

Buenos Aires, 25 de abril de 19. 73



MEMORANDUM

T 181-73



Producido por : DEPARTAMENTO DE

Para información de: DIRECCIÓN NACIONAL

.....
TERMODINAMICA

DE INVESTIGACIONES Y SERVICIOS TÉCNICOS

*IWT/ED
128
V*

Ref: Trabajos de investigación relativos a
transmisión del calor.

Se adjunta copia de los trabajos titulados:

- "Una correlación entre la transmisión del calor y la pérdida de carga en intercambiadores de forma cualquiera".
- "Transmisión de calor por convección en un recipiente de forma cualquiera".

y que, a los efectos de cumplir con los requisitos establecidos por la disposición Nota 1601 del 14-8-72 se remiten a esa Dirección Nacional para su consideración y posterior remisión a la Comisión Asesora.

Dichos trabajos son, en nuestro conocimiento, originales. Cronológicamente su motivación se encuentra en la necesidad de mejor cuantificar la transmisión del calor en los motores alternativos, en particular los de combustión interna, tema éste de gran actualidad y sobre el cual se siente la aguda ausencia de la influencia de la turbulencia de la carga dentro del cilindro.

Ya se tienen desarrollados, a modo de continuación, los trabajos titulados "Transmisión del calor en motores alternativos" y "Nota sobre el diseño de los sobrecalentadores de la Caldera Seccional".

La correlación de que habla el primer trabajo parece ser también fructífera para encarar la transferencia de calor en lechos de partículas (eventualmente también transferencia de masa) y el nuevo enfoque pone el acento en la forma y características de los huecos a diferencia de las correlaciones existentes que lo hacen respecto de las partículas. Con ello se daría un singular carácter de generalización que se espera represente una contribución al arte.



Buenos Aires, .. de de 19..

MEMORANDUM

Producido por :

Para información de:

En este último sentido puede afirmarse de que lo es -
por lo menos - con respecto a necesidades de pronóstico y diseño
de trabajos que el Departamento tiene en mano y que plantean
cuestiones cuya contestación en vano a lo largo de muchos años
se ha buscado en la muy abundante y profunda literatura técnica
consultada.

LDP:mep

ING. LIVIO DANTE PORTA
JEFE DEPARTAMENTO
TERMODINAMICA

UNA CORRELACION ENTRE LA TRANSMISION DEL CALOR Y LA PERDIDA DE CARGA
EN INTERCAMBIADORES DE FORMA CUALQUIERA

Resumen:

La correlación propuesta parece generalizable dentro de una precisión de $\pm 20\%$ y comprende intercambiadores de matrices de muy variadas formas. Tiene posibilidades de aplicación a otros problemas de transmisión de calor.

INTI, Buenos Aires, 12/72
Ing. L.D.Porta
Ing. E. Beaumont Roveda

A CORRELATION BETWEEN HEAT TRANSFER AND PRESSURE DROP IN HEAT EXCHANGERS OF DIFFERENT SHAPES.

Summary:

The correlation proposed seems to be valid within an accuracy of $\pm 20\%$, and includes heat exchangers of very different forms. It also has many possibilities of application in other problems of Heat Transfer, like convection in furnaces, reciprocating engine cylinders, tube entrance effects, etc.

INTI, Buenos Aires 12/72
Ing. L.D. Porta
Ing. E. Beaumont Roveda

NOMENCLATURA:

a_o	$[-]$	Coefficiente de corrección para intercambiadores de número finito de hileras.
A	$[m^2]$	Superficie de calefacción de un paso del intercambiador.
c_p	$[J \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}]$	Calor específico del fluido a presión constante.
D	$[kg \cdot s^{-1}]$	Gasto de fluido.
f	$[-]$	Factor de fricción definido por la (1).
$G_{m\acute{a}x}$	$[kg \cdot s^{-1} \cdot m^{-2}]$	Gasto por unidad de sección de paso, referido a la sección mínima de paso de fluido.
h	$[J \cdot m^{-2} \cdot s^{-1} \cdot K^{-1}]$	Coefficiente de convección.
L	$[m]$	Longitud recorrida por el fluido a lo largo de un paso del intercambiador.
P_r	$[-]$	Número de Prandtl.
R_e	$[-]$	Número de Reynolds.
$S_{m\acute{i}n}$	$[m^2]$	Sección mínima de pasaje del fluido.
v_m	$[m^3 \cdot kg^{-1}]$	Volumen específico del fluido.
Δp	$[N \cdot m^{-2}]$	Caída de presión del fluido a lo largo de un paso del intercambiador.
μ_f	$[kg \cdot m^{-1} \cdot s^{-1}]$	Viscosidad del fluido a la temperatura media de la película (promedio entre la temperatura del fluido y la de la pared).
$\rho_m = \frac{1}{v_m}$	$[kg \cdot m^{-3}]$	Densidad del fluido.

INDICE:

1.- Objeto.

2.- Teoría.

- 2.1.- Intercambiadores de un número infinito de hileras de tubos.
- 2.2.- Corrección a introducir para un número finito de hileras de tubos.

3.- Comentarios.

4.- Figuras.

- 4.1.- Correlación entre la caída de presión y la transmisión del calor.
- 4.2.- Esquema de intercambiador.
- 4.3.- Correlación generalizada.
- 4.4.- Transmisión en diferentes hileras de un intercambiador.
- 4.5.- Variación de la pérdida de carga.
- 4.6.- Relación de caídas de presión.
- 4.7.- Transmisión de calor en diferentes huecos.

5.- Apéndices.

- 5.1.- Corrección para diferentes fluidos.
- 5.2.- Referencia bibliográfica.

1.- OBJETO:

La transmisión de calor en los intercambiadores es algo bien estudiado y conocido, particularmente en relación a los dispositivos así llamados compactos (5.2.1)

El origen de este trabajo debe remontarse a la necesidad de cuantificar los fenómenos de transmisión de calor en los cilindros de las máquinas de vapor (expansores Rankine), dominio éste de renovada actualidad.

Los efectos nocivos atribuibles a esa transmisión han sido medidos en cifras que a veces superan el 50% de los consumos teóricos.

En un principio se trató de utilizar las fórmulas aplicadas en la técnica de los motores de combustión interna mediante las necesarias adaptaciones impuestas por el cambio de fluido. Pero pronto se echó de ver la insuficiencia de su empirismo, lo que dio lugar a pensar en una teoría racional que integrara a todas las máquinas alternativas.

Conocida es la existencia de una relación entre la fricción y la transmisión de calor, pero solo en forma cuantitativa para unos pocos casos. El primer paso ha sido, pues, inquirir si es posible una correlación generalizada para intercambiadores de calor de formas muy disímiles, incluyendo tubos extra-rugosos, cosa que aquí se muestra lo es en grado satisfactorio, que tiene una razón de ser en sí misma e independiente de la finalidad originalmente buscada.

Trabajos sucesivos presentarán la justificación conducente a la contestación de los problemas que sirvieron de motivaciones, anticipándose que los mismos permitirán alumbrar viejas e inconclusas cuestiones, ya no solamente sobre motores alternativos a vapor, sino de combustión interna, compresores, etc.

El presente trabajo no pretende resolver completamente el problema propuesto, sino que es impuesto por la necesidad de disponer de una herramienta que posibilite el cálculo de primera aproximación en determinadas cuestiones cuya respuesta no se ha encontrado pese a una larga y añeja encuesta bibliográfica.

2.- TEORIA:

2.1.- Intercambiadores de un número infinito de hileras de tubos.

En Kays, (5.2.1), se encuentran una gran cantidad de datos experimentales referidos a intercambiadores de formas variadas, los que han sido condensados en la fig 4.1. Estos valores corresponden a experiencias realizadas con aire, para otros fluidos, ver apéndice 5.1.

Los valores se refieren al dominio que no va mucho más allá de $Re = 10\ 000$. La extensión para otros valores de Re se haría conforme a los clásicos valores de Grimison.

$$\Delta p = f \cdot \frac{G_{m\acute{a}x.}^2 \cdot A}{2 \cdot S_{min.} \cdot \rho_m} \quad [N \cdot m^{-2}] \quad (1)$$

Definiendo el número de Reynolds como:

$$Re = \frac{4 \cdot S_{min.} \cdot L \cdot G_{m\acute{a}x.}}{A \cdot \mu_f} = \frac{4 \cdot L \cdot D}{A \cdot \mu_f} \quad [-] \quad (2)$$

y teniendo en cuenta que:

$$D = G_{m\acute{a}x.} \cdot S_{min.} \quad [kg \cdot s^{-1}] \quad (3)$$

la correlación obtenida de los valores representados, que no difiere en forma apreciable de la que se obtiene de los valores de Grimison (5.2.3), puede expresarse de la siguiente forma:

$$\left(\frac{h}{c_p \cdot G_{m\acute{a}x.}} \right) Pr^{2/3} = 0,12 \frac{f^{1/3}}{Re^{1/5}} \pm 20\% \quad [-] \quad (4)$$

válida entre $Re = 20\ 000$ y $150\ 000$, y $f = 0,01$ y $0,1$.

Es necesario observar que Δp es la caída de presión debida exclusivamente al frotamiento, es decir, sin tener en cuenta las aceleraciones de la corriente. Además tampoco incluye los efectos de entrada y salida y se refiere a un número infinito de hileras de tubos.

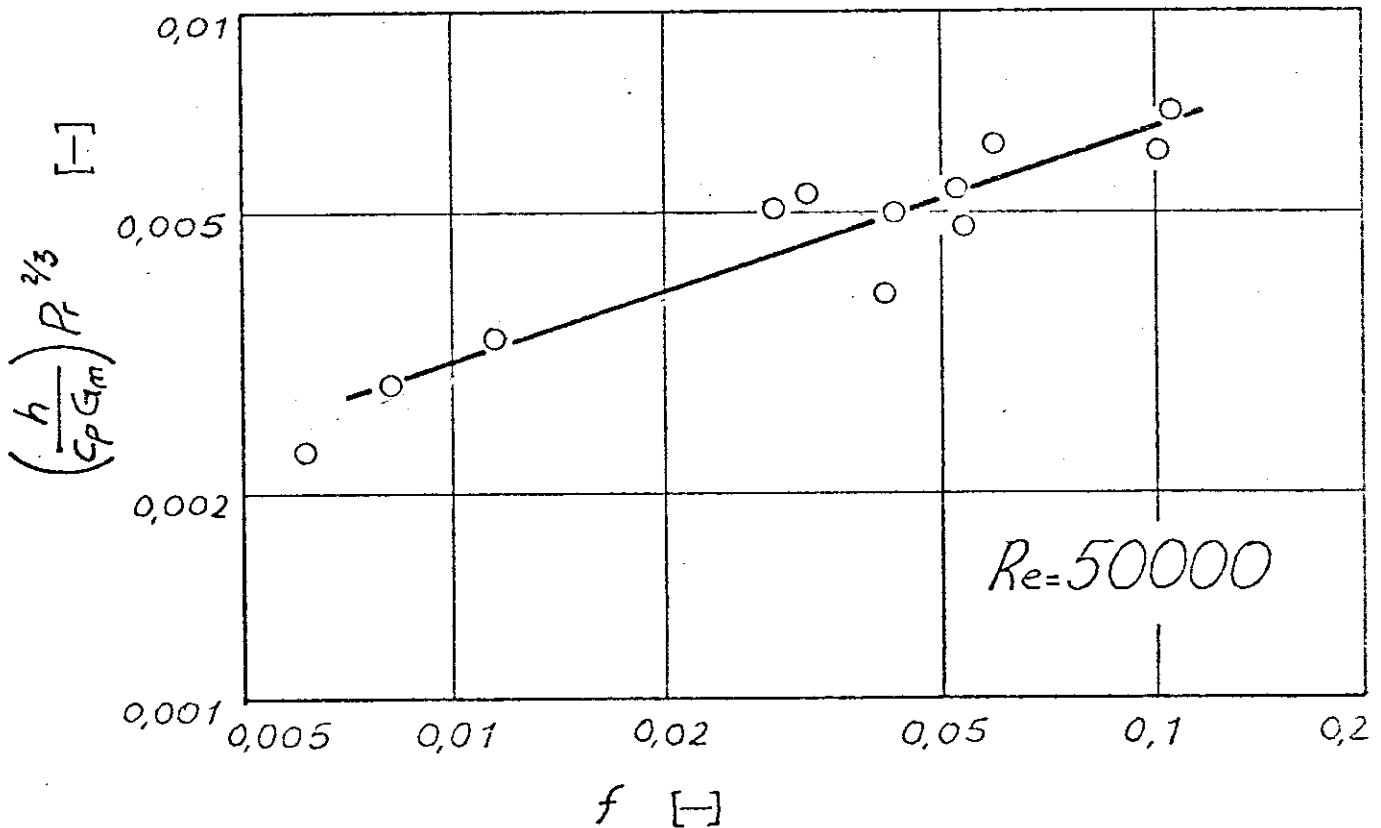
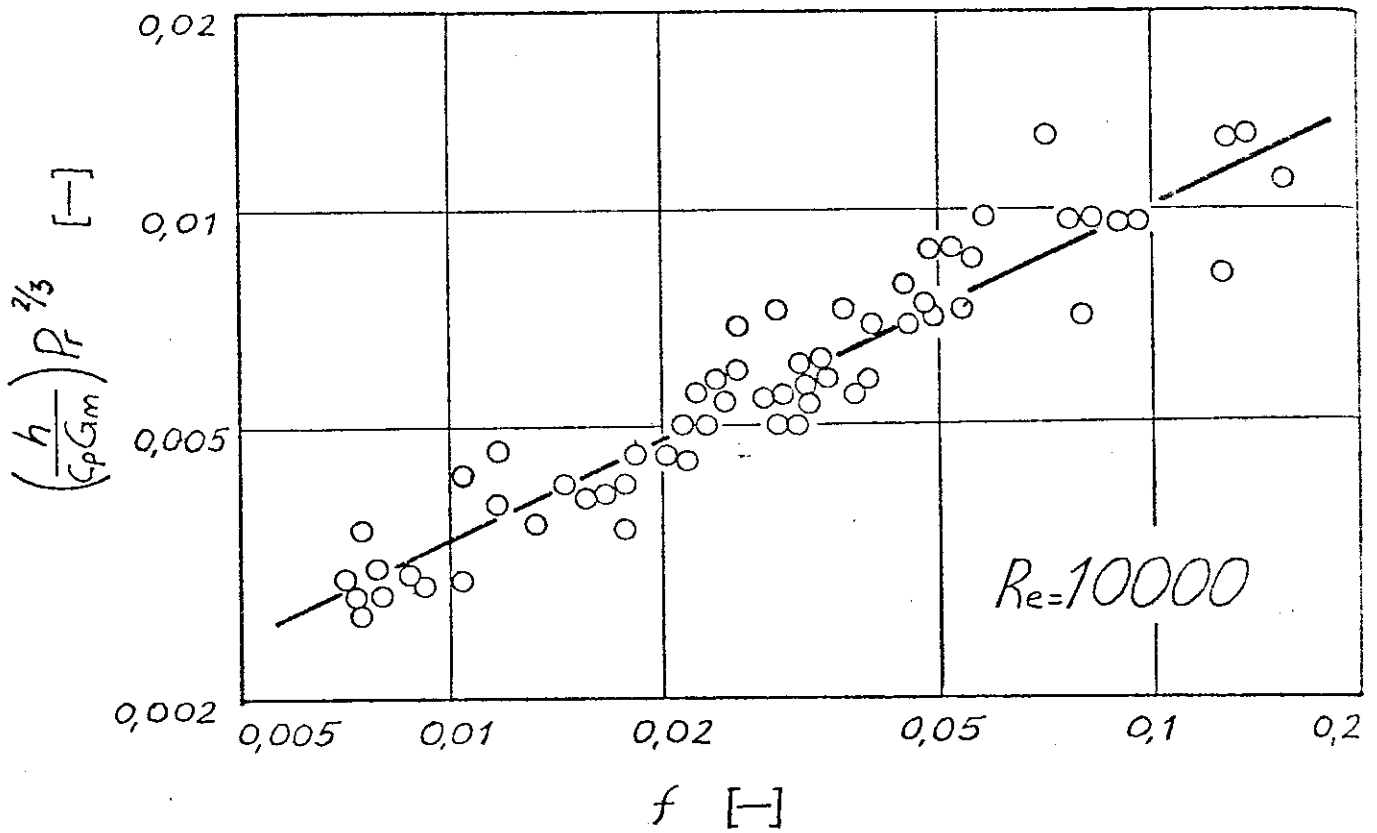


Figura 4.1. : Relación (experimental) entre la transmisión del calor y la caída de presión en intercambiadores de calor.

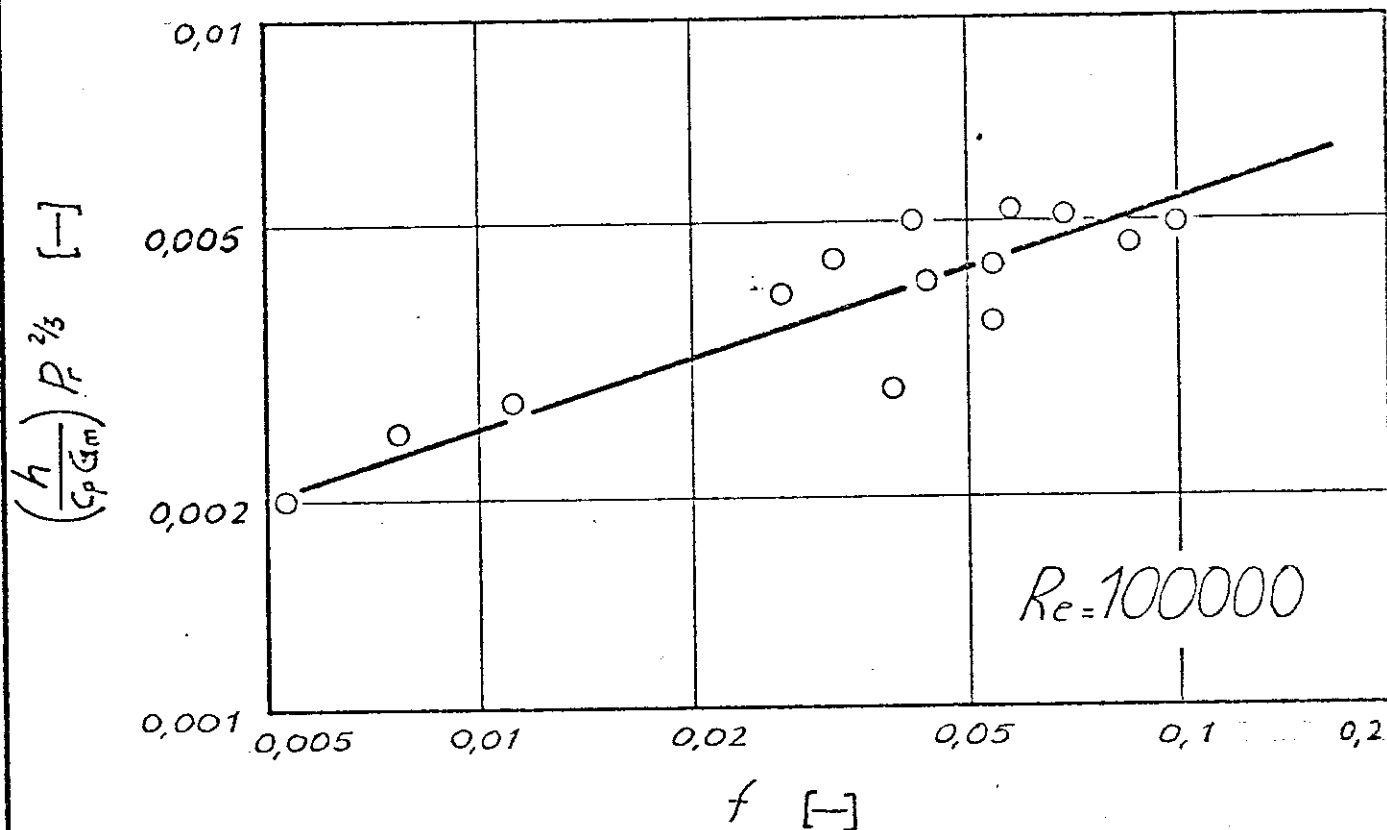


Figura 4.1. : Relación (experimental) entre la transmisión del calor y la caída de presión en intercambiadores de calor.

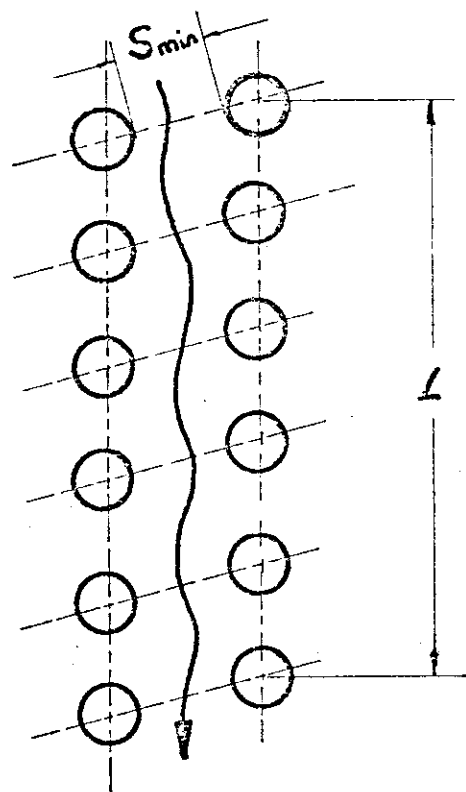
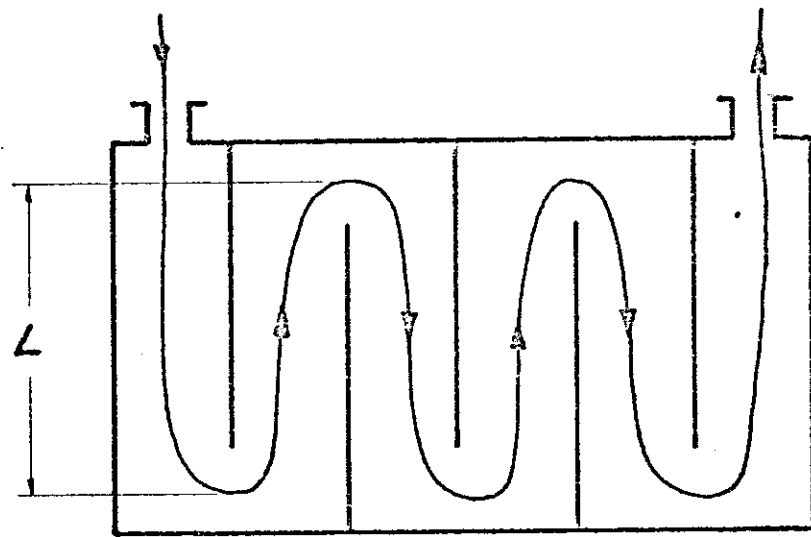


Fig. 4.2. Seccion Transversal de un Intercambiador.

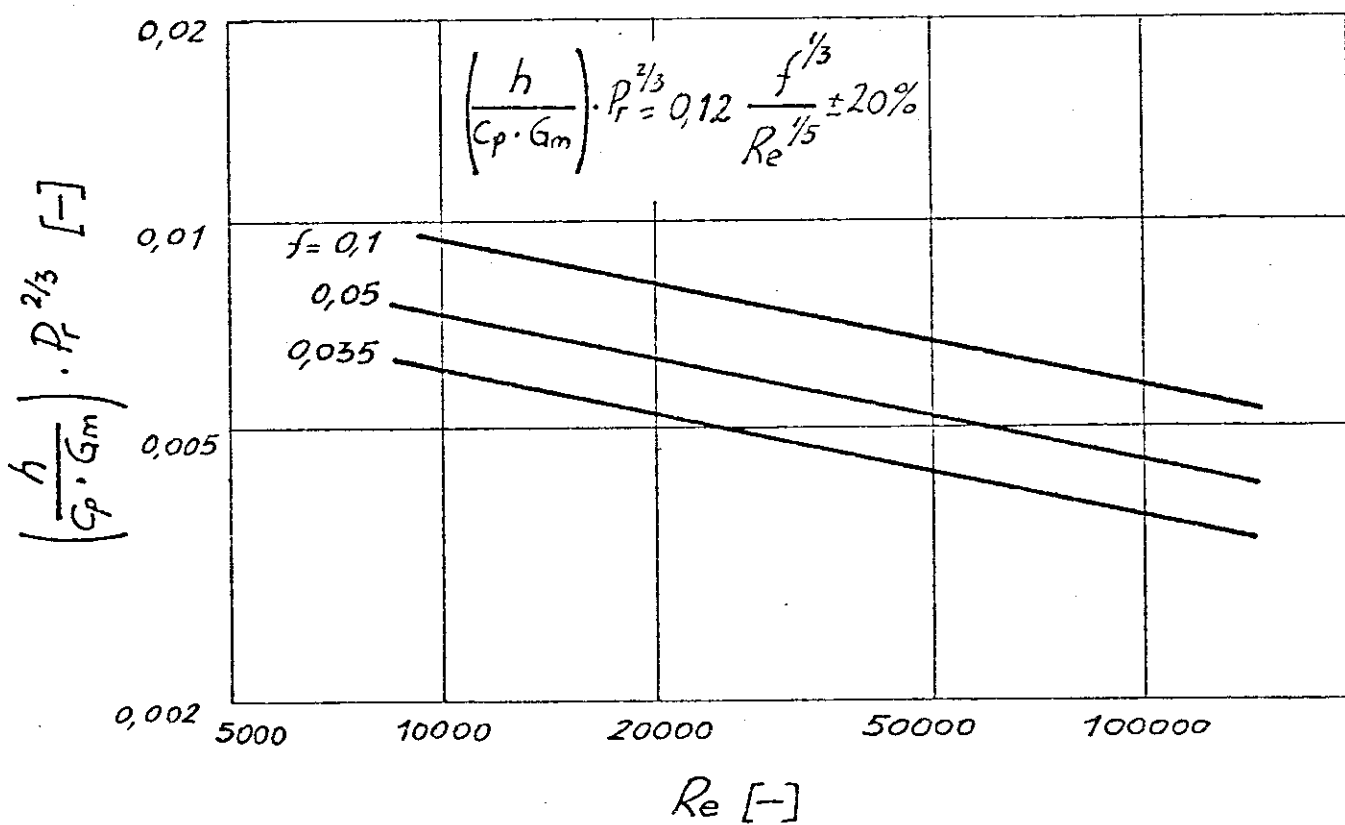
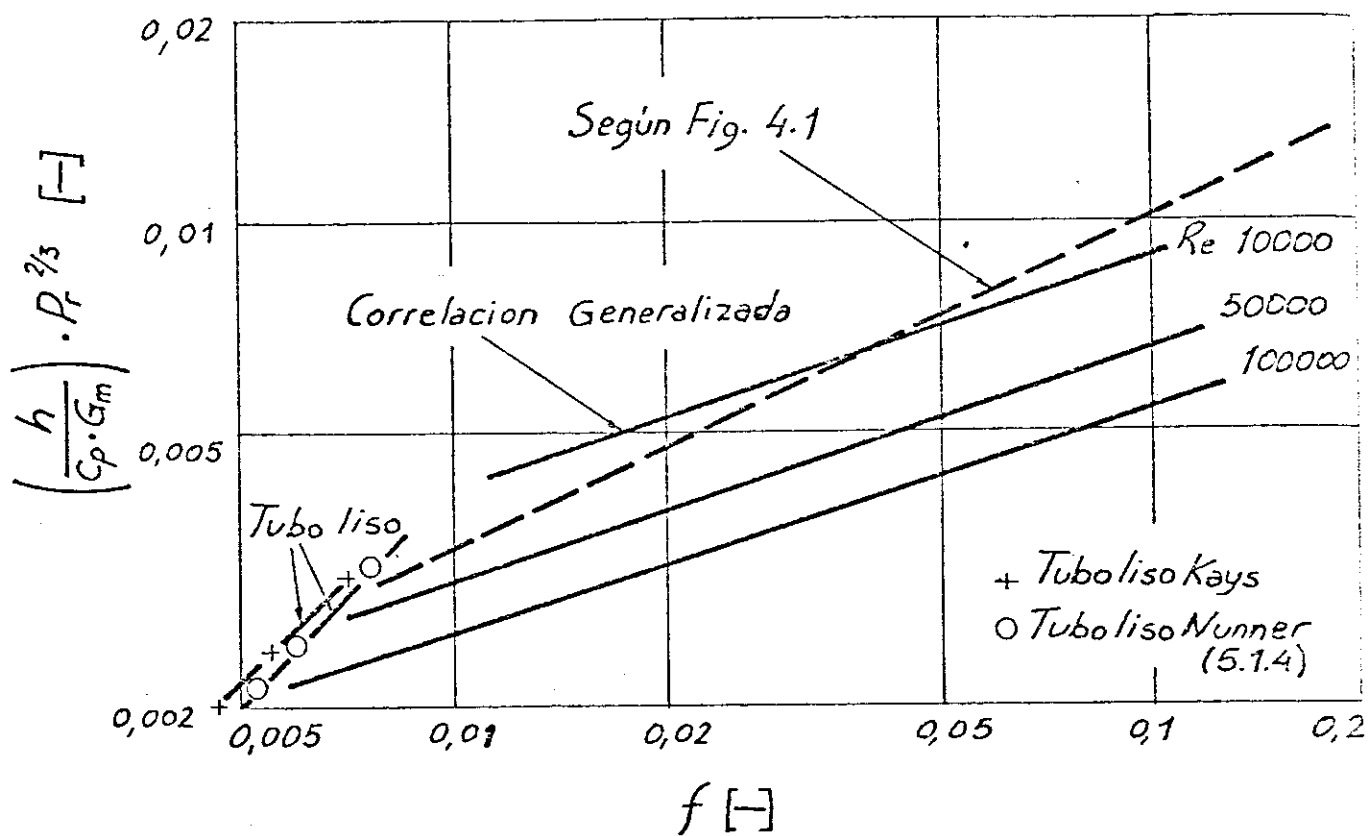


Figura 4.3. Correlacion propuesta entre la caida de presion y la Transmision del calor para intercambiadores de forma cualquiera.

2.2.- Corrección a introducir para un número finito de hileras de tubos.

Es sabido que, en los intercambiadores, la transmisión de calor es menor en las primeras hileras que en las más alejadas de la entrada del fluido que circula (por fuera). Esto se debe a que los últimos tubos están sometidos a una corriente que transporta la turbulencia generada en las hileras anteriores.

La figura 4.4 muestra esa variación conforme a los datos dados en (5.2.2).

En dicha figura se han indicado, tanto para tubos alternados cuanto en línea, los valores correspondientes a la transmisión de calor que se da en sucesivos "huecos", denominando hueco a la zona comprendida entre dos hileras sucesivas de tubos. De ella se infiere que la transmisión de calor en cada hueco es diferente a causa de la distinta turbulencia de la corriente que le llega.

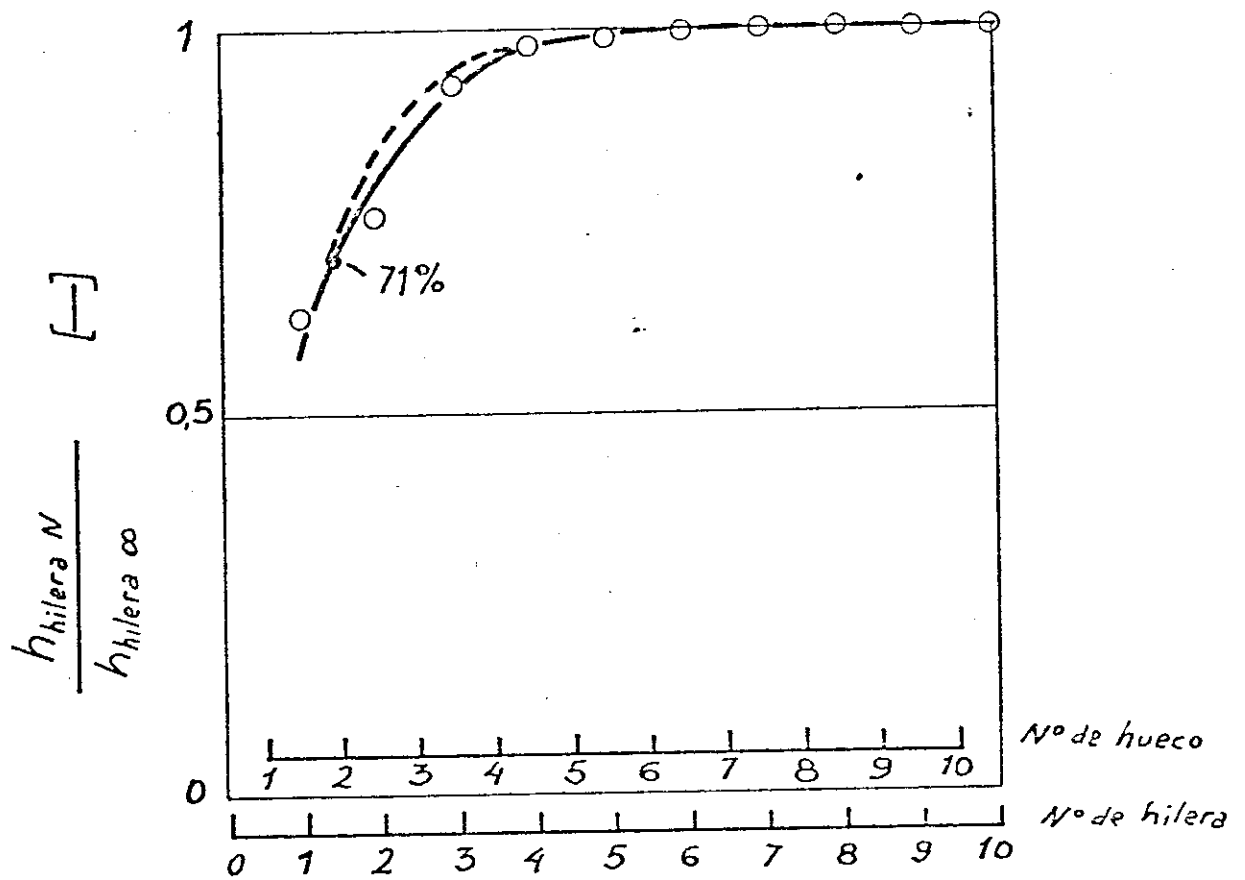
Tampoco la pérdida de carga es uniforme dado que la mayor turbulencia provoca una diferente caída de presión en huecos sucesivos.

Ledinegg (5.2.5) da valores por los cuales hay que multiplicar la caída de presión desarrollada por cada fila de tubos y que han sido investigados por Ter Linden (5.2.6) conforme a la tabla que sigue:

TABLA 2.2.1

Coeficiente multiplicador de la resistencia de cada hilera de tubos
(Ter Linden 5.2.6)

Hileras de tubos	Disposición	
	Alternada	En línea
1	1,85	1,47
2	1,34	1,33
3	1,15	1,19
4	1,08	1,09
5	1,02	1,03
6	1,00	1,00
...
10 y más	1,00	1,00



- Tubos Alternados 5.2.1. Tabla 10-7; 5.2.2. p. 275
 --- Tubos en línea 5.2.1. Tabla 10-6; 5.2.2. p. 274

Fig. 4.4 Transmisión de calor en las distintas hileras de tubos de un intercambiador.

Coeficiente multiplicador de la resistencia de una hilera mas alejada que la sexta.

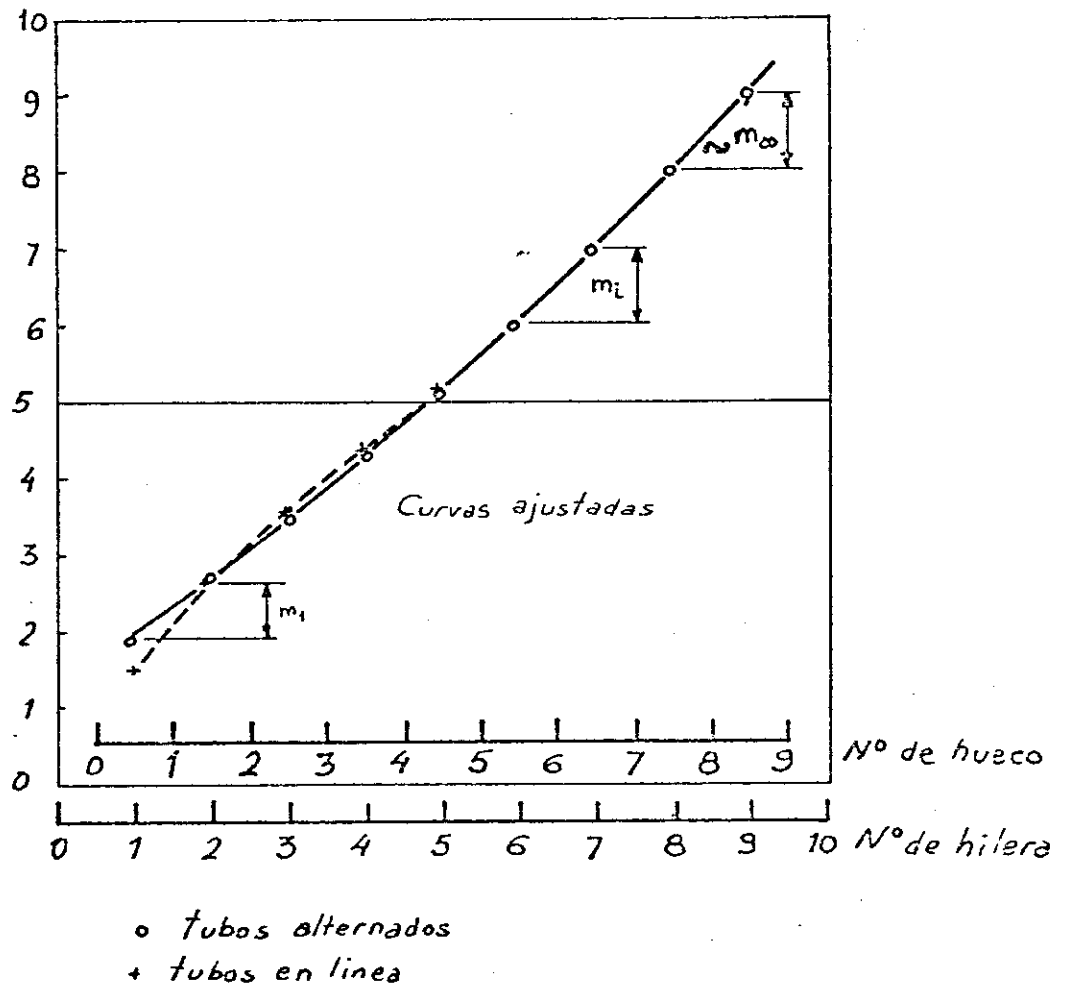


Fig. 4.5. Variación de la pérdida de carga a lo largo de un haz de tubos.

$$\frac{\text{Caída de presión en el hueco } i}{\text{Caída de presión en el hueco } \infty} = \frac{m_i}{m_{\infty}} \quad (\text{fig. 4.5})$$

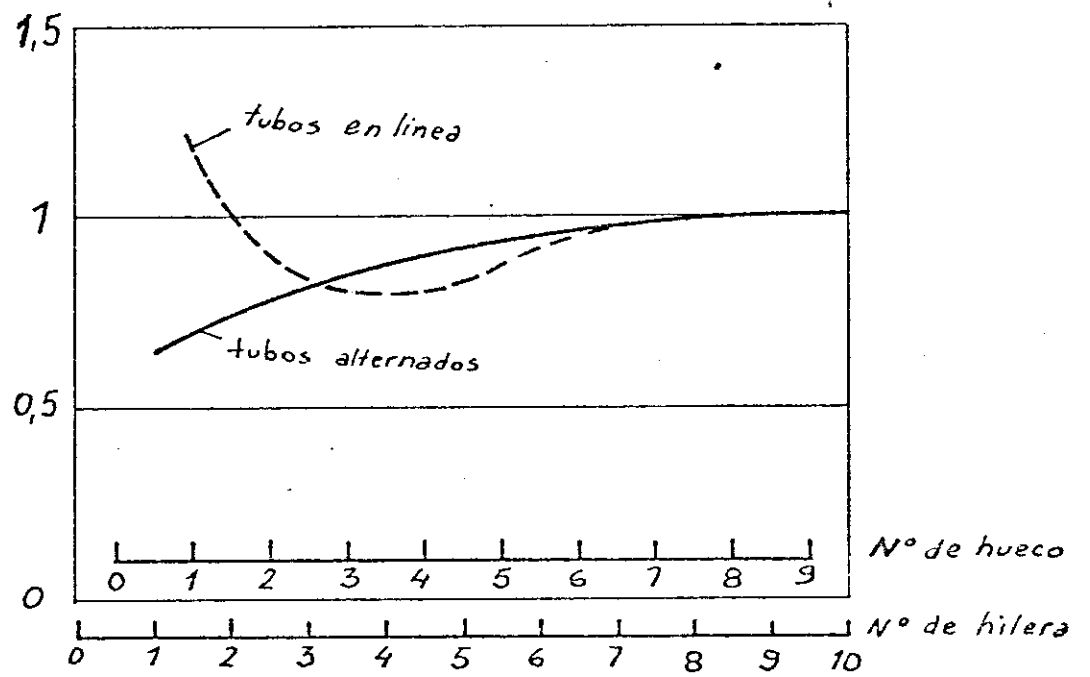


Fig. 4.6. Relación entre las caídas de presión en los huecos i e ∞ .

La resistencia total de un haz de tubos, en unidades arbitrarias, es el producto de los coeficientes anteriores por el número de hileras, como se ve en la figura 4.5.

En la misma se han trazado las curvas "smoothed". También en unidades arbitrarias, la diferencia entre las resistencias ocasionadas por cada hilera de tubos, da la caída de presión en cada hueco, según se indica en la figura 4.6.

Este estado de cosas puede reflejarse en la expresión (4) derivada en 2.1, agregándose un coeficiente a_0 .

Conforme a la figura 4.4, la transmisión de calor en el primer hueco es, para tubos alternados, el 71% de la correspondiente a los tubos de la sexta hilera en adelante. También la pérdida de carga es sólo 70% de la que se registra en las mismas hileras (ver fig. 4.6).

Como una parte de la diferencia ya aparece explicada por la menor pérdida de carga, en realidad, para una caída de presión dada se verifica que el primer hueco de los tubos alternados tiene una transmisión de calor que se describe con:

$$a_0 = \frac{0,71}{\sqrt[3]{0,70}} = 0,80$$

de la correspondiente a los huecos muy alejados.

Repitiendo el cálculo se obtiene la curva indicada en la figura 4.7.

Analogamente para tubos alternados se obtiene la otra curva de la misma figura. Se propone una curva promedio.

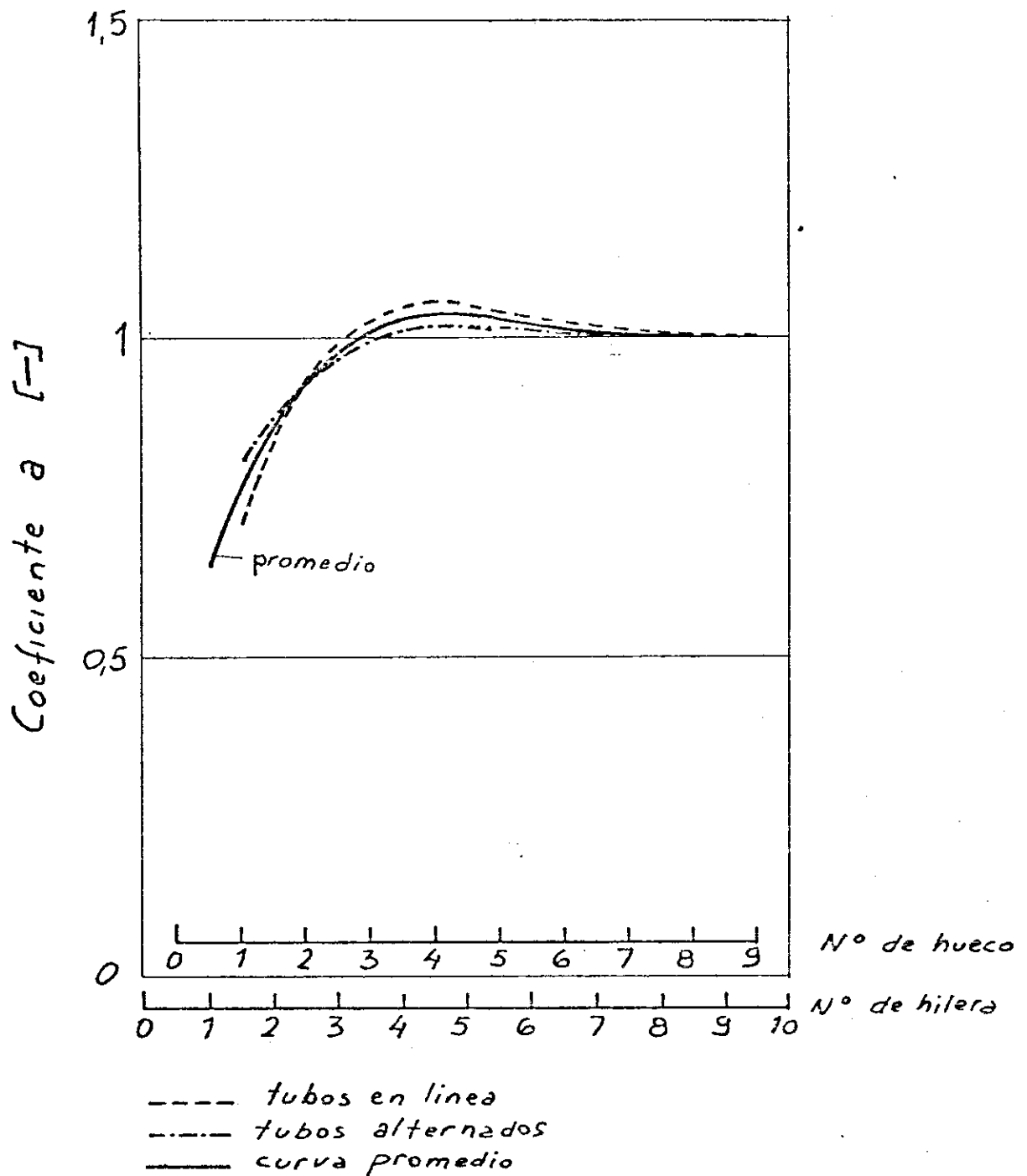


Fig. 4.7. Transmision de calor en distintos huecos para una perdida de carga igual a la que se dá del hueco 7°..8° en adelante.

3.- COMENTARIOS:

Puede observarse en la figura 4.1 que la dispersión es de $\pm 10\%$, con algunos pocos puntos alcanzando $\pm 20\%$, cosa que se considera razonablemente satisfactoria en orden a establecer el valor de la correlación que se propone. Esta también se verifica, dentro del margen de 10% , en las muy cuidadosas experiencias indicadas en la ref. (5.2.8).

5.- APENDICES:

5.1.- Corrección para fluidos con $P_r \gg 1$.

La correlación dada en 2.1 se basa en las proposiciones de Mc Adams (5.2.2) y Kays & London (5.2.1), en las que la influencia del número de Prandtl aparece conforme al tradicional $P_r^{2/3}$. Para los gases, dicha influencia no es importante, pero no ocurre así para líquidos con $P_r \gg 1$.

Deissler (5.2.7) ha propuesto, para flujo en el interior de tubos lisos, una correlación en la que la influencia puede asimilarse con P_r a un exponente menor, que en el rango $P_r = 1 \dots 10$ puede suponerse en 0,55. Se propone que esta correlación sea extendida al campo que aquí se considera, como la mejor en base a la información disponible.

Por ello y para no cambiar el exponente 2/3, se agrega el factor

$$\left(\frac{P_r}{0,70} \right)^{1/9}$$

con lo que la fórmula final queda:

$$\left(\frac{h}{c_p \cdot G_{\max}} \right) \cdot P_r^{2/3} = 0,12 \cdot \frac{f^{1/3}}{Re^{1/5}} \cdot a_o \cdot \left(\frac{P_r}{0,70} \right)^{1/9} \quad [-]$$

El valor 0,70 se justifica dado que todos los puntos experimentales indicados en la fig. 4.1 se refieren al aire. (Kays & London, ref. 5.2.1, p. 2)

5.2.- Referencias bibliográficas.

- 5.2.1.- W.M. KAYS & A.A. LONDON: "Compact heat exangers" Mc Graw Hill Book Co. Inc., N.Y. (1958).
- 5.2.2.- W.H. Mc ADAMS: "Transmission de la chaleur" Dunod, Paris (1961) p.320
- 5.2.3.- GRIMISON: Transactions ASME 59 (1937) 583-94.
- 5.2.4.- NUNNER: "Wärmeübertragung und Drucksbfall in rahmen Rohren" V.D.I. Forschungheft 455 (1956).
- 5.2.5.- LEDINEGG: "Dampferzeugung" Springer Verlag, Wien, 1952 p.221.
- 5.2.6.- TER LINDEN: "Der Strömungswiderstand eines Rohrbundels" Wärme, 1939, p.319.
- 5.2.7.- DEISSLER: "The analysis of turbulent heat transfer, mass transfer and friction in smooth tubes at high Prandtl and Schmidt numbers" Harnett. Recent Advances in heat and mass transfer. Mc Graw Hill, pag. 253-310.
- 5.2.8.- M. CLER, D. SWETCHINE, S. VIANNAY et A. PIROVANO: "Essais comparatigs de faisceaux de tubes a ailettes extérieures hélicoidales. Echange thermique. Perte de pression". Rev. Gen. Therm., Fr., N° 133, Janvier 1973, p.23.

CONVECTION HEAT TRANSFER IN A CONTAINER OF ARBITRARY FORM

Summary:

It is the purpose to evaluate quantitatively the heat transmission in a container of arbitrary form (a boiler furnace, diesel motor cylinder, etc), in particular relation to the pressure drop or energy dissipated by turbulence.

Existing correlation are semiempirical not particularly considering that turbulence, this varying intentionally within wide limits. The present proposal is an extension of one derived from heat exchanger data whose heat transfer had been correlated within a reasonably small dispersion even for widely different geometries.

Three cases are studied:

- * i) Steady flow with constant fluid feed,
- * ii) Same after feed valve closure, and
- *iii) When pressure nor temperature are not constant after the closure of the feed valve.

TRANSMISION DE CALOR POR CONVECCION EN UN RECIPIENTE DE FORMA
CUALQUIERA

Resumen:

Se propone una forma de evaluar cuantitativamente la transmisión del calor en un recipiente de forma cualquiera (hogar de caldera, cilindro de un motor diesel, etc), teniendo en cuenta, particularmente, la caída de presión o energía disipada por las turbulencias.

Las correlaciones existentes son sólo adaptaciones semiempíricas que no consideran la citada turbulencia, la que intencionadamente puede variar dentro de muy amplios límites. La presente propuesta es una extensión de los resultados propios de los intercambiadores de calor cuya transmisión ha sido correlacionada con razonable poca dispersión aún para geometrías muy disímiles entre sí.

Se estudian tres estados; un primer caso estacionario, con alimentación constante, un segundo caso luego del cierre del órgano de admisión y un tercero para el caso de variar la presión y la temperatura del fluido luego del cierre del órgano de admisión.

INTI, Buenos Aires, diciembre 1972
Ing. Livio D. Porta
Ing. Eduardo Beaumont Roveda

NOMENCLATURA

a	$[m^2]$	Superficie de calefacción en un recipiente cualquiera de la serie.
c_p	$[J \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}]$	Calor específico del fluido a presión constante.
dt	$[s]$	Diferencial del tiempo.
D	$[kg \cdot s^{-1}]$	Gasto de fluido.
f	$[-]$	Factor de fricción.
$G_{m\acute{a}x}$	$[kg \cdot s^{-1} \cdot m^{-2}]$	Gasto por unidad de sección de paso referido a la sección mínima de paso de fluido.
h	$[J \cdot m^{-2} \cdot s^{-1} \cdot K^{-1}]$	Coefficiente de transmisión del calor por convección, casos estacionario y sin alimentación, a presión y temperatura constante.
h^*	$[J \cdot m^{-2} \cdot s^{-1} \cdot K^{-1}]$	Coefficiente de transmisión del calor por convección, caso de variación de presión y temperatura.
j	$[-]$	Exponente elevado al cual la temperatura es proporcional a la viscosidad.
K	$[J^{-1} \cdot m^3 \cdot K]$	Constante.
K_E	$[J]$	Energía cinética de la masa de fluido contenida en el recipiente.
l	$[m]$	Longitud recorrida por el fluido a lo largo de un recipiente de la serie.
M	$[kg]$	Masa de fluido contenida en el recipiente.
n	$[-]$	Exponente politrópico del fluido.
P	$[N \cdot m^{-2}]$	Presión del fluido, caso estacionario.
P^*	$[N \cdot m^{-2}]$	Presión del fluido, caso variable.
P_r	$[-]$	Número de Prandtl.

R_e	$[\text{---}]$	$= \frac{4 \cdot \Omega \cdot G_m \cdot l}{\partial \cdot \mu_f} = \frac{4 \cdot D \cdot l}{\mu_f \cdot \partial}$ Número de Reynolds.
T	$[K]$	Temperatura del fluido, caso estacionario.
T^*	$[K]$	Temperatura del fluido, caso no estacionario.
T_W	$[K]$	Temperatura de la pared del recipiente.
W_C	$[m \cdot s^{-1}]$	Velocidad media del fluido dentro del recipiente.
W_e	$[m \cdot s^{-1}]$	Velocidad de entrada del fluido al recipiente.
W_l	$[m \cdot s^{-1}]$	Velocidad de la corriente secundaria de fluido.
α	$[\text{---}]$	Relación entre el área de entrada y el área transversal total.
β	$[\text{---}]$	Coefficiente para tener en cuenta la relación de la caída de presión a la presión dinámica de entrada. Cuando hay rozamientos adicionales a la disipación total de la energía de la corriente de entrada, $\beta > 1$. Si parte de la energía cinética de la corriente se recupera (p.c.j., con un efecto Borda), $\beta < 1$.
Δp	$[N \cdot m^{-2}]$	Caída de presión por rozamiento en el recipiente.
Δt	$[K]$	Variación de temperatura que experimenta el fluido en el recipiente.
μ_f	$[kg \cdot m^{-1} \cdot s^{-1}]$	Viscosidad del fluido a la temperatura media de la película (promedio entre la del fluido y la pared), caso estacionario.
μ_f^*	$[kg \cdot m^{-1} \cdot s^{-1}]$	Idem caso no estacionario.
μ_T	$[kg \cdot m^{-1} \cdot s^{-1}]$	Viscosidad del fluido a la temperatura del fluido, caso estacionario.
μ_T^*	$[kg \cdot m^{-1} \cdot s^{-1}]$	Idem caso no estacionario.
Ω	$[m^2]$	Sección mínima de pasaje de fluido.
ρ_m	$[kg \cdot m^{-3}]$	Densidad del fluido.

INDICE:

1.- Objeto.

2.- Teoría.

2.1.- Transmisión de calor bajo un régimen de alimentación estacionario.

2.2.- Transmisión de calor luego del cierre del órgano de admisión.

2.2.1.- Variación de presión y temperatura.

2.3.- Correcciones.

3.- Comentarios.

4.- Figuras.

4.1.- Intercambiadores y recipiente equivalente.

4.2.- Esquema de velocidades.

5.- Apéndices.

5.1.- Referencias bibliográficas.

1.- OBJETO:

Se propone una teoría que permita establecer la transmisión de calor por convección dentro de un recipiente de forma cualquiera teniendo particularmente en cuenta el mayor o menor grado de turbulencia que pudiere estar artificialmente impuesto.

Algunos ejemplos de aplicación podrían ser evaluar la convección en los hogares de caldera, en los cilindros de motores diesel, en expansores de ciclo Rankine (máquinas de vapor), compresores, etc. Para éstos existen numerosos estudios que son en realidad correlaciones semi-empíricas que no tienen en cuenta la turbulencia particular de cada caso, que algunas veces puede ser más o menos forzada en forma intencional, como la que se da en las cámaras de combustión turbilhonarias (Ricardo, Lanova, etc.).

Se analiza en la segunda parte el caso de la transmisión de calor dentro del recipiente al cesar la alimentación de fluido al mismo (caso de las etapas de compresión y expansión en motores C.I., o cierre de la admisión en máquinas de vapor) y por último se analizan las correcciones a introducir para el caso de variar la presión y la temperatura del fluido.

2.- TEORIA:

2.1.- Transmisión del calor bajo un régimen de alimentación estacionario.

Habiendose establecido una correlación entre la caída de presión y el coeficiente de transmisión del calor para intercambiadores de forma cualquiera (5.1.1), se trata de extender dicha teoría al caso que nos interesa, postulandose una validez que será menester confrontar con resultados experimentales.

La expresión derivada en (5.1.1) para los intercambiadores de calor es:

$$\left(\frac{h}{C_p \cdot G_{\max}} \right) P_r^{2/3} = 0,12 \frac{f^{1/3}}{Re^{1/5}} \pm 20\% \quad [-] \quad (1)$$

Con referencia a la figura 4.1, se puede considerar que un recipiente de forma cualquiera, R_p , pertenece a un conjunto formado por recipientes iguales colocados en serie. Por analogía con las cámaras C de un intercambiador de calor, puede postularse que la transmisión de calor será la misma en ambos casos; sustituyendose L por l, S_{\min} por Ω y A por a, correspondientes a una sola cámara, con lo que se llega a la siguiente expresión: (5.1.2)

$$\Delta p = f \cdot \frac{G_{\max}^2 \cdot d}{2 \cdot \Omega \cdot \rho_m} \quad [N \cdot m^{-2}] \quad (2.1)$$

Expresando la pérdida de presión como una fracción de la presión dinámica de entrada, puede ponerse:

$$\Delta p = \beta \cdot \frac{\left(\frac{D}{\Omega} \right)^2}{2 \cdot \rho_m} \quad [N \cdot m^{-2}] \quad (2.2)$$

Si se tiene en cuenta que $G_{\max} = \frac{D}{\Omega}$

al igualar (2.1) y (2.2), se obtiene:

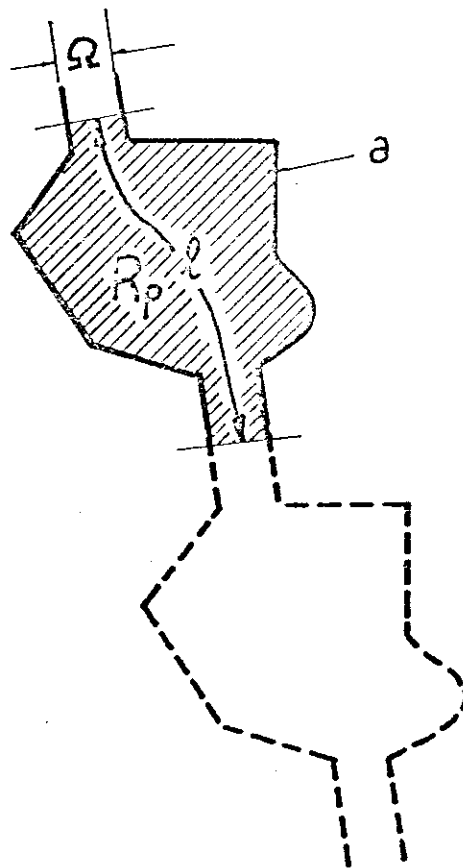
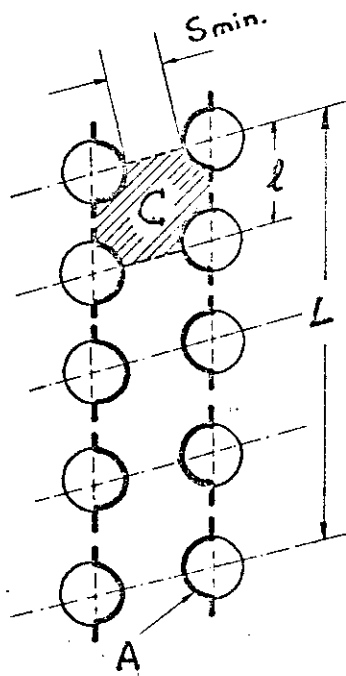


Fig. 4. 1. Intercambiador y Recipiente Equivalente.

$$f = \beta \cdot \frac{\Omega}{a} \quad [-] \quad (3)$$

Reemplazando el valor (3) en (1), se tiene:

$$\left(\frac{h}{c_p \cdot G_{\max}} \right) Pr^{2/3} = 0,12 \frac{\beta^{1/3} \cdot \Omega^{1/3}}{a^{1/3} \cdot Re^{1/5}} \pm 20\% \quad [-] \quad (4)$$

que también puede expresarse, viendo que:

$$Re = \frac{4 \cdot D \cdot l}{\mu_f \cdot a} \quad \text{y} \quad G_{\max} = \frac{D}{\Omega}$$

como:

$$\left(\frac{h \cdot \Omega}{c_p \cdot D} \right) Pr^{2/3} = 0,12 \frac{\beta^{1/3} \cdot \Omega^{1/3} \cdot \mu_f^{1/5} \cdot a^{1/5}}{a^{1/3} \cdot 4^{1/5} \cdot D^{1/5} \cdot l^{1/5}} \pm 20\% \quad [-]$$

Operando puede obtenerse el valor de h:

$$h = 0,091 \frac{c_p \cdot D^{4/5} \cdot \beta^{1/3} \cdot \mu_f^{1/5}}{Pr^{2/3} \cdot \Omega^{2/3} \cdot a^{1/5} \cdot l^{1/5}} \pm 20\% \quad [J \cdot m^{-2} \cdot s^{-1} \cdot K^{-1}] \quad (5)$$

También puede transformarse la (5) como sigue:

Teniendo en cuenta que:

$$h \cdot a (T - T_w) = \Delta T \cdot c_p \cdot D \quad (6)$$

será:

$$\frac{\Delta T}{T - T_w} = \frac{h \cdot a}{c_p \cdot D} \quad [-] \quad (7)$$

y como además

$$D = G_{\text{máx}} \cdot \Omega$$

se tiene:

$$\frac{\Delta T}{T - T_w} = \frac{h}{c_p \cdot G_{\text{máx}}} \cdot \frac{a}{\Omega} \quad [-] \quad (8)$$

pero de (5) puede ponerse:

$$\left(\frac{h}{c_p \cdot G_{\text{máx}}} \right) = 0,091 \frac{\beta^{1/3} \cdot \Omega^{1/3} \cdot \mu_f^{1/5}}{P_r^{2/3} \cdot a^{2/15} \cdot D^{1/5} \cdot \ell^{1/5}} \pm 20\% \quad [-] \quad (9)$$

Reemplazando (9) en (8), se obtiene:

$$\left(\frac{\Delta T}{T - T_w} \right) = 0,091 \frac{\beta^{1/3} \cdot \mu_f^{1/5} \cdot a^{13/15}}{\Omega^{2/3} \cdot P_r^{2/3} \cdot D^{1/5} \cdot \ell^{1/5}} \pm 20\% \quad [-] \quad (10)$$

