

TRANSMISION DE CALOR EN CAVIDADES ANULARES AISLADAS

CARLOS ALBERTO HERRERA CACERES

TESIS

PRESENTADA A LA DIVISION DE ESTUDIOS DE

POSGRADO DE LA

FACULTAD DE INGENIERIA

DE LA

UNIVERSIDAD NACIONAL AUTONOMA DE MEXICO

COMO REQUISITO PARA OBTENER

EL GRADO DE

MAESTRO EN INGENIERIA

(MECANICA)

CIUDAD UNIVERSITARIA, JUNIO DE 1985.



Universidad Nacional
Autónoma de México

Dirección General de Bibliotecas de la UNAM

Biblioteca Central



UNAM – Dirección General de Bibliotecas
Tesis Digitales
Restricciones de uso

DERECHOS RESERVADOS ©
PROHIBIDA SU REPRODUCCIÓN TOTAL O PARCIAL

Todo el material contenido en esta tesis esta protegido por la Ley Federal del Derecho de Autor (LFDA) de los Estados Unidos Mexicanos (México).

El uso de imágenes, fragmentos de videos, y demás material que sea objeto de protección de los derechos de autor, será exclusivamente para fines educativos e informativos y deberá citar la fuente donde la obtuvo mencionando el autor o autores. Cualquier uso distinto como el lucro, reproducción, edición o modificación, será perseguido y sancionado por el respectivo titular de los Derechos de Autor.



DEPFI

T. UNAM

1 9 8 9

HER

NOMBRE DE LA TESIS

TRANSMISION DE CALOR EN CAVIDADES ANULARES AISLADAS

CRÉDITOS ASIGNADOS A LA TESIS ONCE (11)

APROBADO POR EL JURADO:

PRESIDENTE: DR. MIHIR SEN Mihir Sen

VOCAL: DR. JOSÉ L. FERNÁNDEZ ZAYAS JL Fernandez Zayas

SECRETARIO: DR. OSCAR SAN ROMÁN G. Oscar San Román G.

SUPLENTE: DR. JAIME CERVANTES DE GORTARI _____

SUPLENTE: DR. EDUARDO RAMOS Eduardo Ramos

R E S U M E N

En esta Tesis se presenta un estudio Teórico y experimental de la transmisión de Calor en cavidades anulares aisladas, con superficies isotérmicas. La parte teórica está constituida por tres secciones que presenta el modelo.

La primera es la transmisión a través del espacio anular cilíndrico donde hasta el momento la literatura sólo brinda correlaciones para la convección y conducción que son de carácter empírico. En el presente trabajo se incluyen los efectos radiactivos demostrándose su alta incidencia en la transmisión de calor.

La segunda parte es la transmisión a través del aislante.

La tercera y última se refiere a la transmisión hacia el ambiente.

Adicionalmente se estudiaron los efectos de un gradiente angular de temperatura en la conducción a través del aislante, y en la de la radiación de la cavidad.

A todo el sistema se le aplicó un balance térmico que se resolvió con un modelo numérico. Los resultados se tabularon y se procedió a compararlos experimentalmente.

La parte práctica de este estudio se encuentra en que brinda una alternativa para diseño de aislamientos y puede presentar ventajas considerables comparadas con la tecnología convencional.

I N D I C E .

	Página
1.- INTRODUCCION	1
2.- PRIMERA FASE: ANALISIS TEORICO	5
2.1.- <u>Descripción del problema con superficies isotérmicas</u>	5
2.2.- <u>Balance térmico en la cavidad anular</u>	7
2.2.1.- Transmisión por conducción y convección	8
2.2.2.- Transmisión por radiación	20
2.2.3.- Transmisión Total	23
2.3.- <u>Transmisión de calor en el aislante y hacia el ambiente</u>	23
2.3.1.- Transmisión por conducción	24
2.3.2.- Transmisión por convección	26
2.3.3.- Transmisión por radiación	27
2.3.4.- Transmisión Total	28
2.4.- <u>Balance térmico del sistema y consideraciones importantes</u>	28
2.5.- <u>Procedimiento, resultados y conclusiones</u>	33
3.- SEGUNDA FASE: ESTUDIO EXPERIMENTAL	49
3.1.- <u>Dispositivo experimental</u>	49
3.2.- <u>Procedimiento</u>	51
3.2.1.- Modelo con bloques	51
3.2.2.- Modelo colgante	54
3.3.- <u>Resultados y Conclusiones</u>	56
3.4.- <u>Efecto de las aproximaciones y causas de error</u>	77
A P E N D I C E I	102
A.I.- Metodo numérico para solución de sistemas de ecuaciones.	102
A.I.1.-Modelo de Newton-Raphson.Algoritmo.	103
A.I.2.-Modelo de Newton-Raphson.Diagrama de flujo.	104

A.I.3.- Programa de Calor Teorico.	106
A.I.4.- Programa de Calor Experimental.	109
APENDICE II	114
APENDICE III	181
BIBLIOGRAFIA	215

1. INTRODUCCION

Uno de los procesos más comunes en la industria es el flujo de fluidos calientes dentro de tuberías, entre los que se encuentran casos donde se desea un máximo de transmisión de calor, o por el contrario, la reducción de las pérdidas al mínimo.

Precisamente el tema del presente estudio está relacionado con esto último, por lo que se recordará que el procedimiento utilizado convencionalmente para reducir las pérdidas es recubrir la tubería con materiales de baja conductividad térmica, creando así una resistencia conductiva 'alta' que se opone al flujo de calor.

La decisión para saber qué material usar y en qué cantidad, se estima mediante una evaluación económica donde los parámetros comparativos son los costos de la energía vs. costo del aislamiento (algunos casos tienen más

parámetros, pero principalmente se utilizan los enunciados).

Desafortunadamente sólo se maneja una alternativa tecnológica (la del aislamiento convencional), limitando las opciones del diseño.

En este trabajo se desarrolla un estudio empleando un nuevo modelo donde se deja un espacio anular entre la tubería y el aislante sólido. Dependiendo de ciertas condiciones, que se verán posteriormente, esta cavidad puede presentar una resistencia térmica considerable que combinada con la del material sólido da una resistencia total superior a la del modelo convencional equivalente (o sea el que tiene misma cantidad de material sólido).

El modelo en cuestión se supone en estado permanente y las superficies isotérmicas (el desarrollo se muestra en el capítulo 2). Sin embargo en la mayoría de los casos existe un gradiente angular (normalmente la parte superior del aislamiento está más caliente) cuyos efectos se calculan en el último capítulo.

El análisis matemático se logra mediante un balance de energía térmica entre las tres secciones principales del modelo; el ánulo, el aislante sólido y de la última superficie al ambiente (ver figura 2.1). Los resultados que se obtienen mediante este procedimiento muestran que esta nueva opción es factible y para muchos casos es una mejor alternativa.

Para comprobar este modelo se realizaron varios experimentos cuyos resultados van de acuerdo con lo esperado matemáticamente.

Sintetizando, esta tesis propone un nuevo modelo para aislamiento de tuberías, mostrando mejores propiedades que los modelos convencionales, y se

establecen las condiciones óptimas de funcionamiento. Esta propuesta está sustentada bajo un estudio matemático que se comprueba experimentalmente, y adicionalmente se cuantifica el efecto que pudiera tener un gradiente térmico angular.

2. PRIMERA FASE: ANALISIS TEORICO

Este capítulo trata de la modelación matemática del problema.

Para empezar es conveniente dividir el modelo en tres secciones mostradas en la figura 2.1 y son: el espacio anular ó ánulo, comprendido entre las superficies 1 (de la tubería) y 2 (interior del aislante sólido); el aislamiento sólido formado por material con baja conductividad térmica comprendido entre las superficies 2 y 3 (exterior del aislante sólido); y finalmente el espacio entre la superficie 3 y el ambiente. Además, se supone que no existen corrientes externas que afecten el ánulo, ó el ambiente.

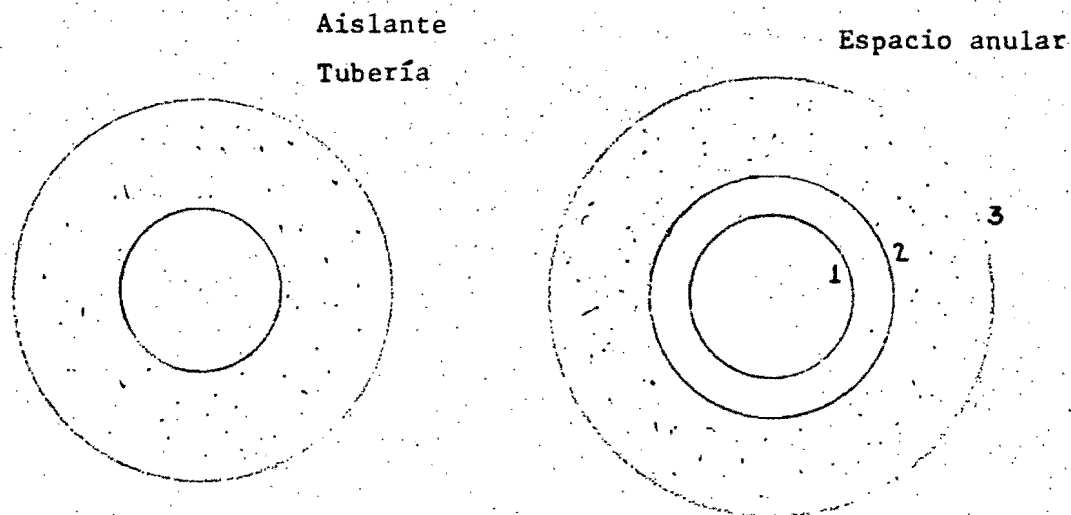


Figura 2.1 Modelo de aislamiento convencional, y con espacio anular.

Estableciendo un balance térmico entre todas las secciones se tiene:

$$\left\{ \begin{array}{l} \text{Calor de la} \\ \text{superficie 1} \\ \text{a la 2} = Q_{12} \end{array} \right\} = \left\{ \begin{array}{l} \text{Calor de la} \\ \text{superficie 2} \\ \text{a la 3, } Q_{23} \end{array} \right\} = \left\{ \begin{array}{l} \text{Calor de la} \\ \text{superficie 3 al} \\ \text{ambiente, } Q_{34} \end{array} \right\}$$

Dependiendo de las suposiciones que se hagan, se sabe si estas formas tienen correlaciones para calcularlas.

En cuanto al flujo de calor anular Q_{12} , la literatura sólo suministra resultados de investigaciones donde se consideran superficies isotérmicas; se

desarrollan algunas correlaciones para calcular el coeficiente de transmisión de calor promedio por conducción y convección (recuérdese que al no tener corrientes sólo se presenta convección natural).

Relacionado con el flujo de calor a través del aislante Q_{23} , se sabe que es ampliamente estudiado (como cilindros huecos) y entre los problemas conocidos está el de superficies isotérmicas con conductividad térmica variable. Refiriéndonos al flujo de calor hacia el ambiente, se dispone de algunas correlaciones para convección natural con superficies isotérmicas.

Esta documentación restringe el problema a condiciones de superficies isotérmicas, y se discutirá a continuación.

2.1 Descripción del problema con superficies isotérmicas

Aunque la mayoría de los casos reales presentan gradientes angulares moderados es posible aproximarlos al caso con superficies isotérmicas empleando la temperatura promedio de toda la superficie.

La referencia [15] reporta una comparación entre los dos casos mostrando que la diferencia no es considerable sin embargo esta misma tesis muestra un desarrollo más formal en el último capítulo donde se determina el grado de error que existe entre ambos casos.

También se supone que el modelo está en estado permanente,

Ahora, analizando independientemente el flujo de calor por secciones se tiene:

El flujo de calor anular Q_{12} está formado por tres componentes: de conduc-

ción, convección y radiación. En caso que la componente conductiva y convectiva puedan calcularse simultáneamente, queda

$$\left\{ \begin{array}{l} \text{Calor de la} \\ \text{superficie 1} \\ \text{a } 2,07_2 \end{array} \right\} = \left\{ \begin{array}{l} \text{Calor por} \\ \text{Conducción y} \\ \text{Convección } Q_{12c} \end{array} \right\} + \left\{ \begin{array}{l} \text{Calor por} \\ \text{radiación} \\ Q_{12r} \end{array} \right\}$$

Para el flujo de calor a través del aislante sólido, se tiene sólo la componente conductiva y es Q_{23} .

Finalmente para la última sección se presentan dos componentes; una convectiva Q_{34c} y una radiativa Q_{34r} . Por consiguiente :

$$\left\{ \begin{array}{l} \text{Calor de la} \\ \text{superficie 3} \\ \text{al ambiente } Q_{34} \end{array} \right\} = \left\{ \begin{array}{l} \text{Calor por} \\ \text{convección} \\ Q_{34c} \end{array} \right\} + \left\{ \begin{array}{l} \text{Calor por} \\ \text{radiación} \\ Q_{34r} \end{array} \right\}$$

A continuación se hace una descripción de la transmisión de calor en cada sección.

2.2 Balance Térmico en la Cavidad Anular

La cavidad anular es el espacio entre la superficie uno y dos.

Recordando que cada superficie está a diferente temperatura (se supone $T_1 > T_2$) y en virtud que la cavidad está llena de aire a presión atmosférica, entonces da lugar a que haya transmisión de calor por conducción y convección. También hay flujo de calor por radiación, donde se supone que el aire no es un medio participante.

Para todos los cálculos, en lo sucesivo, se hace la convención de que el flujo de calor es positivo cuando $T_1 > T_4$.

Como los fenómenos que ocurren son diferentes se dividirá el análisis

en dos; en primer lugar se estudia el proceso conductivo y convectivo; y en segundo lugar el radiactivo.

2.2.1 Transmisión por Conducción y Convección.

La transmisión de calor entre las dos superficies esta dada por la ley de NEWTON, que establece:

$$Q = h_T A_R (T_1 - T_2) \quad (2.1)$$

donde Q - flujo de calor (w)

A_R - Area de transmisión de calor (m^2)

T_i - Temperatura de la superficie i ($^{\circ}K$)

h_T - Coeficiente de transmisión de calor $\left[\frac{w}{m \cdot ^{\circ}K}\right]$ promedio

Al coeficiente h_T se le asocia el número de NUSSELT (adimensional) Nu , que representa el coeficiente de transmisión de calor promedio, definido por

$$Nu = \frac{h L}{K} \quad (2.2)$$

donde L - longitud característica (m)

K - Conductividad térmica del fluido $\left|\frac{w}{m^2 \cdot ^{\circ}K}\right|$

En realidad, el cálculo de NUSSELT Nu es complicado, y hasta el momento la literatura sólo reporta soluciones empíricas.

Históricamente los primeros investigadores que estudian este problema fueron Kuhen & Goldstein [17], quienes llevan a cabo una investigación numérica sobre la distribución de velocidad y temperaturas en ámulos de cilindros concéntricos. Posteriormente los mismos autores referencias [1] y [18] proponen correlaciones empíricas para calcular el coeficiente de transmisión de calor promedio Nu . Otros investigadores Shilston & Probert [19], Farouk & Guceri [20], [21], [22], Boyd [23], [24], Jirsche & Farschi [25] han propuesto otras, sin embargo en este trabajo se usaran las correlaciones propuestas por Kuhen & Goldstein [1], [18].

El modelo en cuestión se muestra en la figura (2.2)

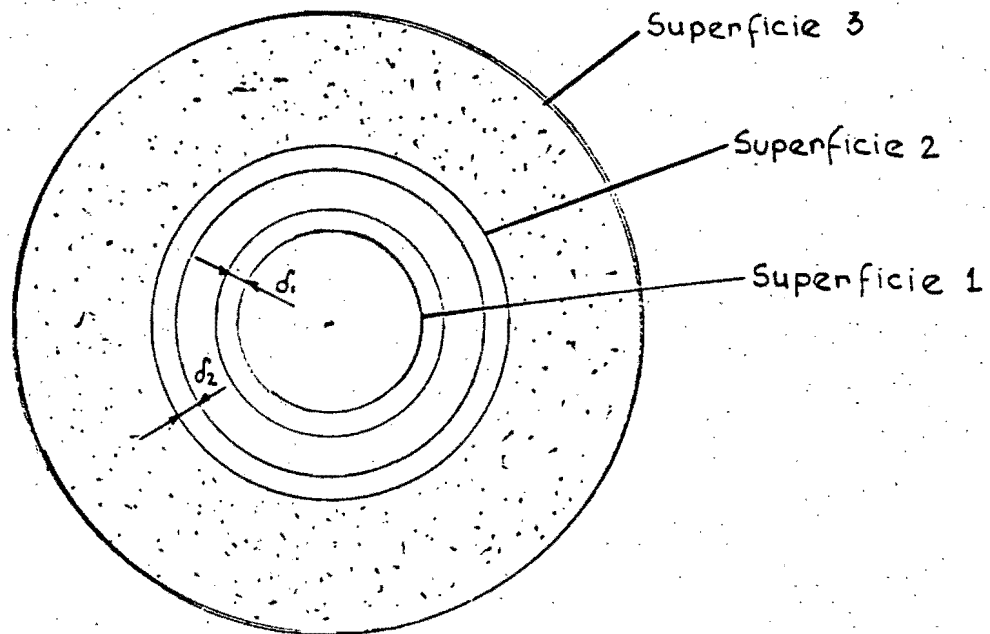


Figura 2.2 Modelo de aislamiento propuesto con las secciones de capa límite diferenciadas.

Los autores suponen tres regiones diferentes en el anulo, formadas por dos películas conductivas de fluido adheridas a las superficies 1 y 2, y una región central de fluido a temperatura promedio \bar{T}_b .

En tal caso el flujo de calor tiene dos resistencias conductivas; R_1 de la película interna con espesor δ_1 , y R_2 de la externa con espesor δ_2 .

La resistencia total equivalente R_T está dada por la resultante en serie de R_1 y R_2 .

Notar que el fluido central no presenta ninguna resistencia térmica porque se está suponiendo a temperatura promedio \bar{T}_b (es decir no hay potencial térmico)².

Recordando que la resistencia térmica se define por

$$R = \frac{\Delta T}{Q} \quad (2.3)$$

donde ΔT - Potencial térmico (diferencias de temperaturas)

Q - Flujo de calor.

Y aplicando la ley de FOURIER

$$Q = -K.A. \frac{dT}{dr}$$

Donde dT - diferencial de temperatura.

dr - diferencial del radio.

e integrando para la película interior δ_1

¹ espesor promedio.

² Para justificación ver Apéndice III

$$Q_1 = \frac{2 \pi K H (T_1 - T_b)}{\ln \left(\frac{D_1 + 2 \delta_1}{D_1} \right)} \quad (2.3)$$

donde Q_1 - flujo de calor en la película δ_1
 H - longitud del cilindro
 D_1 - Diámetro superficie 1
 δ_1 - espesor de la película
 T_1 - Temperatura superficie 1
 T_b - Temperatura del fluido central
 K - Conductividad térmica de la película

El detalle de la deducción puede consultarse en la referencia 3 p.45.

En forma análoga para la película externa δ_2 se tiene.

$$Q = \frac{2 \pi K H (T_b - T_2)}{\ln \left(\frac{D_2}{D_2 - 2 \delta_2} \right)} \quad (2.4)$$

donde Q_2 - flujo de calor a través de la película δ_2
 D_2 - Diámetro de la superficie 2
 T_2 - Temperatura superficie 2
 δ_2 - Espesor de la película exterior

Por lo tanto R_1 y R_2 son:

$$R_1 = \frac{\ln \left(\frac{D_1 + 2 \delta_1}{D_1} \right)}{2 \pi K H} \quad (2.5)$$

$$y \quad R_2 = \frac{\text{Ln}\left(\frac{D_2}{D_2 - 2\delta_2}\right)}{2 \cdot \Pi \cdot K \cdot H} \quad (2.6)$$

Como para un balance térmico se debe cumplir que el flujo de calor sea constante (suponiendo que no hay pérdidas) es decir

$$Q_1 = Q_2 = Q \quad (2.7)$$

Entonces se puede definir una resistencia total equivalente R_T asociada con el potencial $T_1 - T_2$ y que está dado por la resultante en serie de R_1 y R_2 , tal como se muestra en la Figura 2.3

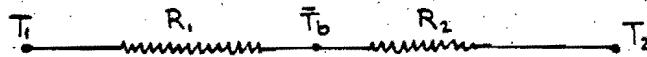


Figura 2.3 Analogía térmica y eléctrica para el modelo de aislamiento con cavidad anular.

por lo que

$$R_T = R_1 + R_2 \quad (2.8)$$

por consiguiente

$$R_T = \frac{2 \cdot \Pi \cdot K \cdot H}{\text{Ln}\left(\frac{1 + 2\delta_1/D_1}{1 - 2\delta_2/D_2}\right)} \quad (2.9)$$

Y aplicando las ecuaciones (2.1) y (2.3)

$$Q = h_T \cdot A_r (T_1 - T_2) = \frac{T_1 - T_2}{R_T} \quad (2.10)$$

De donde se tiene

$$R_T = \frac{1}{h_T \cdot A_r} \quad (2.11)$$

Ahora; con las ecuaciones (2.2) y (2.11) se tiene el coeficiente promedio de transmisión de calor (adimensional). -Número de NUSSELT.

$$Nu = \frac{h_T \cdot D_1}{k} = \frac{2}{\ln\left(\frac{1 + 2\delta_1/D_1}{1 - 2\delta_2/D_2}\right)} \quad (2.12)$$

Las relaciones δ_1/D_1 y δ_2/D_2 son desconocidas hasta el momento; pero su sentido se puede entender de la siguiente manera.

Si se definen

$$Nu_1^* = D_1/\delta_1$$

y

$$Nu_2^* = D_2/\delta_2 \quad (2.13)$$

La ecuación (2.12) queda transformada en

$$Nu_{conv.} = \frac{2}{\ln\left(\frac{1 + 2/Nu_1^*}{1 - 2/Nu_2^*}\right)} \quad (2.14)$$

Ahora, tomando el límite cuando $D_2 \rightarrow \infty$, la transmisión de calor debe corresponder con la de un cilindro hacia el ambiente.

En tal caso la ecuación (2.14) se reduce a

$$Nu_{conv.} = \frac{2}{\ln(1 + 2/Nu_1^*)} \quad (2.15)$$

Cuando el espesor de la capa límite δ_1 es muy pequeño comparado con el diámetro del cilindro D_1 , y expandiendo el logaritmo natural en su serie

$$\ln(1 + 2X) = 2X - (2X)^2/2i + (2X)^3/3i - \dots$$

y despreciando las potencias para X muy pequeños, la ecuación (2.15) se reduce a

$$Nu_{conv.} = Nu_1^*$$

Que es la aproximación de capa límite en la que los efectos de curvatura son despreciables.

Para evaluar este Nu_1^* existen varias correlaciones. (para bibliografía puede consultarse la referencia [1]).

En régimen laminar utilizan la solución de capa límite propuesta por [4]

$$Nu_{u_1}^* = 0.518 Ra_1^{1/4} \left(1 + \left(\frac{0.559}{Pr} \right)^{3/5} \right)^{-5/12} \quad (2.16)$$

donde la potencia en el número de PRANDTL Pr es de ajuste con otras soluciones; Ra representa el número de RAYLEIGH basado en el diámetro D_1

$$Ra_1 = \frac{\rho g \beta D_1^3 (T_1 - T_b)}{\mu \alpha} \quad (2.17)$$

donde

Ra_1 Número Rayleigh

ρ densidad del fluido

g Aceleración de la gravedad

β Coeficiente de expansión volumétrica fluido

μ Viscosidad fluido

α Difusividad térmica fluido

Para régimen turbulento no se tienen soluciones de capa límite. [5] propone una correlación empírica de ajuste experimental

$$Nu_{u_1}^* = 0.1 Ra_1^{1/3} \quad (2.18)$$

Las dos relaciones para ambos regímenes se combinan encontrando una expresión generalizada usando el método de Churchill & Usagi [6], con potencias de ajuste

$$Nu_{u_1}^* = \left\{ \left(0.518 Ra_1^{1/4} \left(1 + \left(\frac{0.559}{Pr} \right)^{3/5} \right)^{-5/12} \right)^{15} + \left(0.1 Ra_1^{1/3} \right)^{15} \right\}^{1/15} \quad (2.19)$$

ahora bien, si este valor de la ecuación (2.19) se introduce en la ecuación (2.15) quedan incorporados los efectos de curvatura, y se tiene una correlación para la transmisión de calor por convección natural desde un cilindro horizontal, válida para cualquier Ra y Pr.

Volviendo a la ecuación (2.12) y (2.15) y tomando el límite cuando $D_1 \rightarrow 0$, entonces, la transmisión de calor debe corresponder a la de un cilindro hacia adentro, y en forma semejante se puede establecer que cuando los efectos de curvatura son despreciados el coeficiente de transmisión de calor es

$$Nu_{conv.} = Nu_2^*$$

Para esta situación la literatura no reporta soluciones de capa límite. Sólo se encuentran experimentos en líquidos y gases, que se pueden correlacionar de la siguiente forma. [7] presenta resultados de la transmisión de calor para números de Ra bajos (menores de 10^5) cuando los efectos de conducción y curvatura no son despreciados.

$$Nu_2^* = \frac{2}{1 - e^{-0.25}}$$

[8] reporta un estudio similar para número de Ra altos (mayor 10^5)

$$Nu_2^* = .587 Ra^{.25}$$

Combinando estas dos relaciones, y tomando ajustes experimentales se tiene.

$$Nu_{U_2}^* = \left(\left(\frac{2}{1 - e^{-0.25}} \right)^{5/3} + (0.587 Ra_2^{1/4})^{5/3} \right)^{3/5} \quad (2.20)$$

Donde Ra_2 es el número de Rayleigh basado en D_2 y $(\bar{T}_b - T_2)$

$$Ra_2 = \frac{\rho g \beta D_2^3}{\mu \alpha} (T_b - T_2) \quad (2.21)$$

Para flujo turbulento dentro de esferas, [9] propone una fórmula empírica, donde el coeficiente es

$$Nu = 0.119 R_a^{1/3}$$

El factor de proporcionalidad para cilindros, se determina por analogía entre el caso esférico y el anterior (ecuac. (2.18)) para Nu_1^* , de tal forma que

$$Nu_{u_2}^* = 0.1 R_{a_2}^{1/3} \quad (2.22)$$

Las ecuaciones (2.20) y (2.22) se combinan para hallar una expresión válida para todos los casos. Entonces

$$Nu_{u_2}^* = \left\{ \left(\left(\frac{2}{1 - e^{-0.25}} \right)^{5/3} + (0.587 G R_{a_2}^{1/4})^{5/3} \right)^{3/5} \right\}^{15} + (0.1 R_{a_2}^{1/3})^{15} \quad (2.23)$$

donde $G \equiv \left(\left(1 + \frac{0.6}{Pr} \right)^{-5} + (0.4 + 2.6 Pr)^{-5} \right)^{1/5}$, representa un factor que incorpora la variación del número Prandtl y se ajusta a los resultados numéricos obtenidos por [9].

Volviendo al sistema formado por los dos cilindros hay que tener presente la siguiente posibilidad: Cuando se presentan números Rayleigh muy bajos se considera que la transmisión de calor tiene lugar por conducción, porque comparativamente es mucho mayor que la convección. En este caso los espesores de las capas límites δ_1 y δ_2 son tales que $\delta_1 + \delta_2 \approx \frac{D_2 - D_1}{2}$, es

decir que la región convectiva entre las dos capas límites tiende a desaparecer.

Ahora bien; el número de Nusselt para caso de conducción se toma de la ref.

[1] y es:

$$\text{Nu}_{\text{cond.}} = \frac{2}{\cosh^{-1} \left(\frac{(D_1^2 + D_2^2) - 4 \epsilon^2}{2 D_1 D_2} \right)} \quad (2.24)$$

donde: para caso de cilindros excéntricos ϵ representa la distancia entre sus ejes axiales.

Para determinar el valor del Nusselt total se combinan las ecuaciones (2.14) y (2.24) quedando

$$\text{Nu} = (\text{Nu}_{\text{conv.}}^{15} + \text{Nu}_{\text{cond.}}^{15})^{1/15} \quad (2.25)$$

cuyos exponentes son de carácter plenamente empírico para ajustarse a resultados experimentales.

A continuación se define la conductividad equivalente, que representa el flujo de calor por convección, dividido por el flujo de calor que podría ocurrir por conducción (en ausencia de movimiento de fluido); este es un parámetro que se usa con frecuencia

$$K_e = \frac{\text{Nu}}{\text{Nu}_{\text{cond.}}} \quad (2.26)$$

La aplicación de la ecuación (2.26) se aprecia mejor escribiendo:

$$Q = K_e Q_{\text{cond.}} \quad \text{donde } Q \text{ calor total por conducción y convección}$$

$$Q_{\text{cond.}} \text{ calor conducción}$$

Con la ecuación (2.25) queda cumplido el objetivo de este numeral. Para terminar se expondrá la forma explícita de hallar el calor por conducción y convección empleando (2.1), (2.2) y (2.25).

$$Q_{\text{cc}} = \frac{Nu K}{D_1} \pi D_1 H (T_1 - T_2)$$

donde Q_{cc} flujo calor neto desde superficie 1 a superficie 2 por conducción y convección

H Longitud de los cilindros

Expresando el calor por unidades de longitud se tiene

$$\frac{Q_{\text{cc}}}{H} = q_{\text{cc}} = Nu K (T_1 - T_2) \quad (2.27)$$

El desarrollo utilizado hasta el momento presenta el inconveniente de no poderse evaluar hasta que se conozca el valor de la temperatura promedio en el fluido de la región central T_b . Para calcularlo se propone tomar la temperatura resultante promedio de las dos superficies que forman el ánulo.¹

$$T_b = \frac{T_1 + T_2}{2} \quad (2.28)$$

¹ Para aclaración ver Apéndice III

Se debe tener en cuenta, que en un balance térmico, el calor transferido desde la superficie 1 a la superficie 2, es igual al que se transmite por todo el sistema. Esta razón da la base para reescribir (2.27) así:

$$q_{cc} = Nu.K.\pi. (T_1 - T_b) \quad (2.29)$$

donde q_{cc} flujo calor/unidad longitud por conducción y convección.

2.2.2.- Transmisión por radiación

Es bien conocido que un cuerpo a una temperatura T emite radiación. En este numeral se estudia el flujo de calor transferido de esta forma; el análisis de la radiación entre cilindros coaxiales, y desde cilindros solos hacia el ambiente se puede consultar en referencias [3], [9] y [14].

De un análisis sobre cavidades cerradas se tiene: (ver ref [9] p.p. 630-633)

$$Q_{ri} = (B_i - H_i) A_i \quad (2.30)$$

donde: Q_{ri} flujo de calor neto en superficie i

$A_i H_i$ calor que llega a la superficie i

$A_i B_i$ calor que sale de la superficie i

$$H_i = \sum_k F_{ik} B_k \quad (2.31)$$

$$B_i = E_i e_{bi} + \rho_i H_i \quad (2.32)$$

$$\rho_i = 1 - E_i$$

donde: F_{ik} factor de forma; que indica la fracción de calor que sale de la superficie i y llega a k

E_i emisividad de la superficie i

$e_{bi} = \sigma T_i^4$ potencia emisiva del cuerpo negro

ρ_i reflectividad de superficie i

Eliminando H_i de Q_{ri} empleando (2.32) queda:

$$Q_{ri} = \sum_k A_i F_{ik} (B_i - B_k) - A_i \frac{E_i}{1 - E_i} (e_{bi} - B_i)$$

y para el caso de cilindros concéntricos

$$F_{11} = 0, \quad F_{12} = 1, \quad F_{21} = F_{12} \frac{A_1}{A_2}, \quad F_{22} = 1 - F_{21} \quad (2.33)$$

entonces

$$Q_{r2} = A_2 (F_{21} (B_2 - B_1)) \quad (2.34)$$

y

$$B_1 = E e_{b1} + (1 - E_1) F_{12}^* B_2 \quad (2.35)$$

reemplazando nuevamente

$$\begin{aligned}
 Q_{r2} &= A_2 \frac{A_1}{A_2} (B_2 - E_1 e_{b1} - (1 - E_1) B_2) \\
 &= A_1 (B_2 - (1 - E_1) B_2) - A_1 E_1 e_{b1} \quad (2.36)
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 B_2 &= E_2 e_{b2} + (1 - E_2) (F_{21} B_1 + F_{22} B_2) \\
 &= E_2 e_{b2} + (1 - E_2) \left(B_1 \frac{A_1}{A_2} + \left(1 - \frac{A_1}{A_2}\right) B_2 \right) \quad (2.37)
 \end{aligned}$$

considerando un balance energético se cumple que $Q_1 = Q_2 = Q$ entonces

$$Q_{r2} = \frac{e_{b1} - e_{b2}}{\frac{1}{E_1} + \frac{A_1}{A_2} \left(\frac{1}{E_2} - 1\right)} A_1 \quad (2.38)$$

que considerando $A_1/A_2 = D_1/D_2$ es equivalente a:

$$Q_{r2} = \frac{\sigma \pi D_1 (T_1^4 - T_2^4) H}{\frac{1}{E_1} + \frac{D_1}{D_2} \left(\frac{1}{E_2} - 1\right)}$$

donde: H longitud cilindro

σ constante Stefan-Boltzmann = $0.56697 \text{ E} - 7 \left[\frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{°K}^4} \right]$

Expresando el calor/unidad longitud se tiene:

$$q_r = \frac{\sigma \pi D_1 (T_1^4 - T_2^4)}{\frac{1}{E_1} + \frac{D_1}{D_2} \left(\frac{1}{E_2} - 1\right)} \quad (2.39)$$

donde

q_r flujo calor radiado por unidad de longitud

Hasta este momento se ha completado el balance térmico en el anulo, encontrado como resultado final las ecuaciones (2.25) para la conducción y convección, y (2.39) para la radiación.

En virtud que T_1 es mayor que T_2 y T_b , el flujo de calor radial es hacia afuera.

2.2.3.- Transmisión total.

El flujo de calor neto que se transmite desde la superficie 1 se evalúa sumando (2.29) y (2.39) quedando:

$$q_n = q_{cc} + q_r \quad (2.40)$$

donde q_{12} flujo calor/unidad de longitud neto, que se transmite desde la superficie 1

2.3.- Transmisión de calor en el aislante, y hacia el ambiente

Hasta ahora se ha estimado cuanto es el calor que se transmite en la superficie 1 y 2, el que se denominó Q_{12} en la ecuación (2.40). Ahora; para mantener el equilibrio térmico es necesario que ese mismo calor se transmita a través del aislante y después al ambiente.

La transmisión a través del aislante se efectúa por conducción, en tanto que hacia el ambiente, la transmisión tiene lugar por convección y radiación.

El balance se puede describir de la siguiente forma

$$\begin{array}{l} \text{(Calor entre} \\ \text{sup. 1 y 2} \\ \text{Q}_{12}) \end{array} = \begin{array}{l} \text{(Calor por} \\ \text{conducción} \\ \text{de sup. 2 a 3} \\ \text{Q}_{23}) \end{array} = \begin{array}{l} \text{(Calor entre} \\ \text{sup 3 y ambiente} \\ \text{Q}_{34}) \end{array}$$

2.3.1.- Transmisión por conducción.

Como se mencionó en la sección 2.2, la conducción entre cilindros concéntricos, se calcula con la fórmula de Fourier, que para el calor conducido entre las superficies 2 y 3, se escribe:

$$Q_{23} = -k A \frac{dT}{dr}$$

En estado permanente, y sin generación de energía; la ec. del balance energético es:

$$\frac{1}{r} \frac{d}{dr} \left(r \frac{dT}{dr} \right) = 0 \quad (2.41)$$

sometido a las condiciones:

$$T = T_2 \quad \text{en} \quad r = D_2/2$$

$$T = T_3 \quad \text{en} \quad r = D_3/2$$

Integrado dos veces queda:

$$T(r) = C_1 \ln r + C_2$$

y aplicando las condiciones se determina:

$$C_1 = \frac{T_3 - T_2}{\frac{D}{\ln\left(\frac{D_3}{D_2}\right)}} \quad \text{Y} \quad C_2 = T_2 - (T_2 - T_3) \frac{\ln D_2}{\ln(D_3/D_2)}$$

Para calcular el calor se aplica la fórmula de Fourier

$$Q_{23} = - 2 \pi r H K_c \frac{dT}{dr} \quad (2.42)$$

$$\frac{dT}{dr} = \frac{C_1}{r} \quad \text{por consiguiente}$$

$$Q_{23} = \frac{2 \pi K_c (T_2 - T_3) H}{\ln(D_3/D_2)} \quad (2.43)$$

donde

Q_{23} flujo de calor por conducción entre dos superficies cilíndricas isotérmicas.

K_c conductividad térmica del cilindro

que se puede transformar en

$$q_{23} = \frac{2 \pi K_c (T_2 - T_3)}{\ln(D_3/D_2)} \quad (2.44)$$

donde:

q_{23} flujo calor/unidad longitud por conducción desde superficie 2 a la 3.

La fórmula (2.44) corresponde a la conducción en todo el aislante. La parte final para completar el análisis, es la transferencia de ese calor al ambiente.

2.3.2.- Transmisión por convección.

Como se hizo notar en la introducción del numeral 2.3; se presenta transmisión de calor por convección en las dos fronteras del cilindro exterior (D_2 y D_1). El análisis en la superficie D_2 ya se llevó a cabo en 2.2. Ahora: para la superficie en D_3 el análisis es algo similar a 2.2.1; salvo que anulo externo no existe, pero se puede aplicar la fórmula (2.14) teniendo en cuenta que en este nuevo caso $D_2 \rightarrow \infty$ (D_1 ; por supuesto, representaría al diámetro de la superficie 3). La fórmula aplicable sería la (2.15) se reproduce aquí:

$$Nu_{conv.} = \frac{1}{\ln(1 + 2/Nu_{D1}^*)} \quad (2.15)$$

y Nu_{D1}^* se obtiene de la ecuación (2.19).

Ahora bien, es posible usar otros modelos matemáticos para el cálculo del coeficiente de convección. Uno de ellos puede ser el propuesto por Mc Adams en la referencia [14], el cual permite obtener valores más altos que Kuehn & Goldstein referencia [1] y que también tiene sustentaciones experimentales, aunque algo diferentes a las de otros autores. Para Mc Adams se tiene:

$$Nu_{conv.} = 0.53 * Ra^{1/4} \quad (2.45 a)$$

Para determinar el calor que se transmite por convección se evalúa

$$Q_{\text{conv.}} = Nu_{\text{conv.}} K \pi H (T_3 - T_4)$$

donde $Q_{\text{conv.}}$ calor transmitido por convección de superficie 3 a 4

T_3 temperatura superficie 3

T_4 temperatura ambiente

Utilizando el flujo por unidad de longitud.

$$q_{\text{conv.}} = Nu_{\text{conv.}} K \pi (T_3 - T_4) \quad (2.45)$$

donde $q_{\text{conv.}}$ calor por unidad longitud de superficie 3 a 4

K conductividad térmica del aire.

2.3.3.- Transmisión por radiación

La forma como se presenta la radiación es análogo a 2.3.2; y ahora se desarrollará la fórmula para la frontera exterior (en la superficie 3).

Aplicando la ecuación (2.30) y reconociendo el espacio que rodea al sistema como una cavidad infinita negra se tiene:

$$Q_{\text{Rad}} = (B_i - H_i) A_i$$

con las ecuaciones (2.31) y (2.32) sustituidas se halla:

$$Q_{\text{Rad}} = \epsilon_3 \sigma \pi D_3 H (T_3^4 - T_4^4)$$

y si se desea en términos de flujo de calor por unidad de longitud; entonces:

$$q_{\text{rad}} = \epsilon_3 \sigma \pi D_3 (T_3^4 - T_4^4) \quad (2.46)$$

donde: Q_{rad} calor transmitido por radiación de superficie 3 a 4
 q_{rad} calor/longitud por radiación de superficie 3 a 4
 ϵ_3 emisividad de la superficie tres.

2.3.4.- Transmisión total.

El flujo de calor neto, entre la superficie 3 y el ambiente se calcula con la ecuación (2.45) más (2.46).

$$q_{34} = q_{\text{conv.}} + q_{\text{rad}} \quad (2.47)$$

Se observa que la transmisión por conducción no se consideró, en virtud de que la transmisión de calor se realiza por convección y radiación.

2.4.- Balance térmico del sistema y consideraciones importantes.

Este numeral comprende el acoplamiento de las ecuaciones calculadas en los numerales anteriores, que plantean un sistema de ecuaciones que describe en forma sintetizada el balance térmico total.

El fenómeno que se presenta se puede describir así:

(Calor suministra- = (Calor transmiti- = (Calor transm. = (Calor trans.
do a 1) do de 1 a 2 de 2 a 3 Cond) de 3 a 4
conv.cond.y Rad.) conv. Rad.)

es decir:

$$Q = Q_{12} = Q_{23} = Q_{34}$$

ó equivalente a:

$$q = q_{12} = q_{23} = q_{34} \quad (2.48)$$

donde $q = Q/H$

Además se identifican:

q_{12} = ecuación (2.29) + ecuación (2.39) Tomada en (2.40)

q_{23} = ecuación (2.44)

q_{34} = ecuación (2.45) + ecuación (2.46) tomada en (2.47)

y estas 3 ecuaciones representan el sistema que describe la transmisión de calor.

En forma explícita queda:

$$q_{12} = N_u K \pi (T_1 - T_b) + \frac{\sigma \pi D_1 (T_1^4 - T_2^4)}{\frac{1}{E_1} + \frac{D_1}{D_2} \left(\frac{1}{E_1} - 1\right)} \quad (2.49a)$$

$$q_{23} = \frac{2 \pi K_c (T_2 - T_3)}{L_n (D_3/D_2)} \quad (2.49b)$$

$$q_{34} = N_{u_{conv.}} K \pi (T_3 - T_4) + E_3 \sigma \pi D_3 (T_3^4 - T_4^4) \quad (2.50)$$

Estas tres ecuaciones combinadas con la ec. (2:48) dan como resultado un sistema de dos ecuaciones (combinación escogida por conveniencia).

$$\begin{aligned} q_{12} = q_{23} & \quad \text{equivalente} & (2.49)_a = (2.49)_b \\ & \quad \text{en} & \\ q_{23} = q_{34} & \quad \text{ecuaciones a} & (2.49)_b = (2.50) \end{aligned} \quad (2.51)$$

Este sistema sólo admite dos parámetros independientes, para que tenga una sola solución.

Evidentemente, la selección de los parámetros es particular en cada caso.

En este informe se resolverá un caso particular donde se encuentra determinada la geometría y las temperaturas de la superficie 1 y ambiente.

Observando las ecuaciones (2.51) se nota que aparecen como incógnitas las temperaturas de la superficie del ánulo 2 y 3. Se supone que las propiedades del fluido y los materiales a usar son conocidos. (De hecho, dichas propiedades se puede consultar en libros de termodinámica etc. ó medir).

También se desconoce la temperatura central del fluido T_b . Sin embargo esta T_b se puede aproximar al promedio entre las temperaturas T_1 y T_2 , quedando

$$T_b \approx \frac{T_1 + T_2}{2} \quad (2.52)$$

Las propiedades térmicas del fluido se calculan con el promedio de las temperaturas que limitan el volumen de control. Por ejemplo: en la capa límite del cilindro interior del anulo, la temperatura de referencia será:

$$T = \frac{T_1 + (T_1 + T_2)/2}{2} \quad (2.53)$$

Ahora, como la temperatura de referencia es variable y dependiente de T_2 y T_3 , entonces conviene obtener una regresión que relaciona las propiedades con las temperaturas de referencia.

En la tabla 2.1 se tabulan las fórmulas de correlación con la temperatura, en donde se aplican regresiones exponenciales del tipo:

$$A = BT^\alpha$$

siendo $A =$ propiedad, $B =$ factor, $\alpha =$ exponente y $T =$ temperatura en $^{\circ}\text{K}$

TABLA 2.1

Propiedad	A	B	α	Unidades	Factor Presión
Cond. Term.	K	1.6922 E - 4	.876233	W/m - $^{\circ}\text{K}$	1.046
$\rho^2 g \beta/\mu^2$	GB	1.3958 E 19	-4.4353	1/ $^{\circ}\text{K}$ - m	2925
Nº Prantl	Pr	1.24998	-0.09962		

Para emplear estas fórmulas es preciso incluir una corrección de presión atmosférica (en caso de no estar a nivel del mar) tabuladas en tabla 2.1. (ver ref. [5])

Teniendo definidas las propiedades y la geometría, se puede resolver el sistema (2.51). Una forma para hacerlo es utilizando métodos numéricos.

En el Apéndice 1 hace una breve introducción a la solución numérica de sistema de ecuaciones. Por ahora se integra la idea concreta de lo que es el cálculo.

Se encuentra definida la geometría total, la temperatura interior, la temperatura ambiente y las propiedades térmicas de los materiales. Con aproximaciones sucesivas de las temperaturas T_2 y T_3 (aplicando criterio de Newton-Raphson, apéndice 1) hasta que se encuentre un balance satisfactorio del sistema (2.51) quedando, en este momento, determinado completamente el problema pudiéndose evaluar las temperaturas en todas las superficies y el flujo de calor total.

2.5. Procedimiento, resultados y conclusiones.

Como ya se ha dicho, el sistema de ecuaciones tendrá sólo dos parámetros desconocidos, que usualmente son las temperaturas de las superficies 2 y 3. El resto de los parámetros* se consideran conocidos, y sus valores se escogen de acuerdo con las dimensiones encontradas en el mercado. Se seleccionan diámetros de tubería entre una y ocho pulgadas, y se varían los espesores anulares comúnmente llamados 'Gaps', manteniendo constante la cantidad de material. Esta característica se puede apreciar en el diámetro equivalente convencional D_E correspondiente al diámetro exterior que tiene un aislante convencional (sin espacio anular) conservando siempre la misma cantidad de material. Para esto, D_E permanece constante.

Por razones prácticas se varían los 'Gap' cinco milímetros cada iteración. Hasta ahora ya se tienen los parámetros que definen la geometría, faltando las condiciones térmicas. Para esto se tienen definidas la temperatura de la tubería T_1 y la del ambiente T_4 susceptibles de ser medidas sin mucho problema. Las propiedades térmicas se determinan utilizando regresiones exponenciales, tal como aparecen en la tabla 2.1; y las emisividades superficiales se varían para dos casos. El primero con emisividad $E_1 = E_2 = 0.05$ y $E_3 = 0.1$ correspondientes a las respectivas superficies y $E_1 = E_2 = E_3 = 0.1$. Esto se hace porque no se puede determinar exactamente debido a oxidaciones, residuos de polvo y otras suciedades imprevistas. Ya con todos estos parámetros determinados se introducen en el programa para ser corrido. Todos los resultados se tienen listados en el apéndice 2 y que a su vez se encuentran graficados. A continuación se da una breve explicación de las figuras.

* parámetros independientes.

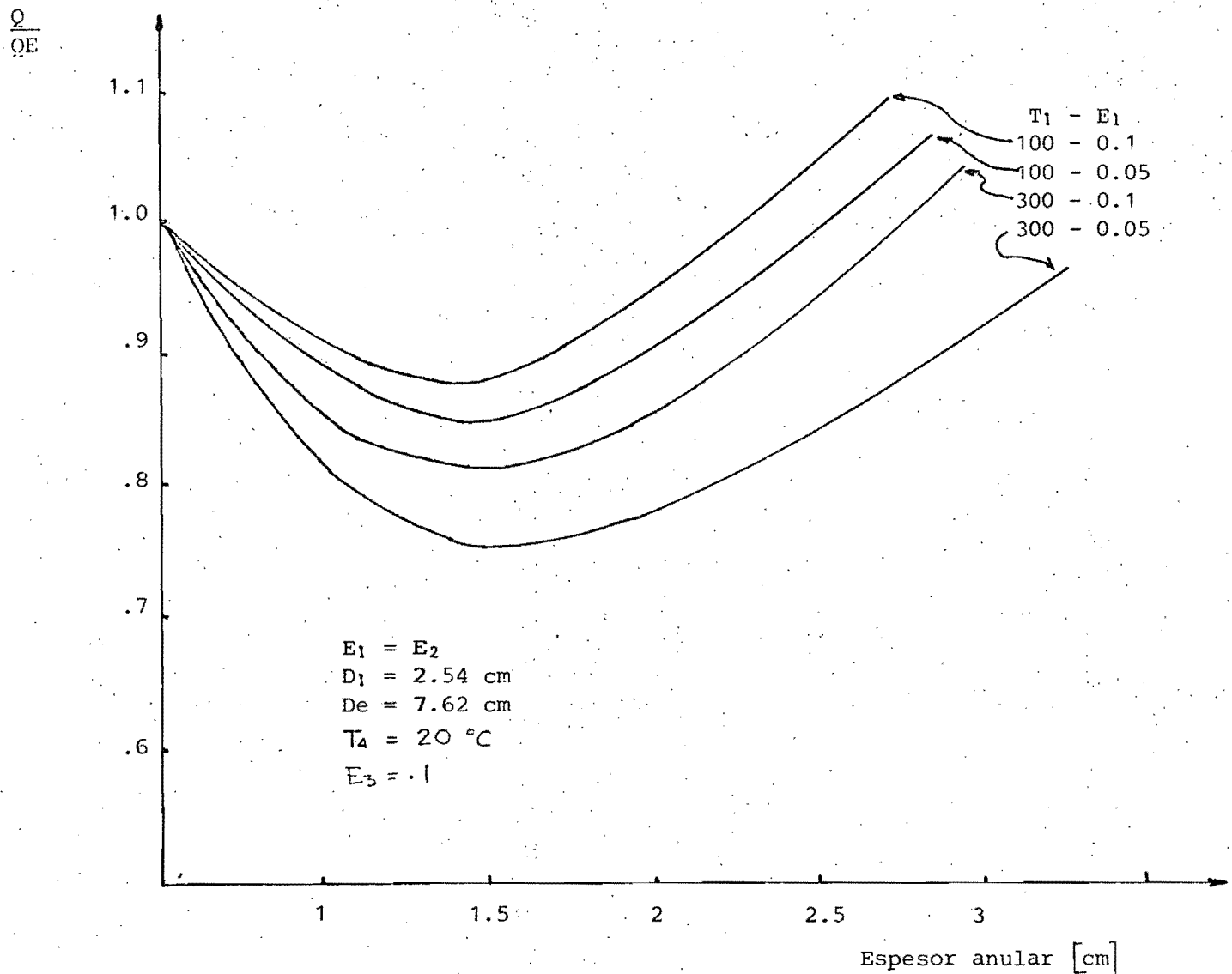


Figura 2.4 a Pérdidas de calor Q/QE vs Espesor anular. Q es calor perdido con modelo anular y QE en modelo convencional equivalente. Se ilustra la influencia de las temperaturas y emisividades en la eficiencia. Se conserva fijo el diámetro de la tubería y la cantidad de material.

Para analizar las figuras 2.4 se debe recordar el significado de ciertos parámetros. $T_1 - T_4$ representa la diferencia de temperaturas entre la superficie interior 1 y el ambiente 4. Se supone que estas son conocidas y representativas del estado térmico. El 'gap' o espesor anular, que junto con el diámetro interior D_1 y el espesor del aislante, determinan comple-

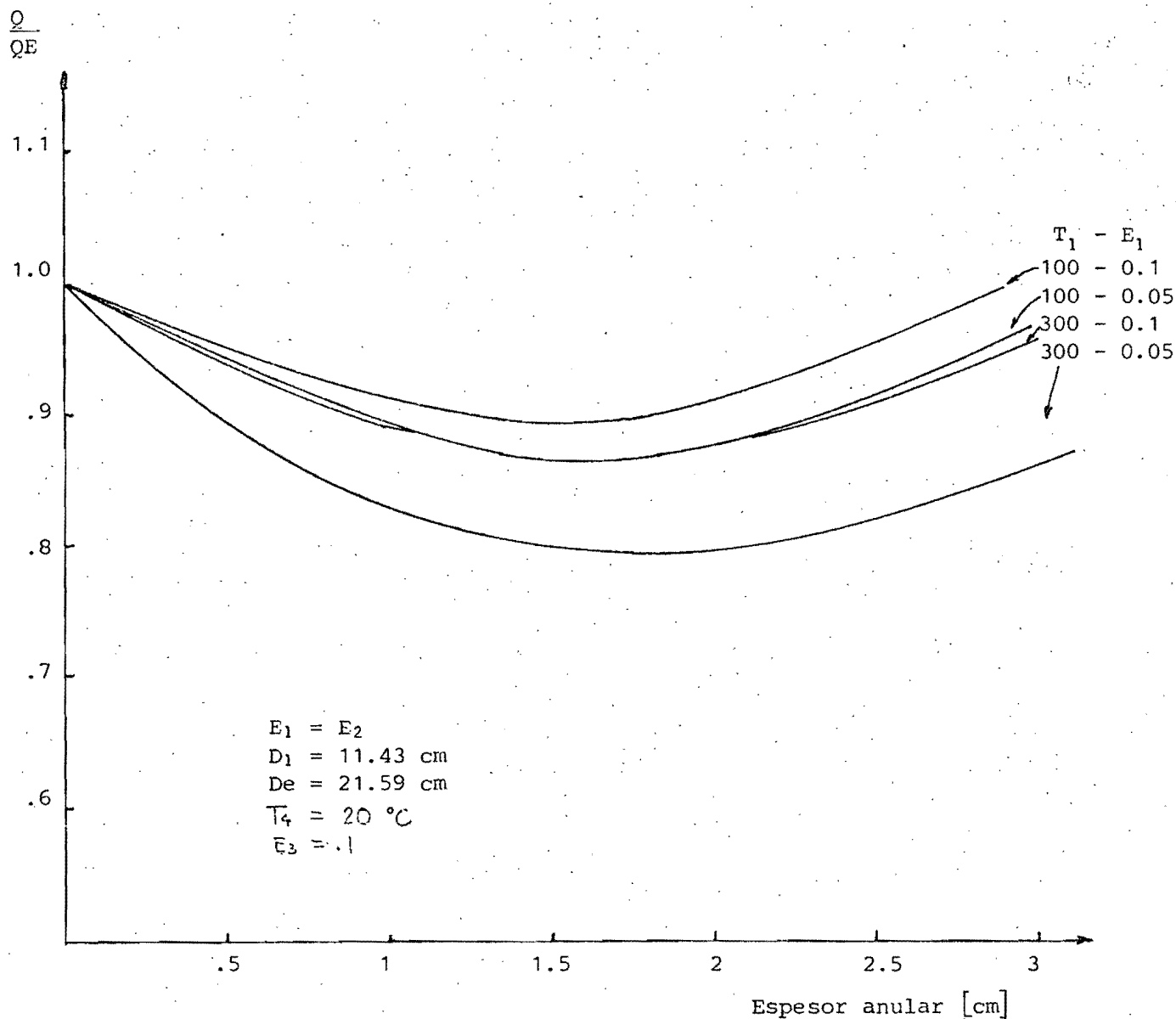


Figura 2.4 b Pérdidas de calor vs Espesor anular. Análogo a 2.4 a con otra geometría.

tamente la geometría del modelo. Esto se puede expresar como: $(D_2 - D_1)/2 =$ gap y $(D_3 - D_2)/2 = e \rightarrow$ espesor anular. El calor que se pierde al ambiente por el modelo propuesto (espacio anular) es Q ; mientras que el que se pierde en el modelo convencional equivalente es Q_E (notar que Q_E corresponde a un modelo con la misma cantidad de material. De otra forma se puede decir que

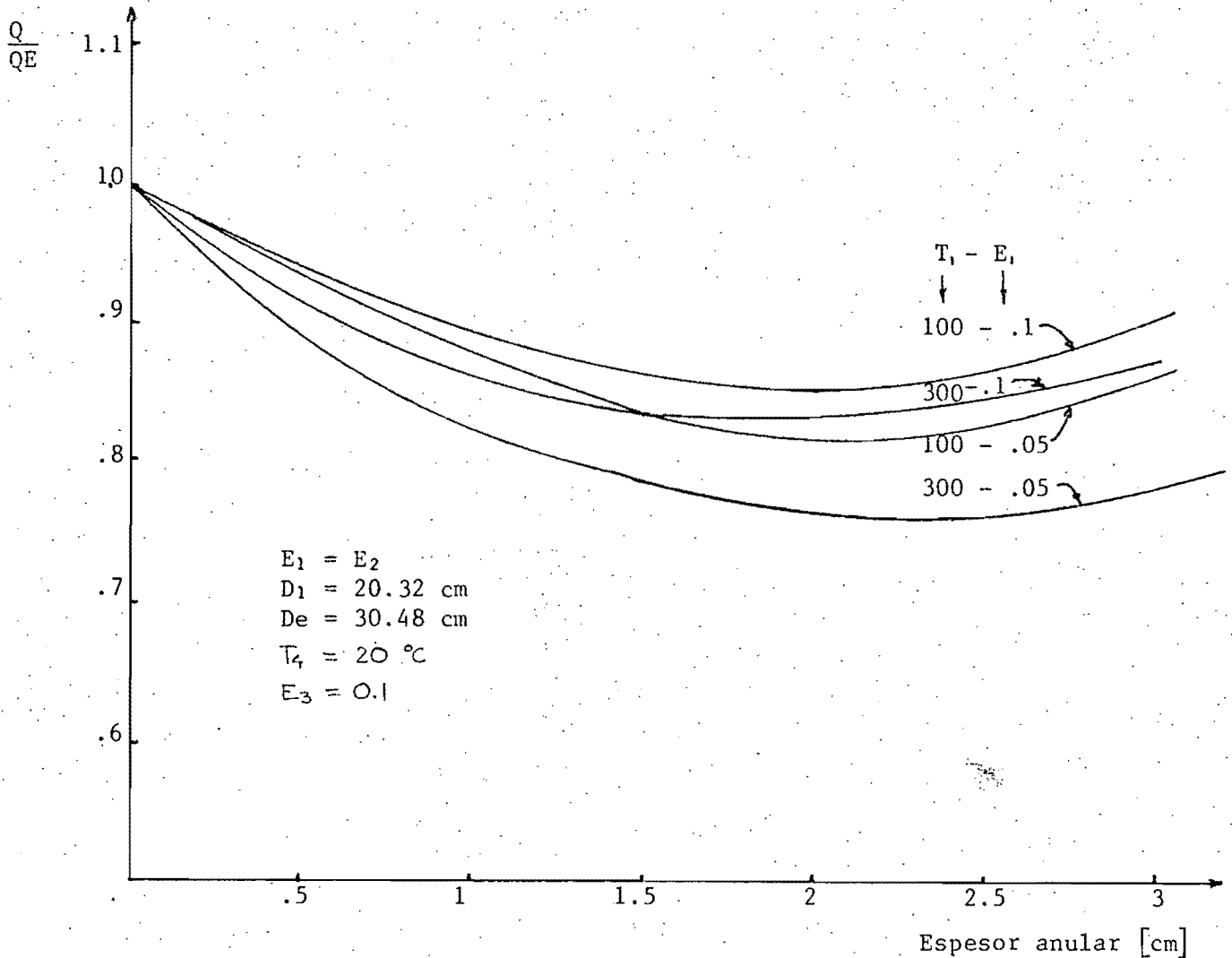
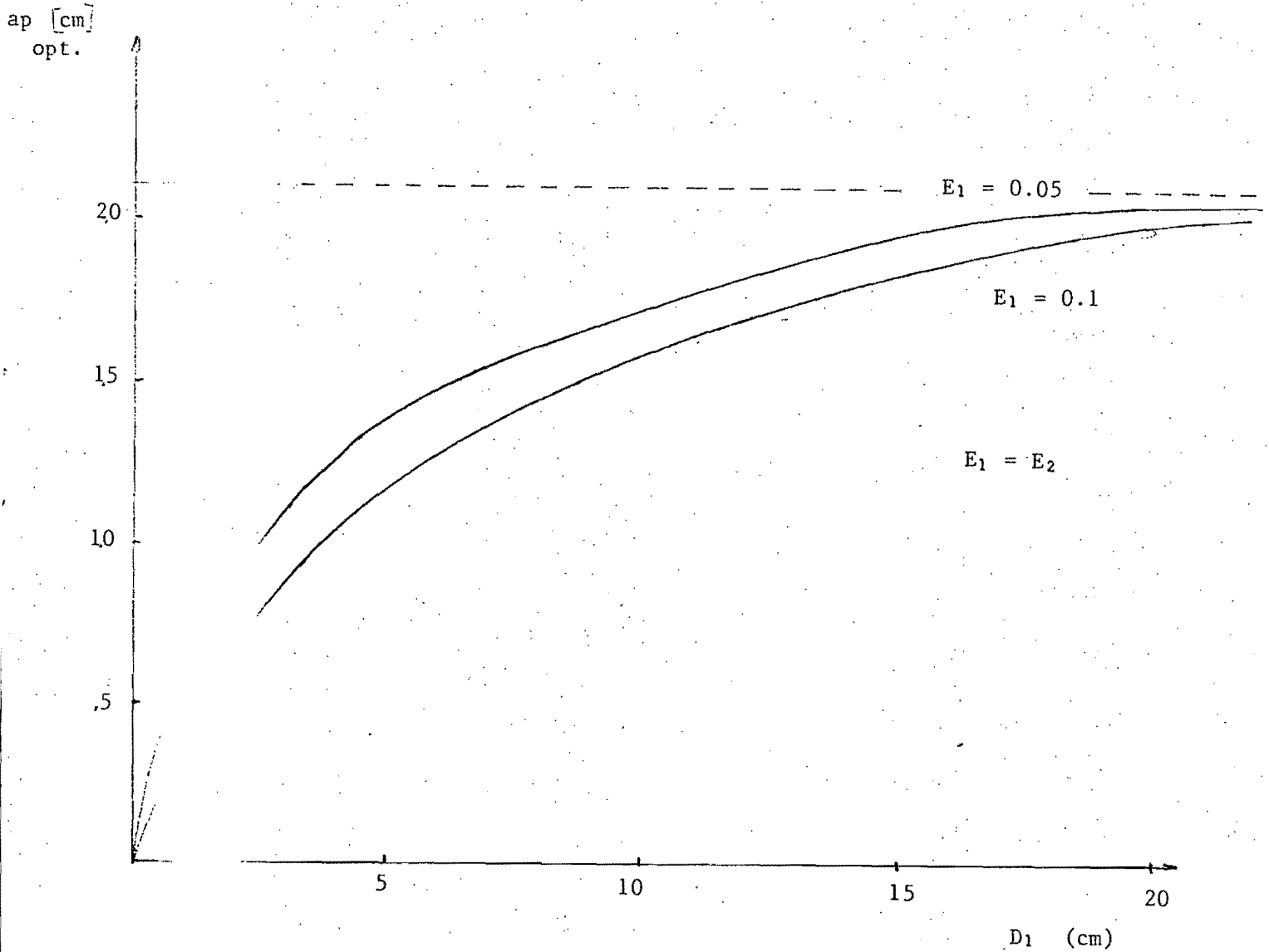


Figura 2.4c Pérdidas de calor Q/Q_E contra espesor anular, para una tubería de diámetro 20.32 (8"). Gráfica análoga a 2.4 a y b.

el volumen de aislante $V = \pi (D_3^2 - D_2^2) L/4$ se mantiene constante, por lo que el diámetro equivalente es $D_E = \sqrt{D_1^2 - D_2^2 + D_3^2}$. La razón Q/Q_E expresa la relación de los dos calores, y si es menor que uno, indica que en el caso convencional equivalente se pierde más calor. La figura 2.4 ilustra cómo es la variación de esta relación de pérdidas cuando se varía el espesor



2.5. Diámetro de la tubería contra espesor anular óptimo ilustrado para diferentes emisividades.

Se mantiene fija la diferencia de temperaturas y el volumen de material. De esta manera se encuentra la condición de espesor anular óptimo para diferentes estados térmicos y geometrías.

Se muestra la influencia de la temperatura, favoreciendo al caso con esp-

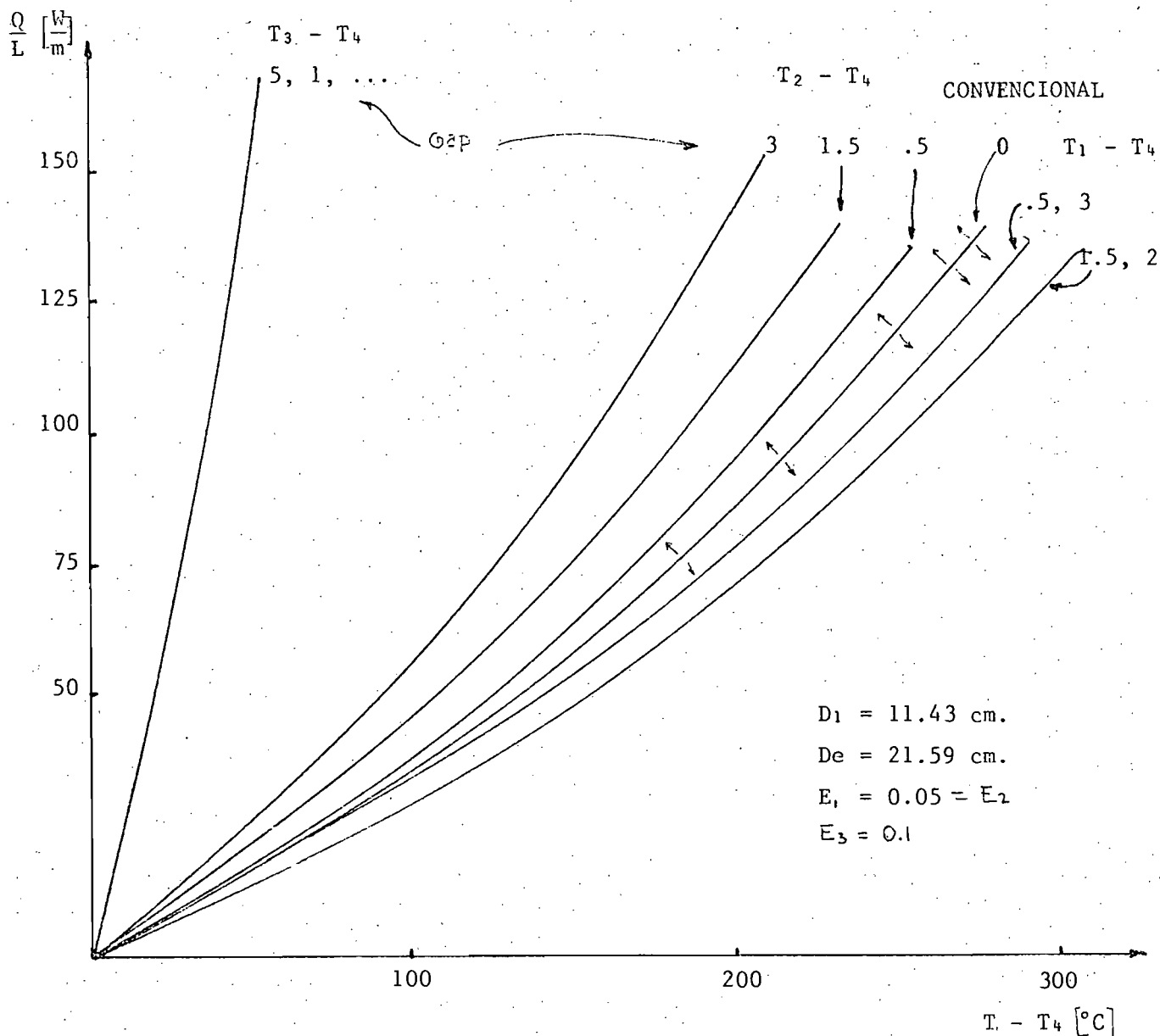


Figura 2.6 a Calor por unidad de longitud contra diferencia de temperaturas en cada superficie. Incluye el caso convencional cuando 'gap' = 0 y $T_1 = T_2$. Notar que al aumentar 'gap' no se reduce continuamente la pendiente. Es decir existe un óptimo.

cio anular, en la geometría óptima. También se encuentra que este espesor óptimo se mantiene aproximadamente constante mientras estas temperaturas T_1 no se varíen drásticamente. Por ejemplo hasta 300°C. Adicionalmente se encuentra que el espesor del aislante 'e' tampoco influye determinadamente; estas características permiten definir un gap óptimo para cada geometría;

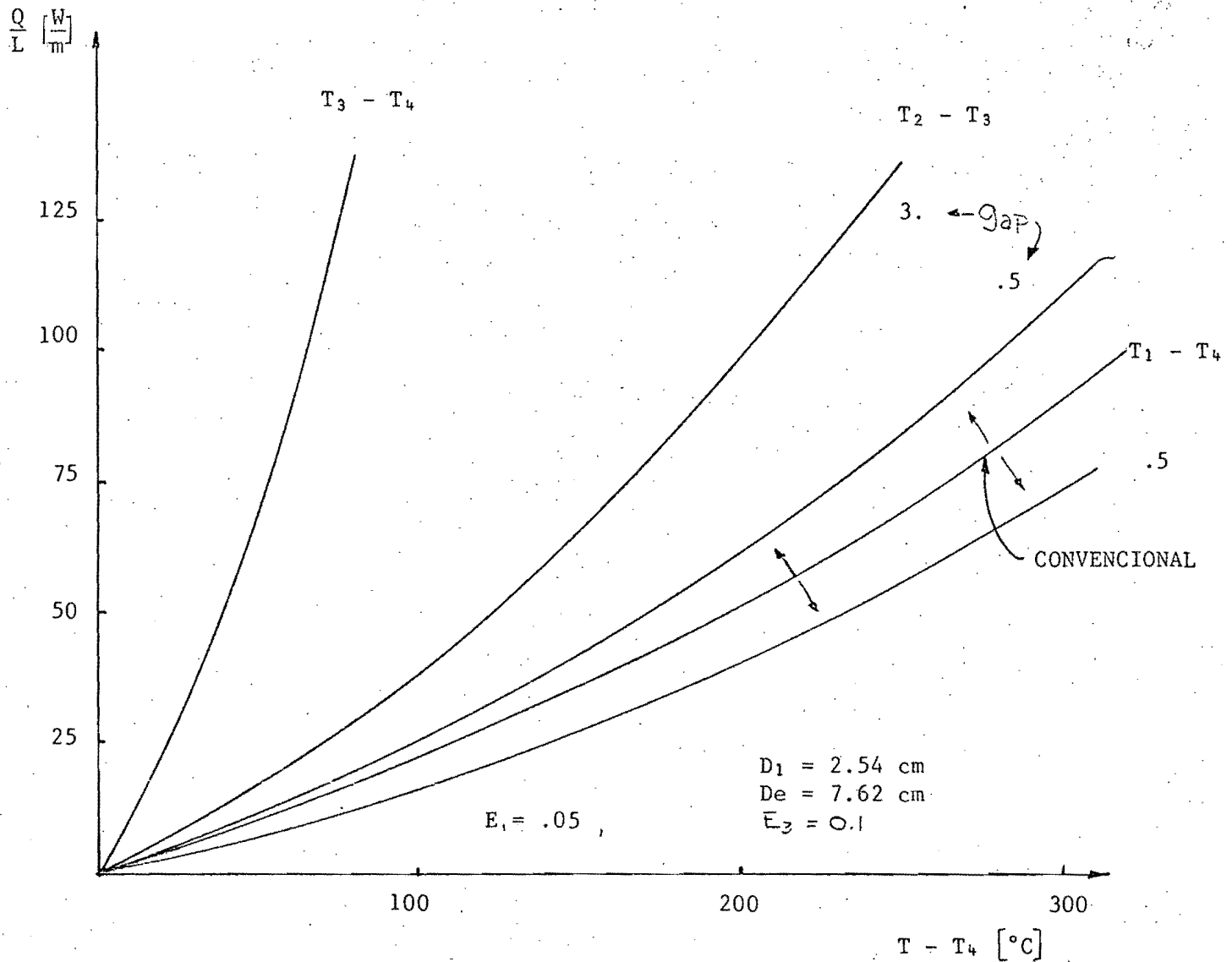


Figura 2.6 b Flujo de calor por unidad de longitud vs diferencia de temperaturas $T - T_4$ en cada superficie. Para diferentes gap y emisividad $E_1 = 0.05 = E_2$ y $E_3 = 0.1$.

y será la base para una corta generalizada.

La incidencia de las emisividades también se puede destacar, muestran que entre menor sean las emisividades E_1 y E_2 del espacio anular, más efec-

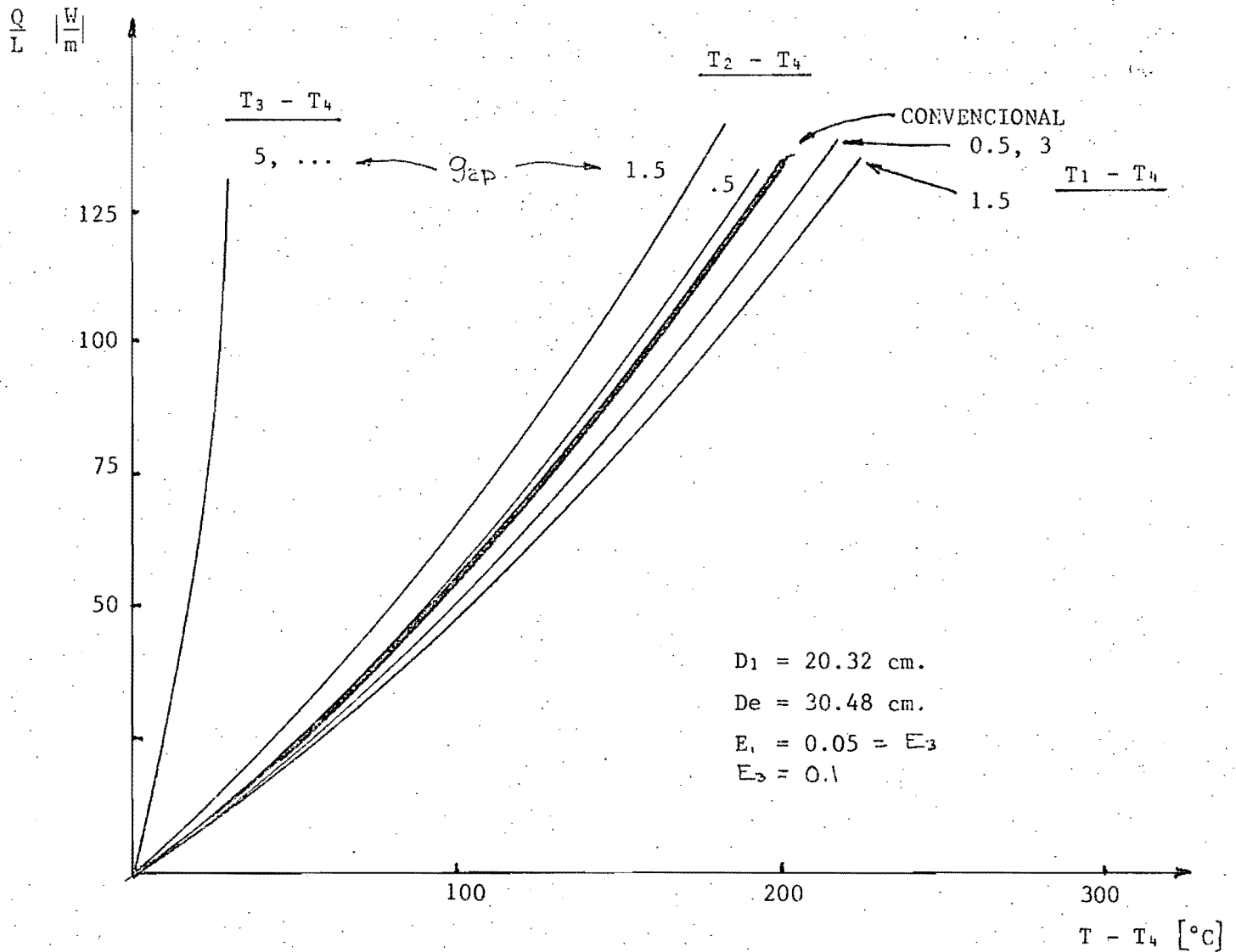


Figura 2.6 c Flujo de calor por unidad de longitud contra diferencia de temperaturas en cada superficie. Análoga a 2.6 a y b.

tivo aparece. (Este resultado es apenas obvio; ya que al hablar de emisividades se habla del calor transmitido por radiación. Y entre menos calor se radie; mejor se comporta el aislamiento anular).

En cuanto a E_3 pasa algo interesante; y es que su valor no es determinante, por lo que no se aprecia mucha diferencia. Esto se debe a que la variación

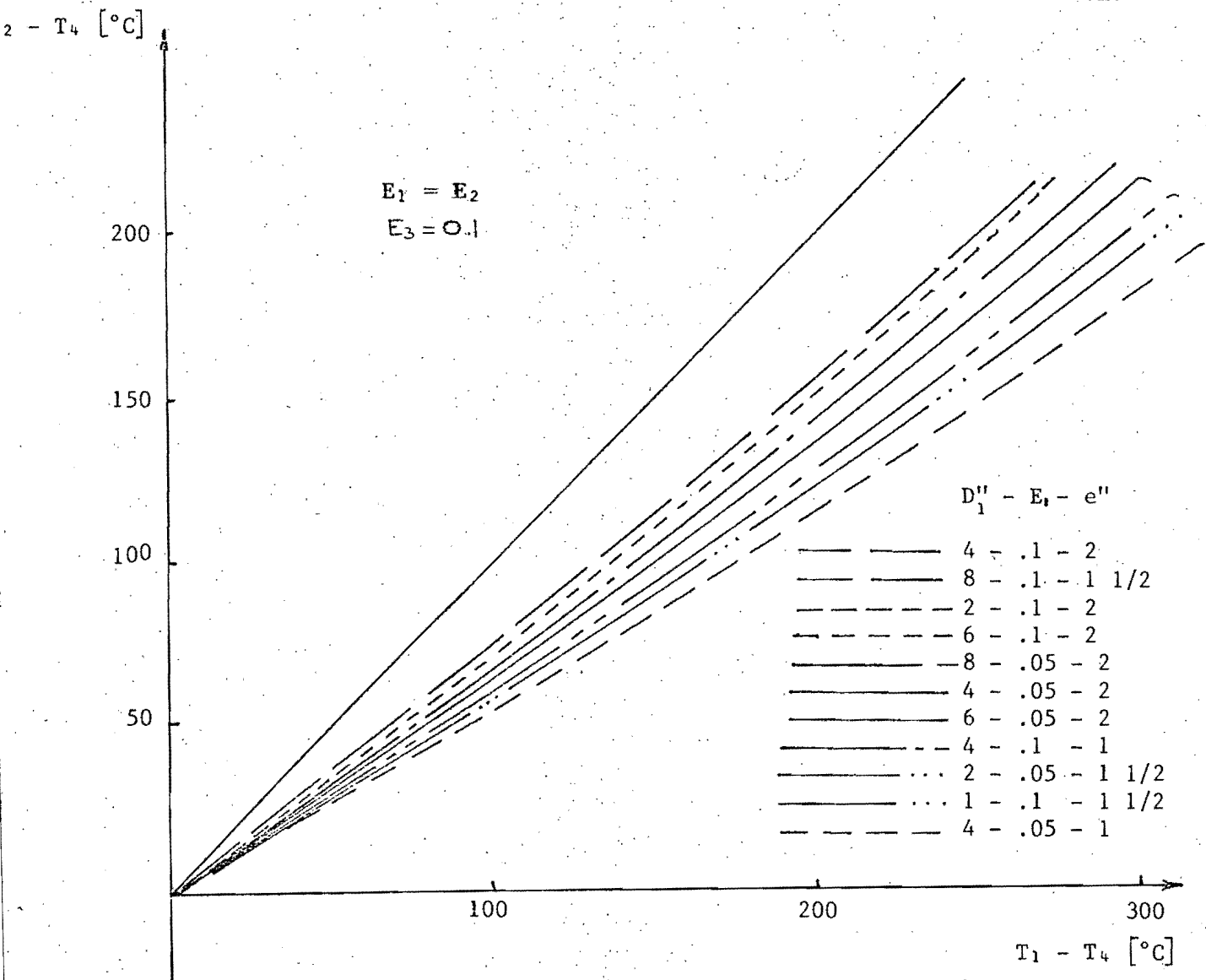


Figura 2.7 $T_2 - T_4$ vs $T_1 - T_4$ Ilustra el comportamiento de las temperaturas cuando varía el espesor anular en diferentes diámetros de tuberías y emisividades. $E_3 = 0.1$

se aplica en la superficie exterior que existe en ambos modelos (convencional y propuesto) ocasionando que la relación se mantenga sin cambios drásticos.

Estos análisis se encuentran aplicados en varias geometrías, de tal manera que se puedan hacer análisis particulares, completos.

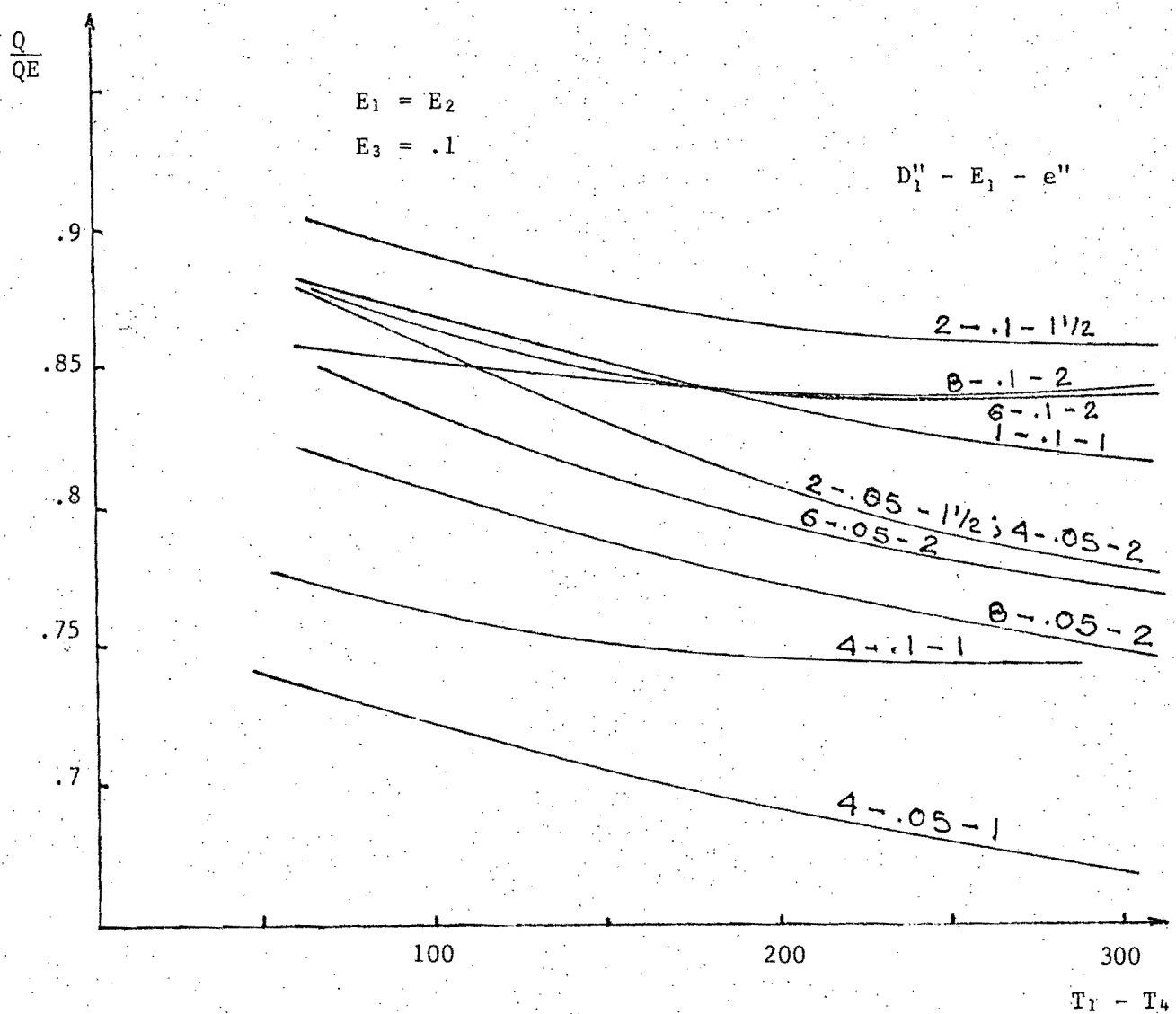


Figura 2.8 Relación de pérdidas de calor Q/QE vs diferencia de temperaturas $T_1 - T_4$. Importante notar la influencia del espesor del aislante en la eficiencia, las emisividades y geometría.

Como se menciona antes, el espesor del aislante, la temperatura interior T_1 y las emisividades no son factores determinantes del espesor anular óptimo; lo que deja como parámetro decisivo al diámetro de la tubería D_1 . Con base en estas conclusiones se puede construir una gráfica generalizada donde se entre conociendo el diámetro de la tubería D_1 y se calcule el espesor anular

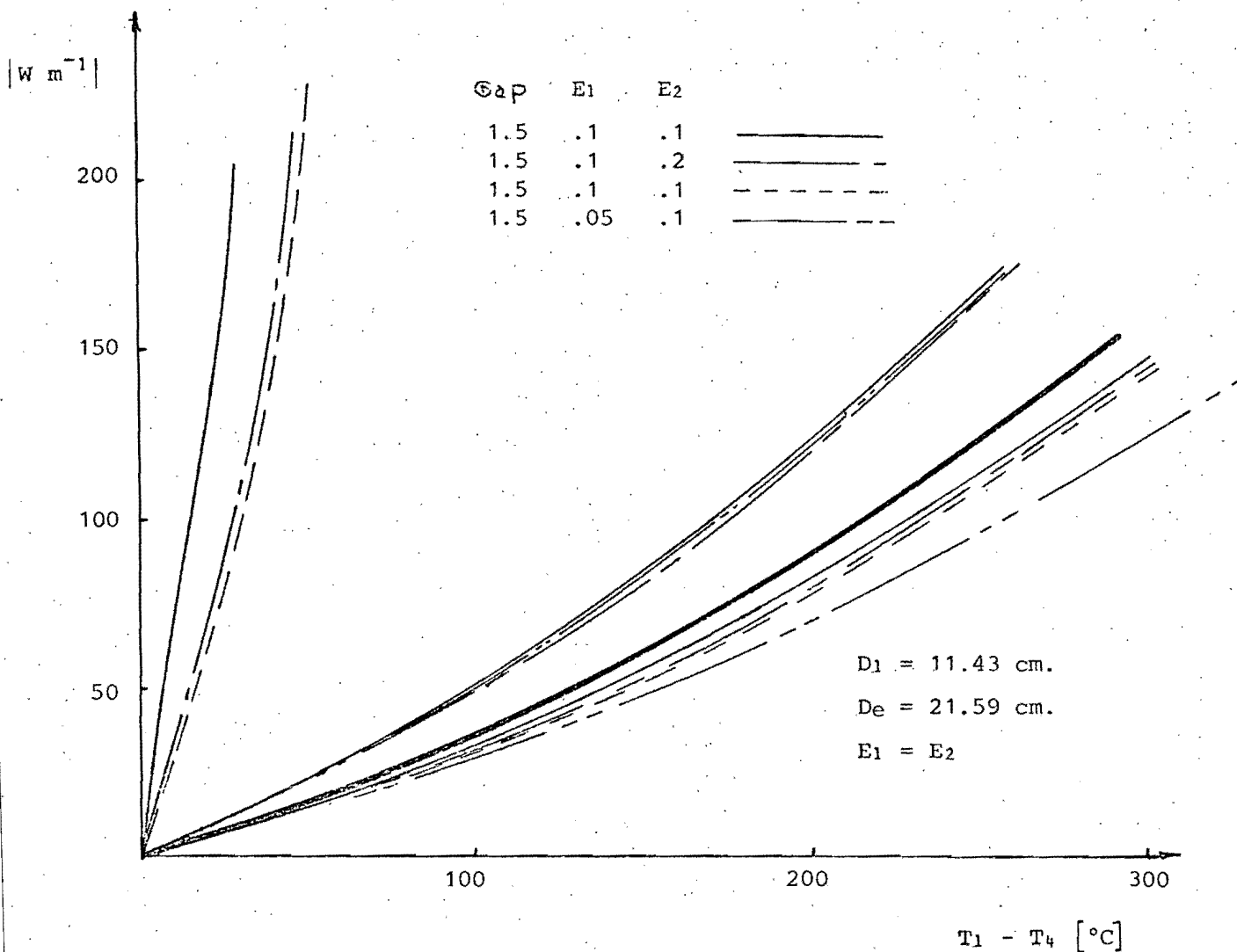


Figura 2.9. Calor por unidad de longitud contra diferencia de temperaturas $T_1 - T_4$. Aquí se ilustra la incidencia de las emisividades interna y externa E_1 , E_2 y E_3 sobre la pérdida de calor. Todo para un diámetro de 11.43 cm. y un espesor del anulo óptimo.

óptimo. La figura 2.5 presenta esta carta.

Con objeto de conocer la variación de temperaturas, en las tres superficies, respecto al calor evacuado se construye las figuras 2.6. En ciertos aspectos son similares a las figuras 2.4; pues ambas dejan ver la variación del espesor anular. Se debe recordar que Q/L representa el calor por unidad de

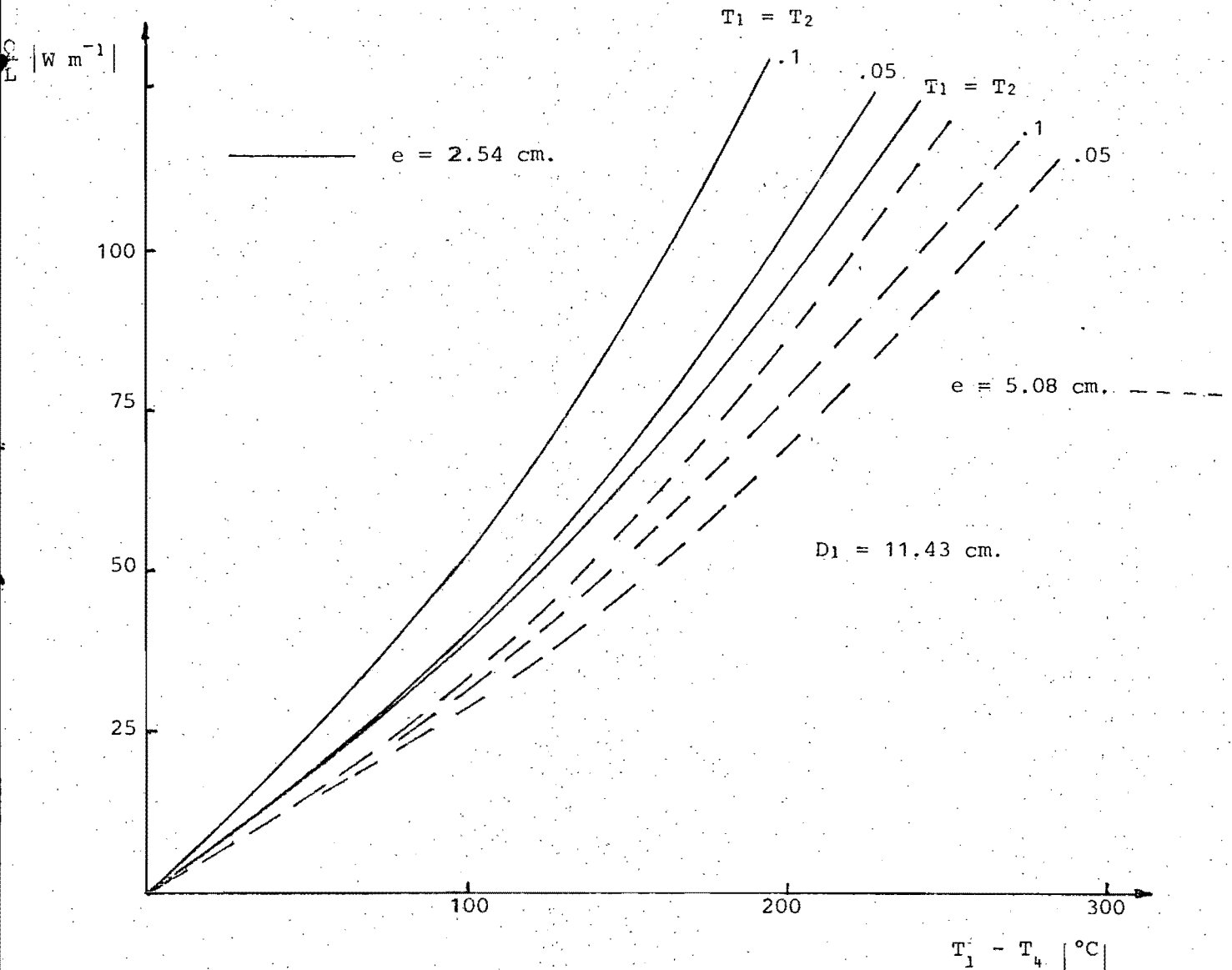


Figura 2.10 Calor por unidad de longitud contra diferencia de temperaturas $T_1 - T_4$. Principalmente ilustra el efecto que tiene el espesor de aislante sobre el modelo. Aunque aparece evidente que a mayor espesor aísla mejor no implica que comparado con el convencional sea igual. Este efecto se muestra para dos emisividades internas diferentes.

longitud que se pierde. El modelo convencional está señalado por la línea donde $T_1 = T_2$. Sin embargo; y como se puede ver, las pérdidas de calor no disminuyen indefinidamente cuando aumenta el gap. Por el contrario, y tal como se aprecia en las figuras 2.4, existe un espesor óptimo.

Con las figuras 2.6, basándose en la geometría y diferencia de temperaturas (geometría y estado térmico), se puede encontrar el calor perdido en los modelos convencional, con espacio anular, y las temperaturas de las superficies dos T_2 y tres T_3 .

Hasta el momento se ha estudiado los comportamientos para las diferentes geometrías, demostrándose que presentan un estado óptimo. Suponiendo que los modelos se quieran utilizar en su forma más efectiva, es conveniente construir gráficas particularizando el estado óptimo. Se debe tener en cuenta que no siempre es necesario este estado, pues depende del criterio de utilización. Por ejemplo, si se desea emplear un material que no soporta la temperatura T_1 , entonces una alternativa sería aprovechar un espacio anular donde la máxima temperatura en el aislante sea T_2 ; y se puede acomodar a las exigencias sin que sea la geometría óptima. Sin embargo es preciso tener presente que esta ventaja se reduce en el caso real donde se presenta una temperatura superior mayor que la promedio. Volviendo al caso de gráficas para estados óptimos se construye la figura 2.7 que entre sus características principales esta el poder ilustrar simultáneamente el comportamiento de diferentes geometrías, espesores de aislamiento y emisividades, la figura 2.7 representa la relación entre $T_1 - T_4$ y $T_2 - T_4$ notando que el caso particular de $T_1 = T_2$ es el convencional (línea a 45°). Aquí es posible calcular la temperatura en la superficie dos T_2 conociendo, previamente, la temperatura de la superficie de la tubería T_1 . Desde otro punto de vista; aquí se permite seleccionar la geometría partiendo de T_1 e imponiendo T_2 (puede ser por restricción del material etc.). La figura 2.8 ilustra la variación que tiene la relación de pérdidas Q/Q_E contra la diferencia de temperaturas $T_1 - T_4$, para diferentes condiciones de emisividad, espesor aislante y geometría óptima.

La figura 2.9 tiene la ventaja de ilustrar varios casos de geometrías (ya sea con diferentes diámetros tubería D_1 ó espesores aislantes e), y varios casos de emisividades.

En la última figura, 2.10, de esta asección se hace el análisis de dos geometrías que se usan en el experimento complementario. Aquí se emplean un sólo diámetro de tubería D_1 y dos espesores aislantes de una y dos pulgadas, haciendo énfasis en el espesor anular óptimo correspondiente, así mismo como los respectivos modelos convencionales, y dos diferentes emisividades. Por el momento interesa solo la relación de la diferencia de temperaturas $T_1 - T_4$ contra el calor perdido por unidad de longitud, para tener noción de valores que se manejan.

Haciendo un resumen de los resultados obtenidos teóricamente se señala:

.- Es posible mejorar el aislamiento en tuberías horizontales si se deja una cavidad anular entre el aislante y la tubería, sin incrementar la cantidad de material usado. La reducción en las pérdidas depende de la temperatura de la tubería y de la geometría, pudiéndose lograr una geometría óptima, obteniéndose, en algunos casos, un ahorro de más del 30% de la energía que se pierde utilizando un modelo convencional con la misma cantidad de material.

.- Es preciso recubrir las superficies que forman el espacio anular, con un material de baja emisividad térmica, dada la importancia que cobra la transmisión de calor por radiación.

.- La temperatura máxima a la que se somete el material aislante T_2 , es menor que en la tubería, por lo que posibilita la utilización del mismo mate-

rial cuando la tubería esta a temperatura más altas que la que pueda soportar el aislante.

.- El espesor del anulo óptimo varía muy poco con la temperatura y emisividades de la tubería; pero va cambiando moderadamente con el diámetro, encontrándose un valor asintótico de 2.1 cm.

.- La eficiencia del modelo anular (comparado con el modelo convencional equivalente) mejora con el aumento del diámetro de la tubería, y la disminución del espesor del aislante.

3. SEGUNDA FASE. ESTUDIO EXPERIMENTAL

3.1. Dispositivo experimental

Como se vió en la figura 2.1 (p. 6) el modelo propuesto presenta tres superficies: la primera corresponde al cilindro interior, formado por un tubo de acero galvanizado de diámetro nominal 4 pul. y diámetro exterior de 0.11443 metros denominado D_1 . La segunda y tercera corresponden a las superficies interior y exterior del aislante cilíndrico, con diámetros D_2 y D_3 , compuesto por dos medias cañas de Silicato de Sodio o fibra de vidrio. Las tres superficies se recubrieron con papel aluminio (para reducir la transmisión por radiación).

El medio exterior comprendía de un espacio cúbico de $1.4 \times 1 \text{ m}^2$ de base, por 1.3 m de alto, forrado con hule transparente, permitiendo controlar el medio exterior, buscando un estado térmico permanente y reduciendo las pérdidas convectivas. La temperatura ambiente T_4 se registra con dos termómetros dispuestos en la pared de hule y el aire interior, y tomando el valor promedio entre las dos.

La fuente de calor se instala dentro del tubo galvanizado; compuesta por una resistencia eléctrica de Nicromel plano, enrollado dentro de una hoja de asbesto que la rigidiza y evita un corto circuito con el tubo, conectada a una fuente de voltaje. Su potencia se regula por medio de una resistencia variable (ver fig 3.1)

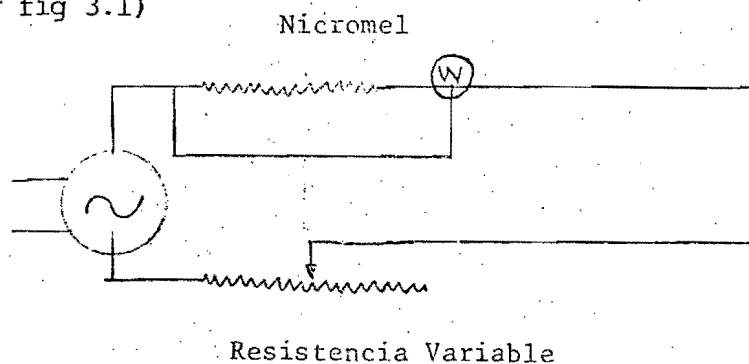


Figura 3.1 Sistema eléctrico del dispositivo experimental.

Los registros de la potencia se obtienen de un vatímetro instalado entre la resistencia de Nicromel. Con esta variación de potencia se pudo controlar la temperatura T_1 .

Para las lecturas de temperaturas se dispusieron 6 termopares por superficie, distribuidos por parejas a 180 grados orientados hacia arriba y abajo, colocados en el centro y a 40 centímetros a cada lado (esto con objeto de cubrir la mayoría de la superficie, considerando que la longitud normalizada del aislante tubular es de 36 pul = 0.9144 m. ver figuras 3.4; 3.5; 3.6; y 3.7.

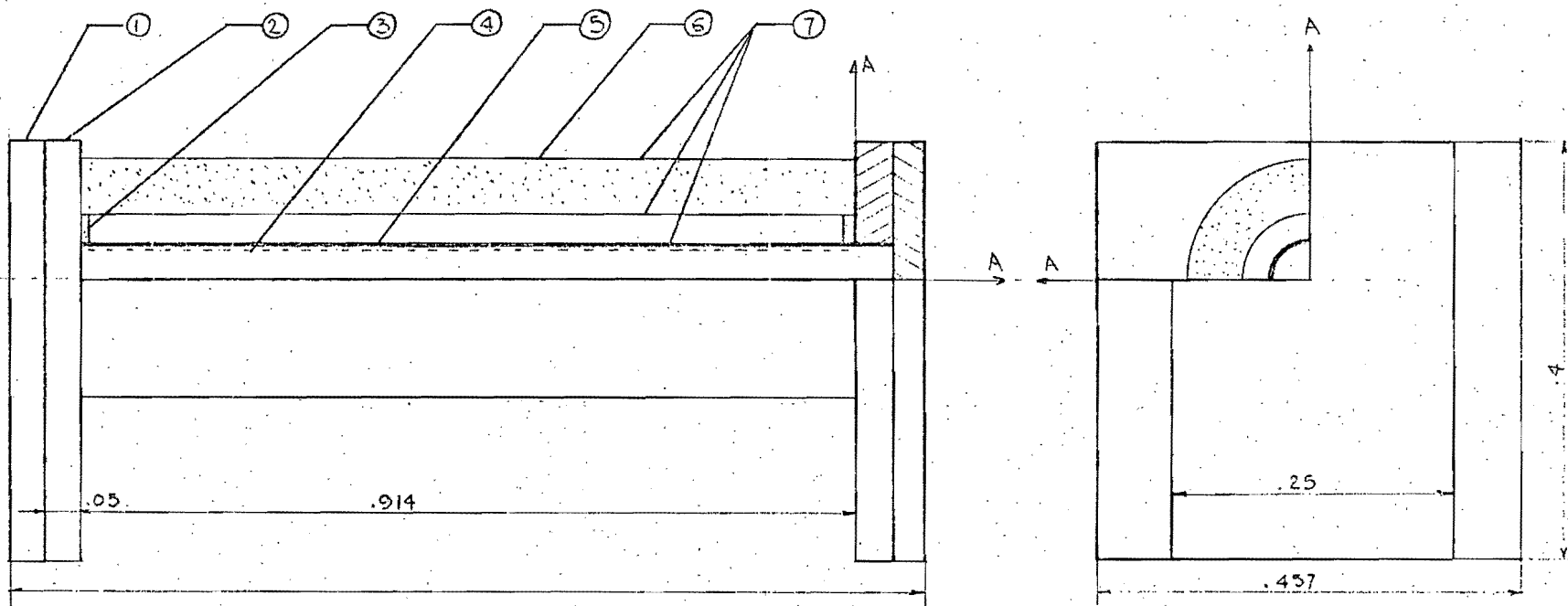
El tubo aislado se montó de dos formas, en la primera sobre dos bloques de Silicato de Sodio 'PAMSIL' (uno en cada extremo) y en la segunda se colgó de dos alambres delgados. (Ver fig 3.3). Para controlar la pérdida de calor en los extremos se forraron las superficies con papel aluminio, y se colocaron termopares para registrar las temperaturas. Para lograr una forma rígida se rellenaron (los extremos) con lana de vidrio bien expandida, de tal manera que reduzca la conducción de calor.

También se hizo una prueba para estudiar la variación de los resultados con el tiempo. Para esto se utilizó una máquina de adquisición de datos capaz de barrer en fracción de segundo todas las temperaturas.

3.2 Procedimiento

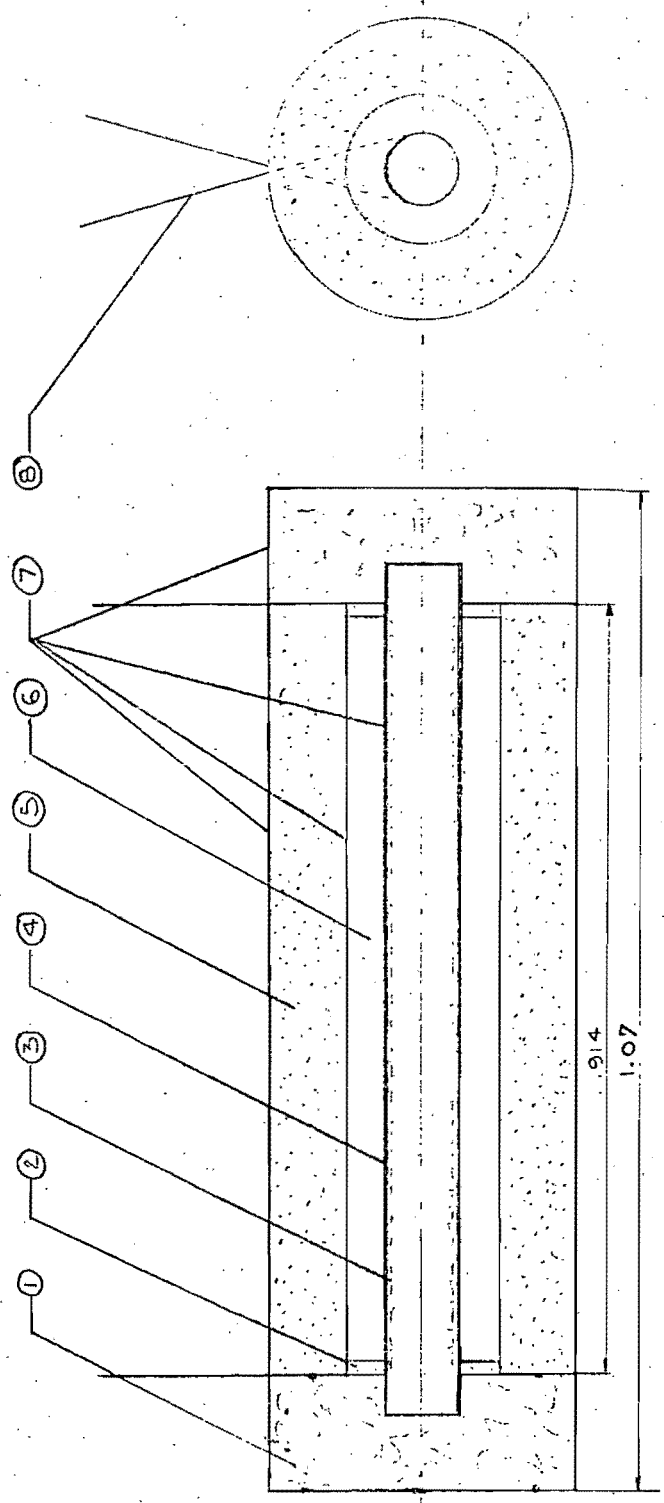
3.2.1. Modelo con bloques

Las pruebas se iniciaron con el modelo del aislamiento convencional, permitiendo analizar en forma más confiable los resultados obteniéndose un primer criterio de juicio; sobre todo en la comprobación de la conductividad térmica del aislante, y del coeficiente de convección al ambiente.



Nº	Modelo con bloques
1	bloque aislante de extremos
2	bloque base. Soporte tubo principal
3	Soporte para espacio anular
4	Resistencia eléctrica
5	Tubo galvanizado. Cilindro interior
6	Cilindro exterior. Aislante
7	Superficies con papel aluminio

FIGURA 3.2 Modelo con bloques



Nº	Modelo colgante
1	Lana de vidrio
2	Soportes para anillo
3	Resistencia eléctrica
4	Tubo galvanizado Cilindro interior
5	Cilindro exterior Arslantz
6	Espacio anular
7	Superficies con papel aluminio
8	Alambres sostenedores

FIGURA 3.4 Modelo colgante

La respectiva distribución de tempopares, en este modelo, se muestra en las figuras 3.4 y 3.5.

El procedimiento seguido fué conectar la resistencia de Nicromel, controlando la potencia administrada, y esperando a que se estabilizara el sistema. Se considera suficiente una duración de 12 horas para los modelos convencionales y 24 para los anulares. Después de este tiempo las temperaturas registradas por cada tempopar son estables. Repitiendo sucesivamente con otras potencias se logran las diferentes pruebas.

La aproximación de los datos al caso con superficies isotérmicas, que fué el analizado teóricamente, se hace promediando las temperaturas en cada superficie. Los valores de las lecturas de cada tempopar, los promedios, y su respectiva desviación σ_{n-1} se encuentran en las tablas 3.2, hasta 3.12, correspondientes a los modelos convencionales y anulares propuestos; además también están mostradas la distribución de tempopares en cada caso (ver figuras 3.4 a 3.8).

3.2.2 Modelo colgante

Este modelo, que aparece en la figura 3.3 y la figura 3.7, tiene la ventaja que permite controlar las pérdidas por los extremos. El resto de cuerpo se comporta en la misma forma que el modelo con bloques.

Los resultados del modelo con bloques presentaron diferencias en la potencia experimental y calculada teóricamente. Una de las fuentes de error más probables son los bloques de los extremos porque eran susceptibles de conducir

mucho calor axialmente hacia el exterior. Una forma de controlar esta falla era construir otro modelo cuyos extremos no se soportarán sobre medios que pudieran inducir pérdidas muy grandes. El modelo colgante, mostrado en la figura 3.3 y 3.7 tiene esta ventaja. El estar colgado sobre alambres delgados (conductores pero de sección muy reducida) permite aislar los extremos y controlar de manera más confiable las fugas de calor.

Los termopares mantuvieron las posiciones descritas antes, y se tomaron las respectivas lecturas.

En este modelo se obtuvieron medidas con el adquisidor de datos. Este aparato permitió barrer todas las temperaturas en periodos pequeños durante suficiente tiempo dando información de la estabilidad de las temperaturas. Todos los resultados experimentales se encuentran en las tablas expuestas a continuación.

Los listados de la adquisidora de datos están en el apéndice II y graficados en las figuras 3.13 y 3.

3.3 RESULTADOS Y CONCLUSIONES

Los resultados se encuentran tabulados en las tablas 3.1 a 3.11 y se obtienen en las lecturas de los respectivos termopares. Con estos datos se entra en el programa numérico de 'calor experimental' donde se calculan los calores en cada sección. Es decir, teniendo las temperaturas T_1 , T_2 , T_3 y T_4 se puede calcular el calor por sección $Q_{1,2}$, $Q_{2,3}$ y $Q_{3,4}$. En teoría se espera que sean iguales y además iguales al calor registrado. El cálculo a partir de relaciones empíricas de los calores $Q_{1,2}$ y $Q_{3,4}$ está sujeto a un error mayor. Por otro lado la K_C del material está especificada por los fabricantes para determinadas humedades relativas, introduciéndose un error al trabajar en otras condiciones. Por lo que se ha supuesto que $Q_{2,3}$ representa el valor más confiable. En tanto se supone correcto este calor $Q_{2,3}$, se sacan unos parámetros equivalentes, por ejemplo emisividad equivalente E_E , que corresponde al valor que toman las emisividades interiores E_1 y E_2 si el calor evacuado $Q_{1,2}$ fuera igual a $Q_{2,3}$.

Todos los resultados se encuentran listados en el apéndice II y graficados en las figuras 3.10 a 3.12 simultáneamente con las curvas teóricas correspondientes, incluyendo el caso convencional equivalente.

En virtud que las variables desconocidas son T_2 y T_3 , conviene desarrollar gráficas donde estas intervengan y se puedan comparar con los experimentos. También es preciso elaborar una gráfica donde aparezca el calor y se pueda verificar si es congruente teórica y experimentalmente.

Las figuras 3.10a, a 3.10c muestran la variación de calor por unidad de longitud Q/L ($W m^{-1}$) contra la diferencia de temperaturas $T_1 - T_4$ en $^{\circ}C$.

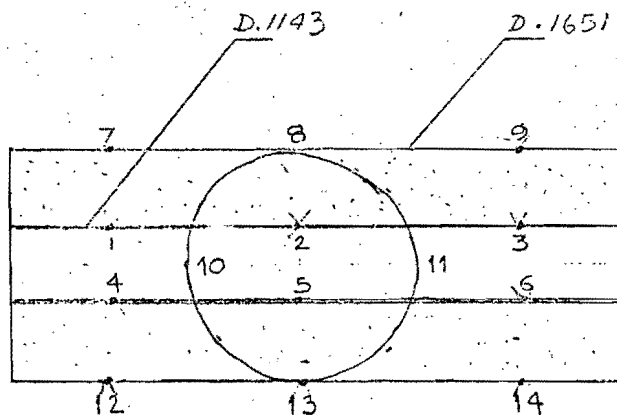


FIG. 3.4 Fibra de vidrio convencional

TABLA 3.1 Registros temperaturas

Pot.	63.4	70	73.3	77.6	81	93	102	127
Tp	25	26.5	22.5	23	24	22	27	22.5
Ta	26.2	27.2	23.4	24.6	25.2	23.4	29	24.2
Hr	19:00	13:30	10:00	10:00	14:00	10:40	16:40	10:00
1	124.5	125	135	134.4	140.5	156.4	170.7	193.4
2	125.2	126	136	135.6	141.5	157.5	171.9	194.3
3	119.5	119.8	128.5	129	134	149.5	162	182.5
4	123	125.5	134	133	139.2	155	169	195
5	125.5	126	136	136	141.3	157.9	171.3	195
6	118.5	118.5	127.8	127.8	133	148	161.4	181.6
7	50.5	50.8	49.2	51	51.2	56	63.2	64
8	49	48.4	47.9	47.9	50.8	51.8	60.8	59.5
9	47.5	47.2	46.8	47.1	48.8	50	58.5	57
10	42	42.1	41.2		43.5	44.2	52.2	49.2
11	43	42.2	42.9	42.9	44	45	53.5	50.9
12	42.2	41.5	40.8	41.3	43	41	51	49.2
13	42.8	42.1	41.5	39.3	43.9	44.2	52.2	50.8
14	42	40.8	40.4	42.9	42.3	42.4	50.8	48

TABLA 3.2 Temperaturas promedio

Tm2	122.7	123.5	133.	132.6	138	154.	167.8	190.3
σ_{n-1}	3	3.4	3.7	3.5	3.8	4.2	4.8	6.4
$\Delta T2$	97.1	97.6	110.	109.	114.	131.	139.8	167.
Tm3	45	44.4	44.	44.6	46.	47.	55.3	53.6
σ_{n-1}	3.5	3.8	3.6	4.1	3.7	4.8	4.8	5.9
$\Delta T3$	19	17.5	21.	20.8	21.	24.5	27.3	30.2
Pot	63.4	70	73.3	77.6	81.	93.	101.7	127.
T4	25.6	26.9	23.	23.8	24.6	22.7	28.	23.4

Temp ($^{\circ}\text{C}$)

Pot (W/m)

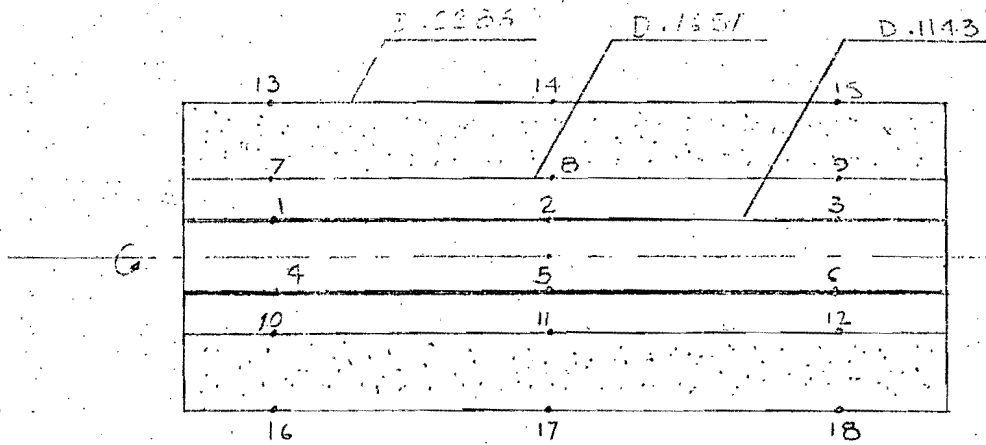


FIG. 3.5 Fibra de vidrio
Espesor anular 2.54 cm.

TABLA 3.3 Registro de temperaturas

Pot	67	79	85	90	96	102	109	109	117	128	133
Tp	18	19.3	18	21	19	21	23	21	20	21	21
Ta	19.2	21	20	23	21	22	25	23	22	23	23
Hr	9:20	9:30	10:30	10:00	11:30	15:30	11:30	11:20	9:00	9:30	10:30
1	133	147	156	165	170	179	197	181	197	214	220
2	134	150	160	169	175	184	202	187	203	219	226
3	129	144	153	162	167	175	194	173	193	208	215
4	126	141	151	160	164	174	192	176	189	207	211
5	137	154	164	175	179	187	207	191	208	223	229
6	127	142	149	160	164	172	189	176	190	205	212
7	101	112	119	126	129	137	148	139	149	162	166
8	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
9	103	114	121	129	132	138	152	142	153	165	171
10	82	92	98	104	107	114	127	117	125	137	141
11	75	83	87	93	96	101	112	103	111	120	124
12	82	91	96	103	106	112	124	115	124	135	140
13	41	45	46	49	49	52	58	54	55	59	60
14	40	44	45	48	48	50	56	52	53	56	58
15	39	42	43	46	47	49	54	51	51	55	57
16	30	32	32	34	34	36	40	37	37	40	40
17	31	33	33	35	36	38	41	39	39	41	43
18	28	29	28	34	32	34	37	34	36	36	37

TABLA 3.4 Datos promedio

T1	131	146	155	165	170	179	196	182	197	213	219
σ_{n-1}	4	5	6	6	6	6	7	6	7	7	8
DT1	113	127	137	143	150	157	173	160	176	191	197
Tm2	88	98	104	111	114	120	133	123	132	144	148
σ_{n-1}	13	14	15	16	16	16	17	17	18	19	20
DT2	70	79	85	90	94	99	109	101	111	122	126
Tm3	35	37	38	41	41	43	47	44	45	48	49
σ_{n-1}	6	7	8	7	8	8	9	9	9	10	10
DT3	16	18	19	19	21	22	24	22	24	26	27
T4	19	20	19	22	20	21	24	22	21	22	22
Pot	67	79	85	90	96	102	109	109	117	128	133

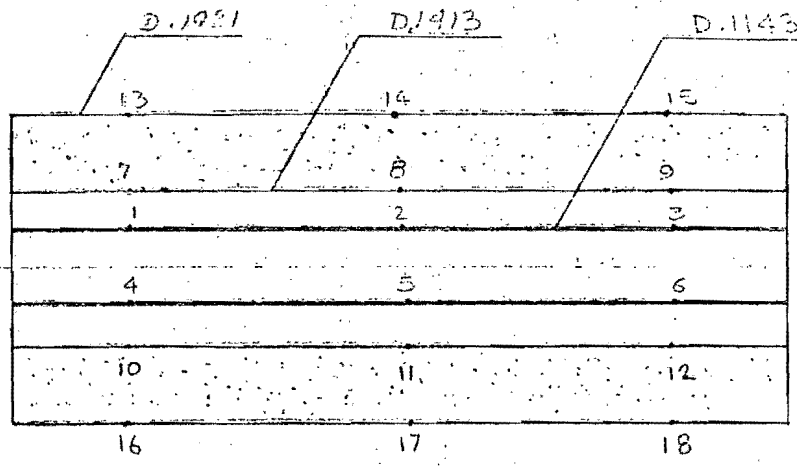


FIG. 3.6 Fibra de vidro.
Espesor anular 1.35 cm.

TABLA 3.5 Registro de temperaturas

Pot	65	75	82	97	109	115	119	130
TP	16	19	23	16	17	23	21	21
Ta	17	20	24	17	19	25	23	23
Hr	9:45	10:15	14:00	9:15	9:40	11:40	10:30	9:20
1	131	151	170	175	190	198	205	222
2	139	161	181	187	203	211	219	237
3	137	159	178	184	201	208	216	235
4	129	149	168	173	188	196	202	219
5	137	164	185	191	209	216	224	243
6	133	153	174	179	196	203	210	228
7	100	114	129	131	142	149	154	166
8	101	116	131	134	146	153	157	171
9	98	113	128	130	142	148	153	165
10	92	108	123	124	136	143	148	160
11	87	102	117	117	129	137	141	153
12	84	97	111	112	123	130	134	145
13	35	40	47	40	45	51	50	52
14	37	43	50	44	47	55	52	55
15	37	42	49	43	48	54	52	55
16	31	36	42	37	41	47	46	48
17	31	35	42	36	39	46	44	47
18	30	34	41	34	39	44	43	45

TABLA 3.6 Datos promedio

T1	134	156	176	181	198	205	213	231
σ_{n-1}	4	6	6	7	8	8	8	9
DT1	118	137	152	165	180	181	191	209
Tm2	94	108	123	125	136	143	148	160
σ_{n-1}	7	6	8	9	9	9	9	10
DT2	77	89	99	109	118	119	126	138
Tm3	36	38	45	39	43	50	48	50
σ_{n-1}	3	4	4	4	4	5	4	5
DT3	17	19	21	23	25	26	26	29
T4	17	19	24	17	18	24	22	22
Pot	65	75	82	97	109	115	119	130

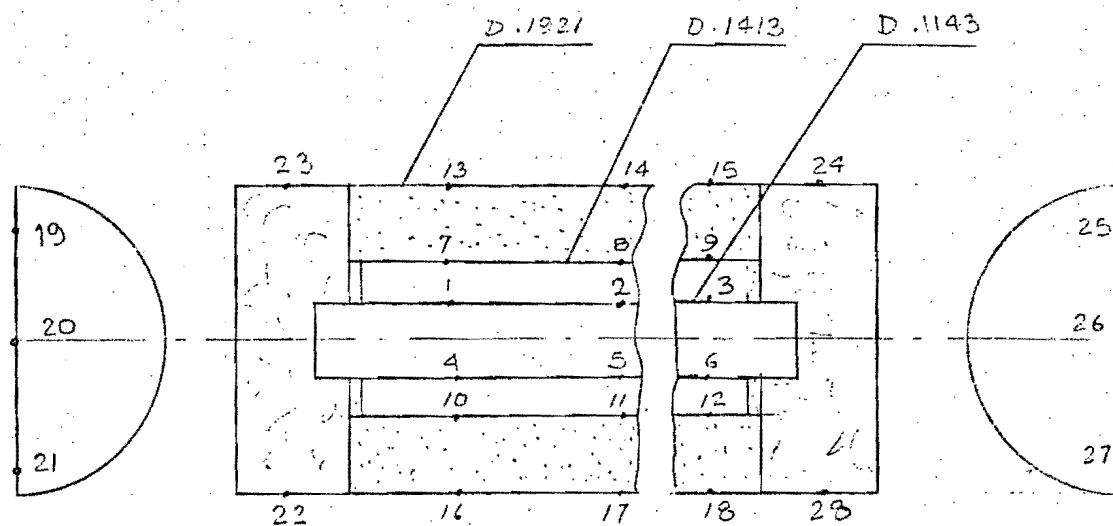


FIGURA 3.7 Modelo colgante Anulo 1.35 cm.

TABLA 3.7 Registros de temperaturas.

Pot	64	71	75	94	102	109	120	127
T _p	19	19	18	19	21	19	20	23
T _o	20	20	19	21	23	21	22	24
Hr	11:00	13:00	16:00	19:00	14:00	15:00	17:00	14:00
1	143	153	159	183	197	205	221	233
2	-	-	-	-	-	-	-	-
3	149	161	167	191	207	216	233	245
4	141	152	157	181	195	203	221	231
5	156	168	177	206	234	244	263	261
6	147	158	164	188	204	211	229	241
7	107	115	119	136	147	152	165	174
8	111	119	123	141	153	159	172	181
9	108	116	119	137	148	154	166	175
10	100	108	111	129	140	146	159	168
11	96	104	107	125	135	139	152	161
12	88	96	99	114	124	129	139	148
13	38	39	39	43	47	46	53	55
14	38	40	40	45	49	47	54	55
15	38	40	40	45	49	48	54	55
16	33	34	34	38	41	40	45	46
17	32	34	34	37	41	39	43	46
18	32	34	34	38	42	39	44	46
19	42	45	45	51	56	56	63	66
20	47	50	51	58	63	63	63	68
21	29	29	30	34	38	36	41	43
22	29	33	34	38	43	43	48	51
23	37	39	39	44	47	45	52	54
24	35	38	38	41	45	44	50	52
25	38	40	40	45	50	49	56	57
26	42	45	46	51	57	57	64	66
27	39	34	34	37	39	39	44	42
28	33	31	31	35	39	37	43	43

Entre las características importantes se menciona la gran dependencia del espesor aislante. Observando las líneas para un $D = 4"$, $E_1 = E_2 = E_3 = 0.1$ varían fuertemente para espesores de 1" y 2". Esto se puede explicar si se recuerda que el espacio anular permanece fijo, lo que implica mantener la misma resistencia térmica (esto no es del todo cierto; pero vale suponer que la temperatura T_2 no varía mucho, como se puede comprobar en la figura 2.7 anterior). Sin embargo no ocurre lo mismo con el aislante; pues si se aumenta su espesor aumenta la resistencia térmica, teniendo a disminuir la dependencia con el espacio anular. En definitiva, al ir aumentando su espesor del aislante (cantidad material) se va reduciendo la ventaja del aislamiento anular sobre el convencional.

Otra característica es la incidencia que tiene la emisividad, correspondiéndose con lo dicho anteriormente (en la figura 2.4) sobre la reducción de las pérdidas al disminuir emisividad.

En esta figura se muestran casos en donde el uso de modelo con cavidad anular presenta una gran eficiencia comparado con el convencional. Aparecen ahorros de energía hasta de 32% y susceptibles de ser mejores acomodando la geometría y emisividades. También vale la pena notar que se aumenta el rango de trabajo de los aislantes que están restringidos por límites de temperaturas.

La gráfica análoga en la figura 2.6 para geometría óptima es la figura 2.9 donde aparece el comportamiento del calor por unidad de longitud con el cambio de diferencia de temperaturas $T_1 - T_4$.

Aquí se presenta la forma para calcular simultáneamente el flujo de calor por unidad de longitud, las temperaturas T_2 y T_3 y el calor que se pierde con la utilización del modelo convencional; pudiéndose determinar las diferencias cuantitativas que existen entre los dos modelos.

TABLA 3.8 Registros promedio

Tm1	145	156	162	185	201	109	225	238
$\sigma n-1$	4	4	4	5	5	6	7	7
Tm2	102	109	113	130	141	146	159	168
$\sigma n-1$	8	9	9	10	11	11	12	12
Tm3	35	37	37	41	45	43	49	50
$\sigma n-1$	3	3	3	4	4	4	5	5
Tm4	20	20	19	20	22	20	21	23
Tm5	40	41	41	46	50	50	56	59
$\sigma n-1$	6	8	8	9	10	11	9	10
Tm6	33	35	35	39	44	42	48	50
$\sigma n-1$	3	4	4	4	3	3	4	5
Pot	64	71	75	94	102	109	120	127

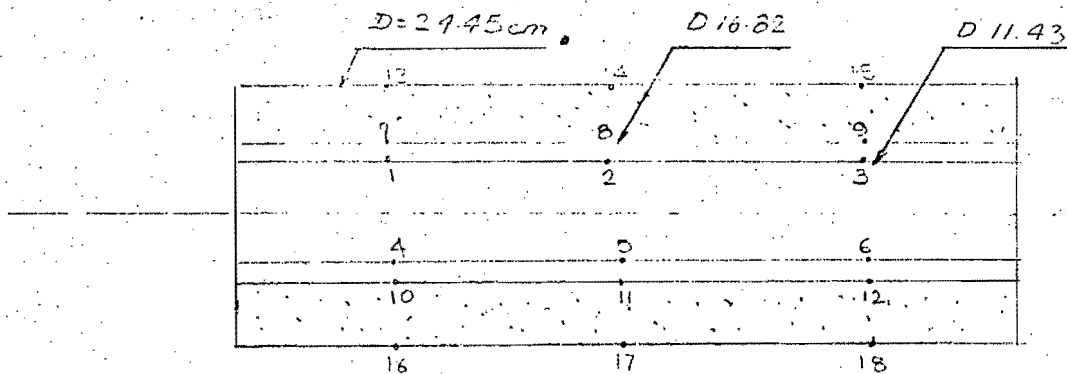


FIG. 3.8 Silicato de Sodio
Espesor anular 2.7 cm

TABLA 3.9 Registros de temperaturas
Figura 3.8

Pot	71	88	92	103	109	114	126	142	142	142	144	161
Tp	22.5	26.4	27	27	24.8	27	26	26.4	22	30	30	30
Ta	21	25	26	25	23	25	24	24	20	28	28	27
Hr	10:40	12:00	20:00	12:00	10:00	11:00	10:30	13:30	9:00	19:30	11:40	14:00
1	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
2	135	161	167	181	191.5	197	213	229	234	241	244	257.5
3	133	158	164.5	179	188	195	211	225	231	237	242	253
4	126.5	152	160	173	180	186	202	215	221	225.5	229	242
5	131.4	158	163.5	177	187	192	207	225	228	235	239	252
6	131	157	162	176	185	191	207	222	227	232	238	248.5
7	103.5	124	130	140	146	151	160	174	178	184	187	195.5
8	102.4	122	126	136.5	143	147	158	171	172	180	183	191
9	109	130	136	145	153	159	171	183	186	191.5	196	205.5
10	76	94	96	103	109.4	112	121.5	132	132.5	140.5	144	151.5
11	73	89	94	100	105	108.5	118.5	129	130	137	142	149
12	75.5	91	95.5	103	107	112.5	122	130.4	134	139	144.5	150.5
13	41.5	50	51	53	54.5	56.5	59	58	59	63	65	65
14	40	47.5	51	52	50	55	56	55	-	61.5	63	63
15	42.8	50.5	53	54	53	57	49	61	59.5	63.4	67	68
16	31.5	37	40	40	38.5	41	42	43	41	48	48.5	48.5
17	32.4	38	41	41	39	42	44	44.5	43	49	50	51
18	32.4	39	41	41	39.5	42	43.5	44	43	51	51	51.5

TABLA 3.10 Datos promedio de Tabla 3.9

T ₁	131.4	155.2	163.4	177.1	186.3	192.1	207.9	223	228	233.9	238.4	250.6
σn-1	3.1	-	3	3	4	4	4	5	5	6	6	6
DT ₁	110	131.5	136.7	151.3	162.4	166.2	183	198	207	204.9	109.4	222
Tm ₂	90	108.3	113	121.4	127.2	131.7	141.8	153	155.4	162	166.1	173.9
σn-1	17	19	20	21	22	23	24	25	26	26	25	26
DT ₂	68	82.6	86.3	95.6	103.3	105.8	117	128	134.3	133	137.1	145.5
Tm ₃	37	43.7	46.1	46.7	45.1	48.5	48.4	51	49.1	56	57.4	57.9
σn-1	5	6	6	7	7	7	6	8	9	7	9	8
DT ₃	15	18	19.4	20.9	21.2	23	23.6	26	28	27	28.4	29.5
T ₄	21.8	25.7	26.7	25.8	23.9	25.9	24.8	25.1	21.1	29	29	28.4
Pot	71	88	92	103	109	114	126	142	142	142	155	161

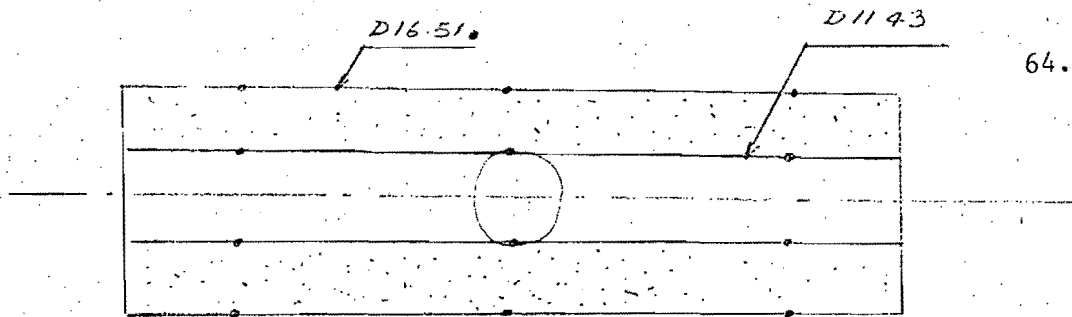


Figura 3.9 Modelo convencional
Silicato de Sodio

TABLA 3.11 Registros de temperaturas
Figura 3.9

Pot	60	70	80	90	100	110	120	124	140
TP	23	24	18	22	205	26	20	23	25
Ta	23	25	19	22.5	22	27.6	22	24	27
Hr	13:00	20:00	11:00	-	19:00	-	12:00	-	-
1	114	122	145	155	163	184	193.5	199	221
2	113	120	143	152	161	182	192.5	198	219.5
3	107	113	136	143	152	171	181	188	207.5
4	113	121	144	154	161	171	191.5	197	218.5
5	112	119	142	151	160	181	192.5	197	218
6	105	112	133	141	149	181	177	184	203.5
7	113	120	143	152	161	183	193	198	219.5
8	42	43	46	51	50	60	52.5	60	69
9	41	42	44	49	49	58	54.5	58	65.5
10	39	40	41	46	46	55	53	54	61
11	37	38	39	43	43	50	46	49	56
12	37	38	39	43	43	52	51	50	57.5
13	35	35	36	39	39	47	43	45	52

TABLA 3.12 Datos promedio de Tabla 3.11

T ₁	111	120	140.9	149.7	158	180	189.2	194	215
σ _{n-1}	3.5	4	5	6	5	5	7	6	7
DT ₁	87.8	95.5	121.8	128	136	153.2	165.7	170.4	189
T ₂	38.5	41.3	40.8	45	45	53.7	51.1	53	60
σ _{n-1}	3	3	4	4	4	5	5	6	6
DT ₂	15.3	15.8	21.7	23	23	26.9	27.6	29.4	34
T ₄	23	24.5	18	22.2	21.5	26.8	21	23.6	24
Pot	60	70	80	90	100	110	120	124	140

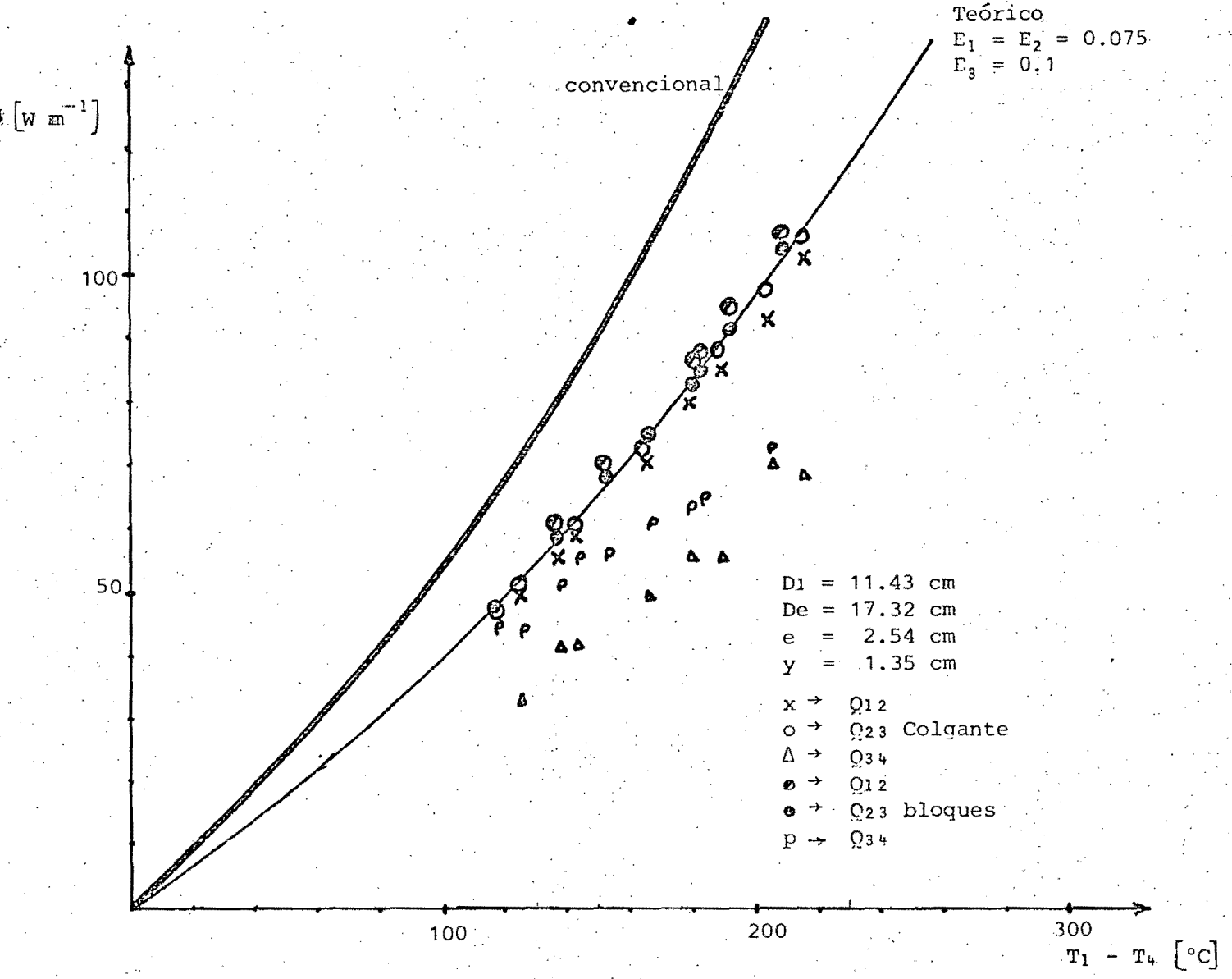


Figura 3.10 a Calor por unidad de longitud vs diferencia de temperaturas $T_1 - T_4$. La línea en negrilla corresponde al modelo convencional equivalente; la delgada corresponde a los resultados teóricos con emisividades que mejor se ajustan a la teoría y experimentación. Los signos representan los resultados experimentales por sección para modelo colgante y de bloques. Este análisis corresponde a material aislante de fibra de vidrio.

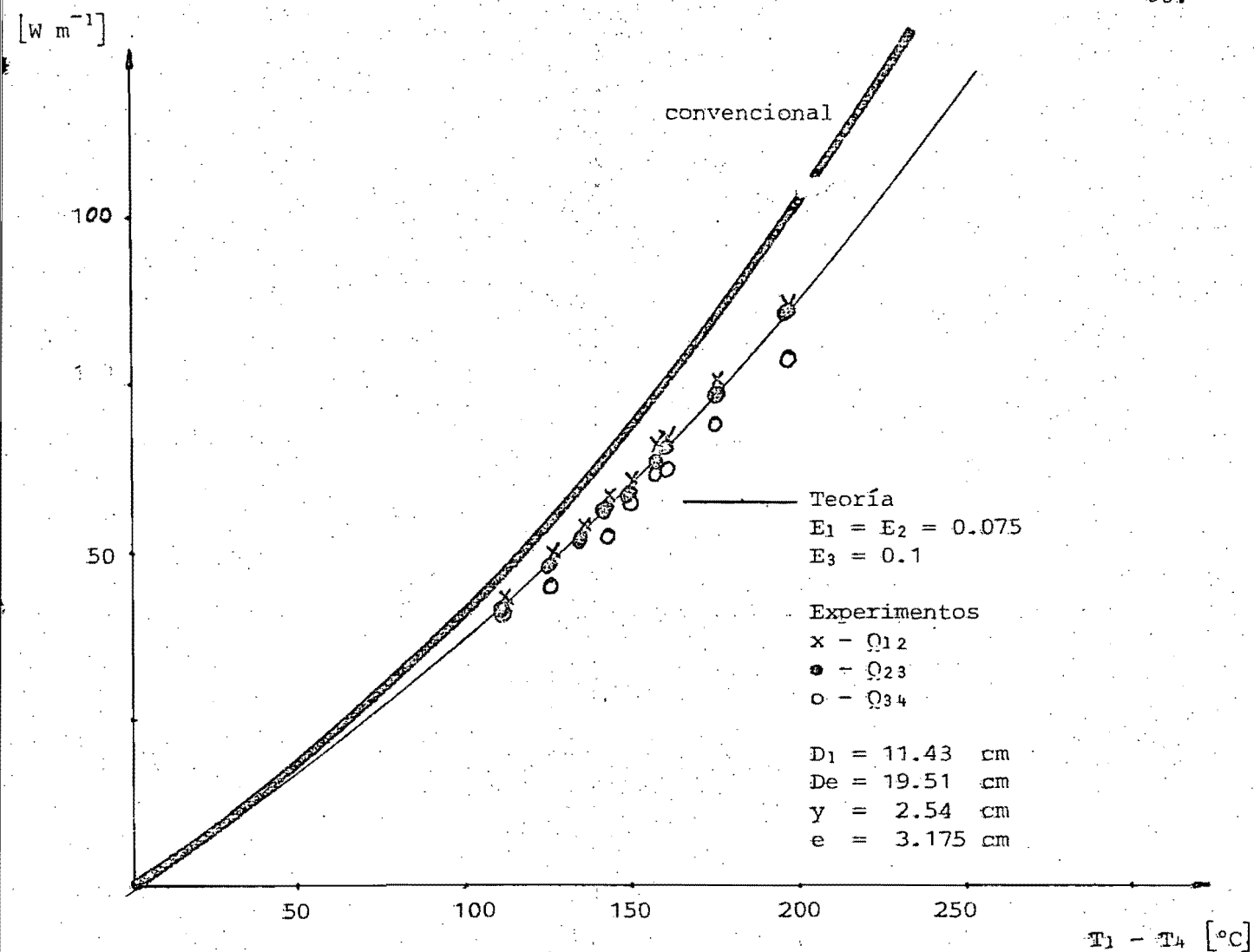


Figura 3.10 b. Análoga a la anterior, pero corresponde a otras dimensiones. También se aprecian los resultados experimentales, obtenidos sobre fibra de vidrio.

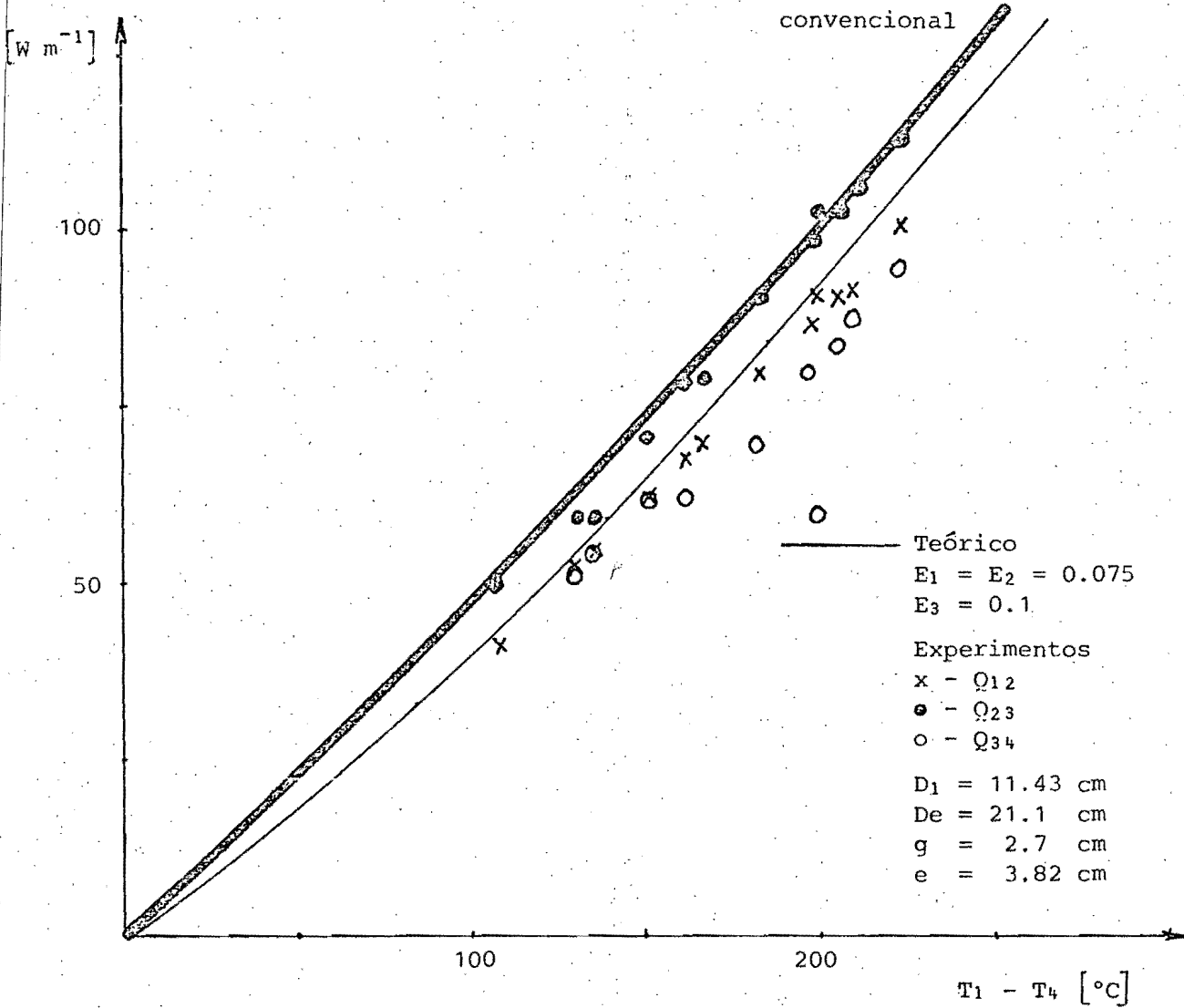
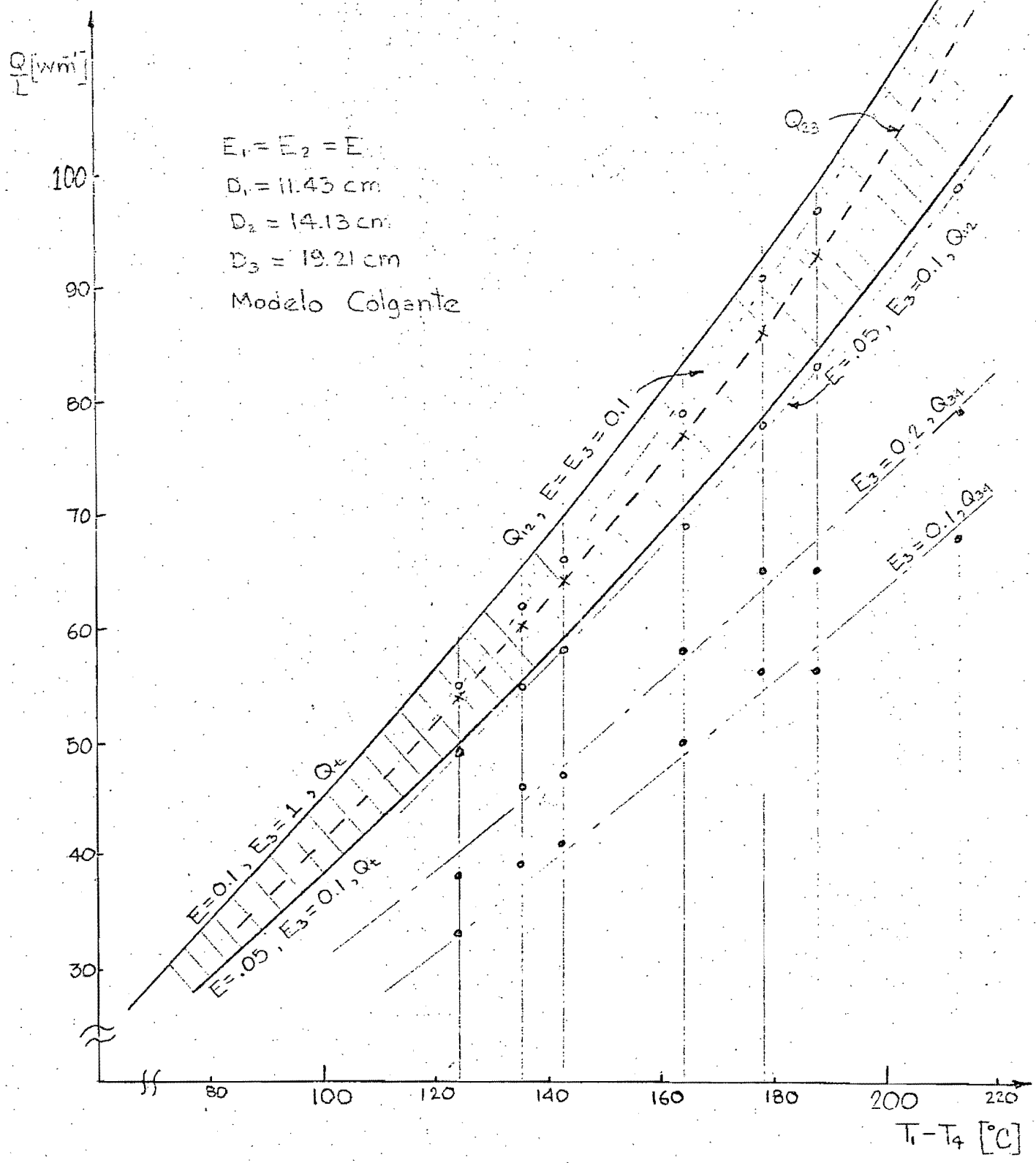
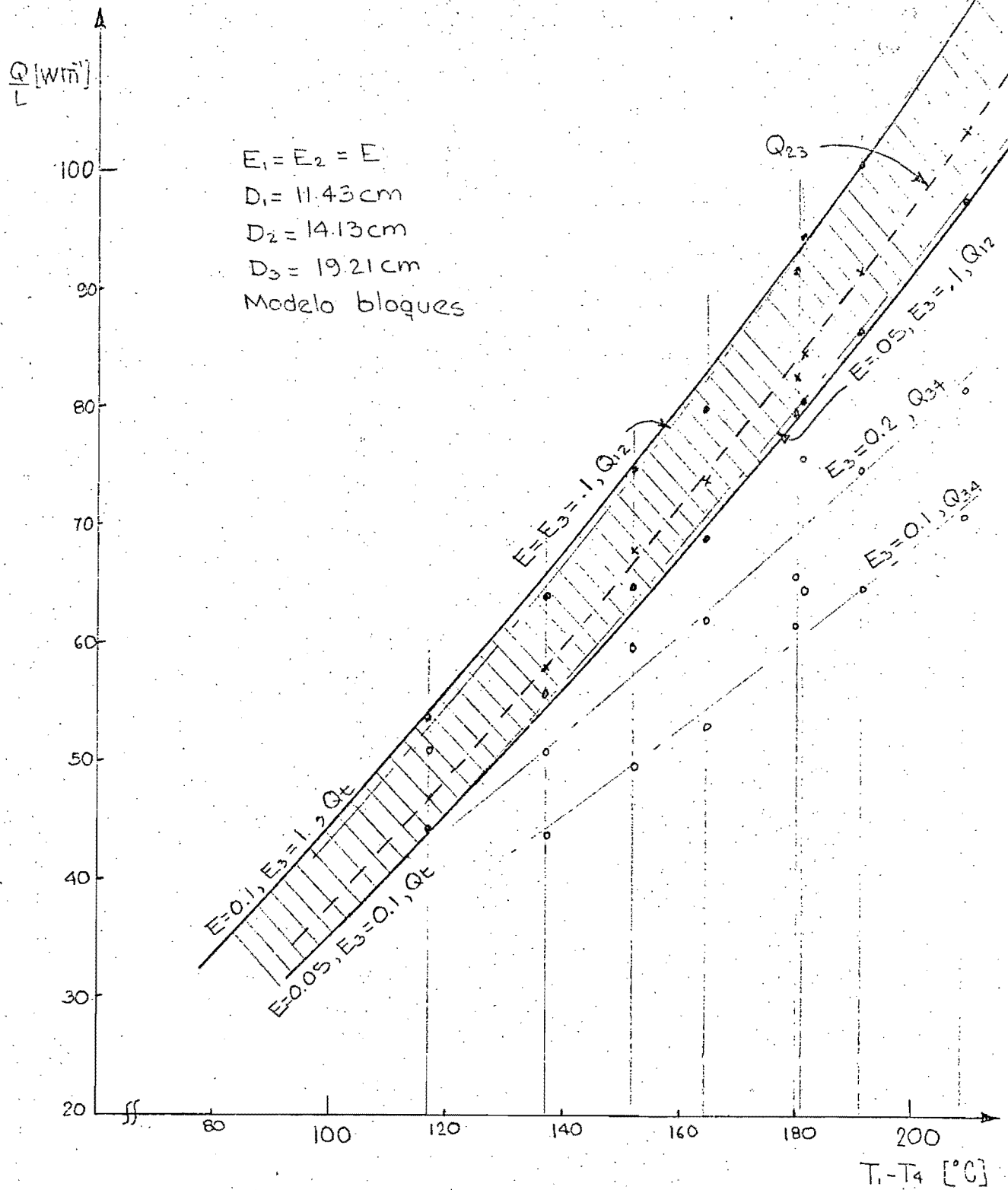


Figura 3.10 c Calor por unidad de longitud vs diferencia de temperaturas. Los símbolos corresponden a los resultados experimentales usando Silicato de sodio como aislante.



Comparaciones del modelo colgante. El área sombreada representa los valores posibles que puede tomar el flujo de calor calculado teóricamente dependiendo la emisividad de las superficies cuyo rango está especificado por las líneas continuas de Q_k . Las líneas semicontinuas se refieren a la curva de aproximación que toman los resultados experimentales con las emisividades mostradas (para Q_{12} y Q_{34}). La línea punteada corresponde a Q_{23} . Los datos experimentales correspondientes están marcados con señales.



Comparaciones del modelo colgante. El área sombreada representa los valores posibles que puede tomar el flujo de calor calculado teóricamente dependiendo la emisividad de las superficies cuyo rango está especificado por las líneas continuas de Q_t . Las líneas semicontinuas se refieren a la curva de aproximación que toman los resultados experimentales con las emisividades mostradas (para Q_{12} y Q_{34}). La línea punteada corresponde a Q_{23} . Los datos experimentales correspondientes están marcados con señales.

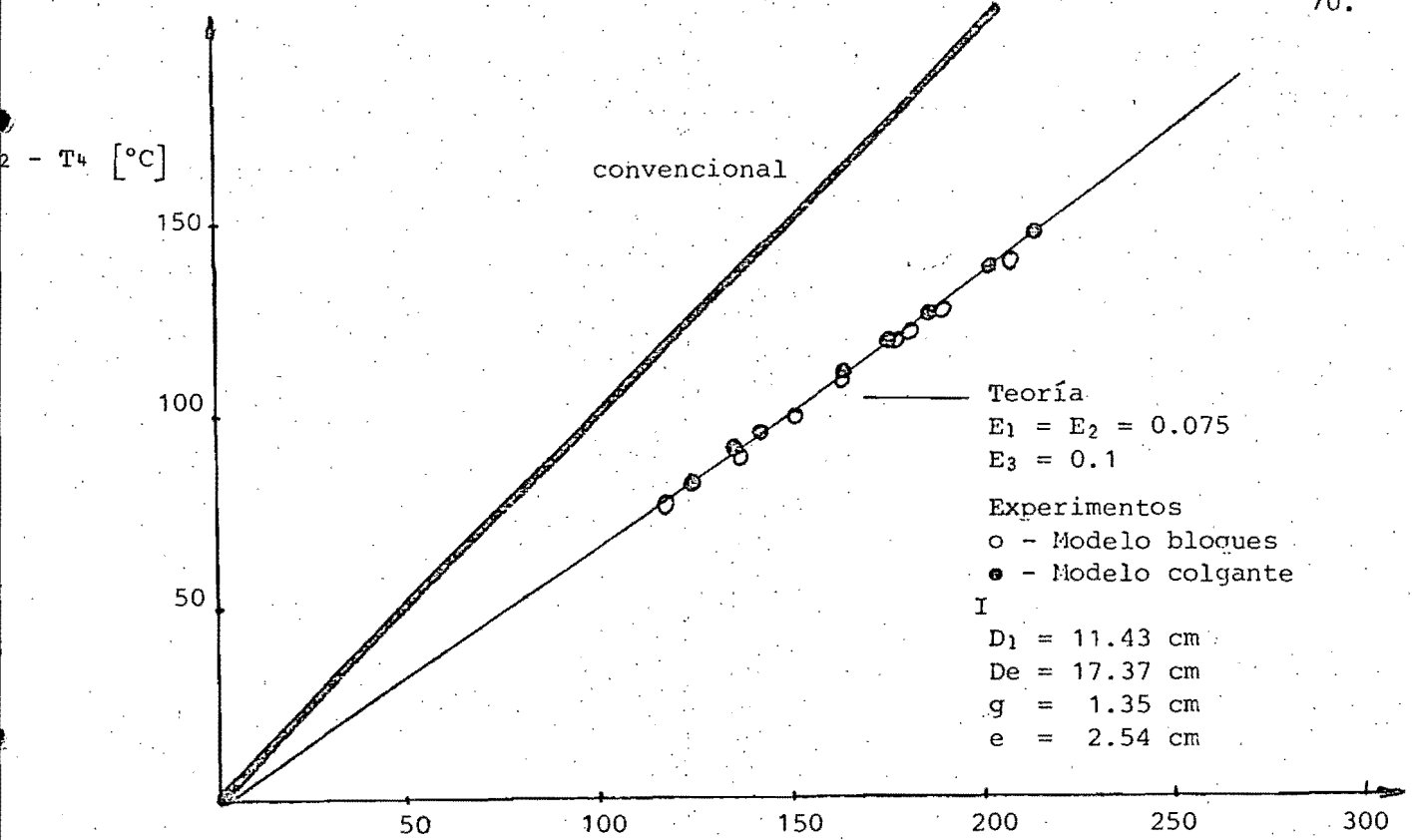


Figura 3.11 a Diferencias de temperaturas $T_2 - T_4$ vs $T_1 - T_4$. Comparación de los casos convencional equivalente, teórico y experimental; para los dos modelos usados en aislante de fibra de vidrio.

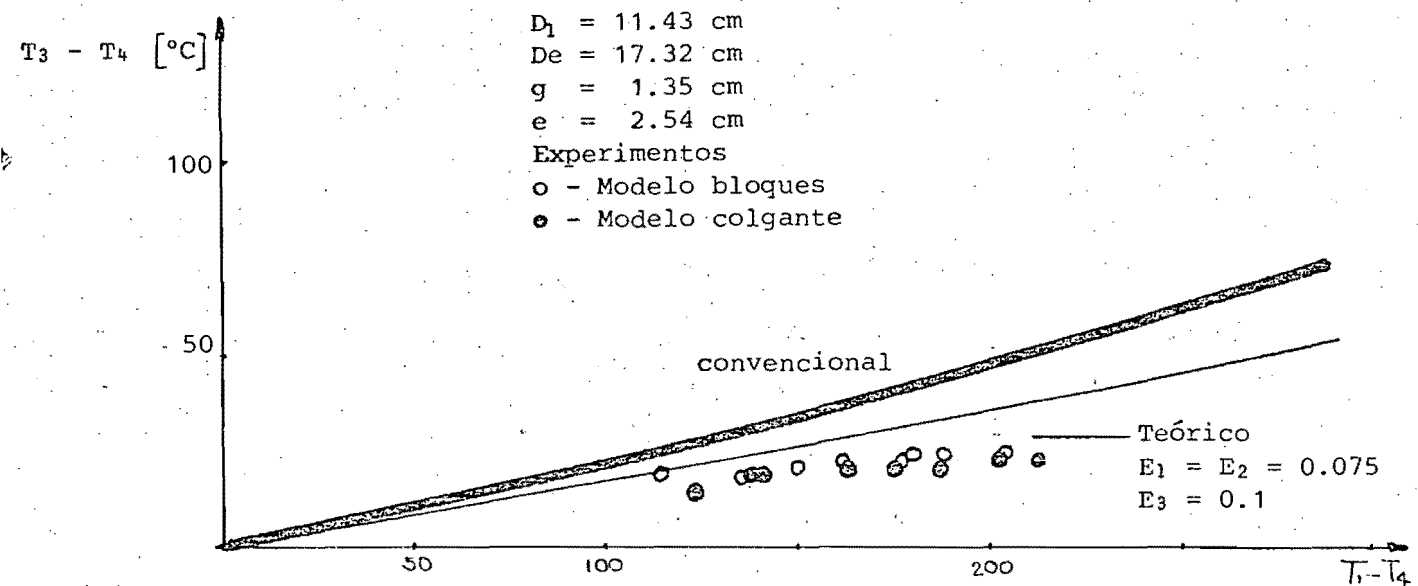
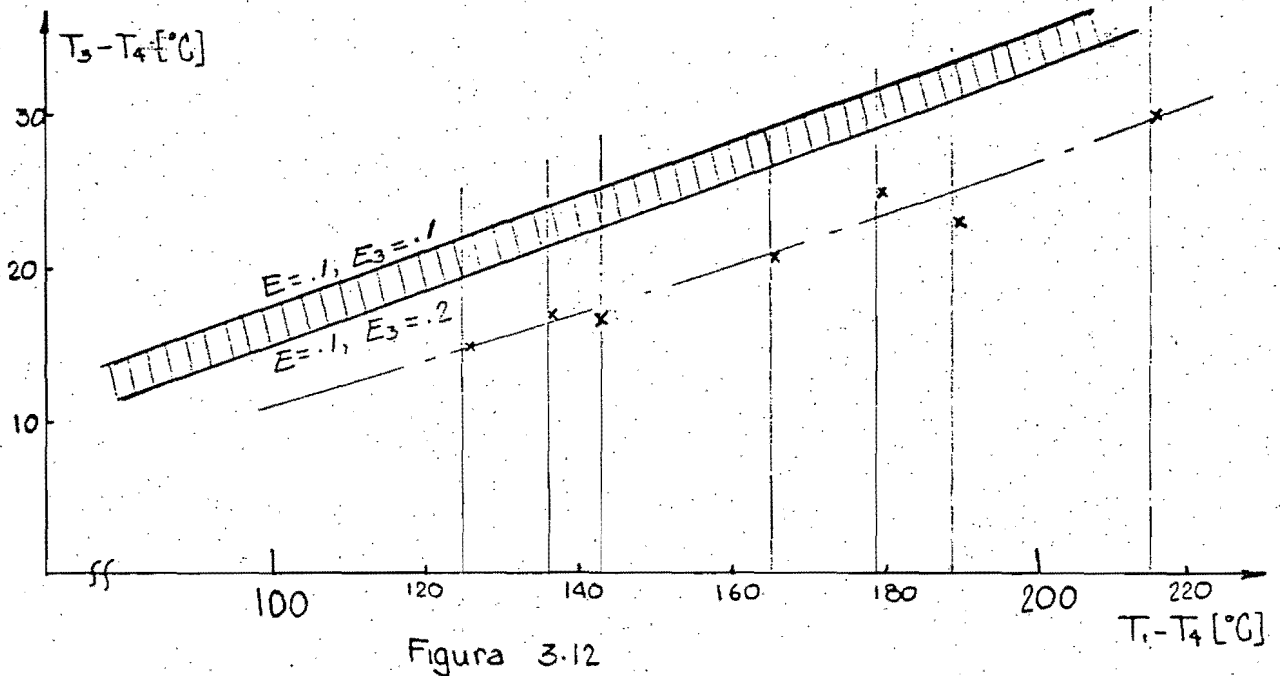
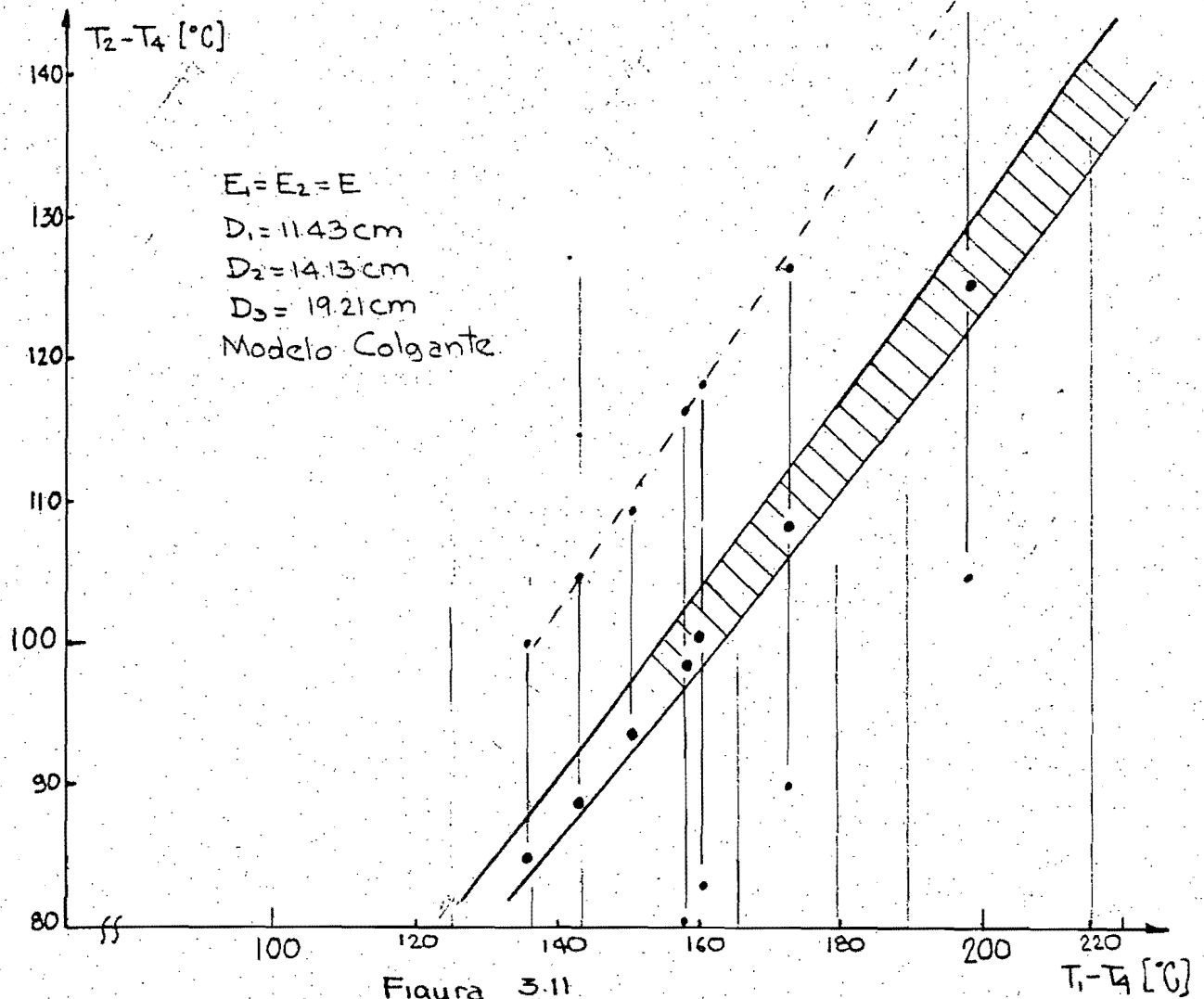


Figura 3.12 a Diferencias de temperaturas $T_3 - T_4$ vs $T_1 - T_4$. Comparación de los resultados convencional equivalente, teórico y experimental anular. Para fibra de vidrio en el aislante.



El área sombreada se refiere a la incidencia que tiene las emisividades sobre los cálculos teóricos, tomando rango de emisividades señalados. La línea punteada corresponde a la curva de aproximación encontrada con los datos registrados experimentalmente (marcados con señales).

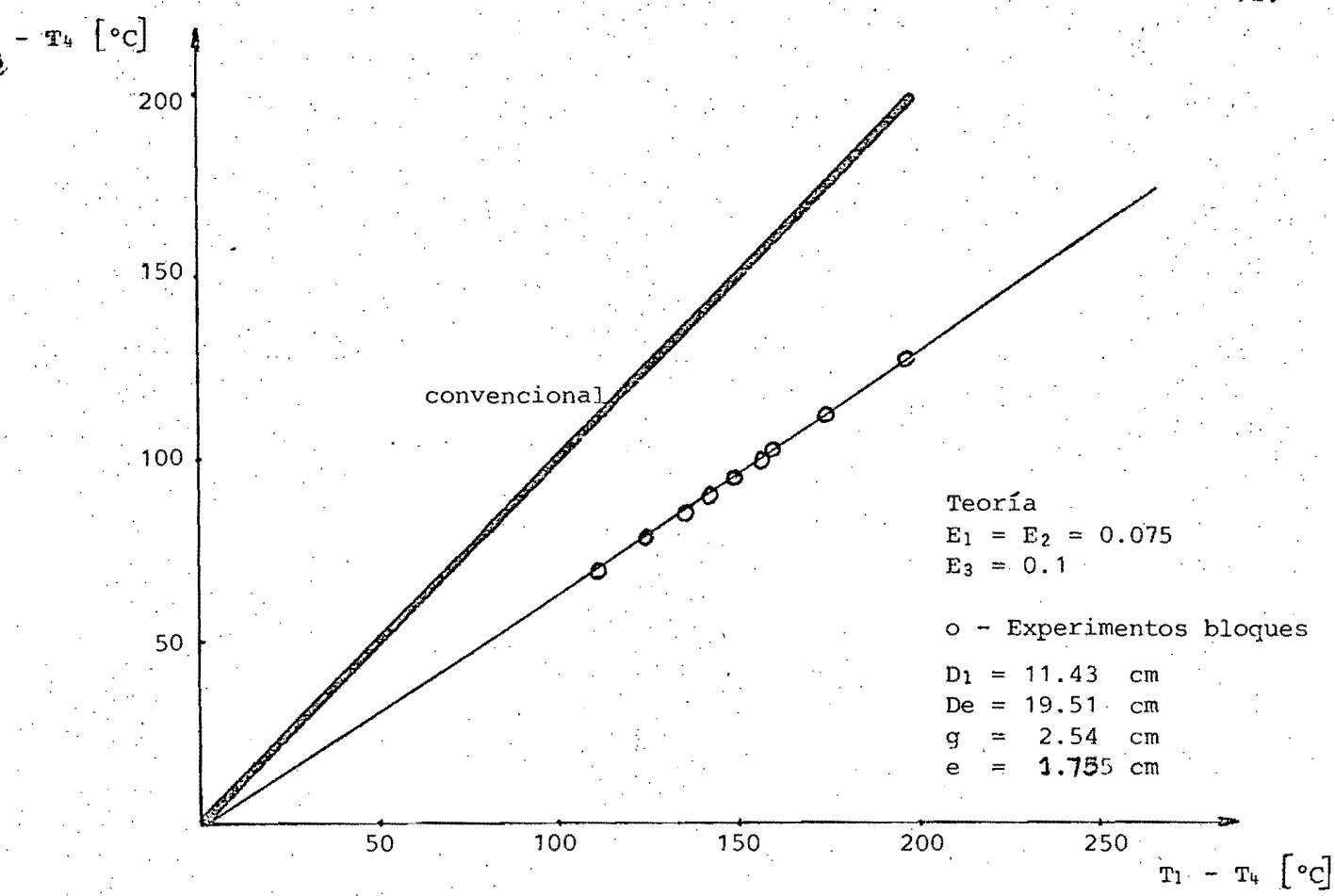


Figura 3.11 b Diferencias de temperaturas $T_1 - T_4$ vs $T_2 - T_4$ comparación de los casos convencional equivalente, y anular teórico y experimental para fibra de vidrio en el aislante.

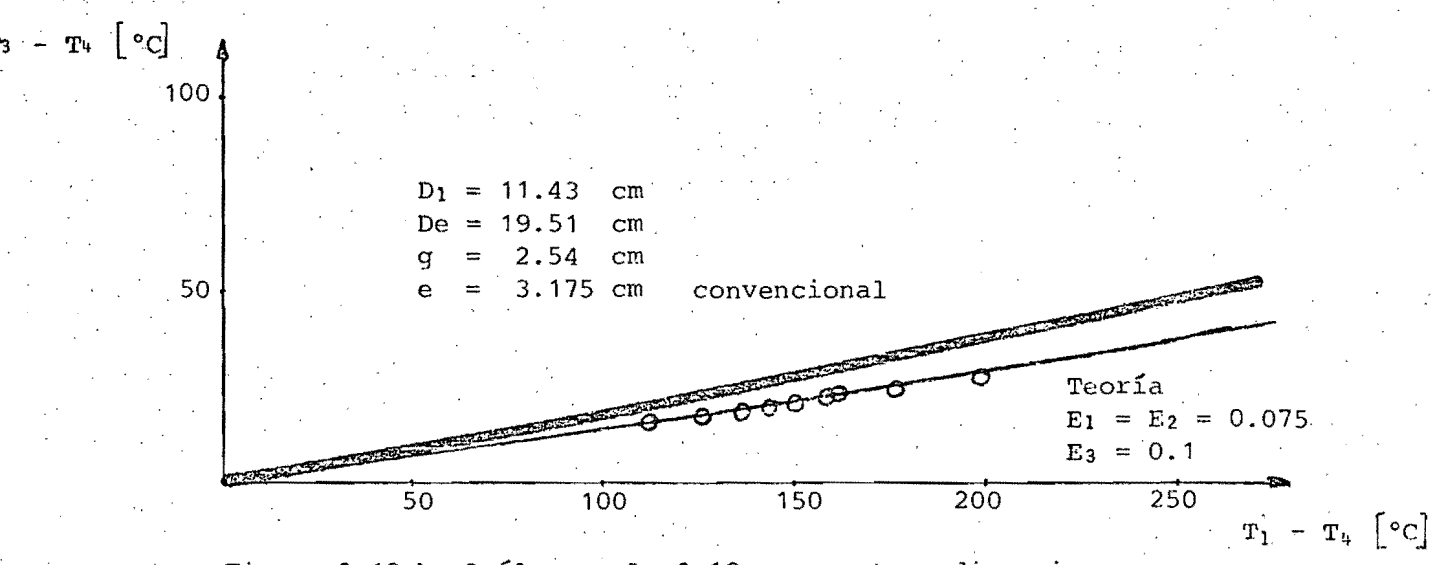


Figura 3.12 b Análoga a la 3.12 a con otras dimensiones.

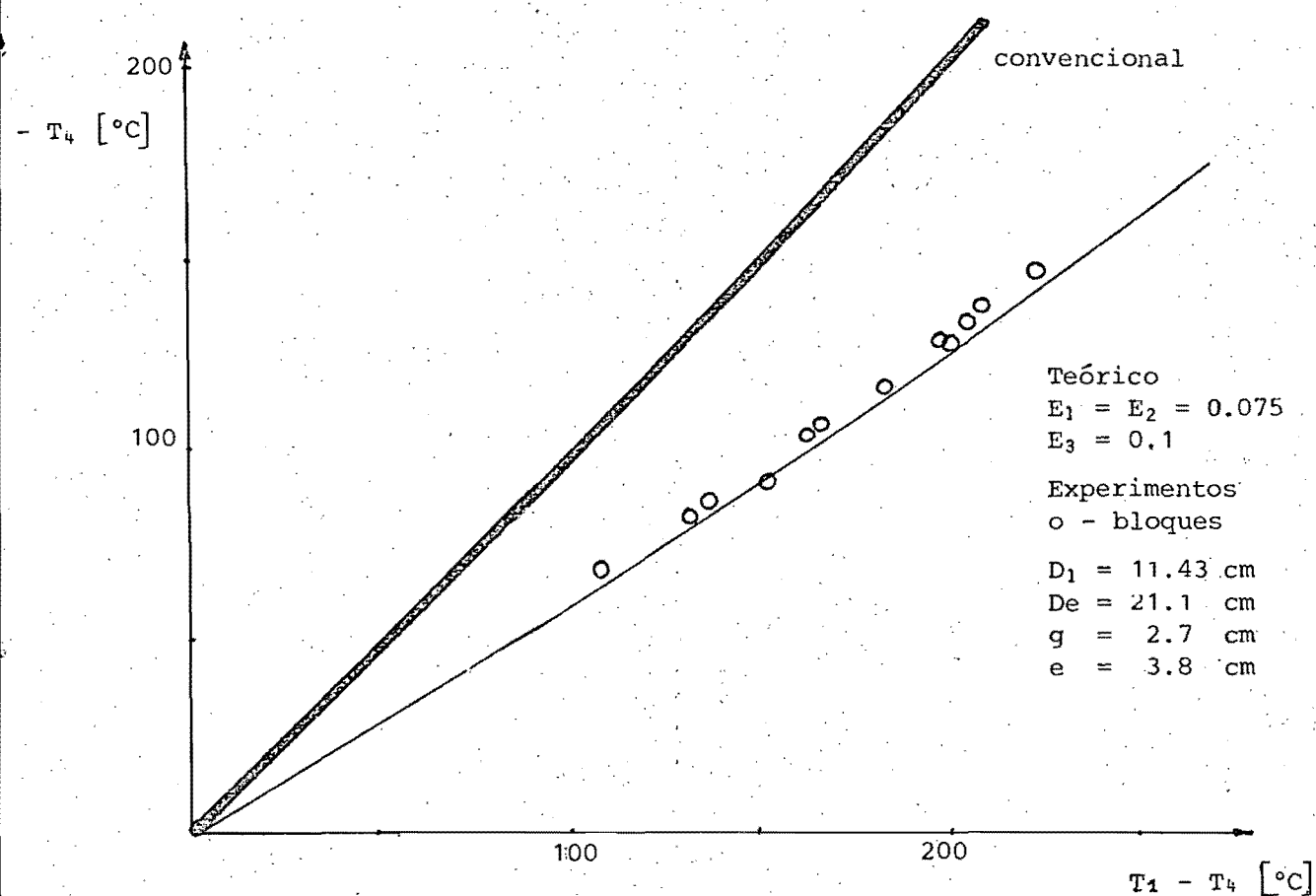


Figura 3.11c Diferencia de temperaturas $T_1 - T_4$ vs $T_2 - T_4$. Semejante a las figuras 3.11 a y b pero con otras dimensiones y aislante de Silicato de Sodio.

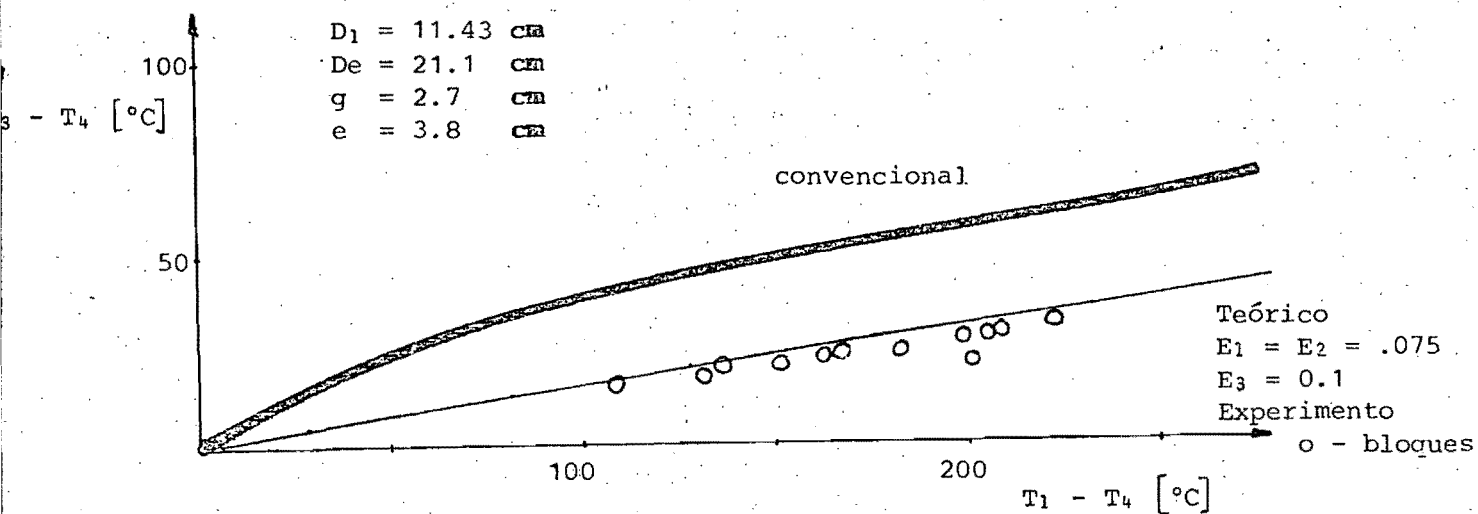


Figura 3.12 c Similar a las otras 3.12; pero con aislante de Silicato de Sodio.

En cada una se ilustran los resultados teóricos mediante una línea continua y los experimentales por medio de símbolos, especificando la geometría del modelo, con el diámetro de la tubería D_1 y el equivalente D_e , y las emisividades en cada superficie.

Con ayuda de los resultados tabulados en el apéndice II de 'calores experimentales' y estas figuras 3.10, se señalan cuatro puntos:

- a) Que las variaciones de las emisividades internas E_1 y E_2 afectan considerablemente en el flujo de calor anular $Q_{1,2}$, tal como se comentó en el capítulo teórico. Aquí se observa que cuando E_1 es igual a E_2 y a 0.05 corresponde a un calor $Q_{1,2}$ menor que $Q_{2,3}$, mientras que con E_1 igual a E_2 y a 0.1 se observa lo contrario, comprobándose que los valores se confunden cuando E_1 es igual a E_2 y a 0.075 en promedio. Esta conclusión concuerda con las premisas teóricas, las cuales obligan a mantener constantes los calores entre secciones. $Q_{1,2}$ igual a $Q_{2,3}$ y a $Q_{3,4}$. Refiriéndose con más cuidado a los resultados teóricos de $Q_{3,4}$ se aprecia que sus valores son menores, lo que en parte se atribuye a la baja emisividad que se utiliza en la superficie tres. Si se acuerda fijar que las emisividades interiores E_1 y E_2 tienen un valor de 0.075, correspondientes al papel de aluminio por el lado brillante, entonces, es de esperar que por el lado opaco, sujeto a suciedades, presente una emisividad un poco mayor, causando un aumento en la transmisión de calor por radiación. A este respecto conviene recordar el carácter empírico de las fórmulas utilizadas en el cálculo de calor por convección, lo que obliga a considerar un margen de tolerancia, sin embargo, si se supone que son apropiadas para este modelo, entonces, es posible variar la emisividad E_3 a $E_{3,4}$.

donde E_{34} representa la emisividad equivalente que debe tener el papel aluminio en el lado opaco para el calor transmitido por el aislante Q_{23} se iguale con el transmitido al ambiente. Esta emisividad también se encuentra tabulador en el apéndice II 'calor experimental',

- b) Que los resultados experimentales se ajustan a los teóricos cuando se consideran las recomendaciones anteriores, exceptuando el modelo con aislante de Silicato de Sodio que presenta resultados altos en el calor transmitido Q_{23} , cuyo comportamiento se atribuye al valor de la conductividad térmica del material, el cual no coincide con los valores suministrados por el fabricante;
- c) Como se describió en el análisis teórico, se comprueba que los resultados dan por debajo de la línea convencional;
- d) En cuanto a las aproximaciones hechas, y en base al siguiente numeral ('Efecto de las aproximaciones y causas de error'), se encuentra que el flujo de calor de dos a tres por el aislante Q_{23} no se altera significativamente considerando superficies isotérmicas o no, lo que permite suponer que en la cavidad se presente algo semejante, ya que de no ser así no se mantendría el balance térmico. Para verlo de una forma más clara, supongamos que el flujo de calor a través del ánulo se afecta considerablemente por acción de un gradiente térmico angular en la superficie dos. En tal caso ese mismo calor se debe transmitir a través del aislante, por lo que variaría también el calor, lo cual contradice los resultados encontrados en el próximo numeral.

Es preciso aclarar que los cálculos se realizaron sobre datos experimentales con variaciones angulares lineales (curva aproximada que se puede ver en las figuras 3.15 y 3.16 con pendiente hasta de $3.2 \text{ }^\circ\text{C/rad.}$).

e) Las lecturas de los termopares se pueden considerar estables con el tiempo porque presentan variaciones muy pequeñas para que sean consideradas, lo que se verifica en el 'scanner' y sus resultados se grafican en las figuras 3.13 y 3.14. Las líneas representan el comportamiento de los diferentes termopares para la potencia especificada de 119 W/m y en intervalos de tiempo de a) cada 0.5 segundos en las figuras 3.13 durante 10 segundos y b) cada 30 segundos durante 15 minutos figura 3.14, tomados después de ocho horas de funcionamiento ininterrumpido. Se detectó una falla en un termopar que no afectó el estudio, y como se ve en los resultados no aparece evidencias de inestabilidades fuertes ni comportamientos cíclicos que justifiquen un análisis más detallado en este aspecto. Los pequeños picos pueden deberse al ruido introduciendo golpes, etc.

Los datos se encuentran disponibles en el apéndice II.

Otro de los parámetros que se encuentra teóricamente y se comprueba en forma experimental es la temperatura T_2 de la superficie dos, interior del aislante. En las figuras 3.12 se grafican $T_2 - T_4$ vs $T_1 - T_4$. Nuevamente se supone que las condiciones térmicas conocidas son $T_1 - T_4$, y se calcula la diferencia de temperatura $T_2 - T_4$. Las figuras 3.11 ilustran la correspondencia de los resultados, observando que son concordantes.

El último parámetro de interés es la temperatura T_3 . En la figuras 3.12 se ilustra la variación de la diferencia de temperaturas $T_1 - T_4$ contra $T_3 - T_4$, de características similares a las figuras 3.11 y que también muestra una correspondencia de resultados satisfactorios.

Sintetizando se concluye; a) Que la teoría desarrollada para el cálculo de la transmisión de calor en cavidades anulares aisladas está en acuerdo con los resultados experimentales, por lo que todas las conclusiones mencionadas en el capítulo teórico, y que se reproducen en los siguientes literales, son válidas y aplicables en casos reales inclusive cuando existe un gradiente angular de temperatura; b) Que la transmisión de calor depende fuertemente de la emisividad interior o del ánulo, y para utilizarlo como aislante es necesario forrarlo con material de baja emisividad térmica; c) Que el modelo de aislamiento con espacio anular presenta una geometría óptima con dependencia despreciable de la temperatura de la tubería y las emisividades; d) Que el modelo de aislamiento con espacio anular es más eficiente que el convencional equivalente que utiliza la misma cantidad de material aislante; e) Que la eficiencia de este modelo propuesto mejora cuando se reduce el espesor del aislante o aumenta D_1 .

3.4 Efecto de las aproximaciones y causas de error

Como se ha venido observando la base comparativa de los resultados obtenidos es el calor que se transmite a través del aislante. Recordaremos que la razón radica en que es en el aislante donde suponemos más seguridad de los resultados. Para una primera aproximación se supuso que las superficies eran isotérmicas; que en verdad no es el caso exacto; sin embargo aquí se estudiará el efecto que causa dicha aproximación y se demostrará que es $\lesssim 7\%$.

Es evidente que el caso físicamente exacto es muy complicado si no observan simplificaciones, por esto este nuevo modelo a desarrollar sólo representará una mayor aproximación. Aquí se planteará el caso en que la conductivi-

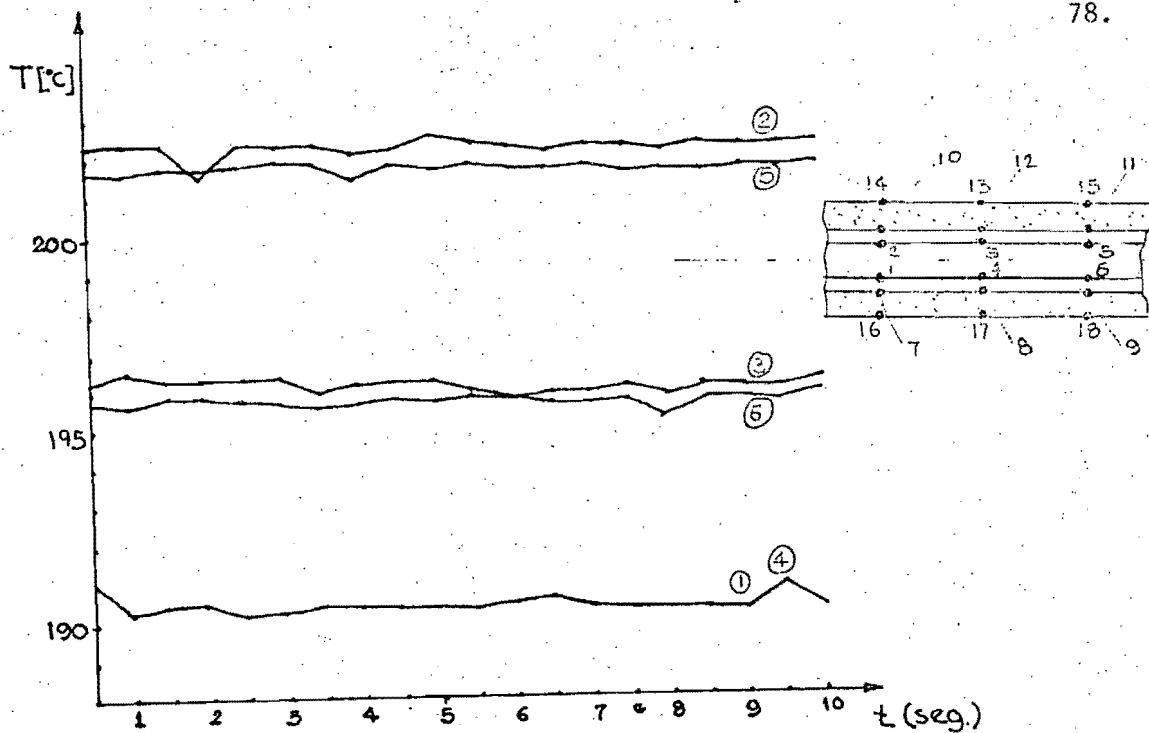


Figura 3.13a Temperatura vs tiempo. Potencia de 119 W.

El sistema de aislamiento de la muestra se encuentra en estado estacionario.

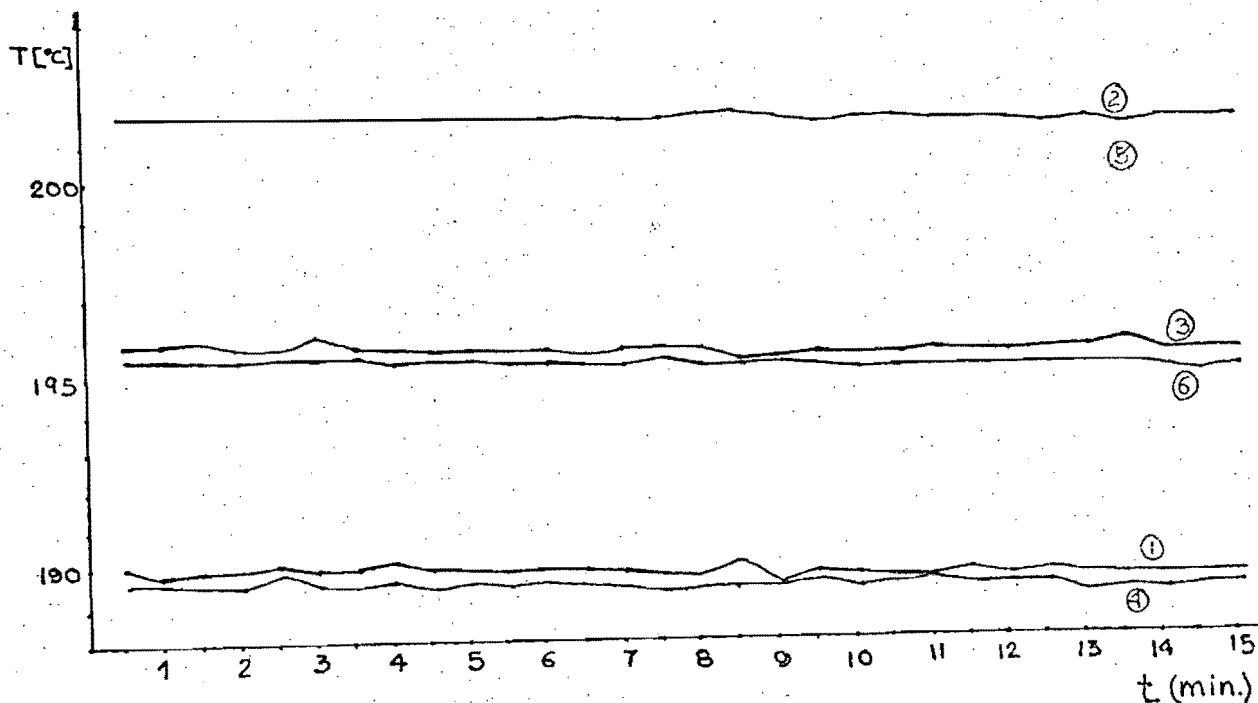


Figura 3.14a Temperatura vs tiempo. Potencia de 119 W.

El sistema de aislamiento...

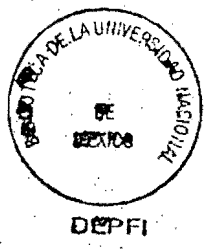
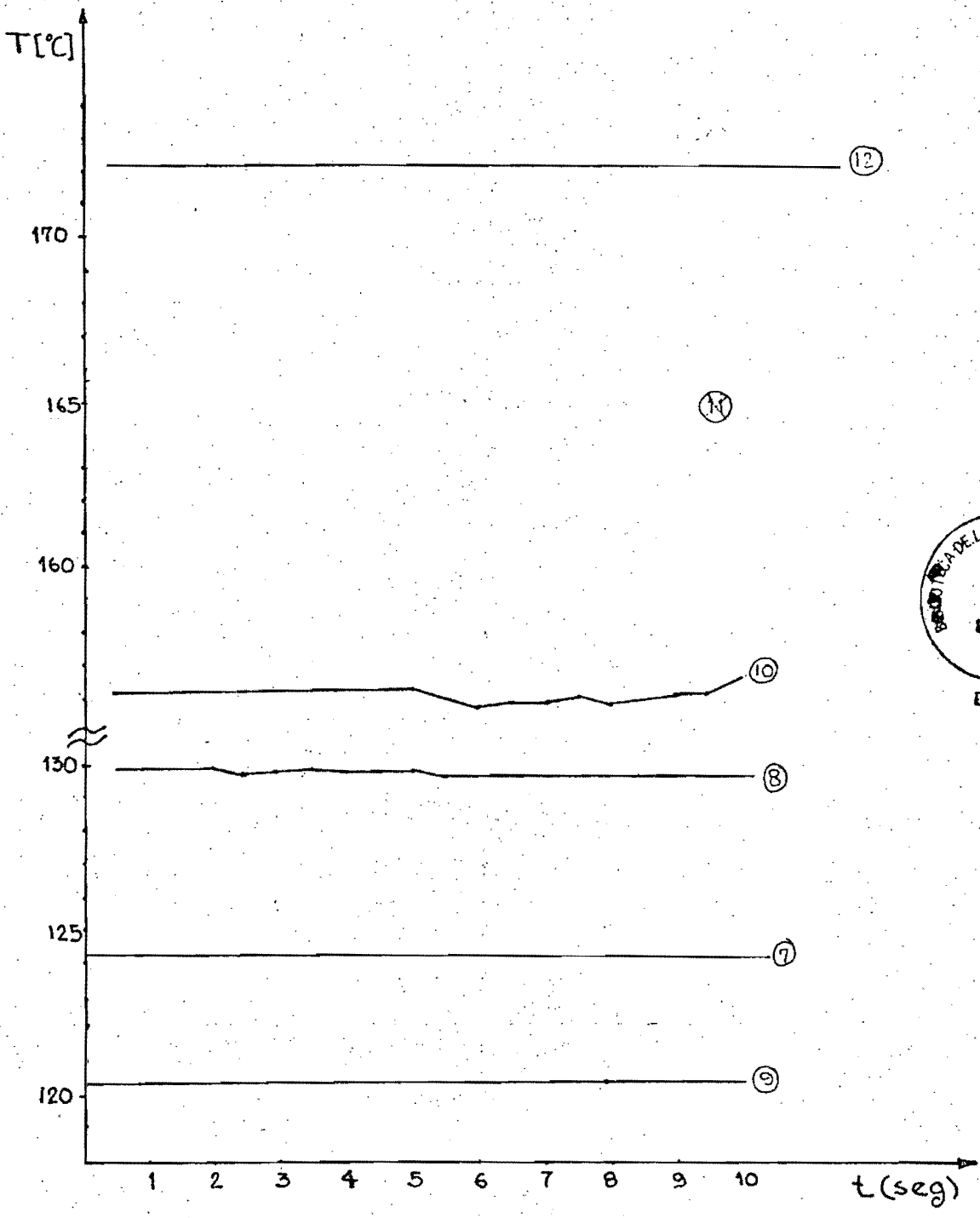


Figura 3.13b Temperatura vs tiempo. Potencia de 119 W.

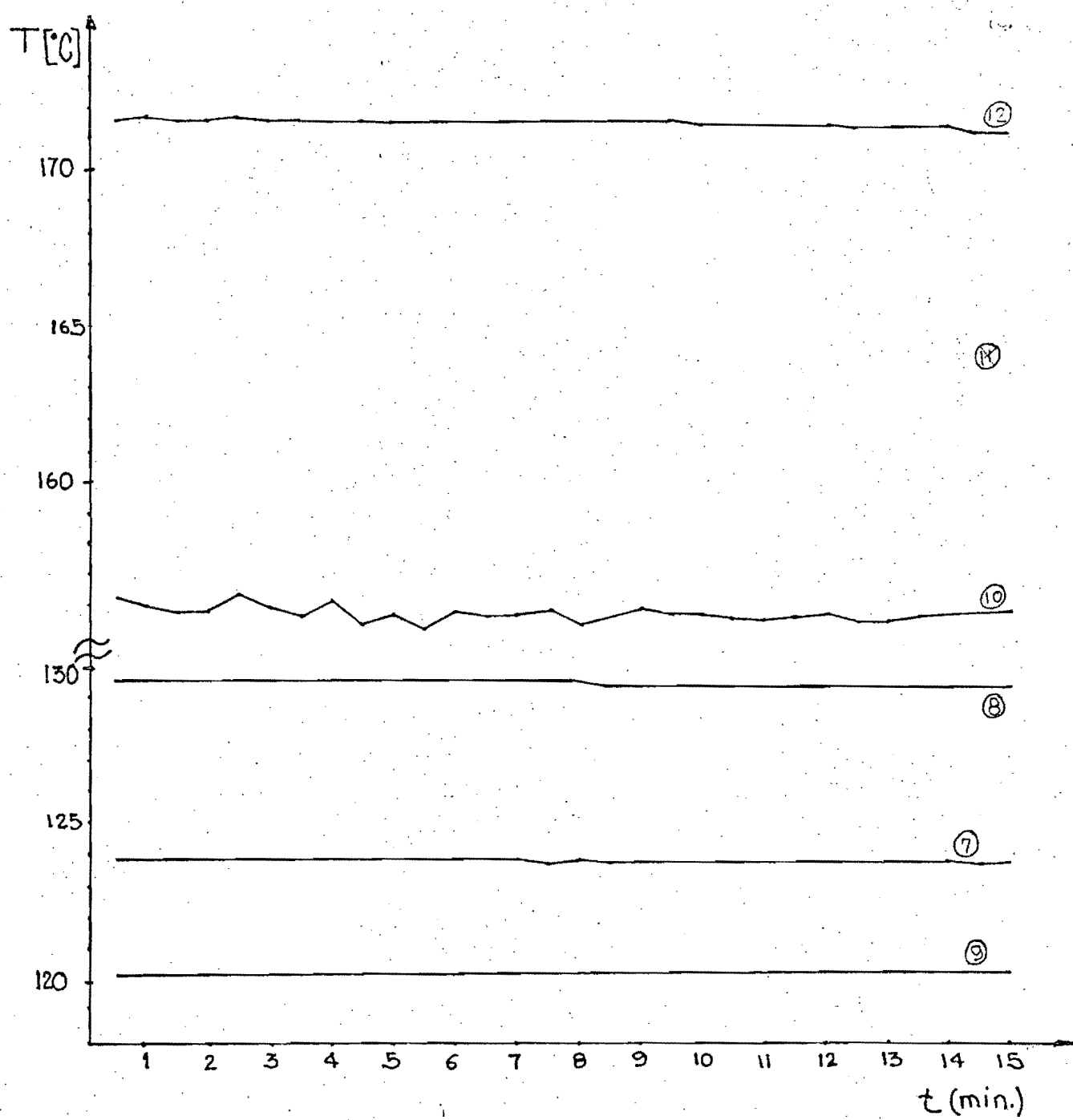


Figura 3.14b Temperatura vs tiempo. Potencia de 119 W.

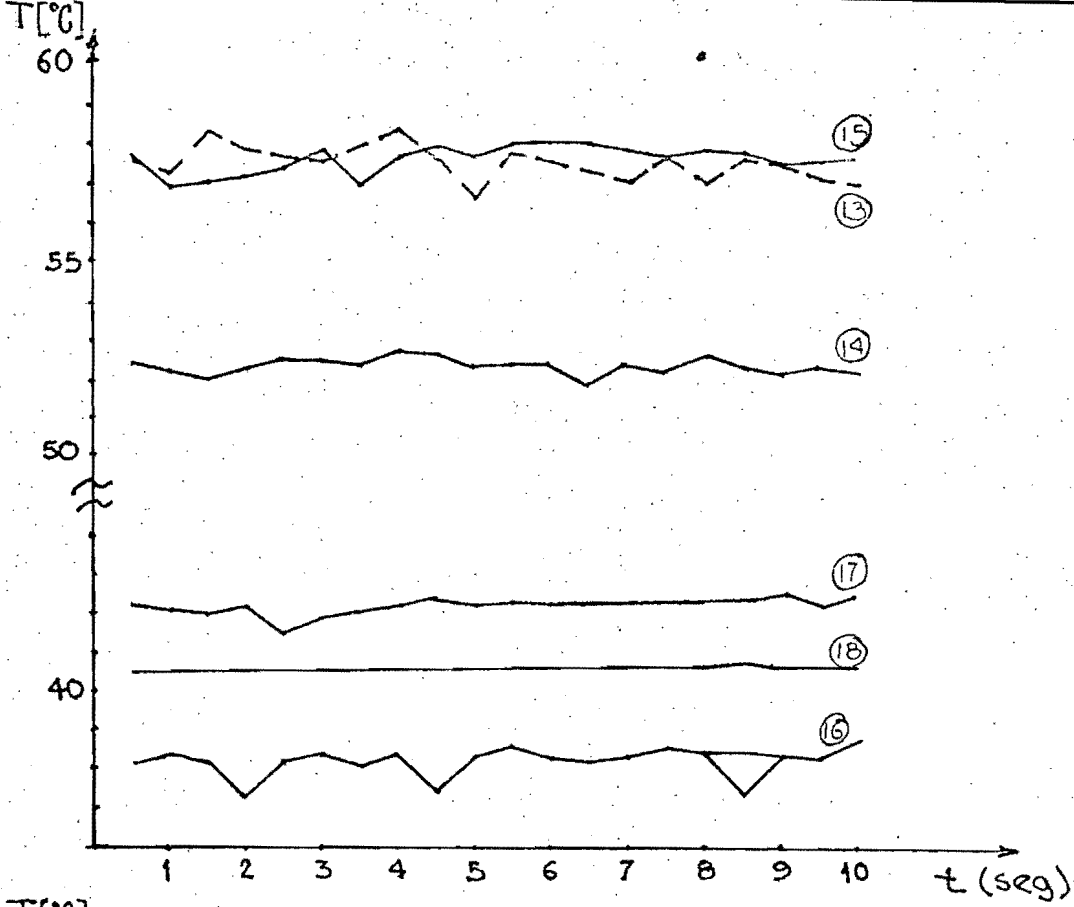


Figura 3.13 c

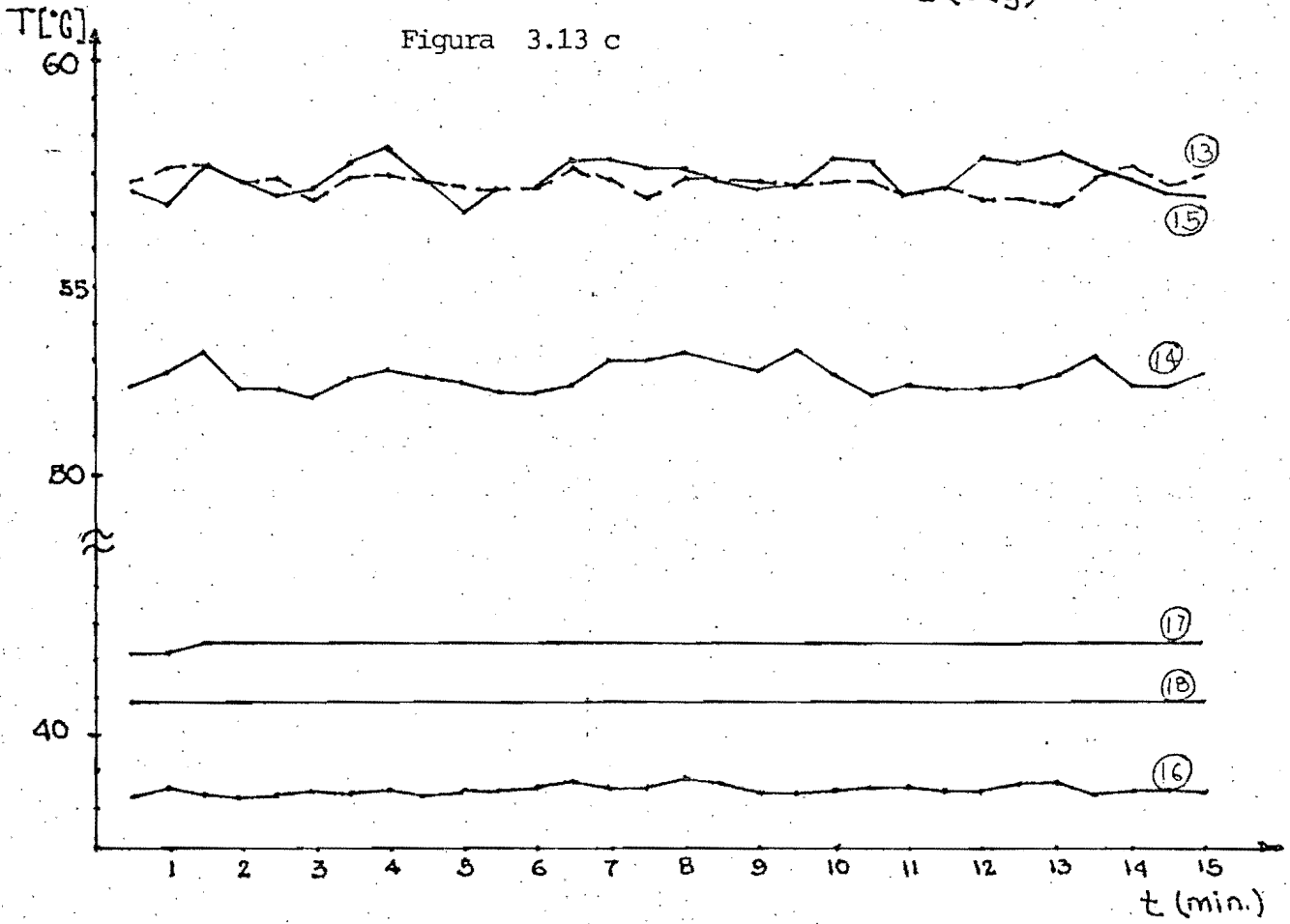


Figura 3.14c

térmica es linealmente dependiente de la temperatura (que es aplicable en muchos casos) y que en nuestro caso particular coincide con los datos suministrados por el fabricante, y también se considera que la temperatura es función del radio y posición angular; despreciando la componente axial porque de acuerdo con los datos obtenidos experimentalmente el gradiente axial de temperatura es mucho menor que el radial (del orden del 2%) y aún del angular.

En tal caso la ecuación de balance de energía será:

$$\nabla \cdot (K(T) \nabla T) = 0 \quad (1)$$

cuando se encuentre el sistema en estado permanente. Con el símbolo

$$\nabla = \frac{\partial}{\partial r} + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial \phi} \text{ en coordenadas cilíndricas.}$$

Sometida a las siguientes condiciones de frontera

$$\text{En } r = R_2 \quad T = g_2(\phi) \quad (2)$$

$$\text{en } r = R_3 \quad T = g_3(\phi) \quad (3)$$

$$\text{en } \phi = 0 \quad \frac{\partial T}{\partial \phi} = 0 \quad (4)$$

$$\phi = \pi$$

Las condiciones (4) se determinan por simetría angular en la parte superior del cilindro $\phi = 0^\circ$ y en la parte inferior $\phi = \pi$.

La complicación para resolver este problema estriba en que la ecuación (1) es No - lineal que se dificulta aún más con las condiciones (2) y (3) que son no-homogéneas.

El método utilizado para su resolución se basa en aplicar una transformación que linealice la ecuación (1). Si esto es posible, entonces, se pueden homogenizar las condiciones en la frontera separando las soluciones y sumándolas, de acuerdo con las propiedades que tienen las ecuaciones lineales.

Utilizando una transformación de KIRCHOFF de la forma

$$U(r, \phi) = \int_{T_0}^T \frac{K(T)}{K_0} dT \quad (5)$$

y aplicándola a la ecuación (1) se tiene

$$\nabla^2 U = 0 \quad (6)$$

donde K_0 es la conductividad térmica del aislante evaluado a la temperatura T_0 .

Se puede notar que la ecuación (6) es lineal y físicamente puede verse como si $U(r, \phi)$ fuera una distribución de temperatura correspondiente a un aislante con conductividad térmica constante.

Suponiendo una distribución lineal de la conductividad térmica (como anteriormente se había notado)

$$K(T) = K_0 (1 + \beta T) \quad (7)$$

y reemplazándola en (5) se tiene

$$U(r, \phi) = \int_{T_0}^T \frac{k_0 (1 + T)}{k_0} dT = \left[T + \frac{\beta T^2}{2} \right]_{T_0}^T$$

entonces
$$U(r, \phi) = (T - T_0) + \frac{\beta}{2} (T^2 - T_0^2)$$

y si tomamos como temperatura de referencia $T_0 = 0^\circ \text{C}$ queda

$$U(r, \phi) = T + \frac{\beta}{2} T^2 \quad (8)$$

por lo que la transformación inversa es

$$T(r, \phi) = \frac{1}{\beta} \left(\sqrt{1 + 2\beta U(r, \phi)} - 1 \right) \quad (9)$$

y su derivada respecto a ϕ será

$$\frac{\partial T}{\partial \phi} = \frac{1}{\sqrt{1 + 2\beta U}} \frac{\partial U}{\partial \phi} \quad (10)$$

Con las ecuaciones (8) y (10) se encuentran las condiciones de frontera transformadas

$$\text{En } r = R_2 \quad U = \vartheta_2(\phi) + \frac{\beta}{2} (\vartheta_2(\phi))^2 = f_2(\phi) \quad (11)$$

$$\text{en } r = R_3 \quad U = \vartheta_3(\phi) + \frac{\beta}{2} (\vartheta_3(\phi))^2 = f_3(\phi) \quad (12)$$

$$\text{en } \phi = 0 \quad \frac{\partial U}{\partial \phi} = 0 \quad (13)$$

$$\text{y } \phi = \pi$$

El primer paso para resolver la ecuación (6) con las condiciones de frontera (11) y (12) es separar la solución en dos soluciones particulares donde las condiciones de frontera sean homogéneas. De esta forma se puede escribir

$$U(r, \phi) = P(r, \phi) + S(r, \phi) \quad (14)$$

donde la función $P(r, \phi)$ es la solución de

$$\nabla^2 P = 0 \quad (15)$$

con condiciones a la frontera

$$\text{en } r = R_2 \quad P = f_2(\phi) \quad (16)$$

$$\text{en } r = R_3 \quad P = 0$$

$$\text{en } \phi = 0 \quad \frac{\partial P}{\partial \phi} = 0$$

$$\text{y } \phi = \pi$$

y la función $S(r, \phi)$ es la solución de

$$\nabla^2 S = 0 \quad (17)$$

con condiciones a la frontera

$$\text{en } r = R_2 \quad S = 0$$

$$\text{en } r = R_3 \quad S = f_3(\phi) \quad (18)$$

$$\text{en } \phi = 0 \quad \frac{\partial S}{\partial \phi} = 0$$

$$\text{y } \phi = \pi$$

La solución de las ecuaciones (6), (15) y (17) se encuentran por el método de separación de variables.

Suponiendo que $X(r, \phi) = R(r) \cdot \Phi(\phi)$ (19)

donde X es una función de la forma (6) y condiciones (13)

y reescribiendo la ecuación (6) en coordenadas cilíndricas

$$\nabla^2 X = \frac{\partial}{\partial r} \left(r \frac{\partial U}{\partial r} \right) + \frac{1}{r} \frac{\partial^2 U}{\partial \phi^2} = 0$$

e introduciendo (19) obtendremos

$$\nabla^2 X = \frac{\partial}{\partial r} \left(r \Phi \frac{dR}{dr} \right) + \frac{1}{r} R \frac{d^2 \Phi}{d\phi^2}$$

$$\nabla^2 X = r \Phi(\phi) \frac{d^2 R}{dr^2} + \Phi(\phi) \frac{dR}{dr} + \frac{R}{r} \frac{d^2 \Phi}{d\phi^2} = 0$$

que se puede escribir

$$\frac{r^2}{R} \frac{d^2 R}{dr^2} + \frac{r}{R} \frac{dR}{dr} + \frac{1}{\Phi} \frac{d^2 \Phi}{d\phi^2} = 0$$

Dada la independencia en R y ϕ se debe cumplir que los dos primeros términos sean iguales a una constante, y a su vez iguales al negativo del último término, de tal manera que se establecen las siguientes ecuaciones.

$$\frac{r^2}{R} \frac{d^2 R}{dr^2} + \frac{r}{R} \frac{dR}{dr} = \lambda^2 \quad (20)$$

Y $\frac{1}{\Phi} \frac{d^2 \Phi}{d\phi^2} = -\lambda^2 \quad (21)$

Existe la posibilidad que λ^2 sea mayor que cero, o menor.

a) Caso para $\lambda^2 > 0$.

Considerando lo primero, entonces la ecuación (21) se puede escribir

$$\phi'' + \lambda^2 \phi = 0$$

cuya ecuación asociada es $p^2 + \lambda^2 = 0$ siendo sus raíces $p = \pm i \lambda$

y su solución ϕ será

$$\phi(\phi) = C_1 \operatorname{sen} \lambda \phi + C_2 \operatorname{cos} \lambda \phi \quad \lambda > 0$$

Las constantes C_1 y C_2 se determinan aplicando las condiciones en la frontera (13)

$$\left. \frac{d\phi}{d\phi} \right|_{\phi=0} = C_1 \lambda \operatorname{cos} \lambda \phi \Big|_0 - C_2 \lambda \operatorname{sen} \lambda \phi \Big|_0 = 0$$

$$\rightarrow C_1 \lambda = 0 \quad \therefore C_1 = 0$$

$$\left. \frac{d\phi}{d\phi} \right|_{\phi=\pi} = -C_2 \lambda \operatorname{sen} \lambda \pi = 0$$

La solución diferente de la trivial $C_2 = 0$ será

$$\operatorname{sen} \lambda \pi = 0 \quad \therefore \lambda = 0, 1, 2, \dots$$

siendo λ los valores característicos de la ecuación $\operatorname{sen} \lambda \pi = 0$

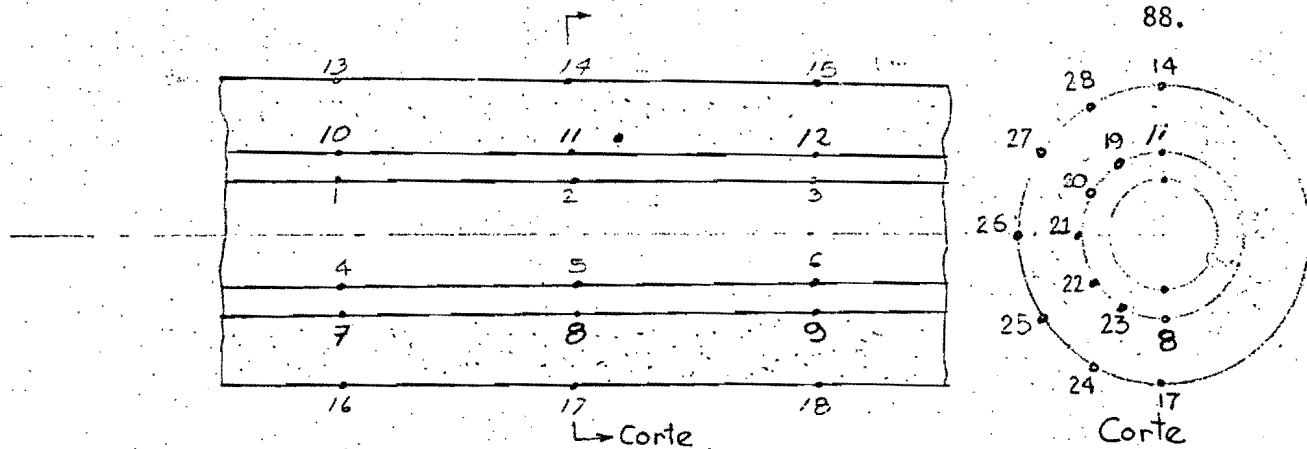


Figura 3.15 Modelo colgante concéntrico con
ánulo de 1.35 cm.

Tabla 3.13 Registros de Temperaturas. Figura 3.15.

Pot	71	91	101	119	121	123	152
Tp	25	21	23	21	22	30	21
Ta	25	21	23	21	22	30	21
1	142	186	176	202	206	216	242
2	139	181	171	196	200	210	234
3	136	175	167	190	194	204	227
4	135	176	166	190	194	204	227
5	142	186	176	202	206	215	241
6	138	181	170	196	200	210	234
7	91	114	110	124	127	137	151
8	94	119	114	130	133	142	158
9	88	110	107	120	124	132	146
10	111	144	136	156	158	167	186
11	121	158	149	172	174	185	207
12	119	157	146	172	170	183	205
13	47	50	52	52	56	64	65
14	51	55	56	58	61	70	70
15	50	54	54	57	60	70	70
16	38	37	40	38	41	50	48
17	39	40	42	42	45	53	52
18	39	39	42	41	44	52	50
19	99	123	119	136	140	149	165
20	102	133	125	144	145	157	174
21	106	137	130	149	152	162	180
22	113	147	139	161	161	172	192
23	115	151	142	166	165	177	198
24	39	41	42	42	43	53	53
25	42	44	46	47	48	57	58
26	43	47	49	50	51	61	61
27	47	52	53	56	56	66	69
28	49	53	54	56	58	68	70

De esta forma se concluye

$$\phi(\phi) = C_2 \cos \lambda \phi \quad \lambda = 0, 1, 2, \dots$$

b) Caso para $\lambda^2 < 0$

Si se escoge la constante de tal manera que la ecuación (21) se pueda escribir

$$\phi'' - \nabla^2 \phi = 0$$

que es lo mismo que suponer λ^2 menor que cero, y hacer $-\lambda^2 = \nabla^2$ con $\nabla^2 > 0$

Su ecuación asociada es $p^2 - \nabla^2 = 0$ cuyas raíces son $p = \pm \nabla$, y la solución es $\phi(\phi) = A \cos h \nabla \phi + B \operatorname{sen} h \nabla \phi = A' e^{\nabla \phi} + B' e^{-\nabla \phi}$

con derivada

$$\phi' = A' \nabla e^{\nabla \phi} - B' \nabla e^{-\nabla \phi} \quad \text{y evaluando en } \phi = 0, \text{ y } \phi = \pi$$

$$\left. \frac{d\phi}{d\phi} \right|_{\phi=0} = A' \nabla e^0 - B' \nabla e^0 = (A' - B') \nabla = 0 \quad \therefore A' = B'$$

$$\left. \frac{d\phi}{d\phi} \right|_{\phi=\pi} = A' \nabla e^{\nabla \pi} - A' \nabla e^{-\nabla \pi} = A' \nabla (e^{\nabla \pi} - e^{-\nabla \pi}) = 0 \quad \therefore A' = 0$$

presentando una solución siempre nula, que se descarta por su trivialidad.

En general se concluye que la solución apropiada es

$$\phi(\phi) = C \cos \lambda \phi \quad \lambda = 0, 1, 2, \dots \quad (22)$$

Las soluciones para la ecuación (20) es

$$R(r) = \begin{cases} \underline{C}_1 + \underline{C}_2 \ln r & \text{si } \lambda = 0 \\ C_3 r^2 + C_4 r^{-\lambda} & \text{si } \lambda \neq 0 \end{cases}$$

De esta manera se obtiene la solución $X(r, \phi)$, notando que C_3 y C_4 serán funciones de λ , y que la solución general es la suma de las soluciones desde $\lambda = 0$ a ∞ , por consiguiente

$$X(r, \phi) = (\underline{C}_1 + \underline{C}_2 \ln r) C + \sum_{\lambda=1}^{\infty} (C_{3\lambda} r^\lambda + C_{4\lambda} r^{-\lambda}) C \cos \lambda \phi$$

que en forma más sencilla es

$$X(r, \phi) = C_1 + C_2 \ln r + \sum_{\lambda=1}^{\infty} (C_{3\lambda} r^\lambda + C_{4\lambda} r^{-\lambda}) \cos \lambda \phi \quad (23)$$

Análogamente se pueden desarrollar las ecuaciones (6), (15) y (17) que son de la misma forma

Particularmente, cada una de las constantes se determinan aplicando las condiciones de frontera restantes.

$$P(r, \phi) = a_1 + a_2 \ln r + \sum_{\lambda=1}^{\infty} (a_{3\lambda} r^\lambda + a_{4\lambda} r^{-\lambda}) \cos \lambda \phi$$

Aplicando las condiciones (16) se tiene:

$P(R_3, \phi) = 0$ que implica $R(R_3) = 0$, y dada la independencia de soluciones se tiene cuando $\lambda = 0 \rightarrow R(r) = a_1 + a_2 \ln r$

$$0 = a_1 + a_2 \ln R_3 \quad \therefore \quad a_1 = -a_2 \ln R_3$$

obteniendo $R(r) = a_2 \ln \left(\frac{r}{R_3}\right); \lambda = 0$

cuando $\lambda \neq 0 \rightarrow R(r) = a_3 r^\lambda + a_4 r^{-\lambda}$

$$0 = a_3 R_3^\lambda + a_4 R_3^{-\lambda} \quad \therefore \quad a_3 = -a_4 \frac{R_3^{-\lambda}}{R_3^\lambda}$$

obteniendo $R(r) = a_4 \left(-\frac{R_3^{-\lambda}}{R_3^\lambda} r^\lambda + r^{-\lambda}\right)$ que se puede escribir

$$R(r) = a_{5\lambda} \left(\left(\frac{r}{R_3}\right)^\lambda - \left(\frac{r}{R_3}\right)^{-\lambda}\right)$$

donde $a_{5\lambda} = -R_3^{-\lambda} a_4$

quedando

$$P(r, \phi) = a_2 \ln \left(\frac{r}{R_3}\right) + \sum_{\lambda=1}^{\infty} a_{5\lambda} \left(\left(\frac{r}{R_3}\right)^\lambda - \left(\frac{r}{R_3}\right)^{-\lambda}\right) \cos \lambda\phi \quad (23)$$

con la condición en $r = R_2$ se tiene

$$P(R_2, \phi) = f_2(\phi)$$

por consiguiente $f_2(\phi) = a_2 \ln \left(\frac{R_2}{R_3}\right) + \sum_{\lambda=1}^{\infty} a_{5\lambda} \left(\left(\frac{R_2}{R_3}\right)^\lambda - \left(\frac{R_2}{R_3}\right)^{-\lambda}\right) \cos \lambda\phi$

que se puede escribir en forma simplificada

$$f_2(\phi) = A_0 + \sum_{\lambda=1}^{\infty} A_\lambda \cos \lambda\phi$$

con $A_0 = a_2 \ln \left(\frac{R_2}{R_3}\right)$, y $A_\lambda = a_{5\lambda} \left(\left(\frac{R_2}{R_3}\right)^\lambda - \left(\frac{R_2}{R_3}\right)^{-\lambda}\right)$ (24)

Recordando la teoría sobre las series de Fourier se descubre que

$$A_0 = \frac{\int_0^{2\pi} f_2(\phi) d\phi}{\int_0^{2\pi} d\phi}, \quad \text{y} \quad A_\lambda = \frac{\int_0^{2\pi} f_2(\phi) \cos \lambda\phi d\phi}{\int_0^{2\pi} \cos^2 \lambda\phi d\phi} \quad (25)$$

de donde se puede determinar las constantes a_2 y $a_{5\lambda}$, obteniendo la solución general $P(r, \phi)$. Siguiendo un desarrollo semejante se determina la solución $S(r, \phi)$ llegando a

$$S(r, \phi) = b_1 + b_2 \ln r + \sum_{\lambda=1}^{\infty} (b_{3\lambda} r^\lambda + b_{4\lambda} r^{-\lambda}) \cos \lambda\phi$$

$$\text{con} \quad b_1 = -b_2 \ln R_2 \quad b_3 = -b_4 \frac{2}{R_2^{-\lambda}}$$

$$b_{5\lambda} = -R_2^{-\lambda} b_4 \quad \text{que lleva a}$$

$$S(r, \phi) = b_2 \ln \left(\frac{r}{R_2}\right) + \sum_{\lambda=1}^{\infty} b_{5\lambda} \left(\left(\frac{r}{R_2}\right)^\lambda - \left(\frac{r}{R_2}\right)^{-\lambda}\right) \cos \lambda\phi \quad (26)$$

$$f_3(\phi) = B_0 + \sum_{\lambda=1}^{\infty} B_\lambda \cos \lambda\phi$$

$$\text{con } B_0 = b_2 \ln \left(\frac{R_3}{R_2}\right) \text{ y } B_\lambda = b_{5\lambda} \left(\left(\frac{R_3}{R_2}\right)^\lambda - \left(\frac{R_3}{R_2}\right)^{-\lambda}\right) \quad (27)$$

Además con las series de Fourier

$$B_0 = \frac{1}{2\pi} \int_0^{2\pi} f_3(\phi) d\phi, \quad \text{y} \quad B_\lambda = \frac{1}{\pi} \int_0^{2\pi} f_3(\phi) \cos \lambda\phi d\phi \quad (28)$$

recordando que $\int_0^{2\pi} d\phi = 2\pi$ y $\int_0^{2\pi} \cos^2 \lambda\phi d\phi = \pi$

Notar que conociendo $f_2(\phi)$ y $f_3(\phi)$ se tiene completamente determinada la solución $U(r, \phi)$, mediante la ecuación (14), y consecuentemente se tiene

la distribución de temperatura $T(r, \phi)$, con la ecuación (9). Experimentalmente se realizó una prueba donde se pudiera determinar las funciones $g_2(\phi)$ y $g_3(\phi)$. Para esto se dispuso de siete termopares distribuidos cada treinta grados en la superficie dos y tres, como se muestra en la figura 3.15 y los resultados están en la tabla 3.13.

El calor por unidad de área que se transmite a través del aislante es

$$q(r, \phi) = -K(T) \frac{\partial T}{\partial r} \quad (29)$$

y hasta el momento $T(r, \phi)$ está determinado según $U(r, \phi)$.

Si se desea calcular el calor total a lo largo de toda la periferia en un radio R es

$$Q|_R = - \text{Area } q(r, \phi)|_R = - 2 \int_0^\pi r d\phi q(r, \phi)|_R$$

$$Q|_R = - 2 \int_0^\pi r q(r, \phi) d\phi|_R \quad (30)$$

La derivada de la temperatura respecto al radio se calcula de la ecuación (9)

$$\frac{\partial T}{\partial r} = \frac{1}{\sqrt{1 + 2BU}} \frac{\partial U}{\partial r} \quad (31)$$

con $\frac{\partial U}{\partial r} = \frac{\partial P}{\partial r} + \frac{\partial S}{\partial r}$

$$\frac{\partial U}{\partial r} = \frac{1}{r} (a_2 + b_2) + \sum_{\lambda=1}^{\infty} \frac{\lambda}{r} (a_{5\lambda} \left(\left(\frac{r}{R_3}\right)^\lambda + \left(\frac{r}{R_3}\right)^{-\lambda} \right) + b_{5\lambda} \left(\left(\frac{r}{R_2}\right)^\lambda + \left(\frac{r}{R_2}\right)^{-\lambda} \right)) \cos \lambda\phi \quad (32)$$

Para el caso particular donde la distribución de temperaturas sobre las superficies límites es lineal con el ángulo, ver figura 3.16 y 3.17, entonces

$$g_2(\phi) = m_1 \phi + m_2$$

y
$$g_3(\phi) = m_3 \phi + m_4$$

que de acuerdo con las ecuaciones (11) y (12) se obtiene

$$\begin{aligned} f_2(\phi) &= m_1 \phi + m_2 + \frac{\beta}{2} (m_1 \phi + m_2)^2 \\ &= m_1 \phi + m_2 + \frac{\beta}{2} (m_1^2 \phi^2 + m_1 m_2 \phi + m_2^2) \\ &= \frac{\beta}{2} m_1^2 \phi^2 + (m_1 + \frac{\beta}{2} m_1 m_2) \phi + m_2 + \frac{\beta}{2} m_2^2 \end{aligned}$$

que en forma más simplificada es

$$f_2(\phi) = h_1 \phi^2 + h_2 \phi + h_3 \quad (33)$$

donde
$$h_1 = \frac{\beta}{2} m_1^2, \quad h_2 = m_1 + \frac{\beta}{2} m_1 m_2, \quad \text{y} \quad h_3 = m_2 + \frac{\beta}{2} m_2^2$$

De manera análoga se encuentra

$$f_3(\phi) = K_1 \phi^2 + K_2 \phi + K_3 \quad (34)$$

donde
$$K_1 = \frac{\beta}{2} m_3^2, \quad K_2 = m_3 + \frac{\beta}{2} m_3 m_4, \quad \text{y} \quad K_3 = m_4 + \frac{\beta}{2} m_4^2$$

Por consiguiente con las ecuaciones (25) y (28)

$$A_o = a \ln \left(\frac{R_2}{R_3} \right) = \frac{1}{2\pi} \int_0^{2\pi} (h_1 \phi^2 + h_2 \phi + h_3) d\phi = \frac{1}{2\pi} \left(\frac{h_1 \phi^3}{3} + \frac{h_2 \phi^2}{2} + h_3 \phi \right) \Big|_0^{2\pi}$$

$$= \frac{1}{2\pi} \left(\frac{8\pi^3}{3} h_1 + \frac{4\pi^2}{2} h_2 + 2\pi h_3 \right)$$

$$A_0 = a_2 \operatorname{Ln} \left(\frac{R_2}{R_3} \right) = \frac{4\pi^2}{3} h_1 + \pi h_2 + h_3$$

quedando

$$a_2 = \frac{\frac{4\pi^2}{3} h_1 + \pi h_2 + h_3}{\operatorname{Ln} \left(\frac{R_2}{R_3} \right)} \quad (35)$$

y análogamente

$$b_2 = \frac{\frac{4\pi^2}{3} K_1 + \pi K_2 + K_3}{\operatorname{Ln} \left(\frac{R_2}{R_3} \right)} \quad (36)$$

También

$$A_\lambda = a_{5\lambda} \left(\left(\frac{R_2}{R_3} \right)^\lambda + \left(\frac{R_2}{R_3} \right)^{-\lambda} \right) = \frac{1}{\pi} \int_0^{2\pi} (h_1 \phi^2 + h_2 \phi + h_3) \cos \lambda \phi d\phi$$

$$\int_0^{2\pi} h_1 \phi^2 \cos \lambda \phi = \left[\frac{2\phi}{\lambda^2} \cos \lambda \phi + \left(\frac{\phi^2}{\lambda} - \frac{2}{\lambda^3} \right) \operatorname{sen} \lambda \phi \right]_0^{2\pi} = \frac{4\pi}{\lambda^2}$$

$$\int_0^{2\pi} h_2 \phi \cos \lambda \phi = \left[\frac{\cos \lambda \phi}{\lambda^2} + \frac{\phi \operatorname{sen} \lambda \phi}{\lambda} \right]_0^{2\pi} = \frac{2}{\lambda^2}$$

$$\int_0^{2\pi} h_3 \cos \lambda \phi = \left[\frac{h_3}{\lambda} \operatorname{sen} \lambda \phi \right]_0^{2\pi} = 0$$

por consiguiente

$$A_\lambda = \frac{4}{\lambda^2} + \frac{2}{\pi \lambda^2} = \frac{2}{\lambda^2} \left(2 + \frac{1}{\pi} \right)$$

de donde se obtiene

$$a_{5\lambda} = \frac{\frac{2}{\lambda^2} \left(2 + \frac{1}{\pi} \right)}{\left(\frac{R_2}{R_3} \right)^\lambda + \left(\frac{R_2}{R_3} \right)^{-\lambda}} \quad (37)$$

$$Q|_R = -2\pi K_0 \left(\frac{\frac{4\pi^2}{3} h_1 + \pi h_2 + h_3}{\text{Ln} \left(\frac{R}{R_3} \right)} + \frac{\frac{4\pi^2}{3} K_1 + \pi K_2 + K_3}{\text{Ln} \left(\frac{R_3}{R_2} \right)} \right)$$

Los valores numéricos disponibles son

$$R_2 = 0.1413 \text{ m} \quad R_3 = 0.1921 \text{ m}$$

$$K_0 = 0.02823 \text{ Wm}^{-1} \text{ } ^\circ\text{C}^{-1} \quad \beta = 6.0202 \text{ E} - 3 \text{ } ^\circ\text{C}^{-1}$$

$$m = \frac{T_2(180) - T_2(0^\circ)}{\pi} \quad m_2 = T_2(0^\circ)$$

$$m_3 = \frac{T_3(180) - T_3(0^\circ)}{\pi} \quad m_4 = T_3(0^\circ)$$

recordando:

$$h_1 = \frac{\beta}{2} m^2 \quad h_2 = m_1 + \frac{\beta}{2} m_1 m_2 \quad , \quad h_3 = m_2 + \frac{\beta}{2} m_2^2$$

$$k_1 = \frac{\beta}{2} m_3^2 \quad K_2 = m_3 + \frac{\beta}{2} m_3 m_4 \quad , \quad K_3 = m_4 + \frac{\beta}{2} m_4^2$$

Ahora si

$$T_2(0^\circ) = 147 \text{ } ^\circ\text{C} \quad T_2(180^\circ) = 114 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$T_3(0^\circ) = 55 \text{ } ^\circ\text{C} \quad T_3(180^\circ) = 40 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$\rightarrow m_1 = -10.5 \frac{^\circ\text{C}}{^\circ\text{R}} \quad m_2 = 147 \text{ } ^\circ\text{C} \quad m_3 = -4.78 \frac{^\circ\text{C}}{^\circ\text{R}} \quad , \quad m_4 = 55 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$h_1 = 0.332 \quad , \quad h_2 = -15.15 \quad , \quad h_3 = 212.05$$

$$k_1 = 0.069 \quad , \quad k_2 = -5.57 \quad , \quad k_3 = 64.1$$

$$\rightarrow Q|_R = -2\pi(0.02823) \left(\frac{\frac{4\pi^2}{3}(0.332) + \pi(-15.15) + 212.05}{\text{Ln}(0.1413/0.1921)} + \frac{\frac{4\pi^2}{3}(0.069) + \pi(-5.57) + 64.1}{\text{Ln}(0.1921/0.1413)} \right)$$

$$Q_R = 70.06 \frac{\text{W}}{\text{m}}$$

comparando con el caso donde no hay variación angular de las temperaturas (superficies isotérmicas) si tiene:

$$Q = \frac{-2 \pi \bar{K} (T_3 - T_2)}{\ln (D_2/D_3)} = \frac{R \pi (0.043) (130 - 47)}{\ln (0.1413/.1921)} \approx 72 \frac{W}{m}$$

Lo que muestra un 5% de diferencia entre ambos modelos. A continuación se expone una tabla con los resultados obtenidos en varias muestras experimental y teóricamente.

Tabla 3.14

T ₂ (O°)	119	146	157	170	172	183	205
T ₂ (π)	94	114	119	130	133	142	158
T ₃ (O°)	51	55	56	58	61	70	70
T ₃ (π)	39	40	41	42	45	52	53
m ₁	-7.96	-10.2	-12.1	-12.7	-12.4	-13.05	-14.96
m ₂	119	146	157	170	172	183	205
m ₃	-3.82	-4.78	-4.78	-5.09	-5.09	-5.73	-5.4
m ₄	51	55	56	58	61	70	70
h ₁	0.19	.313	.44	.485	.463	.513	.674
h ₂	-10.8	-14.68	-17.82	-19.2	-18.82	-20.24	-24.19
h ₃	161.6	210.2	231.2	257	261	283.8	331.5
K ₁	.088	.068	.068	.078	.078	.1	.09
K ₂	-4.41	-5.57	-5.59	-5.98	-6.02	-6.94	-6.54
K ₃	58.8	64.1	65.44	68.1	72.2	84.75	84.75
Q (r, φ)	48.5	70	76	88	89	94	115
Q (r)	44	72	80	92	93	98	121
Q _{exp.}	71	101	91	121	119	123	152
K	.041	.043	.044	.045	.0453	.047	.049
%	-9	3	5	5	5	4	5

Análogamente

$$b_{5\lambda} = \frac{\frac{2}{\lambda^2} \left(2 + \frac{1}{\pi}\right)}{\frac{R_3}{\left(\frac{r}{R_2}\right)^\lambda} + \frac{R_3}{\left(\frac{r}{R_2}\right)^{-\lambda}}}$$

por lo que se tiene totalmente determinada la solución $S(r, \phi)$, $P(r, \phi)$ y por consiguiente $U(r, \phi)$, pudiéndose, ahora calcular $T(r, \phi)$ y el flujo de calor.

$$U(r, \phi) = a_2 \ln\left(\frac{r}{R_3}\right) + b_2 \ln\left(\frac{r}{R_2}\right) + \sum_{\lambda=1}^{\infty} \left(a_{5\lambda} \left(\left(\frac{r}{R_3}\right)^\lambda - \left(\frac{r}{R_3}\right)^{-\lambda} \right) + b_{5\lambda} \left(\left(\frac{r}{R_2}\right)^\lambda + \left(\frac{r}{R_2}\right)^{-\lambda} \right) \right) \cos\lambda\phi \quad (39)$$

Aplicando la ecuación (7), (9) y (29)

$$q(r, \phi) = \frac{K_0 \sqrt{1 + 2\beta U}}{\sqrt{1 + 2\beta U}} \frac{\partial U}{\partial r} = K_0 \frac{\partial U}{\partial r}$$

y reemplazando en la ecuación (30)

$$\begin{aligned} Q|_R &= -2 \int_0^\pi r K_0 \frac{\partial U}{\partial r} d\phi \\ &= -2 \int_0^\pi K_0 \left(a_2 + b_2 + \sum_{\lambda=1}^{\infty} \left(a_{5\lambda} \left(\left(\frac{r}{R_3}\right)^\lambda + \left(\frac{r}{R_3}\right)^{-\lambda} \right) + b_{5\lambda} \left(\left(\frac{r}{R_2}\right)^\lambda + \left(\frac{r}{R_2}\right)^{-\lambda} \right) \right) \lambda \cos\lambda\phi \right) d\phi \\ &= -2 K_0 \left((a_2 + b_2) \phi + \sum_{\lambda=1}^{\infty} v(\lambda) \operatorname{sen}\lambda\phi \right) \Big|_0^\pi \end{aligned}$$

por consiguiente

$$Q|_R = -2\pi K_0 (a_2 + b_2)$$

e introduciendo las ecuaciones (35) y (36)

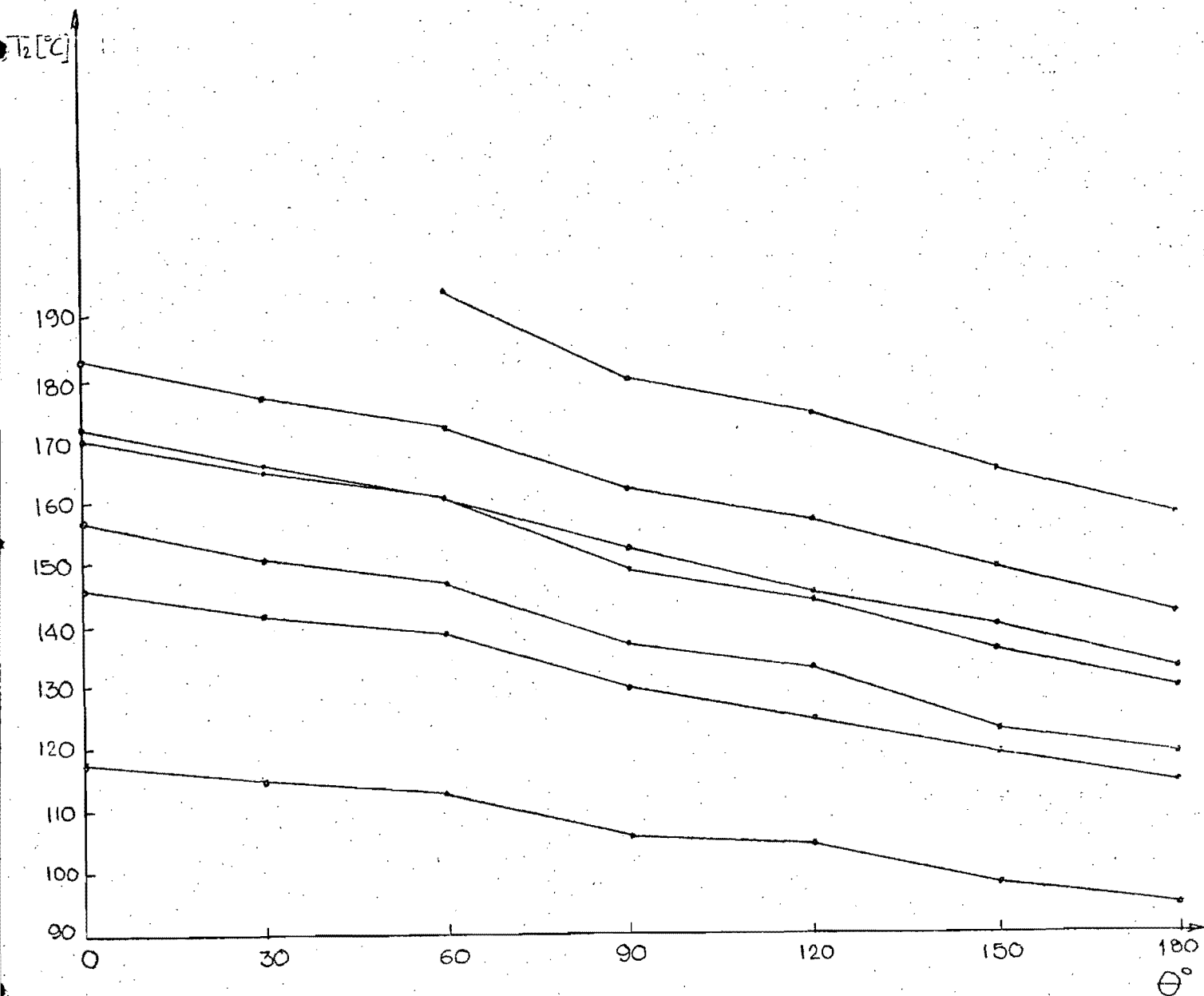


Figura 3.16 Temperatura T_2 vs θ . Distribución de la Temperatura angularmente en la superficie 2. Para $D_1 = 11.43$ cm, $D_2 = 14.13$ cm y $D_3 = 19.21$ cm.

Medidas tomadas después de 8 hrs de funcionamiento del modelo.

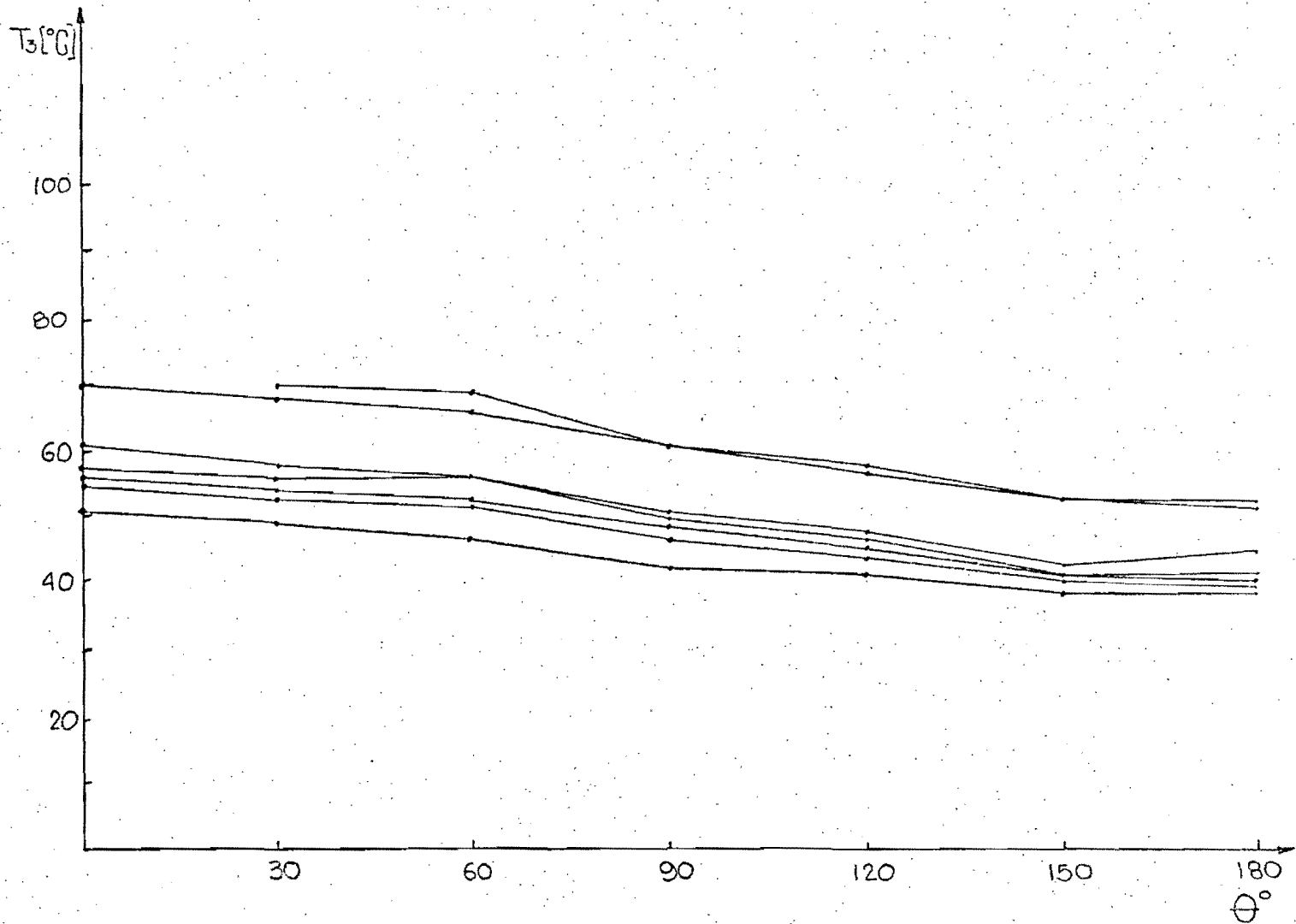


Figura 3.17 Temperatura T_3 vs θ . Distribución de temperatura angularmente en la superficie 3. Para $D_1 = 11.43$ cm, $D_2 = 14.13$ cm y $D_3 = 19.21$ cm.

Medidas...

En la tabla se aprecia que la diferencia entre los resultados de los dos modelos oscila alrededor del 5%. Esta característica facilita los cálculos, pues la ecuación $Q(r)$ es mucho más sencilla que $Q(r, \phi)$, observando un 5% de error. Esta conclusión nos permite intuir que la aproximación hecha de que la temperatura sólo depende del radio es correcta para calcular el calor transmitido.

Ahora estudiaremos con más detalle los efectos en la radiación anular ocasionados por un gradiente angular de temperatura en la superficie dos 2, suponiendo que se tiene una distribución lineal de temperatura.

En tal caso el flujo de calor por radiación es:

$$Q_r = \frac{\sigma \cdot \epsilon_1 \cdot \epsilon_2}{\epsilon_2 + \frac{A_1}{A_2} (1 - \epsilon_2) \epsilon_1} \cdot A_1 \left(T_1^4 - \left(T_3 + \frac{T_1 - T_3}{\pi} \theta \right)^4 \right) \quad (38)$$

Donde

σ - Constante de Stefan-boltzman

$\epsilon = \frac{\epsilon_1 \epsilon_2}{\epsilon_2 + A_1/A_2 (1 - \epsilon_2) \epsilon_1}$ - Emisividad equivalente anular.

T_1 - Temperatura superficie 1.

T_3 - Temperatura superior $\theta = 0$ superficie 2.

T_1 - Temperatura inferior $\theta = \pi$ superficie 2

Reemplazando en la ecuación (38) e integrando sobre el ángulo se tiene:

$$\begin{aligned} Q_r &= \sigma \cdot \epsilon \cdot A_1 \int_0^{2\pi} \left[T_1^4 - \left(T_3 + \frac{T_1 - T_3}{\pi} \theta \right)^4 \right] d\theta \\ &= \sigma \cdot \epsilon \cdot A_1 \left[2\pi T_1^4 + 2 \int_0^{\pi} \left(T_3 + \frac{T_1 - T_3}{\pi} \theta \right)^4 d\theta \right] \end{aligned}$$

haciendo $u = T_s + \frac{T_i - T_s}{\pi} \theta$ y $du = \frac{T_i - T_s}{\pi} d\theta$

e integrando queda:

$$Q_r = \sigma \epsilon \eta [2\pi T_i^4 + \frac{2\pi}{T_i - T_s} \int_0^\pi u^4 du]$$

$$Q_r = 2\pi \cdot \sigma \cdot \epsilon \cdot \eta \left[T_i^4 + \frac{1}{5} \frac{(T_i^5 - T_s^5)}{(T_i - T_s)} \right] \quad (39)$$

Si se compara esta ecuación con la (2.39) evaluada en toda la superficie se tiene

$$R = \frac{\text{ecuación (39)}}{\text{ecuación (2.39)}} = \frac{T_i^4 + \frac{1}{5} \frac{(T_i^5 - T_s^5)}{(T_i - T_s)}}{T_1^4 + T_2^4}$$

y como $T_2 = \frac{T_i + T_s}{2}$ entonces, evaluando numéricamente para valores cercanos a los utilizados obtenemos

TABLA 3.15

T	413	473	483
T	392	443	456
T	367	403	415
T	380	423	436
R	.9987	1.0	.999

Lo que demuestra que no se afecta el cálculo con el tratamiento seguido.

A P E N D I C E I.

AI. METODO NUMERICO PARA SOLUCION DE SISTEMA DE ECUACIONES

Para resolver este tipo de problemas se han desarrollado varios modelos entre los que se cuenta el iterativo, el de Newton-Raphson y el de Newton-Raphson simplificado entre otros.

La metodología empleada en el iterativo es muy laboriosa, pues comprende sucesivas aproximaciones en cada una de las variables, hasta cuando se encuentre satisfactorio. Por su puesto éste desarrollo converge lentamente lo que implica ser poco operante.

Los modelos de Newton-Raphson convergen mucho más rápido que el iterativo; sin embargo pueden presentar problemas de convergencia, que de hecho se presenta en el simplificado.

Estas condiciones obligan a utilizar el modelo de Newton-Raphson normal del cual se hace una pequeña introducción en el literal siguiente. Por razones de seguridad se comprobó si los valores obtenidos mediante el modelo de Newton-Raphson coinciden con el Iterativo, lo que resultó acertado.

Al.1. Modelo de Newton-Raphson. Algoritmo

Sean (T_2, T_3) una aproximación inicial de la raíz (α, β) del sistema de ecuaciones no lineales

$$F(T_2, T_3) = 0$$

$$G(T_2, T_3) = 0$$

Entonces para $n = 0, 1, 2, \dots$, hasta donde se satisfaga, genere aproximaciones sucesivas a partir de la recurrencia:

$$T_{2_{n+1}} = T_{2_n} - \left[\frac{F \cdot G_{T_3} - G \cdot F_{T_3}}{J(F, G)} \right]_{(T_{2_n}, T_{3_n})}$$

$$T_{3_{n+1}} = T_{3_n} - \left[\frac{G \cdot F_{T_2} - F \cdot G_{T_2}}{J(F, G)} \right]_{(T_{2_n}, T_{3_n})}$$

donde:

$$F_{T_2} = \frac{\partial F}{\partial T_2}, \quad G_{T_2} = \frac{\partial G}{\partial T_2}$$

$$F_{T_3} = \frac{\partial F}{\partial T_3}, \quad G_{T_3} = \frac{\partial G}{\partial T_3}$$

$$J(F, G) = \begin{bmatrix} F_{T_2} & F_{T_3} \\ G_{T_2} & G_{T_3} \end{bmatrix} = F_{T_2} \cdot G_{T_3} - F_{T_3} \cdot G_{T_2}$$

conocido como el jacobiano de F y G.

Si el método converge entonces

$$\lim_{n \rightarrow \infty} T_2 = \alpha \rightarrow \text{Temperatura final } 2$$

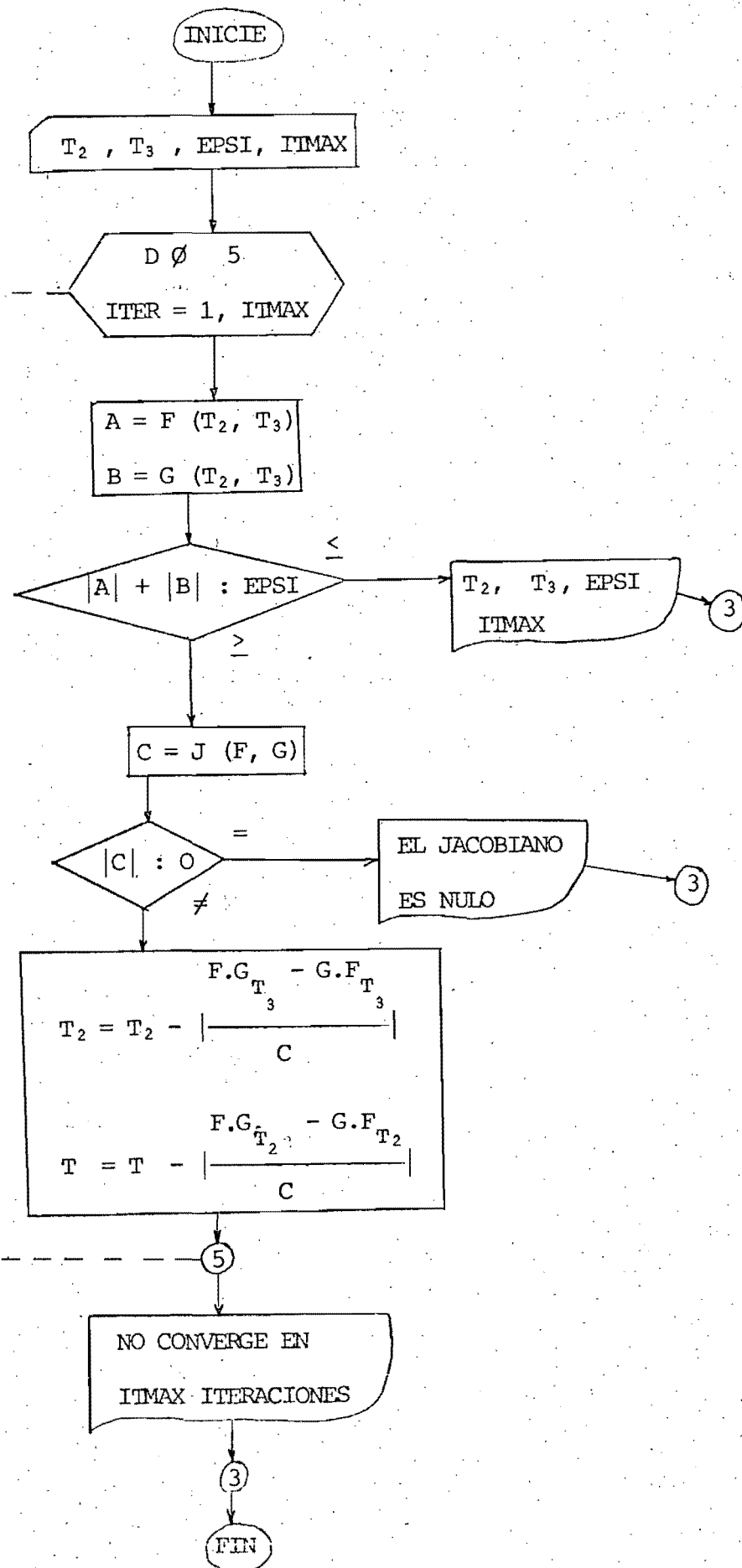
y

$$\lim_{n \rightarrow \infty} T_3 = \beta \rightarrow \text{Temperatura final } 3$$

La rapidez de convergencia es cuadrática y las siguientes condiciones son suficientes pero no necesarias para que exista.

- a) F (T_2, T_3) y G (T_2, T_3) y todas sus derivadas hasta segundo orden deben ser continuas y acotadas en una región R que contiene la solución (α, β)
- b) J (F, G) no debe anularse en R
- c) La aproximación inicial debe hallarse suficientemente cercana a (α, β)

Al.2. Modelo de Newton-Raphson. Diagrama de flujo



Donde: EPSI aproximación deseada
 ITMAX Número máximo de iteraciones
 ITER Iteraciones

Al.3. Programa de Calor teórico

Este programa tiene por objeto resolver el sistema de ecuaciones (2.51) por el método de Newton Raphson. Los valores se obtendrán para diferentes geometrías y condiciones térmicas de tal manera que al final se permita construir diagramas de comportamiento en diferentes modelos.

La nomenclatura del programa es la siguiente:

en orden de aparición

- D_1 - Diámetro cilindro interior en m.
- D_5 - Diámetro exterior en sistema convencional equivalente en m.
- D_2 - Diámetro interior del aislante. Gap de .0254 en m.
- D_3 - Diámetro exterior del aislante en m.
- E_i - $i = 1$ a 3 Emisividades de las superficies
- E_S - Mínima distancia anular m
- T_i - $i = 1$ a 4 Temperaturas superficiales °K
- SI - Constante de radiación Stefan-Boltzman en $W.m^{-2} . °K^{-4}$
- PI - Número de π
- GA - Gap en m.
- u6 - Parámetro de cálculo
- E - Excentricidad m
- H1 - Parámetro de cálculo

A $\rightarrow q_{23} - q_{12}$ en $w.m^{-1}$

B $\rightarrow q_{23} - q_{34}$ en $w.m^{-1}$

DT - Diferencial de temperatura en $^{\circ}K$.

TM - Temperatura media en el aislante

Q5, A2, P2, A1, P1, B1, P3, B2, P4, JA, C son parámetros de cálculo.

E4 - Emisividad equivalente en el ánulo

SUB700 - Formatos de escritura

SUB800 - Cálculo del coeficiente de transmisión de calor en el espacio anular

SUB900 - Cálculo de propiedades térmicas del aislante, y la transmisión de calor a través de él.

SUB1000 - Cálculo de parámetros adimensionales Pr , Ra y algunas propiedades del aire en la cavidad

SUB1300 - Parte del modelo de Newton-Raphson

SUB1500 - Formatos de escritura.

SUB2000 - Calcula número adimensional Nu relacionado con el cilindro interior

SUB3000 - Calcula Nu relacionado con el cilindro exterior

SUB4000 - Calcula los calores

En cuanto a los resultados tabulados se encuentran los siguientes:

Q - Flujo de calor total wm^{-1}

QE - Flujo de calor equivalente que tiene un modelo con la misma cantidad de material aislante sin espacio anular y las mismas condiciones térmicas T_1 y T_3 y emisividad E_3 . en wm^{-1}

Q/QE- Porcentaje del calor sobre el calor equivalente

- T_1 - Temperatura superficie 1 en $^{\circ}\text{C}$
 T_2 - Temperatura superficie 2 en $^{\circ}\text{C}$
 T_3 - Temperatura superficie 3 en $^{\circ}\text{C}$
 T_4 - Temperatura ambiente en $^{\circ}\text{C}$
 K_E - Conductividad equivalente
 K_C - Conductividad térmica del aislante según catálogo w. $(\text{m} \cdot ^{\circ}\text{K})^{-1} \times 10^3$
 D_1 - Diámetro de la tubería m $\times 10^3$
 D_2 - Diámetro interior del aislante. Superficie 2 en m $\times 10^3$
 D_3 - Diámetro exterior. Superficie 3 en m $\times 10^3$
 D_E - Diámetro del modelo equivalente que tiene la misma cantidad de material sin espacio anular en m $\times 10^3$
 R_{12} - Resistencia térmica del medio entre las superficies 1 y 2 en $^{\circ}\text{C} \cdot \text{W}^{-1}$
 R_{23} - Resistencia térmica del aislante entre las superficies 2 y 3 en $^{\circ}\text{C} \cdot \text{W}^{-1}$
 R_{34} - Resistencia térmica del medio entre las superficies 3 y 4 en $^{\circ}\text{C} \cdot \text{W}^{-1}$
 R_T - Resistencia térmica total entre la tubería y el ambiente exterior en $^{\circ}\text{C} \cdot \text{W}^{-1}$
 Q_{12c} - Flujo de calor por convección y conducción entre las superficies 1 y 2 en $\text{w} \cdot \text{m}^{-1}$
 Q_{12R} - Flujo de calor por radiación entre las superficies 1 y 2 en $\text{w} \cdot \text{m}^{-1}$
 Q_{34c} - Flujo de calor por convección y conducción entre la superficie 3 y el ambiente 4 en $\text{w} \cdot \text{m}^{-1}$
 Q_{34R} - Flujo de calor por radiación entre la superficie 3 y el ambiente 4 en $\text{w} \cdot \text{m}^{-1}$

RI - Número de Rayleigh $\frac{\rho g \beta D_1^3 (T_1 - T_b)}{\mu \alpha}$

$$RO - \text{Número de Rayleigh} \quad \frac{\rho g \beta D_2^3 (T_b - T_2)}{\mu \alpha}$$

$$RE - \text{Número de Rayleigh} \quad \frac{\rho g \beta D_3^3 (T_1 - T_4)}{\mu \alpha}$$

$$RA - \text{Número de Rayleigh} \quad \frac{\rho g \beta D^3 (T_1 - T_2)}{\mu \alpha} \quad \text{con } D = (D_2 - D_1)/2 \text{ . m}$$

NUA - Número Nusselt (coeficiente de transmisión de calor) en el espacio anular

NUE - Número de Nusselt (coeficiente de transmisión de calor) entre la superficie 3 y ambiente.

TE - Temperatura de la superficie 3 correspondiente al modelo convencional equivalente en °C

Al.4. Programa de calor experimental

Para este caso se tienen dos programas diferenciados por el modelo utilizado en el experimento, son el de bloques y el colgante. En realidad, la diferencia se encuentra en que en el modelo colgante además de todas las lecturas en cada superficie, se dispusieron termopares en los extremos sobre la superficie transversal y cilíndrica (ver figura 3.7 del termopar 19 en adelante). Esto permite hacer un cálculo aproximado del calor transmitido por estos extremos, y cualitativamente se puede comparar su incidencia con el total.

La nomenclatura del programa experimental con bloques es, en orden de aparición

- D_i - Diámetro en la superficie i en m.
 E_i - Emisividad en la superficie i
 Q_1 - Flujo de calor; potencia registrada W
 T_1 - Temperatura en la superficie 1 °C registrada
 T_6 - Temperatura en la superficie 2 °C registrada
 T_7 - Temperatura en la superficie 3 °C registrada
 T_4 - Temperatura ambiente °C registrada experimentalmente.
 π - Número pi π
 σ - Constante de Stefan-Boltzman
 E_u - Excentricidad m.
 E - Emisividad anular equivalente.
 T_M - Temperatura media del aislante °C
 k - Conductividad térmica del aislante $w (m - ^\circ K)^{-1}$
 D_5 - Diámetro equivalente en un modelo convencional.
 $Q_6 = Q_{14} - Q_{12}$
 ER - Emisividad equivalente para que $Q_{12} = Q_{34}$
 $Q_7 = Q_{12} - Q_{23}$
 $Q_8 = Q_{23} - Q_{34}$
 E_5 - Emisividad equivalente para que $Q_{12} = Q_{23}$
 F_i, I_i, M_i - Formatos de escritura
 D - Gap en m,
 R, RE - Número Rayleigh
 QM - Q_{34}
 CMC - Q por convección
 X_i, Y_i, A_i, B_i - formatos de escritura
 E_7 - Emisividad equivalente para lograr $Q_{23} = Q_{34}$

- SUB 800 - subrutina que calcula número Nusselt-Nu- en la cavidad anular
- SUB 900 - calcula Nu para cilindro exterior
- SUB 950 - calcula Q_{23} y Q_{34}
- SUB 1000 - calcula propiedades térmicas del aire y Ra , Pr .
- SUB 1200 - calcula el calor equivalente para el caso convencional con temperaturas T_1 , T_3 y T_4 fijas
- SUB 2000 - calcula N cilindro interior
- SUB 3000 - calcula N cilindro exterior
- SUB 4000 - calcula Q_{12} y Q_{23}

En los resultados tabulados se encuentra:

- Q - Calor (Potencia) registrada experimentalmente W .
- Q_{12} - Flujo de calor de 1 a 2 considerando las temperaturas T_1 y T_2 registradas W .
- Q_{12}/Q - Relación de calores.
- Q_{23} - Flujo de calor de 2 a 3 considerando T_2 y T_3 fijas registradas. W .
- Q_{23}/Q - Relación de calores
- Q_{34} - Flujo de calor de 3 a 4 con T_3 y T_4 fijas registradas y empleando la correlación de Kuehn para cilindros hacia el exterior. W .
- Q_{34}/Q - relación de calores.
- Q_E - Flujo de calor equivalente sin cavidad anular, y con la misma cantidad de material. W .
- Q/Q_E - relación de calores
- T_i - Temperaturas registradas en las respectivas superficies i . $^{\circ}C$
- K_E - Conductividad térmica equivalente adimensional $\times 10^2$
- K_C - Conductividad térmica del aislante $\times 10^3 w (m^{\circ}K)^{-1}$

- K_R - Conductividad térmica equivalente del aislante para que $Q_{12} = Q_{23}$
 en $w (m \text{ } ^\circ K)^{-1}$
- K_C/K_R - Relación de conductividades
- R_{12} - Resistencia térmica del espacio anular
- R_{23} - Resistencia térmica del aislante
- R_{34} - Resistencia térmica al ambiente
- R_T - Resistencia térmica total.
- Q_{12C} - Flujo de calor de 1 a 2 por convección $w (m \text{ } ^\circ K)^{-1}$
- Q_{12R} - Flujo de calor de 1 a 2 por radiación $w (m \text{ } ^\circ K)^{-1}$
- Q_{34C} - Flujo de calor de 3 a 4 por convección $w (m \text{ } ^\circ K)^{-1}$ aplicando la correlación de KUEHN.
- Q_{34R} - Flujo de calor de 3 a 4 por radiación $w (m \text{ } ^\circ K)^{-1}$
- R_I - Número Rayleigh asociado al cilindro interno 1
- R_O - Número Rayleigh asociado al cilindro de la superficie 2
- R_E - Número de Rayleigh asociado al cilindro externo 3
- R_A - Número de Rayleigh asociado a la cavidad anular
- N_{UA} - Número de Nusselt asociado al espacio anular
- N_{UE} - Número de Nusselt asociado al ambiente, aplicando la correlación de KUEHN.
- ER - Emisividad equivalente para que $Q_{12} = Q_{34}$
- NUM - Número de Nusselt asociado al ambiente, aplicando correlación de M^C Adams.
- Q_{34M} - Flujo de calor de 3 a 4 aplicando la correlación de M^C Adams.
- Q_{C34} - Flujo de calor por convección de 3 a 4 aplicando la correlación de M^C Adams.
- E_{12} - Emisividad equivalente en la cavidad para que $Q_{12} = Q_{23}$
- EE - Emisividad equivalente en la cavidad

- E3 - Emisividad equivalente para que $Q_{34} = Q_{23}$
- TE - Temperatura en la superficie 3 en un modelo convencional equivalente para mantener fijas las temperaturas 1 y 4

En cuanto al programa experimental del modelo colgante se puede decir en forma resumida que es semejante al anterior y no se justifica hacer un análisis particular.

A P E N D I C E I I

Se encuentran los listados de los programas corridos (CALOR TEORICO, y CALOR EXPERIMENTAL), con los resultados obtenidos para algunas geometrías. En la última parte se encuentra el resultado obtenido en los analisis de estabilidad por medio de la barredora de datos "Scanner".

```

]
]
]
]
]?"I120N";
I120N
]LIST
1 PR# 1
2 PRINT "";
3 PRINT " ": PRINT "PROGRAMA : C A L O R T E O R I C O VARIANDO T1, GAP Y ESP
4 PRINT " "
5 PRINT " "
6 GOSUB 1710
8 PR# 0
9 D1 = .1143
10 D5 = .1951
11 D2 = .0254 * 2 + D1
12 D3 = SQR (D5 ^ 2 - D1 ^ 2 + D2 ^ 2)
13 E1 = .1
14 E2 = .1
15 E3 = .1
16 ES = 0.01
17 T1 = 373
18 T2 = 360
19 T3 = 320
20 T4 = 293
21 S1 = .56687E - 7
22 PI = 3.1416
23 GA = .005
24 U6 = D3 ^ 2 - D2 ^ 2
25 E = (D2 - D1) / 2 - ES
60 H1 = 2 * PI / LOG (D3 / D2)
90 GOSUB 800
100 GOSUB 4000
110 GOSUB 900
130 A = QP - QK
140 B = QP - QA
145 PRINT "T1= " INT (T1 - 273); " T2= " INT (T2 - 273); " T3= " INT (T3 - 273); "
      * 1E3); " D2=" INT (D2 * 1E3)
150 IF (ABS (A) + ABS (B)) < 1 THEN GOTO 420
160 DT = .1
170 T3 = T3 + DT
171 TM = (T2 + T3) / 2
175 KC = .01032 * EXP (3.9646E - 3 * TM)
180 Q5 = H1 * KC * (T2 - T3)
190 A2 = Q5 - QK
200 P2 = (A2 - A) / DT
210 T3 = T3 - DT
220 T2 = T2 + DT
230 GOSUB 800
240 GOSUB 4000
245 GOSUB 966
250 A1 = QP - QK
260 P1 = (A1 - A) / DT
270 B1 = QP - QA
280 P3 = (B1 - B) / DT
290 T3 = T3 + DT
300 T2 = T2 - DT
310 GOSUB 900
320 GOSUB 950
330 B2 = QP - QA
340 P4 = (B2 - B) / DT
350 JA = P1 * P4 - P2 * P3
360 C = T2 * JA
370 IF ABS (C) = 0 THEN GOTO 500
380 T2 = T2 - (C * P4 - S * P2) / JA

```

```

385 T3 = T3 - DT
390 T3 = T3 - (B * P1 - A * P3) / JA
397 IF T2 < = T3 THEN GOTO 600
398 IF T2 > = T1 THEN 600
399 IF T3 < = T4 THEN 600
400 GOTO 90
420 E4 = (E1 * E2 / (E2 + E1 * (1 - E2) * D1 / D2))
430 TM = (T1 + T3) / 2
440 KC = .01032 * EXP (3.9646E - 3 * TM)
451 GOTO 1200
455 GOTO 700
515 PR# 1
517 PRINT " ";
520 PRINT TAB( X1)F1; TAB( X2)F2; TAB( X3)F3; TAB( X4)F4; TAB( X5)F5; TAB( X6)F6; TAB(
9)F9; TAB( X8)F8; TAB( Y1)G1; TAB( Y2)G2; TAB( Y3)G3; TAB( Y4)G4; TAB( Y5)G5
522 PRINT TAB( Y6)G6; TAB( Y7)G7; TAB( Y8)G8; TAB( Y9)G9; TAB( Y0)G0; TAB( Z1)I1; TAB( Z2)I
4)I4; TAB( Z5)I5; TAB( Z6)I6; TAB( Z7)I7; TAB( Z8)I8; TAB( Z9)I9; TAB( 5)I0
523 PRINT TAB( 3) INT (T2 - T4 + .5); TAB( 6) INT (T3 - T4 + .5)
524 PRINT " "
525 PR# 0
530 T1 = T1 + 50
531 T2 = T1 * .97
532 T3 = T2 * .9
535 IF T1 < = 573 THEN GOTO 60
536 PR# 1
537 PRINT " ";
538 PRINT "-----"
539 PR# 0
542 GA = GA + .005
543 D2 = 2 * GA + D1
546 D3 = SQR (U6 + D2 ^ 2)
549 T1 = 323
556 IF GA < = .03 THEN 530
557 GOTO 630
558 D1 = D1 + .0508
560 GA = .005
562 D2 = 2 * GA + D1
564 D3 = D2 + .0508
566 U6 = D3 ^ 2 - D2 ^ 2
570 IF D1 < = .21 THEN 600
575 GOTO 630
600 PR# 1
610 PRINT " ";
615 PRINT " "
617 GOSUB 1710
618 PR# 0
620 GOTO 530
630 PR# 1
646 PRINT " ";
648 PRINT " ": PRINT "CALORES EN W/M          DIAMETROS EN MM": PRINT "EMISIVIDADES E1 Y E2 =
ISIVIDAD E3 = "E3: PRINT " TEMPERATURAS EN C "
650 END
700 F1 = INT (QP + .5)
702 F2 = INT (QE + .5)
704 F3 = INT (QP / QE * 1000 + .5) / 10
706 F4 = INT (T1 - 272.5)
708 F5 = INT (T2 - 272.5)
710 F6 = INT (T3 - 272.5)
712 F7 = INT (T4 - 272.5)
714 G2 = INT (D1 * 1E3) / 10
716 G3 = INT (D2 * 1E3) / 10
717 G4 = INT (D3 * 1E3) / 10
718 G5 = INT (G5 * 1E3) / 10
720 F0 = INT (KM * 100 + .5)
722 G6 = INT ((T4 - T2) / 100 * 100) / 100

```



```

726 Q8 = INT (QT3 - T4) / QP * 100) / 100
728 Q9 = INT ((T1 - T4) / QP * 100) / 100
730 Q9 = INT (Q9C + .5)
732 I2 = INT (Q93 + .5)
734 I3 = INT (Q9R + .5)
736 I4 = INT (RI * 1E - 3 + .5)
738 I5 = INT (RO * 1E - 3 + .5)
740 I6 = INT (R * 1E - 3 + .5)
742 D = (Q2 - D1) / 2
744 TI = T1
746 T0 = T2
750 GOSUB 1000
752 I7 = INT (R * 1E - 3 + .5)
753 RL = R
754 I8 = INT (NI * 10 + .5) / 10
756 I9 = INT (N6 * 10 + .5) / 10
757 I0 = INT (TE - 272.5)
758 F8 = INT (T1 - T4)
760 F9 = INT (T1 - T2)
762 G1 = INT (KC * 1E3 + .5)
764 G2 = INT (D1 * 1E4 + .5) / 10
766 G3 = INT (D2 * 1E4 + .5) / 10
768 G4 = INT (D3 * 1E4 + .5) / 10
770 G5 = INT (D5 * 1E4 + .5) / 10
772 I1 = INT (QR2 + .5)
780 GOTO 1500
800 T0 = (T1 + T2) / 2
810 TI = T1
820 D = D1
830 GOSUB 1000
840 GOSUB 2000
845 RI = R
850 D = D2
860 TI = T0
870 T0 = T2
875 K1 = K
880 GOSUB 1000
895 GOSUB 3000
890 RO = R
895 RETURN
900 D = D3
905 T0 = T4
910 TI = T3
915 GOSUB 1000
950 N6 = .53 * R ^ .25
955 Q93 = N6 * PI * K * (T3 - T4)
960 Q3R = SI * E3 * PI * D3 * (T3 ^ 4 - T4 ^ 4)
965 QR = Q93 + Q3R
966 TM = (T2 + T3) / 2
968 KC = .01032 * EXP (3.9646E - 3 * TM)
970 QP = H1 * KC * (T2 - T3)
975 RETURN
1000 REM CALCULO DENSIDADES, VISC. CINEMATICA, PRANDTL, COND. TERMICA, G, B/V^2, Y RAYLEIGH.
1010 T = (TI + T0) / 2
1060 L5 = 1.24998
1070 L6 = - 0.09962
1080 L7 = 4.083E18
1090 L8 = - 4.4357
1100 L9 = 1.77E - 4
1110 L0 = 0.876233
1140 PR = L5 * T ^ L6
1150 GB = L7 * T ^ L8
1160 K = L9 * T ^ L0
1170 R = GB * PR * (TI - T0) * D ^ 3

```

```

1200 TE = TE - DT
1205 D = D5
1210 TI = TE
1215 T0 = T4
1217 GOSUB 1350
1220 TE = TE + DT
1225 T1 = TE
1230 LB = LA
1235 GOSUB 1350
1240 LC = (LA - LB) / DT
1245 TE = (TE - DT) - LB / LC
1250 TI = TE
1255 GOSUB 1350
1260 KN = KC
1265 LD = LA
1270 TI = TE - DT
1272 QE = 2 * PI * KN * (T1 - TE) / LOG (D5 / D1)
1273 PRINT " ": PRINT "   QE = "QE
1275 GOSUB 1350
1280 IF LD * LA < = 0 THEN GOTO 455
1282 PRINT " ": PRINT "   TE = "TE - 273
1285 TI = TE + DT
1290 GOSUB 1350
1295 IF LD * LA < = 0 THEN GOTO 455
1300 GOTO 1220
1350 GOSUB 1900
1355 TM = (T1 + TE) / 2
1360 KC = .01032 * EXP (3.9646E - 3 * TM)
1365 LA = PI * (2 * KC * (T1 - TE) / LOG (D5 / D1) - .53 * R ^ .25 * K * (TE - T4) - SI * D5 * E3 * (TE ^ 4 - 4))
1370 RETURN
1500 X1 = 3
1502 IF F1 > = 100 THEN X1 = 1
1504 X2 = 6
1506 IF F2 > = 100 THEN X2 = X2 - 1
1508 X3 = 5
1510 IF F3 > = 100 THEN X3 = X3 - 1
1512 X4 = 6
1514 IF F4 > = 100 THEN X4 = X4 - 1
1516 X5 = 6
1518 IF F5 > = 100 THEN X5 = X5 - 1
1520 X6 = 6
1522 IF F6 > = 100 THEN X6 = X6 - 1
1524 X7 = 5
1526 X8 = 6
1528 IF F8 > = 100 THEN X8 = X8 - 1
1530 X9 = 7
1532 IF F9 > = 100 THEN X9 = X9 - 1
1534 X0 = 6
1536 IF F0 > = 100 THEN X0 = X0 - 1
1538 Y1 = 6
1540 Y2 = 4
1542 Y3 = 5
1544 Y4 = 4
1546 Y5 = 3
1548 Y6 = 2
1550 IF G6 > 1 THEN Y6 = Y6 - 1
1552 IF G6 = 1 THEN Y6 = 5
1554 Y7 = 4
1556 Y8 = 6
1558 Y9 = 4
1560 Y0 = 6
1562 IF G0 > = 100 THEN Y0 = Y0 - 1
1564 Z1 = 7

```



```

1
2?";
3LIST
4 PR# 1
5 PRINT " ": PRINT " "
6 PRINT TAB( 5)"PROGRAMA : CALORES EXPERIMENTALES - FIJOS-T1-T2-T3-T4"
7 PRINT " "
8 PRINT TAB( 3)"Q"; TAB( 5)"Q12"; TAB( 5)"Q12/Q"; TAB( 5)"Q23"; TAB( 5)"Q34K"; TAB( 4)"Q34K/Q"; TAB( 6)"QE"; TAB
9 5)"Q/QE"; TAB( 5)"T1"; TAB( 5)"T2"; TAB( 5)"T3"; TAB( 5)"T4"; TAB( 5)"KE"; TAB( 4)"KC"; TAB( 4)"KR"; TAB( 5)"
10 KR
11 PRINT "T1-T4 T1-T2"; TAB( 5)"R12"; TAB( 6)"R23"; TAB( 6)"R34"; TAB( 7)"RT"; TAB( 5)"Q12Q"; TAB( 5)"Q12R"; TAB(
12 4)"Q34C"; TAB( 3)"Q34R"; TAB( 5)"R1"; TAB( 5)"R0"; TAB( 5)"RE"; TAB( 5)"RA"; TAB( 4)"MUA"; TAB( 3)"NUE"; TAB(
13 3)"ER"
14 PRINT " NUM Q34M Q034 E12 EE E3 TE"
15 PRINT "-----"
16 PR# 0
17 INPUT " DIAMETRO D1, D2, D3 = "; D1, D2, D3
18 INPUT " NUMERO DE DATOS = "; N
19 INPUT " EMISIVIDAD E1, E2, E3 = "; E1, E2, E3
20 I = I + 1
21 READ Q1, T1, T6, T7, T4
22 E5 = .01
23 T1 = T1 + 273
24 T4 = T4 + 273
25 PI = 3.1416
26 SI = .56897E - 7
27 E = (D2 - D1) / 2 - E5
28 GOTO 30
29 T2 = T6
30 T3 = T7
31 T2 = T2 + 273
32 T3 = T3 + 273
33 H1 = 2 * PI / LOG (D3 / D2)
34 E4 = (E1 * E2 / (E2 + E1 * (1 - E2) * D1 / D2))
35 TM = (T2 + T3) / 2
36 KC = .01032 * EXP (3.9646E - 3 * TM)
37 D5 = SQR (D1 ^ 2 - D2 ^ 2 + D3 ^ 2)
38 GOSUB 1200
39 G5 = INT (D1 * 1E4) / 100
40 G6 = INT (D2 * 1E4) / 100
41 G7 = INT (D3 * 1E4) / 100
42 G8 = INT (D5 * 1E4) / 100
43 G9 = INT (E4 * 100) / 100
44 G0 = (D2 - D1) / 2
45 PRINT " ": PRINT " ": PRINT " LD = "LD;" LA = "LA;" LD*LA = "LD * LA
46 GOSUB 800
47 GOSUB 4000
48 Q6 = Q1 - QK
49 GOSUB 900
50 GOSUB 950
51 ER = (QK - Q03) / (SI * D3 * PI * (T3 ^ 4 - T4 ^ 4))
52 Q7 = QK - QP
53 Q8 = QP - QA
54 E5 = (QP - Q2C) / (SI * PI * D1 * (T1 ^ 4 - T2 ^ 4))
55 E6 = E5 * (D2 + D1) / (D2 + E5 * D1)
56 F1 = INT (Q1 + .5)
57 F2 = INT (QK + .5)
58 F3 = INT (F2 / F1 * 100 + .5)
59 F4 = INT (QP + .5)
60 F5 = INT (F4 / F1 * 100 + .5)
61 F6 = INT (QA + .5)

```

```

138 F9 = INT (G1 / GE * 1000 + .5) / 10
139 F8 = INT (T1 - 272.5)
140 G1 = INT (T2 - 272.5)
141 G2 = INT (T3 - 272.5)
142 G3 = INT (T4 - 272.5)
143 G8 = INT (KM * 100 + .5)
144 GOTO 170
145 GOSUB 200
147 PR# 1
148 PRINT "";
149 PRINT I
150 PRINT TAB(X1)F1; TAB(X2)F2; TAB(X3)F3; TAB(X4)F4; TAB(X5)F5; TAB(X6)F6; TAB(X7)F7; TAB(X8)F8; TAB(X
9)F9; TAB(X0)F8; TAB(Y1)G1; TAB(Y2)G2; TAB(Y3)G3; TAB(Y4)G0; TAB(Y5)I2; TAB(Y6)I3; TAB(Y7)I4
151 PRINT TAB(A5)I5; TAB(A6)I6; TAB(A7)I7; TAB(A8)I8; TAB(A9)I9; TAB(A0)I0; TAB(B1)M1; TAB(B2)M2; TAB(B
3)M3; TAB(B4)M4; TAB(B5)M5; TAB(B6)M6; TAB(B7)M7; TAB(B8)M8; TAB(B9)M9; TAB(B0)M0; TAB(4)I1
152 GOTO 196
153 PRINT TAB(3) INT (N7 + .5); TAB(5) INT (QM + .5); TAB(7) INT (CMC + .5); TAB(6) INT (E5 * 100 + .5) / 10
0; TAB(6) INT (E6 * 100 + .5) / 100; TAB(6) INT (E7 * 100 + .5) / 100; TAB(7) INT (TE - 272.5)
154 PR# 0
155 K9 = 5
156 IF I < N THEN GOTO 14
158 PR# 1
159 PRINT "";
160 PRINT "-----"
-----"
161 PRINT " ": PRINT "DIAMETRO 1 = "G5;" DIAMETRO 2 = "G6;" DIAMETRO 3 = "G7
162 PRINT "DIAMETRO EQUIVALENTE CONVENCIONAL = "G8
163 PRINT "ESPESOR ANULAR = " INT ((D2 - D1) / 2 * 1E4 + .5) / 100
164 PRINT "EMISIVIDADES E1 = "E1;" E2 = "E2;" E3 = "E3;" EE = "G9
165 END
170 I1 = INT (ER * 100 + .5) / 100
171 I2 = INT (CK * 1E3 + .5)
172 I3 = INT (GK / (H1 * (T2 - T3)) * 1000 + .5)
173 I4 = INT (I3 / I2 * 100 + .5)
174 I5 = INT ((T1 - T4) + .5)
175 I6 = INT ((T1 - T2) + .5)
176 I7 = INT (1 / ((T1 - T2) / GK) * 100 + .5) / 100
177 I8 = INT (1 / ((T2 - T3) / GK) * 100 + .5) / 100
178 I9 = INT (1 / ((T3 - T4) / GK) * 100 + .5) / 100
179 I0 = INT (1 / ((T1 - T4) / GK) * 100 + .5) / 100
180 M1 = INT (Q2C + .5)
181 M2 = INT (QR2 + .5)
182 M3 = INT (QC3 + .5)
183 M4 = INT (Q3R + .5)
184 M5 = INT (RI * 1E - 4 + .5)
185 M6 = INT (RO * 1E - 4 + .5)
186 M7 = INT (R * 1E - 4 + .5)
187 M9 = INT (M1 + .5)
188 M8 = INT (M6 + .5)
189 D = (D2 - D1) / 2
190 T1 = T1
191 T0 = T2
192 RE = R
193 GOSUB 1000
194 M8 = INT (R * 1E - 2 + .5) / 100
195 GOTO 145
196 N7 = .53 * RE ^ .25
197 QM = N7 * PI * K7 * (T3 - T4) + Q3R
198 CMC = QM - Q3R
199 GOTO 375
200 X1 = 3
201 IF F1 > = 100 THEN X1 = X1 - 1
205 X2 = 5
210 IF E2 > = 100 THEN X2 = X2 - 1

```

```

225 X4 = 7
227 IF F4 > = 100 THEN X4 = X4 - 1
230 X5 = 7
233 IF F5 > = 100 THEN X5 = X5 - 1
236 X6 = 7
245 X7 = 7
250 X8 = 6
253 IF F8 > = 100 THEN X8 = X8 - 1
255 X9 = 6
257 IF F9 > = 100 THEN X9 = X9 - 1
260 X0 = 4
265 Y1 = 5
266 IF G1 > = 100 THEN Y1 = Y1 - 1
267 Y2 = 5
269 Y3 = 5
270 Y4 = 4
272 Y5 = 4
275 Y6 = 5
277 Y7 = 5
278 IF I4 > = 100 THEN Y7 = Y7 - 1
280 R5 = 3
282 IF I5 > = 100 THEN R5 = R5 - 1
285 R6 = 5
287 R7 = 6
290 IF I7 > = 1 THEN R7 = R7 - 1
292 R8 = 6
295 IF I8 > = 1 THEN R8 = R8 - 1
297 R9 = 6
300 IF I9 > = 1 THEN R9 = R9 - 1
302 R0 = 6
305 B1 = 8
306 IF M1 > = 10 THEN B1 = B1 - 1
307 IF M1 > = 100 THEN B1 = B1 - 1
310 B2 = 7
312 IF M2 > = 10 THEN B2 = B2 - 1
315 B3 = 7
317 IF M3 > = 10 THEN B3 = B3 - 1
320 B4 = 7
322 IF M4 > = 10 THEN B4 = B4 - 1
323 B5 = 6
324 IF M5 > = 10 THEN B5 = B5 - 1
325 IF M5 > = 100 THEN B5 = B5 - 1
329 B6 = 6
332 IF M6 > = 10 THEN B6 = B6 - 1
335 IF M6 > = 100 THEN B6 = B6 - 1
337 B7 = 6
339 IF M7 > = 10 THEN B7 = B7 - 1
340 IF M7 > = 100 THEN B7 = B7 - 1
342 B8 = 4
344 IF M8 > = 10 THEN B8 = B8 - 1
346 IF M8 > = 100 THEN B8 = B8 - 1
350 B9 = 5
352 IF M9 > = 10 THEN B9 = B9 - 1
355 IF M9 > = 100 THEN B9 = B9 - 1
357 B0 = 6
359 IF M0 > = 10 THEN B0 = B0 - 1
362 IF M0 > = 100 THEN B0 = B0 - 1
370 RETURN
375 E7 = (OP - CMC) / (S1 * F1 * D3 * (T3 ^ 4 - T4 ^ 4))
376 GOTO 153
800 T0 = (T1 + T2) / 2
810 T1 = T1
820 D = D1
830 GOSUB 1000

```

```

850 D = D2
860 T1 = T0
870 T3 = T2
875 K1 = K
880 GOSUB 1000
885 GOSUB 3000
890 R0 = R
895 RETURN
900 D = D3
905 T8 = T4
910 T1 = T3
915 GOSUB 1000
920 GOSUB 3000
925 RETURN
950 N6 = 2 / LOG (N2)
955 Q03 = N6 * PI * K * (T3 - T4)
960 Q3R = S1 * E3 * PI * D3 * (T3 ^ 4 - T4 ^ 4)
965 Q4 = Q03 + Q3R
966 TM = (T2 + T3) / 2
968 KC = .01032 * EXP (3.9646E - 3 * TM)
970 K7 = K
971 QP = H1 * KC * (T2 - T3)
975 RETURN
1000 REM CALCULO DENSIDADES, VISC. CINEMATICA, PRANDTL, COND. TERMICA, G. B/V^2, Y RAYLEIGH
1010 T = (T1 + T0) / 2
1060 L5 = 1.24990
1070 L6 = - 0.09962
1080 L7 = 4.083E18
1090 L8 = - 4.4357
1100 L9 = 1.77E - 4
1110 L0 = 0.076233
1140 PR = L5 * T ^ L6
1150 GB = L7 * T ^ L8
1160 K = L9 * T ^ L0
1170 R = GB * PR * (T1 - T0) * D ^ 3
1180 RETURN
1200 DT = .1
1205 TE = T3
1210 D = D5
1215 T1 = TE
1220 T0 = T4
1225 GOSUB 1350
1230 TE = TE + DT
1232 T1 = TE
1234 LB = LA
1236 GOSUB 1350
1238 LC = (LA - LB) / DT
1240 TE = (TE - DT) - LB / LC
1242 T1 = TE
1244 GOSUB 1350
1246 KN = KC
1248 LD = LA
1250 T1 = TE - DT
1252 GE = 2 * PI * KN * (T1 - TE) / LOG (D5 / D1)
1254 GOSUB 1350
1256 IF LD * LA < = 0 THEN GOTO 69
1260 PRINT " ": PRINT " ": PRINT "      GE = "GE: PRINT " ": PRINT "      TE = "TE - 273
1261 PRINT " ": PRINT " LD = "LD: " LA = "LA: " LD*LA = "LD * LA
1262 T1 = TE + DT
1264 GOSUB 1350
1266 IF LD * LA < = 0 THEN GOTO 69
1268 GOTO 1230
1350 GOSUB 1000
1352 TM = (T1 + TE) / 2

```

1356 LR = PI * (2 * KC * (T1 - TE) / LOG (D5 / D1) - .53 * R ^ .25 * K * (TE - T4) - SI * D5 * E3 * (TE ^ 4 - T4 ^ 4))

1358 RETURN

2000 REM CALCULO DE NUSSELT DESDE CIL INT.

2010 C3 = 0.510 * R ^ (1 / 4)

2040 C4 = 1 + (0.559 / PR) ^ (3 / 5)

2050 C5 = 0.1 * R ^ (1 / 3)

2060 C6 = 9.04162

2070 N2 = 1 + 2 / (((C3 * C4 ^ (- 5 / 12)) ^ 15 + C5 ^ 15) ^ (1 / 15))

2080 RETURN

3000 REM CALCULO NUSSELT DESDE CIL HACI EXTERIOR CO CORRECCION G

3001 C1 = 1 + 0.6 / PR ^ .7

3002 C2 = .4 + 2.6 * PR ^ .7

3010 G = (C1 ^ (- 5) + C2 ^ (- 5)) ^ (- 1 / 5) * R ^ (1 / 4)

3030 C8 = 0.1 * R ^ (1 / 3)

040 N4 = 1 - 2 / ((C6 ^ (5 / 3) + C7 ^ (5 / 3)) ^ 9 + C8 ^ 15) ^ (1 / 15)

3050 RETURN

4000 H = (D1 ^ 2 + D2 ^ 2 - 4 * E ^ 2) / (2 * D1 * D2)

4010 N5 = 2 / LOG (H + SQR (H ^ 2 - 1))

4020 N1 = ((2 / LOG (N2 / N4)) ^ 15 + N5 ^ 15) ^ (1 / 15)

1 = (K1 + K) / 2

4030 Q2C = N

9

050 QR2 = SI * D1 * (T1 ^ 4 - T2 ^ 4) * PI / 3600R2 = SI * D1 * (T1 ^ 4 - T2 ^ 4) * PI / (1 / E1 + D1 / D2 * (1 = Q2C + QR2

4070 RETURN

5010 DATA 65,134,94,36,17

5020 DATA 75,156,100,38,19

5030 DATA 82,176,123,45,24

5040 DATA 97,181,125,39,17

5050 DATA 109,198,136,43,18

5060 DATA 115,205,143,50,24

5070 DATA 119,213,148,48,22

5080 DATA 130,231,160,50,22

5090 DATA 117,197,132,45,21

5100 DATA 120,213,144,48,22

5110 DATA 133,219,148,49,22

5120 DATA 161,250,173,57,28

]

]

]

]

]

]

]

]

]

]

]

]

]

]

]

]

]

]

]

]

]

]

]

]


```

J
J
J
I120N
I120N
ILISAT
1 PR# 1
2 PRINT "";
4 PRINT " ": PRINT TAB( 10)"CALOR EXPERIMENTAL---COLGANTE"
5 PRINT TAB( 10)"FIJOS T1, T2, T3, T4, KC, Y GEOMETRIA"
6 PRINT " "
7 PRINT TAB( 3)"Q"; TAB( 5)"Q12"; TAB( 5)"Q12/Q"; TAB( 5)"Q23"; TAB( 5)"Q23/Q"; TAB( 5)"Q34"; TAB( 5)"Q34/Q"; TAB
  5)"QE"; TAB( 5)"QE/Q"; TAB( 5)"T1"; TAB( 5)"T2"; TAB( 5)"T3"; TAB( 5)"T4"; TAB( 5)"KE"; TAB( 5)"KR"; TAB( 5)"
  KR/KC"
8 PRINT "T1-T4 T1-T2"; TAB( 5)"R12"; TAB( 6)"R23"; TAB( 6)"R34"; TAB( 7)"RT"; TAB( 6)"Q12C"; TAB( 4)"Q24C"; TAB(
  4)"Q34R"; TAB( 5)"RI"; TAB( 5)"RO"; TAB( 5)"RE"; TAB( 5)"RA"; TAB( 5)"NUA"; TAB( 4)"NUE"; TAB( 5)"ER"
9 PRINT " NUM      QMC      QMCC      EE      E12      E34      TE": PRINT "-----"

```

```

10 PR# 0
11 INPUT "NUMERO DE DATOS = "; N
12 INPUT "DIAMETROS D1, D2 Y D3 = "; D1, D2, D3
13 INPUT "EMISIVIDADES E1, E2, E3 = "; E1, E2, E3
14 INPUT "LONGITUDES L1, L2 = "; L1, L2
15 I = I + 1
16 READ Q1, T1, T2, T3, T4, T5, T6
17 T2 = T2 + 273
18 T3 = T3 + 273
19 T4 = T4 + 273
20 PI = 3.1416
21 SI = .56687E - 7
22 T5 = T5 + 273
23 T6 = T6 + 273
25 T1 = T1 + 273
30 L = SQR (PI * D3 ^ 2)
60 M1 = 2 * PI / LOG (D3 / D2)
63 E4 = (E1 * E2 / (E2 + E1 * (1 - E2) * D1 / D2))
64 TM = (T1 + T2) / 2
66 KC = .01032 * EXP (3.9646E - 3 * TM)
67 D5 = SQR (D1 ^ 2 - D2 ^ 2 + D3 ^ 2)
68 GOSUB 1200
90 GOSUB 800
91 GOSUB 4000
95 S1 = QK * L1
97 GOSUB 900
98 GOSUB 950
100 S2 = QP * L1
103 S3 = QA * L1
105 TI = T6
106 D = L
108 GOSUB 915
110 GOSUB 950
112 S4 = QA * L2
114 TI = T5
115 GOSUB 1000
116 PRINT "TI = "TI;" T0 = "T0
117 R1 = (2 * PR / (5 * (1 + 2 * PR ^ .5 + 2 * PR))) ^ (1 / 4)
118 R2 = R ^ (1 / 4)
119 S6 = SI * E3 * L ^ 2 * (T5 ^ 4 - T4 ^ 4)
120 S5 = R1 * R2 * L * (T5 - T4) * K + S6
123 ER = (QK - QC3) * L1 / (SI * D3 * PI * (T3 ^ 4 - T4 ^ 4))
5 F1 = INT (Q1 + .5)
126 F2 = INT (S1 + .5)
127 F3 = INT (F2 / F1 * 100 + .5)
128 F4 = INT (S2 + .5)
129 F5 = INT (F4 / F1 * 100 + .5)

```

```

132 F8 = INT (OE + .5)
133 F9 = INT (F8 / F1 * 100 + .5)
134 F0 = INT (T1 - 272.5)
135 G1 = INT (T2 - 272.5)
136 G2 = INT (T3 - 272.5)
137 G3 = INT (T4 - 272.5)
139 G4 = INT (KM * 100 + .5)
140 GOTO 330
145 GOSUB 200
147 PR# 1
148 PRINT " ";
149 PRINT I
150 PRINT TAB( X1)F1; TAB( X2)F2; TAB( X3)F3; TAB( X4)F4; TAB( X5)F5; TAB( X6)F6; TAB( X7)F7; TAB( X8)F8; TAB( X
9)F9; TAB( X0)F0; TAB( Y1)G1; TAB( Y2)G2; TAB( Y3)G3; TAB( Y4)G4; TAB( Y5)G5; TAB( Y6)G6
151 PRINT TAB( Y7)G7; TAB( Y8)G8; TAB( Y9)G9; TAB( Y0)G0; TAB( Z1)I1; TAB( Z2)I2; TAB( Z3)I3; TAB( Z4)I4; TAB( Z
5)I5; TAB( Z6)I6; TAB( Z7)I7; TAB( Z8)I8; TAB( Z9)I9; TAB( Z0)I0; TAB( W1)J1; TAB( W2)J2
152 PRINT TAB( 3)J3; TAB( 5)J4; TAB( 7)J5; TAB( 6) INT (E5 * 100 + .5) / 100; TAB( 6) INT (E6 * 100 + .5) / 100;
TAB( 6) INT (E7 * 100 + .5) / 100; TAB( 7) INT (TE - 272.5)
154 PR# 0
156 IF I < N THEN 15
158 PR# 1
159 PRINT " ";
161 PRINT " "
163 PRINT "-----"
165 PRINT " ": PRINT "DIAMETRO 1 = " INT (D1 * 1E4 + .5) / 100; " DIAMETRO 2 = " INT (D2 * 1E4 + .5) / 100; " D
IAMETRO 3 = " INT (D3 * 1E4 + .5) / 100
167 PRINT "DIAMETRO EQUIVALENTE CONVENCIONAL = " INT (D5 * 1E4 + .5) / 100
169 PRINT "ESPESOR ANULAR -GAP- = " INT ((D2 - D1) / 2 * 1E4 + .5) / 100
170 PRINT "EMISIVIDAD E1 = "E1;" EMISIVIDAD E2 = "E2;" EMISIVIDAD E3 = "E3
175 END
200 X1 = 2
201 IF F1 > = 100 THEN X1 = X1 - 1
207 X2 = 6
210 IF F2 > = 100 THEN X2 = X2 - 1
212 X3 = 7
215 IF F3 > = 100 THEN X3 = X3 - 1
217 X4 = 7
220 IF F4 > = 100 THEN X4 = X4 - 1
222 X5 = 7
225 IF F5 > = 100 THEN X5 = X5 - 1
227 X6 = 7
230 IF F6 > = 100 THEN X6 = X6 - 1
232 X7 = 7
235 IF F7 > = 100 THEN X7 = X7 - 1
237 X8 = 6
240 IF F8 > = 100 THEN X8 = X8 - 1
243 X9 = 6
245 IF F9 > = 100 THEN X9 = X9 - 1
247 X0 = 6
250 IF F0 > = 100 THEN X0 = X0 - 1
252 Y1 = 5
255 IF G1 > = 100 THEN Y1 = Y1 - 1
257 Y2 = 5
260 Y3 = 5
263 Y4 = 4
265 Y5 = 5
267 Y6 = 5
269 Y7 = 3
271 IF G7 > = 100 THEN Y7 = Y7 - 1
273 Y8 = 5
275 Y9 = 6
277 IF G9 > = 1 THEN Y9 = Y9 - 1
279 Y0 = 5

```

```

285 IF I1 > = 1 THEN Z1 = Z1 - 1
287 Z2 = 6
289 Z3 = 6
291 IF I3 > = 10 THEN Z3 = Z3 - 1
293 IF I3 > = 100 THEN Z3 = Z3 - 1
295 Z4 = 7
297 IF I4 > = 10 THEN Z4 = Z4 - 1
299 Z5 = 7
301 IF I5 > = 10 THEN Z5 = Z5 - 1
303 Z6 = 7
305 IF I6 > = 10 THEN Z6 = Z6 - 1
307 Z7 = 6
309 IF I7 > = 10 THEN Z7 = Z7 - 1
311 IF I7 > = 100 THEN Z7 = Z7 - 1
313 Z8 = 6
315 IF I8 > = 10 THEN Z8 = Z8 - 1
3:

```

```

19 GOTO 400

```

```

320 QK = S1
323 QP = S2
325 QR = S3
327 Q2C = Q2C * L1
329 Q3 = Q3 * L1
330 Q3R = Q3R * L1
332 E5 = (QP - Q2C) / (S1 * PI * D1 * (T1 ^ 4 - T2 ^ 4))
333 E6 = E5 * (D2 + D1) / (D2 + E5 * D1)
335 G5 = INT (QK / (H1 * (T2 + T3)) * 1000 + .5)
337 G6 = INT (G5 / KC / 10 + .5)
340 G7 = INT (T1 - T4 + .5)
343 G8 = INT (T1 - T2 + .5)
345 G9 = INT (QK / (T1 - T2) * 100 + .5) / 100
347 G0 = INT (QK / (T2 - T3) * 100 + .5) / 100
350 I1 = INT (QK / (T3 - T4) * 100 + .5) / 100
353 I2 = INT (QK / (T1 - T4) * 100 + .5) / 100
355 I3 = INT (Q2C + .5)
356 TI = T3
357 I4 = INT (Q3 + .5)
358 T0 = T4
359 I5 = INT (Q3R + .5)
360 D = D3
362 I6 = INT (RI * 1E - 4 + .5)
365 I7 = INT (RO * 1E - 4 + .5)
366 GOSUB 1000
367 I8 = INT (R * 1E - 4 + .5)
368 D = (D2 - D1) / 2
369 TI = T1
370 T0 = T2
371 RE = R
372 GOSUB 1000
374 I9 = INT (R * 1E - 2 + .5) / 100
375 I0 = INT (N1 + .5)
377 J1 = INT (N6 + .5)
379 N7 = .53 * RE ^ .25
380 J2 = INT (ER * 100 + .5) / 100
382 J3 = INT (N7 + .5)
383 QM = N7 * PI * K7 * (T3 - T4) + Q3R
385 J4 = INT (QM + .5)
387 CMC = QM - Q3R
388 E7 = (QP - CMC) / (S1 * PI * D3 * (T3 ^ 4 - T4 ^ 4))
389 J5 = INT (CMC + .5)
390 GOTO 145
400 Z9 = 4
405 IF I9 > = 10 THEN Z9 = Z9 - 1
410 IF I9 > = 100 THEN Z9 = Z9 - 1

```

```

425 IF I8 > = 100 THEN Z0 = Z0 - 1
430 W1 = 6
435 IF J1 > = 10 THEN W1 = W1 - 1
440 IF J1 > = 100 THEN W1 = W1 - 1
445 W2 = 4
450 GOTO 147
455 RETURN
800 T0 = (T1 + T2) / 2
810 T1 = T1
820 D = D1
830 GOSUB 1000
840 GOSUB 2000
845 R1 = R
850 D = D2
860 T1 = T0
870 T0 = T2
875 K1 = K
880 GOSUB 1000
885 GOSUB 3000
890 R0 = R
895 RETURN
900 D = D3
905 T0 = T4
910 T1 = T3
915 GOSUB 1000
920 GOSUB 2000
925 RETURN
950 N6 = 2 / LOG (N2)
955 Q03 = N6 * PI * K * (T3 - T4)
960 Q3R = S1 * E3 * PI * D3 * (T3 ^ 4 - T4 ^ 4)
965 Q0R = Q03 + Q3R
966 TM = (T2 + T3) / 2
968 KC = .81832 * EXP (3.3646E - 3 * TM)
970 K7 = K
971 QP = R1 * KC * (T2 - T3)
975 RETURN
1000 REM CALCULO DENSIDADES, VISC. CINEMATICA, PRANDTL, COND. TERMICA, G. B/V^2, Y RAYLEIGH
1010 T = (T1 + T0) / 2
1060 L5 = 1.24998
1070 L6 = - 0.09962
1080 L7 = 4.083E18
1090 L8 = - 4.4357
1100 L9 = 1.77E - 4
1110 L0 = 0.876233
1140 PR = L5 * T ^ L6
1150 G8 = L7 * T ^ L8
1160 K = L9 * T ^ L0
1170 R = G8 * PR * (T1 - T0) * D ^ 3
1180 RETURN
1200 DT = .1
1205 TE = T3
1210 D = D5
1215 TI = TE
1220 T0 = T4
1225 GOSUB 1350
1230 TE = TE + DT
1232 TI = TE
1234 LB = LA
1236 GOSUB 1350
1238 LC = (LA - LB) / DT
1240 TE = (TE - DT) - LB / LC
1242 TI = TE
1244 GOSUB 1350
1246 KN = KC

```

```

1250 TI = TE - DT
1252 CE = 2 * PI * KH * (T1 - TE) / LOG (D5 / D1)
1254 GOSUB 1350
56 IF LD * LA < = 0 THEN GOTO 90
PRINT " ": PRINT "      CE = "CE: PRINT "      TE = "TE - 273
1261 PRINT "LD = "LD: PRINT "      LA = "LA: PRINT "      LA*LD = "LA * LD
1262 TI = TE + DT
1264 GOSUB 1350
1266 IF LD * LA < = 0 THEN GOTO 90
1268 GOTO 1239
1350 GOSUB 1000
1352 TM = (T1 + TE) / 2
1354 KC = .01032 * EXP (3.9646E - 3 * TM)
1356 LA = PI * (2 * KC * (T1 - TE) / LOG (D5 / D1) - .53 * R ^ .25 * K * (TE - T4) - SI * D5 * E3 * (TE ^ 4 - T4 ^ 4))
1358 RETURN
2000 REM CALCULO DE NUSSELT DESDE CIL INT.
2000 C3 = 0.518 * R ^ (1 / 4)
2040 C4 = 1 + (0.559 / FR) ^ (3 / 5)
2050 C5 = 0.1 * R ^ (1 / 3)
2060 C6 = 9.04162
2070 N2 = 1 + 2 / (((C3 * C4 ^ (- 5 / 12)) ^ 15 + C5 ^ 15) ^ (1 / 15))
2080 RETURN
3000 REM CALCULO NUSSELT DESDE CIL HACI EXTERIOR CO CORRECCION G
3001 C1 = 1 + 0.6 / FR ^ .7
3002 C2 = .4 + 2.6 * FR ^ .7
3010 G = (C1 ^ (- 5) + C2 ^ (- 5)) ^ (- 1 / 5)
0 C7 = 0.587 * G * R ^ (1 / 4)
3030 C8 = 0.1 * R ^ (1 / 3)
3040 N4 = 1 - 2 / ((C6 ^ (5 / 3) + C7 ^ (5 / 3)) ^ 9 + C8 ^ 15) ^ (1 / 15)
3050 RETURN
4000 H = (D1 ^ 2 + D2 ^ 2) / 2 / D1 / D2
4010 N5 = 2 / LOG (H + SQRT (H ^ 2 - 1))
4020 N1 = ((2 / LOG (N2 / N4)) ^ 15 + N5 ^ 15) ^ (1 / 15)
4025 K1 = (K1 + K) / 2
4030 Q2C = N1 * K1 * PI * (T1 - T2)
4040 KM = INT (N1 / N5 * 100) / 100
4050 QR2 = SI * D1 * (T1 ^ 4 - T2 ^ 4) * PI / (1 / E1 + D1 / D2 * (1 / E2 - 1))
60 QK = Q2C + QR2
4070 RETURN
: 5010 I      10 D: .E2-

```

5

5030 DATA	75,162,113,37,19,41,3	5	
5040 DATA	94,185,130,41,20,46,3	9	
5050 DATA	102,201,141,45,22,50,	44	
5060 DATA	109,209,146,43,20,50,	42	
5070 DATA	120,225,159,49,21,56	,	48
5080 DATA	127,238,168,50,23,59,	50	

PROGRAMA : C A L O R T E O R I C O V A R I A N D O T 1, G A P Y E S P E S O R A I S L A N T E

Q	QE	Q/QE	T1	T2	T3	T4	T1-T4	T1-T2	KE	KC	D1	D2	D3	DE
R12	R23	R34	RT	Q12C	Q12R	Q34C	Q34R	RI	RO	RE	RR	MUR	NUE	TE
T2-T4	T3-T4	EX												
14	15	93.9	100	88	33	20	88	12	100	40	25.4	30.4	78	76.2
87	3.87	.94	5.69	13	1	12	2	1	2	185	0	11.1	11	34
68	13	0												
25	27	92.7	150	130	42	20	130	19	100	45	25.4	30.4	78	76.2
77	3.5	.85	5.13	24	1	22	3	1	2	286	0	11.1	12.3	43
118	22	0												
39	42	91.5	200	173	51	20	180	27	100	50	25.4	30.4	78	76.2
69	3.15	.79	4.65	36	3	34	5	1	2	379	0	11.1	13.2	53
153	31	0												
55	60	90.4	250	216	60	20	230	34	100	57	25.4	30.4	78	76.2
63	2.85	.73	4.22	50	5	48	7	1	1	467	0	11.1	13.9	64
196	40	0												
73	82	88.9	300	258	71	20	280	41	100	64	25.4	30.4	78	76.2
57	2.56	.69	3.83	66	7	64	9	1	1	548	0	11.1	14.4	77
238	51	0												
13	15	86.6	100	67	32	20	80	33	101	40	25.4	45.4	85	76.2
2.56	2.69	.9	6.17	11	2	11	2	3	24	185	0	3.5	11.5	34
47	12	0												
23	27	85.2	150	97	39	20	130	52	101	45	25.4	45.4	85	76.2
2.26	2.49	.82	5.58	19	4	20	3	3	24	286	0	3.5	12.8	43
77	19	0												
35	42	84	200	129	47	20	180	71	100	50	25.4	45.4	85	76.2
2	2.31	.75	5.07	28	7	31	5	3	22	379	0	3.5	13.7	53
109	27	0												
50	60	82.5	250	161	55	20	230	88	100	57	25.4	45.4	85	76.2
1.77	2.13	.71	4.62	38	12	43	6	2	18	467	0	3.5	14.4	64
141	35	0												
66	82	81	300	195	65	20	280	105	100	64	25.4	45.4	85	76.2
1.58	1.95	.67	4.21	48	18	58	9	2	15	548	0	3.5	15.1	77
175	45	0												
14	15	94	100	62	32	20	80	37	128	40	25.4	55.4	90.7	76.2
2.69	2.13	.85	5.68	12	2	12	2	4	51	185	2	3.3	12.1	34
42	12	0												
25	27	92.4	150	90	40	20	130	60	127	45	25.4	55.4	90.7	76.2
2.38	1.99	.77	5.15	21	5	22	4	4	53	286	2	3.3	13.5	43
70	20	0												
39	42	89.8	200	148	48	20	180	81	124	50	25.4	55.4	90.7	76.2

98	28	0													
53	68	87.6	250	147	56	28	238	103	119	57	25.4	55.4	98.7	76.2	
1.95	1.72	.67	4.15	39	14	46	7	3	43	467	1	3.1	15.2	64	
127	36	0													
78	82	85	388	176	65	28	288	123	115	64	25.4	55.4	98.7	76.2	
1.77	1.59	.63	4.01	48	21	61	9	2	37	548	1	3	15.8	77	
156	45	0													

16	15	104	188	59	33	28	88	48	161	48	25.4	65.4	97.2	76.2
2.61	1.72	.8	5.14	13	2	13	2	4	93	185	5	3.4	12.9	34
39	13	0												

28	27	102.2	158	85	48	28	138	64	168	45	25.4	65.4	97.2	76.2
2.31	1.61	.73	4.66	23	5	24	4	4	98	286	5	3.4	14.3	43
65	28	0												

42	42	99.3	288	112	49	28	188	88	155	58	25.4	65.4	97.2	76.2
2.1	1.5	.68	4.28	33	9	37	6	3	92	378	4	3.3	15.3	53
92	29	0												

58	68	96.7	258	139	57	28	238	111	158	57	25.4	65.4	97.2	76.2
1.9	1.4	.63	3.94	43	15	51	8	3	82	467	4	3.2	16.1	64
119	37	0												

77	82	93.6	388	166	66	28	288	133	144	64	25.4	65.4	97.2	76.2
1.74	1.3	.6	3.64	53	24	67	18	2	71	548	3	3.1	16.7	77
146	46	0												

17	15	113.3	188	57	33	28	88	43	198	48	25.4	75.4	104.1	76.2
2.54	1.41	.75	4.71	14	3	14	3	4	155	185	18	3.5	13.6	34
37	13	0												

38	27	111.4	158	81	41	28	138	68	189	45	25.4	75.4	104.1	76.2
2.26	1.32	.68	4.27	25	6	26	4	4	167	286	18	3.5	15.1	43
61	21	0												

46	42	108.2	288	186	49	28	188	93	184	58	25.4	75.4	104.1	76.2
2.85	1.24	.64	3.93	36	18	48	6	4	158	379	9	3.4	16.2	53
86	29	0												

63	68	105.2	258	131	58	28	238	118	178	57	25.4	75.4	104.1	76.2
1.86	1.15	.59	3.62	47	17	55	9	3	141	467	8	3.3	17	64
111	38	0												

83	82	181.7	388	158	67	28	288	142	171	64	25.4	75.4	104.1	76.2
1.7	1.88	.56	3.35	58	25	72	11	2	123	548	6	3.1	17.7	77
138	47	0												

CALORES EN W/M DIAMETROS EN MM
 EMISIVIDADES E1 Y E2 = .1 EMISIVIDAD E3 = .1
 TEMPERATURAS EN C

]
]
]
]
]
]

1.95	1.8	34	4.1	42	15	22	35	3	48	322	1	3.1	13.5	45
121	19	0												
74	87	85	388	159	44	28	280	131	117	61	25.4	55.4	98.7	76.2
1.77	1.68	33	3.79	51	22	25	45	2	41	369	1	3	14.1	52
149	24	0												

17	16	184.1	188	56	26	20	80	43	164	39	25.4	65.4	97.2	76.2
2.58	1.75	37	4.72	14	3	6	11	5	103	101	5	3.5	11	27
36	6	0												

30	29	182.7	158	81	31	20	130	69	162	44	25.4	65.4	97.2	76.2
2.3	1.65	35	4.3	25	5	11	19	4	110	168	5	3.4	12.4	33
61	11	0												

45	45	180	200	186	35	20	180	94	158	49	25.4	65.4	97.2	76.2
2.08	1.56	33	3.98	35	18	17	29	4	104	235	5	3.3	13.4	38
86	15	0												

62	64	96.9	258	132	48	20	230	118	152	55	25.4	65.4	97.2	76.2
1.9	1.47	32	3.7	46	16	24	39	3	92	302	4	3.2	14.3	45
112	20	0												

82	87	94	360	158	45	20	280	142	146	61	25.4	65.4	97.2	76.2
1.74	1.38	3	3.43	57	25	32	50	2	80	369	3	3.1	14.9	52
138	25	0												

19	16	113.9	188	53	27	20	80	46	194	39	25.4	75.4	104.1	76.2
2.52	1.44	35	4.31	16	3	6	13	5	174	101	11	3.6	11.6	27
33	7	0												

33	29	112.3	150	76	31	20	130	74	193	44	25.4	75.4	104.1	76.2
2.24	1.36	32	3.93	27	6	12	21	5	188	168	11	3.6	13.1	33
56	11	0												

49	45	109.3	200	99	36	20	180	100	187	49	25.4	75.4	104.1	76.2
2.03	1.29	31	3.64	39	11	18	31	4	179	235	10	3.5	14.2	38
79	16	0												

68	64	105.8	250	123	41	20	230	126	181	55	25.4	75.4	104.1	76.2
1.86	1.21	3	3.38	51	17	26	43	3	161	302	8	3.3	15.1	45
103	21	0												

89	87	102.5	300	148	46	20	280	151	174	61	25.4	75.4	104.1	76.2
1.7	1.14	28	3.14	62	27	34	55	3	141	369	7	3.2	15.8	52
128	26	0												

CALORES EN W/M
 EMISIVIDADES E1 Y E2 = .1
 TEMPERATURAS EN C

DIAMETROS EN MM
 EMISIVIDAD E3 = 1

- J
- J
- J
- J
- J
- J
- J
- J
- J

PROGRAMA : C A L O R T E O R I C O VARIANDO TΔ GAP Y ESPESOR AISLANTE

Q	QE	Q/QE	T1	T2	T3	T4	T1-T4	T1-T2	KE	KC	D1	D2	D3	DE
R12	R23	R34	RT	G12C	G12R	G34C	G34R	RI	RO	RE	RA	NUA	NUZ	TE
T2-T4		T3-T4		EX										
19	20	95.3	100	91	25	20	80	8	100	39	50.8	55.8	129.1	127
45	3.47	.29	4.22	18	1	6	13	6	9	372	0	21.3	13.1	26
71	5	0												
34	36	94.6	150	136	29	20	130	13	100	44	50.8	55.8	129.1	127
4	3.15	.27	3.83	32	2	11	23	6	8	629	0	21.3	14.9	30
116	9	0												
52	55	93.8	200	181	34	20	180	18	100	48	50.8	55.8	129.1	127
36	2.86	.26	3.48	40	4	18	34	5	7	886	0	21.3	16.2	35
161	14	0												
73	78	93	250	225	38	20	230	23	100	54	50.8	55.8	129.1	127
32	2.59	.25	3.17	66	6	26	46	4	6	1155	0	21.3	17.3	40
286	18	0												
97	105	92	300	271	42	20	280	28	100	60	50.8	55.8	129.1	127
29	2.34	.24	2.88	87	10	36	61	3	5	1432	0	21.3	18.2	46
251	23	0												
18	20	88.4	100	74	25	20	80	25	100	39	50.8	70.8	136.2	127
1.45	2.8	.28	4.55	15	3	5	13	20	64	372	0	6	13.4	26
54	5	0												
31	36	87.7	150	110	28	20	130	39	100	44	50.8	70.8	136.2	127
1.27	2.59	.26	4.13	26	6	10	21	18	62	629	0	6	15.1	30
90	8	0												
48	55	86.9	200	147	32	20	180	53	100	48	50.8	70.8	136.2	127
1.11	2.39	.25	3.76	37	10	16	32	15	53	886	0	6	16.5	35
127	12	0												
67	78	85	250	184	36	20	230	65	100	54	50.8	70.8	136.2	127
97	2.2	.24	3.42	50	17	24	43	12	44	1155	0	6	17.6	40
164	16	0												
90	105	85	300	223	41	20	280	77	100	60	50.8	70.8	136.2	127
86	2.82	.23	3.12	64	26	32	57	9	35	1432	0	6	18.6	46
203	21	0												
18	20	89.4	100	68	25	20	80	31	100	39	50.8	80.8	141.7	127
1.78	2.43	.27	4.5	14	3	5	13	25	125	372	1	4.7	13.7	26
48	5	0												
32	36	88.7	150	100	28	20	130	49	100	44	50.8	80.8	141.7	127
1.56	2.27	.25	4.09	25	7	10	22	23	124	629	1	4.7	15.4	30
80	8	0												
48	55	87.4	200	134	32	20	180	66	105	48	50.8	80.8	141.7	127
1.38	2.11	.24	3.74	35	13	16	32	19	110	886	1	4.6	16.8	35

87	137	81.4	250	189	49	29	220	63	183	56	114.3	144.3	239.5	215.9
73	1.57	.33	2.64	69	18	73	14	134	354	9225	1	8.6	23.7	39
166	39	0												
116	145	82	303	224	57	20	288	75	183	63	114.3	144.3	239.5	215.9
65	1.42	.31	2.4	89	27	99	19	164	290	10900	1	8.6	31	67
284	37	0												
23	27	85.8	180	73	39	28	88	27	113	48	114.3	154.3	239.5	215.9
1.19	1.87	.41	3.49	29	3	19	4	246	728	3567	3	7.5	23.8	39
53	10	0												
41	49	84.5	158	187	35	29	138	43	111	44	114.3	154.3	239.5	215.9
1.05	1.73	.27	3.16	34	7	34	7	228	717	5586	3	7.4	26.5	39
87	15	0												
62	75	82.6	208	141	42	28	189	59	188	58	114.3	154.3	239.5	215.9
.95	1.59	.35	2.9	59	12	52	18	192	640	7349	2	7.2	28.5	47
121	22	0												
86	187	88.7	258	176	48	29	230	74	185	56	114.3	154.3	239.5	215.9
.86	1.47	.33	2.66	66	20	72	14	156	545	9225	2	7	38.1	56
156	28	0												
115	145	78.8	388	211	56	28	288	89	183	63	114.3	154.3	239.5	215.9
.77	1.35	.31	2.44	83	32	96	16	126	454	10988	2	6.9	31.5	67
191	36	0												
24	27	93.3	180	71	38	28	88	28	138	48	114.3	164.3	246.1	215.9
1.18	1.72	.4	3.31	21	3	28	5	257	916	3567	6	7.6	24.4	32
51	18	0												
43	49	88.8	158	185	36	28	138	45	136	44	114.3	164.3	246.1	215.9
1.04	1.59	.36	3.81	36	7	36	8	239	918	5586	6	7.5	27.2	39
85	16	0												
65	75	86.6	208	138	42	28	188	61	131	58	114.3	164.3	246.1	215.9
.95	1.47	.34	2.76	52	13	54	11	282	826	7349	5	7.3	29.2	47
118	22	0												
98	187	84.2	258	172	49	28	238	78	126	56	114.3	164.3	246.1	215.9
.86	1.36	.32	2.55	68	22	75	15	166	713	9225	4	7	38.9	56
152	29	0												
119	145	81.7	388	205	56	28	288	94	128	63	114.3	164.3	246.1	215.9
.79	1.25	.3	2.35	85	34	100	19	135	683	10988	3	6.7	32.2	67
185	36	0												

CALORES EN W/M
EMISIVIDADES E1 Y E2 = .05
TEMPERATURAS EN C

DIAMETROS EN MM
EMISIVIDAD E3 = .1

J
J
J
J
J
J
J
J
J

90	112	86.6	358	151	35	20	230	58	100	54	114.3	144.3	233.2	215.9
59	1.6	.15	2.75	64	34	31	67	119	314	5212	1	8.6	25.7	28
171	15	0												
131	153	86.2	303	232	39	20	288	68	100	60	114.3	144.3	233.2	215.9
51	1.45	.14	2.12	81	51	43	88	92	247	6497	0	8.6	27.2	43
212	19	0												
26	29	89	139	73	24	20	80	25	112	39	114.3	154.3	239.5	215.9
1.05	1.89	.17	3.11	29	6	7	19	242	787	1641	3	7.5	19.9	25
53	4	0												
46	52	88.7	150	189	27	20	130	41	110	43	114.3	154.3	239.5	215.9
9	1.75	.15	2.82	33	13	13	33	218	680	2886	3	7.4	22.3	29
88	7	0												
78	80	88	200	145	31	20	188	55	107	48	114.3	154.3	239.5	215.9
79	1.62	.15	2.56	46	24	22	49	179	582	3978	2	7.2	24.4	33
125	11	0												
99	113	87.3	250	182	35	20	238	67	104	54	114.3	154.3	239.5	215.9
68	1.49	.14	2.33	60	39	31	67	141	475	5212	2	7	26.1	38
162	15	0												
133	153	86.9	300	221	39	20	288	79	102	60	114.3	154.3	239.5	215.9
59	1.37	.14	2.11	74	59	43	89	110	377	6497	1	6.8	27.7	43
201	19	0												
27	29	94	100	72	25	20	80	28	137	39	114.3	164.3	246.1	215.9
1.03	1.74	.16	2.94	21	7	7	20	254	902	1641	6	7.6	20.3	25
52	5	0												
49	52	93.7	150	186	28	20	130	43	134	43	114.3	164.3	246.1	215.9
89	1.61	.15	2.67	35	14	14	35	230	874	2886	5	7.4	22.9	29
86	8	0												
74	80	92.7	200	142	31	20	188	58	129	48	114.3	164.3	246.1	215.9
78	1.49	.15	2.43	48	26	23	52	189	756	3978	5	7.1	25.1	33
122	11	0												
103	113	91.6	250	178	35	20	238	71	123	54	114.3	164.3	246.1	215.9
69	1.38	.14	2.22	62	42	33	71	151	626	5212	4	6.8	26.8	38
158	15	0												
138	153	90.6	300	215	39	20	288	84	117	60	114.3	164.3	246.1	215.9
61	1.27	.13	2.82	74	64	45	93	119	586	6497	3	6.5	28.3	43
195	19	0												

CALORES EN W/M
 EMISIVIDADES E1 Y E2 = .1
 TEMPERATURAS EN C.

DIAMETROS EN MM
 EMISIVIDAD E3 = 1

PROGRAMA : C A L O R T E O R I C O VARIANDO TO. 690. Y ESPESOR AISLANTE

R	GE	G/GE	T1	T2	T3	T4	T1-T4	T1-T2	KE	KC	D1	D2	D3	DE
R12	R23	R34	RT	G120	G12R	G340	G34R	RI	RO	RE	RA	MUR	MUE	TE
T2-T4	T3-T4	EX												
32	33	95.3	130	95	32	20	88	4	100	40	152.4	157.4	257	254
15	1.99	.37	2.52	30	1	26	6	58	111	6886	0	62	26.4	32
73	12	0												
57	60	95.6	158	142	40	20	130	7	100	44	152.4	157.4	257	254
13	1.78	.34	2.26	54	3	48	18	89	103	9485	0	62	29.4	48
122	20	0												
88	93	95.3	200	189	48	20	180	10	100	50	152.4	157.4	257	254
12	1.6	.31	2.83	82	6	74	15	74	96	12687	0	62	31.6	49
169	28	0												
125	132	94.7	250	236	57	20	230	13	100	56	152.4	157.4	257	254
11	1.43	.29	1.83	114	11	105	20	61	71	15715	0	62	33.4	59
216	37	0												
189	180	94	300	283	67	20	280	17	100	63	152.4	157.4	257	254
1	1.28	.27	1.65	151	10	141	27	49	58	18686	0	62	34.8	70
263	47	0												
29	33	89.5	100	84	31	20	80	15	100	40	152.4	172.4	266.5	254
53	1.81	.37	2.71	25	5	24	6	322	514	6886	0	16.2	26.6	32
64	11	0												
53	60	89.9	150	126	38	20	130	24	100	44	152.4	172.4	266.5	254
45	1.64	.33	2.44	43	10	44	9	289	479	9485	0	16.2	29.6	40
106	18	0												
82	93	88.2	200	167	45	20	180	32	100	50	152.4	172.4	266.5	254
39	1.49	.31	2.2	63	19	68	14	235	401	12687	0	16.2	31.9	49
147	25	0												
116	132	87.5	250	210	54	20	230	40	100	56	152.4	172.4	266.5	254
34	1.34	.29	1.99	85	31	96	19	186	323	15715	0	16.2	33.7	59
190	34	0												
156	180	86.7	300	252	63	20	280	47	100	63	152.4	172.4	266.5	254
3	1.21	.27	1.79	108	48	130	26	146	258	18686	0	16.2	35.2	70
232	43	0												
29	33	87.1	100	79	31	20	80	20	100	40	152.4	182.4	273.1	254
72	1.69	.36	2.79	23	6	23	5	434	848	6886	1	11.1	26.9	32
59	11	0												
52	60	86.7	150	118	37	20	130	32	100	44	152.4	182.4	273.1	254
61	1.55	.33	2.5	39	13	43	9	389	797	9485	1	11.1	29.9	40
98	17	0												
88	93	86.3	200	158	45	20	180	42	100	50	152.4	182.4	273.1	254
53	1.41	.3	2.25	56	24	66	14	314	686	12687	1	11.1	32.3	49

45	1.33	1.12	1.92	76	42	37	82	252	577	6524	1	11.1	29.3	39
175	15	0												
161	189	84.8	362	226	48	29	288	62	193	69	152.4	192.4	273.1	254
39	1.21	.12	1.74	58	63	52	189	293	454	11896	8	11.1	31	45
215	26	0												
31	35	85.8	198	74	25	28	88	26	196	39	152.4	192.4	279.8	254
84	1.61	.14	2.6	23	8	8	23	553	1319	2830	3	9.1	22.4	26
54	5	0												
55	64	85.7	158	119	28	28	138	48	165	43	152.4	192.4	279.8	254
72	1.49	.13	2.35	39	17	16	48	495	1248	4824	3	9	25.3	29
98	8	0												
84	99	85.3	288	147	31	28	188	52	183	48	152.4	192.4	279.8	254
62	1.37	.13	2.13	54	38	25	68	481	1854	6926	2	8.8	27.7	34
127	11	0												
119	148	85	258	186	35	28	239	64	181	54	152.4	192.4	279.8	254
53	1.26	.12	1.92	71	48	37	82	313	847	8924	2	8.7	29.7	39
166	15	0												
161	189	84.8	388	226	48	29	288	74	188	68	152.4	192.4	279.8	254
46	1.15	.12	1.74	88	73	51	189	241	666	11896	1	8.6	31.4	45
286	28	0												
32	36	89.5	188	73	25	28	88	27	128	39	152.4	202.4	286.8	254
85	1.5	.14	2.49	24	8	9	24	582	1618	2830	6	9.1	22.9	26
53	5	0												
58	64	89.3	158	188	28	28	138	42	125	43	152.4	202.4	286.8	254
73	1.39	.13	2.25	48	18	16	41	524	1556	4824	5	8.9	25.9	29
88	8	0												
88	99	89.5	288	144	31	28	188	56	128	48	152.4	202.4	286.8	254
64	1.28	.12	2.85	55	32	26	62	429	1336	6826	4	8.5	28.3	34
124	11	0												
123	148	87.5	258	181	35	28	238	68	115	54	152.4	202.4	286.8	254
56	1.18	.12	1.87	71	52	38	85	348	1096	8924	4	8.1	30.2	39
161	15	0												
165	189	86.9	388	219	48	28	288	88	189	68	152.4	202.4	286.8	254
49	1.98	.11	1.7	85	79	52	112	266	878	11896	3	7.8	32	45
199	28	0												

CALORES EN W/M
 EMISIVIDADES E1 Y E2 = .1
 TEMPERATURAS EN °C

DIAMETROS EN MM
 EMISIVIDAD E3 = 1

PROGRAMA : CALOR TEORICO VARIANDO T1, GAP Y ESPESOR AISLANTE

Q	QE	Q/QE	T1	T2	T3	T4	T1-T4	T1-T2	KE	KC	D1	D2	D3	DE
R12	R23	R34	RT	Q12C	Q12R	Q34C	Q34R	RI	RO	RE	RA	NUA	NUE	TE
T2-T4	T3-T4	EX												
34	41	82.3	188	73	38	28	88	27	128	48	283.2	253.2	348.2	384.8
8	1.25	.31	2.36	29	5	27	7	1366	3134	11127	6	11	31.6	33
53	18	0												
61	75	81	158	187	37	28	138	42	118	45	283.2	253.2	348.2	384.8
7	1.15	.27	2.14	49	11	49	11	1262	3189	17279	5	18.8	35.2	42
87	17	0												
92	116	79.2	288	142	44	28	188	58	114	58	283.2	253.2	348.2	384.8
63	1.06	.25	1.96	71	21	75	16	1862	2768	23832	5	18.5	37.8	51
122	24	0												
128	165	77.3	258	177	51	28	238	73	118	56	283.2	253.2	348.2	384.8
57	98	.24	1.8	93	35	185	22	865	2358	28428	4	18.1	39.9	61
157	31	0												
169	224	75.5	388	212	59	28	288	87	188	64	283.2	253.2	348.2	384.8
51	.9	.23	1.65	116	54	148	29	696	1964	33622	3	9.7	41.7	73
192	39	0												
36	41	87.1	188	84	31	28	88	15	188	48	283.2	223.2	318.5	384.8
43	1.47	.32	2.23	33	3	29	7	767	1128	11127	8	21.3	38.7	33
64	11	0												
64	75	86.1	158	125	39	28	138	24	188	45	283.2	223.2	318.5	384.8
38	1.34	.28	2.81	58	7	53	12	781	1867	17279	8	21.3	34.2	42
185	19	0												
98	116	84.9	288	166	46	28	188	33	188	58	283.2	223.2	318.5	384.8
34	1.21	.26	1.83	86	12	81	17	582	912	23832	8	21.3	36.7	51
146	26	0												
138	165	83.7	258	287	55	28	238	42	188	56	283.2	223.2	318.5	384.8
3	1.1	.25	1.66	117	21	115	24	489	754	28428	8	21.3	38.8	61
187	35	0												
185	224	82.4	388	249	64	28	288	51	188	64	283.2	223.2	318.5	384.8
27	.99	.23	1.51	152	33	153	31	376	616	33622	8	21.3	48.5	73
229	44	0												
34	41	83	188	79	31	28	88	21	188	48	283.2	233.2	325.6	384.8
62	1.4	.31	2.34	38	4	28	7	1856	1824	11127	1	14.5	38.8	33
59	11	0												
61	75	82	158	116	38	28	138	33	188	45	283.2	233.2	325.6	384.8
54	1.23	.28	2.11	52	9	58	11	966	1761	17279	1	14.5	34.3	42
96	18	0												
94	116	88.9	288	155	45	28	188	45	188	58	283.2	233.2	325.6	384.8
48	1.17	.26	1.92	77	16	77	17	796	1515	23832	1	14.5	36.9	51

PROGRAMA : C A L O R T E O R I C O VARIANDO T1, GAP Y ESPESOR AISLANTE

Q	QE	Q/QE	T1	T2	T3	T4	T1-T4	T1-T2	KE	KC	D1	D2	D3	DE
R12	R23	R34	RT	Q12C	Q12R	Q34C	Q34R	RI	RO	RE	RA	NUA	NUE	TE
T2-T4	T3-T4	EX												
35	41	86.4	180	75	31	20	80	24	118	40	203.2	253.2	348.2	304.8
69	1.25	.3	2.25	26	10	28	7	1241	2895	11127	5	10.7	31.9	33
55	11	0												
64	75	86.1	150	112	38	20	130	38	115	45	203.2	253.2	348.2	304.8
59	1.14	.27	2.81	43	21	52	12	1117	2681	17279	5	19.5	35.6	42
92	18	0												
99	116	85.4	200	149	45	20	180	58	111	50	203.2	253.2	348.2	304.8
51	1.04	.25	1.82	60	39	81	18	913	2286	23832	4	10.1	38.3	51
129	25	0												
140	165	84.8	250	188	54	20	230	62	107	56	203.2	253.2	348.2	304.8
44	.95	.24	1.64	77	63	116	24	719	1856	28428	3	9.7	48.5	61
168	34	0												
189	224	84.3	300	227	63	20	280	72	103	64	203.2	253.2	348.2	304.8
38	.86	.22	1.48	94	95	157	33	559	1471	33622	2	9.4	42.3	73
297	43	0												
36	41	88.7	180	85	32	20	80	14	100	40	203.2	223.2	318.5	304.8
4	1.47	.32	2.19	31	6	29	7	715	1038	11127	0	21.3	30.8	33
65	12	0												
66	75	88.1	150	127	38	20	130	22	100	45	203.2	223.2	318.5	304.8
34	1.33	.28	1.97	53	43	54	12	642	965	17279	0	21.3	34.3	42
187	19	0												
101	116	87.5	200	169	47	20	180	30	100	50	203.2	223.2	318.5	304.8
3	1.2	.26	1.77	78	23	84	18	522	805	23832	0	21.3	36.9	51
149	27	0												
143	165	86.8	250	212	56	20	230	37	100	56	203.2	223.2	318.5	304.8
26	1.09	.25	1.6	105	39	119	25	412	648	28428	0	21.3	39	61
192	36	0												
193	224	86	300	255	66	20	280	44	100	64	203.2	223.2	318.5	304.8
23	.98	.23	1.45	133	59	168	33	324	516	33622	0	21.3	48.7	73
235	46	0												
35	41	85.9	180	80	31	20	80	19	100	40	203.2	233.2	325.6	304.8
55	1.39	.31	2.26	28	8	28	7	964	1647	11127	1	14.5	31	33
68	11	0												
64	75	85.5	150	120	38	20	130	30	100	45	203.2	233.2	325.6	304.8
47	1.27	.28	2.03	47	17	52	12	861	1540	17279	1	14.5	34.6	42
100	18	0												

59	116	84.2	200	160	40	20	180	39	50	203.2	233.2	325.6	304.8	
4	1.15	.26	1.82	68	30	81	17	694	1281	22032	1	14.5	37.3	51
159	26	0												
140	165	84.7	250	201	55	20	230	48	100	56	203.2	293.2	325.6	304.8
34	1.04	.24	1.64	91	49	116	24	543	1023	28420	0	14.5	35.4	61
181	35	0												
189	224	84.2	300	243	64	20	200	56	100	64	203.2	333.2	325.6	304.8
3	94	.23	1.48	114	75	157	32	421	886	33622	0	14.5	41.2	73
223	44	0												

35	41	84.4	180	77	31	20	80	23	192	40	203.2	243.2	332.8	304.8
67	1.32	.31	2.3	26	9	28	7	1159	2299	11127	2	11.4	31.3	33
57	11	0												
63	75	84.3	150	114	38	20	130	35	101	45	203.2	243.2	332.8	304.8
56	1.21	.28	2.06	43	20	51	12	1836	2170	17279	2	11.3	35	42
94	18	0												
97	116	84.1	200	153	45	20	180	47	100	50	203.2	243.2	332.8	304.8
48	1.1	.26	1.85	62	35	80	17	834	1813	23032	2	11.2	35.7	51
133	25	0												
138	165	83.9	250	193	54	20	230	57	100	56	203.2	243.2	332.8	304.8
41	1	.24	1.66	81	57	114	24	649	1444	20420	1	11.2	39.9	61
173	34	0												
188	224	83.6	300	234	63	20	200	66	100	64	203.2	243.2	332.8	304.8
35	9	.23	1.49	101	86	155	32	500	1131	33622	1	11.1	41.7	73
214	43	0												

35	41	86.4	180	75	31	20	80	24	118	40	203.2	253.2	340.2	304.8
69	1.25	.3	2.25	26	10	29	7	1241	2885	14127	5	10.7	34.9	33
55	11	0												
64	75	86.1	150	112	38	20	130	38	115	45	203.2	253.2	340.2	304.8
59	1.14	.27	2.01	43	21	52	12	1117	2891	17279	5	10.5	35.6	42
92	18	0												
99	116	85.4	200	149	45	20	180	50	111	50	203.2	253.2	340.2	304.8
51	1.04	.25	1.82	60	39	81	18	913	2206	23032	4	10.1	38.3	51
129	25	0												
140	165	84.8	250	188	54	20	230	62	107	56	203.2	253.2	340.2	304.8
44	95	.24	1.64	77	63	116	24	719	1856	28420	3	9.7	40.5	61
168	34	0												
189	224	84.3	300	227	63	20	200	72	103	64	203.2	253.2	340.2	304.8
38	85	.22	1.48	94	95	157	33	559	1471	33622	2	9.4	42.3	73
207	43	0												

CALORES EN W/M
 EMISIVIDADES E1 Y E2 = .1
 TEMPERATURAS EN C

DIAMETROS EN MM
 EMISIVIDAD E3 = .1

]]

173	16	8															
189	238	83.6	300	240	41	20	200	60	100	60	203.2	233.2	325.6	384.8			
3	89	1	1.4	121	76	62	137	449	873	19889	6	14.5	35.7	45			
220	21	8															
37	45	83.3	100	75	25	20	80	25	102	39	203.2	243.2	332.8	304.8			
65	1.34	12	2.13	28	18	9	28	1257	2524	5320	3	11.4	25.5	2			
55	5	0															
67	81	83.3	150	112	20	20	130	38	101	44	203.2	243.2	332.8	304.8			
56	1.24	11	1.92	47	21	19	49	1117	2376	8752	2	11.4	29.1				
92	8	0															
183	124	83.2	200	150	32	20	180	50	101	49	203.2	243.2	332.8	304.8			
48	1.14	11	1.74	65	37	30	74	897	1982	12362	2	11.2	31.8				
130	12	0															
146	176	83.1	250	189	36	20	230	60	100	54	203.2	243.2	332.8	304.8			
41	1.04	1	1.57	86	60	44	102	695	1576	16127	2	11.2	34.1	4			
169	16	0															
198	238	83	300	230	41	20	200	69	100	60	203.2	243.2	332.8	304.8			
35	95	1	1.41	107	90	62	136	534	1230	19889	1	11.1	36.1	46			
210	21	0															
38	45	85.5	100	73	25	20	80	26	120	39	203.2	253.2	340.2	304.8			
69	1.27	11	2.08	28	10	10	29	1340	3065	5320	5	10.9	26	26			
53	5	0															
69	81	85.3	150	109	20	20	130	40	117	44	203.2	253.2	340.2	304.8			
59	1.17	11	1.88	47	22	19	50	1200	2923	8752	5	10.7	29.6				
89	8	0															
185	124	84.7	200	146	32	20	180	54	112	49	203.2	253.2	340.2	304.8			
51	1.08	11	1.71	65	41	31	75	977	2490	12362	4	10.3	32.3				
126	12	0															
148	176	84.2	250	184	36	20	230	66	108	54	203.2	253.2	340.2	304.8			
44	99	1	1.55	82	66	45	104	769	2022	16127	3	9.8	34.6	40			
164	16	0															
199	238	83.8	300	223	40	20	200	77	104	60	203.2	253.2	340.2	304.8			
38	91	1	1.4	100	99	62	138	597	1601	19889	3	9.5	36.6	46			
203	20	0															

CALORES EN W/M
 EMISIVIDADES E1 Y E2 = .1
 TEMPERATURAS EN C

DIAMETROS EN MM
 EMISIVIDAD E3 = 1

PROGRAMA : CALOR TEORICO VARIANDO TL, CAP Y ESPESOR AISLANTE

Q	Q2	Q/DE	T1	T2	T3	T4	T1-T4	T1-T2	KE	KC	D1	D2	D3	Q2
R12	R23	R34	RT	Q12C	Q12R	Q34C	Q34R	RI	RO	RE	RA	NUA	NUB	TE
T2-T4	T3-T4	EX												
31	39	80.1	100	73	32	20	80	27	100	40	114.3	141.3	192.1	173.2
80	1.3	4	2.58	25	6	22	9	246	552	2454	1	9.4	21.4	36
53	12	0												
56	70	79.3	150	107	41	20	130	42	100	45	114.3	141.3	192.1	173.2
76	1.19	36	2.32	43	13	41	16	224	538	3712	1	9.4	23.9	46
87	21	0												
86	109	70.7	200	143	49	20	180	56	100	51	114.3	141.3	192.1	173.2
66	1.09	33	2.09	62	24	63	23	184	463	4916	1	9.4	25.6	58
123	29	0												
122	156	78	250	190	59	20	230	69	100	58	114.3	141.3	192.1	173.2
57	99	31	1.99	83	38	89	32	145	300	5992	1	9.4	27.1	71
160	39	0												
164	212	77.1	300	218	69	20	280	82	100	65	114.3	141.3	192.1	173.2
5	9	3	1.7	105	59	120	43	114	206	6944	0	9.4	28.2	85
198	49	0												

CALORES EN W/M
 EMISIVIDADES E1 Y E2 = .1
 TEMPERATURAS EN C

DIAMETROS EN MM
 EMISIVIDAD E3 = .2

PROGRAMA : CALORES EXPERIMENTALES - FIJOS-T1-T2-T3-T4

Q	Q12	Q12/Q	Q23	Q34K	Q34K/Q	QE	Q/QE	T1	T2	T3	T4	KE	KC	KR	KR	ER	
T1-T4	T1-T2	R12	R23	R34	RT	Q12C	Q12R	Q34C	Q34R	RI	RO	RE	RA	MUA	MUE	ER	
NUM	Q34M	Q034	E12	EE	E3	TE											
1	65	47	.72	.47	.72	.37	.57	60	109.2	134	94	36	17	100	39	40	193
	117	40	1.18	.81	2.47	.4	.39	8	30	7	25	60	484	.09	9	19	.25
	24	44	.37	.04	.07	.14	.43										
2	75	60	.80	.58	.77	.37	.49	74	102	156	108	38	19	100	41	42	182
	137	48	1.24	.85	3.14	.44	.49	11	30	7	24	59	392	.09	9	19	.42
	24	44	.37	.04	.07	.3	.50										
3	82	70	.85	.68	.83	.42	.51	86	95.5	176	123	45	24	100	42	44	195
	152	53	1.31	.89	3.32	.46	.56	14	34	8	22	54	396	.08	9	19	.43
	24	50	.42	.04	.07	.31	.59										
4	97	74	.76	.74	.76	.44	.45	93	104.3	181	125	39	17	100	42	42	190
	164	56	1.33	.86	3.38	.45	.59	15	36	8	22	56	457	.08	9	20	.47
	25	53	.45	.04	.07	.36	.54										
5	109	86	.79	.83	.76	.51	.47	106	102.7	198	136	43	18	100	43	45	185
	180	62	1.39	.92	3.44	.48	.67	19	42	10	21	54	500	.08	9	20	.46
	25	62	.52	.04	.06	.32	.60										
6	115	88	.77	.85	.74	.54	.47	109	105.3	205	143	50	24	100	45	46	182
	181	62	1.42	.94	3.38	.48	.68	19	44	11	19	50	472	.07	9	20	.42
	25	65	.54	.04	.06	.29	.66										
7	119	94	.79	.92	.77	.54	.45	117	101.6	213	148	48	22	100	45	46	182
	191	65	1.44	.94	3.61	.49	.73	21	44	10	19	49	486	.07	9	20	.48
	25	65	.55	.04	.07	.36	.67										
8	130	107	.82	1.04	.80	.59	.45	133	97.4	231	160	50	22	100	46	48	184
	209	71	1.51	.97	3.83	.51	.82	26	48	11	18	47	516	.07	9	20	.52
	25	71	.60	.04	.07	.39	.72										

DIAMETRO 1 = 11.43 DIAMETRO 2 = 14.13 DIAMETRO 3 = 19.2
 DIAMETRO EQUIVALENTE CONVENCIONAL = 17.32
 ESPESOR ANULAR = 1.35
 ENISIVIDADES E1 = .075 E2 = .075 E3 = .1 EE = .04
 EXCENTRICIDAD E = 0

PROGRAMA : CALORES EXPERIMENTALES - FIJOS-T1-T2-T3-T4

Q	Q12	Q12/0	Q23	Q34K	Q34K/0	QE	Q/QE	T1	T2	T3	T4	KE	KC	KR	KR		
T1-T4	T1-T2	R12	R23	R34	RT	Q120	Q12R	Q34C	Q34R	RI	RO	RE	RA	NUR	NUE	ER	
NUM	Q34M	Q034	E12	EE	E3	TE											
<hr/>																	
1	65	47	72	47	72	44	68	61	186.9	134	94	36	17	100	39	40	103
	117	40	1.18	.81	2.47	.4	39	8	30	14	25	60	484	.09	9	19	25
	24	51	37	.04	.07	.14	41										
2	75	69	80	58	77	44	59	75	99.9	156	108	38	19	100	41	42	102
	137	48	1.24	.85	3.14	.44	49	11	30	14	24	59	392	.09	9	19	42
	24	51	37	.04	.07	.3	47										
3	82	70	85	68	83	50	61	88	93.4	176	123	45	24	100	42	44	105
	152	53	1.31	.89	3.32	.46	56	14	34	17	22	54	396	.08	9	19	43
	24	59	42	.04	.07	.31	56										
4	97	74	76	74	76	52	54	95	102.3	181	125	39	17	100	42	42	100
	164	56	1.33	.86	3.38	.45	59	15	36	16	22	56	457	.08	9	20	47
	25	61	45	.04	.07	.36	51										
5	109	86	79	83	76	61	56	108	100.7	198	136	43	18	100	43	45	105
	180	62	1.39	.92	3.44	.48	67	19	42	19	21	54	500	.08	9	20	46
	25	71	52	.04	.06	.32	56										
6	115	89	77	85	74	65	57	112	103.1	205	143	50	24	100	45	46	102
	181	62	1.42	.94	3.38	.48	68	19	44	21	19	50	472	.07	9	20	42
	25	76	54	.04	.06	.29	62										
7	119	94	79	92	77	65	55	120	99.6	213	148	48	22	100	45	46	102
	191	65	1.44	.94	3.61	.49	73	21	44	21	19	49	486	.07	9	20	48
	25	75	55	.04	.07	.36	63										
8	130	107	82	104	80	71	55	136	95.5	231	160	50	22	100	46	48	104
	209	71	1.51	.97	3.83	.51	82	26	48	23	18	47	516	.07	9	20	52
	25	82	60	.04	.07	.39	67										

DIAMETRO 1 = 11.43 DIAMETRO 2 = 14.13 DIAMETRO 3 = 19.2

DIAMETRO EQUIVALENTE CONVENCIONAL = 17.32

ESPEJOR ANULAR = 1.35

EMISIVIDADES E1 = .075 E2 = .075 E3 = .2 EE = .04

EXCENTRICIDAD E = 0

J
J

PROGRAMA : CALORES EXPERIMENTALES - FIJOS-T1-T2-T3-T4

Q	Q12	Q12/Q	Q23	Q34K	Q34K/Q	QE	Q/QE	T1	T2	T3	T4	KE	KC	KR	KR	
T1-T4	T1-T2	R12	R23	R34	RT	Q12C	Q12R	Q34C	Q34R	T3	T4	RE	RA	NUA	NUE	ER
NUM	Q34M	Q034	E12	EE	E3	TE				RI	RO					
1																
65	59	77	47	72	37	57	68	109.2	134	94	36	17	100	39	42	108
117	49	1.25	.86	2.62	.43	39	11	39	7	25	68	484	.09	9	19	29
24	44	37	.04	.07	.14	43										
2																
75	64	85	59	77	37	49	74	102	156	108	38	19	100	41	44	107
137	48	1.33	.91	3.35	.46	49	15	30	7	24	59	392	.09	9	19	48
24	44	37	.04	.07	.3	50										
3																
82	75	91	68	83	42	51	86	95.5	176	123	45	24	100	42	47	112
152	53	1.41	.96	3.55	.49	56	19	34	8	22	54	396	.08	9	19	49
24	58	42	.04	.07	.31	59										
4																
97	89	82	74	76	44	45	93	104.3	181	125	39	17	100	42	45	107
164	56	1.42	.93	3.62	.49	59	20	36	8	22	56	457	.08	9	20	53
25	53	45	.04	.07	.36	54										
5																
109	92	84	83	76	51	47	106	102.7	190	136	43	18	100	43	49	114
180	62	1.49	.99	3.7	.51	67	25	42	10	21	54	500	.08	9	20	53
25	62	52	.04	.06	.32	60										
6																
115	95	83	85	74	54	47	109	105.3	205	143	50	24	100	45	50	111
181	62	1.53	1.02	3.64	.52	68	26	44	11	19	50	472	.07	9	20	48
25	65	54	.04	.06	.29	66										
7																
119	101	85	92	77	54	45	117	101.6	213	148	48	22	100	45	50	111
191	65	1.56	1.01	3.89	.53	73	29	44	10	19	49	486	.07	9	20	55
25	65	55	.04	.07	.36	67										
8																
130	116	89	104	80	59	45	133	97.4	231	160	50	22	100	46	52	113
209	71	1.64	1.06	4.15	.56	82	35	48	11	18	47	516	.07	9	20	6
25	71	60	.04	.07	.39	72										

DIAMETRO 1 = 11.43 DIAMETRO 2 = 14.13 DIAMETRO 3 = 19.2
 DIAMETRO EQUIVALENTE CONVENCIONAL = 17.32
 ESPESOR ANULAR = 1.35
 EMISIVIDADES E1 = .1 E2 = .1 E3 = .1 EE = .05
 EXCENTRICIDAD E = 0

PROGRAMA : C 7

EXPERIMENTALES - FIJOS-T1-T2-T3-T4

Q	Q12	Q12/	Q34K	Q34K/Q	QE	Q/QE	T1	T2	T3	T4	KE	KC	KR	KR	
T1-T4	T1-T2	K12	Q34	RT	Q12C	Q12R	Q34C	Q34R	RI	RO	RE	RA	NUR	NUE	ER
NUM	Q34%	Q12	EE	E3	TE										
1															
64	49	77	86	28	44	65	97.8	145	102	35	28	100	40	36	90
125	43	1.44	3.26	39	43	6	22	6	24	58	314	09	9	18	48
22	33	21	1	49	48										
2															
71	55	77	85	32	45	73	97.2	156	109	37	20	100	41	37	90
136	47	1.27	3.23	4	48	7	25	6	23	57	350	09	9	18	45
23	39	22	08	43	51										
3															
75	58	77	85	35	47	78	96.4	162	113	37	19	100	41	37	90
143	49	1.41	3.22	41	50	8	28	7	23	57	374	09	9	19	45
23	41	25	09	43	51										
4															
94	69	73	83	42	45	95	99.2	185	130	41	20	100	43	38	88
165	55	1.25	3.28	42	59	10	34	8	21	52	420	08	9	19	44
24	58	45	09	45	58										
5															
102	78	75	84	47	46	107	95.5	201	141	45	22	100	44	40	91
179	60	1.3	3.39	44	66	12	38	9	19	50	440	07	9	19	44
24	56	47	08	44	64										
6															
109	83	78	85	47	43	115	95.1	209	146	43	20	100	44	40	91
189	63	1.32	3.62	44	70	13	38	9	19	49	453	07	9	20	51
24	56	47	09	52	64										
7															
120	99	83	94	57	48	140	85.9	238	168	50	23	100	47	41	87
215	70	1.41	3.67	46	81	17	46	11	16	43	494	06	9	20	48
25	68	57	09	51	75										
8															
127	99	79	89	57	45	140	90.9	238	168	50	23	100	47	41	87
215	70	1.41	3.67	46	81	17	46	11	16	43	494	06	9	20	48
25	68	57	09	51	75										

DIAMETRO 1 = 11.43
 DIAMETRO EQUIVALENTE
 ESPESOR ANULAR = 1.27
 EMISIVIDADES E1 =
 EXCENTRICIDAD E =

DIAMETRO 2 = 14.13
 DIAMETRO 3 = 19.2
 DIAMETRO EQUIVALENTE = 17.32

E2 = .05 E3 = .1 EE = .02

PROGRAMA : CALORES EXPERIMENTALES - FIJOS-T1-T2-T3-T4

Q	Q12	Q12/0	Q23	Q34K	Q34K/0	QE	Q/OE	T1	T2	T3	T4	KE	KC	KR	KR	
T1-T4	T1-T2	R12	R23	R34	RT	Q12C	Q12R	Q34C	Q34R	RI	RO	RE	RR	NUA	NUE	ER
NUM	Q34M	Q034	E12	EE	E3	TE										
1																
64	52	81	55	86	28	44	65	97.8	145	182	35	28	180	49	38	9
125	43	1.21	78	3.47	42	43	9	22	6	24	58	314	89	9	18	54
22	33	28	86	1	49	48										
2																
71	59	83	60	85	32	45	73	97.2	156	189	37	28	180	41	48	9
136	47	1.25	81	3.45	43	48	11	26	6	23	57	358	89	9	18	51
23	39	32	85	88	43	51										
3																
75	62	83	64	85	35	47	78	96.4	162	113	37	19	188	41	48	9
143	49	1.27	82	3.45	43	58	12	28	7	23	57	374	89	9	19	51
23	41	35	85	89	43	51										
4																
94	74	79	78	83	42	45	95	99.2	185	138	41	28	188	43	41	9
165	55	1.35	83	3.53	45	59	15	34	8	21	52	428	88	9	19	5
24	58	42	85	89	45	58										
5																
182	84	82	86	84	47	46	187	95.5	281	141	45	22	188	44	43	9
179	68	1.4	88	3.66	47	66	18	38	9	19	58	448	87	9	19	51
24	56	47	85	88	44	64										
6																
189	90	83	93	85	47	43	115	95.1	289	146	43	28	188	44	43	9
189	63	1.43	88	3.92	48	78	28	38	9	19	49	453	87	9	28	59
24	56	47	85	89	52	64										
7																
128	188	98	113	94	57	48	148	85.9	238	168	58	23	188	47	45	9
215	78	1.54	92	4	5	81	27	46	11	16	43	494	86	9	28	57
25	68	57	85	89	51	75										
8																
127	188	85	113	89	57	45	148	98.9	238	168	58	23	188	47	45	9
215	78	1.54	92	4	5	81	27	46	11	16	43	494	86	9	28	57
25	68	57	85	89	51	75										

DIAMETRO 1 = 11.43 DIAMETRO 2 = 14.13 DIAMETRO 3 = 19.2
 DIAMETRO EQUIVALENTE CONVENCIONAL = 17.32
 ESPESOR ANULAR = 1.35
 EMISIVIDADES E1 = .075 E2 = .075 E3 = .1 EE = .04
 EXCENTRICIDAD E = 0

PROGRAMA : CALORES EXPERIMENTALES - FIJOS-T1-T2-T3-T4

Q	Q12	Q12/Q	Q23	Q34K	Q34K/Q	RE	Q/OE	T1	T2	T3	T4	KE	KC	KR	KR	ER	
T1-T4	T1-T2	R12	R23	R34	RT	Q12C	Q12R	Q34C	Q34R	R1	R0	RE	RR	NUR	NUE	ER	
NUM	Q34K	Q034	E12	EE	E3	TE											
1	64	55	86	55	86	28	44	65	97.8	145	182	35	20	100	40	40	100
	125	43	1.29	83	3.69	44	43	13	22	6	24	58	314	09	9	18	6
	22	33	28	06	1	49	48										
2	71	62	87	68	85	32	45	73	97.2	156	199	37	20	100	41	42	102
	136	47	1.33	87	3.67	46	48	15	26	6	23	57	358	09	9	18	57
	23	39	32	05	08	43	51										
3	75	66	88	64	85	35	47	78	96.4	162	113	37	19	100	41	43	105
	143	49	1.35	87	3.68	46	50	16	28	7	23	57	374	09	9	19	57
	23	41	35	05	09	43	51										
4	94	79	84	78	83	42	45	95	99.2	185	130	41	20	100	43	44	102
	165	55	1.44	89	3.78	48	59	21	34	8	21	52	420	08	9	19	57
	24	50	42	05	09	45	58										
5	102	91	89	86	84	47	46	107	95.5	201	141	45	22	100	44	46	105
	179	60	1.51	94	3.94	51	66	25	38	9	19	50	440	07	9	19	58
	24	56	47	05	08	44	64										
6	109	97	89	93	85	47	43	115	95.1	209	146	43	20	100	44	46	105
	189	63	1.54	94	4.23	51	70	27	38	9	19	49	453	07	9	20	67
	24	56	47	05	09	52	64										
7	120	117	98	113	94	57	48	140	85.9	238	168	50	23	100	47	49	104
	215	70	1.68	99	4.34	55	81	36	46	11	16	43	494	06	9	20	65
	25	68	57	05	09	51	75										
8	127	117	92	113	89	57	45	140	98.9	238	168	50	23	100	47	49	104
	215	70	1.68	99	4.34	55	81	36	46	11	16	43	494	06	9	20	65
	25	68	57	05	09	51	75										

DIAMETRO 1 = 11.43 DIAMETRO 2 = 14.13 DIAMETRO 3 = 19.2
 DIAMETRO EQUIVALENTE CONVENCIONAL = 17.32
 ESPESOR ANULAR = 1.35
 ENISIVIDADES E1 = .1 E2 = .1 E3 = .1 EE = .05
 EXCENTRICIDAD E = 0

PROGRAMA : CALOR T E G R I C O VARIANDO TL, GAP Y ESPESOR AISLANTE

Q	Q2	Q/GE	T1	T2	T3	T4	T1-T4	T1-T2	KE	KC	D1	D2	D3	D4
R12	R23	R34	RT	Q12C	Q12R	Q34C	Q34R		RO	RE	RA	NUA	NUB	TE
T2-T4	T3-T4	EX												
27	31	86.9	189	69	31	20	88	31	141	48	114.3	164.3	228	195.1
1.16	1.4	.42	2.98	23	3	22	5	284	1826	3869	7	7.8	23.8	34
49	11	0												
48	56	85.1	158	181	38	29	130	49	139	45	114.3	164.3	228	195.1
1.83	1.3	.38	2.71	48	8	49	8	265	1842	4745	6	7.7	26.5	43
81	18	8												
72	87	82.9	208	132	45	29	188	67	134	58	114.3	164.3	228	195.1
.93	1.2	.35	2.49	58	14	68	12	225	949	6381	6	7.4	28.4	53
112	25	0												
108	124	80.3	250	164	53	29	239	85	129	57	114.3	164.3	228	195.1
.86	1.11	.33	2.3	76	23	84	16	185	827	7747	5	7.1	29.9	64
144	33	0												
131	169	77.7	308	196	61	28	289	103	124	64	114.3	164.3	228	195.1
.79	1.02	.31	2.13	95	36	118	21	151	785	9122	4	6.8	31.1	76
176	41	0												

CALORES EN W/M
 EMISIVIDADES E1 Y E2 = .85
 TEMPERATURAS EN C

DIAMETROS EN MM
 EMISIVIDAD E3 = .1

PROGRAMA : C A L O R T E O R I C O VARIANDO T1, GAP Y ESPESOR AISLANTE

Q	QE	Q/QE	T1	T2	T3	T4	T1-T4	T1-T2	KE	KC	D1	D2	D3	DE
R12	R23	R34	RT	Q12C	Q12R	Q34C	Q34R	RI	RO	RE	RR	NUR	NUE	TE
T2-T4		T3-T4		EX										
29	31	91.5	180	71	32	28	88	29	149	40	114.3	165.1	228.6	195.1
1.03	1.38	.41	2.83	21	7	23	5	264	955	3069	6	7.7	24	34
51	12	0												
51	56	90.7	150	104	39	20	138	45	138	45	114.3	165.1	228.6	195.1
.89	1.27	.37	2.55	36	15	43	9	241	949	4745	6	7.5	26.8	43
84	19	0												
78	87	89.6	200	129	47	20	188	61	133	50	114.3	165.1	228.6	195.1
.78	1.17	.34	2.3	51	27	65	13	200	826	6301	5	7.2	28.8	53
119	27	0												
110	124	88.3	250	174	56	20	230	76	126	57	114.3	165.1	228.6	195.1
.69	1.07	.32	2.89	66	44	92	18	161	691	7747	4	6.9	30.4	64
154	36	0												
147	169	87	300	210	65	20	288	89	120	64	114.3	165.1	228.6	195.1
.61	.98	.3	1.9	80	67	124	23	127	565	9122	3	6.6	31.7	76
190	45	0												

CALORES EN W/M DIAMETROS EN MM
 EMISIVIDADES E1 Y E2 = .1 EMISIVIDAD E3 = .1
 TEMPERATURAS EN C

PROGRAMA : C A L O R T E O R I C O VARIANDO T1, GAP Y ESPESOR AISLANTE

Q	QE	Q/QE	T1	T2	T3	T4	T1-T4	T1-T2	KE	KC	D1	D2	D3	DE
R12	R23	R34	RT	Q12C	Q12R	Q34C	Q34R	RI	RO	RE	RR	NUA	NUB	TE
T2-T4	T3-T4	EX												
29	31	91	100	70	30	20	80	29	139	40	114.3	164.3	228	195.1
1.03	1.4	.36	2.79	22	7	20	9	267	958	2765	6	7.7	23.3	32
50	19	0												
52	57	90.4	150	104	37	20	130	46	136	44	114.3	164.3	228	195.1
.89	1.29	.32	2.51	37	15	37	15	244	942	4333	6	7.5	26.1	41
84	17	0												
79	88	89.2	200	138	44	20	180	61	131	50	114.3	164.3	228	195.1
.78	1.19	.3	2.28	52	27	57	22	203	827	5008	5	7.3	28.1	49
118	24	0												
111	126	87.8	250	173	52	20	230	76	125	56	114.3	164.3	228	195.1
.69	1.09	.28	2.07	67	44	80	31	162	691	7222	4	6.9	29.7	59
153	32	0												
148	171	86.5	300	209	61	20	280	90	119	63	114.3	164.3	228	195.1
.61	1	.27	1.89	81	67	108	41	129	565	8548	3	6.6	31	71
189	41	0												

CALORES EN W/M
 EMISIVIDADES E1 Y E2 = .1
 TEMPERATURAS EN C
 DIAMETROS EN MM
 EMISIVIDAD E3 = .2

PROGRAMA : CALORES EXPERIMENTALES - FIJOS-T1-T2-T3-T4

Q	Q12	Q12/Q	Q23	Q34K	Q34K/Q	QE	Q/QE	T1	T2	T3	T4	KE	KC	KR	KR	
T1-T4	T1-T2	R12	R23	R34	RT	Q12C	Q12R	Q34C	Q34R	R1	R0	RE	RR	NR	NR	
NUM	Q34N	Q034	E12	EE	E3	TE								NUR	NUE	ER
1																
67	48	60	40	60	35	52	46	144.2	131	88	35	19	143	39	39	100
112	43	93	76	2.44	36	34	6	28	7	28	109	584	7	8	21	15
25	42	35	83	85	86	38										
2																
79	46	58	47	59	37	47	54	146.4	146	98	37	20	141	40	39	98
126	48	96	76	2.71	37	39	7	30	8	27	106	590	67	8	21	22
26	44	37	83	86	13	42										
3																
85	50	59	51	60	42	49	59	143.2	155	104	39	19	140	40	39	98
136	51	98	75	2.62	37	42	8	34	8	26	104	668	66	8	22	19
27	51	42	84	86	11	43										
4																
90	54	60	56	62	43	48	64	140.4	165	111	41	22	139	41	40	98
143	54	99	77	2.83	38	44	9	34	9	25	101	631	63	8	21	23
27	51	42	84	86	15	47										
5																
96	56	58	58	60	48	50	68	141.6	170	114	41	20	139	41	40	98
150	56	1.01	77	2.68	38	46	10	38	10	25	101	708	63	8	22	19
27	57	48	84	86	11	47										
6																
102	60	59	63	62	51	50	73	139.8	179	120	43	21	138	42	41	98
158	59	1.02	78	2.74	38	49	11	41	10	24	98	725	61	8	22	19
28	61	51	84	86	12	49										
7																
109	66	61	72	66	54	50	83	131.6	196	133	47	24	135	44	40	91
172	63	1.05	77	2.98	38	53	13	43	11	22	90	720	55	7	22	21
27	64	53	84	87	17	55										
8																
109	60	55	65	60	51	47	75	146.3	182	123	44	22	137	42	40	95
160	59	1.03	77	2.75	38	49	11	41	10	23	95	714	59	7	22	19
27	61	51	84	87	14	51										
9																
133	78	59	86	65	65	49	100	133.6	219	148	49	22	132	45	41	91
197	71	1.09	79	2.88	39	61	17	52	13	20	85	845	52	7	23	2
29	78	65	85	87	16	58										

DIAMETRO 1 = 11.43 DIAMETRO 2 = 16.51 DIAMETRO 3 = 22.86
 DIAMETRO EQUIVALENTE CONVENCIONAL = 19.51
 ESPESOR ANULAR = 2.54
 EMISIVIDADES E1 = .05 E2 = .05 E3 = .1 EE = .03
 EXCENTRICIDAD E = 1.45519152E-11

PROGRAMA : CALORES EXPERIMENTALES - FIJOS-T1-T2-T3-T4

Q	Q12	Q12/Q	Q23	Q34K	Q34K/Q	QE	Q/QE	T1	T2	T3	T4	KE	KC	KR	KR		
T1-T4	T1-T2	R12	R23	R34	RT	Q12C	Q12R	Q34C	Q34R	RI	RO	RE	RA	NJA	NUE	ER	
NUM	Q34M	Q034	E12	EE	E3	TE											
1																	
67	43	64	49	60	35	52	46	144.2	131	88	35	19	143	39	42	108	
112	43	1	81	2.63	38	34	9	28	7	28	109	584	7	8	21	21	
26	42	35	83	85	86	38											
2																	
79	50	63	47	59	37	47	54	146.4	146	98	37	20	141	40	42	105	
125	48	1.04	82	2.93	4	39	11	38	8	27	106	590	67	8	21	27	
26	44	37	83	86	13	42											
3																	
85	54	64	51	60	42	49	59	143.2	155	104	38	19	140	40	42	105	
136	51	1.06	82	2.85	4	42	12	34	8	26	104	668	66	8	22	24	
27	51	42	84	86	11	43											
4																	
99	58	64	56	62	43	48	64	140.4	165	111	41	22	139	41	43	195	
143	54	1.08	84	3.08	41	44	14	34	9	25	101	631	63	8	21	28	
27	51	42	84	86	15	47											
5																	
96	61	64	58	60	48	50	68	141.6	170	114	41	20	139	41	44	107	
150	56	1.1	84	2.92	41	46	15	38	10	25	101	708	63	8	22	24	
27	57	48	84	86	11	47											
6																	
102	66	65	63	62	51	50	73	139.8	179	120	43	21	138	42	44	105	
158	59	1.12	86	3	42	49	17	41	10	24	98	725	61	8	22	25	
28	61	51	84	86	12	49											
7																	
109	73	67	72	66	54	50	83	131.6	196	133	47	24	135	44	44	100	
172	63	1.16	85	3.17	42	53	20	43	11	22	98	720	55	7	22	27	
27	64	53	84	87	17	55											
8																	
109	66	61	65	60	51	47	75	146.3	182	123	44	22	137	42	43	102	
160	59	1.12	84	3.01	41	49	17	41	10	23	95	714	59	7	22	25	
27	61	51	84	87	14	51											
9																	
133	86	65	86	65	65	49	100	133.6	219	148	49	22	132	45	45	100	
197	71	1.22	87	3.2	44	61	25	52	13	20	85	845	52	7	23	26	
29	78	65	85	87	16	58											

DIAMETRO 1 = 11.43 DIAMETRO 2 = 16.51 DIAMETRO 3 = 22.86

DIAMETRO EQUIVALENTE CONVENCIONAL = 19.51

ESPESOR ANULAR = 2.54

EMISIVIDADES E1 = .075 E2 = .075 E3 = .1 EE = .04

EXCENTRICIDAD E = 1.45519152E-11

PROGRAMA : CALORES EXPERIMENTALES - FIJOS-T1-T2-T3-T4

Q	Q12	Q12/Q	Q23	Q34K	Q34K/Q	QE	Q/OE	T1	T2	T3	T4	KE	KC	KR	KR	
T1-T4	T1-T2	R12	R23	R34	RT	Q12C	Q12R	Q34C	Q34R	RI	RO	RE	RR	NUR	NUE	ER
NUM	Q34M	QC34	E12	EE	E3	TE										

1																
67	43	64	48	68	43	64	47	141.7	131	88	35	19	143	39	42	189
112	43	1	.81	2.63	.38	.34	9	28	14	28	189	584	7	8	21	21
26	58	35	.83	.85	.86	.36										
2																
79	58	63	47	59	45	57	55	143.8	146	98	37	20	141	48	42	185
126	48	1.04	.82	2.93	.4	.39	11	39	15	27	186	598	67	8	21	27
26	52	37	.83	.86	.13	.48										
3																
85	54	64	51	68	51	69	69	148.8	155	104	38	19	149	40	42	185
136	51	1.06	.82	2.85	.4	.42	12	34	17	26	184	668	66	8	22	24
27	59	42	.84	.86	.11	.41										
4																
90	58	64	56	62	51	57	65	138	165	111	41	22	139	41	43	185
143	54	1.08	.84	3.08	.41	.44	14	34	17	25	181	631	63	8	21	28
27	60	42	.84	.86	.15	.45										
5																
96	61	64	58	68	58	68	69	139.2	170	114	41	20	139	41	44	187
150	56	1.1	.84	2.92	.41	.46	15	38	19	25	181	788	63	8	22	24
27	67	48	.84	.86	.11	.44										
6																
102	65	65	63	62	61	68	74	137.5	179	120	43	21	138	42	44	195
158	59	1.12	.86	3	.42	.49	17	41	20	24	98	725	61	8	22	25
28	71	51	.84	.86	.12	.46										
7																
109	73	67	72	66	65	68	84	129.4	196	133	47	24	135	44	44	198
172	63	1.16	.85	3.17	.42	.53	20	43	22	22	98	728	55	7	22	27
27	75	53	.84	.87	.17	.52										
8																
109	66	61	65	68	61	56	76	143.9	182	123	44	22	137	42	43	182
160	59	1.12	.84	3.01	.41	.49	17	41	21	23	95	714	59	7	22	25
27	71	51	.84	.87	.14	.48										
9																
133	86	65	86	65	78	59	101	131.5	219	148	49	22	132	45	45	198
197	71	1.22	.87	3.2	.44	.61	25	52	26	20	85	845	52	7	23	26
29	91	65	.85	.87	.16	.55										

DIAMETRO 1 = 11.43 DIAMETRO 2 = 16.51 DIAMETRO 3 = 22.86

DIAMETRO EQUIVALENTE CONVENCIONAL = 19.51

ESPOSOR ANULAR = 2.54

EMISIVIDADES E1 = .075 E2 = .075 E3 = .2 EE = .04

EXCENTRICIDAD E = 1.45519152E-11

PROGRAMA : C A L C U L O S E X P E R I M E N T A L E S - F I J O S - T 1 - T 2 - T 3 - T 4

0	012	012/0	023	034K	034K/0	0E	0/0E	T1	T2	T3	T4	KE	KC	KR	KR	
T1-T4	T1-T2	R12	R23	R34	RT	012C	012R	034C	034R	R1	R0	RE	RR	NUR	NUE	ER
NUM	Q34M	Q034	E12	EE	E3	TE										
<hr/>																
1																
67	46	69	48	60	35	52	46	144.2	131	88	35	19	143	39	45	115
112	43	1.87	.87	2.82	.41	34	12	28	7	28	109	584	7	8	21	25
26	42	35	.03	.95	.06	38										
2																
79	54	68	47	59	37	47	54	146.4	146	98	37	20	141	40	46	115
126	48	1.12	.88	3.16	.43	39	15	30	8	27	106	598	67	8	21	32
26	44	37	.03	.95	.13	42										
3																
85	58	68	51	68	42	49	59	143.2	155	104	38	19	140	40	46	115
136	51	1.14	.88	3.07	.43	42	17	34	8	26	104	660	66	8	22	29
27	51	42	.04	.85	.11	43										
4																
90	63	70	56	62	43	48	64	140.4	165	111	41	22	139	41	47	115
143	54	1.17	.91	3.34	.44	44	19	34	9	25	101	631	63	8	21	34
27	51	42	.04	.85	.15	47										
5																
96	67	70	58	60	48	50	68	141.6	170	114	41	20	139	41	47	115
150	56	1.19	.91	3.17	.44	46	20	38	10	25	101	708	63	8	22	29
27	57	48	.04	.85	.11	47										
6																
102	72	71	63	62	51	50	73	139.8	179	120	43	21	138	42	48	114
158	59	1.22	.93	3.26	.45	49	22	41	10	24	98	725	61	8	22	31
28	61	51	.04	.85	.12	49										
7																
109	80	73	72	66	54	50	83	131.6	196	133	47	24	135	44	48	109
172	63	1.27	.93	3.47	.46	53	27	43	11	22	90	720	55	7	22	33
27	64	53	.04	.87	.17	55										
8																
109	72	66	65	60	51	47	75	146.3	182	123	44	22	137	42	47	112
160	59	1.22	.91	3.28	.45	49	23	41	10	23	95	714	59	7	22	31
27	61	51	.04	.87	.14	51										
9																
133	95	71	86	65	65	49	100	133.6	219	148	49	22	132	45	50	111
197	71	1.34	.96	3.52	.48	61	34	52	13	20	85	845	52	7	23	33
29	78	65	.05	.87	.16	58										

DIAMETRO 1 = 11.43 DIAMETRO 2 = 16.51 DIAMETRO 3 = 22.86
 DIAMETRO EQUIVALENTE CONVENCIONAL = 19.51
 ESPESOR ANULAR = 2.54
 EMISIVIDADES E1 = .1 E2 = .1 E3 = .1 EE = .06
 EXCENTRICIDAD E = 1.45519152E-11

2	190.0	202.1	195.7	190.0	201.7	195.7	174.1	129.8	120.3	
2	173.8	198.0	172.0	58.1	52.7	57.7	38.3	42.3	40.6	21.3
3	190.6	202.0	195.9	189.3	201.6	195.5	124.1	129.8	120.3	
3	155.9	170.5	172.0	58.1	51.9	57.3	38.0	42.2	40.6	21.2
4	190.3	202.1	195.9	189.6	201.7	195.7	124.1	129.8	120.3	
4	155.9	171.1	172.0	58.0	52.4	57.1	38.3	42.2	40.6	21.1
5	190.0	202.1	196.0	189.3	201.4	195.6	124.0	129.8	120.2	
5	156.0	168.2	172.0	57.8	52.2	57.9	38.6	42.3	40.6	20.8
6	190.2	202.0	195.9	189.2	201.5	195.8	124.1	129.8	120.2	
8	155.8	172.5	172.0	58.0	52.8	57.1	38.3	42.4	40.7	21.1
7	190.2	202.1	196.0	189.0	201.4	195.7	124.1	129.8	120.3	
7	155.9	169.2	172.1	57.9	52.4	57.8	37.2	42.2	40.8	21.3
8	190.1	202.1	195.9	189.9	201.6	195.7	124.1	129.8	120.3	
8	155.9	169.0	172.1	58.3	52.1	57.6	38.3	42.3	40.7	21.0
9	190.8	202.1	195.9	189.9	201.6	195.5	124.1	129.8	120.3	
9	156.1	168.0	172.0	57.7	52.4	57.2	38.3	42.0	40.7	21.0
10	190.2	202.1	196.1	189.8	201.7	195.8	124.1	129.8	120.2	
10	156.6	177.0	172.0	57.7	52.2	57.1	38.9	42.3	40.8	21.2

	POTENCIA	SUMINISTRADA	EN	M/M		119.2				
1	190.0	201.3	195.8	189.7	171.6	195.4	123.9	129.6	120.1	
1	156.2	173.4	171.7	57.9	52.4	57.6	38.4	42.3	40.8	21.7
2	189.7	201.7	195.8	189.6	-431.2	195.3	123.9	129.6	120.1	
2	156.0	169.4	171.8	58.2	52.7	57.1	38.5	42.3	40.9	21.6
3	189.9	201.7	195.9	189.6	-3.5	195.4	123.9	129.6	120.1	
3	155.8	176.3	171.7	58.2	53.2	58.4	38.4	42.4	40.8	20.9
4	189.9	201.7	195.7	189.8	-627.6	195.4	123.9	129.6	120.1	
4	155.8	159.5	171.7	57.8	52.2	57.9	38.4	42.4	40.9	21.0
5	190.0	201.7	195.7	189.8	-3326.6	195.4	123.9	129.6	120.1	
5	156.3	162.4	171.8	57.4	52.3	57.9	38.4	42.4	40.9	20.8
6	189.9	201.7	196.0	189.6	253.8	195.3	123.9	129.6	120.1	
6	155.9	178.6	171.7	57.6	52.0	58.2	38.5	42.4	40.9	21.1
7	189.9	201.7	195.7	189.5	288.4	135.4	123.9	129.6	120.1	
7	155.6	173.6	171.7	58.4	52.5	57.9	38.4	42.3	40.7	21.7
8	190.2	201.6	195.6	189.6	201.4	195.2	123.9	129.6	120.1	
8	156.2	167.1	171.7	58.7	52.8	58.0	38.5	42.4	40.8	21.7
9	189.9	201.6	195.6	189.4	201.3	195.3	123.9	129.6	120.1	
9	155.3	169.7	171.7	57.8	52.5	57.8	38.4	42.4	40.9	21.6
10	189.8	201.6	195.6	189.6	201.3	195.3	123.9	129.6	120.1	
10	155.6	173.0	171.7	57.7	52.5	57.0	38.5	42.4	41.0	21.1
11	189.7	201.6	195.6	189.4	201.3	195.2	123.8	129.6	120.1	
11	155.1	180.5	171.7	57.6	52.2	57.6	38.5	42.5	41.0	21.3
12	189.8	201.6	195.6	189.5	201.2	195.2	123.9	129.6	120.1	
12	155.8	161.6	171.6	57.6	52.1	57.6	38.6	42.5	41.0	21.2
13	189.8	201.6	195.4	189.4	89.1	195.4	123.8	129.6	120.1	
13	155.6	168.5	171.6	58.1	52.4	58.4	38.8	42.5	41.0	21.5
14	189.8	201.6	195.5	189.4	201.3	195.1	123.9	129.6	120.2	
14	155.7	165.2	171.6	57.9	53.1	58.4	38.6	42.5	41.0	21.2
15	189.7	201.5	195.6	189.2	1019.5	195.2	123.8	129.6	120.1	
15	155.9	178.1	171.6	57.3	53.0	58.1	38.6	42.4	40.8	21.2
16	189.7	201.6	195.5	189.4	200.9	195.1	123.8	129.6	120.1	
16	155.3	193.1	171.6	57.9	53.2	58.2	38.9	42.5	40.9	21.7
17	190.1	201.7	195.9	189.7	201.1	195.1	123.8	129.6	120.1	

18	189.4	201.5	195.3	189.3	325.8	195.2	123.8	129.5	120.0	
18	155.9	173.6	171.6	57.8	52.7	57.6	38.5	42.4	41.0	22.0
19	189.7	201.3	195.4	189.5	368.4	195.1	123.8	129.5	120.1	
19	155.7	173.3	171.5	57.6	53.4	57.7	38.5	42.4	41.0	21.6
20	189.6	201.5	195.4	189.3	26482.4	195.0	123.7	129.5	120.0	
20	155.7	170.9	171.5	57.8	52.6	58.4	38.5	42.4	41.0	21.5
21	189.5	201.5	195.4	189.3	199.8	195.0	123.8	129.5	120.0	
21	155.6	169.2	171.5	57.9	52.1	58.3	38.7	42.4	41.2	21.2
22	189.6	201.4	195.5	189.9	320.3	195.0	123.8	129.5	120.0	
22	155.5	175.4	171.5	57.4	52.4	57.3	38.6	42.5	41.1	21.2
23	189.6	201.4	195.4	189.2	448.1	195.0	123.8	129.5	120.0	
23	155.6	179.6	171.5	57.6	52.2	57.7	38.5	42.6	41.1	21.3
24	189.5	201.5	195.5	189.3	414.3	195.0	123.8	129.5	120.0	
24	155.6	175.1	171.5	57.4	52.2	58.5	38.4	42.5	41.0	21.6
25	189.7	201.2	196.0	189.3	-29.5	195.0	123.8	129.5	120.0	
25	155.5	160.4	171.4	57.4	52.3	58.3	38.7	42.5	41.0	21.1
26	189.5	201.3	195.4	189.0	-37.4	195.0	123.8	129.5	120.0	
26	155.5	160.3	171.4	57.1	52.7	58.6	38.7	42.5	40.8	21.5
27	189.5	201.2	195.7	189.1	319.2	195.0	123.7	129.5	120.0	
27	155.6	176.7	171.4	57.9	53.2	58.1	38.3	42.4	40.8	21.8
28	189.5	201.3	195.2	189.1	413.1	194.9	123.8	129.4	120.0	
28	155.5	173.2	171.4	58.1	52.3	57.9	38.5	42.5	40.9	22.0

APENDICE III

Para aproximar la convección natural en el flujo que se estudia se harán las siguientes suposiciones: Flujo permanente, e invariante a lo largo del eje axial, lo que conlleva a restringir el problema a bidimensional. El plano vertical divide al modelo en dos partes simétricas. También se utilizará la aproximación de Boussinesq de propiedades constantes del fluido.

En este caso las ecuaciones que gobiernan el flujo serán (en coordenadas cilíndricas adimensionales)

$$\text{Variables adimensionales } U = u/v_c, \quad V = v/v_c; \quad R = r/L \quad (1)$$

$$\tau = \frac{(T-T_2)}{(T_1-T_2)} \quad \psi = \frac{P-P_0}{\rho \cdot v_c^2}$$

$$\frac{\partial U}{\partial R} + \frac{U}{R} + \frac{1}{R} \frac{\partial V}{\partial \theta} = 0 \quad (2)$$

$$\frac{U \partial U}{\partial R} + \frac{V \partial U}{R \partial \theta} - \frac{V^2}{R} = \frac{\partial \psi}{\partial R} + \frac{g \beta (T_1 - T_2) L \tau \cos \theta}{v_c^2} + \frac{\mu}{\rho v_c^2 L} \left(\frac{\partial^2 U}{\partial R^2} + \frac{1}{R} \frac{\partial U}{\partial R} + \frac{1}{R^2} \frac{\partial^2 U}{\partial \theta^2} \right) \quad (3)$$

$$+ \frac{U}{R^2} - \frac{2\partial V}{R^2 \partial \theta}$$

$$\frac{U\partial V}{\partial R} + \frac{V\partial V}{R\partial \theta} + \frac{UV}{R} = -\frac{1\partial \psi}{R\partial \theta} + \frac{g\beta(T_1-T_2)L}{V_c^2} \tau \sin \theta + \frac{\mu}{\rho V_c L} \left(\frac{\partial^2 V}{\partial R^2} + \frac{1\partial V}{R\partial R} \right) \quad (4)$$

$$\frac{1\partial^2 V}{R^2 \partial \theta^2} - \frac{V}{R^2} + \frac{2\partial U}{R^2 \partial \theta}$$

$$\frac{U\partial \tau}{\partial R} + \frac{V\partial \tau}{R\partial \theta} = \frac{k}{\rho C V_c L} \left(\frac{\partial^2 \tau}{\partial R^2} + \frac{1\partial \tau}{R\partial R} + \frac{1\partial^2 \tau}{R\partial \theta^2} \right) \quad (5)$$

Con las siguientes condiciones a la frontera:

$$R = r_1/L = 1/(\epsilon - 1) ; U = V = 0 \text{ y } \tau = 1, \text{ con } \epsilon = r_2/r_1 \text{ y } L = r_2 - r_1 \quad (6)$$

$$R = r_2/L = \epsilon/(\epsilon - 1) ; U = V = 0 \text{ y } \tau = 0$$

$$\psi(r, \theta) = \psi(r, \theta + 2\pi) ; \tau(r, \theta) = \tau(r, \theta + 2\pi)$$

Si V_c es tal que $g\beta(T_1-T_2)L/V_c^2 \ll 1$, los problemas mecánico y térmico están desacoplados y la solución es

$$U = V = 0 ; \text{ y } \tau = 0 ; \tau = \frac{\ln R}{\ln \epsilon} + 1 - \frac{\ln(\epsilon - 1)}{\ln \epsilon} \quad (7)$$

Para que se tenga movimiento es necesario que entren las fuerzas de flotabilidad y por lo tanto

$$V_c \sim \sqrt{g\beta L(T_1 - T_2)} \quad (8)$$

Ya con V_c definida se puede reemplazar en las otras variables adimensionales quedando :

$$\frac{\mu}{\rho V_c L} = \frac{\gamma}{L\sqrt{g\beta L(T_1 - T_2)}} = \frac{\gamma \sqrt{g\beta L(T_1 - T_2)}}{L^{3/2}} = \left(\ell_v/L \right)^{3/2} \quad (9)$$

donde $\ell_v = \left(\frac{\gamma}{\sqrt{g\beta L(T_1 - T_2)}} \right)^{2/3}$ es la longitud de penetración de los efectos viscosos

$$\frac{k}{\rho C V_c L} = \frac{\alpha / \sqrt{g\beta(T_1 - T_2)}}{L^{3/2}} = \left(\frac{\ell_t}{L}\right)^{3/2} \quad (10)$$

Donde $\ell_t = \left(\frac{\alpha}{\sqrt{g\beta(T_1 - T_2)}}\right)^{2/3}$ es la longitud de penetración de efectos térmicos.

De esto se puede apreciar que las variables (Velocidades, presión y temperaturas) dependen de los siguientes parámetros:

$$\begin{aligned} U &= U(R, \theta, \ell_t/L, \ell_v/L, \varepsilon) \\ V &= V(R, \theta, \ell_t/L, \ell_v/L, \varepsilon) \\ \psi &= \psi(R, \theta, \ell_t/L, \ell_v/L, \varepsilon) \\ \tau &= \tau(R, \theta, \ell_t/L, \ell_v/L, \varepsilon) \end{aligned} \quad (11)$$

En este caso el flujo de calor por unidad de longitud se evalúa como:

$$q = k \frac{\partial T}{\partial r} \Big|_{\varepsilon_2} = -k \frac{(T_2 - T_1)}{L} \frac{\partial \tau}{\partial R} \Big|_{\frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1}} = k \frac{(T_2 - T_1)}{L} f_1(\theta, \ell_t/L, \ell_v/L, \varepsilon)$$

que integrando sobre todo el ángulo queda:

$$q = k \int_0^{2\pi} \frac{\partial T}{\partial r} \Big|_{r_2} r_2 d\theta = k \frac{(T_2 - T_1) r_2}{L} \int_0^{2\pi} f_1 d\theta = k \frac{(T_2 - T_1) r_2}{L} f_2(\varepsilon, \ell_t/L, \ell_v/L) \quad (12)$$

Que se puede escribir

$$\frac{q(r_2 - r_1)}{k(T_2 - T_1)r_2} = f_2(\ell_t/L, \ell_v/L, \varepsilon) \quad (13)$$

$$(\ell_v/L)/(\ell_t/L) = \frac{\nu}{\alpha} = \frac{\mu C}{k} = \text{Pr (N}^\circ \text{de Prandtl)} \quad (14)$$

$$\left(\frac{L}{\ell_v \ell_t}\right) = \frac{\rho g \beta L^3 (T_1 - T_2)}{\alpha \mu} = \text{Ra (N}^\circ \text{de Rayleigh)} \quad (15)$$

$$q = 2\pi r_2 \bar{h} (T_1 - T_2)$$

$$\frac{q(r_2 - r_1)}{k(T_1 - T_2)r_2} = \frac{2\pi r_2 \bar{h}}{k} \cdot \frac{r_2 - r_1}{r_2} = \text{Nu} \cdot \frac{\epsilon - 1}{\epsilon}; \quad \text{Nu} = \frac{\bar{h}(2\pi r_2)}{k} \quad (16)$$

que es N° de Nusselt

Quedando como solución:

$$\text{Nu} = f_3(\text{Pr}, \text{Ra}, \epsilon) \quad (17)$$

Uno de los casos fundamentales que se pueden presentar, y que en nuestro caso particular es el de interés, es cuando el fluido tiene el N° de Prandtl de orden unitario (que para gases es valedero) y el N° de Rayleigh de orden mucho mayor que uno, de tal manera que

$$\text{Pr} \sim 1 \quad \text{y} \quad \text{Ra} \gg 1$$

Como $\text{Pr} = \ell_v / \ell_t \sim 1$, entonces $\ell_v \sim \ell_t$; que para efectos prácticos se tomará $\ell \sim \ell_v \sim \ell_t$ por lo que

$$\text{Ra} = \frac{\left(\frac{L^2}{\ell_v \ell_t}\right)^2}{\left(\frac{L}{\ell}\right)^3} \gg 1 \quad \text{entonces} \quad L \gg \ell$$

Lo que nos lleva a considerar que los efectos viscosos y de conducción sean despreciables en las ecuaciones (3,4,5), quedando las correspondientes a las de un fluido ideal (sin viscosidad ni conducción de calor) cuya distribución de temperaturas se obtiene de la ecuación

$$\bar{V} \cdot \bar{\nabla} \tau = 0 \quad \text{donde} \quad \bar{V} = U \bar{e}_r + V \bar{e}_s$$

Que también se puede escribir como

$$\frac{\partial \tau}{\partial s} = 0 \quad (18)$$

Siendo s la coordenada a lo largo de las líneas de corriente. Por tanto τ es una constante a lo largo de dichas líneas, pero en general puede variar de una línea a otra.

La forma que toman las ecuaciones es

$$L \gg \ell$$

$$U \frac{\partial U}{\partial R} + \frac{U}{R} + \frac{1}{R} \frac{\partial V}{\partial \theta} = 0 \quad (19)$$

$$U \frac{\partial U}{\partial R} + \frac{V \partial U}{R \partial \theta} - \frac{V^2}{R} = -\frac{\partial \psi}{\partial R} + \tau \cos \theta \quad (20)$$

$$U \frac{\partial V}{\partial R} + \frac{V \partial V}{R \partial \theta} + \frac{UV}{R} = -\frac{1}{R} \frac{\partial \psi}{\partial \theta} + \tau \sin \theta \quad (21)$$

$$U \frac{\partial \tau}{\partial R} + \frac{V \partial \tau}{R \partial \theta} = 0 \quad (22)$$

Las condiciones en la frontera para este problema varía. Primero el hecho de que los efectos viscosos no se consideren obliga a que la velocidad en la superficie no necesariamente sea nula ($v \neq 0$ en $r = r_1$ y $r = r_2$) aunque u (componente radial de la velocidad) continúa valiendo cero dado que no hay flujo de masa a través de las

superficies.

En cuanto a las condiciones de temperatura tampoco son válidas las anteriores debido a que la supresión del término conductivo no permite asegurar que $\tau = 1$ y $\tau = 0$ en las respectivas superficies.

Lo que está pasando con estas consideraciones es que los parámetros característicos seleccionados no tienen las dimensiones adecuadas, y provocaron la eliminación de aspectos importantes. Esto no indica que las ecuaciones obtenidas estén mal, solo quiere decir que en longitudes del orden de L ocurre lo previsto; sin embargo para longitudes de orden $\ll L$ no son despreciables la viscosidad y la conducción. Es aquí donde se aprecia la aparición de dos capas de espesor muy pequeño adheridas a las superficies de los cilindros. Este espesor se denominará δ . Para poder tratar el problema en las capas conviene definir una nueva variable en la dirección radial, entonces:

$$R = \frac{r_1 + \delta y}{L} = \frac{1}{\epsilon - 1} (1 + \delta^* y) \quad \text{para la capa interior y}$$

$$R = \frac{r_2 + \delta y}{L} = \frac{\epsilon}{\epsilon - 1} (1 + \delta^* y) \quad \text{para la capa exterior.}$$

donde δ^* se define

$$\delta^* = \frac{\delta}{r_1} \quad \text{si esta en la capa interior y}$$

$$\delta^* = \frac{\delta}{r_2} \quad \text{si esta en la capa exterior.}$$

Además:

$$R = \bar{\epsilon} (1 + \delta^* y) \quad \text{siendo} \quad (23)$$

$$\bar{\epsilon} = \frac{1}{(\epsilon - 1)} \quad \text{o} \quad \bar{\epsilon} = \frac{\epsilon}{(\epsilon - 1)} \quad (24)$$

De la ecuación de continuidad se hace un balance de magnitudes para determinar cómo es la velocidad en dirección radial.

Tomando la ecuación (19) y

$$V \sim 1$$

$$R \sim 1$$

$$\partial R \sim \delta^*$$

$$\frac{\partial U}{\partial \delta^*} - \frac{U}{1} + \frac{1}{1} = 0$$

Si $U \sim 1$ indica que la velocidad radial es al mismo orden de magnitud que la V velocidad angular. Lo cual no es cierto en la capa límite; por consiguiente la otra alternativa es que $U \sim \delta^*$. En forma análoga es el análisis para ∂U , concluyendo que la alternativa viable es cuando los cambios son de orden de magnitud pequeño $\partial U \sim \delta^*$ y en tal caso queda:

$$\frac{\delta^*}{\delta^*} + \frac{\delta^*}{1} + \frac{1}{1} = 0$$

Como U conviene utilizar otra variable nueva

$$U = U/\delta^* \sim 1 \quad (25)$$

y consecuentemente la ecuación de continuidad y cantidad de movimiento quedan:

$$\frac{\partial U^*}{\partial y} + \frac{\partial V}{\partial \theta} = 0 \quad (26)$$

$$\frac{\partial \rho}{\partial y} = \delta^* (V^2 + \bar{\epsilon} \tau \cos \theta) + \frac{1}{\bar{\epsilon}} \frac{\mu}{\rho V_c L} \frac{\partial^2 U^*}{\partial y^2} \quad (27)$$

porque $\delta \ll 1$ y $\frac{\mu}{\rho V_c L} \sim \delta^{*2} \ll 1$ como se aprecia a continuación.

$$U^* \frac{\partial U^*}{\partial y} + V \frac{\partial V}{\partial \theta} = - \frac{\partial \rho}{\partial \theta} + \bar{\epsilon} \tau \sin \theta + \frac{\mu}{\rho V_c L} \frac{1}{\bar{\epsilon} \delta^2} \frac{\partial^2 V}{\partial y^2}$$

y para que cuenten los efectos viscosos es necesario que

$$\frac{\mu}{\rho V_c L} \frac{1}{\bar{\epsilon} \delta^{*2}} \sim 1$$

y lo elegimos

$$\delta^* = \sqrt{\frac{\mu}{\rho V_c L} \cdot \frac{1}{\bar{\epsilon}}}$$

como

$$\frac{\mu}{\rho V_c L} = \left(\frac{l_v}{L}\right)^{3/2} \rightarrow \delta^* = \frac{1}{\sqrt{\bar{\epsilon}}} \cdot \left(\frac{l_v}{L}\right)^{3/4} \ll 1$$

porque

$$\bar{\epsilon} \sim 1 \text{ y } l_v \sim l \ll L$$

En forma semejante se puede analizar la ecuación de la energía, quedando.

$$\frac{\delta^*}{\delta^*} + \frac{1}{1} \cdot 1 = \left(\frac{l_t}{L}\right)^{3/2} \left(\frac{1}{\delta^{*2}} + \frac{1}{\delta^*} + 1\right)$$

por consiguiente $\left(\frac{l_t}{L}\right)^{3/2} \sim \delta^{*2} \rightarrow \delta^* \sim \left(\frac{l_t}{L}\right)^{3/4}$

concluyendo

$$l_t \sim l \ll L$$

y la ecuación de energía será

$$U^* \frac{\partial \tau}{\partial y} + V \frac{\partial \tau}{\partial \theta} = \frac{1}{Pr} \frac{\partial^2 \tau}{\partial y^2} \quad (28)$$

con las siguientes condiciones de frontera.

$$\text{en } y = 0 ; \quad U^* = 0 ; \quad V = 0 \quad (29)$$

$$y \gg 1 \text{ (} \rightarrow \infty \text{)}$$

$V \rightarrow V_e$ (Siendo V_e el valor de la velocidad V del problema ideal cuando nos acercamos a la pared con la solución ideal)

Además

$$-\frac{\partial \phi}{\partial \theta} + \epsilon \tau \sin \theta = \frac{V}{R} \frac{\partial U}{\partial \theta} + \frac{V^2}{R} \quad \text{que es}$$

$$R = \bar{\epsilon}$$

el valor que toma en la corriente "exterior" (caso ideal)

en

$y = 0$; $\tau = 0$ ó 1 dependiendo la pared en que estemos

(30)

$y \gg 1$ ($\rightarrow \infty$) ; $\tau \rightarrow \tau_i$ (la solución ideal cuando nos acercamos a la pared)

También es preciso tener presente que en la región de arriba y abajo existen capas límites que no corresponde con la analizada anteriormente. Existen una transformación que en el perfil de velocidades se verá como el aumento paulatino de la magnitud de U hasta que (dentro de la capa límite) U sea del mismo orden que V (en la región de transición que es donde voltea el flujo), y después bajo el orden de V , como se ve en la figura III-1

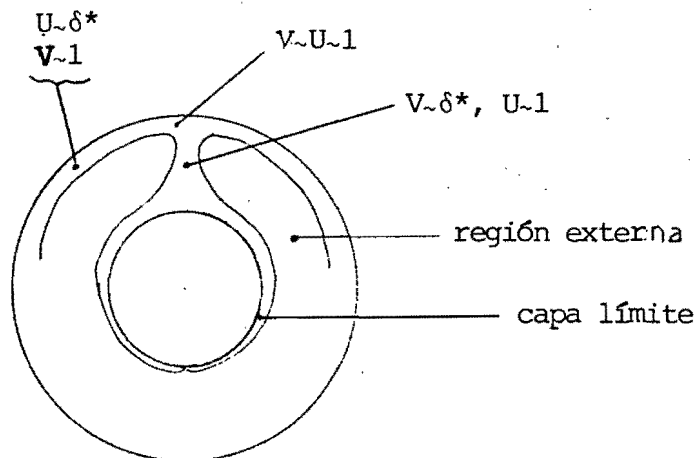


Figura III- 1

Comparativamente las regiones de transición son de dimensiones muy pequeñas con la longitud de las dos capas límites observadas alrededor de las superficies, y en consecuencia el flujo de calor se puede considerar despreciable en relación al total. Y podemos concluir que los efectos térmicos de mayor consideración se presentan en las capas límites. Con el siguiente análisis dimensional se puede ver más claramente lo dicho.

Se desea compara

$$\left. \frac{\partial \tau}{\partial R} \right|_{\text{fuera}} \text{ capa límite}$$

con $\left. \frac{\partial \tau}{\partial R} \right|_{\text{dentro}} \text{ capa límite}$

$$\left. \frac{\partial \tau}{\partial R} \right|_{\text{fuera}} \sim ? \sim \left. \frac{\partial \tau}{\partial R} \right|_{\text{dentro}}$$

Conviniendo que $\left. \frac{\partial \tau}{\partial R} \right|_{\text{fuera}} \sim 1$

El observador está fuera de la capa límite

y que $\left. \frac{\partial \tau}{\partial R} \right|_{\text{dentro}} \sim \frac{1}{\epsilon \delta^*} \frac{\partial \tau}{\partial y}$

donde $\frac{\partial \tau}{\partial y} \sim 1$ cuando el observador está dentro de la capa límite

entonces

$$\left. \frac{\partial \tau}{\partial R} \right|_{\text{dentro}} \sim \frac{1}{\delta^*} \gg 1$$

por consiguiente, si estamos parados adentro se verá que

$$\left. \frac{\partial \tau}{\partial R} \right|_{\text{dentro}} \gg \left. \frac{\partial \tau}{\partial R} \right|_{\text{fuera}}$$

lo que indica que el cambio de temperatura en la parte interna es mucho mayor que afuera, o equivalente a decir que parados adentro se verá la temperatura externa como una constante.

Y es precisamente de esta última forma como se puede apreciar el modelo propuesto por KUEHN & GOLDSTEIN (1), donde suponen la existencia de dos capas límites adheridas a cada superficie; con un fluido a una temperatura promedio (constante) en el centro del ánulo.

Ahora; lo que (1) hacen es suponer que la capa-límite tiene una resistencia térmica equivalente a otra capa límite de espesor promedio $\bar{\delta}_1$ y $\bar{\delta}_2$ (obviamente estos espesores dependerán de las mismas variables que aparecen en las capas límites convectivas).

Una forma sencilla de entender el procedimiento que siguieron es considerar el caso de convección libre sobre una pla plana vertical.

Aquí se conoce que una solución aproximada del coeficiente de transmisión de calor promedio está dado por (referencia (3) p 285).

$$N_u = 0.677 P_r^{1/2} (0.952 + P_r)^{-1/4} G_{rL}^{1/4}$$

y el flujo de calor es

$$q = \frac{N_u (T_1 - T_\infty) K}{L}$$

que también lo puedo escribir como

$$q = \frac{(T_1 - T_\infty)}{R}$$

con $R = \frac{L}{N_u K}$ es la resistencia térmica de la capa límite.

Ahora; si yo supongo que

$$R = \frac{L}{N_u K} = \frac{\bar{\delta}}{K}$$

y en tal caso $\bar{\delta}$ sería el espesor promedio de la capa equivalente y quedaría

$$\bar{\delta} = \frac{L}{N_u}$$

Volviendo al problema de las capas límites, se mostrará gráficamente en la figura III-2 los tres problemas básicos a los que se aproxima el modelo total

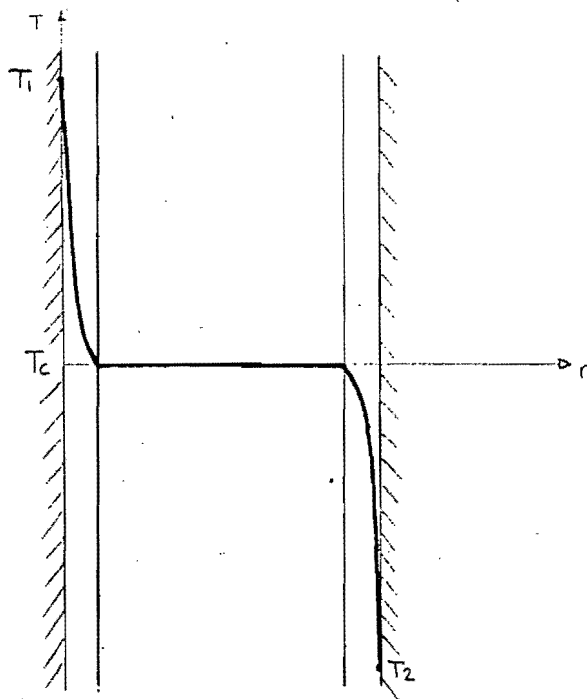


Figura III-2

Modelo térmico en el ánulo. Dos capas límites adheridas a las superficies, y una región central a temperatura T_c

Es claro que la temperatura del

fluido no corresponde con la media entre las superficies. Además se ve que dependerá de ambas capas límites. También, con el rigo analítico, T_c cerca de la pared interior es diferente de la exterior (como se había dicho antes, que adimensionalmente era τ_i) la resolución de este problema hay que buscar una τ_i hasta que se acoplen los respectivos problemas.

Para la aproximación que se hace en (1), y en aras de brindar una forma simple que correlacione los resultados, se supone que la temperatura T_c es constante y se aproxima a \bar{T}_b . El cálculo a través de cada cilindro quedando:

$$\frac{\bar{T}_b - T_1}{T_2 - \bar{T}_b} = \frac{N_{u1}^*}{N_{u2}^*} \quad (31)$$

donde Nu^* y Nu^* están definidos por las ecuaciones (2.19) y (2.23). El inconveniente de usar la ecuación (31) es el tiempo en que se incrementa el programa de computadora. Por esta razón se improvisó un programa donde \bar{T}_b es la media entre las temperaturas de las superficies, y los resultados de flujo de calor y determinación de temperaturas T_2 y T_3 se afectaron en aproximadamente 1 %.

Al finalizar este apéndice se lista el programa que incluye el rigor de la ecuación (31) que en el listado se presenta mediante la subrutina 2200, así mismo como algunos resultados obtenidos.

Para problemas particulares se recomienda el uso de éste último programa.

Independientemente de este análisis de capa límite en el ánulo, se debe mencionar el proceso inductivo usado para estimar el coeficiente de transmisión de calor. Recordando que el procedimiento fue estimar los límites de la ecuación e igualarlos a los diferentes casos particulares (como p.e. flujo desde cilindros al exterior o flujo desde cilindros al interior), método justificado sólo por observaciones físicas que fuerzan al problema. Posiblemente esta es la causa que obliga a los ajustes exponenciales en las ecuaciones (2.25).

```

LIST
1 PR# 1
2 PRINT " ";
3 PRINT " "; PRINT "PROGRAMA :  C A L O R   T E O R I C O   VARIANCO TL, GAP Y ESPESOR AISLANTE"
4 PRINT " "
5 PRINT " "
6 GOSUB 1710
8 PR# 0
9 D1 = .1143
10 D5 = .1732
11 D2 = .8135 * 2 + D1
12 D3 = 50R * (D5 ^ 2 - D1 ^ 2 + D2 ^ 2)
13 E1 = .1
14 E2 = E1
15 E3 = .2
16 E5 = .0135
17 T1 = 373
18 T2 = 360
19 T3 = 320
20 T4 = 293
21 SI = .56687E - 7
22 PI = 3.1416
23 GA = .005
24 U6 = D3 ^ 2 - D2 ^ 2
50 E = (D2 - D1) / 2 - E5
60 H1 = 2 * PI / LOG (D3 / D2)
90 GOSUB 800
95 GOSUB 2200
100 GOSUB 4000
110 GOSUB 900
130 A = QP - QK
140 B = QP - QR
145 PRINT "T1= " INT (T1 - 273); " T2= " INT (T2 - 273); " T3= " INT (T3 - 273); " Q= " INT (QP); " D1= " INT
      * 1E3); " D2=" INT (D2 * 1E3)
150 IF (ABS (A) + ABS (B)) < 1 THEN GOTO 420
160 DT = .1
170 T3 = T3 + DT
171 TM = (T2 + T3) / 2
175 KC = .01602 * EXP (3.66462 - 3 * TM)
180 Q5 = H1 * KC * (T2 - T1)
190 Q2 = Q5 - QK
200 T2 = (Q2 - A) / DT
210 T3 = T3 - DT
220 T2 = T2 + DT
230 GOSUB 800
235 GOSUB 2200
240 GOSUB 4000
245 GOSUB 180
250 Q1 = QP - QK
260 P1 = (Q1 - A) / DT
270 Q1 = QP - QK
280 P2 = (Q1 - B) / DT
290 T1 = T1 - DT
300 T2 = T2 - DT
310 GOSUB 800

```

```

341  A = 100
353  JR = T1 * T2 + F2 * T3
369  C = T2 * JR
379  IF DEF (C) = 0 THEN GOTO 599
389  T2 = T2 - JR * A4 - 5 * P3 / JR
395  T3 = T3 - T2
399  T3 = T3 - (R * P1 - 9 * P2) / JR
397  IF T2 < = T3 THEN GOTO 493
398  IF T2 > = T4 THEN 600
399  IF T3 < = T4 THEN 600
400  GOTO 90
420  E4 = (E1 * E2 / (E3 + E1 * (1 - E2) * D1 / D2))
430  TM = (T1 + T3) / 2
440  KC = .01832 * EXP (3.9648E - 3 * TM)
451  GOTO 1200
455  GOTO 700
515  PR# 1
517  PRINT ""
520  PRINT TAB(X1)F1; TAB(X2)F2; TAB(X3)F3; TAB(X4)F4; TAB(X5)F5; TAB(X6)F6; TAB(X7)F7; TAB(X8)F8;
  9)F9; TAB(X9)F9; TAB(Y1)G1; TAB(Y2)G2; TAB(Y3)G3; TAB(Y4)G4; TAB(Y5)G5
522  PRINT TAB(Y6)G6; TAB(Y7)G7; TAB(Y8)G8; TAB(Y9)G9; TAB(Y9)G9; TAB(Z1)I1; TAB(Z2)I2; TAB(Z3)I3;
  4)I4; TAB(Z5)I5; TAB(Z6)I6; TAB(Z7)I7; TAB(Z8)I8; TAB(Z9)I9; TAB(5)I10
523  PRINT TAB(3) INT (T2 - T4 + .5); TAB(6) INT (T3 - T4 + .5); TAB(6) INT (E * 1000) / 100
524  PRINT " "
525  PR# 0
530  T1 = T1 + 50
531  T2 = T1 * .97
532  T3 = T2 * .9
535  IF T1 < = 573 THEN GOTO 50
536  PR# 1
537  GOTO 630
538  PRINT "-----"
-----
539  PR# 0
542  GA = GA + .005
543  D2 = 2 * GA + D1
546  D3 = SQR (U6 + D2 ^ 2)
549  T1 = 323
556  IF GA < = .03 THEN 530
557  GOTO 630
559  D1 = D1 + .0508
560  GA = .035
562  D2 = 2 * GA + D1
564  D3 = D2 + .0508
566  U6 = D3 ^ 2 - D2 ^ 2
570  IF D1 < = .21 THEN 600
575  GOTO 630
580  PR# 1
610  PRINT ""
615  PRINT " "
617  GOSUB 1710
618  FOR A
620  GOTO 520
630  PR# 1
645  PRINT ""
649  PRINT " "; PRINT "VALUES IN WAY"          DIMENSION T1 ""; PRINT "RELEVANCIAS E1 ; E2 = "E1"
  TEMPO- C2 = "E3; PRINT "TEMPERATURAS EM C "
657  END
700  F1 = INT (OP + .5)
702  T2 = INT (TE + .5)
704  T3 = INT (TP + .5) * (PA + (E1 / A))
705  T4 = INT (T1 - 0.75 * E)
708  F3 = INT (CE + .5) * E
711  F5 = INT (TE - 0.75 * E)

```



```

1110 L0 = 0.876233
1140 PR = L5 * T ^ L6
1150 GB = L7 * T ^ L8
1160 K = L9 * T ^ L0
1170 R = GB * PR * (T1 - T0) * D ^ 3
1180 RETURN
1200 TE = 320
1205 D = D5
1210 T1 = TE
1215 T0 = T4
1217 GOSUB 1350
1220 TE = TE + DT
1225 T1 = TE
1230 LB = LA
1235 GOSUB 1350
1240 LC = (LA - LB) / DT
1245 TE = (TE - DT) - LB / LC
1250 T1 = TE
1255 GOSUB 1350
1260 KN = KC
1265 LD = LA
1270 T1 = TE - DT
1272 QE = 2 * PI * KN * (T1 - TE) / LOG (D5 / D1)
1273 PRINT "QE = ", QE
1275 GOSUB 1350
1280 IF LD * LA < = 0 THEN GOTO 455
1282 PRINT "TE = ", TE - 273
1285 T1 = TE + DT
1290 GOSUB 1350
1295 IF LD * LA < = 0 THEN GOTO 455
1300 GOTO 1220
1350 GOSUB 1000
1355 T1 = (T1 + TE) / 2
1360 KC = 0.1032 * EXP (3.9646E - 3 * T1)
1365 LA = PI * (2 * KC * (T1 - TE) / LOG (D5 / D1) - 53 * R - 25 * K * (TE - T4) - 51 * D5 * E3 * (TE - T4)
1370 RETURN
1500 X1 = 3
1502 IF F1 > = 100 THEN X1 = 1
1504 X2 = 6
1506 IF F2 > = 100 THEN X2 = X2 - 1
1508 X3 = 5
1510 IF F3 > = 100 THEN X3 = X3 - 1
1512 X4 = 6
1514 IF F4 > = 100 THEN X4 = X4 - 1
1516 X5 = 6
1518 IF F5 > = 100 THEN X5 = X5 - 1
1520 X6 = 6
1522 IF F6 > = 100 THEN X6 = X6 - 1
1524 X7 = 5
1526 X8 = 6
1528 IF F8 > = 100 THEN X8 = X8 - 1
1530 X9 = 7
1532 IF F9 > = 100 THEN X9 = X9 - 1
1534 X0 = 6
1536 IF F0 > = 100 THEN X0 = X0 - 1
1538 Y1 = 6
1540 Y2 = 4
1542 Y3 = 5
1544 Y4 = 4
1546 Y5 = 3
1548 Y6 = 2
1550 IF G6 > 1 THEN Y6 = Y6 - 1
1552 IF G6 = 1 THEN Y6 = 5

```



```

1558 Y9 = 4
1560 Y0 = 6
1562 IF G0 > = 100 THEN Y0 = Y0 - 1
1564 Z1 = 7
1565 IF I1 > = 10 THEN Z1 = Z1 - 1
1566 IF I1 > = 100 THEN Z1 = Z1 - 1
1568 Z2 = 5
1570 IF I2 > = 100 THEN Z2 = Z2 - 1
1572 Z3 = 7
1573 IF I3 > = 10 THEN Z3 = Z3 - 1
1574 IF I3 > = 100 THEN Z3 = Z3 - 1
1576 Z4 = 8
1577 IF I4 > = 10 THEN Z4 = Z4 - 1
1578 IF I4 > = 100 THEN Z4 = Z4 - 1
1580 Z5 = 7
1581 IF I5 > = 10 THEN Z5 = Z5 - 1
1582 IF I5 > = 100 THEN Z5 = Z5 - 1
1584 Z6 = 8
1585 IF I6 > = 10 THEN Z6 = Z6 - 1
1586 IF I6 > = 100 THEN Z6 = Z6 - 1
1590 IF I6 > = 1000 THEN Z6 = Z6 - 1
1592 Z7 = 6
1598 Z8 = 8
1600 IF F8 > = 10 THEN Z8 = Z8 - 1
1605 Z9 = 6
1620 GOTO 515
1710 PRINT TAB(4)"Q", TAB(6)"QE", TAB(6)"Q/QE", TAB(5)"T1", TAB(6)"T2", TAB(6)"T3", TAB(6)"T4", TAB
1-T4", TAB(4)"T1-T2", TAB(4)"KE", TAB(6)"KC", TAB(6)"D1", TAB(6)"D2", TAB(6)"D3", TAB(6)"DE"
1720 PRINT TAB(3)"R12", TAB(4)"R23", TAB(6)"R34", TAB(6)"RT", TAB(5)"Q12C", TAB(4)"Q12R", TAB(4)"Q3
4)"Q34R", TAB(5)"RI", TAB(5)"RO", TAB(6)"RE", TAB(6)"RA", TAB(6)"NUR", TAB(5)"NUE", TAB(5)"TE"
1725 PRINT TAB(2)"T2-T4", TAB(2)"T3-T4", TAB(2)"EX"
1730 PRINT
1740 RETURN
2000 REM CALCULO DE NUSSELT DESDE CIL INT
2030 C3 = 0.518 * R ^ (1 / 4)
2040 C4 = 1 + (0.559 / PR) ^ (3 / 5)
2050 C5 = 0.1 * R ^ (1 / 3)
2060 C6 = 9.04162
2070 N2 = 15 + 2 / (((C3 * C4 ^ (-5 / 12)) ^ 15 + C5 ^ 15) ^ (1 / 15))
2080 RETURN
2200 V1 = 2 / LOG (N2)
2210 V2 = - 2 / LOG (N4)
2220 V3 = V1 / V2 + (T7 - T2) / (T1 - T7)
2225 T7 = T7 + 1
2227 T0 = T7
2230 GOSUB 810
2235 V1 = 2 / LOG (N2)
2240 V2 = - 2 / LOG (N4)
2245 V4 = V1 / V2 * (T7 - T2) / (T1 - T7)
2250 V5 = (V4 - V3) / 1
2253 PRINT "TB = " INT (T7); " V3/V5 = " INT (V3 / V5 * 100) / 100; " TM = " INT ((T1 + T2) / 2)
2255 IF ABS (V3 / V5) < 1 THEN 2300
2260 T7 = T7 - V3 / V5
2265 T0 = T7
2270 V3 = V4
2275 GOTO 2230
2300 RETURN
3000 REM CALCULO NUSSELT DESDE CIL HACI EXTERIOR CO CORRECCION G
3001 C1 = 1 + 0.6 / PR ^ .7
3002 C2 = .4 + 2.6 * PR ^ .7
3010 G = (C1 ^ (- 5) + C2 ^ (- 5)) ^ (- 1 / 5)
3020 C7 = 0.597 * G * R ^ (1 / 4)
3030 C8 = 0.1 * R ^ (1 / 3)

```

3850 RETURN

4000 H = (D1 * Q - D2 * B - A * E * D) / (2 * D1 + D2)

4010 N5 = 2 / (D3 * (H + 500 * (D4 * Q - 1)))

4020 N1 = ((2 * 100 * (D2 / N4)) * 15 + N3 * 15) * (1 / 15)

200

4025 K1 = (K1 + 1) / 2

4030 Q20 = N1 * N1 * P1 * (T1 - T2)

4040 KM = INT (Q1 / N5 + 100) / 100

4050 QP2 = E1 * D1 * (T1 * 4 - T2 * 4) * P1 / (1 / E1 + D1 / D2 * (1 / E2 - 1))

4060 QK = Q20 + QP2

4070 RETURN

```

LIST
1 PR# 1
2 PRINT " " PRINT " "
3 PRINT TAB(5)"PROGRAMA : CALORES EXPERIMENTALES - FIJOS-T1-T2-T3-T4"
4 PRINT " "
5 PRINT TAB(3)"Q"; TAB(5)"Q12"; TAB(5)"Q12/Q"; TAB(5)"Q23"; TAB(5)"Q23/Q"; TAB(5)"Q34K"; TAB(4)"Q34
6)"QE"; TAB(5)"Q/QE"; TAB(5)"T1"; TAB(5)"T2"; TAB(5)"T3"; TAB(5)"T4"; TAB(5)"KE"; TAB(4)"KC"; TAB
KR"; TAB(5)"KR"
7 PRINT "T1-T4 T1-T2"; TAB(5)"R12"; TAB(6)"R23"; TAB(6)"R34"; TAB(7)"RT"; TAB(5)"Q12C"; TAB(5)"Q12R";
4)"Q34C"; TAB(3)"Q34R"; TAB(5)"RI"; TAB(5)"RO"; TAB(5)"RE"; TAB(5)"RA"; TAB(4)"NUR"; TAB(3)"NUE"
3)"ER"
8 PRINT " NUM Q34M Q34 E12 EE E3 TE "
9 PRINT "-----"
10 PR# 0
11 INPUT "DIAMETRO D1,D2,D3 = "; D1,D2,D3
12 INPUT "NUMERO DE DATOS = "; N
13 INPUT "EMISIVIDAD E1,E2,E3 = "; E1,E2,E3
14 I = 1
15 READ Q1,T1,T6,T7,T4
16 ES = 0.065
18 T1 = T1 + 273
19 T4 = T4 + 273
20 PI = 3.1416
21 S1 = 56687E-7
22 E = (D2 - D1) / 2 - ES
23 GOTO 30
30 T2 = T6
32 T3 = T7
45 T2 = T2 + 273
50 T3 = T3 + 273
60 H1 = 2 * PI / LOG(D3 / D2)
63 E4 = (E1 * E2 / (E2 + E1 * (1 - E2) * D1 / D2))
65 TM = (T2 + T3) / 2
66 KC = 0.1032 * EXP(3.9646E - 3 * TM)
67 D5 = 50R(D1 ^ 2 - D2 ^ 2 + D3 ^ 2)
68 GOSUB 1200
69 G5 = INT(D1 * 1E4) / 100
70 G6 = INT(D2 * 1E4) / 100
71 G7 = INT(D3 * 1E4) / 100
72 G8 = INT(D5 * 1E4) / 100
73 G9 = INT(E4 * 100) / 100
74 G0 = (D2 - D1) / 2
76 PRINT " " PRINT " " PRINT " LD = "LD;" LA = "LA;" LD*LA = "LD * LA
90 GOSUB 800
95 GOSUB 2200
100 GOSUB 4000
101 Q6 = Q1 - QK
110 GOSUB 900
120 GOSUB 950
121 ER = (QK - QC3) / (SI * D3 * PI * (T3 ^ 4 - T4 ^ 4))
125 Q7 = QK - QP
127 Q8 = QP - QA
128 E5 = (QP - QC2) / (SI * PI * D1 * (T1 ^ 4 - T2 ^ 4))
129 E6 = E5 * (D2 + D1) / (D2 + E5 * D1)
130 F1 = INT(Q1 + .5)
131 F2 = INT(QK + .5)
132 F3 = INT(F2 / F1 * 100 + .5)
133 F4 = INT(QP + .5)

```

```

136 F7 = INT (F6 / F1 * 100 + .5)
137 F8 = INT (QE + .5)
138 F9 = INT (Q1 / QE * 1000 + .5) / 10
139 F0 = INT (T1 - 272.5)
140 G1 = INT (T2 - 272.5)
141 G2 = INT (T3 - 272.5)
142 G3 = INT (T4 - 272.5)
143 G0 = INT (KM * 100 + .5)
144 GOTO 170
145 GOSUB 200
147 PR# 1
148 PRINT " "
149 PRINT I
150 PRINT TAB(X1)F1; TAB(X2)F2; TAB(X3)F3; TAB(X4)F4; TAB(X5)F5; TAB(X6)F6; TAB(X7)F7; TAB(X8)F8;
9)F9; TAB(X0)F0; TAB(Y1)G1; TAB(Y2)G2; TAB(Y3)G3; TAB(Y4)G0; TAB(Y5)I2; TAB(Y6)I3; TAB(Y7)I4
151 PRINT TAB(A5)I5; TAB(A6)I6; TAB(A7)I7; TAB(A8)I8; TAB(A9)I9; TAB(A0)I0; TAB(B1)M1; TAB(B2)M2;
3)M3; TAB(B4)M4; TAB(B5)M5; TAB(B6)M6; TAB(B7)M7; TAB(B8)M8; TAB(B9)M9; TAB(B0)M0; TAB(4)I1
152 GOTO 196
153 PRINT TAB(3) INT (N7 + .5); TAB(5) INT (QM + .5); TAB(7) INT (CMC + .5); TAB(6) INT (E5 * 100 + .5)
0; TAB(6) INT (E6 * 100 + .5) / 100; TAB(6) INT (E7 * 100 + .5) / 100; TAB(7) INT (TE - 272.5)
154 PR# 0
155 X9 = 5
156 IF D < N THEN GOTO 14
158 PR# 1
159 PRINT " "
160 PRINT " "
-----
161 PRINT " " PRINT "DIAMETRO 1 = "G5;" DIAMETRO 2 = "G6;" DIAMETRO 3 = "G7
162 PRINT "DIAMETRO EQUIVALENTE CONVENCIONAL = "G8
163 PRINT "ESPESOR ANULAR = " INT ((D2 - D1) / 2 * 1E4 + .5) / 100
164 PRINT "EMISIVIDADES E1 = "E1;" E2 = "E2;" E3 = "E3;" EE = "G9
165 PRINT "EXCENTRICIDAD E = "E
168 END
170 I1 = INT (ER * 100 + .5) / 100
171 I2 = INT (KC * 1E3 + .5)
172 I3 = INT (QK / (H1 * (T2 - T3)) * 1000 + .5)
173 I4 = INT (I3 / I2 * 100 + .5)
174 I5 = INT ((T1 - T4) + .5)
175 I6 = INT ((T1 - T2) + .5)
176 I7 = INT (1 / ((T1 - T2) / QK) * 100 + .5) / 100
177 I8 = INT (1 / ((T2 - T3) / QK) * 100 + .5) / 100
178 I9 = INT (1 / ((T3 - T4) / QK) * 100 + .5) / 100
179 I0 = INT (1 / ((T1 - T4) / QK) * 100 + .5) / 100
180 M1 = INT (Q2C + .5)
181 M2 = INT (QR2 + .5)
182 M3 = INT (QC3 + .5)
183 M4 = INT (Q3R + .5)
184 M5 = INT (RI * 1E - 4 + .5)
185 M6 = INT (RO * 1E - 4 + .5)
186 M7 = INT (R * 1E - 4 + .5)
187 M9 = INT (N1 + .5)
188 M0 = INT (N6 + .5)
189 D = (D2 - D1) / 2
190 TI = T1
191 T0 = T2
192 RE = R
193 GOSUB 1000
194 M8 = INT (R * 1E - 2 + .5) / 100
195 GOTO 145
196 N7 = .53 * RE ^ .25
197 QM = N7 * PI * K7 * (T3 - T4) + Q3R
198 CMC = QM - Q3R
199 GOTO 375
200 X1 = 3

```



```
210 IF F2 > = 100 THEN X2 = X2 - 1
215 X3 = 7
220 IF F3 > = 100 THEN X3 = X3 - 1
225 X4 = 7
227 IF F4 > = 100 THEN X4 = X4 - 1
230 X5 = 7
233 IF F5 > = 100 THEN X5 = X5 - 1
236 X6 = 7
245 X7 = 7
250 X8 = 6
253 IF F8 > = 100 THEN X8 = X8 - 1
255 X9 = 6
257 IF F9 > = 100 THEN X9 = X9 - 1
260 X0 = 4
265 Y1 = 5
266 IF G1 > = 100 THEN Y1 = Y1 - 1
267 Y2 = 5
269 Y3 = 5
270 Y4 = 4
272 Y5 = 4
275 Y6 = 5
277 Y7 = 5
278 IF I4 > = 100 THEN Y7 = Y7 - 1
280 A5 = 3
282 IF I5 > = 100 THEN A5 = A5 - 1
285 A6 = 5
287 A7 = 6
290 IF I7 > = 1 THEN A7 = A7 - 1
292 A8 = 6
295 IF I8 > = 1 THEN A8 = A8 - 1
297 A9 = 6
300 IF I9 > = 1 THEN A9 = A9 - 1
302 A0 = 6
305 B1 = 8
306 IF M1 > = 10 THEN B1 = B1 - 1
307 IF M1 > = 100 THEN B1 = B1 - 1
310 B2 = 7
312 IF M2 > = 10 THEN B2 = B2 - 1
315 B3 = 7
317 IF M3 > = 10 THEN B3 = B3 - 1
320 B4 = 7
322 IF M4 > = 10 THEN B4 = B4 - 1
323 B5 = 6
324 IF M5 > = 10 THEN B5 = B5 - 1
325 IF M5 > = 100 THEN B5 = B5 - 1
329 B6 = 6
332 IF M6 > = 10 THEN B6 = B6 - 1
335 IF M6 > = 100 THEN B6 = B6 - 1
337 B7 = 6
339 IF M7 > = 10 THEN B7 = B7 - 1
340 IF M7 > = 100 THEN B7 = B7 - 1
342 B8 = 4
344 IF M8 > = 10 THEN B8 = B8 - 1
346 IF M8 > = 100 THEN B8 = B8 - 1
350 B9 = 5
352 IF M9 > = 10 THEN B9 = B9 - 1
355 IF M9 > = 100 THEN B9 = B9 - 1
357 B0 = 6
359 IF M0 > = 10 THEN B0 = B0 - 1
362 IF M0 > = 100 THEN B0 = B0 - 1
370 RETURN
375 E7 = (QP - CMC) / (SI * PI * D3 * (T3 ^ 4 - T4 ^ 4))
376 GOTO 153
893 T0 = (T1 + T2) / 2
```

```

820 D = D1
830 GOSUB 1000
840 GOSUB 2000
845 RI = R
850 D = D2
860 TI = T0
870 T0 = T2
875 K1 = K
880 GOSUB 1000
885 GOSUB 3000
890 RO = R
895 RETURN
900 D = D3
905 T0 = T4
910 TI = T3
915 GOSUB 1000
920 GOSUB 2000
925 RETURN
950 N6 = 2 / LOG (N2)
955 QC3 = N6 * PI * K * (T3 - T4)
960 Q3R = SI * E3 * PI * D3 * (T30.4 - T40.4)
965 QR = QC3 + Q3R
966 TM = (T2 + T3) / 2
968 KC = 0.01032 * EXP (3.9646E - 3 * TM)
970 K7 = K
971 QP = H1 * KC * (T2 - T3)
975 RETURN
1000 REM CALCULO DENSIDADES, VISC. CINEMATICA, PRANDTL, COND. TERMICA, G. B/V2, Y RAYLEIGH
1010 T = (TI + T0) / 2
1060 L5 = 1.24998
1070 L6 = - 0.05962
1080 L7 = 4.083E18
1090 L8 = - 4.4357
1100 L9 = 1.77E - 4
1110 L0 = 0.876233
1140 PR = L5 * TL6 * L6
1150 GB = L7 * TL8 * L8
1160 K = L9 * TL0
1170 R = GB * PR * (TI - T0) * D0.3
1180 RETURN
1200 DT = 1
1205 TE = T3
1210 D = D5
1215 TI = TE
1220 T0 = T4
1225 GOSUB 1350
1230 TE = TE + DT
1232 TI = TE
1234 LB = LA
1236 GOSUB 1350
1238 LC = (LA - LB) / DT
1240 TE = (TE - DT) - LB / LC
1242 TI = TE
1244 GOSUB 1350
1246 KN = KC
1248 LD = LA
1250 TI = TE - DT
1252 QE = 2 * PI * KN * (T1 - TE) / LOG (D5 / D1)
1254 GOSUB 1350
1256 IF LD * LA < = 0 THEN GOTO 69
1260 PRINT " ": PRINT " ": PRINT "      QE = "QE: PRINT " ": PRINT "      TE = "TE - 273
1261 PRINT " ": PRINT " LD = "LD:" LA = "LA:" LD*LA = "LD * LA
1262 TI = TE + DT
1264 GOSUB 1350

```

```

1350 GOSUB 1000
1352 TM = (T1 + TE) / 2
1354 KC = .01032 * EXP (3.9646E - 3 * TM)
1356 LA = PI * (2 * KC * (T1 - TE) / LOG (D5 / D1) - .53 * R ^ .25 * K * (TE - T4) - SI * D5 * E3 * (TE ^ 4))

```

```

1358 RETURN
2000 REM CALCULO DE NUSSELT DESDE CIL INT.
2030 C3 = 0.518 * R ^ (1 / 4)
2040 C4 = 1 + (0.559 / PR) ^ (3 / 5)
2050 C5 = 0.1 * R ^ (1 / 3)
2060 C6 = 9.84162
2070 N2 = 1 + 2 / (((C3 * C4 ^ (-5 / 12)) ^ 15 + C5 ^ 15) ^ (1 / 15))

```

```

2080 RETURN
2200 V1 = 2 / LOG (N2)
2210 V2 = -2 / LOG (N4)
2220 V3 = V1 / V2 * (T7 - T2) / (T1 - T7)
2225 T7 = T7 + 1
2227 T0 = T7

```

```

2230 GOSUB 810
2235 V1 = 2 / LOG (N2)
2240 V2 = -2 / LOG (N4)
2245 V4 = V1 / V2 * (T7 - T2) / (T1 - T7)
2250 V5 = (V4 - V3) / 1
2253 PRINT "TB = " INT (T7); " V3/V5 = " INT (V3 / V5 * 100) / 100; " TM = " INT ((T1 + T2) / 2)
2255 IF ABS (V3 / V5) < 1 THEN 2300
2260 T7 = T7 - V3 / V5
2265 T0 = T7
2270 V3 = V4
2275 GOTO 2230
2300 RETURN

```

```

3000 REM CALCULO NUSSELT DESDE CIL HACI EXTERIOR CO CORRECCION G
3001 C1 = 1 + 0.6 / PR ^ .7
3002 C2 = 1 + 2.6 * PR ^ .7
3010 G = (C1 ^ (-5) + C2 ^ (-5)) ^ (-1 / 5)
3020 C7 = 0.587 * G * R ^ (1 / 4)
3030 C8 = 0.1 * R ^ (1 / 3)
3040 N4 = 1 - 2 / ((C6 ^ (5 / 3) + C7 ^ (5 / 3)) ^ 9 + C8 ^ 15) ^ (1 / 15)
3050 RETURN

```

```

4000 H = (D1 ^ 2 + D2 ^ 2 - 4 * E ^ 2) / (2 * D1 * D2)
4010 N5 = 2 / LOG (H + SQR (H ^ 2 - 1))
4020 N1 = ((2 / LOG (N2 / N4)) ^ 15 + N5 ^ 15) ^ (1 / 15)
4025 K1 = (K1 + K) / 2
4030 Q2C = N1 * K1 * PI * (T1 - T2)
4040 KM = INT (N1 / N5 * 100) / 100
4050 QR2 = SI * D1 * (T1 ^ 4 - T2 ^ 4) * PI / (1 / E1 + D1 / D2 * (1 / E2 - 1))
4060 QK = Q2C + QR2
4070 RETURN

```

5000 REM DATOS FIBRA VIDRIO COND1= 1143, D2= 1651, D3= 2286, DE= 1951 Y GAP= 0254
ECORDAR QUE LOS DATOS 5000 A 7000 SE TIENE QUE EXCENTRICIDAD ES CERO (EN RENGLON 16 ES = GAP)

- 5010 DATA 67, 131, 98, 35, 19
- 5020 DATA 79, 146, 98, 37, 20
- 5030 DATA 85, 155, 104, 38, 19
- 5040 DATA 90, 165, 111, 41, 22
- 5050 DATA 96, 170, 114, 41, 20
- 5060 DATA 102, 179, 120, 43, 21
- 5070 DATA 109, 196, 133, 47, 24
- 5080 DATA 109, 182, 123, 44, 22
- 5090 DATA 117, 197, 132, 45, 21
- 5100 DATA 128, 213, 144, 48, 22
- 5110 DATA 133, 219, 148, 49, 22
- 5120 DATA 161, 250, 173, 57, 28

- 6000 REM DATOS FIBRA VIDRIO CON D1 = 1143, D2= 1413, D3= 1921, DE= 1732, GAP= 0135
- 6010 DATA 65, 134, 94, 36, 17
- 6020 DATA 75, 156, 108, 38, 19

PROGRAMA : CALORES EXPERIMENTALES - FIJOS-T1-T2-T3-T4

Q T1-T4 NUM	Q12 T1-T2 Q34M	Q12/Q R12 Q34	Q23 R23 E12	Q23/Q R34 EE	Q34K RT E3	Q34K/Q Q12C TE	QE Q12R	Q/QE Q34C	T1 Q34R	T2 RI	T3 RO	T4 RE	KE RA	KC NUA	KR MUE	KR ER	
1	67	47	70	40	60	41	61	47	142.1	131	88	35	19	149	39	46	118
	112	43	1.09	89	2.94	42	35	12	27	14	50	43	568	7	8	21	28
	26	48	34	02	04	08	37										
2	79	55	70	47	59	45	57	55	143.8	146	98	37	20	147	40	46	115
	126	48	1.14	9	3.22	43	40	15	30	15	48	42	590	67	8	21	33
	26	52	37	03	05	13	40										
3	85	59	69	51	60	51	60	60	140.8	155	104	38	19	147	40	47	117
	136	51	1.17	9	3.13	44	43	17	34	17	47	41	660	66	8	22	3
	27	59	42	03	05	11	41										
4	90	65	72	56	62	51	57	65	138	165	111	41	22	145	41	48	117
	143	54	1.2	92	3.4	45	46	19	34	17	45	40	631	63	8	21	35
	27	68	42	03	05	15	45										
5	96	68	71	58	60	58	60	69	139.2	178	114	41	20	145	41	48	117
	150	56	1.21	93	3.23	45	48	20	38	19	44	40	708	63	8	22	31
	27	67	48	03	05	11	44										
6	102	73	72	63	62	61	60	74	137.5	179	128	43	21	144	42	49	117
	158	59	1.24	95	3.32	46	51	22	41	20	43	39	725	61	8	22	32
	28	71	51	03	05	12	46										
7	109	81	74	72	66	65	60	84	129.4	196	133	47	24	141	44	49	111
	172	63	1.29	94	3.53	47	55	27	43	22	39	36	720	55	8	22	35
	27	75	53	04	07	17	52										
8	109	73	67	65	60	61	56	76	143.9	182	123	44	22	143	42	48	114
	160	59	1.25	93	3.34	46	51	23	41	21	42	38	714	59	8	22	32
	27	71	51	04	06	14	48										
9	117	84	72	73	62	68	58	86	136.1	197	132	45	21	142	43	50	116
	176	65	1.29	97	3.51	48	57	27	45	22	40	37	779	57	8	23	35
	28	79	56	04	06	15	50										
10	120	93	73	83	65	75	59	97	132.3	213	144	48	22	140	45	50	111
	191	69	1.34	97	3.52	49	61	32	50	25	37	35	820	53	8	23	34
	28	87	62	04	07	17	54										
11	133	97	73	86	65	78	59	101	131.5	219	148	49	22	139	45	51	113
	197	71	1.36	98	3.59	49	63	34	52	26	36	34	845	52	8	23	34
	29	91	65	04	07	15	55										
1	161	113	70	108	67	87	54	123	130.7	250	173	57	28	133	48	50	104
	222	77	1.47	97	3.89	51	69	44	57	38	38	29	820	43	7	23	38
	28	101	71	05	09	25	66										

DIAMETRO 1 = 11.43 DIAMETRO 2 = 15.51 DIAMETRO 3 = 22.86
 DIAMETRO EQUIVALENTE CONVENCIONAL = 19.51
 ESPESOR ANULAR = 2.34
 EMPUJONES E1 = 4 E2 = 4 E3 = 2 E4 = 06

PROGRAMA CALORES EXPERIMENTALES - FIJOS-T1-T2-T3-T4

Q	Q12	Q12/Q	Q23	Q23/Q	Q34K	Q34K/Q	QE	Q/QE	T1	T2	T3	T4	KE	KC	KR	KR	
T1-T4	T1-T2	R12	R23	R34	RT	Q12C	Q12R	Q34C	Q34R	RI	RO	RE	RA	NUA	NUE	ER	
NUM	Q34M	QC34	E12	EE	E3	TE											
1	65	44	68	47	72	37	57	60	109.2	134	94	36	17	100	39	37	95
	117	40	1.09	75	2.3	37	38	5	30	7	44	23	404	09	9	19	2
	24	44	37	04	08	14	43										
2	75	55	73	58	77	37	49	74	102	156	108	38	19	100	41	39	95
	137	48	1.15	79	2.9	4	48	7	30	7	43	23	392	09	9	19	36
	24	44	37	04	07	3	50										
3	82	64	78	68	83	42	51	86	95.5	176	123	45	24	100	42	40	95
	152	53	1.21	82	3.04	42	55	9	34	8	39	22	396	08	9	19	36
	24	50	42	04	07	31	59										
4	97	68	70	74	76	44	45	93	104.3	181	125	39	17	100	42	39	93
	164	56	1.22	79	3.1	42	58	10	36	8	39	22	457	08	9	20	39
	25	53	45	05	08	36	54										
5	109	78	72	83	76	51	47	106	102.7	198	136	43	18	100	43	41	95
	180	62	1.26	84	3.13	44	66	12	42	10	38	22	500	08	9	20	38
	25	62	52	04	07	32	60										
6	115	80	70	85	74	54	47	109	105.3	205	143	50	24	100	45	42	93
	181	62	1.29	86	3.07	44	67	13	44	11	35	20	472	07	9	20	34
	25	65	54	04	07	29	66										
7	119	85	71	92	77	54	45	117	101.6	213	148	48	22	100	45	42	93
	191	65	1.31	85	3.28	45	71	14	44	10	34	20	486	07	9	20	4
	25	65	55	04	07	36	67										
8	130	97	75	104	80	59	45	133	97.4	231	168	58	22	100	46	43	93
	209	71	1.36	88	3.46	46	80	17	48	11	32	19	516	07	9	20	43
	25	71	60	04	07	39	72										

DIAMETRO 1 = 11.43 DIAMETRO 2 = 14.13 DIAMETRO 3 = 19.2

DIAMETRO EQUIVALENTE CONVENCIONAL = 17.32

ESPESOR ANULAR = 1.35

EMISIVIDADES E1 = 05 E2 = 05 E3 = 1 EE = 02

EXCENTRICIDAD E = 0

PROGRAMA CALORES EXPERIMENTALES - FIJOS-T1-T2-T3-T4

Q	Q12	Q12/Q	Q23	Q23/Q	Q34K	Q34K/Q	QE	Q/QE	T1	T2	T3	T4	KE	KC	KR	KR
T1-T4	T1-T2	R12	R23	R34	RT	Q12C	Q12R	Q34C	Q34R	R1	R0	RE	RA	NUA	NUE	ER
NUM	Q34M	QC34	E12	EE	E3	TE										
1																
65	49	75	47	72	44	68	61	106.9	134	94	36	17	100	39	42	108
117	40	1.23	85	2.6	42	38	11	30	14	44	23	404	09	9	19	28
24	51	37	04	08	14	41										
2																
75	63	84	58	77	44	59	75	99.9	156	108	38	19	100	41	44	107
137	48	1.31	9	3.31	46	48	15	38	14	43	23	392	09	9	19	46
24	51	37	04	07	3	47										
3																
82	74	90	68	83	50	61	88	93.4	176	123	45	24	100	42	46	110
152	53	1.39	94	3.5	48	55	19	34	17	39	22	396	08	9	19	48
24	59	42	04	07	31	56										
4																
97	79	81	74	76	52	54	95	102.3	181	125	39	17	100	42	45	107
164	56	1.4	91	3.57	48	58	20	36	16	39	22	457	08	9	20	52
25	61	45	05	08	36	51										
5																
109	91	83	83	76	61	56	108	100.7	198	136	43	18	100	43	48	112
180	62	1.47	98	3.65	51	66	25	42	19	38	22	500	08	9	20	51
25	71	52	04	07	32	56										
6																
115	93	81	85	74	65	57	112	103.1	205	143	50	24	100	45	49	109
181	62	1.5	1	3.59	52	67	26	44	21	35	20	472	07	9	20	47
25	76	54	04	07	29	62										
7																
119	100	84	92	77	65	55	120	99.6	213	148	48	22	100	45	49	109
191	65	1.54	1	3.84	52	71	29	44	21	34	20	486	07	9	20	54
25	75	55	04	07	36	63										
8																
130	114	88	104	80	71	55	136	95.5	231	160	50	22	100	46	51	111
209	71	1.61	1.04	4.09	55	80	35	48	23	32	19	516	07	9	20	59
25	82	60	04	07	39	67										

DIAMETRO 1 = 11.43 DIAMETRO 2 = 14.13 DIAMETRO 3 = 19.2
 DIAMETRO EQUIVALENTE CONVENCIONAL = 17.32
 ESPESOR ANULAR = 1.35
 EMISIVIDADES E1 = .1 E2 = .1 E3 = .2 EE = .05
 EXCENTRICIDAD E = 0

PROGRAMA CALOR TEORICO VARIANDO T1, GAP Y ESPESOR AISLANTE

Q	QE	Q/QE	T1	T2	T3	T4	T1-T4	T1-T2	KE	KC	D1	D2	D3	DE
R12	R23	R34	RT	Q12C	Q12R	Q34C	Q34R	RI	RO	RE	RA	NUA	NUB	TE
T2-T4	T3-T4	EX												
27	31	87.9	100	69	31	20	80	30	148	40	114.3	165.1	228.6	195
1.14	1.39	.41	2.95	24	3	22	5	490	398	3069	7	8.1	23.9	3
49	11	0												
48	56	86.1	150	101	39	20	130	49	147	45	114.3	165.1	228.6	195
1.01	1.28	.38	2.68	41	8	41	8	470	411	4745	7	8	26.6	43
81	19	0												
73	87	84	200	133	46	20	180	67	143	50	114.3	165.1	228.6	195
91	1.19	.35	2.46	59	14	61	12	408	383	6301	6	7.8	28.5	5
113	26	0												
101	124	81.4	250	165	53	20	230	85	138	57	114.3	165.1	228.6	195
84	1.1	.33	2.27	78	23	85	16	341	340	7747	5	7.5	30	64
145	33	0												
133	169	79.7	300	197	62	20	280	102	132	64	114.3	165.1	228.6	195
77	1.01	.31	2.1	97	36	112	21	282	296	9122	4	7.2	31.2	76
177	42	0												

CALORES EN W/M DIAMETROS EN MM
 EMISIVIDADES E1 Y E2 = .05 EMISIVIDAD E3 = 1
 TEMPERATURAS EN C

PROGRAMA CALOR TEORICO VARIANDO T1, GAP Y ESRESOR AISLANTE

Q	QE	Q/QE	T1	T2	T3	T4	T1-T4	T1-T2	KE	KC	D1	D2	D3	DE
R12	R23	R34	RT	Q12C	Q12R	Q34C	Q34R	RI	RO	RE	RA	NUA	NUE	TE
T2-T4	T3-T4	EX												
29	31	92	100	71	30	20	80	29	146	40	114.3	165.1	228.6	195
1.01	1.39	36	2.76	22	7	20	9	461	371	2765	6	7.9	23.4	
51	10	0												
52	57	91.4	150	104	37	20	130	45	144	44	114.3	165.1	228.6	19
87	1.28	32	2.48	37	15	37	15	431	371	4333	6	7.9	26.2	
84	17	0												
80	88	90.2	200	139	44	20	180	61	139	50	114.3	165.1	228.6	19
77	1.18	3	2.25	53	27	57	23	364	331	5808	5	7.6	28.2	4
119	24	0												
112	126	88.8	250	174	52	20	230	76	133	56	114.3	165.1	228.6	195
68	1.08	28	2.05	68	44	81	31	296	282	7222	4	7.3	29.8	
154	32	0												
150	171	87.4	300	210	61	20	280	90	127	63	114.3	165.1	228.6	195
6	99	27	1.87	83	67	109	41	237	234	8548	3	6.9	31.1	71
190	41	0												

CALORES EN W/M
 EMISIVIDADES E1 Y E2 = 1
 TEMPERATURAS EN C

DIAMETROS EN MM
 EMISIVIDAD E3 = 2

PROGRAMA CALOR TEORICO VARIANDO T1, GAP Y ESPESOR AISLANTE

Q	QE	Q/QE	T1	T2	T3	T4	T1-T4	T1-T2	KE	KC	D1	D2	D3	DE
R12	R23	R34	RT	Q12C	Q12R	Q34C	Q34R	RI	RO	RE	RA	NUA	NUE	TE
T2-T4	T3-T4	EX												
31	39	79.9	100	73	32	20	80	27	100	40	114.3	141.3	192.1	17
89	1.3	4	2.59	25	6	22	9	427	215	2454	1	9.5	21.4	36
53	12	0												
56	70	78.9	150	107	41	20	130	42	100	45	114.3	141.3	192.1	17
77	1.19	36	2.33	42	13	41	16	398	213	3712	1	9.5	23.9	
87	21	0												
85	109	78.3	200	143	49	20	180	57	100	51	114.3	141.3	192.1	17
67	1.09	33	2.1	462	24	62	23	333	187	4916	1	9.4	25.6	15
123	29	0												
121	156	77.5	250	180	58	20	230	70	100	58	114.3	141.3	192.1	173
58	1	31	1.9	82	39	89	32	267	156	5992	1	9.4	27	71
160	38	0												
163	212	76.7	300	217	69	20	280	82	100	65	114.3	141.3	192.1	173
5	9	3	1.71	104	59	120	43	211	127	6944	0	9.4	28.2	85
197	49	0												

CALORES EN W/M
 EMISIVIDADES E1 Y E2 = 1
 TEMPERATURAS EN C

DIAMETROS EN MM
 EMISIVIDAD E3 = 12

PROGRAMA CALOR TEORICO VARIANDO T1, GAP Y ESPESOR AISLANTE

Q R12	QE R23	Q/QE R34	T1 RT	T2 Q12C	T3 Q12R	T4 Q34C	T1-T4 Q34R	T1-T2 RI	KE RO	KC RE	D1 RA	D2 NUA	D3 NUE	DE TE
T2-T4	T3-T4	EX												
29	38	77	100	71	33	20	80	28	100	40	114.3	141.3	192.1	173
99	1.3	46	2.76	26	3	24	5	450	228	2685	1	9.5	21.8	
51	13	0												
52	69	75.3	150	104	42	20	130	45	100	45	114.3	141.3	192.1	173
88	1.2	42	2.5	45	7	44	8	431	234	4038	1	9.5	24.2	49
84	22	0												
79	107	73.9	200	138	51	20	180	62	100	51	114.3	141.3	192.1	173
78	1.1	38	2.27	67	12	67	12	369	213	5252	1	9.4	25.9	46
118	31	0												
111	153	72.2	250	172	60	20	230	77	100	58	114.3	141.3	192.1	173
7	1.01	36	2.08	90	20	94	17	303	184	6366	1	9.4	27.2	7
152	40	0												
147	288	78.6	300	207	71	20	280	93	100	66	114.3	141.3	192.1	173
63	92	34	1.9	116	32	125	23	246	155	7315	1	9.4	28.3	92
187	51	0												

CALORES EN W/M

DIAMETROS EN MM

EMISIVIDADES E1 Y E2 = 05

EMISIVIDAD E3 = 1

TEMPERATURAS EN C

Bibliografía

- [1] KUEHN & GOLDSTEIN. 'Correlating equations for natural convection heat transfer between horizontal circular cylinders', Int. journal heat mass transfer. V 19, p.p. 1127, 1976.
- [2] BEJAN & CHANG-LIEN TIEN, 'Natural convection in horizontal space bounded by two concentric cylinder with different end temperatures', Int. J. heat mass transfer, V 22, p.p. 919-927, 1979.
- [3] ÖZISIK. N, 'Transferencia de calor', Mc Graw hill Latinoamericana S.A., Bogotá 1979.
- [4] CHURCHILL & CHU, 'Correlating equations for laminar and turbulent free convection from a horizontal cylinders', Int. J. heat mass transfer, V 18, p.p. 1049, 1053.
- [5] CESS 'Free convection boundary layer heat-transfer' in 'Handbook of heat transfer', Ed. Rohsenow & Hartnett, p. p. 6-16, Mc Graw hill, N. Y., 1973.
- [6] CHURCHILL, S.W. & USAGI, 'A general expression for the correlation of rates of transfer and other phenomena' A.I.Ch.E. J. 18, pp. 1121, 1128. (1972).

- [7] DEEVER & ECKERT, "And Interferometric Investigation of Convective Heat Transfer in a Horizontal Fluid Cylinder with Wall Temperature Increasing at a Uniform Rate", Ncl.1., A.I.Ch.E., N.Y. 1970.
- [8] MASS & DAVID, "Transient Natural Convection Heat Transfer in a Horizontal Cylinder", Trend.Eng. V 20(3), p.p.8-20, 1968.
- [9] ECKERT & DRAKE, "Analysis of Heat and Mass Transfer", Mc.Graw Hill Kogakusha, LTD, Tokyo, 1976.
- [10] KAYS W. & CRAWFORD, "Convective Heat and Mass Transfer" Mc.Graw Hill Book, N.Y. 1980..
- [11] KUEHN & GOLDSTEIN, "And Experimental and Theoretical Study of Natural Convection in the Annulus Between Horizontal Concentric Cylinders", J.Fluid Mechanics, V 74 p.p.695-719. 1976.
- [12] PAMSIL. Catálogo de aislante de cemento de silicato de Sodio.
- [13] SAN ROMAN O. "Transferencia de Calor y Cálculo de las Emisividades en Anulos Horizontales No Isotérmicos", Instituto de Ingeniería, U.N.A.M.
- [14] Mc ADAMS, "Transmision de Calor ", Mc Graw Hill,

- [15] SAN ROMAN O. & J.L. FERNANDEZ, "Natural Convection Modeling for Experimental Determination of Radiative Emissivity", Instituto de Ingenieria. U.N.A.M.
- [16] OZISIC N. "Heat Conduction", Jhon Wiley 1977
- [17] KUHEN T.H. & R.J. GOLDSTEIN, "An Experimental and Theoretical Study of Natural Convection in Annulus Between Horizontal Concentric Cylinders", J. of Fluid Mechanics, V 74, p.p. 695-719 1976.
- [18] KUHEN T.H. & R.J. GOLDSTEIN, "An Experimental Study of Natural Convection Annuli", ASME, J. of Heat Transfer, V 100, p.p. 635-640, 1978.
- [19] SHILSTON M.J. & S.D. PROBERT, "Thermal Insulation Provided by Plain Horizontal Cavities Containing Atmospheric Pressure Air", Applied Energy, V 5, p.p. 61-80, 1979.
- [20] FAROUK T.H. & S.I. GUCERI, "Natural Convection From Horizontal Cylinder. Laminar Regime" ASME J. of Heat Transfer, V 103, p.p. 522-527, 1981.
- [21] FAROUK T.H. & S.I. GUCERI, "Natural Convection From Horizontal Cylinder. Turbulent Regime", ASME J. of Heat Transfer, V 104, p.p. 228-235, 1982.

- [22] FAROUK T.H. & S.I. GUCERI, "Laminar and Turbulent Convection in the Annulus Between Horizontal Concentric Cylinders", ASME. J. of Heat Transfer, V 104, p.p. 631-636, 1982.
- [23] BOYD R.D. "A Unified Theory for Correlating Steady Laminar Natural Convective Heat Transfer Data for Horizontal Annuli", Int. J. Heat Mass Transfer, V 24, p.p. 1545-1548, 1981.
- [24] BOYD R.D. "A Correlation Theory For Steady Natural Convective Heat Transfer in Horizontal Annuli", ASME. J. of Heat Transfer, V 105, p.p. 144-150, 1983.
- [25] JIRSCHE M.C. & M. FARSCHI. "Boundary Layer Regime for Laminar Free Convection Between Horizontal Concentric Cylinders", ASME. J. of Heat Transfer, V 102, p.p. 228-235, 1980.