



Universitat de Lleida

## Colectores solares termoacumulativos. Análisis numérico y experimental en regímenes estacionario y transitorio

Juan Raúl Massipe Hernández

<http://hdl.handle.net/10803/687287>

**ADVERTIMENT.** L'accés als continguts d'aquesta tesi doctoral i la seva utilització ha de respectar els drets de la persona autora. Pot ser utilitzada per a consulta o estudi personal, així com en activitats o materials d'investigació i docència en els termes establerts a l'art. 32 del Text Refós de la Llei de Propietat Intel·lectual (RDL 1/1996). Per altres utilitzacions es requereix l'autorització prèvia i expressa de la persona autora. En qualsevol cas, en la utilització dels seus continguts caldrà indicar de forma clara el nom i cognoms de la persona autora i el títol de la tesi doctoral. No s'autoritza la seva reproducció o altres formes d'explotació efectuades amb finalitats de lucre ni la seva comunicació pública des d'un lloc aliè al servei TDX. Tampoc s'autoritza la presentació del seu contingut en una finestra o marc aliè a TDX (framing). Aquesta reserva de drets afecta tant als continguts de la tesi com als seus resums i índexs.

**ADVERTENCIA.** El acceso a los contenidos de esta tesis doctoral y su utilización debe respetar los derechos de la persona autora. Puede ser utilizada para consulta o estudio personal, así como en actividades o materiales de investigación y docencia en los términos establecidos en el art. 32 del Texto Refundido de la Ley de Propiedad Intelectual (RDL 1/1996). Para otros usos se requiere la autorización previa y expresa de la persona autora. En cualquier caso, en la utilización de sus contenidos se deberá indicar de forma clara el nombre y apellidos de la persona autora y el título de la tesis doctoral. No se autoriza su reproducción u otras formas de explotación efectuadas con fines lucrativos ni su comunicación pública desde un sitio ajeno al servicio TDR. Tampoco se autoriza la presentación de su contenido en una ventana o marco ajeno a TDR (framing). Esta reserva de derechos afecta tanto al contenido de la tesis como a sus resúmenes e índices.

**WARNING.** Access to the contents of this doctoral thesis and its use must respect the rights of the author. It can be used for reference or private study, as well as research and learning activities or materials in the terms established by the 32nd article of the Spanish Consolidated Copyright Act (RDL 1/1996). Express and previous authorization of the author is required for any other uses. In any case, when using its content, full name of the author and title of the thesis must be clearly indicated. Reproduction or other forms of for profit use or public communication from outside TDX service is not allowed. Presentation of its content in a window or frame external to TDX (framing) is not authorized either. These rights affect both the content of the thesis and its abstracts and indexes.



**UNIVERSITAT DE LLEIDA**

**Departament de Medi Ambient i Ciències del Sòl**

# **TESIS DOCTORAL**

**COLECTORES SOLARES  
TERMOACUMULATIVOS. ANÁLISIS NUMÉRICO  
Y EXPERIMENTAL EN REGÍMENES  
ESTACIONARIO Y TRANSITORIO**

**Juan Raúl Massipe Hernández**

**Lleida, 2005**



**UNIVERSITAT DE LLEIDA**

**Departament de Medi Ambient i Ciències del Sòl**

**COLECTORES SOLARES TERMOACUMULATIVOS. ANÁLISIS  
NUMÉRICO Y EXPERIMENTAL EN REGÍMENES ESTACIONARIO  
Y TRANSITORIO**

Memoria presentada por:

*Juan Raúl Massipe Hernández*

**Para optar al grado de:**

Doctor

Directores de Tesis:

Dr. Joan Ignasi Rosell Urrutia

Dr. Manuel Ibañez Plana

Lleida, 14 diciembre de 2005

---

## Agradecimientos

---

Muchas personas han contribuido en mi formación directa e indirectamente a todas ellas muchas gracias. En primer lugar quiero manifestar mi agradecimiento a los directores de esta tesis doctoral Joan Ignasi Rosell y Manuel Ibáñez, quienes con su asesoramiento y consejos han hecho posible la culminación de la misma, gracias por haberme dado su apoyo y depositado su confianza en mi.

A los compañeros colaboradores de los proyectos realizados y artículos publicados sin los cuales no hubiera sido posible este trabajo.

A Reynaldo Fiffe por su apoyo y soporte en la materialización de los estudios de doctorado. A Mario Alvarez-Guerra por la dirección y su inestimable colaboración científica. A Higinio Menéndez por la fructífera colaboración en sus proyectos de investigación. A Marcos Quispe por su extraordinaria colaboración a lo largo de muchas jornadas de trabajo.

A los compañeros del Centro de Investigaciones de Energía Solar de Santiago de Cuba y en especial a los de la División de Termoconversión por su colaboración, soporte y ayuda en todos estos años de trabajo. Al Director y miembros del Laboratorio de Termotecnia y Energética de la Universidad Politécnica de Catalunya por permitirme realizar y facilitarme los estudios de Maestría en métodos numéricos.

A *Hilda y Raúl*, mis padres, por su cariño, dedicación y ejemplo a lo largo de toda mi vida por alcanzar la realización de mis proyectos tanto en lo profesional como en lo personal.

A *Aurora*, mi esposa, por su comprensión, estima y ayuda que me ha dado.

A mis hijos, que siempre me acompañan y estimulan a seguir andando.

A mis hermanos, familiares y amigos en general por su amistad y apoyo permanentes.

## Dedicatoria

A la memoria de mi abuelo y mi madre

A nuestros hijos

---

## Resum

---

En aquesta tesi, es desenvolupen infraestructures de còmput i experimental que permeten estudiar el comportament tèrmic del col·lector solar termoacumulatiu a escala física i experimental. Es dedica atenció especial a l'estudi numèric de la convecció natural en el tanc termo-absorbidor, el comportament transitori de sistemes solars i al desenvolupament d'assaigs tèrmics.

La tesi s'organitza en sis capítols. Cada capítol està estructurat de manera que pugui llegir-se en forma independent, repetint un mínim dels seus continguts (descripció de les equacions dels models governants). Es realitza una ressenya bibliogràfica sobre les investigacions i el desenvolupament de col·lectors solars termoacumulatius.

Es formulen i resolen numèricament les equacions de conservació (equacions de Navier-Stokes) de la conversió natural en el tanc termo-absorbidor. Es verifica i valida l'algorisme numèric desenvolupat. Es simula numèricament el refredament del tanc termoacumulatiu per a valors del coeficient de transferència entre  $2 \text{ Wm}^{-2}\text{K}^{-1}$  i  $10 \text{ Wm}^{-2}\text{K}^{-1}$ , es s'obtenen les estructures de flux i els camps de temperatura. S'obté una expressió que correlaciona la variació de la temperatura de l'aigua al final del refredament i el coeficient de transferència de calor.

Es formula matemàticament un model global transitori del col·lector solar termoacumulatiu, a partir del balanç d'energia en tres punts. Es desenvolupa una subrutina del col·lector solar termoacumulatiu que permet incorporar-la al programari TRNSYS. Es demostra que els col·lectors solars termoacumulatius tenen un comportament tèrmic, pràcticament, igual de bé que els col·lectors solars plans i termosifònics. S'obté la influència de paràmetres de disseny i funcionament en el comportament tèrmic anual dels col·lectors solars termoacumulatius. Es demostra que l'aportament d'energia útil anual depèn de la interacció de les seves característiques de disseny amb les condicions d'operació.

Es desenvolupen formulacions i procediments experimentals d'assaigs tèrmics del col·lector solar termoacumulatiu. Es realitza l'avaluació experimental a un col·lector solar termoacumulatiu en condicions d'exterior, s'obté la corba d'eficiència tèrmica periòdica, la correlació d'entrada/sortides d'energies i paràmetres tèrmics característics del col·lector solar. Es recomanen accions per a millorar els resultats del model transitori i assajos tèrmics.

---

## Resumen

---

En esta tesis, se desarrollan infraestructuras de cómputo y experimental que permiten estudiar el comportamiento térmico del colector solar termoacumulativo a escala física y experimental. Se dedica atención especial al estudio numérico de la convección natural en el tanque termo-absorbedor, el comportamiento transitorio de sistemas solares y al desarrollo de ensayos térmicos.

La tesis se organiza en seis capítulos. Cada capítulo está estructurado de manera que pueda leerse en forma independiente, repitiendo un mínimo de sus contenidos (descripción de las ecuaciones de los modelos gobernantes). Se realiza una reseña bibliográfica sobre las investigaciones y desarrollo de colectores solares termoacumulativos.

Se formulan y se resuelven numéricamente las ecuaciones de conservación (ecuaciones de Navier-Stokes) de la conversión natural en el tanque termo-absorbedor. Se verifica y valida el algoritmo numérico desarrollado. Se simula numéricamente el enfriamiento del tanque termoacumulativo para valores del coeficiente de transferencia entre  $2 \text{ Wm}^{-2}\text{K}^{-1}$  y  $10 \text{ Wm}^{-2}\text{K}^{-1}$  y se obtiene las estructuras de flujo y los campos de temperatura. Se correlaciona la variación de la temperatura del agua al final del enfriamiento y el coeficiente de transferencia de calor mediante una expresión lineal.

Se formula matemáticamente un modelo global transitorio del colector solar termoacumulativo a partir del balance de energía en tres puntos. Se desarrolla una subrutina del colector solar termoacumulativo que permite incorporarla al software TRNSYS. Se demuestra que los colectores solares termoacumulativos tienen un comportamiento térmico, prácticamente, igual de bien que los colectores solares planos y termosifónicos. Se obtiene la influencia de parámetros de diseño y funcionamiento en el comportamiento térmico anual de los colectores solares termoacumulativos. Se demuestra que el aporte de energía útil anual depende de la interacción de sus características de diseño con las condiciones de operación.

Se desarrolla formulaciones y procedimientos experimentales de ensayos térmicos del colector solar termoacumulativo. Se realiza la evaluación experimental a un colector solar termoacumulativo en condiciones de exteriores, se obtiene la curva de eficiencia térmica periódica, la correlación de entrada/salidas de energías y parámetros térmicos característicos del colector solar. Se recomienda acciones para mejorar los resultados del modelo transitorio y ensayos térmicos.

---

## Abstract

---

In this thesis, infrastructures of experimental calculation are developed in order to study the thermal behavior of the integrated collector storage on physical and experimental scales. Special attention is dedicated to the numerical study of the natural convection in the storage tank, the transitory behavior of collector solar system and to the development of thermal tests.

The thesis has been organized in six chapters. Each chapter can be read of independent form, repeating a minimum of its contents (description of the governing equations of the models). A bibliographical review of the state of the investigations is made on integrated collector storage.

It is numerically formulated and solved the equations of conservation (equations of Navier-Stokes) of the natural conversion in the storage tank. Development an algorithm that was validated and verified. The structures of flow and the fields of temperature for values of the coefficient of transference between  $2 \text{ Wm}^{-2}\text{K}^{-1}$  and  $10 \text{ Wm}^{-2}\text{K}^{-1}$  were obtained during the cooling of the tank. An expression that correlates the variation of the temperature of the water at the end of the cooling and the coefficient of heat transference was obtained.

A transitory global model of the integrated collector storage is formulated mathematically, from the balance of energy in three points. A subroutine of the integrated collector storage was developed which allows to incorporate it to software TRNSYS. It was demonstrated that the integrated collector storage has a thermal performance, practically, as good as the flat and thermosiphon solar collectors. The influence of parameters of design and operation in the annual thermal behavior of the integrated collector storage was studied. It was demonstrated that the contribution of annual useful energy depends on the interaction of its characteristics of design with the conditions of operation.

Formulations and experimental procedures of thermal tests of the integrated collector storage were developed. An experimental evaluation to an integrated collector storage in conditions of exteriors was made, obtaining the curve of periodic thermal efficiency, the correlation of inputs/outputs of energies and thermal parameters of the solar collector. Actions to improve the results of the transitory model and thermal tests are recommended.

---

## Listado de Publicaciones

---

Relación de publicaciones del aspirante:

- Abdala, J.L.; Massipe, J.R.; Menéndez, F. y Fonseca, S.. "*Simulación Numérica del Colector Solar Compacto en Régimen de Carga*". Tecnología Química, X, 4, 1989.
- Rodríguez Gamez, M.; Berriz, L.; Morales, G.; Alvarez, M.; Massipe, J.R.; Fonseca, S. y Perera, V.. "Efecto de la utilización de una capa protectora superior en el estanque solar". Reporte del CIES, No. 2, ACC, 1989.
- Massipe, J.R.; Despaigne, H. y Borlo, R.. "*Colector Solar con Doble Cubierta de Vidrio: Caracterización térmica*". Ing.Energética, XII, 3,91.
- Alvarez-Guerra, M., Massipe, J.R., et. al. "*La Estación Actinométrica del CIES elevada a Estación SOLMET*". Energía, 2,1992.
- Menéndez, H.F., Massipe, J.R. y Alvarez-Guerra, M.. "*Teoría de Errores Aplicada a la Determinación de la Eficiencia de un Colector Solar Plano*". Energía, No.2, 1992.
- Massipe, J.R. y et. al. "*Fundamentos Termodinámicos de un Banco para la Evaluación de Colectores Solares Planos*". Ingeniería Energética". 1994.
- Menéndez, F., Ibáñez, G., Massipe, J.R. y Alvarez-Guerra, M.. "*Desarrollo de algunos modelos sencillos de irradiación solar para Santiago de Cuba.*" Tecnología Química, XV, 1, 1995.
- Ibáñez, G.; Massipe, J.R. y Menéndez, F.. "*Validación y comparación estadística de correlaciones de radiación solar*". Tecnología Química, XV, 2, 1995.
- Marquez, Z.; Ramos, R.; Massipe, J.R. et al. "*Sistema automatizado de procesamiento de datos meteorológicos y actinométricos*". Reporte de Investigaciones. CIES, 7, 1993.
- Massipe, J.R.; Menéndez, F. et al. "*Caracterización térmica del colector solar COMPACSOL*". Memorias de RECLIEN' 96. Ciudad de la Habana. 1996.

- Schweiger, H.; Massipe, J.R. y Oliva A. "*Alternativas del diseño para colectores solares planos con aislamiento transparente. Resultados experimentales y numéricos*". Memorias de las Jornadas de la Asociación de Ingenieros Industriales. Terrassa, 1997. Barcelona, España.
- Rodríguez Proenza, C.A.; Massipe Hernández, J.R.; Fonseca Fonseca, S. y Abdala Rodríguez, J.L. "Software para el cálculo de la radiación solar sobre superficies inclinadas". Tecnología Química, Vol.17, No.1, pp. 10-12, 1997.
- Cadafalch, J.; Oliva, A.; Quispe, M. y Massipe, J.R. "*An overheating protection system for flat plate solar collectors with transparent insulation*". Proceedings Eurosun 2000 Conference, Copenhagen, Dinamarca.
- Cadafalch, J.; Oliva, A.; Quispe, M. y Massipe. "*Estudio de la viabilidad del colector solar plano con aislamiento transparente protegido a las condiciones de estancamiento con un canal de ventilación*" IX Congreso Ibérico de Energía Solar, III Jornadas Técnicas sobre Biomasa, Cordoba, España, 27 al 29 de Enero de 2000.
- Cadafalch, J.; M. Quispe; Massipe, J.R. y Oliva, A.. "*Stagnation Proof transparently insulated flat solar collectors*". Forum International sur les Energies Renouvelables. FIER 2002. 8 al 10 Mayo de 2002. Tétouan, Marruecos, Tomo I, pp. 53-58.
- Massipe, J.R.; Torres, A.; Abdala, J.L.; Deespaigne, H.; Cañada J. y Pinazo, M, "Estudio comparativo del comportamiento térmico de colectores solares integrales y planos en el clima de Cuba". Memorias de la XXVII Semana Nacional de Energía Solar de ANES. 6 al 10 de Octubre de 2003. Chihuahua. México. SSSA 07-02.
- Massipe, J.R.; Torres, A., Cañada, J.; Pinazo, M. y Ibáñez, G. "Colectores solares integrales con cubierta del tipo "honeycomb" en el clima de España". Memorias de la XXVII Semana Nacional de Energía Solar de ANES. 6 al 10 de Octubre de 2003. Chihuahua. México. SSSA 07-03.
- Cueva, W.; Massipe, J.R.; Torres, A.; García, M. y Despaigne, W. "Sistema solar de calentamiento de agua sanitaria para el hospital de Loja, Ecuador". Memorias III Simposio Internacional de Fuentes de Energía Renovables. Santiago de Cuba del 13 al 17 de Noviembre del 2003. ISBN 959-207-096-2.

---

# Índice General

---

Resumen

Listado de publicaciones

**1. Introducción**

**2. Reseña bibliográfica**

**3. Modelo numérico del tanque termo absorbedor**

**4. Modelo global transitorio del colector solar termoacumulativo**

**5. Unidad experimental y ensayos térmicos**

**6 Conclusiones y actuaciones futuras**

Listado de símbolos

Referencias bibliográficas

Anexos

---

# Índice Detallado

---

Resumen

Listado de publicaciones

Índice

	Páginas
<b>1. Introducción</b>	1
1.1 Motivación	2
1.2 El colector solar termoacumulativo	3
1.3 Configuración de la cubierta transparente	4
1.3.1 Lámina de vidrio	5
1.3.2 Materiales aislantes transparentes	6
1.4 El tanque termo absorbedor	6
1.4.1 Protección anticorrosiva y mecánica	7
1.4.2 Tratamiento selectivo del absorbedor	8
1.5 Aislante térmico	8
1.6 Alcance del trabajo	10
1.6.1 Objetivo	10
1.6.2 Contenido	11
<b>2. Reseña bibliográfica</b>	13
2.1 Introducción	14
2.2 Panorámica en investigación y desarrollo	14
2.3 Antecedentes en Cuba	28
2.4 Conclusiones	30
<b>3. Modelo numérico del tanque termo absorbedor</b>	32
3.1 Introducción	33
3.2 Ecuaciones diferenciales gobernantes	34
3.2.1 Ecuación de continuidad	34
3.2.2 Ecuaciones de cantidad de movimiento	35

3.2.3 Ecuaciones de la energía	36
3.2.4 Ecuación diferencial general	37
3.2.5 Hipótesis consideradas	38
3.2.6 Ecuaciones gobernantes	39
3.3 Condiciones de contorno	40
3.3.1 Condiciones de contorno para elementos en contactos con una superficie sólida	40
3.3.2 Condiciones de contorno a la entrada y salida de flujos	40
3.4 Adimensionamiento de las ecuaciones gobernantes	41
3.5 Discretización de las ecuaciones	42
3.5.1 Derivación de las ecuaciones	43
3.5.2 Ecuación de discretización	46
3.5.3 Mallas de discretización espacial y temporal	47
3.6 Criterio de finalización	47
3.6.1 Criterio para la convergencia	48
3.7 SOLVER para la resolución del sistema de ecuaciones	49
3.8 Validación del algoritmo	50
3.8.1 Cavity térmica diferencial cuadrada	50
3.8.2 Cavity térmica diferencial alargada	53
3.8.3 Resultados de numéricos Ramaekers y experimentales de Visser	55
3.9 Verificación de los resultados numéricos	56
3.9.1 Parámetros $h$ y $p$	57
3.9.2 Índice de convergencia de malla	59
3.9.3 Extrapolación de Richardson	59
3.9.4 Nodos de Richardson	60
3.9.5 Resultados de la verificación	61
3.10 Estudio del enfriamiento	62
3.10.1 Condiciones iniciales y de contorno	63
3.10.2 Estructura del flujo y campo de temperaturas para $U_L = 5 \text{ [Wm}^{-2}\text{K}^{-1}\text{]}$	63
3.10.3 Estructura del flujo y campo de temperaturas para valores de $U_L$	66
3.10.4 Temperaturas medias del agua en función de $U_L$	69
3.11 Conclusiones	70
<b>4. Modelo global transitorio del colector solar termoacumulativo</b>	<b>72</b>
4.1 Introducción	73
4.2 Modelos globales del colector solar termoacumulativo	75
4.2.1 Modelo de Garp	75
4.2.2 Modelo de Zollner et al.	76

4.2.3 Modelo Goetzberger et al.	79
4.2.4 Modelo Ecevit et al.	80
4.2.5 Modelo de Tripanagnospoulos et al.	80
4.3 Modelo global transitorio del colector solar termoacumulativo	82
4.4 Comparación de los resultados	86
4.4.1 Modelo de Schweiger	86
4.5 Viabilidad frente a otros colectores solares	88
4.5.1 Descripción de los sistemas solares	88
4.5.1.1 Sistema solar con colectores solares planos	88
4.5.1.2 Sistema solar con colectores solares termosifónicos	89
4.5.1.3 Sistema solar con colectores solares termoacumulativos	89
4.5.2 Datos climatológicos de las localidades	90
4.5.3 Parámetros del comportamiento térmico	91
4.5.4 Resultados comparativos de los sistemas solares	92
4.6 Estudio transitorio del colector solar termoacumulativo	95
4.6.1 Colectores solares simulados	95
4.6.2 Data de temperatura y radiación solar	96
4.6.3 Sistemas solares simulados	97
4.6.4 Comportamiento térmico anual	97
4.6.4.1 Fracción y eficiencia solares anuales	98
4.6.4.2 Distribución de las temperaturas a lo largo del año	99
4.6.4.3 Superficie para obtener la fracción solar anual del 60 %.	100
4.6.5 Influencia de parámetros de diseño en el comportamiento térmico	100
4.6.5.1 Transmitancia-absortancia efectiva	101
4.6.5.2 Coeficiente de pérdidas de calor por cubierta	101
4.6.5.3 Volumen de agua en el tanque termo-absorbedor	102
4.6.5.4 Espesor del aislante térmico	103
4.6.5.5 Número de sub-unidades	103
4.6.5.6 Área de captación	104
4.3.6 Influencia de parámetros de funcionamiento en el comportamiento térmico	105
4.6.6.1 Volumen específico de agua extraída	105
4.6.6.2 Ángulo de inclinación	105
4.6.6.3 Régimen de extracción	106
4.6.6.4 Temperatura caliente	107
4.6.6.5 Temperatura fría	108
4.6.6.6 Temperaturas caliente y fría	108
4.6.6.7 Temperatura de estancamiento	109

4.7 Conclusiones	110
<b>5. Unidad experimental y ensayos térmicos</b>	<b>112</b>
5.1 Introducción	113
5.2 Diseño de la unidad experimental	114
5.2.1 Caudal y velocidad	114
5.2.2 Potencia enfriadora	114
5.2.3 Producto masa - calor específico	114
5.2.4 Potencia para el calentamiento inicial	114
5.2.5 Potencia de equilibrio para compensar las pérdidas	115
5.2.6 Sumario de los parámetros de diseño del banco de ensayos	115
5.3 Circuito hidráulico: configuración y componentes	115
5.4 Ensayos térmicos	117
5.4.1 Métodos de ensayos	117
5.5 Ensayos térmicos para la obtención de correlaciones	118
5.5.1 Curva de eficiencia térmica periódica	118
5.5.2 Correlación de entrada/salida de energías	120
5.6 Ensayos para la obtención de parámetros térmicos	121
5.6.1 Producto transmitancia-absortancia efectivo medio	121
5.6.1.1 Método iterativo de TRNSYS con $\bar{U}_i$	121
5.6.1.2 Método de un ensayo	121
5.6.1.3 Método regresivo	122
5.6.2 Coeficiente de pérdidas de calor	122
5.6.3 Modificador del ángulo de incidencia	122
5.6.4 Capacidad térmica efectiva del colector solar	123
5.6.5 Perfiles de temperatura durante la extracción	124
5.6.6 Coeficiente del mezclado durante la extracción de agua	124
5.7 Errores de las magnitudes físicas directas	125
5.8 Errores sistemáticos de las mediciones directas	126
5.8.1 Error en la medición de las temperaturas	126
5.8.1.1 Error del sensor térmico	126
5.8.1.2 Error de instalación de los sensores	127
5.8.1.2.1 Diferencia de temperaturas entre la pared del tubo y el fluido	127
5.8.1.2.2 Longitud crítica de la funda	127
5.8.1.2.3 Error asociado al gradiente radial	128
5.8.1.2.4 Error de posición	128

5.8.1.3 Error de interpolación en la conversión a temperatura	130
5.8.1.4 Error introducido por el ruido eléctrico	130
5.8.2 Errores en la medición de la irradiancia	130
5.8.2.1 Error del instrumento de medición	130
5.8.2.2 Error en la medición de la irradiancia total	130
5.8.3 Error en la medición del caudal másico	131
5.8.4 Error en la medición del área del colector	131
5.8.5 Error en las propiedades del fluido	131
5.8.6 Error en la orientación de la superficie	132
5.8.7 Error en la medición de la velocidad del viento	132
5.9 Sumario de los errores de las mediciones directas	132
5.10 Determinación del error de la eficiencia térmica, $\eta$	134
5.10.1 Errores de las variables $Q_u$ y $X$	134
5.10.2 Cálculo de los errores de $\eta$ , $Q_u$ y $X$	135
5.11 Resultados de los ensayos térmicos	136
5.11.1 Descripción del colector solar	136
5.11.2 Condiciones de los ensayos	137
5.11.3 Curva de la eficiencia térmica periódica	137
5.11.3.1 Diagrama del perfil de temperatura durante el día	138
5.11.3.2 Energía extraída al final del día solar	138
5.11.4 Correlación de entrada/salida de energías	139
5.11.5 Coeficiente de pérdidas de calor	139
5.11.6 Capacidad térmica del colector solar	140
5.11.7 Diagrama del perfil de temperatura durante la extracción	140
5.11.8. Coeficiente de mezclado durante la extracción	141
5.12 Acciones para mejorar los resultados del modelo transitorio y ensayos térmicos	142
5.13 Acerca de los ensayos no térmicos	143
5.14 Conclusiones	145
<b>6 Conclusiones y actuaciones futuras</b>	<b>147</b>
6.1 Conclusiones	148
6.2 Actuaciones futuras	150
Listado de símbolos	151

Referencias bibliográficas	160
Anexos	170
A.1. Propiedades de sustancias y materiales utilizados	171
A.1.1 Aire	171
A.1.2 Agua	171
A.1.3 Vidrio	171
A.2. Introducción al método numérico de los volúmenes finitos	172
A.2.1 Esquemas numéricos de 1 <sup>er</sup> orden	172
A.2.2 Esquemas numéricos de 2 <sup>do</sup> orden	173
A.2.3 Algoritmo de solución de las ecuaciones	176
A.2.3.1 Tratamiento de los acoplamientos y de las no linealidades	176
A.3 Convección natural en recintos cerrados	182
A.3.1 Transferencia de calor entre el tanque termo-absorbedor y el agua	182
A.3.2 Modelo de capa de conducción	183
A.3.3 Transferencia de calor en cavidades inclinadas	183
A.3.4 Transferencia de calor en cavidades horizontales, $\theta = 0^\circ$ ó $\theta = 180^\circ$	185
A.3.5 Transferencia de calor en cavidades verticales, $\theta = 90^\circ$	186
A.4. Correlaciones para el cálculo de la radiación solar difusa	187
A.4.1 Modelos en función de $K_t$	187
A.4.1.1 Modelo de Liu y Jordan	187
A.4.1.2 Modelo de Page	188
A.4.1.3 Modelo de Collares-Pereira y Rabl	188
A.4.1.4 Modelo de Iqbal – 1	188
A.4.2 Modelos en función de $N/T_d$	188
A.4.2.1 Modelo de Iqbal – 2	188
A.4.2.2 Modelo de Iqbal – 3	188
A.4.3 Correlaciones experimentales para Santiago de Cuba	188
A.5. Correlaciones para el cálculo de coeficientes de transferencia de calor	189
A.5.1 Coeficiente de transferencia de calor entre el agua y la pared del tubo	189
A.5.2 Coeficiente de transferencia de calor de la pared exterior del tubo al ambiente	190

A.5.3 Coeficiente global de transferencia de calor del fluido al ambiente	191
A.6 Introducción al software <i>TRNSYS</i>	192
A.6.1 El sistema solar y sus componentes	192
A.6.2 Diagrama del flujo	192
A.6.3 Formulación de los modelos de los componentes	193
A.6.4 Números TYPE y UNIT	194
A.6.5 Tipos del flujo de información	195
A.6.6 Solución de las ecuaciones diferenciales	195
A.6.6.1 Soluciones analíticas	195
A.6.6.2 Métodos numéricos	196
A.6.7 Convergencia e integración	197
A.6.8 Funciones de control	197
A.7. Subrutina del colector solar termoacumulativo para TRNSYS	198
A.8 Comportamiento del colector solar termoacumulativo en el clima de Cuba	207
A.8.1 Sistemas solares simulados	207
A.8.2 Datos climatológicos	208
A.8.3 Parámetros del comportamiento térmico de los colectores solares	208
A.8.4 Comparación de los colectores solares	209
A.8.5 El colector solar termoacumulativo en función del volumen extraído	210
A.9. Características técnicas de los equipos e instrumentos de la unidad experimental	212
A.9.1 Circuito hidráulico	212
A.9.1.1 Bomba de circulación	212
A.9.1.2 Calentador eléctrico	212
A.9.1.3 Intercambiador de calor agua–aire	212
A.9.1.4 Depósito de suministro	212
A.9.1.5 Vaso de expansión	213
A.9.1.6 Válvula de seguridad	214
A.9.1.7 Válvula de dos y tres vías ON/OFF	214
A.9.1.8 Filtro	214
A.9.1.9 Tubería y accesorios	214
A.9.2 Sistema de suministro eléctrico	214
A.9.2.1 Regulador de frecuencia de la bomba	215
A.9.2.2 Thyristores del calentador eléctrico	215

A.9.2.3 Conexiones eléctricas	215
A.9.3 Sistema de medición	215
A.9.3.1 Caudal	215
A.9.3.2 Temperaturas del fluido y el colector solar	215
A.9.3.3 Temperatura ambiente	216
A.9.3.4 Presión	216
A.9.3.5 Radiación solar total	216
A.9.3.6 Radiación solar difusa: Anillo de sombras	217
A.9.3.7 Velocidad y dirección del viento	217
A.9.4. Unidad de medición y control de datos	218
A.10 Procedimientos de los ensayos térmicos	219
A.10.1 Requerimientos de precisión de los sensores	219
A.10.2 Condiciones de los ensayos térmicos	219
A.10.3 Secuencia de los ensayos	219
A.10.4 Eficiencia térmica periódica	220
A.10.5 Perfil de temperatura durante la extracción de energía	221

# Capítulo I

---

## Introducción

---

## **1. Introducción**

En este capítulo se presentan las motivaciones que dieron lugar al inicio de esta tesis doctoral sobre colectores solares termoacumulativos, se hace una breve introducción al colector solar termoacumulativo y se plantean los objetivos y contenido de este trabajo.

### **1.1 Motivación**

Durante las últimas décadas del siglo XX y primera del siglo XXI, ha ido creciendo el interés de la comunidad internacional por los problemas ecológicos, la conservación del medio ambiente y los recursos naturales y el hábitat para las futuras generaciones de seres vivos. En este contexto los recursos energéticos renovables adquieren una relevancia significativa por constituir recursos energéticos no contaminantes, biodegradables, ecológicamente limpios y de alcance planetario.

Se observa una marcada tendencia a impulsar programas y proyectos energéticamente sostenibles y renovables como asuntos priorizados e impostergables. Son imprescindibles métodos avanzados de estudio con el objetivo de rescatar los valores del proceso de relación del hombre con el medio ambiente e insertar dentro de los programas de desarrollo líneas de investigación relacionadas con el uso extendido de la energía solar.

La energía solar presenta un carácter extensivo que viene dado por la magnitud del área que recibe la radiación solar, que posteriormente es convertida en energía útil. Este carácter extensivo le confiere a su aprovechamiento una peculiar característica dado que se trata de equipos instalados en diferentes localidades y diseminados en grandes áreas es imprescindible garantizar que trabajen de manera fiable, en el rango de parámetros controlables y bien determinados. De aquí la necesidad y la importancia que se le concede a la simulación matemática, caracterización térmica y ensayos térmicos de los colectores solares.

El aprovechamiento de la radiación solar con fines térmicos tiene aplicaciones tecnológicamente competitivas en el calentamiento de agua para uso sanitario, calefacción, calor industrial, refrigeración solar, generación de electricidad, entre otras. Además del factor ecológico y su bajo impacto ambiental, el hecho de que es renovable contribuye a crear condiciones favorables para la introducción de tecnologías basadas en la conversión térmica de la radiación solar.

La energía solar, constituye la fuente primaria de energía de nuestro bio-sistema planetario, alcanza una importancia significativa y es su utilización y aprovechamiento en forma de energía térmica la motivación principal de este trabajo de Tesis Doctoral.

En estudios sobre colectores solares termoacumulativos es posible realizar la descripción de la distribución de la temperatura en el tanque termo-absorbedor. Las ecuaciones de conservación de energía y la conducción de calor, ecuación de Fourier, contienen la temperatura como variable dependiente y en presencia de la convección natural introduce las velocidades y densidades como incógnitas lo que hace necesario resolver conjuntamente estas ecuaciones de conservación. Desde el punto de vista físico resulta fundamental conocer el comportamiento de las variables del fluido en el proceso de enfriamiento nocturno, se debe establecer las ecuaciones de Navier-Stokes, de tal forma que los resultados numéricos describan correctamente el proceso de enfriamiento en el tanque termo-absorbedor.

Un problema de interés de la ingeniería solar constituye pronosticar la aportación energética de los colectores solares termoacumulativos a plazo largo para una localidad. Dada la naturaleza física de la radiación solar y el entorno que conduce a la variabilidad temporal de las magnitudes físicas que intervienen se hace necesario describir el comportamiento térmico a lo largo del año mediante balances globales. Por otra parte, los modelos del colector solar termoacumulativo, así como las variables que lo caracterizan requiere de su verificación y validación, tanto mediante la comparación con resultados obtenidos por otros autores como con resultados experimentales. El tratamiento global de la caracterización térmica del colector solar sería una forma adecuada de conocer sus potencialidades y constituye una motivación adicional de este trabajo.

## **1.2 El colector solar termoacumulativo**

Los sistemas solares para el calentamiento de agua con fines domésticos, por la forma de interconexión del absorbedor de la radiación solar y el acumulador de la energía térmica se pueden dividir en colectores solares planos y termoacumulativos (Fig. 1.1). En los primeros la absorción de la radiación solar y acumulación de energía térmica se realizan por elementos físicamente separados y en los segundos estos procesos de absorción y acumulación se realizan en un mismo dispositivo.

La principal ventaja de los sistemas de calentamiento de agua con colectores solares termoacumulativos se refleja en:

- reducción de la instalación solar;
- reducción de los costes de inversión;
- gastos nulos en sistemas de bombeo;
- reducción de los gastos de mantenimiento;
- alta inercia térmica lo protege ante las bajas y altas temperaturas.

Su desventaja radica en la cantidad de calor perdido durante la noche. Por lo que la reducción del coeficiente global de pérdidas de calor es uno de los caminos para reducir esta insuficiencia.

Los elementos básicos comunes en todos ellos son: cubierta transparente, tanque termo-absorbedor y aislante térmico. En la Fig. 1.1 se muestra la representación esquemática de un colector solar termoacumulativo.

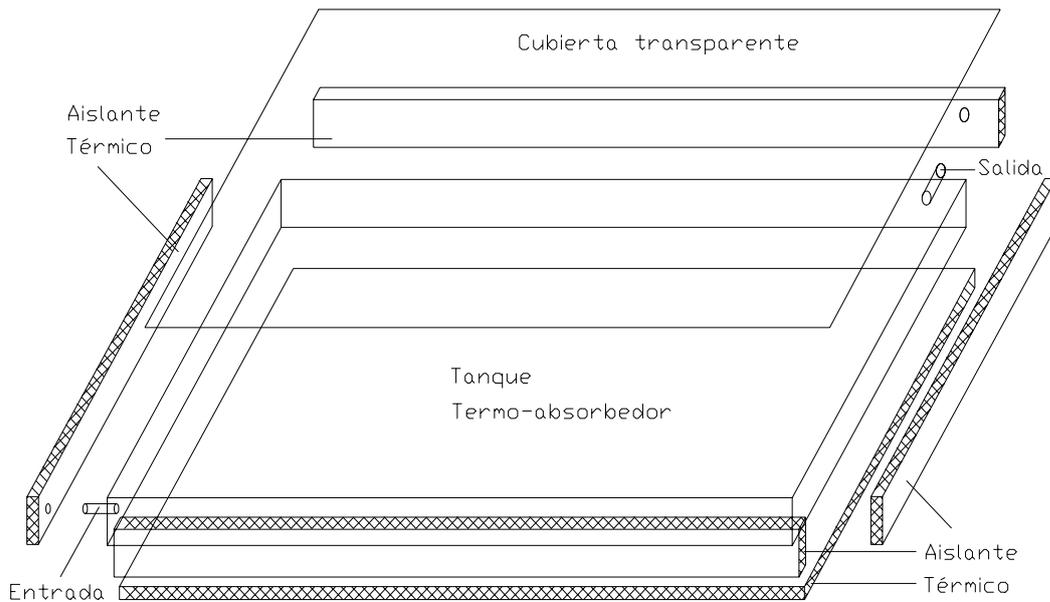


Fig. 1.1. Representación esquemática del colector solar termoacumulativo.

En el diseño de un colector solar termoacumulativo se debe tener en cuenta la:

- Cubierta transparente con alta transmitancia a la radiación solar;
- Superficie selectiva en el absorbedor del tanque termo-absorbedor;
- Resistencia mecánica del tanque termo absorbedor a las condiciones de funcionamiento.

### 1.3 Configuración de la cubierta transparente

La configuración de la cubierta transparente es una tarea que requiere de una cuidadosa elección y esta relacionada con las temperaturas de trabajo del colector solar termoacumulativo. La lámina transparente debe reunir una alta transmitancia a la radiación solar, ser opaca a las emisiones térmicas del absorbedor y minimizar las pérdidas de calor. En el colector solar termoacumulativo se utilizan, entre otras, las configuraciones siguientes:

- Una lámina de vidrio;
- Dos láminas de vidrio;
- Lámina de policarbonato;
- Láminas de vidrio y materiales aislantes transparentes.

Schweiger [Schweiger, H. 1997], ha propuesto para el colector solar plano trabajando a temperaturas

medias ( $T_{\text{fluido}} \approx 200 \text{ }^\circ\text{C}$ ) una configuración formada por una lámina de vidrio y una lámina de material aislante transparente formada por capilares de vidrio, tal como se muestra en la Fig. 1.2, la cual por su bajo coeficiente de pérdidas de calor puede resultar atractiva para el colector solar termoacumulativo.

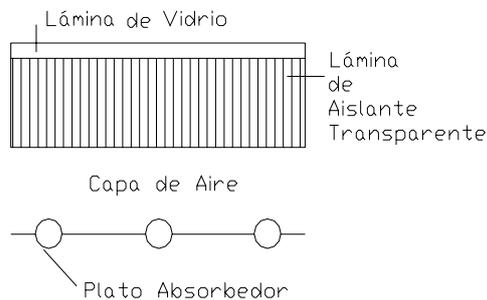


Fig. 1.2. Cubierta transparente, [Schweiger, 1997].

### 1.3.1 Lámina de vidrio

Es un material que se utiliza, con mucha frecuencia, en las configuraciones de la cubierta de los colectores solares termoacumulativos. Su función consiste en dejar pasar la radiación solar al interior del colector solar, ser opaco a las emisiones térmicas del absorbedor, minimizar las pérdidas de calor y proteger el interior de agentes del medio ambiente tales como: lluvia, niebla, humedad, vientos etc.. La lámina de vidrio es resistente mecánicamente, prácticamente inalterables a los daños de los rayos ultravioleta y estable a las temperaturas de trabajo de los colectores solares termoacumulativos. La transmitancia del vidrio es muy sensible a su contenido de óxido de hierro,  $\text{Fe}_2\text{O}_3$  [Duffie, J.A. and Beckman, W.A. (1991)].

Los sistemas avanzados de vidrio (ó sistemas de vidrio múltiples) experimentan:

- Reducción de la transferencia de calor por radiación debido a cubiertas de baja emitancia;
- Reducción de la transferencia de calor por convección debido a gases diferentes del aire;
- Reducción de la transferencia de calor por convección debido al uso del vacío.

Las medidas más importantes con el fin de reducir la transferencia de calor en sistemas de vidrio múltiples es la reducción de la transferencia de calor entre las cubiertas adyacentes. La radiación térmica en vidrios representa alrededor del 75 % de las pérdidas de calor totales al ambiente.

El vidrio por sus propiedades físicas y ópticas (Tabla A.3 del Anexo 1.3) es uno de los materiales más utilizados en los captadores solares en general.

### 1.3.2 Materiales aislantes transparentes

Los materiales aislantes transparentes son materiales que combinan en un mismo material:

- Alta transmitancia a la radiación solar;
- Bajo coeficiente de pérdidas de calor.

Dentro de materiales aislantes transparentes tenemos:

- Aerogel de silicatos;
- Aislante transparente tipo *honeycomb*.

El aerogel de silicatos es un material microporoso con poros del orden de los 100 nm. Son producidos en forma de bloques o granular con granos de diámetro de alrededor de 5 mm. [Schramn et al. en Schweiger, H. 1997]. Jensen et al. [Schweiger, H. 1997 ] ha mostrado que es posible obtener coeficientes de pérdidas de calor de  $0,5 \text{ Wm}^{-2}\text{K}^{-1}$  y transmitancia del 72 %, lo que resulta de interés en aplicaciones térmicas de la energía solar.

Los materiales aislantes transparentes tipo *honeycomb* (panel de abeja) están compuestos por una estructura en forma de celdas de un material transparente (vidrio ó plástico), entre las geometrías más típicas [Schweiger, H. 1997 ]tenemos:

- Celdas rectangulares;
- Celdas cilíndricas;
- Canales paralelos a algún de los dos ejes de simetría.

Las celdas son perpendiculares al plano de la cubierta y están diseñadas para:

- Suprimir la convección natural debido a su pequeño diámetro (menores de 10 mm);
- Tener un buen comportamiento óptico debido a la orientación paralela de las celdas con respecto a la radiación solar.

### 1.4 El tanque termo absorbedor

El tanque termo absorbedor es el elemento del colector solar termoacumulativo que tiene la función de captar y almacenar en forma de energía térmica la radiación solar incidente en él. La experiencia muestra la utilización de tanques termo-absorbedores de diversas geometrías y relación volumétrica, siendo lo más utilizados los rectangulares y formados por uno tubo o varios tubos, como se muestran en las Figuras [1.3], [1.4], [1.5] y [1.6].

De la gran variedad de materiales utilizados, en la construcción del tanque termo absorbedor de los colectores solares termoacumulativos, destacan por su rigidez, dureza y vida útil los metales. Dentro de la gama de materiales metálicos lo más utilizados son:

- acero galvanizado;
- cobre ;
- aluminio ;
- acero inoxidable.

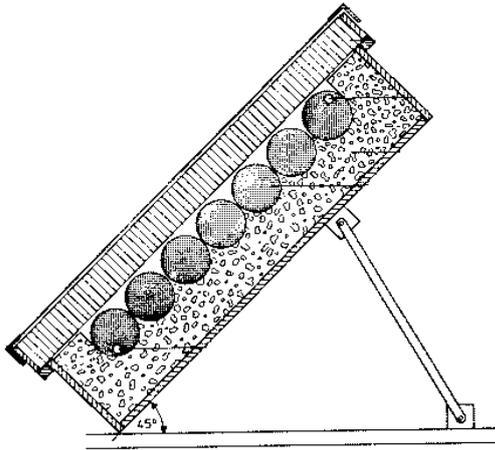


Fig. 1.3. Tanque de varios tubos.

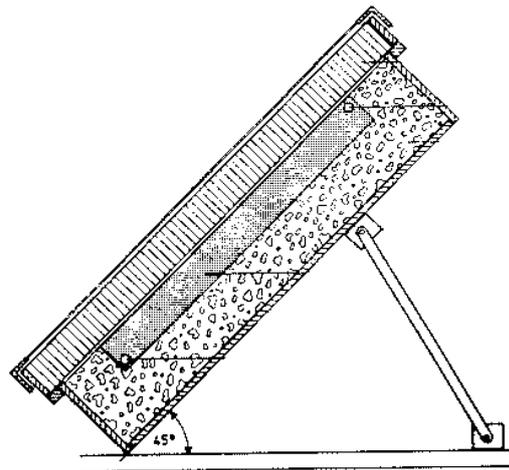


Fig. 1.4 Tanque rectangular.

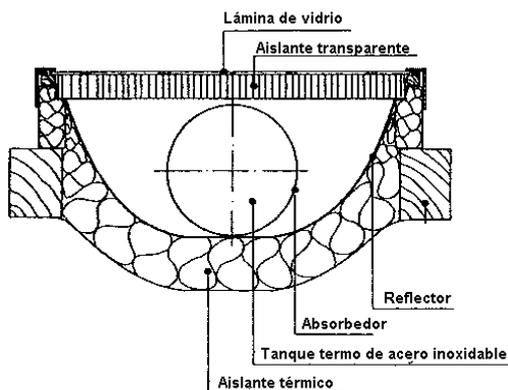


Fig. 1.5. Tanque de un tubo.

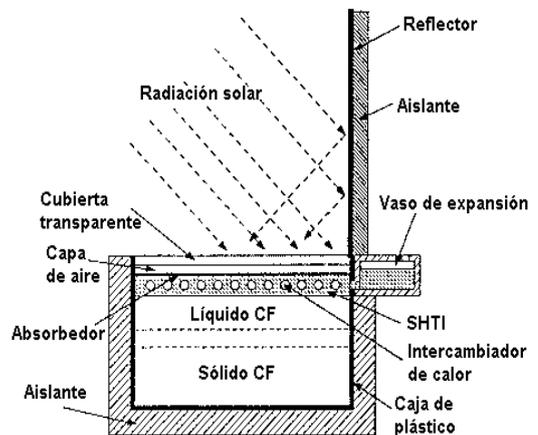


Fig. 1.6. Tanque con sustancia de cambio de fase.

### 1.4.1 Protección anticorrosiva y mecánica

Uno de los mayores problemas que se pueden presentar en el tanque termo-absorbedor es la corrosión. Para evitar la corrosión se aconseja no instalar dos metales de naturaleza tal que la favorezca. Los tanques deben de protegerse contra la corrosión mediante un tratamiento anticorrosivo adecuado y

diferenciado, tales como: baño galvanizado, esmalte vitrificado, pinturas, etc., que no influyan negativamente en la calidad del agua.

El acero galvanizado tiene el inconveniente de presentar corrosión a temperaturas superiores de 80 °C, por la inversión catódica del zinc. El acero inoxidable presenta características análogas al cobre en cuanto a resistencia a la corrosión y tiene la ventaja de una buena resistencia mecánica.

Uno de los problemas que se pueden presentar en tanques de configuración rectangular, a diferencias de los formados por tubos, es su resistencia mecánica que puede provocar su deformación y dañar la cubierta del colector solar, [Menéndez, F. (1997)]. Para minimizar la posible desventaja de la estructura rectangular, el tanque termo absorbedor debe ser reforzado ya sea incrementando el espesor de la lámina metálica o mediante refuerzos mecánicos.

#### **1.4.2 Tratamiento selectivo del absorbedor**

El absorbedor, parte expuesta a la radiación solar del tanque termo absorbedor, debe tener algún tratamiento selectivo de:

- Bajo costo;
- Aplicación sencilla;
- Tolerancia a las altas temperaturas;
- Larga durabilidad térmica;
- Resistencia a la radiación ultravioleta y a la degradación por humedad.

Algunas pinturas selectivas reportan un buen comportamiento de sus características ópticas en superficies de cobre, aluminio y acero inoxidable que aconsejan su utilización. La emitancia y absorptancia dependen del material del absorbedor y del espesor de la película seca, en metales se puede obtener absorptancia y emitancia adecuadas para aplicaciones térmicas.

#### **1.5 Aislante térmico**

La selección del tipo y del espesor del material aislante térmico es un criterio técnico económico que toma en cuenta la mejor relación espesor y costo. Entre las propiedades de los aislantes térmicos a considerar tenemos:

- Bajo conductividad térmica;
- Resistencia a las temperaturas de estancamiento;
- Maleabilidad.

Duffie y Beckman [Duffie, J.A. and Beckman, W.A. (1991)], expresan el coeficiente global de pérdidas de calor del colector solar como la suma de los coeficientes de pérdidas de calor por cubierta, fondo y laterales, utilizando el área de la cubierta como referencia. De esta forma se plantea que:

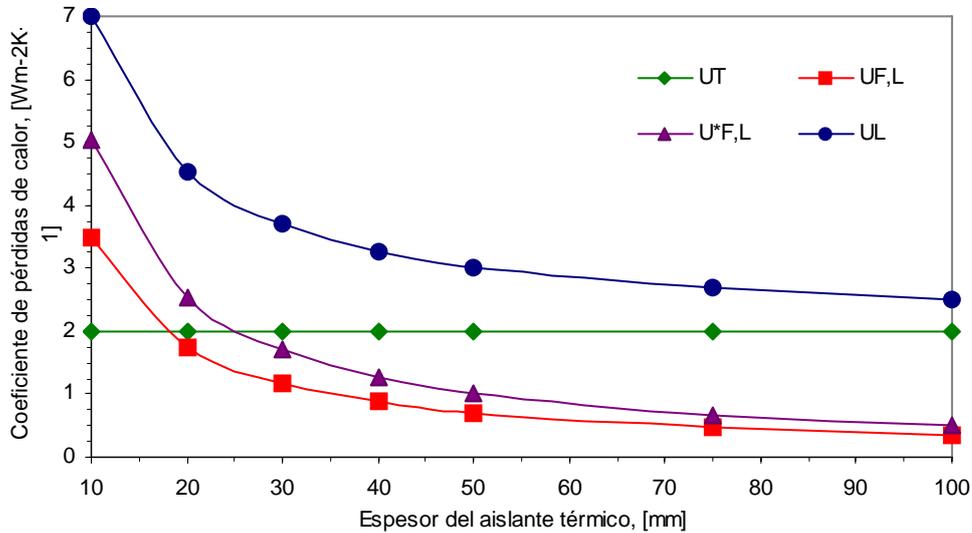
$$U_L = U_T + U_F \frac{A_F}{A_C} + U_L \frac{A_L}{A_C} \quad (1.1)$$

Si consideramos  $U_F = U_L$  tenemos:

$$U_L = U_T + U_{F,L} \frac{A_F + A_L}{A_C} = U_T + U^*_{F,L} \quad (1.2)$$

Para un colector solar termoacumulativo de dimensiones 1000 x 1000 x 110 mm y valores del coeficiente de pérdidas por cubierta de  $U_T$  de  $2,0 \text{ Wm}^{-2}\text{K}^{-1}$  y de conductividad térmica del aislante térmico de  $0,035 \text{ Wm}^{-1}\text{K}^{-1}$ , podemos determinar la contribución al coeficiente global de pérdidas de calor del coeficiente de pérdidas de calor por el fondo y laterales según la ecuación (1.2). En la Fig. 1.7 se muestra la influencia del espesor del aislante térmico en las pérdidas globales de calor.

Figura 1.7. Coeficientes de pérdidas de calor en función de espesor del aislante térmico.



Los resultados demuestran que un aumento del espesor del aislante térmico, trae consigo una disminución no lineal del valor absoluto del coeficiente de pérdidas de calor por el fondo y los laterales, valores de espesores entre 30 y 50 mm se recomiendan para colectores solares termoacumulativos.

Para la selección del aislante térmico se considera su estabilidad térmica a las temperaturas máximas de trabajo. Por regla general, los poliuretanos expandidos tienen una temperatura de trabajo de hasta 110 °C y las lanas de vidrio son estables a temperaturas mayores.

Los colectores solares termoacumulativos pueden alcanzar temperaturas superiores a 110 °C en condiciones de estancamiento, por lo que es recomendable tener en cuenta este posible hecho en la selección del material del aislante térmico.

## **1.6 Alcance del trabajo**

### **1.6.1 Objetivo**

El objetivo de la tesis doctoral es estudiar y analizar al colector solar termoacumulativo a escala física y experimental mediante el desarrollo de algoritmos numéricos y ensayos térmicos. Se dirige a estudiar numéricamente la convección natural en el tanque termo-absorbedor durante el enfriamiento, el comportamiento térmico transitorio del colector solar termoacumulativo en sistemas solares y la caracterización térmica en ensayos térmicos.

Para lograr el objetivo propuesto se establecen los objetivos específicos siguientes:

- Estudio numérico de la convección natural en el tanque termo-absorbedor durante el enfriamiento con el fin de describir el comportamiento de las variables de flujo, en particular de la temperatura, en todo el dominio para valores variados de pérdidas de calor.
- Estudio transitorio del comportamiento térmico de colectores solares termoacumulativos a partir del desarrollo de modelos globales del colector solar termoacumulativo. A partir de dicho estudio, se investiga la influencia de parámetros de diseño y de funcionamiento en sistemas solares con colectores solares termoacumulativos.
- Desarrollo de ensayos térmicos y sus procedimientos experimentales para obtener correlaciones y parámetros que caractericen al colector solar termoacumulativo y puedan ser utilizados en estudios transitorios, modelos matemáticos y análisis experimental del colector solar termoacumulativo.

### **1.6.2 Contenido**

La tesis se organiza en seis capítulos. Cada capítulo está realizado de manera que pueda leerse en forma independiente, repitiendo un mínimo de sus contenidos (descripción de las ecuaciones de los modelos gobernantes, formulaciones, ensayos, etc.). Para lograr los objetivos propuestos la tesis se estructura en los bloques siguientes:

- Reseña bibliográfica sobre investigaciones y desarrollo de colectores solares termoacumulativos en los últimos años con el fin de conocer el estado de las investigaciones y definir la estructura y estrategias adecuadas del desarrollo de las formulaciones de los modelos y el análisis experimental, (Capítulo II);
- Formulación y resolución numérica de las ecuaciones de conservación (ecuaciones de Navier-Stokes) de la conversión natural en el tanque termo-absorbedor para abordar el estudio numérico de los fenómenos fluido-térmicos durante su enfriamiento. Mediante el estudio del enfriamiento del tanque termo-absorbedor en función del coeficiente global de pérdidas de calor se demuestra la utilidad práctica de los resultados numéricos obtenidos para obtener correlaciones que puedan ser incorporadas al estudio transitorio del colector solar termoacumulativo seleccionar configuraciones de la cubierta de interés tecnológico, (Capítulo III);
- Formulación de las ecuaciones del modelo global transitorio del colector solar termoacumulativo mediante el balance de energía en tres puntos del colector solar termoacumulativo. Desarrollo de subrutina que permita incorporar el modelo formulado al TRNSYS. Estudio comparativo de la viabilidad de los colectores solares termoacumulativos con colectores solares planos y termosifónicos en varias localidades de la península Ibérica. A partir de dos tipos de colectores solares termoacumulativos para las condiciones climáticas de Lleida se estudia la influencia de parámetros de diseño y funcionamiento en el comportamiento térmico anual del colector solar termoacumulativo, (Capítulo IV).
- Desarrollo de diversos ensayos térmicos y sus procedimientos experimentales que permitan la obtención de correlaciones, parámetros de los modelos globales transitorios y el análisis experimental del colector solar termoacumulativo. Caracterización y análisis experimental de un colector solar termoacumulativo en condiciones de exteriores utilizando los ensayos térmicos descritos, (Capítulo V).

El contenido y los resultados de la tesis doctoral se sustentan en la experiencia obtenida en el Centro de Investigaciones de Energía Solar de Santiago de Cuba sobre desarrollo, ensayos y modelos transitorios

de colectores solares termoacumulativos [Fig. 1.8] y en la Maestría cursada en el Laboratorio de Termotecnia y Energética de la Universidad Politécnica de Catalunya en *Resolución numérica de fenómenos de transferencia de calor y de masa en fluidos* y el soporte del Departament de Medi Ambient i Ciències del Sòl de la Universitat de Lleida.



Fig. 1.8. Colectores solares en el polígono de ensayo.

## **Capítulo II**

---

### **Reseña bibliográfica**

---

## 2. Reseña bibliográfica

En este capítulo se realiza una reseña bibliográfica sobre las investigaciones y desarrollo de colectores solares termoacumulativos. En los trabajos publicados desde 1975 hasta la fecha actual, se aprecia una mayoría significativa que utilizan modelos globales basados en balance del tipo 1<sup>ra</sup> ley de la termodinámica. Se muestran prototipos experimentales de diversas formas geométricas y cubiertas transparentes que se caracterizan, en su inmensa mayoría, por la descripción del comportamiento temporal de variables, parámetros y magnitudes desarrollados por los autores.

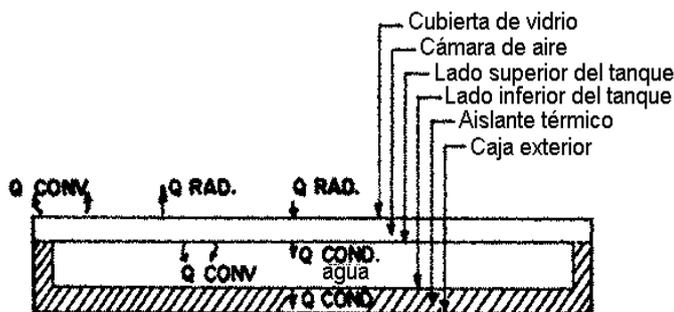
Se introduce un epígrafe donde se describen los trabajos de investigación y desarrollo de colectores solares termoacumulativos desarrollados en Cuba, en parte de los cuales el autor ha tenido participación.

### 2.1 Introducción

Los primeros reportes sobre colectores solares termoacumulativos se remontan a finales de siglo XIX y principio de siglo XX en los EE.UU, donde se ofertaban como calentadores solares de agua, [Butti, K. and Perli, J. (1980)]. Entre los años 1950 y 1970, según reporta Menéndez [Menéndez, F., (1997)], se comercializó un número muy grande de colectores solares termoacumulativos en Japón, Israel, África del Sur y Australia, a tal grado que al final de la década de los sesenta, sólo en Japón se lograba vender anualmente un cuarto de millón de estos colectores solares.

En la actualidad, como resultado del estudio y utilización de nuevos materiales y diseños, los colectores solares termoacumulativos han vuelto a comercializarse en el mercado como una solución consolidada y fiable para el calentamiento de agua a bajas temperaturas.

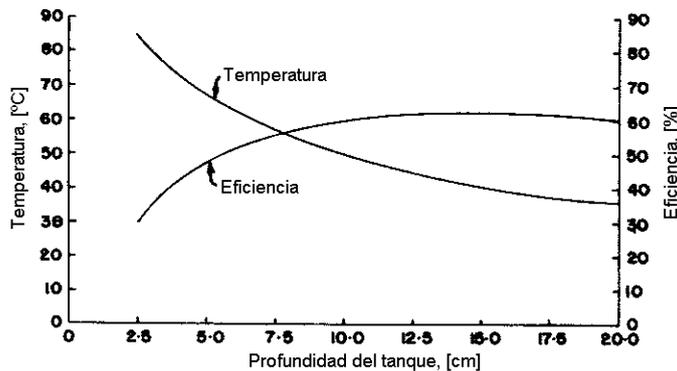
### 2.2 Panorámica de investigación y desarrollo



**H.P.Garg [1975]**, muestra los resultados de un estudio anual del comportamiento térmico de un colector solar termoacumulativo en Jodhpur (latitud 26,30°), India a lo largo de 1973, Fig. 2.1.

Fig. 2.1. Representación del colector solar termoacumulativo.

El prototipo estudiado de 90 litros de capacidad esta compuesto por un tanque termo absorbedor rectangular de 1120x800x100 mm, una caja de acero galvanizado, aislada por el fondo y laterales y una lámina de vidrio como cubierta. La eficiencia del colector solar se calculó como la relación entre la energía contenida en el agua extraída y la energía solar incidente, esta varió según el régimen de extracción de energía, alcanzándose en los extremos un mínimo de 12% y un máximo de 69%, el primer caso corresponde a la extracción después del enfriamiento nocturno y el segundo no permitiendo que la temperatura del agua en el tanque sobrepasara los 30 °C y a las 4.00 p.m. se extraía el remanente de agua caliente



Para optimizar el diseño del colector solar termoacumulativo, se correlaciono la temperatura promedio del agua y la eficiencia en función de la altura de la capa de agua en el tanque (Fig. 2.2), se propone la altura de 10 cm como la óptima.

Fig. 2.2. Efecto de la altura del agua en el tanque.

**R.S.Chauhan y V.Kadami, [1976]**, muestran los resultados del estudio del comportamiento térmico de un colector solar termoacumulativo de 70 litros de capacidad y área de 1.5 m<sup>2</sup>, el tanque termo-absorbedor es un recipiente rectangular aislado térmicamente por el fondo y laterales y la cubierta es una lámina de vidrio. Las experiencias consistieron en cuatro modos de operación:

1. Recirculación de agua con una pequeña bomba;
2. Convección natural;
3. Extracción de agua cuando la temperatura alcanzaba los 50-60 °C;
4. Flujo continuo de agua con regímenes de extracción de 38,6; 60,0 y 79,5 kg h<sup>-1</sup>.

Los resultados muestran que a lo largo del día, en los dos primeros modos de operación la eficiencia oscila entre 50 y 65 % y la temperatura del agua en 50-70 °C. En el tercer modo de operación se alcanzo una eficiencia de 64,8 %.

**Bar-Cohen, [1978]**, realiza un estudio para la optimización de la temperatura del agua al final de la noche en función del volumen específico de agua en el colector solar termoacumulativo. Para facilitar el diseño, las relaciones analíticas son deducidas separadamente para el

calentamiento diurno y el enfriamiento nocturno. La irradiancia solar se aproxima por medio de una función senoidal del tipo

$$G = G_0 \sin(\pi t/D) \text{ para } 0 < t < D \text{ y } G_0 = \pi q_T / 2D. \quad (2.1)$$

La temperatura ambiente se asume constante e introduce los términos constante de tiempo térmica,  $\tau = Mc_{p,w}/U_L A_p$  y temperatura diurna relativa,  $\theta = T_w - d - T_a$ . El modelo diurno se valida experimentalmente y el modelo nocturno con los datos obtenidos por H.P. Garg [Garp, 1976] para una relación de  $V/Ac = 100$  litros/m<sup>2</sup>. Se indica que se puede alcanzar temperaturas mayores de 40 °C al final de la noche.

**H.P. Garg y U. Rani, [1982]**, realizan un estudio experimental y teórico sobre los colectores solares termoacumulativos, desarrollados por H. P. Garg [Garp, 1976]. Los esfuerzos se extendieron a la optimización del comportamiento térmico en las condiciones siguientes:

- Un vidrio;
- Dos vidrios;
- Un vidrio con cubierta aislante durante la noche;
- Un vidrio y tanque con una placa termoaislante en su interior.

El modelo, basado en un balance de energía, considera los nodos con igual temperatura y capacidad térmica. En el tiempo inicial todas las temperaturas son iguales a la temperatura ambiente. Las ecuaciones se resuelve por la técnica de diferencia finita. La radiación solar y la temperatura ambiente la expresan a través de series de Fourier. Los coeficientes de transferencia de calor los determinan por el libro *Heat Transmission* de McAdams. Los resultados del efecto del número de vidrios y la altura del agua en el tanque termo absorbedor del colector solar se muestran en la Fig. 2.3.

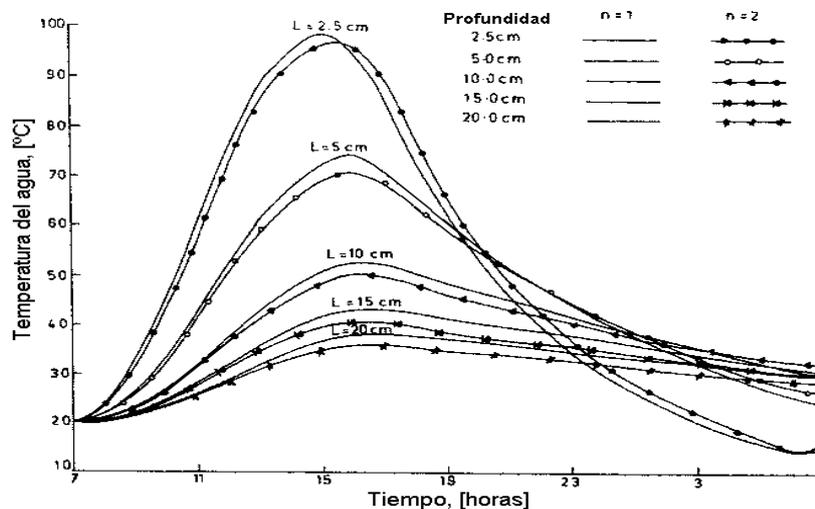


Fig. 2.3. Efecto del número de vidrios y altura del agua en el tanque.

**M.Sokolov y M. Vaxman, [1982]**, analizan numéricamente y comparan con datos experimentales el comportamiento térmico de un colector solar termoacumulativo, investigan dos geometrías: una rectangular y otra triangular. El modelo matemático es temporal, unidimensional y está basado en el método de las diferencias finitas. Las variables externas como radiación solar y temperatura ambiente se introducen en el intervalo del tiempo, así como las variaciones de las propiedades termofísicas del fluido. El coeficiente de transferencia de calor entre el tanque y el agua,  $h_{p,w}$ , lo calculan por la expresión:

$$h_{p,w} = \left( 0,069 - 0,02 \frac{\alpha}{90} \right) (Gr \cdot Pr)^{0,33} Pr^{0,074} \quad (2.2)$$

Los datos experimentales presentan buena correlación con los teóricos, el modelo matemático pudo tener mejor precisión, según los autores, si los datos medidos se ajustasen a los coeficientes de transferencia de calor.

**M.S. Sodha, S. N. Shukla y G. N. Tiwari, [1984]**, presentan un análisis sobre el comportamiento térmico de colectores solares termoacumulativos conectados en serie con extracción constante de agua a razón de 10, 20 y 40  $\text{kg h}^{-1}$ . Estudian dos colectores solares termoacumulativos, uno rectangular y el otro tipo estanque solar.

Se muestra la variación horaria de la temperatura del agua a la salida a lo largo del día para  $n_c = 1, 2, 3$  y  $4$ , y un flujo másico de 40  $\text{kg h}^{-1}$ . Para pequeños valores de flujo másico, el comportamiento del sistema es casi independiente del número de colectores y con el incremento del número de colectores mejora el comportamiento térmico, sin embargo para  $n > 3$  el mejoramiento no es significativo.

**D. Faiman, [1984]**, dirige su esfuerzo al cálculo de la eficiencia de los colectores solares termoacumulativos. Refiere que los colectores solares termoacumulativos típicamente contienen 50 veces más la cantidad de agua que sus homólogos planos y de acuerdo con los flujos recomendados en la norma ASHRAE 93-77, se obtendría un error importante debido al pequeño incremento de la temperatura del agua en el colector solar y resalta que debido a su gran inercia térmica no se alcanzaría las condiciones del estado estacionario en los ensayos térmicos.

Define el parámetro “eficiencia útil máxima”, MUE, como el cociente entre la máxima energía extraíble y la energía solar incidente durante el período de calentamiento y obtiene una ecuación algebraicamente similar a la ecuación de Hottel-Whillier-Bliss, la que puede determinarse experimentalmente.

Expresa el término tiempo de relajación como:  $\tau = MC/U_L A_c$ . Como ejemplo muestra que si  $M = 100 \text{ kg}$ ;  $C = 4186 \text{ Jkg}^{-1}\text{K}^{-1}$ ;  $A_c = 1 \text{ m}^2$  y  $U_L = 5 \text{ Wm}^{-2}\text{K}^{-1}$  se obtiene  $\tau = 23 \text{ h}$ . En estas condiciones, la dependencia temporal y oscilaciones de la irradiancia y la temperatura ambiente no afecta significativamente la temperatura del agua en el colector solar como se muestra en la Fig. 2.4 tomada de Garg y Rani.

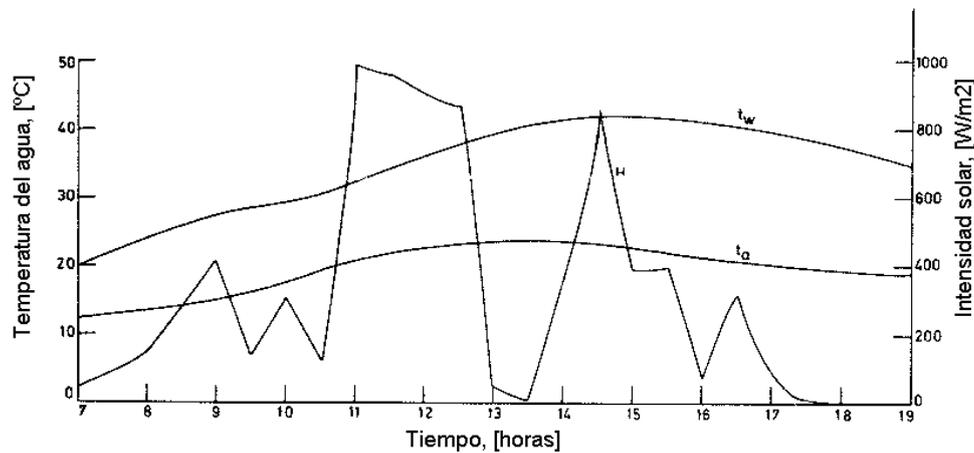


Fig. 2.4. Resultados de Garg y Rani para un día nublado.

**B. Vaxman y M. Sokolov, [1985]**, muestran los resultados experimentales del colector solar termoacumulativo descrito y simulado numéricamente en Sokolov et al. [Sokolov, B. y Vaxman, M., 1982]. El objetivo de su trabajo es validar el esquema de simulación y mostrar las características térmicas del colector solar con tanque con plato aislante en su interior. Registraron las temperaturas del agua en el tanque y en canal del plato y determinaron la velocidad del agua. Los resultados teóricos y experimentales validan el esquema de simulación, así como la alta eficiencia como consecuencia de una transferencia de calor mejorada. Sin embargo, en períodos sin radiación solar se puede llegar a desarrollar flujos inversos.

**A. Zollner, S.A. Klein y W.A. Beckman, [1985]**, desarrollan una metodología predictiva del comportamiento térmico de los sistemas de calentamiento de agua con colectores solares termoacumulativos. Con este objetivo proponen un modelo transitorio del colector solar termoacumulativo compatible con TRNSYS.

Definen el factor de remoción de calor modificado del colector solar termoacumulativo como la relación entre la energía útil ganada durante el período de calentamiento y la energía que ganaría si el agua del colector permaneciera a la temperatura de inicio del calentamiento. Consideran que la eficiencia de aleta esta incorporada a los términos ópticos y de pérdidas de calor. Obtienen una ecuación de la eficiencia térmica periódica con forma análoga a la ecuación de Hottel-Whillier-Bliss para el colector solar plano.

**N. Tully, [1986]**, presenta un ensayo de 8 horas diarias del comportamiento térmico del colector solar termoacumulativo, utiliza la ecuación clásica de Hottel-Whilier-Bliss adaptada. Se considera que la temperatura promedio del agua durante los ensayos es la media entre sus temperaturas inicial y final. Se aproxima la temperatura ambiente como la media entre sus valores mínimo y máximo. Los ensayos se realizan en Johannesburg con un colector de 1,2 m<sup>2</sup> y 100 L de volumen. Se encuentra que el modelo matemático sobrestima la eficiencia para valores pequeños del término  $T_s/I_T$ , sin embargo hasta un 5 % no lo considera importante.

**A.H. Fanne y S.A. Klein, [1987]**, realizan mediciones experimentales del comportamiento del colector solar termoacumulativo para un período de un año y lo comparan con los resultados simulados obtenidos por Zollner et al. [Zollner; A. et al. (1985)]. El modelo de Zollner, requieren de dos parámetros: el coeficiente global de pérdidas de calor y el producto transmitancia-absortancia medio, los cuales pueden obtenerse en: ensayos en interiores con simulador solar y ensayos cortos en exteriores.

Se plantean determinar si los ensayos en exteriores podían ser usados para calcular parámetros requeridos en predicciones a largo plazo. Determinan experimentalmente el coeficiente global de pérdidas de calor y con su valor el producto transmitancia-absortancia medio a partir un balance de energía. Con ambos valores se calculan la fracción solar.

Es interesante señalar que aunque exista una diferencia del 20 % entre los valores del coeficiente global de pérdidas obtenido en ensayos de interiores y exteriores, los resultados anuales de ambos presentan una buena correlación con los resultados experimentales. La misma observación fue hecha por Zollner et al. [Zollner; A. et al. (1985)], que encontró que calculando el producto transmitancia-absortancia medio a partir de la ecuación de balance este tiende a compensar los errores experimentales en la determinación del coeficiente global de pérdidas.

**Ch. Schimdt, A. Goetzberger y J. Schmid, [1987]**, desarrollan y estudian dos prototipos de colectores solares termoacumulativos de 1 m<sup>2</sup> de superficies absorbedora en el Instituto de Energossistemas Solares de Fraunhofer, Alemania. Cada uno tiene un tanque rectangular con cubierta de material aislante transparente y bien aislado por los laterales y el fondo.

Basado en valores del coeficiente global de pérdidas de calor (determinado en un ensayo nocturno) y el producto transmitancia-absortancia medio (calculado a partir de un balance de energía) pueden predecir el comportamiento anual con una precisión de hasta el 4 %.

**L.Y. Zhang, [1987]**, presenta un método para determinar la eficiencia de un colector solar termo acumulativo. Argumenta que debido a su relativa gran masa térmica no se puede alcanzar el estado estacionario, por lo que la norma ASHRAE 93-77 no es útil para estos colectores solares. Realizan un balance de energía utilizando los valores medios de las variables sobre un periodo corto de tiempo.

**A. Goetzberger y M. Rommel, [1987]**, a la luz de los nuevos materiales transparentes realizan un estudio investigativo del comportamiento térmico de sistemas de calentamiento de agua con colectores solares termoacumulativos en regiones de Europa Central.

Definen la fracción solar como la contribución de la energía solar para satisfacer una demanda de 40 litros por metro cuadrado al día. Simulan un sistema solar con colector solar termoacumulativo con coeficiente global de pérdidas de calor de  $1,6 \text{ Wm}^{-2}\text{K}^{-1}$ , temperaturas de agua de consumo de  $50 \text{ }^\circ\text{C}$ ; de agua de red  $8 \text{ }^\circ\text{C}$  y máxima de  $70 \text{ }^\circ\text{C}$ . Para estas condiciones la fracción solar alcanza el  $44,8 \%$ . Muestran la influencia del número de unidades del sistema solar en la fracción solar anual.

**CH. Schmidt, A. Goetzberger y J. Schmid, [1988]**, desarrollan dos prototipos de colectores solares termoacumulativos con  $1 \text{ m}^2$  de superficie absorbadora. Cada colector tiene una lámina de material aislante transparente. Con los valores del coeficiente global de pérdidas de calor y el producto transmitancia-absortancia medio se predijo el comportamiento anual con una precisión del  $4 \%$  y estudiaron la influencia de algunos parámetros sobre la fracción y eficiencia solares anuales. Las Figuras 2.5 y 2.6 muestran las influencias del volumen específico de agua extraída y de la temperatura del agua caliente de consumo en el comportamiento térmico anual.

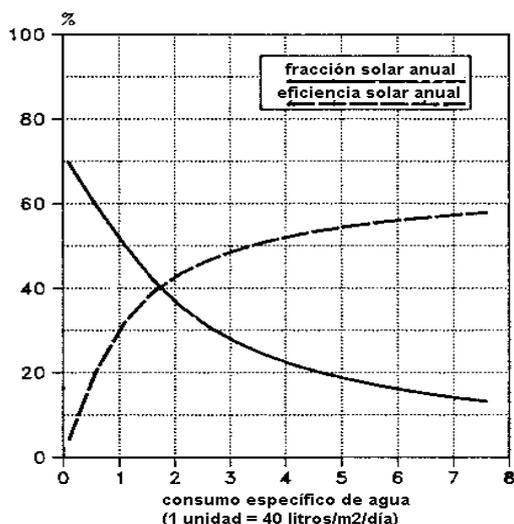


Fig. 2.5. Fracción y eficiencia solares en función del volumen específico.

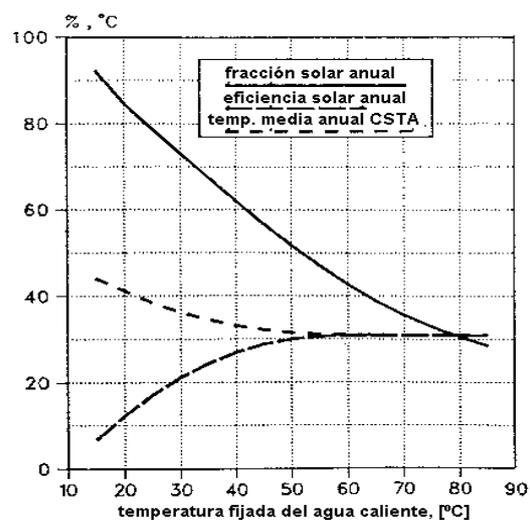


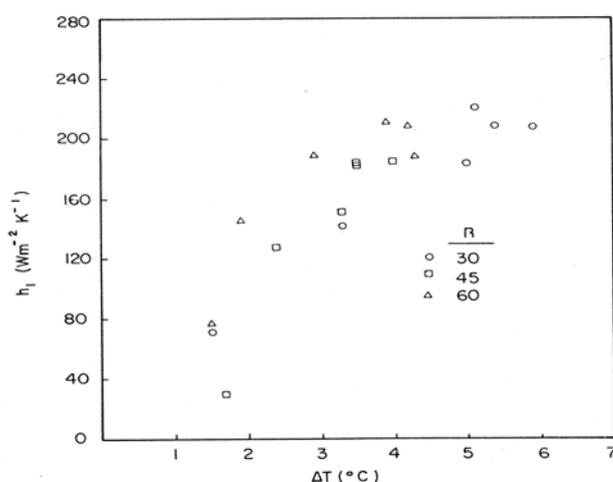
Fig. 2.6. Fracción y eficiencia solares en función de la temperatura caliente.

Los autores concluyen que con materiales aislantes transparentes es posible la operación de colectores solares termoacumulativos en el norte y centro de Europa con valores de las fracción y eficiencia solares anuales, en algunos casos, similares a los sistemas solares convencionales.

**A. Ecevit, A.M. AL-Shariah y E.D. Apaydin, [1989]**, estudian el comportamiento térmico de colectores solares termoacumulativos triangulares con diferentes volúmenes. La hipótesis consistió en que en los colectores solares termoacumulativos triangulares el calentamiento debe ser mayor en su parte estrecha por la mejora en la convección. En el periodo de ausencia de radiación solar el movimiento inverso del fluido causa pérdidas de calor extras enfriándose más rápidamente en su parte inferior disminuyendo de este modo las pérdidas de calor.

El coeficiente de transferencia de calor medio entre el plato absorbedor y el agua lo determinan a partir de la siguiente ecuación de balance de energía para el plato absorbedor:

$$h_1 = (G_{in} - Q_{pa} - Q_p) / [A_p (T_p - T_w) \Delta t] \quad (2.3)$$



La Fig. 2.7 muestra la variación del coeficiente de pérdidas de calor en el colector para valores de la diferencia de temperaturas entre el plato y el agua, la intención de los autores es presentar valores relativos y no consideran los datos como valores definitivos.

Fig. 2.7. Coeficiente de transferencia de calor entre plato y el agua.

**A. Ecevit, M.A. Chaikh y A.M. AL-Shariah, [1990]**, evalúan el comportamiento térmico de tres tipos de colectores solares termoacumulativos de igual volumen: uno de los cuales, era rectangular y los otros dos triangulares. De los dos triangulares, uno tenía plato termoaislante y el otro no. El triangular con plato termoaislante tuvo una eficiencia similar al rectangular durante el periodo de calentamiento y en el periodo de enfriamiento su eficiencia fue mayor. El colector solar termo acumulativo triangular sin plato fue el que presento mejores resultados en los periodos de calentamiento y enfriamiento. Concluyen que el colector solar triangular sin plato termoaislante es más eficiente que los colectores solares rectangular y triangular con plato termoaislante.

**C. Schmidt y A. Goetzberger, [1990]**, presentan el desarrollo de dos prototipos de colector solar termoacumulativo consistentes con tanques formado por un tubo colocado en el foco de un reflector con un ángulo de aceptación de  $180^\circ$  para que la luz difusa proveniente de la cubierta fuese completamente reflejada sobre el absorbedor. La cubierta esta formada por una láminas de vidrio y una lámina de material aislante transparente. Para prevenir el congelamiento y disminuir los problemas de sobrecalentamiento determinaron una masa térmica mínima del colector solar, a partir de su comportamiento en estancamiento tanto en invierno como en verano.

**J.K. Nayak, S.V. Bopshetty y S.P. Sukhatme, [1991]**, presentan un estudio del comportamiento térmico de colectores solares termoacumulativos de concreto que pueden ser integrados a la estructura de la edificación. Están formados de tubos de PVC ensamblados en el interior de su estructura. La solución numérica de la ecuación de balance de energía se realizo por diferencia finita explícita. El dominio se discretizo con una malla homogénea en las direcciones,  $xz$ . Se obtuvo el campo de temperaturas, se estimo el calor útil y la eficiencia solar diaria.

**S. Kothari, N.K. Bansal y N.S. Rathore, [1991]**, investigan materiales aislantes transparentes como cubierta para colectores solares termoacumulativos. Se hace un detallado cálculo temporal para determinar las temperaturas de estos sistemas bajo las condiciones de invierno y verano de Delhi, algunos de los materiales estudiados se muestran en la Tabla 2.1.

Tabla 2.1. Comportamiento del CSTA con diferentes cubiertas para el mes de enero..

Materiales	$T_{\text{máxima}}$ , °C	$E_{\text{útil}}$ , J	Eficiencia, %	$(\tau\alpha)$ %	$U_L$ , $\text{Wm}^{-1}\text{K}^{-1}$
Vidrio	51,87	$3,76 \cdot 10^6$	21,56	88*	5,12*
Lámina de PMMA	43,68	$3,37 \cdot 10^6$	18,75	58	3,60
Lámina delgada de plástico	58,08	$5,65 \cdot 10^6$	32,40	66	1,28
Estructura capilar	57,65	$5,80 \cdot 10^6$	36,26	60	0,80
Aerogel (con aire)	49,55	$4,58 \cdot 10^6$	26,26	53	1,25
Aerogel (en vacío)	52,52	$5,12 \cdot 10^6$	29,36	53	0,80

- Valor de  $U_T$  tomado de Schweiger [H. Schweiger, 1997].

**L.A.M. Ramaekers y C.J. Van der Leun, [1991]**, describen el estudio numérico del comportamiento de un colector solar termoacumulativo con flujo constante de radiación durante un tiempo limitado. Consideran las pérdidas de calor por la cubierta igual a cero, por sus laterales igual a  $0,375 \text{ Wm}^{-2}\text{K}^{-1}$ , la temperatura ambiente de  $13^\circ\text{C}$  y la inclinación de  $45^\circ$ . El

sistema de ecuaciones cumple la conservación de la masa, el momento y la energía. Las ecuaciones se discretizaron por la técnica de los volúmenes finitos y fue resuelta por el método iterativo SIMPLE.

El tiempo total simulado fue de 225 minutos y el flujo de radiación incidente de  $603,2 \text{ Wm}^{-2}$ . El mapa de temperatura muestra un buen arreglo con los resultados experimentales. El objetivo del trabajo fue comparar esquemas numéricos del algoritmo de computo;

**H. Visser y A.C. de Geus, [1991]**, presentan un paquete coherente de herramientas para el diseño y caracterización de sistemas de colectores solares termoacumulativos. Especial atención le prestan al desarrollo de un modelo simplificado de cálculo del colector solar termoacumulativo y a los ensayos que soportan el modelo. El modelo simplificado del colector solar termoacumulativo es un modelo global de balance de energía.

**Y.Tripanagnospoulos y P. Yianoulis, [1992]**, proponen el diseño de un colector solar termoacumulativo con un dispositivo concentrador solar estacionario. El colector solar consiste de un tubo horizontal colocado en un espejo curvo. Las pérdidas globales de calor se reducen por el propio diseño del colector solar, el uso de superficies selectivas y doble cubiertas de vidrio. Se construyeron y evaluaron tres prototipos. La conjugación del tanque cilíndrico horizontal y el espejo asimétrico conduce a disminuir las pérdidas térmicas, mejorar la eficiencia y los niveles de temperatura durante la noche.

**M. Rommel y A. Wagner, [1992]**, presentan los resultados de las investigaciones del uso de materiales aislantes transparentes en dos colectores solares: uno planos y el otro termoacumulativos. Se analiza las propiedades térmicas y ópticas de los materiales aislantes transparentes con respecto al diseño de los colectores solares para el calentamiento de fluidos. Se reporta un sistema de colectores solares termoacumulativos compuesto por un reflector inverso y cubierta formada por un vidrio y una lámina de honeycomb. La fracción solar anual alcanza el 58 % y la eficiencia solar anual el 39 %, para los datos climáticos de Freiburg – Alemania. Para una diferencia de temperatura media entre el agua y el ambiente de  $30 \text{ }^\circ\text{C}$ , el valor del coeficiente de pérdidas de calor fue de  $2,4 \text{ Wm}^{-2}\text{K}^{-1}$  durante el enfriamiento nocturno.

**A. Abatí, [1993]**, como parte de un concurso de la Oficina de Energía de Florida EE.UU. para encontrar soluciones de bajo costo al calentamiento de agua desarrolla un proyecto de colector solar termoacumulativo, llamado “Ecocell”. El colector solar fue construido con una caja de plástico, aislamiento transparente y un tanque formado por un tubo, el área alcanza los  $1,50 \text{ m}^2$ . Durante los ensayos comparativos de los proyectos finalistas se les extrajo un tercio de su

volumen de agua tres veces al día, por la mañana, tarde y noche, para una insolación diaria de  $6109 \text{ W.h m}^{-2}\text{día}^{-1}$  y temperatura ambiente de  $23 \text{ }^{\circ}\text{C}$ , la eficiencia del Ecocell llegó a 28,9 %.

**P.Kratz, H. Visser, B. Van der Ree, T. Van der Horst y M.C. de Weerd, [1993]**, proponen desarrollar una nueva generación de sistemas solares para el calentamiento de agua para su producción masiva. Al prototipo de colector solar termoacumulativo le realizan ensayos experimentales y desarrollaron un modelo matemático simplificado del mismo. Los resultados de los ensayos y la relación precio/consumo muestran que el mismo tiene un comportamiento energético similar a las de los sistemas solares convencionales pero con un significativo mejoramiento con respecto al precio de instalación.

**D. Gudiño y E. Gómez, [1993]**, presentan los resultados obtenidos en la experimentación de un colector solar termoacumulativo tipo caja de 200 litros de capacidad para diferentes condiciones de operación. El prototipo investigado tenía un área de captación de  $1,30 \text{ m}^2$ . Se hizo una comparación entre el prototipo tipo caja y otros dos modelos, uno llamado “Tambo” y el otro de convección natural. Se obtiene como resultado que el colector solar termoacumulativo tipo caja tiene una eficiencia mayor que la de los otros dos colectores en prácticamente todos los días de experimentación.

**H.P. Fischbach, A. Gerber y M. Rommel, [1993]**, proponen un colector solar termo acumulativo formado por un tanque de 120 litros, área de apertura de  $1,20 \text{ m}^2$ , cubierta compuesta por una lámina de vidrio y un material aislante transparente y un reflector inverso. Este equipo presenta un buen comportamiento en el calentamiento y fue claramente notable la estratificación de la temperatura dentro del tanque. Esto se logro por aperturas especiales a la entrada y salida y un dispositivo en el tanque termo absorbedor. Con el objetivo de realizar la simulación de una instalación solar, se desarrollo un componente que describe al colector solar termoacumulativo para el programa de simulación TRNSYS.

**K. M Siddiqui y C.Z.M. Kimambo, [1994]**, diseñan y construyen un colector solar termo acumulativo con un área de absorción de  $1 \text{ m}^2$ , volumen de 75 litros y tanque con plato interno. La profundidad del canal entre el tanque y el plato interno se podía variar entre 5 y 15 mm. Se obtuvo que la eficiencia para las profundidades del canal es muy similar entre si, con una ligera mejora para la profundidad del canal de 15 mm. La estimación del costo de una producción en masa esta alrededor de 60 USD por colector solar. Estos resultados los hace considerar que el colector solar termo acumulativo es una solución ideal para las necesidades de agua caliente tanto en áreas urbanas y rurales en Tanzania.

**P.Kratz y J van der Linder, [1994]**, desarrollan un procedimiento de ensayos en exteriores para colectores solares termoacumulativos. Consideran que para una correcta predicción del comportamiento anual es necesario tomar en cuenta la dependencia angular del producto transmitancia absorptancia medio. Cuatro ensayos desarrollan para identificar igual número de parámetros característicos:

- Capacidad térmica;
- Pérdidas de calor;
- Prueba de dependencia angular;
- Prueba de estratificación térmica.

**Y. Rabin, I. Bar-Niv, E. Korin and B. Mikic, [1995]**, describen un prototipo de colector solar termoacumulativo para el calentamiento de agua a bajas temperaturas con sales hidratadas. La energía útil se almacena en una sustancia de cambio de fase (sal hidratada) y se descarga por medio de agua fría que fluye a través de la superficie de un intercambiador de calor colocado dentro de un líquido estacionario de transferencia de calor, este líquido flota sobre la sustancia de cambio de fase. Desarrollan un modelo físico, el cual asume la conducción de calor transitoria y unidimensional y desprecian la convección de calor, que fue resuelto por el método de las diferencias finitas y validado experimentalmente.

**A.A. Mason y J.H. Davidson, [1995]**, conducen un estudio experimental de un colector solar termoacumulativo de tubos evacuados en un simulador solar. Se cuantifica el mezclado forzado durante las extracciones, se obtuvo valores mínimo de 1,7 y máximo de 3,2. Se determinó la eficiencia óptica por iteración a partir del calor ganado a prueba y error. El procedimiento de usar los valores del coeficiente global de pérdidas de calor y la energía ganada en una simulación por TRNSYS para determinar la eficiencia óptica y luego predecir el comportamiento térmico para diferentes condiciones de operación dio resultados aceptables.

**I.N. Kaptan and A. Kilic, [1996]**, investigan teórica y experimentalmente un colector solar termoacumulativo de 87 litros de capacidad, 5 tubos de 1,8 m de largo y 0,12 m de diámetro y plato termoaislante en régimen de no extracción de agua. Los ensayos se realizaron con Sol artificial y se predice el comportamiento transitorio por un modelo matemático basado en balances de energía para cada volumen de control. Utilizan el método de las diferencias finitas, unidimensional y transitorio.

**P.T. Tsilingiris, [1997]**, propone un sistema de calentamiento de agua con energía solar de bajo costo y desarrolla un análisis que permite diseñar y predecir el comportamiento operacional del mismo. Investiga la eficiencia a largo plazo utilizando mediciones meteorológicas para Atenas, Grecia. El colector solar termoacumulativo está compuesto por una bolsa de un material

plástico como tanque termo-absorbedor. El modelo matemático se basa en ecuaciones globales de balance de energía. Los resultados le permiten concluir que el prototipo de colector solar termoacumulativo puede ser utilizado en resolver los problemas asociados con los requerimientos del costo de plantas solares de calentamiento.

**A.A. Mohamad, [1997]**, presenta un colector solar termoacumulativo con un diodo térmico para prevenir la circulación inversa durante la noche. Se construyó un prototipo y desarrolló un modelo matemático para estudiar el comportamiento del colector solar, encontró que la eficiencia térmica es comparable a las de los sistemas convencionales y que el uso del diodo térmico reduce las pérdidas de calor en la noche.

**M. Smyth, P.C. Eames and B. Norton, [1999]**, realizan una evaluación comparativa del comportamiento de tanques termo absorbedores de colectores solares termoacumulativos con un manguito interior para incrementar la retención de calor. El tanque termo absorbedor consiste en dos cilindros, uno exterior (absorbedor) y otro interior (perforado) de un material bajo conductor del calor. Se realizaron 7 ensayos experimentales comparativos donde se estudio igual número de sistemas. La estratificación térmica la caracterizan por el índice de estratificación [Gnafakis y Manno, 1989] expresado por:

$$\sigma = \frac{(\bar{T}_{f,s} - \bar{T}_{f,i})}{(\bar{T}_{f,s} - \bar{T}_{f,i})_{inicial}} \quad (2.4)$$

Los resultados reflejan que el sistema del tanque interior sin perforaciones muestra la mejor eficiencia de retención térmica con un valor del 35,2 %, y de los 6 sistemas restantes, el sistema del tanque interior con las 2/3 partes perforadas con orificios de 3 mm en la zona inferior logro eficiencias del 33,9 %.

**M. Smyth et al., [2001]**, reportan el desarrollo experimental de dos colectores solares termoacumulativos en Islandia del Norte, el colector solar evaluado tiene incorporado un recipiente de almacenamiento con retención de calor y emplea una técnica nueva para la construcción y ensamblaje de los colectores solares, los cuales se encuentran parcialmente colocados dentro de las secciones de un reflector. Se reportan detalles de los dos diseños evaluados para tres meses durante el invierno.

**P. B. L. Chaurasia et al., [2001]** diseñan dos prototipos de colectores solares termoacumulativos para estudiar el efecto de los materiales aislantes transparentes en la retención de calor durante la noche. Las unidades son idénticas excepto en que una tiene

cubierta con material aislante transparente y la otra no. Un ejercicio teórico fue realizado para evaluar los parámetros de diseño, el cual revela que el coeficiente global de pérdidas de calor alcanza los  $1,03 \text{ Wm}^{-2}\text{K}^{-1}$  para el colector solar con cubierta de vidrio y material aislante transparente y los  $7,06 \text{ Wm}^{-2}\text{K}^{-1}$  para cubierta de vidrio. La eficiencia de almacenamiento de colectores solares termoacumulativos con materiales aislantes transparentes llegó al 39,8 % comparado con el 15,1 % del prototipo con vidrio solamente.

**Y. Tripanagnostopoulos et al., [2002].** muestran el diseño y los resultados experimentales de colectores solares termoacumulativos con concentradores parabólicos compuestos (CPC) estacionarios. El objetivo del diseño es obtener sistemas de costos bajos con comportamiento mejorado por la reducción de las pérdidas de calor y el incremento de la temperatura del agua debido a una distribución no uniforme de la radiación solar sobre la superficie del absorbedor. Los resultados muestran que los reflectores de CPC asimétricos tienen pérdidas de calor bajas y dos tanques cilíndricos conectados en serie contribuyen a una estratificación eficiente del agua. El sistema con un tanque cilíndrico y CPC simétrico por su simple diseño lo consideran con costo competitivo dentro de los colectores solares estudiados.

**Tey, J.; Rosell, J.I.; Ibáñez, M. y Fernández, R., [2002],** ensayan el potencial de sustancias de cambio de fase como sustitutas del agua en colectores solares termoacumulativos. Se ha diseñado, construido y ensayado un colector solar termoacumulativo, cuyas características principales son que utilizan cubierta de material aislante transparente, cilindros acumuladores de cobre y parafina (punto de fusión  $64,1 \text{ }^\circ\text{C}$ ) como sustancia acumuladora.

El colector solar fue evaluado con el tanque lleno de agua o parafina, que mostro que el uso de la parafina tiene varias ventajas como: se evitan temperaturas superiores a  $80 \text{ }^\circ\text{C}$ , mejor eficiencia del colector solar, inferior coeficiente global de pérdidas de calor debido a que su conductividad térmica es tres veces menor. A partir de estos resultados llegan a la conclusión que el uso de la parafina como sustancia de acumulación en colectores solares termoacumulativos tiene un enorme potencial.

**M. Smyth et al., [2003],** desarrollan un colector solar termoacumulativo que puede reducir significativamente las pérdidas de calor al ambiente. Las dos terceras partes del tanque termoabsorbedor del colector solar se coloca dentro de un dispositivo concentrador e incorpora en su interior un elemento retenedor de calor. La otra tercera parte esta situada en el exterior de la cavidad del reflector y esta bien aislada. Más del 60 % de la energía térmica se almacena dentro del dispositivo y más del 67 % que esta en la región de extracción puede ser almacenada en periodo de hasta 16 horas.

**M. Souliotis et al., [2004]**, presentan un estudio experimental extensivo sobre colectores solares termoacumulativos con tanque acumulador cilíndrico colocado en un reflector CPC simétrico, los cuales se diferencian entre sí en el diámetro del tanque. Se calcula la eficiencia media diaria y el coeficiente de pérdidas de calor durante la noche de cada sistema. Los resultados experimentales muestran que los sistemas de colectores solares termoacumulativos con superficies selectivas absorbedoras, cubierta transparente con alta transmitancia y reflector de alta reflectancia se acercan al comportamiento térmico del correspondiente colector solar termosifónico con absorbedor selectivo.

**K. Sopian et al., [2004]**, estudian el comportamiento de un diseño de colector solar termoacumulativo no metálico y sin vidrio. Los resultados del estudio del comportamiento térmico registran una temperatura máxima del agua en el tanque de 63 °C para días claros de operación, irradiación media de 700 Wm<sup>-2</sup> y temperatura ambiente de 30 °C. El decremento de la temperatura del agua con y sin diodo térmico fue de 10 °C y 20 °C respectivamente. En los ensayos sin extracción de agua caliente, se registraron temperaturas entre 60 °C y 63 °C. La eficiencia del colector solar alcanzó el 45 % para irradiación media 635 Wm<sup>-2</sup> y temperatura ambiente de 31 °C.

**M. Smyth et al., [2004]**, comenta que los colectores solares termoacumulativos, debido a su estructura compacta simple y su protección anticongelante inherente, ofrecen una prometedora alternativa para el calentamiento solar de agua en climas fríos. Con este objetivo han desarrollado un colector solar diseñado específicamente para aplicaciones en latitudes nórdicas, que incorpora en el tanque acumulador con retenedor de calor y colocado en un reflector concentrador. El comportamiento térmico de este colector solar fue determinado experimentalmente bajo condiciones operacionales reales en el clima del norte de Islandia.

### **2.3 Antecedentes en Cuba**

En Cuba se han desarrollado, construido y evaluado varios colectores solares termoacumulativos con tanques termo-absorbedores rectangulares y formados por uno o varios tubos conectados en serie. Una experiencia de aplicación en un objetivo social se llevó a cabo en 1987 cuando se instalaron en un colegio infantil de la ciudad de Santiago de Cuba 20 colectores solares termoacumulativos con tanque de caja rectangular de acero galvanizado de 2 mm de espesor, 80 litros de volumen y 1 m<sup>2</sup> de área de captación, como el mostrado en la Fig. 2.8, para el suministro de agua caliente sanitaria del edificio para niños. En el año 2000, después de varios años de instalados los colectores solares termoacumulativos sigue funcionando satisfactoriamente.



Fig. 2.8. Colector solar termoacumulativo rectangular de 1 m<sup>2</sup>.

**J.L. Abdala, S. Fonseca, J.R. Massipe y F. Menéndez, [1989]**, realizan la simulación numérica de un colector solar termoacumulativo en régimen de carga en el Centro de Investigaciones de Energía Solar de Santiago de Cuba. Se obtuvo un modelo matemático del colector solar, basado en balances globales de energía en régimen de carga (extracción de agua), el cual permitió, a través de un programa de computación, determinar la razón volumétrica óptima en función de las características específicas del perfil de extracción, las características constructivas y el régimen de radiación solar.

**S. Fonseca y F. Menéndez, [1991 y 1992]**, desarrollan un colector solar termoacumulativo con materiales de la construcción con el objetivo de minimizar la utilización de láminas metálicas y de aislantes térmicos convencionales. Este colector solar consta de un tanque abierto (depósito) construido de ladrillos y cemento y pintado en su interior con pintura negra. Para evitar la evaporación y posterior condensación del agua en la cubierta se cubrió la superficie del agua con una capa fina de *petrolato* (aceite mineral). En el interior del tanque se colocó un intercambiador de calor metálico formado por tubos de cobre, la cubierta estaba formada por una lámina de vidrio, sujeta al conjunto con angulares de acero galvanizado.

Para un área de captación de 1 m<sup>2</sup>, 100 litros de operación e inclinación horizontal, se determinó que para niveles de radiación solar global mayores de 16 500 kJm<sup>-2</sup>día<sup>-1</sup>, se puede garantizar dos periodos diarios de extracción de agua de alrededor 150 litros a una temperatura superior a los 36 °C, siempre que el primer periodo de extracción se realice antes de las 16:00 horas. Con estos resultados, en 1989, fueron construidos y puestos en explotación dos de estos colectores solares termoacumuladores en Santiago de Cuba, los cuales durante estos 8 años han funcionado eficiente y fiablemente.

**J.R. Massipe, F. Menéndez, J.L. Abdala, L. Vázquez y H. Despaigne, [1996]**, realizan ensayos a un colector solar termoacumulativo compuesto por 3 tubos de aluminio de 200 mm de diámetro interior, 150 litros de capacidad y  $1,0 \text{ m}^2$  de área de captación, ver Fig. 2.9.

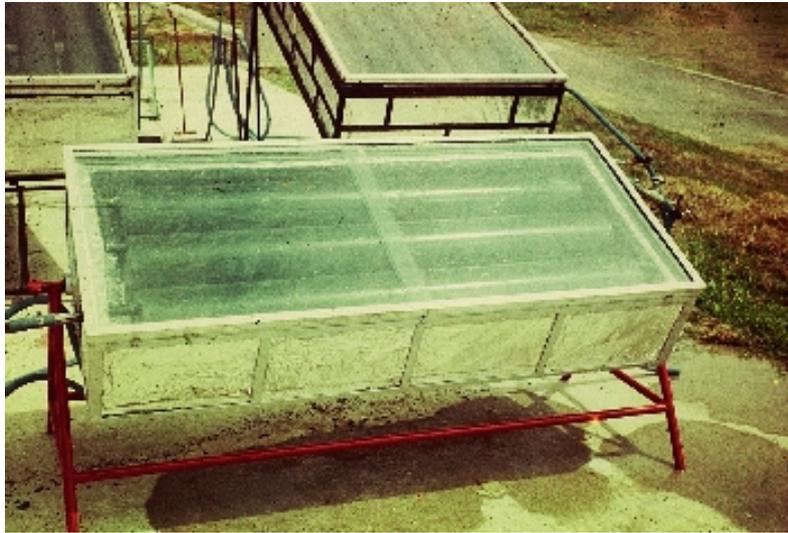


Fig. 2.9. Prototipo de colector solar termoacumulativo de 3 tubos.

En los ensayos se determina la eficiencia térmica diaria, la variación de la temperatura del agua en el tanque a lo largo del día y el perfil de temperatura del agua extraída en función de sus temperaturas iniciales y el volumen extraído. La eficiencia diaria del colector solar se calcula como la relación entre la energía útil extraída y la radiación solar incidente en el periodo de exposición solar, se obtuvieron valores de eficiencias diarias del colector solar entre 45 – 53 %.

**J.R. Massipe, F. Menéndez y G. Ibáñez, [1996]**, proponen un procedimiento de ensayo para la determinación de la eficiencia térmica diaria del colector solar termoacumulativo. Se introduce el factor de remoción para el colector solar termoacumulativo y obtienen una expresión para el cálculo de la eficiencia térmica periódica, análoga a la ecuación de Hottel-Whilier-Bliss.

El procedimiento de ensayo para la determinación de la eficiencia térmica periódica, establece que el colector solar termoacumulativo debe ser evaluado en condiciones de cielo claro para temperaturas del agua al inicio entre  $20 \text{ }^\circ\text{C}$  y  $60 \text{ }^\circ\text{C}$  e insolación diaria no menor de  $10 \text{ MJm}^{-2}$ .

## 2.4 Conclusiones

A modo conclusiones se muestra en la Tabla 2.2 un resumen compilatorio de las características constructivas y los métodos de caracterización de algunos de los colectores solares termoacumulativos más representativos de los mostrados en esta reseña bibliográfica.

Tabla 2.2. Tabla compilatoria de algunos colectores solares termoacumulativos estudiados.

<b>Autores</b>	<b>Dimensiones, [mm]</b>	<b>Volumen, [litros]</b>	<b>Área, [m<sup>2</sup>]</b>	<b>Cubierta</b>	<b>Tanque</b>	<b>Modelo de caracterización</b>
H.P.Garg, 1975	1120 x 800 x 100	90	0,90	1 vidrio	Rectangular	Eficiencia diaria, balance de energía.
R.S.Chauhan y V.Kadami, 1976	1400 x 900 x 55	70	1,5	1 vidrio	Rectangular	4 regímenes de operación, eficiencia diaria.
H.P. Garg y U. Rani, 1982	1120 x 800 x 100	90	0,90	1 ó 2 vidrios	Rectangular	4 configuraciones, unidimensional, diferencia finitos.
M.Sokolov y M. Vaxman, 1982	-	90	1,17	1 vidrio	Triangular	Temporal, unidimensional y basado en diferencias finitas.
M.S. Sodha, et al., 1984	1680 x 1000 x 100	168	1,68	1 vidrio	Rectangular	Temporal, unidimensional, balances globales de energía.
D. Faiman, 1984	-	105	1,03	1 vidrio	Cilíndrico	Parámetro de máxima eficiencia útil, MUE.
A. Zollner et al., 1985	-	159	2,07	1 vidrio	Rectangular	Modelo global transitorio para TRNSYS.
N. Tully, 1986,	1593 x 850	100	1,20	1 vidrio	n Tubos	Término de eficiencia TER.
A.H. Fanney y S.A. Klein, 1987	1620 x 1040 x 356	121	1,32	1 vidrio	1 tubo	Validación del modelo de Zollner et al..
Ch. Schimdt, et al., 1987	-	124	1,05	1 vidrio + MAT	Rectangular	Modelo global transitorio.
CH. Schmidt, et al., 1988	-	124	1,05	1 vidrio + MAT	7 tubos	Modelo global transitorio.
A. Ecevit, et al., 1989	1000 x 980 x 200	96	1,00	1 vidrio + MAT	Rectangular	
A. Ecevit, et al., 1989	1000 x 980 x 200	127	0,98	1 vidrio	Triangular	Balance estacionario de energía.
C. Schmidt y A. Goetzberger, 1990	1850 x 260	98	1,50	1 vidrio + MAT	1 tubo	Modelo global transitorio.
J.K. Nayak, et al., 1991	1314 x 684	*	0,75	1 vidrio	n tubos	Temporal, bidimensional y basado en diferencias finitas.
Y.Tripanagnospoulos, et al. 1992	-	130	1,50	1 vidrio	1 tubo	Balance de energía.
M. Rommel y A. Wagner, 1992	2200 x 250	108	1,40	1 vidrio + MAT	1 tubo	Fracción y Eficiencia solares anuales.
D. Gudiño y E. Gómez, 1993	1300 x 800 x 200	200	1,30	1 vidrio	Rectangular	Balance global de energía.
Y. Rabin, et al., 1995	300 x 300 x 131	13,4*	-	1 vidrio	Rectangular	Con cambio de fase, modelo unidimensional.
Tey, J.; Rosell, J.I. y Ibáñez, M., 2002	2000 x 1000 x 300	119	1,52	1 vidrio	8 tubos	Eficiencia útil máxima, MUE. Con parafina.
S. Fonseca y F. Menéndez, 1991/2	1000 x 1000 x 300	100	1,00	1 vidrio	Tanque abierto	Balances globales estacionarios.
J.R. Massipe, et al., 1996	1400 x 800 x 300	150	1,00	1 vidrio	3 tubos	Eficiencia térmica diaria, perfil de temperatura.

\* kg de sal hidratada.

## **Capítulo III**

---

### **Modelo numérico del tanque termo-absorbedor**

---

### 3. Modelo numérico del tanque termo- absorbedor

En este capítulo se presentan la formulación y resolución numérica de las ecuaciones de conservación de la conversión natural en el tanque termo-absorbedor para abordar el estudio numérico de los fenómenos fluido-térmicos durante su enfriamiento. Las simulaciones se realizan por el método de volúmenes finitos, se utiliza el algoritmo SIMPLEC [Doormal, J.P. and Raithby, G.D. (1984)] y el esquema numérico de alto orden SMART [Darwish, M.S. (1993)]. Se reproducen casos de la literatura científica, numéricos y experimentales, con la finalidad de validar el algoritmo numérico para las condiciones estudiadas. La verificación se realiza con herramientas de post – proceso, basadas en la extrapolación de Richardson generalizada y el índice de convergencia de malla CGI (*Grid Convergence Index*). Finalmente, se muestra los resultados numéricos del enfriamiento del tanque termo absorbedor para diferentes coeficientes globales de pérdidas de calor.

#### 3.1 Introducción

Un fluido se considera un medio continuo, esto significa que cualquier elemento de volumen pequeño es suficientemente grande para contener un número elevado de moléculas. Cuando hablamos de elementos de volumen infinitamente pequeños, queremos significar aquellos que son físicamente infinitamente pequeños, es decir, muy pequeño en comparación con el volumen del cuerpo en consideración, pero grandes comparados con las distancias entre las moléculas [Landau y Lifshitz, 1986].

En los colectores solares termoacumulativos ocurren procesos que relacionan la transferencia de calor y el movimiento de fluidos. Estos procesos pueden describirse matemáticamente mediante leyes que expresan la conservación de ciertas magnitudes físicas como la masa, el momento y la energía. El problema se plantea, desde el punto de vista matemático como un sistema acoplado no lineal de ecuaciones diferenciales en derivadas parciales sobre un dominio, conocidas las condiciones iniciales y de contorno, cuya resolución puede realizarse mediante técnicas numéricas.

La simulación numérica utiliza el método de volúmenes finitos. El flujo está gobernado por las ecuaciones de Navier-Stokes, las cuales se pueden convertir en ecuaciones algebraicas y ser resueltas en forma segregada con el algoritmo SIMPLEC [Doormal, J.P. and Raithby, G.D. (1984)] y el esquema numérico SMART [Darwish, M.S. (1993)]. Los resultados numéricos del enfriamiento del tanque termo-absorbedor en función del coeficiente global de pérdidas de calor demuestran la utilidad de la modelización numérica en el estudio del colector solar termoacumulativo de físico.

### 3.2 Ecuaciones diferenciales gobernantes

Para obtener las ecuaciones diferenciales que gobiernan el movimiento de los fluidos, se debe considerar un volumen infinitesimal fijo al espacio (descripción Euleriana), a través del cual el fluido se mueve, y aplicar los principios generales de conservación sobre este volumen de control. De la aplicación de las leyes de conservación de la masa, la cantidad de movimiento y la energía resulta un sistema de ecuaciones diferenciales (una de la masa, tres de la cantidad de movimiento y una de la energía) que, en adicción con las leyes empíricas de transporte (ley de Fourier, ley de viscosidad de Stokes y ecuación de estado) permiten disponer de la información necesaria para la determinación de las variables que gobiernan el movimiento de un fluido: temperatura, velocidad, presión y densidad [Eckert y Drake, 1972].

Las ecuaciones de continuidad y la cantidad de movimiento se conocen, frecuentemente, como ecuaciones de Navier-Stokes, aunque actualmente se acepta llamar así al conjunto de todas ellas, incluyendo a la de la energía. Estas ecuaciones, por lo general, contienen derivadas parciales no lineales que hace que su resolución, en muchos casos, tropiece con dificultades matemáticas insuperables [Schlichting, 1972]. En las últimas décadas, gracias al desarrollo de técnicas numéricas de computo se ha podido ampliar el rango de solución de las mismas.

Es aceptado, que el comportamiento termo-hidráulico de un fluido continuo se describe perfectamente a partir de las ecuaciones de Navier-Stokes. Consecuentemente, la integración de estas ecuaciones permite obtener las variables dependientes para el régimen laminar, la exactitud de las cuales serán únicamente función de la exactitud de las propiedades físicas del fluido, que dentro del campo de la mecánica del continuo se obtienen a partir de información empírica.

#### 3.2.1 Ecuación de continuidad

La ecuación de continuidad es esencialmente la ecuación de conservación de la masa, que establece que la masa de un fluido se conserva. Se deduce haciendo un balance de masa dentro de un volumen de control situado en el campo de flujo de fluido compresible, matemáticamente tiene la forma:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \mathbf{v}) = 0 \quad (3.1)$$

El primer término de la ecuación (3.1) representa la tasa de cambio en el tiempo de la densidad (masa por unidad de volumen) y el segundo término describe la tasa neta de flujo que fluye a través de los contornos.

### 3.2.2 Ecuaciones de cantidad de movimiento

En un medio continuo, se ha de cumplir dos principios mecánicos fundamentales, el principio de la cantidad de movimiento lineal (segunda ley de Newton) y el principio de la cantidad de movimiento angular. La segunda ley de Newton establece que el producto de la masa por la aceleración en una dirección dada es igual a la suma de las fuerzas externas que actúan sobre el cuerpo en la misma dirección. Se considera que las fuerzas externas que actúan sobre un elemento de volumen del campo de flujo se dividen en fuerzas que actúan sobre el cuerpo (gravitatorias, electromagnéticas, etc.) y fuerzas superficiales o que actúan sobre la superficie (fuerza de presión, fuerza de viscosidad), las cuales están definidas por el tensor de tensiones,  $T$  (fuerzas por unidad de superficie).

De la segunda ley de Newton, se establece que la tasa de cambio de la cantidad de movimiento en un volumen de control de un fluido es igual a la suma de las fuerzas que actúan sobre el volumen de control. La ecuación de la cantidad de movimiento en forma vectorial se escribir como:

$$\rho \frac{Dv}{Dt} = \rho g - \nabla p + \nabla \cdot \tau \quad (3.2)$$

Para fluidos newtonianos, aquellos en que las tensiones son proporcionales a los gradientes de velocidad, la relación entre el tensor de tensiones viscosas y la velocidad se rige por la ley de viscosidades de Stokes, que en notación tensorial tiene la forma:

$$\tau_{ij} = \mu \left( \frac{\partial v_i}{\partial x_j} + \frac{\partial v_j}{\partial x_i} \right) + \delta_{ij} \zeta \frac{\partial v_k}{\partial x_k} \quad (3.3)$$

donde,  $\delta$  es el valor de delta de Kronecke , el primer término de la derecha es el de las tensiones tangenciales originadas por los gradientes de velocidad y  $\mu$  es el primer coeficiente de viscosidad. El segundo término de la derecha afecta únicamente a las tensiones normales y es proporcional a  $\zeta$ , segundo coeficiente de viscosidad que se define:

$$\zeta = k - \frac{2}{3} \mu \quad (3.4)$$

El término  $\frac{2}{3} \mu$  se debe a que la tensión normal se reduce a cero cuando la velocidad vale cero y  $k$  es la llamada viscosidad de expansión, responsable de inducir tensiones normales en el fluido por variaciones de volumen. Esta viscosidad se ha comprobado que es despreciable en la mayoría de los

casos, sin embargo va a ser cero en gases monoatómicos. También si el flujo es incompresible no se hace esta hipótesis, ya que el segundo término del tensor de tensiones es cero por continuidad. Si consideramos  $k = 0$ , tenemos que:

$$\tau_{ij} = \mu \left( \frac{\partial v_i}{\partial x_j} + \frac{\partial v_j}{\partial x_i} \right) + \delta_{ij} \left( -\frac{2}{3} \mu \right) \frac{\partial v_k}{\partial x_k} \quad (3.5)$$

Sustituyendo en la ecuación de la cantidad de movimiento, tendremos:

$$\rho \frac{Dv}{Dt} = \rho g - \nabla p - \frac{2}{3} \nabla (\mu \nabla \cdot v) + 2 \nabla \left( \mu \frac{1}{2} \left( \frac{\partial v_i}{\partial x_j} + \frac{\partial v_j}{\partial x_i} \right) \right) \quad (3.6)$$

### 3.2.3 Ecuación de la energía

La ecuación de la energía, de acuerdo con la primera ley de la termodinámica, se obtiene de un balance de energía sobre un elemento de volumen de control del fluido en el flujo. Aplicado a sistemas abiertos establece que la tasa de cambio de la energía interna más la energía cinética es igual a la tasa neta del trabajo, que se realiza sobre el volumen de control tanto por las fuerzas volumétricas como por las fuerzas superficiales, menos el calor cedido por el sistema y más la energía neta aportada al sistema por focos internos:

$$\rho \frac{D}{Dt} \left( e + \frac{1}{2} v^2 \right) = \rho g v + \nabla (T \cdot v) - \nabla q + \Phi \quad (3.7)$$

Restándole la ecuación de la energía mecánica, deducida de la ecuación de la cantidad de movimiento, la ecuación de la energía tendría la forma:

$$\rho \frac{Dh}{Dt} = \frac{Dp}{Dt} + \tau \cdot \nabla v - \nabla (\lambda \nabla T) + \Phi \quad (3.8)$$

Se ha introducido la ecuación de la ley de Fourier, que relaciona el flujo de calor con la temperatura:

$$q = -\lambda \nabla T \quad (3.9)$$

y la variable dependiente,  $h$ , entalpía específica, definida como:

$$h = e + \frac{p}{\rho} \quad (3.10)$$

Para reducir la expresión (3.8) a una única variable dependiente, se hace necesario relacionar la entalpía con la temperatura. De la definición de entalpía se conoce que  $h = f(T,p)$ :

$$\frac{Dh}{Dt} = \left( \frac{\partial h}{\partial T} \right)_p \frac{DT}{Dt} + \left( \frac{\partial h}{\partial p} \right)_T \frac{Dp}{Dt} \quad (3.11)$$

$$\left( \frac{\partial h}{\partial T} \right)_p = c_p \quad (3.12)$$

y

$$\left( \frac{\partial h}{\partial p} \right)_T = \frac{1}{\rho} (1 - T\beta) \quad (3.13)$$

Sustituyendo las ecuaciones (3.9) a (3.13) en (3.8), se obtiene la ecuación de la energía:

$$\rho c_p \frac{DT}{Dt} = \nabla(\lambda \cdot \nabla T) + T\beta \frac{Dp}{Dt} + \tau \cdot \nabla v + \Phi \quad (3.14)$$

La solución de las ecuaciones de la continuidad, (3.1), la cantidad de movimiento, (3.6) y la energía, (3.14) con las ecuaciones de estado, las condiciones iniciales y de contorno, nos permite obtener la distribución espacial y temporal de las velocidades, las presiones y las temperaturas de un fluido viscoso y compresibles en un dominio (espacio) físico.

### 3.2.4 Ecuación diferencial general

Si se observa las ecuaciones diferenciales anteriores podemos notar que todas las variables de interés presentan un principio de conservación generalizado. Si se simboliza las variables dependientes (masa, velocidad y temperatura) por  $\phi$ , se obtiene la ecuación diferencial general [Patankar, 1980]:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho\phi) + \text{div}(\rho u\phi) = \text{div}(\Gamma \text{grad}\phi) + S, \quad (3.15)$$

### 3.2.5 Hipótesis consideradas

Las hipótesis consideradas en el modelo numérico se muestran a continuación:

- Dominio bidimensional;
- Flujo laminar;
- Flujo incompresible;
- Hipótesis de Boussinesq;
- Disipación viscosa despreciable;
- Trabajo de compresión o expansión despreciable;
- Fluido no participante en la radiación.

*Dominio bidimensional:* La variable dependiente  $\phi$  es función de dos coordenadas espaciales y del tiempo. El modelo matemático del tanque termo absorbedor responde a un dominio bidimensional del tipo:

$$\phi = f(x, y, t) \quad (3.16)$$

*Flujo laminar:* Las ecuaciones obtenidas de la conservación de la masa, la cantidad de movimiento y la energía son válidas para flujos laminares.

*Flujo incompresible:* La condición de incompresibilidad no implica necesariamente densidad constante. El término incompresible se refiere a la no variación de la densidad con la presión, por lo que la ecuación de continuidad se simplifica y pasa a ser una ecuación de velocidades que sirve para determinar la presión.

*Hipótesis de Boussinesq:* La variación de la temperatura ocasiona una variación de densidad que en presencia de un campo gravitatorio origina un movimiento del fluido. La densidad es una función compleja de la temperatura y la presión. La hipótesis de Boussinesq considera despreciable la variación de la densidad con la presión. Por definición, el coeficiente de expansión térmica,  $\beta$ , es:

$$\beta = -\frac{1}{\rho} \left( \frac{\partial \rho}{\partial T} \right)_p \quad (3.17)$$

Introduciendo esta hipótesis, obtenemos la variación de densidades:

$$\rho_\infty - \rho \approx \rho \beta (T - T_\infty) \quad (3.18)$$

Las ecuaciones de conservación quedan como las de un fluido incompresible con la sustitución de la fuerza gravitatoria por el término  $\rho g \beta (T - T_\infty)$  en la dirección “y” y la presión por la presión dinámica. La hipótesis de Boussinesq será válida siempre que la variación de la densidad con la presión sea despreciable y la variación de la densidad con la temperatura sea mucho más pequeña que su valor absoluto.

*Disipación viscosa despreciable:* La disipación viscosa, término  $\tau \cdot \nabla v$  de la ecuación de la energía, es muy pequeña para fluidos con viscosidad muy elevada ó altas velocidades.

*Trabajo de compresión ó expansión despreciable:* El trabajo reversible de compresión o expansión es despreciable siempre que no haya disipación viscosa, ya que tienen el mismo orden de magnitud [Whitaker, 1977].

*Fluido no participante en la radiación:* Se considera que el fluido no emite, ni absorbe, ni dispersa radiación térmica.

### 3.2.6 Ecuaciones gobernantes

Tomando en cuenta las hipótesis consideradas y suponiendo que la dirección “y” es la dirección del campo gravitatorio, las ecuaciones quedan reducidas a la forma [Eckert y Drake, 1972]:

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} = 0 \quad (3.19)$$

$$\rho \frac{\partial u}{\partial t} + \rho u \frac{\partial u}{\partial x} + \rho v \frac{\partial u}{\partial y} = -\frac{\partial p_d}{\partial x} + \mu \left( \frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} \right) \quad (3.20)$$

$$\rho \frac{\partial v}{\partial t} + \rho u \frac{\partial v}{\partial x} + \rho v \frac{\partial v}{\partial y} = -\frac{\partial p_d}{\partial y} + \mu \left( \frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} \right) + \rho g \beta (T - T_\infty) \quad (3.21)$$

$$\rho \frac{\partial T}{\partial t} + \rho u \frac{\partial T}{\partial x} + \rho v \frac{\partial T}{\partial y} = \frac{\lambda}{c_p} \left( \frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} \right) + \frac{\Phi}{c_p} \quad (3.22)$$

Estas ecuaciones son válidas para la convección forzada y natural. En convección natural las fuerzas gobernantes surgen del campo de temperaturas, así la variación de temperatura da lugar a la variación de la densidad que en presencia de un campo gravitatorio origina una fuerza que provoca el movimiento del fluido.

### 3.3 Condiciones de contorno

La resolución de las ecuaciones de Navier-Stokes para una situación concreta requiere conocer las condiciones iniciales y las condiciones de contorno, las cuales pueden ser valores de la variable independiente ó algunas de sus derivadas.

#### 3.3.1 Condiciones de contorno para elementos en contactos con una superficie sólida

En la mecánica del continuo, la velocidad tangencial del fluido relativa al sólido es cero (condición de adherencia). Si se considera la superficie sólida como impermeable tendremos que la componente normal a la superficie, también, va a ser cero.

Con respecto a la temperatura, se tiene las siguientes condiciones de contorno:

- Se conoce la temperatura;
- Se conoce el flujo de calor;
- Se conoce el coeficiente local de transferencia de calor y la temperatura ambiente.

Si se conoce las temperaturas en los contornos no se requiere condiciones adicionales. Si la pared es adiabática  $q_s = 0$ . Si no se conoce la temperatura se integra la ecuación diferencial conocido el flujo de calor (ley de Fourier),  $q_s$  :

$$-\lambda \frac{\partial T}{\partial n} = q_s \quad (3.23)$$

#### 3.3.2 Condiciones de contorno a la entrada y salida de flujos

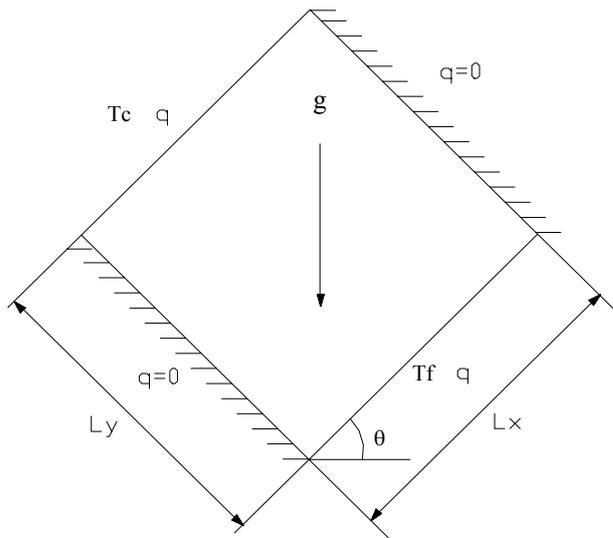
Para fluidos incompresibles, la presión resulta ser una variable implícita que se determina por la ecuación de continuidad, por consiguiente si conocemos la velocidades en el contorno, estas indican continuidad, fijar la presión sería físicamente inconsistente [Gresho y Lee, 1980]. Normalmente a la entrada se conoce la temperatura y las componentes de la velocidad. A la salida, frecuentemente, se hace la hipótesis que el flujo es hidrodinámico-térmico localmente desarrollado y se expresa por:

$$\frac{\partial \vec{v}}{\partial n} = 0 \quad (3.24)$$

$$\lambda \frac{\partial T}{\partial n} = 0 \quad (3.25)$$

### 3.4 Adimensionamiento de las ecuaciones gobernantes

Los resultados de la simulación numérica, generalmente, se expresan en función de parámetros y números adimensionales para la sistematización de las variables de entrada y la generalización de los resultados. Los parámetros y números adimensionales son múltiples y vienen determinados por la geometría del dominio y las condiciones iniciales del problema a estudio.



Se muestra dos ejemplos de convección natural en dominio bidimensionales: cuando se conoce las temperaturas y cuando se conoce el flujo de calor. Para el primer caso, las caras isotérmicas son: las caras norte y sur, y las adiabáticas las este y oeste. Para el segundo caso: se conoce el flujo de calor en las caras este y oeste, y las norte y sur son adiabáticas. En la Fig. 3.1 se muestra las condiciones geométricas de un dominio bidimensional.

Fig. 3.1. Representación de un dominio bidimensional.

Se definen las magnitudes adimensionales:

$$U = \frac{uL}{\alpha} ; \quad V = \frac{vL}{\alpha} ; \quad X = \frac{x}{L} ; \quad Y = \frac{y}{L} ; \quad P'_d = \frac{P_d}{\rho \frac{\alpha^2}{L^2}} ; \quad t' = \frac{t}{L^2} \alpha \quad (3.26)$$

$$T' = \frac{T - T_F}{T_C - T_F} ; \quad Ra_T = \frac{g \beta L^3 \Delta T}{\alpha \nu} ; \quad Pr = \frac{\nu}{\alpha} \quad Nu = \frac{q/A_i}{(T_C - T_F)} \frac{L}{\lambda} \quad (3.27)$$

$$\Delta T = \frac{qL\alpha^2}{k\nu^2} ; \quad Ra_q = \frac{g \beta q L^4}{\alpha \nu k} \quad (3.28)$$

Se sustituyen estas magnitudes en las ecuaciones gobernantes (3.19) a (3.22) y se obtiene el sistema de ecuaciones adimensionales de las ecuaciones gobernantes cuando se conoce las temperaturas en las caras isotérmicas, el cual tiene la forma:

$$\frac{\partial U}{\partial X} + \frac{\partial V}{\partial Y} = 0 \quad (3.29)$$

$$\frac{\partial U}{\partial t'} + U \frac{\partial U}{\partial X} + V \frac{\partial U}{\partial Y} = -\frac{\partial P'_d}{\partial X} + \text{Pr} \left( \frac{\partial^2 U}{\partial X^2} + \frac{\partial^2 V}{\partial Y^2} \right) + Ra_T \cdot \text{Pr} \cdot T \quad (3.30)$$

$$\frac{\partial V}{\partial t'} + U \frac{\partial V}{\partial X} + V \frac{\partial V}{\partial Y} = -\frac{\partial P'_d}{\partial Y} + \left( \frac{\partial^2 U}{\partial X^2} + \frac{\partial^2 V}{\partial Y^2} \right) + Ra_T \cdot \text{Pr} \cdot T \quad (3.31)$$

$$\frac{\partial T'}{\partial t'} + U \frac{\partial T'}{\partial X} + V \frac{\partial T'}{\partial Y} = \left( \frac{\partial^2 T'}{\partial X^2} + \frac{\partial^2 T'}{\partial Y^2} \right) \quad (3.32)$$

Para el caso, en que se conozca el flujo de calor, se utiliza las variables adimensionales de la ecuación (3.28) y se obtiene un sistema de ecuaciones adimensionales que incluye las ecuaciones (3.29), (3.32) y las ecuaciones adimensionales siguientes:

$$\frac{\partial U}{\partial t'} + U \frac{\partial U}{\partial X} + V \frac{\partial U}{\partial Y} = -\frac{\partial P'_d}{\partial X} + \text{Pr} \left( \frac{\partial^2 U}{\partial X^2} + \frac{\partial^2 V}{\partial Y^2} \right) + \frac{Ra_q}{\text{Pr}} \cdot T \quad (3.33)$$

$$\frac{\partial V}{\partial t'} + U \frac{\partial V}{\partial X} + V \frac{\partial V}{\partial Y} = -\frac{\partial P'_d}{\partial Y} + \left( \frac{\partial^2 U}{\partial X^2} + \frac{\partial^2 V}{\partial Y^2} \right) + \frac{Ra_q}{\text{Pr}} \cdot T \quad (3.34)$$

### 3.5. Discretización de las ecuaciones

El método de discretización significa sustituir la información continua contenida en la solución exacta de la ecuación diferencial general (3.15) por valores de las variables dependientes en los nodos del dominio. Esto implica la transformación de las ecuaciones diferenciales en un sistema de ecuaciones algebraicas, que relacionan los valores de las variables dependientes en un determinado número de puntos del dominio.

Estas ecuaciones algebraicas se conocen con el nombre de ecuaciones discretas y han sido desarrolladas de tal forma, que si el número de puntos espaciales y temporales es muy grande, pueden contener casi la misma información física que las de las ecuaciones diferenciales. La obtención de las

ecuaciones discretas puede hacerse por diferentes métodos, en este trabajo se ha utilizado el método de los volúmenes finitos, desarrollado por Patankar [Patankar, 1980].

Para la solución de las ecuaciones discretas se hacen las siguientes consideraciones:

Los flujos de calor por convección y conducción se mantienen constantes a lo largo de cada una de las caras del volumen de control.

Los valores medios espaciales y temporales se determinan por:

$$(\rho\bar{\phi}) = (\rho\phi)_p + \text{desviación\_espacial} \quad (3.35)$$

$$(\dots) = (\dots)^{t+1} + \text{desviación\_temporal} \quad (3.36)$$

Las desviaciones espacial y temporal se determina por:

- (desviación espacial)<sup>t</sup> = (desviación espacial)<sup>t+1</sup>
- (desviación temporal)<sub>w</sub> = (desviación temporal)<sub>e</sub>
- (desviación temporal)<sub>s</sub> = (desviación temporal)<sub>n</sub>

Para el término fuente se evalúa la integral promediada espacial-temporal, se considera el valor espacial correspondiente al punto “p” y el valor instantáneo a “(t+1)”, es decir:

$$\int_t^{t+1} \int_w^n \int_s S \, dy \, dx \, dt = S_p^{t+1} \quad (3.37)$$

### 3.5.1 Derivación de las ecuaciones

La ecuación diferencial general (3.15), se conoce también como ecuación de la convección difusión, se puede escribir por la forma de Spalding [Spalding, 1972]:

$$\frac{\partial(\rho\phi)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u\phi)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho v\phi)}{\partial y} = \frac{\partial}{\partial x} \left( \Gamma \frac{\partial\phi}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left( \Gamma \frac{\partial\phi}{\partial y} \right) + S \quad (3.38)$$

El primer término es el término transitorio, el segundo es el término convectivo, el tercero es el término difusivo y el último es el término fuente. La Tabla 3.1 muestra el valor de los diferentes parámetros de la ecuación de la convección difusión para cada una de las ecuaciones gobernantes.

Tabla 3.1. Valores de los parámetros de las ecuaciones gobernantes.

Ecuación	$\phi$	$\Gamma$	S
Continuidad	1	0	0
Cantidad de movimiento en "x"	U	$\mu$	$-\partial p_d / \partial x$
Cantidad de movimiento en "y"	V	$\mu$	$-\partial p_d / \partial y + \rho g \beta (T - T_\infty)$
Energía ( $c_p = \text{const.}$ )	T	$k/c_p$	$\Phi$

Para la discretización de la ecuación (3.38) se divide todo el dominio en un número finito de nodos (volúmenes de control), Fig. 3.2 y se integra la ecuación sobre cada uno de ellos. En la Fig. 3.3 se muestra un volumen de control en un dominio bidimensional, con el punto central P, los puntos vecinos directos W, E, N y S, las caras del volumen de control w, e, n y s, las longitudes de las caras  $\Delta x$  y  $\Delta y$  y las distancias entre el punto central y sus puntos vecinos,  $(\delta x)_w$ ,  $(\delta x)_e$ ,  $(\delta y)_n$  y  $(\delta y)_s$ .

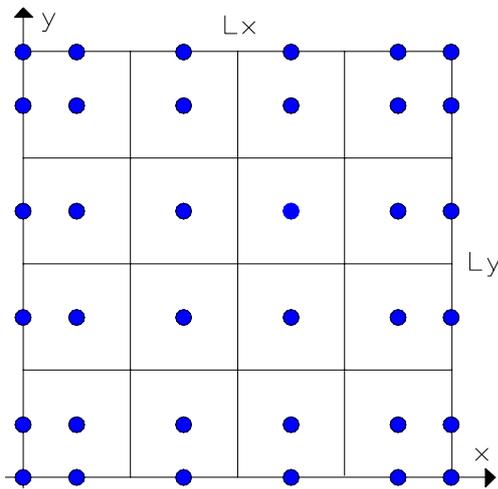


Fig. 3.2. Volúmenes de control del dominio bidimensional.

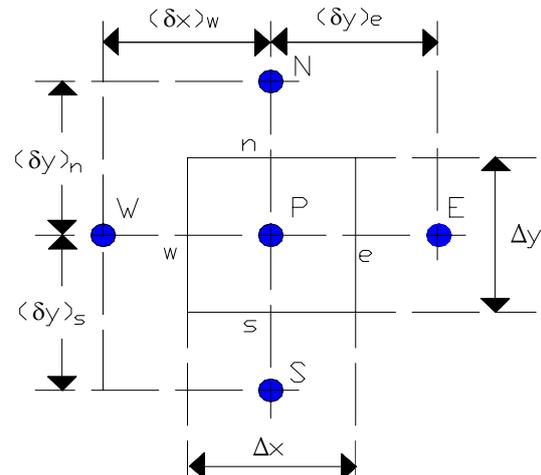


Fig. 3.3. Volumen de control interior.

Para el volumen de control mostrado en la Fig. 3.3, se escribe la ecuación (3.38) del modo:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho\phi) + \frac{\partial}{\partial x}\left(\rho u\phi - \Gamma \frac{\partial\phi}{\partial x}\right) + \frac{\partial}{\partial y}\left(\rho v\phi - \Gamma \frac{\partial\phi}{\partial y}\right) = S \quad (3.39)$$

Se define el flujo total, J como:

$$J_x = \rho u\phi - \Gamma \frac{\partial\phi}{\partial x} \quad (3.40)$$

y

$$J_y = \rho v\phi - \Gamma \frac{\partial\phi}{\partial y} \quad (3.41)$$

Para el volumen de control mostrado en la Fig. 3.3, la ecuación (3.38) en función del flujo total, se transforma en:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho\phi) + \frac{\partial J_x}{\partial x} + \frac{\partial J_y}{\partial y} = S \quad (3.42)$$

Integrando la ecuación (3.42) sobre todo el volumen de control tenemos:

$$\frac{(\rho_P\phi_P - \rho_P^o\phi_P^o)\Delta x\Delta y}{\Delta t} + J_e - J_w + J_n - J_s = (S_c + S_P\phi_P)\Delta x\Delta y \quad (3.43)$$

El término fuente se linealiza y se asume que  $\rho_P$  y  $\phi_P$  prevalece en todo el volumen de control. Los valores “viejos” (los valores al comienzo del incremento de tiempo) se simbolizan con el subíndice 0, los nuevos sin subíndice. Las cantidades  $J_e$ ,  $J_w$ ,  $J_n$  y  $J_s$  son los flujos totales sobre las caras del volumen de control. De manera similar podemos integrar la ecuación de continuidad (3.1) sobre el volumen de control y obtener:

$$\frac{(\rho_P - \rho_P^o)\Delta x\Delta y}{\Delta t} + F_e - F_w + F_n - F_s = 0 \quad (3.44)$$

Si  $(\rho u)$  se toma sobre toda la interfase, podemos expresar  $F_j$  como:

$$F_e = (\rho u)_e \Delta y \quad (3.45)$$

$$F_w = (\rho u)_w \Delta y \quad (3.46)$$

$$F_n = (\rho v)_n \Delta x \quad (3.47)$$

$$F_s = (\rho v)_s \Delta x \quad (3.48)$$

Si, multiplicamos la ecuación (3.44) por  $\phi_P$  y la sustraemos de la ecuación (3.43) obtenemos:

$$(\phi_P - \phi_P^o)\frac{\rho_P^o\Delta x\Delta y}{\Delta t} + (J_e - F_e\phi_P) - (J_w - F_w\phi_P) + (J_n - F_n\phi_P) - (J_s - F_s\phi_P) = (S_c + S_P\phi_P)\Delta x\Delta y \quad (3.49)$$

La suposición de uniformidad sobre todo las caras del volumen de control nos permite emplear las expresiones unidimensionales a las situaciones bidimensionales y expresar los términos  $J_i - F_i\phi_P$  como:

$$J_e - F_e \phi_P = a_E (\phi_P - \phi_e) \quad (3.50)$$

$$J_w - F_w \phi_P = a_W (\phi_P - \phi_w) \quad (3.51)$$

Expresiones similares se pueden obtener para  $J_s - F_s \phi_P$  y  $J_n - F_n \phi_P$ .

### 3.5.2 Ecuación de discretización

La integración y discretización de la ecuación general de la convección-difusión, (3.49), nos permite obtener, para cada volumen de control, la ecuación algebraica del tipo:

$$a_P \phi_P = a_E \phi_E + a_W \phi_W + a_N \phi_N + a_S \phi_S + b \quad (3.52)$$

La ecuación (3.52) representa la ecuación discreta equivalente a la ecuación general de la convección-difusión para dominios bidimensionales. Patankar [Patankar, 1980] define el término difusivo D y el número de Peclet, como:

$$D_e = \frac{\Gamma_e}{(\delta x)_e} \Delta y; \quad D_w = \frac{\Gamma_w}{(\delta x)_w} \Delta y; \quad D_n = \frac{\Gamma_n}{(\delta x)_n} \Delta x; \quad D_s = \frac{\Gamma_s}{(\delta x)_s} \Delta x \quad (3.53)$$

$$Pe_e = \frac{F_e}{D_e}; \quad Pe_w = \frac{F_w}{D_w}; \quad Pe_n = \frac{F_n}{D_n}; \quad Pe_s = \frac{F_s}{D_s} \quad (3.54)$$

Los coeficientes de la ecuación discreta se determinan por las expresiones:

$$a_E = D_e A (|Pe_e|) + [[-F_e, 0]] \quad (3.55)$$

$$a_W = D_w A (|Pe_w|) + [[F_w, 0]] \quad (3.56)$$

$$a_N = D_n A (|Pe_n|) + [[-F_n, 0]] \quad (3.57)$$

$$a_S = D_s A (|Pe_s|) + [[-F_s, 0]] \quad (3.58)$$

$$a_P = a_E + a_W + a_N + a_S + a_P^o - S_P \Delta x \Delta y \quad (3.59)$$

$$a_P^o = \frac{\rho_P^o \Delta x \Delta y}{\Delta t} \quad (3.60)$$

$$b = S_C \Delta x \Delta y + a_P^o \phi_P^o \quad (3.61)$$

### 3.5.3 Mallas de discretización espacial y temporal

El método numérico de los volúmenes finitos emplea para la discretización de las ecuaciones diferenciales gobernantes, mallas desplazadas de tal forma que los nodos de las velocidades se encuentren sobre las caras de los volúmenes de control de la malla principal para evitar soluciones físicas irreales [Fig. 3.4]. La malla principal se utiliza para la presión  $P$ , y la temperatura  $T$ , la malla desplazada en la dirección  $x$  para la velocidad  $U$ , y la malla desplazada en la dirección  $y$  para la velocidad  $V$ .

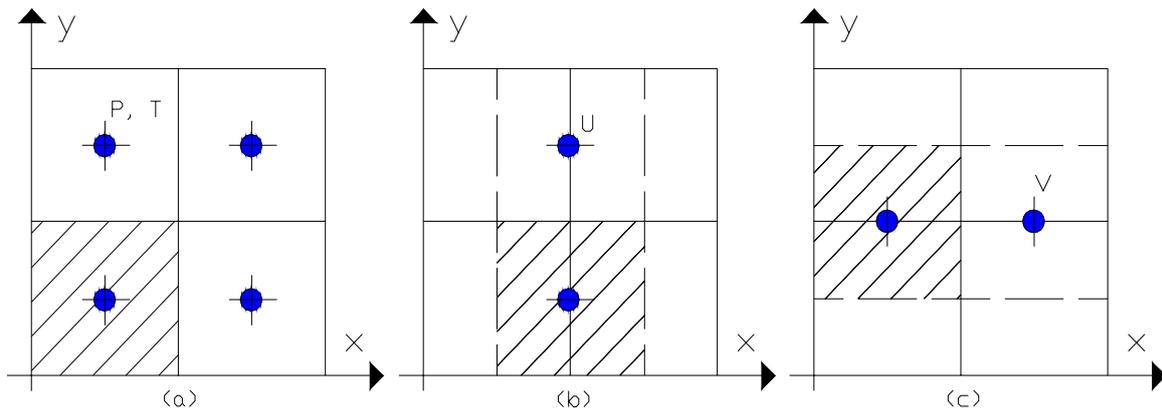


Fig. 3.4. Representación de las mallas espaciales.

a. Malla principal, b. Malla desplazada en la dirección  $x$ , c. Malla desplazada en la dirección  $y$ .

Se puede dentro del límite de utilización de las mallas densificar estas en aquellas zonas del dominio donde los fenómenos físicos son más complejos y también escoger el intervalo de tiempo de discretización en función del seguimiento que se quiere hacer del transitorio.

Una vez planteadas las ecuaciones gobernantes y definidas las condiciones iniciales y de contorno se procede a aplicar el método numérico de los volúmenes finitos [anexo 2] a las ecuaciones discretizadas. A partir del mismo se desarrollo un algoritmo computacional en lenguaje C++ para la resolución de las ecuaciones discretizadas.

### 3.6 Criterio de finalización

La convergencia del proceso global se logra haciendo tan pequeño como cierto valor de exactitud los residuos de las velocidades y temperaturas, obtenidos de sus respectivas ecuaciones. Estos residuos nos dan la medida del grado que se satisfacen las ecuaciones de continuidad y de energía. El residuo másico viene expresado por el error másico normalizado  $\epsilon_{mn}$ , [Costa M., 1993]:

$$\varepsilon_{mn} = \frac{\max \left( [(\rho u^*)_e - (\rho u^*)_w] \Delta y + [(\rho v^*)_n - (\rho v^*)_s] \Delta x + \frac{\rho - \rho^o}{dt} \Delta x \Delta y \right)}{\sum_{vc} \rho \Delta x \Delta y} < \xi_m \quad (3.62)$$

El residuo de la temperatura se determina por la expresión:

$$\varepsilon_T = \sqrt{\sum_{vc} \left[ a_p^T T_p^T - \left( \sum_{vn} a_{vn}^T T_{vn} + b^T \right) \right]^2} < \xi_T \quad (3.63)$$

Típicamente, se exige una precisión másica de  $10^{-9}$  y una precisión energética, también, de  $10^{-9}$ . En problemas en estado estable se exige únicamente la precisión másica y energética para finalizar el cálculo. En caso de problemas transitorios y/o cuasi-transitorios, el chequeo de convergencia de cada paso de tiempo se computa la variación normalizada de los valores calculados entre los pasos de tiempo adyacentes en todos los puntos del dominio. La variación normalizada para la variable  $\phi$  se calcula por:

$$D_\phi = \frac{|\phi - \phi^o|_{max}}{|\phi|_{max}} \quad (3.64)$$

y se requiere que sea menor que el valor prescrito de  $\xi_p$ .

### 3.6.1 Criterio para la convergencia

Para acelerar o lograr la convergencia en los esquemas iterativos, es recomendable relajar la solución parcial de manera que la solución en la iteración  $f + 1$  este afectada por el resultado de la iteración  $f$ . Se trata de un control que es del tipo integral, se procede del modo siguiente:

$$\phi = \phi^f + \lambda [\phi^{f+1} - \phi^f] \quad (3.65)$$

Resulta interesante hacer este control de manera implícita dentro del proceso de resolución, forzando a que durante la iteración  $f + 1$  se obtenga directamente el valor de  $\phi$ . Despejando  $\phi^{f+1}$  de la expresión anterior y sustituyéndola en la ecuación de la convección difusión se tiene:

$$a_p \phi^{f+1} = \sum_{vn} a_{vn} \phi_{vn}^{f+1} + b \quad (3.66)$$

y

$$\frac{a_p}{\alpha} \phi = \sum_{vn} a_{vn} \phi_{vn}^{f+1} + b + \frac{1-\alpha}{\alpha} a_p \phi^f \quad (3.67)$$

Es conveniente señalar que en el caso de un régimen transitorio, el parámetro de relajación es precisamente el término acumulado, por consiguiente la relajación consistirá en disminuir el incremento de tiempo:

$$\frac{1-\alpha}{\alpha} a_p = \frac{\rho \Delta V}{\Delta t} \quad (3.68)$$

### 3.7 SOLVER para la resolución del sistema de ecuaciones

La resolución del sistema de ecuaciones algebraicas discretas se puede realizar empleando métodos directos ó iterativos, en este trabajo se utiliza el método iterativo. En los métodos iterativos se comienza con un campo supuesto de la variable dependiente y se utiliza las ecuaciones algebraicas para obtener el campo real de la variable dependiente. Frecuentemente, se prefiere los esquemas iterativos por la facilidad de programación y la economía de memoria y tiempo.

Se utiliza el método el denominado *SOR* (*Successive Over-Relaxation*), desarrollado por Patankar [Patankar, 1980]. Es un *Gauss Seidel* reforzado con un TDMA (*Tri-Diagonal Matrix Algorithm*) por filas o columnas con coeficientes de relajación. Este método consiste en hacer un recorrido por todos los nodos del dominio, resolviendo el valor de la variable central y actualizando a medida que se resuelve el resto. Se refuerza con un esquema de cálculo de tipo explícito el TDMA. Si escribimos las ecuaciones de discretización en la forma general:

$$a\phi_i = b\phi_{i+1} + c\phi_{i-1} + d \quad (3.69)$$

La variable  $\phi_i$  esta relacionada con las  $\phi$  vecinas,  $\phi_{i+1}$  y  $\phi_{i-1}$ . En el proceso de sustitución, tenemos la posibilidad de escribir cada valor de la variable  $\phi_i$  en función del valor siguiente:

$$\phi_i = P_i \phi_{i+1} + Q_i \quad (3.70)$$

y análogamente:

$$\phi_{i-1} = P_{i-1} \phi_i + Q_{i-1} \quad (3.71)$$

Sustituyendo la ecuación (3.71) en la ecuación (3.69), resulta que:

$$P_i = \frac{b_i}{a_i - c_i P_{i-1}} \quad (3.72)$$

y

$$Q_i = \frac{d_i + c_i Q_{i-1}}{a_i - c_i P_{i-1}} \quad (3.73)$$

Conocido los valores de P y Q por las ecuaciones (3.72) y (3.73) podemos sustituyendo una fila ó una columna de izquierda a derecha ó de arriba a bajo, determinar el valor de la variable  $\phi$  por la ecuación (3.70) en todo los puntos (nodos) del dominio.

### 3.8 Validación del algoritmo

Para conocer si un modelo numérico constituye una aproximación a la realidad física se compara los resultados numéricos obtenidos con resultados numéricos de referencias (*benchmark*) y experimentales en unidades experimentales.

Se ha considerado los casos de referencias siguientes:

1. Cavidad térmica diferencial, con relación de caja igual a 1 y números de  $Ra = 10^5$   $Ra = 10^6$ ;
2. Cavidad térmica diferencial, con relación de caja igual a 40 y números de  $Ra = 10^5$   $Ra = 10^6$ ;
3. Valores experimentales obtenidos por Ramaekers y de Visser.

La validación del código numérico se realiza para casos de convección natural en dominio bidimensiones. Los resultados en el primer y segundo casos se contrasta con valores de diferentes mallas y número de Rayleigh. El tercer caso compara el perfil de temperatura del agua en el tanque termoacumulador con valores experimentales.

#### 3.8.1 Cavidad térmica diferencial cuadrada

La cavidad térmica diferencial, conocida también por *thermal driven cavity*, se encuentra muy estudiada siendo los resultados de referencia los obtenidos por V. Davis et al. [Davis, V. and Jones, I.P. 1983].

El problema, ver Fig. 3.5, trata de una cavidad a la que le corresponde una relación de caja ( $A = L_y/L_x$ ) igual a la unidad, con las paredes superior e inferior adiabáticas y las paredes laterales isotérmicas a temperaturas  $T_1$  y  $T_2$ , siendo  $T_1 > T_2$ .

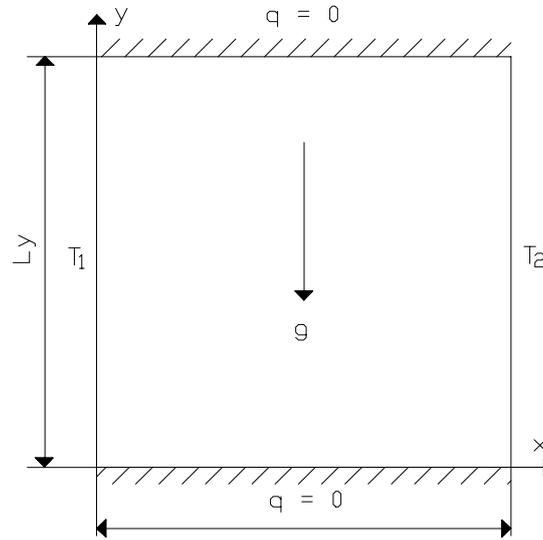


Fig. 3.5. Diagrama de la cavidad térmica diferencial para  $A = 1$ .

Las ecuaciones gobernantes para el caso que nos ocupa en forma adimensional tienen la forma:

$$\frac{\partial U'}{\partial x'} + \frac{\partial V'}{\partial y'} = 0 \quad (3.74)$$

$$\frac{\partial U'}{\partial t'} + U' \frac{\partial U'}{\partial x'} + V' \frac{\partial U'}{\partial y'} = -\frac{\partial P'_d}{\partial x'} + \text{Pr} \left( \frac{\partial^2 U'}{\partial (x')^2} + \frac{\partial^2 V'}{\partial (y')^2} \right) \quad (3.75)$$

$$\frac{\partial V'}{\partial t'} + U' \frac{\partial V'}{\partial x'} + V' \frac{\partial V'}{\partial y'} = -\frac{\partial P'_d}{\partial y'} + \text{Pr} \left( \frac{\partial^2 U'}{\partial (x')^2} + \frac{\partial^2 V'}{\partial (y')^2} \right) + Ra \cdot \text{Pr} \cdot T' \quad (3.76)$$

$$\frac{\partial T'}{\partial t'} + U' \frac{\partial T'}{\partial x'} + V' \frac{\partial T'}{\partial y'} = \frac{1}{Pe} \left( \frac{\partial^2 T'}{\partial (x')^2} + \frac{\partial^2 T'}{\partial (y')^2} \right) + \Phi' \quad (3.77)$$

Los resultados estudiados corresponden al aire con  $\text{Pr}$  de 0,71 y números de Rayleigh de  $10^5$  y  $10^6$ . Se utiliza dos mallas homogéneas de  $20 \times 20$  y  $80 \times 80$  en los cuales los puntos nodales se han concentrado en las paredes. La solución viene dada para:

- Valor  $U'_{\max}$  y posición  $y'$  de la máxima velocidad vertical del plano horizontal;
- Valor  $V'_{\max}$  y posición  $x'$  de la máxima velocidad horizontal del plano vertical;
- Valor  $\text{Nu}_{\max}$  y posición  $y'$  del máximo número de Nusselt local en la pared caliente;
- Valor  $\text{Nu}_{\min}$  y posición  $y'$  del mínimo número de Nusselt local en la pared caliente.
- Valor del número de Nusselt medio,  $\text{Nu}_{\text{med}}$ .

Los resultados numéricos se comparan con la solución numérica de referencia como se muestra en la Tabla 3.2. Como se observa, para ambos casos, a mallas menos densas los resultados numéricos tienen mayor desviación respecto a los valores de referencia, esto es debido, que a menor número de nodos es mayor el área del espacio que ellos ponderan.

Tabla 3.2. Comparación de los resultados numéricos y de referencia.

Variables estudiadas	Para $Ra = 10^5$			Para $Ra = 10^6$		
	Resultados numéricos		Resultados de Referencia	Resultados numéricos		Resultados de Referencia
	Malla 20x20	Malla 80x80		Malla 20x20	Malla 80x80	
$U'_{max}$	35,33	34,72	34,73	68,13	65,50	64,63
$y'$	0,875	0,856	0,855	0,880	0,860	0,850
$V'_{max}$	66,78	68,61	68,59	238,35	218,30	219,36
$x'$	0,075	0,069	0,066	0,025	0,031	0,038
$Nu_{max}$	9,022	7,823	7,717	19,540	18,730	17,930
$y'$	0,075	0,081	0,081	0,025	0,031	0,038
$Nu_{min}$	0,755	0,734	0,729	1,821	1,007	0,989
$y'$	0,975	0,994	1,000	0,975	0,994	1,000
$Nu_{med}$	4,904	4,544	4,519	10,480	9,000	8,800

En las Figuras 3.6 y 3.7 se muestran las isotermas obtenidas para  $Ra = 10^5$  y  $Ra = 10^6$ , las cuales tienen la misma forma que las obtenidas por V. Davis, et al. [Davis, V. and Jones, I.P. 1983].

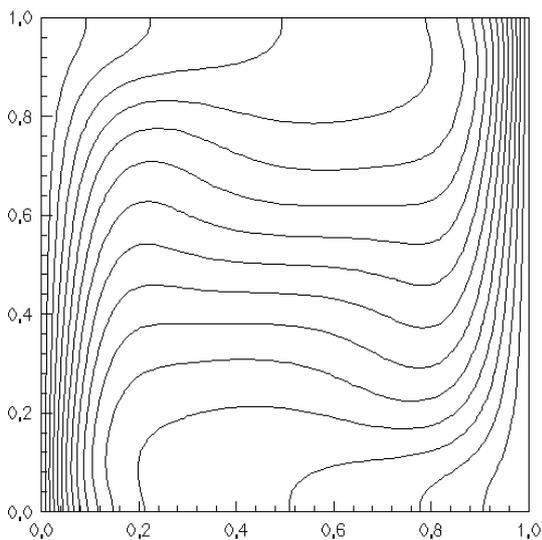


Fig. 3.6. Isotermas para  $A = 1$  y  $Ra = 10^5$ .

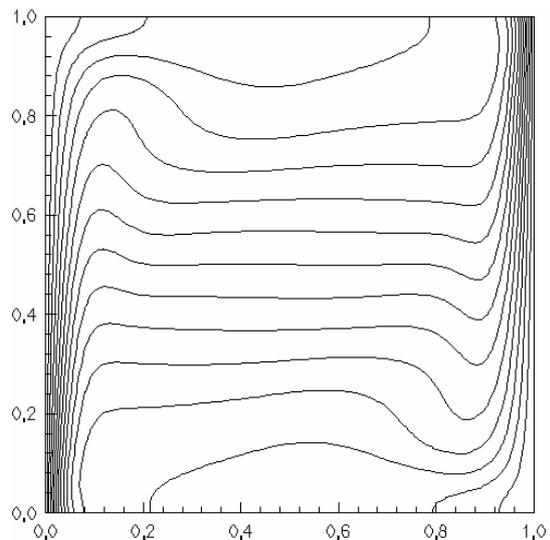


Fig. 3.7. Isotermas para  $A = 1$  y  $Ra = 10^6$ .

En las Figuras 3.8 y 3.9 se muestran las líneas de corriente obtenidas para los números  $Ra = 10^5$  y  $Ra = 10^6$ , al igual las isotermas siguen tienen las mismas formas que las referenciadas.

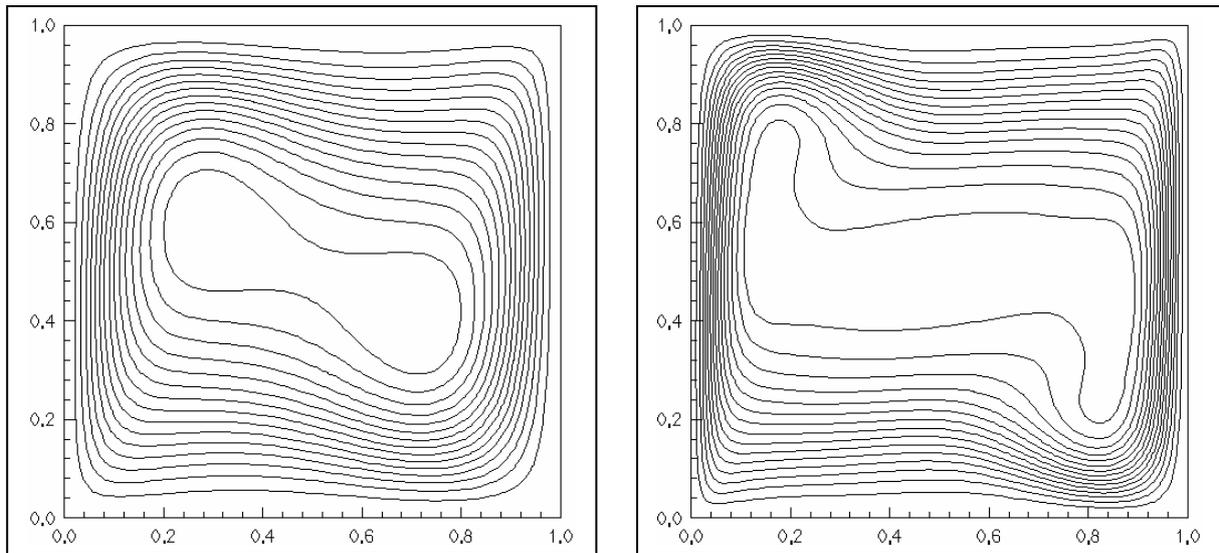


Fig. 3.8. Líneas de corriente para  $A=1$  y  $Ra = 10^5$ . Fig. 3.9. Líneas de corriente para  $A=1$  y  $Ra = 10^6$ .

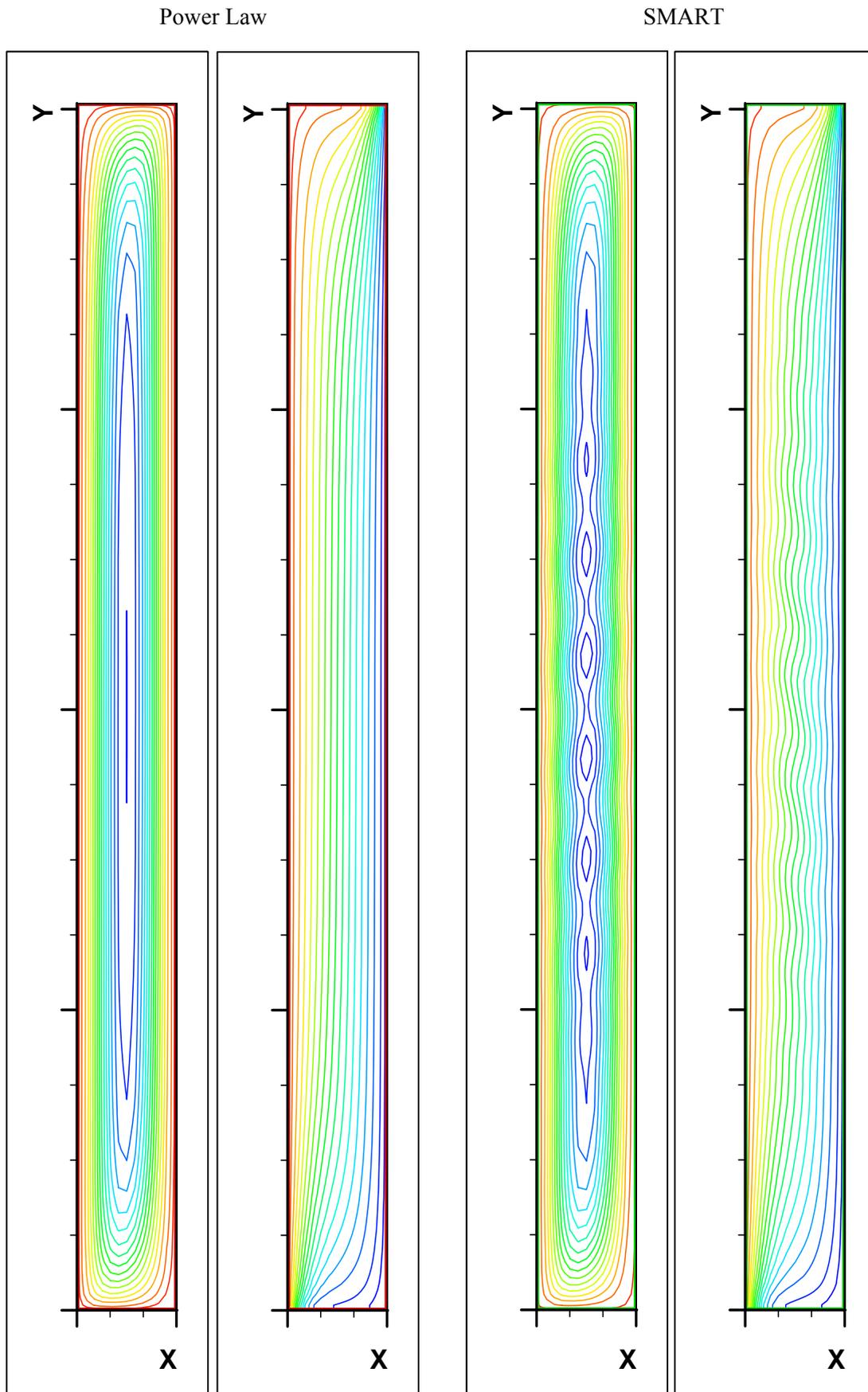
### 3.8.2 Cavity térmica diferencial alargada

Este es un caso de caja térmica diferencial (CTD) pero con una relación de caja de 40 [Ivancic, A. (1996)]. La solución de referencia, al igual que para el caso anterior, viene dada en función de los números de Rayleigh y Prandtl. Se muestran en la Tabla 3.3 la máxima velocidad vertical del plano horizontal  $U'_{max}$ , la máxima velocidad horizontal del plano vertical  $V'_{max}$  y el valor del  $Nu_{med}$ .

En este caso, se estudia para un  $Pr = 0.71$  y un  $Ra = 10^4$ , se compara los resultados obtenidos con dos esquemas numéricos, uno es el Power Law de primer orden y el otro el SMART de segundo orden. Se observa que el esquema numérico Power Law, Fig. 3.10a, da una solución que no permite predecir los remolinos que tienen lugar en la dirección vertical como si es capaz el esquema de segundo orden SMART, Fig. 3.10c. Estos bucles son muy importantes pues incrementan el intercambio térmico a lo largo de la pared.

Tabla 3.3. Resultados numéricos para el caso de  $A = 40$ ,  $Ra = 10^4$ .

Variables	Resultados numéricos malla 13x99		Valores reportados por Ivancic malla 25x199	
	Power Law	SMART	Power Law	SMART
Remolinos	-	8	-	13
$U'_{max}$	11,417	11,194	11,101	10,589
$V'_{max}$	81,04	68,05	80,53	66,09
$Nu_{med}$	1,208	1,251	1,210	1,258



a. Líneas de corriente

b. Temperatura

c. Líneas de corriente

d. Temperatura

Fig. 3.10. Resultados numéricos obtenidos para CTD con  $A = 40$ ,  $Ra = 10^4$  y malla de  $13 \times 99$ .

### 3.8.3 Resultados de numéricos Ramaekers y experimentales de Visser

En la Fig. 3.11, se muestra la comparación de los mapas de temperaturas obtenidos numéricamente por Ramaekers et al. [Ramaekers, L.A.M. et al., 1991] resultados del calentamiento transitorio de un tanque rectangular con agua y los obtenidos por nuestro algoritmo, obsérvese el parecido de la configuración de los campos de temperatura de ambos resultados numéricos.

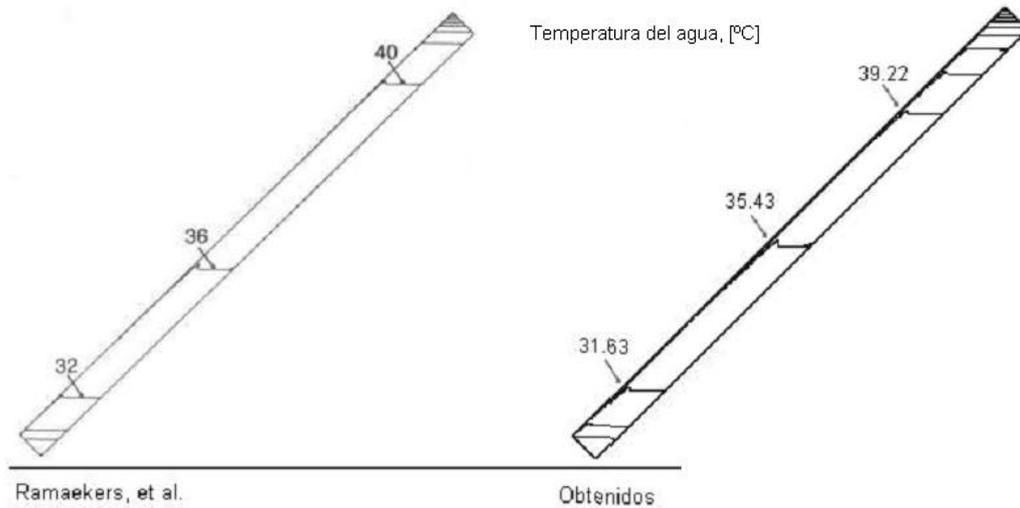


Fig. 3.11. Comparación de los resultados numéricos obtenidos con los de Ramaekers et al.

Se realiza la comparación de resultados numéricos obtenidos con resultados experimentales de Visser et al. [Visser, H. and De Geus, A.C. (1991)] del ensayo del mismo ejemplo del mostrado en la Fig. 3.11. En la Fig. 3.12 muestra la similitud de los perfiles de temperatura de ambos resultados, las desviaciones entre ambos valores están comprendidas entre +6,41 % y -4,08 %.

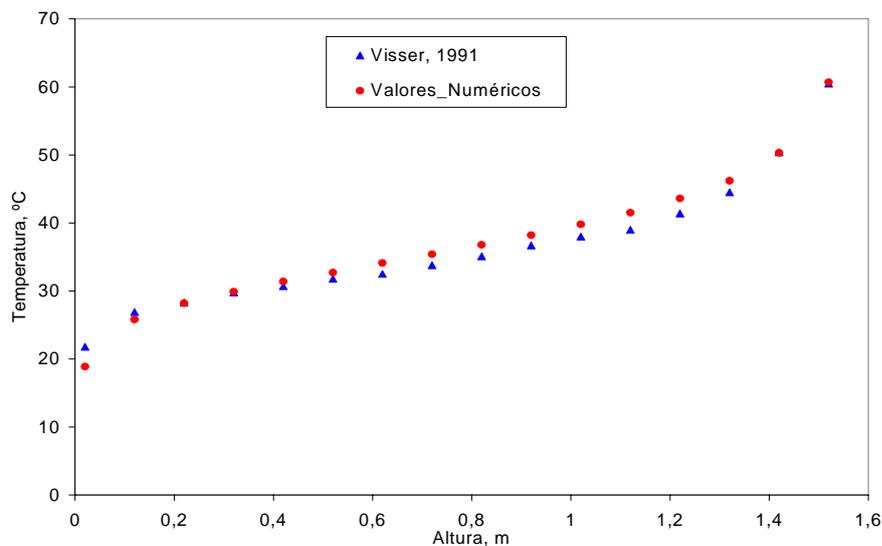


Fig. 3.12. Perfil de temperatura después de transcurrido 225 minutos en la mitad del tanque.

### 3.9 Verificación de los resultados numéricos

La verificación de los resultados numéricos ha prestado la atención de los investigadores en los últimos años. La solución numérica es el resultado de dos procesos:

- El modelo físico de los fenómenos físicos;
- El modelo computacional, la conversión de las ecuaciones diferenciales en algebraicas y su solución por ordenador.

El primer proceso se refiere a la investigación de los modelos físicos mientras que el segundo proceso a la discretización de las ecuaciones diferenciales, el procedimiento numérico, la programación de los códigos, el criterio de convergencia y la precisión del ordenador. Los errores del segundo proceso se conocen como errores computacionales y el proceso de su estudio como proceso de verificación.

La solución numérica permite obtener valores que tienden a la solución real si el procedimiento es el adecuado. La diferencia entre la solución exacta,  $\phi_E$  y la última solución numérica,  $\phi_N$  se define como el error numérico y se puede expresar como valores absoluto  $e$ , o relativo  $A$ .

$$e = \phi_E - \phi_N \quad (3.78)$$

$$A = \frac{\phi_E - \phi_N}{\phi_E} \quad (3.79)$$

Si la solución exacta es desconocida, las interrogantes que surgirían serían que criterio seguimos para determinar si la solución  $\phi_N$  es lo suficientemente cercana a  $\phi_E$  y cuales son los parámetros que influyen en la precisión de las soluciones. El error resultante es el resultado de:

- $e_M$ , error del modelo del fenómeno físico;
- $e_R$ , error del ordenador, es debido a la precisión del ordenador. Si la precisión flotante es de 16 bytes, este error puede ser considerado despreciable;
- $e_T$ , error de truncamiento, producto del criterio de convergencia de los procesos iterativos;
- $e_D$ , error de discretización, es debido a la distribución geométrica, la densificación de la malla, el espacio temporal numérico y los esquemas numéricos.

En los problemas de estado estable, donde se usa bastante precisión de los ordenadores (doble precisión) con criterio de convergencia rigurosos y los códigos están libre de errores de programación, el error remanente computacional es causado por la discretización geométrica. Los errores numéricos pueden evaluarse de un modo genérico. Las soluciones numéricas de un problema pueden ser

obtenidas a partir de niveles de cálculo progresivamente más precisos (los niveles de precisión pueden ser alcanzados utilizando diferentes mallas, esquemas numéricos, etc.). Se pueden identificar dos fuentes del error de discretización: la discretización geométrica (tamaño de la malla), y la del tipo de esquema numérico, los cuales vienen caracterizados por dos parámetros:

- $h$ : parámetro de discretización geométrica;
- $p$ : orden de precisión del esquema numérico.

### 3.9.1 Parámetros $h$ y $p$

El parámetro  $h$ , es la longitud característica de la densidad de la malla y el parámetro  $p$ , es el orden de precisión del resultado numérico y depende del acoplamiento del orden de precisión formal de los esquemas numéricos. El error de discretización local de una solución numérica en un punto  $x$  del dominio puede ser expresado por la ecuación [García Conca, 1994]:

$$e_D(x) = C_p(x)h^p \quad (3.80)$$

Donde  $C_p(x)$  depende del esquema numérico. Si el nivel de refinamiento es lo suficientemente grande,  $e_D$  se convierte en independiente de  $x$ , entonces  $e_D \approx C_p h^p$  y la solución tiende al llamado rango asintótico.

Un refinamiento de los parámetros  $p$  y/o  $h$  permite una reducción progresiva del error de discretización. En el método de volúmenes finitos, el refinamiento de  $h$  es utilizado generalmente, se fija el esquema numérico y se obtienen soluciones numéricas refinando la malla. La relación  $r$ , se define como la relación de refinamiento de dos mallas consecutivas:

$$r = \frac{h_n}{h_{n+1}} \quad (3.81)$$

Los sufijos  $n$  y  $n+1$  significan dos niveles consecutivos de refinamiento geométrico, cuyas soluciones están en el rango asintótico.

En los estudios de refinamiento de  $h$ , la relación de refinamiento de 2 es usada comúnmente y la extrapolación de Richardson se adopta como un estimador de la solución de extrapolación de orden superior y del error [Raoche, 1994].

Si el orden de precisión del cálculo numérico  $p$ , es conocido y la relación de refinamiento es fijada, el error estimado y la solución extrapolada pueden ser evaluadas a partir de dos soluciones del problema en el rango asintótico. Salom [Salom, J. 1999] muestra las expresiones del error estimado para las mallas basta,  $e_n$ , y fina,  $e_{n+1}$ :

$$e_n = \frac{r^p (\phi_{n+1} - \phi_n)}{r^p - 1} \quad (3.82)$$

$$e_{n+1} = \frac{\phi_{n+1} - \phi_n}{r^p - 1} \quad (3.83)$$

La solución extrapolada se determinara por:

$$\phi_{ext} = \phi_{n+1} + e_{n+1} = \phi_{n+1} + \frac{\phi_{n+1} - \phi_n}{r^p - 1} \quad (3.84)$$

El error estimado relativo viene definido por:

$$\varepsilon_{n+1} = \frac{\phi_{n+1} - \phi_{ext}}{\phi_{n+1}} \quad (3.85)$$

Si reemplazamos  $(\phi_{n+1} - \phi_{ext})$  obtenemos la expresión para la determinación del error estimado relativo:

$$\varepsilon_{n+1} = \frac{\phi_n - \phi_{n+1}}{(r^p - 1)\phi_{n+1}} = \frac{\varepsilon}{r^p - 1} \quad (3.86)$$

Para  $\varepsilon_n$  se utiliza el mismo procedimiento, y se obtiene la expresión:

$$\varepsilon_n = \frac{r^p (\phi_{n+1} - \phi_{ext})}{\phi_{n+1}} = r^p \varepsilon_{n+1} = \frac{r^p \varepsilon}{r^p - 1} \quad (3.87)$$

El definido error estimado relativo  $\varepsilon_{n+1}$ , es diferente del error relativo real,  $A^{n+1}$ . Si la solución se encuentra en el rango asintótico, el error relativo estimado es una buena aproximación del error relativo real [Raoche, 1994].

Cadafalch [Cadallfach, J. et al. 2001] ha puntualizado que el orden formal y real de una simulación numérica podrían no coincidir, por lo que  $p$  puede no ser previamente conocido.

Para tres soluciones de un problema ( $\phi_1$ ,  $\phi_2$  y  $\phi_3$ ) obtenidas de las mallas  $h_i$  ( $h_1 = h$ , malla basta),  $h_2$  ( $h_2 = rh$ , malla media) y  $h_3$  ( $h_3 = r^2h$ , malla fina), un sistema de tres ecuaciones de las variables desconocidas  $p$ ,  $\phi_E$  (solución extrapolada) y  $C_p$  pueden ser evaluado:

$$e_{Di} = \phi_i - \phi_E = C_p (r^{i-1}h)^p \quad \text{para } i = 1, 2 \text{ y } 3 \quad (3.88)$$

a partir del cual puede ser determinado  $p$  como:

$$p = \frac{\ln \left[ \frac{\phi_2 - \phi_3}{\phi_1 - \phi_2} \right]}{\ln r} \quad (3.89)$$

y

$$\phi_1 - \phi_E = \frac{\phi_2 - \phi_1}{1 - r^p} \quad (3.90)$$

### 3.9.2 Índice de convergencia de malla

El índice de convergencia de malla GCI, es un método propuesto por Roache [Roache, P.J. (1994)] para el estudio de convergencia de malla uniforme y esta basado en un estimador del refinamiento de malla derivado de la teoría de la extrapolación generalizada de Richardson. Se define para una malla fina como:

$$GCI_1 = F_s \left| \frac{(\phi_2 - \phi_1)/\phi_1}{1 - r^p} \right| \quad (3.91)$$

$F_s > 1$  es interpretado como un factor de seguridad, si  $F_s = 1$   $GCI_i = \epsilon_i$ . Para estudio de dos mallas un valor teórico de  $p$  se puede asumir, en estos casos se recomienda un valor de  $F_s = 3$ . Los estudios de alta calidad utilizan tres o más soluciones de malla, Raoche recomendó el valor de  $F_s = 1,25$ .

### 3.9.3 Extrapolación de Richardson

La extrapolación de Richardson es un caso particular de esta teoría cuando  $r = 2$  y  $p = 2$ . La solución extrapolada se determina por:

$$\phi_{ext} = \frac{4}{3}\phi_{n+1} - \frac{1}{3}\phi_n \quad (3.92)$$

### 3.9.4 Nodos de Richardson

El concepto de nodos de Richardson viene definido como los nodos donde los valores correspondientes de  $\phi$ , obtenidos en tres mallas consecutivas de un refinamiento  $h$  con un valor constante de  $r$ , cumplen las condiciones siguientes:

$$\text{Nodos no oscilatorios: } (\phi_2 - \phi_3) * (\phi_1 - \phi_2) > 0 \quad (3.93)$$

$$\text{Valor de } \phi \rightarrow 0: \quad \phi_1 > C_0 |\phi_{ref}| \quad (3.94)$$

La última condición de la ecuación (3.94)  $\phi_{ref}$ , es un valor de referencia de la variable  $\phi$  (el valor absoluto máximo) y  $C_0$  es un coeficiente menor que 1 (se utilizó el valor de  $1 \cdot e^{-30}$ ). Desde el punto de vista matemático, los nodos de Richardson pueden definirse como los nodos donde la ecuación (3.93) puede ser calculada.

En el software se utilizó la siguiente clasificación de los nodos:

$$\text{Nodos de Richardson: } R_n = e_{12} \cdot e_{23} > C_0 \quad (3.95)$$

$$\text{Nodos Convergentes: } C_n = |e_{12} \cdot e_{23}| < C_0 \quad (3.96)$$

$$\text{Nodos Oscilatorios: } O_n = e_{12} \cdot e_{23} < -C_0 \quad (3.97)$$

$$\text{Valor de Referencia: } f_{ir} = \max|f_{i1}| \quad (3.98)$$

donde:

$$e_{12} = \frac{f_{i1} - f_{i2}}{f_{ir}} \quad \text{y} \quad e_{23} = \frac{f_{i2} - f_{i3}}{f_{ir}} \quad (3.99)$$

### 3.9.5 Resultados de la verificación

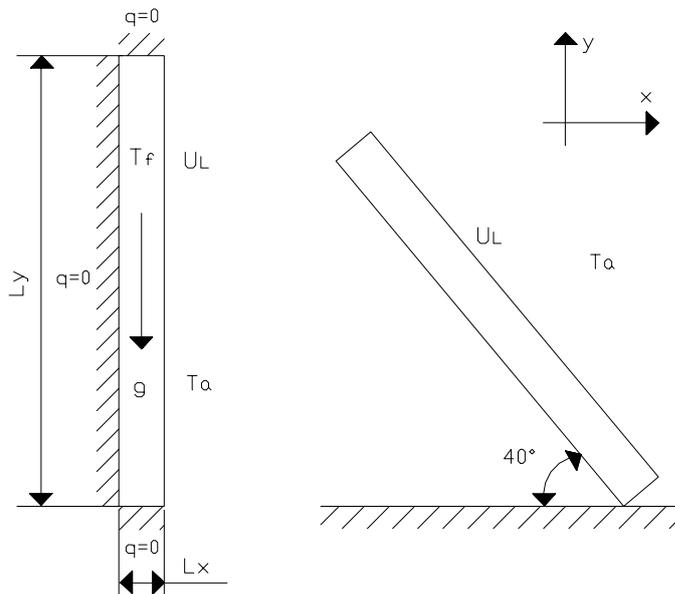
En la Tabla 3.4 se presentan los resultados del estudio de post-proceso obtenido para simulaciones numéricas en 2D. Para 5 niveles de mallas no homogéneas de las componentes de la velocidad ( $u$  y  $v$ ) y temperatura ( $T$ ) se obtienen: orden de precisión global  $p$ , por ciento de los nodos de Richardson  $R_n$  e índice de convergencia de malla  $GCI$ .

Tabla 3.4. Resultados del análisis de post-proceso para soluciones numéricas de 2D.

Ra = 10 <sup>5</sup>										
Esquema Numérico	Malla n <sub>3</sub> / n <sub>2</sub> / n <sub>1</sub>	u			v			T		
		R <sub>n</sub> [%]	p	CGI [%]	R <sub>n</sub> [%]	p	CGI [%]	R <sub>n</sub> [%]	p	CGI [%]
UDS	5 x 10 x 20	82,11	1,24	1,9·10 <sup>-5</sup>	81,58	1,35	1,3·10 <sup>-4</sup>	73,68	0,64	1,8·10 <sup>-2</sup>
	10 x 20 x 40	88,53	1,30	8,5·10 <sup>-6</sup>	89,60	1,72	2,2·10 <sup>-5</sup>	92,80	0,74	5,5·10 <sup>-3</sup>
	20 x 40 x 80	90,60	1,17	5,3·10 <sup>-6</sup>	90,87	0,98	2,8·10 <sup>-5</sup>	94,07	0,91	1,9·10 <sup>-3</sup>
SMART	5 x 10 x 20	70,00	1,76	6,6·10 <sup>-6</sup>	75,26	1,40	1,2·10 <sup>-4</sup>	57,89	1,81	3,1·10 <sup>-3</sup>
	10 x 20 x 40	86,93	1,84	1,7·10 <sup>-6</sup>	86,93	1,47	2,9·10 <sup>-5</sup>	85,07	1,75	5,8·10 <sup>-4</sup>
	20 x 40 x 80	93,13	1,99	3,1·10 <sup>-7</sup>	93,67	1,84	4,8·10 <sup>-6</sup>	89,47	1,95	9,8·10 <sup>-5</sup>
Ra = 10 <sup>6</sup>										
Esquema Numérico	Malla n <sub>3</sub> / n <sub>2</sub> / n <sub>1</sub>	u			v			T		
		R <sub>n</sub> [%]	p	CGI [%]	R <sub>n</sub> [%]	p	CGI [%]	R <sub>n</sub> [%]	p	CGI [%]
UDS	5 x 10 x 20	58,95	0,24	1,9·10 <sup>-4</sup>	66,84	1,07	3,6·10 <sup>-3</sup>	72,63	1,77	6,0·10 <sup>-3</sup>
	10 x 20 x 40	84,80	1,12	1,4·10 <sup>-5</sup>	86,67	1,09	8,9·10 <sup>-5</sup>	76,27	1,00	5,5·10 <sup>-3</sup>
	20 x 40 x 80	92,73	1,24	5,9·10 <sup>-6</sup>	91,00	1,13	3,6·10 <sup>-5</sup>	93,27	0,95	2,6·10 <sup>-3</sup>
SMART	5 x 10 x 20	55,79	1,58	1,4·10 <sup>-5</sup>	51,58	1,69	5,5·10 <sup>-5</sup>	36,32	1,35	1,1·10 <sup>-2</sup>
	10 x 20 x 40	74,67	1,98	1,9·10 <sup>-6</sup>	81,33	1,74	3,4·10 <sup>-5</sup>	78,13	2,15	8,3·10 <sup>-4</sup>
	20 x 40 x 80	89,67	1,85	5,1·10 <sup>-7</sup>	83,80	1,81	7,7·10 <sup>-6</sup>	89,93	2,00	1,9·10 <sup>-4</sup>

Para las mallas más densas, los valores obtenidos del orden de precisión observado  $p$  se aproxima a los valores teóricos de los esquemas numéricos utilizados (1 para esquemas de primer orden y 2 para esquemas de segundo orden). Los porcentajes de los nodos de Richardson fueron elevados para ambos números de Rayleigh. En todos los casos, los valores del  $GCI$  evolucionaron de forma decreciente a medida que se densificaban las mallas. En los resultados donde se obtuvo elevados por cientos de nodos de Richardson se acepta la credibilidad de los valores del  $GCI$  como estimadores de la incertidumbre de la discretización.

### 3.10 Estudio del enfriamiento



En la Fig. 3.13 se presenta el sistema estudiado. Consiste en un depósito rectangular cerrado, inclinado  $40^\circ$  respecto del plano horizontal y cuyo interior esta lleno de agua. Las caras laterales y posterior son adiabáticas y se conoce la temperatura ambiente y el coeficiente de pérdidas de calor de la cara superior. Los valores de  $L_y$  y  $L_x$  son 0,8 m y 0,08 m respectivamente, que hace una relación de caja de 10.

Fig. 3.13. Representación del dominio y condiciones de contorno.

La malla es más densa en los contornos que en el centro del dominio. El número de volúmenes de control es en la dirección x de 40 y en la dirección y de 300.

El número de Nusselt global se define como:

$$Nu = \frac{q}{(T_C - T_F) \lambda} L \quad (3.100)$$

El número de Rayleigh viene definido según la expresión:

$$Ra = \frac{g \beta q_p H^4}{\alpha \nu \lambda} \quad (3.101)$$

Las propiedades físicas del agua: coeficiente de dilatación volumétrica, densidad, calor específico, conductividad térmica y viscosidad dinámica se asumieron constante. El número de Prandtl es una propiedad del fluido y tomo el valor de 2,96. El comportamiento transitorio del tanque termo-absorbedor ha sido determinado sucesivamente para un incremento del tiempo de 1s y hasta el tiempo final de 43 200 s (12 horas). Para el incremento seleccionado, ha sido suficiente unas pocas iteraciones para alcanzar la convergencia en los incrementos de tiempo, la misma tendencia fue observada por Ramaekers et al. [Ramaekers, L.A.M. and van der Leun, C.J., 1991].

### 3.10.1 Condiciones iniciales y de contorno

Las condiciones de contorno se expresan por las expresiones siguientes:

Dominio dimensional:  $\phi = \phi(x, y, t)$

Paredes adiabáticas:  $\frac{dq}{dt} = 0$

Pared con flujo de calor:  $\frac{dq}{dt} = U_L(T(x, y, t) - T_a)$ , para  $T_a = 20^\circ\text{C}$

Condiciones iniciales:  $t = 0$  seg.

$$T(x, y, t) = T_{\text{inicial}} = 60^\circ\text{C}$$

$$U(x, y, t) = 0$$

$$V(x, y, t) = 0$$

$$P(x, y, t) = 0$$

### 3.10.2 Estructura del flujo y campo de temperaturas para $U_L = 5 \text{ Wm}^{-2}\text{K}^{-1}$

Se estudia numérico del enfriamiento del tanque termoacumulativo que representa a un colector solar termoacumulativo equivalente con un coeficiente global de pérdidas de calor de  $5 \text{ Wm}^{-2}\text{K}^{-1}$  durante un tiempo de 12 horas. Se obtuvo los mapas de flujo y temperatura para cuatro instantes de tiempo correspondiente a 1, 4, 8 y 12 horas desde inicio el enfriamiento.

En la Figura 3.14, se muestra gráficamente el comportamiento de las líneas de corriente del flujo en cuatro instantes de tiempo. Se observa que el fluido mantiene una misma estructura de flujo a lo largo de todo el tiempo de enfriamiento siendo más intensas al comienzo del enfriamiento. Por otra parte, se observa la formación de un flujo convectivo principal que recorre a lo largo de la dirección y flujos secundarios con cierta perturbación en la zona inferior.

En la Fig. 3.15, se muestra la distribución de temperaturas en los intervalos de tiempo seleccionados durante el enfriamiento. Las variaciones de temperaturas en la dirección vertical a una hora del enfriamiento alcanza los  $1,1^\circ\text{C}$  aumentando hasta los  $2,3^\circ\text{C}$  entre las 4 y horas del inicio, momento de su máxima estratificación para ir homogenizando a medida que la temperatura media del fluido tiende a la temperatura ambiente. En la dirección horizontal, en todo momento, las diferencias de temperaturas no sobrepasan los  $0,2^\circ\text{C}$ .

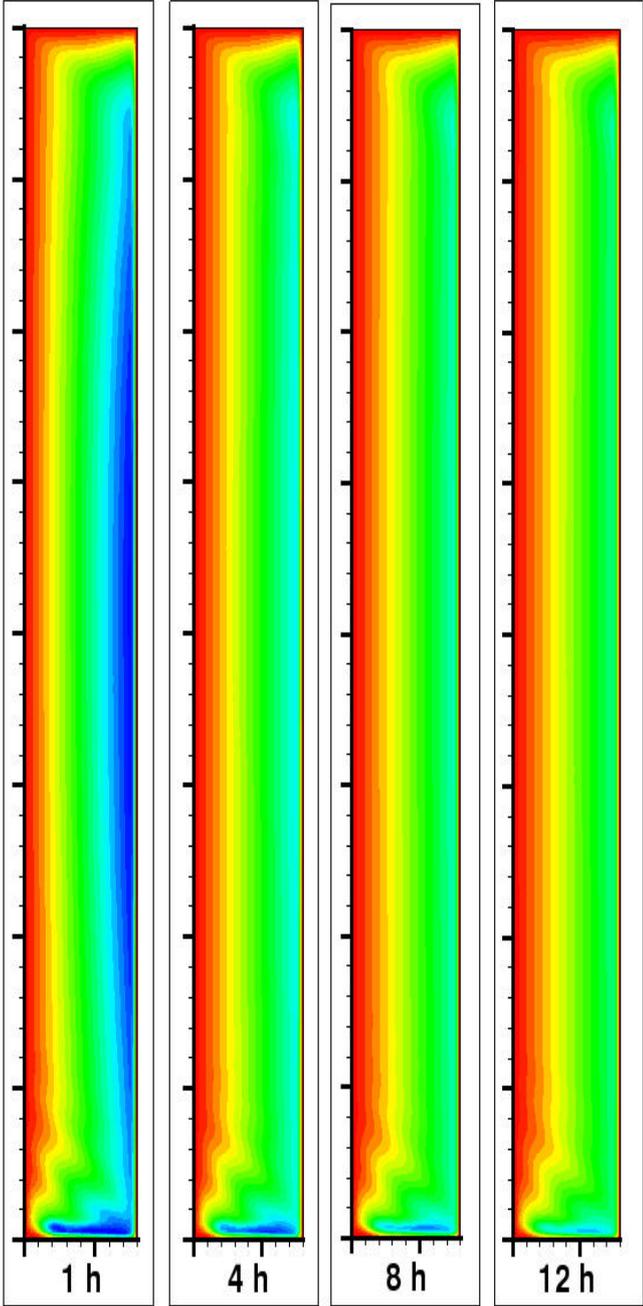


Fig. 3.14. Estructura de flujos para  $U_L = 5 \text{ Wm}^{-2}\text{K}^{-1}$ .

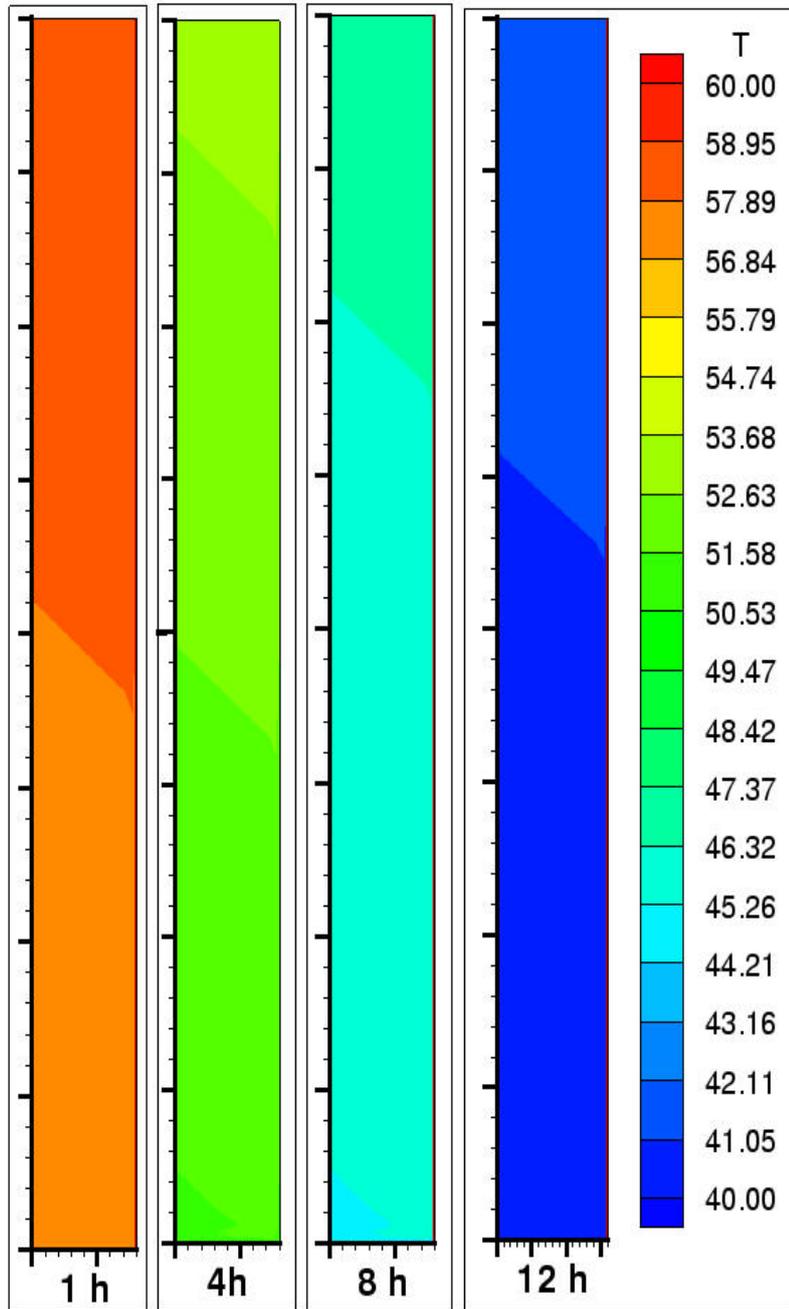


Fig. 3.15. Campos de temperaturas [°C] para  $U_L = 5 \text{ Wm}^{-2}\text{K}^{-1}$ .

### 3.10.3 Estructura del flujo y campo de temperaturas para valores de $U_L$

Se estudia del enfriamiento del colector solar termoacumulativo en función del coeficiente global de pérdidas de calor, el tiempo total simulado, al igual que en el caso anterior, ha sido de 12 horas. Se muestran en las Figuras 3.16-3.23 los mapas de flujo y temperatura para cuatro instantes de tiempo correspondiente a 1, 4, 8 y 12 horas del inicio del enfriamiento nocturno. Los resultados de la simulación numérica nos permite conocer la estructura del flujo y temperaturas del agua en el tanque termo-absorbedor durante el enfriamiento.

En las Figura 3.16, 3.17, 3.18 y 3.19 se muestran gráficamente el comportamiento de las líneas de corriente para los instantes de tiempo seleccionados. Se aprecia que los flujos mantienen una misma estructura a lo largo del todo el tiempo de enfriamiento, siendo más intensos al inicio disminuyendo a medida que el fluido se enfría. Se observa la formación de un flujo convectivo principal que recorre a lo largo de todo el tanque y flujos secundarios con perturbación en la zona inferior.

En las Figura 3.20, 3.21, 3.22 y 3.23, se muestra la distribución de temperaturas en función del valor del coeficiente global de pérdidas de calor, el cual integra todas las pérdidas de calor desde el tanque, durante las 12 horas estudiadas. La distribución de las temperaturas mantiene la misma estructura en todo momento, en la zona superior existe mayor temperatura disminuyendo gradualmente hasta valores mínimos en la parte inferior.

Para diferentes valores del coeficiente de transferencia de calor, el campo de temperatura mantiene cualitativamente la misma estructura, se observa zonas de estratificación (variación de la temperatura del agua alrededor de 1 °C) en todos los casos siendo notables para valores coeficientes de  $7 \text{ Wm}^{-2}\text{K}^{-1}$  y  $10 \text{ Wm}^{-2}\text{K}^{-1}$ .

Los valores absolutos nos indican que se puede esperar disminución de la temperatura del agua en el tanque durante su enfriamiento de  $9,08 \text{ °C}$  para coeficiente global de pérdidas de calor de  $2 \text{ Wm}^{-2}\text{K}^{-1}$  y entre  $23,79 \text{ °C}$  y  $28,86 \text{ °C}$  para coeficientes de pérdidas de calor entre  $7 \text{ Wm}^{-2}\text{K}^{-1}$  y  $10 \text{ Wm}^{-2}\text{K}^{-1}$  respectivamente. Para coeficientes de pérdidas de calor entre  $3 \text{ Wm}^{-2}\text{K}^{-1}$  y  $5 \text{ [Wm}^{-2}\text{K}^{-1}]$ , las variaciones de la temperatura del agua, al final del enfriamiento de 12 horas, están comprendidas entre  $12,86 \text{ °C}$  y  $19,01 \text{ °C}$ . Estos resultados demuestran que para aplicaciones donde se requieran de agua caliente con temperaturas mayores de  $40 \text{ °C}$  en las primeras horas del siguiente día, los colectores solares termoacumulativos tendrían que tener coeficientes globales de pérdidas de calor inferiores a  $5 \text{ [Wm}^{-2}\text{K}^{-1}]$  para resultar viables térmicamente.

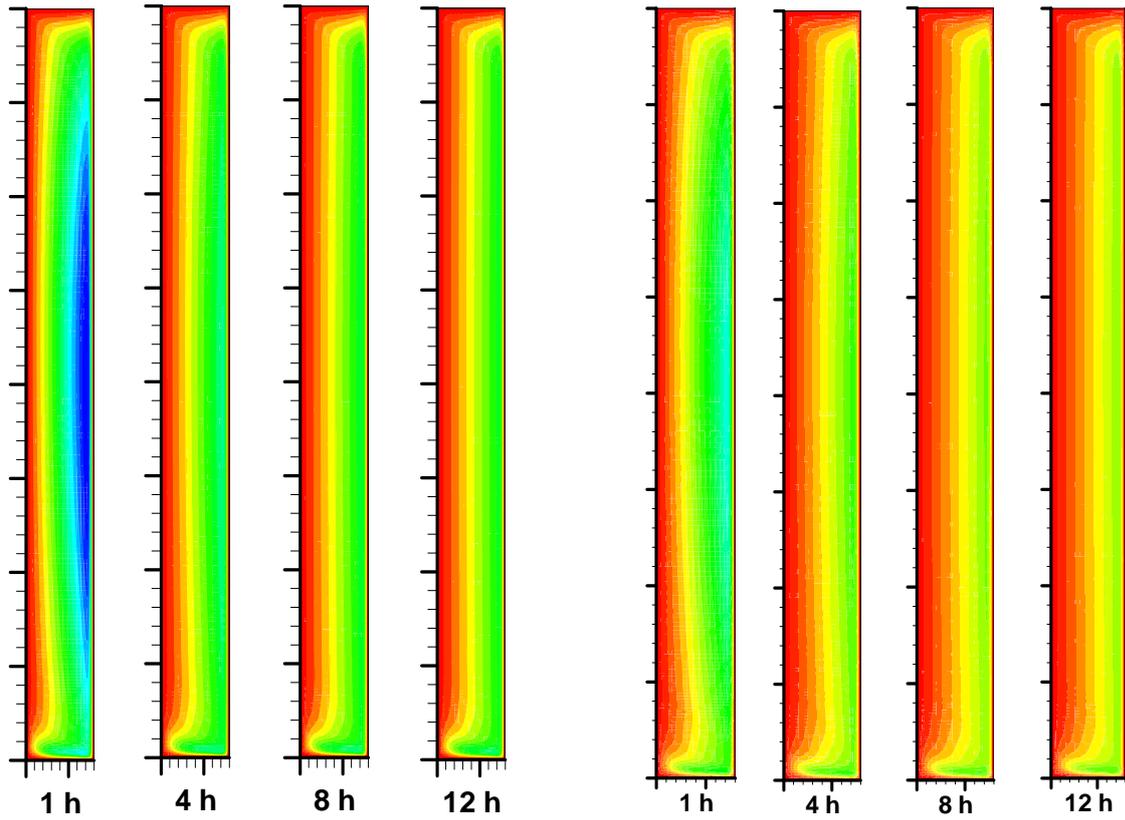


Fig. 3.16.Estructura de flujos para  $U_L=2 \text{ Wm}^{-2}\text{K}^{-1}$ . Fig. 3.17.Estructura de flujos para  $U_L=3 \text{ Wm}^{-2}\text{K}^{-1}$ .

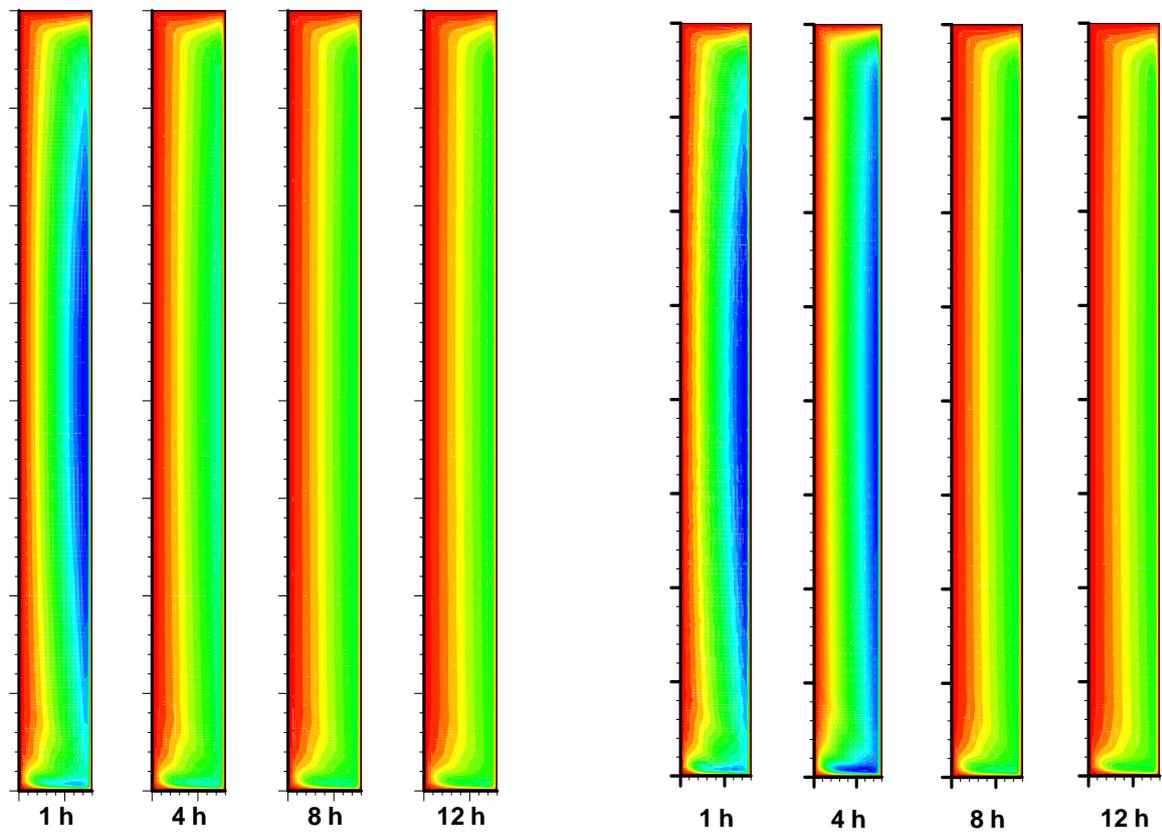


Fig. 3.18.Estructura de flujos para  $U_L=7 \text{ Wm}^{-2}\text{K}^{-1}$ . Fig. 3.19.Estructura de flujos para  $U_L=10 \text{ Wm}^{-2}\text{K}^{-1}$ .

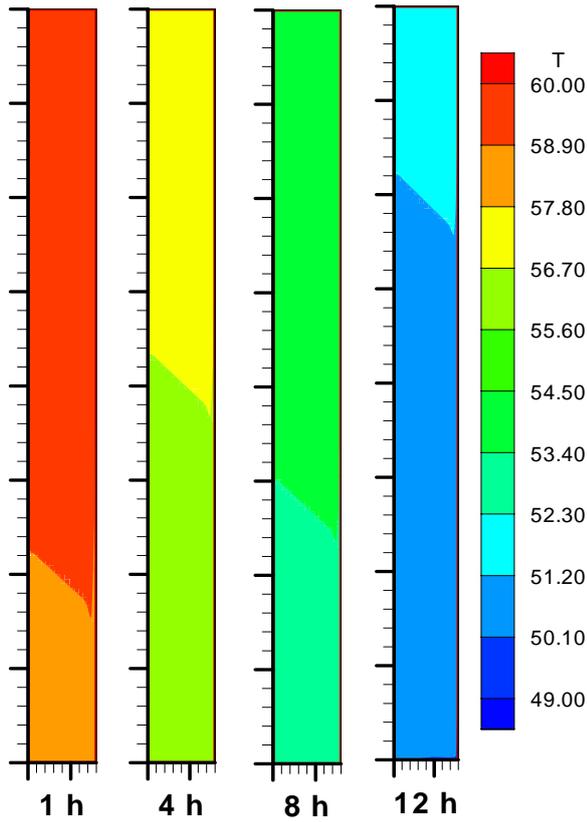


Fig. 3.20. Temperaturas para  $U_L = 2 \text{ Wm}^{-2}\text{K}^{-1}$ .

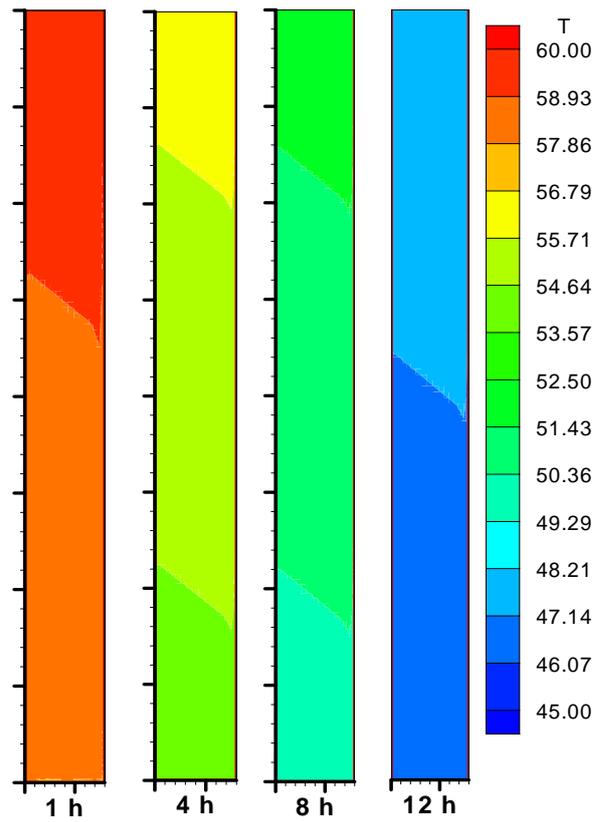


Fig. 3.21. Temperaturas para  $U_L = 3 \text{ Wm}^{-2}\text{K}^{-1}$ .

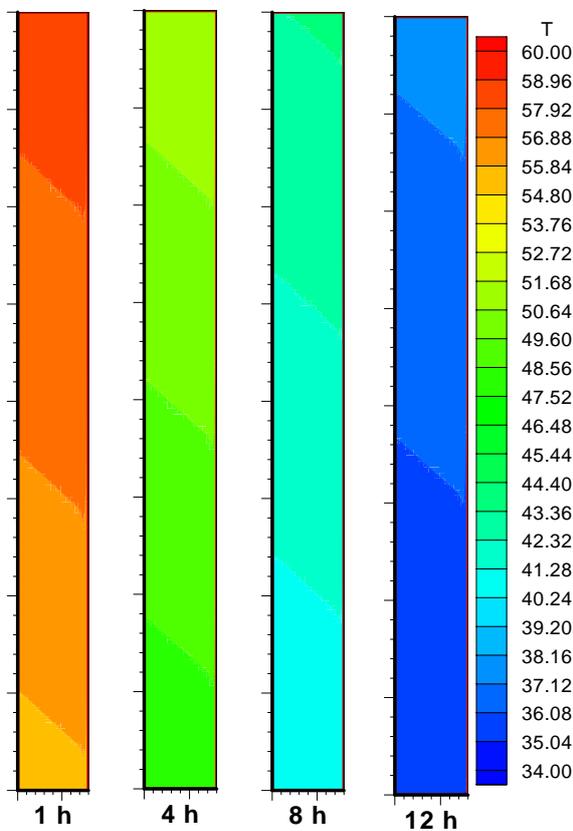


Fig. 3.22. Temperaturas para  $U_L = 7 \text{ Wm}^{-2}\text{K}^{-1}$ .

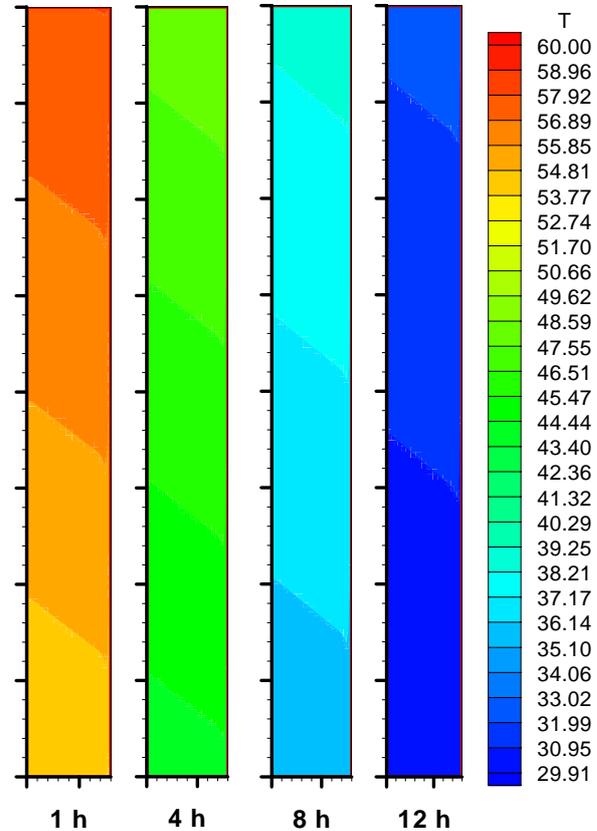


Fig. 3.23. Temperaturas para  $U_L = 10 \text{ Wm}^{-2}\text{K}^{-1}$ .

### 3.10.4 Temperaturas medias del agua en función de $U_L$

En la Fig. 3.24 se muestra las variaciones de la temperatura media del agua en el tanque termo-absorbedor en función del coeficiente de transferencia de calor durante el proceso de enfriamiento. Como se aprecia a medida que aumenta el coeficiente de pérdidas de calor es mayor la razón de disminución de la temperatura del agua, lo que demuestra la fuerte dependencia del comportamiento térmico de los colectores solares termoacumulativos del valor de su coeficiente global de pérdidas de calor, lo que condiciona sus posibilidades de aplicación.

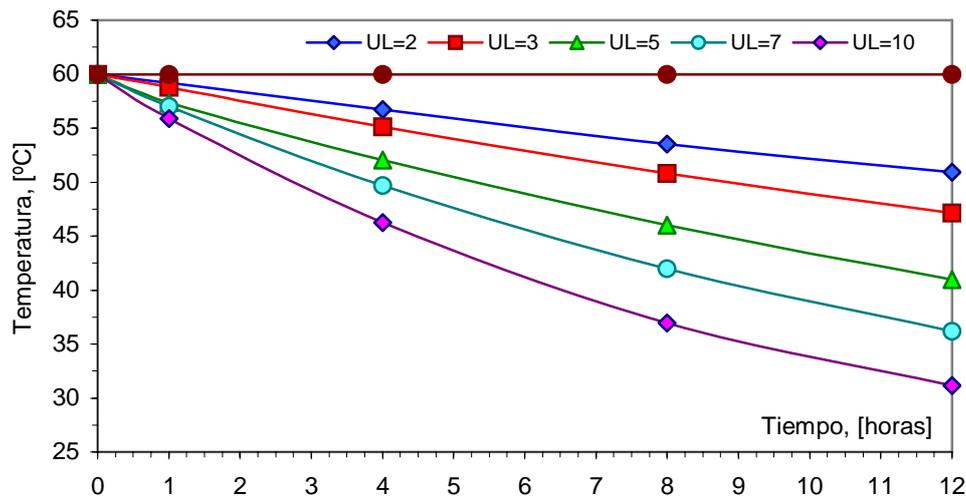


Fig. 3.24. Temperaturas medias del agua en función de  $U_L$ .

Se correlaciona la variación de la temperatura del agua al final de las 12 horas de enfriamiento y el coeficiente de pérdidas de calor, tal como se muestra en la Fig. 3.25 y se obtiene la siguiente ecuación:

$$\Delta T_f = 4,78 \cdot U_L - 0,191 \cdot U_L^2 ; \quad R^2 = 0,9995 \quad (3.102)$$

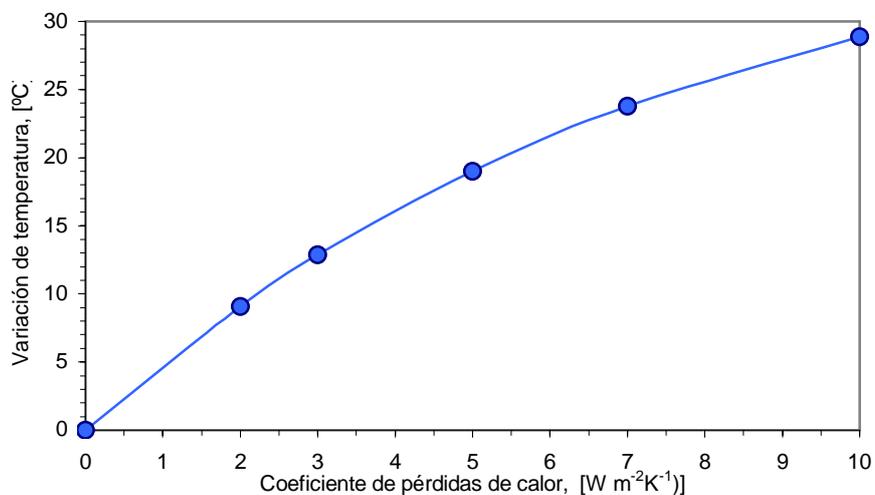


Fig. 3.25. Temperaturas medias del agua en función de  $U_L$ .

### 3.11 Conclusiones

Se desarrolla un algoritmo numérico a partir de las ecuaciones de Navier- Stokes por el método de volúmenes finitos, utilizando el algoritmo SIMPLEC [Doormal, J.P. and Raithby, G.D. (1984)] y el esquema numérico SMART [Darwish, M.S. (1993)] que permite el estudio de la fenomenología fluido-térmico en el tanque termo-absorbedor durante su enfriamiento.

El algoritmo numérico se valida comparando los resultados numéricos con resultados numéricos de referencia (*benchmark*) y obtenidos por Ramaekers et al. [Ramaekers, L.A.M. and Van der Leun, C.J. 1991] y resultados experimentales reportados por Visser et al. [Visser, H. and de Geus, A.C. (1991)]. En todos los casos, se encuentra buenas aproximaciones y correspondencia, lo que valida el algoritmo.

Se realiza la verificación con herramientas de post – proceso, basadas en la extrapolación de Richardson y el índice de convergencia de malla, CGI. Los valores del orden de precisión observados están dentro de los límites esperados (entre 1 y 2); dichos límites son concordantes con los límites teóricos de los esquemas numéricos. Los porcentajes de nodos de Richardson superan el 55 % en todos los casos y el índice de convergencia de malla disminuye a medida que las mallas son más densas, resultados permiten aceptar la validez de la estimación de los resultados numéricos.

Se simula numéricamente el enfriamiento del agua en el tanque termoabsorbedor para varios coeficientes de transferencia de calor, inclinado 40° respecto del plano horizontal y con una relación volumen/área igual a 10. Se considera el dominio bidimensional, la cara posterior y las laterales adiabáticas y se conoce, en la superficie frontal, el coeficiente de transferencia de calor y la temperatura ambiente. Se estudia la fenomenología fluido-térmica para valores del coeficiente de transferencia comprendidos entre  $2 \text{ Wm}^{-2}\text{K}^{-1}$  y  $10 \text{ Wm}^{-2}\text{K}^{-1}$  y se obtiene las estructuras de flujo y los campos de temperatura durante las 12 horas siguientes al inicio del enfriamiento. Se demuestra que:

- Cualitativa y cuantitativamente la alta sensibilidad de la temperatura del agua del coeficiente de pérdidas de calor y del comportamiento térmico de los colectores solares termoacumulativos del valor de su coeficiente global de pérdidas de calor.
- Las líneas de corriente mantienen la misma estructura durante todo el tiempo de enfriamiento, siendo más intensos al inicio disminuyendo su intensidad a medida que el fluido se enfría. Se forma un flujo convectivo laminar que circula a lo largo de todo el dominio y flujos secundarios con perturbación surgen en la zona inferior, más fría.

- Las zonas de estratificación de temperatura las cuales mantienen la misma estructura durante el enfriamiento para los diferentes valores del coeficiente de transferencia de calor. En la zona superior las temperaturas son mayores disminuyendo gradualmente hasta mínimos en la parte inferior y para valores del coeficiente de transferencia de calor de  $7 \text{ Wm}^{-2}\text{K}^{-1}$  y  $10 \text{ Wm}^{-2}\text{K}^{-1}$  el número de zonas de estratificación es mayor.
- Se puede esperar disminución de la temperatura del agua en el tanque durante su enfriamiento entre  $9,08 \text{ }^\circ\text{C}$  y  $28,86 \text{ }^\circ\text{C}$  para coeficientes de transferencia de calor entre  $2 \text{ Wm}^{-2}\text{K}^{-1}$  y  $10 \text{ Wm}^{-2}\text{K}^{-1}$  respectivamente.
- A medida que aumenta el coeficiente de transferencia de calor es mayor la razón de disminución de la temperatura del agua al final del periodo de enfriamiento.

Se obtuvo la correlación entre la variación de la temperatura del agua al final de las 12 horas de enfriamiento y el coeficiente de transferencia de calor como un polinomio de segundo grado para las condiciones estudiadas.

Para aplicaciones de ingeniería solar térmica, donde se requieran al día siguiente agua caliente con temperaturas de  $45 \text{ }^\circ\text{C}$ , se necesita que los colectores solares termoacumulativos tengan coeficientes globales de pérdidas de calor igual o menor de  $3 \text{ Wm}^{-2}\text{K}^{-1}$ .

Los resultados numéricos del enfriamiento del tanque termo-absorbedor en función del coeficiente de transferencia de calor demuestran la utilidad de la simulación numérica en el diseño de la configuración (cubierta + absorbedor) del colector solar termoacumulativo.

## **Capítulo IV**

---

### **Modelo transitorio del colector solar termoacumulativo**

---



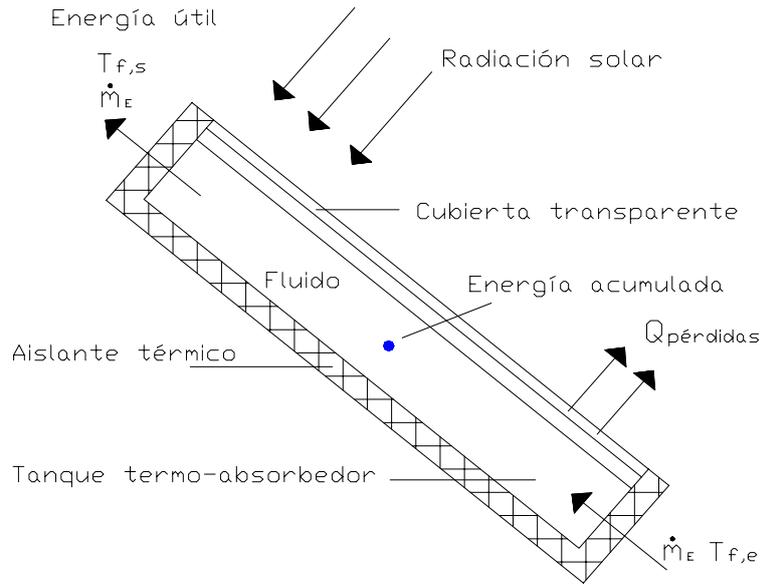


Fig. 4.1. Representación esquemática del colector solar termoacumulativo.

En el momento inicial de exposición a la radiación solar, la temperatura del fluido en el tanque termo-absorbedor se considera homogénea e igual a  $T_{f,in}$  y transcurrido un periodo de tiempo de exposición a la radiación solar,  $\Delta t$ , la temperatura del fluido alcanza el valor  $T_{f,fn}$ , entonces la energía térmica acumulada,  $Q_u$ , por el fluido en el colector solar termoacumulativo se determina por:

$$Q_u = M_f \bar{c}_{p,f} (T_{f,fn} - T_{f,in}) \quad (4.2)$$

La radiación solar absorbida por el tanque termo-absorbedor, viene dada por la expresión:

$$H_T = A_c (\bar{\tau}\bar{\alpha})_e \bar{G}_T \Delta t \quad (4.3)$$

y, las pérdidas de energía térmica por:

$$Q_p = A_c \bar{U}_L (\bar{T}_p - \bar{T}_a) \Delta t \quad (4.4)$$

Las tildes en las variables representan sus respectivos valores medios durante el intervalo de tiempo de exposición y  $Q_p$  integra toda la energía térmica no acumulada por el fluido. A partir de las ecuaciones (4.1), (4.2), (4.3) y (4.4) se obtiene la ecuación de balance de energía que describe el proceso de transformación de la radiación solar en energía térmica en el colector solar termoacumulativo:

$$M_f \bar{c}_{p,f} (T_{f,fn} - T_{f,in}) = A_c (\bar{\tau}\bar{\alpha})_e \bar{G}_T \Delta t - \bar{U}_L (\bar{T}_p - \bar{T}_a) \Delta t \quad (4.5)$$

## 4.2 Modelos globales del colector solar termoacumulativos

Los modelos globales del colector solar termoacumulativo se utilizan para describir su comportamiento térmico en sistemas solares. Estos modelos desarrollan una metodología predictiva y utilizan parámetros y magnitudes obtenidas en ensayos cortos para predecir el comportamiento térmico del colector solar en periodos largos. Los modelos globales utilizan ecuaciones de balances de energía y valores medios de las magnitudes físicas.

Dentro de los modelos globales estudiados se muestran los modelos de Garg [Garg, H.P., 1975], Zollner et al. [Zollner A., et al., 1985], Goetzberger et al. [Goetzberger A., et al., 1987], Ecevit et al. [Ecevit A., et al., 1989] y Tripanagnospoulos et al. [Tripanagnospoulos Y., et al., 1992]. Estos modelos muestran su característica común: balances de energía en puntos del colector solar.

### 4.2.1 Modelo de Garg

H. P. Garg [Garg, H.P., 1975] establece que la ecuación instantánea de balance de calor en el colector solar termoacumulativo tiene la forma:

Radiación absorbida por el plato = Calor absorbido por el agua + Calor absorbido por el recipiente + Pérdidas de calor desde el plato

$$G_n (\tau\alpha)_e A_c = W_f \left( \frac{dT_f}{dt} \right) + W_c \left( \frac{dT_c}{dt} \right) + (U_L + U_B) A_c \left[ (T_c - T_a) + \frac{\frac{dT_c}{dt} - \frac{dT_a}{dt}}{2} \right] \quad (4.6)$$

Por consideraciones prácticas, bajo condiciones estacionarias, asume que la temperatura del agua es igual a la temperatura del plato, entonces  $T_f = T_c$  y  $dT_f/d\theta = dT_c/d\theta$ .

La ecuación (4.6) se puede escribir como:

$$X \frac{dT_f}{dt} + Y T_f = Z \quad (4.7)$$

donde :

$$X = W_f + W_c + (U_L + U_b) A_c / 2 \quad (4.8)$$

$$Y = (U_L + U_B) A_c \quad (4.9)$$

$$Z = G_{T,t} (\tau\alpha)_e A_c + \frac{(U_L + U_B) A_c}{2} \left[ \frac{dT_a}{dt} + 2T_a \right] \quad (4.10)$$

La solución de la ecuación (4.7) es:

$$T_f = \frac{Z}{Y} + \left( T_{f,1} - \frac{Z}{Y} \right) \exp \left[ -\frac{X}{Y} (t - t_1) \right] \quad (4.11)$$

donde :

$T_{f,1}$  : temperatura inicial del agua en el tiempo  $t_1$ .

La radiación solar y la temperatura ambiente la simulan por series de Fourier, para hacer su modelo más real asumen  $(\tau\alpha)_e$  igual a  $0,95 - 0,115/\cos t_t$ . La eficiencia diaria del colector la define como:

$$\eta = \frac{\int_0^t q_u dt}{A_c \int_0^t G_{T,t} dt} \quad (4.12)$$

#### 4.2.2 Modelo de Zollner et al.

Zollner et al. [Zollner A., Klein S.A. and Beckman W.A., 1985], desarrollan un modelo del colector solar termoacumulativo compatible con TRNSYS. La representación esquemática del modelo de Zollner et al. del colector solar termoacumulativo se muestra en la Fig. 4.2.

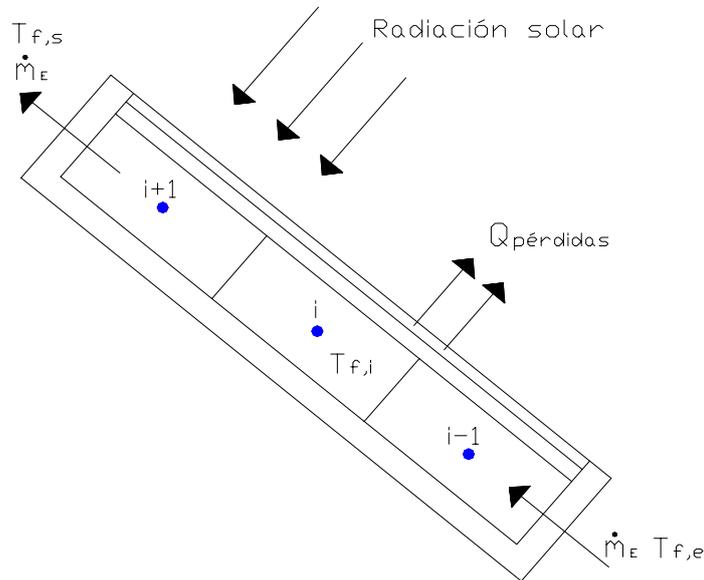


Fig. 4.2. Representación del modelo del colector solar termoacumulativo de Zollner et al..

Por otra parte, en la Fig. 4.3, se representa el diagrama esquemático para TRNSYS de la configuración de un sistema normalizado de calentamiento doméstico de agua caliente con colectores solares termoacumulativos. El colector solar se instala en serie, como precalentador, a un calentador convencional de agua, una válvula de alivio se utiliza para extraer el vapor si hay sobrecalentamiento.

El calentador convencional de agua se modela como un tanque totalmente mezclado con coeficiente de pérdidas de calor igual a cero. Un dispositivo tipo T y una válvula de control de temperatura no permiten que la temperatura del tanque auxiliar supere la temperatura de control deseada.

Se asume que los parámetros geométricos, la eficiencia óptica y el coeficiente de pérdidas de energía son constantes. La estratificación se modela dividiendo el tanque en un número de nodos isotérmicos. Resuelven la siguiente ecuación temporal de balance de energía para cada nodo:

$$\frac{M_f c_{p,f}}{n} \frac{dT_{f,i}}{d\tau} = \frac{G_T}{n} + \dot{m}_E c_{p,f} (T_{f,i-1} - T_{f,i}) - \frac{A_c U_L}{n} (T_{f,i} - T_a) \quad (4.13)$$

El primer nodo recibe agua a la temperatura de la fuente de alimentación y el último se encuentra a la temperatura de consumo. El modelo asume que la energía solar, el área y el coeficiente de pérdidas de calor son los mismos para cada nodo. Se desprecia la capacidad térmica del colector y la transferencia de calor entre los nodos. La radiación solar absorbida, en cada nodo, la calculan por:

$$G_T = A_c K_\Theta (\tau\alpha)_{e,n} G_{T,S} \quad (4.14)$$

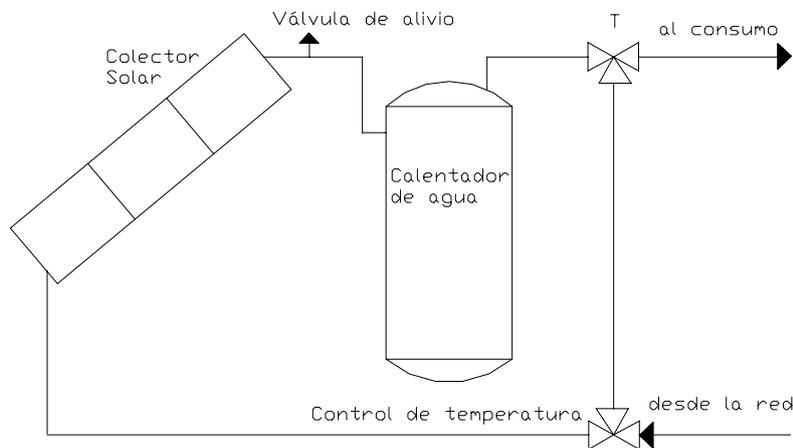


Fig. 4.3. Sistema normalizado para TRNSYS del colector solar termoacumulativo.

La ecuación (4.13) para su utilización en la subrutina de TRNSYS la escriben en la forma:

$$\frac{dT_{f,i}}{d\tau} = -aa_z T_{f,i} + bb_z \quad (4.15)$$

donde:

$$aa_z = \frac{\frac{A_c U_L}{n} + \dot{m}_E c_{p,f}}{\frac{M_f c_{p,f}}{n}} \quad (4.16)$$

y

$$bb_z = \frac{\frac{G_T}{n} + \dot{m}_E c_{p,f} T_{f,i-1} + \frac{A_c U_L}{n} T_a}{\frac{M_f c_{p,f}}{n}} \quad (4.17)$$

Los resultados de la simulación en TRNSYS lo compararon con datos experimentales para verificar si los resultados representaban el comportamiento dinámico del colector solar termoacumulativo, se utilizó un perfil de extracción de energía RAND y los valores de  $U_L$  y  $K_\theta$  son constantes y se obtienen a partir de una prueba tipo ASHRAE 95 para un colector solar similar. Un valor de  $(\tau\alpha)_{e,n}$  se determinó por el procedimiento de prueba y error comparando las energías extraídas en tres días experimentales con los resultados calculados, el valor medio obtenido de  $(\tau\alpha)_{e,n}$  fue 10 % mayor que el obtenido en la prueba.

En las Figuras. 4.4 y 4.5 se muestran los valores simulados con TRNSYS y los experimentales de la temperatura del agua a la salida del colector solar y las energías extraídas simulada y experimental para 14 de días de simulación. La diferencia de energía total extraída para dos semanas fue de 2.6 %, lo que indica que los valores de entrada de  $U_L$  y  $K_\theta$   $(\tau\alpha)_{e,n}$  son correctos.

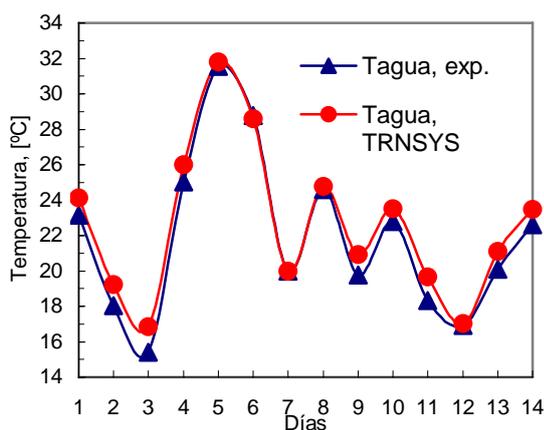


Fig. 4.4. Valores experimentales y simulados de la temperatura.

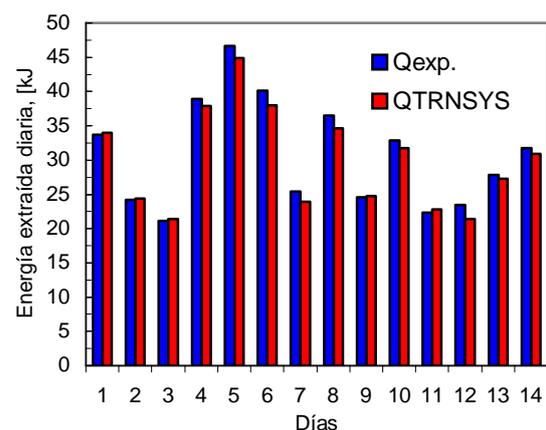


Fig. 4.5. Valores experimentales y simulados de la energía.

### 4.2.3 Modelo Goetzberger et al.

Goetzberger et al. [Goetzberger A. and Rommel M., 1987] desarrollan un programa de simulación basado en la integración de la siguiente ecuación de balance de energía:

$$m_f c_f \frac{dT_{f,s}}{dt} = \text{ganancias} - \text{pérdidas} \quad (4.18)$$

Se asume que la energía ganada es:

$$\text{ganancias} = f\tau\alpha GhI \quad (4.19)$$

El factor,  $f$ , depende de la posición de una pantalla 1 abierto, 0 cerrada. Las magnitudes  $h$  y  $l$  corresponden al ancho y largo del tanque.

Las pérdidas consisten en:

1. Carga doméstica de agua caliente;
2. Pérdidas de calor del colector ,

$$\text{Cara frontal: } U_F hl(T_{f,s} - T_a)$$

$$\text{Cara posterior: } U_B hl(T_{f,s} - T_a)$$

$$\text{Caras laterales: } 2 \cdot U_B hl(T_{f,s} - T_a)$$

$$\text{Caras de arriba y de abajo: } 2 \cdot U_B ld(T_{f,s} - T_a)$$

La pantalla toma el valor de 0 (cerrada) cuando se cumple la condición:

$$U_{F,abierta} A_c (T_{f,s} - T_a) - \tau\alpha GA_c > U_{F,cerrada} A_c (T_{f,s} - T_a) \quad (4.20)$$

Asumen que:

1. La capacidad térmica de las paredes del tanque y del material aislante son despreciables;
2. La temperatura del agua en cada tanque es uniforme;
3. La conductividad térmica del material aislante es independiente de la temperatura.

#### 4.2.4 Modelo Ecevit et al.

Ecevit et al. [Ecevit A., AL-Shariah A.M. and Apaydin E.D., 1989] proponen un modelo matemático que establece el balance de energía en los siguientes cinco puntos: plato absorbedor, agua, caras superior, posterior y laterales. Las ecuaciones de balance tienen la forma:

$$H_c = U_t A_p (T_p - T_a) + (mc_p dT/dt)_p + h_1 A_p (T_p - T_w) \quad (4.21)$$

$$h_1 A_p (T_p - T_w) = (mc_p dT/dt)_w + h_2 A_2 (T_w - T_b) + 2h_3 A_e (T_w - T_e) + h_4 A_t (T_w - T_t) \quad (4.22)$$

$$h_2 A_b (T_w - T_b) = (mc_p dT/dt)_b + (K A_b / d)(T_b - T_a) \quad (4.23)$$

$$h_3 A_e (T_w - T_e) = (mc_p dT/dt)_e + (K A_e / d)(T_e - T_a) \quad (4.24)$$

$$h_4 A_t (T_w - T_t) = (mc_p dT/dt)_t + (K A_t / d)(T_t - T_a) \quad (4.25)$$

Suman estas 5 ecuaciones para un incremento del tiempo  $\Delta t$  y obtienen una ecuación generalizada del colector solar termoacumulativo:

$$H_c \Delta t = (mc_p \Delta T)_f + U_t A_p (T_p - T_a) \Delta t + (K A_b / d)(T_b - T_a) \Delta t + (K A_t / d)(T_e + T_t - 2T_a) \Delta t + (mc_p \Delta T)_p + (mc_p \Delta T)_b + 2(mc_p \Delta T)_e + (mc_p \Delta T)_t \quad (4.26)$$

donde:

$$H_c = A_p h \left[ (\alpha_p \tau_c)_{\Theta_b} (1 - f_d) + (\alpha_p \tau_c)_{\Theta_d} f_d \right] \quad (4.27)$$

La eficiencia térmica del colector solar termoacumulativo la determinan como la relación entre el calor útil y la radiación solar incidente en el periodo de experimentación.

#### 4.2.5 Modelo de Tripanagnospoulos et al.

Tripanagnospoulos et al. [Tripanagnospoulos Y. and Yianoulis P., 1992] proponen el diseño de colectores solares termoacumulativos con dispositivo concentrador solar estacionario, el cual consiste en un espejo curvo.

El modelo del colector solar esta basado en magnitudes medidas durante el intervalo de tiempo que va desde la mañana a la tarde, estas magnitudes son: temperaturas medias inicial ( $\bar{T}_{f,in}$ ) y final ( $\bar{T}_{f,fn}$ ) del agua, temperatura media del agua en el tanque termo-absorbedor ( $\bar{T}_f$ ), temperatura media ambiente ( $\bar{T}_a$ ) y radiación solar total ( $H_T$ ), incidente en el área de apertura. La eficiencia diaria media la determinan por la expresión:

$$\bar{\eta} = \frac{Q_f}{H_T} \quad (4.28)$$

Se calcula la cantidad de calor absorbida por el agua en el tanque sin extracción por:

$$Q_f = M_f c_f (\bar{T}_{f,fn} - \bar{T}_{f,in}) \quad (4.29)$$

Y, la radiación solar total interceptada en el área de apertura del colector por:

$$H_T = A_c \int_{t,in}^{t,fn} G(t) dt \quad (4.30)$$

Relacionan la eficiencia diaria media con el término  $\Delta\bar{T}/\bar{G}$  por una relación lineal del tipo:

$$\bar{\eta} = A + B(\Delta\bar{T}/\bar{G}) \quad (4.31)$$

donde :

$$\Delta\bar{T} = (\bar{T}_{f,in} + \bar{T}_{f,fn})/2 - \bar{T}_a \quad (4.32)$$

y

$$\bar{G} = \frac{\int_{t,in}^{t,fn} G(t) dt}{\Delta t} \quad (4.33)$$

El coeficiente A representa la eficiencia media cuando el colector se encuentra a temperaturas cercanas a la temperatura ambiente y el coeficiente B las pérdidas globales de calor del colector solar.

### 4.3 Modelo transitorio del colector solar termoacumulativo

Los modelos referenciados anteriormente son de tipo predictivos, es decir, a partir de parámetros conocidos se predice su comportamiento térmico. Para considerar parámetros de diseño se hace necesario proponer un modelo transitorio que considere tres puntos de balance: uno en el fluido y los otros en las paredes superiores e inferiores del tanque como se muestra en la Fig. 4.6. El modelo transitorio del colector solar termoacumulativo considera la:

- Acumulación de calor en el tanque termo-absorbedor;
- Transferencia de calor por conducción en la dirección angular;
- Transferencia de calor por conducción en la dirección radial.

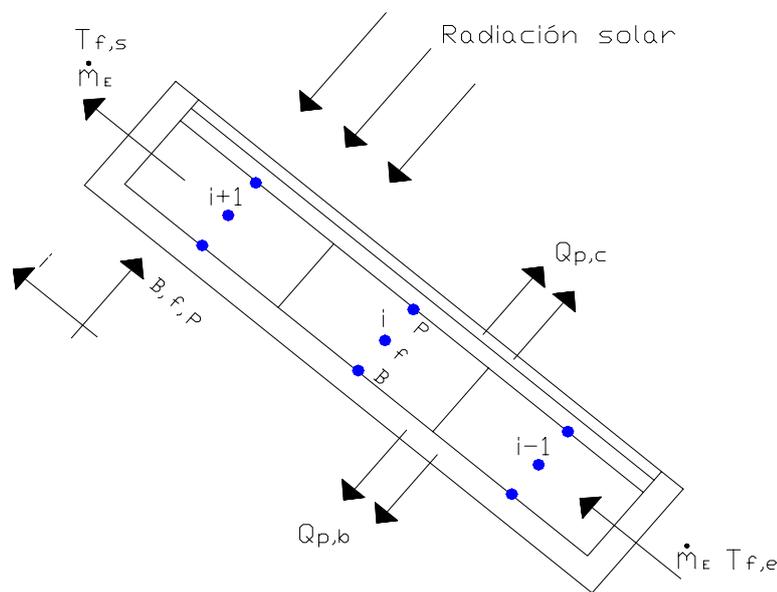


Fig. 4.6 Esquema del modelo transitorio del colector solar termoacumulativo.

Se realiza el balance de energía en los tres puntos de balance siguientes:

*El absorbedor del tanque termo-absorbedor:*

$$\frac{(mc)_p}{n} \frac{dT_{P,i}}{dt} = \frac{G_T}{n} - \frac{h_{p,f} A_{pf}}{n} (T_{P,i} - T_{f,i}) - \frac{U_T A_c}{n} (T_{P,i} - T_a) - \frac{\lambda_T}{\delta_{T,a}} A_{p,b} (T_{P,i} - T_{B,i}) \quad (4.34)$$

*El agua del tanque termo-absorbedor:*

$$\frac{(mc)_f}{n} \frac{dT_{f,i}}{dt} = \frac{h_{p,f} A_{p,f}}{n} (T_{P,i} - T_{f,i}) + \dot{m}_E c_{p,f} (T_{f,i-1} - T_{f,i}) - \frac{h_{f,b} A_{f,b}}{n} (T_{f,i} - T_{B,i}) \quad (4.35)$$

*La parte de atrás del tanque termo-absorbedor:*

$$\frac{(mc)_b}{n} \frac{dT_{B,i}}{dt} = \frac{h_{f,b} A_{f,b}}{n} (T_{f,i} - T_{B,i}) + \frac{\lambda_T}{\delta_{T,a}} A_{p,b} (T_{P,i} - T_{B,i}) - \frac{U_b A_b}{n} (T_{B,i} - T_a) \quad (4.36)$$

En la Fig. 4.7 se muestra la representación esquemática de los flujos de calor y las temperaturas del modelo transitorio del colector solar.

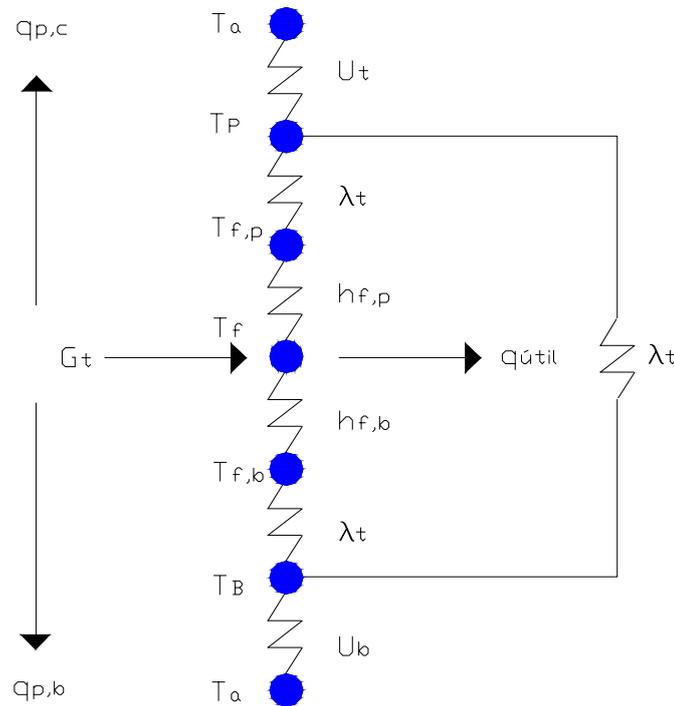


Fig. 4.7. Flujos de calor y temperaturas del modelo transitorio.

Para los colectores solares termoacumulativos, según Duffie y Beckman [Duffie, J.A and Beckman, W.A. 1993] se puede asumir que la relación  $(T_f - T_a)/(T_p - T_a)$  permanece invariable a su valor en el estado estable en ausencia de radiación solar y de comportamiento lineal de los coeficientes de transferencia de calor, los que nos permite establecer:

*Para la dirección de la cubierta:*

$$U_{p,a}(T_f - T_a) = U_T(T_p - T_a) \quad (4.37)$$

*Para la dirección del fondo y laterales:*

$$U_{b,a}(T_f - T_a) = U_b(T_b - T_a) \quad (4.38)$$

Diferenciando las ecuaciones (4.37) y (4.38) obtenemos expresiones que relacionan los diferenciales de las temperaturas con los coeficientes de transferencia de calor y el diferencial de la temperatura del agua en el tanque termoabsorbedor, del modo:

$$\frac{dT_p}{dt} = \frac{U_{p,a}}{U_T} \frac{dT_f}{dt} \quad (4.39)$$

y

$$\frac{dT_B}{dt} = \frac{U_{b,a}}{U_b} \frac{dT_f}{dt} \quad (4.40)$$

Introducimos las expresiones (4.39) y (4.40) en las ecuaciones (4.34), (4.35) y (4.36), se obtiene el balance de energía para cada punto de balance:

Para la parte superior del tanque termo-absorbedor:

$$\frac{(mc)_p}{n} \frac{U_{p,a}}{U_T} \frac{dT_{f,i}}{dt} = \frac{G_T}{n} - \frac{h_{p,f} A_{pf}}{n} (T_{p,i} - T_{f,i}) - \frac{U_T A_c}{n} (T_{p,i} - T_a) - \frac{\lambda_T}{\delta_{T,a}} A_{p,b} (T_{p,i} - T_{B,i}) \quad (4.41)$$

Para el agua del tanque termo-absorbedor:

$$\frac{(mc)_f}{n} \frac{dT_{f,i}}{dt} = \frac{h_{p,f} A_{p,f}}{n} (T_{p,i} - T_{f,i}) + \dot{m}_E c_{p,f} (T_{f,i-1} - T_{f,i}) - \frac{h_{f,b} A_{f,b}}{n} (T_{f,i} - T_{B,i}) \quad (4.42)$$

Para el parte inferior del tanque termo-absorbedor:

$$\frac{(mc)_b}{n} \frac{U_{b,a}}{U_b} \frac{dT_{f,i}}{dt} = \frac{h_{f,b} A_{f,b}}{n} (T_{f,i} - T_{B,i}) + \frac{\lambda_T}{\delta_{T,a}} A_{p,b} (T_{p,i} - T_{B,i}) - \frac{U_b A_b}{n} (T_{B,i} - T_a) \quad (4.43)$$

Para resolver el sistema de ecuaciones (4.41), (4.42) y (4.43) reagrupamos y sustituimos términos semejantes y obtenemos una ecuación diferencial en función de la temperatura del fluido, que tiene la forma:

$$\left[ \frac{(mc)_f}{n} + \frac{U_{b,a}}{U_b} F_B \frac{(mc)_b}{n} + \frac{U_{p,a}}{U_T} F_P \frac{(mc)_p}{n} \right] \frac{dT_f}{dt} = - h_{p,f} \frac{A_{p,f}}{n} (1 - F_P) T_f - \quad (4.44)$$

$$- h_{f,b} \frac{A_{f,b}}{n} (1 - F_B) T_f + \left( \frac{G_T + U_T A_c T_a}{n} \right) F_P + \frac{U_b A_b T_a F_B}{n} + \dot{m}_E c_{p,f} (T_{f,i-1} - T_f)$$

Los términos  $F_P$  y  $F_B$  se pueden expresar de tal forma que su valor numérico estaría explícitamente comprendido entre 0 y 1 como se muestra:

$$F_P = \frac{1}{1 + \frac{U_T A_c (h_{f,b} A_{f,b}/n + U_b A_b/n + \lambda_T A_{p,b}/\delta_{T,a}) + U_b A_b \lambda_T A_{p,b}/\delta_{T,a}}{h_{p,f} A_{p,f} (h_{f,b} A_{f,b}/n + U_b A_b/n + \lambda_T A_{p,b}/\delta_{T,a}) + h_{f,b} A_{f,b} \lambda_T A_{p,b}/\delta_{T,a}}} \quad (4.45)$$

$$F_B = \frac{1}{1 + \frac{U_b A_b (h_{p,f} A_{p,f}/n + U_T A_c/n + \lambda_T A_{p,b}/\delta_{T,a}) + U_T A_c \lambda_T A_{p,b}/\delta_{T,a}}{h_{f,b} A_{f,b} (h_{p,f} A_{p,f}/n + U_T A_c/n + \lambda_T A_{p,b}/\delta_{T,a}) + h_{p,f} A_{p,f} \lambda_T A_{p,b}/\delta_{T,a}}} \quad (4.46)$$

Se reagrupa términos en la ecuación (4.44) y se obtiene:

$$\left[ \frac{(mc)_f}{n} + \frac{U_{p,a}}{U_T} F_P \frac{(mc)_p}{n} + \frac{U_{b,a}}{U_b} F_B \frac{(mc)_b}{n} \right] \frac{dT_f}{dt} = - \left( F_P U_T \frac{A_c}{n} + F_B U_b \frac{A_b}{n} \right) T_f + \quad (4.47)$$

$$+ F_P \left( \frac{G_T}{n} + U_T \frac{A_c}{n} T_a \right) + F_B U_b \frac{A_b}{n} T_a + \dot{m}_E c_{p,f} (T_{f,i-1} - T_f)$$

Reagrupando:

$$(mc)_e = (mc)_f + \frac{F_P U_{p,a}}{U_T} (mc)_p + \frac{F_B U_{b,a}}{U_b} (mc)_b \quad (4.48)$$

y unificando términos, se llega a la forma compacta:

$$\frac{dT_{f,i}}{dt} = -aa_T T_{f,i} + bb_T \quad (4.49)$$

donde:

$$aa_T = \frac{F_P U_T \frac{A_c}{n} + F_B U_b \frac{A_b}{n} + \dot{m}_E c_{p,f}}{(mc)_e} \quad (4.50)$$

$$bb_T = \frac{F_P \frac{G_T}{n} + \dot{m}_E c_{p,f} T_{f,i-1} + \left( F_P U_T \frac{A_c}{n} + F_B U_b \frac{A_b}{n} \right) T_a}{(mc)_e} \quad (4.51)$$

Las ecuaciones (4.49), (4.50) y (4.51) constituyen las expresiones bases de la subrutina para TRNSYS del modelo transitorio de diseño del colector solar termoacumulativo (anexo 7).

#### 4.4 Comparación de los resultados

Se compara los resultados obtenidos de la simulación transitoria del colector solar termoacumulativo con resultados simulados a partir del modelo de colector solar termoacumulativo de Schweiger [Schweiger, H. 1997], se utilizo en ambos casos el software TRNSYS.

##### 4.4.1 Modelo de Schweiger

Schweiger [Schweiger, H. 1997] propone un modelo de colector solar termoacumulativo que combina un colector solar plano y un tanque acumulador. Hace circular, en la unidad de tiempo, todo el volumen de agua del tanque acumulador por el colector solar plano. Simula tres combinaciones de cubiertas y absorbedores de colectores, cuyas características se muestran en la Tabla 4.1.

Tabla 4.1. Parámetros característicos de las configuraciones de los colectores.

Configuraciones	$(\tau\alpha)_n$ [%]	$U_{LO}$ [Wm <sup>-2</sup> K <sup>-1</sup> ]	$U_{LI} \cdot 10^{-3}$ [Wm <sup>-2</sup> K <sup>-2</sup> ]	$b_o$ -
1 vidrio + absorbedor mate, [MTE*]	84	5,78	18,5	0,10
1 vidrio + absorbedor selectivo, [S1V*]	84	3,41	9,5	0,10
2 vidrios + absorbedor selectivo, [S2V*]	80	2,60	13,0	0,04

\* Símbolos utilizados en las Figuras 4.9 – 4.10.

Los datos utilizados en la simulación son:

- Localidades: Lleida y Sevilla;
- Inclinación: Latitud;
- Área de captación: 5 m<sup>2</sup>;
- Volumen del tanque: 75 litros m<sup>-2</sup>;
- Consumo de agua: 40 litros m<sup>-2</sup> día<sup>-1</sup>;
- Temperatura del agua fría: 10 °C;
- Temperatura del agua caliente: 60 °C;
- Régimen de carga: ver Fig. 4.8
- Fluido de trabajo: agua;
- Longitud de la tubería: 10 m;
- Grado de estratificación: Tanque mezclado;
- Coeficiente de pérdidas en tubos: 0,2 Wm<sup>-2</sup>K<sup>-1</sup>.

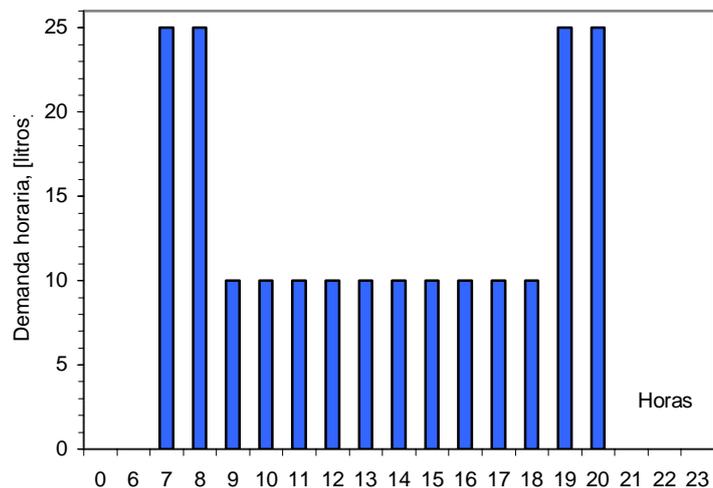


Fig. 4.8. Distribución de la demanda diaria de ACS.

En la Fig. 4.9 se muestra los valores anuales de la energía útil extraída, la comparación de sus valores nos muestra la misma tendencia en todos las configuraciones de colectores, las diferencias entre los resultados del modelo de Schweiger [Sch] y los nuestros oscilan entre el 7 % y 13 %. Los valores de la energía útil extraída anual son superiores a  $1500 \text{ MJm}^{-2}$  incluso con absorbedor mate, superando los  $2000 \text{ MJm}^{-2}$  con configuración de dos láminas de vidrio y absorbedor selectivo.

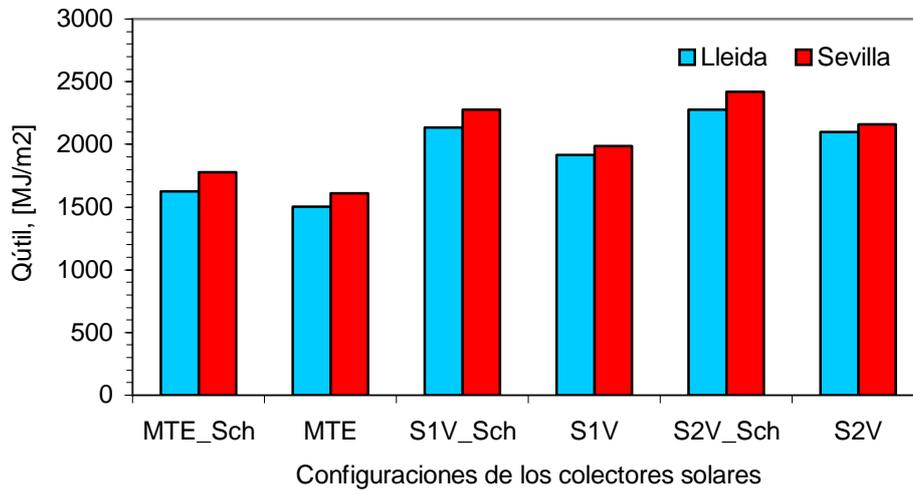


Fig. 4.9. Comparación de los resultados sistemas solares.

En la Fig. 4.10 se muestran las fracciones y eficiencias solares anuales de ambos modelos, obteniéndose resultados con las mismas diferencias que los obtenidos de la Fig.4.9. Estas desviaciones, son debidas a la cuantificación de las pérdidas de calor entre ambos modelos, sin embargo sus pequeñas cuantías son indicativos que los resultados reflejan el comportamiento del colector solar termoacumulativo.

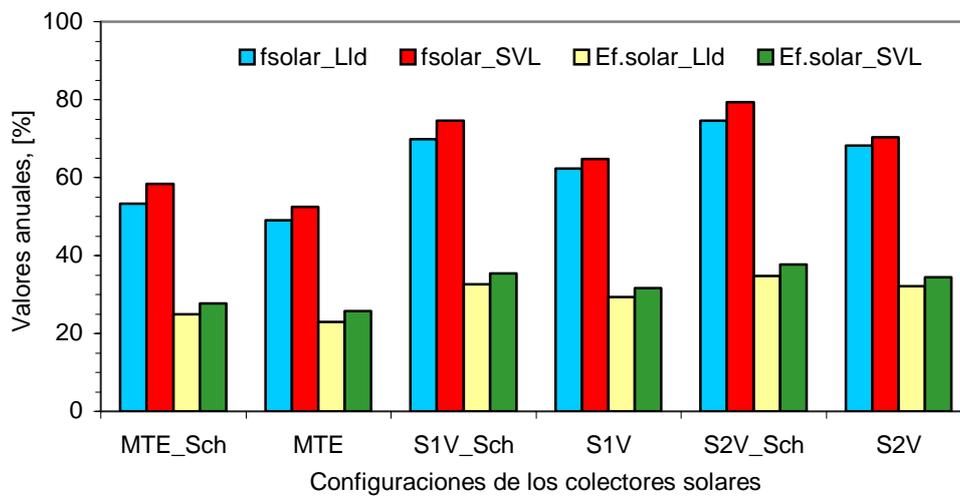


Fig. 4.10. Fracciones y eficiencias solares anuales de los sistemas simulados.

#### 4.5 Viabilidad frente a otros colectores solares

Para estudiar la viabilidad del colector solar termoacumulativo se realiza un estudio comparativo con sistemas solares formados por colectores solares planos y termosifónicos para las localidades de: Lleida, Madrid, Santander y Sevilla. Se considera colectores solares termoacumulativos con cubiertas de una o dos láminas de vidrio y absorbedores mate y selectivo. Se simula mediante el programa TRNSYS los sistemas solares correspondientes.

##### 4.5.1 Descripción de los sistemas solares

En las Tabla 4.2 se describe las características de las configuraciones de los seis sistemas estudiados: dos con colectores solares planos, uno con colectores solares termosifónicos y tres con colectores solares termoacumulativos, en todos los casos los sistemas solares se complementa con una fuente auxiliar de energía. Los parámetros comunes a los sistemas solares son los mismos que los utilizados en el epígrafe 4.4.1 con las adiciones siguientes:

- Coeficiente de pérdidas de calor del tanque acumulador:  $0,7 \text{ Wm}^{-2}\text{K}^{-1}$ ;
- Eficiencia de la fuente auxiliar: 0,98;
- Nodos de estratificación: 2
- Perfiles de carga: se muestra en la Fig. 4.8.

##### 4.5.1.1 Sistema solar con colectores solares planos

El sistema solar con colectores solares planos, se muestra en la Fig. 4.11, esta compuesto por tres circuitos: un primer que incluye a los colectores solares y el intercambiador de calor, circula una solución acuosa anticongelante de etileno glicol al 20 %, un segundo entre el intercambiador de calor y el tanque acumulador y un tercero que parte del tanque acumulador, pasa por la fuente auxiliar de energía a los puntos de consumo.

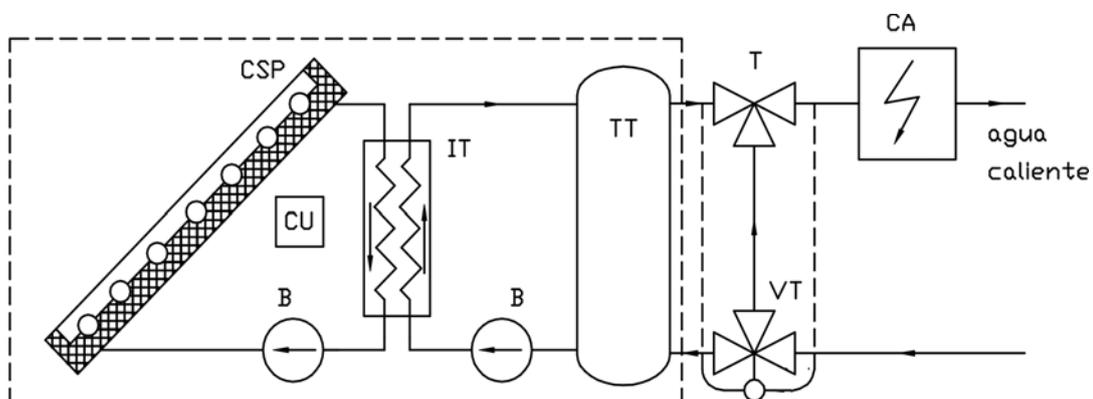


Fig. 4.11. Sistema solar con colectores solares planos.

#### 4.5.1.2 Sistema solar con colectores solares termosifónicos

La Fig. 4.12 se representa el sistema solar de colectores solares termosifónicos, se destaca la no utilización de bombas de circulación en ningún punto de la instalación. El sistema está formado, en este sistema, por dos circuitos: uno primero entre el colector y el tanque acumulador y uno segundo del tanque acumulador circulando por la fuente auxiliar de energía a los puntos de consumo. Este sistema incluye, además, una válvula termostática mezcladora de tres vías.

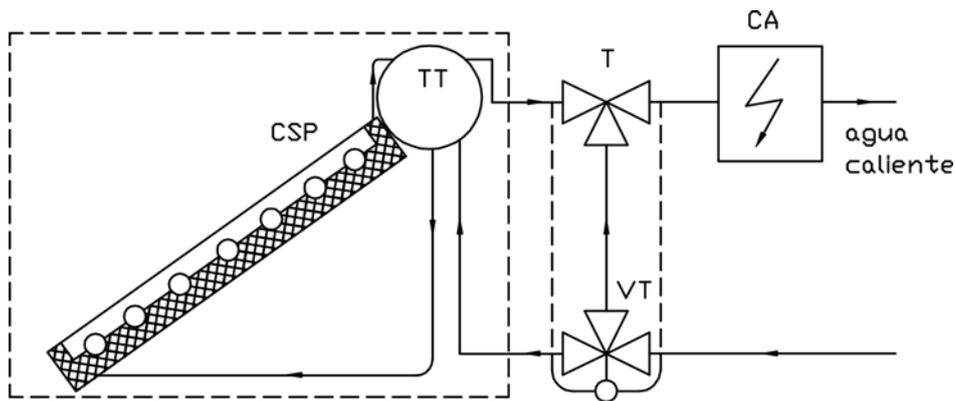


Fig. 4.12. Sistema solar con colectores solares termosifónicos.

#### 4.5.1.3 Sistema solar con colectores solares termoacumulativos

El sistema solar con colectores solares termoacumulativos es el más sencillo de los tres, como se muestra en la Fig. 4.13. Está constituido por un solo circuito, el fluido desde colectores solares circula por la válvula termostática mezcladora de tres vías, la fuente auxiliar de energía hasta los puntos de consumo.

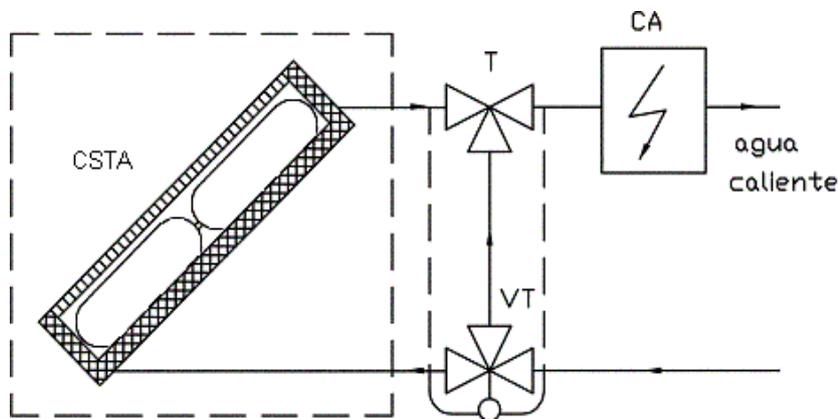


Fig. 4.13. Sistema solar con colectores solares termoacumulativos.

#### 4.5.2 Datos climatológicos de las localidades

Se utilizan datos meteorológicos del *Atlas de radiació solar a Catalunya, 2000* para Lleida y de Ortega [Ortega Rodríguez, M. y Ortega Rodríguez, A., 2001] para las demás localidades. Los valores medios diarios mensuales se convierten en valores horarios mediante el generador de datos meteorológicos de TRNSYS. Las Figuras 4.14 y 4.15 muestran los valores medios mensuales de irradiación y temperatura ambiente para las localidades seleccionadas.

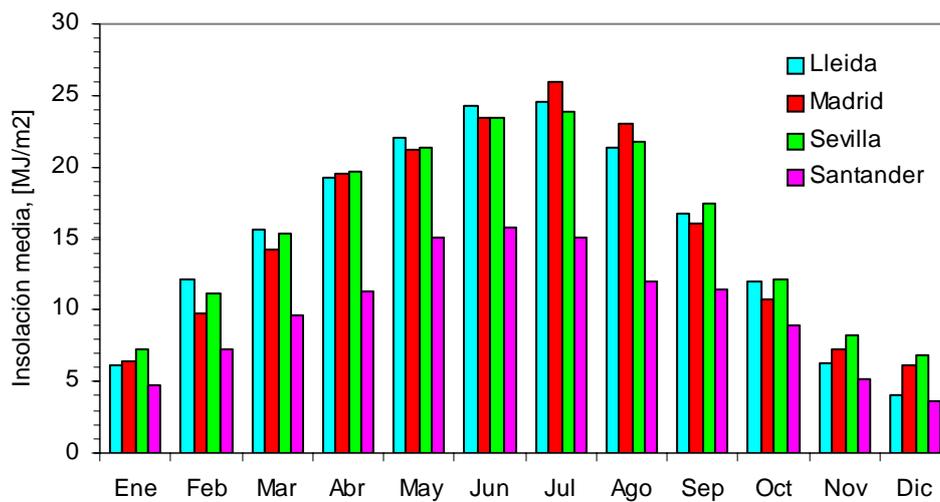


Fig. 4.14. Insolación media mensual de las localidades.

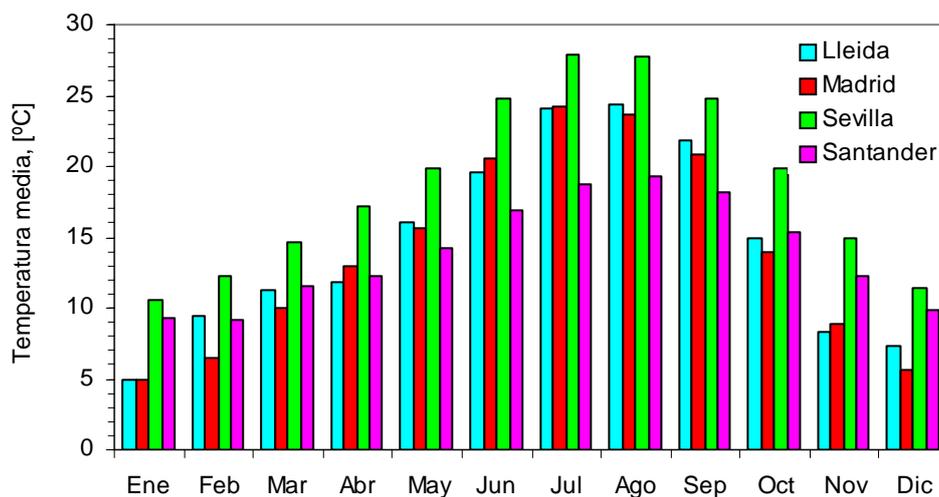


Fig. 4.15. Temperatura ambiente media mensual de las localidades.

### 4.5.3 Parámetros del comportamiento térmico

Los sistemas solares de colectores solares y los valores de los parámetros que caracterizan su comportamiento térmico se muestra en la Tabla 4.2. Los colectores solares planos [Duffie J.A. and Beckman W.A., 1991] y termosifónicos [Morrison G.L. and Braun J.E., 1985] se caracterizan por la curva de eficiencia instantánea según la expresión generalizada de segundo grado:

$$\eta_{cs} = Fr(\tau\alpha)_e - Fr \cdot U_{L_0} \frac{T_{f, entrada} - T_{amb}}{G_T} - Fr \cdot U_{L_1} G_T \left( \frac{T_{f, entrada} - T_{amb}}{G_T} \right)^2 \quad (4.52)$$

Para los colectores solares termoacumulativos, se considera valores medios de irradiación y de la temperatura ambiente [Zollner, A. et al., 1985] en la ecuación de la eficiencia térmica del colector termoacumulativo, la cual viene dada por:

$$\eta_{csta} = Fr'(\overline{\tau\alpha})_e - Fr' \overline{U}_{L_0} \frac{T_{f, inicio} - \overline{T}_{amb}}{\overline{G}_T} - Fr' U_{L_1} \overline{G}_T \left( \frac{T_{f, inicio} - \overline{T}_{amb}}{\overline{G}_T} \right)^2 \quad (4.53)$$

El término  $Fr(\overline{\tau\alpha})_e$  se puede expresar en función de la incidencia normal, tenemos:

$$\eta_{(\theta)} = \eta_{(0)} \left[ 1 - b \left( \frac{1}{\cos \theta} - 1 \right) \right]; \quad \text{para cubiertas de vidrio} \quad (4.54)$$

Tabla 4.2. Parámetros del comportamiento térmico de los sistemas solares.

Parámetros →	$\eta_0$	$U_{L0}$	$U_{L1} \cdot 10^{-3}$	$b_0$
Tipo de colector solar ↓	%	$Wm^{-2}K^{-1}$	$Wm^{-2}K^{-1}$	.
<b>Colector solar termoacumulativo</b>				
• 1 vidrio + pintura mate, [T1M*]	84	5,78	18,5	0,10
• 1 vidrio + superficie selectiva, [T1S*]	84	3,41	9,5	0,10
• 2 vidrios + superficie selectiva, [T2S*]	80	2,60	13,0	0,04
<b>Colector solar plano</b>				
• 1 vidrio + pintura mate, [CPM*]	84	5,78	18,5	0,10
• 1 vidrio + superficie selectiva, [CPS]	84	3,41	9,5	0,10
<b>Colector solar termosifónico</b>				
• 1 vidrio + pintura mate, [CTM*]	84	6,25	-	0,10

- Símbolos utilizados en las Figuras 4.21 – 4.24.

#### 4.5.4 Resultados comparativos de los sistemas solares

Se utilizan los parámetros siguientes para evaluar el comportamiento térmico de los sistemas solares: fracción solar anual  $f_{solar}$ , eficiencia solar anual de la instalación solar  $E_{solar}$ , energía útil anual específica  $Q_{util}$  y superficie de colectores necesaria para obtener una fracción solar anual del 60 %  $A_{f60}$ . Los dos primeros parámetros dan una medida del comportamiento promedio, el primero con respecto a la demanda de energía térmica y el segundo con respecto a la energía solar incidente. El tercer parámetro cuantifica la energía térmica disponible por unidad de área de captación y el cuarto parámetro da más valor a los meses con menos radiación solar y condiciones climáticas más desfavorables.

En la Fig. 4.16 se muestra la fracción solar anual de los sistemas solares para las cuatro localidades seleccionadas. El colector solar termoacumulativo con una lámina de vidrio y pintura negro mate [T1M] tiene una fracción solar inferior al 60 % en todas las localidades. El colector solar termoacumulativo con 1 vidrio y superficie selectiva [T1S], satisface la demanda más del 60 % en todas las localidades excepto en Santander por la baja disponibilidad de la fuente solar.

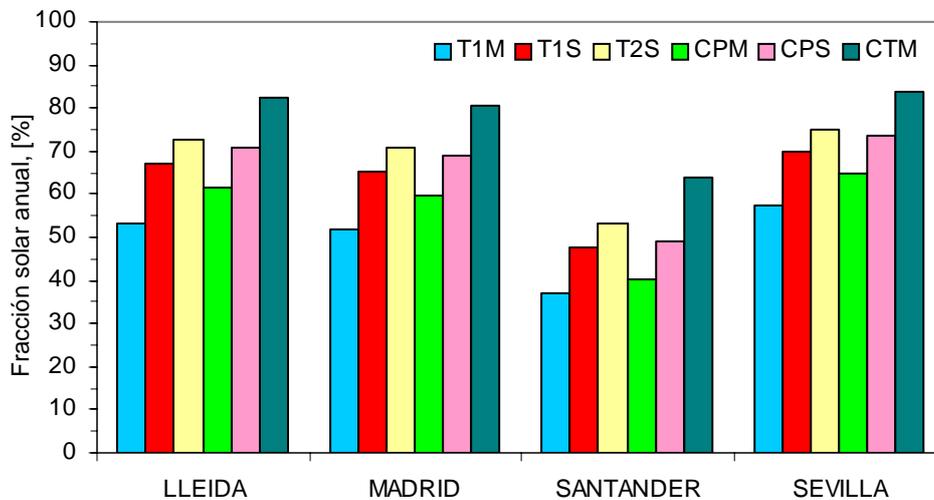


Fig. 4.16. Fracción solar anual de los sistemas solares.

El colector solar termoacumulativo con dos vidrios y superficie selectiva [T2S] se comporta prácticamente igual de bien que los colectores solares planos y termosifónicos en todas las localidades. Los valores más bajos de la fracción solar anual se alcanzan en las localidades menos disponibilidad de radiación solar y más bajas temperaturas ambientes, en Santander incluso no llega a alcanzar el 60% de la fracción solar en contrapartida en las demás localidades supera el 70 %, valor que llega a hacerlo competitivo con los sistemas con colectores solares planos y termosifónicos.

La Fig. 4.17, muestra la eficiencia solar anual de los sistemas solares estudiados. Resalta el grado de homogeneidad de la estructura de los resultados de las localidades, las pequeñas diferencias nos indica que los sistemas solares aprovechan en igual medida el recurso solar. La mayor eficiencia solar anual se alcanza en el clima más frío, Santander, debido a temperaturas más bajas de trabajo de los colectores solares que conducen a menores pérdidas de calor.

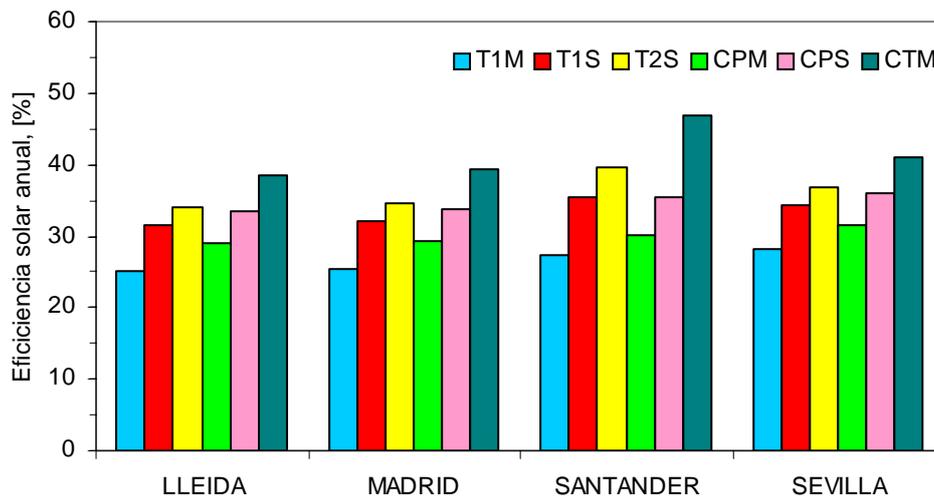


Fig. 4.17. Eficiencia solar anual de los sistemas solares.

Los colectores solares termoacumulativos con superficie selectiva con cubierta formada por 1 lámina de vidrio como dos láminas de vidrios presentan un rendimiento muy estable en todas las localidades independientemente de su clima, siendo mayor también en Santander por las causas anteriormente expuestas. Su eficiencia solar anual es comparable a los sistemas con colectores solares planos, reafirmando las potencialidades de los colectores solares termoacumulativos.

La Fig. 4.18, muestra la cantidad de energía útil extraída por metro cuadrado de área de captación de los sistemas solares para cada una de las localidades, estos valores constituye una medida cuantitativa del aporte de los sistemas solares y en especial de los colectores solares termoacumulativos.

Para las condiciones de trabajo, la demanda térmica anual alcanza los  $3051 \text{ MJm}^{-2}$  y la energía útil que puede entregar el colector solar termoacumulativo con 1 lámina de vidrio y pintura mate supera los  $1500 \text{ MJm}^{-2}$  en las condiciones climáticas de muchas localidades de la Península Ibérica, incluso en el norte puede llegar a superar los  $1100 \text{ MJm}^{-2}$ , estos resultados nos permite cuantificar la magnitud del aporte de los colectores solares termoacumulativos como dispositivos para el aprovechamiento de la radiación solar. Los colectores solares termoacumulativos con 1 y 2 láminas de vidrio y superficie selectiva pueden superar los  $2000 \text{ MJm}^{-2}$  al año, siendo su aporte igual a los colectores solares planos e inferior a los colectores solares termosifónicos, debido al alto grado de estratificación de sus tanques acumuladores.

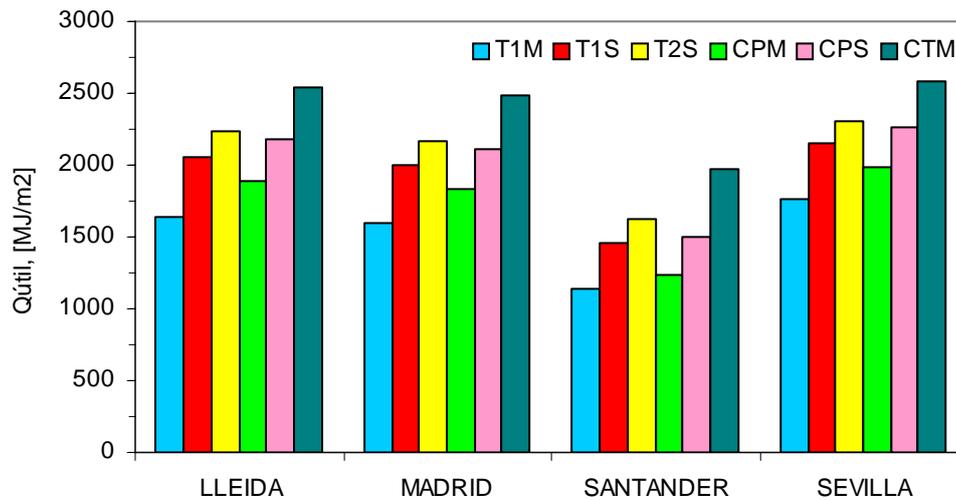


Fig. 4.18. Energía anual útil de los sistemas solares.

La Fig. 4.19, nos muestra la superficie de la cubierta de colectores solares necesaria para obtener una fracción solar anual del 60 %. Los colectores solares termoacumulativos con tratamiento selectivo se comportan prácticamente igual de bien que los sistemas solares convencionales, sólo el colector termoacumulativo con una lámina de vidrio y pintura mate, en todos los casos, necesita superficies superiores a los 5 m<sup>2</sup> para obtener la fracción solar anual del 60 %. Para las regiones más frías, todos los sistemas necesitan una superficie mayor, la causa de este efecto podría ser debido a que las pérdidas de calor son mayores en contraposición con las localidades de clima más cálido donde las pérdidas de calor son menores.

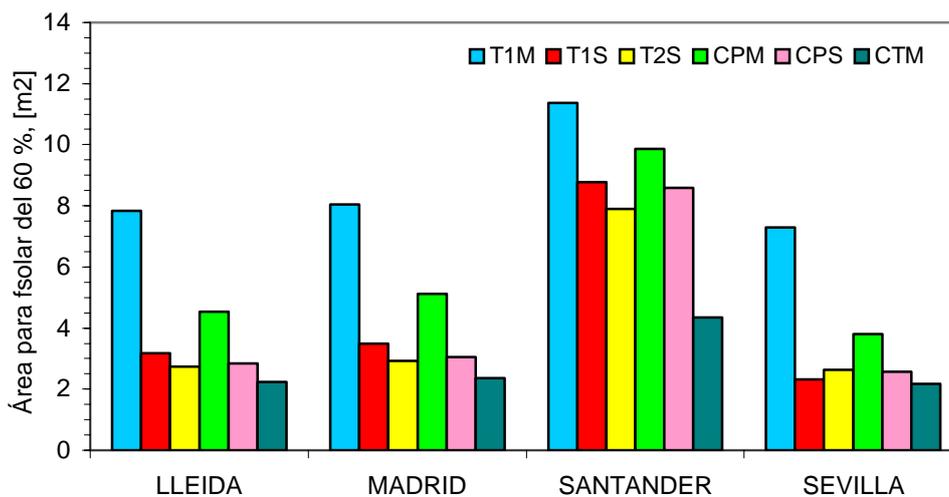


Fig. 4.19. Superficie para obtener una fracción solar anual del 60 %.

#### 4.6 Estudio transitorio del colector solar termoacumulativo

Se realiza el estudio transitorio de dos colectores solares termoacumulativos para las condiciones climáticas de Lleida con el objetivo de conocer su comportamiento térmico y la influencia de parámetros de diseño y de funcionamiento.

##### 4.6.1 Colectores solares simulados

En la Fig. 4.20 se representa las secciones transversales de los colectores solares termoacumulativos estudiados y sus características constructivas se muestran en la Tabla 4.3. La principal diferencia entre ellos radica en el diseño de su tanque termo-absorbedor.

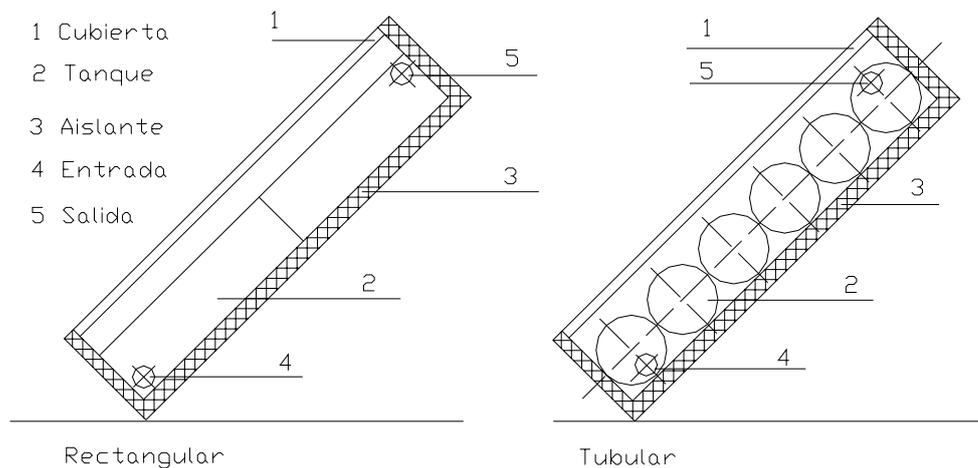


Fig. 4.20. Secciones transversales de los prototipos de colectores.

Tabla 4.3. Características constructivas de los colectores solares termoacumulativos.

Características	Tubular	Rectangular
Área de la cubierta, [m <sup>2</sup> ]	1,0	1,0
Área del fondo y laterales, [m <sup>2</sup> ]	1,9	1,7
Dimensión del tanque, [mm]	6 x 120 x 1389 x 1.5	1250 x 400 x 100 x 2
Volumen de agua, [litros]	94	100
Masa del tanque, [kg]	45	36
Material del tanque	Cobre	Acero inoxidable
Aislante térmico, [Wm <sup>-1</sup> K <sup>-1</sup> ]	0,035	0,035
Espesor del aislante térmico, [m]	0,050	0,050

Los resultados de la simulación transitoria se obtienen a partir de la subrutina para TRNSYS del modelo transitorio del colector solar termoacumulativo desarrollado a partir de las ecuaciones (4.49), (4.50) y (4.51) y el sistema solar mostrado en la Fig. 4.13. Se utilizan correlaciones para el cálculo de los coeficientes de transferencia de calor (anexo A.3) y la variación de la temperatura del agua en el periodo de enfriamiento (ecuación 3.102).

#### 4.6.2 Data de temperatura y radiación solar

Los valores de temperatura y radiación solar son generados por el TRNSYS a partir de datos diarios medios mensuales de Lleida. Las Figuras 4.21 y 4.22 muestran los valores medios diarios de temperatura ambiente e irradiación en el plano del colector solar para la Lleida del año generado.

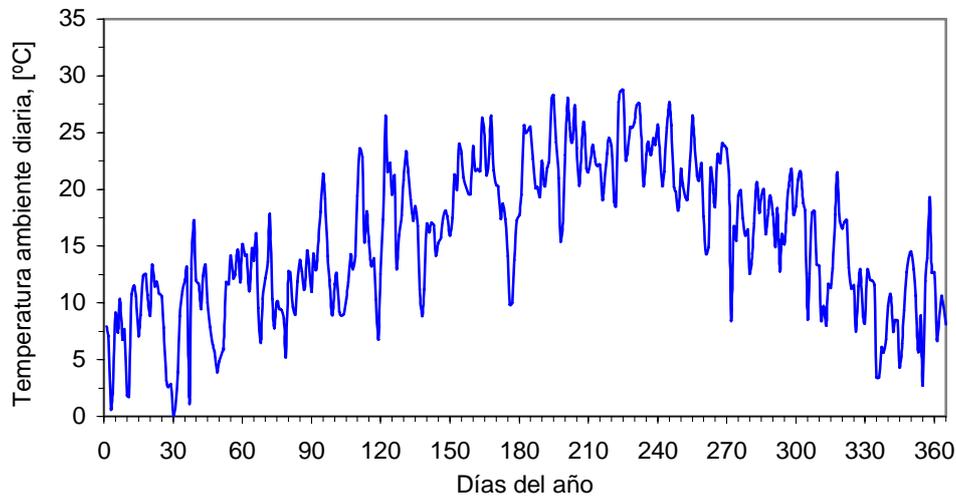


Fig. 4.21. Temperatura media ambiente diaria en Lleida.

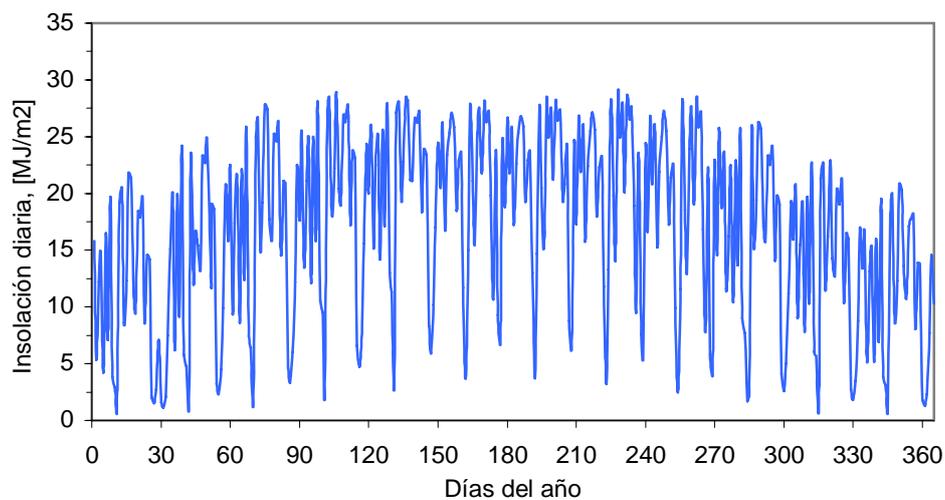


Fig. 4.22. Irradiación diaria incidente en Lleida.

### 4.6.3 Sistemas solares simulados

Las características de la cubierta y del absorbedor de los colectores solares se muestran en la Tabla 4.4. Los parámetros comunes a los dos sistemas solares se indican a continuación:

- Inclinación: Latitud;
- Consumo diario de agua: 40 litros;
- Temperatura del agua fría: 10 °C;
- Temperatura del agua caliente: 60 °C;
- Régimen de carga: ver Fig. 4.8
- Fluido de trabajo: agua;
- Longitud de la tubería: 10 m;
- Eficiencia de la fuente auxiliar: 0.98;
- Nodos de estratificación: 2
- Régimen de carga: se muestra en Fig. 4.23.

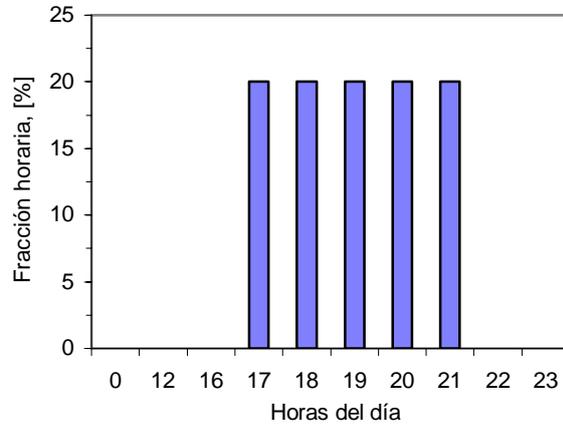


Fig. 4.23. Régimen de carga *Tarde-Noche*.

Tabla 4.4. Características de la cubierta y el absorbedor de los colectores solares.

Parámetros →	$\eta_0$	$U_{TO}$	$U_{T1}10^{-3}$	$U_b$	$b_0$
Colector solar termoacumulativo ↓	[%]	[Wm <sup>-2</sup> K <sup>-1</sup> ]	[Wm <sup>-2</sup> K <sup>-1</sup> ]	[Wm <sup>-2</sup> K <sup>-1</sup> ]	
Rectangular, [R]	82	1,92	4,9	0,676	0,04
Tubular, [T]	82	1,92	4,9	0,676	0,04

### 4.6.4 Comportamiento térmico anual

Se utilizan parámetros globales del comportamiento térmico como: fracción solar, eficiencia solar y superficie necesaria para obtener la fracción solar anual del 60 %. La expresión para determinar la fracción y eficiencia solares vienen dada por:

$$f_{solar} = \frac{Q_{solar, \acute{u}til}}{Q_{solar, \acute{u}til} + E_{auxiliar}} \quad (4.55)$$

y

$$\eta = \frac{Q_{solar, \acute{u}til}}{H_{Total, incidente}} \quad (4.56)$$

#### 4.6.4.1 Fracción y eficiencia solares anuales

En Figura 4.24 se muestra la fracción solar de los sistemas solares, se obtienen valores de fracción solar mensual superiores a 60 % entre los meses de marzo y octubre, los resultados son ligeramente superiores para el sistema solar con el colector solar tubular. Las diferencias entre las fracciones solares mensuales y anuales alcanzan el 7 % debido al mayor grado de estratificación del sistema solar con el colector solar tubular.

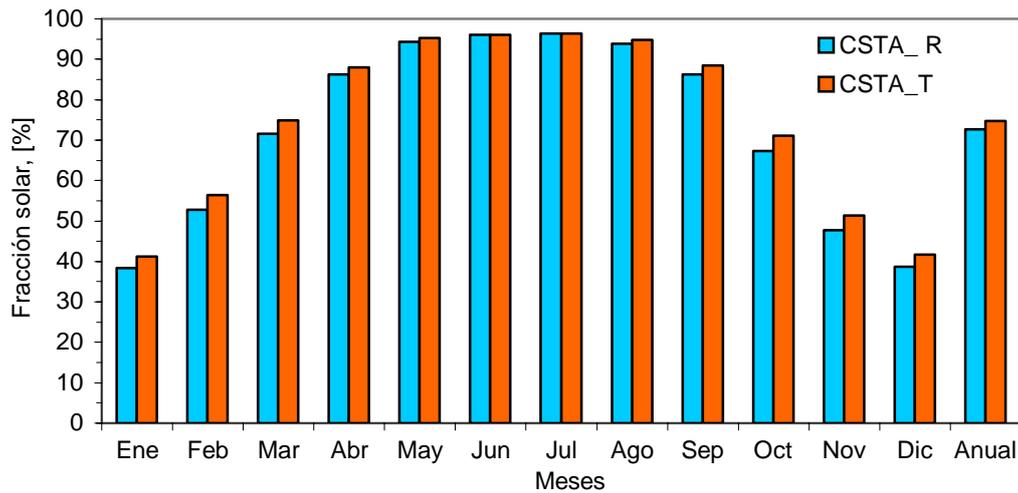


Fig. 4.24. Fracción solar de los sistemas solares.

En Figura 4.25 se muestra la eficiencia solar anual de los dos sistemas solares. Las eficiencias solares mensuales mantienen rendimiento superiores al 30 %, lo que es un indicativo del buen aprovechamiento del recurso solar. Las eficiencias solares mensuales y anuales siguen el mismo comportamiento a lo largo del año, sus diferencias en los meses menos favorable llegan al 7 % debido a la mayor influencia de las condiciones ambientales.

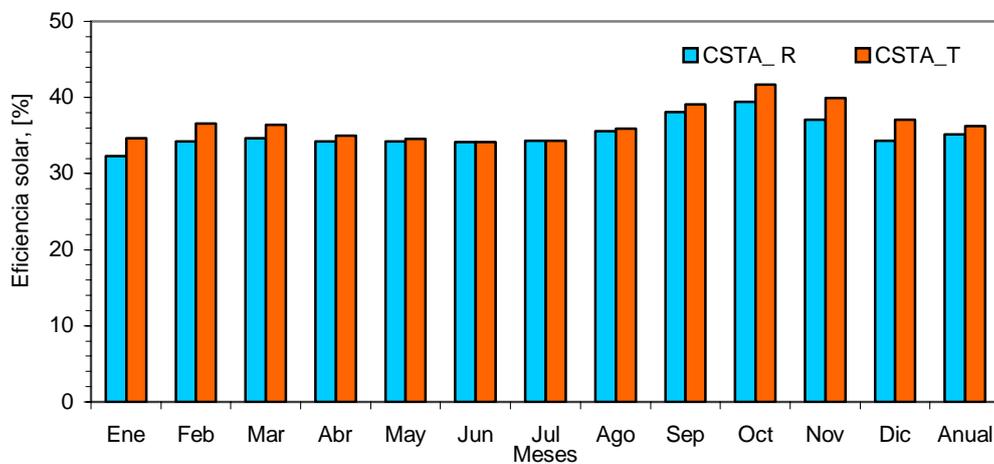


Fig. 4.25. Eficiencia solar de los sistemas solares.

La Fig. 4.26 muestra los valores totales anuales de la irradiación incidente, la demanda de energía térmica y la energía útil suministrada por la instalación solar. Como se muestra, en ambos sistemas solares, el aporte solar supera los 2000 MJ al año. Las diferencias de la energía solar útil entre ambos sistemas solares no superan el 3 % anual.

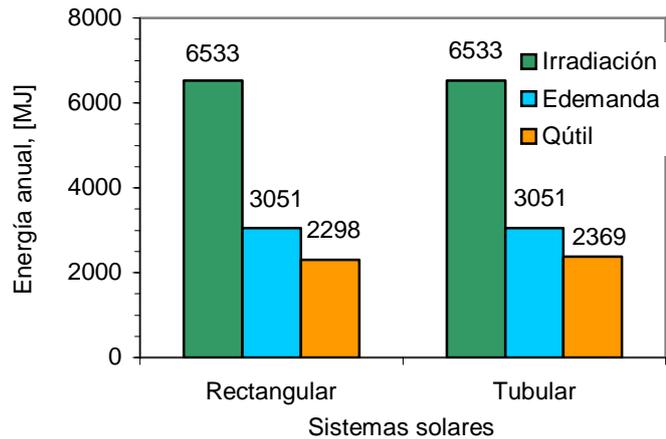


Fig. 4.26. Valores energéticos anuales de los sistemas.

#### 4.6.4.2 Distribución de las temperaturas a lo largo del año

En las Figuras 4.27 y 4.28 se muestran los valores de temperaturas ambiente, agua en el tanque, agua de red y agua de consumo de los sistemas solares con colectores solares rectangular y tubular respectivamente. En ambos sistemas solares, la temperatura del agua en el tanque alcanza los 60°C prácticamente diariamente durante los meses comprendidos entre marzo y octubre, ocasionalmente en febrero y noviembre y no llega a los 60 °C en los meses de enero y diciembre, esto es debido a las condiciones ambientales y a incidencia de radiación solar.

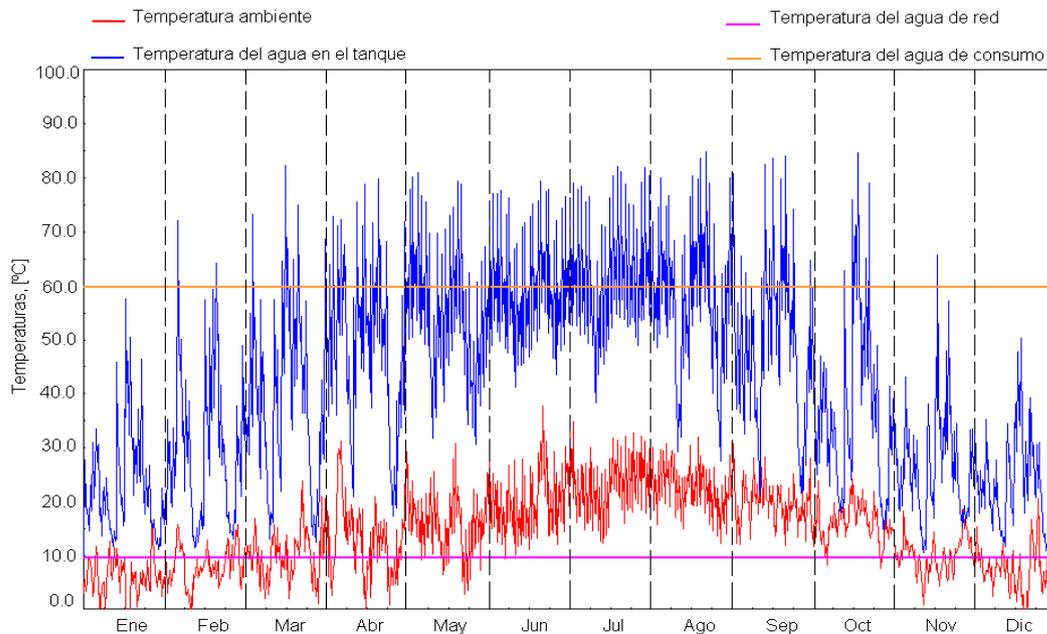


Fig. 4.27. Temperaturas del sistema solar con tanque rectangular.

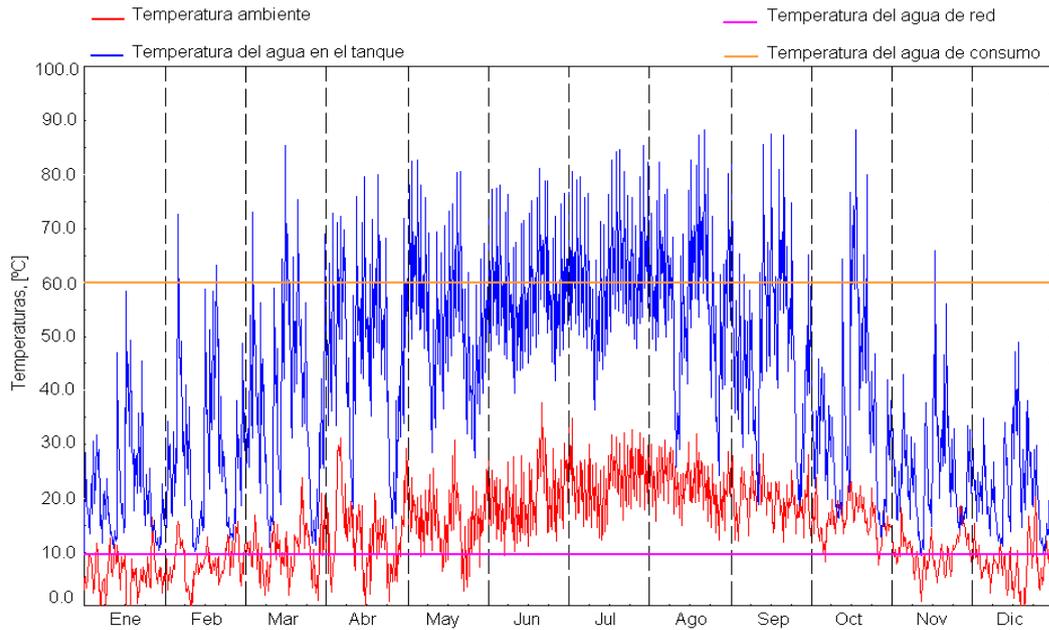


Fig. 4.28. Temperaturas del sistema solar con tanque tubular.

#### 4.6.4.3 Superficie para obtener la fracción solar anual del 60 %.

La Fig. 4.29 muestra el área de captación necesaria de los sistemas solares para obtener una fracción solar anual del 60 %. En ambos sistemas solares el área no llega al 60 % del área de la cubierta, lo que indica la viabilidad técnica de los colectores solares. Las diferencias observadas llegan al 10 % debido al mejor comportamiento en los meses de invierno del sistema con colector solar tubular.

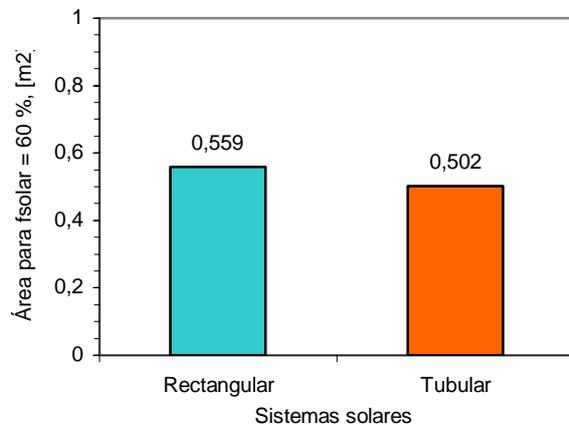


Fig. 4.29. Área para fracción solar anual del 60 %.

#### 4.6.5 Influencia de los parámetros de diseño en el comportamiento térmico

Se realiza el estudio de la influencia de los parámetros de diseño en el comportamiento térmico de los colectores solares termoacumulativos. Los parámetros de diseño son aquellos que reflejan características constructivas y de diseño. Entre los cuales tenemos: transmitancia-absortancia efectiva, coeficiente de pérdidas de calor por cubierta, volumen de agua en el tanque termo-absorbedor, espesor del aislante térmico, número de sub-unidades y área de captación.

#### 4.6.5.1 Transmitancia-absortancia efectiva

En la Fig. 4.30 se muestra el comportamiento térmico de los sistemas solares termoacumulativos en función de la transmitancia-absortancia efectiva. La transmitancia-absortancia efectiva influye proporcionalmente en la fracción y eficiencia solares anuales cuya expresiones vienen dada por:

Para el sistema solar rectangular:

$$f_{solar\_R} = 2,74 + 120,01(\tau\alpha)_e - 46,26(\tau\alpha)_e^2 \quad \eta_{solar\_R} = 1,26 + 58,43(\tau\alpha)_e - 21,53(\tau\alpha)_e^2$$

Para el sistema solar tubular:

$$f_{solar\_T} = 2,84 + 136,41(\tau\alpha)_e - 60,31(\tau\alpha)_e^2 \quad \eta_{solar\_T} = 1,26 + 65,65(\tau\alpha)_e - 28,49(\tau\alpha)_e^2$$

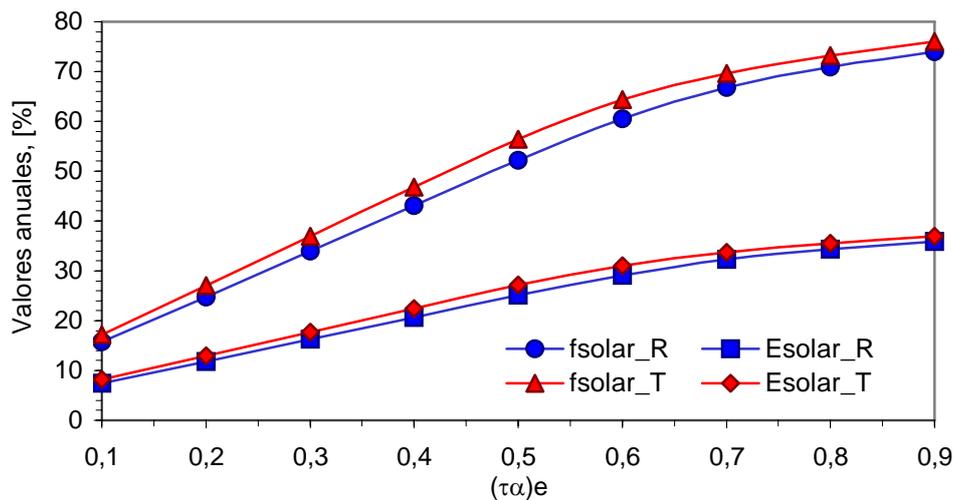


Fig. 4.30.  $f_{solar}$  y  $E_{solar}$  anuales en función de la transmitancia-absortancia efectiva.

#### 4.6.5.2 Coeficiente de pérdidas de calor por cubierta

En la Fig. 4.31 se muestra la fracción y eficiencia solares anuales en función del coeficiente global de pérdidas de calor por cubierta. Resulta una relación inversa, a medida que aumenta el coeficiente de pérdidas de calor por cubierta disminuyen la fracción y eficiencia solares anuales en ambos sistemas solares termoacumulativos. Estos resultados demuestran la alta sensibilidad del comportamiento térmico de los colectores solares termoacumulativos al coeficiente a las pérdidas de calor por cubierta, de ahí los esfuerzos por minimizarlo lo más posible.

Para el sistema solar rectangular:

$$f_{solar\_R} = 83,09 - 5,83U_T - 0,1912U_T^2 \quad \eta_{solar\_R} = 40,39 - 2,91U_T - 0,0976U_T^2$$

Para el sistema solar tubular:

$$f_{solar\_T} = 83,84 - 4,89U_T - 0,1206U_T^2 \quad \eta_{solar\_T} = 40,78 - 2,45U_T - 0,0622U_T^2$$

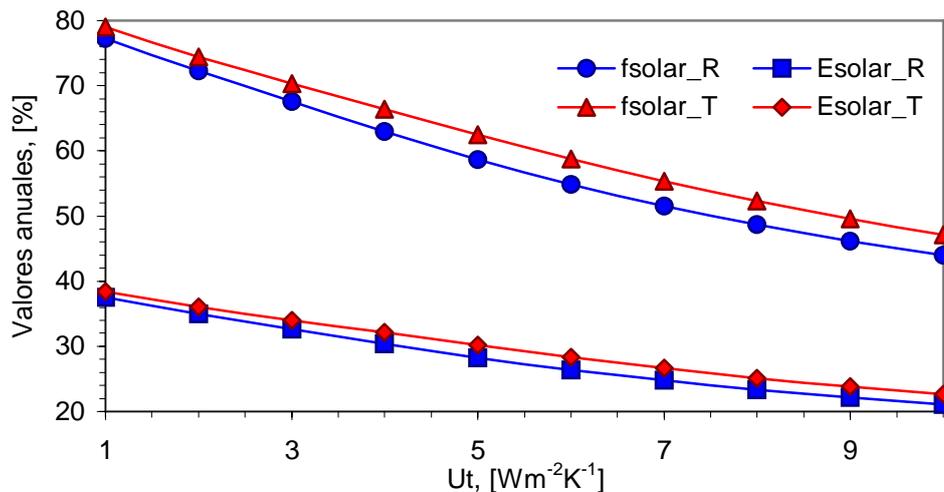


Fig. 4.31.  $f_{solar}$  y  $E_{solar}$  anuales en función del coeficiente de pérdidas de calor por cubierta.

#### 4.6.5.3 Volumen de agua en el tanque termo-absorbedor

El volumen de agua en el tanque termo absorbedor es una de las magnitudes que más incide directamente en el comportamiento térmico anual de los sistemas solares termoacumulativos y cuya influencia se muestra en la Fig. 4.32. Se observa que el incremento de la fracción y eficiencia solares anuales es notable a medida que aumenta el volumen de agua en el tanque termo-absorbedor para volúmenes de agua en el tanque de hasta 50 litros·m<sup>-2</sup>. Se alcanzan los valores máximos de comportamiento térmico en los dos sistemas solares en los 100 litros·m<sup>-2</sup> disminuyendo ligeramente a partir de este punto. Estos resultados indican que los volúmenes específicos óptimos pueden estar comprendidos entre 75 y 125 litros·m<sup>-2</sup> y coinciden con los obtenidos experimentalmente por H.P.Garg [Garg, H.P. 1975] quien obtuvo el mayor rendimiento para altura específica del agua en el tanque de 10 cm·m<sup>-2</sup> (para un tanque de 1 m<sup>2</sup>, en 10 cm hay 100 litros de agua).

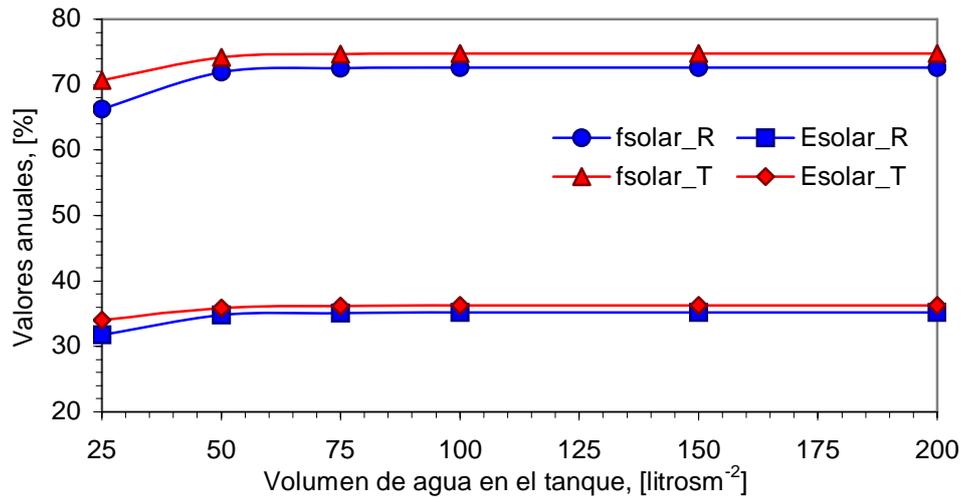


Fig. 4.32.  $f_{solar}$  y  $E_{solar}$  anuales en función del volumen de agua en el tanque.

#### 4.6.5.4 Espesor del aislante térmico

En la Fig. 4.33 se muestra la influencia del espesor del material aislante térmico en el comportamiento térmico de los sistemas solares termoacumulativos. Resalta que a espesores inferiores de 50 mm la influencia del espesor del aislante en la fracción y eficiencia solares anuales es significativa y a medida que el espesor va superando la cota de los 50 mm esta incidencia en el comportamiento térmico de los sistemas solares es despreciable y sin interés tecnológico.

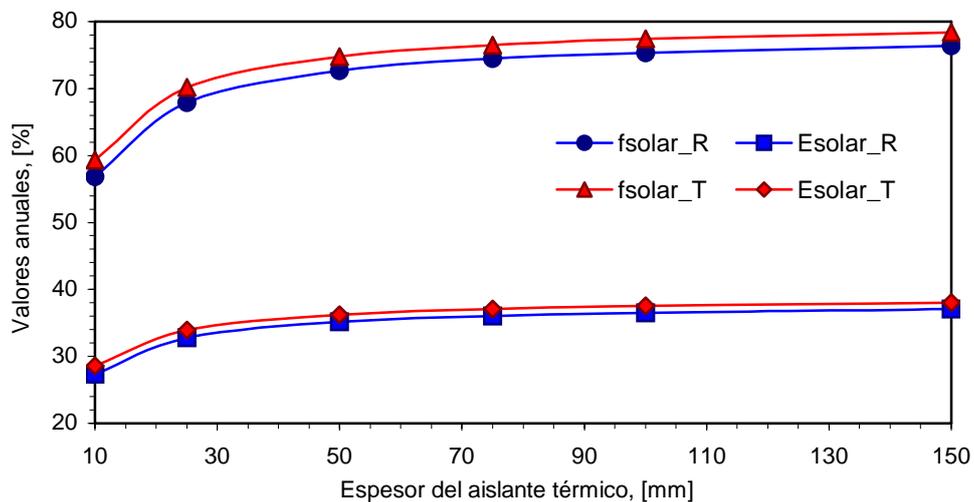


Fig. 4.33.  $f_{solar}$  y  $E_{solar}$  anuales en función del espesor del aislante térmico

#### 6.3.5.5 Número de sub-unidades

En la Fig. 4.34 se muestra la dependencia de la fracción y eficiencia solares anuales del número de sub\_unidades que representan los nodos isotérmicos del tanque termo-absorbedor entre los cuales no

hay transferencia de calor y son indicadores de la estratificación del tanque. Se observa que para una sub\_unidad (tanque totalmente mezclado) se obtienen los valores mínimos de la fracción y eficiencia solares anuales, al aumentar el número de sub\_unidades aumentan los valores del comportamiento térmico para a partir de 6 sub\_unidades su influencia es, prácticamente, nula.

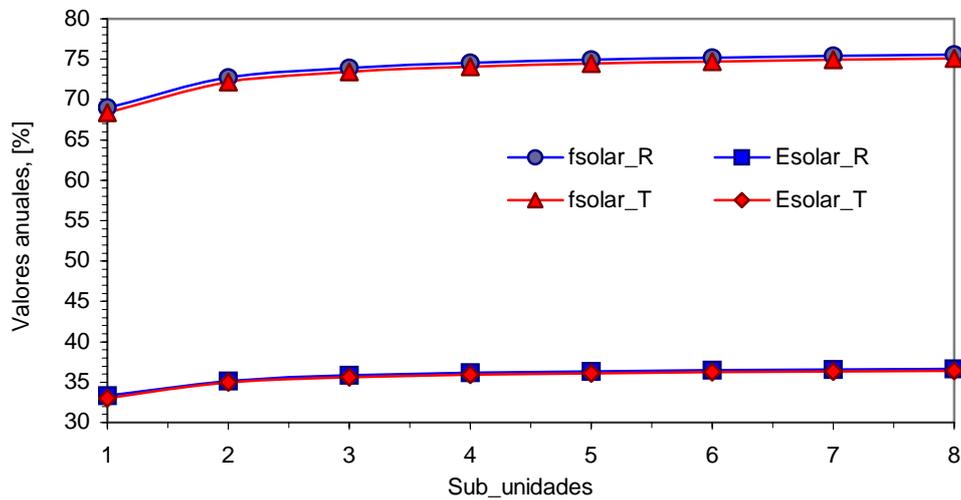


Fig. 4.34.  $f_{solar}$  y  $E_{solar}$  anuales en función del número de sub-unidades

#### 4.6.5.6 Área de captación

El área de captación de los colectores solares termoacumulativos condiciona la cantidad de energía solar incidente y, por consiguiente, la disponibilidad del recurso solar. En la Fig. 4.35 se muestra la dependencia entre el área de la captación y los parámetros del comportamiento térmico. Se demuestra que hasta  $1 \text{ m}^2$  es muy sensible las fracción y eficiencia solares anuales del área de captación, disminuyendo esta influencia a partir de  $1,5 \text{ m}^2$  para hacerse casi nula a partir de  $3 \text{ m}^2$ .

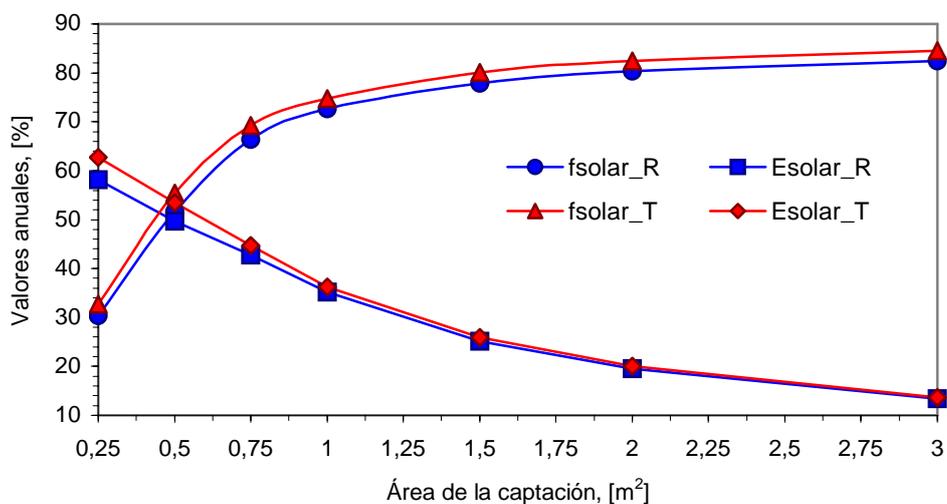


Fig. 4.35.  $f_{solar}$  y  $E_{solar}$  anuales en función del área de captación.

#### 4.6.6 Influencia de los parámetros de operación en el comportamiento térmico

Se realiza el estudio de la influencia de los parámetros de operación en el comportamiento térmico de los sistemas solares termoacumulativos. Los parámetros de operación son aquellos que pueden ser fijados por el usuario durante el funcionamiento de la instalación solar, entre los mismos tenemos: volumen específico de agua extraída, ángulo de inclinación, régimen de extracción, temperatura caliente, temperatura fría, temperatura caliente y fría y temperatura de estancamiento.

##### 4.6.6.1 Volumen de agua extraído

La Fig. 4.36 muestra la fracción y eficiencia solares anuales en función del volumen específico de agua extraído de los colectores solares. Los resultados reflejan la sensibilidad del comportamiento térmico anual del volumen específico de agua extraído y se demuestra que los valores de la fracción y eficiencia solares anuales dependen del mayor o menor volumen específico extraído.

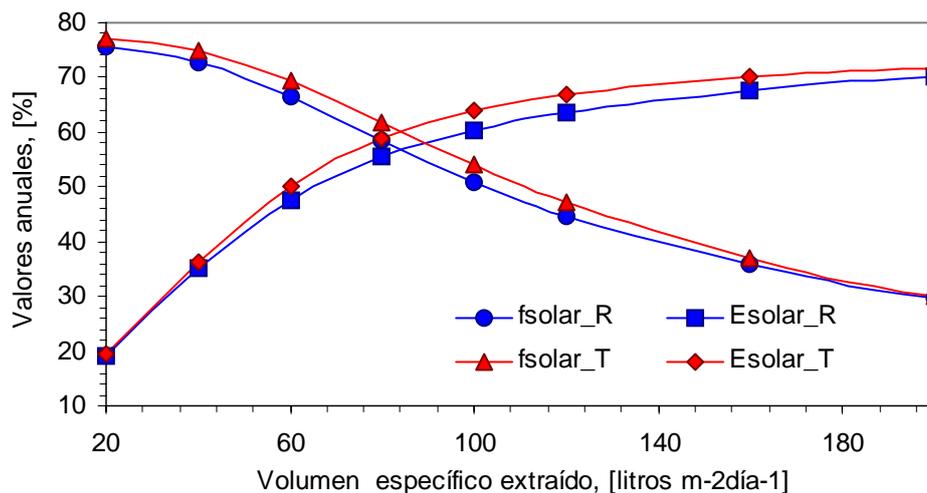


Fig. 4.36.  $f_{solar}$  y  $E_{solar}$  anuales en función volumen específico extraído.

##### 4.6.6.2 Ángulo de inclinación

En la Fig. 4.37 se representa la influencia del ángulo de inclinación de los colectores solares termoacumulativos en la eficiencia y fracción solares anuales. La fracción solar anual alcanza su máximo a una inclinación ligeramente superior a la de la latitud geográfica de la localidad, para ángulos inferiores al de la latitud disminuye ligeramente con respecto a su máximo, debido a la menor incidencia de radiación solar en el invierno. Para ángulos mayores a al de la latitud geográfica, la fracción solar disminuye progresivamente hasta su mínimo en 90°. Por otra parte, la eficiencia solar

anual acusa una influencia variable con respecto al ángulo de inclinación, con un máximo en los 90° debido al mejor aprovechamiento del mínimo recurso solar disponible.

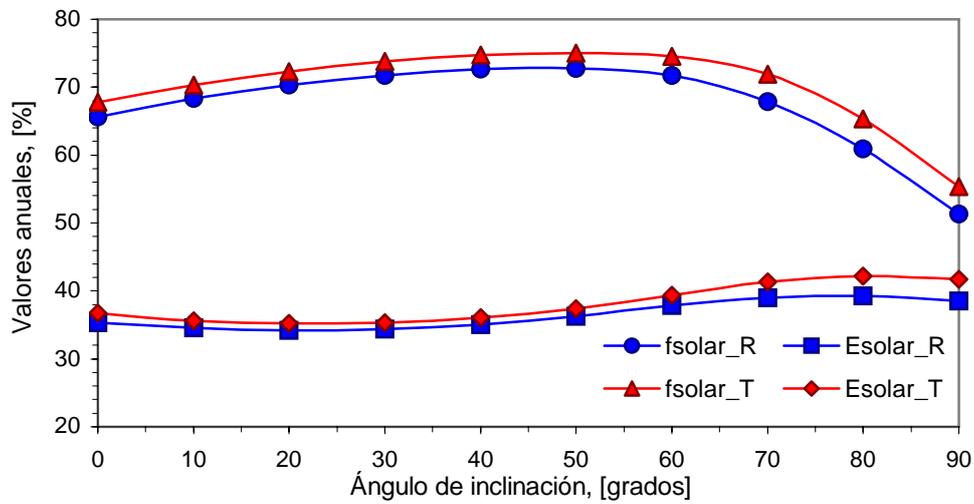


Fig. 4.37.  $f_{solar}$  y  $E_{solar}$  anuales en función del ángulo de inclinación.

#### 4.6.6.3 Régimen de extracción

Los sistemas solares termoacumulativos, por su naturaleza de auto acumulación de agua caliente, son recomendados su uso para regímenes de extracción en las horas posteriores a la puesta del Sol. En la Fig. 4.38 se muestra los volúmenes horarios de agua caliente de perfiles de los regímenes de extracción: mañana, tarde, tarde-noche y diario. La eficiencia y fracción solares anuales de los sistemas solares termoacumulativos en función del perfil horario del régimen de extracción de agua caliente se muestra en la Fig. 4.39.

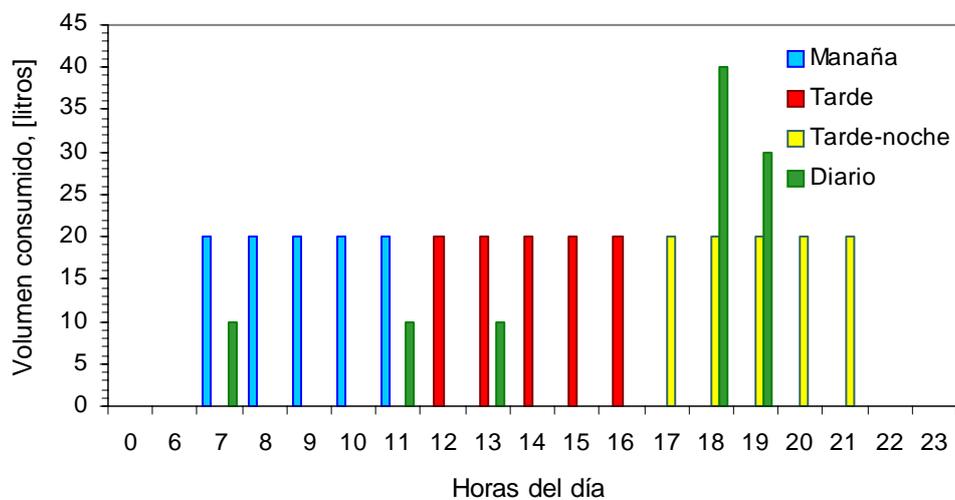


Fig. 4.38. Perfil horario del régimen de extracción.

Una diferencia máxima del 11 % en la fracción y eficiencia solares anuales entre los sistemas solares se obtienen al utilizar un régimen de extracción tarde-noche en lugar del de Mañana por las pérdidas de calor en las horas de la noche. Con el régimen tarde-noche se obtienen resultados superiores, lo que confirma que extracciones cercanas a la puesta del Sol favorecen al colector solar termoacumulativo.

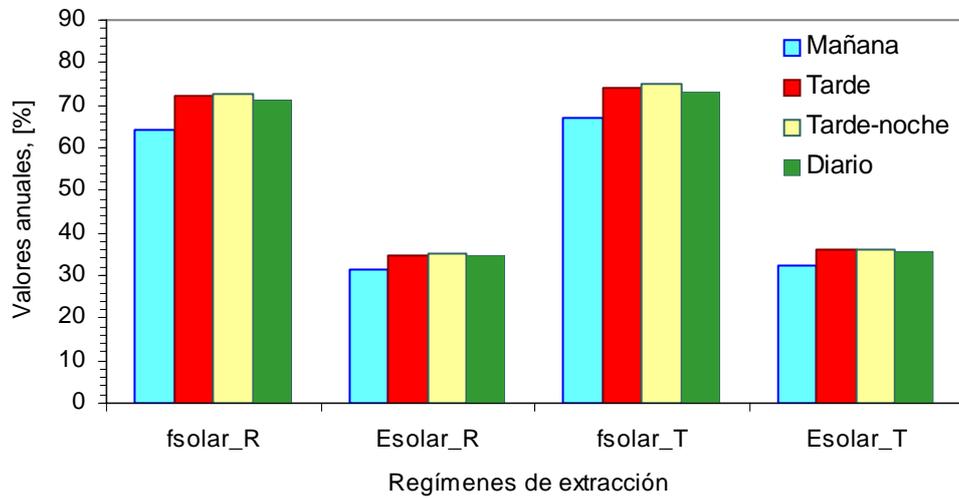


Fig. 4.39.  $f_{solar}$  y  $E_{solar}$  anuales en función del perfil de carga térmica.

#### 4.6.6.4 Temperatura caliente

La Fig. 4.40 muestra la influencia en la eficiencia y la fracción solares anuales de los colectores sistemas solares termoacumulativos de la temperatura caliente de consumo. A medida que la temperatura caliente aumenta la fracción solar disminuye y la eficiencia solar aumenta, esto se debe a que a mayor temperatura caliente los colectores solares cubren menos la demanda térmica, pero entregan más energía útil con la misma irradiación por lo que la eficiencia solar resulta mayor.

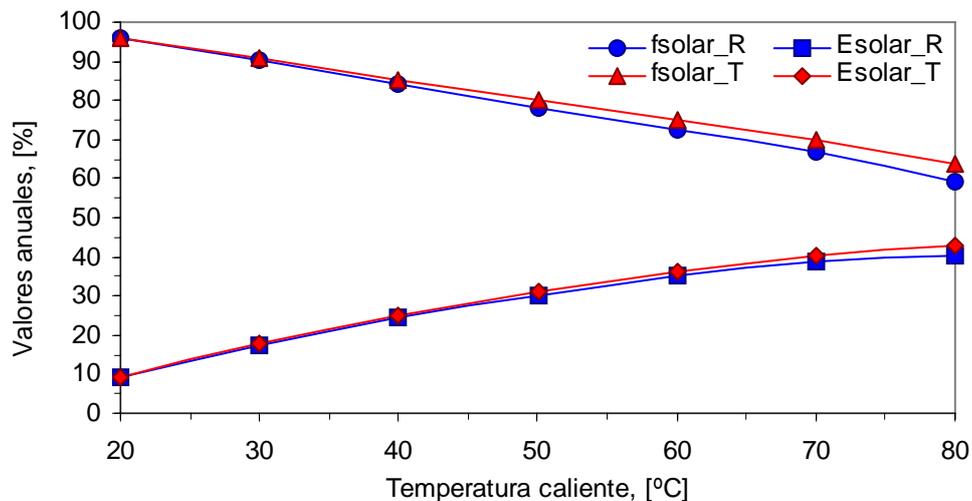


Fig. 4.40.  $f_{solar}$  y  $E_{solar}$  anuales en función de la temperatura caliente de consumo.

#### 4.6.6.5 Temperatura fría

La influencia de la temperatura fría en el comportamiento térmico de los sistemas solares termoacumulativos es inversamente proporcional, a menor temperatura del agua fría mayor la fracción y eficiencia solares anuales, como se muestra en la Fig. 4.41. A menor temperatura fría menor son las pérdidas térmicas de los sistemas solares y mayor energía útil.

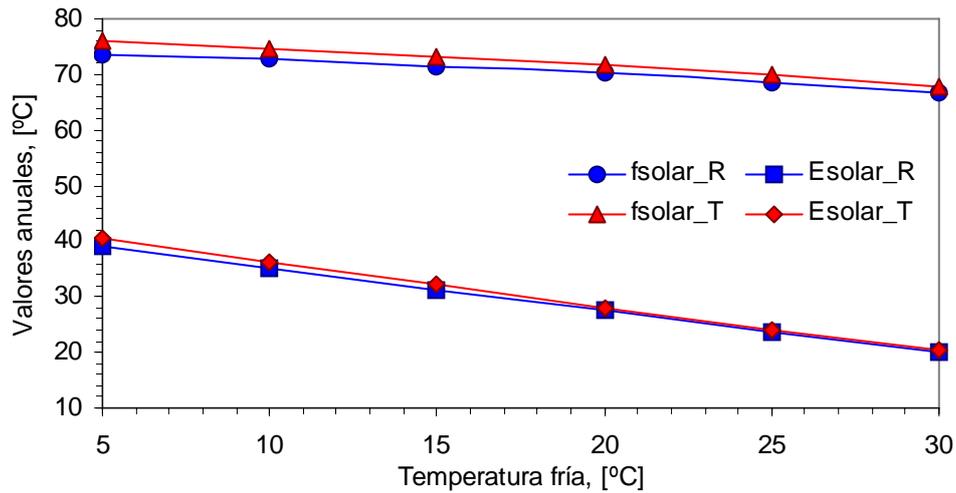


Fig. 4.41.  $f_{solar}$  y  $E_{solar}$  anuales en función de la temperatura fría del agua de red.

#### 4.6.6.6 Temperaturas caliente y fría

La Fig. 4.42 muestra la influencia en la eficiencia y fracción solares anuales de la acción combinada de las temperaturas del agua caliente y fría. Los pares con temperaturas frías más bajas tienen mejor comportamiento anual que los tienen temperaturas frías más altas, esto es debido a que mayores temperaturas hay mayor pérdidas de calor y menor energía útil.

El mayor valor de la eficiencia solar se obtiene en el caso en que la diferencia de temperaturas caliente y fría es mayor TC60TF10 debido a que a mayor diferencia entre las temperaturas caliente y fría mayor es la demanda térmica y mayor la energía útil para satisfacerla para una misma irradiancia. Para un mismo valor de diferencias de temperaturas pares TC50TF10 y TC60TF20, el de menor temperaturas tiene mejor captación, menor pérdida y por consiguiente mejor comportamiento térmico.

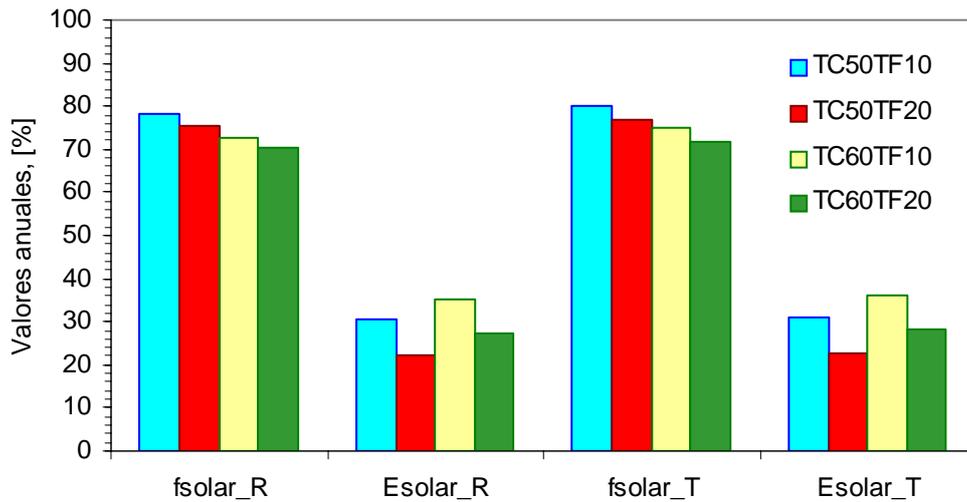


Fig. 4.42.  $f_{solar}$  y  $E_{solar}$  anuales en función de las temperaturas caliente y fría.

#### 4.6.6.7 Temperatura de estancamiento

Las temperaturas de estancamiento de los colectores solares termoacumulativos para días típicos del mes de Julio se muestra en la Figuras 4.43. Se alcanzan valores máximos de temperaturas de estancamiento cercanas a 160 °C en ambos colectores solares termoacumulativos, lo que demuestra la necesidad de tomar medidas de prevención como válvulas de seguridad, vaso de expansión y purgadores de aire entre otras.

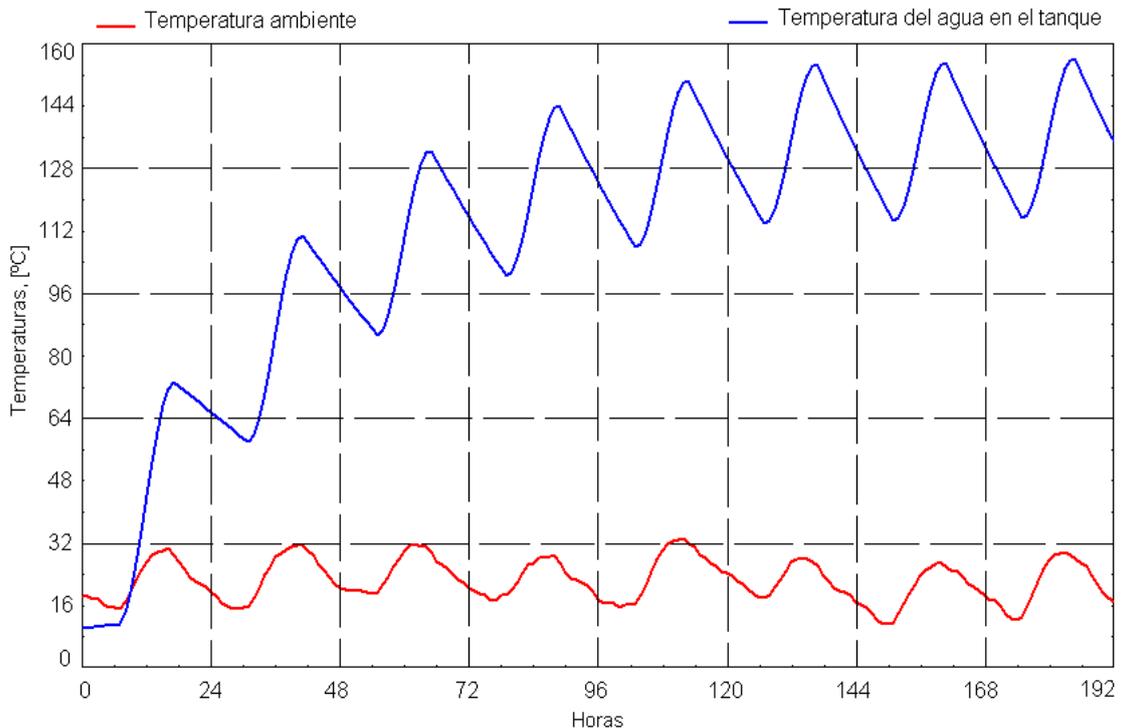


Fig. 4.43. Temperatura de estancamiento en los colectores solares termoacumulativos.

#### 4.7 Conclusiones

Se formula un modelo global transitorio del colector solar termoacumulativo que a partir de un balance de energía en tres puntos en la dirección normal del colector solar y de  $n$  nodos en la dirección longitudinal, permite realizar el estudio del comportamiento térmico del colector solar termoacumulativo en sistema solar utilizando datos meteorológicos y parámetros y características de diseño y funcionamiento.

Se desarrolla del modelo global transitorio del colector solar termoacumulativo una subrutina que puede ser incorporada al software TRNSYS, en la cual se puede introducir correlaciones y expresiones para el cálculo de los coeficientes de transferencia de calor y la temperatura del fluido en el tanque termo-absorbedor.

Se realiza la comparación de los resultados del modelo global transitorio del colector solar termoacumulativo con resultados del modelo del colector solar termoacumulativo de Schweiger [Schweiger; H. 1997]. Se encuentran buenas aproximaciones y correspondencia entre ambos resultados con diferencias entre el 7 % y 13 % la cual es debida a que el modelo global considera las pérdidas de calor por los laterales.

Se demuestra la viabilidad de los colectores solares termoacumulativos para cuatro localidades de la península Ibérica con resultados, prácticamente, igual de bien que los colectores solares planos y termosifónicos y suministran hasta  $2000 \text{ MJm}^{-2}\text{año}^{-1}$  de energía térmica, lo que demuestra la potencialidad de los sistemas solares con colectores solares termoacumulativos.

Se demuestra la viabilidad de los colectores solares termoacumulativos para cuatro localidades de la península Ibérica. Los resultados demuestran que los colectores solares termoacumulativos con 1 vidrio y 2 dos láminas de vidrios y superficie selectiva presentan un comportamiento térmico prácticamente igual de bien que los colectores solares planos y termosifónicos. Los colectores solares termoacumulativos con 1 y 2 láminas de vidrio y superficie selectiva pueden suministra hasta  $2000 \text{ MJm}^{-2}\text{año}^{-1}$  lo que demuestra la potencialidad de los sistemas solares con colectores solares termoacumulativos para aplicaciones de energía solar térmica.

Se analizan dos modelos de colectores solares termoacumulativos para las condiciones climáticas de Lleida. Se obtiene correlaciones lineales de segundo grado para la fracción y eficiencia solares anuales en función del coeficiente transmitancia-absortancia efectiva y del coeficiente de pérdidas de calor, que permite valorar la influencia de ambos parámetros en su comportamiento térmico.

Se demuestra que pueden obtenerse fracciones solares anuales superiores al 70 % y aporte de energía no inferior a los 2290 MJm<sup>-2</sup> en ambos modelos de colectores solares termoacumulativo. Se obtiene entre los meses de marzo a octubre fracciones solares superiores al 60 % e eficiencias solares mayores del 34 %, alcanzando la fracción solar anual valor superior al 70 % y la eficiencia solar anual el 35 %.

Se estudia la influencia de parámetros de diseño y de funcionamiento en el comportamiento térmico de los dos modelos de colectores solares termoacumulativos para Lleida, cuyos resultados puede ser aplicado al diseño de instalaciones solares. Se demuestra que los valores de la fracción y eficiencia solares anuales dependen del conjunto de los parámetros de diseño y de funcionamiento.

En la Tabla 4.5 se dispone de criterios y valores de parámetros del colector solar termoacumulativo para la mejora del diseño y optimización del funcionamiento del colector solar termoacumulativo en sistemas solares.

Tabla 4.5. Valores mejorados de parámetros del colector solar termoacumulativo.

Diseño	Funcionamiento
$(\tau\alpha)_e \geq 0,7$	$40 \leq V_{\text{extraído}} \leq 60 \text{ litros m}^{-2} \text{ día}^{-1}$
$U_T \leq 3,0 \text{ Wm}^{-2} \text{ K}^{-1}$	Inclinación = Latitud $\pm 10^\circ$
$75 \leq V_{\text{tanque}} \leq 125 \text{ litros m}^{-2}$	Régimen extracción = Tarde-Noche
$50 \leq \delta_{\text{aislante}} \leq 75 \text{ mm}$	$45 \leq T_{\text{caliente}} \leq 60 \text{ }^\circ\text{C}$
$2 \leq \text{Sub\_unidades} \leq 6$	$5 \leq T_{\text{fría}} \leq 15 \text{ }^\circ\text{C}$
$0,75 \leq \dot{A}_{\text{captación}} \leq 1,5 \text{ m}^2$	T(caliente, fría) = (50 °C, 10 °C)

## **Capítulo V**

---

### **Unidad experimental y ensayos térmicos**

---

## **5. Unidad experimental y ensayos térmicos**

En este capítulo se realiza el diseño y descripción de la unidad experimental para ensayos de colectores solares termoacumulativos. Se desarrollan ensayos térmicos y sus procedimientos experimentales para obtener correlaciones y parámetros que caractericen al colector solar termoacumulativo y puedan ser utilizados en estudios transitorios y análisis experimental del colector solar termoacumulativo. Se muestran los resultados experimentales del ensayo de un colector solar termoacumulativo en condiciones de exteriores para obtener las correlaciones y parámetros que describa su comportamiento térmico y puedan ser utilizados en la validación de modelos y en estudios transitorios de sistemas solares con colectores solares termoacumulativos.

El estudio experimental de colectores solares termoacumulativos conlleva la necesidad de su caracterización térmica en unidades experimentales y el desarrollo de ensayos térmicos, así como los procedimientos y tratamiento de los datos experimentales para su análisis. Especial atención se le presta a los ensayos térmicos que tienen como objetivo la determinación experimental de correlaciones y parámetros que permitan predecir su comportamiento térmico para unas determinadas condiciones tanto climáticas, como de diseño y de funcionamiento.

### **5.1 Introducción**

Los ensayos térmico y el análisis experimental de los colectores solares termoacumulativos son necesarios para determinar los parámetros que caracterizan su comportamiento térmico a corto y largo plazos y validar modelos físico-matemáticos tanto del colector solar como del tanque termo-absorbedor . Se impone así la necesidad de realizar ensayos térmicos en unidades experimentales con condiciones controladas. Una unidad experimental de ensayos de colectores solares termoacumulativos es una instalación construida a partir de leyes termodinámicas que permite evaluar y obtener correlaciones y parámetros óptico-térmicos del colector solar en regímenes estacionario y transitorio.

Se sustenta en la necesidad de determinar experimental de correlaciones y parámetros del comportamiento del colector solar termoacumulativo en el que tienen lugar procesos complejos de absorción de la radiación solar y transferencia de calor. El grado de precisión que debe ser alcanzado en las determinaciones de las correlaciones y parámetros está dado por el uso que se vaya a hacer de esta información. Aunque los ensayos que se le realizan al colector solar termoacumulativo son incomparablemente más exigentes que las normas de instalación de estos equipos, esta claro, de acuerdo con la ley de los grandes números el colector solar de modelo más eficiente será también el más eficiente en el uso extensivo.

## 5.2 Diseño de la unidad experimental

La unidad experimental para ensayos de colectores solares termoacumulativos debe garantizar las condiciones térmicas exigidas por las normas y los requisitos de seguridad y protección. La instalación esta diseñada para realizar ensayos a temperaturas de trabajo de 20 °C hasta 100 °C y presión de hasta 3 bar y esta constituida por:

- Circuito hidráulico;
- Sistema de suministro eléctrico;
- Sistema de control y medición;

### 5.2.1 Caudal y velocidad

En algunos ensayos de colectores solares termoacumulativos se debe extraer al menos 3 veces su volumen en una hora por lo que el caudal puede alcanzar los 450 litros·h<sup>-1</sup>. Si el circuito esta compuesto por tubos de cobre de 15 x 1.5 mm, la velocidad máxima del fluido alcanzará los 1.1 ms<sup>-1</sup>.

### 5.2.2 Potencia enfriadora

Para circuitos cerrados, la potencia enfriadora máxima se determinan por la energía extraída:

$$P_u = N_{cs} M_f c_p \Delta T_{fn-in} / 3.6 \quad (5.1)$$

### 5.2.3 Producto masa - calor específico

Es la constante de proporcionalidad entre la cantidad de calor y el incremento de temperatura en el fluido, se expresa por:

$$MC = M_f c_p \quad (5.2)$$

### 5.2.4 Potencia para el calentamiento inicial

La masa térmica equivalente esta principalmente determinada por el volumen de agua en el colector solar, las tuberías y el intercambiador de calor y se calcula por:

$$P_{c,i} = M_{equivalente} \cdot \bar{c}_p \cdot (T_{f,fn} - T_{f,i}) / \Delta t \quad (5.3)$$

Se ha considerado 100 litros de agua en el colector solar, 22 litros de agua en tuberías, 8 en el enfriador de aire y dos horas de calentamiento.

### 5.2.5 Potencia de equilibrio para compensar las pérdidas

La potencia de equilibrio esta relacionada principalmente con las pérdidas de calor al ambiente del colector solar y los otros elementos de la instalación y se determina por:

$$P_{e,p} = U_L A_c (T_f - T_a) + \sum_{i=n}^n U_i A_i (T_{f,i} - T_a) \quad (5.4)$$

### 5.2.6 Sumario de los parámetros de diseño del banco de ensayos

En la Tabla 5.1 se muestra un resumen de los parámetros que se utilizan en la selección y cálculo de los equipos y accesorios de la unidad experimental.

Tabla 5.1. Parámetros de la unidad experimental para ensayos de colectores solares.

Parámetros	Unidad	Colectores solares	
Superficie	m <sup>2</sup>	1	2
Presión máxima	bar	3	3
Rango de temperaturas	°C	20 - 80	20 - 80
Volumen del agua en el tanque	litros	100	200
Caudal máximo	litros h <sup>-1</sup>	300	600
Velocidad máxima del fluido	ms <sup>-1</sup>	0,737	1,474
Potencia enfriadora	W	5806	11611
Producto masa - calor específico	kJK <sup>-1</sup>	418	836
Potencia para el calentamiento inicial	W	7547	15091
Potencia de equilibrio para compensar las pérdidas	W	350	700

$U_L = 7,5 \text{ Wm}^{-2}\text{K}^{-1}$ ;  $U_i$ : para tubos e intercambiador de calor =  $1,0 \text{ Wm}^{-2}\text{K}^{-1}$ .

### 5.3 Circuito hidráulico: configuración y componentes

El circuito hidráulico permite realizar ensayos a colectores solares en un rango de temperatura de entrada del fluido de 20 °C hasta 80 °C y presión máxima de 3 bar. Durante los ensayos se controlan las siguientes magnitudes del fluido de trabajo:

- caudal másico del fluido;
- temperatura del agua a la entrada del colector solar.

La unidad experimental esta compuesta por: colector solar, bomba de circulación, calentador eléctrico, intercambiador agua-aire, depósito de alimentación, vaso de expansión, instrumentos de medición,

filtro, válvulas, tubos y accesorios (ver anexo 9). Durante los ensayos de colectores solares se registran las siguientes magnitudes: caudal másico, temperaturas ambiente y del agua a la entrada y salida del colector e irradiancias total en el plano del colector. En la Fig. 5.1 se muestra el esquema hidráulico de la unidad experimental y en las Figuras 5.2 y 5.3 la estación actinométrica y equipos del sistema de medición y adquisición de datos y el ordenador utilizados en los ensayos.

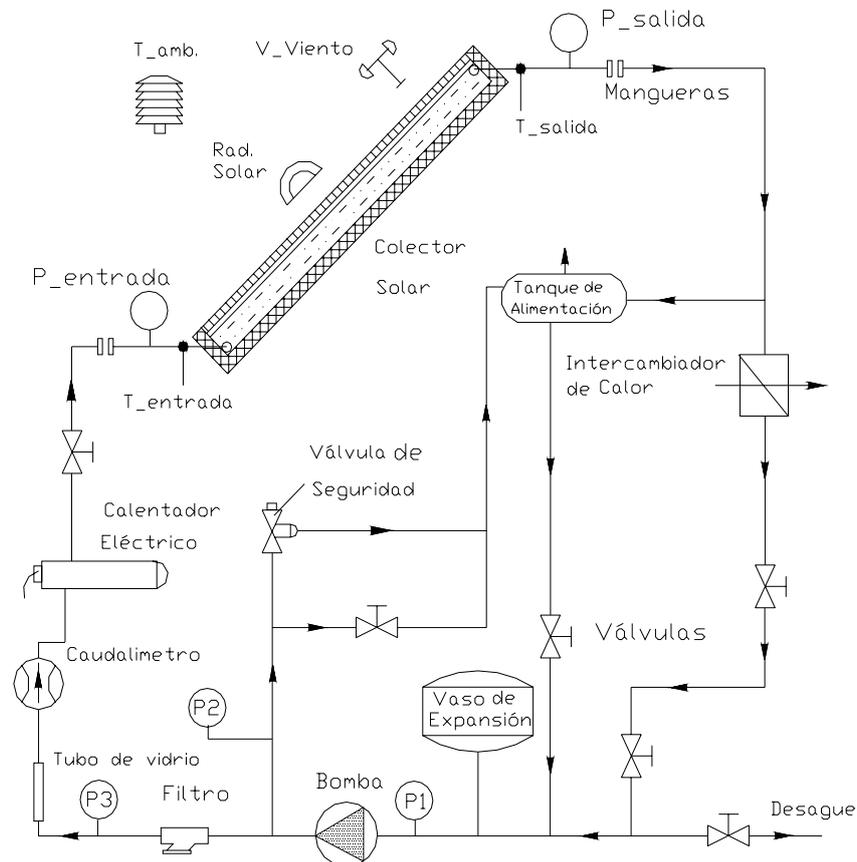


Fig. 5.1. Esquema hidráulico de la unidad experimental.



Fig. 5.2. Estación actinométrica.



Fig. 5.3. Sistema de adquisición de datos.

## **5.4 Ensayos térmicos**

La gran capacidad térmica de los colectores solares termoacumulativos requiere de un periodo de mediciones más prolongado que la utilizada en los colectores solares planos para alcanzar las condiciones del estado cuasi-estacionario, lo cual impone la necesidad de utilizar otros criterios de ensayos térmicos. El Grupo Europeo de Ensayos de Sistemas y Colector Solar [Aranovitch et al, 1989] define algunos de los criterios que deben reunir los métodos de ensayos térmicos de colectores solares:

- Aplicables en condiciones de exteriores e interiores;
- Corta duración (1 ó 2 semanas);
- Predecir el comportamiento a largo plazo en condiciones climáticas variadas.

### **5.4.1 Métodos de ensayos**

Los métodos de ensayos son necesarios para determinar parámetros que caractericen el comportamiento térmico de colectores solares para el calentamiento de fluidos y se agrupan en:

- Método de entrada/salida, CSTG, norma ISO 9459 parte 2;
- Método de ensayo dinámico, DST, norma ISO/DIS 9459 parte 5;
- Método de simulación de sistemas, ensayo de componentes, CTSS, norma ISO 9459 parte 4.

Los métodos difieren entre ellos respecto al modelo matemático que utilizan para describir el colector solar. El método de entrada/salida emplea un modelo de correlación que considera la irradiación diaria en el plano del colector (entrada) y la energía diaria de salida. El método de ensayo dinámico se basa en un modelo dinámico del colector solar, procesa los datos registrados con técnicas más avanzadas y es flexible respecto a las variaciones de las condiciones de ensayo. Ambos métodos usan un enfoque tipo “caja negra” donde no es necesario el conocimiento interno del colector solar, por lo que no se necesitan mediciones internas.

El método de simulación de sistemas utiliza un enfoque diferenciado: evalúa cada componente y simula globalmente todo el sistema solar. Su procedimiento consiste en:

- Ensayo individual de los componentes del sistema solar;
- Cálculo de todo el sistema solar a partir de los resultados del ensayo de cada componente.

El método de simulación de sistemas es un método fiable, se muestra en la Fig. 5.4, permite el ensayo de los componentes individualmente y a partir de estos resultados, simula la instalación solar de calentamiento de fluidos. La predicción del comportamiento térmico se realiza simulando toda la instalación solar utilizando un algoritmo modular, como el TRNSYS.

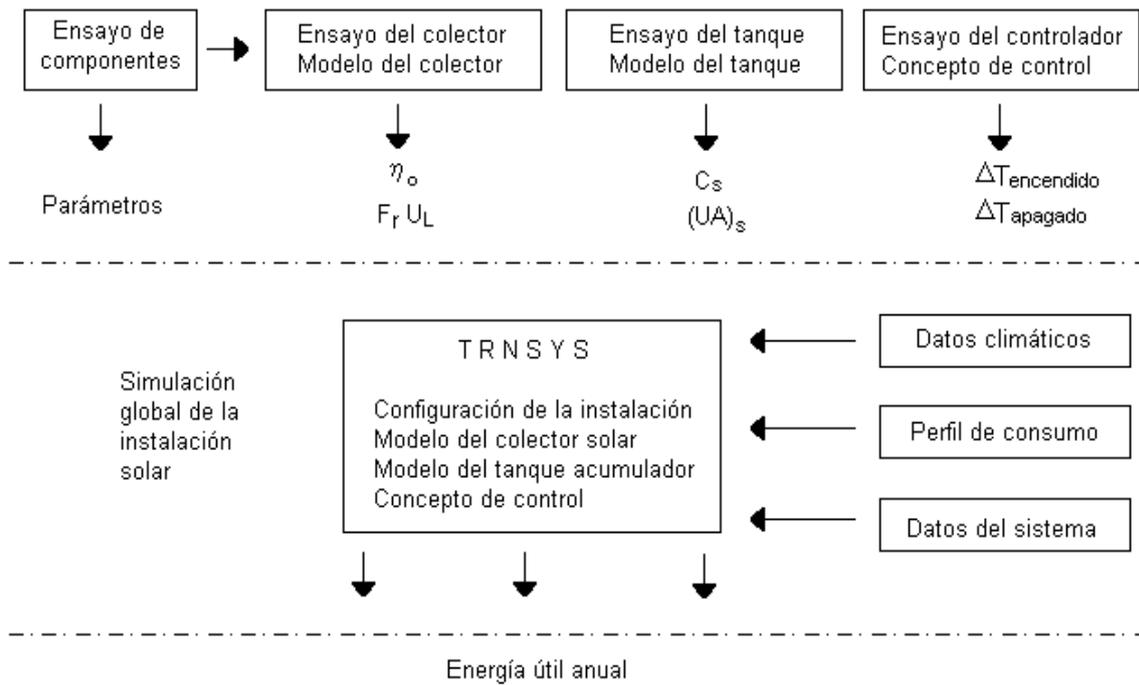


Fig. 5.4. Procedimiento del método de simulación de sistemas solares.

## 5.5 Ensayos térmicos para la obtención de correlaciones

Los ensayos térmicos permiten obtener correlación entre magnitudes y parámetros físicos que contienen en sí el modelo que caracteriza el comportamiento térmico del colector solar termoacumulativo. Dentro de los ensayos térmicos para la obtención de correlaciones, sus procedimientos se describen en el anexo 10, tenemos:

- Curva de eficiencia térmica periódica;
- Correlación de entrada/salida de energías.

### 5.5.1 Curva de eficiencia térmica periódica

El balance de energía del colector solar termoacumulativo, durante el calentamiento sin extracción de fluido, considera los incrementos netos de la energía captada:

$$M_f c_p \frac{dT_f}{dt} = A_c [G_T (\tau\alpha)_e - U_L (T_f - T_a)] \quad (5.5)$$

El uso del término  $T_f$ , más que una temperatura media del fluido, asume que la eficiencia de aleta del absorbedor y la conductancia absorbedor-agua es muy alta. Alternativamente,  $(\tau\alpha)_e$  y  $U_L$  pueden

considerar incorporado el factor de eficiencia del absorbedor. Si se integra la ecuación anterior sobre un tiempo finito  $\Delta t_s$ , resulta:

$$\Delta E = A_c \left[ \overline{G}_T (\overline{\tau\alpha})_e - \overline{U}_L (\overline{T}_f - \overline{T}_a) \right] \Delta t_s \quad (5.6)$$

donde, las variables con tildes se refieren a sus valores medios integrados y  $\Delta E$  es la variación de la energía interna, que puede ser calculada midiendo los estados iniciales y finales de la temperatura del fluido en el tanque termo-absorbedor:

$$\Delta E = M_f c_p (T_{f,fn} - T_{f,in}) \quad (5.7)$$

Un factor de remoción modificado del colector solar termoacumulativo, introducido por Zollner et al. [Zollner, A., Klein, S.A. and Beckman, W.A. (1985)], se define como la relación entre la energía útil acumulada durante el periodo de ensayo y la energía útil acumulada si toda la masa del fluido en el tanque termo-absorbedor permaneciera a la temperatura inicial,  $T_{f,in}$ :

$$Fr' = \frac{M_f c_p (T_{f,fn} - T_{f,in})}{A_c \left[ \overline{G}_T (\overline{\tau\alpha})_e - \overline{U}_L (T_{f,in} - \overline{T}_a) \right] \Delta t_s} = \frac{\overline{G}_T (\overline{\tau\alpha})_e - \overline{U}_L (\overline{T}_f - \overline{T}_a)}{\overline{G}_T (\overline{\tau\alpha})_e - \overline{U}_L (T_{f,in} - \overline{T}_a)} \quad (5.8)$$

Podemos incorporar el factor de remoción modificado del colector solar termoacumulativo a la ecuación (5.6) y obtener la ecuación de la curva de la eficiencia térmica periódica del colector solar termoacumulativo, en forma análoga a la ecuación de Hotel-Whillier del colector solar plano:

$$\eta_{csta} = \frac{\Delta E}{A_c \overline{G}_T \Delta t_s} = Fr' (\overline{\tau\alpha})_e - Fr' \overline{U}_L \left[ \frac{T_{f,in} - \overline{T}_a}{\overline{G}_T} \right] \quad (5.9)$$

Los datos experimentales pueden ser tratados de manera similar a como se trata en el ensayo de la eficiencia instantánea de los colectores solares planos. Si se obtiene una curva lineal, entonces, la intercepción y la pendiente devuelve los valores de  $Fr' (\overline{\tau\alpha})_e$  y  $Fr' \overline{U}_L$  respectivamente de acuerdo con la ecuación (5.9), la cual se puede representar en forma compacta como:

$$\eta_{csta} = \eta_o - U_i \left[ \frac{T_{f,in} - \overline{T}_a}{\overline{G}} \right] \quad (5.10)$$

### 5.5.2 Correlación de entrada/salida de energías

El Grupo Europeo de Ensayos de Sistemas y Colectores Solares [Aranovitch et al, 1989] ha propuesto el uso de una correlación lineal de entrada/salida de energías para caracterizar el comportamiento térmico de sistemas y colectores solares. Se correlaciona la energía de salida con la energía de entrada obtenidas para valores de diferencia de temperaturas entre la ambiente media y la inicial del fluido y tiene la forma:

$$Q_{salida} = \alpha_1 H + \alpha_2 (\bar{T}_a - T_{f,in}) \quad (5.11)$$

El término  $\alpha_1$ , refleja que proporción de la energía de entrada es captada por el colector solar:

$$\alpha_1 = \frac{2\eta_o M_f c_{p,f}}{2M_f c_{p,f} + U_L A_C \Delta t_D} \quad (5.12)$$

El coeficiente  $\alpha_2$ , refleja las pérdidas de calor del colector solar:

$$\alpha_2 = \frac{2M_f c_{p,f} U_L \Delta t_D}{2M_f c_{p,f} + U_L A_C \Delta t} \quad (5.13)$$

La ecuación (5.11) no considera la influencia del control en el comportamiento del colector solar. El efecto del control del sistema reduce ligeramente la salida de energía del colector solar por debajo del valor teórico debido a la necesidad de un valor finito de las diferencias de temperaturas de la señal de control. La consideración de este efecto adiciona un término extra a la ecuación, resultando en una correlación de la forma:

$$Q_{salida} = \alpha_1 H + \alpha_2 (\bar{T}_a - T_{f,in}) + \alpha_3 \quad (5.14)$$

Otros efectos pueden adicional nuevos coeficientes a la ecuación de correlación de entrada/salida de energía (5.11). Nótese que los coeficientes  $\alpha_1$ ,  $\alpha_2$  y  $\alpha_3$  son consecuentes con las unidades de las magnitudes de salida, así  $\alpha_1$  es adimensional,  $\alpha_2$  tiene unidades de  $[Jm^{-2}K^{-1}]$  y  $\alpha_3$  de energía [J].

## 5.6 Ensayos para la obtención de parámetros térmicos

Otros parámetros térmicos complementan la caracterización y descripción del comportamiento térmico del colector solar termoacumulativo. Del conjunto de ellos destacan por su importancia los siguientes:

- Producto transmitancia-absortancia efectivo;
- Coeficiente de pérdidas de calor;
- Modificador del ángulo de incidencia.
- Capacidad térmica efectiva del colector solar;
- Perfiles de temperatura durante la extracción;
- Coeficiente del mezclado durante la extracción de agua;

### 5.6.1 Producto transmitancia-absortancia efectivo

Existen varios procedimientos para determinar el valor medio del producto transmitancia-absortancia efectivo, [Mason, A.A. and Davidson, J.H. 1995 ], dentro de los más utilizados tenemos:

- Método iterativo de TRNSYS con  $\bar{U}_i$ ;
- Método de un ensayo;
- Análisis de regresión .

#### 5.6.1.1 Método iterativo de TRNSYS con $\bar{U}_i$

El método iterativo de TRNSYS para la determinación del producto transmitancia-absortancia efectivo medio se realiza a partir de conocer el valor de  $\bar{U}_i$ . Se introduce un valor inicial del producto transmitancia-absortancia, se obtiene la energía ganada y se compara con un valor de energía ganada obtenido experimentalmente, si no cumple los requisitos de convergencia se selecciona un nuevo valor del producto transmitancia-absortancia y se repite el proceso hasta converger.

#### 5.6.1.2 Método de un ensayo

Este método permite estimar el producto transmitancia-absortancia efectivo medio utilizando un valor de energía útil obtenida en un ensayo térmico. A partir de la expresión:

$$Q_u = A_c \left[ \bar{G}_T Fr'(\bar{\tau}\bar{\alpha})_e - \bar{U}_i (T_{f,in} - \bar{T}_a) \right] \Delta t_s \quad (5.15)$$

Se despeja el valor de  $(\overline{\tau\alpha})_e$  resultando la expresión:

$$Fr'(\overline{\tau\alpha})_e = \frac{Q_u}{A_c \overline{G}_T \Delta t_s} + \overline{U}_i \frac{(T_{f,in} - \overline{T}_a)}{\overline{G}_T} \quad (5.16)$$

### 5.6.1.3 Método regresivo

Determina la curva de la eficiencia térmica periódica para un rango de valores de la temperatura inicial del fluido y se correlaciona con la variable independiente  $(T_{f,in} - \overline{T}_a)/\overline{G}_T$ . La intercepción con el eje “y” regresa el valor medio del producto transmitancia-absortancia efectivo y la pendiente el coeficiente global de pérdidas de calor.

### 5.6.2 Coeficiente de pérdidas de calor

El coeficiente global de pérdidas de calor es función de la temperatura, generalmente, se utiliza, generalmente, una aproximación lineal del término  $Fr'\overline{U}_L$ :

$$Fr'\overline{U}_L = (Fr'\overline{U}_L)_0 + (Fr'\overline{U}_L)_1 \Delta T \quad (5.17)$$

El ensayo para la determinación del coeficiente global de pérdidas de calor del colector solar termoacumulativo se inicia con el estado de equilibrio térmico a la temperatura del fluido de 60 °C, a partir del cual se deja enfriar el colector solar en exterior durante las horas nocturnas. El coeficiente global de pérdidas de calor se calcula por la expresión:

$$\overline{U}_L = \frac{M_f c_p}{A_c \Delta t} \ln \left[ \frac{T_{f,in} - \overline{T}_a}{T_{f,fn} - \overline{T}_a} \right] \quad (5.18)$$

### 5.6.3 Modificador del ángulo de incidencia

El producto transmitancia-absortancia efectivo medio es función del ángulo de incidencia de la radiación solar directa, se ha demostrado que puede ser calculado experimentalmente midiéndolo solamente en incidencia normal y ser sustituido por su valor a incidencia normal multiplicado por un factor, que se denomina modificador del ángulo de incidencia,  $K_\theta$ :

$$(\overline{\tau\alpha})_e = \overline{K}_\theta (\tau\alpha)_{e,n} \quad (5.19)$$

El modificador del ángulo de incidencia es un parámetro se define por la expresión:

$$\bar{K}_{\Theta} = \frac{\eta_{\Theta}}{\eta_{\Theta=0}} \quad (5.20)$$

Notase que en el caso de los colectores solares termoacumulativos el valor de  $\bar{K}_{\Theta}$  toma un valor medio durante el periodo de exposición a la radiación solar. En los procedimientos normalizados de colectores solares, la dependencia angular de  $\bar{K}_{\Theta}$  se aproxima por la función:

$$\bar{K}_{\Theta} = 1 - b_0 \left( \frac{1}{\cos \Theta} - 1 \right) - b_1 \left( \frac{1}{\cos \Theta} - 1 \right)^2 \quad (5.21)$$

Por otra parte sí la ecuación (5.9) tiene en cuenta esta circunstancia se transforma en:

$$\eta_{csta} = Fr' \bar{K}_{\Theta} (\tau\alpha)_{e,n} - Fr' \bar{U}_L \left[ \frac{T_{f,in} - \bar{T}_a}{\bar{G}_T} \right] \quad (5.22)$$

Si hallamos el límite de  $\eta_{csta}$  cuando  $T_{f,in}$  tiende a  $\bar{T}_a$ , se obtiene:

$$\lim_{T_{in} \rightarrow T_a} \eta_{csta} = Fr' \bar{K}_{\Theta} (\tau\alpha)_{e,n} \quad (5.23)$$

Este detalle matemático desde el punto de vista experimental es muy importante, pues permite calcular el modificador del ángulo de incidencia si se garantiza que la temperatura inicial del fluido sea aproximadamente igual a la temperatura ambiente, en esta circunstancia se obtiene:

$$\bar{K}_{\Theta} = \frac{\eta_{csta}}{Fr' (\tau\alpha)_{e,n}} \quad (5.24)$$

#### 5.6.4 Capacidad térmica efectiva del colector solar

La determinación de la capacidad térmica del colector solar requiere de la diferencia de temperatura entre dos estados de equilibrio térmico. La capacidad térmica del colector solar termoacumulativo es igual a la cantidad de energía al pasar de un estado de equilibrio térmico a otro dividido por la variación de temperatura entre estos dos estados de equilibrio térmico:

$$C_{csta} = \frac{1}{T_2 - T_1} \int_{t=t_1}^{t=t_2} \dot{Q} dt = \frac{\sum \Delta \dot{Q}_{1,2}}{T_2 - T_1} \quad (5.25)$$

Si, al pasar del estado de equilibrio 1 al estado de equilibrio térmico 2, se suministra calor la potencia neta suministrada se determina por:

$$\Delta\dot{Q}_{1,2} = \dot{V}_f \rho c_p \Delta T_{entrada-salida} - U_L A_c (T_f - T_a) \quad (5.26)$$

Y si se extrae calor por:

$$\Delta\dot{Q}_{1,2} = \dot{V}_f \rho c_p \Delta T_{salida-entrada} + U_L A_c (T_f - T_a) \quad (5.27)$$

### 5.6.5 Perfiles de temperatura durante la extracción

La determinación del perfil de temperatura del agua extraída del colector solar termoacumulativo nos informa del grado de mezcla en el tanque termo-absorbedor y es una información útil para caracterizar al colector solar termoacumulativo.

El Grupo Europeo de Ensayos de Sistemas y Colector Solar [Aranovitch et al, 1989] propone la determinación de dos perfiles de temperaturas: el primero se refiere a la temperatura del fluido extraído y el segundo a la temperatura media del fluido extraído, se representan por las funciones  $f(V)$  y  $g(V)$  respectivamente. Los perfiles de temperatura se clasifican en:

- Perfil ideal (tanque no mezclado);
- Perfil de tanque poco mezclado;
- Perfil de tanque totalmente mezclado.

### 5.6.6 Coeficiente del mezclado durante la extracción de agua

La mezcla del fluido en el tanque termo-absorbedor del colector solar termoacumulativo tiene un efecto negativo en su comportamiento térmico ya que afecta el grado de estratificación del tanque termo-absorbedor. Mason et al. [Mason, A.A. and Davidson, J.H. 1995] propone un coeficiente como indicador cuantitativo del grado de mezcla durante la extracción de energía:

$$\phi_m = \frac{V_{ext}}{V_{csta}} \quad (5.28)$$

Una valor igual a la unidad significa que el tanque esta totalmente estratificado, perfil ideal, valores mayores que uno indican mayor cantidad de fluido circulando a través del colector solar termoacumulativo y menor estratificación.

### **5.7 Errores de las magnitudes físicas directas**

Los resultados de las mediciones [Spiridonov, V.P y Lopatkin, A.A. 1983], vienen afectados por errores del tipo:

- Groseros;
- Sistemáticos;
- Aleatorios.

Los errores groseros son debidos a olvidar una cifra, colocar mal una coma, etc., se descartan por un atento examen de los datos experimentales, como resultado el error total de las mediciones de magnitudes físicas se componen por errores estadísticos y sistemáticos.

Los errores sistemáticos son aquellos que, sin variar prácticamente durante el ensayo, entran de igual modo en cada resultado de las mediciones. Si se conoce la fuente de error sistemático, en principio se puede cuantificar su influencia sobre la magnitud que se mide, suelen ser originados por:

- Imperfecciones o precisión de los sensores e instrumentos de medición;
- Calibración de los sensores de medición;
- Funciones de interpolación y conversión de las magnitudes;
- Constantes de graduación de los sensores de medición;
- Precisión limitada de las constantes universales;
- El método de medición;
- La instalación y posición de los sensores de medición;
- El ruido eléctrico;
- Al estado del medio ambiente.

Los errores aleatorios, casuales o estadísticos son errores debidos a la suma de un número de causas parciales independientes y puede dar lugar a que la repetición de una misma medición nos de un valor algo distinto en cada ocasión. El error de la medición, motivado por la acción de tales factores, puede considerarse como una magnitud aleatoria.

En los ensayos térmicos de los colectores solares termoacumulativos, las mediciones se realiza cada 10 segundos. Los valores obtenidos son promediados en intervalos de 15 minutos. En estas condiciones los errores estadísticos son hasta 100 veces menores que los errores sistemáticos por lo que no se toma en cuenta en el cálculo del error total de las magnitudes físicas.

## 5.8 Errores sistemáticos de las mediciones directas

El estudio de los errores de las mediciones directas en los ensayos se centrara solamente en los errores sistemáticos de las magnitudes directas y en los errores de las magnitudes indirectas. Durante los ensayos se miden magnitudes básicas las cuales se muestran en la Tabla 5.2 con su correspondientes sensores de medición.

Tabla 5.2. Magnitudes físicas básicas de los ensayos térmicos.

Temperatura del agua a la entrada del colector solar	PT 100
Temperatura del agua a la salida del colector solar	PT 100
Temperatura ambiente	PT 100
Irradiancia total en el plano del colector	Piranómetro
Caudal másico	Caudalímetro
Área de la cubierta del colector	Cinta métrica
Propiedades del fluido	Tablas

### 5.8.1 Error en la medición de las temperaturas

El error en la medición de las temperaturas se compone de:

- Error del sensor térmico: PT 100;
- Error de instalación de los sensores;
  - Error asociado al gradiente radial;
  - Error de posición;
- Error de interpolación en la conversión a temperaturas;
- Error introducido por el ruido eléctrico;

#### 5.8.1.1 Error del sensor térmico

Para la medición de las temperaturas de trabajo se utilizan termoresistencias de platino PT 100 con calibración europea ( $\alpha = 0,00385 \text{ K}^{-1}$ ) y precisión de 0,1 %. La exactitud, en el rango de temperaturas entre 0 °C y 80 °C, esta comprendida entre  $\pm 0,26$  y  $\pm 0,34$  K [Omega, 1996]. Un error adicional se introduce por la imprecisión de la medición de la resistencia eléctrica y alcanza valores entre 0,07 y 0,08 K. El error en la medición de las temperaturas con PT 100 viene dado por:

$$\varepsilon_{PT} = \pm 0,33 \pm 0,42 \text{ K} \quad (5.29)$$

### 5.8.1.2 Error de instalación de los sensores

Se trata del error introducido por la posición relativa de los sensores de temperatura, diferencia entre el lugar donde se encuentra el sensor y el punto a medir. Este error está asociado a la transferencia de calor finita, el movimiento del fluido y a la perturbación que el propio sensor causa en el fluido.

#### 5.8.1.2.1 Diferencia de temperaturas entre la pared del tubo y el fluido

La diferencia de temperatura entre la pared del tubo y la temperatura volumétrica del fluido se determina a partir de los coeficientes de transferencia de calor del fluido a la pared del tubo y de la pared del tubo al ambiente. Como se utiliza tubería de cobre, el gradiente de temperatura transversal a través de la pared del tubo es despreciable, en estas condiciones tenemos:

$$\frac{\Delta T_{fp}}{\Delta T_{fa}} = \frac{T_f - T_p}{T_f - T_a} = \frac{\Delta T_{f,p}}{T_f - T_a} = \frac{h_{pa}}{h_{fp} + h_{pa}} \quad (5.30)$$

El coeficiente de transferencia de calor de la pared del tubo al ambiente resulta de  $2,50 \text{ Wm}^{-2}\text{K}^{-1}$ , tubo con 50 mm de aislante térmico (conductividad térmica de  $0,035 \text{ Wm}^{-1}\text{K}^{-1}$ ). El coeficiente de transferencia de calor por convección del fluido a la pared del tubo es función, básicamente, del caudal másico y la temperatura del fluido y alcanza el valor de  $2065 \text{ Wm}^{-2}\text{K}^{-1}$ .

Si la temperatura máxima del fluido es de  $90 \text{ }^\circ\text{C}$  y la temperatura mínima ambiente de  $10 \text{ }^\circ\text{C}$ , se obtiene un valor máximo de diferencia de temperatura entre el fluido y la pared,  $\Delta T_{fp, \max}$ , de  $0,1 \text{ K}$ .

#### 5.8.1.2.2 Longitud crítica de la funda

La conducción de calor en la funda protectora de las PT 100 puede ser resuelta por la ecuación de conducción de calor unidimensional para cilindros y resulta una función exponencial con  $T_{\text{punta}}$  como límite asintótico:

$$\frac{T(x) - T_{tip}}{T_p - T_{tip}} = \frac{\cosh(x/\lambda)}{\cosh(l/\lambda)} \quad (5.31)$$

La longitud crítica se determina por:

$$l_{cr} = \sqrt{\frac{\lambda d_{funda}}{h_r + h_c}} \quad (5.32)$$

Para los valores de  $h_r$  y  $h_c$  y funda de acero de 4 mm de diámetro con conductividad térmica  $45 \text{ Wm}^{-1}\text{K}^{-1}$ , resulta una longitud crítica de 4.03 mm. Para una longitud de inmersión de 100 mm la influencia de la conducción de calor en la funda protectora es casi nula.

### 5.8.1.2.3 Error asociado al gradiente radial

El sensor mide la temperatura local de las capas adyacentes del fluido y no la temperatura volumétrica media del fluido. Este error puede ser considerado como una fracción de la diferencia de temperatura entre la pared del tubo y la del fluido. Se ha estimado que este error es de alrededor el 10 % de  $\Delta T_{fp}$ :

$$\varepsilon_{gr} \approx 0,1\Delta T_{fp} \quad (5.33)$$

Para las condiciones nominales de los ensayos, esto se traduce en un error de  $\pm 0,01 \text{ K}$ . Como ambas termoresistencias están colocadas en el centro del tubo, el error en el cálculo de la diferencia de temperaturas del fluido a la entrada y la salida del colector solar tiende a compensarse.

### 5.8.1.2.4 Error de posición

En la Figura 5.5 se muestra las posiciones de los sensores respecto a la entrada y salida del colector solar, esto determina que las temperaturas no se midan justamente a la entrada o salida, sino a una distancia del punto de entrada o salida.

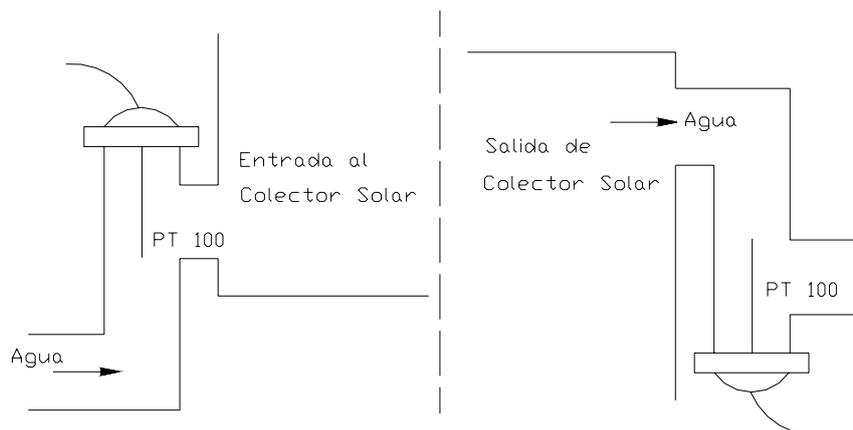


Fig. 5.5. Posición de las PT 100 con respecto al colector solar.

Se ha supuesto el caso donde las condiciones son extremas, como se muestra en la Tabla 5.3.

Tabla 5.3. Condiciones extremas de los ensayos.

Características	Entrada	Salida
Temperatura ambiente, [°C]	20	20
Temperatura máxima del fluido, [°C]	60	80
Longitud del tubo, [m]	0,15	0,15

El flujo de calor transferido al ambiente se determina por:

$$q_{e,s} = U_{fa} (T_{f,e,s} - T_a) \quad (5.34)$$

La variación de temperatura entre los sensores y la entrada o salida del colector solar termoacumulativo se calcula por:

$$\Delta T_{f,e,s} = \frac{q_{e,s} \cdot A_{L,i}}{\dot{m}_f c_{p,e,s}} \quad (5.35)$$

En la Fig. 5.6 se muestra la variación de la temperatura del fluido en función del flujo másico, notamos que la relación entre ellos es inversamente proporcional. Para el flujo de  $0,08 \text{ kg}\cdot\text{s}^{-1}$ , la variación en las temperaturas de entrada y salida es de  $0,014 \text{ K}$  y  $0,017 \text{ K}$  respectivamente.

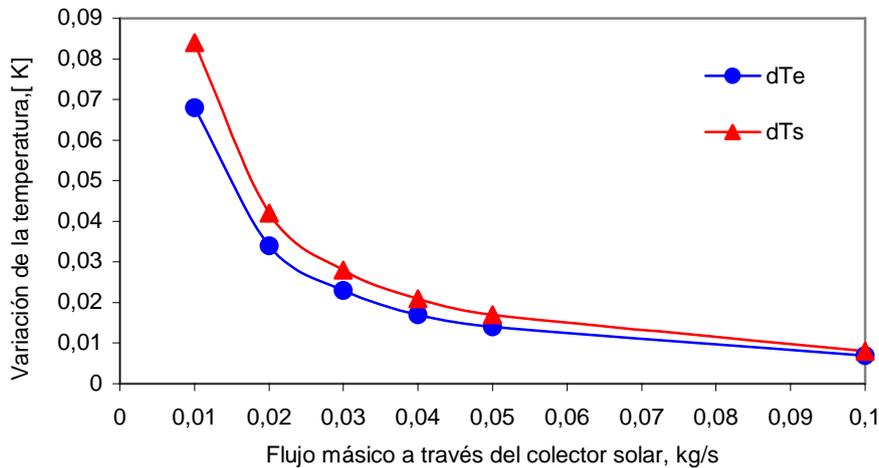


Fig. 5.6. Variación de las temperaturas en función del flujo másico.

El error de instalación de los sensores para la medición de las temperaturas del fluido a la entrada y salida del colector solar resulta de  $0,015 \text{ K}$  y  $0,018 \text{ K}$  respectivamente. Para la diferencia de temperaturas como tiende a compensarse ciertos efectos, resultando un error menor e igual a  $0,003 \text{ K}$ .

### **5.8.1.3 Error de interpolación en la conversión a temperatura**

La conversión de las mediciones de voltaje a temperatura se realiza mediante una aproximación polinomial. Para las termoresistencias de platino se utiliza un polinomio de orden 20 [Omega, 1996]. Para valores de temperaturas medios de  $\pm 50$  °C se espera un error de  $\pm 0,01$  K.

### **5.8.1.4 Error introducido por el ruido eléctrico**

El ruido eléctrico se introduce debido a uniones no ideales de los cables y conexiones eléctricas. El ruido inducido se reduce haciendo tierra los equipos, tubería, estructuras metálicas y el chasis de la unidad experimental. Debido al gran número de mediciones, la influencia del ruido eléctrico en el error de las mediciones es prácticamente nula, en estas condiciones se puede considerar el error debido al ruido eléctrico en 0,02 K.

## **5.8.2 Errores en la medición de la irradiancia**

El error en la medición de la irradiancia se compone por:

- Error del instrumento de medición;
- Error del sensor;

### **5.8.2.1 Error del instrumento de medición**

Durante la medición de la irradiancia el sensor emite una señal en voltaje la cual es registrada por el instrumento de medición con una precisión que viene dada para nuestro equipo de:

$$\varepsilon_v = 0,03\% + 10\mu V \quad (5.36)$$

### **5.8.2.2 Error en la medición de la irradiancia total**

Duffie y Beckaman [Duffie and Beckman, 1992], comenta que “ha sido estimado que con un uso cuidadoso y una calibración frecuentemente razonable, las mediciones de la radiación solar deben ser consideradas buenas dentro de un rango de error de  $\pm 5$  %”.

El piranómetro utilizado en la medición de irradiancia total se ha calibrado por comparación con un piranómetro patrón secundario de 3 % precisión en el Instituto Nacional de Meteorología. La constante de calibración obtenida para nuestro piranómetro resulto de:  $12,08 \cdot 10^{-6} \text{ VW}^{-1} \text{ m}^2$ .

El ángulo de inclinación del piranómetro en el panel de ensayo es diferente al ángulo de inclinación durante la calibración (posición horizontal), la respuesta angular del piranómetro nos introduce un error de 0,5 %. El error total asociado a la medición de la irradiancia total viene dado por:

$$\varepsilon_{GT} = \pm 0,0353G_T + 0,83 \quad (5.37)$$

### 5.8.3 Error en la medición del caudal másico

El caudal se mide con un caudalímetro de pulsos, en un rango entre  $0,01 \text{ kgs}^{-1}$  y  $0,15 \text{ kgs}^{-1}$ . El error en la medición del caudal viene dado por:

$$\varepsilon_{S,\dot{m}} = \pm 0,001\dot{m} \pm 4,25 \cdot 10^{-5} \quad (5.38)$$

La curva de calibración tiene un error del 0,04 % y el error del instrumento de medición es de  $7,5 \cdot 10^{-5} \text{ kgs}^{-1}$ . El error de la medición del caudal másico se compone por la suma de los errores anteriores y se expresa por:

$$\varepsilon_{\dot{m}} = \pm 0,0014\dot{m} \pm 11,75 \cdot 10^{-5} \quad (5.39)$$

### 5.8.4 Error en la medición del área del colector

El área de la cubierta del colector solar se mide con una cinta métrica de escala de 1 mm por división. El error asociado a esta escala es de  $\pm 0,5 \text{ mm}$ . El error en la determinación del área de la cubierta del colector solar se halla por la expresión:

$$\varepsilon_A = \pm \left| \frac{\partial A_C}{\partial L_C} \right| \varepsilon_L \pm \left| \frac{\partial A_C}{\partial A_{H,C}} \right| \varepsilon_{A_H} \quad (5.40)$$

Para una longitud del colector solar de 1,5 m y un ancho del colector solar de 1 m, tenemos que el error absoluto en la determinación del área es de  $\pm 12,5 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2$ .

### 5.8.5 Error en las propiedades del fluido

La propiedad del fluido de trabajo (agua) se interpola a partir de datos en función de valores discretos de temperaturas [Manual de intercambiadores de calor, Petujov et al. 1987]. No se especifica información sobre la precisión de las propiedades termofísicas. Durante los experimentos las propiedades del fluido pueden variar debido a los residuos de óxidos de la tubería, polvos, sustancias

químicas, etc.. Se asume como un valor razonable que el error en las propiedades del agua alcanza el 0.1 % en el rango de temperaturas de trabajo.

### **5.8.6 Error en la orientación del colector solar**

La dirección Norte-Sur se determina mediante el método de hacer coincidir el eje longitudinal del colector solar con la proyección (sombra) de una varilla vertical en posición horizontal al mediodía solar. La inclinación de los colectores solares respecto al plano horizontal se calcula con un instrumento que tiene un péndulo metálico sobre un semicírculo graduado. El ajuste de cero de la escala del semicírculo se realiza por medio de un nivel de burbuja. Los ángulos que describen la posición del colector solar se consideran que se calculan con un error de  $\pm 0,25^\circ$ .

### **5.8.7 Error en la medición de la velocidad del viento**

El instrumento para la medición de la velocidad y dirección del viento, tiene en la medición de la velocidad del viento una precisión del 2,5 % para velocidades de hasta  $5 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ . El error de instalación viene dado por el hecho que la velocidad del viento debe medirse sobre el punto medio de la cubierta del colector solar, este error es de difícil estimación y se considera igual a  $0,05 \text{ ms}^{-1}$ . El error total en la medición de la velocidad del viento se determina por la expresión:

$$\varepsilon_V = \pm 0,0253V_V \pm 0,051 \quad (5.41)$$

## **5.9 Sumario de los errores de las mediciones directas**

No se ha incluido los efectos transitorios en los errores de las mediciones de las temperaturas, debido a que las variaciones temporales de temperatura en los ensayos son muy pequeñas comparadas con el tiempo de reacción de los sensores utilizados. En la Tabla 5.4, se muestra el tratamiento de los errores en la medición de las magnitudes directas para valores de un ensayo típico.

Tabla 5.4. Errores de las magnitudes directas para valores de un ensayo.

Magnitud $\xi$	Descripción	Sensor	Tipo de error					Error Total $\Delta\xi$ ,
			Instrumento de medición	Sensor	Instalación	Interpolación	Ruido eléctrico	
$T_{f, entrada}$	Temperaturas a la entrada del colector solar, [K]	PT100	0,07	0,29	0,01	0,01	0,02	$\pm 0,40$
$T_{f, salida}$	Temperatura a la salida del colector solar, [K]	PT 100	0,08	0,32	0,02	0,01	0,02	$\pm 0,45$
$T_{ambiente}$	Temperatura ambiente, [K]	PT100	0,07	0,28	-	0,01	0,02	$\pm 0,38$
$T_{inicial} - T_{ambiente}$	Diferencia de las temperaturas del agua inicial y del ambiente, [K]	PT100	0,15	0,57	0,02	0,01	0,02	$\pm 0,77$
$T_{f, salida} - T_{f, entrada}$	Diferencia de temperaturas del agua a la salida y entrada del colector solar, [K]	PT100	0,15	0,61	0,03	0,01	0,02	$\pm 0,82$
$G_T$	Irradiancia total, [Wm <sup>-2</sup> ]	Piranómetro	0,99	15,45	2,58	-	-	$\pm 19,02$
$\dot{m}$	Flujo másico, [kgs <sup>-1</sup> ]	Caudalímetro	$7,5 \cdot 10^{-5}$	$7,75 \cdot 10^{-5}$	-	$1,4 \cdot 10^{-5}$	-	$\pm 16,65 \cdot 10^{-5}$
$A_c$	Área de apertura, [m <sup>2</sup> ]	Cinta métrica	$12,5 \cdot 10^{-4}$	-	-	-	-	$\pm 12,5 \cdot 10^{-4}$
$\bar{c}_p$	Calor específico, [Jkg <sup>-1</sup> K <sup>-1</sup> ]	Tablas	4,18	-	-	-	-	$\pm 4,18$
$V_{viento}$	Velocidad del viento, [ms <sup>-1</sup> ]	Anemómetro	0,0018	0,0625	0,05	-	-	$\pm 0,1143$

\* Valores del ensayo:  $T_{f, entrada} = 35 \text{ }^\circ\text{C}$ ,  $T_{f, salida} = 64 \text{ }^\circ\text{C}$ ,  $T_{ambiente} = 28 \text{ }^\circ\text{C}$ ,  $T_{inicial} = 35 \text{ }^\circ\text{C}$ ,  $G_T = 515 \text{ Wm}^{-2}$ ,  $\dot{m} = 0,035 \text{ kgs}^{-1}$ ,  $A_c = 1,5 \text{ m}^2$ ,  $c_p = 4181 \text{ J kg}^{-1}\text{K}^{-1}$ ,  $V = 2,5 \text{ ms}^{-1}$ .

## 5.10 Determinación del error de la eficiencia térmica, $\eta$

La eficiencia térmica periódica del colector solar termoacumulativo es una magnitud física indirecta que se determina a partir de la energía útil y la radiación solar total incidente en el plano del colector solar, mediante la expresión:

$$\eta_{csta} = \frac{Q_u}{A_C \overline{G}_T \Delta t_S} = \frac{\dot{m} c_p (T_{f,s} - T_{f,e}) \Delta t_E}{A_C \overline{G}_T \Delta t_S} \quad (5.42)$$

Las magnitudes temporales no se consideran en la contribución de los errores de las variables de interés. La contribución del error de cada magnitud directa al error de la eficiencia térmica periódica del colector solar termoacumulativo se basa en la expresión del error de la función de varias variables independientes [Spiridonov, V.P y Lopatkin, A.A. 1983]:

$$\varepsilon_n = \left| \frac{\partial \eta}{\partial \dot{m}} \right| \varepsilon_{\dot{m}} + \left| \frac{\partial \eta}{\partial c_p} \right| \varepsilon_{c_p} + \left| \frac{\partial \eta}{\partial \Delta T_{fs-fe}} \right| \varepsilon_{\Delta T_{fs-fe}} + \left| \frac{\partial \eta}{\partial A_C} \right| \varepsilon_{A_C} + \left| \frac{\partial \eta}{\partial \overline{G}_T} \right| \varepsilon_{\overline{G}_T} \quad (5.43)$$

De esta forma resulta:

$$\varepsilon_n = \left[ \frac{c_p (T_{fs} - T_{fe}) \Delta t_E}{A_C \overline{G}_T \Delta t_S} \right] \varepsilon_{\dot{m}} + \left[ \frac{\dot{m} (T_{fs} - T_{fe}) \Delta t_E}{A_C \overline{G}_T \Delta t_S} \right] \varepsilon_{c_p} + \left[ \frac{\dot{m} c_p \Delta t_E}{A_C \overline{G}_T \Delta t_S} \right] \varepsilon_{T_{fs-fe}} + \left[ \frac{\eta}{A_C} \right] \varepsilon_{A_C} + \left[ \frac{\eta}{\overline{G}_T} \right] \varepsilon_{\overline{G}_T} \quad (5.44)$$

### 5.10.1 Errores de las variables $Q_u$ y $X$

Para la determinación de la contribución de los errores de las variables directas al error de la energía útil se aplica el mismo desarrollo que el desarrollado en la ecuación (5.43), así tenemos:

$$\varepsilon_{Q_u} = \left| \frac{\partial Q_u}{\partial \dot{m}} \right| \varepsilon_{\dot{m}} + \left| \frac{\partial Q_u}{\partial c_p} \right| \varepsilon_{c_p} + \left| \frac{\partial Q_u}{\partial T_{f,s-e}} \right| \varepsilon_{\Delta T_F} \quad (5.45)$$

Entonces:

$$\varepsilon_{Q_u} = \left[ c_p (T_{f,s} - T_{f,e}) \Delta t_E \right] \varepsilon_{\dot{m}} + \left[ \dot{m} (T_{f,s} - T_{f,e}) \Delta t_E \right] \varepsilon_{c_p} + \left[ \dot{m} c_p \Delta t_E \right] \varepsilon_{\Delta T_F} \quad (5.46)$$

La curva de la eficiencia del colector solar se determina a partir de la correlación de la eficiencia térmica del colector solar con la variable independiente X, la cual viene definida por la expresión:

$$X = \frac{T_{f, inicial} - \bar{T}_a}{\bar{G}_T} \quad (5.47)$$

El error en el cálculo de la variable independiente se ha obtenido siguiendo el desarrollo anterior, de este modo:

$$\varepsilon_X = \left| \frac{\partial X}{\partial (T_{f, inicial} - T_a)} \right| \varepsilon_{(T_{f, inicial} - T_a)} + \left| \frac{\partial X}{\partial \bar{G}_T} \right| \varepsilon_{\bar{G}_T} \quad (5.48)$$

$$\varepsilon_X = \frac{1}{\bar{G}_T} \varepsilon_{(T_{f, inicial} - T_a)} + \frac{X}{\bar{G}_T} \varepsilon_{\bar{G}_T} \quad (5.49)$$

### 5.10.2 Cálculo de los errores de $\eta$ , $Q_u$ y X

En la Tabla 5.5 se muestra la contribución de los errores de las magnitudes directas a los errores de la eficiencia térmica, el calor útil y la variable independiente.

Tabla 5.5. Error de las magnitudes directas a los errores de  $Q_u$ , X y  $\eta$ .

Magnitud $\phi$	Error total $\varepsilon_\phi$	Energía útil, $\Delta Q_u$ , [kJ]	Variable independiente X, [ $W^{-1}m^2K$ ]	Eficiencia Térmica $\eta$
$T_{f, salida} - T_{f, entrada}$ , [K]	$\pm 0,82$	431,98	-	$1,55 \cdot 10^{-2}$
$\dot{m}$ , [ $kg s^{-1}$ ]	$\pm 16,65 \cdot 10^{-5}$	72,68	-	$0,26 \cdot 10^{-2}$
$\bar{c}_p$ , [ $J kg^{-1} K^{-1}$ ]	$\pm 4,181$	15,28	-	$0,05 \cdot 10^{-2}$
$\bar{G}_T$ , [ $W m^{-2}$ ]	$\pm 19,02$	-	$5,02 \cdot 10^{-4}$	$2,03 \cdot 10^{-2}$
$A_c$ , [ $m^2$ ]	$\pm 12,5 \cdot 10^{-4}$	-	-	$0,05 \cdot 10^{-2}$
$T_{f, inicial} - T_{ambiente}$ , [K]	$\pm 0,77$	-	$14,95 \cdot 10^{-4}$	-
Total	-	$\pm 519,94$	$\pm 19,97 \cdot 10^{-4}$	$\pm 3,94 \cdot 10^{-2}$

\* Valores del ensayo:  $T_{f, entrada} = 35$  °C,  $T_{f, salida} = 64$  °C,  $T_{ambiente} = 28$  °C,  $T_{inicial} = 35$  °C,  $G_T = 515$   $W m^{-2}$ ,  $\dot{m} = 0,035$   $kg s^{-1}$ ,  $A_c = 1,5$   $m^2$ ,  $c_p = 4181$   $J kg^{-1} K^{-1}$ ,  $V = 2,5$   $ms^{-1}$ ,  $V_{csta} = 150$  litros;  $\Delta t_s = 36$  000 s;  $\Delta t_E = 3$  600 s.

Para los resultados mostrados en la Tabla 5.5, la energía útil extraída alcanza los 15277 kJ con un error absoluto de 520 kJ y un error relativo del 3,4 %. La variable independiente toma el valor de  $136 \cdot 10^{-4} W^{-1}m^2K$  con un error de  $20 \cdot 10^{-4} W^{-1}m^2K$ , que representa el 14,71 % de su valor. La eficiencia térmica periódica alcanza el 54,93 % de la energía solar incidente con un error absoluto del 3,94 % que representa un error del 7,17 %.

## 5.11 Resultados de los ensayos térmicos

En los epígrafes anteriores de este capítulo se exponen los fundamentos y procedimientos de ensayos térmicos al colector solar termoacumulativo. Estos ensayos, revisten su importancia en el hecho que nos permite conocer los parámetros que caracterizar y describen el comportamiento térmico de colectores solares termoacumulativos comerciales y en fase de desarrollo, al ser equipos construidos los resultados de los ensayos integran todos los elementos de los procesos de diseño y fabricación.

Con el objetivo de analizar experimentalmente y describir el comportamiento térmico se realiza ensayos térmicos un colector solar termoacumulativo en condiciones de exteriores en el Centro de Investigaciones de Energía Solar de Santiago de Cuba, resultados los cuales se muestran a continuación.

### 5.11.1 Descripción del colector solar termoacumulativo

El prototipo de colector solar termoacumulativo estudiado tiene una capacidad de 150 litros de agua y esta formado por 6 tubos de aluminio de 150 mm de diámetro, 1420 mm de largo y 2 mm de espesor, como se muestra en la Fig. 5.7.

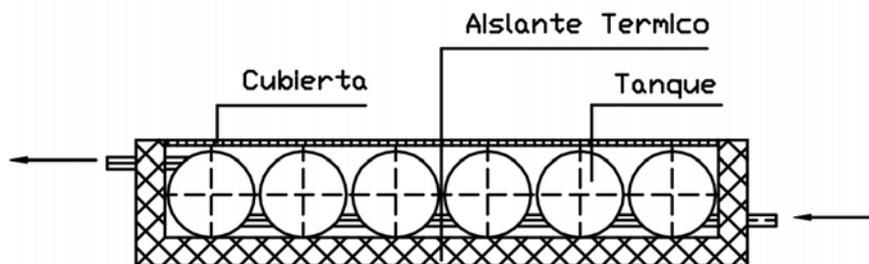


Fig. 5.7. Esquema del colector solar termoacumulativo estudiado.

Los tubos están colocados dentro de una caja metálica de 1550 x 1015 x 200 x 2 mm de acero galvanizado, aislada térmicamente con lámina de poliuretano por sus laterales y lado posterior. La cubierta esta formada por una lámina de policarbonato de sección cuadrada de 10 x 10 mm. Los tubos de aluminio se pintaron con pintura negro mate resistente térmicamente, el área de captación del colector solar es de 1,41 m<sup>2</sup>. El fluido portador de calor utilizado fue agua.

### 5.11.2 Condiciones de los ensayos

Los ensayos se realizan siguiendo el procedimiento descrito en el anexo 10. Se consideran como válidos días sin lluvias y con niveles de irradiación no inferiores a  $10 \text{ MJm}^{-2}$ , debido a la necesidad de tener un incremento suficiente ( $> 5 \text{ K}$ ) de la temperatura del agua en el tanque termo-absorbedor. Estas condiciones responden a la circunstancia de garantizar resultados homogéneos. El colector solar se inclina a un ángulo de  $30^\circ$  con respecto al plano horizontal y en la dirección Norte - Sur, todos los datos de la radiación solar se refieren a estas condiciones. Los datos de los ensayos se registran a intervalos de 10 s durante los ensayos.

### 5.11.3 Curva de la eficiencia térmica periódica

En la Fig. 5.8 se correlaciona la eficiencia térmica periódica con la variable independiente  $(T_{f, inicial} - \bar{T}_a) / \bar{G}_T$ . Los datos de puntos, formado por el par  $(\eta, X)$ , se ajustan linealmente y se obtiene la ecuación de la curva de eficiencia térmica periódica del colector solar termoacumulativo del ensayado, que tiene el valor:

$$\eta_{csta} = 0,62 - 7,02 \frac{\Delta T_{f, inicial - ambiente}}{\bar{G}_T} \quad (5.50)$$

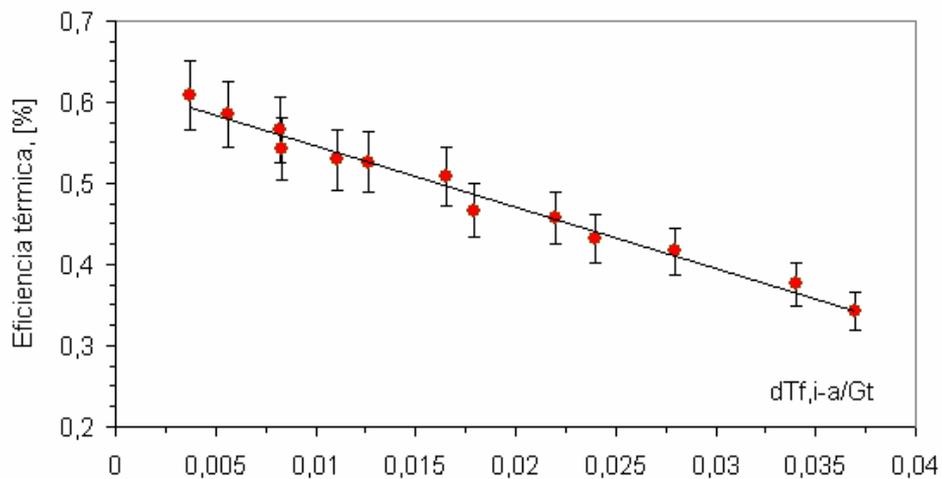


Fig. 5.8. Curva de la eficiencia térmica periódica.

### 5.11.3.1 Diagrama del perfil de temperaturas durante el día

En la Fig. 5.9 se muestra el diagrama del perfil de temperaturas del agua en el tanque termoabsorbedor y ambiente sin extracción durante el día solar. Los máximos de la temperatura del agua en el tanque se encuentran desplazados respecto a los valores máximos de la irradiación en 3 horas debido a la inercia térmica del colector solar termoacumulativo, alcanzaron los 71 °C. La temperatura media del agua fue de 57 °C y se logra incrementos de la temperatura del agua entre 12 °C y 26 °C.

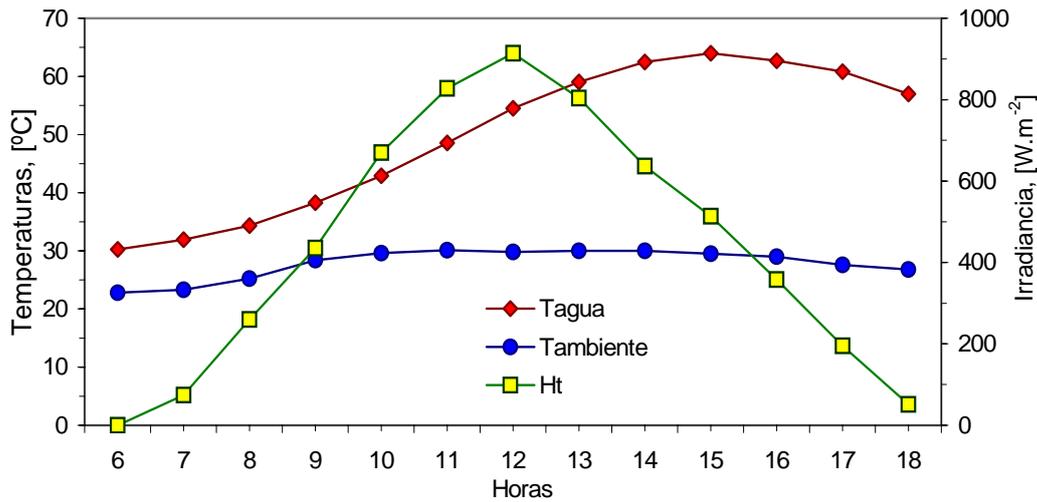


Fig. 5.9. Perfil de valores de temperaturas e irradiación.

### 5.11.3.2 Energía extraída al final del día solar

Con los datos de los ensayos de eficiencia térmica, se calcula la cantidad de energía útil extraída diaria y se registra la irradiación incidente como se muestra en la Fig. 5.10. La energía útil extraída varía entre 5,09 y 13,15 MJm<sup>-2</sup>día<sup>-1</sup> con un valor medio de 8,33 MJm<sup>-2</sup>día<sup>-1</sup> para irradiaciones diarias de 10,42 MJm<sup>-2</sup>día<sup>-1</sup>, 22,07 MJm<sup>-2</sup>día<sup>-1</sup> y 15,99 MJm<sup>-2</sup>día<sup>-1</sup> respectivamente.

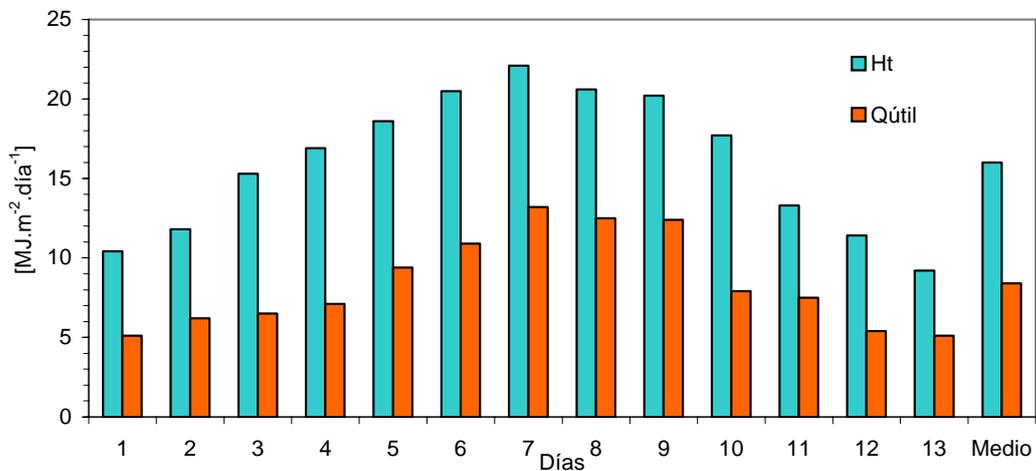


Fig. 5.10. Energía útil extraída e irradiación diarias durante los ensayos.

### 5.11.4 Correlación de entrada/salida de energías

La correlación de entrada/salida de energía del colector solar termoacumulativo se muestra en la Fig. 5.11, y correlaciona la energía útil extraída al final del tiempo de exposición y la irradiación diaria incidente en ese mismo tiempo de exposición:

$$Q_{salida} = 0,645H_T - 2015 \quad (5.51)$$

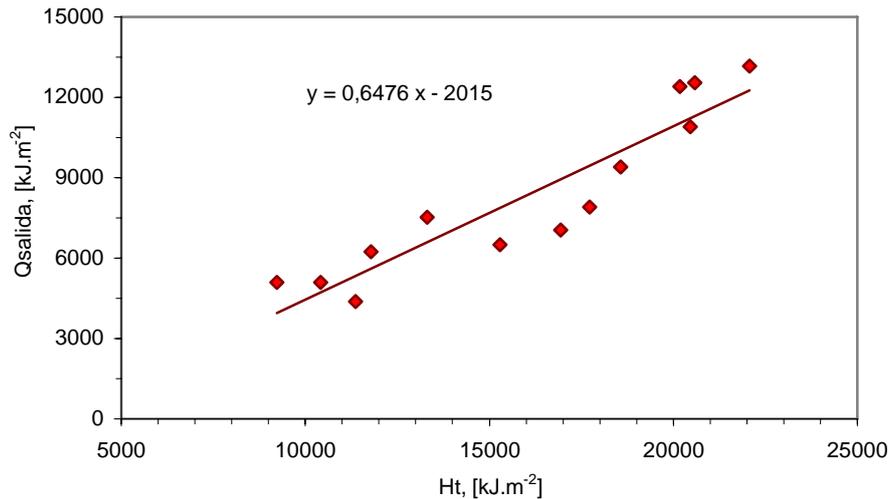


Fig. 5.11. Diagrama de entrada y salida de energías.

### 5.11.5 Coeficiente de pérdidas de calor

El coeficiente de pérdidas de calor se determina por el ensayo descrito en 5.6.2. Inicialmente se alcanza el estado de equilibrio térmico a la temperatura de 56,97 °C y se expone al ambiente durante 12 horas, descendiendo la temperatura del agua en el colector solar termoacumulativo hasta 41,05 °C como se muestra en la Fig. 5.12.

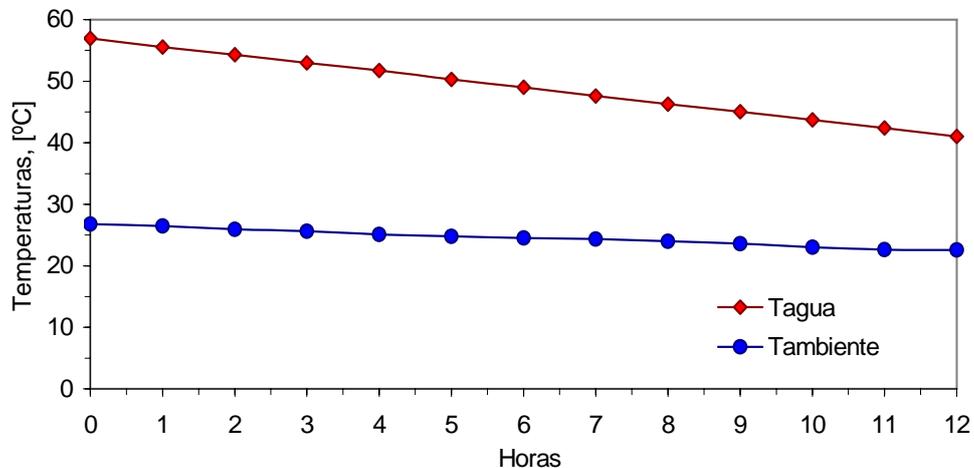


Fig. 5.12. Temperaturas del agua y ambiente durante el enfriamiento.

A partir de los datos de las temperaturas del agua inicial y final registrados en el ensayo, se calcula el coeficiente de pérdidas de calor por la ecuación (5.18) cuyo valor alcanzo los  $6,72 \text{ Wm}^{-2}\text{K}^{-1}$ , este valor difiere del valor del segundo término de la curva de la eficiencia térmica periódica del colector solar (ecuación 5.50) en 4,46 %. Este resultado esta dentro del margen de error con que se determina la curva de eficiencia térmica. La energía térmica pérdida por el colector solar se determina por la expresión [Aranovitch et al, 1989]:

$$Q_{p\acute{e}rdidas} = V_{CSI} \rho_f c_p \left[ (T_{f,in} - \bar{T}_a) \left( 1 - \exp\left( -\frac{\bar{U}_L \Delta t}{V_{CSI} \rho_f c_p} \right) \right) \right] \quad (5.52)$$

Y alcanzo el valor de 7,52 MJ.

### 5.11.6 Capacidad térmica del colector solar

La capacidad térmica del colector solar termoacumulativo se determina a partir de dos estados de equilibrio térmicos. Para temperaturas de equilibrio térmico del agua en el estado 1 de  $45 \text{ }^\circ\text{C}$  y en el estado 2 de  $30 \text{ }^\circ\text{C}$ , la capacidad térmica alcanzó el valor de  $648 \text{ kJK}^{-1}$ . En la Fig. 5.13 se muestra la variación temporal de las temperaturas entre los estados de equilibrio térmico.

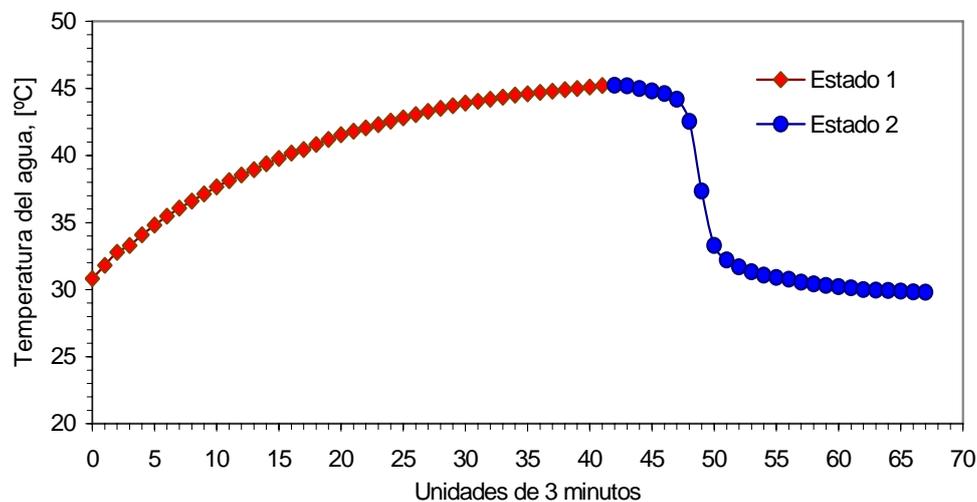


Fig. 5.13. Variación de temperaturas entre los estados 1 y 2.

### 5.11.7 Diagrama del perfil de temperatura durante la extracción

El ensayo de determinación del perfil de temperatura del agua extraída consiste en hacer circular agua con flujo de  $0,083 \text{ litros}\cdot\text{s}^{-1}$  ( $300 \text{ litros}\cdot\text{hora}^{-1}$ ) y temperatura constante de  $31 \text{ }^\circ\text{C}$  durante una hora hasta alcanzar el estado de equilibrio térmico, la temperatura ambiente media fue de  $28,5 \text{ }^\circ\text{C}$ . El diagrama

del perfil de las temperaturas del agua extraída en función del volumen de agua extraído se muestra en la Fig. 5.14, como se observa al inicio la variación de la temperatura del agua es pequeña para descender rápidamente a partir de los 80 litros y converger a la temperatura del agua a la entrada.

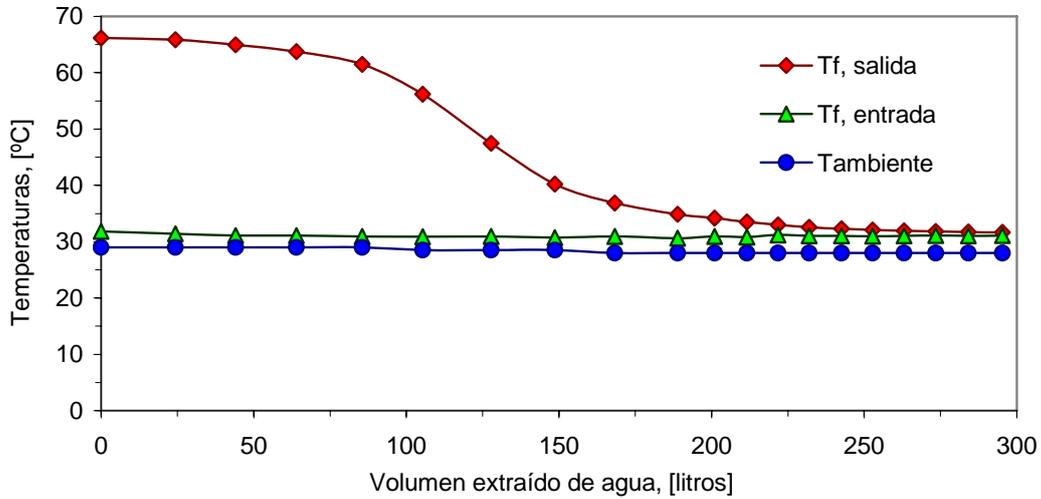


Fig. 5.14. Perfil de la temperatura del agua a la salida del colector solar.

### 5.11.8. Coeficiente de mezclado durante la extracción

El coeficiente de mezclado durante las extracciones de agua se calcula por la ecuación (5.28). En los ensayos se obtuvo valores entre 1,97 y 2,15. Los valores de la temperatura del agua extraída en función de fracción de volumen del tanque del colector solar se muestran en la Fig 5.15.

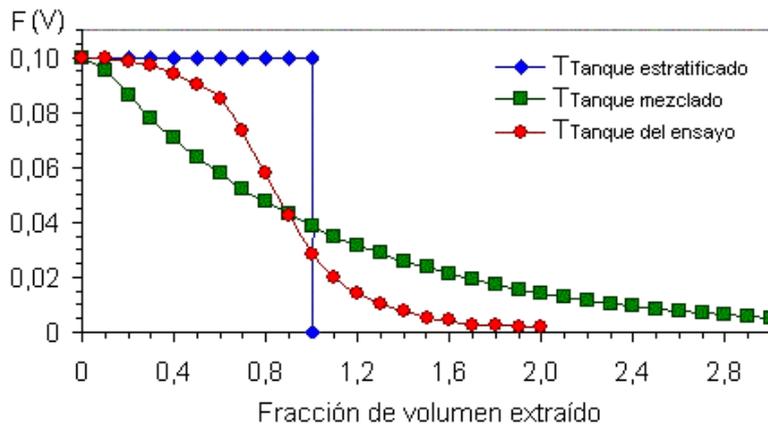


Fig. 5.15. Perfiles de temperatura del colector solar termoacumulativo.

Los resultados de los perfiles  $F(V)$  de energía, en función de la fracción del volumen extraído de agua, demuestra que el tanque termo-absorbedor del colector solar termoacumulativo ensayado está parcialmente mezclado.

### **5.12 Acciones para mejorar los resultados del modelo transitorio y ensayos térmicos**

El modelo global del colector solar termoacumulativo asume valores medios horarios de las variables en los nodos, lo que conduce a realizar la homogenización de las magnitudes físicas del dominio en el volumen del punto nodal. En la modelación de sistemas solares donde ocurren procesos físicos complejos y las magnitudes son variables del tipo espacial y temporal esta limitación se compensa por la validación con resultados experimentales de los ensayos térmicos.

Algunas medidas pueden ser tomadas para reducir los errores de las mediciones en los ensayos de los colectores solares. De las Tablas 5.4 y 5.5, puede deducirse que los errores de las magnitudes directas, básicamente, son debidos a las incertidumbres de las siguientes variables:

- Diferencia de las temperaturas del agua a la salida y entrada del colector solar;
- Diferencia de las temperaturas del agua inicial y el ambiente;
- Irradiancia en el plano del colector solar.

Las posibilidades de reducir los errores en la determinación de la eficiencia térmica se pueden concretar en las siguientes acciones:

- Medición con termómetro diferencial la variación de la temperatura del agua en el colector solar;
- Medición con termómetro diferencial la diferencia de temperatura del agua inicial y el ambiente;
- Medición de la irradiancia con un sensor de precisión del 2 %.

Hay factores adicionales que no se consideran en los ensayos y pueden conducir a la dispersión de los datos experimentales, influyen en los resultados del comportamiento térmico del colector solar, aunque las mediciones se realizan con el rigor exigido, y pueden ser:

- Imperfecciones constructivas de equipos e instrumentos;
- Irregularidades y defectos de los materiales constructivos;
- El propio proceso de fabricación del colector, del experimento y tratamiento de datos.

Algunos de estos factores tienen su origen en la naturaleza de la radiación solar y del proceso de interacción del colector solar con la radiación solar y el ambiente, que determinan su variación en el tiempo, otros son debido a la entropía de los procesos reales. Estos factores son difíciles de considerar en cada instante de tiempo pues son aleatorios y a su vez dependen de factores externos, locales y de alcance planetario.

### **5.13 Acerca de los ensayos no térmicos**

Los ensayos, expuestos en los epígrafes anteriores, realizados de la forma más rigurosa posible, permiten caracterizar el colector solar termoacumulativo desde el punto de vista estrictamente térmico, de forma bastante completa. Sin embargo, esta caracterización dista mucho de satisfacer las necesidades que plantea el uso extensivo y dar respuestas a preguntas que tienen que ver con la duración de su funcionamiento durante los muchos años de vida útil.

De acuerdo con la terminología empleada por el Grupo Europeo de Pruebas de Colectores y Sistemas Solares [Aranovitch, 1989], las pruebas no térmicas se denominan pruebas cualitativas de los colectores solares.

Las pruebas de carácter no térmico están relacionadas con la duración y vida útil de los colectores solares y se trata de pruebas de durabilidad, en largos periodos de tiempo, del comportamiento de parámetros tales como: transmitancia, absortancia y emitancia de la radiación solar, conservación de los elementos soldados, tuberías y accesorios afectados potencialmente por oxidaciones e incrustaciones, etc. y, por tanto, tienen mucho que ver con las posibilidades de uso extensivo, fiabilidad y, en general, con el prestigio social y utilización de la nueva tecnología solar.

Las pruebas en cuestión, que tienen un grado de desarrollo y diversificación de uso aún muy limitado, se refieren a los aspectos siguientes: choque térmico, efecto de las altas temperaturas en el colector solar, efecto de las altas presiones, consecuencias de la penetración de la lluvia y efectos de la radiación ultravioleta sobre algunos elementos del colector solar, etc..

En Tablas 5.6 y 5.7 se muestran las pruebas de calidad aplicables a colectores solares para líquidos y los defectos más frecuentes observados en la prueba de la temperatura alta de estancamiento por el Grupo Europeo de Pruebas de Colectores y Sistemas Solares, [Aranovitch, 1989].

Tabla 5.6. Pruebas de calidad aplicables a colectores solares colector solar.

Tipo de pruebas	Colector solar para líquidos	
	Con cubierta de vidrio	Sin cubierta de vidrio
Presión interna	Si	Si
Temperatura de estancamiento	Si	Si
Envejecimiento	Si	Si
Choque térmico externo	Si	No
Choque térmico interno	Si	Si
Penetración de la lluvia	Si	No
Presión negativa en la cubierta	Si	No
Prueba mecánica sobre la estructura	Si	No
Resistencia al impacto	Si	No

Tabla 5.6. Defectos observados en la prueba de la temperatura estancamiento.

Tipo de defecto	Causa
Rotura del vidrio interior en un colector con doble lámina de vidrio.	Choque térmico producido por el enfriamiento brusco del vidrio, el cual tiene un buen contacto térmico con la estructura de la carcasa.
Productos condensados de gases en la cubierta del colector solar.	Los productos condensados son producidos por gases del aislamiento térmico.

### **5.14 Conclusiones**

Se desarrolla el diseño de una unidad experimental para ensayos de colectores solares termoacumulativos y se muestra el esquema del circuito hidráulico de la unidad experimental que permite realizar los ensayos térmicos. Se realiza la descripción de las características técnicas de los equipos e instrumentos de la unidad experimental para ensayos térmicos del colector solar termoacumulativo.

Se desarrolla la formulación y procedimiento experimental de los ensayos térmicos que permiten obtener correlaciones energéticas del colector solar termoacumulativo: la curva de eficiencia térmica periódica y la correlación de entrada/salida de energías. Se describe y desarrolla los ensayos térmicos de parámetros característicos del comportamiento térmico de los colectores solares termoacumulativos, tales como: producto transmitancia-absortancia efectivo, coeficiente de pérdidas de calor, modificador del ángulo de incidencia, capacidad térmica efectiva del colector solar, perfiles de temperatura durante la extracción y coeficiente del mezclado durante la extracción de agua.

Se determina los errores en la medición de las temperaturas ambiente y del agua a la entrada y salida del colector solar, la irradiancia en el plano del colector solar, el caudal, el área de captación y las propiedades termofísicas. Se calcula el error en la determinación de la curva de la eficiencia térmica y la contribución a él de los errores de las magnitudes directas. El error en el cálculo de eficiencia es del 7,17 % y tiene las mayores contribuciones los errores de la irradiancia con el 51,52 % y de la diferencia de temperatura del agua a la entrada y salida del colector solar con el 39,34 %.

Se realiza la caracterización térmica de un colector solar termoacumulativo en condiciones de exteriores a partir de datos de ensayos realizados en el Centro de Investigaciones de Energía Solar de Santiago de Cuba. Se determina la curva de la eficiencia térmica periódica y la correlación de entrada/salidas de energías y se obtiene los diagramas de los perfiles de temperaturas durante el día y la extracción de agua, la energía extraída al final del día solar, el coeficiente de pérdidas de calor, la capacidad térmica del colector solar y el coeficiente de mezclado durante la extracción. Se demuestra que los parámetros y correlaciones obtenidas en los ensayos térmicos permiten la caracterización y el análisis experimental del colector solar termoacumulativo.

Se recomienda acciones para mejorar los resultados del modelo global transitorio y los ensayos térmicos del colector solar termoacumulativo. Se realiza una exposición acerca de los ensayos no térmicos y su importancia en el prestigio social y difusión de la nueva tecnología solar.

## Capítulo VI

---

### Conclusiones y Actuaciones Futuras

---

## 6. Conclusiones y actuaciones futuras

En el ámbito de esta tesis se logra realizar un análisis global del colector solar termoacumulativo tanto a nivel físico como experimental, mediante el desarrollo de algoritmos numéricos y ensayos térmicos. Se aborda y analiza independientemente el estudio numérico de la convección natural en el tanque termo-absorbedor durante el enfriamiento, el comportamiento térmico transitorio del colector solar termoacumulativo en sistemas solares y su caracterización experimental en ensayos térmicos y, a la vez, se demuestra la interrelación de los resultados en el análisis global del comportamiento térmico del colector solar termoacumulativo.

### 6.1 Conclusiones

Del análisis de los procesos térmicos del colector solar termoacumulativo presentados a la luz de los resultados obtenidos se llega a las conclusiones siguientes:

Se desarrolla un algoritmo numérico a partir de las ecuaciones de Navier- Stokes por el método de volúmenes finitos, utilizando el algoritmo SIMPLEC [Doormal, J.P. and Raithby, G.D. (1984)] y el esquema numérico SMART [Darwish, M.S. (1993)] que permite el estudio de la fenomenología fluido-térmico en el tanque termo-absorbedor durante su enfriamiento.

Se valida mediante comparación con resultados numéricos de referencia (benchmark) y experimentales y se verifica con herramientas de post proceso, basadas en la extrapolación de Richardson y el índice de convergencia de malla. En ambos casos se encontraron buenas correspondencia y aproximaciones a los resultados de referencia. En todos los casos, se encuentra buenas aproximaciones y correspondencia con los valores reportados, lo que permite aceptar la validez de la estimación de los resultados numéricos.

Se simula numéricamente el enfriamiento durante 12 horas del tanque termoabsorbedor para coeficientes de transferencia de calor entre  $2 \text{ Wm}^{-2}\text{K}^{-1}$  y  $10 \text{ Wm}^{-2}\text{K}^{-1}$ , se obtienen las estructuras de flujo y los campos de temperatura. Se demuestra cualitativa y cuantitativamente la alta sensibilidad de la temperatura del agua del coeficiente de pérdidas de calor y del comportamiento térmico de los colectores solares termoacumulativos del valor de su coeficiente global de pérdidas de calor.

Las zonas de estratificación de temperatura mantienen la misma estructura durante el enfriamiento para los diferentes valores del coeficiente de transferencia de calor. Para valores del coeficiente de transferencia de calor de  $7 \text{ Wm}^{-2}\text{K}^{-1}$  y  $10 \text{ Wm}^{-2}\text{K}^{-1}$  el número de zonas de estratificación es mayor y se puede esperar disminución de la temperatura del agua entre  $9,08 \text{ }^\circ\text{C}$  y  $28,86 \text{ }^\circ\text{C}$  respectivamente.

Se obtiene la correlación entre la variación de la temperatura final del agua y el coeficiente de transferencia de calor en forma de un polinomio de segundo grado para las condiciones estudiadas, esta correlación puede ser incorporada en simulaciones transitorias de sistemas solares con colectores solares termoacumulativos para el estudio de su comportamiento a largo plazo.

Para aplicaciones de ingeniería solar térmica, donde se requieran al día siguiente agua caliente con temperaturas de 45 °C, se necesita que los colectores solares termoacumulativos tengan coeficientes globales de pérdidas de calor igual o menor de  $3 \text{ Wm}^{-2}\text{K}^{-1}$ .

Se desarrolla y formula matemáticamente un modelo global transitorio del colector solar termoacumulativo, a partir del balance de energía en tres puntos nodales, el cual permite estudiar su comportamiento térmico a partir de datos meteorológicos y parámetros de diseño y funcionamiento.

Se demuestra la viabilidad de los colectores solares termoacumulativos para cuatro localidades de la península Ibérica con resultados, prácticamente, igual de bien que los colectores solares planos y termosifónicos y suministran hasta  $2000 \text{ MJm}^{-2}\text{año}^{-1}$  de energía térmica, lo que demuestra la potencialidad de los sistemas solares con colectores solares termoacumulativos.

Se analizan dos modelos de colectores solares termoacumulativos para las condiciones climáticas de Lleida. Se demuestra que pueden obtenerse fracciones solares anuales superiores al 70 % y aporte de energía no inferior a los  $2290 \text{ MJm}^{-2}$  en ambos casos. Se obtiene correlaciones lineales de segundo grado para la fracción y eficiencia solares anuales en función del coeficiente transmitancia-absortancia efectiva y del coeficiente de pérdidas de calor, que permite valorar la influencia de ambos parámetros en su comportamiento térmico.

Se estudia la influencia de parámetros de diseño y de funcionamiento en el comportamiento térmico de los dos tipos de colectores solares termoacumulativos, cuyos resultados puede ser aplicados al diseño de instalaciones solares. Se demuestra que los valores de la fracción y eficiencia solares anuales dependen del conjunto de los parámetros de diseño y de operación.

Se realiza la caracterización térmica de un colector solar termoacumulativo en condiciones de exteriores a partir de datos de ensayos realizados en el Centro de Investigaciones de Energía Solar de Santiago de Cuba. Se demuestra la factibilidad de los parámetros y correlaciones obtenidas en los ensayos térmicos para la caracterización experimental del colector solar termoacumulativo.

Los resultados de este trabajo demuestran el enorme potencial de los colectores solares termoacumulativos para el calentamiento de agua a baja temperatura en las condiciones climáticas de la península ibérica y la utilidad de los modelos matemáticos, los algoritmos de cómputo y los ensayos experimentales para realizar el análisis específico de proceso fluido-térmico del enfriamiento, el comportamiento transitorio en sistemas solares y la caracterización experimental del colector solar termoacumulativo y la interrelación de los resultados en el estudio global del colector solar termoacumulativo.

## **6.2 Actuaciones futuras**

El presente trabajo contempló el tratamiento numérico de la convección natural en el tanque termoacumulativo durante el enfriamiento. Aunque resultó satisfactoria la simulación numérica y los criterios de conservación en el método de volúmenes finitos, ello no asegura que la convergencia no se degrade para otras condiciones. Se deben de seguir desarrollándose estudios numéricos aplicados a otras configuraciones de tanque termo-absorbedor con interés tecnológico.

Los modelos globales transitorios del colector solar termoacumulativo permiten la integración del colector en sistemas solares y su simulación en software del tipo TRNSYS para estudiar su comportamiento térmico. Sería de interés extender la aplicación de modelos globales a colectores solares termoacumulativos de geometría variada, con dispositivos aislantes térmicos, con sustancias de cambio de fase, entre otros.

Dada la experiencia acumulada en la construcción del montaje experimental y en los ensayos de colectores solares termoacumulativos se debe plantear nuevas aplicaciones en otros modelos de colectores solares termoacumulativos.

*Listado de símbolos.*

---

## **Listado de Símbolos**

---

## Listado de Símbolos

### Símbolos Latinos

- a Se refiere a un valor numérico, coeficiente de la ecuación de discretización, profundidad del tanque termo-absorbedor, [m];
- a, aa Coeficientes de ecuación diferencial, identificador de variable;
- b Coeficiente de la ecuación de discretización representa la contribución del término fuente, diferencia nocturna de temperatura entre el plato y el agua, [K, °C];
- b, bb, Coeficientes de ecuación diferencial, identificador de variable;
- $b_0$ : Constante del modificador del ángulo de incidencia;
- $b_1$ : Constante del modificador del ángulo de incidencia;
- c Coeficiente de la ecuación de discretización, calor específico, [ $\text{Jkg}^{-1}\text{K}^{-1}$ ];
- $c_p$  Calor específico a presión constante, [ $\text{Jkg}^{-1}\text{K}^{-1}$ ];
- d Coeficiente de la ecuación de discretización, diferencia diurna de temperatura entre el plato y el agua, [K, °C];
- $f_{s,c}$  Fracción solar debida a la estratificación;
- $f_{m,c}$  Fracción solar mensual para colectores mezclados;
- e Energía interna, [J];
- g Aceleración de la gravedad, [ $9.81 \text{ ms}^{-2}$ ];
- g** Vector gravedad;
- h Coeficiente de transferencia de calor, [ $\text{Wm}^{-2}\text{K}^{-1}$ ]; Entalpía sensible [J];
- i, j, k Coordenadas cartesianas de un punto, puntos nodales;
- k Viscosidad de expansión, [ $\text{ms}^{-2}$ ];
- m masa, [kg], coeficiente de la ecuación de discretización;
- $m_i$  Masa de agua equivalente del volumen de control en el canal absorbedor, [kg];
- $m_j$  Masa de agua equivalente del volumen de control en el tanque, [kg];
- mc Producto del flujo másico y calor específico, [ $\text{WK}^{-1}$ ];
- $\dot{m}$  Flujo másico, [ $\text{kg s}^{-1}$ ];
- n Se refiere a un valor numérico, número de unidades, dirección normal;
- p Presión dinámica, [Pa], Presión, [Pa];
- q Flujo de calor, [ $\text{Wm}^{-2}$ ];
- $q_f$  Flujo de energía útil, [ $\text{Wm}^{-2}$ ];
- t Tiempo, [s];
- u Velocidad en la dirección x, [ $\text{ms}^{-1}$ ];
- v Velocidad en la dirección y, [ $\text{ms}^{-1}$ ];
- $u, v$  Componentes de la velocidad, [ $\text{ms}^{-1}$ ];
- v** Vector velocidad;
- t Tiempo, [s, horas];

*Listado de símbolos.*

$t_m$	Temperatura media del ambiente y de colector solar integral, [K, °C];
$w$	Periodo de tiempo, [s];
$x, y, z$	Coordenadas cartesianas;
$z$	Dirección del flujo.
$A$	Area, [m <sup>2</sup> ];
$A_0$	Area total, [m <sup>2</sup> ];
$A$	Area del colector solar, [m <sup>2</sup> ];
$B$	Cualquier magnitud, bomba;
$CA$	Calentador auxiliar;
$CS$	Colector solar;
$CU$	Unidad de control;
$D$	Duración del día, [s];
$D$	Término difusivo, [J];
$D_\phi$	Variación de la variable $\phi$
$E$	Punto al este del punto nodal, energía interna, [J];
$F$	Coefficiente adimensional, Flujo másico a través de las caras del volumen de control, [kgs <sup>-1</sup> ];
$F_g$	Factor de vista a la tierra;
$Fe$	Factor de entalpía;
$Fr$	Factor de remoción;
$Fr^*$	Factor de remoción modificado del colector solar integral;
$F_s$	Factor de vista al cielo;
$G$	Irradiancia, [Wm <sup>-2</sup> ];
$G_T$	Irradiancia total en el plano del colector, [Wm <sup>-2</sup> ]
$G_a$	Irradiancia absorbida por el plato absorbedor, [Wm <sup>-2</sup> ];
$G_{in}$	Igual a $Q_w + Q_{pa} + Q_{ba} + Q_{resto}$ , [J];
$G_o$	Valor máximo de la función asumida del flujo solar, [Wm <sup>-2</sup> ];
$Gr$	Número de Grashop;
$H$	Irradiación, radiación solar, [J], coeficiente de transferencia de calor diurno, depende del tipo de colector solar; altura de la cavidad en la dirección $y$ , [m];
$H'$	Coefficiente de transferencia de calor nocturno, depende del tipo de colector solar;
$IT$	Intercambiador de calor;
$J$	Flujo Total, [J];
$K$	Conductividad térmica del material aislante térmico, modificador del ángulo de incidencia;
$K_\Theta$	Modificador de ángulo de incidencia;
$M$	Masa, [kg];
$MC$	Igual a $M_c C_{p_c} + M_w C_{p_w}$ , [JK <sup>-1</sup> ];

*Listado de símbolos.*

N	Punto al norte del punto nodal, se refiere al valor numérico límite superior;
P	Potencia, [W], coeficiente del TDMA, punto nodal del volumen de control;
Pe	Número de Peclet, parámetro ambiental;
Pr	Número de Prandtl;
Q	Energía térmica, [J], energía, radiación solar absorbida en el plato de absorción, [J], calor sensible. [J] y coeficiente del TDMA;
Q <sub>T</sub>	Calor útil en el periodo de ensayo, [J];
R	Resistencia térmica de las incrustaciones, [m <sup>2</sup> KW <sup>-1</sup> ];
Ra	Número de Rayleigh;
T	Temperatura, [K, °C], Tensor de tensiones, [J], Válvula termomezcladora;
T <sub>t</sub>	Temperatura media espacial del agua en el tanque, [K, °C];
T <sub>f, is</sub>	Temperatura del agua al inicio del día solar, [K, °C];
T <sub>f, fs</sub>	Temperatura del agua al final del día solar, [K, °C];
T <sub>f, in</sub>	Temperatura del agua al inicio de la noche, [K, °C];
T <sub>f, fn</sub>	Temperatura del agua al final de la, [K, °C];
T <sub>f</sub>	Temperatura espacial del agua, [K, °C];
T <sub>m</sub>	Temperatura del agua de la red, [K, °C];
T <sub>r</sub>	Temperatura media del agua en el tanque r, [K, °C];
TT	Número de tanques removidos, tanque termo;
S	Variable, punto al sur del punto nodal, término fuente de la ecuación de convección - difusión, [J];
S <sub>c</sub>	Coeficiente constante de S, [J];
S <sub>p</sub>	Coeficiente de T <sub>p</sub> para la linealización de S, [J];
U	Coeficiente global de pérdidas de calor, coeficiente de pérdidas de calor del colector solar al ambiente, [Wm <sup>-2</sup> K <sup>-1</sup> ];
U <sub>L</sub>	Igual a U <sub>LO</sub> + U <sub>L1</sub> ΔT, [Wm <sup>-2</sup> K <sup>-1</sup> ];
U <sub>L</sub> '	Igual a F <sub>r</sub> U <sub>L</sub> ;
U <sub>T</sub>	Igual a U <sub>TO</sub> + U <sub>T1</sub> ΔT, [Wm <sup>-2</sup> K <sup>-1</sup> ].
V	Volumen, [m <sup>3</sup> ]; velocidad, [ms <sup>-1</sup> ];
V <sub>f</sub>	Volumen de agua extraído, [m <sup>3</sup> ];
V <sub>ext</sub>	Volumen de agua extraída del colector solar, [m <sup>3</sup> ];
V <sub>csi</sub>	Volumen de agua del colector solar, [m <sup>3</sup> ];
VT	Válvula T;
X	Coeficiente de ecuación;
Y	Coeficiente de ecuación;
W	Espesor, [m], punto al oeste del punto nodal;
Z	Coeficiente de ecuación.

### Símbolos Griegos

$\alpha$	Parámetro de relajación, coeficiente de conductividad de la temperatura, [ $m^2s^{-1}$ ];
$\alpha'$	Absortividad efectiva del colector;
$\alpha_p$	Coeficiente corrector de la presión;
$\alpha_1$ :	Primer término de la energía de salida;
$\alpha_2$ :	Segundo término de la energía de salida;
$\beta$	Factor que depende de la naturaleza del gradiente entre la entrada y la salida, coeficiente de dilatación volumétrica, [ $K^{-1}$ ];
$\delta$	Espesor, [mm];
$\delta_{ij}$	Delta de Kronecker (vale 1 si $i = j$ ; vale 0 en los otros casos);
$\delta_x$	Distancia entre los puntos nodales en la dirección x, [m];
$\delta_y$	Distancia entre los puntos nodales en la dirección y, [m];
$\varepsilon$	Error;
$\varepsilon_{mn}$	Error másico normalizado;
$\varepsilon_T$	Error energético;
$\varepsilon'$	Emisividad efectiva del colector solar;
$\phi$	Variable dependiente;
$\phi$	Coeficiente de mezclado convectivo; eficiencia de intercambio de calor;
$\phi_m$ :	Grados de mezcla;
$\eta$	Eficiencia térmica;
$\eta_0$	Eficiencia óptica;
$\theta$	Angulo de incidencia, [grados, rad];
$\lambda$	Conductividad térmica, [ $Wm^{-1}K^{-1}$ ];
$\mu$	Micra, eficiencia útil máxima, viscosidad dinámica, [Pa·s];
$\nu$	Viscosidad cinemática, [ $ms^{-2}$ ];
$\xi_m$	Precisión másica;
$\xi_T$	Precisión energética;
$\xi_p$	Valor prescrito;
$\pi$	Número de Pi, $\approx 3,151492$ ;
$\rho$	Densidad, [ $kgm^{-3}$ ];
$\theta$	Temperatura relativa, [K, °C];
$\sigma$	Constante de Stefan-Boltzman, [ $5,6697 \cdot 10^{-8} Wm^{-2}K^{-4}$ ];
$\tau$	Tensor de tensiones viscosas, tiempo, periodo de ensayo, [s];
$(\tau\alpha)_e$	Producto efectivo transmitancia-absortancia.

*Listado de símbolos.*

$\Theta$	Tiempo, [s, h]
$\beta$	Coefficiente de expansión térmica, [ $K^{-1}$ ];
$\Gamma$	Parámetro de la ecuación de convección-difusión;
$\zeta$	Segundo coeficiente de viscosidad;
$\Phi$	Término fuente de la ecuación de la energía, [J].

**Subíndices**

a	Aire ambiente;
b	Fondo, espesor del plato termoaislante, de atrás;
ba	Del fondo al ambiente;
c	Colector solar, cubierta, temperatura caliente;
ci	Calentamiento inicial;
co	Convección natural solamente;
csta	Se refiere al colector solar termoacumulativo;
d	difusa
e	Valor en la cara este, efectivo, laterales;
e,p	Equilibrio para compensar las pérdidas;
e,s	Entrada – salida;
ext	Extraído;
f	Fluido, valor de la variable en las caras, no radiativo desde el interior del área, se refiere al área del plato caliente;
f,I	entre la pared inferior del tanque y el fluido;
fI,a	Al ambiente por el fondo y laterales;
fn	Final;
fo	No radiativo desde el interior del área cuando el fluido esta completamente estacionario;
fs,a	Al ambiente por la cubierta;
i	Nodo, iteración, inicio;
in	Inicial;
i, j, k	Vectores unitarios ;
j	Nodo;
m	Material del tanque;
max	Máxima;
m,t	Sección transversal del tanque;
n	Incidencia normal, valor en la cara norte;
o	Optica;
p	Plato, se refiere a la superficie irradiada del tanque termo-absorbedor, presión;

*Listado de símbolos.*

pb	Pérdidas por conducción;
pf	Del plato al fluido;
pw	Del plato al agua;
rest	Residuo de energía;
s	Salida, superior, valor en la cara sur, sólida, acumulación;
s,e	Salida – entrada.
s,f	Entre la parte superior del tanque y el fluido;
t	Por la cubierta, tanque termo-absorbedor;
u	Util;
vc	Puntos nodales vecinos;
x,y	Direcciones x, y;
w	Distancia entre los tubos, valor en la cara oeste;
wi	Se refiere al tercio inferior;
ws	Se refiere al tercio superior;
z	Se refiere al modelo de Zollner et al..
A	Axial;
B	Se refiere al modelo Bi-nodal;
C	Valor más próximo aguas arriba, caliente;
CSI	Colector solar integral;
D	Extraída, Valor aguas abajo;
E	Extraído, Punto al este del punto nodal, al consumidor;
F	Frío;
I	Inferior;
L	Global;
LO	Primer coeficiente de ajuste
L1	Segundo coeficiente de ajuste;
N	Punto al norte del punto nodal, se refiere al período nocturno;
P	Punto nodal;
R	Radial;
RES	Residual.
S	unto al sur del punto nodal;
T	Total, temperatura, por cubierta, se refiere al modelo Tri-nodal;
TC	Tanque caliente;
U	Valor más allá de aguas arriba;
W	Punto al oeste del punto nodal;
Z	Se refiere al modelo de Zollner et al.

*Listado de símbolos.*

$\theta$ : Angulo de incidencia solar;

$\infty$  Valor de Referencia.

0 Tiempo inicial;

1: Estado uno;

2: Estado dos.

*Supraíndices*

f Valor de la iteración;

o Valor en el tiempo anterior;

t Tiempo;

u Se refiere a la ecuación de la cantidad de movimiento en la dirección x;

v Se refiere a la ecuación de la cantidad de movimiento en la dirección y;

T Se refiere a la ecuación de la energía.

— Se refiere al valor medio;

" A la entrada.

~ Valor normalizado;

\* Valor estimado;

/ Valor corrector.

*Símbolos matemáticos*

$\Delta$  Diferencia, incremento, variación.

$\Delta x$  Dimensión del volumen de control en la dirección x;

$\Delta y$  Dimensión del volumen de control en la dirección y;

$\Delta T$  igual a  $(T_m - T_a)$  y  $T_a$  a  $20^\circ\text{C}$ .

% Se refiere al porcentaje.

$\frac{DF}{Dt}$  Derivada total;

$\frac{DF}{Dt} = \frac{\partial F}{\partial t} + v \cdot \nabla F$  ;

$\frac{\partial F}{\partial x}$  Derivada parcial de primer orden;

Listado de símbolos.

$\frac{\partial^2 F}{\partial x^2}$  Derivada parcial de segundo orden;

$\llbracket -, - \rrbracket$  Devuelve el máximo entre dos valores;

$\tau \cdot \nabla v$  Disipación viscosa;

$$\tau \cdot \nabla v = 2\mu \left[ \left( \frac{\partial v_x}{\partial x} \right)^2 + \left( \frac{\partial v_y}{\partial y} \right)^2 + \left( \frac{\partial v_z}{\partial z} \right)^2 \right] + \mu \left[ \left( \frac{\partial v_y}{\partial x} + \frac{\partial v_x}{\partial y} \right)^2 + \left( \frac{\partial v_z}{\partial y} + \frac{\partial v_y}{\partial z} \right)^2 + \left( \frac{\partial v_z}{\partial x} + \frac{\partial v_x}{\partial z} \right)^2 \right]$$

$\nabla \cdot$  Divergencia;

$$\nabla \cdot F \equiv \frac{\partial F_x}{\partial x} + \frac{\partial F_y}{\partial y} + \frac{\partial F_z}{\partial z};$$

$\nabla$  gradiente, en coordenadas cartesianas;

$$\nabla F \equiv \frac{\partial F}{\partial x} i + \frac{\partial F}{\partial y} j + \frac{\partial F}{\partial z} l;$$

$\frac{1}{2} \left( \frac{\partial v_i}{\partial x_j} + \frac{\partial v_j}{\partial x_i} \right)$  Vector deformación;

$$U_{p,a} = \frac{1}{\left( \frac{1}{h_{p,f}} + R_{p,f} \right) \frac{A_p^*}{A_{p,f}} + \frac{A_p^*}{2\pi L_t \lambda_t} \ln \frac{d_e}{d_i} + \left( \frac{1}{U_T} \right) \frac{A_p^*}{A_{p,a}}}$$

$$U_{b,a} = \frac{1}{\left( \frac{1}{h_{f,b}} + R_{f,b} \right) \frac{A_b^*}{A_{f,b}} + \frac{A_b^*}{2\pi L_t \lambda_t} \ln \frac{d_e}{d_i} + \left( \frac{1}{U_b} \right) \frac{A_b^*}{A_{b,e}}}$$

---

## **Referencias Bibliográficas**

---

## Referencias bibliográficas

**McAdams W.H., (1954).** *Heat Transmission*. 3<sup>rd</sup> ed., Mc Graw-Hill, New York.

**Globe, S. and Dropkin, (1959).** *Natural convective heat transfer in liquids confined by two horizontal plates and heated from below*. Transactions of the ASME, Journal of Heat Transfer, Serie C, 81, 24.

**Liu B.Y.H. and Jordan, R.C., (1960).** *The interrelationship and characteristic distribution of direct, diffuse and total solar radiation*. Solar Energy, V. 4, N. 3, pp. 1-19.

**Page J.K., (1961).** *The estimation of monthly mean values of daily total short wave radiation on vertical and inclined surfaces from sunshine records for latitudes 40° N – 40° S*. Proceedings U.N. Conference on New Sources of Energy, Paper No. S98, V.4, pp. 378-390.

**Gill A.E., (1966).** *The boundary layer regime for free convection in a rectangular cavity*. Journal of Fluid Mechanical, 26/3: 515 – 536.

**Catton I., (1970).** *Convection in a closed rectangular region: The onset of motion*. Journal of Heat Transfer, 92: 186 – 187.

**Catton I., (1972).** *The effect of insulating vertical walls on the onset of motion in a fluid heated from below*. International Journal of Heat Mass Transfer, 15: 665 – 672.

**Patankar S.V. and Spalding D.B., (1972).** *A Calculation Procedure for Heat, Mass and Momentum Transfer in Three Dimensional Parabolic Flow*. International Journal of Heat Mass Transfer, Vol. 15, pp. 1789.

**Spalding D.B., (1972).** *A Novel Finite-Difference Formulation for Differential Expressions Involving both First and Second Derivatives*. International Journal of Numerical Methods in Engineering, vol. 4, pp. 551-559.

**Eckert E.R.G. and Drake R.M., (1972).** *Analysis of Heat and Mass Transfer*. McGraw-Hill Book Company, New York.

**Schlichting H., (1972).** *Teoría de la capa límite*. Ediciones Urmo, Bilbao.

**Arnold J.N., Bonaparte P.N., Catton I. and Edwards, D.K., (1974).** *Experimental investigation of natural convection in a finite rectangular region inclined at various angles from 0° to 180°*. Proceedings 1974 Heat Transfer Fluid Mechanical Institute. Corvallis, Oregon, Stanford University Press, Stanford, California, pp. 321-329.

**Garg H.P., (1975).** *Year round performance studies on a built-in storage type solar water heater at Jodhpur, India*. Solar Energy Vol. 17, No. 2, pp. 167-172.

**Chauhan R.S. and Kadambi V., (1976).** *Performance of a collector-cum-storage type of solar water heater*. Solar Energy Vol. 18, No. 4, pp. 327-335.

**Arnold J.N., Edwards D.K. and Catton I., (1976).** *Experimental investigation of natural convection in inclined rectangular regions of differing aspect ratios*. Journal of Heat Transfer, 98: 67 - 71.

**Hollands K.G.T., Unny T.E., Raithby G.D. and Konicek, L., (1976).** *Free convection heat transfer across inclined layer*. Journal of Heat Transfer, 98: 189 – 193.

**Raithby G.D., (1976).** *Skew upstream differencing schemes for problems involving fluid flow*. Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering, Vol. 9, pp. 153-164.

**Clever R.M. et al., (1977).** *Instabilities of longitudinal convection rolls in an inclined layer.* Journal of Fluid Mechanical, 81: 107 – 127.

**ASHRAE Standard 93-77, (1977).** *Methods of testing to determine the thermal performance of solar collectors.* USA.

**Whitaker S., (1977).** *Fundamentals principles of heat transfer.* Pergamon Press Inc., New York.

**Krasnoschiokov E.A. y Sukomiel A.S., (1977).** *Problemas de termotransfrecia.* Editorial Mir, Moscú.

**Seki N., Fukusako S. and Inaba H., (1978).** *Heat transfer of natural convection in a rectangular cavity with vertical walls of different temperatures.* Bull J.S.M.E. (21/152), pp: 246-253.

**Bar-Cohen A., (1978).** Thermal optimization of compact solar water heaters. Solar Energy, Vol. 20, pp.193-196.

**Leonard B.P., (1979).** *A stable and accurate convective modeling procedure based on quadratic upstream interpolation.* Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering, Vol. 12, pp. 153-164.

**Collares-Pereira M. And Rabl A., (1979).** *The average distribution of solar radiation correlations between diffuse and hemispherical and between daily and hourly insulation values.* Solar Energy, 22, 2, 155-164.

**Norma INTA 610001, (1979).** *Ensayos de colectores solares en régimen estacionario.* Instituto Nacional de Técnica Aeroespacial, Madrid, España.

**Butti K. and Perli J., (1980).** *Early solar water heaters. The golden thread.* Van Nostrand Reinhold, Palo Alto, California, pp. 114-127.

**Gresho R.M. and Lee R.L., (1980).** *On the time-dependent solution of the incompressible Navier-Stokes equations in two and three dimensions.* Recent Advances in Numerical Methods in Fluids, Ed. By C. Taylor and K. Morgan, pp. 27-79.

**Patankar S.V., (1980).** *Numerical heat transfer and fluid flow.* Ed. Mc Graw-Hill Book, N.Y..

**Ruth D.W., Hollands K.G.T. and Raithby G.D., (1980).** *On free convection experiments in inclined air layer heated from below.* Journal Fluid Mechanical, 96/3: 461 – 479.

**Schneider G.E and Zedan M. A., (1981).** *Modified strongly implicit procedure for the numerical solution of field problems.* Numerical Heat Transfer, vol. 4, pp. 1-19.

**Garg H.P. and Rani U., (1982).** *Theoretical and experimental studies on collector/storage type solar water heater.* Solar Energy Vol. 29, No. 6, pp. 467-478.

**Sokolov M. and Vaxman M., (1982).** *Analysis of an integral compact solar water heater.* Solar Energy Vol. 30, No. 3, pp. 237-246.

**ElSherbiny S.M., Hollands K.G.T. and Raithby G.D., (1982).** *Heat transfer by natural convection across vertical and inclined cavities.* Journal of Heat Transfer, 104: 96 – 102.

**ElSherbiny S.M., Hollands K.G.T. and Raithby G.D., (1982).** *Effect of thermal boundary conditions on natural convection in vertical and inclined air layers.* Heat Transfer, 104: 515 – 520.

**Vhal Davis G. and Jones I.P., (1983).** *Natural convection in square cavity: a comparison exercise.* International Journal of Numerical Methods in Fluids, Vol. 3, pp. 227-248.

**Morrison G.L. and Sapsford C.M., (1983).** *Long term performance of thermosyphon solar water heaters.* Solar Energy Vol. 30, No. 4, pp. 341-350.

**Spiridonov V.P. y Lopatkin A.A., (1983).** *Tratamiento matemático de datos físico-químicos.* Editorial Mir, Moscú.

**Rios Sixto, (1983).** *Análisis estadístico aplicado.* Editorial PARANINFO, Madrid, 1983.

**Sodha M.S., Shukla S.N. and Tiwari G.N., (1984).** *Thermal performance of built in storage water heaters (or shallow solar ponds) in series.* Solar Energy Vol. 32, No. 2, pp. 291-297.

**Faiman D., (1984).** *Towards a standard method for determining the efficiency of integrated collector-storage solar water heaters.* Solar Energy Vol.33, No.5, pp. 459-463.

**Nayak J.K. and Bapat S.L., (1984).** Letter to the Editor. Comments on *Analysis of an integral compact solar water heaters.* Solar Energy, Vol. 32, No.5, pp. 681-682.

**Hollands K.G.T., (1984).** *Multi-Prandtl number correlation equations for natural convection in layer and enclosures.* International Journal of Heat Mass Transfer, 27/3: 466 – 468.

**Morrison G.L. and Tran H.N., (1984).** *Simulation of the long term performance of thermosyphon solar water heaters.* Solar Energy Vol. 33, No. 6, pp. 515-526.

**Proctor D., (1984).** *A generalized method for testing all classes of solar collector - I,* Solar Energy, Vol. 32, No. 3.

**Ma C.C.Y. and Iqbal M., (1984).** *Statistical comparison of solar radiation correlations. Monthly average global and diffuse radiation on horizontal surfaces.* Solar Energy, V. 33, N. 2, pp. 143-148.

**Kreith F. and Kreider J., (1984).** *Principles of thermodynamics and heat transfer applied to solar energy.* Editorial Mc Graw-Hill Book Company.

**Doormal J.P. and Raithby G.D., (1984).** *Enhancements of the Simple Method for Predicting Incompressible Fluid Flows.* Numerical Heat Transfer, vol. 7, pp. 147-163.

**Vaxman B. and Sokolov M., (1985).** *Experiments with an integral compact solar water heater.* Solar Energy Vol. 34, No. 6, pp. 447-454.

**Zollner A., Klein S.A. and Beckman W.A., (1985).** "A performance prediction methodology for integral collection-storage solar domestic hot water systems". Transactions of the ASME, Journal of Solar Energy Engineering Vol.107, pp. 265-272, November.

**Vanka S.P., (1985).** *Block-implicit multigrid calculation of two-dimensional recirculating flows.* Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering,. Vol. 59, pp. 29-48.

**Galpin P.F. and Raithby G.D., (1985).** *Numerical solution of problems in incompressible fluid flows.* ASME Paper 85 HT-9, National Heat Transfer Conference.

**Morrison G.L. and Braun J.E., (1985).** *System modeling and operation characteristics of thermosyphon solar water heaters.* Solar Energy Vol. 34, No. 4/5, pp. 389-405, 1985.

**Norma Cubana NC 68-05, (1985).** *Colectores solares planos para líquidos. Métodos de ensayos.*

**Tully N., (1986).** *Short-term performance of integral solar water heaters.* Transactions of the ASME, Journal of Solar Energy Engineering Vol.108, pp.6-10, February.

**Hutchinson B.R. and Raithby G.D., (1986).** *A Multigrid method based on the additive correction strategy.* Numerical Heat Transfer, vol. 9, pp. 511-537.

**Landau L.D. y Lifshitz E.M., (1986).** *Mecánica de fluidos,* Volumen 6 del Curso de Física Teórica. Editorial Reverté S.A.

**Mitjà i Servisé A., Esteve i Reyner J. i Escobar i Sánchez J.J., (1986).** *Estalvi d'energia en el disseny d'edificis.* Generalitat de Catalunya. Dept. d'Industria i Energia.

**Alvarez-Guerra M.E., (1986).** *Régimen de radiación, modelación física y simulación numérica de concentradores solares de foco lineal.* Tesis doctoral, Academia de Ciencias de Cuba, La Habana.

**Fanney A.H. and Klein S.A., (1987).** *Comparison of experimental and calculated performance of integral collector-storage water heaters.* Solar Energy Vol.38, No. 5, pp. 303-309.

**Goetzberger A. and Rommel M., (1987).** *Prospects for integrated storage collector systems in central Europe.* Solar Energy Vol. 39, No. 3, pp. 211-219.

**Vanka S.P., (1987).** *Second-order upwind difference in recirculating flow.* AIAA Journal, Vol. 25, pp. 1435-1441.

**Petujov B.S. y Shikov V.K., (1987).** *Manual de diseño de intercambiadores de calor.* Traducción al ruso, Editorial Energía Atómica, Moscú.

**Schmidt Ch., Goetzberger A. and Schmid J., (1987).** *Integrated collector storage systems with highly transparent, highly insulating cover.* Advances in Solar Energy Technology. Proceedings of the Biennial Congress of the International Solar Energy Society. Hamburg, RFA, 13-18 September 1987, pp. 935-939.

**Lan Ying Z., (1987).** *Thermal performance measurement of integrated collector-storage solar water heater.* Advances in Solar Energy Technology. Proceedings of the Biennial Congress of the International Solar Energy Society. Hamburg, RFA, 13-18 September 1987, pp. 930-934.

**Schmidt Ch., Goetzberger A. and Schmid J., (1988).** *Test results and evaluation of integrated collector storage systems with transparent insulation.* Solar Energy Vol. 41, No. 5, pp. 487-494.

**Patankar S.V., (1988).** *Recent developments in computation heat transfer.* Numerical Heat Transfer, vol. 11, pp. 1037-1045.

**Leonard B.P., (1988).** *Simple high accuracy resolution program for convective modeling of discontinuities.* International Journal of Numerical Methods in Engineering, vol. 20, pp. 1291-1318.

**Grigoriev V.A. y Zorin B.M., (1988).** *Manual de fundamentos teóricos de termotécnica y del experimento termofísico.* Editorial Energía Atómica, Moscú.

**Roshenow W.M., Hartnett J.P. and Cho Y.I., (1988).** *Handbook of heat transfer.* Editores: Tercera Edición. McGraww-Hill Companies Inc., New York.

**Ecevit A., AL-Shariah A.M. and Apaydin E.D., (1989).** *Triangular built-in-storage water heater.* Solar Energy Vol. 42, No. 3, pp. 253-265.

**Abdala J.L., Menéndez F., Massipe J.R. y Fonseca S., (1989).** *Simulación numérica del colector solar integral en régimen de carga.* Tecnología Química, Año X, No. 4, pp. 65-70.

**Holman J.P. and Gajda Jr. W.J., (1989).** *Experimental methods for engineers.* Editorial Mc Graw-Hill Book Company, 5<sup>ta</sup> Edición.

**Aranovitch D., Guillaert D., Gillet W.B. and Bates J.E., (1989).** *Recommendations for performance and durability tests of solar collectors and water heating systems.* ECSC - EAEC. Termodinamica.

**Wittwer V. and Platzer W., (1989).** *Transparent insulation – materials.* Proceeding of 3<sup>rd</sup> International Workshop on Transparent Insulation Technology, Titisee/Freiburg, FRG, September, pp.82-85.

**Ecevit A., Chaikh Wais M.A.M. and AL-Shariah A.M., (1990).** *A comparative evaluation of the performances of three built-in-storage-type solar water heaters.* Solar Energy Vol. 44, No. 1, 23-36.

**Schmidt C. and Goetzberger A., (1990).** *Single-tube integrated collector storage systems with transparent insulation and involute reflector.* Solar Energy Vol. 45, No. 2, pp. 93-100.

**Zurigat Y.H. and Ghajar A.J., (1990).** *Comparative study of weighted upwind and second order upwind difference schemes.* Numerical Heat Transfer, Vol. 18, pp. 61-80.

**Nayak J.K., Bopshetty S.V. and Sukhatme S.P., (1991).** *Thermal performance of solar concrete collector.* Solar World Congress, Proceedings of the Biennial Congress of the International Solar Energy Society. Denver, Colorado, USA, 19-23 August 1991, pp. 1239-1244.

**Kothari S., Bansal N.K. and Rathore N.S., (1991).** *Use of transparent insulation as cover in an integrated collector cum storage system.* Solar World Congress, Proceedings of the Biennial Congress of the International Solar Energy Society. Denver, Colorado, USA, 19-23 August 1991, pp. 1265-1271.

**Ramaekers L.A.M. and Van der Leun C.J., (1991).** *Integrated collector storage DHW system numerical simulation of heat transfer and fluid flow.* Solar World Congress, Proceedings of the Biennial Congress of the International Solar Energy Society. Denver, Colorado, USA, 19-23 August 1991, pp. 1351-1356.

**Visser H. and De Geus A.C., (1991).** *Integrated collector storage: model development for performance calculations and test evaluation.* Solar World Congress, Proceedings of the Biennial Congress of the International Solar Energy Society. Denver, Colorado, USA, 19-23 August 1991, pp.1442-1447.

**Rommel M. and Wittwer V., (1991).** *Transparently insulated solar pond.* Solar World Congress, Proceedings of the Biennial Congress of the International Solar Energy Society. Denver, Colorado, USA, 19-23 August 1991, pp. 1468-1473.

**Ramaekers L.A.M. and Van der Leun C.J., (1991).** *Integrated collector storage DHW system numerical simulation of heat transfer and fluid flow.* Solar World Congress, Proceedings of the Biennial Congress of the International Solar Energy Society. Denver, Colorado, USA, 19-23 August 1991, pp. 1351-1356.

**Fonseca S. y Menéndez F. (1991).** *Colector solar integral con materiales de la construcción.* Tecnología Química, Año: XII, No. 1, pp. 52-56.

**Duffie J.A. and Beckman W.A., (1991).** *Solar engineering of thermal process*. Editorial Mc Graw-Hill Book Company, 2<sup>da</sup> Edición.

**Portuondo R., (1991).** *Procesamiento de datos experimentales*. Universidad de la Habana, Ed. ENPES, Cuba.

**Tripanagnospoulos Y. and Yianoulis P., (1992).** *Integrated collector-storage systems with suppressed thermal losses*. Solar Energy Vol. 48, No. 1, pp. 31-43.

**Rommel M. and Wagner A., (1992).** *Application of transparent insulation materials in improved flat-plate collectors and integrated collector storages*. Solar Energy Vol. 49, No. 5, pp. 371-380.

**Platzer W.J., (1992).** *Directional hemispherical transmittance solar transmittance data for plastic honeycomb structures*. Solar energy, 49, 5, pp. 359-369.

**Menéndez F. y Fonseca S., (1992).** *Colector solar integral con materiales de la construcción*. Modelo Industrial No. 1765, ONITEM, Cuba.

**Alvarez-Guerra M., Ramos M. y Menéndez F., (1992).** *Atlas de la radiación solar de la República de Cuba*. Ed. Academia de Ciencias, La Habana.

**Blesgraaf P., Lysen E.H. and Van de Water A.F.J., (1993).** *Development of solar water heaters in the Netherlands*. Solar World Congress, Proceedings of the Biennial Congress of the International Solar Energy Society. Budapest, Hungary, pp. 111-115.

**Abtahi A., (1993).** *Low-cost solar water heating: The breadbox heater with recycled plastics*. Solar World Congress, Proceedings of the Biennial Congress of the International Solar Energy Society. Budapest, Hungary, pp. 347-352.

**Kratz P., Visser H., Van der Ree B., Van der Horst T. and De Weerd M.C., (1993).** *Development of a cheap ICS domestic water heating system for application in moderate climates*. Solar World Congress, Proceedings of the Biennial Congress of the International Solar Energy Society. Budapest, Hungary, pp. 353-358.

**Gudiño D. y Gómez E., (1993).** *Calentador solar autocontenido tipo caja*. Memorias de la XVII Reunión Nacional de la ANES. México. 44-48. ANES

**Fischbach H.P., Gerber A. and Rommel M., (1993).** *Performance and systems technology of newly developed storage collectors*. Proceedings of 6<sup>th</sup> International Meeting on Transparent Insulation Technology, 3-5 June 1993, Birmingham, U.K., pp. 22-25.

**Darwish M.S., (1993).** *A new high-resolution scheme based on the normalized variable formulation*. Numerical Heat Transfer, Part B, vol. 24, pp. 353-371.

**Costa Pérez M., (1993).** *Desenvolupment de criteris numèrics per a la resolució de la transferència de calor en medis amb conducció, convecció i canvi de fase sòlid-liquid. Contrastació experimental*. Tesis Doctoral, UPC. Barcelona, España.

**Dengler J., Apian-bebbewitz P., Platzer W. and Wittwer V., (1993).** *Advanced transparent insulation materials*. Proceeding of 6<sup>th</sup> International Meeting on Transparent Insulation Technology, Birmingham, UK, June, pp. 126-129.

**ISO 9459 – 1, 2, 3, 4 y 5 (1993).** *Solar heating – Domestic water heating systems. Part 1: Performance rating procedure using indoor test methods. Part 2: Outdoor test methods for systems performance characterization and yearly performance prediction of solar-only systems. Part 3:*

*Performance test for solar plus supplementary systems. Part 4: Systems performance characterization by means of component tests and computer simulation. Part 5: Systems performance characterization by means of whole system tests and computer simulation.*

**Siddiqui K.M. and Kimambo C.Z.M., (1994).** *Development of a compact integral solar water heater for Africa.* Renewable Energy , Vol. 4, No. 4, pp. 395-400.

**Kratz P. and Van der Linder Y.J., (1994).** *The development of a detailed outdoor test procedure (DOT) for the testing of ICS-systems.* Proceedings of 7<sup>th</sup> International Meeting on Transparent Insulation Technology, 21-23 September 1994, Delft, The Netherlands, pp. 45-49.

**Darwish M.S. and Moukalled F.H., (1994).** *Normalized variable and space formulation methodology for high-resolution schemes.* Numerical Heat Transfer, Part B, vol. 26, pp. 79-96.

**Roache P.J., (1994).** *Perspective: A method for uniform reporting of grid refinement studies.* Journal of Fluids Engineering, 116, 405-413.

**Schweiger H., Oliva A. y Costa M., (1994).** *Colectores solares planos con cobertura del tipo Honeycomb en el clima de España.* Proceedings del 7º Congreso Ibérico de Energía Solar, Mayo 1994, Vigo, España, pp. 247-252.

**Klein S.A. et al., (1994).** *A transient system simulation program, TRNSYS,* Solar Energy Laboratory, University of Wisconsin – Madison, USA.

**Franklin G.F., Powell J.D., Emani Naeini A., (1994).** *Feedback control of dynamic systems*”. 3<sup>rd</sup>, Addison Wesley, Reading.

**Gudiño D., (1994).** *Calentador solar autocontenido tipo tubos (CSATTU).* Memorias de la XVIII Reunión Nacional de la ANES. Mexico. 51-54.

**Menéndez F., Ibañez G., Massipe J.R. y Alvarez-Guerra M., (1994).** *Desarrollo de algunos modelos sencillos de irradiación solar para Santiago de Cuba.*

**Menéndez F., Ibañez G. y Massipe J.R., (1994).** *Validación y comparación estadística de correlaciones de radiación solar.*

**ISO 9806 – 1, 2 y 3, (1994, 1995).** *Test methods for solar collectors. Part 1: Thermal performance of glazed liquid heating collectors including pressure drop. Part 2: Qualification test procedures. Part 3: Thermal performance of unglazed liquid heating collectors(sensible heat transfer only) including pressure drop.*

**Rabin Y., Bar-Niv I., Korin E. and Mikic B., (1995).** *Integrated solar collector storage system based on a salt-hydrated phase-change material.* Solar Energy Vol. 55, No. 6, pp. 435-444.

**Mason A.A. and Davidson J.H., (1995).** *Measured performance and modeling of an evacuated-tube integral collector-storage solar heater.* Transactions of the ASME, Journal of Solar Energy Engineering Vol.117, pp. 221-228, August.

**Reyes Aguirre N.R., (1995).** *Resolución numérica de la convección natural y/o forzada en dominios de geometría compleja mediante el método de subdominios.* Tesis Doctoral, UPC.

**Kipp & Zonnen S.A., (1995).** *Piranómetro CM – 5.* Información del Sensor.

**Massipe J.R., Menéndez F., Abdala J.L., Vázquez L. y Despaigne H., (1996).** *Caracterización térmica de un prototipo de colector solar termoacumulativo.* Memorias del Congreso de Refrigeración, Climatización y Energía No-Convencional, RECLIEN'96, 21-25 de mayo de 1996, La Habana, pp. 131-136.

**Massipe J.R., Menéndez F. y Ibañez G., (1996).** *Metodología de ensayo para la determinación de la eficiencia térmica periódica del colector solar integral.* Memorias de la 1<sup>ra</sup> Jornada Científica del Centro de Investigaciones de Energía Solar, 12-16 Septiembre de 1996, Santiago de Cuba, pp.42-47.

**Ivancic A., (1996).** *Esquemas numéricos de segundo y tercer orden.* Informe del Laboratori de Termotecnia i Energetica, Universidad Politècnica de Catalunya, Terrassa, España.

**ASHRAE, (1996).** *Handbook. Hvac systems and equipment.* SI Edition,.

**Tsilingiris P.T., (1997).** *Design, analysis and performance of low-cost plastic film large solar water heating systems.* Solar Energy Vol. 60, No. 5, pp. 245-256.

**Mohamad A.A., (1997).** *Integrated solar collector-storage tank system with thermal diode.* Solar Energy Vol. 61, No. 3, pp. 211-218.

**Schweiger H., (1997).** *Optimization of solar thermal absorber elements with transparent insulation.* Tesis Doctoral. Laboratorio de Termotecnia y Energética. Universidad Politècnica de Catalunya, Terrassa, Barcelona.

**Menéndez F., (1997).** *La radiación solar y su conversión térmica para el calentamiento de fluidos.* Tesis Doctoral, Centro de Investigaciones de Energía Solar, Santiago de Cuba.

**Roache P.J., (1998).** *Verification and validation of computational science and engineering.* In Hermosa Publishers.

**Ghia K.N. and Ghia U., (1998).** *Handbook of numerical heat transfer.* Chapter 8, 1998.

**Smyth M., Eames P.C. and Norton B., (1999).** *A comparative performance rating for an integrated solar collector/storage vessel with inner sleeves to increase heat retention.* Solar Energy, Vol. 66, No.4, pp. 291-303.

**Kaushika N. D. and Reddy K. S., (1999).** *Thermal design and field experiment of transparent honeycomb insulated integrated-collector-storage solar water heater.* Applied Thermal Engineering, 19, 2, pp. 145-161.

**Salom Tormo J., (1999).** *Numerical Simulation of Convection Phenomena Based on Domain Decomposition Techniques. Experimental Validation.* Tesis Doctoral, Laboratorio de Termotecnia y Energética. Universidad Politècnica de Catalunya, Terrassa, Barcelona.

**Mitjà i Sarvisé J.M. et al., (2000).** *Atlas de Radiació Solar a Catalunya.* Generalitat de Catalunya, ICAEN. Barcelona.

**Cadallfach J. et al., (2001).** *Verification of finite volume computations on steady state fluid flow and heat transfer.* UPC. Terrassa, Barcelona.

**Smyth M., Eames P.C. and Norton B., (2001).** *Annual performance of heat retaining integrated collector/storage solar water heaters in a northern maritime climate.* Solar Energy, 70, 5, 391-401.

**Arora S., Davidson J., Burch J. and Mantell S., (2001).** *Thermal Penalty of an Immersed Heat Exchanger in Integral Collector Storage Systems.* Journal of Solar Energy **Engineering**, August, **123**, **3**, pp. **180-186**.

**Chaurasia P. B. L. And Twidell J., (2001).** *Collector cum storage solar water heaters with and without transparent insulation material.* Solar Energy, 70, 5, pp. 403-416.

**Ortega Rodríguez M. y Ortega Rodríguez A., (2001).** *Calefacción y refrescamiento por superficies radiantes.* Editorial Thomson Spain, Paraninfo.

**Normas UNE EN ISO 9488, (2001).** *Energía solar. Vocabulario.* (ISO 9488, (1999).

**Normas UNE EN 12975 – 1, 2, (2001, 2002).** *Sistemas solares térmicos y sus componentes. Captadores solares. Parte 1: Requisitos generales. Parte 2: Métodos de ensayo.*

**Normas UNE EN 12976 – 1, 2, (2001).** *Sistemas solares térmicos y sus componentes. Sistemas prefabricados. Parte 1: Requisitos generales. Parte 2: Métodos de ensayo.*

**Tripanagnostopoulos Y., Souliotis M. and Nousia T.H., (2002).** *CPC type integrated collector storage systems.* Solar Energy, 72, 4, pp. 327-350.

**Tey J., Rosell J.I., Ibáñez M. y Fernández R., (2002).** *Solar collector with integrated storage and transparent insulation cover.* Eurosun 2002 Proceedings. Bologna (Italy) June 2002. The 4th ISES Europe Solar Congress. ISBN 88-900893-0-X.

**Normas UNE EN 12977 – 1, 2, (2002).** *Sistemas solares térmicos y sus componentes. Instalaciones a medida. Parte 1: Requisitos generales. Parte 2: Métodos de ensayo.*

**Smyth M., Eames P. C. and Norton B., (2003).** *Heat retaining integrated collector/storage solar water heaters.* Solar Energy, 75, 1, pp. 27-34.

**Quispe Flores M., (2003).** *Resolución numérica de fenómenos convectivos con condiciones de contorno periódicas. Aplicación a aislamientos transparentes.* Tesis Doctoral. Universidad Politécnica de Catalunya, Terrassa, Barcelona.

**Normas UNE EN 12975 – 2/AC, (2003).** *Sistemas solares térmicos y sus componentes. Captadores solares. Parte 2: Métodos de ensayo.*

**Souliotis M. and Tripanagnostopoulos Y., (2004).** *Experimental study of CPC type ICS solar systems.* Solar Energy, 76, 4, pp.389-408.

**Sopian K., Syahri M., Abdullah S., Toman M.Y. and Yatim B., (2004).** *Performance of a non-metallic unglazed solar water heater with integrated storage system.* Renewable Energy, 29, 9, July, 1421-1430.

**Smyth M., Eames P.C. and Norton B., (2004).** *Techno-economic appraisal of an integrated collector/storage solar water heater.* Renewable Energy, 29, 9, July, 1503-1514.

---

## **Anexos**

---

**Anexo 1. Propiedades de sustancias y materiales utilizados**

## A.1.1 Aire

Tabla A.1. Propiedades térmicas del aire seco a la presión de 1 bar.

Temperatura °C	$\rho$ kg/m <sup>3</sup>	$C_p$ kJ/(kgK)	$\lambda \cdot 10^{-2}$ W/(mK)	$\mu \cdot 10^{-6}$ Pa·s	$\nu \cdot 10^{-6}$ m <sup>2</sup> /s	Pr -
0	1,251	1,00	2,44	17,19	13,75	0,71
10	1,207	1,00	2,51	17,69	14,66	0,71
20	1,166	1,00	2,58	18,19	15,61	0,71
30	1,127	1,00	2,65	18,68	16,58	0,71
40	1,091	1,00	2,72	19,16	17,57	0,71
50	1,057	1,00	2,79	19,63	18,58	0,71
60	1,026	1,01	2,86	20,10	19,60	0,71
70	0,996	1,01	2,92	20,56	20,65	0,71
80	0,967	1,01	2,99	21,02	21,74	0,71
90	0,941	1,01	3,06	21,47	22,82	0,71
100	0,916	1,01	3,12	21,90	23,91	0,71

[ Grigoriev, V.A. y Zorin, B.M. (1988)].

## A.1.2 Agua

Tabla A.2. Propiedades del agua a la presión de 1 bar.

T, °C	$\rho$ , kg/m <sup>3</sup>	$C_p$ , kJ/(kgK)	$\beta$ , K <sup>-1</sup> ·10 <sup>-3</sup>	$\lambda$ W/(mK) ·10 <sup>-3</sup>	$\nu$ m <sup>2</sup> /s ·10 <sup>-6</sup>	$\mu$ kg/(ms) ·10 <sup>-6</sup>	Pr
0	999,8	4,217	- 0,0852	569	1,750	1750	13,00
10	999,8	4,192	0,0823	587	1,300	1300	9,28
20	998,4	4,182	0,2067	604	1,000	1000	6,94
30	995,8	4,178	0,3056	618	0,800	797	5,39
40	992,3	4,179	0,3890	632	0,656	651	4,30
50	988,1	4,181	0,4623	643	0,551	544	3,54
60	983,2	4,185	0,5288	654	0,471	463	2,96
70	977,7	4,190	0,5900	662	0,409	400	2,53
80	971,6	4,196	0,6473	670	0,361	351	2,20
90	965,2	4,205	0,7018	676	0,322	311	1,94
100	958,3	4,220	0,7800	679	0,290	278	1,72

[Petujov, B.S. y Shikov, V.K., (1987)].

## A.1.3 Vidrio

Tabla A.3. Propiedades físicas y ópticas de los vidrios común y de bajo contenido de Hierro.

Magnitudes físicas	Unidad	Vidrio	
		Común	Fe bajo
Espesor	mm	4	4
Coefficiente de expansión (entre 20 °C y 300 °C)	K <sup>-1</sup>	8,7 · 10 <sup>-6</sup>	8,7 · 10 <sup>-6</sup>
Densidad	kg/m <sup>3</sup>	2 480	2480
Elasticidad	MPa	61 · 10 <sup>3</sup>	61 · 10 <sup>3</sup>
*Conductividad térmica	W/(mK)	0,8	1,05
*Indice térmico de refracción	-	1,51	1,51
*Transmitancia solar normal	%	85	92,1
*Reflectancia solar normal	%	7	7,9

SCHOTT<sup>1</sup> y Schweiger, H. (1997)<sup>2</sup>.

## Anexo 2. Introducción al método numérico de los volúmenes finitos

Realizada la discretización de la ecuación diferencial, la integración temporal se realiza mediante una formulación implícita para obtener un sistema de ecuaciones en el cual el número de ecuaciones e incógnitas sean iguales. Se relacionan los términos de las caras de los volúmenes de control con los de los puntos nodales más próximos (Fig. A.1). Los términos conductivos se pueden aproximar mediante una simple diferencia central con los dos puntos vecinos (*Central Difference Scheme*, CDS), por ejemplo para cara norte tenemos:

$$\left( \frac{\partial \phi}{\partial x} \right)_n = \frac{\phi_N - \phi_P}{\delta x_e} \quad (\text{A.1})$$

### A.2.1 Esquemas numéricos de 1<sup>er</sup> orden

Para obtener la convergencia, se han desarrollados esquemas numéricos que aproximan los términos convectivos en función del punto central y sus vecinos aguas arriba (1er orden) o del punto central y sus dos puntos vecinos aguas arriba (2<sup>do</sup> orden). Entre los esquemas de primer orden tenemos:

- *Central difference*: El valor de  $\phi_i$  en la cara  $i$  es el valor medio entre los valores de  $\phi$  de los dos puntos más próximos;
- *Upwind*: El valor de  $\phi_i$  es el valor de  $\phi$  del punto más próximo aguas arriba;
- *Híbrido*: Aplica *central difference* para velocidades bajas y *upwind* para velocidades moderadas y bajas;
- *Exponencial*: Utiliza la solución analítica para el caso unidimensional y la aplica al caso multidimensional;
- *Power Law*: Aproxima a un polinomio de quinto grado el esquema exponencial.

Los esquemas de 1<sup>er</sup> orden mencionados, presentan el problema llamado “falsa difusión”, que es un problema de truncamiento grande de la ecuación de la convección – difusión, se debe a que da una solución del sistema de ecuaciones algebraicas que equivaldría a un caso de más difusión que la que realmente existe y es causado por considerar el flujo como localmente unidimensional en cada una de las caras del volumen de control, por lo que esta relacionado a problemas multidimensionales.

Para minimizar este error de truncamiento, se recomienda que la malla y el flujo convectivo formen un ángulo lo más pequeño posible. Como todo error de truncamiento, se soluciona a medida que la malla se hace más densa. La Tabla A.4 muestra los valores de  $A(|Pe|)$  de las ecuaciones (3.55) a (3.58).de los diferentes esquemas numéricos de primer orden.

Tabla A.4. Valores de  $A(|Pe|)$  según el esquema numérico.

Esquema Numérico	$A( Pe )$
Central Difference	$1 - 0,5 Pe $
Upwind	1
Híbrido	$[[0; 1-0,5 Pe ]]$
Exponencial	$ Pe /(\exp( Pe )-1)$
Power Law	$[[0; (1-0,1 Pe ^5)]]$

### A.2.2 Esquemas numéricos de 2<sup>do</sup> orden

Para evadir los problemas de los esquemas de 1<sup>er</sup> orden, han surgido formulaciones con una precisión de segundo orden, esquemas SUDS (*Skew Upwind Differencing Scheme*, Raithby, 1976) y QUICK (*Quadratic Upstream Differencing Scheme*, Leonard, 1979). Los esquemas de 2<sup>do</sup> orden se basan en obtener el perfil de la magnitud escalar (frecuentemente una parábola) a partir de tres puntos nodales y con ellos se determina el valor interfacial  $\phi_i$ . Un típico punto central y su volumen de control para un esquema de 2<sup>do</sup> orden se muestra en la Fig. A.1.

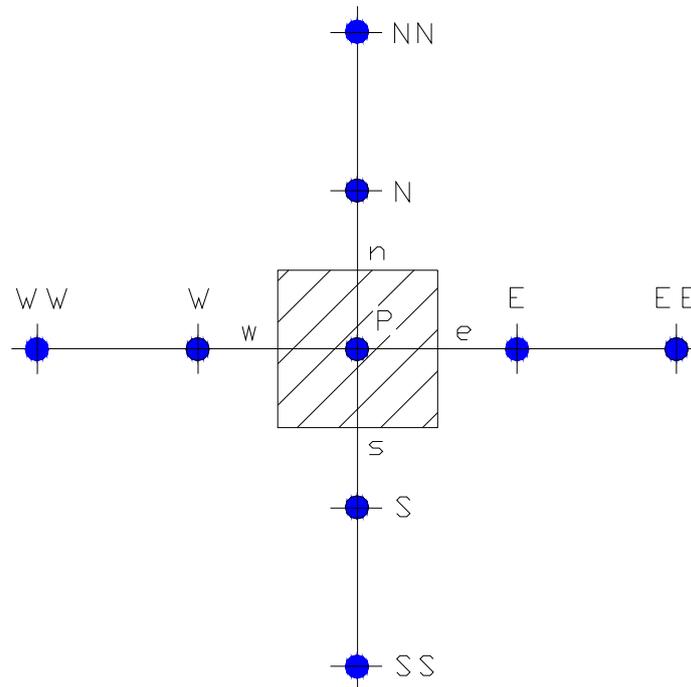


Fig. A.1. Representación un volumen de control para un esquema de 2<sup>do</sup> orden.

Los esquemas de 2<sup>do</sup> orden, dentro de la formulación general calculan los coeficientes como en un UPWIND e introducen un nuevo término fuente diferido  $b_{des}$ , que permite introducir el esquema numérico de una forma explícita. A partir de la ecuación de discretización tenemos:

Anexos.

$$a_p \phi_p = \sum_{vc} a_{vn} \phi_{vc} + b_p + b_{de} \quad (\text{A.2})$$

El valor del término fuente diferido se determina por la expresión:

$$b_{de} = F_e(\phi_e^u - \phi_e) - F_w(\phi_w^u - \phi_w) + F_n(\phi_n^u - \phi_n) - F_s(\phi_s^u - \phi_s) \quad (\text{A.3})$$

El valor de la variable en las caras del volumen de control,  $\phi_f$ , se evalúa de acuerdo a los valores disponibles [Fig. A.2].

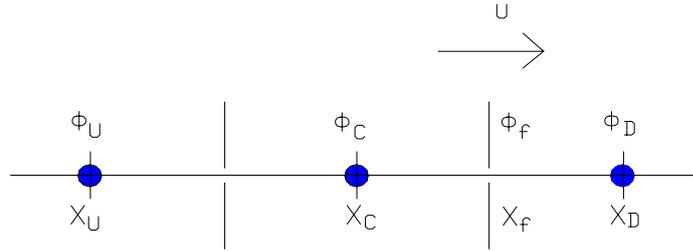


Fig. A.2. Disposición de los puntos nodales para el cálculo de  $\phi_f$ .

El supraíndice “u” indica que el valor de las variables se ha evaluado de acuerdo con el criterio Upwind, y sin supraíndice de acuerdo con el esquema de segundo orden. Para independizar el cálculo de la dirección del flujo se introduce las variables:  $\phi_C$ ,  $\phi_U$  y  $\phi_D$ . Si se considera la cara f de un volumen de control (Fig. A.2) la variable normalizada [Leonard, 1988] viene dada por:

$$\tilde{\phi}_f = \frac{\phi_f - \phi_U}{\phi_D - \phi_U} \quad (\text{A.4})$$

De manera similar a la variable  $\phi$ , se normalizan las variables de longitud:

$$\tilde{X}_f = \frac{X_f - X_U}{X_D - X_U} \quad (\text{A.5})$$

En general, el valor de  $\phi_f$  se representa por la relación:

$$\phi_f = f(\phi_U, \phi_C, \phi_D, X_U, X_C, X_D, X_f) \quad (\text{A.6})$$

y se normaliza tenemos:

$$\tilde{\phi}_f = f(\tilde{\phi}_C, \tilde{X}_C, \tilde{X}_f) \quad (\text{A.7})$$

La utilización de la variable normalizada simplifica las expresiones de los esquemas numéricos de 2<sup>do</sup> orden y es útil para satisfacer las condiciones de estabilidad y de contornos. De esta forma se hace que sean limitados, es decir, el valor de la variable  $\phi_f$  siempre esta entre los valores de los puntos nodales más próximos, la normalización conduce a que  $\tilde{\phi}_D = 1$  y  $\tilde{\phi}_U = 0$ . Algunos de los esquemas mencionados, en forma normalizada, vienen dados por las expresiones:

$$\text{Upwind de primer orden: } \tilde{\phi}_f = \tilde{\phi}_c \quad (\text{A.8})$$

$$\text{Upwind de segundo orden: } \tilde{\phi}_f = \frac{\tilde{X}_f}{\tilde{X}_c} \tilde{\phi}_c \quad (\text{A.9})$$

$$\text{Central Difference: } \tilde{\phi}_f = \frac{\tilde{X}_f - \tilde{X}_c}{1 - \tilde{X}_c} + \frac{\tilde{X}_f - 1}{\tilde{X}_c - 1} \tilde{\phi}_c \quad (\text{A.10})$$

$$\text{Quick de tercer orden: } \tilde{\phi}_f = \frac{\tilde{X}_f (\tilde{X}_f - \tilde{X}_c)}{1 - \tilde{X}_c} + \frac{\tilde{X}_f (\tilde{X}_f - 1)}{\tilde{X}_c (\tilde{X}_c - 1)} \tilde{\phi}_c \quad (\text{A.11})$$

Para corregir problemas de convergencia en los esquemas de segundo orden se realizan esquemas a la carta, como por ejemplo el esquema SMART (*Sharp Monotonic Algorithm for Realistic Transport*), que es el esquema numérico que se ha utilizado en este trabajo. El esquema SMART para mallas no homogéneas [Darwish and Moukalled, 1994] tiene la siguiente representación:

$$\tilde{\phi}_f = -\frac{\tilde{X}_f (1 - 3\tilde{X}_c + 2\tilde{X}_f)}{\tilde{X}_c (\tilde{X}_c - 1)} \tilde{\phi}_c, \quad \text{para } 0 < \tilde{\phi}_c < \frac{\tilde{X}_c}{3} \quad (\text{A.12})$$

$$\tilde{\phi}_f = \frac{\tilde{X}_f (\tilde{X}_f - \tilde{X}_c)}{1 - \tilde{X}_c} + \frac{\tilde{X}_f (\tilde{X}_f - 1)}{\tilde{X}_c (\tilde{X}_c - 1)} \tilde{\phi}_c, \quad \text{para } \frac{\tilde{X}_c}{3} < \tilde{\phi}_c < \frac{\tilde{X}_c}{\tilde{X}_f} (1 + \tilde{X}_f - \tilde{X}_c) \quad (\text{A.13})$$

$$\tilde{\phi}_f = 1 \quad \text{para } \frac{\tilde{X}_c}{\tilde{X}_f} (1 + \tilde{X}_f - \tilde{X}_c) < \tilde{\phi}_c < 1 \quad (\text{A.14})$$

$$\tilde{\phi}_f = \tilde{\phi}_c \quad \text{para el resto de los casos.} \quad (\text{A.15})$$

Anexos.

Para mallas homogéneas [Darwish, 1993], el esquema SMART se simplifica y a:

$$\tilde{\phi}_f = 3\tilde{\phi}_c \quad \text{para } 0 < \tilde{\phi}_c < \frac{1}{6} \quad (\text{A.16})$$

$$\tilde{\phi}_f = \frac{3}{8} + \frac{3}{4}\tilde{\phi}_c \quad \text{para } \frac{1}{6} < \tilde{\phi}_c < \frac{5}{6} \quad (\text{A.17})$$

$$\tilde{\phi}_f = 1 \quad \text{para } \frac{5}{6} < \tilde{\phi}_c < 1 \quad (\text{A.18})$$

$$\tilde{\phi}_f = \tilde{\phi}_c \quad \text{para el resto de los casos.} \quad (\text{A.19})$$

### A.2.3 Algoritmo de solución de las ecuaciones

Una vez discretizada la ecuación general de la convección-difusión, se tiene un sistema de ecuaciones algebraicas para cada una de las variables dependientes. Las ecuaciones son claramente no lineales y acopladas. El acoplamiento más importante se produce entre la ecuación de la cantidad de movimiento y la de la continuidad, es decir, entre la presión y la velocidad. La presión en flujos incomprensibles representa una variable implícita cuyo valor origina las velocidades, de acuerdo con la ecuación de la cantidad de movimiento, que cumplen estrictamente la ecuación de continuidad. El problema radica en que tan sólo tenemos una ecuación explícita para determinar la presión. Si hay presencia de la convección natural esto da lugar a un segundo acoplamiento entre la temperatura y las velocidades. Las velocidades son debidas a las variaciones de densidad provocado por variaciones de temperatura y la distribución de temperatura es debida a la convección, es decir, a las velocidades.

#### A.2.3.1 Tratamiento de los acoplamientos y de las no linealidades

Hay dos métodos para resolver el acoplamiento existente entre las ecuaciones de conservación: los métodos directos y los métodos segregados. En los primeros, el sistema de ecuaciones acopladas se resuelve simultáneamente, en los segundos la resolución se hace de forma secuencial, en este trabajo se utiliza el método segregado.

Los métodos directos o semidirectos resultan extraordinariamente costosos en cuanto a memoria para realizar las operaciones matriciales por el gran número de ecuaciones presentes y no solucionan el problema de la no linealidad de las mismas (coeficientes no constantes) y han de realizar siempre un número finito de iteraciones [Galpin y Raithby, 1985] y [Vanka, 1985]. Si se soluciona cada una de

las ecuaciones de forma segregada, es necesario seguir un esquema acoplado para conseguir la convergencia, son estos acoplamientos la causa principal de su lentitud, [Costa, 1993].

Se utiliza un algoritmo global de solución del sistema de ecuaciones basado en la discretización implícita de las ecuaciones en sus variables originales en el tiempo y el método SIMPLEC (*SemiImplicit Method for Pressure Linked Equations Consisten*, Van Doormal y Raithby, 1984]. Otro aspecto a considerar, es la no linealidad de la ecuación algebraica, debido a que los coeficientes contienen las componentes de la velocidad, la linealización se ha efectuado mediante sustituciones.

Las ecuaciones de cantidad de movimiento son resueltas asumiendo un campo de presiones, el campo de velocidades resultante satisface las ecuaciones de la cantidad de movimiento, pero no la de continuidad. Se hacen correcciones a los campos de velocidades y presiones de forma sistemática para mejorar el campo de presiones y para que el campo de velocidades pueda cumplir la continuidad. De las ecuaciones de la cantidad de movimiento, se descompone el término fuente y se expresa la presión en forma explícita:

$$b^u = A_e (P_p^* - P_E^*) + b_o^u \quad (\text{A.20})$$

$$b^v = A_n (P_p^* - P_N^*) + b_o^v \quad (\text{A.21})$$

Suponiendo un valor estimado de la presión,  $p^*$ , obtenemos un valor aproximado del campo de velocidades,  $u^*$  y  $v^*$ , a partir de las ecuaciones discretas de la cantidad de movimiento:

$$a_e^u u_e^* = \sum_{vn} a_{vn}^u u_{vn}^* + A_e (P_p^* - P_E^*) + b_o^u \quad (\text{A.22})$$

$$a_e^v v_n^* = \sum_{vn} a_{vn}^v v_{vn}^* + A_n (P_p^* - P_E^*) + b_o^v \quad (\text{A.23})$$

Se trata de encontrar, de la ecuación de continuidad, aquellas presiones,  $p$ , que permitan calcular las velocidades  $u$  y  $v$ , que satisfagan, a la vez, el balance de masa y hacer cero el residuo de la ecuación de cantidad de movimiento. Se acopla la ecuación de cantidad de movimiento con la ecuación de la continuidad porque es la única manera de lograr la convergencia. Si llamamos  $u'$ ,  $v'$  y  $p'$  a los valores corregidos, los correspondientes campos corregidos vendrán dados por:

$$u' = u - u^* \quad (\text{A.24})$$

Anexos.

$$v' = v - v^* \quad (\text{A.25})$$

$$p' = p - p^* \quad (\text{A.26})$$

Sustituyendo estos valores en las ecuaciones de cantidad de movimiento se obtiene:

$$a_e^u u_e' = \sum_{vn} a_{vn}^u u_{vn}' + A_e (P_P' - P_E') \quad (\text{A.27})$$

$$a_e^v v_n' = \sum_{vn} a_{vn}^v v_{vn}' + A_n (P_P' - P_N') \quad (\text{A.28})$$

En dependencia del método utilizado se hace una serie de hipótesis simplificadoras. Los métodos SIMPLE y SIMPLER consideran las siguientes sumatorias despreciables:

$$\sum_{vn} a_{vn}^u u_{vn}' = 0 \quad (\text{A.29})$$

$$\sum_{vn} a_{vn}^v v_{vn}' = 0 \quad (\text{A.30})$$

es decir, el cálculo de  $u'$  no se afecta por las  $u'$  vecinas, sino que es función únicamente de la diferencia de presión corregidas. Esta aproximación da lugar a una sobreestimación del valor de  $p'$ ; lo que hace necesario su posterior subrelajación:

$$p = p^* + \alpha_p p' \quad (\text{A.31})$$

donde:

$$\alpha_p \approx 0.8$$

El método SIMPLEC hace la aproximación que la suma de las diferencias entre la velocidad corregida de los puntos vecinos y la del punto nodal es cero. Para introducir una aproximación *consistente*, que nos conduzca a una expresión simple para  $p'$ ; por ejemplo para la velocidad  $u$ , el término  $\sum a_{nb}^u u_e'$  es sustraído a ambos lados de la ecuación (A.27):

$$(a_e^u - \sum_{vn} a_{vn}^u) u_e' = \sum_{vn} a_{vn}^u (u_{vn}' - u_e') + A_e (P_P' - P_E') \quad (\text{A.32})$$

hacemos el término:

Anexos.

$$\sum_{vn} a_{vn}^u (u'_{vn} - u'_e) = 0 \quad (A.33)$$

y sustituimos  $u'$  por  $u - u^*$ . La ecuación (A.32) se transforma a:

$$u_e = u_e^* + d_e (P'_P - P'_E) \quad (A.34)$$

donde:

$$d_e = \frac{A_e}{a_e - \sum a_{vn}} \quad (A.35)$$

La introducción del SIMPLEC no representa prácticamente una variación en el cálculo general respecto al SIMPLE y en cambio representa una mejora considerable no solamente en el tiempo de cálculo sino, también, en la ampliación del dominio dentro del cual se obtiene soluciones convergentes, no es necesario la subrelajación de  $p$ . Una vez tenemos resuelta, de alguna forma, la integración de la ecuación de continuidad, nos queda:

$$\frac{\rho - \rho^o}{dt} \Delta x \Delta y + [(\rho u)_e - (\rho u)_w] \Delta y + [(\rho v)_n - (\rho v)_s] \Delta x = 0 \quad (A.36)$$

Las velocidades, después de hacer las aproximaciones anteriores, en todos los casos se expresa de la forma siguiente:

$$u_e = u_e^* + d_e^u (P'_P - P'_E) \quad (A.37)$$

$$v_n = v_n^* + d_n^v (P'_P - P'_N) \quad (A.38)$$

Sustituyendo estas velocidades en la ecuación de continuidad obtenemos la ecuación de corrección de la presión:

$$a_P^{p'} P'_P = a_E^{p'} P'_E + a_W^{p'} P'_W + a_N^{p'} P'_N + a_S^{p'} P'_S + b^{p'} \quad (A.39)$$

donde:

$$a_E^{p'} = \rho_e d_e^u \Delta y \quad (A.40)$$

$$a_W^{p'} = \rho_w d_w^u \Delta y \quad (A.41)$$

$$a_N^{p'} = \rho_n d_n^v \Delta x \quad (A.42)$$

$$a_S^{p'} = \rho_s d_s^v \Delta x \quad (A.43)$$

$$a_P^{p'} = a_E^{p'} + a_W^{p'} + a_N^{p'} + a_S^{p'} \quad (A.44)$$

$$b^{p'} = \frac{\rho - \rho^o}{dt} \Delta x \Delta y + [(\rho u^*)_w - (\rho u^*)_e] \Delta y + [(\rho v^*)_s - (\rho v^*)_n] \Delta x \quad (A.45)$$

*Anexos.*

Una vez obtenida la solución de la ecuación de  $p'$ , podemos obtener de las ecuaciones (A.24), (A.25) y (A.26) los valores de  $(u)$ ,  $(v)$ , y  $(p)$  respectivamente y por consiguiente nuevas aproximaciones de los campos de presión y velocidad. En la resolución segregada, a la hora de resolver la ecuación de la cantidad de movimiento, tenemos la temperatura de la última iteración, mientras que cuando se resuelve la ecuación de la energía se tienen los valores de las velocidades calculada de la ecuación de corrección de la presión. La secuencia global del método es el siguiente:

1. Estimar un valor de la presión,  $p^*$  ;
2. Resolver las ecuaciones de la cantidad de movimiento y obtener  $u^*$  y  $v^*$  ;
3. Resolver la ecuación de corrección de la presión y obtener  $p'$  ;
4. Calcular  $p$  a partir de  $p'$  ( $p = p^* + p'$ ) ;
5. Calcular  $u$  y  $v$  a partir de la ecuación corregida de las velocidades;
6. Resolver la ecuación de la energía en caso que esté acoplada con las velocidades (caso de convección natural), en caso contrario (convección forzada) esperar a resolver la ecuación de la energía cuando se haya obtenido la convergencia;
7. Asignar el nuevo valor de  $p$  a  $p^*$  y regresar al punto 2 y repetir el ciclo hasta que se alcance la convergencia.

En problemas no estacionarios, se hace necesario una formulación transitoria, para cada incremento de tiempo, las ecuaciones son resueltas iterativamente hasta la convergencia de las ecuaciones de energía y cantidad de movimiento ó hasta que se hallan alcanzado un número grande de iteraciones.

Cuando solamente se necesita los resultados del estado estable, son usadas las mismas estructuras, se realiza en cada incremento de tiempo, un número pequeño de iteraciones suficientes para evitar la divergencia de los resultados. Se alcanza el estado estable cuando las variaciones de los resultados entre dos tiempos consecutivos son despreciables o menor que un valor prescrito. Esta estrategia se describe esquemáticamente en la Fig. A.3.

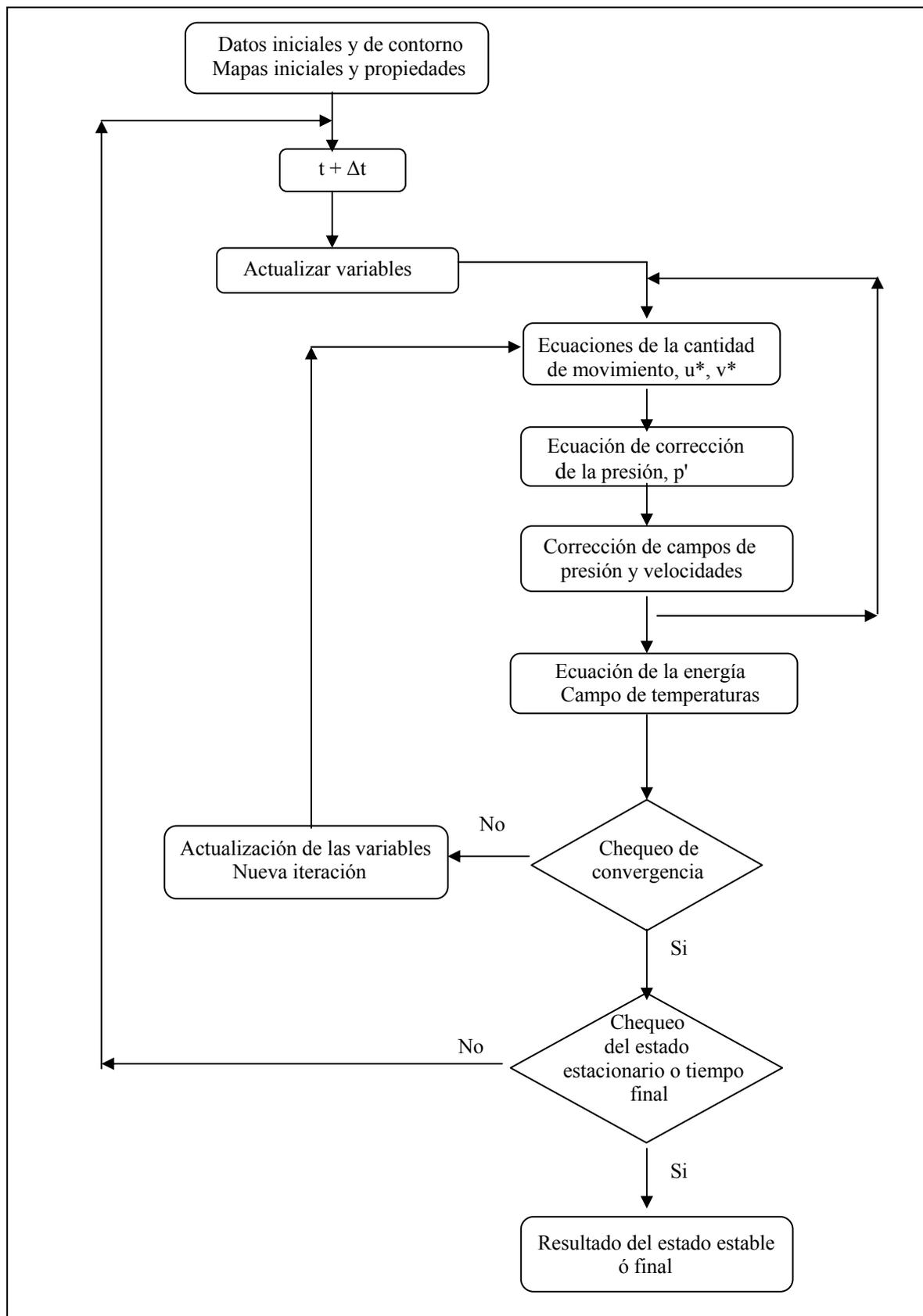


Fig. A3. Esquema del proceso iterativo basado en un algoritmo SIMPLEC.

### Anexo 3. Convección natural en recintos cerrados

#### A.3.1 Transferencia de calor entre el tanque termo-absorbedor y el agua

La fenomenología del intercambio de calor entre las paredes del tanque termo - absorbedor y el agua se considera convección natural en recintos cerrados. La convección natural dentro de recintos cerrados se ejemplifica a situaciones de un paralelepípedo rectangular, como el que se muestra en la Fig. A.4.

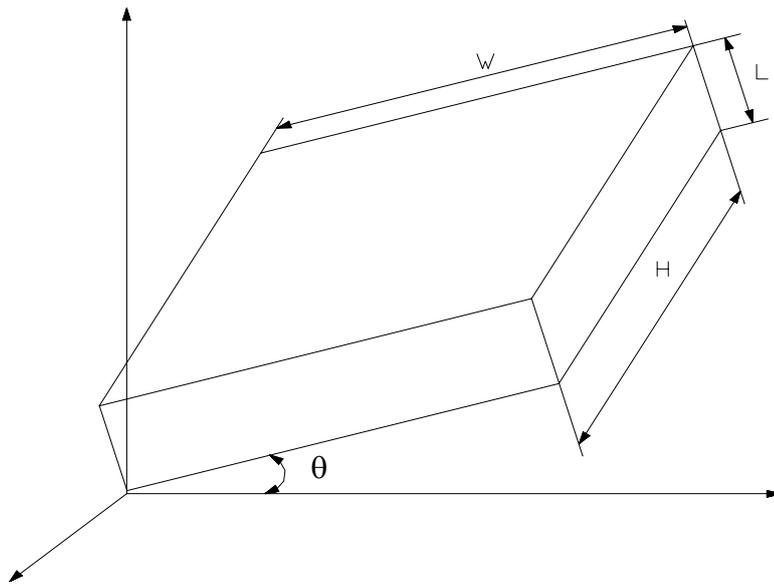


Fig. A.4. Representación esquemática del recinto cerrado.

Si se considera que el fluido es completamente opaco a la radiación térmica, el número de Nusselt viene definido por [Roshsenow, 1998]:

$$Nu = 1 + \frac{(q_f + q_{fo})L}{k(T_C - T_F)A_f} \quad (A.46)$$

y el número de Rayleigh, cuando se conoce la diferencia entre las temperaturas de las paredes,  $\Delta T_{C,F}$ , por:

$$Ra = \frac{g\beta(T_C - T_F)L^3}{v\alpha} \quad (A.47)$$

y cuando se conoce el flujo de calor en las paredes por:

$$Ra = \frac{g\beta q L^4}{v\alpha\lambda} \quad (A.48)$$

### A.3.2 Modelo de capa de conducción

El modelo de la capa de conducción (Hollands Y Raithby [Roshsenow, 1998]) se basa en el concepto del entorno de una superficie por una capa de fluido. Se origina una región central que toma temperaturas muy uniformes la cual se puede considerar como isotérmica. Una vez que los espesores de la capa de conducción se han especificado, encontrar la magnitud de la transferencia de calor y la temperatura crítica de esta región central es un problema de conducción de calor.

El espesor de la capa de conducción  $\Delta$ , sobre cada superficie individual del recinto puede ser calculado por la ecuación  $\Delta = X/Nu_x$ , donde  $X$  es la dimensión característica de la superficie y  $Nu_x$  es el número de Nusselt en esa superficie. En el cálculo del número de Nusselt para una superficie particular, se asume que la superficie esta sumergida en un fluido finito de temperatura uniforme,  $T_f$  y a su vez esta  $T_f$  depende del espesor de la capa de conducción, el método requiere de alguna iteración para encontrar  $T_f$  y de un valor inicial (supuesto) de  $T_f$ . Las capas de conducción son aplicadas a todas las superficies donde se tratan como sólidos de conductividad igual a la conductividad del fluido y a partir de una solución simple de la conducción, se calcula la transferencia de calor en cada cara.

El modelo de la capa de conducción solamente se ha verificado cuantitativamente en aquellos problemas en los cuales la influencia de las caras del recinto no es importante. Sin embargo, si se predice las tendencias y las asíntotas correctamente, es útil en correlaciones de datos experimentales y como un paso a la comprensión física de problemas que, cuando se ven de una perspectiva diferente, frecuentemente aparecen como muy complejos.

### A.3.3 Transferencia de calor en cavidades inclinadas

Se rige por la ley de escala angular. En dependencia del ángulo de inclinación  $\theta$ , el flujo en cavidades inclinadas puede parecerse al de los casos de las cavidades horizontal o vertical y escasamente combina las características de ambos. Consecuentemente, con unas pocas excepciones, el número de Nusselt en cavidades inclinadas puede determinarse, con una aproximación razonable, a partir de una correlación del número de Nusselt horizontal o vertical por medio de una simple ley de escala angular.

*Cavidades calentadas por arriba,  $90^\circ > \theta < 180^\circ$  y  $W/H > 8$*

La ley de escala angular se considera la propuesta por Anorld et al. [Arnold et al., 1974].

$$Nu_\theta(Ra) = 1 + (Nu_v(Ra) - 1)\sin\theta \quad \text{para } H/L = 1; 3; 6 \text{ y } 12 \quad (\text{A.49})$$

Anexos.

Cavidades calentadas por debajo,  $0^\circ < \theta < 90^\circ$  y  $W/H > 8$

Dos leyes de escala son útiles, la ley de escala horizontal de Clever et al. [Clever et al., 1977]

$$Nu_\theta(Ra) = Nu_H(Ra \cos \theta) \quad (A.50)$$

y la ley de escala vertical de Clever et al. [Clever et al., 1977]

$$Nu_\theta(Ra) = Nu_V(Ra \sin \theta) \quad (A.51)$$

Se define el valor de  $\theta_C$ , de tal forma que para  $\theta_C < 0$  se aplica la ley de escala horizontal y si  $\theta_C > 0$ , se aplica la ley de escala vertical. Para ángulo 0, se compara  $Nu_H$  y  $Nu_V$  y se resuelve para  $\theta_C$ .

Para  $H/L \geq 6$ , se toma el máximo de los  $Nu_\theta$ :

$$Nu_\theta = [Nu_H(Ra \cos \theta), Nu_V(Ra \sin \theta)]_{max}. \quad (A.52)$$

Cavidades con  $Pr \approx 0,7$  y  $W/H \geq 8$

Para  $H/L > 5$  y  $0^\circ \leq \theta \leq 60^\circ$ , la aplicación directa de la ley de escala horizontal de Clever, introduce errores significativos cuando  $Ra \approx 10^4$ . Una modificación recomienda Hollands et al. [Hollands et al., 1976] para y  $0^\circ \leq \theta \leq 60^\circ$ :

$$Nu_\theta(Ra) = 1 + 1,44 \left[ 1 - \frac{1708}{Ra \cos \theta} \right]^* \left[ 1 - \frac{1708(\sin 1,8\theta)^{1.6}}{Ra \cos \theta} \right] + \left[ \left( \frac{Ra \cos \theta}{5830} \right)^{\frac{1}{3}} - 1 \right]^* \quad (A.53)$$

Esta ecuación se ajusta bien a los datos hasta  $Ra \approx 10^5$ . Para  $Ra \approx 10^6$ , las inestimaciones de ElSherbiny et al [ElSherbiny et al., 1982], alcanzan hasta el 10 %. Los valores entre corchetes, [ ]\*, indican que solamente se toman los valores positivos del argumento, es decir:

$$[B]^* = \left( \frac{|B| + B}{2} \right) \quad (A.54)$$

Anexos.

Para  $\theta = 60^\circ$ , la relación recomendada se ha tomado de ElSherbiny et al. [84, 85]:

$$Nu_{60}(Ra) = [Nu_{60}^1, Nu_{60}^2]_{max.} \quad (A.55)$$

donde:

$$Nu_{60}^1 = \left[ 1 + \frac{(0,0936Ra^{0,314})^7}{1+G} \right]^{\frac{1}{7}} \quad \text{y} \quad G = \frac{0,5}{\left[ 1 + \left( \frac{Ra}{3165} \right)^{20,6} \right]^{0,1}} \quad (A.56)$$

y

$$Nu_{60}^2 = \left( 0,1044 + 0,1750 \frac{L}{H} \right) Ra^{0,283} \quad (A.57)$$

Para  $60^\circ \leq \theta \leq 90^\circ$ , se recomienda una interpolación lineal entre las relaciones para  $60^\circ$  y  $90^\circ$ :

$$Nu_{\theta}(Ra) = \frac{90^\circ - \theta}{30^\circ} Nu_{60}(Ra) + \frac{\theta - 60^\circ}{30^\circ} Nu_v(Ra) \quad (A.58)$$

#### A.3.4 Transferencia de calor en cavidades horizontales, $\theta = 0^\circ$ ó $\theta = 180^\circ$

Cuando,  $\theta = 180^\circ$ , y el fluido caliente se encuentra sobre el fluido frío, más pesado, la capa del fluido estacionario es estable intrínsecamente y el número de Nusselt es uno para todos los número de Rayleigh.

Para una orientación,  $\theta = 0^\circ$ , el fluido caliente esta debajo del fluido frío, y la capa de fluido estacionaria es, por naturaleza, inestable. El fluido permanece estacionario para números de Rayleigh,  $Ra$ , menores que cierto número de Rayleigh critico,  $(Ra_C)$ . Si  $Ra > Ra_C$ , las inestabilidades conducen a flujos convectivos estables, cuyas formas dependen del número de Rayleigh y del número de Prandtl. Para  $Ra$ , ligeramente mayores que  $Ra_C$ , el flujo consiste en contoneos estables, a medida que el  $Ra$  se incrementa, los modelos del flujo se hacen más complejos y eventualmente pueden ser inestables. Para  $Ra$  muy grandes el flujo se hace turbulento.

Las características de la transferencia de calor reflejan la existencia de varios regímenes del flujo: para  $Ra < Ra_C$ , el flujo es estacionario y  $Nu = 1$ . El movimiento se inicia cuando se supera el  $Ra_C$  y entonces se produce un repentino incremento del  $Nu$  proporcionalmente con el  $Ra$ , el cual, finalmente, para valores muy grandes del  $Ra$ , tiende asintóticamente a  $Ra^{1/3}$ .

Anexos.

La ecuación recomendada se toma de Hollands [Hollands, 1984] para cavidades no extensivas horizontalmente:

$$Nu = 1 + \left[ 1 - \frac{Ra_C}{Ra} \right]^* \left[ k_1 + 2 \left( \frac{Ra^{\frac{1}{3}}}{k_2} \right)^K \right] + \left[ \left( \frac{Ra}{5830} \right)^{\frac{1}{3}} - 1 \right]^* \left( 1 - \exp \left\{ -0,95 \left[ \left( \frac{Ra}{Ra_C} \right)^{\frac{1}{3}} - 1 \right]^* \right\} \right) \quad (A.59)$$

donde:

$$k_1 = \frac{1,44}{1 + \frac{0,018}{Pr} + \frac{0,00136}{Pr^2}}; \quad k_2 = 75 \exp \left( 1,5 Pr^{-\frac{1}{2}} \right) \text{ y } K = 1 - \ln \left( Ra^{-\frac{1}{3}} / k_2 \right) \quad (A.60)$$

Para paralelepípedos, con  $H/L$  y  $W/L \rightarrow \alpha$ , el  $Ra_{CP} \rightarrow 1708$ .

### A.3.5 Transferencia de calor en cavidades verticales, $\theta = 90^\circ$

En contraste con las cavidades horizontales, en las cuales hay solamente flujo cuando  $Ra > Ra_C$ , las cavidades verticales experimentan flujo para cualquier número de Rayleigh finito. A pequeños números de Rayleigh, las velocidades son pequeñas, paralelas a las láminas y su contribución a la transferencia de calor es pequeña y para todos los efectos prácticos, el número de Nusselt es uno.

Si  $H/L \leq 40$ , el flujo entra en un régimen de capa límite, antes de convertirse en inestable y pasar a un régimen turbulento de transición Este régimen de capa límite laminar [Gill, 1966], se caracteriza por capas límites laminares en cada plato, con un núcleo esencialmente laminar entre ellas: este núcleo es casi isoterma en la dirección horizontal, pero tiene un gradiente positivo en la dirección vertical de aproximadamente  $0,5(T_C - T_F)/H$ .

Para fluidos con  $Pr \geq 4$ , las ecuaciones se basan en las propuestas de Seki et al. [Seki et al, 1978]:

$$Nu = \left[ 1; 0,36 Pr^{0,051} \left( \frac{L}{H} \right)^{0,36} Ra^{0,25}; 0,084 Pr^{0,051} \left( \frac{L}{H} \right)^{0,1} Ra^{0,3} \right]_{\max} \quad \text{para } Ra \left( \frac{H}{L} \right)^3 < 4 \cdot 10^{12} \quad (A.61)$$

$$Nu = 0,039 Ra^{\frac{1}{3}} \quad \text{para } Ra \left( \frac{H}{L} \right)^3 > 4 \cdot 10^{12} \quad (A.62)$$

#### Anexo 4. Correlaciones para el cálculo de la radiación solar difusa

La irradiación solar difusa, básicamente, se determina por correlaciones de la irradiación difusa respecto a la irradiación solar global  $H_d/H$ , en función del índice de claridad de la atmósfera:

$$\frac{H_d}{H} = a + b \frac{H}{H_0} = a + b \cdot K_t \quad (\text{A.63})$$

o en función de la insolación relativa  $N/T_d$ :

$$\frac{H_d}{H} = c + d \frac{N}{T_d} \quad (\text{A.64})$$

El valor de  $N$ , número de horas de brillo solar en el día, se determina a partir de mediciones realizadas con heliógrafos y la duración astronómica del día solar por la expresión:

$$T_d = \frac{2}{15} \arccos(-\tan \phi \tan \delta) \quad (\text{A.65})$$

La irradiación extraterrestre diaria  $H_0$ , se obtiene mediante la ecuación:

$$H_0 = \frac{24}{\pi} I_{sc} E_o \left[ \cos \phi \cos \delta \sin \omega_s + \frac{\pi}{180} \omega_s \sin \phi \sin \delta \right] \quad (\text{A.66})$$

El factor de corrección de excentricidad de la órbita terrestre se determina por la expresión:

$$E_o = 1,00011 + 0,034221 \cos \Gamma + 0,00128 \sin \Gamma + 0,000719 \cos 2\Gamma + 0,0000 \sin 2\Gamma \quad (\text{A.67})$$

siendo

$$\Gamma = 2\pi \frac{n_d - 1}{365} \quad (\text{A.68})$$

La declinación solar viene dada por la expresión:

$$\begin{aligned} \delta = & 0,006918 - 0,399912 \cos \Gamma + 0,070257 \sin \Gamma - 0,006758 \cos 2\Gamma \\ & + 0,000907 \sin 2\Gamma - 0,002697 \cos 3\Gamma + 0,00148 \sin 3\Gamma \end{aligned} \quad (\text{A.69})$$

En ausencia de datos experimentales, se desarrollan modelos matemáticos para estimar la irradiación solar difusa.

#### A.4.1 Modelos en función de $K_t$

##### A.4.1.1 Modelo de Liu y Jordan

$$\frac{H_d}{H} = 1,39 - 4,027 K_t + 5,531 K_t^2 - 3,108 K_t^3 \quad \text{para: } 0,3 < K_t < 0,7 \quad (\text{A.70})$$

#### A.4.1.2 Modelo de Page

$$\frac{H_d}{H} = 1,00 - 1,13K_t \quad \text{para latitudes entre } 40^\circ \text{ N y } 40^\circ \text{ S} \quad (\text{A.71})$$

#### A.4.1.3 Modelo de Collares-Pereira y Rabl

$$\frac{H_d}{H} = 0,775 + 0,347 \frac{\pi}{180} (\omega_s - 90^\circ) - \left[ 0,505 + 0,261 \frac{\pi}{180} (\omega_s - 90^\circ) \right] \cos(2(K_t - 0,9)) \quad (\text{A.72})$$

#### A.4.1.4 Modelo de Iqbal - 1

$$\frac{H_d}{H} = 0,958 - 0,982K_t \quad \text{para } 0,3 < K_t < 0,6 \quad (\text{A.73})$$

#### A.4.2 Modelos en función de N/T<sub>d</sub>

##### A.4.2.1 Modelo de Iqbal - 2

$$\frac{H_d}{H} = 0,791 - 0,635 \frac{N}{T_d} \quad (\text{A.74})$$

##### A.4.2.2 Modelo de Iqbal - 3

$$\frac{H_d}{H_0} = 0,163 + 0,478 \frac{N}{T_d} - 0,655 \left( \frac{N}{T_d} \right)^2 \quad (\text{A.75})$$

#### A.4.3 Correlaciones experimentales para Santiago de Cuba

En la Fig. A.5 y A.6 se muestran las correlaciones obtenidas del ajuste lineal para la determinación de la irradiación diaria difusa para Santiago de Cuba en función de  $K_t$  y de  $N/T_d$ , Menéndez et al. [Menéndez, F. Ibañez, G. y Massipe, J.R. (1994)]. Los datos experimentales se han medido en la Estación Actinométrica del Centro de Investigaciones de Energía Solar de Santiago de Cuba.

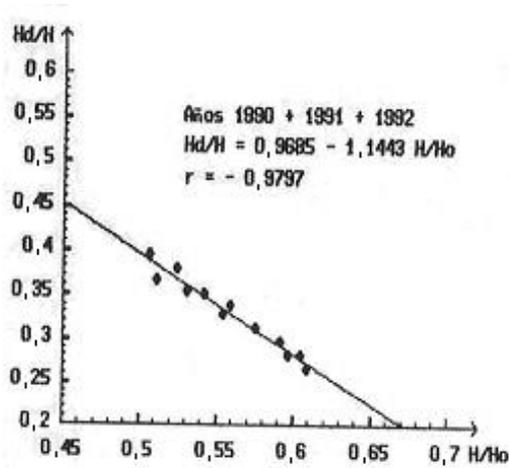


Fig. A.5 Irradiación difusa en función de  $K_t$ .

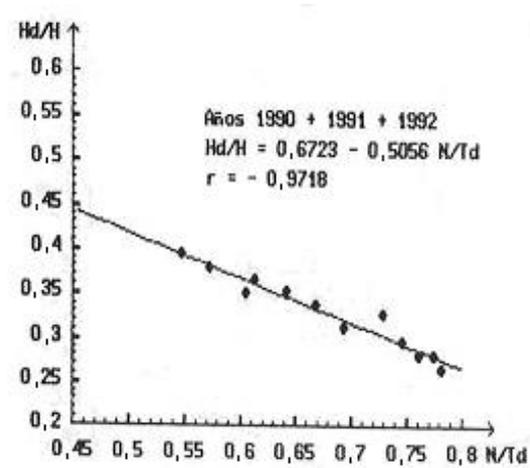


Fig. A.6. Irradiación difusa en función de  $N/T_d$ .

## Anexo 5. Correlaciones para el cálculo de coeficientes de transferencia de calor

### A.5.1 Coeficiente de transferencia de calor entre el agua y la pared del tubo

- *Régimen del movimiento del fluido:*

Velocidad en el interior de los tubos

$$V_i = \frac{\dot{m}}{A_{i,T} \rho_i} \quad (\text{A.76})$$

Número de Reynolds

$$\text{Re} = \frac{V_i d_i}{\nu} = \frac{\rho_i V_i d_i}{\mu_i} \quad (\text{A.77})$$

Si  $\text{Re} \leq 2\,300$ , el régimen es laminar

Si  $\text{Re} > 2\,300$ , el régimen es turbulento

- *Número de Nusselt medio*

Flujo laminar

a) Paredes del tubo isotérmicas

$$\text{Nu}_T = \sqrt[3]{\left(3,66^3 + 1,61^3 \text{Pe} \frac{d}{l}\right)} \quad \text{para } 0,1 < \text{Pe} \frac{d}{l} < 10^4 \quad (\text{A.78})$$

Para valores de  $\text{Pe}(d/l) < 0,1$ , se hace necesario tomar en cuenta la influencia de la conductividad longitudinal.

b) Flujo de calor constante en la pared

$$\text{Nu}_H = 1,953 * \sqrt[3]{\text{Pe} \frac{d}{l}} \quad \text{para } \text{Pe} \frac{d}{l} > 10^2 \quad (\text{A.79})$$

$$\text{Nu}_H = 4,36 \quad \text{para } \text{Pe} \frac{d}{l} < 10 \quad (\text{A.80})$$

donde:

$$\text{Pe} = \text{Re} \cdot \text{Pr} \quad (\text{A.81})$$

En tubos reales, la situación está entre estos dos casos límites. En este trabajo se utiliza la interpolación propuesta por Schweiger [Schweiger, H., 1997], basada en la relación ponderada entre las soluciones de los casos isotérmico y de flujo de calor constante.

Anexos.

$$Nu_m = \frac{1}{1 + Bi} Nu_H + \frac{Bi}{1 + Bi} Nu_T \quad (\text{A.82})$$

donde:

$$Bi = \alpha \frac{d_i}{\lambda_{tb}} = \frac{\lambda_f Nu}{d_i \lambda_{tb}} = Nu \frac{\lambda_f}{\lambda_{tb}} \quad (\text{A.83})$$

Flujo turbulento

$$Nu_m = \frac{f/8 (\text{Re} - 1000) \text{Pr}}{1 + 12,7 \sqrt{f/8} (\text{Pr}^{2/3} - 1)} \left[ 1 + \left( \frac{d}{l} \right)^{2/3} \right] \quad \text{para} \quad \begin{array}{l} 0 < d/l < 1 \\ 0,6 < \text{Pr} < 2000 \\ 2300 < \text{Re} < 10^6 \end{array} \quad (\text{A.84})$$

donde:

$$f = [1,82 \cdot \lg(\text{Re}) - 1,64]^{-2} \quad (\text{A.85})$$

- *Coefficiente local de transferencia de calor:*

$$\alpha_i = \frac{\lambda_i \cdot Nu_m}{d_i} \quad (\text{A.86})$$

### A.5.2 Coeficiente de transferencia de calor de la pared exterior del tubo al ambiente

- *Número de Nusselt medio*

$$\bar{Nu} = C \text{Re}^m \text{Pr}^{0,33} \quad \text{para} \quad 0,7 < \text{Pr} < 350 \quad (\text{A.87})$$

Si el ángulo entre la dirección del flujo y el eje del cilindro (ángulo de ataque) es menor que 90°, el valor se debe multiplicar por el coeficiente de corrección:

$$\varepsilon = 1 - 0,54 \cos^2 \varphi \quad (\text{A.88})$$

Tabla A.5. Valores de los coeficientes C y m

<i>Re</i>	<i>C</i>	<i>m</i>
0,1 < <i>Re</i> < 4	0,99	0,305
8 < <i>Re</i> < 10 <sup>3</sup>	0,59	0,470
5 · 10 <sup>3</sup> < <i>Re</i> < 5 · 10 <sup>4</sup>	0,22	0,600
<i>Re</i> > 5 · 10 <sup>4</sup>	0,026	0,800

- *Número de Reynolds*

$$\text{Re} = \frac{V_e \cdot d_e}{\nu} \quad (\text{A.89})$$

Anexos.

- *Coefficiente de transferencia de calor entre el tubo y el aire exterior*

$$\alpha = \frac{\lambda}{d_e} \overline{Nu} \quad (\text{A.90})$$

### A.5.3 Coeficiente global de transferencia de calor del fluido al ambiente

Para el tubo formado con aislante térmico tal como se muestra en la Fig. A.7, tenemos:

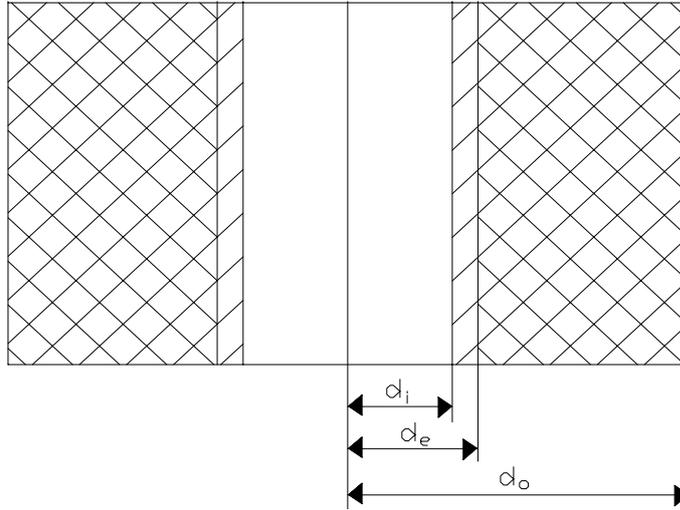


Fig. A.7. Configuración geométrica del tubo con aislante térmico.

El coeficiente global de transferencia de calor entre el fluido y el ambiente se determina por:

$$k = \frac{1}{\left(\frac{1}{h_1} + R_1\right) \frac{A_L^*}{A_i} + \frac{A_L^*}{2\pi L_T \lambda_{M1}} \ln \frac{d_e}{d_i} + \frac{A_L^*}{2\pi L_T \lambda_{M2}} \ln \frac{d_o}{d_e} + \left(\frac{1}{h_2}\right) \frac{A_L^*}{A_e}}, \quad (\text{A.91})$$

donde:

$$A_L^* = A_i = \pi d_i L_T \quad (\text{A.92})$$

y

$$A_e = \pi d_o L_T \quad (\text{A.93})$$

Para paredes planas formadas por dos materiales, el coeficiente global de transferencia de calor entre el fluido y el ambiente se calcula por:

$$k = \frac{1}{\frac{1}{h_1} + \sum_{i=1}^2 \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{h_2}} \quad (\text{A.94})$$

## A.6 Introducción al software TRNSYS

TRNSYS es un programa de simulación transitorio de naturaleza modular, que permite una gran flexibilidad en la simulación de sistemas solares y posibilita la adición de modelos matemáticos de nuevos componentes no incluidos en su librería básica.

### A.6.1 El sistema solar y sus componentes

Un sistema solar se define en TRNSYS como una serie (grupo) de componentes interconectados de tal manera que permita simular una tarea específica. Por ejemplo: Un sistema típico de calentamiento de agua solar puede consistir de: colectores solares, un tanque termo acumulador, una fuente auxiliar de energía, sensores y controlador de temperaturas.

El sistema solar al estar formado de componentes individuales, permite simular el comportamiento de todo el sistema simulando conjuntamente el comportamiento de los componentes interconectados. La técnica de simulación modular reduce significativamente la complejidad de la simulación del sistema solar porque reduce esencialmente un problema grande a un número de problemas pequeños, cada uno de los cuales puede ser más fácilmente resuelto independientemente.

### A.6.2 Diagrama del flujo

El diagrama del flujo es un esquema del flujo de información que entra y sale de los componentes interconectados del sistema solar. En el diagrama cada componente se representa por una caja. Cada pieza de información requiere la descripción completa del componente y se representa como una flecha directamente a la caja. En la Fig A.8 se representa un ejemplo de un esquema de flujo de de información, constituido por un colector solar y un calentador auxiliar de energía.

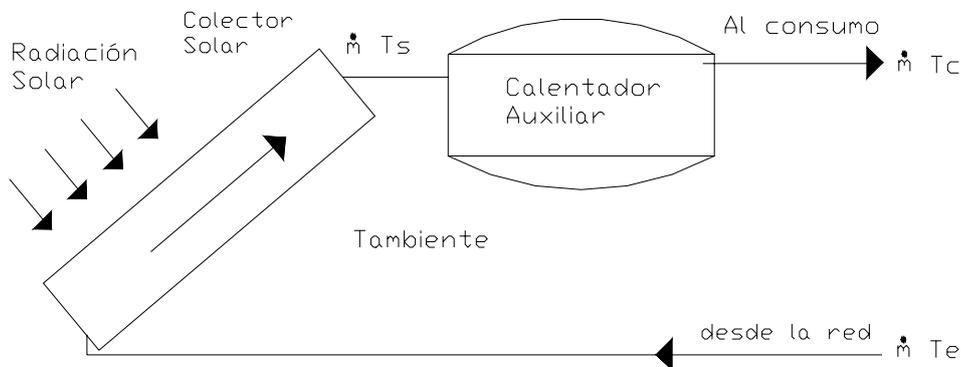


Fig. A.8. Diagrama de flujo de un sistema solar de calentamiento de agua.

El agua fría de la red, a la temperatura  $T_e$ , circula, a flujo constante  $\dot{m}$ , a través del colector solar y es calentada hasta la temperatura  $T_s$  y en caso de ser necesario por el calentador auxiliar, hasta la temperatura de consumo  $T_c$ . El problema consiste en determinar la energía auxiliar,  $Q_{aux}$ , requerida para calentar el agua hasta la temperatura de consumo.

### A.6.3 Formulación de los modelos de los componentes

La ecuación del colector solar permite determinar  $T_s$ :

$$T_s = T_e + \frac{Fr A_c}{\dot{m} c_p} [G - U_L (T_e - T_a)] \quad (A.95)$$

El colector se representa como:

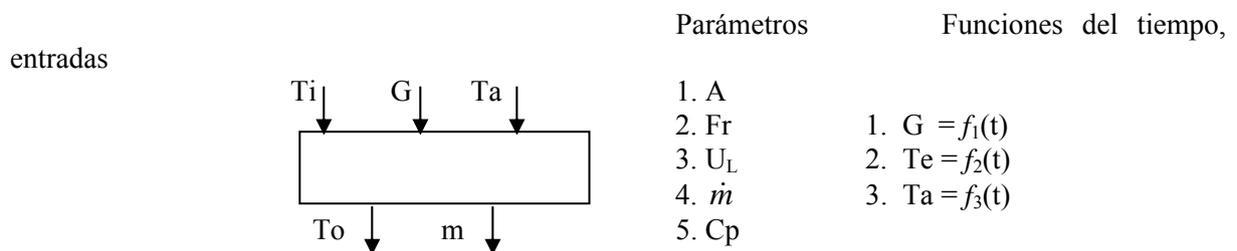


Fig. A.9. Representación del colector solar.

Las magnitudes  $G$ ,  $T_a$  y  $T_e$  son datos que se obtienen de salidas del componente Lector de Datos, que lee estos valores en los sucesivos incrementos de tiempo. Se define por:

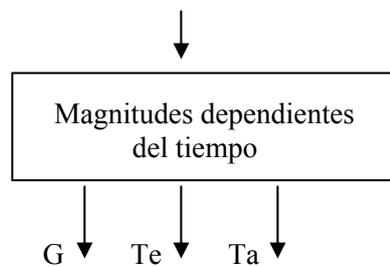


Fig. A.10. Magnitudes dependientes del tiempo.

El calentador auxiliar se representa esquemáticamente en la forma:

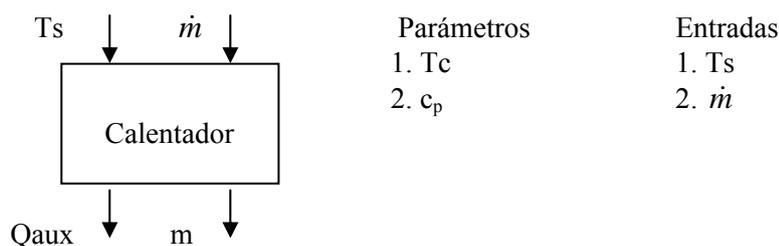


Fig. A.11. Representación del calentador auxiliar.  
 Para calcular la energía auxiliar requerida  $Q_{aux}$ , la energía instantánea se suma o integra en el tiempo.  
 Para este propósito, es necesario incluir un integrador de cantidad como uno de los componentes del sistema. Su representación es:

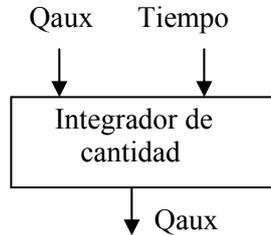


Fig. A.12 Representación del integrador de magnitudes.

Se hace necesario incluir alguna forma de salida en el diagrama de flujo. En este ejemplo, el usuario puede desear imprimir  $Q_{aux}$ , así como dibujar e imprimir la variación de  $T_s$  con el tiempo.



Fig. A.13. Representación de las salidas de la información.

El diagrama de flujo de información de todo el sistema se representa por:

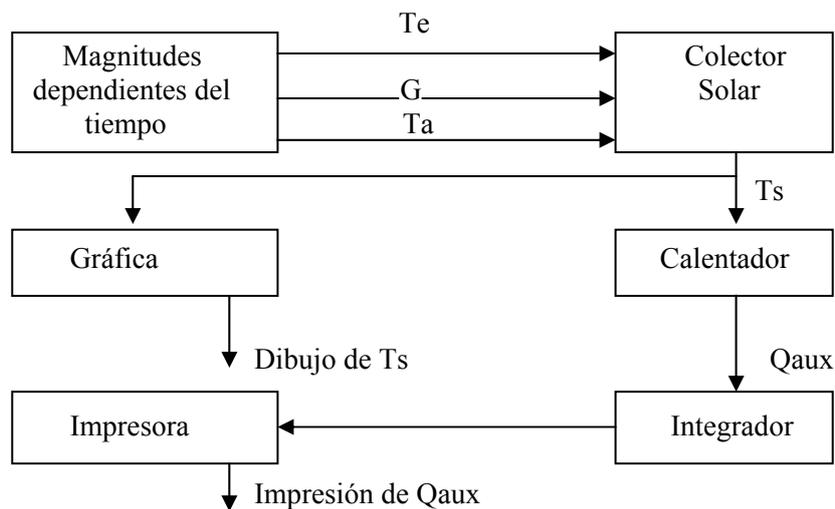


Fig. A.14. Diagrama de flujo del sistema.

#### A.6.4 Números TYPE y UNIT

TRNSYS identifica los diferentes tipos de componentes que aparecen en el diagrama de flujo por un número TYPE específico para cada componente y reconoce la posición de cada componente en el

*Anexos.*

diagrama de flujo por un único y arbitrario número UNIT que elige el usuario entre 1 y 80. Si en una simulación se tiene más de un mismo componente, el número TYPE es el mismo y los números UNIT diferentes. Ejemplo:

UNIT 4 TYPE 3 BOMBA

UNIT 7 TYPE 3 BOMBA

### **A.6.5 Tipos del flujo de información**

Se hace necesario distinguir los tipos de información que puede ser utilizado en el diagrama de flujo.

La información dentro de los componentes puede ser de tres tipos:

1. La variable de SALIDA de un componente del sistema constituye una variable de ENTRADA en otro componente. Las variables ENTRADAS son las variables cuyos valores pueden variar durante la simulación.
2. La información que siempre es constante durante la simulación y son de interés de los componentes se definen por TRNSYS como PARAMETROS de los componentes.
3. La variable TIEMPO se maneja internamente por TRNSYS y normalmente no concierne al usuario.

Las variables OUTPUT, INPUT, PARAMETERS y TIME representan todo la información que puede tener lugar en el diagrama de flujo de un sistema solar simulado en TRNSYS.

### **A.6.6 Solución de las ecuaciones diferenciales**

TRNSYS utiliza dos métodos:

- Analítico;
- Numérico.

#### **A.6.6.1 Soluciones analíticas**

Los modelos contienen ecuaciones diferenciales que, generalmente, se formulan como:

$$\frac{dT}{dt} = aT + b \quad (\text{A.96})$$

Si  $b$  es constante, la solución exacta puede determinarse fácilmente. Si  $b$  no es constante, una aproximación razonable a la solución analítica se obtiene asumiendo  $b$  constante en cada incremento de tiempo e igual a su valor promedio.

A cualquier tiempo,  $t$ , para  $a \neq 0$

Anexos.

$$T_t = \left( T_{t-\Delta t} + \frac{\bar{b}}{a} \right) \exp(a\Delta t) - \frac{\bar{b}}{a} \quad (\text{A.97})$$

Si  $b$  es una función lineal del tiempo, tenemos:

$$\bar{b} = b\left(t - \frac{\Delta t}{2}\right) \quad (\text{A.98})$$

Si  $b$  se define como una función de la variable dependiente  $T$ :

$$\bar{b} = b\left(T\Big|_{t-\Delta t}^t\right) \quad (\text{A.99})$$

donde:

$$\bar{T}\Big|_{t-\Delta t}^t = \frac{1}{a\Delta t} \left[ T_{t-\Delta t} + \frac{\bar{b}}{a} \right] \left[ \exp(a\Delta t) - 1 \right] - \frac{\bar{b}}{a} \quad (\text{A.100})$$

Cuando aplicamos soluciones analíticas a ecuaciones diferenciales en cada paso de tiempo TRNSYS utiliza la subroutine DIFFEQ.

#### A.6.6.2 Métodos numéricos

Muchas veces no es posible expresar las ecuaciones diferenciales en forma de la ecuación (A.96). En general, las ecuaciones diferenciales tienen la forma:

$$\frac{dT}{dt} = f(t, T) \quad (\text{A.101})$$

La solución de esta ecuación diferencial en cualquier instante de tiempo  $t$ , puede ser:

$$T_t = T_{t-\Delta t} + \int_{t-\Delta t}^t f(t, T) dt \quad (\text{A.102})$$

Varios métodos se han desarrollados para estimar numéricamente el valor de la integral (A.102). El usuario, en TRNSYS, puede escoger entre:

- Euler modificado;
- Heun original;
- Adams de 4<sup>to</sup> orden.

### A.6.7 Convergencia e integración

La convergencia de las soluciones numéricas de las ecuaciones diferenciales son chequeadas por comparaciones sucesivas de la variable dependiente ( $T_t$ ) hasta que se cumpla:

$$\frac{2}{|T_t^i| + |T_t^{i-1}|} > \varepsilon_D \quad (\text{A.103})$$

Si no se alcanza la convergencia de alguna de las variables dependientes dentro del número de iteraciones especificadas en los LIMITS aparece un mensaje de aviso y la simulación prosigue, si la situación ocurre más que el número especificado, la simulación termina con un mensaje de error.

### A.6.8 Funciones de control

Los conceptos y definiciones anteriores nos indican la naturaleza de la información requerida para describir un sistema modular consistente en componentes interconectados.

Las funciones de control en TRNSYS se dividen en:

- Control de la simulación. Acciona sobre la operación y define el largo y el error de la simulación;
- Control de componentes. Define los componentes y sus interconexiones;
- Control de listado. Afecta la salida del procesador y la señal END.

### Anexo 7. Subrutina de TRNSYS del Colector Solar Termoacumulativo

SUBROUTINE TYPE 184 (TIME,XIN,OUT,T,DTDT,PAR,INFO,ICNTRL,\*)

```

C *****
C ESTA SUBROUTINA SIMULA UN COLECTOR SOLAR TERMOACUMULATIVO
C ESTRATIFICADO, CONSISTENTE DE N SECCIONES TOTALMENTE MEZCLADAS,
C EL VALOR DE LOS NODOS TÉRMICOS LO SELECCIONA EL USUARIO.
C UTILIZA UN MODELO GLOBAL TRANSITORIO DEL COLECTOR SOLAR,
C BASADO EN BALANCES DE ENERGIA.
C *****

C *****
C PAR: Vector de parámetros
C 1: Área de la cubierta AC, m2
C 2: Volumen del agua en el tanque del colector VOL, m3
C 3: Calor específico del agua CPF, kJ/(m2°C)
C 4: Densidad del agua ROF, kg/m3
C 5: Coeficiente de perdidas de calor por cubierta UT, kJ/(hrm2°C)
C 6: Ancho del tanque termo-absorbedor HTTA, m
C 6+i : Ancho de los nodos H(J), m
C 7: Temperatura de ebullición del agua, TBOIL, C
C 8: Eficiencia óptica del colector FRTAN
C 9: Coeficiente del modificador del ángulo de incidencia bo
C 10: Coeficiente del modificador del ángulo de incidencia b1

C *****
C XIN: Vector de entrada
C 1:Radiación solar total sobre el colector solar GT, kJ/(hrm2)
C 2:Radiación solar global horizontal GH, kJ/(hrm2)
C 3:Radiación solar difusa horizontal GD, kJ/(hrm2)
C 4:Reflexividad de la tierra RHO
C 5:Angulo de incidencia sobre la cubierta THETA, grados
C 6:Inclinación del colector solar SLP, grados
C 7:Temperatura del agua a la entrada TL, °C
C 8:Caudal del agua extraída FMD kg/hr
C 9:Temperatura del ambiente TAMB, °C

C *****
C OUT: Vector de salida
C 1: Temperatura del nodo de abajo S(AVG+NEQ), °C
C 2: Temperatura del nodo de arriba S(AVG+1), °C
C 3: Caudal del agua al consumidor FMD, kg/hr
C 4: Razón de pérdidas totales de calor al ambiente QPT, kJ/hr
C 5: Razón de energía liberada (útil) para suministrar la carga
C menos la energía de entrada QUTIL, kJ/hr
C 6: Variación de la energía interna del colector a partir del
C comienzo de la simulación DELAU, kJ/hr
C 7: Radiación solar absorbida por la mitad superior del tubo QAT, kJ/hr
C 8: Radiación solar absorbida por el agua QAW, kJ
C 9: Razón de perdidas de calor por el colector QAMB, kJ/hr
C 10: Razón de perdidas de energía por la ventosa QVENT, kJ/hr
C 11: Temperatura de media del agua en el colector TF, °C
C 11+i: Temperatura de los nodos S(AVG+i), °C.
C *****

```

```

C*****
C INFO: Estado de la simulación, datos de control, etc.,
C ICNTRL: Parámetros de control discretos (on/off),
C ICNTRL(2i-1): Valor al inicio de la iteración,
C ICNTRL(2i): Valor al final de la iteración,
C *: La estrellita al final es obligatoria.
C*****

C Declaración de variables *****
DOUBLE PRECISION XIN,OUT
INTEGER FINAL,DIRECT,AVG,OLD
REAL MFCP,MCPN
LOGICAL HMODE
CHARACTER*1 TRNEDT,PERCOM,HEADER,PRTLAB,LNKCHK,PRUNIT,IOCHEK,
. PRWARN
CHARACTER*3 YCHECK(9),OCHECK(25)

INTEGER*4 INFO
DIMENSION T(15),DTDT(15),XIN(10),OUT(25),PAR(25),INFO(15)
DIMENSION U(16),V(16),H(15)
COMMON/SIM/ TIME0,TFINAL,DELT,IWARN
COMMON/STORE/ NSTORE,IAV,S(5000)
COMMON /LUNITS/ LUR,LUW,IFORM,LUK
COMMON /CONFIG/ TRNEDT,PERCOM,HEADER,PRTLAB,LNKCHK,PRUNIT,IOCHEK,
. PRWARN
DATA IUNIT/0/,NSTK/15/,PI/3.14151927/
DATA RDCONV/0.017453/,SQRT2/1.41421356/,CONV/0.001/

C Funcion TAUALF
TAUALF(THETA)=1.-B0*(1./AMAX1(0.5,COS(THETA*RDCONV))-1.)
. - (1.-B0)*(AMAX1(60.,THETA)-60.)/30.

C Transformando a simple precision
C DO 990 I=1,6
C 990 XIN(I)=SNGL(XIND(I))

C Control de las iteraciones
IF (INFO(7).GE.0) GO TO 10

C*****
C Primera llamada de la simulación
C*****

C Cuidado el usuario de este TYPE requiere la funcion TALF
CALL LINKCK('TYPE 84','TALF',4,INFO(1))

C INFO(9): Define si las salidas dependen explícitamente del tiempo o de los datos de entrada
C NI: Numero de variables de entrada,
C NEQ: Numero de derivadas,
C INFO(6): Numero de variables de salida.

NI = 9
NEQ=INFO(5)
INFO(6)=10+MAX(1,(NEQ-2))

```

Anexos.

- C Selección de los tipos de variables de entrada y salida
- C YCHECK: Entradas, 'Característica de la variable de entrada'
- C OCHECK: Salida, 'Característica de la variable de salida'

```
DATA YCHECK/'IR1','IR1','IR1','DM1','DG1','DG1','TE1',  
1      'MF1','TE1'/
```

```
DATA OCHECK/'TE1','TE1','MF1','PW1','PW1','EN1','PW1',  
1      'PW1','PW1','PW1','TE1','TE1','TE1','TE1',  
1      'TE1','TE1','TE1','TE1','TE1','TE1','TE1',  
1      'TE1','TE1','TE1','TE1'/  
CALL RCHECK(INFO,YCHECK,OCHECK)
```

```
IF (NEQ.LT.1 .OR. NEQ.GT.15) CALL TYPECK(5,INFO,0,0,0)
```

- C Asigna espacio en el vector S  
INFO(10) = NEQ\*4+4

- C Define el numero de parámetros, NP.  
HMODE=.FALSE.  
IF(PAR(6).GT.0) HMODE=.TRUE.

```
ITANK=0  
IU=0  
IND=1.
```

```
IF(HMODE) IND=NEQ  
NP=9+IND+ITANK+IU
```

- C Comprueba el número de parámetros, entradas y salidas.  
CALL TYPECK(1,INFO,NI,NP,NEQ)

- C Encuentra la temperatura media y escoge las temperaturas iniciales

```
IS = INFO(10) + NEQ - 1  
IAVG = INFO(10) + NEQ*2 - 1  
IOLD = INFO(10) + NEQ*3 - 1  
TI = 0.  
HIGH = 0.  
DO 5 J = 1,NEQ  
IS = IS + 1  
IAVG = IAVG + 1  
IOLD = IOLD + 1  
S(IS) = T(J)  
S(IAVG) = T(J)  
S(IOLD) = T(J)  
HN=ABS(PAR(6))/FLOAT(NEQ)  
IF(PAR(6).LT.0.) GO TO 4  
HN=PAR(5+J)  
4  HIGH = HIGH + HN  
5  TI = TI + T(J)*HN  
TI = TI/HIGH  
IS=INFO(10)+NEQ*4-1  
S(IS+1)=TI
```

C Si la unidad ha cambiado, toma nuevamente los parámetros

```
10 IF (INFO(1).EQ.IUNIT) GO TO 30
   IUNIT=INFO(1)
   NEQ = INFO(5)
   XNEQ = FLOAT(NEQ)
```

C Selecciona los parámetros de los nodos

```
HMODE=.FALSE.
IF(PAR(6).GT.0) HMODE=.TRUE.
```

C Escoge los parámetros de los identificadores

```
ITANK=0
IU=0
IND=1
IF(HMODE) IND=NEQ
```

C Determina el numero total de parámetros

```
LAST=9+IND+ITANK+IU
```

C Selección de la variable Parámetros.

```
AC=PAR(1)
VOL = PAR(2)
CPF=PAR(3)
RHOF=PAR(4)
UL=ABS(PAR(5))
TBOIL=PAR(6+IND)
FRTAN=PAR(7+IND)
B0=PAR(8+IND)
B1=PAR(9+IND)
```

C Selecciona los parámetros adicionales de U

C Chequea que sea real que el coeficiente global de perdida de calor es > 0

```
7 IF(UL.LT.0) UL=0.
```

```
HNODE=ABS(PAR(6))/XNEQ
HIGH=0.
```

```
DO 27 J=1,NEQ
  H(J)=HNODE
  IF(HMODE) H(J)=PAR(5+J)
27 HIGH=HIGH+H(J)
```

```
INIT = INFO(10) - 1
FINAL = INIT + NEQ
AVG = FINAL + NEQ
OLD = AVG + NEQ
IS = OLD+NEQ
```

C Parametros resumidos del colector

```
MFCP = VOL*RHOF*CPF
ULAC = UL*AC
```

```
30 CONTINUE
```

Anexos.

C Selección de la variable Entradas

GT=XIN(1)  
GH=XIN(2)  
GD=XIN(3)  
RHO=XIN(4)  
THETA=XIN(5)  
SLP=XIN(6)  
TL=XIN(7)  
FLWLL=XIN(8)  
TENV=XIN(9)

TIN=0.  
FLWS=0.  
FLWL=FLWLL\*CPF  
QVENT=0.

C En la primera llamada de cada paso del tiempo, salva los valores iniciales  
C de las temperaturas nodales. Son los valores finales de la llamada anterior

IF (INFO(7) .GT. 0) GO TO 60  
37 DO 35 K = 1,NEQ  
KI = INIT + K  
KF = FINAL + K  
35 S(KI) = S(KF)

C Determinacion del modificador del angulo de incidencia, una vez en cada paso de tiempo  
IF(GT.GT.0. .AND. THETA.LT.90.) GO TO 40

C Si no hay radiacion solar  
XKAT=0.  
GO TO 60

C Uso de las relaciones de Brandemuehl para los angulos de incidencias efectivos.

40 EFFSKY=59.68-0.1388\*SLP+0.001497\*SLP\*SLP  
EFFGND=90.-0.5788\*SLP+0.002693\*SLP\*SLP  
COSSLP=COS(SLP\*RDCONV)  
FSKY=(1.+COSSLP)/2.  
FGND=(1.-COSSLP)/2.  
GDSKY=FSKY\*GD  
GDGND=RHO\*FGND\*GH

C Uso de constante a partir de pruebas ASHRAE, si b1 = 0

41 IF(B1.EQ.0.) THEN  
XKATB=TAUALF(THETA)  
XKATDS=TAUALF(EFFSKY)  
XKATDG=TAUALF(EFFGND)  
ELSE  
IF((ABS(THETA).GE.85.).AND.(ABS(THETA).LE.90.)) THETA=85.  
STHETA=(1./COS(THETA\*RDCONV))-1.  
SSKY=(1./COS(EFFSKY\*RDCONV))-1.  
SGND=(1./COS(EFFGND\*RDCONV))-1.  
XKATB=1.-B0\*STHETA-B1\*STHETA\*STHETA  
XKATDS=1.-B0\*SSKY-B1\*SSKY\*SSKY  
XKATDG=1.-B0\*SGND-B1\*SGND\*SGND  
ENDIF

Anexos.

```
45  XKAT=(XKATB*(GT-GDSKY-GDGND)+XKATDS*GDSKY+XKATDG*GDGND)/GT
    IF(XKAT.LE.0) XKAT=0.
    GO TO 60
```

C Modificador del angulo de incidencia

```
60  IF(INFO(7).LE.0) OUT(17)=XKAT
    XKAT=OUT(17)
```

C Si hay un solo nodo

```
62  IF(NEQ.EQ.1) GO TO 200
```

C Determina cuales nodos recibe el caudal de entrada

```
    NCOLL=1
    NLOAD=NEQ
```

C Calculo de las temperaturas de cada nodo. Las temperaturas final y media del nodo K es

C almacenada en S(FINAL+K) y S(AVG+K).

```
65  NSTART = NCOLL
    IF (FLWL .GT. FLWS) NSTART = NLOAD
    NODE = NSTART
    DIRECT = 1
    DO 90 N=1,NEQ
```

C Caudal de entrada

```
    FL1 = 0.
    FL2 = 0.
    T1 = 0.
    T2 = 0.
    IF (NODE .NE. NCOLL) GO TO 70
    T1 = TIN
    FL1 = FLWS
```

```
70  IF (NODE .NE. NLOAD) GO TO 72
    IF (FLWL .LE. 0.) GO TO 72
    T1 = (FL1*T1 + FLWL*TL)/(FL1 + FLWL)
    FL1 = FL1 + FLWL
```

C Caudal desde los nodos adyacentes

```
72  IF (NODE .EQ. NSTART) GO TO 80
    IF (DIRECT .EQ. 1) GO TO 76
```

C Caudal neto arriba desde el nodo inferior

```
    FL2 = 0.
    IF (NLOAD .GT. NODE) FL2 = FLWL
    IF (NCOLL .LE. NODE) FL2 = FL2 - FLWS
    T2 = S(AVG+NODE+1)
    GO TO 80
```

C Caudal neto abajo desde el nodo de arriba

```
76  FL2 = 0.
    IF (NCOLL .LT. NODE) FL2 = FLWS
    IF (NLOAD .GE. NODE) FL2 = FL2 - FLWL
    T2 = S(AVG+NODE-1)
```

Anexos.

C Pérdidas de calor al ambiente

80  $UA = ULAC * H(NODE) / HIGH$

C Capacidad térmica de cada nodo

$MCPN = MFCP * H(NODE) / HIGH$

C Radiación solar a cada nodo

$RSI = GT * AC$

$RSA = RSI * XKAT * FRTAN$

$RSAN = RSA * H(NODE) / HIGH$

C Determinación de la temperatura del nodo al final del paso del tiempo y la temperatura media

C en el intervalo de tiempo

$KI = INIT + NODE$

$KF = FINAL + NODE$

$KAVG = AVG + NODE$

$AA = -(FL1 + FL2 + UA) / MCPN$

$BB = (FL1 * T1 + FL2 * T2 + UA * TENV + RSAN) / MCPN$

$TI = S(KI)$

CALL DIFFEQ(TIME, AA, BB, TI, TF, TAVG)

$S(KF) = TF$

$S(KAVG) = TAVG$

C Mantenimiento de los arreglos U y V para las inestabilidades

IF(ABS(AA) .GT. 0.) GO TO 84

$U(NODE) = DELT / MCPN$

$V(NODE) = U(NODE) / 2.$

GO TO 85

84  $U(NODE) = (EXP(AA * DELT) - 1.) / AA / MCPN$

$V(NODE) = ((EXP(AA * DELT) - 1.) / AA / DELT - 1.) / AA / MCPN$

C Ir al siguiente nodo. Arrancar si NODE = NEQ

85  $NODE = NODE + DIRECT$

IF (NODE .LE. NEQ) GO TO 90

$DIRECT = -1$

$NODE = NSTART - 1$

90 CONTINUE

IF(NEQ.EQ.1) GO TO 200

C Chequeo absoluto de las inestabilidades de las temperaturas de los nodos

150  $NEQEND = NEQ - 1.$

DO 155 JJ=1, NEQEND

IF(S(FINAL+JJ).LT.S(FINAL+JJ+1)) GO TO 165

155 CONTINUE

GO TO 400

165  $TMIX = 0.$

$HMIX = 0.$

DO 175 LL=JJ, NEQ

$TMIX = TMIX + S(FINAL+LL) * H(LL)$

$HMIX = HMIX + H(LL)$

IF(LL.EQ.NEQ) GO TO 185

IF(TMIX/HMIX.GT.S(FINAL+LL+1)) GO TO 185

Anexos.

175 CONTINUE

185 TMIX = TMIX/HMIX

DO 195 KK=JJ,LL

QTMIX = (TMIX - S(FINAL+KK))/U(KK)

S(FINAL+KK) = TMIX

S(AVG+KK) = S(AVG+KK) + QTMIX\*V(KK)

195 CONTINUE

GO TO 150

C Chequea si la temperatura es mayor que la temperatura de ebullición

400 DO 405 JJ=1,NEQ

IF(S(FINAL+JJ).GT.TBOIL) THEN

MCPN=MFCP\*H(JJ)/HIGH

QVENT=QVENT+MCPN\*(S(FINAL+JJ)-TBOIL)

S(AVG+JJ)=S(AVG+JJ) - (S(FINAL+JJ)-TBOIL)/2.

S(FINAL+JJ)=TBOIL

ENDIF

405 CONTINUE

GO TO 300

C Colector solar de un nodo, tanque totalmente mezclado

C Radiación solar incidente en cada nodo

200 RSI=GT\*AC

RSA=RSI\*XKAT\*FRTAN

RSAN=RSA

UA = ULAC

MCPN=MFCP

AA = -(FLWS + FLWL + UA)/MFCP

BB = (FLWL\*TL + UA\*TENV + RSAN)/MFCP

TI = S(INIT+1)

CALL DIFFEQ(TIME,AA,BB,TI,TF,TAVG)

S(FINAL+1) = TF

S(AVG+1) = TAVG

C Chequea si la temperatura es mayor que la temperatura de ebullición

IF(S(FINAL+1).GT.TBOIL) THEN

QVENT=MFCP\*(S(FINAL+1)-TBOIL)

S(AVG+1)=S(AVG+1) - (S(FINAL+1)-TBOIL)/2.

S(FINAL+1)=TBOIL

ENDIF

TF = S(FINAL+1)

QENV = UA\*(S(AVG+1)-TENV)

DTDT(1) = (TF - TI)/DELT

GO TO 320

C Determinación de los flujos de energía, la variación de la energía interna y las derivadas medias

```
300 TF = 0.  
    QENV = 0.  
    DO 310 K = 1,NEQ  
    KI = K + INIT  
    KF = K + FINAL  
    KAVG = K + AVG  
    KOLD = K + OLD  
    S(KOLD) = S(KAVG)  
    TF = TF + S(KF)*H(K)  
    UA = ULAC*H(K)/HIGH  
    QENV = QENV + UA*(S(KAVG)-TENV)  
310 DTD(T(K)) = (S(KF) - S(KI))/DELT  
    TF = TF/HIGH  
320 QUTIL = FLWL*(S(AVG+1) - TL)  
    IF (QUTIL.LE.0) QUTIL = 0  
    QPT=QENV+QVENT  
    QIN=RSI  
    QAB=RSA  
    DELAU=(TF-S(IS+1))*MFCP
```

C Selección de la variable Salidas

```
    OUT(1)=S(AVG+NEQ)  
    OUT(2)=S(AVG+1)  
    OUT(3)=FLWLL  
    OUT(4)=QPT  
    OUT(5)=QUTIL  
    OUT(6)=DELAU  
    OUT(7)=QIN  
    OUT(8)=QAB  
    OUT(9)=QENV  
    OUT(10)=QVENT  
    OUT(11)=TF  
    N=NEQ-1  
    IF(N.LT.2) RETURN 1  
    DO 350 I=2,N  
350 OUT(10+I)=S(AVG+I)
```

RETURN 1

END

## Anexo 8. Comportamiento del colector solar termoacumulativo en Cuba

El desarrollo y comercialización, en los últimos años, de nuevos materiales para las cubiertas y superficies absorbedoras y diseños de colectores solares termoacumulativos han permitido a un menor coste desarrollar modelos comerciales de estos colectores solares competitivos en las condiciones socio-económicas de Cuba.

En este anexo se compara el comportamiento térmico de colectores solares termoacumulativos de cubierta de vidrio con colectores solares planos y termosifónicos en 4 localidades de Cuba. Mediante el programa TRNSYS se simula los sistemas solares correspondientes a cada colector solar.

### A.8.1 Sistemas solares simulados

Las características comunes de los sistemas solares estudiados se muestran en la Tabla A.6, en todos los casos se complementa con una fuente auxiliar de energía y se consideran las pérdidas de calor en las tuberías.

Tabla A.6. Parámetros característicos comunes de los sistemas solares simulados.

Parámetros característicos	Unidades	Valores
Inclinación de los colectores	-	Latitud
Eficiencia de la fuente auxiliar	-	100
Eficiencia del intercambiador de calor	-	90
Superficie de los colectores solares	m <sup>2</sup>	5
Volumen de almacenamiento	litros m <sup>-2</sup>	75
Consumo de agua caliente	litros día <sup>-1</sup>	200
Temperatura del agua de la red	°C	20
Temperatura del agua al consumidor	°C	60
Perfil de extracción	-	Fig. 4.8
Conductividad térmica del aislante térmico	W m <sup>-1</sup> K <sup>-1</sup>	0,035
Espesor del aislante térmico	m	0,050

El esquema hidráulico de los sistemas solares son los mostrados en las Figuras 4.11, 4.12 y 4.13 para los colectores solares planos, termosifónicos y termoacumulativos respectivamente.

### A.8.2 Datos climatológicos de localidades de Cuba

Se utilizan datos del Atlas de Radiación Solar de la República de Cuba [Alvarez\_Guerra, M. et al. (1992)] y de Menéndez et al. [Menéndez, H.F. et al. (1994)], en forma de valores medios mensuales (Tabla A.7).

Tabla A.7. Datos climatológicos de las localidades de Cuba.

Localidades → Meses ↓	Santiago de Cuba		Ciego de Avila		La Habana		Pinar del Rio	
	Lat: H <sub>h</sub> MJ/m <sup>2</sup>	T <sub>a</sub> °C	Lat: H <sub>h</sub> MJ/m <sup>2</sup>	T <sub>a</sub> °C	Lat: H <sub>h</sub> MJ/m <sup>2</sup>	T <sub>a</sub> °C	Lat: H <sub>ad,h</sub> MJ/m <sup>2</sup>	T <sub>a</sub> °C
Enero	17,5	23,4	15,4	21,6	14,6	19,8	15,0	20,5
Febrero	19,3	25,3	18,0	23,1	17,2	21,2	17,6	22,3
Marzo	21,5	25,7	21,8	23,5	21,3	21,6	21,7	22,6
Abril	23,2	24,6	24,4	24,2	23,8	22,2	24,4	23,6
Mayo	24,3	26,3	23,8	25,1	23,6	23,1	24,0	24,1
Junio	23,4	27,1	23,3	25,4	21,8	23,5	22,4	24,4
Julio	20,7	27,5	24,1	25,8	23,7	23,7	23,4	24,8
Agosto	19,0	28,3	23,7	26,3	23,0	24,4	23,0	25,2
Septiembre	18,6	27,3	20,7	25,4	20,1	23,5	20,1	24,3
Octubre	18,7	26,8	17,9	24,8	17,1	22,7	18,2	23,7
Noviembre	17,3	25,5	15,9	23,6	15,2	21,6	15,8	22,1
Diciembre	14,9	23,7	14,9	21,8	13,4	20,0	14,1	20,9
Media anual	19,9	26,0	20,3	24,2	19,6	22,3	20,0	23,2

### A.8.3 Parámetros del comportamiento térmico de los colectores solares

Se escoge colectores solares termoacumulativos con una o dos láminas de vidrio y recubrimiento de pintura negro mate. Se selecciona un colector solar plano de uso extendido en el territorio nacional. Los parámetros térmicos de los mismos se muestran en la Tabla A.8.

Tabla A.8. Parámetros del comportamiento térmico de los colectores solares.

Parámetros →	$\eta_0$	$U_{LO}$	$U_{L1}$	b
Tipo de colector solar ↓	%	Wm <sup>-2</sup> K <sup>-1</sup>	Wm <sup>-2</sup> K <sup>-1</sup>	-
Termoacumulativos 1 vidrio, [TA1]	88	5,82	22,5e <sup>-3</sup>	0,02
Termoacumulativos 2 vidrios, [TA2]	89	3,42	14,3e <sup>-3</sup>	0,04
Plano Termosifónico, [CTF]	84	7,31	-	0,10
Plano Forzado, [CPF]	84	7,31	-	0,10

### A.8.4 Comparación de los colectores solares

La fracción solar anual, (Fig. A.15), del colector solar termoacumulativo con una lámina de vidrio (TA1) cubre una demanda anual de agua caliente superior al 70 % en todas las localidades, a pesar de tener un coeficiente de pérdidas de calor por cubierta superior a  $5,5 \text{ Wm}^{-2} \text{ K}^{-1}$ . Esta cobertura de la demanda permite satisfacer las exigencias de un gran número de usuarios. El colector solar termoacumulativo con doble cubierta de vidrio (TA2) obtiene resultados de hasta el 85 % de la fracción solar anual, resultados son equiparables a la de colectores solares planos (CTF) y (CPF).

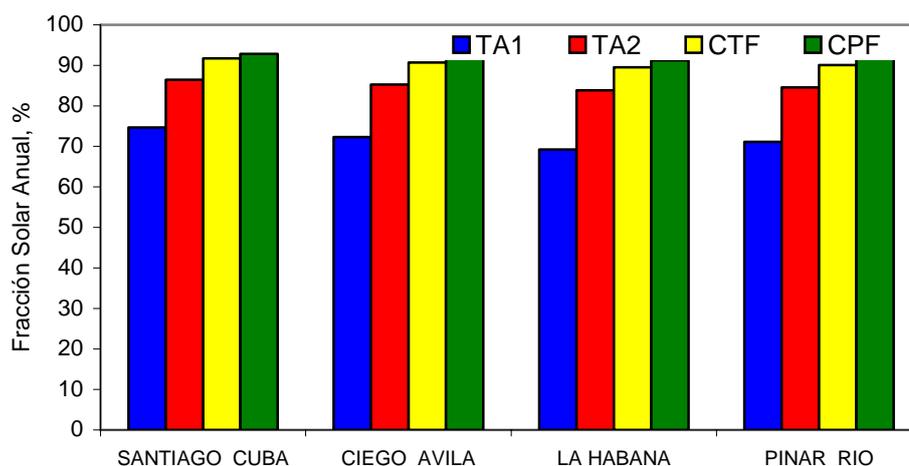


Fig. A.15. Fracción solar anual de los colectores solares.

La Fig. A.16, muestra la eficiencia solar anual de los colectores solares, se hace notar el grado de homogeneidad entre los resultados de los sistemas solares, lo que demuestra la disponibilidad de reservas de energía útil para las condiciones dadas.

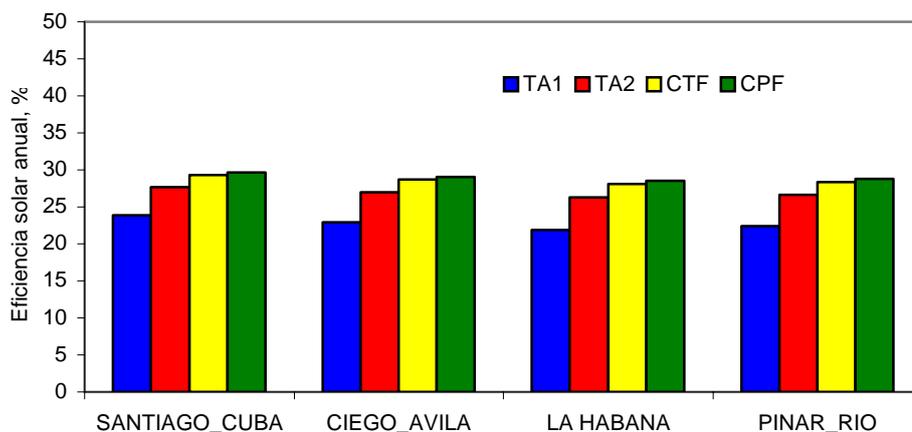


Fig. A.16. Eficiencia solar anual de los colectores solares.

La Fig. A.17, muestra la energía útil anual extraída de cada sistema solar. El colector solar termoacumulativo puede aportar energía térmica entre 1500 y 2000 MJm<sup>-2</sup>año<sup>-1</sup>, indicativo de las potencialidades energéticas en las condiciones climáticas de Cuba.

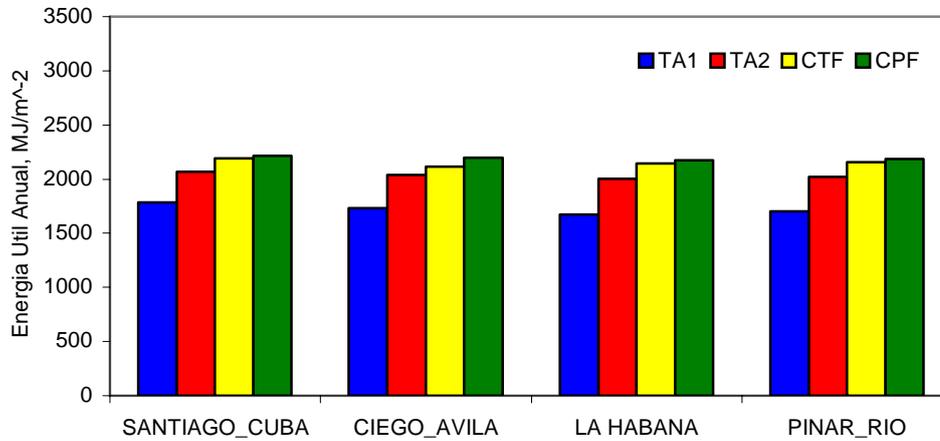


Fig. A.17. Energía útil anual extraída para localidades de Cuba.

#### A.8.5 El colector solar termoacumulativo en función del volumen extraído

Se selecciona la localidad de Santiago de Cuba para estudiar el comportamiento térmico de los colectores solares termoacumulativos en función del volumen específico diario de agua extraída. La Fig. A.18 muestra la fracción solar anual del comportamiento de los colectores solares termoacumulativos en función del volumen específico de agua extraída. Se demuestra que a partir de 115 litros m<sup>-2</sup>día<sup>-1</sup> los colectores solares termoacumulativos dejan de satisfacer el 60 % de la demanda térmica.

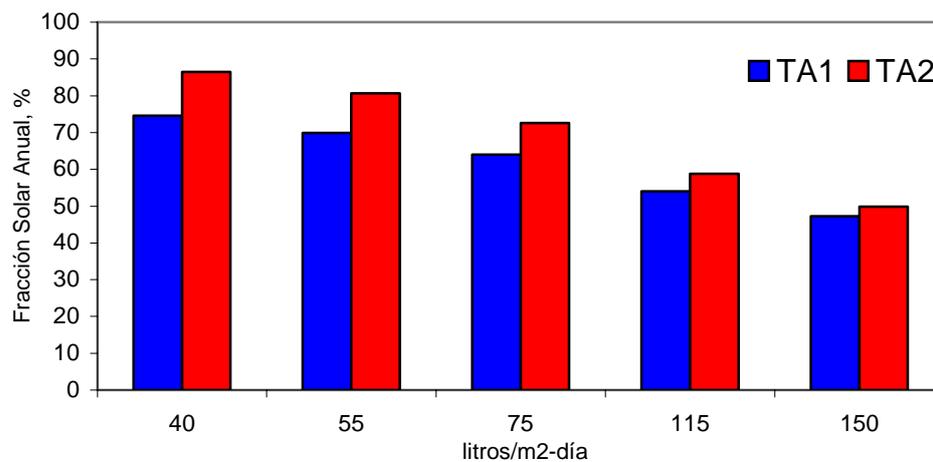


Fig. A.18. Fracción solar anual en función del volumen diario de agua extraída.

La Fig. A.19, muestra la influencia del volumen diario específico de agua extraída en la eficiencia solar anual de los colectores solares termoacumulativos. A mayor volumen diario de agua extraída la eficiencia solar anual es mayor, esto es debido a que el aporte solar es mayor.

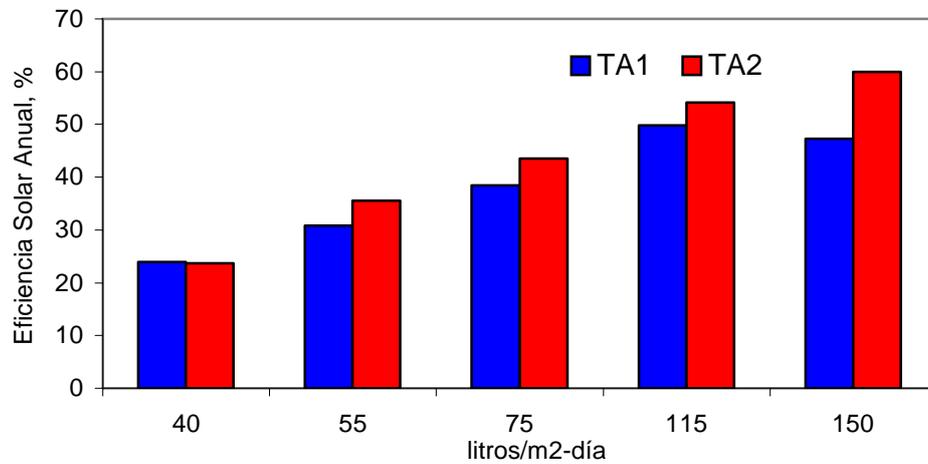


Fig. A.19. Eficiencia solar anual en función del volumen diario de agua extraída.

En la Fig. A.20, se representa la energía útil anual en función del volumen específico de agua extraída. Se resalta que para una cantidad de agua extraída de 75 litros m<sup>-2</sup>, que corresponden al volumen de agua en el tanque termo-absorbedor de los colectores solares, estos pueden entregar un aporte de energía térmica del orden de los 3 000 MJm<sup>-2</sup>año<sup>-1</sup>.

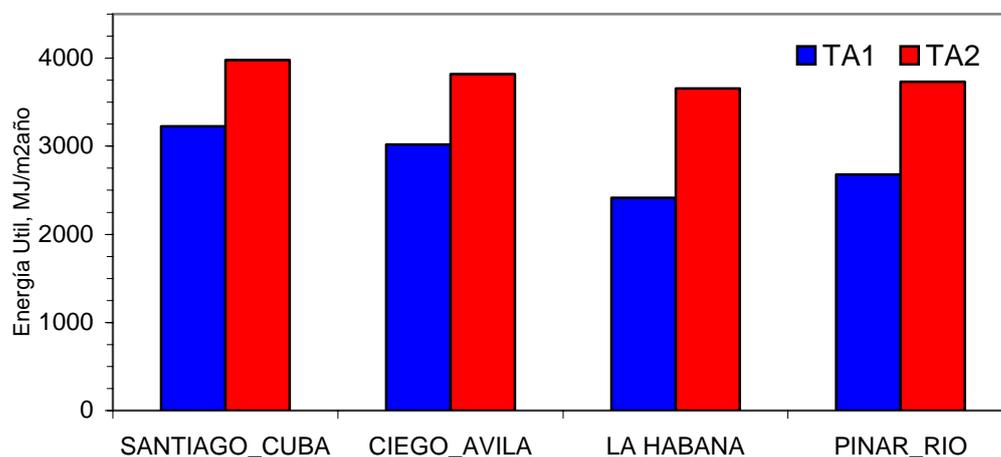


Fig. A.20. Energía útil anual en función del volumen específico extraído.

## **A.9. Características técnicas de los equipos e instrumentos de la unidad experimental**

### **A.9.1 Circuito hidráulico**

El circuito hidráulico esta compuesto por los equipos, tuberías y accesorios hidráulicos necesarios para el establecimiento y control de las condiciones de los ensayos. Se describen las características básicas de los equipos y accesorios del circuito hidráulico.

#### **A.9.1.1 Bomba de circulación**

Debido a que el fluido utilizado es agua, se selecciona una bomba de centrífuga con potencia variable. La velocidad de revolución es regulada por un “modulador de frecuencia” trifásico que permite variar la frecuencia de la corriente suministrada de 15 Hz hasta 80 Hz. El modulador de frecuencia recibe la señal de control del instrumento de medición que es operado desde el ordenador.

#### **A.9.1.2 Calentador eléctrico**

El calentador eléctrico esta compuesto por una resistencia eléctrica de inmersión. El calentador eléctrico se dimensiona con el criterio de reducir el tiempo de calentamiento del agua en la instalación experimental. La potencia de entrega del calentador se regula continuamente entre el 20% y el 100% por los thyristores que recibe la señal de control desde el ordenador.

#### **A.9.1.3 Intercambiador de calor agua–aire**

El intercambiador de calor agua – aire tiene la función de extraer el calor ganado por el agua en el colector solar. Las características de trabajo del intercambiador de calor agua – aire permite la disminución de la temperatura del agua a la salida del colector por debajo de la temperatura con que ha entrado al colector.

#### **A.9.1.4 Depósito de suministro**

La función del depósito de suministro es permitir el llenado del circuito hidráulico con el fluido de trabajo y recolectar el exceso de fluido o vapor durante descarga de la válvula de seguridad del circuito. Esta construido de acero inoxidable de 3 mm de espesor, con entrada y salida desde y hacia el circuito y además con una salida a la atmósfera. En la Fig. A.21 se muestra el esquema del depósito de suministro con sus principales dimensiones su volumen es de 8 litros.

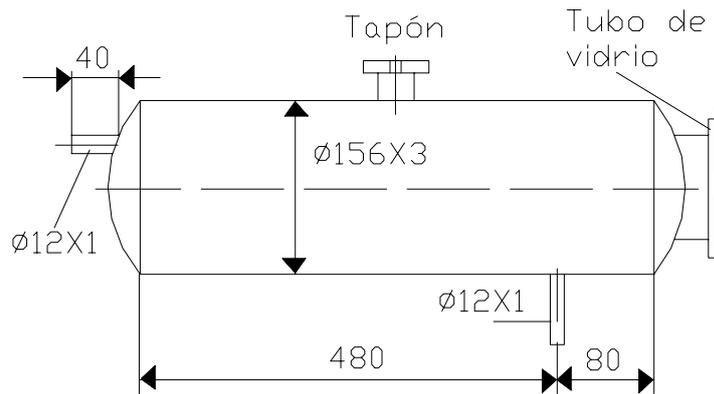


Fig. A.21. Esquema del depósito de suministro.

### A.9.1.5 Vaso de expansión

Los vasos de expansión de membrana fija permiten absorber los aumentos de volumen producidos por la elevación de la temperatura del agua, por lo que su función es la de mantener constante la presión del agua en el circuito, se clasifican en:

- Cerrados. Un volumen contiene aire comprimido y agua, contiene una interfase agua-aire;
- Abiertos. Vaso abierto a la atmósfera;
- De diafragma. Una membrana flexible es insertada entre el agua y el aire.

Para un vaso de expansión de diafragma, el volumen necesario para compensar las dilataciones se determina por:

$$V_{v,exp} = V_{agua} \frac{\left[ \frac{v_2}{v_1} - 1 \right] - 3\alpha\Delta T}{1 - \frac{P_1}{P_2}} \quad (\text{A.104})$$

La temperatura inferior, en caso de calentamiento, es usualmente la temperatura ambiente en el momento de llenado del circuito y la temperatura superior es la temperatura máxima de operación. La presión inferior es usualmente seleccionada como la presión positiva en el punto más alto de la instalación y la presión superior se selecciona como la presión máxima que admite la válvula de seguridad. Para nuestras condiciones tenemos que el volumen del vaso de expansión es:

$$V_{v,exp} = 310 \frac{\left[ \frac{1,0361 \cdot 10^{-3}}{1,0016 \cdot 10^{-3}} - 1 \right] - 3 \cdot 11,7 \cdot 10^{-6} (90 - 20)}{1 - \frac{100}{300}} = 14,873 \cong 15 \text{ litros}$$

### **A.9.1.6 Válvula de seguridad**

La válvula de seguridad tiene como función el control de la presión máxima en el circuito. Se trata de impedir que la presión sobrepase cierto límite máximo, en nuestra instalación es de 3 bar.

### **A.9.1.7 Válvula de dos y tres vías ON/OFF**

Las válvulas de dos vías permiten abrir/cerrar los conductos por los que circula el fluido. Su accionar es manual y permite el establecimiento de las configuraciones y facilita las operaciones tales como: llenado, vaciado y establecimiento de la presión inicial de trabajo.

### **A.9.1.8 Filtro**

La función del filtro es realizar el filtrado del agua que circula en el circuito hidráulico para proteger de daños a los equipos e instrumentos de medición. Las principales características técnicas de un filtro para estas funciones son:

- Tamiz: Acero inoxidable AISI 304 de 0,6 mm
- Temperatura de servicio: 120 °C
- Dimensiones: 15 x 130 x 90 x 95, mm

### **A.9.1.9 Tubería y accesorios**

Los tubos utilizados son de cobre, altamente resistente a la corrosión, de 15/12 mm de diámetro y están aislados térmicamente y los accesorios de tubería también. La unión entre las tuberías de entrada y salida y el colector solar se realiza por mangueras flexibles resistente a la temperatura y presión de trabajo.

### **A.9.2 Sistema de suministro eléctrico**

El sistema de suministro eléctrico tiene la función la suministrar la energía eléctrica adecuada en tensión y frecuencia a los equipos e instrumentos de medición. El circuito de suministro eléctrico suministra a la instalación fluido eléctrico con las siguientes características:

- CA a 110 V y 16 A, para el equipos, computadora y unidad de adquisición de datos;
- CC a 12 V y 1 A, para los instrumentos de medición y control.

### **A.9.2.1 Regulador de frecuencia de la bomba**

El regulador de frecuencia tiene la función de regular la frecuencia de la corriente eléctrica suministrada a la bomba con el objetivo de poder variar el caudal del agua en el circuito hidráulico.

### **A.9.2.2 Thyristores del calentador eléctrico**

Los Thyristores son usados para el control analógico de potencia y se utiliza para el control de la potencia entregada en el calentador eléctrico al agua.

### **A.9.2.3 Conexiones eléctricas**

Las conexiones eléctricas esta diseñada para facilitar el suministro eléctrico y el correcto funcionamiento de los equipos e instrumentos en la unidad experimental.

### **A.9.3 Sistema de medición**

El sistema de control y medición tiene la función de realizar la medición y control de las magnitudes físicas de interés durante los ensayos térmicos al colector solar. En los ensayos se mide con la precisión exigida las magnitudes: temperatura, caudal, irradiancia, velocidad y dirección del viento.

#### **A.9.3.1 Caudal**

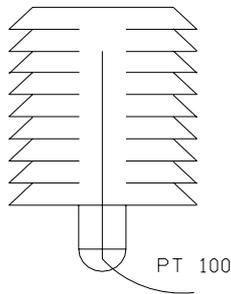
El caudalímetro se utiliza para medir el caudal en la unidad de tiempo. Para su selección se considero las condiciones de temperatura, presión y caudal a la que trabaja. La precisión del caudalímetro es de 1 %.

#### **A.9.3.2 Temperaturas del fluido y el colector solar**

Para la medición de la temperatura se utilizan:

- PT 100 (Termoresistencia de platino), utilizada para medir las temperaturas del agua a la entrada y salida del colector solar.
- Termopares tipo K, construido in situ, utilizados para medir temperaturas superficiales en el colector solar.

### A.9.3.3 Temperatura ambiente



La temperatura ambiente se mide con una termoresistencia de platino PT 100 protegida por un protector (casco) como el que se muestra en la Fig. A.22.

Características técnicas del caco protector:

- Láminas circulares de color blanco
- Dimensiones:  $\phi$  120 x 270 mm ;
- Peso: 0,75 kg.
- El caso protector tiene un certificado de homologación de la Organización Mundial de Meteorología.

Fig. A.22. Protector de temperatura.

### A.9.3.4 Presión

Manómetros de cristal y bulbo se utilizan para indicar la presión en el circuito hidráulico. Los manómetros tienen una esfera de 80 mm de diámetro, escala desde 0 hasta 10 bar y pueden trabajar hasta una temperatura del fluido de 150 °C.

### A.9.3.5 Radiación solar total

Existen varios tipos de radiómetros en el mercado para medir la radiación solar, la OMM tiene una clasificación por clases en función de la precisión de los mismos. En nuestros experimentos, la radiación solar en el plano del colector solar se registra por medio de dos piranómetros del tipo Moll-Gorczyński modelo CM 11 y CM 21 (Fig. A.23), ambos de Kipp & Zonen. En la Tabla A.9 se muestran algunas de sus características técnicas de estos piranómetros.

Tabla. A.9. Especificaciones técnicas de los piranómetros CM 11 y 21 (clasificación ISO).

Especificaciones	CM - 11	CM - 21
Clasificación ISO	Patrón secundario	Patrón secundario
Tiempo de respuesta 95 %, (seg)	12	5
No linealidad (a 1000 Wm <sup>-2</sup> )	< ± 0,6 %	< ± 0,2 %
Repuesta angular (± 80° a 1000 Wm <sup>-2</sup> )	± 0,25 %	± 0,25 %
Sensibilidad (µV/Wm <sup>-2</sup> )	4 - 6	7 - 17
Rango espectral (50 % puntos, nm)	305 – 2800	305 – 2800
Precisión esperada diaria	± 3 %	± 2 %

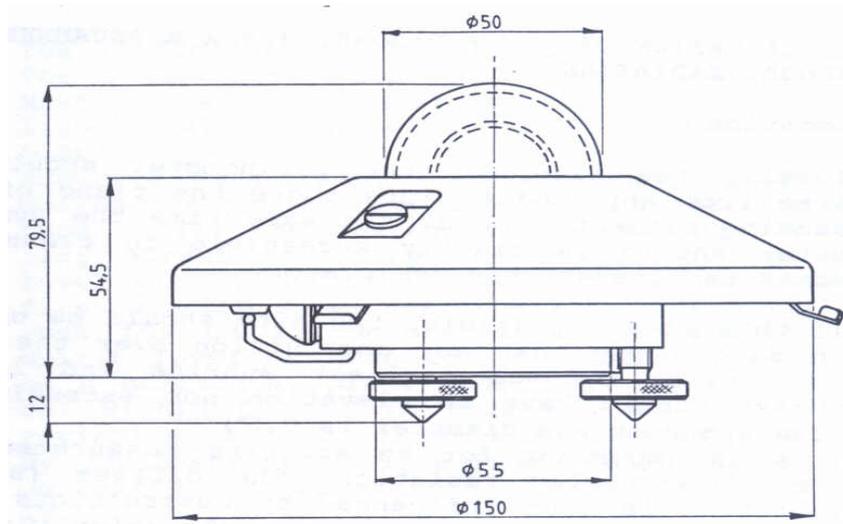
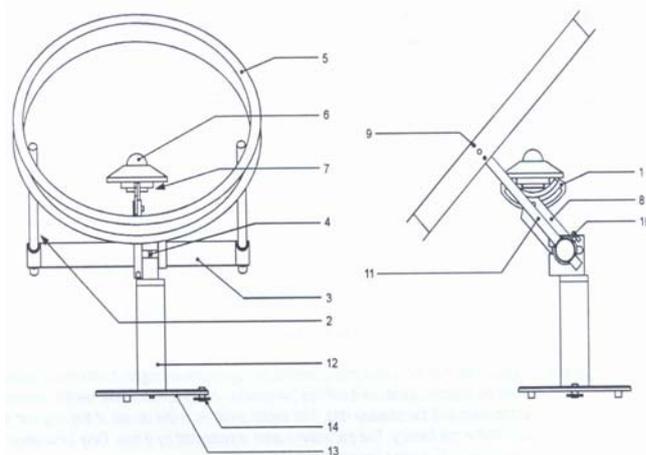


Fig. A.23. Esquema y dimensiones básicas del piranómetro CM – 21.

### A.9.3.6 Radiación solar difusa: Anillo de sombras

Un anillo de sombras se utiliza para obstruir la incidencia de radiación solar directa sobre el piranómetro y constituye una solución simple a la medición de la radiación solar difusa. Se utiliza un piranómetro CM 21 y un anillo de sombras CM 121 de Kipp & Zonen (Fig. A.24).



1. Sector (incluye una marca)
2. Escala de las barras corredizas
3. Barra transversal
4. Tornillo de seguridad
5. Anillo de sombras
6. Piranómetro
7. Nivel del piranómetro
8. Soporte del piranómetro
9. Tuerca de fijación de las barras
10. Tuercas de fijación
11. Barras corredizas
12. Torre
13. Base
14. Tornillo de nivel

Fig. A.24. Diagrama esquemático del anillo de sombras.

### A.9.3.7 Velocidad y dirección del viento

La velocidad de viento se mide con anemómetros de copas y la dirección del viento con un instrumento que lleva incorporado una veleta.

#### A.9.4 Unidad de medición y control de datos

En la Figura A.8 se muestra el esquema del sistema de adquisición y control de datos, formado por la unidad de adquisición de datos, los sensores de medición y el ordenador, donde se registra y controla, por medio de un software todas las variables durante los ensayos. La unidad de adquisición de datos tiene tarjetas individuales para la medición de voltaje, temperatura, frecuencia y salida analógica. Un software para el control y adquisición ha sido desarrollado con las siguientes prestaciones:

- Regulación de los parámetros del agua en el circuito hidráulico;
- Registro de datos a intervalos de tiempo;
- Conversión de datos;
- Arranque y parada automática de las mediciones;
- Creación de un archivo de datos;
- Control de seguridad (prevención de daños).

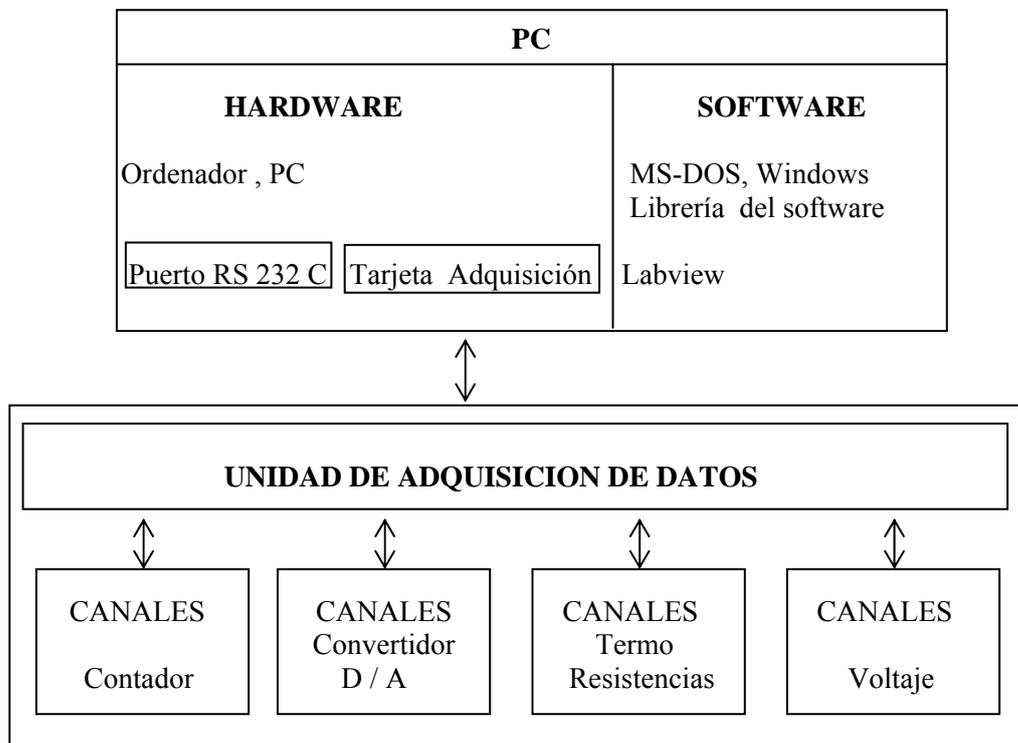


Fig. A.25. Sistema de adquisición y control de datos.

Los parámetros listados en la Tabla A.10, se regulan independientemente por un controlador numérico del tipo PID [Franklin G.F., Powell J.D., A. Emani Naeini. (1994)].

Tabla A.10. Parámetros de regulación y control del circuito.

Parámetros a regular	Parámetro de control
Temperatura del agua a la entrada del colector	Angulo de fase de la potencia del calentador eléctrico
Flujo másico en el circuito	Frecuencia de la potencia de la bomba

## **Anexo 10. Procedimientos de los ensayos térmicos**

En este anexo se describen las condiciones, secuencias de operaciones y tratamiento de los datos experimentales de los ensayos térmicos del colector solar termoacumulativo siguientes:

- Eficiencia térmica periódica;
- Diagrama del perfil de temperaturas durante la extracción;

### **A.10.1 Requerimientos de precisión de los sensores**

Los ensayos térmicos se deben realizar cumpliendo los requerimientos de precisión de los sensores recomendados por las normas UNE EN 12975/76 y son los siguientes:

- Tiempo local:  $\pm 36$  s;
- Irradiancia:  $\pm 5$  Wm<sup>-2</sup>;
- Flujo másico:  $\pm 1$  %;
- Temperatura ambiente:  $\pm 0,2$  °C;
- Temperatura de entrada y salida del colector:  $\pm 0,1$  °C;
- Diferencia de temperatura entre la entrada y salida:  $\pm 0,1$  °C;
- Velocidad del viento:  $\pm 0,5$  ms<sup>-1</sup>.

### **A.10.2 Condiciones de los ensayos**

Los ensayos térmicos al colector solar termoacumulativo se realizan para las condiciones:

- La irradiación solar diaria debe de ser mayor que 10 000 kJm<sup>-2</sup>;
- Se debe obtener, al menos, para 4 puntos a diferentes temperatura de inicio del fluido;
- La velocidad media del aire sobre el colector solar no debe superar los 8 ms<sup>-1</sup>;
- Se considera que se ha alcanzado el estado de equilibrio térmico cuando la diferencia de temperaturas del fluido a la entrada y la salida del colector solar sea igual o menor que 0,5 °C;
- El tiempo de exposición del colector solar debe ser simétrico con respecto al mediodía solar;
- Registro de las magnitudes durante los ensayos cada de 10 segundos.

### **A.10.3 Secuencia de los ensayos**

La secuencia de operaciones durante los ensayos siguió el protocolo siguiente:

- Medición de las magnitudes constantes y selección del tiempo del ensayo,  $\Delta t$ ;
- Acondicionamiento del colector solar y puesta en operación los sistemas de medición y control;
- Establecimiento del estado inicial;
- Tiempo de ensayo;
- Establecimiento del estado final;
- Procesamiento de la data experimental.

#### A.10.4 Eficiencia térmica periódica

Los fundamentos físicos que permiten obtener la curva de la eficiencia térmica periódica del colector solar termoacumulativo se describe en el epígrafe (5.5.1). Al terminar el periodo de exposición a la radiación solar, se hace circular agua a la temperatura inicial hasta que se cumpla la condición de equilibrio térmico y se determina la energía útil extraída por la expresión:

$$Q_{ext.} = \int_{t=t_0}^{t=t_1} \dot{m}c_p (T_{f,s} - T_{f,e}) dt = \dot{m}c_p (T_{f,s} - T_{f,e}) \Delta t_{t_1-t_0} \quad (A.105)$$

y a partir de la energía útil extraída, la eficiencia térmica se calcula:

$$\eta_{csta} = \frac{Q_{ext.}}{A_C H_T} \quad (A.106)$$

La variable independiente, X se determina para cada de punto de correlación por:

$$X = \frac{T_{f, inicial} - \bar{T}_a}{\bar{G}_T}$$

(A.107)

Con los valores de la eficiencia térmica periódica y de la variable independiente se realiza el ajuste para la obtención de la curva de la eficiencia periódica. Esta curva nos devuelve los valores de la eficiencia óptica y el coeficiente global de pérdidas de calor del colector solar termoacumulativo.

Los ensayos se realizan en condiciones externas variables: temperatura ambiente, radiación solar, velocidad y dirección de viento, etc.. A partir del planteamiento de Jung [Schweiger, H. 1997] "se debe garantizar la independencia de los parámetros del modelo". Se señala que la intensidad de la radiación solar y el ángulo de incidencia son altamente correlativos si las mediciones se realizan a orientación constante de la superficie y en días consecutivos".

Basado en estos criterios y en la característica intrínseca de la eficiencia térmica periódica, que conlleva mediciones durante todo el día solar, se propone que para garantizar la independencia de los parámetros lo siguiente:

- Realizar series de mediciones en amplios rangos de temperaturas iniciales y ángulos de incidencia de la radiación solar directa durante el día permite obtener los parámetros de ajuste del modelo para todas los rangos de trabajo

Anexos.

- A partir de los mismos datos experimentales, se realiza el ajuste de los parámetros de la curva de la eficiencia periódica para días con una insolación mayor de  $15 \text{ MJm}^{-2}$ ;
- Se ajusta el modificador del ángulo de incidencia a todas las mediciones de los datos experimentales con los otros parámetros constantes y se selecciona el modelo con mejor precisión.

### A.10.5 Perfil de temperatura durante la extracción de energía

Las funciones  $f(V)$  y  $g(V)$  se normalizan para que el área debajo del perfil de extracción sea igual a 1, así tenemos:

$$\int f(V) \cdot dV = 1 \quad \text{para } 0 < dV < \infty \quad (\text{A.108})$$

Y

$$\int g(V) \cdot dV = 1 \quad \text{para } 0 < dV < \infty \quad (\text{A.109})$$

La función  $f(V)$  representa la fracción de la energía total extraída del sistema solar. La energía extraída del colector solar se define como la energía total extraída cuando se haya extraído un volumen de fluido igual a 3 veces el volumen del tanque del colector solar termoacumulativo o se haya alcanzado el estado de equilibrio térmico.

Cada vez que se haya extraído una décima parte del volumen del fluido se determina la energía contenida en el volumen de agua extraído por la expresión:

$$Q_i = \Delta V_i \rho_f c_{p,f} (\bar{T}_{f,salida,i} - T_{f,entrada}) \quad (\text{A.110})$$

La energía total extraída se determina por la suma de las energías de cada fracción como:

$$Q = \sum_{i=1}^n Q_i \quad (\text{A.111})$$

El valor de  $F_i$  de la función  $f(V)$  asociado a cada fracción de volumen se obtiene por:

$$F_i = \frac{Q_i}{Q} \quad (\text{A.112})$$

En la Tabla A.11 se muestra los valores de la función  $F_i$ , para colectores solares con tanques no mezclados o completamente mezclados por cada décima parte del volumen de agua extraído.

Tabla A.11. Valores de la función  $F_i$  para tanques no mezclados y totalmente mezclados.

Función F	Porción extraída del $V_{CS}$	Tanque no mezclado		Tanque totalmente mezclado	
		f(V) sobre el intervalo, $\Delta V$	Valor acumulado de f(V)	f(V) sobre el intervalo, $\Delta V$	Valor acumulado de f(V)
F(1)	0,1	0,1	0,1	0,0952	0,0952
F(2)	0,2	0,1	0,2	0,0861	0,1813
F(3)	0,3	0,1	0,3	0,0779	0,2592
F(4)	0,4	0,1	0,4	0,0705	0,3297
F(5)	0,5	0,1	0,5	0,0638	0,3935
F(6)	0,6	0,1	0,6	0,0577	0,4512
F(7)	0,7	0,1	0,7	0,0522	0,5034
F(8)	0,8	0,1	0,8	0,0473	0,5507
F(9)	0,9	0,1	0,9	0,0428	0,5934
F(10)	1,0	0,1	1,0	0,0387	0,6321
F(11)	1,1	0	1,0	0,0350	0,6671
F(12)	1,2	0	1,0	0,0317	0,6988
F(13)	1,3	0	1,0	0,0287	0,7275
F(14)	1,4	0	1,0	0,0259	0,7534
F(15)	1,5	0	1,0	0,0235	0,7769
F(16)	1,6	0	1,0	0,0212	0,7981
F(17)	1,7	0	1,0	0,0192	0,8173
F(18)	1,8	0	1,0	0,0174	0,8347
F(19)	1,9	0	1,0	0,0157	0,8504
F(20)	2,0	0	1,0	0,0142	0,8647
F(21)	2,1	0	1,0	0,0129	0,8775
F(22)	2,2	0	1,0	0,0117	0,8892
F(23)	2,3	0	1,0	0,0105	0,8897
F(24)	2,4	0	1,0	0,0095	0,9093
F(25)	2,5	0	1,0	0,0086	0,9179
F(26)	2,6	0	1,0	0,0078	0,9257
F(27)	2,7	0	1,0	0,0071	0,9328
F(28)	2,8	0	1,0	0,0064	0,9392
F(29)	2,9	0	1,0	0,0058	0,9450
F(30)	3,0	0	1,0	0,0052	0,9502