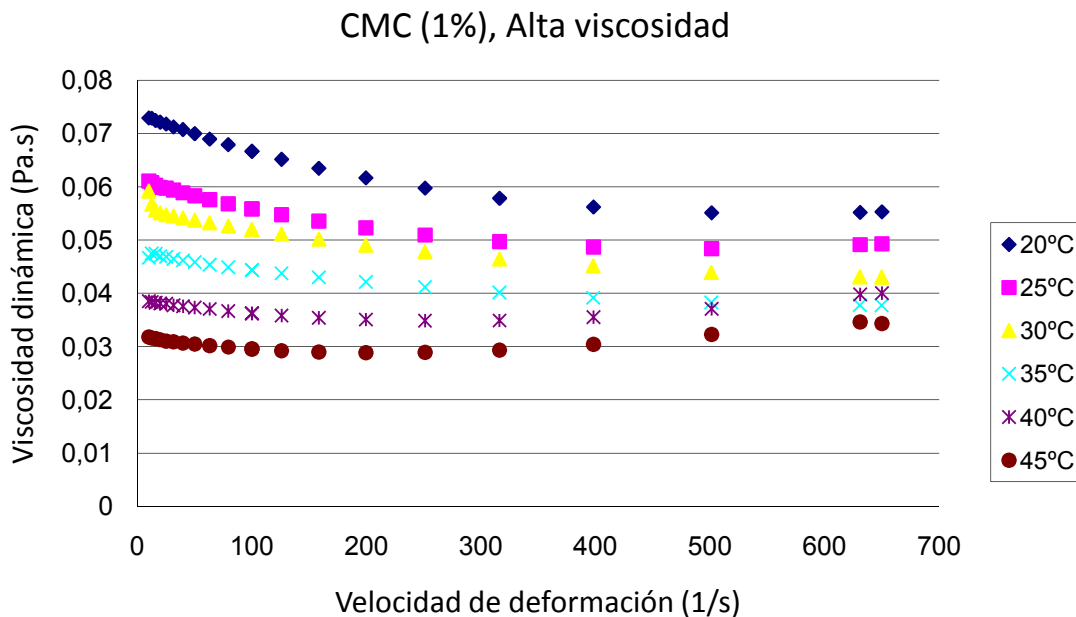


Figura 2.7. Representación de la viscosidad aparente frente al esfuerzo cortante del fluido CMC 1% Hv a diferentes temperaturas.

Se han procesado los datos experimentales medidos con el reómetro para obtener los valores de n y K para cada temperatura. Con los valores obtenidos se han obtenido correlaciones en función de la temperatura. Los valores de n y K se muestran en las figuras 2.6. y 2.7.:

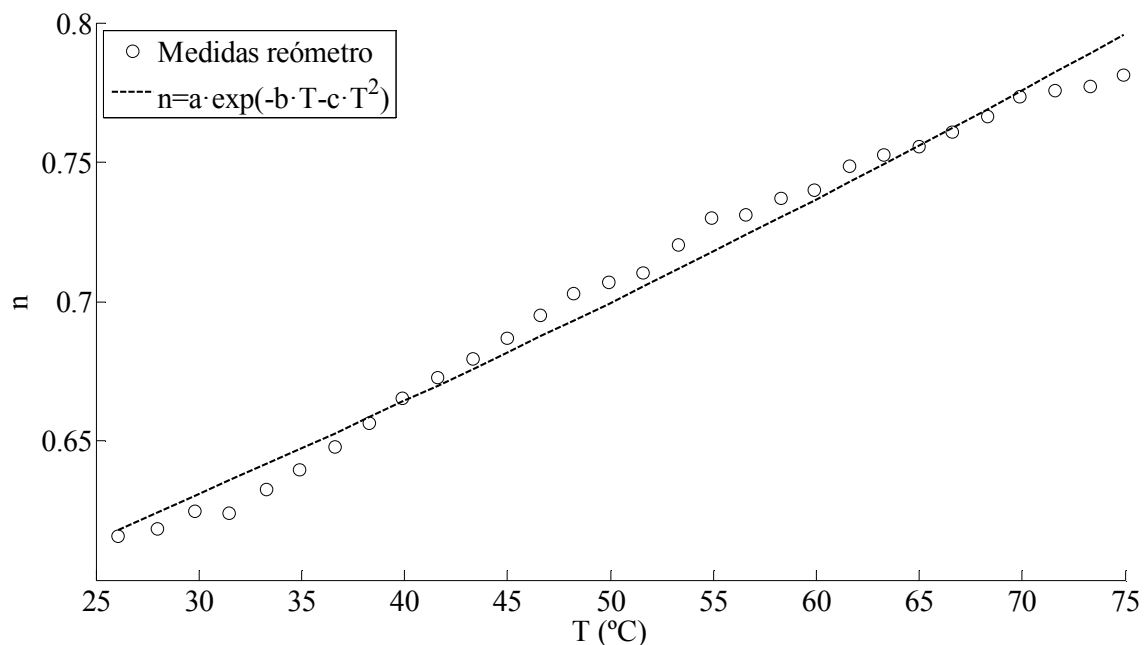


Figura 2.6. Representación del índice de flujo n frente a la temperatura.

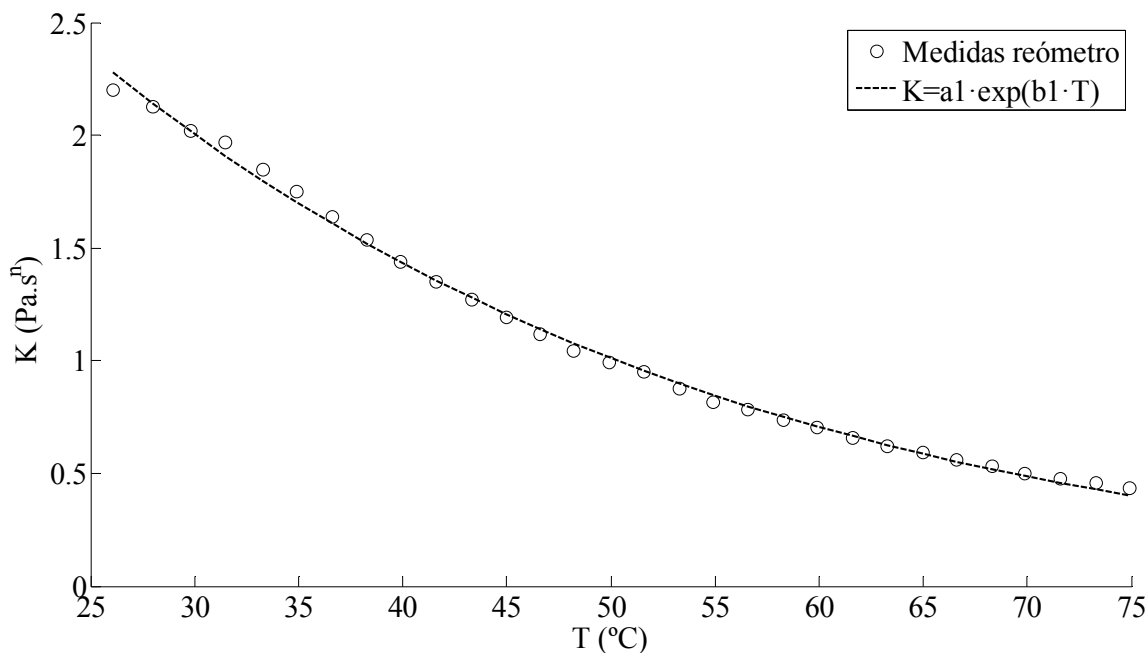


Figura 2.7. Representación del índice de consistencia K frente a la temperatura.

Como se puede observar los valores de n aumentan con la temperatura, mientras que los valores de K disminuyen con ésta. Esto equivale a decir que un aumento de la temperatura conlleva una aproximación al comportamiento Newtoniano; para los fluidos pseudoplásticos la n siempre es menor que 1. A partir de estos datos se han obtenido las siguientes correlaciones que nos proporcionan los valores de K y n para cada temperatura a la concentración del 1%.

$$K = a^{-b T - c T^2} \quad (\text{ec. 2.3.})$$

con

$$\begin{aligned} a &= 5.102; \\ b &= 0.02932; \\ c &= 6.09e-005; \end{aligned}$$

$$n = a_1^{b_1 T} \quad (\text{ec. 2.4.})$$

con

$$\begin{aligned} a_1 &= 0.5401; \\ b_1 &= 0.005174; \end{aligned}$$

Estas correlaciones nos servirán para conocer las propiedades del fluido en cada ensayo, ya que las temperaturas de los ensayos están en todo momento dentro del rango de temperatura en el que se ha obtenido la correlación.

Se han tomado la densidad, el calor específico y la conductividad térmica de las soluciones acuosas de CMC como las del agua. La concentración de la celulosa es muy

pequeña y se puede despreciar su efecto en estas tres propiedades físicas, tal y como recomiendan varios autores de la revisión bibliográfica (Chhabra [2005]) al producirse un pequeño error si se asume que todas las propiedades físicas de polímeros en soluciones acuosas, excepto en la viscosidad aparente, son iguales a las del agua, especialmente en concentraciones tan pequeñas (1-2%).

<i>Temp</i> °C	ρ kg/m ³	C_p J/kg.K	k W/m.K	$\beta \times 10^3$ K ⁻¹
10	999,8	4193	0,5820	0,082
20	998,3	4182	0,5996	0,207
30	995,7	4180	0,6150	0,306
40	992,3	4179	0,6286	0,389
50	988,0	4182	0,6405	0,462
60	983,1	4186	0,6507	0,529
70	977,7	4191	0,6594	0,590
80	971,6	4195	0,6668	0,647
90	965,1	4203	0,6727	0,702
100	958,1	4215	0,6775	0,755

Tabla 2.2. Propiedades físicas del agua. Densidad ρ , calor específico c_p , conductividad térmica k y coeficiente de dilatación térmica β .

Tixotropía de las soluciones acuosas de CMC

Se consideran fluidos tixotrópicos a todos aquellos que al aplicarles una velocidad de deformación constante, muestran una disminución del esfuerzo cortante y de la viscosidad aparente con el tiempo. Esto es debido al cambio continuo de la estructura del material, que puede ser en cualquier caso reversible o irreversible. La tixotropía indica una continua ruptura o reorganización de la estructura dando como resultado una disminución de la resistencia al flujo (Rha, 1978).

Todas las definiciones de tixotropía incluyen el concepto de recuperación estructural. Sin embargo, muchos alimentos tienen un comportamiento al flujo dependiente del tiempo pero su periodo de recuperación es muy largo o su estructura sólo es parcialmente recuperable. Por ello es más adecuado utilizar los términos "dependencia del tiempo en el flujo" o "destrucción estructural" para definir este tipo de comportamiento (Gallegos *et al.*, 1988).

De la bibliografía consultada (Ghannam y Esmail [1996]) se ha constatado que las soluciones acuosas de CMC son fuertemente tixotrópicas. En estudios experimentales de transferencia de calor y pérdida de carga como el llevado a cabo por Joshi y Bergles [1980a] en tubo liso y también por Manglik y Bergles [1988] en tubos con láminas en espiral, se disminuyó al máximo el tiempo de ensayo y el bombeo del fluido se realizó con bombas de engranajes de baja velocidad. El fluido se degrada de manera irreversible, mostrando una disminución considerable de la viscosidad con el tiempo de ensayo. Durante la realización de los ensayos de fricción y transferencia de calor realizados para este PFC, se observó asimismo una degradación apreciable del fluido con el tiempo de ensayo. Este comportamiento aumentaba con el aumento del gasto, es decir, con el aumento de la velocidad de giro de la bomba de engranajes instalada.

Finalmente, se optó por sustituir las bombas existentes por bombas de engranajes de alta capacidad. Con ello, es posible obtener altos gastos máxicos a muy baja velocidad de giro, minimizando la degradación del fluido. Asimismo, se hizo necesario tomar una muestra de fluido por cada punto experimental, para medir posteriormente su viscosidad en el viscosímetro rotacional del SAIT.

2.1.3. Preparación de las soluciones CMC-Agua.

Para la preparación de una disolución de 1 litro CMC en agua al 1% hay que seguir las siguientes instrucciones:

1. Se introducen 990 ml de agua destilada en un recipiente limpio.
2. Se pone una agitación vigorosa (muy importante).
3. Se empiezan a añadir muy poco a poco el sólido según se va homogeneizando hasta completar 10g (por cada litro de disolución). Para una mejor disolución es conveniente que el pH sea ligeramente ácido. Como la capacidad del depósito es de unos 25l, en la preparación de esta cantidad una gota de ácido clorhídrico es suficiente, ya que solo son necesarios 10^{-5} moles/l para obtener un pH 6, es decir, $3,65 \cdot 10^{-5}$ g/l del ácido.

Para llevar a cabo esta operación hay que utilizar:

- Una destiladora de agua.
- Un recipiente con un volumen de 1litro.
- Un agitador con suficiente potencia.

Para la preparación de la mezcla contábamos con un depósito de 100 l con un agitador de hélice acoplado que funcionaba con un motor de una potencia de 1 kW, aunque en el depósito de la instalación sólo se necesitan unos 25 l de fluido hubo que verter 40 l de agua osmotizada en el depósito de mezcla para que la hélice estuviera en contacto con el fluido; añadimos una gota de ácido clorhídrico (30% de pureza) para acidular ligeramente el agua y le añadimos, bajo agitación, poco a poco 444.4g de CMC. Al añadir los primeros gramos de CMC observamos que la agitación no era suficiente, y que el motor se sobrecalentaba.

Se estudian dos soluciones: comprar un motor más potente y con un aspa más ligera, o usar como agitador uno acoplado a un motor de taladro como el usado en pintura. Se optó por la segunda opción ya que también permitía orientar la agitación.



Figura 2.8.: Hélice del primer agitador.

A continuación se muestra una foto del depósito:



Figura 2.9.: Depósito con agitador inicial



Figura 2.10 y 2.11.: Nuevo agitador de mezcla acoplable.

A continuación se muestran unas fotografías acerca a de la preparación de la mezcla:



Figura 2.12 y 2.13.: inicio y fin de la preparación de la mezcla.

2.2. Instalación experimental:

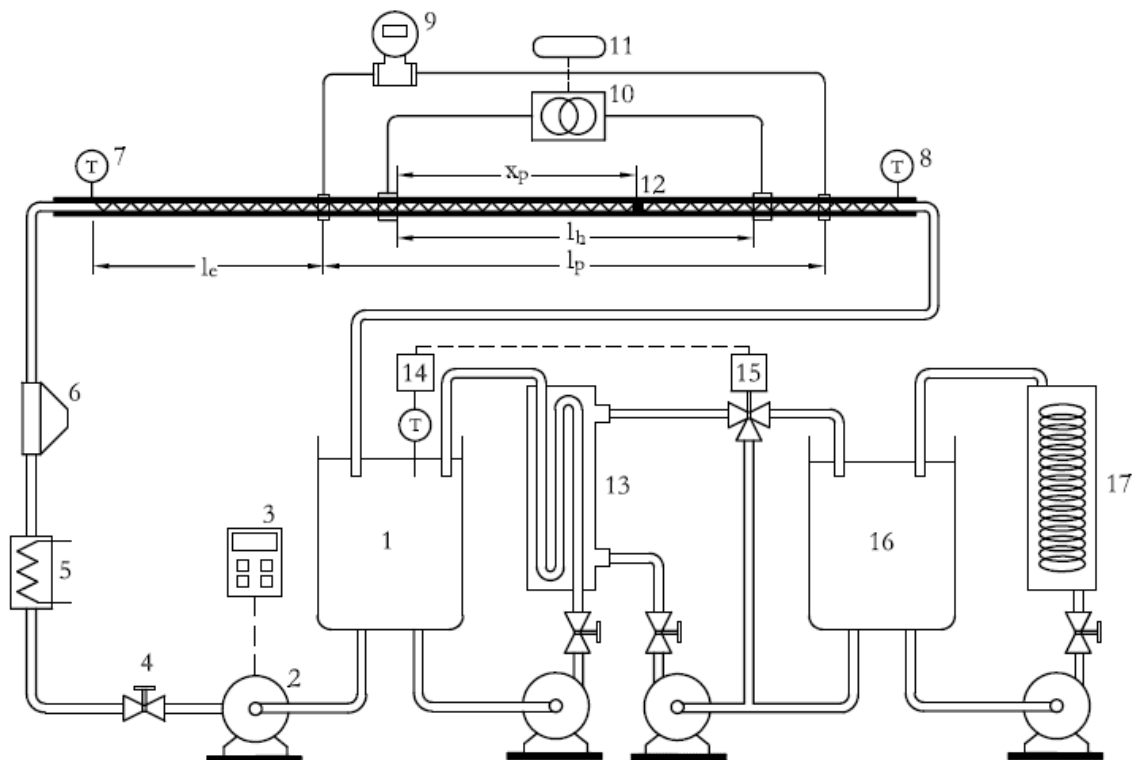


Figura 2.14 Esquema de la instalación experimental: (1) fluido de trabajo, (2) bomba de diafragma, (3) variador de frecuencia, (4) válvula de regulación, (5) resistencias de inmersión, (6) caudalímetro coriolis, (7, 8) sondas RTD de inmersión en la entrada y la salida, (9) manómetro diferencial, (10) transformador eléctrico, (11) autotransformador, (12) termopares, (13) intercambiador placas a contracorriente, (14) regulador PID, (15) válvula de 3 vías, (16) agua de refrigeración, (17) enfriadora de agua.

En este esquema se pueden ver tres circuitos: el circuito primario contiene la sección de ensayo con los sensores e instrumentos de medida, un circuito secundario de refrigeración con el que se mantiene constante la temperatura del fluido de trabajo en un valor de consigna dado, y un circuito terciario para enfriar el agua de refrigeración del circuito secundario. Toda la adquisición de datos se realiza mediante un sistema modular *Agilent HP-34970A*, conectado a un ordenador por su puerto serie RS-232. El control de la instalación se realiza a través de un autómata programable *National Instruments*, conectado a través del puerto USB. Un software específico programado en *LabVIEW* gestiona los ficheros de datos, y permite visualizar las variables del proceso y controlar las pruebas experimentales. El fluido de ensayo se recircula mediante una bomba de engranajes, el caudal se regula variando la velocidad de giro de la bomba mediante un variador de frecuencia y se mide a través un medidor de gasto másico de tipo Coriolis. A continuación se muestran fotografías de la instalación existente:



Figura 2.15 Fotografía de la instalación experimental para los ensayos térmicos. Vista general de la sección de medida.

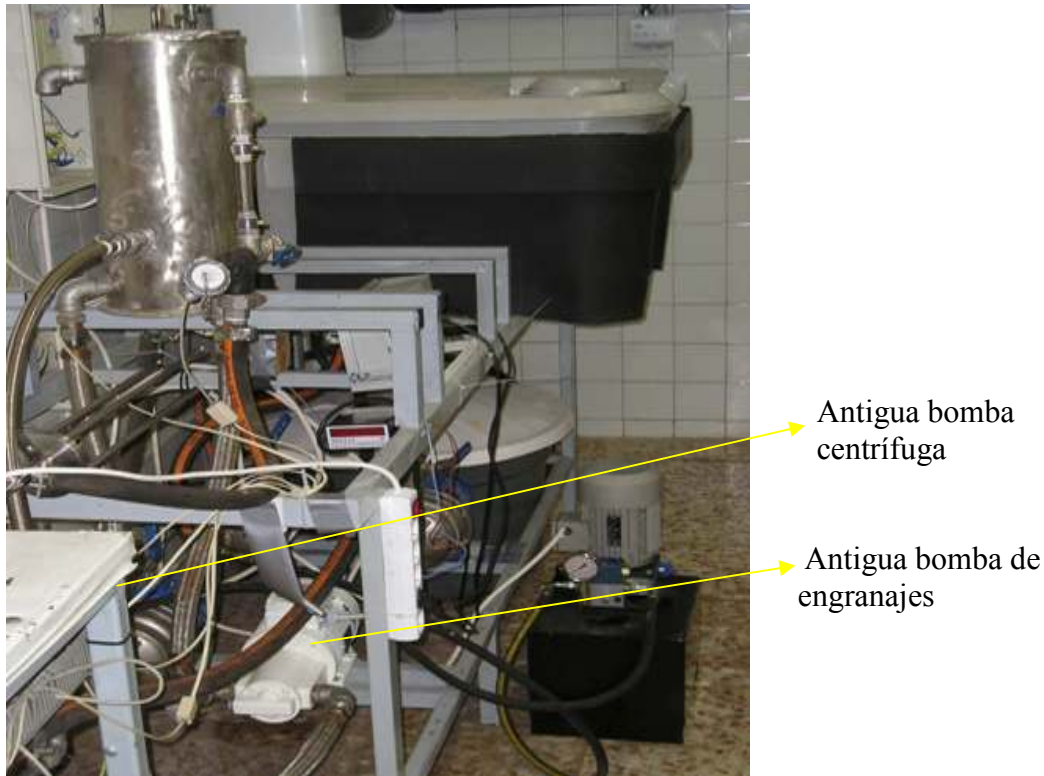


Figura 2.16 Fotografía de la instalación experimental para los ensayos térmicos. Detalle del circuito de refrigeración.

La instalación permite realizar pruebas de pérdida de carga en condiciones isotermas y no isotermas de transferencia de calor en flujo uniforme. Las características más importantes de la instalación son las siguientes:

- Obtención de datos de pérdida de presión en un amplio rango de números de Reynolds.
- Obtención de datos de transferencia de calor en régimen turbulento en un amplio rango de números de Reynolds y de Prandtl.
- Obtención de datos de transferencia de calor en régimen laminar en un amplio rango de números de Rayleigh, analizándose asimismo la región de entrada.
- Posibilidad de realizar análisis en un rango continuo de Reynolds, lo que permite analizar la transición de régimen laminar a régimen turbulento.
- Alta precisión demostrada con los ensayos realizados en el tubo liso, que permite obtener correlaciones fiables para el factor de fricción y para el número de Nusselt.
- Instrumentación de medida: manómetros diferenciales, módulos de adquisición de datos, sondas de temperatura, medidor de gasto másico por efecto Coriolis de alta precisión de amplio rango de medida.
- Consta de un circuito terciario de enfriamiento del fluido de trabajo mediante una enfriadora de agua. Este circuito permite el ensayo de fluidos a bajas temperaturas, y como ventaja adicional permite eliminar el alto consumo de agua que se empleaba en el anterior circuito de refrigeración en abierto.

- Consta de una válvula de 3 vías motorizada en el circuito secundario, con el objetivo de regular con precisión la temperatura de ensayo.
- Autotransformador motorizado para regular el aporte calorífico.
- Autómata programable *National Instruments*, que permite controlar remotamente todas las bombas, la posición de la válvula de tres vías y el aporte energético. Software de adquisición de datos programado en LabVIEW que permite tanto la toma de datos como la programación de las pruebas experimentales.

Esta instalación permite estudiar la pérdida de presión y la transferencia de calor en régimen laminar y transición para el propilenglicol y para el CMC el régimen laminar debido a su alta viscosidad.

2.2.1. Modificaciones realizadas en la instalación experimental.

Modificaciones referentes a experiencias de transmisión de calor

Se cambiaron los instrumentos de medida de la temperatura en el punto de medida de RTD a termopares, este cambio se efectuó porque los RTD de contacto eran muy grandes y debido a eso tenían mucha inercia térmica. Sin embargo, los termopares son de tamaño más reducido por lo que tienen mucha menos inercia térmica y por consecuencia menor tiempo de respuesta. Aunque los termopares tienen menor precisión que las RTDs, la realización de ensayos de calibrado con los termopares ya montados sobre el tubo de ensayo permite corregir de manera satisfactoria la señal de temperatura medida por los termopares.

En la figura 2.18 se muestra el termopar que se instaló finalmente (abajo) y la antigua sonda RTD empleada para medir la temperatura de superficie (arriba). Se puede apreciar claramente como la sonda RTD tiene un volumen mucho mayor que el termopar. El termopar por lo tanto mide la temperatura de modo más local y con un tiempo de respuesta considerablemente menor.



Figura 2.18.: Sondeas de temperatura superficial: sonda RTD (arriba) y termopar (abajo).

La instalación de los termopares se realizó rodeando el tubo con 8 termopares colocados a 45° unos de otros, cada uno de ellos toma una temperatura que se muestra por pantalla de forma individual. La temperatura de la pared para un ensayo dado se toma como la media de los 8 termopares. Así mismo este montaje permite variaciones circunferenciales de temperatura, lo que es útil para evaluar si la transferencia térmica está influenciada por la convección natural.

Modificaciones referentes al sistema de bombeo

Debido a problemas de degradación del fluido no Newtoniano hubo que renovar las bombas del circuito primario: se cambiaron una de engranajes y otra centrífuga por dos bombas de engranajes de mayor capacidad con menor velocidad de giro, esta era de 750 rpm y 50 Hz, pero las bombas no vencían la diferencia de presión requerida y hubo que añadirle un reductor mecánico que reduce la velocidad de giro hasta 500rpm a 50 Hz. Las bombas están acopladas a variadores de frecuencia y por tanto la velocidad de giro de los ensayos es siempre menor que 500 rpm. Se garantiza de ese modo un bajo nivel de esfuerzos tangenciales aplicados al fluido, y por tanto se minimiza su degradación tixotrópica. Las bombas seleccionadas se muestran en la figura 2.17.



Figura 2.17 Bombas de engranajes de baja velocidad seleccionadas.

2.3. Procedimiento experimental.

2.3.1. Montaje.

En primer lugar va a ser necesario el montaje de los tubos a ensayar en la instalación experimental existente. Colocación de un tubo liso de 2,49m de longitud y de 18mm de diámetro interior, encajado en la instalación mediante juntas y tuercas; ocho perforaciones en el tubo, cuatro situadas sobre la sección del a 90° unos de otros, y otros cuatro situados de la misma forma a una distancia de 1,875 metros de los primeros, para las tomas de presión; retirada de los cuatro RTD y posterior colocación de los ocho termopares en el punto de medida a 1,02m de la entrada del fluido al tubo sobre este cubriendo el perímetro de la sección; la distancia entre las tomas de calor es de 1,49m y la distancia entre los electrodos es de 1,47m.

Una vez realizadas las pruebas en tubo liso se procederá a la inserción de uno de los muelles, las características de las dos geometrías de muelles se pueden observar en la tabla que sigue:

	Espesor	Número de espiras	Paso
Muelle 1	1,6	135	2,574
Muelle 2	2,5	140	2,482

2.3.2. Ensayos de calibración de termopares de pared.

Se realizan para determinar errores de montaje en los termopares de pared. Consiste en hacer pasar el fluido, por el tubo con elevado caudal y sin aporte de calor, en este caso las temperaturas del fluido y de la superficie deben de ser iguales, ya que no existe aporte de calor. Este ensayo se realiza a varias temperaturas (20, 30, 40, 50, 60 y 75°C). Se realiza una recta de calibración de la temperatura registrada por los termopares frente a la temperatura del fluido (estimada como la media entre la temperatura de entrada y salida del fluido). Se obtiene una recta de calibración para cada termopar que se utilizará posteriormente en los ensayos de transferencia de calor para corregir la temperatura medida en la pared del tubo.

2.3.3. Ensayos de transferencia de calor.

Las experiencias de transmisión de calor consisten en calentar el tubo de ensayo por efecto Joule aplicando una corriente eléctrica. Mediante un transformador de tensión se aplica una diferencia de potencial en el tubo produciéndose una corriente alterna que circula por la propia pared del tubo. Se aísla exteriormente el tubo, se consigue así que todo el calor generado en el metal pase desde la pared del tubo al fluido, obteniéndose así una condición de contorno de flujo de calor uniforme.

La distancia entre los electrodos define la sección de ensayo para las pruebas de transmisión de calor. Para los ensayos en flujo turbulento esta distancia se fija en $l_h = 1.49m$. La temperatura del fluido a la entrada y a la salida de la sección de ensayo, se mide mediante sondas RTD de inmersión. La temperatura de la pared exterior del tubo se mide en una localización axial mediante 8 termopares situados a 45° y fijadas a la pared del tubo mediante un adhesivo aislante eléctrico de alta conductividad térmica. La posición axial del punto de medida, x_p , se define desde el electrodo aguas arriba y puede

ser fijada en un rango de 30 diámetros en adelante, para evitar los efectos de aleta cerca de los electrodos, en nuestros experimentos esta distancia es de 1.02m. La energía de aporte se determina midiendo la tensión e intensidad de la corriente eléctrica, suponiendo que el tubo se comporta como una resistencia pura. La diferencia de potencial se regula mediante un autotransformador motorizado conectado en serie y puede variar entre 0 y 15 V. La intensidad máxima es de 600 A y la potencia máxima tanto del transformador como del autotransformador es de 6 KVA.

En los ensayos de flujo de calor uniforme, la cantidad de calor aportada al fluido es uniforme a lo largo del tubo, por lo que la temperatura media del fluido aumenta linealmente. La temperatura media del fluido en la sección se calcula mediante:

$$T_{fm}(x_p) = T_{fe} + \frac{\dot{q}}{\dot{m}c_p} \frac{x_p}{l_h} \quad (\text{ec. 2.5})$$

Donde T_{fe} es la temperatura de entrada del fluido a la sección de ensayo térmica, x_p la posición del punto de medida, \dot{q} es el calor de aporte, \dot{m} el gasto másico y c_p el calor específico del fluido. De la ecuación (2.1) se deriva que para mantener $T_{fm}(x_p)$ constante a lo largo de una prueba se deberá actualizar la temperatura del fluido a la entrada T_{fe} para cada calor de aporte y cada gasto másico que se quiera ensayar.

Para regular la temperatura del depósito que contiene el fluido de trabajo se cuenta con un depósito de agua de 500 litros refrigerado en continuo por una enfriadora de agua *Carrier* de 6 kW que consigue mantenerla a 8°C. Este agua se bombea hasta un intercambiador de placas donde enfría al fluido de ensayo; el caudal de agua fría que entra en el intercambiador puede variarse recirculando parte del caudal total bombeado al depósito de agua fría sin pasar por el intercambiador, mediante una válvula de tres vías motorizada y accionada por el autómatas *National Instruments*, esta temperatura es controlada por el PID.

El aporte de calor se regula fijando la posición del autotransformador previo al transformador, mediante una señal 0-10 V que excita una tarjeta controladora previa al motor de accionamiento. Para regular la temperatura del depósito el autómatas *National Instruments* actúa como regulador PID, comparando la temperatura de consigna del fluido de ensayo con su temperatura real y generando una salida en intensidad 4-20 mA que actúa sobre la válvula de tres vías del circuito de refrigeración; la frecuencia de las bombas del circuito de refrigeración es fija.

2.3.4. Ensayos de pérdida de carga.

Los ensayos de fricción se realizan sin aporte de calor a diferentes temperaturas. La medida de pérdida de carga se mide con unos manómetros de presión diferencial de la serie LD301 de *SMART*. Se dispone de dos manómetros de diferente rango (con diferente $M_1 = 1-5000$ mm c.a. y $M_2 = 1-25000$ mm c.a.) estos permiten reducir el rango de medida (*span*) hasta un factor 1/40, y el error del instrumento proporcionado por el fabricante es del 0,075% del rango de medida, están conectados mediante dos tubos de silicona a sendas bridas de presión diseñadas ex profeso, acopladas al tubo de ensayo perforado con cuatro orificios de 2 mm de diámetro equiespaciados 90°. La distancia entre estas bridas define la sección de ensayo en las pruebas de fricción, y para el presente estudio se fijó en $l_p = 1,85$ m.

Todos los circuitos de la instalación están diseñados para soportar fluidos corrosivos a temperaturas de hasta 90°C. Los tubos rígidos y accesorios son de acero inoxidable 316L y los manguitos flexibles de teflón con mallado de acero inoxidable. Tanto las bombas como los caudalímetros soportan la temperatura máxima de diseño en funcionamiento continuo.

La instalación está diseñada para funcionar con unos 30l de fluido de ensayo: los circuitos principal y secundario tienen una capacidad aproximada de 5 l cada uno mientras que el depósito, de 240 mm de diámetro de la base, se llena con 20 l. La instalación tiene por tanto poca inercia térmica siendo esencial un buen funcionamiento del circuito secundario de refrigeración. Los ensayos deben realizarse en régimen estacionario, debiéndose asegurar que todas las variables permanezcan estables. A bajos caudales el tiempo de residencia del fluido es muy alto (120 segundos para un caudal de 100 litros/hora), lo que hace necesario emplear varios minutos para realizar cada medida.

El caudal instantáneo se mide mediante un medidor de gasto másico Coriolis *Micro Motion*, de rango 25-2000 kg/h y precisión del 0,2% sobre el fondo de escala. El control y la regulación de la instalación se realiza a través de un autómata programable de la casa *National Instruments* de la serie *Field Point*. Éste tiene tres funciones: controla todas las bombas de la instalación, fija el aporte de calor al proceso y regula la temperatura del fluido de ensayo a un valor de consigna dado. Las bombas están conectadas a variadores de frecuencia PAN015 de Panasonic. La marcha y paro de las bombas del circuito primario, así como la frecuencia de salida del variador (0-50 Hz) se fija en el interface del programa informático en el ordenador, desde donde el operador puede obtener fácilmente el caudal deseado.

2.4. Procesado de resultados experimentales.

2.4.1. Obtención del factor de fricción.

Con las pruebas de fricción se conoce la pérdida de presión en la zona de prueba a diferentes temperaturas y caudales.

Estas pruebas consisten en hacer pasar el fluido de trabajo por el tubo a una determinada temperatura variando el caudal. Se trabajó a 11 gastos másicos diferentes equiespaciados logarítmicamente desde 200 hasta 1645 Kg/h. Se realizaron dos series de temperaturas 20 y 40 °C, para extender el rango del número de Reynolds.

Con el programa de adquisición de datos se obtienen los valores de caída de presión para los diferentes valores de temperatura y gasto másico. Con estos valores y con los datos conocidos como diámetro, distancia entre tomas de presión, viscosidad y densidad, se pueden calcular la velocidad del fluido, el caudal, el número de Reynolds y el factor de fanning experimental y teórico.

El factor de fanning experimental se obtiene a partir de la ecuación 2.6 :

$$f = \frac{D}{4l_p} \frac{\Delta P}{0,5\rho v^2} \quad (\text{ec. 2.6})$$

Siendo necesario conocer la velocidad del fluido, a partir del caudal, el cual se puede conocer por la ecuación 2.7:

$$Q = \frac{m}{\rho} \quad (\text{ec. 2.7})$$

A partir del caudal se obtiene la velocidad del fluido como se puede observar en la ecuación 2.8:

$$v = \frac{4Q}{\pi D^2} \quad (\text{ec. 2.8})$$

Se pretende contrastar el factor de fanning experimental con el teórico obtenido por la ecuación 2.9:

$$f = \frac{16}{Re} \quad (\text{ec. 2.9})$$

Se obtiene la solución analítica para tubo liso del número de Reynolds a partir de la ecuación 2.10:

$$Re = \frac{\rho v D}{\mu} \quad (\text{ec. 2.10})$$

Donde v es la velocidad del fluido en l interior del tubo, D es el diámetro interno del tubo, Q es el caudal, m es el gasto másico, ρ es la densidad del fluido, μ es la viscosidad del fluido y f es el factor de fanning.

El objetivo de esta prueba es representar el factor de fanning con respecto al número de Reynolds para observar la relación entre estos en régimen laminar.

2.4.2. Obtención del número de Nusselt.

Dentro de esta categoría se encuentran las pruebas de convección natural y las pruebas de convección forzada.

En las pruebas de convección natural se observan corrientes secundarias de flujo generadas por diferencias de densidad en un fluido sometido a calentamiento desde la pared al interior, este fenómeno se ve favorecido por números de Reynolds bajos, la temperatura de consigna debe ser la menor posible ya que aumentará así la viscosidad del fluido disminuyendo el número de Reynolds, la temperatura de trabajo para esta prueba fue de 15°C y se ensayo con bajo gasto másico (150Kg/h) por el mismo motivo, con aportación de calor gradual; esta aportación se realiza, como ya se ha mencionado, aplicando una diferencia de potencial entre los extremos del tubo, comenzando por 0V y aumentando 0,5V por cada punto tomado. Además también se ha repetido la prueba con un gasto másico de 300 Kg/h.

En estas pruebas observamos el efecto de convección natural en los termopares, ya que la diferencia de temperatura entre los termopares se muestra por pantalla, y la diferencia entre el superior y el inferior puede llegar a superar los 20°C con una aportación de voltaje de unos 5V en tubo liso.

Otro tipo de prueba es el de transferencia de calor por convección forzada, la diferencia en esta prueba es el gasto másico, en este caso lo modificamos hasta 1000Kg/h, repetimos la prueba anterior con la modificación de gasto másico a dos temperaturas, a 25 y 45°C; y que además la aportación de calor es de valor fijo.

Las variables interesantes son la tensión V_e , intensidad I_e , temperatura de la pared exterior $T_{pe}(x_p)$, temperaturas del fluido a la entrada y a la salida, T_{fs} y el gasto másico \dot{m} .

La temperatura media del fluido en el punto de medida, $T_{fm}(x_p)$ se determina según la Ecuación (2.11), y puede escribirse en función de las magnitudes primarias como:

$$T_{fm}(x_p) = T_{fe} + \frac{V_e I_e x_p}{c_p l_h l_h} \quad (\text{ec. 2.11})$$

El coeficiente de transmisión de calor se adimensionaliza en forma de número de Nusselt local, y puede escribirse en función de las magnitudes primarias como:

$$Nu_x = \frac{1}{\pi k l_h} \frac{V_e I_e}{T_{pi}(x_p) - T_{fm}(x_p)} \quad (\text{ec. 2.12})$$

Se emplea una sección de ensayo térmica de $lh = 1,3\text{m}$, situando el punto de medida a una distancia de $x = 0,7\text{ m}$ del electrodo situado aguas arriba. El calor total aportado es de 500 a 4500 W, con el que se obtienen saltos de temperatura entre la pared y el fluido de 5–20°C.

El número de Nusselt local Nu_x resulta de la adimensionalización del coeficiente de película: $Nu = h_i d / k$ (ec. 2.13)

Podemos determinar el coeficiente de transmisión de calor local h_i que se produce por convección con la siguiente ecuación:

$$h_i(x_p) = \frac{q''_p}{T_{pi}(x_p) - T_{fm}(x_p)} \quad (\text{ec. 2.14})$$

Donde $T_{pi}(x_p)$ es la temperatura de la pared interior promediada circunferencialmente en el punto de medida, $T_{fm}(x_p)$ es la temperatura media del fluido en ese punto y q''_p el flujo de calor a través de la superficie interior del tubo ($q''_p = q / \pi d l_h$).

La temperatura de pared interna $T_{pi}(x_p)$ se calcula a partir de la temperatura de pared exterior $T_{pe}(x_p)$, mediante las calibraciones comentadas anteriormente, la temperatura exterior se considera el valor medio de los termopares de medida localizadas en cada sección.

Es necesario tener en cuenta el efecto de la región de entrada térmica, para ello se usa un número de Nusselt, que depende de la longitud adimensionalizada x^* , que resulta de la ecuación 2.15:

$$x^* = \frac{x_p}{D} \frac{1}{RePr} \quad (\text{ec. 2.15})$$

El número de Nusselt adimensional se emplea como número adimensional característico para determinar la transmisión de calor en los puntos donde se mide la temperatura de la pared, mediante la expresión:

$$Nu_x = \frac{D}{k} \frac{q''_p}{T_{pi}(x_p) - T_{fm}(x_p)} \quad (\text{ec. 2.16})$$

En régimen laminar los coeficientes de transmisión de calor son particularmente bajos, lo que es y ha sido estímulo para la investigación en nuevas técnicas de mejora.

En los intercambiadores de carcasa y tubo donde el fluido viscoso suele circular por el interior de los tubos y se calienta o enfría mediante aire, vapor o agua que circula por el exterior, el coeficiente global de transmisión de calor U está condicionado principalmente por el coeficiente de película interior h_i . Como en el flujo laminar en un tubo la resistencia térmica se extiende desde las paredes hasta el eje del mismo, el uso de elementos insertados va a ser muy efectivo, ya que promueven un mezclado del grueso del flujo.

3. RESULTADOS EXPERIMENTALES

En este capítulo se va a realizar la presentación de los resultados obtenidos en las pruebas realizadas en la instalación para tubo liso y con la inserción de muelles en espiral con fluidos Newtonianos y no Newtonianos así como la explicación del método de validación de la instalación.

Para la validación de la instalación se van a realizar las pruebas descritas en el capítulo 2 para tubo liso y para tubo con la inserción de muelles en espiral con un fluido Newtoniano, el propilenglicol. La validación va a consistir en la comparación de los resultados obtenidos en dichas pruebas con los resultados teóricos y con los presentados en la tesis de Alberto García Pinar [2006].

Una vez realizadas dichas pruebas y comparaciones podremos discernir si la instalación es apta para realizar las pruebas anteriormente mencionadas con una confianza aceptable para los resultados que obtengamos con fluidos no Newtonianos, ya que no disponemos de fuentes con las que contrastar dichos resultados.

Una vez realizadas las pruebas de convección natural se observó que los resultados eran similares a los obtenidos con fluidos Newtonianos por lo que no interesan en este proyecto fin de carrera y no se presentarán dichos resultados.

3.1. Resultados en flujo Newtoniano laminar.

3.1.1. Factor de Fricción.

Tubo liso

En flujo Newtoniano laminar, la solución analítica para el factor de fricción de fanning es:

$$f = \frac{16}{Re} \quad (\text{ec. 3.1})$$

Donde Re es el número de Reynolds definido por:

$$Re = \frac{\rho v D}{\mu} \quad (\text{ec. 3.2})$$

A continuación se procederá a mostrar los resultados experimentales obtenidos.

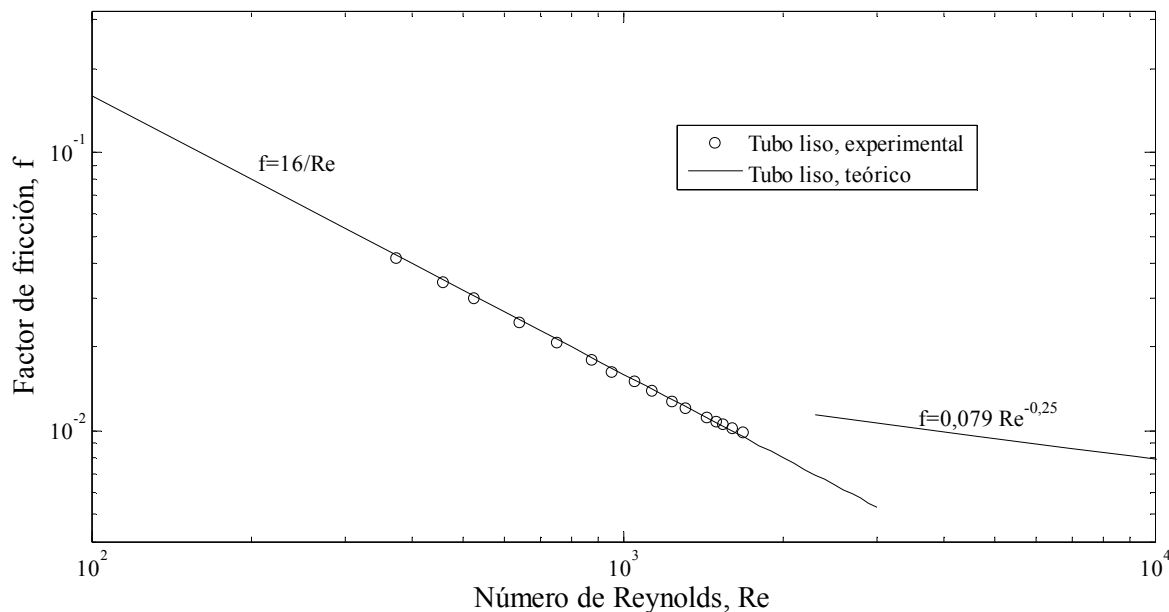


Figura 3.1. Resultados experimentales de factor de fricción de fanning frente a número de Reynolds en tubo liso.

Los resultados del factor de fricción obtenido en condiciones isotermas se muestran en la Figura 3.1 en función del número de Reynolds: los resultados experimentales en régimen laminar se comparan con la solución analítica ($f_s = 16/Re$).

Estas pruebas sirven de ajuste y verificación de la instalación experimental.

El rango de Reynolds cubre desde 0 hasta 1800, siendo el flujo laminar estable.

los resultados del factor de fricción se ajustan perfectamente a la curva $f_s = 16/Re$.

Los resultados experimentales presentan una buena concordancia con la solución analítica, verificándose el buen funcionamiento de la instalación de medida.

Muelles en espiral

Los resultados obtenidos para los dos muelles (M01 y M02) ensayados se muestran en las Figuras 3.2 y 3.3. En la Figura 3.4 se muestran los resultados de los 2 muelles en una única figura.

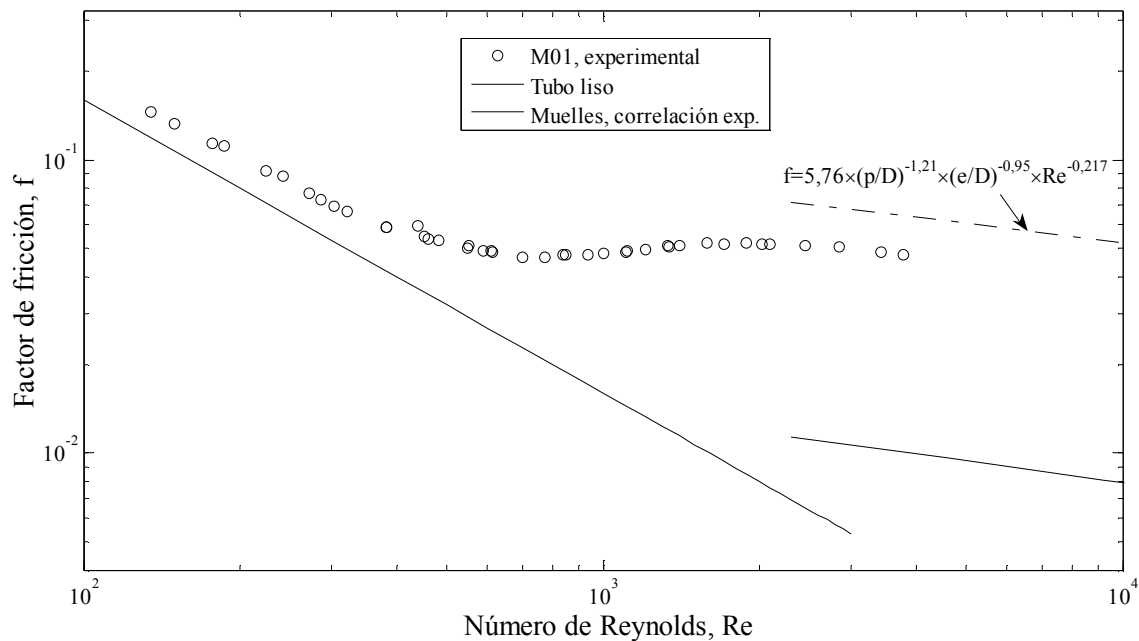


Figura 3.2. Representación de los resultados obtenidos, factor de fricción de fanning frente al número de Reynolds, con el muelle M01.

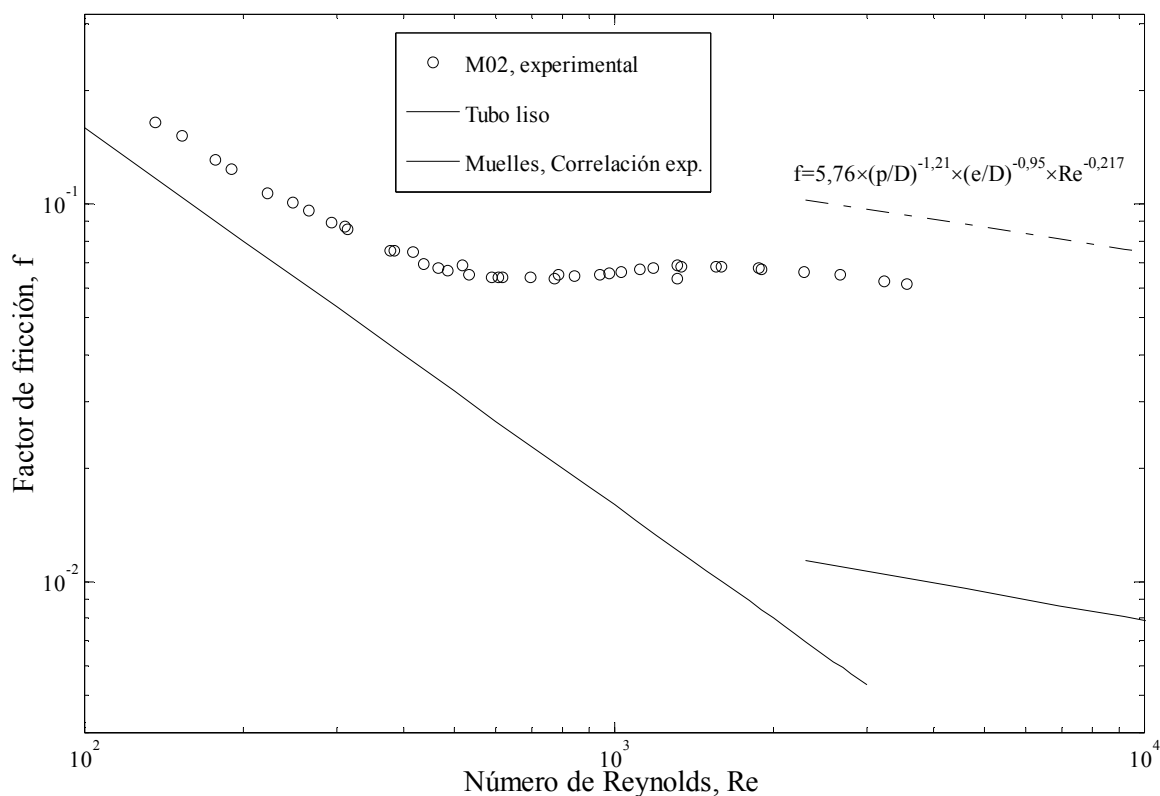


Figura 3.3. Representación de los resultados obtenidos, factor de fricción de fanning frente al número de Reynolds, con el muelle M02.

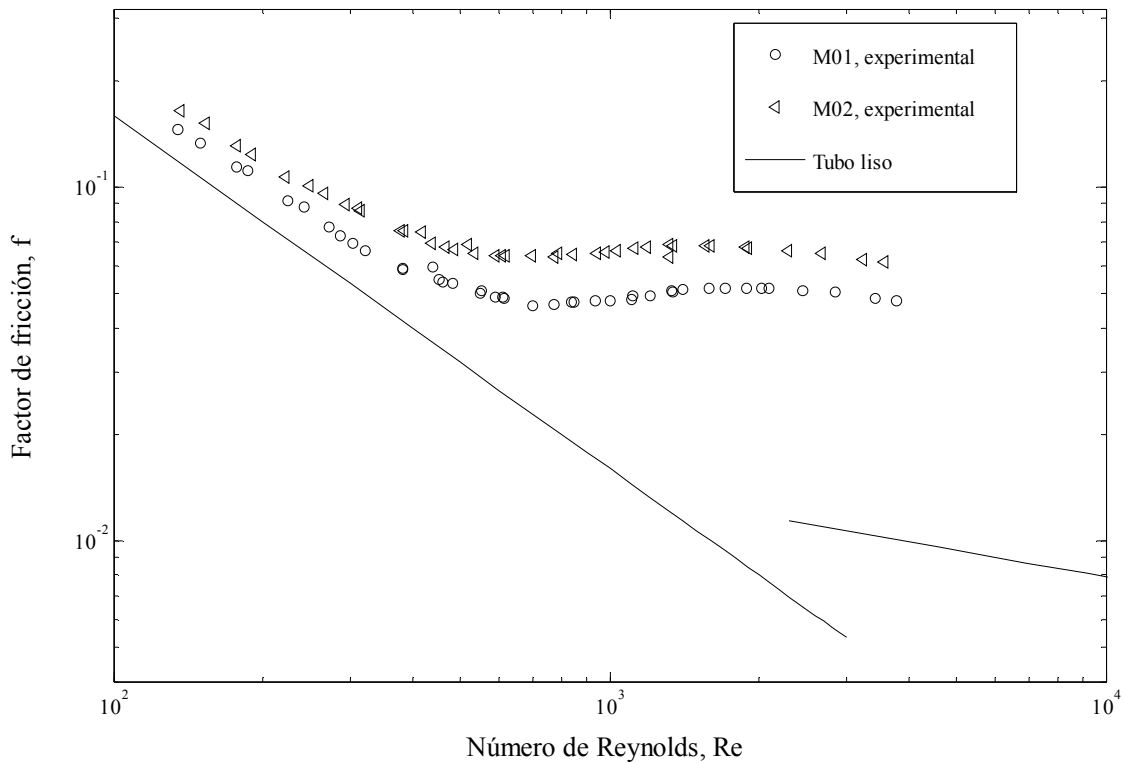


Figura 3.4. Representación de los resultados obtenidos, factor de fricción de fanning frente al número de Reynolds, con los muelles M01 y M02.

Como se observa en la Figura 3.4, la transición a régimen turbulento que promueven los dos muelles es a un número de Reynolds aproximadamente igual ($Re=500$). Ambos muelles tienen el mismo paso y distinto espesor. Por tanto, el espesor del muelle no influye en cómo se produce la transición a la turbulencia, únicamente influye en el nivel de pérdida de carga. El muelle de mayor espesor tiene un factor de fricción más elevado.

En la figura 3.2 y 3.3 se representa también la correlación experimental obtenida por A. García Pinar [2006] para muelles; los resultados obtenidos se acercan a esta correlación, que los resultados no coincidan exactamente con esta curva no significa que no sean fiables, ya que es solo una correlación experimental obtenida con un número determinado de muelles.

3.1.2. Número de Nusselt.

Tubo liso

En régimen laminar en convección forzada, se toma como base para comparar los resultados experimentales de tubo liso la solución de Petukov y Polyakov [1988]:

$$Nu_{x,cf} = 4,36 + 1,31(x^*)^{-1/3} \exp(-13\sqrt{x^*}) \quad (\text{ec. 3.3})$$

Donde la x^* es la distancia adimensional del punto de medida, definida por:

$$x^* = \left(\frac{x_p}{D}\right) \left(\frac{1}{RePr}\right) \text{ (ec. 3.4)}$$

Los resultados de transferencia de calor para tubo liso se muestran en la Figura 3.5:

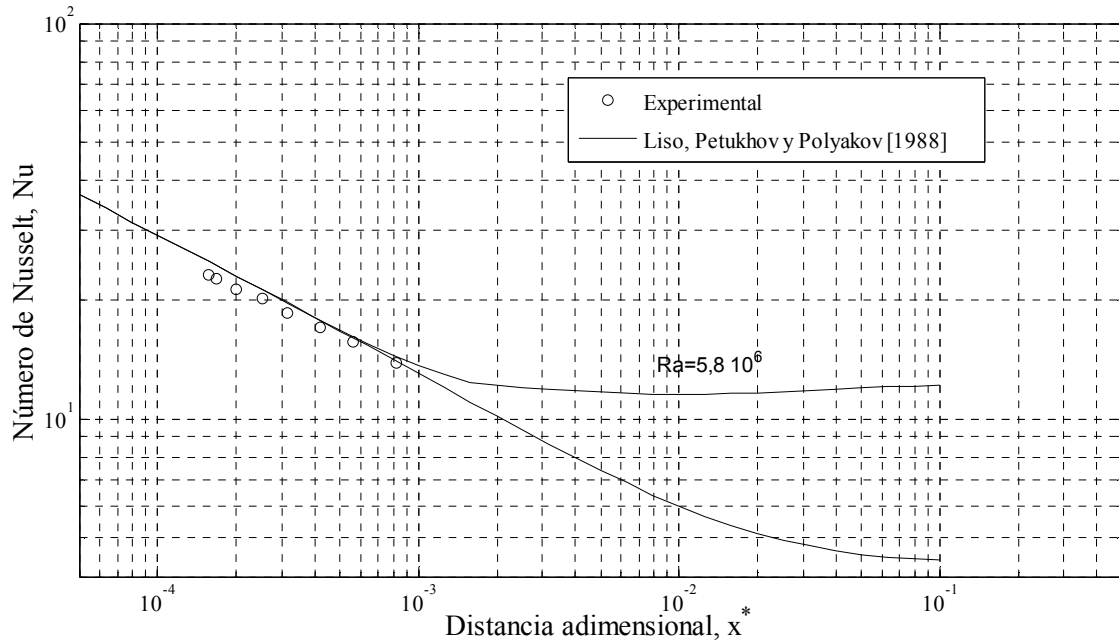


Figura 3.5. Resultados del número de Nusselt frente la distancia adimensional en tubo liso.

Los resultados experimentales presentan una buena concordancia con la solución analítica, verificándose el buen funcionamiento de la instalación de medida.

Para el cálculo del número de Nusselt se utiliza la ecuación 3.6:

$$Nu = 1.41Gz^{1/3} \text{ (ec. 3.6)}$$

con,

$$Gz = \frac{mCp}{kx^*} \text{ (ec. 3.7)}$$

Muelles en espiral

Los resultados de transferencia de calor obtenidos con los dos muelles en espiral estudiados se muestran en las figuras 3.6 y 3.7, en forma de Número de Nusselt frente a distancia adimensional, x* :

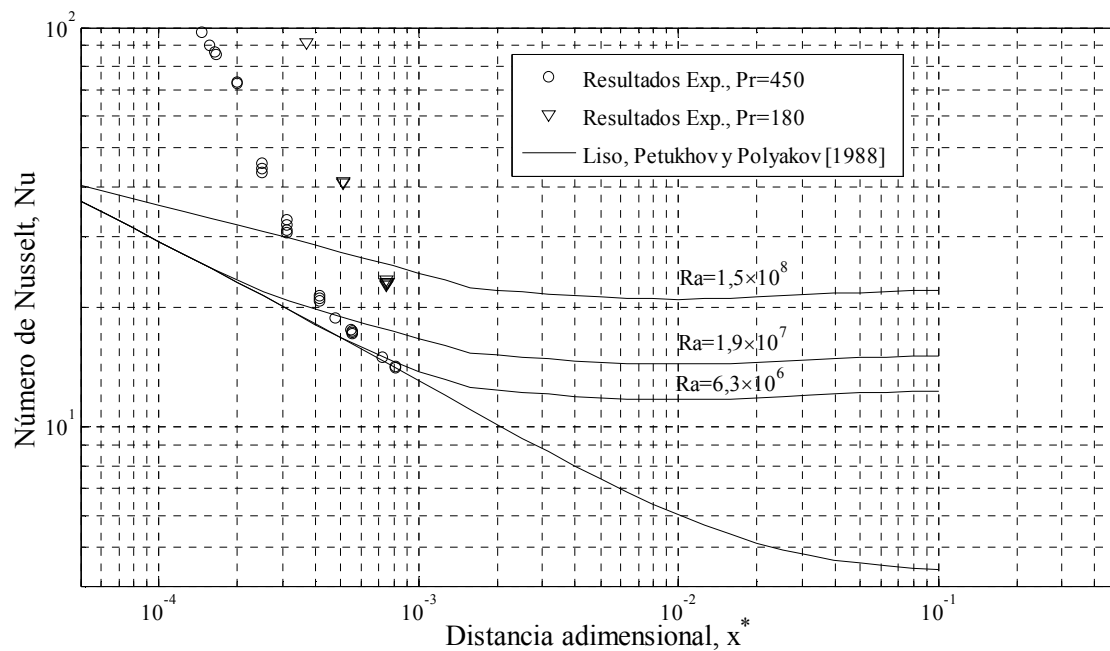


Figura 3.6. Resultados experimentales obtenidos de número de Nusselt frente a la distancia adimensional a dos temperaturas diferentes con la inserción del muelle M01.

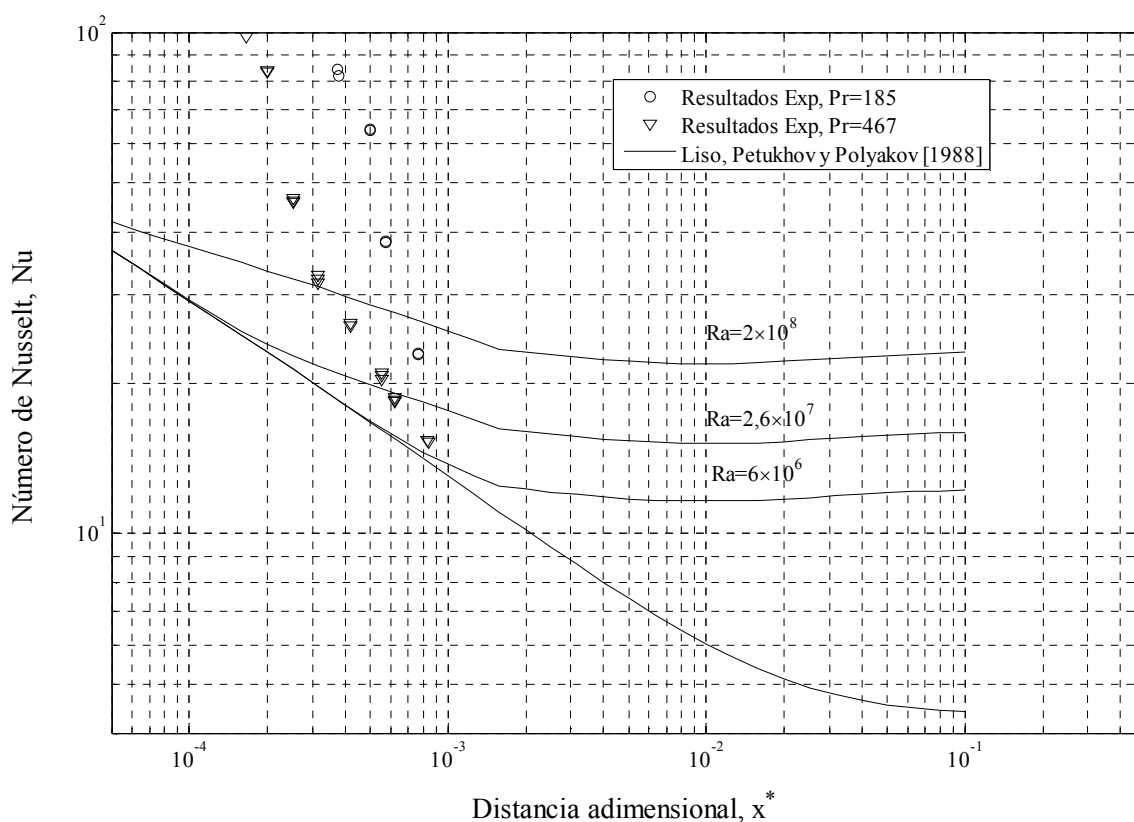


Figura 3.7. Resultados experimentales obtenidos de número de Nusselt frente a la distancia adimensional a dos temperaturas diferentes con la inserción del muelle M02.

Como se puede observar en las figuras 3.6 y 3.7, los muelles promueven una rápida transición a régimen turbulento, pues a valores relativamente altos de distancia adimensional, los datos se separan de la tendencia de tubo liso en régimen laminar (solución de Petukhov y Polyakov [1988]). Este comportamiento ilustra mejor si se representan los datos experimentales en la forma número de Nusselt frente a número de Reynolds, tal y como se observa en las figuras 3.8 y 3.9:

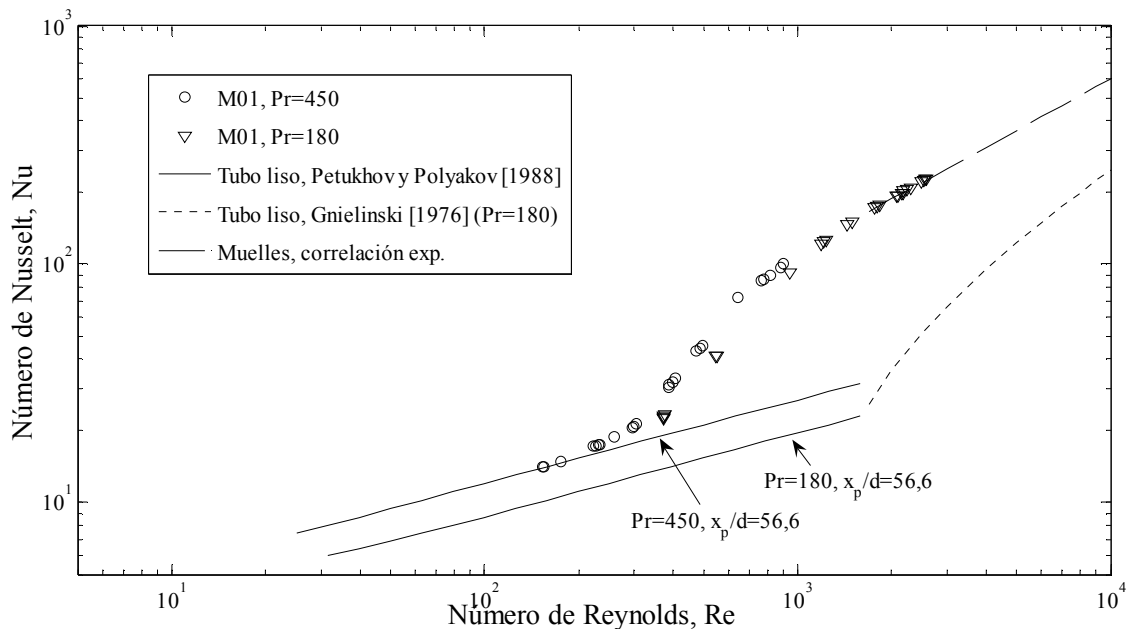


Figura 3.8. Resultados experimentales obtenidos de número de Nusselt frente al número de Reynolds a dos temperaturas diferentes con la inserción del muelle M01.

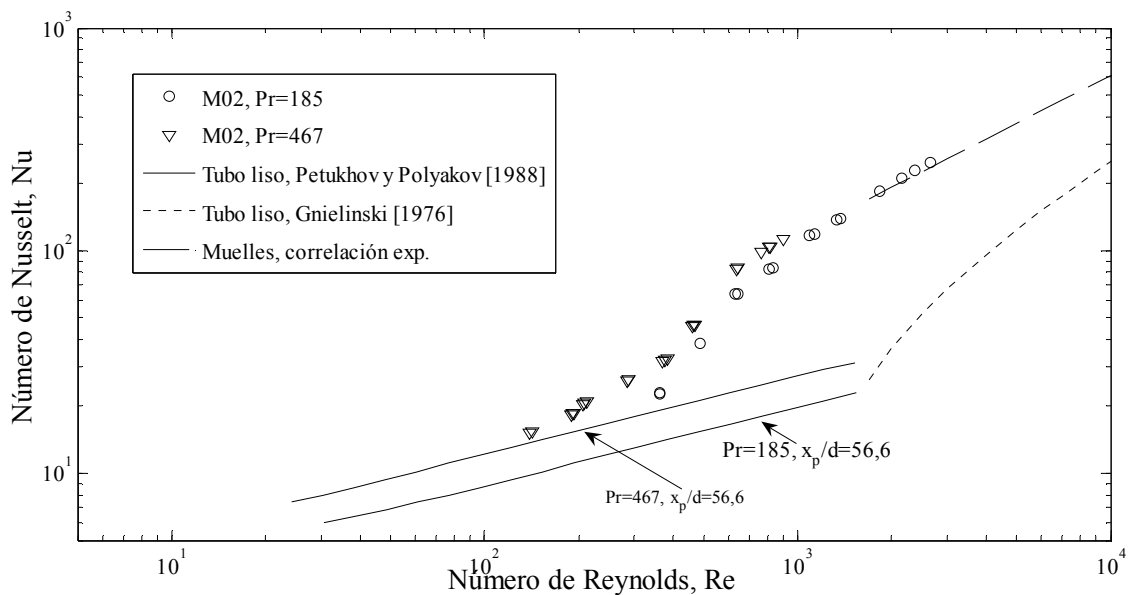


Figura 3.9. Resultados experimentales obtenidos de número de Nusselt frente al número de Reynolds a dos temperaturas diferentes con la inserción del muelle M02.

En la figura 3.10 se muestran los datos de Número de Nusselt frente a Reynolds para las dos muelles.

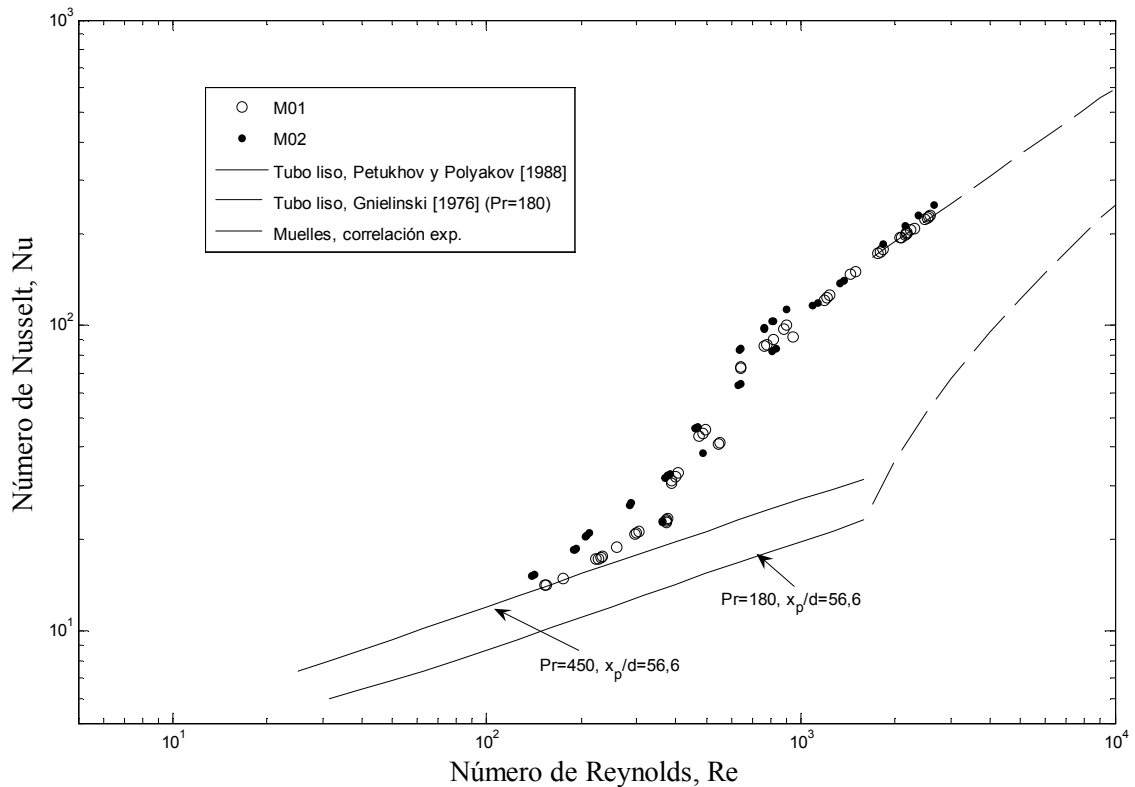


Figura 3.10. Resultados experimentales de número de Nusselt frente al número de Reynolds con la inserción de las dos geometrías de muelle diferentes (M01 y M02).

Se observa como en la región de transición a régimen turbulento (que en flujo con transferencia de calor se adelanta respecto al flujo isoterma, $Re > 200$) la transferencia de calor del muelle de mayor espesor (M02) es ligeramente superior a la del muelle M01. Sin embargo, conforme el flujo se va haciendo plenamente turbulento, la transferencia de calor de ambos muelles es semejante.

3.2. Resultados en flujo no Newtoniano laminar.

3.2.1. Factor de fricción.

Tubo liso

Para un fluido Power-Law, se puede definir un número de Reynolds generalizado (Metzner y Reed [1955]):

$$Re_B = \frac{2^{3(1-n)} D^n u^{2-n} \rho}{K \left[\frac{bn+a}{n} \right]^n} = \frac{8D^n u^{2-n} \rho}{2^{3n} K \left[\frac{bn+a}{n} \right]^n} \quad (\text{ec. 3.8})$$

Siendo para la sección circular $a=1/4$ y $b=3/4$.
Siendo Re_B el número de Reynolds generalizado.

$$f = \frac{16}{Re_B} \quad (\text{ec. 3.9})$$

En la figura 3.11 se muestran los resultados obtenidos en tubo liso con fluido no Newtoniano:

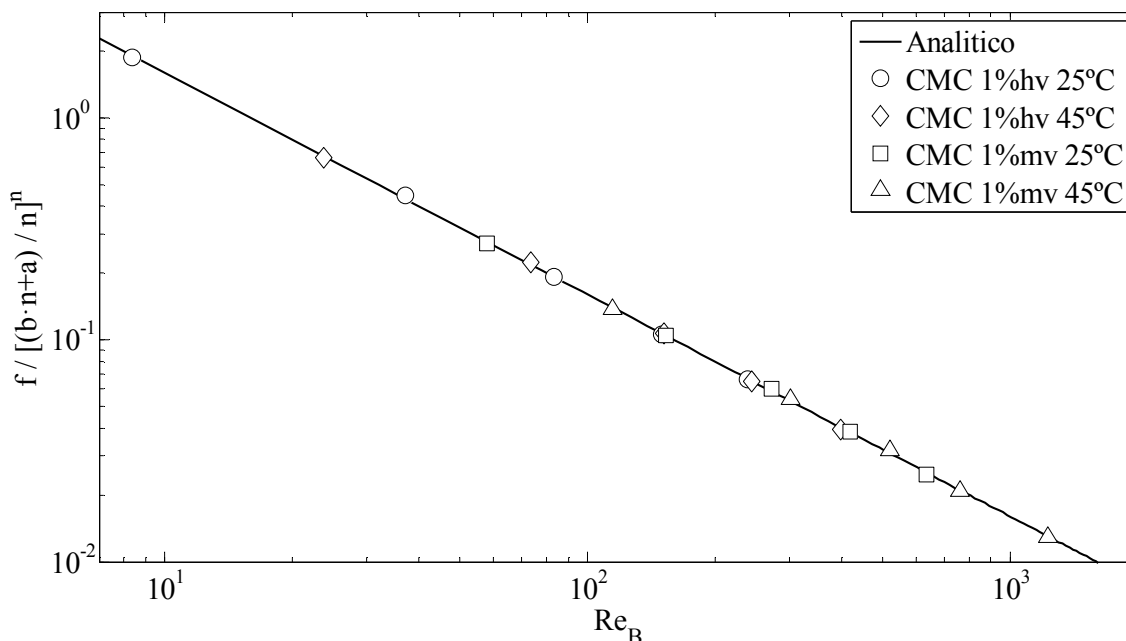


Figura 3.11. Factor de fanning frente al número de Reynolds generalizado con fluidos no Newtonianos.

Como se puede observar, también en estas pruebas, los resultados obtenidos se asemejan a la solución analítica, confirmando el buen funcionamiento de la instalación.

Muelle

Después de realizar las pruebas con fluido Newtoniano se procedió a sacar el muelle M02 que sufrió algunas deformaciones y pérdida de recubrimiento, por lo que las pruebas descritas solo se realizaron con el muelle M01.

A continuación se muestran los resultados obtenidos con el muelle M01 insertado:

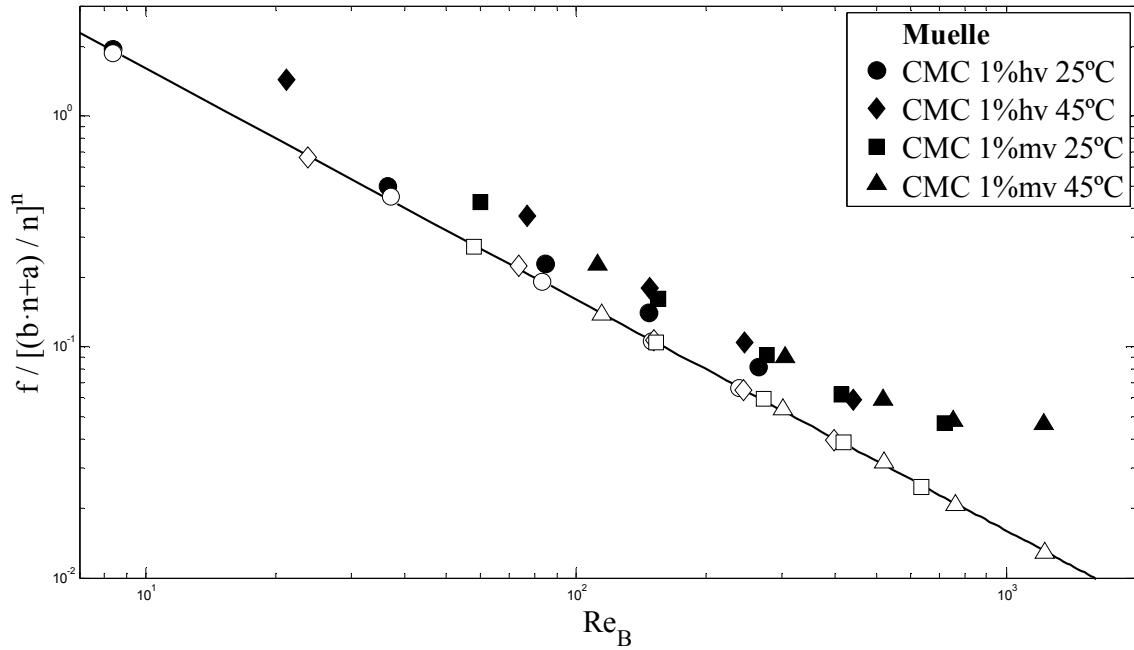


Figura 3.12. Resultados obtenidos en tubo liso, representación del factor de fricción de fanning frente a el número de Reynolds generalizado.

En esta figura se observa que la pérdida de carga producida por los muelles en espiral es superior a la producida en tubo liso, aunque no se aprecia con suficiente claridad la relación entre las pérdidas de carga del tubo liso y el muelle.

En la figura 3.13 se observa dicha relación con total claridad:

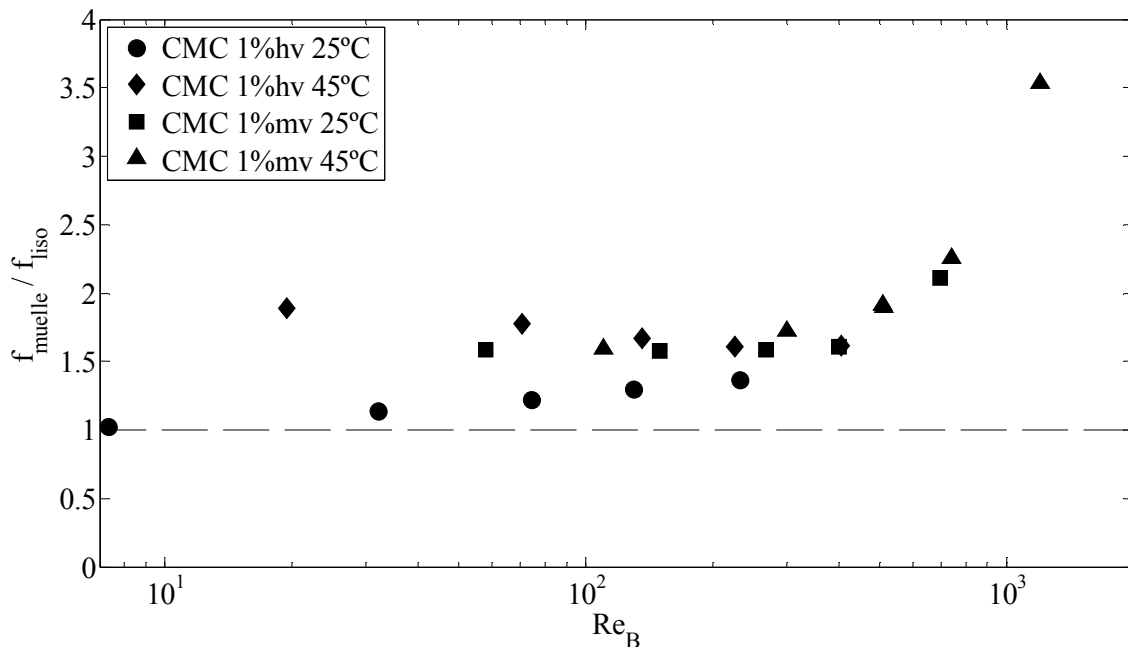


Figura 3.13. Representación del cociente entre el factor de fricción en muelle y el de tubo liso frente al número de Reynolds generalizado.

Como se observa en la figura 3.13 el factor de fricción producido por muelle en los fluidos hasta número Reynolds $Re > 200$ es similar al producido en tubo liso; sin embargo a partir de dicho número de Reynolds el cociente entre la pérdida de carga producida comienza a aumentar, lo que se explica por la entrada a la transición al régimen turbulento.

3.2.2. Número de Nusselt.

Liso

Para el cálculo del número de Nusselt se utiliza la ecuación 3.10, esta correlación es la que corresponde a un número de Nusselt local, Bird y Stewart [1960]:

$$Nu = 1.41 \left[\frac{3n+1}{4n} \right]^{1/3} Gz^{1/3} \quad (\text{ec. 3.10})$$

A la relación $\left[\frac{3n+1}{4n} \right]$ se le llama Δ . Dividiendo los resultados por el factor $\Delta^{1/3}$ la expresión 3.10 pasa a tomar la forma de la expresión 3.6 para fluidos Newtonianos.

Ademas también se han corregido los datos experimentales dividiendolos por el factor:

$$\left(\frac{K_b}{K_w} \right)^{0.58-0.44n}$$

Donde K_b es K a la temperatura media del fluido y K_w es K a la temperatura de pared.

La representación de los resultados obtenidos, ya reducido por $\Delta^{1/3}$, se muestran en la figura 3.14.:

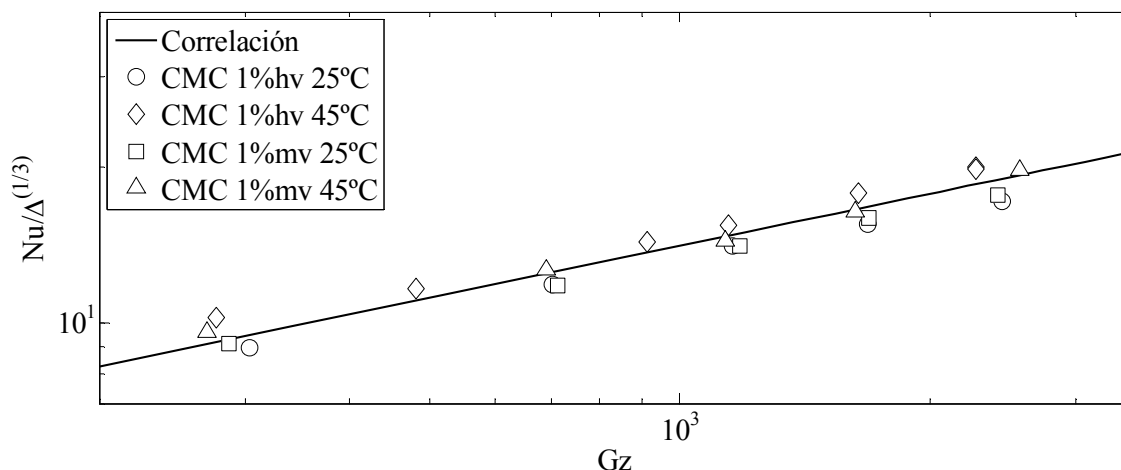


Figura 3.14. Representación de Nusselt frente a Graetz con fluidos no Newtonianos en tubo liso.

Una vez más los resultados obtenidos se asemejan a la solución analítica para el tubo liso.

Muelle M01

A continuación se procederá a mostrar los resultados obtenidos en la prueba de calor de convección forzada:

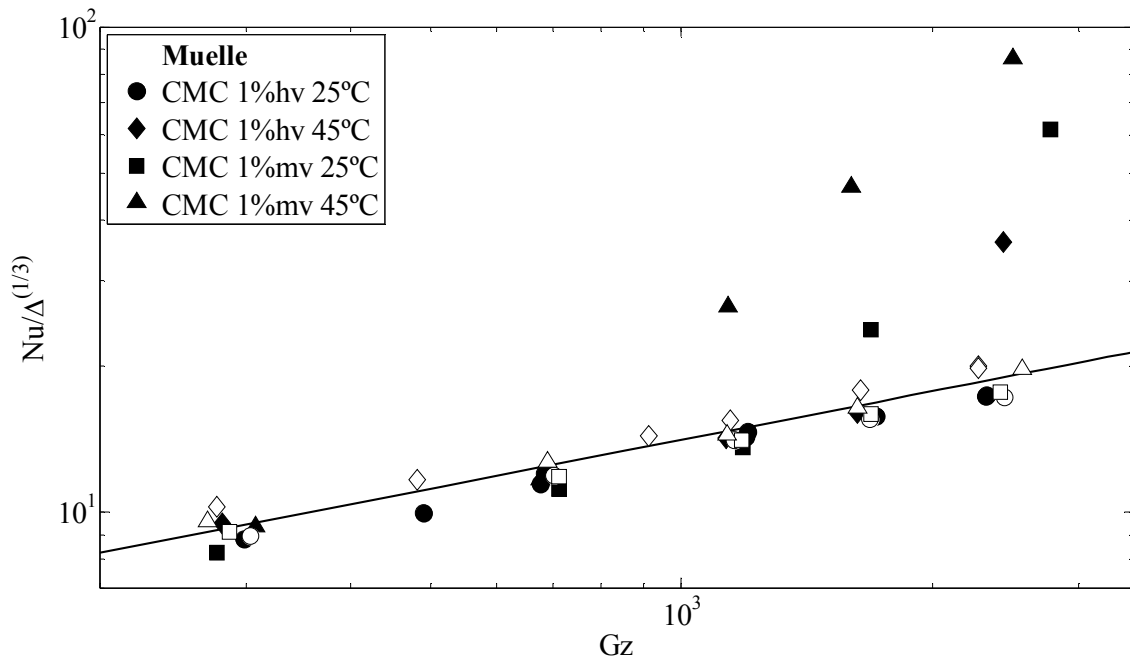


Figura 3.15. Representación de Nusselt frente a Graetz con fluidos no Newtonianos en tubo liso con la inserción del muelle M01.

Para apreciar mejor los resultados se procederá a representar estos resultados frente al número de Reynolds. En esta gráfica se observan varias correlaciones debido a que al relacionarlo frente al número de Reynolds aparecen las propiedades reológicas n y K por lo tanto habrá una para cada temperatura y fluido.

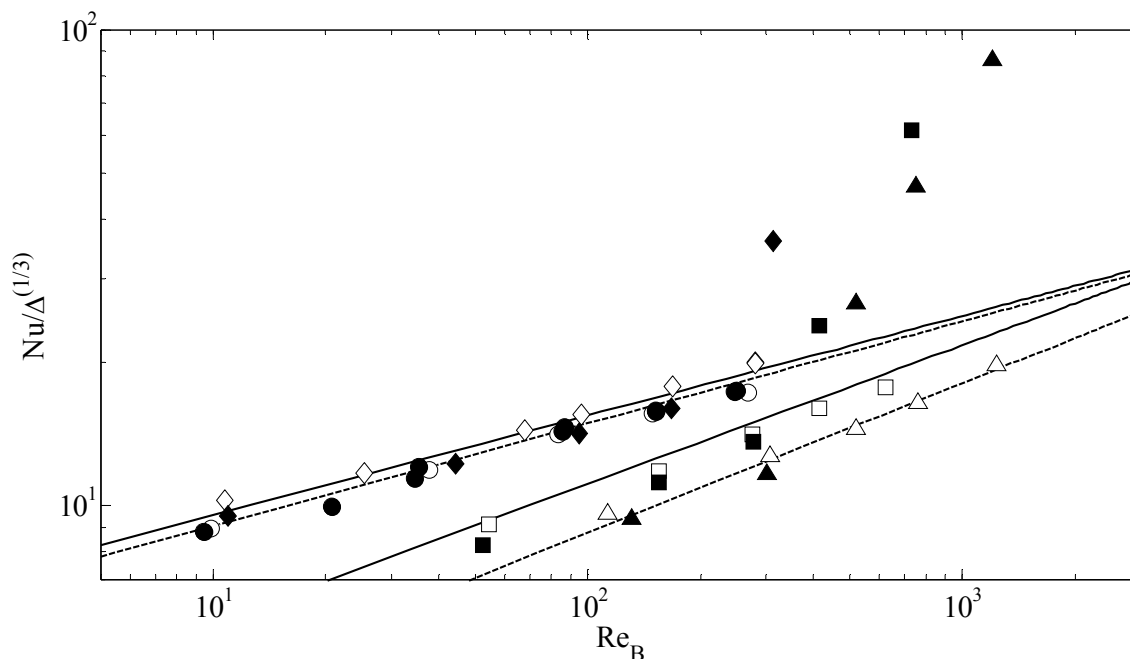


Figura 3.15. Representación de Nusselt frente a Reynolds, M01.

Se puede apreciar que a partir de $Re > 300$ se inicia la transición al régimen turbulento por efecto del muelle.

Conclusiones

A la vista de los resultados obtenidos se puede afirmar que a partir de números de Reynolds $Re > 300$ es ventajoso el uso de muelles en espiral ya que promueve la transición al régimen turbulento y por lo tanto mejora la transferencia de calor. Además, es importante destacar las ventajas del uso de muelles en espiral de pequeño espesor frente a los de mayor espesor con fluidos Newtonianos, ya que se ha observado que con dos muelles de distinto espesor se llegaba a la transición a régimen turbulento a número de Reynolds aproximadamente iguales con la diferencia de que el de mayor espesor provoca mayor pérdida de presión.

Sin embargo, a partir de números de Reynolds $Re > 700$ la pérdida de presión comienza a aumentar considerablemente, por lo que no resulta tan ventajoso como para $Re < 700$ como ya se ha señalado. Por lo tanto, la inserción de muelles en espiral en tubo liso con fluidos no Newtonianos resulta eficaz para números de Reynolds $300 < Re < 700$.

También hay que señalar que, como se ha observado en este capítulo, la mejora que produce la inserción de muelles en espiral con fluidos Newtonianos es similar a la producida con fluidos no Newtonianos, siendo la mejora producida ligeramente mayor cuanto más pseudoplástico es el fluido, es decir, cuanto menor es el índice de flujo n . La inserción de muelles en espiral con fluidos no Newtonianos deja de ser tan ventajoso a partir de números de Reynolds similares a los observados en fluidos Newtonianos por el aumento de la pérdida de presión.

BIBLIOGRAFÍA

- [1] G. Patil, "Laminar Flow Heat Transfer and Pressure Drop Characteristics of Power-Law Fluids Inside Tubes With Varying With Twisted Tape Inserts", en *ASME Journal Heat Transfer*, 2000.
- [2] A. García Pinar, 2006, " Mejora de la transmisión de calor en tubos circulares lisos mediante la inserción de muelles en espiral".
- [3] Arman, B., Rabas, T.J., 1992, "Disruption Shape Effect on the Performance of Enhanced Tubes with the Separation and Reattachment Mechanism," en: *ASME Symposium*, HTD-202, Enhanced Heat Transfer, pp. 67-75.
- [4] Bergles, A.E., Nirmalan, V., Junkhan, G.H., Webb, R.L., 1983, "Bibliography on Augmentation of Convective Heat and Mass Transfer-II," Bibliographic Report, Iowa State University, USA.
- [5] Cancela, MA., E. Alvarez and R. Maceiras. "Effects of temperature and concentration on carboxymethylcellulose with sucrose rheology." *Journal of food engineering* 71.4 (2005):419.
- [6] Dasmahapatra, J. K., and Raja Rao, M., 1991, "Laminar Flow Heat Transfer to Generalized Power-Law Fluids Inside Circular Tubes Fitted with Regularly Spaced Twisted Tape Elements for Uniform Wall Temperature Condition", *Fundamentals of Heat Transfer on Non-Newtonian Fluids*, AMSE, New York, pp. 51-58.
- [7] Dewan, A., Mahanta, P., Sumithra Raju, K., Suresh Kumar, P., 2004, "Review of Pasive Heat Transfer Augmentation Techniques." en: *Proceedings INSTN Mechanical Engrs.*, Vol. 218, Par A: J. Power and Energy.
- [8] Dittus, F.W., Boelter, L.M., 1930, "Heat Transfer in Automobile Radiators of the Tubular Type," *University of California Publications of Engineering*, USA, Vol. 2, pp. 443-461.
- [9] Ghannam, Mamdouh T., and M. N. Esmail. "Rheological properties of carboxymethyl cellulose." *Journal of applied polymer science* 64.2 (1997):289-301.
- [10] Gupta y Raja Rao, 1979, "Heat Transfer and Friction Characteristics of Newtonian and Power-Law Type of non Newtonian Fluids in Smooth and Spirally Corrugated Tubes" *Advances in Enhanced Heat Transfer*, pp. 103-113, *ASME*, New York.
- [11] Hewitt, G.F., Shires, G.L., Bott, T.R., 1993, *Process Heat Transfer*, Ed. CRC Press, Boca Raton.

- [12] Inaba, H., Ozaki, K., Kanakoa, S., 1994, "A Fundamental Study of Heat Transfer Enhancement and Flow-drag Reduction in Tubes by Means of Wire Coil Insert," *Nippon Kikai Gakkai Ronbunshu, Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers*, Vol. 60, pp. 240-247.
- [13] Joshi, S.D., Bergles, A.E. 1980a. Experimental study of laminar heat transfer to in-tube flow of non-Newtonian fluids. *J. Heat Transfer*, 102, 397-401
- [14] Klaczak, A., 1973, "Heat Transfer in Tubes With Spiral and Helical Turbulators," *Journal of Heat Transfer*, Vol. 95, pp. 557-559.
- [15] Kumar, P., Judd, R.L., 1970, "Heat Transfer With Coiled Wire Turbulence Promoters," *The Canadian Journal of Chemical Engineering*, Vol. 48, pp. 378-383.
- [16] Lankinen, R., Sarkomaa, P., 1999, "Heat Transfer and Fluid Flow of a Glycol based Heat Transfer Liquid in a Smooth Tube and in a Tube with Wire Coil Insert," en: *Proceedings of the Second Trabzon International Energy and Environment Symposium*, Begell House, Inc. New York, pp. 487-491.
- [17] Metzner, A. B. y Reed, J. C., *AIChEJ.* 1 (1955) 434.
- [18] Oliver, D.R., Shoji, Y., 1992, "Heat Transfer Enhancement in Round Tubes Using Three Different Tube Inserts: non-Newtonian Liquids," *Trans IChemE*, Vol. 70, pp. 558-564.
- [19] Petukhov, B.S., 1970, "Heat Transfer in Turbulent Pipe Flow with Variable Physical Properties," en: *Advances in Heat Transfer*, Vol. 6, T. F. Irvine and J. P. Hartnett, Eds., Academic Press, New York, pp. 504-564.
- [20] Petukhov, B.S., Polyakov, A.F., 1988, *Heat Transfer in Turbulent Mixed Convection*, Hemisphere, New York.
- [21] Rabas, T.J., 1994, "Prediction Methods for Single Phase Turbulent Flow Inside Tubes with Wire-Coil Inserts," *Optimal Design of Thermal Systems and Components*, ASME HTD 279, pp. 91-97.
- [22] Ravigururajan, T.S., Bergles, A.E., 1996, "Development and Verification of General Correlations for Pressure Drop and Heat Transfer in Single-Phase Turbulent Flow in Enhanced Tubes," *Experimental Thermal and Fluid Science*, Vol. 13, pp. 55-70.
- [23] R. B. Bird, W. E. Stewart, and E. N. Lightfoot, *Transport Phenomena*, Wiley, New York, 1960.
- [24] R.M. Manglik, A.E. Bergles, and S.D. Joshi, Augmentation of heat transfer to laminar flow of non-Newtonian fluids in uniformly heated tubes with twisted-tape inserts, *Experimental Heat Transfer, Fluid Mechanics and Thermodynamics*, Elsevier, 676-684, 1988.

-
- [25] R. P. Chhabra, J. F. Richardson, "Non-Newtonian Flow and Applied Rheology", Engineering Applications, 2005.
- [26] Sethumadhavan, R., Raja Rao, M., 1983, "Turbulent Flow Heat Transfer and Fluid Friction in Helical-Wire-Coil-Inserted Tubes," *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 26, pp. 1833-1845.
- [27] Shoji, Y., Sato, K., Oliver, D.R., 2003, "Heat Transfer Enhancement in Round Tube Using Wire Coil: Influence of Length and Segmentation," *Heat Transfer-Asian Research*, Vol. 32, pp. 99-107.
- [28] Shivkumar, C., and Raja Rao, M., 1988, "Compound Augmentation of Laminar Flow Heat Transfer to Generalized Power Law Fluids in Spirally Corrugated Tubes by Means of Twisted Tape Inserts," *ASME Proceedings of National Heat Transfer Conference*, Houston, Vol.1, *ASME*, New York, pp. 51-58.
- [29] S. Rozzi, R. Massini, G. Paciello, G. Pagliarini, S. Rainieri, A. Trfíró, "Heat treatment of fluid foods in a shell and tube heat exchanger: Comparison between smooth and helically corrugated wall tubes", *Journal of Food Engineering*, 2006.
- [30] Taylor, R.P., Coleman, H.W., Hodge, B.K., 1989, "Prediction of Heat Transfer in Turbulent Flow over Rough Surfaces," *Journal of Heat Transfer*, Vol. 111, pp. 568-572.
- [31] Thome, J.R., 1990, *Enhanced Boiling Heat Transfer*, Hemisphere Publ. Corp., New York.
- [32] Uttarwar, S.B., Raja Rao, M., 1985, "Augmentation of Laminar Flow Heat Transfer in Tubes by Means of Wire Coil Inserts," *Transactions of the ASME*, Vol. 107, pp. 930-935.
- [33] V. V. Babu Pinjala and M. Raja Rao, "Heat Transfer Correlations for Laminar Non-Newtonian Flow in Tubes With Twisted-Tape Inserts", *Fundamentals of Heat Transfer in Non-Newtonian Fluids*, *ASME* 1991
- [34] Wang, L., Sundén, B., 2002, "Performance Comparison of Some Tube Inserts," *International Communications of Heat and Mass Transfer*, Vol. 29, pp. 45-56.
- [35] Webb, R.L., 1994, *Principles of Enhanced Heat Transfer*, Ed. Wiley Interscience, The Pennsylvania State University, University Park, PA.
- [36] Yang, Xiao H., and Wei L. Zhu. "Viscosity properties of sodium carboxymethylcellulose solutions." *Cellulose* 14.5 (2007):409-417.
- [37] Zhang, Y.F., Li, F.Y., Liang, Z.M., 1991, "Heat Transfer in Spiral-Coil-Inserted Tubes and its Application," en: *Advances in Heat Transfer Augmentation and Mixed Convection*, *ASME HTD* 169, pp. 31-36.