

UNIVERSIDAD COMPLUTENSE DE MADRID
FACULTAD DE CIENCIAS QUÍMICAS



TESIS DOCTORAL

**Determinación de coeficientes de transmisión de calor por
convección a partir de perfiles de temperatura en
conducciones anulares excéntricas**

MEMORIA PARA OPTAR AL GRADO DE DOCTOR
PRESENTADA POR

Manuel Montes Ponce de León

DIRECTOR:

José Luis Otero de la Gandara

Madrid, 2015

Manuel Montes Ponce de León

TP
1983
570



* 5 3 0 9 8 6 0 5 6 4 *
UNIVERSIDAD COMPLUTENSE

5309860564

DETERMINACION DE COEFICIENTES DE TRANSMISION DE CALOR
POR CONVECCION A PARTIR DE PERFILES DE TEMPERATURA
EN CONDUCCIONES ANULARES EXCENTRICAS

Departamento de Química Industrial, Economía y Proyectos
Facultad de Ciencias Químicas
Universidad Complutense de Madrid
1983



BIBLIOTECA

Colección Tesis Doctorales. Nº

70/83

© Manuel Montes Ponce de León
Edita e imprime la Editorial de la Universidad
Complutense de Madrid. Servicio de Reprografía
Noviciado, 3 Madrid-8
Madrid, 1983
Xerox 9200 XB 480
Depósito Legal: M-4970-1983

Autor: MANUEL MONTES PONCE DE LEON

**DETERMINACION DE COEFICIENTES DE TRANS-
MISION DE CALOR POR CONVECCION A PARTIR
DE PERFILES DE TEMPERATURA EN CONDUCCIO-
NES ANULARES EXCENTRICAS.**

DIRECTOR: Dr. D. JOSE LUIS OTERO DE LA GANDARA
Catedrático de QUIMICA TECNICA.
Catedrático contratado en la Facultad de Ciencias
Químicas.

UNIVERSIDAD COMPLUTENSE DE MADRID

Facultad de Ciencias Químicas
Sección de Química Industrial

1981

AGRADECIMIENTO

El presente trabajo se ha realizado dentro del proyecto de "Desarrollo de Técnicas Fundamentales" encuadrado en los programas de trabajo de la Sección de Ensayos de Prototipos de la División de Metalurgia de la Junta de Energía Nuclear y ha sido dirigido por el Profesor Dr. D. José Luis Otero de la Gándara a quien el autor quiere agradecer su extremado interés, magistral orientación y continuo aliento.

A su vez quiere extender el agradecimiento a la Dirección del Centro de Energía Nuclear "Juan Vigón" por permitir utilizar sus instalaciones y muy especialmente al Dr. D. Marcos Gispert Benach de quien tanta ayuda se ha recibido con su experto asesoramiento y eficaz colaboración propia como del personal de la Sección a sus órdenes.

Finalmente se quiere agradecer la incondicional ayuda prestada en el transcurso de la experimentación por el Oficial D. Julián Ochoa Eraso.

INDICE

1. Introducción	1
1.1. Objetivos básicos del trabajo	7
1.2. Revisión bibliográfica	14
1.2.1. Simulación de barras combustibles	14
1.2.2. Técnicas de medida	18
1.2.3. Fluidodinámica	21
1.2.3.1. Conducciones anulares concéntricas	22
1.2.3.2. Conducciones anulares excéntricas	31
1.2.4. Termofluidodinámica	33
1.2.4.1. Conducciones anulares concéntricas	33
1.2.4.2. Conducciones anulares excéntricas	35
1.3. Consideraciones teóricas sobre las conducciones anulares excéntricas	37
1.3.1. Ecuación de conservación de la cantidad de movimiento	37
1.3.2. Ecuación de conservación de la energía	42
2. Equipo y técnicas experimentales	45
2.1. Descripción de la instalación experimental	45
2.1.1. Circuito hidráulico	45
2.1.2. Canal de ensayo	49
2.1.3. Fuente térmica	52
2.1.4. Instrumentación	55

-III-

2.2. Puesta a punto del equipo experimental	58
2.2.1. Técnicas termométricas	58
2.2.1.1. Elementos sensibles	59
2.2.1.2. Equipo de medida	76
2.2.2. Calefacción	79
2.2.3. Medidas fluidodinámicas	81
3. Resultados experimentales	83
3.1. Ensayos previos en conducciones anulares concéntricas	83
3.1.1. Influencia de la posición del termopar embebido	83
3.1.2. Longitud de desarrollo	87
3.2. Ensayos en conducciones anulares excéntricas	90
3.3. Procedimiento de cálculo	176
3.3.1. Transformación de medidas experimentales	176
3.3.2. Verificación de magnitudes experimentales	181
3.3.3. Cálculos para la comparación de temperaturas superficiales	186
3.3.4. Cálculos para la comparación de perfiles de temperaturas	192
3.3.5. Cálculos de perfiles de velocidad	192
3.3.6. Cálculos de coeficientes de transmisión de calor	202
4. Discusión de resultados	204
4.1. Temperatura superficial	204
4.1.1. Influencia del flujo térmico	204

4.1.2. Influencia del caudal	209
4.2. Perfiles de temperatura	211
4.2.1. Fluctuaciones de la temperatura del fluido	211
4.2.2. Influencia de la velocidad de circulación en los perfiles de temperatura	217
4.2.3. Influencia del flujo térmico	222
4.3. Coeficientes de transmisión de calor	224
5. Resumen general y conclusiones	231
6. Bibliografía	236
7. Nomenclatura	250

1. INTRODUCCION.-

El calor liberado en el combustible de un reactor nuclear por la reacción de fisión requiere un fluido refrigerante que lo transporte fuera del núcleo para poderlo transformar en energía eléctrica. Esta operación se realiza mediante uno o más circuitos de refrigeración que tienen como sumideros de calor la turbina de vapor generadora de electricidad.

La investigación relacionada con estas plantas nucleares pretende reducir los costos de producción y conseguir operaciones técnicamente realizables y seguras. La disminución de los costos exige optimizar la utilización de los elementos del núcleo que generan energía (combustibles y reproductores), por lo que es necesario un rendimiento térmico elevado en el reactor y un aprovechamiento máximo del material combustible. Para lo primero es preciso extraer eficazmente la energía calorífica generada en el combustible, lo que se consigue con saltos térmicos grandes en el refrigerante, que alcanza temperaturas elevadas cuando sale del núcleo. Para lo segundo se precisa que el combustible permanezca dentro del núcleo largos períodos manteniéndose por debajo de u-

nos límites de operación adecuados.

El aumento de densidad energética dentro del núcleo precisa ampliar la superficie transmisora de calor o la temperatura del combustible, planteando nuevas dificultades en la distribución de temperatura y promoviendo vibraciones que inducen anomalías de funcionamiento.

La generación de calor dentro de la barra combustible es función del flujo neutrónico. Para un mismo flujo tiene una gran influencia la simetría de construcción de la barra. Cualquier excentricidad del material combustible, motivada por la existencia de tolerancias excesivamente grandes o por anomalías producidas por las tensiones térmicas o mecánicas, originará distribuciones superficiales de temperatura de vaina no uniformes. Cualquier defecto geométrico del elemento combustible (curvamiento o desplazamiento de barras, bloqueo de subcanales por hinchamiento o acumulación de óxidos), también provocará fuertes modificaciones de la distribución de temperatura superficial de vaina.

La distribución irregular de temperaturas superficiales puede originar tensiones térmicas elevadas que deterioren las barras combustibles e incluso rompan la vaina. Estos riesgos exigen que, en los proyectos de elementos combustibles, se mantenga el nivel de temperatura suficientemente por debajo de la temperatura que se puede considerar crítica para los materiales empleados.

Las operaciones con generación de energía, dentro de los límites de seguridad establecidos, obligan generalmente a dispersar el combustible y a emplear materiales con propiedades mecánicas y térmicas adecuadas para soportar las características propias de cada reactor.

Las condiciones de seguridad que deben cumplir las plantas nucleares añaden normas relacionadas con las barras combustibles, en cuya fabricación se prescriben tolerancias muy severas y se emplean materiales específicos con propiedades mecánicas, físicas y químicas convenientes para que puedan soportar las condiciones extremadamente duras a que van a estar sometidos. Desde el punto de vista termofluidodinámico las especificaciones de seguridad de los elementos combustibles limitan la temperatura central máxima de las barras, la temperatura máxima de vaina y los perfiles de temperatura en el interior de los elementos combustibles.

Otro aspecto de gran importancia dentro del diseño y operación del reactor son los estados transitorios térmicos para los cuales debe disponerse de un sistema de control adecuado o por el contrario, de un sistema de realimentación inherente para evitar cualquier posibilidad de inestabilidad dentro del reactor.

En resumen, entre las altas temperaturas del refrigerante requeridas para conseguir altos rendimientos térmicos y las limitaciones de temperatura por cuestiones de se-

guridad se establece un compromiso que obliga a una optimización termofluidodinámica del núcleo del reactor basada en la geometría del mismo y sus esfuerzos térmicos, estableciéndose como resultado un límite óptimo de temperatura máxima a la salida del refrigerante del núcleo.

La temperatura máxima permisible de vaina viene condicionada por la temperatura máxima del refrigerante mediante el coeficiente de transmisión de calor entre superficie y refrigerante.

La resolución gradual de estos problemas ha supuesto el desarrollo de una termofluidodinámica aplicada a los reactores nucleares con una serie de características, técnicas y métodos especiales encaminados a resolver los problemas específicos que presenta la utilización de la energía nuclear. En ciertas ocasiones es necesario conocer los fenómenos experimentales en modelos construidos a distintas escalas, porque el cálculo matemático no es suficiente o porque la determinación de unos parámetros de diseño lo justifican.

Los fines inmediatos pretendidos por la investigación en este campo, al igual que en el presente trabajo, son conocer mejor la transmisión de calor en el núcleo del reactor. Algunos de estos estudios se pueden considerar básicos dentro de la ingeniería termohidráulica, realizándose en unidades estructurales concretas cubriendo márgenes de variables de interés en el diseño. Otros, destinados a la obtención de

determinados parámetros se realizan en unidades que se asemejan a las reales y con márgenes de operación restringidos, procurando simular lo que ocurre en el núcleo. Además, existen estudios que se realizan con los elementos combustibles contruidos y en condiciones de operación idénticas a las del reactor para comprobar el cumplimiento de las características elementales.

El conocimiento de la influencia de los márgenes de diseño sobre el comportamiento termohidráulico del núcleo y la predicción de factores de canal caliente exigen la simulación de las condiciones del núcleo, bien cuando éste funcione en estado permanente o bien cuando lo haga en régimen transitorio.

En el presente trabajo se quiere desarrollar una técnica encaminada a medir los coeficientes de transmisión de calor con aplicación a los elementos combustibles. Para ello se plantean previamente los objetivos básicos necesarios para modelar en una conducción sencilla las características geométricas y de flujo que se presentan en el núcleo de los reactores nucleares. Tras comprobar bibliográficamente que las conducciones anulares excéntricas pueden ser idóneas a tal fin, también se vé necesario disponer de barras que simulen la generación térmica de las barras combustibles y de técnicas de medida que no introduzcan alteraciones al flujo.

Se hacen las oportunas consideraciones teóricas sobre las ecuaciones fundamentales de transporte de impulso y energía aplicadas a este sistema y se procede al montaje de una instalación en la que se pueden variar las magnitudes fundamentales que intervienen en el transporte de calor.

Antes de proceder al desarrollo experimental fue necesario la puesta a punto de las técnicas de medida, el diseño de mecanismos que permitan el descentramiento en el canal y obtener perfiles de temperatura, la verificación de la calidad de construcción de las barras calefactoras y las medidas de las desviaciones del termopar sonda por empuje del fluido.

En el capítulo experimental se obtuvieron medidas en conducciones anulares concéntricas previas para examinar las perturbaciones que pueden introducir los elementos sensibles y verificar si el flujo está completamente desarrollado térmica e hidráulicamente en la posición de medida.

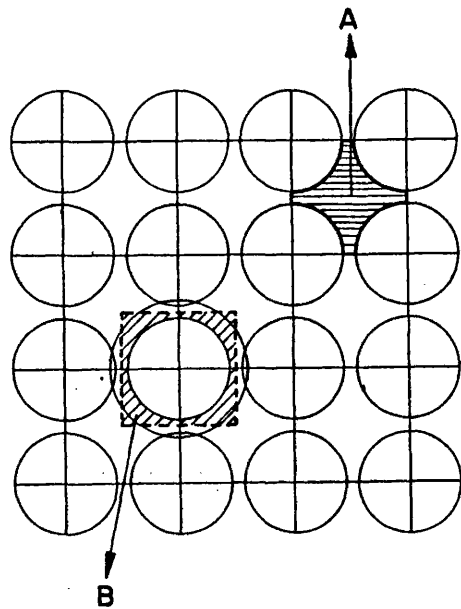
Posteriormente se obtuvieron los resultados experimentales de las temperaturas superficiales, perfiles de temperatura y coeficientes de transmisión de calor, variando el caudal, flujo térmico, excentricidad y relación entre radios que son las magnitudes necesarias para hacer un análisis de la transmisión de calor en estas geometrías.

1.1. OBJETIVOS BASICOS DEL TRABAJO.-

La aplicación de los conocimientos termohidráulicos generales al estudio concreto de la transmisión de calor desde un conjunto de barras paralelas a un fluido refrigerante que circula en la dirección axial, como es el caso de un elemento combustible, necesita una serie de consideraciones, que modifican algunos conceptos básicos:

a) La sección transversal de flujo en el interior de los elementos combustibles se subdivide en subcanales limitados por las barras combustibles y por líneas imaginarias que unen sus centros tal y como se refleja en la figura 1. La forma convexa de las paredes de los subcanales invalida el concepto universal de diámetro equivalente. Dada la analogía geométrica entre una barra en un conjunto infinito de barras y la pared interior de una conducción anular, Maresca y Dwyer (1) emplearon el modelo del "equivalente anular" para predecir la transmisión de calor en conjuntos de barras paralelas. Este modelo se basa en suponer que la transmisión de calor desde una barra calefactora en un conjunto de barras es similar a la transmisión de calor desde la pared interior de un anillo que tenga por radio de la línea de máxima velocidad la distancia media desde el centro de la barra a la línea adiabática que la rodea.

Con este modelo se puede predecir la influencia



A. Subcanal

B. Modelo de conducción anular equivalente

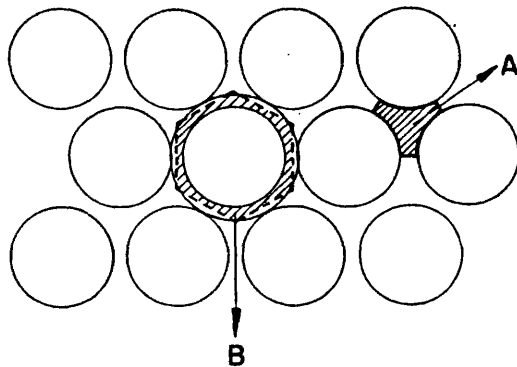


FIGURA 1. Esquema representativo de un subcanal y del modelo de conducción anular equivalente en una distribución de barras en cuadrado y en rombo.

en la transmisión de calor del espaciado entre las barras. En una conducción anular las características del transporte térmico, especialmente desde la pared interior, son función de la relación entre los radios del anillo y del número de Reynolds. Una de las causas fundamentales de esta dependencia es la existencia de tensiones tangenciales mayores en la pared interior que en la exterior, debido a la propia forma de ambas superficies.

b) El flujo que circula entre conjuntos de barras con separaciones reducidas se asemeja al flujo en conducciones anulares excéntricas, y de hecho, los métodos analíticos empleados por Deissler y Taylor (2) para el cálculo de variaciones circulares de temperatura en anillos excéntricos se han tomado como base para la investigación de flujos en conjuntos de barras paralelas.

c) Los canales limítrofes y los espaciadores mecánicos existentes en elementos combustibles introducen una complejidad adicional en la termohidráulica. Los separadores tipo rejilla no introducen gran mezcla entre subcanales y únicamente originan una nueva zona de entrada. Por el contrario los espaciadores tipo alambre en espiral introducen un flujo en remolinos enteramente diferente al encontrado en flujos axiales.

d) Kays y Leung (3) demostraron que los fluidos con número de Prandtl pequeño (metales líquidos), a pesar de sus excelentes cualidades térmicas, en canales asimétricos, reflejan la in-

fluencia de la geometría en la transmisión de calor de una manera más pronunciada que otros fluidos. Este hecho impide extrapolar a canales asimétricos los conocimientos teóricos y experimentales obtenidos en canales simétricos con leyes y modelos sencillos. Por tanto el coeficiente de transmisión de calor local no se puede aplicar de forma general ya que las magnitudes que lo definen son ahora variables dependientes.

e) Las conducciones asimétricas presentan efectos de flujos secundarios que se deben de tener presentes en el transporte de cantidad de movimiento.

Con anterioridad al año 1965 se hicieron bastantes estudios tanto teóricos como experimentales con flujos paralelos a conjuntos de barras. La sección transversal de flujo de este sistema está caracterizada por una sola zona de impulsos neutros (zona de la mencionada sección transversal en cuyos límites no hay ningún intercambio de cantidad de movimiento). En estos estudios generales se manejaba un flujo bidimensional, es decir, se consideraban solo los impulsos normales y paralelos a la periferia (4,5). La investigación posterior en ordenamientos de infinitas barras se centró en el perfeccionamiento de los modelos físicos utilizados. Las distribuciones de velocidad encontradas experimentalmente con separaciones entre barras relativamente pequeñas únicamente se pudieron encuadrar dentro de las representaciones físicas mencionadas suponiendo que la viscosidad cinemática aparente en el transporte paralelo a la pared es de un orden de magnitud mayor que

en el transporte normal a ella. Este factor de anisotropía en contrado es función de la distancia relativa entre las barras. Una explicación solamente física y una descripción teórica de los resultados experimentales condujo a suponer que parte del transporte de cantidad de movimiento paralelo a la pared mojada era de tipo convectivo, es decir, promovido por una componente secundaria de flujo (6).

Paralelamente a estas investigaciones se consiguió un método para tratar teóricamente ordenamientos de un número finito de barras, caracterizado por la presencia de diferentes zonas con gradientes de cantidad de movimiento neutros. El caso más sencillo de una geometría tal era la conducción anular concéntrica que esta dividida en dos zonas mediante una línea neutra que a priori se desconoce. En las zonas separadas de las paredes no hay transporte de cantidad de movimiento paralelo a la periferia mojada por lo que el problema se maneja como unidimensional. En los análisis teóricos ambas zonas se unen en la línea neutra mediante el perfil de velocidad con la garantía de continuidad (7).

La conducción anular excéntrica es el ejemplo más sencillo de una sección transversal de flujo, indivisible en zonas por líneas de gradiente de cantidad de movimiento neutros, diferentes unas de otras y dentro de las que existe un transporte de cantidad de movimiento paralelo a la pared mojada.

De acuerdo con estas consideraciones se pretende hacer un estudio experimental de transmisión de calor en condiciones anulares excéntricas. En este estudio se solapa el desarrollo de las técnicas de medida y simulación con el propiamente termohidráulico.

Siempre que se habla de transmisión de calor desde una superficie caliente a un fluido se incorpora el coeficiente de transmisión de calor como parámetro que relaciona flujos térmicos con diferencias de temperatura entre pared y fluido. Este coeficiente engloba fenómenos de transporte diferentes. Tampoco quedan perfectamente claras las variables dependientes ni incluso existe exactitud en precisar qué se entiende por temperatura superficial y temperatura del fluido. Cuando el transporte térmico se hace desde una superficie que separa dos fluidos se simplifica la definición de temperatura superficial, pero cuando el flujo térmico procede de un cuerpo sólido generador de calor se establece un equilibrio entre la generación interna de calor, la conducción de calor dentro del sólido y el transporte de calor al fluido.

El concepto de coeficiente de transmisión de calor es precisamente el de la inversa de una resistencia de transporte, donde la fuerza impulsora es precisamente el salto de temperaturas y la intensidad es el flujo térmico.

En la idea generalizada de coeficiente de transmisión de calor se superponen tres fenómenos que son: la resis-

tencia a la transferencia térmica en la interfase sólido-fluido, la resistencia de la capa laminar y la resistencia en el fluido en transporte turbulento.

La resistencia a la transferencia en la interfase sólido-fluido se debe al contacto entre los dos medios no íntimamente ligados. Experimentalmente, en muchas ocasiones, se altera este fenómeno al introducirse elementos de medida justamente en esta zona modificándose las condiciones de contacto en la interfase.

En el presente estudio se quiere examinar la contribución de este término en el conjunto de fenómenos de transporte por lo que se debe instrumentar un procedimiento de medida que no introduzca alteraciones a la resistencia térmica de contacto.

La subcapa laminar, que generalmente se la considera como principal responsable de la caída térmica en la transmisión de calor entre superficies sólidas y fluidos en movimiento, variará de espesor de acuerdo con las características geométricas y dinámicas del sistema en consideración. La conducción anular excéntrica tiene una geometría que permite obtener estas variaciones conjuntamente. El empleo de agua que tiene un número de Prandtl intermedio pondrá de manifiesto la participación de estas componentes en la transmisión de calor.

Finalmente el transporte turbulento por convección forzada será la componente que presentará la menor resistencia al transporte de calor y conjuntamente con la conducción en la capa laminar se pretende estudiar midiendo perfiles de temperatura transversales en el fluido.

El empleo de diferentes flujos térmicos permitirá establecer, a igualdad hidrodinámica, la influencia de la resistencia de contacto, y el empleo de diferentes caudales, excentricidades y relaciones entre radios nos dará a conocer el grado de participación de las otras dos componentes.

En consecuencia los objetivos básicos de este trabajo se pueden resumir en las siguientes preguntas:

1. ¿Como influye la interfase en la transmisión de calor?
2. ¿Como influye el flujo térmico y la velocidad del fluido en la temperatura superficial y en los perfiles de temperatura?
3. ¿Como repercute la excentricidad del canal en la temperatura y en los coeficientes de transmisión de calor?

1.2. REVISION BIBLIOGRAFICA.-

1.2.1. SIMULACION DE BARRAS COMBUSTIBLES.-

La utilización de simuladores de elementos combustibles en los estudios experimentales termofluidodinámicos fue-

ra de los reactores nucleares exige, según se refleja en (8), una adaptación de los calefactores comerciales existentes a las exigencias propias de cada programa experimental. No se pueden establecer unos criterios generales útiles y por tanto es necesario hacer una valoración de las peculiaridades del estudio en cuestión en lo referente a su finalidad, características de montaje y explotación, seguridad de operación (9) y geometría. A partir de aquí se eligen y desarrollan los modelos más adecuados para cada ensayo.

Los diferentes tipos de calefactores utilizados en los laboratorios nucleares dedicados a ensayos termohidráulicos son relativamente semejantes entre sí y responden a dos formas diferentes de generación de calor: calefacción directa e indirecta. El segundo procedimiento es más frecuente que el primero por su mayor fidelidad en la simulación de barras combustibles. La información existente es amplia como corresponde a su gran utilización y los esfuerzos realizados por diferentes grupos de investigadores han conducido a diseños específicos adecuados a sus objetivos experimentales. MacPherson y Clark (10,11) hicieron numerosos estudios para adaptar los calefactores comerciales a los diseños deseados en programas de ensayos termofluidodinámicos generales y de seguridad nuclear de diversos laboratorios de los Estados Unidos. La República Federal Alemana ha contribuido así mismo con amplia información sobre estudios teóricos y experimentales realizados en Karlsruhe (12-18). Teytu (9,19) en Francia efectuó un estu

dio comparativo entre diversos métodos de simulación, al tiempo que presentó otro tipo de simulador por calefacción indirecta. Burgess y col. (20) en Gran Bretaña han diseñado calefactores para simular procesos transitorios en los que por efecto de una ebullición excesiva el combustible se queda únicamente refrigerado por vapor y posteriormente vuelve a condiciones de operación ordinarias.

Los simuladores de las barras combustibles deben emplear como vaina el mismo material que la barra simulada. Junto a las exigencias geométricas propias de la simulación, diámetros exteriores pequeños y grandes longitudes, son necesarios espesores de pared pequeños. El material aislante es un factor importante en el diseño de los calefactores. Por ello Casal (12) comparó las conductividades térmicas de algunos materiales cerámicos a diferentes temperaturas. Pero como consecuencia de su gran dureza es necesario emplearlos en polvo lo que perjudica su conductividad térmica como reflejó Casal para el MgO (Figura 2). El empleo de estos materiales en polvo obliga a una compactación posterior. El MgO es de los que mejor se compactan en frío y el BN se prensa bien en caliente por lo que estos materiales son los de uso más frecuente. La pureza química del aislante es de gran importancia por las incompatibilidades que pueden surgir entre él y los materiales del calefactor y de la vaina (11).

La resistencia eléctrica que suministra el calor debe soportar temperaturas elevadas, proporcionar la potencia

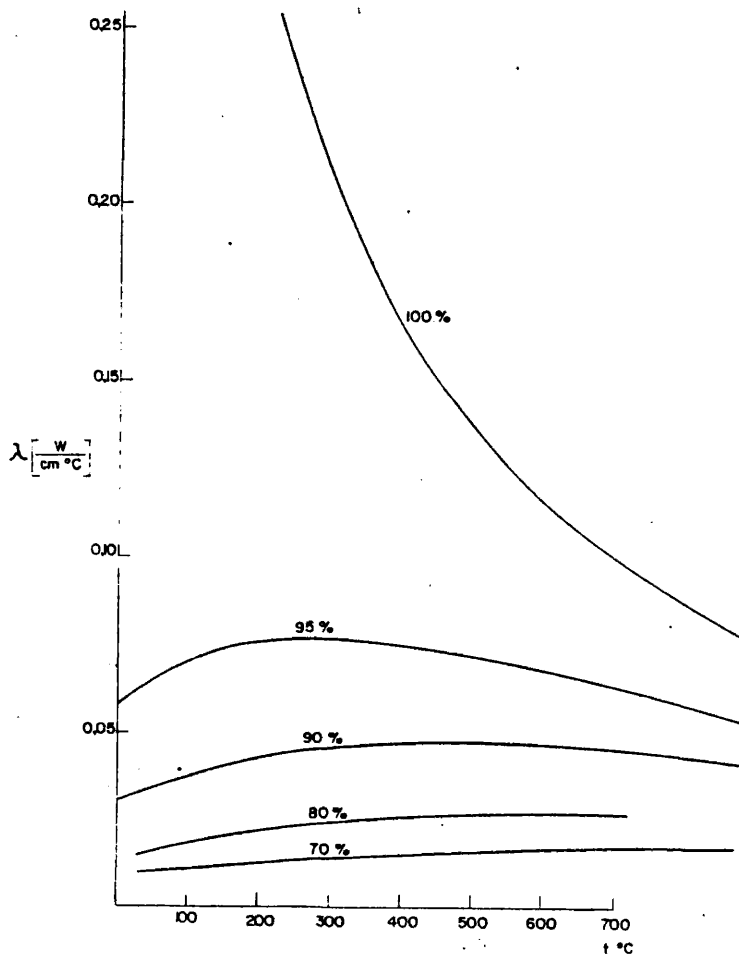


FIGURA 2. Influencia del compactado del polvo de MgO en la conductividad térmica.

deseada y un flujo térmico uniforme tanto longitudinal como periféricamente. Sus condiciones de operación son más severas que las de los demás componentes de las barras simuladoras. Existe un salto térmico elevado entre ella y la pared exterior de la vaina al tener el calor que atravesar el aislamiento eléctrico de MgO. Como resistencias eléctricas calefactoras se emplean tubos (12), barras (23,24), arrollamientos helicoidales (25-29) e hilos longitudinales paralelos al eje de la barra y colocados circularmente (9).

1.2.2. TECNICAS DE MEDIDA.-

La temperatura es la magnitud de mayor interés en los ensayos termofluidodinámicos encaminados al estudio de la refrigeración de reactores nucleares (21). En el diseño y operación de reactores nucleares hay límites térmicos que no deben sobrepasarse para garantizar la integridad física de los materiales combustibles y estructurales. A su vez, la temperatura tiene una importancia decisiva en el rendimiento del ciclo térmico.

Una condición que siempre debe tenerse presente en las medidas de temperatura necesarias en ensayos termofluidodinámicos es la utilización de elementos sensibles que no provoquen alteraciones al flujo hidráulico o en caso de hacerlo que sean las menores posibles. Houghten y Olson (31) discutieron los diferentes métodos de adaptar termopares a superficies atravesadas por flujos de calor moderados. Las superficies de

los elementos combustibles tienen prescripciones más severas, ya que el calor se extrae mediante fluidos que circulan a grandes velocidades; estas condiciones originan una diferencia de temperatura entre la isoterma de la superficie y la soldadura caliente del termopar. Por este motivo se ha generalizado el empleo de termopares de pequeño tamaño instalados de formas diferentes.

En el desarrollo de combustibles nucleares es necesario estudiar la influencia de la temperatura sobre la vaina con el fin de asegurar su integridad física. Este tema es aún más importante cuando las condiciones de transmisión de calor no son lo suficientemente buenas como ocurre con la refrigeración con fluidos orgánicos, vapor sobrecalentado o agua en ebullición con alto contenido de vapor y en aquellos casos en los que la generación de calor es elevada.

Frecuentemente son objeto de medida las distribuciones de temperatura en la pared de elementos calentados eléctricamente o simplemente las temperaturas de pared. Para determinar los coeficientes de transmisión de calor se requiere que estas medidas en las superficies sean precisas. Generalmente existe una gran limitación de espacio para colocar el termopar sin que altere las condiciones de flujo. Otras veces es la propia calefacción eléctrica y las alteraciones térmicas introducidas por el mismo termopar (32), las que presentan problemas para la precisión de las medidas necesarias. Cuando se pretenden medir temperaturas superficiales transitorias es ne

cesario que los termopares tengan tiempos de respuesta breves y alta precisión, lo que obliga al empleo de pares de pequeño tamaño.

Se han empleado diferentes procedimientos para colocar los termopares en las superficies. Burnett (33) presentó varios de estos métodos utilizando la superficie interior de la vaina ya que según él se introducen menos errores que cuando el termopar va soldado por puntos a la superficie exterior. Flemons y Laure (34) resumieron las diferentes formas de instalar termopares en las superficies exteriores de las vainas, basándose en trabajos dedicados al estudio del comportamiento de la vaina con la temperatura. El procedimiento más generalizado es el embebido del termopar en la vaina según se describe en (21).

En los estudios experimentales de transmisión de calor a fluidos que circulan longitudinalmente en canales se suelen emplear sondas termométricas móviles para las medidas de perfiles de temperatura en el fluido. El desplazamiento se realiza de forma continua con una precisión de 0'005 mm mediante tornillos micrométricos. Como elementos sensibles se emplean termopares envainados (35-37).

Junto a la puesta a punto de los procedimientos experimentales de utilización de termopares se deben confeccionar programas de cálculo para la corrección de las medidas, de terminación de su precisión y transformación de estas magnitu

des en otras de interés directo en proyectos y en operaciones con reactores nucleares. En el caso de termopares embebidos es tos cálculos son necesarios para examinar las alteraciones producidas en el flujo de calor y en el gradiente térmico exis tente entre la superficie y el punto de medida. Según algunos investigadores (38) los errores introducidos pueden llegar has ta un 5%.

1.2.3. FLUIDODINAMICA.-

Hasta el momento la información bibliográfica sobre las características fluidodinámicas en conducciones anulares es contradictoria y los resultados experimentales inseguros e inciertos. En el estudio de las distribuciones de velocidad a- simétricas las conducciones anulares concéntricas presentan, frente a otras las ventajas de que los esfuerzos cortantes de pared son constantes en la periferia y no se puede originar por tanto ningún tipo de flujo secundario. Esto permite un me or entendimiento del fenómeno de transporte turbulento desde el punto de vista físico y conduce a posibles determinaciones de la distribución de velocidad, de los esfuerzos cortantes y de la intensidad de turbulencia, y por tanto de la energía ci nética del campo de turbulencia.

1.2.3.1. CONDUCCIONES ANULARES CONCENTRICAS.-

A pesar de los numerosos trabajos existentes tanto experimentales como teóricos no hay aún interpretaciones coincidentes en temas tan importantes como pérdida de carga y perfiles de velocidad. La cuestión fundamental es la determinación de la posición de la línea de esfuerzos cortantes nulos y con ello la valoración de los esfuerzos cortantes en las paredes interior y exterior. En la mayoría de trabajos hasta el momento se ha supuesto que coinciden las líneas de esfuerzos cortantes nulos y de máxima velocidad. Cuando los perfiles son asimétricos esta suposición es falsa (39).

Desde muy antiguo se conocen medidas de pérdida de carga en conducciones anulares. Así en 1943, Davis (40) hizo una revisión sobre diferentes medidas. Los estudios de flujos en conducciones anulares empezaron de forma sistemática con los trabajos de Rothfus (41) y Knudsen y Katz (42,43). En estos trabajos la sección transversal de flujo la dividen en dos zonas: una interior influenciada por el tubo central y otra exterior influenciada por la pared circundante y separadas por la línea de máxima velocidad. Esta misma suposición se hacía tanto para flujos laminares como turbulentos. Los resultados de Lorenz en 1932 (44) muestran ésto claro, pero los de Rothfus y col. (45,46) ponen de manifiesto que en flujos turbulentos la línea de máxima velocidad se encuentra más cerca del tubo

central que en flujos laminares.

En flujos laminares la linea de máxima velocidad tiene de radio

$$\hat{r}^2 = \frac{\frac{R_2^2 - R_1^2}{2}}{2 \ln (R_2/R_1)} \quad (1)$$

donde \hat{r} es el radio de la linea de máxima velocidad. Los resultados de Koch y Feind (47) confirman las conclusiones de Rothfus. La técnica empleada consiste en medir esfuerzos cortantes en la pared del tubo exterior y calcular las correspondientes al tubo central. Nicol y Medwell (48) midieron la pérdida de carga y la distribución de velocidad en una conducción anular pulida. Leung y col. (49,50) dan por primera vez una relación para la posición de la linea de máxima velocidad con flujos turbulentos en función de la relación entre los radios del anillo

$$\frac{\hat{r} - R_1}{R_2 - \hat{r}} = (R_1/R_2)^{0.343} \quad (2)$$

Esta ecuación se apoya en lo sustancial en los resultados de las medidas de Lorenz (44) para relaciones entre radios de 0.0526. Además en ella la posición de la linea de máxima velocidad es independiente del número de Reynolds. Esta ecuación coincidió perfectamente con los resultados de Brighton y Jones (51,52). Los resultados de Brighton fueron la base para numerosos trabajos teóricos en los años sucesivos. Midió con sumo cuidado los perfiles de velocidad y ante todo la

posición de la línea de máxima velocidad y por primera vez las oscilaciones turbulentas de velocidad y la distribución de esfuerzos cortantes con hilos calientes. Estas últimas medidas condujeron a los autores a la conclusión de que la posición de las líneas de máxima velocidad y esfuerzos cortantes nulos coincidían.

En estudios experimentales sucesivos Okishi y Sero-vy (53), Lee (54), Jonsson y Sparrow (55,56), Sartory y col (57, 58), Ivey (59) y Ball y Azer (60) con otras relaciones de diámetros y radios (tabla 1) confirmaron la ecuación 2.

La determinación experimental exacta de la velocidad máxima es muy difícil por ser el perfil de velocidades en esa zona muy plano.

Kjellström y Hedberg (62) explicaron teóricamente y verificaron experimentalmente en conducciones anulares parcialmente pulidas como las líneas de esfuerzos cortantes nulos y velocidad máxima coinciden. A su vez pretendieron medir separadamente las líneas de tensiones de cizalla nulas y velocidad máxima en una conducción anular pulida pero no pudieron ya que en la relación de radios elegida 0'446, el perfil de velocidad era débilmente asimétrico y las diferencias de posiciones están dentro de la imprecisión de las medidas.

Quarmby (61,67), y Barthels (63) midieron los esfuerzos cortantes en las paredes tanto del tubo central como del exterior con tubos de Preston (68) ya que con los tubos de Pi-

TABLA 1. Estudios experimentales en conducciones anulares pulidas

Año	Autor	Ref.	Relación radios	Rex10 ⁴	Fluido	Información
1932	Lorenz	44	0'0526 0'184 0'526	10-100 10-100 10-100	Agua " " " " " "	Pérdida de carga (PC) Distribución de velocidad(DV)
1948	Rothfus	41	0'648 0'163	0'4-1'4 0'6-2	Aire " " " " " "	PC y DV
1950	Knudsen	42	0'278	0'9-6	Agua	PC y DV
1950	Rothfus	45	0'162 0'650	0'1-2 0'07-1'5	Aire " " " " " "	PC y DV
1955	Rothfus	46	0'562 0'337	0'09-4'5 0'09-4'5	Agua " " " " " "	PC y tensiones de cizalla en el tubo central
1958	Koch	47	0'212 0'403 0'600 0'698 0'793 0'838	0'02-6 " " " " " "	Aire " " " " " "	PC y tensiones de cizalla en el tubo exterior
1963	Nicoll	48	0'7	0'6-4	Agua	PC y DV
1963	Brighton	51 52	0'0625 0'125 0'375 0'562	4-30 " " " "	Aire " " " " " "	PC y DV (También con agua) Velocidad máxima con tubo de Pitot (VM), tensiones de cizalla nulas con hilo caliente(HTN) DV
1964	Okushi	53	0'344 0'531 0'781	1'2-4 2-7 3-10	Aire " " " " " "	PC y DV
1964	Lee	54	0'0124 0'258 0'378 0'617	1-5 0'9-4'5 0'9-5'1 0'9-4'3	" " " " " "	PC y DV
1965	Jonson	55	0'281 0'561 0'75	3-20 " "	" " " " " "	PC y DV

TABLA 1. (cont.) Estudios experimentales en conducciones anulares pulidas

Año	Autor	Ref.	Relación radioes	Re $\times 10^4$	Fluido	Información
1965	Sartory	57	0'0262 0'0676	3-30 "	Agua "	PC y DV
1966	Quarby	61	0'107 0'178	0'6-9 "	Aire "	PC y DV y tensiones de cizalla nulas con el tubo de Preston (PTN)
1966	Kjellst.	62	0'347 0'446	15-40 2-5	" "	PC, DV y HTN
1967	Barthels	63	0'141 0'355 0'453	2-6 1'6-10 1-10	Agua " "	PC, DV y PTN
1968	Smith	64	0'088	18-31	Aire	PC, DV y HTN
1971	Lawn Elliot	65	0'088 0'176 0'396	2-30 " "	" " "	PC, DV, VM y HTN
1972	Ball	60	0'25	2-20	"	PC y DV
1975	Rehme	66	0'02 0'04 0'1	" " "	" " "	PC, DV y HTN

tot y Doppel se obtenían resultados imprecisos del lugar de máxima velocidad. Hay que tener presente que las medidas con tubo de Preston dan validez a las leyes universales de perfiles de velocidad. A pesar de ello Quarmby (69) y Eifler (70) indican que esta suposición está sin demostrar, pero basandose en los estudios con conducciones anulares llegaron a la conclu-sión de que las medidas de Brighton y Jones eran erróneas y tampoco encontraron coincidencia con los datos de Barthles ya que sus resultados muestran que las líneas de esfuerzos cor-tantes nulos se encuentran más próximas al tubo central que las determinadas mediante la ecuación 2.

El tema de la determinación exacta de la línea de esfuerzos cortantes nulos, condujo a Smith y col.(64) a un nuevo método de medida con el que se pudieron mostrar por primera vez que las líneas de esfuerzos cortantes nulos y las de velocidad máxima se separan, incluso en conducciones anulares pílidas. Como los autores solo pudieron hacer afirmaciones qualitativas por trabajar con una sola relación de diámetros, Lawn y Elliot (65) realizaron un estudio más detallado con tres razones entre radios. Llegaron a la conclusión de que el perfil de velocidad se desvía considerablemente de la ecuación universal y que la línea de esfuerzos cortantes se encuentra más próxima del tubo central y coincide con la descrita mediante la expresión de Kays y Leung y no depende del número de Reynolds.

Como es de suponer existen numerosos estudios teóricos encaminados a describir la distribución de velocidad encontrada experimentalmente. Rothfus y col (71) modificaron la coordenada normal a la pared para obtener la ley de distribución de velocidad en tubos circulares que encontró Nikuradse (72). Barrow y col (73) ofrecieron un método de cálculo que sólo describe bien el perfil de velocidad en la pared exterior y de interés para cálculos de ingeniería. Ofrecieron una modificación de la constante κ y B de la ley de la pared

$$u^+ = \frac{1}{\kappa} \ln y^+ + B \quad (3)$$

Con respecto a la posición de la línea de esfuerzos cortantes de pared nulos dieron resultados que se aproximaban más a los correspondientes al flujo laminar que los de Kays y Leung.

Con posterioridad al trabajo experimental de Brighton aparecieron diversos procedimientos basados en su información. Ratkowski (74) amplió el principio de Rothfus. Levy (75) Roberts (76) y Michiyoshi y Nakajima (77) emplearon la relación de Kays y Leung para la velocidad máxima suponiendo su coincidencia con la línea de esfuerzos cortantes nulos. Gräber (78) hizo la misma suposición y consiguió una excelente coincidencia con la ecuación de Kays y Leung lo mismo que Kashcheev y Nomofilov (79).

Clump y Kwasnoki (80), Eifler (7,81) y Min y col (82) al igual que Barrow modificaron las constantes en el perfil de velocidad aprovechando las medidas cualitativas de Brighton.

Otros autores como Tiedt (83), Macagno y McDougall (84) y Maubach (85,86) utilizaron las ecuaciones universales del perfil de velocidad en tubos circulares con los que, según afirmaron ellos mismos, sus cálculos son más o menos inseguros y la línea de esfuerzos cortantes nulos se aproxima más a la pared interior que con la relación de Kays y Leung. Wilson y Medwell (87) emplearon las expresiones de van Driest para calcular las tensiones en el flujo dependientes del gradiente de velocidad (88) e indicaron que los resultados para $\alpha < 0.2$ se pueden mejorar modificando las constantes universales. Quarby y col (89,90) emplearon las ecuaciones que obtuvieron del análisis de resultados de medidas en tubos circulares, para ambas zonas de la conducción anular. Según sus cálculos la línea de máxima velocidad se encuentra más cerca del tubo central que la ecuación de Kays y Leung, pero no se alejan de los valores de esta expresión. Quarby obtuvo un valor de $\alpha_c = 0.36$.

En la bibliografía se encuentran pocos resultados experimentales sobre la distribución de la intensidad de turbulencia en conducciones anulares concéntricas. Los resultados y parámetros estudiados más importantes se resumen en la tabla 2. Brighton (51) midió por primera vez en 1963 la intensidad de turbulencia en flujos turbulentos en conducciones anulares y

TABLA 2. Resultados experimentales sobre distribución de intensidad de turbulencia

Autor	año	Ref.	α	Rex10 ⁵	L/D _e	Magnitudes medidas			
						\bar{u}	$\sqrt{\bar{u}^2}$	$\sqrt{\bar{v}^2}$	$\sqrt{\bar{w}^2}$
Brighton	1963	51	0'0625	0'96-3'3	43'2	X	X	X	X
			0'125	0'89-3'1	46'3	X	X	X	X
			0'375	0'65-2'2	64'8	X	X	X	X
			0'562	0'46-1'5	92'6	X	X	X	X
Kjellstr. Hedberg Durst	1966	62	0'446	1'5-3	54	X	X	X	
	1968	91	0'446	1-10	54'8	X	X	X	
Lawn Elliot	1971	65	0'088	0'62-2'3	52'7	X	X	X	
			0'176	0'68-1'8	58'4	X	X	X	
Rehme	1975	66	0'396	0'68-1'5	79'6	X	X	X	
			0'0198	0'41-2'3	76'5	X	X	X	
			0'0396	0'21-2'2	78'1	X	X	X	
			0'0998	0'32-2'0	83'3	X	X	X	

con 4 relaciones entre radios diferentes. Posteriormente Kjellström y Hedberg (62) y Durst (91) midieron con una relación entre radios las intensidades de turbulencia axiales y radiales. Lawn y Elliot (65,92) hicieron medidas con tres relaciones entre radios diferentes. Los últimos resultados son los de Rehme (66) quien realizó medidas para tres relaciones entre radios.

1.2.3.2. CONDUCCIONES ANULARES EXCENRICAS.-

Entre los primeros estudios dentro de este campo se pueden citar los trabajos experimentales de Caldwell (93), Schneckenbrg (94) y Cornish (95) sobre factores de fricción y los analíticos de Deissler y Taylor (96) solo en flujos turbulentos.

En 1960 Faure (97) dió resultados de la influencia de la excentricidad sobre la pérdida de carga con convección forzada en aire. Diskind (98) hizo lo mismo con agua en 1961 y Rotem y Tur en 1962 (99) obtuvieron factores de fricción con 5 excentricidades diferentes entre 0 y 0'8 y con números de Reynolds comprendidos entre $2'5 \times 10^4$ y $11'5 \times 10^4$, resultados que acompañaron con los perfiles de velocidad en agua. En 1963 Wolffe y Clumb (100) hicieron un estudio sobre el lugar geométrico de la velocidad máxima en flujo turbulento. En 1964 Snyder (101) publicó una nota sobre la predicción de tensiones tangenciales de pared y en 1966 Roger (102) presentó un traba-

jo teórico sobre el cálculo de perfiles de velocidad. En 1967 Yu y Dwyer (103), colaboraron con un estudio teórico sobre los perfiles de velocidad aplicados a metales líquidos circulando en régimen turbulento. En el mismo año Sîlk (29) presentó otro estudio teórico experimental de campos de velocidad en sodio. En 1975 Weinberg y Ullmanu (104) publicaron resultados experimentales sobre perfiles de velocidad en agua.

Yu y Dwyer (103) supusieron que la relación entre los coeficientes de fricción del anillo excéntrico y concéntrico f_e/f_0 depende de la excentricidad, como se deduce de los resultados teóricos y experimentales de Diskind y col (105,106)

$$f_e/f_0 = (1 - e)^{0'175} \quad (4)$$

Lee y Barrow (107) afirmaron que cuando aumenta la asimetría de flujo disminuye el factor de fricción. Es probable que con una misma excentricidad e , cuanto menores sean las relaciones entre radios más pronunciada será la simetría del campo de velocidad y consecuentemente la variación de la fricción. Por otro lado existen regiones predominantemente viscosas que contribuyen cualitativamente en el valor del factor de fricción global por la posible existencia de flujos secundarios. Estas corrientes tenderían a aliviar la simetría en la dirección axial por transportar fluido de alta velocidad a regiones de baja velocidad, aumentando por tanto el factor de fricción por encima del caso idealizado del flujo unidimensional. Los flujos secundarios, además, reducirían las regiones predominante-

mente viscosas existentes en las esquinas y tendrían un efecto similar en la fricción.

Yu y Dwyer (103) emplean un método iterativo semigráfico basado en el de Deissler y Taylor (96) para determinar la distribución de velocidad. Lee y Barrow (107) emplearon un perfil de velocidad universal a base de correlacionar con exactitud la distribución de velocidad experimental mediante perfiles modificados.

1.2.4. TERMOFLUIDODINAMICA.-

1.2.4.1. CONDUCCIONES ANULARES CONCENTRICAS.-

Se han hecho numerosos estudios experimentales de transmisión de calor en conducciones anulares, y no tantos estudios analíticos por falta de conocimientos sobre la distribución de tensiones tangenciales en flujos turbulentos. Kays y Leung (3) realizaron el estudio más claro y completo con experimentos en un anillo y con flujos de aire y diferentes relaciones de radios, flujo de calor constante por unidad de longitud y en condiciones completamente desarrolladas.

Judd y Wade (108) presentaron datos experimentales para agua en un sistema de flujo de calor constante con 6 relaciones diferentes entre radios.

Dwyer (109) llegó a la conclusión de que los datos experimentales de coeficientes de transmisión de calor más recientes con metales líquidos en estas conducciones eran superiores a los de las conducciones circulares.

Harnett e Irvine (110) presentaron resultados analíticos de perfiles de velocidad planos (flujo de pistón) con perfiles de temperatura completamente desarrollados, con temperatura axialmente constante en ambas superficies y flujo de calor axialmente constante.

Lee y Barrow (111) encontraron analíticamente una ecuación para el número de Nusselt, que correlacionaba los datos experimentales correctamente, observando que el número de Nusselt aumenta con relaciones entre radios crecientes y comparaban sus resultados con los de Deissler y Taylor (2), Mizushima (112) y Leung y col (113). Wilson y Medwell (87) utilizan un procedimiento analítico que emplea la analogía de transporte de calor y momento para interpretar el fenómeno de transporte de calor y desarrollaron ecuaciones diferenciales para predecir las distribuciones de temperatura y las relaciones entre la transmisión de calor en un amplio margen de números de Reynolds y de Prandtl.

1.2.4.2. CONDUCCIONES ANULARES EXCENTRICAS.-

La transmisión de calor en flujos turbulentos estacionarios en anillos de diversas formas ha sido objeto de varios estudios (114-116), pero, comparativamente se ha dedicado poca atención a la configuración circular excéntrica, que por el contrario presenta gran interés.

Entre los primeros estudios dentro de este campo se pueden citar los trabajos experimentales de Stein y col (117) y Beck (118) sobre transmisión de calor. Entre los trabajos analíticos se encuentran los relativos a flujos laminares de Heyda (119), a flujos turbulentos de Deissler y Taylor (96) y los concernientes a fluidos con número de Prandtl bajos de Woodrow (120).

En 1960 Faure (97) publicó resultados sobre la influencia de la excentricidad en el coeficiente de transmisión de calor en convección forzada con aire. Diskind (98) estudió experimentalmente la transmisión de calor en agua y en 1962 Rotem y Tur (99) obtuvieron coeficientes de transmisión de calor locales y medios para cinco excentricidades diferentes. En 1963 Judd y Wade (121) estudiaron experimentalmente la transmisión de calor por convección forzada en agua. En 1967 Yu y Dwyer (103,105) colaboraron con otro estudio teórico de la transmisión de calor a metales líquidos en flujos turbulentos calculando los perfiles de temperatura. El mismo año Sülk (106) pre

sentó otro estudio teórico experimental de campos de temperatura en sodio. En 1971 Wolf (122) presentó un análisis sobre la transmisión de calor a metales líquidos.

Deissler y Taylor (96) fueron los primeros en hacer un estudio teórico en flujos turbulentos y con fluidos de número de Prandtl de 0'7. Supusieron que la difusividad turbulenta de energía y momento eran iguales y dedujeron la ley de temperatura generalizada en función de la distancia a la pared, similar a la ley generalizada de velocidad. Sus resultados mostraban una gran influencia de la excentricidad sobre la temperatura de pared y en los números de Nusselt locales y medios, incluso superiores a las observaciones experimentales.

Como una primera aproximación a la transmisión de calor en régimen turbulento a metales líquidos en el caso de canales no circulares se utiliza el flujo de tipo pistón, es decir, aquel cuyo perfil transversal de velocidad es constante. Así Snyder (101) lo utilizó para calcular los números de Nusselt medios en función de la excentricidad para una sola relación de radios y con temperaturas constantes en la superficie interior y con la superficie exterior térmicamente aislada.

Wolf (22,123) amplió el análisis de Snyder empleando un sistema de coordenadas bipolares modificada y considerando tres zonas.

Tachibana (124) experimentando con aire obtuvo resultados gráficos de la variación del coeficiente de transmisión

de calor en la periferia de la pared calefactora y en los que se observa que a medida que aumenta la excentricidad las variaciones del coeficiente de transmisión de calor son mayores, con secuencia lógica de la propia variación de la temperatura superficial.

1.3. CONSIDERACIONES TEORICAS SOBRE LAS CONDUCCIONES ANULARES EXCENTRICAS.-

1.3.1. ECUACION DE CONSERVACION DE LA CANTIDAD DE MOVIMIENTO.-

Para plantear la ecuación de conservación de la cantidad de movimiento se supone un medio isotérmico, estacionario, sin aceleración, con flujo newtoniano, fluido incompresible y con las paredes del canal hidráulicamente pulidas. En la figura 3 se representa media sección transversal de paso constituida por la línea de una de las zonas de máxima y mínima separación y por las superficies límites del canal.

Realizando un balance de fuerzas en el elemento de volumen de la zona interior (fig 4)

$$(\bar{A} - \bar{B}) + (\bar{D} - \bar{C}) + (\bar{F} - \bar{E}) = 0 \quad (4)$$

se obtiene

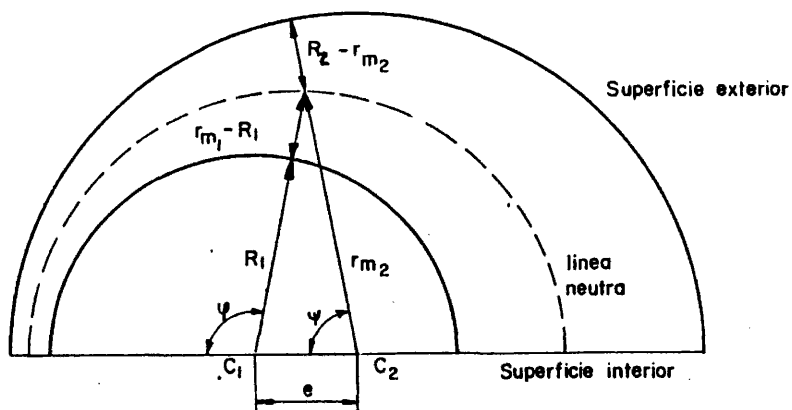


FIGURA 3. Media sección transversal de flujo de una conducción anular excéntrica.

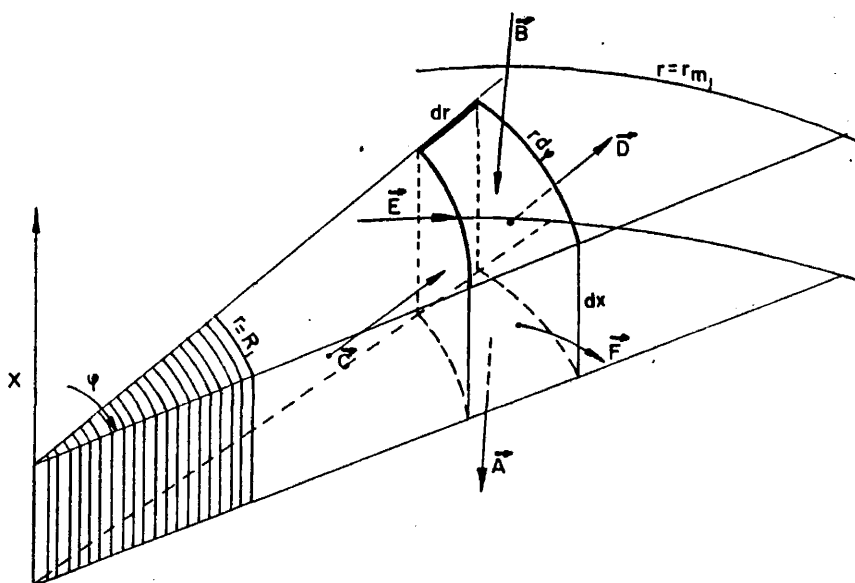


FIGURA 4. Elemento diferencial de volumen y balance de fuerzas que actúan sobre él.

$$- \partial P \cdot r \, d\varphi \, dr + \partial (\tau_r \cdot r) \, d\varphi \, dx + \partial \tau_\varphi \, dr \, dx = 0 \quad (5)$$

que referido a la unidad de volumen ($dV = r \, d\varphi \, dr \, dx$) se transforma en la ecuación de impulso

$$- \frac{\partial P}{\partial x} + \frac{1}{r} \frac{\partial (\tau_r \cdot r)}{\partial r} + \frac{1}{r} \frac{\partial \tau_\varphi}{\partial \varphi} = 0 \quad (6)$$

Si se desprecia la dependencia del gradiente de presión $\partial P / \partial x$ con las coordenadas r y φ , es decir, si se supone que

$$\frac{\partial P}{\partial x} = \frac{dP}{dx} \quad (7)$$

y se integra la ecuación 6 entre los límites R_1 y r_{m1} se obtiene

$$(\tau_r)_{r_{m1}} \cdot r_{m1} - (\tau_r)_{R_1} + \int_{R_1}^{r_{m1}} \frac{\partial \tau_\varphi}{\partial \varphi} \, dr - \frac{r_{m1}^2 - R_1^2}{2} \frac{\partial P}{\partial x} = 0 \quad (8)$$

Por definición de la zona de impulsos neutros, el flujo de impulso perpendicular tiene que ser nulo en la línea neutra de coordenadas r_{m1} , por lo tanto a partir de aquí se deduce la relación entre las componentes radial y circular del flujo de impulso en la posición r_{m1} .

$$(\tau_r)_{r_{m1}} = \frac{1}{r_{m1}} \frac{dr_m}{d\varphi} (\tau_\varphi)_{r_{m1}} \quad (9)$$

Teniendo en cuenta las reglas de la diferenciación bajo el signo integral y el hecho de que τ_r en R_1 es la tensión tangencial de pared, la ecuación 8 se convertirá en

$$\tau_{R1} \cdot R_1 = \left(- \frac{dP}{dx} \right) \frac{r_{m1}^2 - R_1^2}{2} + \frac{d}{d\varphi} \left\{ \int_{R_1}^{r_{m1}} \tau_\varphi dr \right\} \quad (10)$$

Haciendo lo mismo en la zona exterior se llegaría a

$$\tau_{R2} \cdot R_2 = \left(- \frac{dP}{dx} \right) \frac{R_2^2 - r_{m2}^2}{2} + \frac{d}{d\psi} \left\{ \int_{r_{m2}}^{R_2} \tau_\psi dr \right\} \quad (11)$$

Para integrar estas ecuaciones Eifler y Nijsing (125) hicieron las siguientes transformaciones

$$y = \begin{cases} r - R_1 & \text{en la zona interior} \\ R_2 - r & \text{en la zona exterior} \end{cases}$$

$$T = \frac{\tau_R}{\tau_{Rm}} \quad ; \quad p = \frac{\varphi}{\pi} \quad ; \quad q = \frac{\psi}{\pi}$$

$$d_h = 2R \left| \frac{r_m^2}{R} - 1 \right| \quad ; \quad Y = \frac{y}{|r_m - R|}$$

$$Y_m = \frac{|r_m - R|}{R}$$

y obtuvieron las siguientes ecuaciones integradas

$$\int_0^p T_1 dp = \int_0^p \frac{d_{h1}}{d_h} dp + \frac{Y_{m1}}{\pi} \int_0^1 \frac{\tau_\varphi}{\tau_{Rm}} dY \quad (12)$$

$$\int_0^q \pi_2 dp = \int_0^q \frac{d_{h2}}{d_h} dq + \frac{Y_{m2}}{\pi} \int_0^1 \frac{z_\psi}{z_{Rm}} dY \quad (13)$$

De estas ecuaciones se deduce que z_ρ y z_ψ tienen que hacerse paralelos a la periferia mojada, por lo que el transporte de impulso estará constituido de dos partes: la primera difusiva, proporcional al gradiente de velocidad local y a la viscosidad cinemática aparente (despreciando la contribución molecular) y la segunda convectiva, proporcional a la concentración local de impulso (ρv) y a la componente de la velocidad secundaria.

Por eso en la zona interior se tendrá

$$z_\psi = \rho \epsilon_\psi \frac{1}{r} \frac{\partial u}{\partial \psi} - \rho \cdot uv \quad (14)$$

Rogers (102) supuso que en régimen totalmente turbulento se puede despreciar el término difusivo frente al convectivo y que

$$\epsilon_\psi = \bar{\epsilon}_{r1} \quad (15)$$

donde $\bar{\epsilon}_{r1}$ es el valor medio de la difusividad turbulenta radial de impulso y se obtuvo que

$$\epsilon_\psi = \frac{14}{90} (r_{m1} - R_1) K_1 \frac{\sqrt{z_{R1}}}{e} \quad (16)$$

donde K_1 es la longitud de mezcla interior al plano de tensiones cero.

Eifler y Nijsing (125) supusieron que la viscosidad cinemática aparente es

$$\epsilon_{\psi} = \epsilon_{\psi}^+ \frac{\sqrt{z_{R1}}}{\rho} (r_{m1} - R_1) \quad (17)$$

donde ϵ_{ψ}^+ es una función de la distancia a la pared a la que asignaron el valor 0'154.

Para la zona exterior se llega a una ecuación similar con K_2 dado por

$$K_1 = K_2 \frac{R_2 - r_{m2}}{r_{m1} - R_1} \frac{\sqrt{z_{R2}}}{\sqrt{z_{R1}}} \quad (18)$$

y además se supuso que había una continuidad en la difusividad turbulenta

$$\epsilon_{\psi} \Big|_{r_{m1}} = \epsilon_{\psi} \Big|_{r_{m2}} \quad (19)$$

Para calcular los valores de z_{ψ} y z_{ψ} se necesitan las velocidades perpendiculares a la pared mojada.

1.3.2. ECUACION DE CONSERVACION DE LA ENERGIA.-

La transmisión de calor a un flujo incompresible en régimen turbulento y a baja velocidad viene regida por la ecuación

$$\frac{dT}{dt} = \lambda \nabla^2 T - \left(\frac{\partial}{\partial x} \overline{v'T'} + \frac{\partial}{\partial y} \overline{u'T'} + \frac{\partial}{\partial z} \overline{w'T'} \right) \quad (20)$$

En ella los términos entre paréntesis corresponden a la convección de calor turbulenta. Si el flujo es estacionario y la conducción tiene un área transversal constante esta ecuación se simplifica a

$$u \left(\frac{\partial T}{\partial x} \right) + v \left(\frac{\partial T}{\partial y} \right) + w \left(\frac{\partial T}{\partial z} \right) = \lambda \nabla^2 T - \left(\frac{\partial}{\partial x} \overline{v'T'} + \frac{\partial}{\partial y} \overline{u'T'} + \frac{\partial}{\partial z} \overline{w'T'} \right) \quad (21)$$

En la mayoría de los casos la conducción térmica y la difusividad turbulenta axiales son despreciables o nulos, por lo que se pueden despreciar los términos

$$\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} - \frac{\partial}{\partial x} \overline{v'T'} \quad (22)$$

Si se emplea el concepto de difusividad turbulenta ϵ_H , los términos $\overline{u'T'}$ se pueden expresar como $\epsilon_H (dT/dr)$. Estas difusividades turbulentas no son propiedades del fluido como la difusividad molecular, sino que son función de la posición y de las condiciones de flujo. De acuerdo con esto la ecuación 21 se puede poner de la forma

$$\left(v \frac{\partial T}{\partial x} + u \frac{\partial T}{\partial y} + w \frac{\partial T}{\partial z} \right) = \frac{\partial}{\partial y} \left(\overline{K + \epsilon_H} \frac{\partial T}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(K + \epsilon_H \frac{\partial T}{\partial z} \right) \quad (23)$$

Hay que señalar que ϵ_H se supone constante en todas las direcciones en un lugar particular del campo y difiere de la difusividad molecular de momento ϵ_M , variando la relación entre ellas con la posición, el tipo de fluido y las condiciones de flujo. Hay que prestar atención al hecho de que el empleo de la difusividad turbulenta implica que no hay transporte de momento y calor en la región de los gradientes de velocidad y temperatura nulos, lo que es realmente cierto en tubos circulares que tienen perfiles de velocidad y temperatura simétricos pero es problemático en conducciones con forma no circular.

Para resolver la ecuación de energía generalmente se emplean las dos condiciones límites diferentes siguientes:

- Se supone que la temperatura de la pared transmisora de calor es constante periféricamente $(\partial T / \partial \varphi)_{r=R_1} = 0$.
- Se supone que el flujo de calor es uniforme periféricamente es decir $(\partial \Phi / \partial \varphi)_{r=R_1} = 0$.

Cualquiera de estas dos soluciones es absolutamente válida en canales simétricos, pero su certeza desaparece en canales asimétricos, como consecuencia de los gradientes de temperatura existentes y de las corrientes secundarias.

2. EQUIPO Y TECNICAS EXPERIMENTALES.-

2.1. DESCRIPCION DE LA INSTALACION.-

La realización de estudios experimentales en convección forzada requiere un circuito hidráulico en el que se consiga la dinámica del fluido adecuada a las condiciones objeto de estudio. Simultáneamente debe disponerse de un foco que proporcione el calor necesario para conseguir los flujos térmicos deseados en cada experimento. Las medidas en condiciones estacionarias precisan además de un foco frío capaz de disipar el calor aportado. Como en todo equipo experimental es imprescindible una instrumentación adecuada a las necesidades experimentales pretendidas.

A continuación se describen cada uno de estos elementos centrando mayor atención en aquellas partes que se consideran básicas dentro del trabajo.

2.1.1. CIRCUITO HIDRAULICO.-

En la figura 5 se representa el diagrama de flujo del circuito utilizado en las experiencias. Este circuito cons

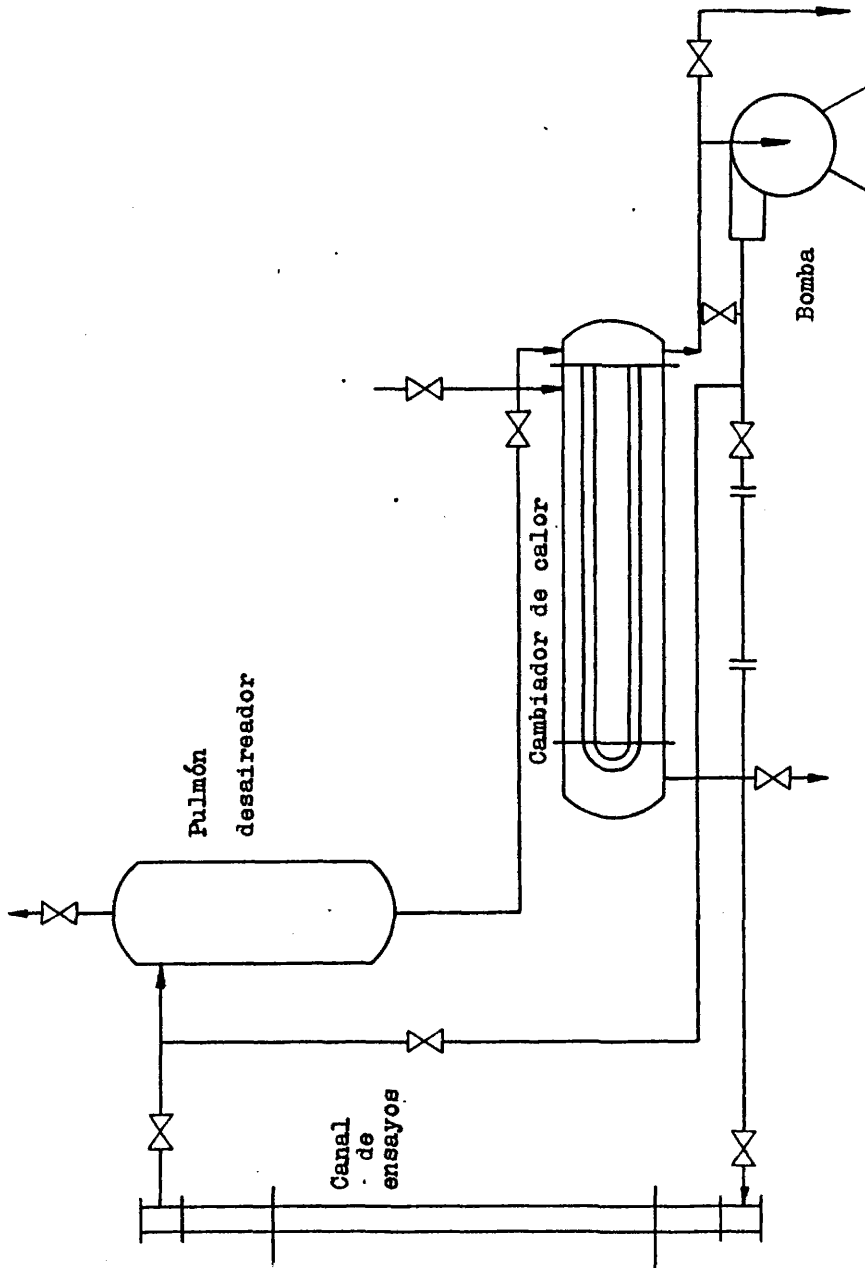


FIGURA 5. Diagrama de flujo del circuito experimental

ta de un canal de ensayo para las mediciones descritas en este trabajo de intercambio calorífico entre los calefactores y el fluido. El calor aportado se libera al exterior en el cambiador de doble paso, en el que el fluido caliente circula por los tubos y el agua fría por el exterior. Para la circulación del fluido se emplea una bomba de $1 \text{ m}^3/\text{h}$. El circuito tiene un depósito auxiliar como pulmón térmico y desaireador del agua.

El caudal de operación se determina mediante un diafragma colocado en un tramo recto del circuito entre la bomba y el canal de ensayos. A su vez se dispone de tomas de presión para medir la pérdida de carga a través de los canales de ensayo y de termopares en diferentes posiciones para medir y controlar las temperaturas de operación.

El caudal en el circuito se puede regular mediante las válvulas 1 y 2 montadas en serie y en paralelo con la bomba respectivamente. El agua, una vez atraviesa el canal de ensayos, pasa por el depósito pulmón y luego a través del cambiador de calor y vuelve, a la temperatura de entrada, al canal de ensayo.

La figura 6 es una fotografía de la bomba impulsora situada a la salida del cambiador y las válvulas de regulación de la impulsión y en la línea en paralelo.

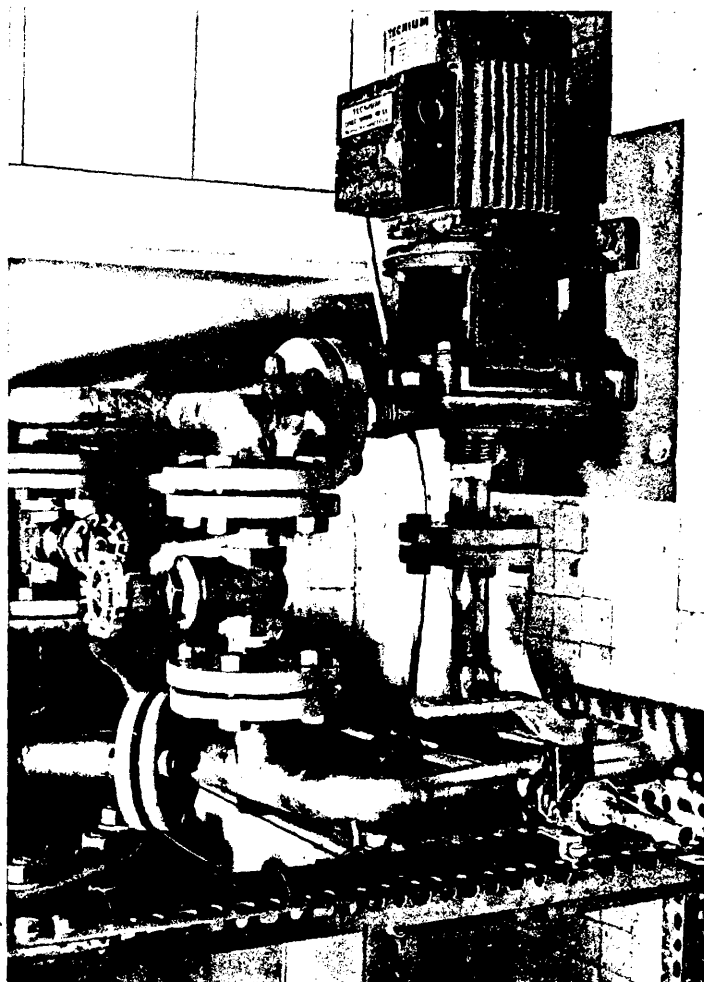


FIGURA 6. Bomba y válvulas de regulación de caudal.

2.1.2. CANAL DE ENSAYO.-

El canal de ensayo con flujo ascendente está constituido por un tubo exterior cilíndrico unido mediante dos carretes flexibles a sendos cabezales fijos que permiten el desplazamiento del tubo con respecto a la barra calefactora interior fija. En la figura 7 se muestra el montaje del canal totalmente acabado y acoplado en el circuito. En el transcurso de las experiencias se han empleado dos tubos de diámetros diferentes (65 y 40 mm) para variar la relación entre los radios interior y exterior del anillo transversal.

El descentramiento entre el tubo exterior y la barra calefactora se logra mediante un mecanismo que permite el desplazamiento de todo el tubo manteniendo la barra fija. Para ello se dispone de dos cabezales que además de sujetar la barra calefactora sujetan otras cuatro barras verticales exteriores que sirven de soporte a los dos marcos de descentramiento a la altura de la brida del tubo exterior.

Los marcos de descentramiento, constituidos por cuatro piezas idénticas y armadas formando un cuadrado, tienen una doble finalidad. Por un lado permiten el desplazamiento del bloque móvil horizontalmente y por otro lado aseguran una perfecta verticalidad del tubo exterior. Para ello llevan en cada pieza lateral 4 taladros, dos de ellos rasgados horizontalmente por donde se deslizan sendas varillas que van solidarias a

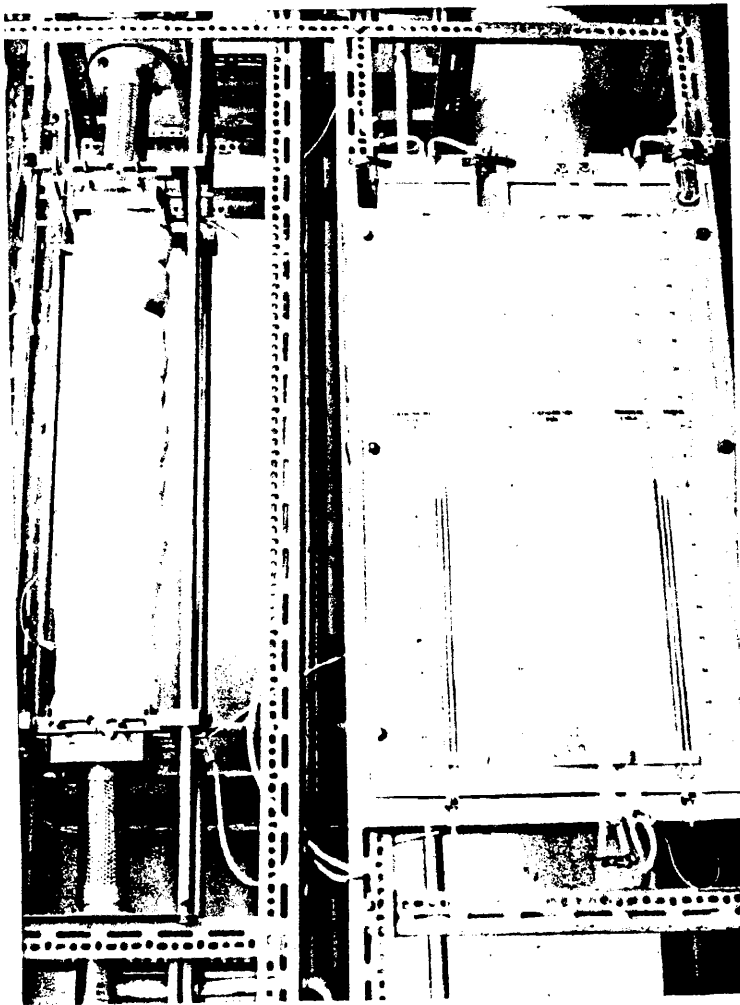


FIGURA 7. Canal de ensayos

las bridas y que sirven para mantener la horizontalidad de la misma. Un tercer taladro por el que pasa una varilla roscada, con su avance o retroceso desplaza la barra según el eje correspondiente. El cuarto taladro sirve para acoplar cabezas micrométricas con las que se miden los desplazamientos de la brida.

En las bridas se acoplan 4 chapas planas paralelas a los cuatro lados del marco exterior. Estas chapas sirven de tope de las varillas roscadas procedentes del marco y como plano de referencia para la medida de la separación existente entre ellas y el marco mediante las cabezas micrométricas.

Todo este mecanismo de descentramiento es desmontable, lo que permite la perfecta adaptación a cualquier equipo de ensayos.

En el canal de ensayos de 65 mm de diámetro exterior se soldaron 6 casquillos en su pared exterior separados entre sí 100 mm. En ellos se adapta el mecanismo de sondeo que se utiliza para la medida de los perfiles de temperatura a lo largo del canal. En el canal de 40 mm se acopló sólo un casquillo a 200 mm de la brida superior. En las bridas del canal de ensayos se hicieron taladros para las tomas de presión correspondientes a las pérdidas de carga del fluido en su paso por el canal.

Algunas juntas de neopreno utilizadas para el cierre entre las uniones con bridas llevan ranuras para alojar termo-

pares de 0'5 mm. Con este procedimiento se tienen varios puntos de medida de las temperaturas de entrada y salida al canal de ensayos.

Como se indicó en el apartado anterior en los marcos soportes de los tornillos de desplazamiento del tubo hay 4 perforaciones que sirven de alojamiento a las cabezas micrométricas con las que se determina la posición exacta del tubo, en las dos dimensiones ortogonales del plano de desplazamiento.

Los cabazales juegan un papel muy importante en el cierre y articulación del canal de ensayo. Son los elementos fijos en el mecanismo de descentramiento y deben estar perfectamente verticales. Cualquier desplazamiento ocasionará inclinaciones y torsiones en la barra calefactora. Como apoyos de estos elementos se emplean dos placas de acero inoxidable de forma cuadrada con 4 taladros en las esquinas para fijar las 4 barras que sirven de soporte a los marcos fijos del mecanismo de descentramiento. A su vez estas placas permiten, con la ayuda de un nivel, la perfecta colocación horizontal de la brida de los cabezales, así como las 4 barras permiten la perfecta verticalidad del conjunto.

2.1.3. FUENTE TERMICA.-

El suministro eléctrico a las barras calefactoras se hace mediante el equipo mostrado en la figura 8 y que cons-

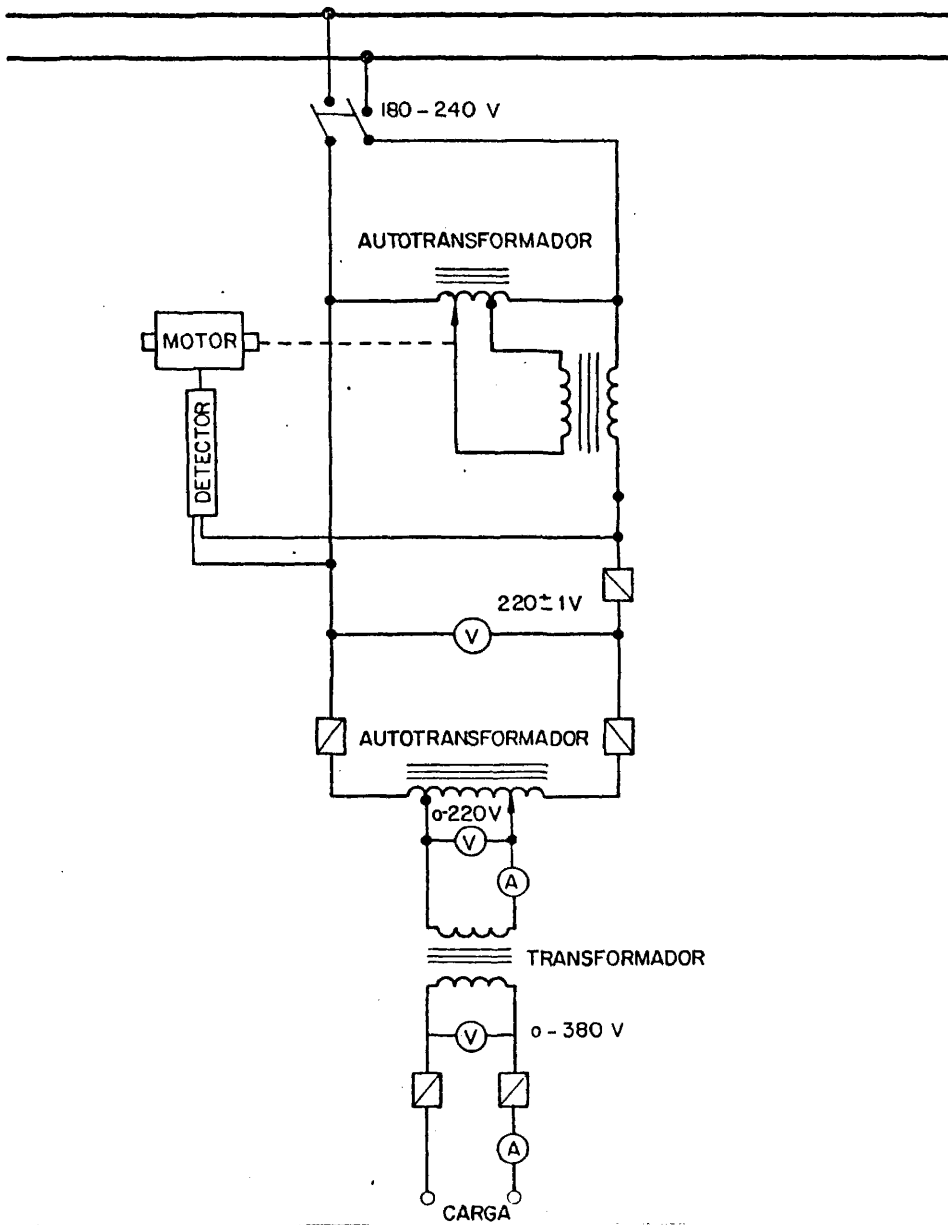


FIGURA 8. Esquema de la fuente térmica

ta de: Un estabilizador de tensión de 16 KVA, un autotransformador regulable con salida 0-220 V que permite la variación de la potencia de trabajo hasta un máximo de 15 KVA y un transformador 220-380 V que proporciona la tensión máxima requerida por los calefactores.

Todo el equipo lleva su correspondiente instrumentación de control, seguridad y medida de tensión de operación e intensidad de corriente que atraviesa el calefactor.

Se ha empleado como elemento calefactor una barra comercial con la que se pretende iniciar el desarrollo de simuladores de barras combustibles de reactores de potencia tipo PWR y BWR.

La longitud de las barras es de 2'15 m y la vaina tiene un espesor de 0'9 mm con 12'8 mm de diámetro exterior hecha de acero inoxidable 18/8/8 AISI 316. En su interior lleva una resistencia eléctrica en espiral conectada a sendos terminales de latón en sus extremos. Entre la resistencia eléctrica y la vaina hay MgO en polvo lo que hace que la pared esté aislada eléctricamente.

Los terminales de latón salen al exterior aislados de la pared mediante casquillos cerámicos y encajados en la vaina y tienen una longitud de 75 mm. La longitud útil de calefacción uniforme de la barra es por tanto de 2 m. La potencia máxima es de 15000 vatios trabajando a 380 V y está prepa-

rada para trabajar al aire en la zona de infrarrojos.

2.1.4. INSTRUMENTACION.-

El equipo de medida está formado por un registrador Phillips PM 8235, un indicador digital Phillips 377, un conmutador de 20 posiciones Fischer y Porter, una caja de compensación de soldadura fría Transostat de 10 puntos (fig 9), un caudalímetro de orificio conectado a un manómetro de mercurio y un multímetro digital.

El indicador digital dispone de una escala en grados centígrados de 0-1400 para termopares de Crómel-Alúmel y está preparado para compensación de soldadura fría fuera del aparato a 50°C y su resolución es de $\pm 1^\circ\text{C}$. Se utiliza como equipo de medida rápida en el proceso de puesta a régimen de las experiencias. A él llega una señal procedente del conmutador de 20 posiciones, 10 de las cuales llegan de la caja de compensación de soldadura fría.

La caja de compensación de soldadura fría es un termostato electrónico, exento de influencia de temperatura ambiente. La temperatura de referencia es de $50^\circ\text{C} \pm 0.25^\circ\text{C}$. Está preparada para termopares de Crómel-Alúmel.

Se ha utilizado para la recepción de las señales de los termopares un registrador Phillips PM 8235 con doce canales de medida, posibilidad de regulación de la velocidad de

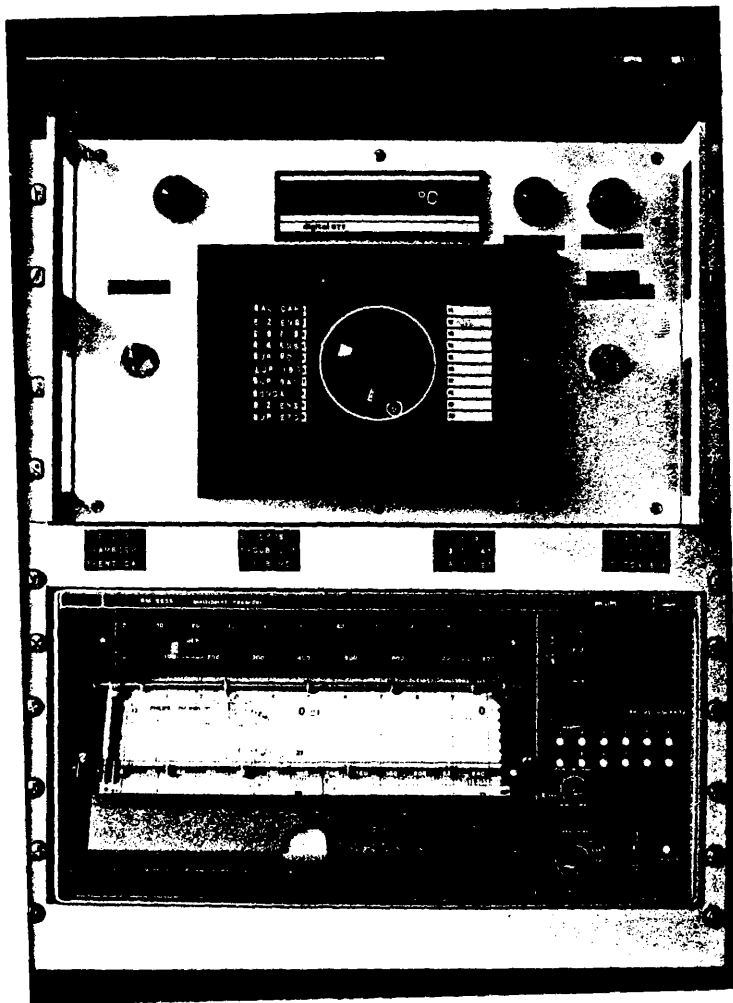


FIGURA 9. Equipo de medida

impresión entre 1 y 20 segundos y con transporte de papel regulable entre 3 y 6.000 cm/h. Tiene la posibilidad de adaptarse 3 unidades independientes de rangos de medida diferentes:

a) Unidad de rango de medida universal PM 9833 con selector de escala entre 1 y 5 mV. El rango de medida seleccionado puede a su vez modificarse en factores comprendidos entre 0'3 y 1 y desplazar el cero de la escala entre -500 y 100% de su valor máximo.

b) Unidad de rango de medida PM 9832 que permite trabajar con 6 escalas de temperatura diferentes en el registrador.

c) Unidad de rango de medida simple PM 9831, para utilizarse con una sola escala de temperaturas.

Durante los ensayos se midió la caída de potencial a través de la barra calefactora mediante un multímetro digital modelo 2110 Digitec con rangos de medida seleccionables entre 2, 20, 200 y 500 V de corriente alterna con una resolución de $\pm 0'1$ V en la escala de 200 V. A su vez la intensidad de corriente que atraviesa la resistencia del calefactor se midió a través de un shunt de $1'103 \times 10^{-3}$ ohmios intercalado en serie con la barra calefactora.

Al mismo tiempo se intercaló en el circuito un termopar a la entrada de la sección de ensayos y otro a la salida para poder medir el calentamiento del agua a su paso por ella. Las señales emitidas por estos termopares se registraban en cada experiencia.

2.2. PUESTA A PUNTO DEL EQUIPO EXPERIMENTAL.-

Como objetivo complementario de este trabajo, se tiene la puesta a punto de técnicas de medida de temperatura con miras a su utilización en los ensayos termohidráulicos de elementos combustibles. Por este motivo se ha hecho un gran esfuerzo en el desarrollo de tecnologías, como el embebido de termopares y su calidad de medida de temperaturas superficiales y la obtención de perfiles transversales de temperatura en fluidos circulando longitudinalmente en canales cerrados.

Las demás medidas se utilizaron únicamente como herramientas necesarias para completar la experimentación y se recurrió a técnicas usuales de laboratorio y procedimientos convencionales.

2.2.1. TECNICAS TERMOMETRICAS.-

En la selección de posibles técnicas se ha tenido en cuenta su futura aplicación y de acuerdo con las conclusiones sacadas en la revisión bibliográfica se ha centrado el esfuerzo en la medida de temperaturas superficiales con termopares embebidos y en la medida de perfiles de temperatura.

Ambas técnicas de medida llevaban como elementos sensibles termopares envainados de tamaño pequeño lo que simpli-

ficó enormemente el calibrado de los mismos. Por otro lado también se empleó un equipo de medida único que facilitó la comparación de las medidas.

2.2.1.1. ELEMENTOS SENSIBLES.-

Como elementos sensibles se seleccionaron termopares de Crómel-Alúmel envainados en un tubo de acero inoxidable de 0'5 mm de diámetro. La unión caliente del termopar se hizo aislada de la vaina a fin de evitar posibles perturbaciones producidas por corrientes parásitas procedentes del calefactor. El aislamiento del termopar es de MgO.

Se seleccionó Crómel-Alúmel como par termoeléctrico por su posibilidad de utilización hasta 1.400°C, temperatura ésta a la que se puede llegar en los ensayos térmicos transitorios, simulando condiciones de operación posibles en el núcleo del reactor, cuando se produzcan elevaciones de flujo térmico o cortes de energía de bombeo. Aunque en estos ensayos se operó con temperaturas relativamente bajas, es interesante dentro del programa global utilizar siempre los mismos elementos sensibles.

La elección del diámetro de 0'5 mm fué prácticamente un compromiso entre la necesidad de elementos sensibles pequeños y la resistencia mecánica de los mismos. Para embeber termopares en la vaina de los elementos calefactores deben utili-

zarse pares con diámetros exteriores de vaina inferiores al espesor del tubo vaina del elemento calefactor. En nuestro caso este espesor fué de 0'9 mm. El diámetro comercial existente más próximo era de 0'5 mm con una resistencia mecánica que aunque no era lo suficientemente buena, si lo era bastante como para operar con extremo cuidado.

La elección del material de vaina del termopar se hizo teniendo en cuenta principalmente los materiales donde iban a embeberse para facilitar la operación en el momento de escoger el material de aporte. Al ser las barras calefactoras de acero inoxidable se seleccionó precisamente este material.

a) Termopares embebidos en superficies.

Se eligió esta técnica frente a otras empleadas en la bibliografía por las siguientes ventajas:

1) Posibilidad de aplicación en barras combustibles nucleares según se demuestra en la bibliografía con estudios que incluyen incluso efectos de la radiación sobre los materiales del par y su repercusión en las desviaciones de las medidas.

2) Supresión total de alteraciones al flujo fluidodinámico en la superficie de intercambio térmico.

3) Medida de la temperatura superficial exacta sin influencia de presiones de contacto ni alteraciones fluidodinámicas existentes en otros procedimientos.

4) Mínima desviación del flujo térmico procedente del interior de la barra calefactora.

En el desarrollo de esta técnica han sido necesarios trabajos mecánicos de gran precisión en diferentes etapas como se pone de relieve en el procedimiento de trabajo:

1) En la vaina del elemento calefactor se practicó un surco o acanaladura de 0'6 mm de ancho y 0'6 mm de profundidad a lo largo de 790 mm para poder alojar el termopar hasta su posición de medida. Esta operación mecánica exige una gran precisión fundamentalmente en la cota de profundidad ya que quedan solo 0'3 mm de pared y cualquier tensión térmica sobre la vaina motivaría roturas.

2) El termopar se introdujo en la acanaladura sujetándolo con ataduras de alambre de cobre de 1mm cada 15 mm aproximadamente. Así se pretendía evitar que el termopar se saliese de la acanaladura durante los aportes de calor necesarios posteriormente.

3) Una vez acoplado el termopar perfectamente se procedió al embebido, empleándose soldadura de plata y un soplete de chapista con boquilla del nº0. Como aleación de aportación se empleó "Castolin 181" cuya resistencia a la tracción es de 40 hbars, la temperatura de ligazón es de 700°C y como decapante se empleó "Castolin 181 N con Atmosín".

Con el soplete se calienta la zona a cubrir pero sin aplicar la llama directamente sobre el termopar. Cuando se inicia la fusión del decapante se introduce la varilla del material de aporte entre la boquilla del soplete y el termopar, así se evita que este último reciba calor directamente y al

mismo tiempo se facilita la fusión de la aleación de plata. Una vez fundido el material de aporte se distribuye sobre la acanaladura procurando añadir en exceso para conseguir que cubra toda la superficie del termopar y rellene la acanaladura.

Mientras dura esta operación se somete al termopar a una ligera presión para obligarle a mantenerse perfectamente acoplado a la acanaladura. Esta operación se repite a intervalos de 2 cm a lo largo de toda la acanaladura.

Finalizado este paso previo se procede a completar el aporte de aleación de plata entre los puntos anteriores y dejando totalmente cubierta la acanaladura.

4) Finalizada la operación de aporte se procede a rebajar la superficie para devolverle la geometría inicial, operación que se tiene que hacer con sumo cuidado para evitar que se destruya o deteriore la vaina del termopar en caso de que no estuviese perfectamente alojada en la acanaladura.

Una vez finalizada la operación de embebido y antes de su utilización en los ensayos térmicos se procedió a las siguientes verificaciones:

1) Verificación de posición. Mediante un examen radiográfico se comprueba la perfecta posición del termopar en longitud y profundidad según se observa en la fotografía de la figura 10 que es la positivación de una placa radiográfica de la barra con el termopar embebido y correspondiente a una serie de

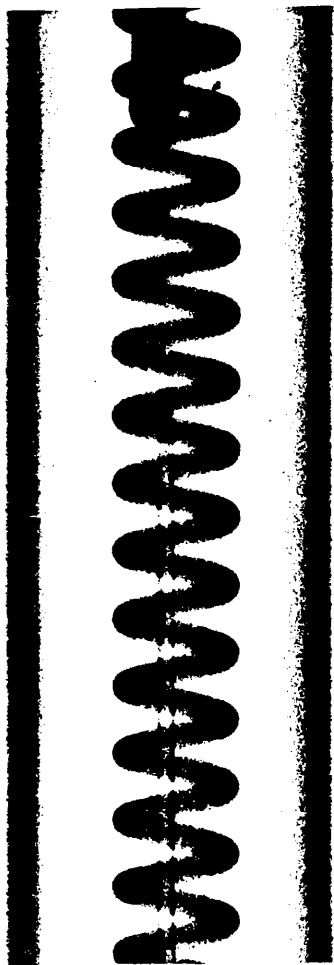


FIGURA 10. Radiografía de la barra calefactora con el termopar embebido

radiografías efectuadas desde el extremo de la barra para fijar la posición de la unión caliente del termopar.

2. Verificación de la calidad de medida en aire. Esta verificación no se efectúa solo durante la operación de embebido en la que el termopar estaba conectado al equipo de medida, sino también, una vez finalizada la operación se comparó con otros termopares colocados en la superficie sobre él y a 13, 33, 58 y 72 cm de distancia y en la misma generatriz. Los resultados de esta comparación se muestran en la tabla 3 en las que se incluyen las diferencias de temperatura entre el termopar embebido y el que está sobre él en la superficie. Se observa que la desviación absoluta máxima es de 2.4°C lo que corresponde a un 1% de la magnitud medida. Sobre esta técnica de comprobación se tiene que decir que los termopares exteriores estaban sujetos sobre la barra mediante alambres lo que impedía un perfecto contacto con ella.

3. Comprobación de la calidad de medida en agua. Dos son las dudas que presenta esta técnica de medida de temperaturas superficiales. Una es la influencia que puede ejercer el termopar embebido sobre el desarrollo térmico periférico de la barra y por tanto en la transmisión de calor al agua, y la otra es la variación de temperatura superficial como consecuencia de la variación de conductividad térmica del material en la zona del embebido.

TABLA 3. Comprobación térmica del termopar embebido
(Magnitudes en °C)

Posiciones de los termopares en cm							
Embebido	Exterior sobre embebido	13	33	58	72	T	
221'2	218'8	201	218	215'1	211'6	2'4	
196'7	196'8	180	—	192	188'8	0'5	
168'9	167'7	155	165'6	167'5	161'2	1'2	
142'1	142	131	140'3	140'1	135'1	0'1	
123'5	122'5	112	120'3	120'2	114	1'0	
94'4	93'8	86	92'5	93'5	89'1	0'6	
73'2	73'3	68	72'2	72'8	70'0	-0'1	
58'1	58'6	55	58'3	58'5	56'1	-0'5	
37'3	38'3	37	38'5	38'6	38'3	-1'0	

Malang y Rust (14) hicieron un cálculo del campo de temperaturas en el refrigerante, pared de vaina instrumentada, aislante y conductor eléctrico. El análisis lo plantearon fundamentalmente según la influencia de los siguientes parámetros: geometría de la ranura, estructura del termopar, material de la soldadura, vaina de la barra, material aislante, coeficiente de contacto, transmisión de calor al refrigerante, fuente de calor constante o temperatura del conductor constante. Como fluido utilizaron sodio y observaron que empleando como aislante del termopar MgO y como material de aporte en la soldadura níquel, la desviación era de 4°C por debajo de los 466°C calculados para el resto de la superficie. Con aislante de MgO y plata como material de aporte la desviación era de 6°C por encima de la temperatura de la superficie lo que supone un 1'3% de error.

Antes de iniciar las experiencias de transmisión de calor se quiso comprobar si se observaban experimentalmente desviaciones considerables en la transmisión de calor como consecuencia de la presencia del termopar embebido. Para ello se realizaron 108 medidas diferentes divididas en 4 series de 27 medidas cada una y en las que se giraba la barra calefactora de una serie a otra de forma que los ángulos entre el radio del termopar embebido y el de la sonda fueron de 180, 90, 45 y 0°. Los resultados correspondientes a esta comprobación se incluyen en el capítulo de resultados experimentales en conduc

ciones anulares concéntricas.

b) Sonda termométrica.

La mayor parte de los estudios experimentales de convección utilizan para determinar la temperatura del fluido las temperaturas de entrada y salida en los canales de intercambio de calor y a partir de aquí por diversos procedimientos analíticos obtienen los coeficientes de transmisión de calor. Cuando el conocimiento de estos coeficientes se hace necesario para una perfecta determinación de las características térmicas, e incluso de todas aquellas tensiones que pueden surgir por asimetrías geométricas presentes en canales especiales, como ocurre en los elementos combustibles de los reactores nucleares, es conveniente conocer la calidad del transporte en la zona de interés para lo que se necesita conocer los perfiles transversales de temperatura en esa zona de los canales de refrigeración.

Con este propósito se decidió utilizar un termopar de 0'5 mm como sonda termométrica, para poder medir las temperaturas en el canal de refrigeración desde la pared exterior a la interior.

Las características generales que se tuvieron en cuenta en el diseño del mecanismo de sondeo son: Posibilidad de acoplamiento a paredes curvas y planas, cierre perfecto a las presiones de trabajo, facilidad de montaje y precisión de medida.

En la figura 11 se muestra un esquema del primer prototipo destinado a tal fin y que corresponde con la fotografía de la figura 12. Se ha utilizado una cabeza micrométrica Mitutoyo 297-101 con un doble movimiento para ajuste del cero en la misma pared a partir de donde se hace el sondeo con un husillo con un recorrido máximo de 50 mm. Mediante el tornillo 2 se fija el mecanismo de sondeo y el cuerpo fijo de la cabeza micrométrica. El husillo, 3, se aloja por dilatación-contracción térmicas en el émbolo 8 en la posición 4. El émbolo 8 lleva un taladro central 7 y otro radial 6 a través del cual se pasa el termopar para posteriormente fijarlo en 9. El émbolo se desliza a través de un cilindro guía 11 que lleva una ranura longitudinal que permite el desplazamiento del termopar a su través. El cierre del émbolo con el cilindro guía se hace mediante una junta tórica, 12. El otro extremo del termopar sale por un orificio 5 practicado en la cubierta del mecanismo.

Para permitir el montaje del mecanismo se construyó el cilindro guía en dos tramos unidos por una brida fija. El carrete suplementario, 10, es el que se acopla a la pared de la sección de ensayos mediante la brida 13.

Dada la poca consistencia del termopar de 0'5 mm, antes de utilizarlo para medir temperaturas, se estudió experimentalmente la desviación del alambre provocada por el empuje del fluido. Estas medidas se realizaron en un circuito provisto de un canal de ensayos con mirillas (figura 13) y se foto-

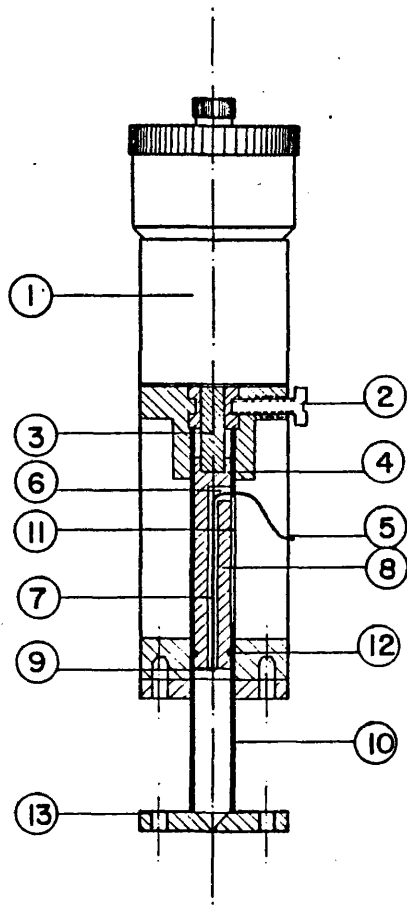


FIGURA 11. Esquema del mecanismo de sondeo

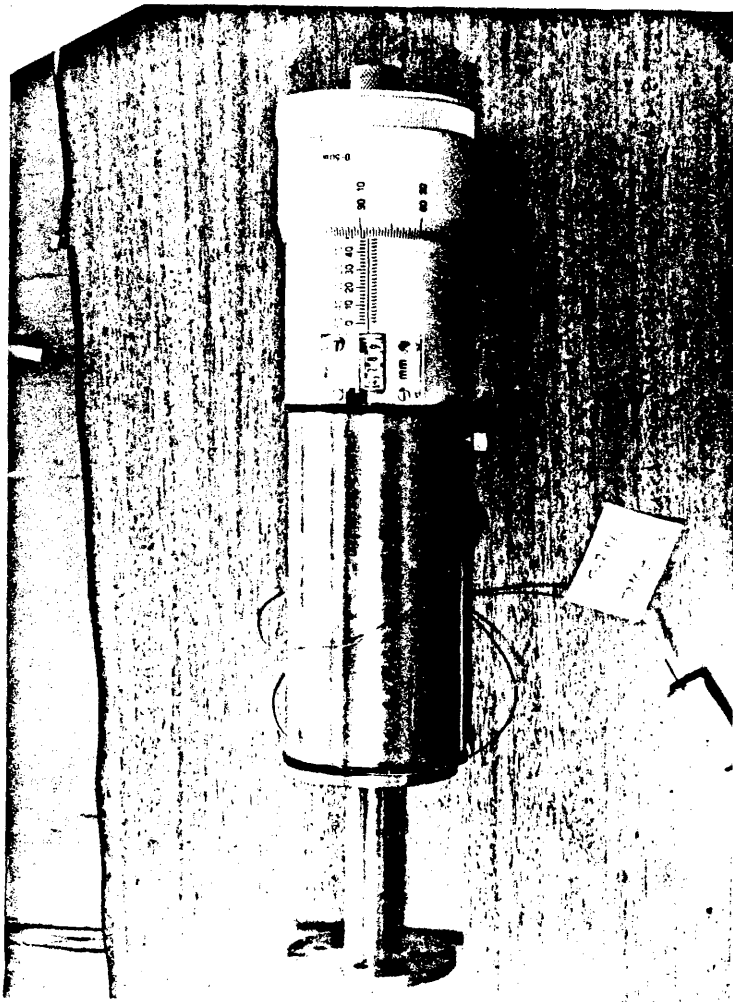


FIGURA 12. Fotografía del mecanismo de sondeo

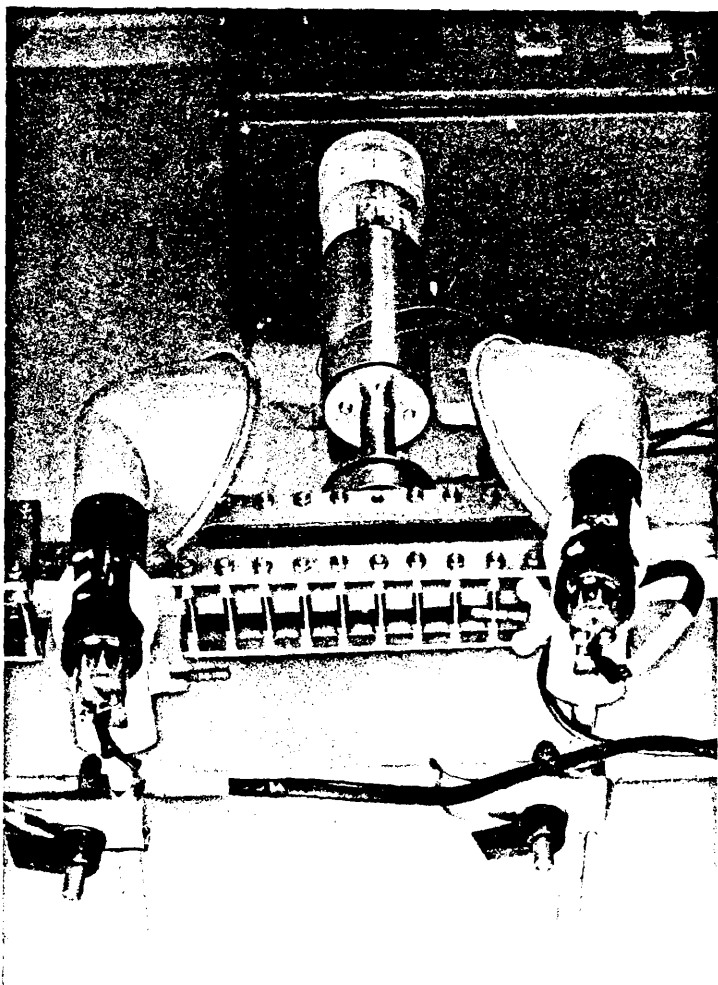


FIGURA 13. Canal de medida de las desviaciones de la sonda termométrica

grafió el termopar en distintas longitudes de sondeo y para diferentes caudales.

Durante los ensayos se mantuvo la cámara fotográfica fija para así conseguir un sistema óptico inmóvil. Se incluyó un sistema de ejes coordenados en la mirilla posterior para tomarlo como sistema de referencia en las medidas posteriores sobre las fotografías. La cámara fotográfica enfocaba un plano intermedio al del termopar y al plano del eje de referencia. Como resultado se obtuvieron fotografías del termopar y del eje de referencia idénticas a las reproducidas en la figura 14.

En las fotografías se medían las coordenadas del termopar, con las que se calculaban las desviaciones del mismo en cada caso. Estos resultados se exponen en la tabla 4 que a su vez se correlacionaron bien en función de la velocidad y longitud de sondeo mediante la ecuación

$$D = (4.7 \times 10^{-3}L - 4 \times 10^{-4}) \times 1.81^v \quad (24)$$

donde D es la desviación del termopar en mm con respecto a su posición con el fluido parado, L es la longitud transversal de sondeo y v es la velocidad del fluido en m/seg.

Como complemento se hicieron ensayos de larga duración y ciclos de parada y arranque del fluido con los que se comprobó que las desviaciones eran transitorias, no acumulativas.

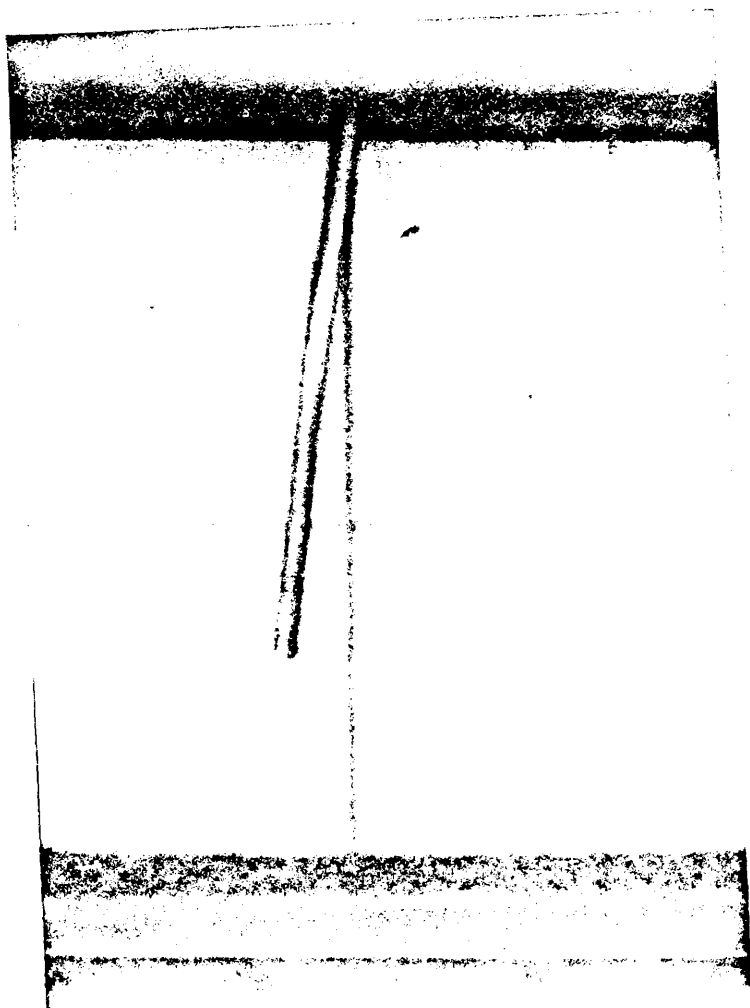


FIGURA 14. Medida fotográfica de la desviación de la sonda termométrica

TABLA 4. Desviaciones en mm del termopar por efecto del flujo hidráulico

longitud de sonda	0'94	1'57	1'74	2'04	2'27	2'50	2'69	3'08
36	0'34	0'14	0'35	0'54	0'60	0'85	0'82	1'84
71'6	0'68	0'29	0'71	1'07	1'20	1'69	1'62	3'67
96'5	0'92	0'39	0'95	1'44	1'62	2'28	2'18	4'94
120'6	1'14	0'49	1'19	1'79	2'02	2'84	2'72	6'17
132'2	1'26	0'54	1'31	1'97	2'22	3'12	2'99	6'78
144'5	1'37	0'58	1'43	2'15	2'42	3'40	3'27	7'40
155'5	1'48	0'64	1'54	2'32	2'61	3'67	3'52	7'97

c) Calibrado de termopares.

La soldadura caliente de los termopares se realizó en los laboratorios de Metalurgia de la Junta de Energía Nuclear. Como en los cálculos de transmisión de calor se utilizan incrementos de temperatura es necesario conocer perfectamente la curva de tensiones-temperatura de cada termopar.

El calibrado se realizó por comparación con dos termopares de platino-platino 10% rodio que previamente habían sido calibrados en el "Laboratorio de Patrones y Calibración del Instituto Nacional de Técnicas Aeroespaciales Esteban Terradas" con certificados 1148 y 1149.

La comparación entre los termopares patrones de Platino-Platino 10% rodio y los termopares de Cromel-Alumel se llevó a cabo en un vaso de laboratorio aislado térmicamente del exterior, con agua destilada en su interior y provisto de un agitador magnético. En él se introducían los termopares patrones, el termopar a calibrar y un termómetro de mercurio. Se procedía a la calefacción lenta del agua y al registro de la señal emitida por los dos termopares en mV en el registrador anteriormente descrito y la anotación de la temperatura del termómetro de mercurio. La soldadura fría de los termopares se mantenía en hielo fundente. Esta comparación se repetía dos veces para probar la reproductibilidad de los resultados.

El número y situación de los termopares empleados en las experiencias son:

T_A - Temperatura ambiente

T_E - Temperatura de entrada a la sección de ensayos

T_S - Temperatura de salida de la sección de ensayos

T_B - Termopar embebido en la barra calefactora

T_F - Termopar del mecanismo de sondeo

T_R - Temperatura de entrada del agua de refrigeración

El calibrado de estos termopares se ajusta a las ecuaciones:

$$\begin{aligned}t_A &= 25'046 V - 0'775 \\t_E &= 25'165 V + 0'371 \\t_S &= 25'106 V + 0'720 \\t_B &= 25'133 V + 0'099 \\t_F &= 24'378 V + 0'469 \\t_R &= 23'613 V + 0'802\end{aligned}\tag{25}$$

donde t está medido en $^{\circ}C$ y V en milivoltios.

2.2.1.2. EQUIPO DE MEDIDA.-

Para la medida experimental de temperaturas se ha utilizado un indicador digital y un registrador de 12 canales según se vé en la fotografía de la figura 9.

En los ensayos se decidió utilizar el registrador con la unidad de rango de medida universal PM 9833, con lo cual ca-

da termopar envía una señal en mV que es recibida por el registrador. En este caso el circuito termoeléctrico del termopar está formado por el punto de medida y la caja de conexiones del registrador.

Para los termopares de Crómel-Alúmel, 1 mV corresponde a una diferencia de temperatura de 25 °C, lo que supone que 1°C en la escala de 250 mm del papel equivalen a 10 mm/°C. La posibilidad de desplazamiento de la escala a -500% supone una posibilidad de utilización de hasta 125°C por encima del cero. Como además la soldadura fría del termopar está a temperaturas que oscilan entre 20 y 30°C, ésto supone una posibilidad de utilización entre -5 y 155°C, lo que cubre perfectamente las necesidades experimentales con buena precisión.

En todas las experiencias se precisa un tiempo para conseguir una estabilización de la temperatura del circuito, tras los necesarios ajustes de flujo térmico, caudal y condiciones geométricas de la sección de ensayos. Durante este tiempo no es necesaria una medida muy precisa con lo que se opera con el registrador por puntos y con todos los canales conectados.

Una vez se consigue la estabilización del sistema se procede a las tomas de medidas, para lo que se adapta el registrador a su posibilidad de registro continuo y se pone el movimiento del papel a la velocidad de 120 cm/h y se van seleccionando uno a uno todos los registros de interés en el proceso

de transmisión de calor.

Cuando se llega al canal correspondiente al termopar del mecanismo de sondeo se modifica la posición del termopar cada 30 segundos. Lo mismo que se había hecho previamente con las otras medidas al cambiar de canal. En este intervalo da tiempo al carro del registrador a situarse en su posición correcta.

Una vez barrida toda la zona de sondeo se vuelve a cambiar el canal como se ha hecho previamente y así verificar si durante el tiempo de medida las condiciones de operación han permanecido estables.

Como la señal enviada por el termopar de sondeo presenta oscilaciones que varían con el caudal y proximidad a la pared calefactora se procura en todos los ensayos operar con el máximo amortiguamiento del carro de medidas y así tener siempre la misma referencia.

Antes de utilizar el registrador en las experiencias se procedió a comprobar y verificar las escalas mediante el registro de las temperaturas del agua simultáneamente con la medida con un termómetro de mercurio, observándose que las diferencias eran inferiores a 0.5°C .

2.2.2. CALEFACCION.-

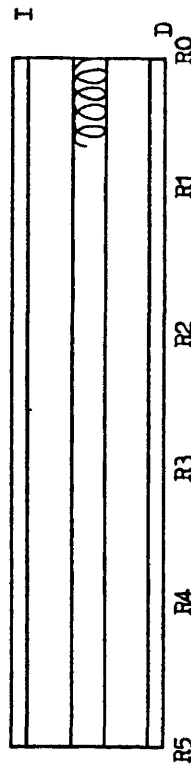
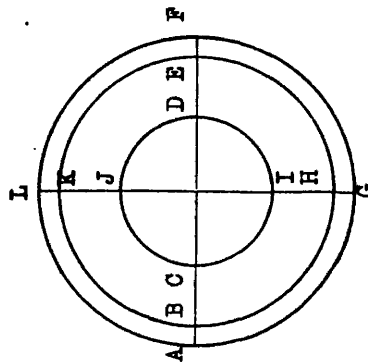
Para la generación de calor en la pared interior se emplearon barras calefactoras eléctricas. La calefacción tiene que ser uniforme tanto longitudinal como periféricamente. Para ello es necesario que la geometría de la barra sea uniforme tanto en espesor de pared de vaina como en el diámetro del arrollamiento y separación entre espiras. Por otro lado es conveniente que durante las experiencias la energía liberada por la barra sea constante y el fluido esté sometido a una dinámica uniforme.

Para verificar la simetría interior y la uniformidad del espesor de la capa aislante y de la vaina se hicieron radiografías todo a lo largo de la barra en dos posiciones desplazadas 90°. Estas radiografías se positivaron y en las ampliaciones se midió el espesor de la pared, diámetro del arrollamiento en espiral y separación entre espiras. En la tabla 5 se presentan las medidas obtenidas. En ella se ve como se cometen errores de hasta 13'4% como consecuencia de la diferente intensidad de penetración de los rayos X por la forma cilíndrica de la barra, perdiéndose exactitud en la determinación de los límites. En general se puede decir que la simetría y homogeneidad constructivas se pueden considerar adecuadas para su utilización.

TABLA 5. Verificación de la barra calefactora

zona medida	espesor de pared				posición espiral				diámetro espiral			separación entre espiras		Diámetro exterior	
	I AB	IJ GH	D FL	DJ LK	I BC	IJ HI	D ED	DJ KJ	DJ CD	IJ- DJ	DJ IJ	I-D	IJ-DJ	I'	ID AP
R0-R1	0'77	0'80	0'88	0'75	4'26	4'09	3'66	3'91	4'22	4'82	2'57	2'56	12'86	12'83	
R1-R2	0'73	0'82	0'74	0'78	4'09	4'18	3'93	4'03	4'65	4'72	2'68	2'69	12'69	12'94	
R2-R3	0'80	0'79	0'75	0'75	4'05	3'95	3'92	4'12	4'78	4'78	2'64	2'59	12'77	12'86	
R3-R4	0'78	0'70	0'77	0'69	4'13	3'80	3'84	3'79	4'80	5'00	2'69	2'70	12'78	12'60	
R4-R5	0'86	0'78	0'87	0'79	3'89	3'90	4'06	4'06	4'99	4'87	2'81	2'79	12'94	12'83	

189



2.2.3. MEDIDAS FLUIDODINAMICAS.-

Como una de las variables a estudiar era el caudal para ver su influencia en los coeficientes de transmisión de calor, era necesario tener una medida precisa de esta magnitud. A tal fin se intercaló un orificio medidor con tomas de presión conectadas a dos manómetros en paralelo, uno de aire para caudales bajos y otro de mercurio para los caudales mas altos.

Préviamente se procedió al calibrado de este orificio por volúmenes vertidos obteniéndose la curva reflejada en la figura 15.

La sección de ensayos llevaba dos tomas de presión para la medida de la pérdida de carga a través de ella. En el transcurso de las experiencias se observó que esta pérdida de carga era muy pequeñas y además no se apreciaban diferencias en los márgenes de caudales y diámetros ensayados.

A su vez el circuito llevaba en la toma de presión superior de la sección de ensayos un manómetro diferencial para la medida de presiones absolutas en el interior del circuito.

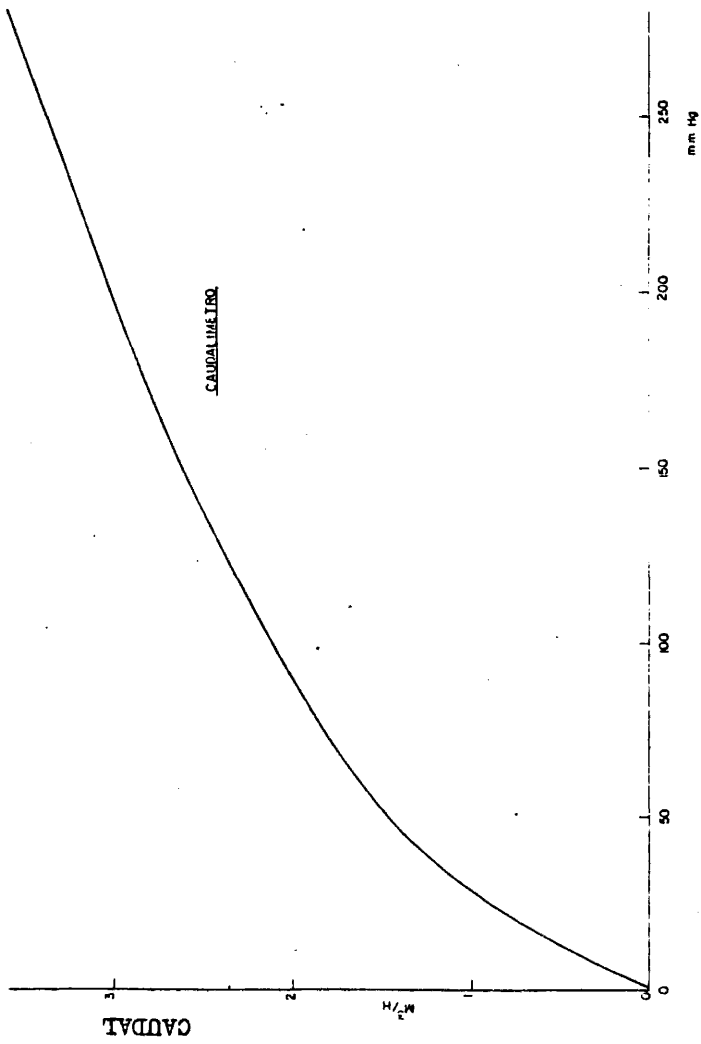


FIGURA 15, Calibrado del caudalímetro

3. RESULTADOS EXPERIMENTALES.-

3.1. ENSAYOS PREVIOS EN CONDUCCIONES ANULARES CONCENTRICAS.-

Con el canal de 65 mm de diámetro del tubo exterior se hicieron primeramente ensayos con diferentes caudales y diferentes flujos térmicos girando la barra de unos ensayos a otros para observar la influencia de los factores de asimetría o del propio termopar embebido.

Posteriormente se realizaron ensayos con diferentes caudales y flujos térmicos, tomando los perfiles de temperatura en planos a diferentes distancias desde la entrada al canal de ensayos.

3.1.1. INFLUENCIA DE LA POSICION DEL TERMOPAR EMBEBIDO.-

Se han hecho un total de 108 medidas diferentes divididas en 4 series de 27 medidas cada una. De una serie a otra se giraba la barra calefactora de forma que los ángulos existentes entre el radio en que se encuentra el termopar embebido y el radio que corresponde al perfil de temperatura en el fluido eran de 180, 90, 45 y 0° respectivamente.

En cada una de las medidas se hicieron 7 grupos, cada uno de ellos con un flujo térmico diferente (11'78, 10'26 8'85, 6'33, 4'24, 2'57 y 1'31 w/cm²). En el primer y último grupo se hicieron 6 medidas con caudales de 1'68, 1'88, 2'12, 2'32, 2'52 y 2'70 m³/h respectivamente.

Los resultados experimentales para que fuesen comparables tuvieron que ponerse de forma que se eliminaran factores ajenos a la propia posición del termopar, por ello se transformaron en la forma adimensional $(T_B - T_F)/T_B$, eliminandose con ello los efectos de la temperatura de entrada y la temperatura de pared.

Al girar la barra la curvatura que pueda tener producirá una excentricidad en el canal. En las figuras 16 y 17 se han representado como ejemplo todas las medidas de $\phi = 11'78$ w/cm² para $G = 1'68$ y $2'7$ m³/h y corregidas con respecto al descentramiento que mostraba el calefactor con respecto al tubo exterior. En ellas se observa que a caudales de 2'7 m³/h la caída de la curva se produce a una distancia de 3 mm de la pared y llega hasta valores de $(T_B - T_F)/T_B$ de 0'7. Cuando el caudal es menor (1'68 m³/h) la caída se produce a 2 mm de la pared y la relación $(T_B - T_F)/T_B$ llega a 0'75. Esto indica que al aumentar la turbulencia el perfil se hace más aplanado como consecuencia de la disminución de la capa límite.

A continuación se presenta un estudio de la temperatura de pared frente al caudal y flujo térmico. En la figura

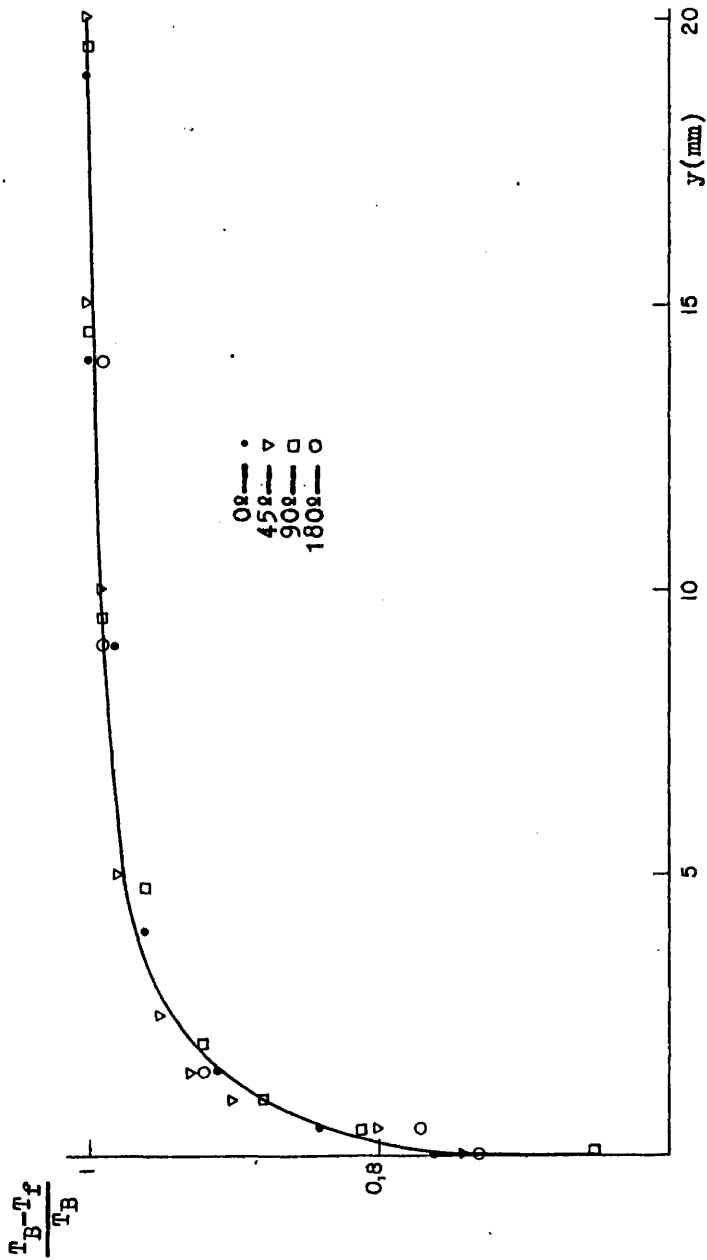


FIGURA 16. Perfiles de temperatura en diferentes posiciones angulares
(Flujo térmico 11'78 w/cm²; Caudal 1'68 m³/h)

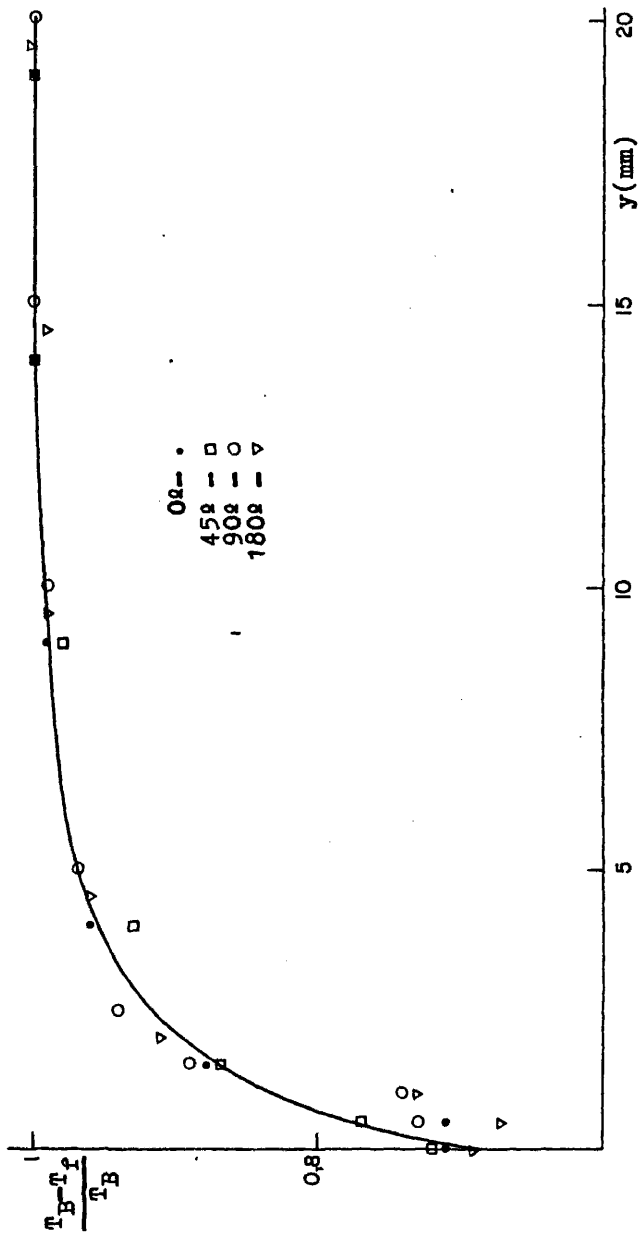


FIGURA 17. Perfiles de temperatura en diferentes posiciones angulares (Flujo de calor 11'78 w/cm²; Caudal 2'7 m³/h)

18 para $1'68 \text{ m}^3/\text{h}$ y en la 19 para el caudal de $2'7 \text{ m}^3/\text{h}$. En estas gráficas se observa que a partir de flujos de $8'85 \text{ w/cm}^2$ hay una caída del perfil, que es consecuencia de la aparición de ebullición y en ellas tampoco se observa ninguna influencia manifiesta de la posición del termopar embebido.

La presencia de ebullición con flujos térmicos elevados hizo pensar en una defromación de los perfiles como consecuencia del desplazamiento de burbujas, por lo que se decidió poner como límite de flujo térmico $6,33 \text{ w/cm}^2$.

3.1.2. LONGITUD DE DESARROLLO.-

Con el fin de determinar la posición a partir de la cual el flujo está desarrollado hidráulica y térmicamente se planificaron 105 medidas de perfiles de temperatura en el fluido a distintas distancias de la entrada, utilizando las seis plataformas perforadas acopladas al canal de ensayos de 65 mm. En los ensayos se varió el caudal y el flujo de calor. Las experiencias se distribuyeron en 7 series cada una de ellas a una distancia diferente de la entrada y en cada serie se hicieron 3 grupos de ensayos con flujos de calor distintos ($11'78$, $10'26$ y $1'31 \text{ w/cm}^2$). En los dos grupos extremos se hicieron medidas con 6 caudales diferentes ($1'68$, $1'88$, $2'12$, $2'32$, $2'52$ y $2'7 \text{ m}^3/\text{h}$) mientras que el grupo de $10'26 \text{ w/cm}^2$ se hicieron solo 3 medidas ($1'68$, $2'32$ y $2'7 \text{ m}^3/\text{h}$).

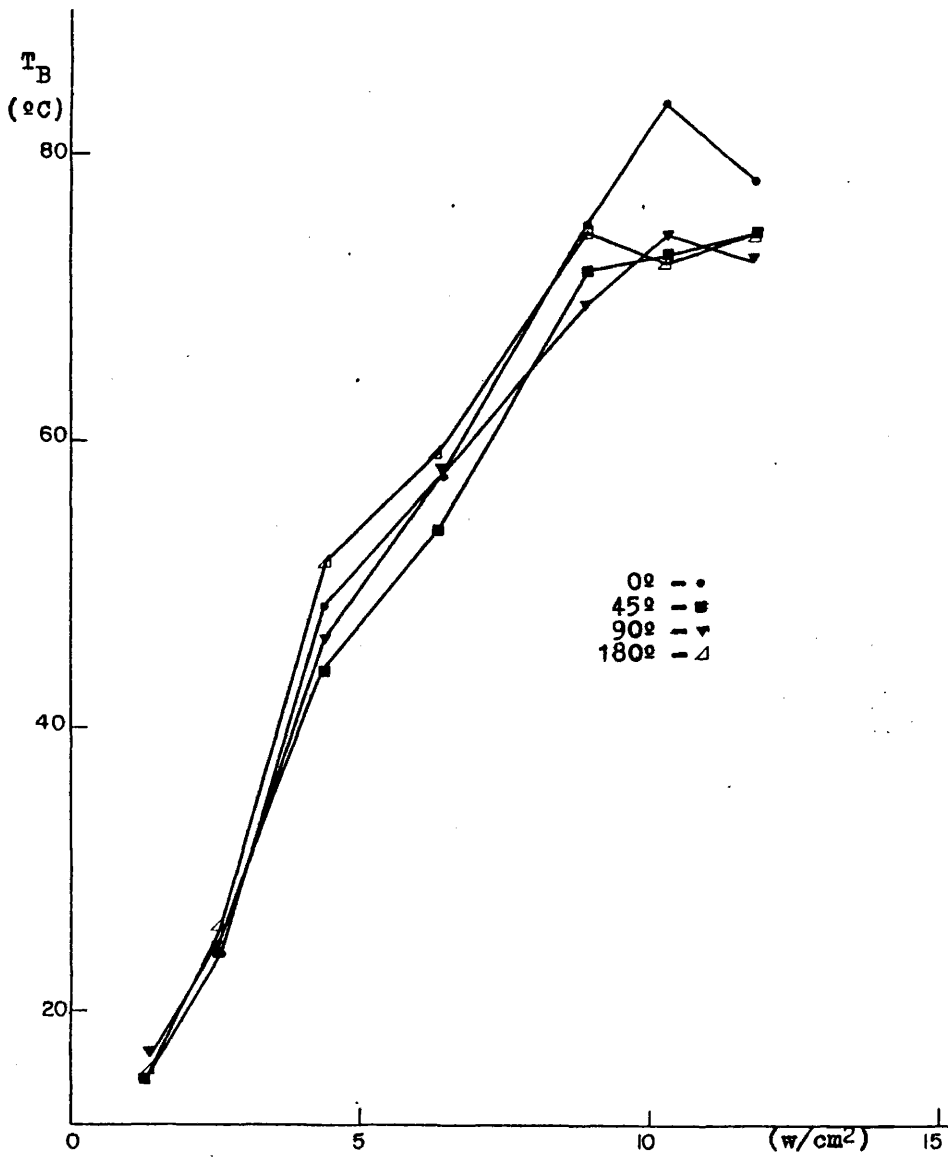


FIGURA 18. Temperatura de pared en diferentes posiciones angulares (Caudal $1.68 \text{ m}^3/\text{h}$)

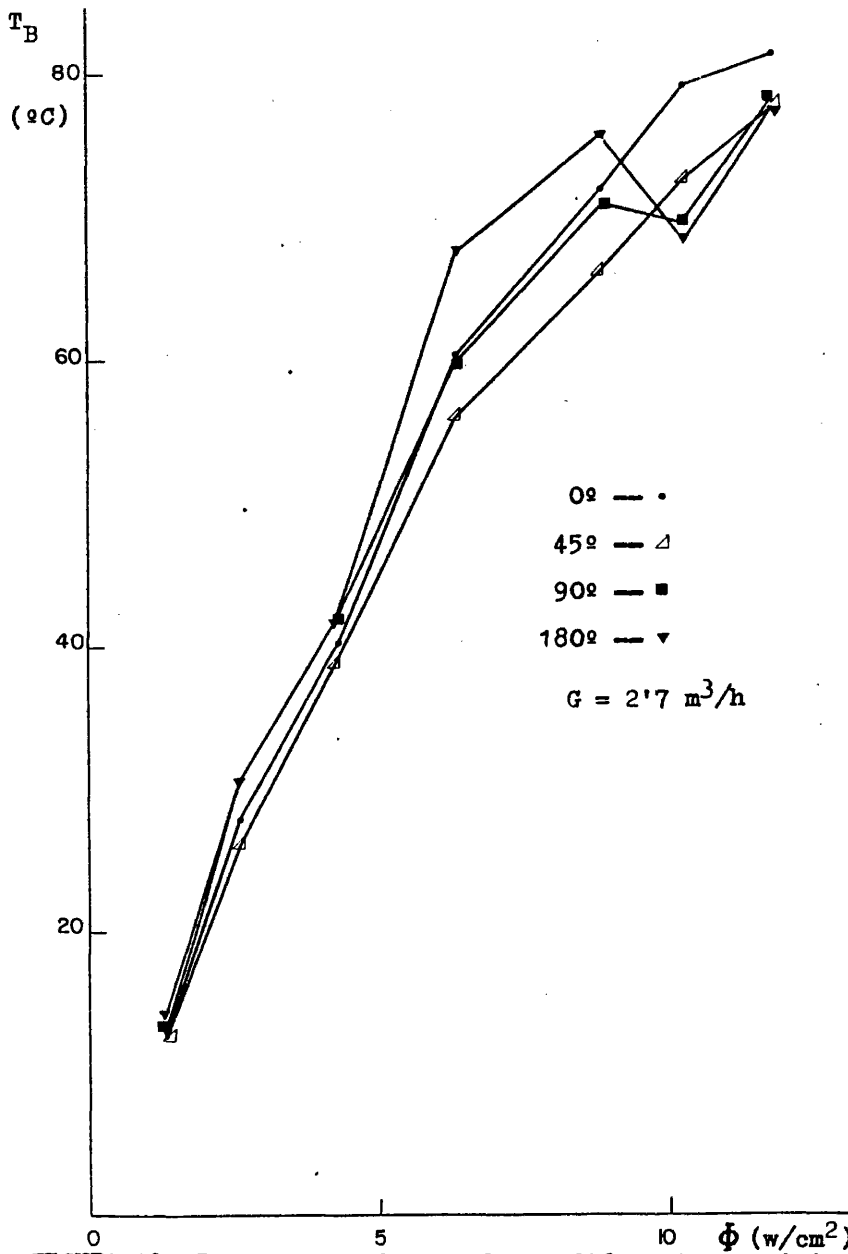


FIGURA 19. Temperatura de pared con diferentes posiciones

Se han comparado los perfiles para diferentes longitudes en las figuras 20 a 23. Cuando el caudal es bajo ($1.68 \text{ m}^3/\text{h}$) se aprecian aún ciertas anomalías fundamentalmente con flujos térmicos altos (6.56 w/cm^2) lo que puede ser debido a la presencia de ebullición local en las paredes. A flujos térmicos bajos los perfiles están bien delimitados aunque existen fuertes variaciones a lo largo del canal de ensayos quedando prácticamente regular a partir de $L/D = 21$. Cuando el caudal es alto ($2.7 \text{ m}^3/\text{h}$) desaparecen las anomalías en las proximidades de la pared, los perfiles se hacen más uniformes y fundamentalmente con flujos térmicos altos (11.78 w/cm^2) se observa que a partir de $L/D = 19$ el flujo se hace perfectamente uniforme. Por lo que se decidió a partir de aquí trabajar solamente con medidas tomadas en posiciones superiores a $L/D = 21$.

3.2. ENSAYOS EN CONDUCCIONES ANULARES EXCENRICAS.-

Se han hecho un total de 558 experimentos repartidos según se muestra en la tabla 6. En cada experimento se medían las temperaturas de entrada y salida al canal de ensayos, la de la superficie calefactora y la del ambiente junto con los perfiles de temperaturas transversales en el fluido. Estos resultados se muestran en las tablas 7 a 86.

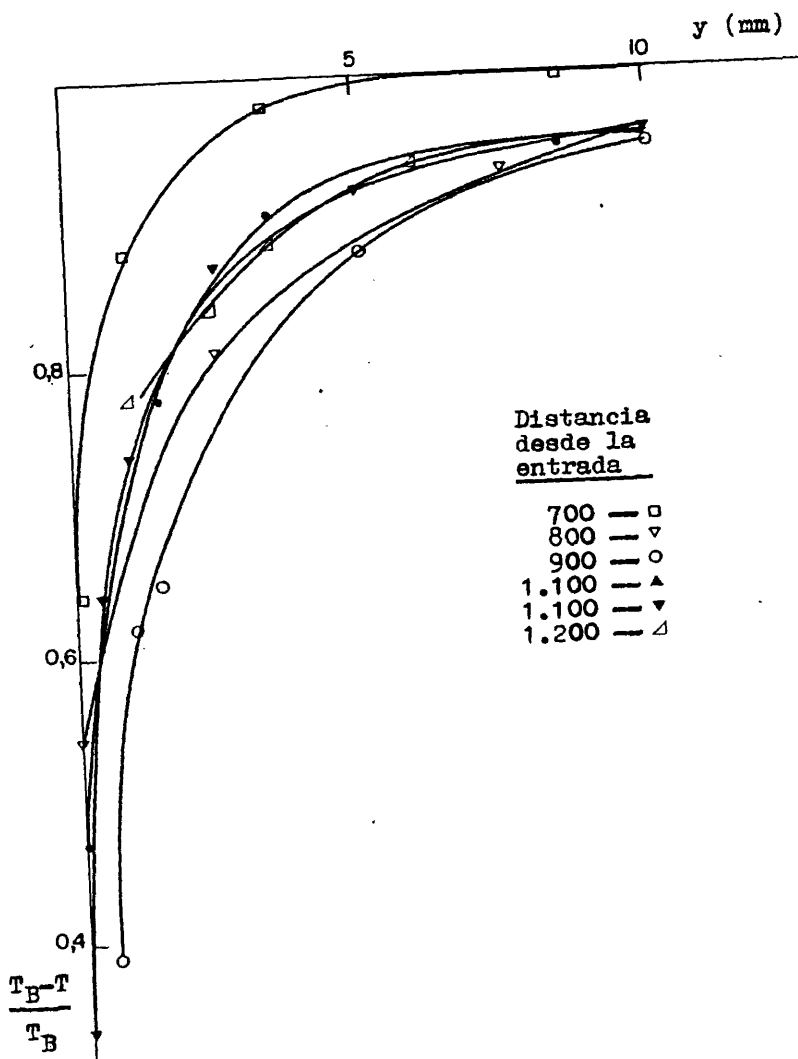


FIGURA 20. Perfiles de temperatura a diferentes distancias de la entrada con $1'68 \text{ m}^3/\text{h}$ y $1'31 \text{ w}/\text{cm}^2$.

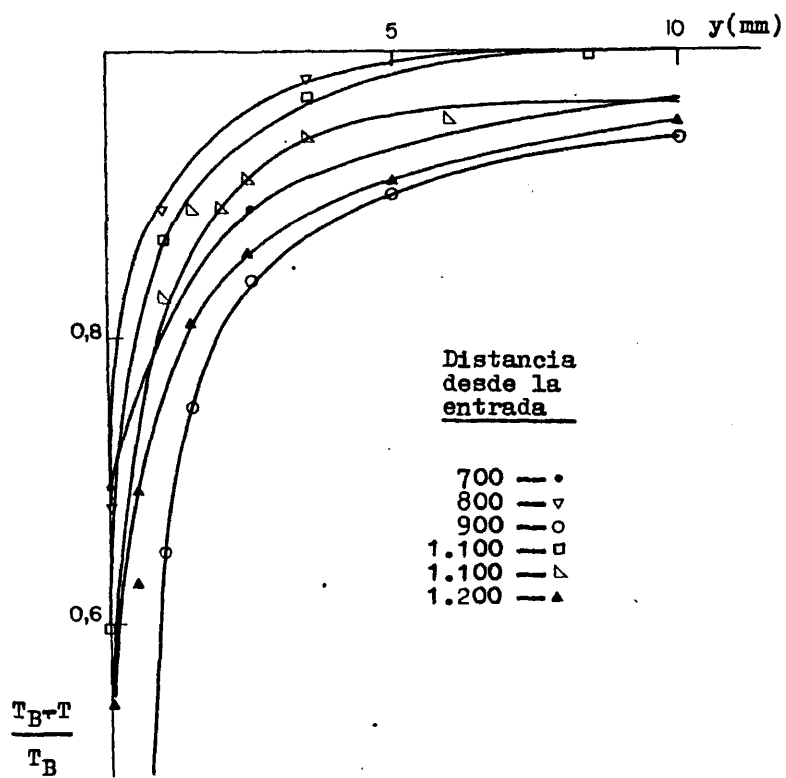


FIGURA 21. Perfiles de temperatura, a diferentes distancias de la entrada con $2.7 \text{ m}^3/\text{h}$ y 1.31 w/cm^2

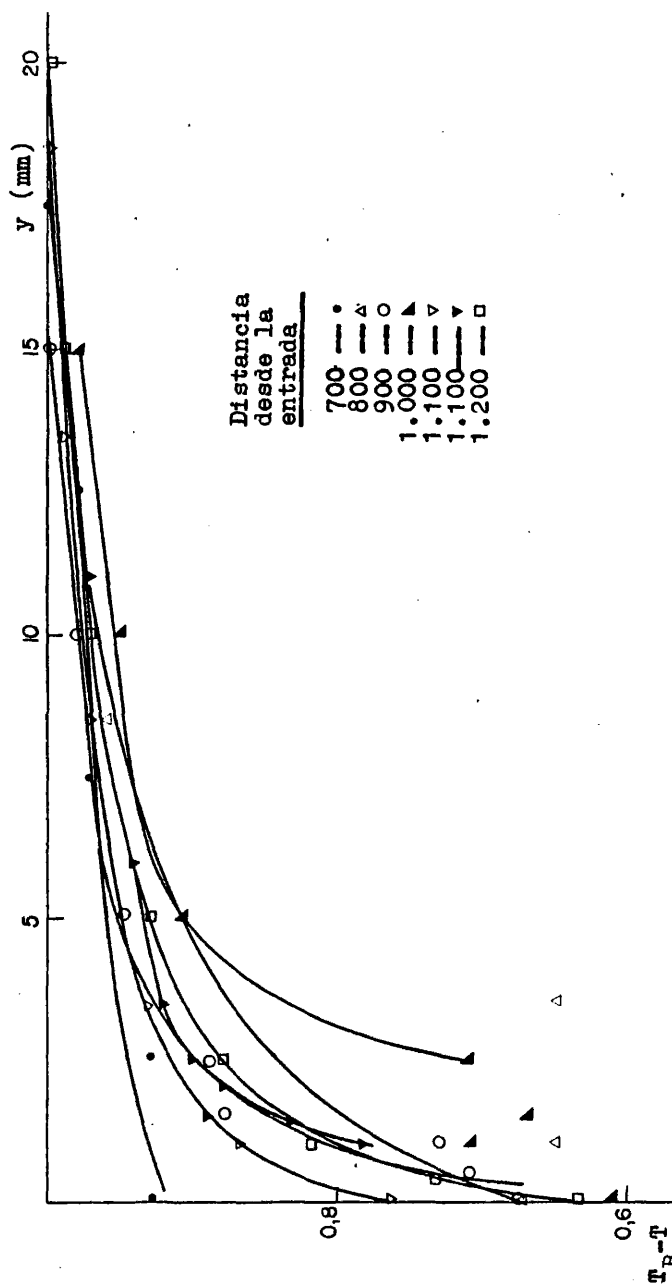


FIGURA 22. Perfiles de temperatura a diferentes distancias de la entrada con $1.68 \text{ m}^3/\text{h}$ y 11.78 w/cm^2 .

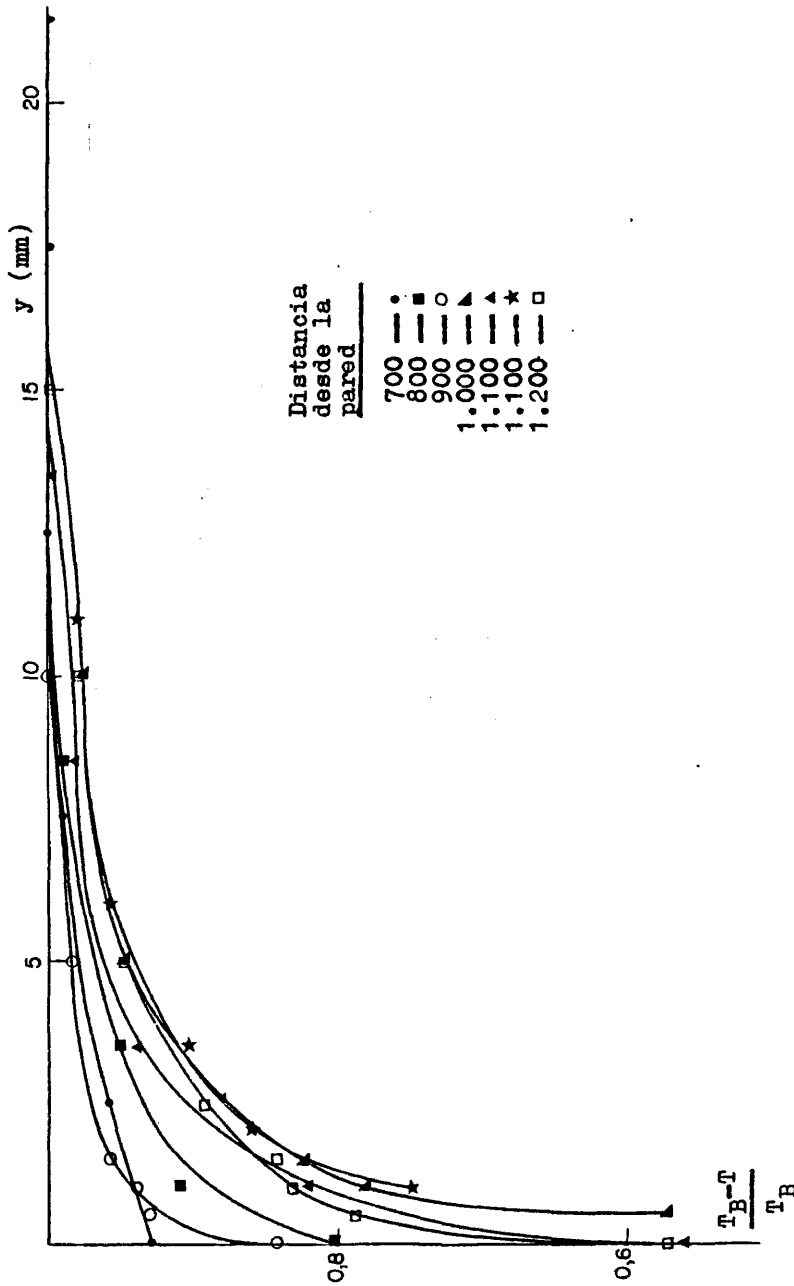


FIGURA 23. Perfiles de temperatura a diferentes distancias de la entrada con $2,7 \text{ m}^3/\text{h}$ y $11,78 \text{ w/cm}^2$.

TABLA 6. DISTRIBUCION DE EXPERIMENTOS SEGUN LOS PARAMETROS ENSAYADOS

Relación entre radios	Caudal	Flujo térmico	Excentricidad	Posición	Nº Experiencia
0'20	1'68 ≤ G ≤ 2'7	6'33	0 ≤ e ≤ 0'7	0º y 180º	118
	2'7	1'31 ≤ ϕ ≤ 5'24	0 ≤ e ≤ 0'7	0º y 180º	94
		6'33	0 ≤ e ≤ 0'7	0 ≤ ϕ ≤ 360	96
0'32	1'68 ≤ G ≤ 2'79	6'33	0 ≤ e ≤ 0'7	0 y 180º	90
	2'7	1'31 ≤ ϕ ≤ 5'24	0 ≤ e ≤ 0'7	0º y 180º	105
		6'33	0 ≤ e ≤ 0'7	0 ≤ ϕ ≤ 180	55

TABLA 7
Resultados experimentales con excentricidad e = 0

Nº	362		377		393		408		423		452		467	
	x	T	x	T	x	T	x	T	x	T	x	T	x	T
ψ	0	0	0	0	0	0	C	C	0	0	0	0	0	0
TA	21,04	22,06	21,81	20,62	19,80	23,31	22,48							
TE	19,29	20,19	21,10	20,57	19,68	22,67	21,32							
TS	21,56	22,48	23,20	22,61	21,93	24,93	23,59							
TB	78,45	78,99	84,78	84,71	82,53	78,44	74,43							
TR	8	9	10	9	9	11	10							
	0	25,16	0	3,04	0	3,07	0	26,47	0	12,68	0	2,59	0	6,06
	0,5	21,07	0,5	2,73	0,5	5,90	0,5	28,99	0,5	5,45	0,5	3,43	0,5	4,02
	1	25,79	1	2,89	1	6,84	1	22,23	1	4,97	1	2,17	1	3,54
	1,5	14,16	1,5	2,73	1,5	3,54	1,5	21,28	1,5	5,76	1,5	3,75	1,5	2,76
	2	18,87	2	2,26	2	4,80	2	18,61	2	2,93	2	0,92	2	2,29
	3	5,98	3	2,26	3	1,81	3	6,03	3	2,30	3	1,08	3	2,44
	4	3,66	4	2,26	4	2,13	4	4,77	4	1,20	4	0,92	4	1,50
	6	1,73	6	2,10	6	1,97	7	1,79	5	1,04	6	0,45	6	0,87
	8	1,41	7	1,63	9	0,87	10	1,16	7	1,04	8	0,13	8	0,87
	11	0,63	14	0,85	14	0,75	13	0,84	10	0,42	11	0	11	0,35
	20	0	20	0	20	0	0	0	14	0	14	0	14	0

TABLA 8
Resultados experimentales con excentricidad e = 0,1

Nº	363		376		378		392		394		407		409	
	x	T	x	T	x	T	x	T	x	T	x	T	x	T
ψ	0		30		60		90		120		150		180	
T _A	22,07	21,76	20,90	22,84	21,82	23,58	21,49	23,58	21,82	23,58	21,49	23,58	21,49	23,58
T _E	19,36	19,86	20,30	21,53	21,27	21,86	20,56	21,86	21,27	21,86	20,56	21,86	20,56	21,86
T _S	21,58	22,20	22,37	23,90	23,32	23,87	22,78	23,87	23,32	23,87	22,78	23,87	22,78	23,87
T _B	78,02	77,32	82,68	85,95	85,11	78,74	77,68	78,74	85,11	78,74	77,68	78,74	77,68	78,74
T _R	8	9	9	10	10	10	9	10	10	10	9	10	9	10
	x	T	x	T	x	T	x	T	x	T	x	T	x	T
0	17,93	0	27,04	0	30,96	0	7,21	0	14,56	0	31,32	0	18,95	0
0,5	18,24	0,5	24,53	0,5	31,44	0,5	12,87	0,5	7,33	0,5	26,14	0,5	15,02	0,5
1	15,72	1	16,50	1	10,32	1	5,95	1	9,53	1	25,98	1	16,12	1
1,5	11,79	1,5	11,16	1,5	16,65	1,5	6,89	1,5	4,19	1,5	21,42	1,5	8,41	1,5
2	7,07	2	9,59	2	10,99	2	5,48	2	4,03	2	14,97	2	7,78	2
3	3,62	3	4,55	3	8,16	3	3,34	3	4,34	3	9,63	3	3,85	3
4	3,46	4	4,24	4	5,33	4	1,71	4	1,98	4	5,53	4	3,38	4
6	2,36	6	2,83	6	2,50	6	1,71	6	1,52	6	2,71	6	2,44	6
8	1,26	8	1,73	8	2,03	8	1,71	8	1,04	8	---	8	1,97	8
15	0,47	15	0,62	15	0,62	15	0,56	15	0,10	15	0,19	15	1,34	15
22	0	21	0	21	0	20	0	16	0	17	0	16	0	16

TABLA 9
Resultados experimentales con excentricidad e = 0,1 (cont.)

Nº	438	424	437	469	453	466
P	210	240	270	300	330	360
TA	22,15	25,60	17,33	22,27	22,88	23,64
TE	21,44	23,99	17,52	21,70	22,52	22,45
TS	23,81	26,25	19,77	24,01	24,68	24,75
TB	83,90	86,46	80,19	75,02	78,85	75,94
TR	10	12	6	10	11	11
	x	T	x	T	x	T
	0	19,98	0	17,07	0	2,21
	0,5	18,72	0,5	18,35	0,5	1,26
	1	17,46	1	17,45	1	1,11
	1,5	8,96	1,5	4,14	1,5	0,48
	2	3,93	2	3,57	2	0,63
	3	2,36	3	2,78	3	0
	4	2,36	4	1,84	4	0,15
	5	1,26	5	1,52	5	0,15
	7	0,94	6	1,52	7	0,63
	9	0,48	9	0,42	11	0
	12	0	13	0	15	0
	x	T	x	T	x	T
	0	19,98	0	17,07	0	8,64
	0,5	18,72	0,5	18,35	0,5	2,98
	1	17,46	1	17,45	1	1,73
	1,5	8,96	1,5	4,14	1,5	1,57
	2	3,93	2	3,57	2	1,41
	3	2,36	3	2,78	3	0,63
	4	2,36	4	1,84	4	1,57
	5	1,26	5	1,52	6	0,31
	7	0,94	6	1,52	8	0,31
	9	0,48	9	0,42	12	0
	12	0	13	0	16	0
	x	T	x	T	x	T
	0	19,98	0	17,07	0	4,85
	0,5	18,72	0,5	18,35	0,5	5,01
	1	17,46	1	17,45	1	4,85
	1,5	8,96	1,5	4,14	1,5	2,49
	2	3,93	2	3,57	2	2,81
	3	2,36	3	2,78	3	2,49
	4	2,36	4	1,84	4	1,71
	5	1,26	5	1,52	6	1,23
	7	0,94	6	1,52	8	1,08
	9	0,48	9	0,42	12	0,10
	12	0	13	0	17	0

TABLA 10
Resultados experimentales con excentricidad e = 0,2

Nº	364	375	379	391	395	406	410					
ρ	0	30	60	90	120	150	180					
TA	21,09	21,88	21,55	22,90	21,70	23,72	22,03					
TE	19,44	19,04	20,47	21,05	21,25	21,37	20,68					
TS	21,51	21,24	22,56	23,31	23,27	23,72	23,00					
TB	77,49	78,66	86,04	86,51	85,45	77,57	77,40					
TR	8	8	9	10	10	10	9					
	x	T	x	T	x	T	x	T				
	0	16,91	0	11,43	0	5,66	0	20,48	0	35,93	0	13,84
	0,5	19,74	0,5	10,80	0,5	5,51	0,5	10,58	0,5	34,20	0,5	14,15
	1	15,18	1	7,81	1	5,35	1	24,57	1	28,07	1	12,11
	1,5	11,88	1,5	6,71	1,5	1,26	1,5	9,16	1,5	24,92	1,5	7,39
	2	11,09	2	6,06	2	4,09	2	6,49	2	24,90	2	6,13
	3	4,33	3	4,18	3	2,83	3	2,87	3	21,93	3	2,83
	4	3,23	4	3,23	4	2,67	4	3,66	4	11,87	4	2,67
	6	2,28	6	1,50	6	2,04	6	2,24	6	5,11	6	1,57
	9	1,66	8	1,50	8	0,30	8	0,98	8	2,75	8	0,32
	17	0,55	16	0,56	15	0,90	15	0,98	11	1,65	10	0,32
	25	0	24	0	22	0	16	0	15	0	14	0

TABLA 11
Resultados experimentales con excentricidad e = 0.2 (cont.)

Nº	439	425	436	450	454	465	210		240		270		300		330		360	
							X	T	X	T	X	T	X	T	X	T	X	T
TA	19,88	22,93	19,32	23,66	24,09	22,36	0	15,41	0	3,21	0	4,50	0	6,67	0	6,67	0	6,67
TE	19,43	23,48	19,25	21,62	22,36	21,44	0,5	21,07	0,5	7,55	0,5	3,40	0,5	5,10	0,5	5,10	0,5	5,10
TS	21,60	25,69	21,58	23,86	24,62	23,68	1	6,92	1	8,33	1	2,27	1	4,63	1	4,63	1	4,63
TB	81,39	86,83	82,61	77,02	77,98	73,72	1,5	7,70	1,5	3,30	1,5	1,64	1,5	4,47	1,5	4,47	1,5	4,47
TR	8	12	8	10	11	10	2	3,30	2	7,41	2	2,27	2	4,00	2	4,00	2	4,00
							3	5,03	3	4,42	3	1,80	3	1,95	3	1,95	3	1,95
							4	3,30	4	2,69	4	1,80	4	1,95	4	1,95	4	1,95
							5	1,41	5	2,75	6	1,17	6	1,48	6	1,48	6	1,48
							6	1,26	7	1,75	8	0,45	9	1,32	8	1,32	8	1,32
							8	1,41	10	1,27	12	0,63	14	0,88	13	0,88	13	0,88
							10	0	14	0	19	0	19	0	20	0	20	0

TABLA 12
Resultados experimentales con excentricidad $e = 0,3$

Nº	382		374		380		390		396		405		411	
	x	T	x	T	x	T	x	T	x	T	x	T	x	T
ψ	0		30		60		90		120		150		180	
TA	21,01	22,52	21,67	22,55	21,67	22,55	22,82	22,82	22,82	22,82	22,21	22,21	21,51	21,51
TE	20,14	20,57	20,52	21,13	20,52	21,13	21,08	21,08	21,08	21,08	20,32	20,32	20,49	20,49
TS	22,50	22,80	22,53	23,17	22,53	23,17	23,25	23,25	23,25	23,25	22,44	22,44	22,80	22,80
TB	85,94	80,68	86,75	88,44	86,75	88,44	86,21	86,21	86,21	86,21	76,43	76,43	76,52	76,52
TR	9	9	9	10	9	10	10	10	10	10	9	9	9	9
	x	T	x	T	x	T	x	T	x	T	x	T	x	T
	0	28,96	0	2,84	0	1,33	0	1,44	0	0	0	42,77	0	13,06
	0,5	21,57	0,5	2,84	3	1,65	2	1,44	5	0,83	0,5	43,72	0,5	13,06
	1	21,57	1	2,37	5	1,65	5	1,28	10	0,83	1	43,09	1	13,06
	1,5	14,34	1,5	3	6,5	2,12	10	1,76	14,3	1,78	1,5	38,21	1,5	12,90
	2	7,73	2	3	7,5	2,12	14,6	2,70	15,3	1,62	2	32,08	2	6,61
	3	6,32	3	2,36	8	2,44	15,6	3,17	15,8	3,35	3	25,63	3	3,30
	4	4,12	4	2,37	8,5	2,28	16,1	3,01	16,3	2,88	4	21,23	4	2,99
	6	2,70	6	1,90	9,5	2,44	16,6	2,70	17,7	4,14	6	4,72	5	1,73
	9	0,66	8	1,90	11	2,59	17,6	2,54	23	4,14	8	3,30	7	0,63
	17	0,03	17	0,70	20	2,59	25	1,76	29	1,94	10	1,73	8	0,32
	25	0	28	0	38	0	38	0	38	1,06	13	0	11	0

TABLA 14
Resultados experimentales con excentricidad e = 0,4

Nº	366		373		381		389		397		404		412	
	X	T	X	T	X	T	X	T	X	T	X	T	X	T
φ	0	0	30	60	90	120	150	180						
T _A	20,24	22,00	21,28	21,82	22,86	22,70	22,50							
T _E	19,43	20,52	20,64	21,03	21,35	20,56	20,14							
T _S	21,62	22,63	22,73	23,11	23,52	22,89	22,45							
T _B	80,12	81,86	87,96	79,72	85,90	77,92	74,92							
T _R	8	9	9	10	10	9	9							
	X	T	X	T	X	T	X	T	X	T	X	T	X	T
	0	17,30	0	4,40	0	1,29	0	0,88	0	0,50	0	27,36	0	5,19
	0,5	12,58	0,5	4,72	4	0,98	2	0,88	5	0,71	0,5	33,96	0,5	4,25
	1	7,87	1	4,09	5,5	1,45	5	0,88	10	0,98	1	38,37	1	2,67
	1,5	5,98	1,5	4,72	6,5	1,45	10	1,51	14,3	1,30	1,5	43,40	1,5	2,20
	2	4,56	2	4,09	6,65	1,61	14,6	1,98	15,3	1,77	2	46,07	2	2,04
	3	4,72	3	4,55	7	0,98	15,6	1,98	15,8	1,93	3	35,69	2,5	2,04
	4	3,77	4	4,24	8	1,45	16,1	1,98	16,3	1,93	6	13,84	3	1,26
	6	1,73	6	3,61	10	1,61	16,6	1,98	17,3	2,08	8	3,30	4	0,63
	11	1,26	9	3,46	18	1,45	17,6	1,98	23	1,93	10	1,26	5	0,32
	20	0,63	18	1,10	25	0,82	25	0,88	29	1,46	12	0	6	0
	30	0	32	0	38	0	38	0	38	0	-	-	8	0

TABLA 15
Resultados experimentales con excentricidad e = 0,4 (cont.)

Nº	441		427		434		448		456		463	
	x	T	x	T	x	T	x	T	x	T	x	T
ψ	210		240		270		300		330		360	
TA	18,57		22,50		22,80		21,18		23,69		22,34	
TE	18,18		21,81		22,70		20,79		21,30		21,23	
TS	20,43		24,02		24,78		22,96		23,49		23,64	
TB	80,38		86,58		82,44		72,16		75,98		74,88	
TR	7		10		11		9		10		10	
	x	T	x	T	x	T	x	T	x	T	x	T
0	7,07	0	-1,32	0	0,72	0	0,07	0	2,36	0	0	9,62
0,5	5,34	4	-0,87	4	0,72	4	-0,31	3	2,04	0,5	0,5	6,95
1	2,99	8	-0,32	8	1,35	8	-0,31	6	1,73	1	1	4,43
1,5	0,15	12	0,15	12	1,35	12	-0,31	10	2,04	1,5	1,5	3,65
2	3,14	16	0,78	16	1,35	16	0,32	14	1,57	2	2	3,80
3,5	2,04	19	1,72	19	1,51	18	0,16	18	1,26	3	3	2,39
4	1,41	23	2,83	23	1,66	22	-0,16	22	---	4	4	1,91
5	1,41	27	2,35	27	1,03	26	-0,16	26	0,95	6	6	1,60
6	-1,73	31	1,26	31	0,40	30	0	30	0,63	8	8	0,97
7	-0,48	35	0,63	35	0,05	34	0	34	0,63	13	13	0,56
8	0	38	0	38	0,00	38	0	38	0	25	25	0

TABLA 16
Resultados experimentales con excentricidad e = 0,5

Nº	367	372	383	388	398	403	413		
ψ	0	30	60	90	120	150	180		
T _A	19,78	20,86	21,21	21,57	23,07	22,61	22,14		
T _E	19,24	19,46	20,14	21,01	21,11	20,19	20,44		
T _S	21,48	21,66	22,44	23,26	23,34	22,61	22,55		
T _B	79,20	79,55	86,36	79,84	79,59	77,27	74,25		
T _R	8	8	9	10	10	9	9		
	x	T	x	T	x	T	x	T	
	0	28,57	0	1,59	0	0,51	0	1,46	
	0,5	19,77	0,2	1,90	2	0,66	5	1,33	
	1	12,22	0,5	1,90	4	0,93	10	1,65	
	1,5	10,18	1	2,06	5	0,93	16,9	1,33	
	2	6,09	2,5	3,63	5,4	1,41	17,9	1,65	
	3	5,14	5	1,59	6	1,56	18,4	1,33	
	4	3,41	10	1,90	7	1,25	18,9	1,65	
	6	2,63	17	1,90	9	1,56	19,9	1,33	
	12	1,53	24	2,06	17	1,25	25	1,33	
	22	0,45	30	1,59	24	0,93	30	0,66	
	33	0	38	0	38	0	38	0	
		x	T	x	T	x	T	x	T
		0	2,03	0	0,51	0	0	1,46	0
		2,50	2,50	2	0,66	5	1,33	5	1,33
		2,66	4	1,90	4	0,93	10	1,65	10
		2,50	5	2,06	5	0,93	16,9	1,33	15
		2,66	5,4	3,63	14,6	1,41	17,9	1,65	21,7
		2,50	6	1,59	15,6	1,41	18,4	1,33	22,7
		2,03	7	1,90	16,1	1,25	18,9	1,65	23,2
		1,40	9	1,90	16,6	1,56	19,9	1,33	23,7
		0,77	17	2,06	17,6	1,25	25	1,33	24,7
		0,45	24	1,59	25	0,93	30	0,66	30
		0	38	0	38	0	38	0	38
		x	T	x	T	x	T	x	T
		0	2,71	0	2,71	0	0	2,71	0
		-2,26	0,3	-2,26	0,3	-2,26	0,3	-2,26	0,3
		-2,26	0,7	-2,26	0,7	-2,26	0,7	-2,26	0,7
		-1,74	1	-1,74	1	-1,74	1	-1,74	1
		1,5	1,10	1,5	1,10	1,5	1,10	1,5	1,10
		2	1,10	2	1,10	2	1,10	2	1,10
		2,5	0,48	2,5	0,48	2,5	0,48	2,5	0,48
		3	0,48	3	0,48	3	0,48	3	0,48
		4	0,16	4	0,16	4	0,16	4	0,16
		5	0	5	0	5	0	5	0
		6	0	6	0	6	0	6	0

TABLA 17
Resultados experimentales con excentricidad e = 0,5 (cont.)

Nº	442		428		433		447		457		462	
	x	T	x	T	x	T	x	T	x	T	x	T
ψ	210	240	270	300	330	360						
T _A	22,93	23,14	18,95	20,20	23,70	22,97						
T _E	21,17	21,19	16,31	18,96	22,17	20,97						
T _S	23,45	23,32	18,57	21,25	24,39	23,30						
T _B	85,49	85,99	80,71	70,27	75,84	74,31						
T _R	10	10	5	8	11	10						
	x	T	x	T	x	T	x	T	x	T	x	T
	0	-1,24	0	-1,10	0	-0,62	0	-0,17	0	3,04	0	2,86
	3	-1,49	4	-0,90	4	-0,62	3	-0,17	3	5,88	0,5	2,71
	6	-1,44	12	-0,47	8	-0,62	6	-0,17	6	1,78	1	2,24
	10	-1,70	16	0,16	12	0	10	-0,17	10	2,57	1,5	1,92
	14	-2,37	19	0,16	16	0	14	0	14	2,71	2	2,55
	18	-1,75	23	0,63	19	0,16	18	0,46	18	1,78	3	1,61
	22	-0,64	27	1,73	23	0,16	22	0,15	22	1,63	4	2,08
	26	3,60	31	0,31	27	0,16	26	0,15	26	1,47	6	1,29
	30	1,09	35	0,31	31	0	30	0,15	30	1,31	8	0,98
	34	0,93	38	0	35	0	34	0,15	34	0,70	13	0,98
	38	0	-	-	38	0	38	0	38	0	27	0

TABLA 18
Resultados experimentales con excentricidad e = 0,6

Nº	368	371	384	387	399bis	402
φ	0	30	60	90	120	150
T _A	19,73	20,90	21,30	21,83	21,89	22,33
T _E	19,33	19,28	20,38	21,00	20,05	20,36
T _S	21,44	21,50	22,37	23,18	22,27	22,55
T _B	78,65	78,76	84,16	77,20	77,14	76,42
T _R	8	8	9	10	9	9
	x	x	x	x	x	x
	0	0	0	0	0	0
	0,5	0,5	1,5	2	6	5
	1	1	2,5	5	12	10
	1,5	2	3,5	10	18,21,24	15
	2	3	4	14,6	19,21,21	20
	3	5	4,5	15,6	19,71,31	24
	4	9	5,5	16,1	20,21,31	25
	6	17	8	16,6	21,21,01	25,5
	12	24	16	17,6	26	26
	23	30	27	25	31	27
	35	38	38	38	38	38
	T	T	T	T	T	T
	25,94	1,96	0,63	-0,55	1,24	-2,82
	24,84	2,27	0,96	-0,25	1,55	-2,82
	16,51	2,59	0,63	-0,25	1,55	-2,82
	17,30	2,42	0,96	0,47	1,24	-2,42
	7,07	2,11	0,96	0,47	1,24	-1,41
	5,50	2,27	0,96	0,63	1,31	-0,47
	4,09	2,27	0,96	0,63	1,31	0,16
	2,99	1,48	0,95	1,10	1,01	0,16
	1,41	1,33	0,63	0,78	0,75	1,10
	0,63	1,16	0,63	0,78	0,35	0,63
	0	0	0	0,00	0	0

TABLA 19
Resultados experimentales con excentricidad e = 0,6 (cont.)

Nº	443	429	432	446	458	461
φ	210	240	270	300	330	360
T _A	21,12	20,12	21,26	22,41	24,08	23,33
T _E	19,17	19,33	18,83	21,01	22,06	22,59
T _S	21,27	21,63	21,00	23,36	24,37	24,90
T _B	82,86	82,93	82,84	71,74	76,05	75,63
T _R	8	8	8	10	11	11
	x	x	x	x	x	x
	0	0	0	0	0	0
	3	4	4	3	3	0,5
	6	8	8	6	6	1
	10	12	12	10	10	1,5
	14	16	16	14	14	2
	18	19	19	18	18	3
	22	23	23	22	22	4
	26	27	27	26	26	6
	30	31	31	30	30	8
	34	35	35	34	34	13
	38	38	38	38	38	30
	T	T	T	T	T	T
	-2,06	-2,21	0,52	-0,43	2,21	6,09
	-2,06	-2,05	0,52	-0,43	3,30	6,09
	-1,91	-1,58	0,52	-0,53	2,36	5,14
	-2,20	-1,74	0,68	-0,48	1,89	2,94
	-1,88	-0,79	0,68	-0,31	1,58	4,20
	-1,88	-0,32	0,68	0,15	1,58	3,42
	-0,47	-0,79	1,15	-0,16	0,19	2,63
	2,84	---	0,83	-0,16	0,61	2,16
	2,67	-0,16	0,68	0	0,61	2,00
	0	-0,48	0,68	0	0,05	1,53
	0	0	0	0	0	0,00

TABLA 22. Resultados experimentales con excentricidad $e = 0$ y $\phi = 6,33 \text{ w/cm}^2$

Nº	583	568	557	541	530	515	504	489	478	470
G	1'68	1'88	2'12	2'22	2'32	2'42	2'52	2'61	2'70	2'70
TA	23'96	24'43	24'99	24'98	26'09	23'43	25'92	27'47	26'89	26'98
TE	23'61	23'99	24'47	24'58	25'26	23'94	25'05	26'42	24'80	24'93
TS	27'01	26'47	26'64	26'78	27'40	25'96	26'92	28'36	26'80	26'81
TB	88'81	87'85	86'19	86'68	84'48	82'68	81'66	83'43	79'55	80'31
TR	13	13	14	14	14	13	14	15	14	14
PERFILES DE TEMPERATURA (°C)										
x	0	0'18	6'91	4'76	5'03	5'90	11'62	12'41	12'66	9'07
	0'5	5'46	2'92	2'90	4'24	4'09	6'64	10'94	10'21	5'33
	1	3'89	3'36	3'53	2'32	3'60	3'83	7'96	6'52	3'55
	1'5	4'04	2'76	2'80	2'77	3'07	3'49	4'20	3'57	2'82
	2	3'19	2'32	2'06	1'20	4'46	4'53	4'05	3'38	1'74
	3	3'24	2'01	2'51	1'20	2'00	2'75	2'13	2'94	1'83
	4	2'01	1'42	1'62	0'96	1'51	2'37	2'13	2'61	1'49
	6	1'57	1'28	1'18	0'12	0'92	1'87	1'69	1'58	0'61
	8	1'08	0'94	0'89	0'12	0'79	1'82	1'10	1'29	0'31
	11	1'04	0'59	1'34	0'12	0'15	1'51	0'61	0'90	0'28
	14	0'89	0'59	0'59	0	0	0	0	0	0



TABLA 23. Resultados experimentales con excentricidad e = 0'1 y $\rho=0^{\circ}$

Nº	584	567	558	540	531	514	544	488	479
G	1'68	1'88	2'12	2'22	2'32	2'42	2'52	2'61	2'70
T _A	23'91	24'21	24'80	25'30	26'12	23'93	25'74	27'20	24'07
T _E	23'67	24'35	25'03	24'91	24'89	24'50	25'78	26'35	24'60
T _S	27'05	26'81	27'03	27'02	26'78	26'50	27'59	28'27	26'46
T _B	89'42	88'28	87'27	85'14	84'87	86'37	83'63	83'10	77'98
T _R	13	13	14	14	14	13	15	15	14
X	PERFILES DE TEMPERATURA (°C)								
0	7'55	17'92	22'80	3'62	7'94	10'11	9'43	11'63	13'69
0'5	3'77	4'40	12'27	2'21	5'74	5'39	8'02	11'16	11'33
1	3'77	6'29	1'48	5'82	6'53	3'66	2'98	10'22	8'66
1'5	4'08	4'56	4'88	3'78	4'17	2'88	2'36	3'14	3'15
2	3'14	5'66	2'52	2'99	1'65	3'19	1'73	2'83	2'84
3	1'41	2'51	3'30	3'15	1'81	1'78	1'57	2'04	2'52
4	2'36	2'04	1'58	1'26	1'65	1'78	1'25	1'41	2'52
6	1'41	2'20	0'79	1'10	1'49	0'99	0	1'41	1'42
8	1'26	0'31	0'16	1'10	1'81	0'68	0	0'94	1'42
10	0'63	0'47	0'32	0'32	1'18	0'68	0	0'31	1'27
12	0	0	0	0	0	0	0	0	0

TABLA 24. Resultados experimentales con excentricidad e = 0'1 $\varphi=180^\circ$

Nº	582	569	556	542	529	516	503	490	471
G	1'68	1'88	2'12	2'22	2'32	2'42	2'52	2'61	2'70
T _A	24'08	24'40	24'96	23'95	25'82	26'37	26'06	26'01	29'19
T _E	23'77	23'95	24'57	23'71	25'61	25'90	25'11	26'01	27'01
T _S	27'04	26'44	26'76	25'91	27'69	27'86	27'08	27'72	29'04
T _B	88'41	85'89	87'46	83'93	85'65	83'56	83'35	83'32	82'74
T _R	13	13	14	13	14	15	14	15	16
PERFILES DE TEMPERATURA (°C)									
0	5'19	14'15	8'97	12'58	13'07	11'26	11'98	11'31	11'03
0'5	4'40	10'38	4'41	7'70	4'90	4'50	9'78	5'96	6'47
1	3'93	6'92	6'92	3'14	4'43	3'24	4'91	5'49	5'22
1'5	2'52	6'45	2'83	1'89	3'95	2'61	2'70	4'55	4'12
2	2'36	4'09	2'20	1'57	2'54	3'40	2'86	3'60	4'27
3	1'57	1'89	1'26	2'52	2'38	2'46	2'08	2'34	3'02
4	1'26	2'04	1'10	0'47	1'91	2'46	1'60	2'50	2'07
6	0'79	1'89	0'79	1'73	1'75	1'83	1'13	1'56	1'60
8	0'79	1'26	0'95	1'10	1'28	1'83	0'82	1'56	0'97
12	0	0'31	0	0'31	1'28	0'96	0'50	0'93	0
17	0	0	0	0	0	0	0	0	0

TABLA 26. Resultados experimentales con excentricidad $e = 0'2$ $\varphi = 180^\circ$

Nº	581	570	555	543	528	517	502	491	472
G	1'68	1'88	2'12	2'22	2'32	2'42	2'52	2'61	2'70
T _A	24'75	23'91	24'48	25'33	25'54	24'53	26'16	26'84	25'93
T _E	24'53	23'17	23'57	24'75	25'28	23'93	25'41	26'84	24'05
T _S	27'93	26'05	25'75	26'83	27'24	25'83	27'37	28'58	25'93
T _B	88'30	90'74	85'55	85'01	84'16	81'67	83'78	83'75	79'91
T _R	14	13	13	14	14	13	14	16	13
PERFILES DE TEMPERATURA (°C)									
x	17'77	9'12	12'26	13'05	13'81	12'04	10'28	13'20	14'32
0'5	4'25	8'81	9'27	7'55	7'99	9'05	7'92	8'49	7'40
1	2'99	3'31	3'93	10'85	5'16	6'54	4'15	5'03	5'98
1'5	3'62	2'68	2'20	3'93	3'75	5'91	4'93	4'40	4'25
2	3'62	2'83	1'57	3'77	3'59	2'92	2'89	3'77	4'10
3	2'52	2'05	1'41	2'99	2'17	2'92	2'10	3'30	3'31
4	1'73	0'63	0'94	1'89	1'70	1'98	1'47	2'35	2'99
6	1'10	0'63	1'41	1'89	1'86	1'82	1'00	2'35	2'37
9	0'63	0'32	0'47	1'41	0'91	1'05	0'50	1'88	2'05
14	0	0	0'31	0'16	0'56	0'85	0	1'41	0'91
20	0	0	0	0	0	0	0	0	0

TABLA 30. Resultados experimentales con excentricidad e = 0'4 $\varphi = 180^\circ$

Nº	579	572	553	546	526	519	500	493	474
G	1'68	1'88	2'12	2'22	2'32	2'42	2'52	2'61	2'70
TA	24'56	24'60	25'46	25'08	25'77	25'03	25'45	26'56	27'33
TE	23'79	24'02	24'60	25'01	25'48	23'83	25'24	26'28	25'01
TS	26'81	26'84	26'84	27'01	27'57	25'72	27'00	27'99	27'00
TB	89'23	90'47	85'70	85'90	84'07	82'91	83'32	85'10	82'18
TR	13	13	14	14	15	13	14	15	14
PERFILES DE TEMPERATURA (°C)									
x									
0	6'13	19'18	13'31	5'50	15'20	14'77	14'04	13'39	13'25
0'5	3'93	19'65	4'66	4'09	9'87	14'61	12'78	12'44	11'36
1	2'83	13'83	1'67	3'62	7'52	7'69	6'02	7'41	6'01
1'5	1'89	5'50	1'36	3'30	3'90	6'59	4'77	5'53	5'23
2	1'89	5'66	0'22	1'57	5'63	5'33	2'88	2'07	3'81
3	1'57	2'51	-	1'42	3'11	4'39	2'72	2'22	3'03
4	1'10	2'83	-	0'94	2'01	4'23	2'40	1'91	2'24
6	0'63	2'04	-	0'63	1'70	3'76	1'62	0'81	1'93
10	0'32	0'47	-	0'63	0'75	3'13	1'15	0'18	1'93
17	0'16	0	-	0	0	1'66	0'35	-	0'96
25	0	0	0	0	0	0	0	0	0

TABLA 32. Resultados experimentales con excentricidad $e = 0.5$ $\psi = 180^\circ$

Nº	578	573	552	547	525	520	499	494	475
G	1'68	1'88	2'12	2'22	2'32	2'42	2'52	2'61	2'70
T _A	25'37	24'64	24'94	25'30	23'55	26'92	26'23	25'88	26'69
T _E	24'37	23'73	23'90	24'87	23'55	24'00	26'16	25'09	25'67
T _S	27'14	26'41	26'16	27'03	25'68	26'09	27'98	26'96	27'40
T _B	87'80	88'15	84'53	84'37	83'61	83'90	86'96	84'89	76'66
T _R	13	13	13	14	13	13	15	14	14
PERFILES DE TEMPERATURA (°C)									
x									
0	13'20	16'98	16'98	5'22	12'82	18'50	16'69	13'62	4'81
0.5	12'89	14'00	8'49	3'18	11'09	15'20	13'23	14'72	5'60
1	3'93	9'91	6'13	2'71	4'33	10'32	8'99	6'39	4'66
1.5	3'14	6'29	3'62	2'08	4'64	8'28	6'16	6'07	4'03
2	4'56	5'98	1'73	2'71	3'70	4'82	4'27	5'29	3'71
3	2'20	2'67	1'26	1'45	1'97	4'66	3'49	2'61	3'56
4	1'88	2'20	0'79	1'45	1'66	4'66	3'01	2'30	2'61
6	1'41	2'20	0'79	1'14	1'03	3'40	2'70	1'67	1'98
10	0'94	1'10	0'32	1'14	1'03	1'45	1'16	1'20	1'98
18	0	0'63	0	0'20	0'15	1'10	0'76	0'41	0'60
27	0	0	0	0	0	0	0	0	0

TABLA 34. Resultados experimentales con excentricidad e = 0'7 $\psi = 180^\circ$

Nº	576	575	550	549	523	522	497	496	477		
G	1'68	1'88	2'12	2'22	2'32	2'42	2'52	2'61	2'70		
TA	24'94	25'84	23'98	25'40	26'39	26'43	25'37	27'35	25'62		
TE	24'18	24'33	23'65	24'73	26'29	26'24	24'02	26'02	24'87		
TS	27'04	26'84	25'79	26'78	28'29	28'19	25'90	27'88	26'73		
TB	88'82	87'54	85'04	85'07	85'20	84'72	85'12	82'80	80'05		
TR	13	13	13	14	15	15	13	15	14		
PERFILES DE TEMPERATURA (°C)											
x	0	0'5	1	1'5	2	3	4	6	12	22	33
	14'94	14'78	5'03	3'62	2'83	1'73	2'52	0'94	0'63	0'31	0
	12'58	9'91	5'50	3'78	4'09	0'32	1'73	0	0'32	0	0
	14'72	8'74	16'45	5'91	5'75	2'30	1'98	1'04	0'72	0'57	0
	13'84	14'64	7'08	5'66	3'93	1'73	2'05	1'10	0'16	0'16	0
	12'90	10'07	14'94	5'35	5'98	3'47	2'05	0'79	0'32	0'65	0
	14'62	13'20	17'13	7'85	4'71	3'92	2'82	2'19	1'72	0'40	0
	16'77	16'77	13'31	10'17	5'61	3'72	3'09	3'25	1'99	0'56	0
	15'31	14'53	11'07	9'50	5'56	4'78	3'36	2'58	1'32	0'41	0
	14'81	7'89	4'74	5'53	4'11	4'27	3'80	2'38	1'31	0'96	0

TABLA 35
Resultados experimentales con excentricidad e = 0

G	2,7 m ³ /h						1,68 m ³ /h								
	Nº	674	663	648	637	622	609	594	Ø	1,31	1,88	2,57	3,35	4,24	5,24
T _A	23,33	23,31	23,46	22,60	21,75	23,49	22,77		23,33	23,31	23,46	22,60	21,75	23,49	22,77
T _E	23,80	23,38	22,34	21,94	21,27	21,98	22,32		23,80	23,38	22,34	21,94	21,27	21,98	22,32
T _S	24,30	24,34	23,31	23,17	22,73	23,57	25,06		24,30	24,34	23,31	23,17	22,73	23,57	25,06
T _B	35,78	40,87	46,33	52,96	60,67	70,56	80,00		35,78	40,87	46,33	52,96	60,67	70,56	80,00
T _R	12	12	11	11	10	11	11		12	12	11	11	10	11	11
x	PERFILES DE TEMPERATURA °C														
0	1,64	2,36	2,01	2,81	3,60	4,02	4,40		1,64	2,36	2,01	2,81	3,60	4,02	4,40
0,5	1,64	1,89	2,01	2,34	3,13	2,60	3,30		1,64	1,89	2,01	2,34	3,13	2,60	3,30
1	1,71	1,89	1,85	1,87	2,50	2,60	1,89		1,71	1,89	1,85	1,87	2,50	2,60	1,89
1,5	1,56	1,89	1,53	1,40	2,50	1,97	2,83		1,56	1,89	1,53	1,40	2,50	1,97	2,83
2	1,31	1,56	1,53	1,08	2,03	1,97	2,20		1,31	1,56	1,53	1,08	2,03	1,97	2,20
3	1,21	1,56	1,53	1,08	1,87	1,97	1,73		1,21	1,56	1,53	1,08	1,87	1,97	1,73
4	1,21	1,31	1,53	1,08	1,36	1,34	1,73		1,21	1,31	1,53	1,08	1,36	1,34	1,73
6	0,65	1,16	0,70	0,75	1,01	0,71	1,26		0,65	1,16	0,70	0,75	1,01	0,71	1,26
8	0,65	0,65	0,70	0,60	0,70	0,55	1,26		0,65	0,65	0,70	0,60	0,70	0,55	1,26
11	0,15	0,45	0,30	0,35	0,65	- 0,08	0,63		0,15	0,45	0,30	0,35	0,65	- 0,08	0,63
14	0	0	0	0	0	0	0		0	0	0	0	0	0	0

TABLA 36
Resultados experimentales con excentricidad e = 0,1 $\varphi = 0^{\circ}$

G	2'7 m ³ /h						1'68 m ³ /h									
	Nº	673	664	647	638	621	611	593	Nº	673	664	647	638	621	611	593
Ø		1,31	1,88	2,57	3,35	4,24	5,24	5,24								
T _A		23,61	23,63	22,77	23,67	22,45	22,40	22,54								
T _E		22,22	23,28	22,22	22,79	22,22	22,47	23,19								
T _S		24,19	24,22	23,15	24,06	23,65	23,99	25,66								
T _B		35,28	40,59	45,87	53,78	61,45	70,55	80,04								
T _R		12	12	11	12	11	11	11								
PERFILES DE TEMPERATURA 9C																
X																
0		1,52	0,74	3,68	3,33	2,36	3,30	3,65								
0,5		1,21	0,43	3,05	2,39	3,31	3,77	3,18								
1		1,21	0,43	2,27	2,07	2,52	2,53	2,08								
1,5		0,86	0,43	2,27	1,60	1,89	2,52	2,08								
2		0,75	0,45	2,11	1,60	1,10	1,73	1,13								
3		0,75	0,30	1,80	1,28	1,41	1,41	1,45								
4		0,65	0,40	1,36	1,28	0,79	0,78	2,08								
6		0,50	0,50	1,26	0,65	0,47	0,78	0,82								
8		0,25	0,10	0,86	0,45	0,47	0,78	0,82								
10		0,10	0,15	0,70	0,20	0,32	0,31	0,82								
12		0	0	0	0	0	0	0								

TABLA 38

Resultados experimentales con excentricidad e = 0,2 $\psi = 0^\circ$

G	2,7 m ³ /h					1'68 m ³ /h									
	Nº	672	665	646	639	620	612	592	Ø	1,31	1,88	2,57	3,35	4,24	5,24
TA	24,32	22,23	22,83	22,70	22,49	23,61	22,92								
TE	24,11	22,30	22,14	22,16	20,84	22,30	21,80								
TS	25,13	23,03	23,12	23,43	22,29	23,77	24,22								
TB	36,50	39,66	45,56	53,08	59,53	69,61	79,34								
TR	13	11	11	11	10	11	11								
PERFILES DE TEMPERATURA °C															
X	0	1,11	1,91	1,89	3,43	2,52	2,36	2,52	0,5	1,01	1,73	1,89	2,17	1,57	1,57
	1	0,91	1,59	1,26	1,70	1,57	1,58	1,57	1	0,81	1,43	1,58	1,38	0,94	1,10
	2	0,70	1,56	0,63	1,38	1,10	1,58	1,10	1,5	0,70	1,56	1,58	1,38	0,79	1,26
	3	0,60	1,46	0,63	1,07	0,47	0,95	0,47	2	0,60	1,46	0,63	1,07	0,47	0,47
	4	0,50	1,21	0,45	1,07	0,47	0,63	0,47	3	0,50	1,21	0,45	1,07	0,47	0,31
	5	0,40	0,96	0,35	0,50	0,16	0,32	0,16	4	0,40	0,96	0,35	0,50	0,16	0,31
	6	0,30	0,86	0,25	0,35	0,16	0,16	0,16	5	0,30	0,86	0,25	0,35	0,16	0,31
	7	0,15	0,86	0,15	0,20	0	0	0	6	0,15	0,86	0,15	0,20	0	0
	9	0	0	0	0	0	0	0	7	0	0	0	0	0	0

TABLA 39.
Resultados experimentales con excentricidad $e = 0,2$ $\psi = 180^\circ$

G	2,7 m ³ /h				1'68 m ³ /h			
	Nº	676	661	650	635	624	607	596
Ø		1,31	1,88	2,57	3,35	4,24	5,24	5,24
TA		23,79	23,08	23,38	24,03	22,22	21,98	23,46
TE		23,11	22,87	23,62	22,92	21,25	20,86	22,98
TS		23,99	23,82	24,40	24,10	22,64	22,39	25,48
TB		35,36	40,01	46,85	54,46	60,60	68,44	80,95
TR		12	12	12	12	10	10	11
PERFILES DE TEMPERATURA °C								
x								
0		4,02	2,42	5,23	7,05	10,02	9,43	13,02
0,5		3,23	1,95	3,97	3,75	5,78	6,29	5,32
1		2,72	1,64	2,55	2,33	4,05	4,09	3,90
1,5		2,21	1,32	2,55	1,71	2,79	3,93	3,27
2		1,91	0,96	1,77	1,23	2,32	3,14	2,80
3		1,66	0,81	1,29	0,76	1,85	1,73	2,33
4		1,36	0,60	1,61	0,60	1,38	1,10	2,17
6		0,81	0,55	0,70	0,60	0,70	0,63	1,38
9		0,65	0,30	0,65	0,55	0,60	0,32	0,75
14		0,25	0,20	0,10	0,60	0,30	0	- 0,20
20		0	0	0	0	0	0	0

TABLA 40
Resultados experimentales con excentricidad e = 0,3 $\psi = 0,2$

G	2,7 m ³ /h						1,68 m ³ /h	
	671	666	645	640	619	613	591	
Nº	1,31	1,88	2,57	3,35	4,24	5,24	5,24	
Ø								
T _A	23,09	22,01	22,69	23,70	23,21	23,02	22,64	
T _E	23,11	22,07	22,11	23,24	22,21	22,20	21,91	
T _S	24,04	23,04	23,05	24,33	23,53	23,67	24,41	
T _B	35,40	39,63	46,19	53,97	60,08	68,48	79,25	
T _R	12	11	11	12	11	11	11	
x	PERFILES DE TEMPERATURA °C							
0	0	2,32	1,60	1,03	1,26	2,20	2,20	
0,5	0	1,69	0,81	0,71	1,42	1,41	2,04	
1	0	1,69	0,81	0,55	1,11	1,10	1,26	
1,5	0	1,76	0,34	0,40	0,48	1,26	1,73	
2	0	1,26	0,65	0,24	0,48	1,10	0,79	
2,5	0	1,21	0,03	- 0,08	0,48	0,74	1,10	
3	0	1,01	0,03	- 0,08	0,48	0,47	1,10	
4	0	0,86	0,55	- 0,08	0,16	0	0,79	
5	0	0,70	0,30	- 0,10	0,16	0	0,63	
6	0	0,55	0,50	- 0,15	0,15	0	0,31	
7	0	0	0	0	0	0	0	

TABLA 42
 Resultados experimentales con excentricidad $e = 0,3$ $\varphi = 180$ (cont)

G	2,7 m ³ /h				
	606E	606D	606C	606B	606
Nº	5,24	5,24	5,24	5,24	5,24
Ø	23,87	23,54	23,66	23,65	24,99
T _A	23,01	21,96	22,11	22,89	22,83
T _E	24,59	23,54	23,53	24,32	24,32
T _S	67,70	68,77	70,67	69,93	68,03
T _B	12	11	11	12	12
T _R					
x	PERFILES DE TEMPERATURA °C				
0	9,01	10,59	7,70	11,88	8,81
0,5	4,13	6,03	7,55	5,75	8,18
1	2,72	3,82	4,40	3,39	3,93
1,5	2,41	3,51	4,09	3,39	1,57
2	1,62	2,72	3,30	2,29	1,26
3	1,93	2,25	2,20	2,29	1,26
4	1,62	1,78	2,20	1,82	0,47
6	0,83	1,21	1,73	1,03	0,16
9	0,67	1,06	0,65	1,03	0,47
15	0,10	0,91	0,25	0,40	0,16
22	0	0	0	0	0

TABLA 43
Resultados experimentales con excentricidad $e = 0,4$ $\psi = 0^\circ$

G	2,7 m ³ /h					1'68m ³ /h				
	Nº	670	667	644	641	618	614	590		
Ø	1,31	1,88	2,57	3,35	4,24	5,24	5,24	5,24		
T _A	23,01	23,66	22,53	23,94	23,10	23,75	23,13	23,13		
T _E	23,01	23,11	21,93	23,36	22,21	22,58	22,37	22,37		
T _S	23,78	23,95	23,00	24,58	23,61	24,06	24,83	24,83		
T _B	35,09	40,16	44,85	53,41	59,72	67,73	78,89	78,89		
T _R	12	12	11	12	11	11	11	11		
PERFILES DE TEMPERATURA °C										
x	0	0,48	1,38	0,78	1,72	1,62	0,95	2,04		
	0,4	0,32	1,53	0,31	1,25	1,14	1,58	1,42		
	0,8	0,15	1,38	0	1,25	1,14	1,42	1,57		
	1,2	0,15	1,22	0	0,78	0,83	1,10	1,10		
	1,6	0,40	1,22	0	0,62	1,14	0,95	0,94		
	2	0,40	0,96	0	0,78	0,67	0,47	0,94		
	2,4	0,40	0,81	0	0,62	0,67	0,32	0,94		
	2,8	0,30	0,55	0	0,62	0,67	0,47	0,94		
	3,2	0,15	0,45	0	0,46	0,55	0,32	0,63		
	3,6	0,30	0,15	0	0,46	0,25	0,47	0,63		
	4	0	0	0	0	0	0	0		

TABLA 45
Resultados experimentales con excentricidad $e = 0,5$ $\chi = 0$

G	2,7 m ³ /h						1.68 m ³ /h
	669	668	643	642	617	615	589
Nº							
Ø	1,31	1,88	2,57	3,35	4,24	5,24	5,24
T _A	22,19	22,30	23,09	23,94	23,95	21,08	25,26
T _E	22,09	21,82	23,07	23,03	23,09	20,89	23,73
T _S	22,99	22,88	23,98	24,25	24,55	22,59	26,69
T _B	34,01	38,93	45,87	52,56	59,74	67,05	80,61
T _R	11	11	12	12	12	10	13
PERFILES DE TEMPERATURA °C							
x							
0	0	1,43	0,94	0,95	0,78	1,89	8,02
0,1	0	1,43	0,78	0,47	0,47	2,36	5,35
0,2	0	1,43	0,94	0,47	0,94	1,73	4,56
0,3	0	1,43	0,31	0,32	0,63	1,10	3,30
0,5	0	0,50	0,47	0,16	0,63	1,10	3,30
0,7	0	0,50	0,31	0,32	0,31	0,78	0,47
0,9	0	0,50	0,31	0,16	0,63	1,10	0,79
1,1	0	0,50	0	0	0,31	1,10	1,73
1,3	0	0,15	0	0	0,31	0,78	1,70
1,5	0	0,15	0	0	0,31	0,16	0,31
1,8	0	0	0	0	0	0	0

TABLA 46
Resultados experimentales con excentricidad e = 0,5 $\alpha = 180^\circ$

G	2,7 m ³ /h						1,68 m ³ /h				
	679	658	653	632	627	604	599				
Nº	1,31	1,88	2,57	3,35	4,24	5,24	5,24				
Ø	22,83	23,39	24,14	23,90	21,69	25,24	23,78				
T _A	22,30	22,98	23,31	23,22	20,93	22,88	22,84				
T _E	22,90	23,90	24,36	24,30	22,34	24,50	25,22				
T _S	34,82	40,07	47,61	54,58	61,37	67,93	77,62				
T _R	11	12	12	12	10	12	12				
PERFILES DE TEMPERATURA °C											
x	0	0,5	1	1,5	2	3	4	6	10	18	27
	3,30	4,26	2,91	2,91	7,20	7,20	9,91	9,91	7,96	18,71	18,71
	2,51	1,90	2,60	2,60	7,35	7,35	10,85	10,85	3,56	13,84	13,84
	2,04	2,22	1,66	1,66	3,58	3,58	6,92	6,92	2,77	9,28	9,28
	1,25	1,90	1,66	1,66	3,42	3,42	5,82	5,82	2,14	3,30	3,30
	1,16	1,59	1,49	1,49	3,89	3,89	4,56	4,56	0,89	2,83	2,83
	0,81	1,59	1,18	1,18	2,01	2,01	3,62	3,62	0,57	2,99	2,99
	0,70	1,59	0,87	0,87	1,38	1,38	2,93	2,93	0,10	2,20	2,20
	0,55	0,91	0,87	0,87	0,91	0,91	1,89	1,89	- 0,06	2,04	2,04
	0,25	0,75	0,45	0,45	0,35	0,35	1,89	1,89	- 0,06	1,26	1,26
	0	0,50	0,20	0,20	- 0,05	- 0,05	0,65	0,65	- 0,52	0,31	0,31
	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0

TABLA 48
Resultados experimentales con excentricidad e = 0,7 $\mu = 180^\circ$

G	2,7 m ³ /h						1'68 m ³ /h
	656	655	630	629	602	616	
Nº	1,88	2,57	3,35	4,24	5,24	5,24	
Ø							
T _A	22,49	23,67	22,67	22,74	22,41	23,01	
T _E	21,92	23,18	22,31	22,20	22,59	22,47	
T _S	22,73	24,08	23,55	23,59	24,20	24,92	
T _B	39,03	46,80	54,80	62,79	68,31	81,82	
T _R	11	12	12	11	11	11	
x	PERFILES DE TEMPERATURA 9C						
0	4,15	5,97	7,74	10,25	9,98	18,57	
0,5	4,46	5,97	7,12	10,72	8,10	19,20	
1	2,10	4,71	6,49	10,40	3,22	20,62	
1,5	2,10	3,62	3,97	7,10	1,18	14,01	
2	1,79	2,36	2,87	4,90	1,49	8,04	
3	1,63	1,89	1,93	3,48	0,39	5,52	
4	1,47	1,89	1,14	2,54	0,39	3,63	
6	0,91	1,73	0,20	1,76	0,39	2,22	
12	0,45	0,75	- 0,43	1,28	0,08	1,75	
22	0,05	0,25	0,10	0,65	0,20	0,60	
33	0	0	0	0	0	0	

TABLA 49
Resultados experimentales con excentricidad $e = 0$

Nº	682	728	729	713	705	690
ψ	0	0	0	0	0	0
TA	24,96	30,20	28,14	29,67	27,62	26,81
TE	25,38	29,84	27,41	29,53	27,34	26,10
TS	27,56	32,17	29,58	31,80	29,91	28,49
TB	54,40	59,37	57,04	57,41	55,69	56,18
TR	14	18	16	18	16	15
	x	x	x	x	x	x
	0	0	0	0	0	0
	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5
	1	1	1	1	1	1
	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5
	2	2	2	2	2	2
	3	3	3	3	3	3
	4	4	4	4	4	4
	6	6	6	6	6	6
	8	8	8	8	8	8
	13	13	13	13	13	13
	T	T	T	T	T	T
	3,87	3,31	3,57	1,30	3,10	4,10
	3,57	3,36	3,66	1,24	2,21	3,69
	3,39	3,31	2,21	1,18	1,98	3,93
	3,31	2,27	1,89	1,12	1,68	3,66
	1,59	1,98	1,68	1,03	1,45	3,54
	1,09	1,45	1,48	0,89	1,21	1,71
	0,97	1,45	1,15	0,71	1,09	1,30
	0,74	0,39	0,83	0,68	0,65	0,89
	0,68	0,71	0,47	0,59	0,68	0,83
	0	0	0	0	0	0

TABLA 50
Resultados experimentales con excentricidad $e = 0,1$

Nº	683		706		727		730		714		704		691	
	x	T	x	T	x	T	x	T	x	T	x	T	x	T
ψ	0		30		60		90		120		150		180	
T _A	25,53	28,05	29,82	29,91	28,54	28,81	26,60							
T _E	25,08	28,38	28,52	28,84	28,78	27,69	26,92							
T _S	27,25	31,20	30,90	31,04	31,07	30,01	29,06							
T _B	54,29	56,52	58,00	58,36	56,81	55,83	56,40							
T _R	14	17	17	17	17	16	15							
	x	T	x	T	x	T	x	T	x	T	x	T	x	T
	0	4,33	0	1,51	0	3,56	0	-	0	4,98	0	5,04	0	4,95
	0,5	4,33	0,5	1,51	0,5	3,65	0,5	4,23	0,5	4,64	0,5	4,32	0,5	4,55
	1	3,79	1	1,48	1	3,87	1	4,48	1	3,10	1	3,98	1	3,98
	1,5	3,79	1,5	1,32	1,5	3,90	1,5	4,52	1,5	2,41	1,5	2,06	1,5	3,92
	2	2,76	2	1,23	2	2,43	2	2,67	2	2,22	2	1,81	2	3,76
	3	1,51	3	1,04	3	1,86	3	2,13	3	1,85	3	1,25	3	3,89
	4	1,03	4	0,85	4	1,49	4	1,85	4	1,69	4	1,06	4	2,04
	6	0,66	6	0,75	6	1,02	6	1,13	6	1,44	6	0,78	6	1,57
	8	0,50	8	0,63	8	0,71	8	0,75	8	1,06	8	0,50	8	1,13
	10	0,41	11	0,50	11	0,23	10	0,29	10	0,50	10	0,37	10	0,44
	14	0	14	0	14	0	13	0	13	0	12	0	12	0

TABLA 51
Resultados experimentales con excentricidad $e = 0,2$

Nº	684		707		726		731		715		703		692	
	X	T	X	T	X	T	X	T	X	T	X	T	X	T
φ	0		30		60		90		120		150		180	
T _A	27,00	30,32	30,43	30,27	29,28	28,50	26,33							
T _E	25,98	28,82	29,68	29,01	29,14	27,87	26,26							
T _S	28,30	31,53	31,97	31,26	31,53	30,25	28,57							
T _B	55,11	56,28	59,26	58,53	57,22	55,29	56,00							
T _R	15	17	18	17	17	16	15							
	X	T	X	T	X	T	X	T	X	T	X	T	X	T
	0	5,36	0	2,26	0	3,89	0	--	0	6,20	0	5,51	0	4,96
	0,5	5,51	0,5	1,44	0,5	3,89	0,5	4,05	0,5	5,70	0,5	4,76	0,5	4,39
	1	4,76	1	1,16	1	3,92	1	4,05	1	5,14	1	4,35	1	3,86
	1,5	4,48	1,5	1,04	1,5	4,14	1,5	4,11	1,5	5,14	1,5	4,10	1,5	3,80
	2	3,85	2	1,07	2	2,92	2	4,24	2	4,86	2	3,69	2	3,58
	3	1,78	3	0,88	3	1,88	3	2,32	3	3,07	3	1,66	2,5	3,76
	4	1,22	4	0,66	4	1,54	4	1,88	4	2,38	4	1,25	3	3,86
	6	0,75	6	0,50	6	1,03	6	1,16	6	1,50	5	1,09	4	2,01
	8	0,50	8	0,50	8	0,63	8	0,60	8	0,81	7	0,62	6	1,41
	11	0,47	12	0,25	12	0,19	11	0,16	10	0,31	9	0,21	8	0,72
	16	0	16	0	15	0	14	0	12	0	11	0	10	0

TABLA 53
Resultados experimentales con excentricidad e = 0,4

Nº	686		709		724		733		717		701		694	
	x	T	x	T	x	T	x	T	x	T	x	T	x	T
φ	0		30		60		90		120		150		180	
TA	26,95	29,23	29,88	29,65	29,53	27,56	27,53	27,53	27,56	27,53	27,56	27,53	27,53	27,53
TE	26,88	27,67	30,64	27,79	28,45	27,19	26,65	26,65	27,19	26,65	27,19	26,65	26,65	26,65
TS	28,99	30,02	32,85	30,14	30,85	30,06	29,01	29,01	30,06	29,01	30,06	29,01	29,01	29,01
TB	55,54	55,90	60,00	56,41	55,77	55,56	55,51	55,51	55,56	55,51	55,56	55,51	55,51	55,51
TR	15	17	19	16	17	16	15	15	16	15	16	15	15	15
	x	T	x	T	x	T	x	T	x	T	x	T	x	T
	0	4,98	0	5,08	0	6,99	0	--	0	10,19	0	5,95	0	5,30
	0,5	4,95	0,5	3,99	0,5	6,45	0,5	3,98	0,5	--	0,5	5,36	0,5	4,30
	1	4,23	1	3,99	1	5,89	1	3,85	1	8,03	1	4,92	1	3,92
	1,5	4,86	1,5	3,89	1,5	5,64	1,5	3,92	1,5	5,99	1,5	4,82	1,5	3,80
	2	3,79	2	1,10	2	5,42	2	3,35	2	5,17	2	4,42	2	3,80
	3	1,13	3	0,45	3	4,85	3	2,98	3	4,36	3	1,94	2,5	3,95
	4	0,82	4	0,23	4	4,20	4	1,75	4	3,80	4	1,28	3	4,08
	6	0,38	6	0,04	6	1,22	6	0,85	6	1,66	5	0,53	4	2,07
	9	0,13	9	0,07	9	0,69	8	0,47	8	0,50	6	0,37	5	1,45
	12	0,03	13	0,08	13	0,34	12	0,16	10	0,13	7	0,15	6	0,65
	18	0	19	0	18	0	16	0	12	0	8	0	8	0

TABLA 55
Resultados experimentales con excentricidad e = 0,6

Nº	688		711		722		735		719		699		696	
	x	T	x	T	x	T	x	T	x	T	x	T	x	T
ψ	0		30		60		90		120		150		180	
T _A	26,42	29,42	28,74	27,83	28,66	26,76	28,09							
T _E	26,10	28,03	28,75	27,97	28,47	26,27	28,96							
T _S	28,43	30,37	31,12	30,24	30,70	28,61	31,07							
T _D	56,11	56,72	59,07	55,88	55,70	53,81	57,88							
T _R	14	16	17	16	17	15	17							
	x	T	x	T	x	T	x	T	x	T	x	T	x	T
	0	4,42	0	5,11	0	-0,22	0	0,19	0	-0,13	0	2,63	0	6,33
	0,5	4,77	0,5	3,55	4	0,03	4	0,44	4	-0,07	0,5	2,32	0,5	5,33
	1	4,39	1	3,14	7	3,44	7	0,88	7	-0,13	1	2,45	1	4,17
	1,5	5,14	1,5	2,64	11	5,10	11	1,38	11	0,22	1,5	2,26	1,5	3,54
	2	5,49	2	2,73	14	5,39	14	1,98	14	0,56	2	2,04	2	3,57
	3	1,54	3	3,70	18	1,63	18	2,07	18	2,66	2,5	0,85	2,5	3,26
	4	0,66	4	0,41	21	0,53	21	1,76	21	8,33	3	0,35	3	2,92
	6	0,22	6	-0,09	25	0,09	25	0,85	25	3,26	3,5	0,25	3,5	1,57
	10	0,10	9	-0,06	28	0,09	28	0,19	28	1,12	4	0,06	4	0,78
	14	0	14	-0,08	32	0,03	32	0,07	32	0,25	4,5	0,06	4,5	0,41
	21	0	21	0	35	0	35	0	35	0	5	0	5	0

TABLA 57
 Resultados experimentales con excentricidad $e = 0$ $\phi = 6'33 \text{ w/cm}^2$ $\psi = 0$

Nº	744	759	774	789	804	819
G	1,68	1,88	2,32	2,52	2,70	2,78
T _A	27,00	29,06	23,85	22,62	24,53	22,70
T _E	26,77	27,53	22,77	21,48	23,68	22,65
T _S	29,25	30,24	24,83	23,24	25,32	24,26
T _B	61,89	60,06	50,11	47,56	46,90	45,94
T _R	15	16	11	10	12	11
PERFILES DE TEMPERATURA ° C						
x						
0	4,96	3,73	2,16	2,23	1,38	1,72
0,5	3,77	2,38	1,75	1,35	1,19	1,35
1	2,86	2,13	1,53	1,32	1,12	1,19
1,5	2,32	1,66	1,38	1,19	0,97	1,00
2	1,98	1,63	1,28	1,13	0,91	0,97
3	1,76	1,38	1,13	0,97	0,81	0,81
4	1,60	1,28	1,03	0,91	0,62	0,75
6	1,29	1,03	0,85	0,69	0,62	0,59
8	0,91	0,75	0,59	0,44	0,47	0,41
13	0	0	0	0	0	0

Resultados experimentales con excentricidad $e = 0,1$ $\varphi = 0$

Nº	745	758	775	788	805	818
G	1,68	1,88	2,32	2,52	2,70	2,78
T _A	27,16	28,80	24,24	22,45	22,58	22,67
T _E	26,45	26,76	24,03	21,41	22,38	22,83
T _S	29,17	29,46	26,15	23,24	24,31	24,51
T _B	62,56	59,31	51,79	47,22	46,01	46,51
T _R	15	15	12	10	11	11
PERFILES DE TEMPERATURA °C						
x						
0	8,61.	3,95	3,01	2,72	2,39	2,51
0,5	8,49	4,14	2,00	2,82	2,51	2,51
1	8,86	4,17	1,75	3,13	1,66	1,82
1,5	8,17	3,23	1,63	2,07	1,63	1,60
2	6,92	2,61	1,53	2,04	1,38	1,54
3	6,45	2,14	1,31	1,69	1,23	1,38
4	6,01	1,79	1,19	1,35	0,64	1,13
6	5,57	1,32	0,88	0,91	0,76	0,69
8	4,73	0,60	0,44	0,31	0,32	0,38
10	4,22	0,13	0,12	0,06	0,13	0,07
12	0	0	0	0	0	0

TABLA 59
Resultados experimentales con excentricidad $e = 0,1$ $\varphi = 180$

Nº	743	760	773	790	803	820
G	1,68	1,88	2,32	2,52	2,70	2,78
T _A	27,31	27,67	23,69	23,71	24,26	22,24
T _E	26,69	26,30	23,01	23,39	23,31	22,79
T _S	29,38	28,84	24,96	25,48	25,19	24,48
T _B	61,59	58,14	50,08	50,12	46,72	45,73
T _R	15	15	11	12	12	11
PERFILES DE TEMPERATURA °C						
x						
0	4,36	3,73	2,92	2,10	1,32	1,54
0,5	4,45	2,51	1,82	1,32	1,01	1,32
1	2,48	2,04	1,63	1,29	0,88	1
1,5	2,13	1,70	1,41	1,13	0,82	0,94
2	1,75	1,51	1,26	1,01	0,69	0,82
3	1,50	1,35	1,07	0,88	0,63	0,69
4	1,25	1,32	0,94	0,73	0,57	0,57
6	1,00	1,16	0,79	0,66	0,47	0,53
8	0,75	0,76	0,60	0,44	0,44	0,35
10	0,50	0,51	0,38	0,32	0,32	0,19
14	0	0	0	0	0	0

TABLA 60
Resultados experimentales con excentricidad $e = 0,2$ $\psi = 0$

Nº	746	757	776	787	806	817
G	1,68	1,88	2,32	2,52	2,70	2,78
T _A	26,91	27,80	24,32	23,34	23,98	21,32
T _E	26,71	26,71	24,09	22,40	23,55	21,56
T _S	29,63	29,16	26,15	24,25	25,33	23,22
T _B	62,11	58,47	51,46	48,56	46,86	44,74
T _R	15	15	12	11	12	10
PERFILES DE TEMPERATURA °C						
x						
0	4,61	4,08	3,23	2,85	2,38	2,57
0,5	4,58	4,01	3,29	3,07	2,35	2,63
1	4,77	4,26	3,51	3,29	1,69	1,88
1,5	5,14	2,66	2,38	2,29	1,41	1,75
2	2,98	2,35	2,16	2,04	1,28	1,56
2,5	2,51	2,19	1,88	1,88	1,16	1,31
3	2,35	1,98	1,66	1,66	1,10	1,25
4	1,66	1,50	1,41	1,38	0,94	1
6	1,00	0,75	0,85	0,75	0,41	0,50
8	0,28	0,28	0,25	0,25	0,19	0,12
10	0	0	0	0	0	0

TABLA 61
Resultados experimentales con excentricidad e = 0,2 $\varphi = 180$

Nº	742	761	772	791	802	821
G	1,68	1,88	2,32	2,52	2,70	2,78
T _A	27,34	29,23	23,74	24,39	22,85	20,94
T _E	26,76	27,64	22,66	23,54	23,46	20,75
T _S	29,56	30,35	24,65	25,19	25,22	22,42
T _B	61,60	59,48	49,06	48,31	46,83	43,78
T _R	15	16	11	12	12	9
PERFILES DE TEMPERATURA °C						
x						
0	5,07	4,29	2,85	1,57	1,79	1,63
0,5	4,89	4,26	1,88	1,32	1,45	1,29
1	3,32	2,47	1,57	0,94	1,23	1,13
1,5	2,63	2,03	1,32	0,91	1,13	0,91
2	2,22	1,72	1,19	0,66	0,85	0,85
3	1,66	1,31	0,94	0,54	0,69	0,60
4	1,28	1,13	0,72	0,44	0,60	0,50
6	0,94	0,91	0,57	0,41	0,48	0,38
8	0,91	0,75	0,57	0,41	0,44	0,32
11	0,62	0,59	0,31	0,28	0,35	0,22
16	0	0	0	0	0	0

TABLA 62
Resultados experimentales con excentricidad e = 0,3 $\varphi = 0^\circ$

Nº	747	756	777	786	807	816
G	1,68	1,88	2,32	2,52	2,70	2,78
T _A	28,74	27,71	23,07	23,19	22,73	21,73
T _E	27,79	26,52	22,72	22,44	22,54	22,38
T _S	30,62	29,15	24,42	24,35	24,22	23,95
T _B	64,26	58,45	49,21	48,05	46,24	45,05
T _R	16	15	11	11	11	11
PERFILES DE TEMPERATURA °C						
x						
0	5,52	4,64	3,38	3,13	2,92	2,66
0,5	5,42	4,51	3,44	3,13	2,98	2,66
1	5,55	4,83	2,47	2,69	2,92	1,94
1,5	5,14	3,33	1,94	2,13	1,88	1,69
2	2,98	2,48	1,81	1,88	1,63	1,53
2,5	2,41	2,32	1,56	1,63	1,32	1,31
3	2,07	1,94	1,53	1,50	1,16	1,19
4	1,38	1,41	1,00	1,19	0,72	0,90
5	1,03	0,97	0,62	0,58	0,47	0,53
7	0,25	0,19	0,18	0,18	0,10	0,06
9	0	0	0	0	0	0

TABLA 63
Resultados experimentales con excentricidad e = 0,3 $\varphi = 180^\circ$

Nº	741	762	771	792	801	822
G	1,68	1,88	2,32	2,52	2,70	2,78
T _A	27,43	28,65	23,44	23,04	22,38	22,16
T _E	27,21	26,92	23,65	22,40	22,33	21,85
T _S	29,74	29,59	25,73	24,07	24,14	23,53
T _B	61,51	58,93	50,94	47,73	46,03	44,82
T _R	16	15	12	11	11	10
x	PERFILES DE TEMPERATURA °C					
0	6,36	4,13	3,23	2,51	2,50	1,57
0,5	6,83	4,23	3,01	1,66	1,59	1,29
1	3,26	2,38	1,63	1,13	1,28	0,94
1,5	2,38	1,91	1,38	1,00	1,15	0,79
2	1,88	1,50	1,13	0,78	0,78	0,69
3	1,31	0,91	0,72	0,50	0,62	0,44
4	0,91	0,72	0,63	0,41	0,40	0,31
6	0,56	0,37	0,38	0,25	0,25	0,19
8	0,53	0,37	0,35	0,25	0,25	0,19
11	0,37	0,28	0,38	0,22	0,25	0,13
17	0	0	0	0	0	0

TABLA 64
Resultados experimentales con excentricidad $e = 0,4$ $\varphi = 0^\circ$

Nº	748	755	778	785	808	815
G	1,68	1,88	2,32	2,52	2,70	2,78
T _A	27,83	27,27	23,18	22,92	23,45	20,91
T _E	26,45	26,59	22,51	22,61	23,40	21,40
T _S	29,38	29,18	24,32	24,51	25,28	22,95
T _B	63,79	58,94	50,08	47,52	47,14	43,97
T _R	15	15	11	11	12	10
PERFILES DE TEMPERATURA 9C						
x						
0	5,31	4,95	3,64	3,33	2,64	2,73
0,5	5,58	5,02	3,77	3,33	2,60	2,66
1	5,73	4,48	2,26	2,39	1,66	1,79
1,5	3,44	3,11	1,95	2,01	1,51	1,54
2	2,66	2,51	1,60	2,11	1,26	1,28
2,5	2,25	2,01	1,35	1,73	1,22	1,07
3	1,78	1,66	1,13	1,16	1,04	0,88
4	1,00	1,01	0,69	0,73	0,72	0,63
5	0,50	0,63	0,32	0,41	0,38	0,25
6	0,12	0,38	0,19	0,19	0,22	0,13
8	0	0	0	0	0	0

TABLA 65
Resultados experimentales con excentricidad $e = 0,4$ $\varphi = 180^\circ$

Nº	740	763	770	793	800	823
G	1,68	1,88	2,32	2,52	2,70	2,78
T _A	29,23	29,43	23,39	24,43	21,39	20,99
T _F	27,80	26,87	23,61	23,45	21,39	20,78
T _S	30,62	29,34	25,57	25,35	23,24	22,43
T _B	63,42	59,51	50,91	49,12	45,47	44,14
T _R	16	15	12	12	10	9
x	PERFILES DE TEMPERATURA °C					
0	4,70	4,98	3,04	2,57	2,45	1,63
0,5	4,39	4,79	2,16	1,48	1,47	1,35
1	3,26	3,22	1,60	1,20	1,04	1,01
1,5	2,67	2,19	1,34	0,88	0,88	0,79
2	2,10	1,84	0,88	0,60	0,66	0,63
3	1,26	1,00	0,56	0,44	0,35	0,38
4	1,01	0,59	0,37	0,19	0,25	0,25
6	0,47	0,31	0,28	0,07	0,09	0,13
9	0,16	0,18	0,22	0,04	- 0,03	0,06
12	0,16	0,18	0,25	0,04	0	0,06
18	0	0	0	0	0	0

TABLA 66
Resultados experimentales con excentricidad $e = 0,5$ $\varphi = 0^\circ$

Nº	749	754	779	784	809	814
G	1,68	1,88	2,32	2,52	2,70	2,78
T _A	26,38	26,99	22,54	23,91	22,60	21,32
T _E	25,14	26,40	21,25	23,91	22,45	21,58
T _S	27,90	29,10	23,16	25,69	24,23	23,07
T _B	62,91	59,96	49,48	49,31	46,94	45,25
T _R	14	15	10	12	11	10
PERFILES DE TEMPERATURA °C						
X						
0	5,83	5,27	3,51	3,26	2,88	3,07
0,5	5,67	5,08	3,51	3,32	2,88	3,23
1	5,92	5,08	3,10	2,06	2,00	2,00
1,5	4,26	3,01	1,97	1,66	1,63	1,63
2	2,85	2,32	1,53	1,41	1,28	1,38
2,5	2,28	1,95	1,28	1,09	1,03	0,94
3	1,72	1,35	0,94	0,84	0,84	0,81
4	0,97	0,76	0,56	0,43	0,50	0,40
5	0,43	0,35	0,25	0,15	0,18	0,22
6	0,25	0,13	0,09	0,03	0	0,06
7	0	0	0	0,03	0	0

TABLA 67
Resultados experimentales con excentricidad $e = 0,5$ $\psi = 180^\circ$

Nº	739	764	769	794	799	824					
G	1,68	1,88	2,32	2,52	2,70	2,78					
T _A	29,95	28,99	23,81	24,98	23,51	22,24					
T _E	27,94	27,41	23,81	23,59	23,55	21,35					
T _S	30,73	29,94	25,49	25,62	25,34	23,21					
T _B	63,20	60,52	51,52	49,49	48,03	45,41					
T _R	16	15	12	12	12	10					
PERFILES DE TEMPERATURA °C											
x	0	0,5	1	1,5	2	3	4	6	9	13	20
	4,55	4,45	4,36	2,63	2,23	1,47	0,91	0,28	0	0,10	0
	5,43	4,89	3,45	2,35	2,01	1,13	0,50	0,13	0	0	0
	3,13	2,41	1,69	1,28	0,88	0,50	0,22	0,06	0,03	0,03	0
	2,91	1,72	1,44	1,16	0,78	0,50	0,34	0,12	0	0	0
	2,58	1,45	1,01	0,85	0,69	0,38	0,19	0	- 0,03	0	0
	1,45	0,91	0,63	0,51	0,35	0,16	0,07	- 0,09	- 0,18	- 0,12	0

TABLA 68
Resultados experimentales con excentricidad $e = 0,6$ $\varphi = 0,9$

Nº	750	753	780	783	810	813
G	1,68	1,88	2,32	2,52	2,70	2,78
T _A	27,76	28,21	23,21	23,26	23,89	22,51
T _E	27,72	27,55	23,17	22,52	23,55	21,48
T _S	30,51	30,15	24,20	24,32	25,43	23,19
T _B	65,34	62,12	51,61	50,58	49,62	46,85
T _R	16	16	11	11	12	10
PERFILES DE TEMPERATURA °C						
x						
0	4,79	4,36	2,85	2,82	2,42	2,51
0,5	4,35	4,14	2,85	2,72	2,42	2,38
1	4,38	3,86	1,85	1,69	1,41	1,32
1,5	2,19	1,98	1,13	1,22	1,13	1,03
2	1,63	1,32	0,85	0,94	0,79	0,75
2,5	1,06	1,30	0,56	0,62	0,53	0,56
3	0,75	0,63	0,34	0,37	0,28	0,38
3,5	0,50	0,38	0,22	0,28	0,16	0,25
4	0,34	0,13	0,03	0,12	0,03	0,16
4,5	0,25	- 0,12	0,03	0,06	0,03	0,06
5	0	0	0	0	0	0

TABLA 69
Resultados experimentales con excentricidad $e = 0,6$ $\varphi = 180^\circ$.

Nº	738	765	768	795	798	825
G	1,68	1,88	2,32	2,52	2,70	2,78
T _A	29,81	25,11	24,82	23,47	23,11	22,18
T _E	27,99	24,60	24,56	23,78	23,55	21,41
T _S	30,66	26,87	26,65	25,51	25,17	23,10
T _B	63,00	56,56	52,14	48,78	47,77	45,36
T _R	16	13	13	12	12	10
PERFILES DE TEMPERATURA °C						
x						
0	4,80	3,86	2,98	2,48	1,94	1,85
0,5	4,83	4,01	2,07	1,16	1,38	1,19
1	2,98	2,04	1,54	0,85	0,81	1,01
1,5	2,35	1,48	0,94	0,60	0,69	0,69
2	1,57	1,07	0,79	0,38	0,53	0,57
3	1,04	0,47	0,47	0,19	0,25	0,35
4	0,38	0,32	0,29	0,10	0,19	0,19
6	- 0,03	0	0,10	- 0,03	- 0,03	0,03
10	- 0,47	- 0,12	- 0,06	- 0,06	- 0,07	- 0,12
14	- 0,37	- 0,12	- 0,06	- 0,06	- 0,07	- 0,12
21	0	0	0	0	0	0

TABLA 71
Resultados experimentales con excentricidad e = 0,7 $\varphi = 180^\circ$

Nº	737	766	767	796	797	826
G	1,68	1,88	2,32	2,52	2,70	2,78
T _A	28,79	23,87	24,73	23,26	23,09	22,61
T _E	27,56	23,39	24,40	23,61	23,53	22,20
T _S	30,39	25,73	26,29	25,45	25,35	23,99
T _B	62,39	55,02	51,23	48,69	47,68	46,13
T _R	16	12	13	12	12	11
PERFILES DE TEMPERATURA °C						
x	4,95	3,60	2,84	2,51	2,45	2,38
0,5	4,67	3,57	2,62	2,48	2,70	2,60
1	4,89	3,76	2,72	2,67	2,54	2,60
1,5	5,20	3,64	2,75	2,64	2,79	2,75
2	4,54	2,13	1,49	1,45	1,44	1,56
3	2,28	1,00	0,40	0,76	0,82	0,94
4	1,41	0,60	0,08	0,41	0,53	0,65
6	0,50	0,25	- 0,20	0,16	0,28	0,37
10	- 0,13	- 0,06	- 0,12	- 0,03	0	0,06
15	- 0,25	- 0,06	- 0,12	- 0,03	0	0,03
22	0	0	0	0	0	0

TABLA 72
Resultados experimentales con excentricidad e = 0

G	2'7 m ³ /h						1'68	
	Nº	834	849	864	879	894		909
Ø	5,24	4,24	3,35	2,57	1,88	1,31	1,31	1,31
T _A	21,05	22,87	21,49	18,25	17,50	17,38	19,05	
T _E	21,45	22,56	21,47	18,08	17,07	18,09	18,99	
T _S	23,10	23,83	22,60	18,90	17,96	18,66	19,75	
T _B	42,22	39,15	35,12	28,51	23,96	23,68	27,49	
T _R	10	11	10	7	6	7	8	
x	PERFILES DE TEMPERATURA °C							
0	1,13	0,72	0,79	0,21	0,20	0,36	0,29	
0,5	1,10	0,63	0,75	0,18	0,17	0,23	0,29	
1	1,01	0,60	0,66	0,18	0,22	0,27	0,26	
1,5	0,91	0,60	0,66	0,17	0,18	0,25	0,26	
2	0,79	0,50	0,63	0,14	0,18	0,24	0,26	
3	0,72	0,44	0,60	0,19	0,14	0,18	0,16	
4	0,66	0,41	0,60	0,16	0,14	0,18	0,16	
6	0,53	0,28	0,41	0,16	0,07	0,14	0,07	
8	0,35	0,16	0,25	0,07	0,07	0,08	0,04	
13	0	0	0	-0	0	0	0	

TABLA 75
 Resultados experimentales con excentricidad $e = 0,2$ $\varphi = 0^\circ$

G	2,7 m ³ /h					1'68 m ³ /h				
	Nº	836	847	866	877	896	907	926		
Ø	5,24	4,24	3,35	2,57	1,88	1,31	1,31			
T _A	20,14	21,34	20,04	17,52	17,85	17,29	18,08			
T _S	20,52	21,69	20,12	18,33	18,01	17,91	18,05			
T _E	22,05	22,94	21,39	19,07	18,73	18,35	18,92			
T _B	40,87	38,28	33,71	28,81	25,96	23,30	26,69			
T _R	9	10	9	7	7	7	7			
PERFILES DE TEMPERATURA °C										
X										
0	2,99	1,26	2,23	0,85	0,45	0,52	0,78			
0,5	2,74	1,01	1,57	0,69	0,39	0,52	0,53			
1	1,89	0,88	1,35	0,72	0,30	0,45	0,50			
1,5	1,67	0,82	1,20	0,72	0,24	0,45	0,50			
2	1,51	0,75	1,07	0,66	0,24	0,45	0,41			
2,5	1,38	0,72	0,94	0,56	0,24	0,39	0,31			
3	1,19	0,66	0,85	0,50	0,24	0,33	0,25			
4	0,94	0,53	0,66	0,44	0,20	0,33	0,16			
6	0,50	0,22	0,35	0,19	0,03	0,27	0,09			
8	0,13	0	0,13	0,07	0	0,03	0,05			
10	0	0	0	0	0	0	0			

TABLA 76
Resultados experimentales con excentricidad $e = 0,2$ $\varphi = 180$

G	2,7 m ³ /h					1,68 m ³ /h				
	832	851	862	881	892	911	922			
Nº	5,24	4,24	3,35	2,57	1,88	1,31	1,31			
Ø										
T _A	20,69	20,21	19,50	18,68	17,37	18,03	18,74			
T _E	20,45	20,77	19,52	19,15	17,02	18,18	19,06			
T _S	21,99	22,06	20,55	20,04	17,90	18,82	19,86			
T _B	41,33	37,24	32,81	29,75	23,69	23,76	27,70			
T _R	9	9	8	8	6	7	8			
x	PERFILES DE TEMPERATURA °C									
0	0,72	0,54	0,53	0,43	0,17	0,09	0,15			
0,5	0,69	0,44	0,47	0,40	0,17	0,08	0,15			
1	0,57	0,35	0,41	0,31	0,17	0,07	0,21			
1,5	0,57	0,35	0,38	0,24	0,15	0,07	0,15			
2	0,44	0,31	0,38	0,24	0,13	0,03	0,15			
3	0,28	0,19	0,31	0,21	0,13	0,05	0,15			
4	0,22	0,19	0,31	0,17	0,10	0,06	0,21			
6	0,19	0,16	0,19	0,13	0,07	0,06	0,14			
8	0,19	0,16	0,19	0,10	0,07	0,06	0,11			
11	0,13	0,13	0,13	0,07	0,07	0,03	0,11			
16	0	0	0	0	0	0	0			

TABLA 77
Resultados experimentales con excentricidad $e = 0,3$ $\varphi = 0^{\circ}$

G	2,7 m ³ /h						1,68 m ³ /h							
	837	846	867	876	897	906	927	837	846	867	876	897	906	927
Nº	5,24	4,24	3,35	2,57	1,88	1,31	1,31							
Ø														
T _A	21,35	20,96	22,48	20,10	16,71	17,69	17,31							
T _E	21,56	20,28	21,98	20,10	16,96	18,07	18,19							
T _S	23,08	21,73	23,30	20,85	17,78	18,49	19,11							
T _B	42,03	36,76	34,47	30,26	25,09	23,59	26,96							
T _R	10	9	10	9	6	7	7							
x	PERFILES DE TEMPERATURA °C													
0	3,05	2,26	1,95	0,77	0,68	0,20	0,97							
0,5	2,17	1,26	1,14	0,61	0,52	0,17	0,72							
1	1,73	1,13	0,85	0,51	0,49	0,13	0,53							
1,5	1,63	1,01	0,78	0,48	0,39	0,13	0,47							
2	1,41	0,97	0,59	0,45	0,30	0,13	0,38							
2,5	1,23	0,75	0,53	0,36	0,27	0,10	0,28							
3	1,13	0,69	0,44	0,36	0,24	0,10	0,25							
4	0,72	0,50	0,34	0,26	0,20	0,10	0,16							
5	0,44	0,31	0,19	0,17	0,20	0,04	0,06							
7	0,16	0,06	0,12	0,14	0,10	0,01	0,03							
9	0	0	0	0	0	0	0							

TABLA 78
 Resultados experimentales con excentricidad e = 0,8 $\psi = 180^\circ$

G	2'7 m ³ /h					1'68 m ³ /h				
	831	852	861	882	891	912	921			
Nº	5,24	4,24	3,35	2,57	1,88	1,31	1,31			
Ø										
T _A	22,63	21,15	20,78	17,93	17,74	17,97	19'22			
T _E	22,50	21,54	20,52	17,53	16,88	18,13	19,69			
T _S	23,91	22,80	21,45	18,41	17,73	18,71	20,36			
T _B	42,72	38,25	34,11	28,12	24,67	23,75	28,31			
T _R	11	10	9	7	6	7	8			
x	PERFILES DE TEMPERATURA 9C									
0	0,53	0,06	0,51	0,03	0,13	0,26	0,29			
0,5	0,47	0,06	0,35	0,06	0,13	0,26	0,19			
1	0,41	0,09	0,26	0,03	0,13	0,18	0,19			
1,5	0,41	0,09	0,23	0,03	0,13	0,18	0,16			
2	0,38	0,06	0,20	0,06	0,12	0,15	0,16			
3	0,19	0,06	0,10	- 0,02	0,08	0,11	0,10			
4	0,25	0	0,10	- 0,02	0,08	0,04	0,10			
6	0,13	0	0,04	- 0,02	0,08	0,05	0,05			
8	0,06	- 0,19	0,06	0,03	0,08	0,06	0,03			
11	0,06	0,13	0,06	0,03	0,05	0,02	0,03			
17	0	0	0	0	0	0	0			

TABLA 79
Resultados experimentales con excentricidad e = 0,4 $\varphi = 02$

G	2,7 m ³ /h							1,68 m ³ /h			
	Nº	838	845	868	875	898	905		928		
ϕ	5,24	4,24	3,35	2,57	1,88	1,31	1,31	1,31			
T _A	20,16	21,07	21,39	19,67	17,63	17,17	18,58				
T _E	19,42	20,23	20,50	19,35	18,21	17,88	19,30				
T _S	20,77	21,58	21,81	20,29	18,83	18,56	20,19				
T _B	39,21	36,97	33,29	28,51	26,11	23,57	28,20				
T _R	8	9	9	8	7	7	8				
PERFILES DE TEMPERATURA °C											
X	0	0,5	1	1,5	2	2,5	3	4	5	6	8
	2,80	1,86	1,57	1,35	1,16	0,88	0,88	0,50	0,25	0,22	0
	1,48	1,10	0,91	0,82	0,75	0,56	0,53	0,38	0,22	0,22	0
	1,57	0,91	0,75	0,66	0,57	0,44	0,31	0,09	0,06	0,03	0
	0,83	0,64	0,55	0,42	0,33	0,30	0,27	0,01	0	0,04	0
	0,77	0,59	0,52	0,43	0,40	0,37	0,33	0,21	0,10	0,05	0
	0,59	0,53	0,46	0,40	0,34	0,26	0,21	0,13	0,04	0	0
	0,90	0,71	0,61	0,52	0,42	0,36	0,30	0,20	0,14	0,02	0

TABLA 80
Resultados experimentales con excentricidad e = 0,4 $\varphi = 180^\circ$

G	2,7 m ³ /h				1,68 m ³ /h			
	Nº	830	853	860	883	890	913	920
Ø	5,24	4,24	3,35	2,57	1,88	1,31	1,31	1,31
T _A	23,09	21,20	21,42	18,18	16,79	20,20	18,29	
T _E	22,42	21,30	21,48	18,25	17,01	18,93	19,44	
T _S	24,04	22,56	22,56	19,03	17,91	19,36	20,17	
T _B	43,08	38,39	35,36	28,79	24,00	24,55	28,17	
T _R	11	10	10	7	6	8	8	
PERFILES DE TEMPERATURA °C								
x	0	1,72	0,33	0,23	0,29	0,14	- 0,01	0,18
	0,5	0,97	0,20	0,17	0,20	- 0,10	- 0,05	0,18
	1	0,69	0,17	0,17	0,20	- 0,07	- 0,05	0,14
	1,5	0,56	0,17	0,11	0,16	- 0,09	- 0,05	0,14
	2	0,41	0,17	0,14	0,16	- 0,04	- 0,04	0,14
	3	0,25	0,11	0,05	0,13	- 0,02	- 0,04	0,11
	4	0,13	0,11	0,05	0,13	- 0,03	- 0,02	0,05
	6	0,03	0,11	0,05	0,04	- 0,01	- 0,03	0,05
	9	0,03	0,04	0,01	0,01	0,02	- 0,03	0,02
	12	0,03	0,04	0,03	0,02	0,05	0,01	0,02
	18	0	0	0	0	0	0	0

TABLA 81
 Resultados experimentales con excentricidad e = 0'5 $\varphi = 0^\circ$

G	2,7 m ³ /h									1'68 m ³ /h		
	Nº	839	844	869	874	899	904	929				
Ø	5,24	4,24	3,35	2,57	1,88	1,31	1,31	1,31				
T _A	20,39	21,09	21,42	19,43	16,98	16,60	18,66					
T _E	20,40	20,63	20,43	19,19	18,12	17,14	19,19					
T _S	21,93	22,08	21,74	20,16	18,83	17,68	20,08					
T _B	41,43	37,90	33,37	28,83	26,32	22,86	27,93					
T _R	9	9	9	8	7	6	8					
PERFILES DE TEMPERATURA 9C												
x												
0	2,96	1,70	1,89	0,91	0,79	0,44	0,87					
0,5	1,73	1,20	1,01	0,75	0,66	0,38	0,64					
1	1,42	1,07	0,75	0,63	0,57	0,31	0,52					
1,5	1,13	0,79	0,63	0,50	0,54	0,27	0,49					
2	0,94	0,69	0,50	0,41	0,47	0,19	0,39					
2,5	0,69	0,47	0,38	0,35	0,35	0,17	0,30					
3	0,57	0,35	0,25	0,31	0,32	0,10	0,24					
4	0,28	0,16	0,13	0,15	0,19	0,04	0,17					
5	0,06	0,06	0,06	0,08	0,13	0	0,09					
6	0	0	0	0,08	0,10	0,01	0,05					
7	0	0	0	0	0	0	0					

TABLA 82
 Resultados experimentales con excentricidad e = 0'5 $\psi = 180$

G		2,7 m ³ /h						1,68 m ³ /h
Nº	829	854	859	884	889	914	919	
\emptyset	5,24	4,24	3,35	2,57	1,88	1,31	1,31	
T _A	21,67	20,36	21,28	17,49	17,67	17,72	18,97	
T _E	21,49	20,37	21,43	18,00	17,97	18,13	19,00	
T _S	23,08	21,69	22,49	18,81	18,87	18,66	19,98	
T _B	42,21	37,41	35,44	28,83	26,21	23,85	28,00	
T _R	10	9	10	7	7	7	8	
PERFILES DE TEMPERATURA °C								
X	0	0,24	0,14	- 0,01	0,18	- 0,03	0,06	
0,5	1,13	0,15	0,14	- 0,04	0,12	- 0,01	0,06	
1	0,78	0,15	0,11	- 0,04	0,12	- 0,04	0,06	
1,5	0,50	0,18	0,08	0,02	0,12	- 0,06	0,06	
2	0,38	0,15	0,11	0,02	0,12	- 0,06	0,06	
3	0,22	0,15	0,08	0,02	0,08	- 0,05	0,02	
4	0,06	0,09	0,08	- 0,01	0,05	- 0,05	- 0,01	
6	0,03	0,09	- 0,11	- 0,01	0,02	- 0,03	- 0,01	
9	0	0	0,02	- 0,03	0,02	- 0,03	- 0,02	
13	0	0	0,02	- 0,03	0	- 0,01	0	
20	0	0	0	0	0	0	0	

TABLA 83
Resultados experimentales con excentricidad e = 0'6 $\psi = 0\text{g}$

G	2'7 m ³ /h						1'68m ³ /h
	Nº	840	843	870	873	900	
\emptyset	5,24	4,24	3,35	2,57	1,88	1,31	1,31
T _D	20,34	21,47	21,35	19,31	17,67	17,33	18,83
T _E	20,66	20,49	20,44	19,41	18,29	18,23	19,17
T _S	22,20	21,80	21,76	20,22	18,99	18,82	20,02
T _B	42,51	38,59	34,19	29,33	26,78	24,29	27,94
T _R	9	9	9	8	7	7	8
PERFILES DE TEMPERATURA °C							
X	0	2,70	1,38	1,86	0,63	0,54	0,43
	0,5	1,35	0,57	0,79	0,41	0,44	0,28
	1	1,01	0,31	0,60	0,38	0,31	0,15
	1,5	0,75	0,19	0,38	0,25	0,28	0,09
	2	0,53	0,09	0,31	0,16	0,13	0,06
	2,5	0,31	0,03	0,22	0,09	0,13	0,02
	3	0,22	0	0,09	0,06	0,09	0,02
	3,5	0,06	0	0,09	0,03	0,06	0,02
	4	0,03	- 0,06	0,03	0,03	0,03	0,02
	4,5	0	- 0,06	0	0,03	0	0,04
	5	0	0	0	0	0	0

TABLA 84

Resultados experimentales con excentricidad $e = 0,6$ $\varphi = 180^\circ$

G	2,7 m ³ /h					1,68m ³ /h	
	828	855	858	885	888	915	918
Nº	5,24	4,24	3,35	2,57	1,88	1,31	1,31
T _A	21,76	20,07	21,45	19,07	18,26	17,69	17,58
T _E	21,45	20,62	21,78	18,82	18,17	18,27	17,94
T _S	23,05	21,84	22,78	19,67	19,00	18,76	18,94
T _B	42,32	37,67	35,76	29,75	26,48	23,85	26,57
T _R	10	9	10	8	7	7	7
PERFILES DE TEMPERATURA °C							
X	0	0,23	0,15	- 0,05	0,03	0,14	0,03
0,5	1,29	0,16	0,06	- 0,02	0,04	0,12	0,03
1	1,04	0,10	0,04	- 0,08	0,04	0,12	0,03
1,5	0,78	0,13	0,06	- 0,02	0,07	0,11	0
2	0,69	0,01	0,04	- 0,02	0,04	0,09	0
3	0,44	0,01	0,04	- 0,02	0,04	0,06	0
4	0,28	0,01	0,07	- 0,02	0,04	0,03	0
6	0,09	0,04	0,07	- 0,05	0,06	0,01	0
10	0	- 0,08	0,13	- 0,04	0,06	- 0,02	- 0,02
14	0	- 0,08	0,07	- 0,03	0,03	- 0,02	0
21	0	0	0	0	0	0	0

TABLA 85
Resultados experimentales con excentricidad e = 0,7 $\rho = 0,2$

G	2'7 m ³ /h				1'68m ³ /h			
	Nº	842	871	872	901	902	931	
ϕ	5,24	4,24	3,35	2,57	1,88	1,31	1,31	
T _A	20,41	20,55	21,54	21,02	16,87	17,67	19,23	
T _E	20,55	20,20	20,56	20,18	17,18	18,03	19,19	
T _S	22,12	21,38	21,82	21,29	17,92	18,65	20,00	
T _B	42,11	37,94	34,44	30,25	25,84	24,20	28,10	
T _R	9	9	9	9	6	7	8	
PERFILES DE TEMPERATURA °C								
x	0	0,79	0,03	0,43	0,25	0,27	0,14	
0,4	1,35	0,53	- 0,03	0,31	0,22	0,20	0,10	
0,8	0,75	0,31	0,28	0,18	0,09	0,13	0,10	
1,2	0,50	0,35	0,25	0,12	0,09	0,10	0,07	
1,6	0,28	0	0,13	0,10	0,06	0,07	0,06	
2	0,19	0	0,13	0,07	0,06	0,05	0,05	
2,4	0,09	- 0,09	0,09	0,06	0,03	0,03	0,05	
2,8	0,03	- 0,03	0,09	0,04	0,03	0,01	0,04	
3,2	0,03	0	0	- 0,01	0	- 0,01	0,02	
3,6	0	- 0,03	0	0,01	0	0	0,01	
4	0	0	0	0	0	0	0	

TABLA 86
 Resultados experimentales con excentricidad e = 0,7 $\varphi = 180$

G	2'7 m ³ /h						1'68 m ³ /h									
	Nº	827	856	857	886	887	916	917	Nº	827	856	857	886	887	916	917
Ø		5,24	4,24	3,35	2,57	1,88	1,31	1,31								
T _A		21,54	22,00	19,75	19,40	18,75	17,75	19,02								
T _E		20,48	21,71	19,65	19,73	19,25	18,10	19,05								
T _S		22,15	22,93	20,91	20,69	20,11	18,56	19,93								
T _B		41,38	38,01	32,54	30,58	27,36	23,77	27,65								
T _R		9	10	8	9	8	7	8								
X		PERFILES DE TEMPERATURA 9C														
0		1,60	0,34	0,46	0,15	0,21	0,14	-	0,06							
0,5		1,57	0,65	0,40	0,06	0,21	0,11	-	0,09							
1		1,76	0,31	0,30	0,06	0,12	0,11	-	0,09							
1,5		0,91	0,31	0,24	0,09	0,12	0,05	-	0,09							
2		0,72	0,25	0,14	-	0,12	0,05	-	0,09							
3		0,41	0,21	0,14	-	0,06	0,02	-	0,09							
4		0,16	0,12	0,11	-	0,03	0,02	-	0,09							
6		0	0,09	0,11	-	0,03	0	-	0,04							
10		-	0,06	0,03	-	0	0	-	0,04							
15		-	0,06	0	-	0,03	0	-	0,03							
22		0	0	0	0	0	0	0	0							

3.3. PROCEDIMIENTO DE CALCULO.-

3.3.1. TRANSFORMACION DE MEDIDAS EXPERIMENTALES.-

En la figura 24 se muestra como ejemplo el registro correspondiente a la experiencia con número de orden 744 encuadrada en los ensayos con el canal de relación entre radios de 0'32, caudal de 1'68 m³/h, flujo térmico de 6'33 w/cm² y con excentricidad 0. En ella se observan los trazos efectuados para la medida de las longitudes de las diferentes señales. En lugar aparte se anotaron las condiciones de operación de la experiencia (escala de registro y desplazamiento del cero) que junto a las ecuaciones de calibrado se precisan para el cálculo de las temperaturas.

La toma de medidas en el registrador se hace en tres etapas: En la primera y última se registran las condiciones de operación antes y después del registro del perfil de temperaturas. Como de todas las temperaturas medidas la inferior es la del agua a la entrada al cambiador de calor, se toma este valor como referencia para la medición de las longitudes de registro de las demás señales. En aquellos casos en que se presentan oscilaciones de temperatura es necesario tomar un valor medio. Para obtener este valor medio se divide el registro en 5 zonas. La primera zona a la izquierda y la última a la derecha corresponden a espacios que están medio ocupados. La segun

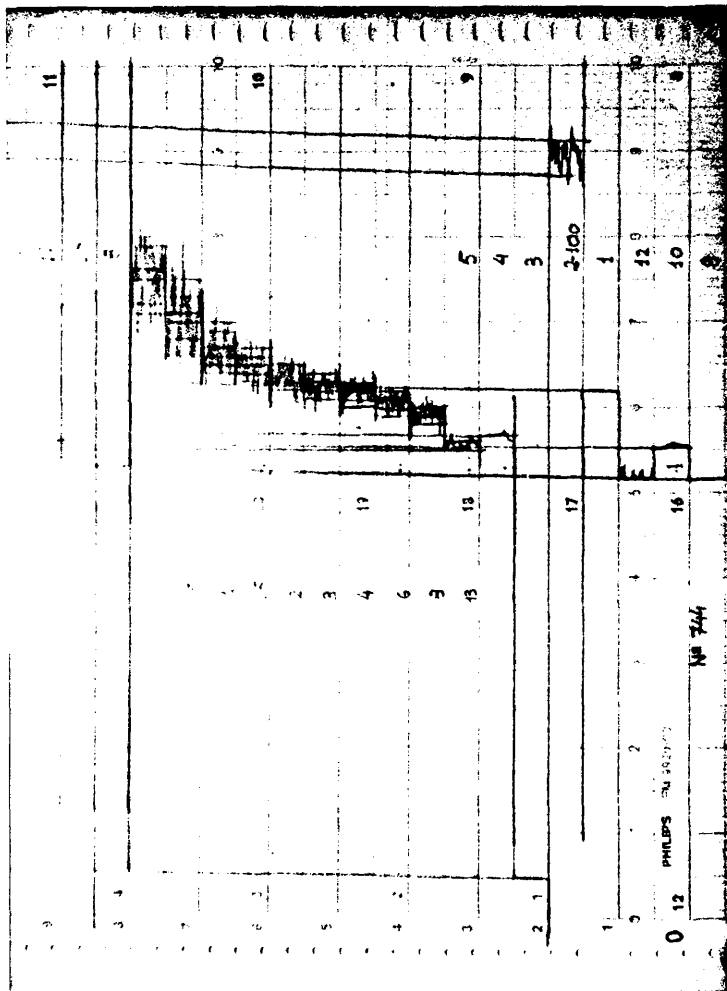


FIGURA 24. Registro del experimento nº 744

da zona a la derecha e izquierda son las correspondientes a espacios cubiertos en un 75% aproximadamente y la zona del centro es la que está completamente cubierta según se ve en la fotografía de la figura 24.

Una vez obtenida la separación en mm entre cada registro y el de referencia se transforman las longitudes en mV de acuerdo con la escala seleccionada y el desplazamiento del cero.

Como la temperatura de referencia también se mide en el indicador digital es preciso determinar mediante el calibrado de este termopar cual es su potencial termoeléctrico, para añadirlo a la diferencia de potencial existente en cada caso. Así se obtienen los potenciales termoeléctricos de todos los termopares, lo que permite junto con sus ecuaciones correspondientes de calibrado, obtener la temperatura de cada registro.

En la tabla 87 se presentan como ejemplo las medidas del ensayo 744. Como se observa en esta tabla, se empleó el mismo reticulado del papel para contabilizar las zonas cubiertas por el registro.

Con estos resultados se procede a calcular la longitud máxima, mínima y el valor medio de cada registro, así como también la amplitud de las oscilaciones de acuerdo con los siguientes planteamientos.

TABLA 87. MEDIDA DE LOS REGISTROS DEL EXPERIMENTO 744

Temperatura del agua de refrigeración							15°C
Longitudes de registro (mm)							
Temperatura ambiente							129'6
" de entrada							119'0
" de salida							130'6
" de barra							464'3
Límite mínimo del registro inferior							125'8
Longitud sondeo	Zonas cubiertas						Longitud perfil
(mm)	1ª	2ª	3ª	4ª	5ª	6ª	Media
0	16	1	3	1	3	0	176'4
0'5	11	2	2	1	2	2	164'6
1	9	1	1	1	2	1	155'5
1'5	8	0	1	1	1	1	150'2
2	7	0	1	0	2	0	146'7
3	6	0	1	1	1	0	144'6
4	5	1	1	1	0	0	143'0
6	4	1	0	1	1	0	139'9
8	3	0	1	1	0	0	136'1
13	0	0	0	1	0	0	127'1

$$l_{\min} = l_0 + (A + 0'5 B + 0'25 C) \times 2'5 \quad (26)$$

donde l_{\min} es el valor mínimo del registro, l_0 es el límite mínimo del valor inferior del registro, A es el número de cuadros vacíos entre l_0 y la primera zona cubierta en un 50%, B es el número de cuadros cubiertos en un 50%, y C es el número de cuadros cubiertos en un 75% y con un 25% vacío.

El factor 2,5 es el ancho en mm de cada cuadrícula del papel del registrador.

Por otro lado el valor máximo del registro se obtiene sumando al mínimo la longitud ocupada equivalente a cada registro mediante la expresión:

$$l_{\max} = l_{\min} + (D + 0'75 (E + C) + 0'5 (B+F)) 2'5 \quad (27)$$

donde D es el número de cuadros ocupados en un 100% por el registro, E es el número de cuadros ocupados en un 75% en la parte superior y F es el número de cuadros ocupados en un 50% en la parte superior.

Los valores medios se obtienen mediante la media aritmética de los valores máximos y mínimos. En la misma tabla 86 se exponen estos valores medios.

Posteriormente estas longitudes se transforman en mV tomando como referencia la temperatura ambiente leída en el medidor digital y la escala del registrador que en el caso que

nos ocupa es de 1 mV/250 mm. A continuación con la ecuación de calibrado de cada termopar se transforman las fuerzas termoe-léctricas en temperaturas obteniéndose los resultados tabulados en la tabla 57.

3.3.2. VERIFICACION DE MAGNITUDES EXPERIMENTALES.-

Entre las 558 experiencias efectuadas en conducciones anulares excéntricas, se ha variado el caudal, el flujo térmico y el diámetro equivalente del canal. Aunque tanto el caudalímetro como los medidores eléctricos de tensión e intensidad habían sido previamente calibrados y medida la resistencia de la barra, se ha decidido utilizar el conjunto de todas las experiencias para verificar estadísticamente estos calibrados.

Se comparan los incrementos de temperatura experimentados por el agua a su paso por el canal de ensayos en función del caudal, flujo térmico y temperatura de operación (tablas 88-91).

En definitiva se observa que el flujo calorífico, Φ y el caudal G, presentan desviación con respecto a sus correspondientes valores nominales de acuerdo con las ecuaciones

$$G = 1.06 G_N \quad (28)$$

$$\Phi = 0.96 \Phi_N \quad (29)$$

TABLA 88. Aumento de temperatura en el fluido con diferentes caudales $R_1/R_2 = 0.2$ y flujo térmico $6.33w/cm^2$

Excentricidad	Angulo perfil	Caudal (m ³ /h)										
		1'68	1'88	2'12	2'22	2'32	2'42	2'52	2'61	2'7	2'7	
0	0	3'40	2'49	2'19	2'22	2'16	2'04	1'94	1'89	2'05		
0.1	0	3'38	2'46	2'00	2'11	1'89	2'00	1'81	1'92	1'91		
0.2	0	3'17	2'39	2'120	2'09	1'83	2'09	1'91	1'80	1'86		
0.3	0	3'24	2'56	2'32	2'25	2'07	2'18	1'95	1'89	1'81		
0.4	0	3'20	2'38	2'24	2'17	2'04	2'06	1'98	1'89	1'69		
0.5	0	3'03	2'53	2'28	2'24	2'03	1'94	1'96	1'71	1'89		
0.1	180	3'27	2'49	2'19	2'20	2'07	1'96	1'97	1'72	2'03		
0.2	180	3'40	2'88	2'18	2'08	1'96	1'90	1'96	1'74	1'88		
0.3	180	3'49	2'79	2'31	2'21	1'98	1'89	1'89	1'74	1'96		
0.4	180	3'02	2'82	2'24	1'98	2'09	1'89	1'76	1'71	1'99		
0.5	180	2'77	2'68	2'26	2'16	2'13	2'09	1'82	1'87	1'73		
0.6	180	2'89	2'58	2'27	1'86	2'04	1'96	1'87	1'93	1'81		
0.7	180	2'86	2'51	2'14	2'05	2'00	1'95	1'88	1'85	1'86		
Valor experimental medio		2'91	2'52	2'24	2'16	2'04	2'00	1'90	1'82	1'82		
Valor Calculado		2'73	2'48	2'24	2'16	2'08	2'01	1'94	1'89	1'84		

TABLA 89. Aumento de temperatura en el fluido con diferentes caudales $R_1/R_2=0.32$
 Flujo térmico 6.33 w/cm^2

EXCEN- TRICIDAD	ANGULO PERFIL	CAUDAL (m^3/h)						
		1'68	1'88	2'32	2'52	2'70	2'79	
0	0	2'48	2'71	2'06	1'76	1'64	1'61	
0.1	0	2'72	2'70	2'12	1'83	1'93	1'68	
0.2	0	2'92	2'45	2'06	1'85	1'78	1'66	
0.3	0	2'83	2'63	1'70	1'91	1'68	1'57	
0.4	0	2'93	2'59	1'81	1'90	1'88	1'55	
0.5	0	2'76	2'70	1'91	1'78	1'78	1'49	
0.6	0	2'79	2'60	2'03	1'80	1'88	1'71	
0.7	0	2'85	2'57	1'88	1'92	1'69	1'61	
0.1	180	2'69	2'54	1'95	2'09	1'88	1'69	
0.2	180	2'80	2'71	1'99	1'65	1'75	1'67	
0.3	180	2'53	2'67	2'08	1'67	1'81	1'68	
0.4	180	2'82	2'47	1'96	1'90	1'85	1'67	
0.5	180	2'79	2'53	1'68	2'03	1'79	1'86	
0.6	180	2'67	2'27	2'09	1'75	1'62	1'69	
0.7	180	2'78	2'34	1'89	1'84	1'82	1'79	
VALOR EXPERI- MENTAL MEDIO		2'82	2'61	2'01	1'87	1'79	1'67	
VALOR CALCULADO		2'73	2'48	2'08	1'94	1'84	1'79	

TABLA 90. Aumento de temperatura en el fluido con diferentes flujos térmicos
 $R_1/R_2 = 0.20$ y $G = 2.7 \text{ m}^3/\text{h}$

EXCEN- TRICIDAD	ANGULO PERFIL	FLUJO TERMICO (w/cm ²)									
		1'31	1'88	2'57	3'35	4'24	5'24	6'33	6'33	6'33	
0	0	0'50	0'96	0'97	1'23	1'46	1'59	2'01	2'74		
0'1	0	0'97	0'94	0'93	1'27	1'43	1'52	1'91	2'47		
0'2	0	1'02	0'73	0'98	1'27	1'45	1'47	1'67	2'42		
0'3	0	0'93	0'97	0'94	1'09	1'32	1'47	1'81	2'50		
0'4	0	0'77	0'84	1'07	1'22	1'40	1'48	1'69	2'46		
0'5	0	0'90	1'06	0'91	1'22	1'46	1'70	1'89	2'96		
0'1	180	0'59	0'95	0'68	1'19	1'41	1'52	2'03	2'30		
0'2	180	0'88	0'95	0'78	1'18	1'39	1'53	1'88	2'50		
0'3	180	0'77	0'71	0'85	1'14	1'37	1'58	1'96	2'47		
0'4	180	0'75	1'13	1'15	1'16	1'50	1'54	1'99	2'41		
0'5	180	0'60	0'92	1'05	1'08	1'41	1'62	1'73	2'38		
0'6	180	0'75	0'83	0'90	1'04	1'42	1'62	1'81	2'31		
0'7	180	-	0'81	0'90	1'24	1'39	1'65	1'86	2'45		
VALOR EXPERI- MENTAL MEDIO		0'68	0'87	0'93	1'18	1'42	1'54	1'84	2'85		
VALOR CALCULADO		0'66	0'80	0'96	1'14	1'35	1'56	1'84	2'73		

TABLA 91. Aumento de temperatura en el fluido con diferentes flujos térmicos
 $R_1/R_2 = 0.32$ y $G = 2.7 \text{ m}^3/\text{h}$

EXCEN- TRICI- DAD	ANGULO PERFIL	FLUJO TERMICO (w/cm ²)							1'68m ³ /h
		1'31	1'88	2'57	3'35	4'24	5'24	6'33	
0	0	0'57	0'89	0'82	1'30	1'27	1'65	1'64	0'76
0'1	0	0'51	0'71	0'73	1'02	1'32	1'60	1'93	0'81
0'2	0	0'44	0'72	0'74	1'27	1'25	1'53	1'78	0'87
0'3	0	0'42	0'82	0'75	1'32	1'45	1'52	1'68	0'92
0'4	0	0'68	0'62	0'94	1'31	1'35	1'35	1'88	0'89
0'5	0	0'54	0'71	0'97	1'31	1'45	1'53	1'78	0'89
0'6	0	0'59	0'70	0'81	1'32	1'31	1'54	1'88	0'85
0'7	0	0'62	0'74	1'11	1'26	1'18	1'57	1'69	0'81
0'1	180	0'55	0'90	0'92	1'07	1'27	1'60	1'88	0'84
0'2	180	0'64	0'88	0'89	1'03	1'29	1'54	1'76	0'80
0'3	180	0'58	0'85	0'88	0'93	1'26	1'41	1'81	0'67
0'4	180	0'43	0'90	0'78	1'08	1'26	1'62	1'85	0'73
0'5	180	0'53	0'90	0'81	1'06	1'32	1'59	1'79	0'98
0'6	180	0'49	0'83	0'85	1'00	1'22	1'60	1'62	1'00
0'7	180	0'46	0'86	0'96	1'26	1'22	1'67	1'82	0'88
VALOR EXPERI- MENTAL MEDIO		0'57	0'80	0'88	1'17	1'29	1'55	1'79	0'86
VALOR CALCULADO		0'66	0'80	0'96	1'14	1'35	1'58	1'84	0'85

A su vez la desviación entre la diferencia de temperatura medida y la real es

$$\Delta t_E = \Delta t + 0'36 \quad (30)$$

donde Δt_E es la diferencia de temperatura medida y Δt es la diferencia de temperatura real. En la última línea de las tablas 89 a 91 se exponen los resultados calculados de acuerdo con estas ecuaciones de ajuste. En consecuencia se puede decir que el aumento de temperatura del fluido a su paso por el canal es

$$\Delta t_E = 0'91 \frac{\Phi_N}{G_N} + 0'36 \quad (31)$$

3.3.3. CALCULOS PARA LA COMPARACION DE TEMPERATURAS SUPERFICIALES .-

Los parámetros que influyen en la temperatura superficial son: flujo térmico, caudal de refrigeración, excentricidad y temperatura de entrada del agua en el canal de ensayos. Para poder comparar estos resultados experimentales obtenidos se ha tomado como magnitud de comparación las diferencias de temperatura de pared medida y la de entrada del agua, eliminándose con ello la influencia de esta magnitud. Es decir, se ha tomado como temperatura base, la temperatura del agua a la entrada. Así que desde ahora en adelante todas las temperaturas estarán corregidas de acuerdo con

$$T'_x = T_x - T_E \quad (32)$$

donde T'_x es la temperatura corregida, T_x es la temperatura real y T_E es la temperatura del agua en la entrada.

Para estudiar la influencia de los otros parámetros se han realizado estudios comparativos particulares:

a) De acuerdo con el sistema comparativo anterior se calcularon todas las temperaturas superficiales en las experiencias en las que se varió el flujo térmico y los resultados se exponen en las tablas 92 y 93. En estos resultados se observa la dependencia lineal de la temperatura de pared con el flujo térmico, pero esta dependencia difiere para los dos casos ensayados de canales con relaciones entre radios R_1/R_2 de 0'20 y 0'32.

b) Igual que en el caso anterior se compararon las temperaturas superficiales de todas las experiencias en las que se varió el caudal. Los resultados se exponen en las tablas 94 y 95. Se observa una clara dependencia de la temperatura de pared con el caudal. Pero al analizar conjuntamente los dos grupos de experiencias con diferentes relaciones entre radios se observa una clara dependencia de la temperatura de pared con la velocidad media de circulación como se demuestra en el capítulo 4.1.2.

TABLA 92. Temperaturas de pared para $G = 2.7 \text{ m}^3/\text{h}$

e	Φ (w/cm ²)		1'26	1'80	2'47	3'22	4'07	5'03	6'08
	Φ	φ							
0'7	180			17'11	23'62	32'49	40'59	45'72	55'18
0'6		12'55		17'11	23'38	30'98	40'82	45'41	55'36
0'5		12'52		17'09	24'30	31'36	40'44	45'05	50'99
0'4		12'47		17'39	23'73	31'45	41'20	45'23	57'17
0'3		8'07		17'57	23'23	31'91	40'84	45'20	55'99
0'2		12'25		17'14	23'23	31'54	39'35	47'58	55'86
0'1		12'01		17'59	23'37	30'99	39'89	47'44	55'73
0		11'98		17'49	23'99	31'02	39'40	48'58	54'75
0'1	0	13'06		17'31	23'65	30'99	39'23	48'08	53'38
0'2		12'39		17'36	23'42	30'92	38'39	47'31	53'71
0'3		12'29		17'56	24'58	30'73	37'87	46'28	52'79
0'4		12'08		17'05	22'92	30'05	37'51	45'15	53'16
0'5		11'92		17'11	22'80	29'53	36'65	46'16	52'44
Valor medio para $\varphi = 180^\circ$		12'36		17'31	23'61	31'47	40'19	46'35	55'46
T_p para $e = 0$		9'51		9'72	9'71	9'63	9'68	9'66	9'00
Φ									

- 1) Con $\Phi = 5'03 \text{ w/cm}^2$, $e = 0'3$ y $\varphi = 180$ se obtuvieron en otras experiencias los resultados: 44'69, 46'81, 48'56, 47'04, 45'20
- 2) Con $\Phi = 6'08 \text{ w/cm}^2$, $e = 0$ se obtuvieron en otras experiencias los resultados de 55'38

TABLA 93. Temperaturas de pared para $G = 2.7 \text{ m}^3/\text{h}$ y relación entre radios 0.20

e	ϕ		1'26	1'80	2'47	3'22	4'07	5'03	6'08
	ψ								
0'7	180		5'67	8'11	10'85	12'89	16'30	20'90	24'15
0'6	"		5'58	8'31	10'93	13'98	17'05	20'87	24'22
0'5	"		5'72	8'24	10'83	14'01	17'04	20'72	24'48
0'4	"		5'62	6'99	10'54	13'88	17'09	20'66	24'08
0'3	"		5'62	7'79	10'59	13'59	16'71	20'22	23'70
0'2	"		5'58	6'67	10'60	13'29	16'47	20'88	23'37
0'1	"		5'52	6'72	10'44	13'59	16'48	20'35	23'41
0	"		5'59	6'89	10'43	13'65	16'59	20'77	23'22
0'1	0		5'63	7'88	10'46	13'35	16'74	20'52	23'63
0'2	"		5'39	7'95	10'48	13'59	16'59	20'35	23'31
0'3	"		5'52	8'13	10'16	12'49	16'48	20'47	23'70
0'4	"		5'69	7'90	9'16	12'79	16'74	19'79	23'74
0'5	"		5'72	8'20	9'64	12'94	17'27	21'03	24'49
0'6	"		6'06	8'49	9'92	13'75	18'10	21'85	26'07
0'7	"		6'17	8'66	10'07	13'88	17'74	21'56	25'67
Valor medio para $\psi = 180$			5'61	7'47	10'65	13'61	16'72	20'67	23'83
$\frac{T_e = 0}{P} \phi$			4'50	4'33	4'19	4'17	4'15	4'12	3'95

TABLA 94. Temperaturas de pared para $R_2/R_1 = 0.20$ y flujo térmico = 6.33 w/cm^2

e	g	Temperaturas de pared									
		1'78	1'99	2'25	2'35	2'46	2'57	2'67	2'77	2'86	
0.7	180	64'64	63'21	61'39	60'34	58'91	58'48	61'10	56'78	55'18	
0.6	180	63'57	63'53	62'74	-	60'66	58'01	60'61	60'16	55'36	
0.5	180	63'43	64'42	60'63	59'50	60'06	59'90	60'80	59'80	50'99	
0.4	180	65'44	66'45	61'10	60'89	58'59	59'08	58'08	58'82	57'17	
0.3	180	63'11	65'76	62'35	62'18	58'71	59'28	57'70	57'89	55'99	
0.2	180	63'77	67'57	61'98	60'26	58'88	57'74	58'37	56'91	55'86	
0.1	180	64'64	61'94	62'89	60'22	60'03	57'66	58'24	57'31	55'73	
0		65'20	63'86	61'72	62'10	59'22	58'74	56'61	57'01	54'75	
0.1	0	65'75	63'93	62'24	60'23	59'98	61'87	57'85	56'75	53'38	
0.2	0	66'44	64'51	62'53	62'58	59'64	53'72	51'70	55'93	53'71	
0.3	0	64'21	62'19	61'60	62'92	59'95	53'90	50'99	55'64	52'79	
0.4	0	65'22	64'93	60'79	60'05	59'59	52'99	50'38	54'27	53'16	
0.5	0	62'77	61'80	61'42	59'90	58'99	55'38	51'37	53'91	52'44	
VALOR MEDIO		64'45	64'07	61'81	60'88	59'45	57'44	56'57	57'01	54'48	

a) Otro valor en estas mismas condiciones es 55'38

TABLA 95. TEMPERATURAS DE PARED PARA $R_1/R_2 = 0.32$ Y FLUJOS TERMICOS = $6.33w/cm^2$

e	G		1'78	1'99	2'46	2'67	2'86	2'95
		ψ						
0.7	180		34'83	31'63	26'83	25'08	24'15	23'93
0.6	180		35'01	31'96	27'58	25'00	24'22	23'95
0.5	180		35'26	33'11	27'71	25'90	24'48	24'06
0.4	180		35'62	32'64	27'30	25'67	24'08	23'36
0.3	180		34'30	32'01	27'29	25'33	23'70	22'97
0.2	180		34'84	31'84	26'40	24'77	23'37	23'03
0.1	180		34'90	31'84	27'07	26'73	23'42	22'94
0			35'12	32'53	27'34	26'08	23'22	23'29
0.1	0		36'11	32'55	27'76	25'81	23'63	23'68
0.2	0		35'40	31'76	27'37	26'16	23'31	23'18
0.3	0		36'47	31'93	26'49	25'61	23'70	22'67
0.4	0		37'34	32'35	27'57	24'91	23'74	22'57
0.5	0		37'77	33'56	28'23	25'40	24'49	23'67
0.6	0		37'62	34'57	29'44	26'06	26'07	25'37
0.7	0		37'01	34'79	30'12	26'51	25'67	25'54
VALORES MEDIOS			35'14	32'16	27'44	25'53	23'75	23'13

3.3.4. CALCULOS PARA LA COMPARACION DE PERFILES DE TEMPERATURA.

Los perfiles de temperatura vienen influenciados por todos los parámetros objeto de análisis, pero de entre ellos los más importantes son la temperatura de pared y la temperatura del fluido. Para poder hacer una comparación entre los diferentes perfiles, se toma como parámetro de comparación el cociente $(T_B - T'')/T_B$ en el que T_B es la temperatura de pared definida en el apartado 2.2.3. y T'' es la temperatura máxima del agua en cada punto del perfil calculada según

$$T'' = T_F - T_E + \frac{\Delta T}{2} \quad (33)$$

donde T_F es la temperatura media en cada punto del perfil, T_E es la temperatura del agua a la entrada y ΔT es la amplitud de las oscilaciones de temperatura en cada punto del perfil.

3.3.5. CALCULO DE PERFILES DE VELOCIDAD.-

Para calcular los perfiles de velocidad existentes en los canales de ensayos excéntricos se divide la sección transversal de flujo en dos subsecciones interior y exterior a la línea de tensiones tangenciales cero que se las clasifica con los subíndices 1 y 2,

El procedimiento de cálculo se basa en la suposición de Snyder (101), que considera las tensiones de pared locales

del anillo excéntrico equivalente a las de un anillo concéntrico efectivo. Por ello los coeficientes de fricción se calculan a partir de los del anillo concéntrico según la ecuación

$$f_e = f_c (1 - e)^{0.175} \quad (34)$$

y como perfil de velocidad se utiliza el de Eifler y Nijsing (125)

$$v = \sqrt{T} \sqrt{f_e/8} v_m u^+ \quad (35)$$

Para calcular el coeficiente de fricción en conducciones anulares concéntricas se utiliza la ecuación de Maubach (86) cuya validez queda probada con los resultados experimentales de Rehme (66)

$$\frac{1}{\sqrt{f_c}} = 2.035 \log Re \sqrt{f_c} - 0.989 \quad (36)$$

Para cada caudal de entrada se determina la velocidad media de flujo según

$$v_m = \frac{G}{S} \quad (37)$$

Con los datos de entrada y viscosidad se determina el número de Reynolds y el factor de fricción con las ecuaciones 34 y 36. En la ecuación 36 hay que hacer un cálculo iterativo.

El gradiente longitudinal de presión se calcula utilizando el criterio universal de diámetro equivalente mediante la expresión

$$\frac{dP}{dx} = f_e \frac{\rho}{2} v_m^2 \frac{1}{D_e} \quad (38)$$

Como complemento son necesarios el número de Reynolds de tensiones tangenciales y las tensiones tangenciales de pared medias que se calculan con las expresiones

$$Re_z = \sqrt{\frac{f_e}{8}} \cdot Re \quad (39)$$

$$\tau_{RM} = \left(\frac{Re_z \nu}{D_e} \right)^2 \rho \quad (40)$$

Una vez conocidas estas magnitudes para cada excentricidad se debe determinar el radio de máxima velocidad para cada posición angular mediante un cálculo iterativo utilizando el radio de máxima velocidad respecto al tubo central como parámetro de iteración y con las siguientes ecuaciones geométricas

$$d = e (R_2 - R_1) \quad (41)$$

$$r_{m2} = \sqrt{r_{m1}^2 + d^2 + 2dr_{m1} \cos \varphi} \quad (42)$$

Para calcular la distribución de tensiones de pared se utilizan los parámetros adimensionales T_2 y T_1 que se determinan mediante

$$\tau_{R2} = \frac{R_2}{2} \frac{dP}{dx} \left[1 - \left(\frac{r_{m2}}{R_2} \right)^2 \right] \quad (43)$$

$$T_2 = \frac{\tau_{R2}}{\tau_{RM}} \quad (44)$$

$$\tau_{R1} = \frac{R_1}{2} \frac{dP}{dx} \left[\left(\frac{r_{m1}}{R_1} \right)^2 - 1 \right] \quad (45)$$

$$T_1 = \frac{\tau_{R1}}{\tau_{RM}} \quad (46)$$

$$K_1 = K_2 \left(\frac{R_2 - r_{m2}}{r_{m1} - R_1} \right) \sqrt{\frac{\tau_{R2}}{\tau_{R1}}} \quad (47)$$

Con estos parámetros se puede proceder al cálculo de la velocidad para cada distancia a la pared, mediante las leyes universales de velocidad dadas mediante las ecuaciones

$$y_1^+ = \sqrt{\frac{\tau_{R1}}{e}} \frac{y_1}{v} \quad (48)$$

$$u_1^+ = \frac{1}{K_1} \ln \frac{y_1^+}{42} + 14.84 \quad (49)$$

$$u_1 = \sqrt{T_1} \sqrt{\frac{\tau_{R1}}{e}} v_m u_1^+ \quad (50)$$

$$y_2 = -e(R_2 - R_1) \cos \varphi + \sqrt{R_2^2 - e^2(R_2 - R_1)^2 \sin^2 \varphi} - R_1 - y_1 \quad (51)$$

$$y_2^+ = \sqrt{\frac{R_2}{e}} \frac{y_2}{e} \quad (52)$$

$$u_2^+ = \frac{1}{K_2} \ln \frac{y_2^+}{42} + 14.84 \quad (53)$$

$$u_2 = \sqrt{T_2} \sqrt{\frac{R_2}{8}} v_m u_2^+ \quad (54)$$

Una vez obtenidos los perfiles de velocidad correspondientes a cada pared se obtiene r_{m1} , con el corte de ambos perfiles y se procede de nuevo al cálculo introduciendo el nuevo r_{m1} obtenido, hasta conseguir que ambos r_{m1} coincidan.

Las velocidades adimensionales puntuales se deducen de la ecuación de Levy (75) y presentadas por Rogers (102).

Con el programa de cálculo MEPEVE aplicado a los parámetros fluidodinámicos correspondientes a los caudales ensayados (tabla 96) se obtienen los perfiles de velocidad que se reflejan en las tablas 97 y 98 en forma adimensional. En la gráfica de la figura 25 se representan los perfiles correspondientes a los casos extremos utilizados, donde se aprecian muy pocas variaciones de unos perfiles a otros en el margen de R_1/R_2 y de números de Reynolds ensayados, a excepción de una ligera variación de la posición de la línea de velocidad máxima que como se ve en la figura 26 se aproxima a la pared interior a medida que disminuye la relación entre radios o se reduce el número de Reynolds.

TABLA 96. Parámetros fluidodinámicos ensayados

R_1/R_2	Caudal G (m ³ /h)	Velocidad media (cm/seg)	Número de Reynolds	Factor de fricción
0'20	1'67	14'59	8.121	0'0335
	1'88	16'40	9.130	0'0324
	2'12	18'43	10.257	0'0314
	2'22	19'37	10.779	0'0310
	2'33	20'26	11.277	0'0306
	2'43	21'12	11.755	0'0303
	2'52	21'95	12.214	0'0300
	2'61	22'74	12.658	0'0297
	2'70	23'52	13.087	0'0294
0'32	1'67	41'26	11.966	0'0301
	1'88	46'39	13.452	0'0292
	2'33	57'30	16.616	0'0277
	2'52	62'06	17.998	0'0271
	2'70	66'50	19.283	0'0266
	2'79	68'71	19.924	0'0264

TABLA 97. Perfiles de velocidad relativa en canales circulares concéntricos con relaciones entre radios de 0.20.

Distancia relativa a la pared $y/(R_1/R_2)$	Velocidad relativa v/v_{max}									
	8.121	9.130	10.257	10.779	11.277	11.755	12.214	12.688	13.087	
0.000	0.298	0.301	0.305	0.306	0.307	0.309	0.310	0.311	0.312	
0.004	0.475	0.477	0.480	0.481	0.482	0.482	0.483	0.484	0.485	
0.038	0.652	0.653	0.654	0.655	0.656	0.656	0.657	0.657	0.658	
0.083	0.828	0.829	0.830	0.830	0.830	0.830	0.830	0.830	0.830	
0.1316	0.952	0.952	0.952	0.951	0.951	0.951	0.951	0.951	0.951	
0.3448	0.997	0.997	0.996	0.996	0.996	0.996	0.996	0.996	0.995	
0.3831	0.995	0.995	0.996	0.996	0.996	0.996	0.996	0.996	0.997	
0.4215	0.986	0.987	0.987	0.987	0.988	0.988	0.988	0.988	0.988	
0.5364	0.956	0.957	0.958	0.958	0.958	0.959	0.959	0.959	0.959	
0.7280	0.883	0.885	0.886	0.887	0.888	0.889	0.889	0.890	0.890	
0.9195	0.716	0.720	0.724	0.726	0.727	0.728	0.730	0.731	0.732	
0.9579	0.627	0.633	0.638	0.640	0.642	0.644	0.645	0.647	0.648	
0.9962	0.299	0.308	0.318	0.322	0.325	0.328	0.331	0.334	0.337	
Posición de velocidad máxima	0.3591	0.3610	0.3627	0.3635	0.3641	0.3648	0.3652	0.3658	0.3664	
Velocidad máxima (cm/seg)	16.81	18.83	21.07	22.11	23.10	24.04	24.95	25.83	26.68	

TABLA 98. Perfiles de velocidad relativa en canales anulares concéntricos con relaciones entre radios de 0'32

Distancia relativa a la pared $y/(R_2-R_1)$	Velocidad relativa v/v_{max}					
	11.966	13.452	16.616	17.998	19.283	19.924
0'0001	0'210	0'216	0'226	0'230	0'233	0'235
0'0007	0'421	0'425	0'433	0'435	0'438	0'438
0'0074	0'632	0'634	0'639	0'641	0'642	0'643
0'0735	0'843	0'844	0'845	0'846	0'847	0'847
0'2206	0'943	0'944	0'944	0'944	0'944	0'944
0'2941	0'970	0'970	0'970	0'970	0'970	0'970
0'3676	0'990	0'990	0'990	0'990	0'989	0'989
0'4412	0'993	0'993	0'994	0'994	0'994	0'994
0'5147	0'974	0'975	0'976	0'976	0'976	0'976
0'6618	0'926	0'927	0'929	0'930	0'931	0'931
0'8088	0'851	0'853	0'857	0'858	0'859	0'860
0'8824	0'786	0'789	0'795	0'797	0'798	0'799
0'9559	0'656	0'661	0'669	0'672	0'675	0'676
Posición de máxima velocidad	0'4082	0'4101	0'4124	0'4132	0'4140	0'4144
Velocidad máxima (cm/seg)	46'46	52'06	63'94	69'11	73'91	76'30

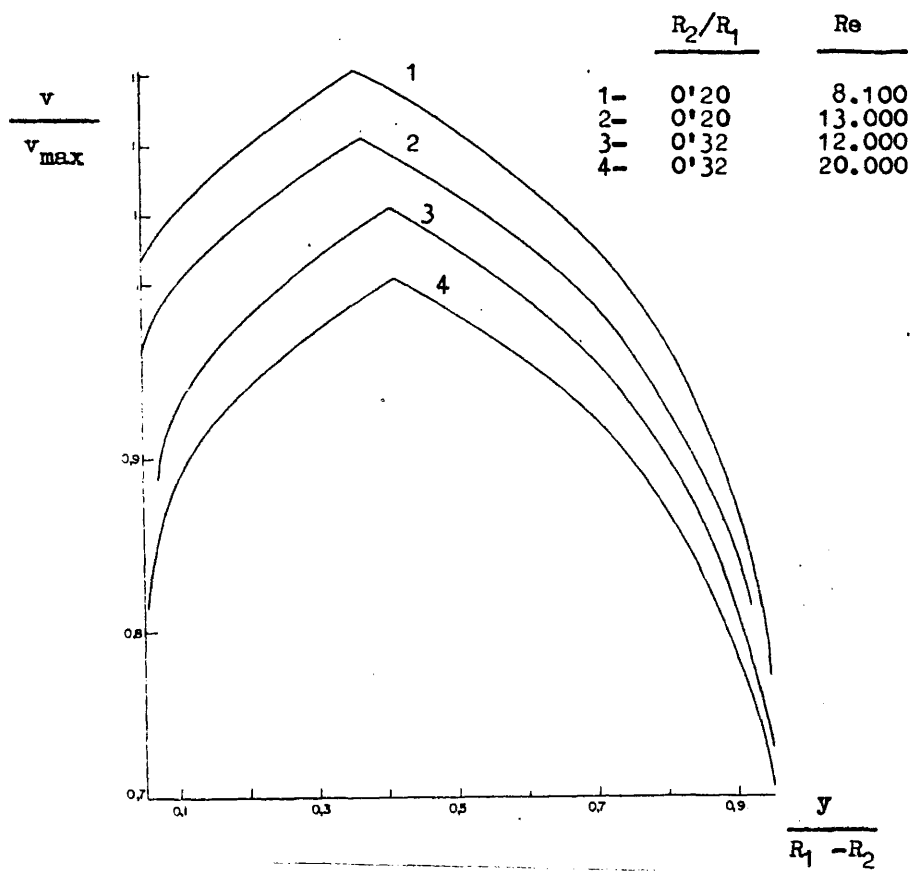


FIGURA 25. Perfiles de velocidad calculados con el programa MEPEVE

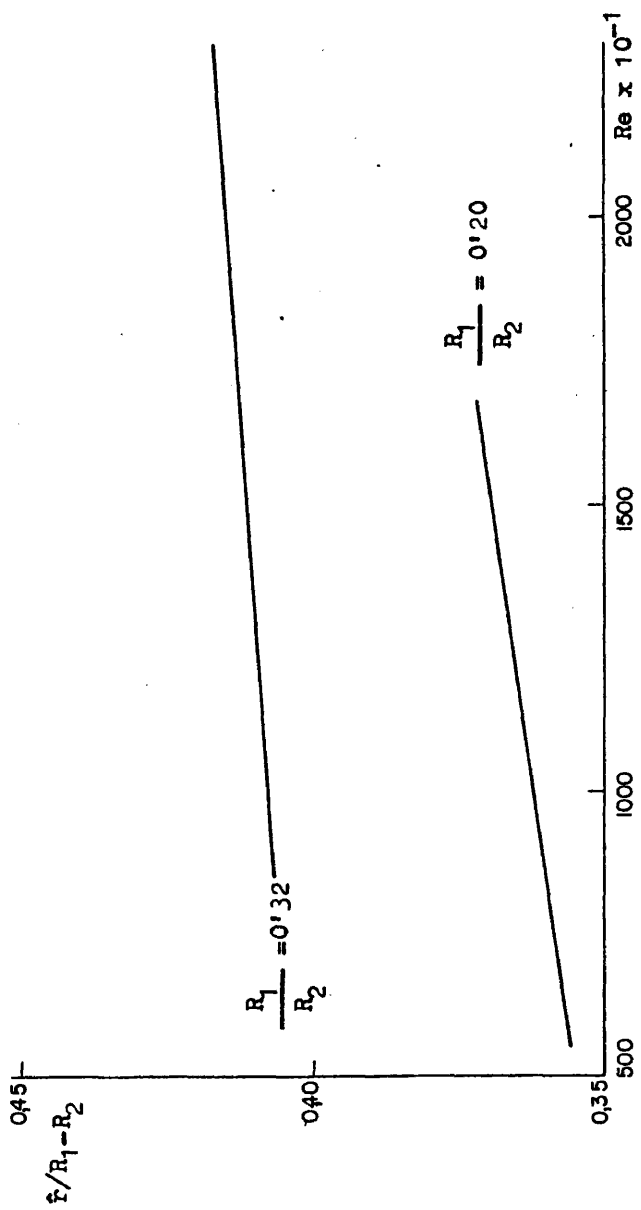


FIGURA 26. Variación del radio de la línea de máxima velocidad con el número de Reynolds

3.3.6. CALCULO DE COEFICIENTES DE TRANSMISION DE CALOR.-

Se utiliza el procedimiento general

$$h = \frac{\Phi}{(T_B - T_F)} \quad (55)$$

Las tres magnitudes que intervienen se determinan por los siguientes procedimientos:

a) Determinación del flujo de calor

El flujo de calor se puede determinar a partir de las magnitudes eléctricas de intensidad de corriente y tensión medidas en cada experiencia

$$\Phi = \frac{I \cdot V}{S} \quad (56)$$

También se pueden determinar a partir del aumento entálpico del agua

$$\Phi = \frac{G \rho c (T_S - T_E)}{S} \quad (57)$$

b) Determinación de la temperatura superficial.-

En cálculos de ingeniería se toma como temperatura de pared un valor medio de toda la superficie, pero dado que en este caso se pretende conocer la influencia de la geometría se precisa disponer de temperaturas puntuales, por lo que se procedió a su utilización particular tal y como se indicó en el apartado 2.2.3.

c) Determinación de la temperatura global del fluido

De los procedimientos utilizados por otros autores las mayores discrepancias se encuentran en este capítulo. Siendo éste el objeto fundamental del presente trabajo se han determinado perfiles de temperatura según se ha indicado en el apartado 3.3.1. y el cálculo de T_F se hace por integración utilizando el perfil de temperatura experimental y el analítico de velocidad mediante la ecuación

$$T_{Fb} = \frac{\int v T_F dy}{\int v dy} \quad (58)$$

4. DISCUSION DE RESULTADOS.-

4.1. TEMPERATURA SUPERFICIAL.-

De las cinco variables estudiadas en el desarrollo experimental (flujo térmico, caudal, posición angular, excentricidad y relación entre los radios interior y exterior del canal) el flujo térmico y el caudal presentan una influencia mayor que las otras. Las desviaciones experimentales existentes en la determinación de sus magnitudes influyen en la temperatura superficial más que las posibles variaciones introducidas por las demás, quedando prácticamente enmascarada su influencia e impidiendo cualquier análisis de ella.

4.1.1. INFLUENCIA DEL FLUJO TERMICO.-

En las figuras 27 y 28 se presentan los resultados obtenidos de la temperatura superficial corregida con respecto a la temperatura de entrada del agua al canal de ensayos. Los valores medidos se comparan frente a la excentricidad y posición angular tomando como parámetro de comparación el flujo térmico. En el caso de la relación entre radios de 0'32 no se observa ninguna ley de variación con la excentricidad, como ocurre en

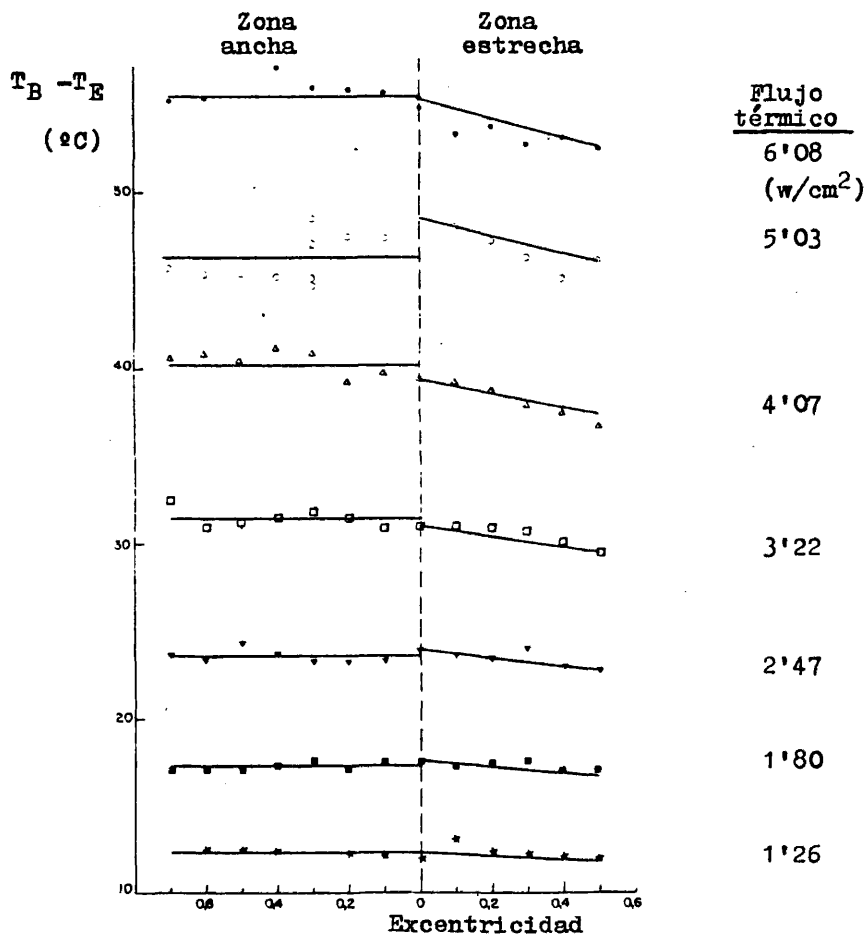


FIGURA 27. Temperaturas de pared para $G = 2.7 \text{ m}^3/\text{h}$ y $R_1/R_2 = 0.20$

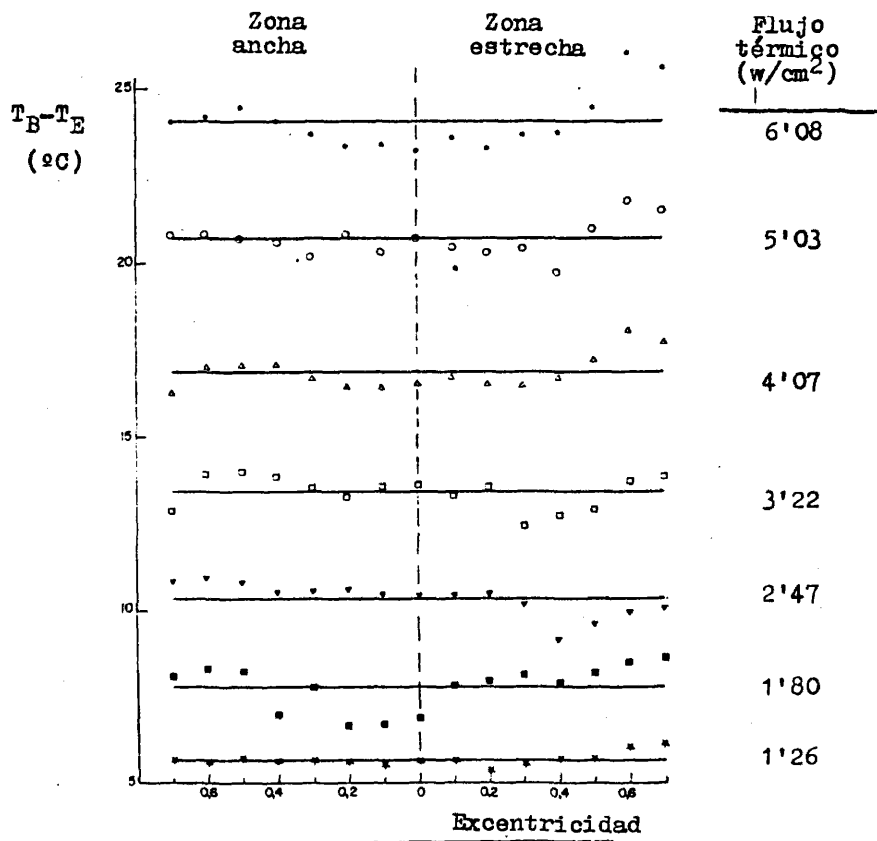


FIGURA 28. Temperaturas de pared con $R_1/R_2 = 0'32$ y $G = 2'7 m^3/h$

la zona estrecha del canal con relación entre radios de 0'20, en donde a medida que aumenta la excentricidad se observa una caída de la temperatura superficial. Esta caída se hace más ostensible cuando el flujo térmico es mayor. Este fenómeno no se debe precisamente a la velocidad, que, en la zona estrecha, se hace cada vez menor comparada con la velocidad media a medida que la excentricidad aumenta, por lo que la reducción de la temperatura superficial habría que buscarla más bien en la turbulencia y en el efecto de flujos secundarios. Según se observa en la figura 29 hay una dependencia lineal de la temperatura superficial con el flujo térmico con un coeficiente de proporcionalidad de 9'65 y 4'22 °C/w/cm² para los canales de 0'20 y 0'32 respectivamente de relación entre radios. Es decir que tanto las condiciones hidrodinámicas como geométricas influyen en la temperatura de pared.

En las mismas figuras 27 y 28 se presentan con trazo continuo las líneas correspondientes al ajuste de los resultados experimentales. Para la zona estrecha del canal con un valor de $R_1/R_2 = 0'20$ se ha obtenido la ecuación de dependencia de la excentricidad

$$\frac{T_B}{T_{B(e=0)}} = 1 - 0'0994 e \quad (59)$$

donde $T_{B(e=0)}$ es la temperatura superficial en el caso de excentricidad nula(En esta ecuación la excentricidad figura con signo positivo cuando se trata de la zona estrecha del canal ($\varphi=0$)

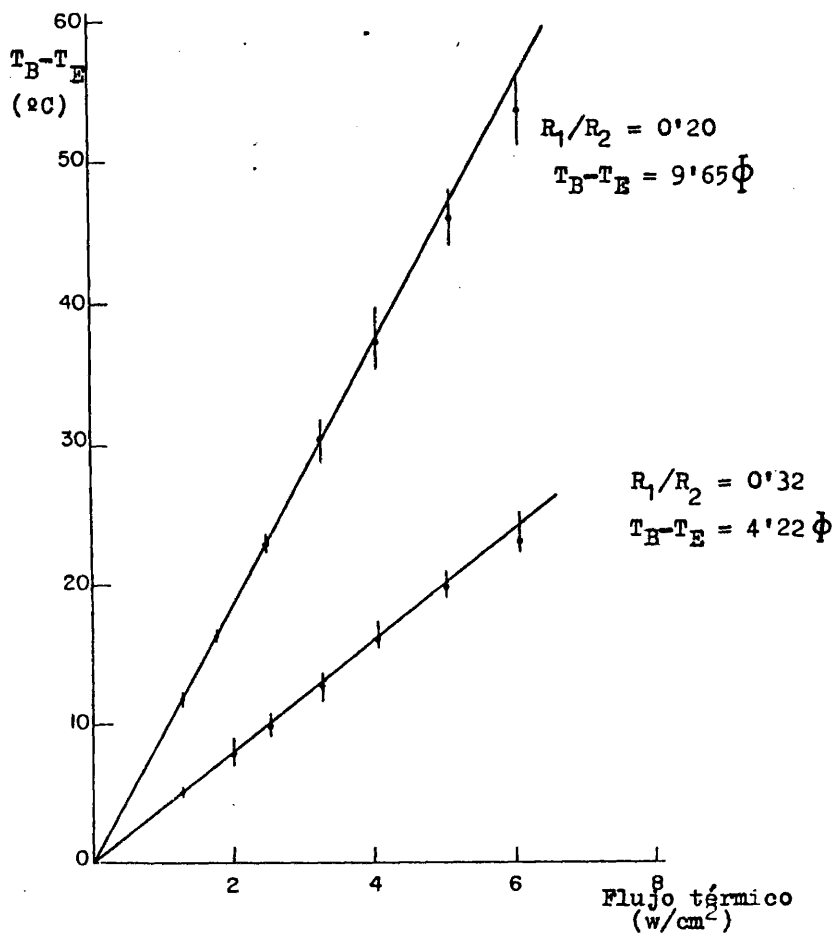


FIGURA 29. Temperaturas de pared para $G = 2.7 m^3/h$ con diferentes flujos térmicos y relaciones entre los radios del anillo

y con signo negativo cuando se trata de la zona ancha del canal ($\psi = 180$)).

4.1.2. INFLUENCIA DEL CAUDAL.-

Parciálmente comparados los resultados obtenidos en cada canal se observa una dependencia lineal de la temperatura superficial con el caudal pero con coeficientes diferentes de un caso a otro. Sin embargo, si se toma como parámetro de comparación la velocidad media de circulación del agua se observa que a medida que aumenta la velocidad media la temperatura superficial desciende (figura 30). Hay que hacer notar que a velocidades elevadas aparece una ligera influencia de la excentricidad en la parte estrecha del canal que se manifiesta con un aumento de la temperatura superficial precisamente debido a la caída de la velocidad media del canal.

Esta ligera influencia de la excentricidad se ve interferida por la influencia de los otros dos parámetros impidiendo con ello hacer un análisis de la influencia de este parámetro.

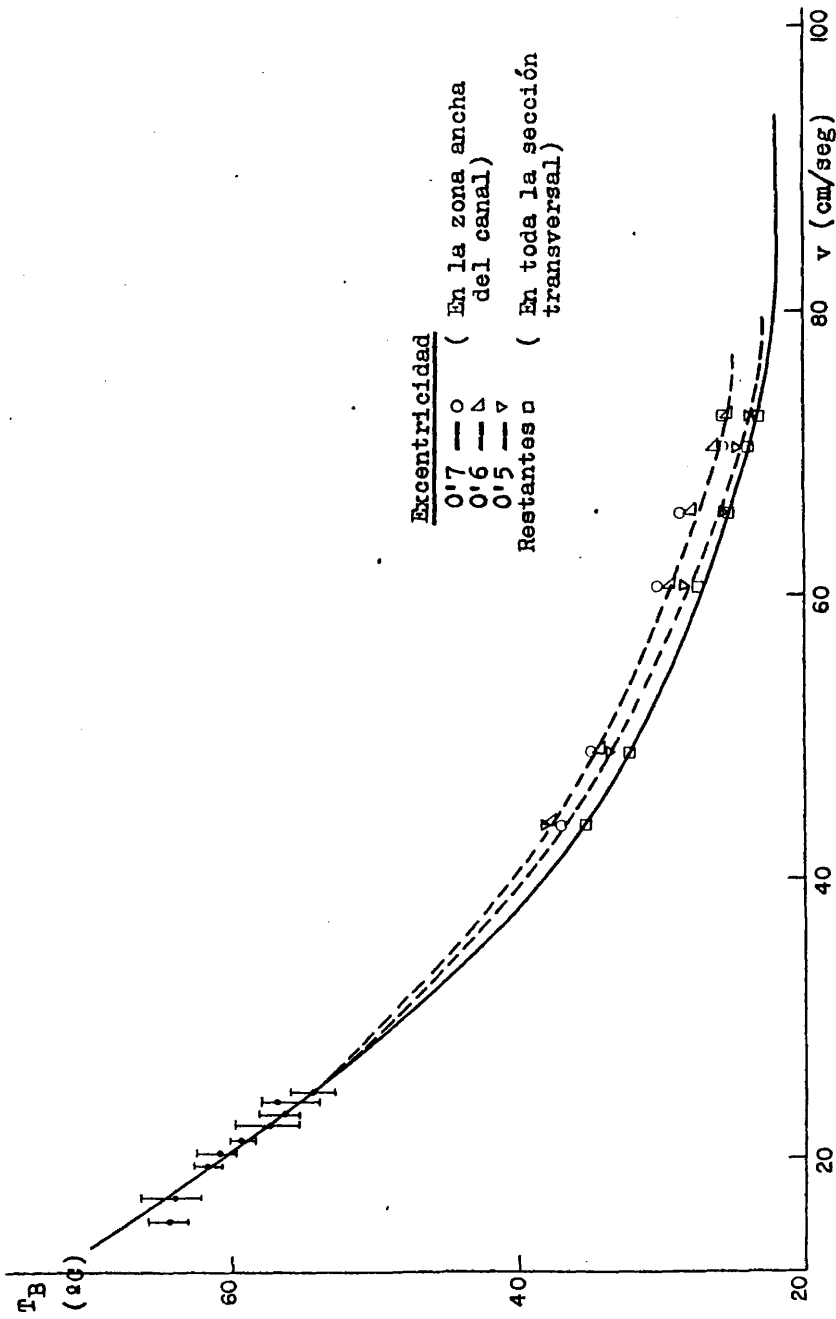


FIGURA 30. Variación de la temperatura de pared con la velocidad media en el canal para $\phi = 6.33 \text{ w/cm}^2$

4.2. PERFILES DE TEMPERATURA.-

Como en el caso de la temperatura superficial, se ha estudiado la influencia del caudal, flujo térmico, excentricidad y posición angular del perfil. Como primera característica de estos perfiles hay que resaltar las fuertes oscilaciones presentadas, que, además, dependen de las mismas variables que los perfiles de temperatura. Por esto, primero se hará un estudio de ellas centrado en sus amplitudes, lo que posteriormente permitirá analizar su repercusión en los propios perfiles.

4.2.1. OSCILACIONES DE LA TEMPERATURA DEL FLUIDO.-

Por un lado se observa que la amplitud de las oscilaciones disminuye al aumentar la distancia a la pared calefactora como se muestra en la gráfica de la figura 31 (curva A) pero no se observa una clara influencia del caudal sobre esta variación más que en la zona alejada de la pared donde a medida que aumenta el caudal disminuye la amplitud de las oscilaciones. En la misma figura se representa el caso para $R_1/R_2 = 0.32$ apreciándose una fuerte disminución de las oscilaciones y al mismo tiempo una mayor influencia del caudal.

De estos resultados se deduce que las oscilaciones son más bien debidas al gradiente de temperatura transversal

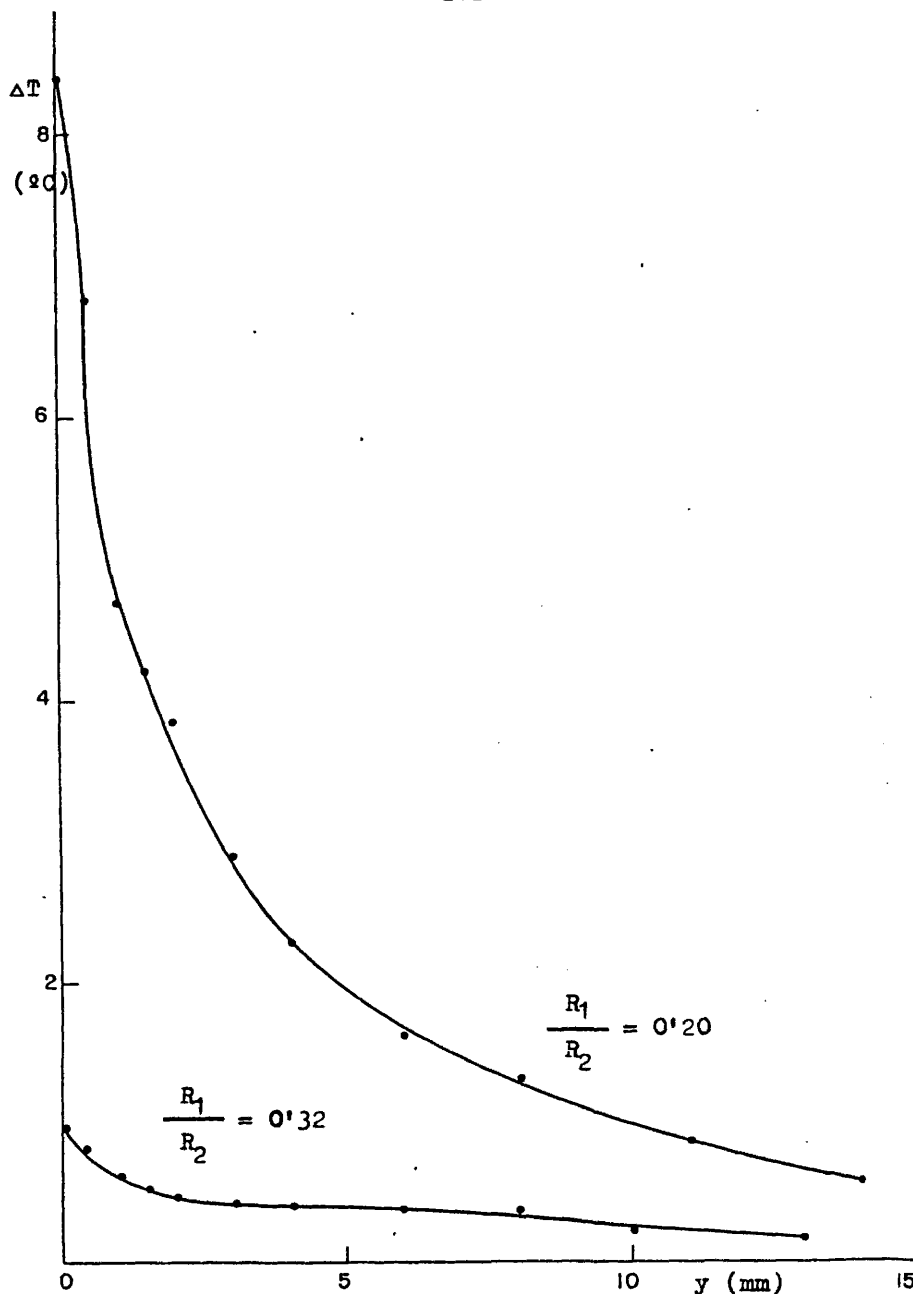


FIGURA 31. Amplitud de las oscilaciones de temperatura

existente en el fluido que a la propia velocidad del mismo. Es to viene a demostrar que los torbellinos se desplazan no solamente en dirección axial sino también en dirección transversal y ellos son los cusantes de estas oscilaciones.

Por otro lado el flujo térmico presenta una clara influencia en las oscilaciones según se observa en la gráfica de la figura 32, aunque esta influencia es mucho menor en el canal con relación entre radios de 0'32 porque también es menor el gradiente térmico.

En las figuras 33 y 34 se presentan las amplitudes de oscilación medias para diferentes excentricidades y posiciones angulares. En la figura 33, correspondiente a la zona más ancha del canal, no se observa prácticamente variación con la excentricidad mientras que en la figura 34 se observa una ligera caída de las amplitudes con el aumento de excentricidad que es más ostensible en las proximidades de la pared.

En resumen, se puede decir que las amplitudes de las oscilaciones dependen fuertemente del gradiente de temperatura existente en el canal como consecuencia del paso de torbellinos calientes y fríos de las zonas próximas en dirección transversal.

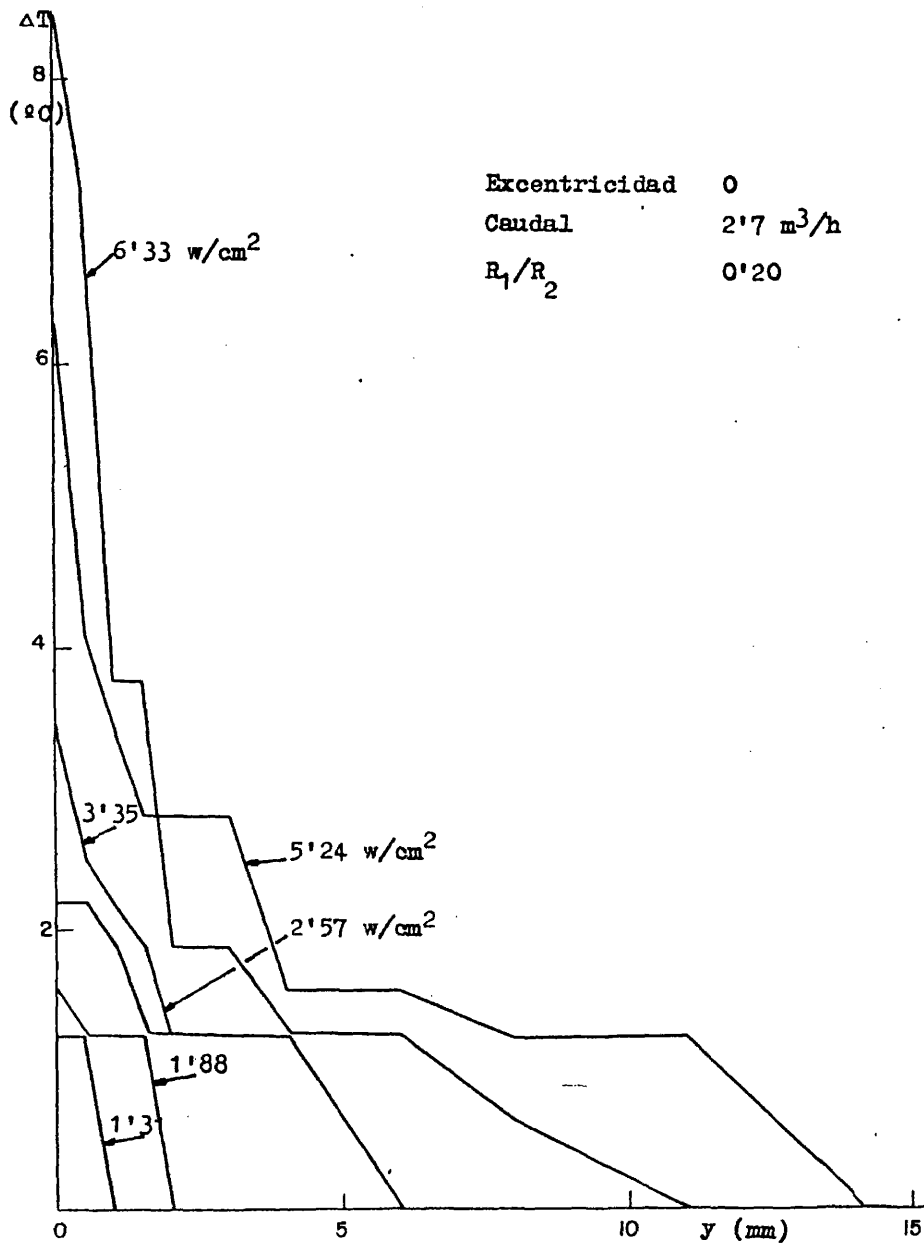


FIGURA 32. Amplitud de las oscilaciones de temperatura

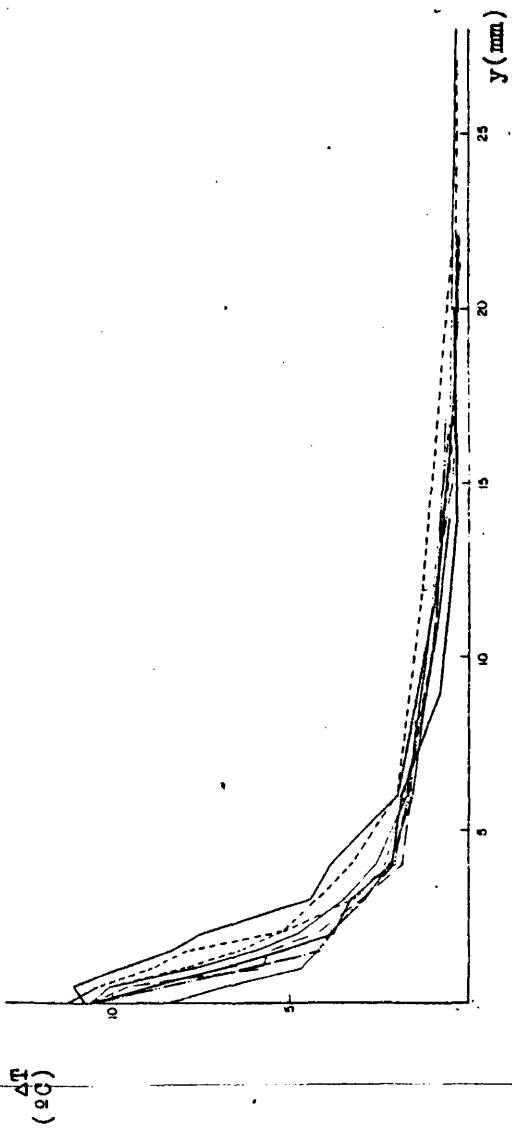


FIGURA 33. Variación de las amplitudes de las oscilaciones de temperatura con la distancia a la pared para diferentes excentricidades en la zona ancha del canal con relación entre radios de 0'20 y caudal 2'7 m³/h.

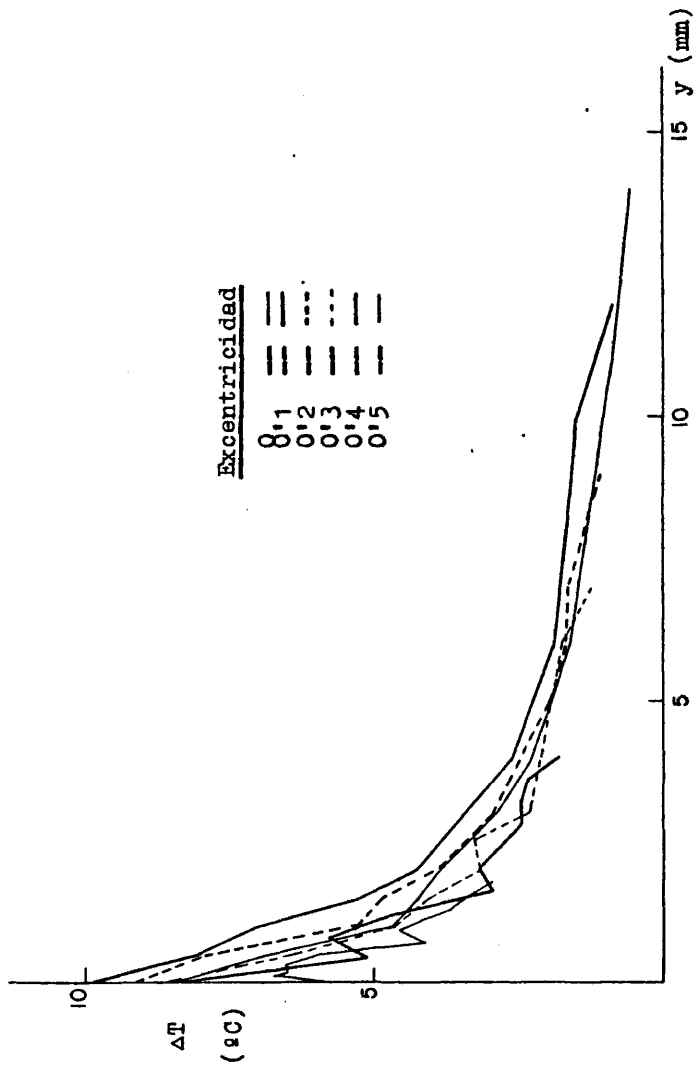


FIGURA 34. Amplitud de las oscilaciones de temperatura para diferentes excentricidades en la zona estrecha del canal ($G = 2.7 \text{ m}^3/\text{h}$)

$$R_1/R_2 = 0.32$$

4.2.2. INFLUENCIA DE LA VELOCIDAD DE CIRCULACION EN LOS PERFILES DE TEMPERATURA.-

Con un flujo térmico de $6'33 \text{ w/cm}^2$ se observa que tanto la excentricidad como la posición angular en la conducción angular no influyen prácticamente en los perfiles de temperatura, pero, sin embargo, se nota una clara influencia del caudal y de la relación entre radios. En la figura 35 se presentan estos perfiles para los cuatro casos ensayados observándose como a caudales mayores hay un mayor gradiente de temperatura al igual que ocurre con relaciones entre radios menores. Ambos hechos demuestran que el parámetro dominante es la velocidad como se comprueba en la figura 36 en la que se representan los valores de T'' frente a la velocidad media en el canal a diferentes distancias. Se observa como a medida que se está aproximando a la pared se produce un aumento considerable del gradiente de temperatura cuando la velocidad es baja, lo que demuestra la influencia de la capa laminar en el gradiente de temperatura. Este gradiente disminuye a medida que aumenta la velocidad y la distancia a la pared, lo que demuestra la influencia de la temperatura de pared. Efecto que también aparece sobre el salto térmico en la interfase como se ve en la figura 37.

En la figura 38 se representa la variación del gradiente de temperatura con la distancia a la pared para ambas

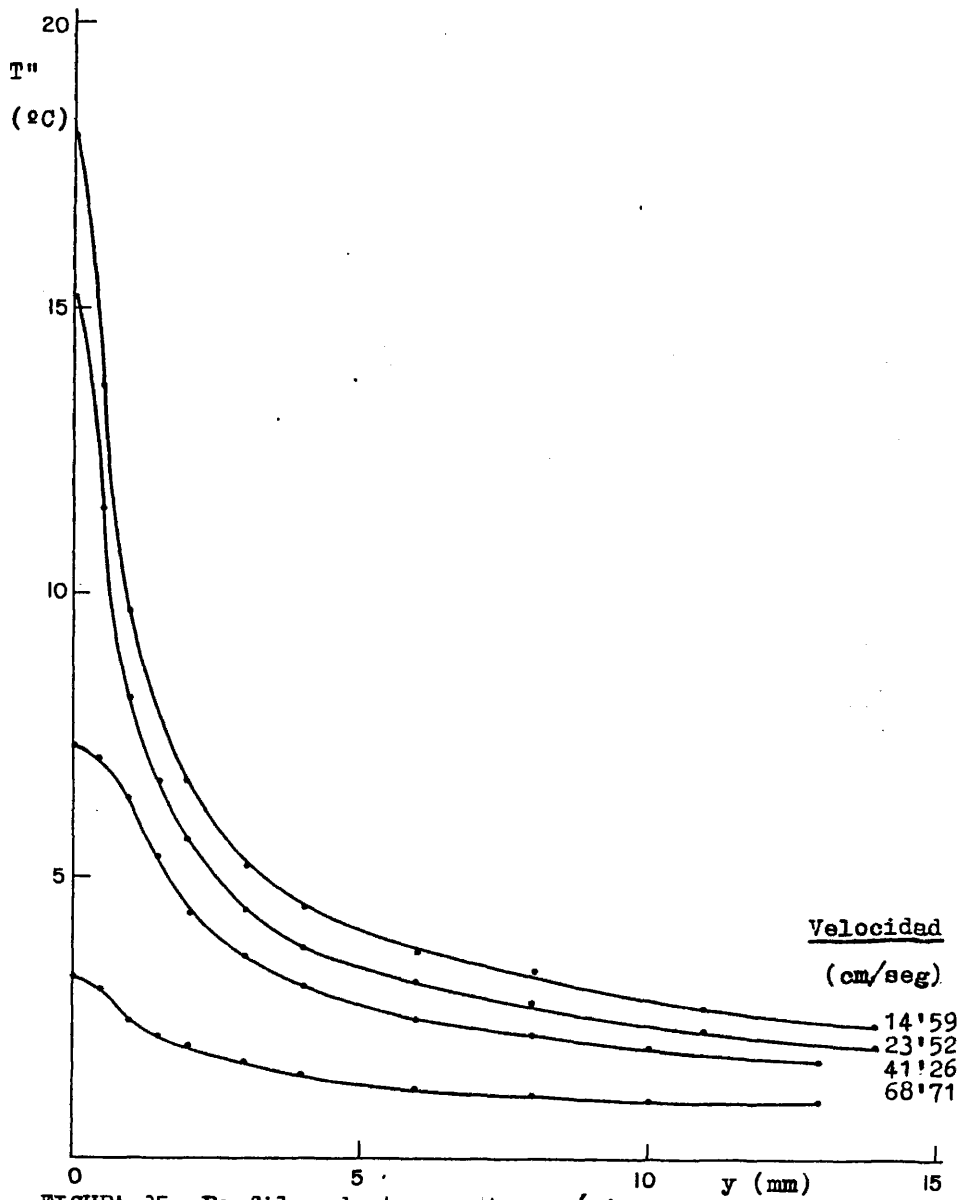


FIGURA 35. Perfiles de temperatura máxima

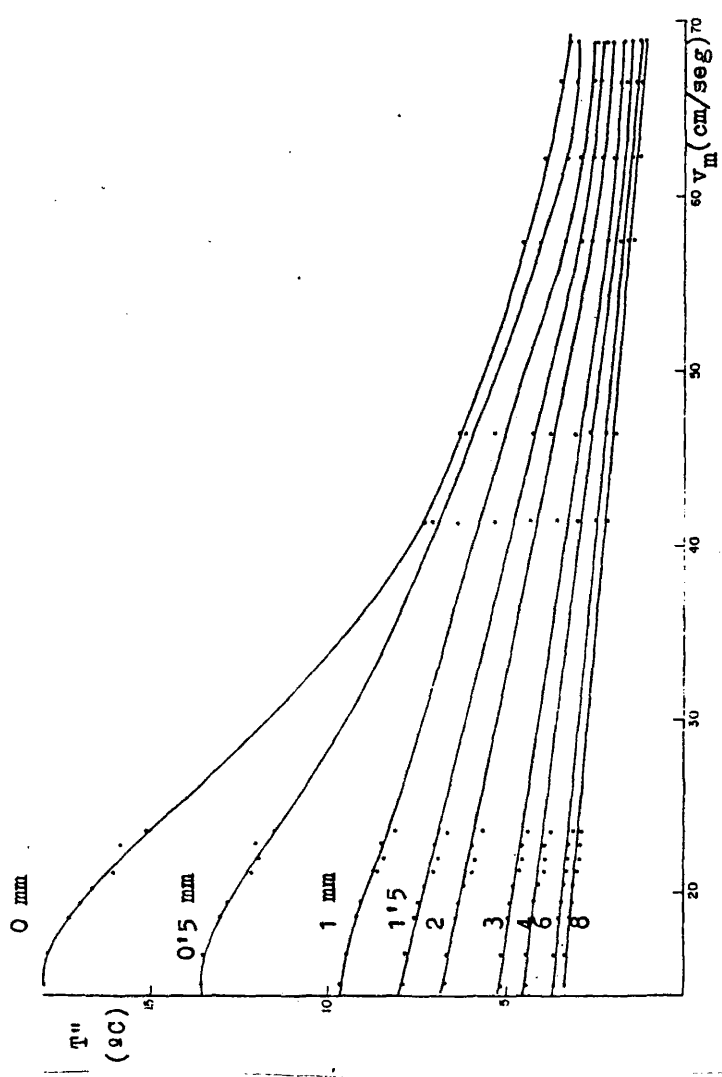


FIGURA 36. Temperatura máxima del fluido a diferentes velocidades y distancias a la pared calefactora

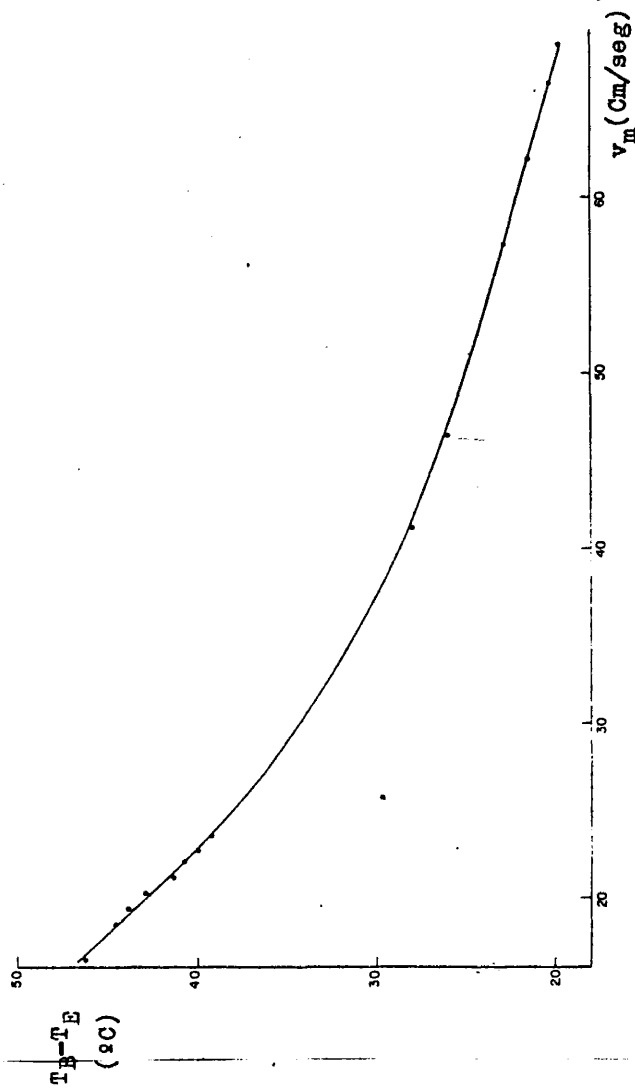


FIGURA 37. Salto térmico en la interfase en función de la velocidad

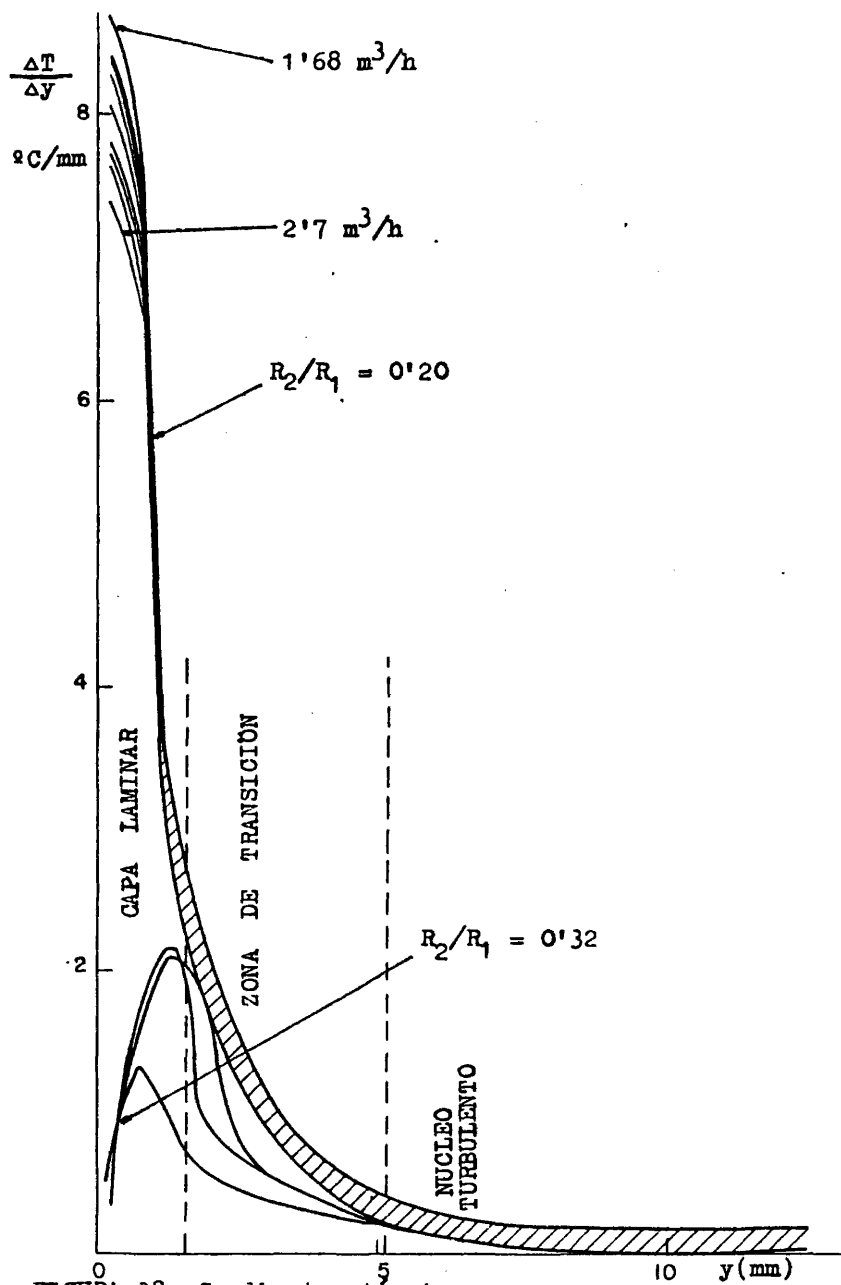


FIGURA 38. Gradientes térmicos

relaciones entre radios y diferentes caudales. A medida que aumenta el caudal caen los gradientes de temperatura y se obser-
van claramente tres zonas correspondientes a la capa laminar,
zona de transición y núcleo turbulento. A su vez se observa u-
na caída del gradiente en la zona en contacto con la pared con
secuencia de la caída en la interfase. La capa laminar llega
hasta 1'5 mm de la pared y a partir de 5 mm ya se encuentra el
núcleo turbulento.

4.2.3. INFLUENCIA DEL FLUJO TERMICO.-

En el apartado 4.1.1. se reflejo la influencia del
flujo térmico en la temperatura superficial y en el apartado
anterior se observó que los perfiles fundamentalmente dependen
de la temperatura superficial. Por ello se tomó como parámetro
de comparación el número adimensional $(T_B - T'')/T_B$ que se com -
prueba que es independiente del flujo térmico. Por esta razón
se utilizan perfiles medios de los ohtenidos con diferentes
flujos térmicos. Comparando estos perfiles para las diferentes
excentricidades y posiciones angulares se observa que hay una
dependencia lineal de estos parámetros con la excentricidad y
posición angular como se vé en la figura 39. Correlacionando
esta dependencia lineal se observa que los perfiles se ajustan
a

$$\frac{T_B - T''}{T_B} = (0'120 y - 0'303)e + 0'981 - \frac{0'183}{10'0'191y} \quad (60)$$

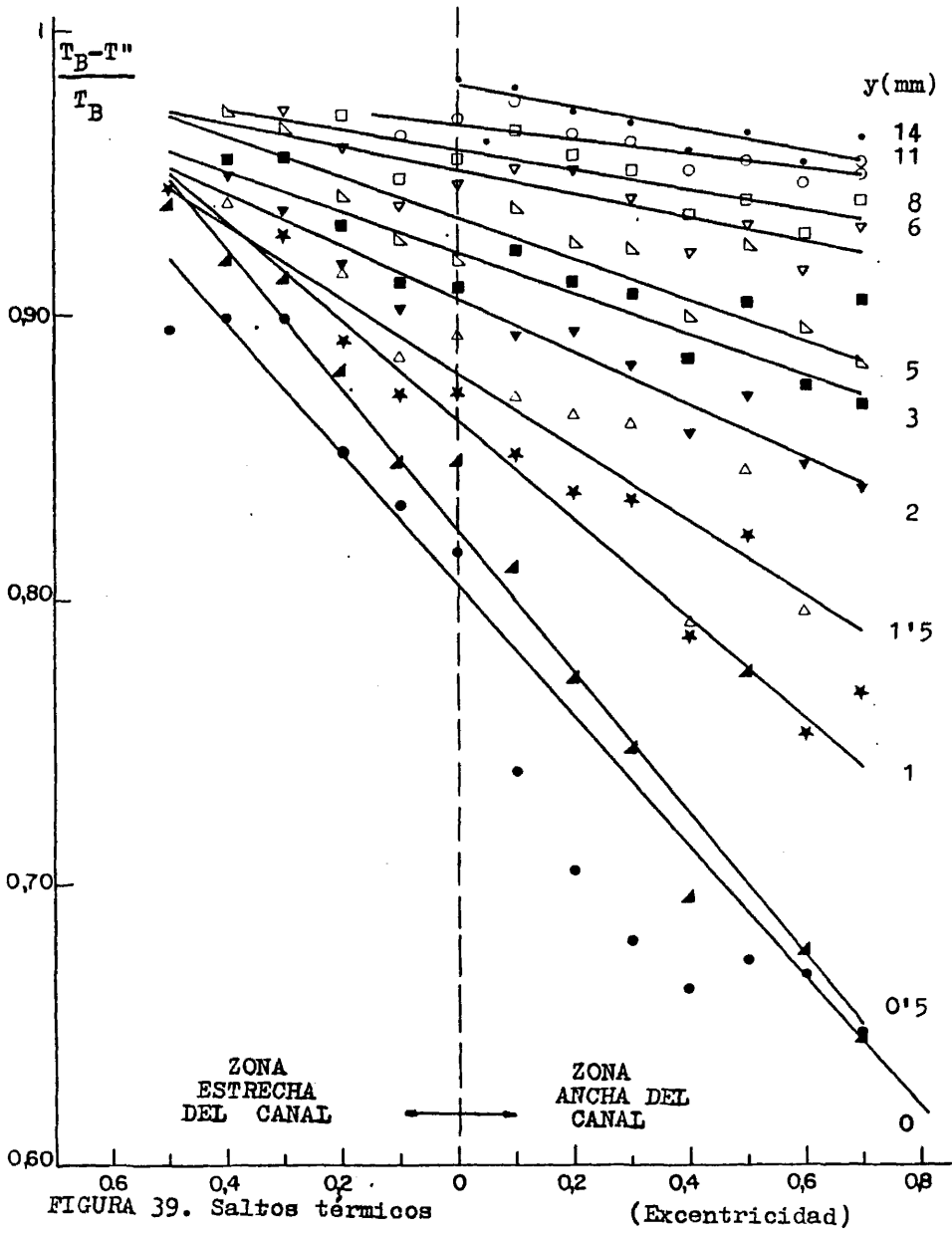


FIGURA 39. Saltos térmicos

(Excentricidad)

cuando $y < 2.5$ mm

$$\frac{T_B - T''}{T_B} = 0.981 - 0.027 e^{-\frac{0.094}{10^{0.078y}}} \quad (61)$$

cuando $y \approx 2.5$ mm.

En resumidas cuentas se observa que el salto térmico $T_B - T''$ depende de la posición, excentricidad y temperatura de pared.

Cuando $y = 0$

$$T_B - T'' = (0.798 - 0.303 e) T_B \quad (62)$$

Es decir que el salto térmico en la interfase es mayor en la zona estrecha del canal y menor en su zona ancha con excentricidades crecientes.

4.3. COEFICIENTES DE TRANSMISION DE CALOR.-

Utilizando los resultados de T_B indicados en el apartado 4.1. y descomponiendo los perfiles de temperatura en el fluido de acuerdo con sus tres regiones indicadas en la figura 38 se calcularon los coeficientes de transmisión de calor en la interfase y en las tres regiones del fluido, obteniéndose los resultados mostrados en la figura 40, donde se ve que la mayor influencia del coeficiente global de transmisión de calor se de

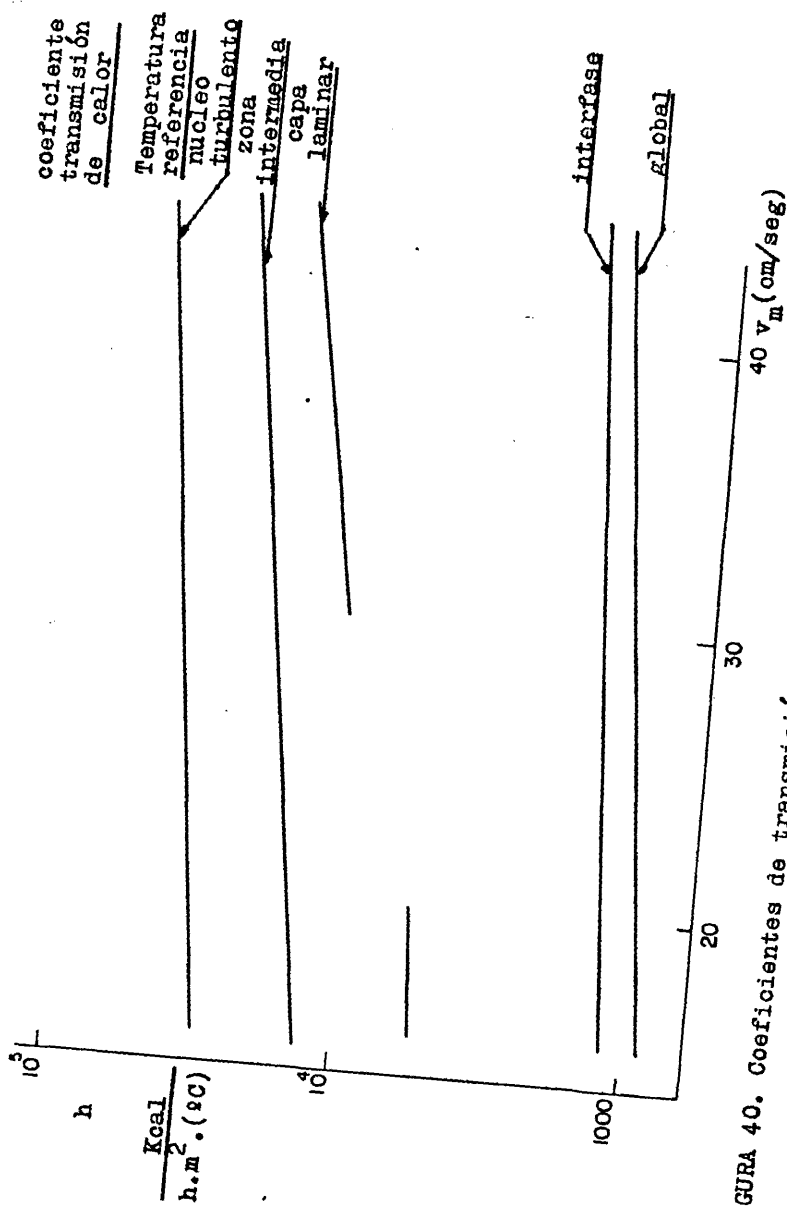


FIGURA 40. Coeficientes de transmisión de calor a diferentes velocidades

be a la caída de temperatura en la interfase en la que su porcentaje de participación es del 75% frente al 16% de la capa laminar, 6% de la zona de transición y 3% del núcleo turbulento para velocidades de 15'5 cm/seg y llegando a ser del 90% frente al 5% de la capa laminar, 3'5% de la zona de transición y 1'5% del núcleo turbulento a velocidades de 72'66 cm/seg. A pesar del elevado porcentaje de participación en la transmisión de la interfase, la influencia de la capa laminar se deja ver por la pérdida de linealidad. En resumen la dependencia del coeficiente de transmisión de calor con la velocidad viene representada por la ecuación

$$h = 646 \times 10^{0'0083v_m} \quad (63)$$

mientras que la del coeficiente de transmisión de calor en la interfase por

$$h = 930 \times 10^{0'0067v_m} \quad (64)$$

Utilizando las ecuaciones 60 y 61 se obtienen los coeficientes de transmisión de calor en función de la excentricidad mostrados en la figura 41. En ellos se observa que la participación de la resistencia en la interfase es del 93% en la zona estrecha del canal con excentricidad nula y se reduce a 61% en la zona ancha del canal de 0'7 de excentricidad aumentando la participación de las resistencias de la zona laminar y de transición entre laminar y turbulenta.

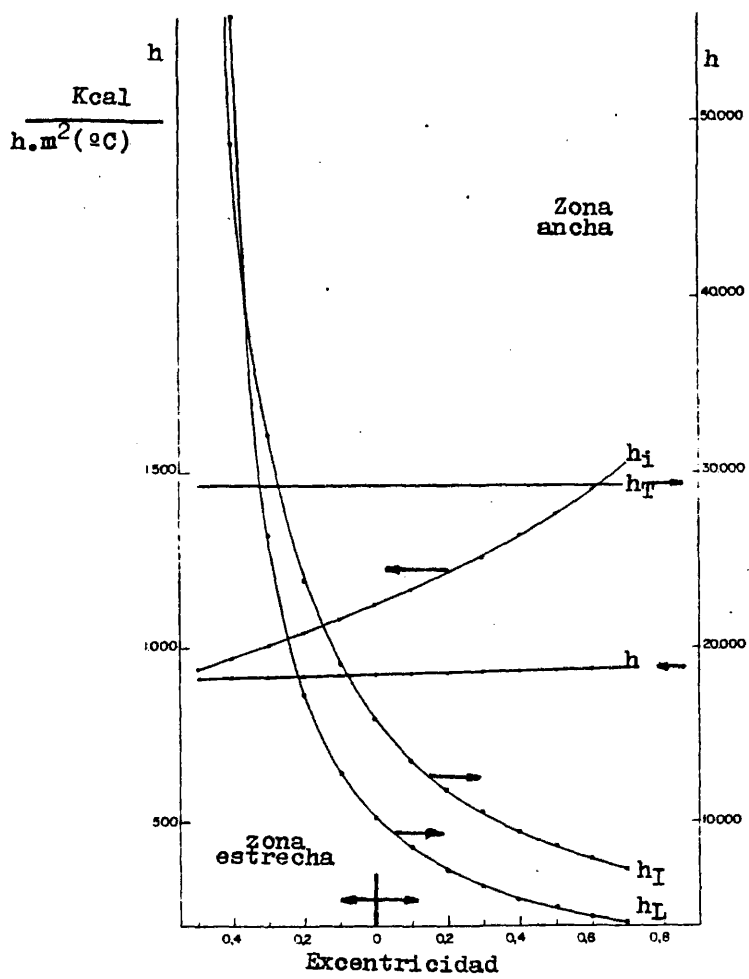


FIGURA 41. Coeficientes parciales de transmisión de calor :

En la figura 42 se presentan los resultados de las actuales experiencias comparados con los de otros autores (99, 107, 108, 124) observándose que se encuentran entre la representación de la ecuación de Colburn y los resultados experimentales de Judd-Wade.

En la figura 43 se comparan los actuales resultados con los de otros autores para diferentes excentricidades.

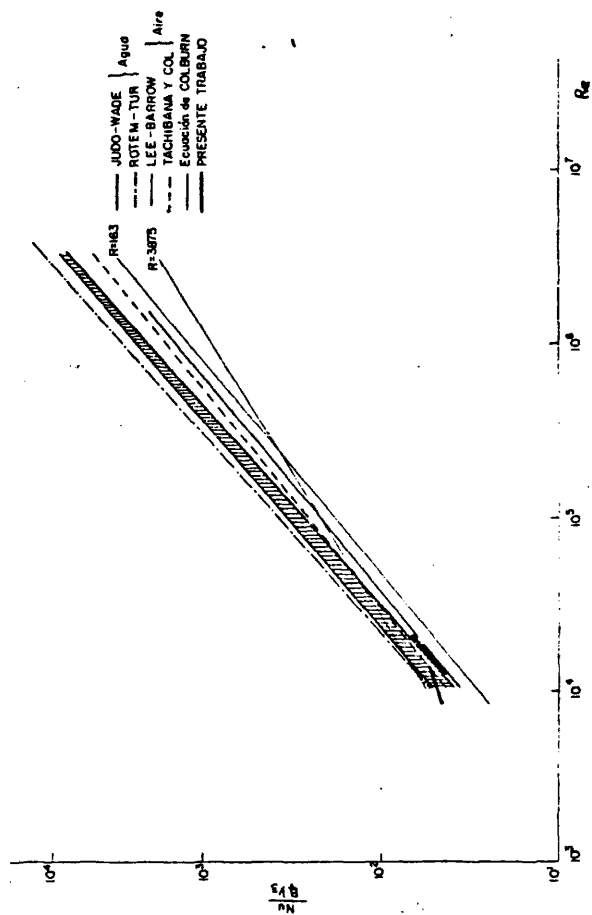


FIGURA 42. Comparación de los resultados experimentales del presente trabajo con los de otros autores.

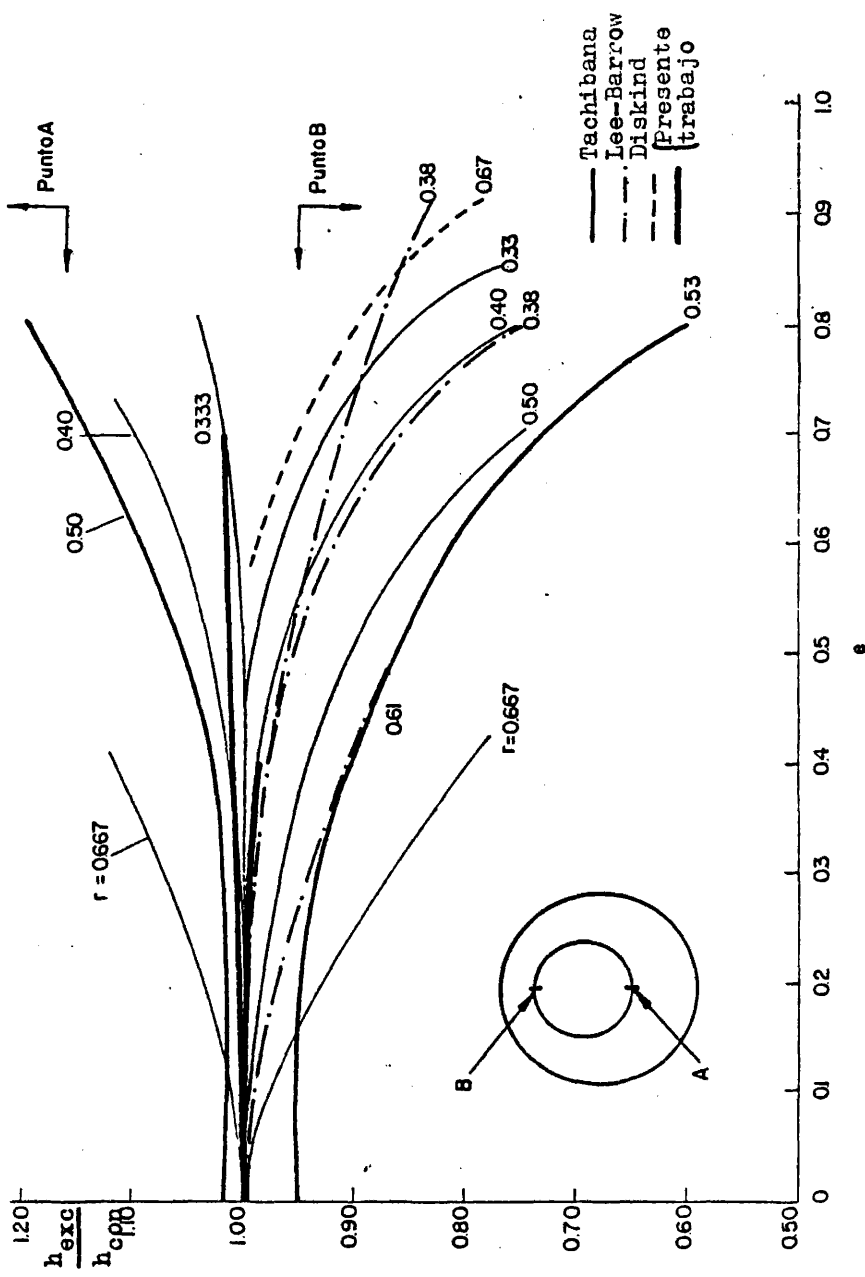


FIGURA 43. Desviación de los coeficientes de transmisión de calor con respecto a las conducciones anulares concéntricas para diferentes excentricidades.

5. RESUMEN GENERAL Y CONCLUSIONES.-

Como resumen general del trabajo realizado, a continuación se enumeran brevemente los aspectos tratados y finalmente se exponen las conclusiones a las que permiten llegar los resultados experimentales.

Después de una amplia revisión bibliográfica que abarca el campo de las medidas de los perfiles de temperatura y su utilización para la evaluación de los coeficientes de transmisión de calor por convección, así como sobre la técnica experimental para la simulación de barras combustibles, se estudió tanto la fluidodinámica como la termofluidodinámica en conducciones anulares concéntricas y excéntricas. Se prestó una atención particular a las consideraciones teóricas sobre conducciones anulares excéntricas.

Con este estudio previo se abordó el trabajo experimental tratando los tres puntos siguientes:

i) Realización de un equipo de experimentación en el que se pueden medir los coeficientes de transmisión de calor entre un simulador eléctrico de una barra combustible y un fluido refrigerante a partir de las temperaturas superficiales de la barra y de los perfiles transversales de temperatura en el fluido.

ii) Puesta a punto de la técnica de embeber termopares en la superficie de las barras y del mecanismo para desplazar los termopares móviles empleados para la medida de los perfiles de temperatura.

iii) Experimentación en canales con relaciones entre radios de 0'20 y 0'32, intervalo elegido como zona de interés para la simulación de los canales de refrigeración entre las varillas combustibles, caudales entre 1'68 y 2'78 m³/h que proporcionan un flujo en régimen turbulento bajo, flujos térmicos entre 1'31 y 6'33 w/cm², excentricidades entre 0 y 0'7 y la obtención de perfiles de temperatura en toda la periferia de la barra simuladora. El número de experimentos realizados se eleva a 770.

Como último comentario sobre el trabajo realizado antes de enumerar las conclusiones, se pone de manifiesto que las técnicas de medida que se han puesto a punto no sólo tienen la misión concreta de medir los coeficientes de transmisión de calor por convección, sino que además tienen un interés más amplio para los trabajos que actualmente se realizan o preparan en la Sección de Ensayos de Prototipos de la División de Metalurgia de la Junta de Energía Nuclear. Con la medida de temperaturas en el fluido y operando con generación de calor pulsada es posible estudiar efectos de mezcla, distribución de velocidades y detección de zonas estancadas. Estos aspectos se han tenido en cuenta al evaluar el interés de la realización del trabajo que se presenta como Tesis Doctoral, y por lo tanto el

haber conseguido el desarrollo de la técnica experimental descrita debe considerarse como una meta buscada y alcanzada en el trabajo, que será utilizada como punto de partida para nuevos estudios con estos últimos objetivos.

Como conclusiones de los diferentes resultados experimentales obtenidos se pueden enumerar:

1) En el conjunto de los experimentos efectuados se ha observado que la técnica empleada para montar termopares embebidos en la superficie de los elementos calefactores, es un procedimiento válido para la medida de temperaturas superficiales, no motiva alteraciones en el flujo térmico y además no altera el contacto entre la superficie y el fluido evitándose la distorsión de la interfase y por ello presenta una medida real de la temperatura de la superficie.

2) Las oscilaciones aleatorias tanto de la temperatura superficial como de los perfiles de temperatura restan precisión a las medidas. El estudio de sus amplitudes revela las causas que las promueven e incluso su grado de participación. El principal responsable es el gradiente de temperaturas. Así en las proximidades a la pared se alcanzan oscilaciones de 8°C de amplitud con flujos térmicos de $6'33 \text{ w/cm}^2$ en la conducción con relación entre radios de 0'20. Esta amplitud se reduce a 2°C en la misma conducción cuando el flujo térmico se reduce a $1'31 \text{ w/cm}^2$ y a 1°C en la conducción de 0'32 con el flujo térmico de $6'33 \text{ w/cm}^2$.

3) La temperatura superficial, resultado del equilibrio térmico entre el flujo de calor generado en el calefactor y la velocidad de circulación del fluido, es independiente de la relación entre los radios de las paredes de la conducción anular, en las condiciones y geometrías experimentadas. La diferente dependencia lineal de la temperatura superficial con el flujo calorífico encontrada para las dos relaciones entre radios en sayadas: $T_B = 9'65 \Phi$ (cuando $R_1/R_2 = 0'20$) y $T_B = 4'22 \Phi$ (cuando $R_1/R_2 = 0'32$), es consecuencia de la influencia de la velocidad media de circulación en ambos canales, que reduce la temperatura de la pared asintóticamente al valor de la temperatura del fluido.

4) Los perfiles de temperatura en el fluido dependen de la temperatura superficial y con ella de las causas que la modifican. Además influyen en ellos las distancias a la pared y la excentricidad, aunque ésta en menor grado como se desprende de las correlaciones obtenidas experimentalmente

$$\frac{T_B - T''}{T_B} = (0'120y - 0'303)e + 0'981 - 0'183 \exp(0'191y)$$

para $y < 2'5$ mm

$$\frac{T_B - T''}{T_B} = 0'981 - 0'027 e - 0'094 \exp(0'078y)$$

para $y \geq 2'5$ mm.

5) En las conducciones ensayadas y dentro del margen de números de Reynolds cubierto (8×10^3 a 2×10^4), zona en la que se produce el desarrollo total de la turbulencia, la influencia de la excentricidad en los coeficientes de transmisión de calor es muy reducida. En la zona estrecha del canal es más apreciable llegando a modificar el coeficiente de transmisión de calor en un 4% con respecto al equivalente en las conducciones anulares concéntricas.

6) El examen de los perfiles de temperatura para las diferentes condiciones dinámicas ensayadas ha permitido relacionar el coeficiente de transmisión de calor con la velocidad mediante la ecuación

$$h = 646 \exp(0.0083 v_m)$$

La velocidad afecta directamente al salto térmico que se produce en la interfase y se ha comprobado que éste llega a participar con un 90% en el salto térmico total entre la pared y el núcleo turbulento del fluido en las zonas estrechas del canal y con excentricidades de 0.4. Esta participación se reduce en la zona ancha del canal incrementándose la participación de la caída de temperatura en la capa laminar, pero siempre de un orden de magnitud menor.

6. BIBLIOGRAFIA.-

1. MARESCA, M.W; DWYER, O.E: "Heat transfer to mercury flowing in-line through a bundle of circular rods" Trans.ASME J. Heat Transfer, 86 C, pp 180-186 (1964)
2. DEISSLER, R.G; TAYLOR, M.F: "Analysis of fully developed turbulent heat transfer and flow in an annulus with various eccentricities" Tech.Note NACA Wash.No 3451 (1955)
3. KAYS, W.M; LEUNG, F.Y: "Heat transfer in annular passages hydrodynamically developed turbulent flow with arbitrarily prescribed heat flux" Int.J.Heat Mass Transfer 6, 537 (1963)
4. EIFLER, W; NIJSING, R: "Experimental investigation of velocity distribution and flow resistance in a triangular array of parallel rods" Nucl.Eng.Design 5,22 (1967)
5. NIJSING, R; EIFLER, W; GARGANTINI, I: "Analysis of fluid flow and heat transfer in a triangular array of parallel heat generating rods" Nucl.Eng.Design 4,375 (1966)
6. NIJSING, R; EIFLER, W: "A rapid analytical approach for determining velocity and temperature distributions in fuel rod bundles" Reaktortagung 1970. Berlin 20-22 April 9-12
7. EIFLER, W: "Berechnung der turbulenten Geschwindigkeitsverteilung und der Wandreibung in konzentrischen Ringspalted Wärme- und Stoffübertragung 2,36-46 (1969)

8. MONTES, M: "Estudios experimentales en termofluidodinámica de reactores. 5. Simulación de barras combustibles" *Energía Nuclear* 104, 20, 521-533 (1976)
9. TEYTU, A: "Les simulateurs thermiques d'elements combustible" *Bull. Inf. Sci. Techn.* n°156, 13 (1971)
10. CLARK, D.L: "Adapting commercial heaters to simulate LMFBR fuel rods in sodium" *Trans. Am. Nucl. Soc.* 13, 2, 817 (1970)
11. MAC PHERSON, R.E; CLARK, D.L: "High performance electric heaters for LMFBR fuel pin simulation" *Trans. Am. Nucl. Soc.* 15, 1, 366 (1972)
12. CASAL, V: "Heizstäbe mit indirekter Widerstandsbeheizung zur simulierung von Kernbrennstäben" KFK 894 (1969)
13. KREBS, L; MALANG, S; POLITZKY, H.M; RUST, K: "Vor- und Nachteile von thyristoranlagen zur Stromversorgung elektrisch beheizter Stäbe höher Leistungsdichte" KFK 1835
14. MALANG, S; RUST, K: "RELAX. Ein FORTRAN-programm zur numerischen Bestimmung von Temperaturfeldern mittels der Relaxations Methode der Thermodynamik" KFK 1053 (1969)
15. MALANG, S; RUST, K: "Thermische Simulation von Brennstäben durch indirekt elektrisch beheizte Stäbe" KFK 1587 (1972)
16. MALANG, S; RUST, K; TSCHOKE, H: "The influences of heating methods and rod eccentricities on temperature measurements in sodium experiment" *Int. Seminar on Heat Transfer in Liquid Metals. Trogir (Yugoslavia)* (1971)
17. CASAL, V; DEMSKI, A; GRAF, E; HARTMANN, W: "Heizstäbe zur Simulation von Brennstäben für Natrium Diederexperimente" Parte

I KFK 2368 (1977)

18. CASAL, V; GRAF, E; HARTMANN, W: "Heizstäbe zur Simulation von Brennstäben für einphasige Wärmeübergangsuntersuchungen in Flüssigmetalströmungen" KFK 2258 (1976)
19. TEYTU, A: "Elements chauffants a hautes performances pour bonde a sodium" Note TT n°298 CEA
20. BURGESS, M.H: "The design of electrical heater pins to simulate transient dryout and post-dryout of water reactor fuel" AEEW-M-1558 (1978)
21. MONTES, M: "Estudios experimentales en termofluidodinámica de reactores: 4. Selección de técnicas termométricas" Energía Nuclear 100, 99-109 (1976)
22. WOLF, L: "Multiregional heat transfer analysis of liquid metal flow through eccentric annuli" Int. Seminar on Heat Transfer in Liquid Metals. Trogir (Yugoslavia) (1971)
23. COLLINGHAN, R.E; YATABE, J.M; HILL, V.R; THORNE, W.L; CREER, J.M: "Development and results of an electrically heated seven pin bundle assembly for thermalhydraulic testing in liquid metals" Liquid Metal Heat Transfer and fluid Dynamics (ASME) (1970)
24. HOFFMAN, H.W; KIDD, G.J; LYNCH, F.E; STELZMANN, W.J; WANDTLAND, J.L SOGIN, H.H: "Experimental studies of the heat transfer and fluid dynamics characteristics of rod-cluster-type nuclear reactor fuel elements" ORNL 4356 (1967)
25. FONTANA, M.H; GNADT, P.A; CLAFFEY, C.J; MAC PHERSON, R.E; KOLB, J.D STULFING, R.D: "LMFBR failed fuel mockup" Nuclear Safety Pro

- gramm annual Progress Report Dic. ORNL 4511 (1970)
26. FONTANA, M. H.; MAC PHERSON, R. E.; GNADT, P. A.; FARSLY, L. F.; WANDTLAND J. L.: "Temperature distribution in the duct wall and the exit of a 19-rod simulated LMFBF fuel assembly (FFM bundle 2A)" Nucl. Techn. Vol 24, 176 (1974)
 27. FRIEDLAND, A. J.; DWYER, O. E.; MARESCA, M. W.; BONILLA, C. F.: "Heat transfer to mercury in parallel flow through bundles of circular rods" Int. Dev. in Heat Transfer Parte III ASME (1961)
 28. SUBBOTIN, V. I.; TALANOV, V. D.; USHAKOV, P. A.: "Effect of eccentricity on heat transfer to liquid metals in annular spaces" NASA TTF 522, 108 (1969)
 29. SILK, V.: "Experimentelle Untersuchungen lokaler Wärmeübergangszahlen im Ringkanal und der Einfluss von Exzentrizitäten auf der Temperaturfeld" KFK-tr-288, UJV 1813 (1967)
 30. GISPERT, M.; MONTES, M.: "Estudios experimentales en termofluidodinámica de reactores: 1. Aspectos generales" Energía Nuclear 19 (96) 257-265 (1975)
 31. HOUGHTEN, F. C.; OLSON, H. T.: "Measurement of surface temperatures: its measurements and control in science and industry" Reinhold Publ. Corp. New York 1947. Vol. 1, 855
 32. GREEN, S. J.; HUNT, T. W.: "Accuracy and response of thermocouples for surface and fluid temperature measurements. Temperature: its measurement and control in science and industry" Vol. 3 Parte II, 695-722. Reinhold Publishing Corporation. New York (1962)
 33. BURNETT, P.: "Instaling surface temperature thermocouples in

- model fuel pins"Nucl.Eng.Int.Mayo 1972, 401
34. FLEMONS, R.S;LANE, A.D:"Thermocouple for surface measurement in multielement nuclear fuel bundles"AECL 3798 (1972)
 35. BROWN, H.E;AMSTEAD, B.E:"Temperature and velocity distribution and transfer of heat in a liquid metal" Trans ASME 79,279 (1957)
 36. BUHR, H.O;CARR, A.D;BALZHISER, R.E:"Temperature profiles in liquid metals and the effect of superimposed free convection in turbulent flow"Int.J.Heat Mass Transfer Vol 11, 641-654 (1968)
 37. HLAVAC;P.J;NIMMO, B.G;DWYER, O.E:"Fluid-dynamic study of fully developed turbulent flow of mercury in annuli" Liquid Metal Heat Transfer and Fluid Dynamics ASME 1970 (1)
 38. RICKARD, C.L;DWYER, O.E;DROPKIN, D:"Heat transfer rates to cross flowing mercury in a staggered tubes bank.II"Trans. ASME 80 (1958) 646
 39. MAUBACH, K;REHME, K:"Negative eddy diffusivities for asymmetric turbulent velocity profiles"Int.J.Heat Mass Transfer 15,425-432 (1972)
 40. DAVIS, E.S:"Heat transfer and pressure drop in annuli" trans ASME 65,755-760 (1943)
 41. ROTHFUS, R.R:"Velocity gradients and friction in concentric annuli" Ph.D.Thesis.Carnegie Inst. of Technologie (1948)
 42. KNUDSEN, J.G;KATZ, D.L:"Velocity profiles in annuli" Proc. Midwest Conf. Fluid Dynamics Illinois 175-203 (1950)
 43. KNUDSEN, J.G;KATZ, D.L:"Fluid dynamics and heat transfer" New York Mac Graw-Hill Book (1958)

44. LORENZ, F.R: "Über turbulent Strömung durch Rohre mit kreisringförmigen Querschnitt" Mit.Inst.für Strömungsmaschinen der TH Karlsruhe N.2 (1932)
45. ROTHFUS, R.R; MONRAD, C.C; SENEAL, K.E: "Velocity distribution and fluid friction in smooth concentric annuli" Ind.Eng. Chem. 42, 2511-2520 (1950)
46. ROTHFUS, R.R; MONRAD, C.C; SIKCHI, K.G; HEIDEGGER, W.J: "Isothermal skin friction in flow through annular sections" Ind. Eng.Chem 47, 913-918 (1955)
47. KOCH, R; FEIND, K: "Druckverlust und Wärmeübergang in Ringspalten" Chemie.Ing.Techn 30(9) 577-584 (1958)
48. NICOL, A.A; MEDWELL, J.O: "Velocity profiles and roughness effects in annular pipes" J. Mech.Eng.Sci. 6(2) 110-115 (1964)
49. LEUNG, E.Y; KAYS, W.H; REYNOLDS, W.C: "Heat transfer with turbulent flow in concentric and eccentric annuli with constant and variable heat flux" Stanford Report AHT-4 (1962)
50. KAYS, W.H; LEUNG, E.Y: "Heat transfer in annular passages hydrodynamically developed turbulent flow with arbitrarily prescribed heat flux" Int.J.Heat Transfer 6, 537-557 (1963)
51. BRIGHTON, J.A: "The structure of fully developed turbulent flow in annuli" Ph.D.Thesis Purdue University (1963)
52. BRIGHTON, J.A; JONES, J.B: "Fully developed turbulent flow in annuli" J.Basic Eng. 86D, 835-844 (1964)
53. OKIISHI, T.H; SEROVY, G.K: "Experimental velocity profiles for fully developed turbulent flow of air in concentric annuli" ASME Paper 64-WA/FE 32 (1964)

54. LEE, Y: "Turbulent flow and heat transfer in concentric and eccentric annuli" Ph.D. Thesis, University of Liverpool (1964)
55. JONSSON, V. K: "Experimental studies of turbulent flow phenomena in eccentric annuli" Ph.D. Thesis Uni. Minnesota (1965)
56. JONSSON, V. K; SPARROW, E. M: "Experiments on turbulent flow phenomena in eccentric annular ducts" J. Fluid Mech. 25, 65-86 (1966)
57. SARTORY, W. K: "Turbulent flow in annular duct" Ph.D. Thesis Carnegie Inst. Technologie (1962)
58. ROTHFUS, R. R; SARTORY, W. K; KERMODE, R. I: "Flow in concentric annuli at high Reynolds numbers" A.I.Ch.E.J. 12, 1086-1091 (1966)
59. IVEY, C. M: "The position of maximum velocity in annular flow (1965)
60. BALL, H. D; AZER, N. Z: "Experimental investigation of eddy diffusivities of air in turbulent annular flow" Proc. of the 1972 Heat Transfer and Fluid Mechanics Inst. San Fernando Valley. Stanford Univ. Press 19-38 (1972)
61. QUARMBY, A: "An experimental study of turbulent flow through concentric annuli" Int. J. Mech. Sci. 9, 205-221 (1967)
62. KJELLSTROM, B; HEDBERG, S: "On shear stress distributions for flow in smooth or partially rough annuli" AE-243 of AB Atomenergie, Stockholm (1966)
63. BARTHELLES, H: "Darstellung des Wärmeüberganges in konzentrischen Ringspalten unter Benutzung der Analogie zwischen Impuls- und Wärmeaustausch" Jül-506-RB der KFA (1967)

64. SMITH, S.L.;LAWN, C.J.;HAMLIN, M.J: "The direct measurement of wall shear stress in an annulus"CEGB RD/B/N 1232 (1968)
65. LAWN, C.J;ELLIOT, C.J: "Fully developed turbulent flow through concentric annuli" CEGB RD/B/N 1878 (1971)
66. REHME, K: "Turbulente Strömung in konzentrischen Ringspalten KFK 2099 (1975)
67. QUARMBY, A: "The ratio of wall shear stresses in concentric annuli" Aeron.J.Roy.Aeron.Soc. 72,345-346 (1968)
68. PRESTON, J.H: "The determination of turbulent skin friction by means of Pitot tubes"J.Roy.Aeron.Soc. 58,109-121 (1954)
69. QUARMBY, A: "On the use of the Preston tube in concentric annuli" Aeron.J.Roy.Aeron.Soc. 71,47-49 (1967)
70. EIFLER, W: "Begrenzungen für die Anwendbarkeit von Preston Rohren in Kanalströmungen" Wärme und Stoffübertragung 3, 58-62 (1970)
71. ROTHFUS, R.R;WALKER, J.E;WHAN, G.A: "Correlation of local velocities in tubes, annuli and parallel plates" A.I.Ch.E.J. 4,240-245 (1958)
72. NIKURADSE, J: "Gesetzmässigkeiten der turbulenten Strömung in glatten Rohren" Forschung-Arbeiten auf dem Gebiet des Ingwesens VDI-Forschungsheft 356 (1932)
73. BARROW, H;LEE, Y;ROBERTS, A: "The similarity hypothesis applied toturbulent flow in an annulus" Int.J.Heat Mass Transfer 8,1499-1505 (1965)
74. RATKOWSKI, D.A: "Fluid friction and heat transfer in plain, concentric annuli" Canadian J.Che.Eng. 44,8-12 (1966)

75. LEVY, S: Turbulent flow in an annulus" J. Heat Transfer 89, 25-31 (1967)
76. ROBERTS, A: "A comment on the turbulent flow velocity profile in a concentric annulus" Int. J. Heat Transfer 10, 709-712 (1967)
77. MICHIIYOSHI, I; NAKAJIMA, T: "Fully developed turbulent flow in concentric annulus" J. of Nuclear Science and Techn. 5(7) 354-359
78. GRABER, H: "Der Wärmeübergang in glatten Röhren, zwischen parallelen Platten, in Ringspalten und längs Rohrbündeln bei Exponentieller Wärmeflussverteilung in erzwungener laminarer oder turbulenter Strömung" Int. J. Heat Mass Transfer 13, 1645-1703 (1967)
79. KASCHEV, V. M; NOMOFILOV, E. V: "Calculation of hydrodynamic properties with the turbulent flow of a liquid in concentric annular channels" High Temperature 8(1), 86-92 (1970)
80. CLUMP, C. W; KWASNOSKI, D: "Turbulent flow in concentric annuli A. I. Ch. E. J. 14, 164-168 (1968)
81. EIFLER, W: "Über die turbulente Geschwindigkeitsverteilung und Wandreibung in Strömungskanälen verschiedener Querschnitte" Dissertation Techn. Hochschule Darmstadt (1968)
82. MIN, T. C; HOFFMAN, H. W; PEEBLES, F. N: "A bilateral approach to the analysis of turbulent flow in an annulus" Nucl. Eng. Design 15, 65-76 (1971)
83. TIEDT, W: "Berechnung des laminaren und turbulenten Reibungswiderstandes konzentrischer und exzentrischer Ringspalte" Chemiker-Ztg/Chem. Apparatur 90, 813-821 (1966); 91, 17-25; 149-

- 155;299-311;569-576;968-975 (1967),92,76-89(1968)
84. MACAGNO, E.OMcDOUGALL, D.W: "Turbulent flow in annular pipes"
A.I.Ch.E.J. 12,437-444 (1966)
85. MAUBACH, K: "Reibungsgesetze turbulenter Strömungen in geschlossenen, glatten und rauhen Kanälen von beliebigen Querschnitte" Dissertation Univ.Karlsruhe Ext.Berich INR-4/69-22 (1969)
86. MAUBACH, K: "Reibungsgesetze turbulenter Strömungen" Chem. Ing. Technik 42(15) 995-1004 (1970)
87. WILSON, N.W; MIDWELL, J.O: "An analysis of heat transfer for fully developed turbulent flow in concentric annuli" J. Heat Transfer 90,43-50 (1968)
88. VAN DRIEST, E.R: "On turbulent flow near a wall" Heat Transfer and Fluid Mechanics Inst. Symp.Univ.California n°12 (1955)
89. QUARMBY, A: "An analysis of turbulent flow in concentric annuli" Appli.Sci.Res. 19,250-273 (1968)
90. QUARMBY, A; ANANO, R.K: "Turbulent heat transfer in concentric annuli with constant wall temperatures" J.Heat Transfer 92 33-45 (1970)
91. DURST, F: "On turbulent flow through annular passages with smooth and rough cores" M.Sc.Thesis Imperial College, London (1968)
92. LAWN, C.J; ELLIOT, C.J: "Fully developed turbulent flow through concentric annuli" J. Mech. Eng. Sci. 14(3) 195-204 (1972)
93. CALDWELL, J: Tech.Col (Glasgow) 2,203 (1930)

94. SCHNECKENBERG, F. Z: "Der Durchfluss von Wasser durch konzentrischen und exzentrische Drosselspalte mit und ohne Ringnuten" Z.A.M.M. 11, 27-40 (1931)
95. CORNISH, R. J: "Turbulent flow through fine eccentric clearance" Philo. Mag. 16, 897-912 (1933)
96. DEISSLER, R. G; TAYLOR, M. F: "Analysis of fully developed turbulent heat transfer and flow in an annulus with various eccentricities" NACA-TM-3451 (1955)
97. FAURE, J: "Etude de la convection forcés" Annales de Physique Nov. Dec. (1960)
98. DISKIND, T; LEE, D; LUMMIS, R; VOHR, J: "Basic studies in heat transfer and fluid flow" NYO-9646 (1961)
99. ROTEM, Z; TUR, I: "Heat transfer to water in turbulent flow in internally heated, circular, eccentric annuli" Bull. Res. Counc. Israel Vol. 11 C2 (1962)
100. WLFEE, R. A; CLUMB, C. W: "The maximum velocity locus for axial turbulent flow in an eccentric annulus" A.I.Ch.E.J. 9, 3, 424 (1963)
101. SNYDER, W. T: "A note on the prediction of wall shear stress distribution in the eccentric annulus" A.I.Ch.E.J. 10, 3, 418 (1964)
102. ROGERS, A. E: "Turbulent flow in eccentric annuli" APED-5295 (1966)
103. YU, W; DWYER, O. E: "Heat transfer to liquid metals flowing turbulently in eccentric annuli" I. Nucl. Sci. Eng. 24, 105-117 (1966)

104. WEINBERG, D; ULLMANU, D: "Untersuchungen im exzentrischen Ringraum" KFK 1274/4 126-4 (1975)
105. DISKIND, T: "Heat transfer and pressure drop in eccentric annuli" NYO 9649 (1961)
106. DISKIND, T; MATOS, C.A; STEIN, R.P: "Initial experiments on pressure drop for flow through eccentric annuli" TID-5670 (1959)
107. LEE, Y; BARROW, H: "Turbulent flow and heat transfer in concentric and eccentric annuli" Proc.Inst.Mech.Eng.London (1963)
108. JUDD, R.L; WADE, J.H.T: "Heat transfer and fluid mechanics Institute 272-288. Stanford Uni. Press. California 1963
109. DWYER, O.E: A.I.Ch.E. Journal 9; 261 (1963)
110. HARTNETT, J.P; IRVINE, T.F: A.I.Ch.E. Journal 3: 313 (1957)
111. LEE, Y; BARROW, H: "Turbulent flow and Heat transfer in concentric and eccentric annuli" Proc.Inst.Mech.Eng.London 64, 178 Part 3I (iv) 1-16 (1963)
112. MIZUSHINA, T: "Analogy between fluid friction and heat transfer in annuli" General Discussion on Heat Transfer (Inst. Mech. Engrs. London and Amer. Soc. Mech. Engrs. Wash) 1951, 191
113. LEUNG, E.Y; KAYS, W.M; REYNOLDS, W.C: "Heat transfer with constant turbulent flow in concentric and eccentric annuli with constant and variable heat flux" Report No AHT 4 DPT of Mech. Engrs. Stanford Uni. 1962

114. DEISSLER, R.G; TAYLOR, M.F: "Analysis of turbulent flow and heat transfer in non circular passages" NACA-TN-4384, 35 (1958)
115. JOHENNES, C; KRAYBILL, R.R: "Heat transfer and pressure drop in odd-shaped annuli" ASME-AIChE Joint Heat Transfer Conf. 57-HT-21 (1957)
116. TAYLOR, M.F; DEISSLER, R.G: "Analysis of turbulent flow and heat transfer in non circular passages" NACA FR.R-31
117. STEIN, R.P; HOOPEs, J.W; MERKELS, M; SELKE, W.A; BENDLER, A.J; BONILLA, C.F: "Pressure drop and heat transfer to nonboiling and boiling water in turbulent flow in an internally heated annulus" Chem. Eng. Prog. Symposium Series No 11, 50, 115-126 (1954)
118. BECK, F: "Wärmeübergang in konzentrischen und exzentrischen Ringspalten bei erzwungener Strömung und freier Konvektion" Thesis Karlsruhe (1960)
119. HEYDA, J.F: "Heat transfer in turbulent flow through nonconcentric annuli" APEX 391 (1957)
120. WOODROW, J: "Effect of eccentricity on temperature distribution in liquid metal double-annulus heat exchangers" AERE-Rep-ED/M-26 (1955)
121. JUDD, R.L; WADE, J.H.T: "Forced convection heat transfer in eccentric annular passages" Proc. 1963 Heat Transfer and Fluid Mechanics Inst. 272-288. Stanford Univ. Press California

122. WOLF, L: "Multiregional heat transfer analysis of liquid metal flow through eccentric annuli" Pag. 61. Int. Seminar on Heat transfer in Liquid Metals. Trogir, Yugoslavia (1971)
123. WOLF, L: "Comparative compilation of results and solutions to thermal fluiddynamic problems in eccentric annuli" TUBIK 26 (1973)
124. TACHIBANA, F; OYAMA, M; KONDO, S: "Measurement of heat transfer coefficients for axial air flow through eccentric annulus and seven rod cluster" J.Nucl.Sci.Technol.6(4)207-214 (1969)
125. EIFLER, W; NIJSING, R: "Berechnung der turbulenten Geschwindigkeitsverteilung und Wandreibung in exzentrischen Ringspalten" Atom-Kernenergie (ATKE) 18 (1971) 133.

7. NOMENCLATURA.-

c = Calor específico

D_e = Diámetro equivalente

e = Excentricidad (Distancia entre centros de las circunferencias dividida por la diferencia entre los radios)

f_e = Coeficientes de fricción en anillos excéntricos

f_o = Coeficientes de fricción en anillos concéntricos

G = Caudal volumétrico

h = Coeficiente de transmisión de calor

P = Presión

\hat{r} = Radio de la línea de máxima velocidad

R_2 = Radio de la pared exterior del anillo

R_1 = Radio de la pared interior del anillo

r = Coordenada radial

Re = Número de Reynolds

Nu = Número de Nusselt

Pr = Número de Prandtl

S = Superficie lateral de la barra calefactora

T = Temperatura

t = tiempo

u = Componente de velocidad secundaria

u^+ = Velocidad adimensional

v = Velocidad axial

v_m = Velocidad media en el canal (cm/seg)

x = Coordenada axial

y^+ = Distancia adimensional a la pared $= \sqrt{\frac{c_R}{e}} \frac{y}{\nu}$

y = Distancia a la pared

λ = Conductividad térmica

α = R_1/R_2

φ = Coordenada circular con origen en el centro de la pared interior

τ = Tensión tangencial de cizalla

ψ = Coordenada angular con origen en el centro de la pared exterior

ρ = Densidad

ϵ = Difusividad turbulenta (Subíndice M: de momento; subíndice H: de energía)

Φ = Flujo térmico

ν = Viscosidad cinemática

