



REVISTA CIENTÍFICA TRIMESTAL DE CUBASOLAR

**REVISTA CIENTÍFICA de las
FUENTES RENOVABLES de ENERGÍA**

28



Calentador solar de aire para altas temperaturas.....	1
Desarrollo de la aplicación gRREEMM para su uso en el polígono de ensayos de calentadores solares termosifónicos de CUBAENERGÍA.....	10
Secado solar en Cuba: una experiencia de gestión ambiental en la zona oriental. Análisis numérico de sus tendencias actuales.....	19
Análisis de la Segunda Ley de un motor Stirling.....	28
Climatización solar de una piscina olímpica de natación: resultados experimentales.....	38
Desarrollo de un método para el análisis de aerogeneradores de eje horizontal, mediante un método de dinámica de los fluidos computacional (CFD).....	47

Calentador solar de aire para altas temperaturas

High temperatures solar air heater

Por Eduardo Rincón Mejía, Álvaro Lentz Herrera*,
Everado Fonseca** y Gary Dimas***

** Programa de Energía de la Universidad Autónoma
de la Ciudad de México, México.*

*** Facultad de Ingeniería de la Universidad Autónoma
del Estado de México, México.
e-mail: rinconsolar@hotmail.com*

Resumen

Se presenta un novedoso captador solar para el calentamiento de aire que permite alcanzar temperaturas del orden de 100 °C con rendimientos térmicos cercanos a 50%, gracias a un concentrador solar y a la reducción de pérdidas térmicas del aire que, al circular entre el absorbedor y espejos de sección transversal circular, queda aislado del medio exterior. Este excelente desempeño, que los calentadores de aire convencionales difícilmente podrían alcanzar, lo hace ideal para aplicaciones como baños sauna solares, secado a alta temperatura y sistemas de acondicionamiento de aire. El captador consiste en un concentrador solar multicompuesto. En él, unas cuñas ligeras de plástico transparente hacen la función de lentes para permitir un ángulo de aceptación superior a 47°, con el objetivo de no requerir de seguimiento solar, en el caso de que el captador se desee emplear, por ejemplo, como techumbre de una edificación. La luz refractada por las cuñas ingresa a una serie de concentradores del tipo parabólico compuesto, o CPC, truncados óptimamente para que el espacio entre ellos permita la colocación del absorbedor, que son segmentos metálicos recubiertos con películas selectivas, como se muestra en la figura 1. La luz que sale de los CPCs es reflejada por espejos cuyas secciones transversales son arcos de circunferencia. El aire circula entre estos espejos y el absorbedor. La temperatura de salida puede regularse variando el flujo másico del aire. En la figura 2 se muestra un trazado de rayos que ilustra el principio de operación del concentrador solar multicompuesto, en el que se basa el calentador de aire. Se presentan los detalles del diseño de este calentador, así como los resultados operacionales preliminares.

Palabras clave: Calentamiento solar de aire, concentrador solar multicompuesto.

Abstract

The paper presents an innovative solar collector for air heating that allows to attain temperatures around 100 °C with thermal efficiencies in the vicinity of 50% , thanks to a solar concentrator and to the reduction of thermal losses

in the air that, when circulating between the absorber and the mirrors of cross circular section, gets isolated from the outside environment. This excellent performance, that the conventional air heaters could hardly achieved, makes it ideal for applications like solar steam-baths, high temperature drying and air conditioning systems. The collector involves a solar multi-compound concentrator. In it, some light transparent- plastic wedges work as lenses to allow an acceptance angle higher than 47° , with the objective of not needing solar follow-up, in the event that the collector is used, for instance, on the roof of a building. The light refracted by the wedges enters a series of parabolic compound concentrators, or CPC, optimally truncated in order to the space among them enables the placement of the absorber, that are metallic segments coated with selective films, as shown in figure 1 in the paper. The light that emerges from the CPCs is reflected by mirrors whose cross sections are arches of circumference. The air circulates between these mirrors and the absorber. The final temperature can be regulated varying the mass flow of air. Figure 2 shows a sketch of the rays that illustrates the working principle of the solar multi-compound concentrator, in which the air heater is based on. The details of the design of this heater, as well as the operational preliminary results are shown in the paper.

Passwords: Solar air heating, solar multi-compound concentrator.

Introducción

Cuando se habla de calentamiento solar, por lo general se trata del calentamiento de agua, aplicación que ha crecido muy rápidamente en los últimos años, al grado de que en la actualidad hay más de 145 GW térmicos instalados [REN21, 2009], de los cuales menos de 2% corresponden a calentadores de aire. Sin embargo, el calentamiento solar de aire cada vez está siendo más utilizado para la calefacción de interiores de edificaciones, entre muchas otras aplicaciones, como el secado de productos agropecuarios o materiales para diversos fines, el enfriamiento solar por adsorción, etcétera. Existe en la literatura una gran cantidad de estudios sobre calentamiento solar de aire [Duffie and Beckman, 1991; The German..., 2005; Rincón, Durán y Lentz, 2008] y de operación en sistemas integrados a edificios, con decenas de metros cuadrados de áreas de captación, que se encuentran por doquier en Estados Unidos, Canadá y Alemania. Debido a que la conductividad térmica del aire es de un vigésimo de la del agua, y a que el calor específico por unidad de volumen del aire es cerca de tres órdenes de magnitud menor que el del agua, en el calentamiento de aire hay dos aspectos fundamentales que atender: incrementar en lo posible la pobre transferencia de calor entre la superficie absorbidora y el aire a calentar, y minimizar la caída de presión a través del captador, causada en buena medida por dispositivos o elementos estratégicos empleados para inducir turbulencia en el flujo de aire, y mejorar así la transferencia de calor [Varum, Saini and Singal, 2007].

A pesar de que es relativamente fácil calentar aire, aún con bajos niveles de irradiancia, en general, el rendimiento térmico de los captadores solares para calentamiento de aire es inferior que el de calentadores de agua, a

menos que se logren disminuir sensiblemente las pérdidas de calor con algún diseño que aisle eficazmente al aire caliente. Este trabajo presenta un novedoso captador solar para el calentamiento de aire, que permite alcanzar incrementos de temperatura del orden de $100\text{ }^{\circ}\text{C}$, con rendimientos térmicos cercanos a 50%, gracias a un concentrador solar y a la reducción de pérdidas térmicas del aire que, al circular entre el absorbedor y espejos de sección circular, queda aislado del medio exterior. Este desempeño, que los calentadores de aire convencionales difícilmente podrían alcanzar, lo hace ideal para aplicaciones tales como saunas solares, el secado a alta temperatura y sistemas de acondicionamiento de aire.

El captador consiste en un concentrador solar multicompuesto. En él, unas cuñas ligeras de plástico transparente hacen la función de lentes para permitir un ángulo de aceptación superior a 47° , con el objeto de no requerir ajustes en la inclinación del captador al variar la declinación solar a lo largo del año, de $-23,45^{\circ}$ al inicio del invierno en el hemisferio norte, hasta $+23,45^{\circ}$ al inicio del verano en el mismo hemisferio, en el caso de que el captador se desee emplear, por ejemplo, como techumbre fija de una edificación. La luz refractada por las cuñas —que pueden constituir una lente tipo Fresnel— ingresa a una serie de concentradores del tipo CPC, truncados óptimamente de acuerdo con el criterio de Rincón. En el espacio entre los espejos parabólicos del CPC se coloca el absorbedor, que está formado por segmentos metálicos recubiertos con películas selectivas, como se muestra en la figura 1.

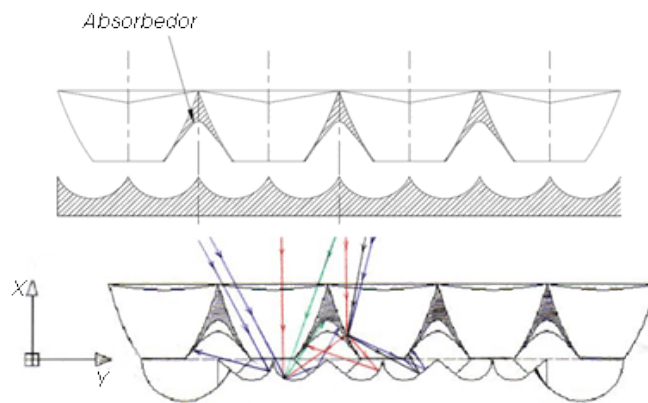


Fig. 1. Esquema del calentador de aire con base en la óptica anidólica (de no enfoque) [Winston, Miñano y Benítez, 2005]. Consiste en una serie de concentradores solares del tipo CPC que envían la luz que previamente pasa a través de unas cuñas transparentes —que actúan como lentes para lograr un ángulo de aceptación mayor a 47° , para no requerir ajustes al variar la declinación solar de $-23,45^{\circ}$ al inicio del invierno, a $+23,45^{\circ}$ al inicio del verano. Esta luz es reflejada por espejos cuyas secciones son arcos de circunferencia —mostrados en la parte inferior del conducto de aire— hacia el absorbedor, que puede ser calentado a temperaturas superiores a $100\text{ }^{\circ}\text{C}$. El aire circula entre los espejos de sección circular, el absorbedor y los

fondos transparentes de los CPCs.

La luz que sale de los CPC es reflejada por espejos cuyas secciones son arcos de circunferencia. El aire circula entre estos espejos y el absorbedor, formando remolinos que mejoran la transferencia de calor entre el absorbedor y el aire a calentar. Los detalles de este movimiento vorticoso y su efecto en el número de Nusselt, es materia de otros estudios. La temperatura de salida puede regularse controlando el flujo másico del aire. En la figura 2 se muestra un trazado de rayos que ilustra el principio de operación del concentrador solar multicompuesto, en el que se basa el calentador de aire. Los rayos inciden sobre la cubierta transparente del captador con un ángulo de $23,5^\circ$ con respecto a la vertical. Todos estos rayos extremos son captados.

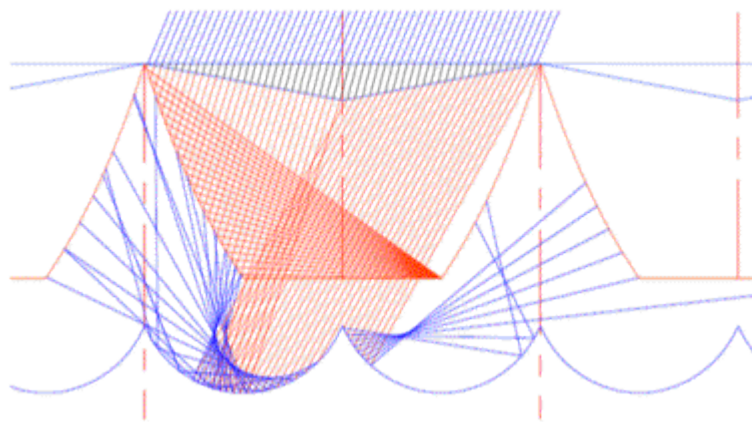


Fig. 2. Trazado de rayos que inciden sobre la cubierta transparente del captador, con un ángulo de $23,5^\circ$ con respecto a la vertical, mostrando que todos los rayos son captados y dirigidos hacia el lugar en donde se coloca el absorbedor (que no se muestra en la figura). Esta construcción permite alcanzar temperaturas del orden de 100°C , con rendimientos de alrededor de 50%.

Diseño del concentrador

El diseño del concentrador multicompuesto se basa en lo siguiente:

1. Una serie de concentradores solares bidimensionales del tipo CPC (para absorbedor plano), truncados con el criterio de que los rayos paralelos a los rayos extremos no sean bloqueados por los espejos del CPC (criterio de Rincón). Esto conlleva a un ángulo de truncamiento, independiente de la geometría del absorbedor, igual a $90^\circ - 3\theta_0$, siendo θ_0 el semiángulo de aceptación del concentrador. En lugar del absorbedor plano, para cada CPC hay una placa transparente que permite el paso de los rayos reflejados hacia los espejos de sección circular, mostrados en las figuras 1 y 2.
2. Una concentración geométrica C_g con un valor de al menos 2, para permitir que quepan los espejos de sección circular sin fugas ópticas (ver Fig. 1).

3. El empleo opcional de cuñas transparentes, sólidas o tipo Fresnel, para aumentar el ángulo de aceptación al menos a 47° , en el caso de requerir que el captador funcione de manera estacionaria durante todo el año.

Los puntos 1 y 2 anteriores conducen a un valor del semiángulo de aceptación del concentrador, de $\theta_0 = 14,4808^\circ$. Este es pues el valor que satisface el criterio de truncamiento de Rincón, y permite una concentración geométrica $C_g = 2$. Valores más altos de la concentración solar conllevan a semiángulos de aceptación menores, por lo que se adopta este valor de θ_0 para los espejos del CPC, y se considera el empleo de las cuñas de refracción para incrementar el semiángulo de aceptación de $18,48$ a $23,5^\circ$, como se muestra en la figura 3.

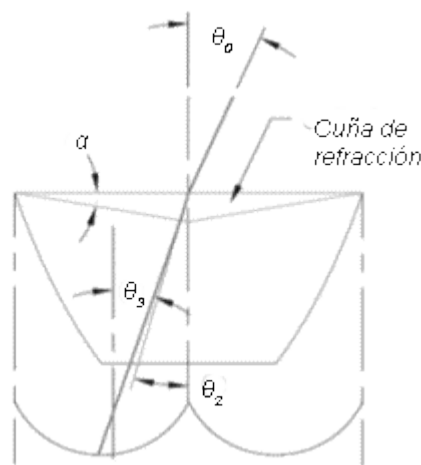


Fig. 3. Vista transversal de un canal CPC truncado óptimamente y con una concentración geométrica $C_g = 2$. El semiángulo de aceptación para estas condiciones es $\theta_0 = 14,4808^\circ$. Para incrementar este valor a $23,5^\circ$, que permite una instalación fija del captador, colocado en dirección Este-Oeste, con una inclinación igual a la latitud del lugar de instalación, se emplean cuñas de refracción.

Se puede prescindir de las cuñas si el captador puede ajustarse periódicamente, pero para una instalación fija, por ejemplo en una techumbre de grandes dimensiones, éstas son necesarias para incrementar el semiángulo de aceptación θ_0 de $14,4808^\circ$ a, al menos, de $23,5^\circ$. Existen varios materiales plásticos comerciales de bajo coste para construir estas cuñas, cuyo diseño puede hacerse con facilidad basándose en la figura 4. Para uno de estos materiales cuyo índice de refracción es $n = 1,49$, el ángulo de la cuña sería de $9,98^\circ$, para que los rayos que incidan en un ángulo de $23,73^\circ$ con respecto a la normal a la cubierta transparente, incidan en los espejos del CPC con un ángulo de $15,68^\circ$, como se muestra en la figura 5.

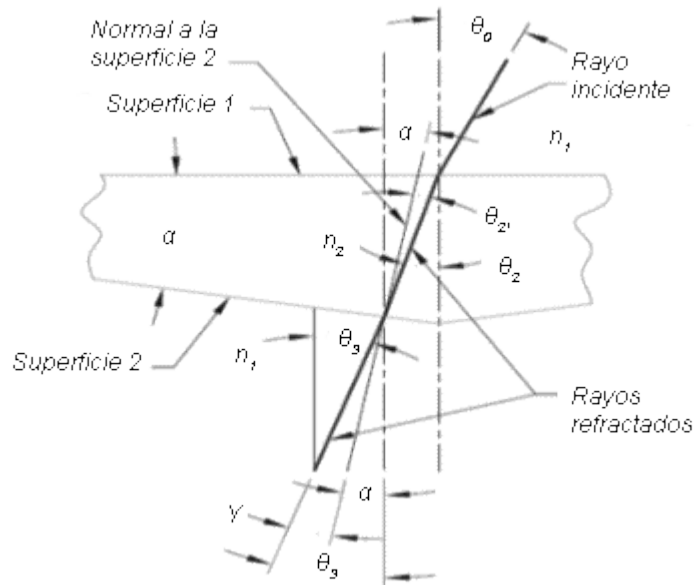


Fig. 4. Esquema de una cuña transparente cuyo índice de refracción es n_2 . Un rayo incidente con un ángulo θ_0 con respecto a la vertical, abandona la cuña con un ángulo menor θ_3 .

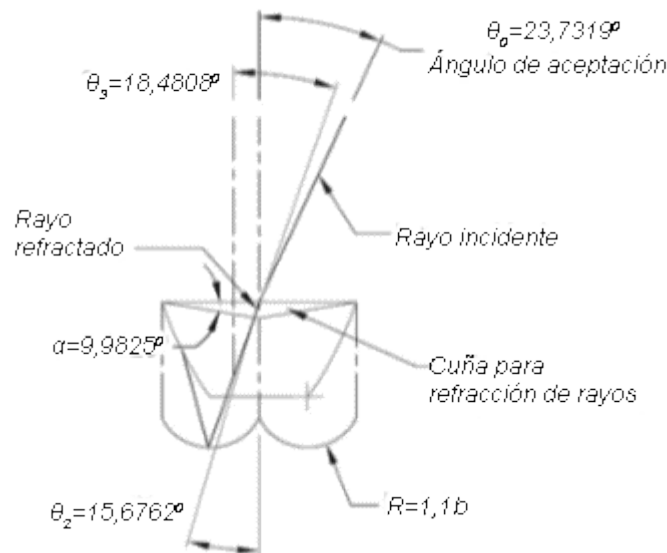


Fig. 5. Un rayo incidente con un ángulo de $23,73^\circ$ respecto a la normal a la cubierta transparente, sale de la cuña ($n = 1,49$) con un ángulo respecto a la vertical de $15,68^\circ$. El ángulo de la cuña es $9,98^\circ$.

Los rayos que abandonan los CPC son reflejados por los espejos inferiores de sección circular hacia los absorbedores metálicos colocados en las cavidades formadas entre las caras posteriores de los espejos de los CPC.

Estos absorbedores alcanzan temperaturas del orden de 200 °C en condiciones de cielo despejado, y calientan el aire contenido en dichas cavidades, que circula por convección natural o forzada, formando remolinos que aumentan la transferencia de calor sin incrementar sensiblemente la caída de presión en su recorrido. Tanto el absorbedor como el aire caliente quedan bien aislados térmicamente del medio circundante, por lo que las pérdidas son reducidas. Los detalles de la formación de los remolinos en la corriente de aire, y su efecto en la mejora en la transferencia de calor, son objeto de estudios experimentales y computacionales en desarrollo, y se espera que sus resultados puedan contribuir al diseño de estos calentadores de aire. Los resultados operacionales de los prototipos construidos hasta la fecha, son sumamente alentadores, pero para ser reportables requieren disminuir la incertidumbre en sus resultados. Las aplicaciones inmediatas son calentamiento de aire para baño sauna doméstico, secado de materia orgánica previa su combustión y enfriamiento solar por adsorción.

Resultados operacionales

Se construyó un prototipo sin las cuñas, que puede ajustarse manualmente. Para una aplicación semiestacionaria se requeriría ajustar solamente dos veces al año, aunque para una instalación completamente fija, por ejemplo, para una techumbre de grandes dimensiones, se requieren las cuñas de refracción a fin de aumentar el semiángulo de aceptación θ_0 de 18,48° a por lo menos 23,5°. La figura 6 muestra un diagrama del prototipo de seis canales. El aire ingresa al calentador por el lado derecho y fluye por convección natural (o forzada), incrementando su temperatura conforme el aire circula en contacto térmico con el absorbedor. El captador se coloca con una inclinación igual a la latitud del lugar de aplicación, y los canales se orientan en dirección Este-Oeste. Las figuras 7 y 8 muestran imágenes de este prototipo.

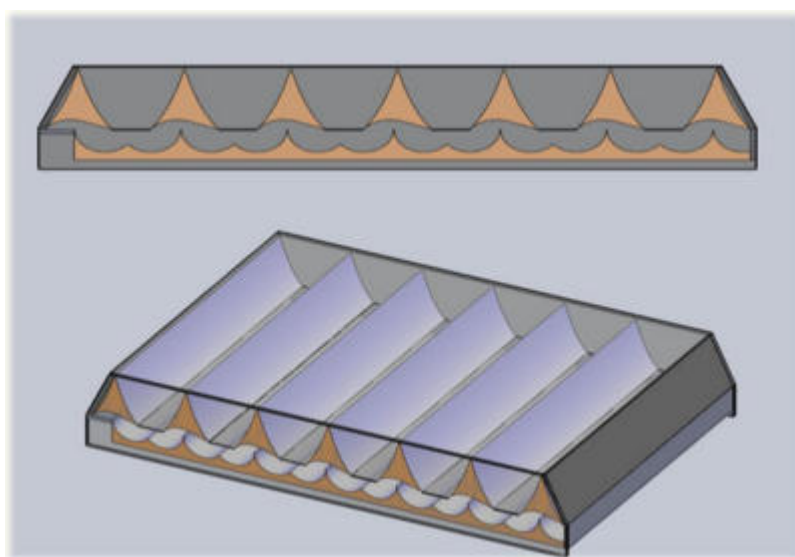


Fig. 6. Esquema del prototipo sin cuñas de refracción.

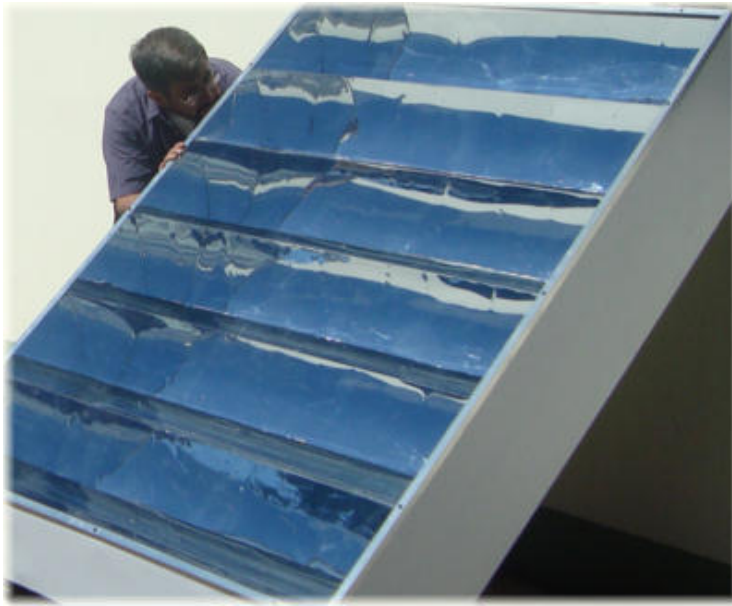


Fig. 7. El prototipo de seis canales tiene un área de captación de 2 m².



Fig. 8. Izquierda: Close-up de un canal CPC. Derecha: Vista trasera del captador mostrando los espejos de sección circular (previo a la aplicación del aislamiento térmico).

Con una irradiancia global de 850 W/m², el incremento en la temperatura del aire al pasar a través del captador por convección natural es de 75 °C, con flujos máxicos de 1,3 x 10⁻² m³/s, que corresponde a un rendimiento térmico superior a 50%. Es posible regular la temperatura de salida controlando cuidadosamente el flujo máxico. Estos resultados preliminares son altamente esperanzadores, pero se requiere mucha más experimentación para disminuir la incertidumbre. Dichos experimentos están aún en desarrollo. Las aplicaciones inmediatas para este nuevo calentador de aire son: el secado rápido de materiales de construcción, el secado de materia orgánica previa a su combustión en sistemas de cogeneración, el secado de productos agrícolas, baños sauna solares para uso doméstico y el enfriamiento de aire por adsorción.

Conclusiones

Se ha diseñado un novedoso captador solar para calentamiento de aire que logra incrementos en su temperatura del orden de 100 °C, con rendimientos térmicos muy aceptables. Si bien son más complicados que los calentadores solares de aire convencionales —por cierto, muy exitosos—, su excelente desempeño puede justificar su empleo en aplicaciones que requieran temperaturas de 100 °C, o superiores.

Bibliografía

- DUFFIE J. A. AND W. A. BECKMAN. *Solar Engineering of Thermal Processes*, 2nd edn. New York: Wiley Interscience, 1991.
- REN21. *Renewable Global Status Report: 2008 Update*. In press, 2009.
- RINCÓN, E. A.; M. D. DURÁN Y A. E. LENTZ. «Novedoso calentador solar de aire para altas temperaturas», en *Libro de Actas del XIV Congreso Ibérico y IX Congreso Iberoamericano de Energía Solar*, pp. 557-562, Vigo, España, 2008.
- THE GERMAN SOLAR ENERGY SOCIETY. *Planning and Installing Solar Thermal Systems: a Guide for Installers, Architects, and Engineers*. London: James & James, 2005.
- VARUM, V.; R. P. SAINI AND S. K. SINGAL. «A review on roughness geometry used in solar air heaters», *Solar Energy*, 81 (11): 1340-1350, Aug., 2007.
- WINSTON, R; J. C. MIÑANO Y P. BENÍTEZ. *Nonimaging Optics*. Elsevier, 2005.

Desarrollo de la aplicación gRREEMM para su uso en el polígono de ensayos de calentadores solares termosifónicos de CUBAENERGÍA

Development of the RREEMM application for its use in the proving ground of thermosiphon solar water heaters at CUBAENERGÍA

Por Carlos D. Lugo Buchillón, Alina Roig Rassi, Maikel I. Domínguez García, Guillermo Quesada Ramos y Daniel López Aldama

*Centro de Gestión de la Información y Desarrollo de la Energía
(CUBAENERGÍA), Cuba.
e-mail: buchy@cubaenergia.cu*

Resumen

CUBAENERGÍA cuenta con un polígono de ensayos donde se evalúan calentadores solares termosifónicos. Desde hace un año se viene trabajando en el desarrollo de una aplicación, RREEMM (*Remote Renewable Energy Equipments Measurements and Modelling*), destinada a automatizar los procesos de captura y procesamiento de datos en la evaluación de los calentadores solares. Dicha aplicación responde a las exigencias de la norma ISO/DIS 9459-2, que contiene los métodos de ensayo en exteriores para la caracterización y predicción del rendimiento anual de los sistemas solares térmicos. El desarrollo de esta aplicación tiene en cuenta el uso de las últimas tecnologías de computación y almacenamiento distribuido, así como herramientas emergentes para procesamiento inteligente de la información, corriendo en ambiente GRID.

Palabras clave: Calentadores solares, polígono de ensayo.

Abstract

CUBAENERGÍA accounts with a testing facility where thermosiphon solar water heaters are evaluated. For about a year we have been working in the development of a RREEMM application (*Renewable Energy Equipments Remote Measurements and Modelling*), addressed to automatize the capturing and processing of data in the evaluation of solar water heaters. The aforementioned application accomplishes with the requirements of the standard ISO/DIS 9459-2 which comprises the outside essay methods for the characterization and yearly yield forecasting of thermal solar systems. The development of this application takes into account the use of state of the art computing technologies including distributed storage, as well as emerging tools for intelligent information processing, running in a GRID environment.

Key words: Solar heaters, polygon of essay.

Introducción

CUBAENERGÍA cuenta actualmente con un polígono de ensayo de equipos solares térmicos (Fig. 1), con el objetivo de estimar y evaluar el comportamiento de varios equipos en diferentes condiciones simuladas en el tiempo de trabajo. Actualmente se trabaja fundamentalmente en la evaluación y caracterización de diferentes tipos de calentadores solares para uso doméstico, importados y de fabricación nacional, en las condiciones climáticas de Cuba.



Fig. 1. Polígono de pruebas de calentadores solares.

La metodología descrita en la norma ISO/DIS 9459-2 es la utilizada actualmente en el polígono de pruebas. Ésta contiene los métodos experimentales para la caracterización y evaluación de sistemas solares unitarios, específicamente, calentadores solares termosifónicos.

CUBAENERGÍA tiene, además, la misión de transferencia de tecnología en el tema de computación GRID. A tal efecto se ha creado en el Centro, en colaboración con otras instituciones como la Agencia de Energía Nuclear y Tecnologías de Avanzadas (AENTA), la Empresa de Servicios Telemáticos del CITMA (CITMATEL) y el Centro de Investigaciones Energéticas Medioambientales y Tecnológicas (CIEMAT), un sitio GRID y un centro de recursos, con el propósito de servir como herramienta de supercomputación para todos los investigadores de nuestra comunidad científica. Este centro supercomputación lo forman el sitio GRID CUBAENERGÍA-AENTA y el centro de recursos CUBAENERGÍA. El sitio GRID cuenta con todos los servicios esenciales que proporcionan el apoyo necesario a los centros de recursos adjuntos, mientras que el centro de recursos de CUBAENERGÍA contiene un clúster de 20 nodos con todas las aplicaciones necesarias, compiladores y librerías utilizadas para nuestros científicos y desarrolladores, y un elemento de almacenamiento de 1 TB.

La aplicación gRREEMM (*Remote Renewable Energy Equipments Measurements and Modelling*), tiene como principal objetivo realizar mediciones de múltiples equipos solares situados en diferentes localidades para monitorear de forma remota su funcionamiento. A partir de los datos obtenidos de estas mediciones, se pretende evaluar el comportamiento de los equipos en diferentes condiciones climáticas y de uso, además de simular y modelar el comportamiento de los fenómenos y/o procesos que ocurren.

Software gRREEMM

Con el fin de hacer posible un sistema plenamente funcional que realice las mediciones, análisis, simulación y evaluaciones de equipos de energía solar térmica en general, se desarrolla un proyecto de software de supercomputación que incluye la nueva programación con técnicas de un software escalable y de diseño modular.

Esta aplicación se extiende desde la medición de parámetros físicos en equipos solares para la evaluación, hasta el modelado y la simulación de los procesos que ocurren en ellos. Los datos se almacenan en los archivos secuenciales y, a continuación, son llevados a valores comprensibles para los casos de estudio, y almacenados en archivos y bases de datos para su posterior procesamiento. El software gRREEMM tiene tres módulos operacionales principales:

- Módulo 1: Captura de datos «gRREEMM-Captor».
- Módulo 2: Cálculos de Evaluación «gRREEMM-PROC».
- Módulo 3: Interface de Usuario Web «gRREEMM-WUI».

Módulo 1: Captura de datos «gRREEMM-Captor»

Este módulo es el encargado de la captura de los datos que son leídos por los sensores. En el mismo también se configura la programación de la lectura de datos y su posterior salva en la base de datos. Lo forman los componentes siguientes (Fig. 2):

1. Arreglo de sensores.
2. Equipo de captación de datos con ADC integrado «Datataker».
3. Software del fabricante para la programación del Datataker, «Dataloggers».
4. Software CAPTOR para la captura de datos con módulo para su conversión y salvarlos en una base de datos.
5. Bases de datos relacionales, «DB_Experiments» y «BD_Meteorological», para salvar los datos de entrada.

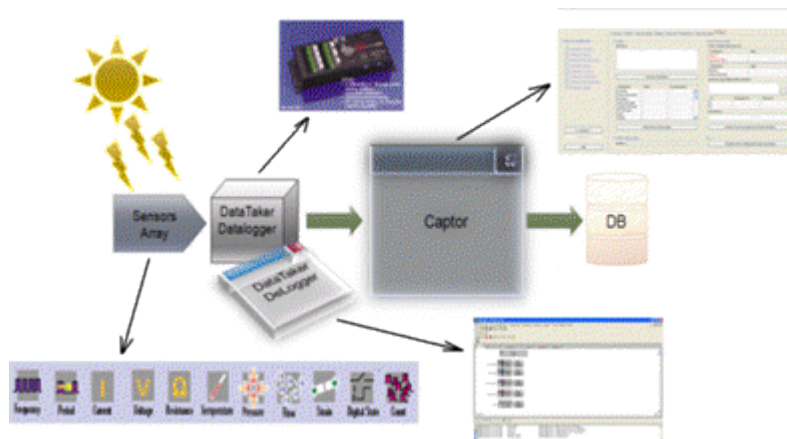


Fig. 2. Componentes de gRREEMM-Captor.

En general, este módulo funciona bajo dos modos de operación fundamentales, como Estación de Evaluación Experimental y como Estación Meteorológica.

Operación como Estación de Evaluación Experimental: Los datos que se miden son los de interés para uno o varios experimentos a realizar. Para ello se configuran los experimentos y se ponen en ejecución. Las salidas de los experimentos pueden obtenerse después de ejecutarse en la GRID.

Operación como Estación Meteorológica: En este modo de trabajo el sistema recoge los datos de las variables del medio ambiente que se deseen, y se procesan constantemente casi en tiempo real.

Para cada experimento a realizar son desplegados el arreglo de sensores según la norma ISO antes mencionada, y la red de equipos de adquisición de datos necesarios. A través del software de configuración, «CAPTOR», en cada estación de medición se configuran y programan los datos a medir, así como la forma de operación de los datalogers. Los datos comienzan a ser capturados cada cierto intervalo definido como «tiempo de muestreo», en dependencia del parámetro a medir y del tipo de sensor que los mide.

Los principales parámetros a medir durante las evaluaciones son: la radiación solar global que llega al colector, la radiación difusa que llega al colector, la temperatura del aire ambiente alrededor del colector y del tanque acumulador, la velocidad del viento, la temperatura del agua de entrada en el colector, la temperatura del agua a la salida del colector, la temperatura del agua dentro del tanque acumulador y el flujo de salida de agua. Finalmente, los datos son almacenados en una base de datos relacional, ubicada en un Storage Element, dentro de la GRID. Cada experimento cuenta con todos los datos necesarios para posteriormente ser usados en los cálculos a realizar.

Módulo 2: Cálculos de Evaluación «gRREEMM-PROC»

Este módulo se encarga de todos los cálculos para cada uno de los posibles casos. Sus salidas están en dependencia de los sub-módulos empleados. El módulo provee, además, la entrada a otros programas para la posible simulación y modelación de los procesos. El mismo corre totalmente en la GRID, ejecutándose en un Worker Node para garantizar su ejecución ininterrumpida (Fig. 3).



Fig. 3. gRREEMM-PROC.

Posee tres variantes de funcionamiento: permanente, programada y en demanda. Operación permanente: El software se mantiene realizando todos los cálculos y evaluaciones básicas, para obtener las salidas correspondientes a los análisis estadísticos de los paquetes de datos para cada punto de medición. En este modo los paquetes de datos son mínimos, y sólo se realizarán las simulaciones y cálculos de los procesos del ambiente que rodea a la estación de medición.

Operación programada: Cada ciertos tiempos significativos (1 hora, 1 día, 1 semana, 1 mes o 1 año), previamente configurados, el software realiza una evaluación de los experimentos en ejecución que se deseen, para proporcionar las salidas parciales correspondientes a los períodos de evaluación. Además, se realizan, en cada intervalo de tiempo, las evaluaciones básicas de cada punto de medición.

Operación en demanda: El software responde a los pedidos de ejecución para cada tipo de experimento. La configuración de cómo el software se ejecutará, estará determinada estrictamente por la tarea enviada por el usuario y por su correspondiente paquete de datos. gRREEMM-PROC contiene los algoritmos de cálculos según la metodología de evaluación de la norma ISO, y las metodologías propias que permiten realizar la evaluación de los equipos y determinar los perfiles de consumo a partir de las mediciones realizadas de forma automatizada. El Procedimiento de evaluación (Fig. 4) es de tipo «caja negra», que genera una familia de curvas características de «Entrada-Salida» para un sistema dado. Las curvas características que se obtienen, se emplean para predecir, a largo plazo, la entrega mensual y anual de energía útil del calentador bajo condiciones climáticas y perfiles de consumo determinados.

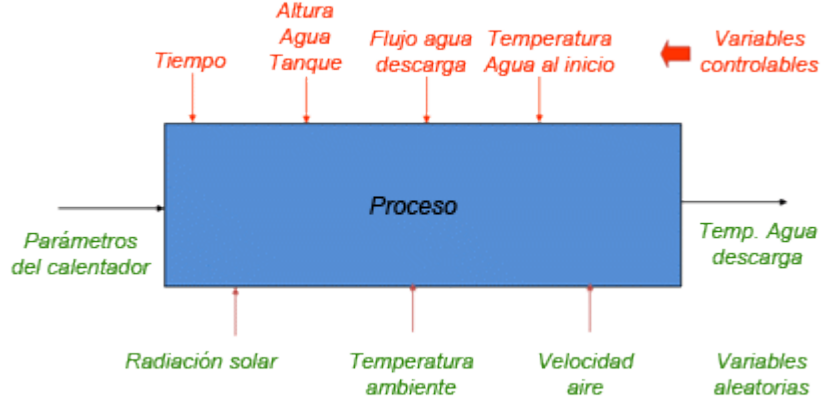


Fig. 4. Procedimiento de evaluación.

El perfil de un sistema solar en solitario doméstico de calentamiento de agua, puede ser representado por la ecuación (1):

$$Q = a_1 H + a_2 [T_{a(day)} - T_c] + a_3 \quad (1)$$

Donde:

Q : Energía ganada por el agua acumulada en el tanque durante el día.

H : Radiación solar que llega al colector.

$T_{a(day)}$: Temperatura ambiente del día.

T_c : Temperatura del agua a la entrada del colector.

Los coeficientes a_1 , a_2 y a_3 son determinados a partir de las mediciones usando el método de mínimos cuadrados.

La energía Q_i contenida en un volumen ΔV_i del tanque, puede ser calculada por (2):

$$Q_i = \Delta V_i \rho_w c_{pw} [T_{di}(V_i) - T_c] \quad (2)$$

Donde:

$T_{di}(V_j)$: Promedio de la temperatura del agua en el volumen ΔV_i .

V_j : Volumen total de descarga.

ρ_w : Se refiere a la densidad del agua.

c_{pw} : Capacidad específica del agua.

La energía total contenida en el agua caliente descargada del tanque será:

$$Q = \sum_{i=1}^n Q_i \quad (3)$$

$$F_i = \frac{Q_i}{Q} \quad (4)$$

Donde:

F_i : Valor normalizado del perfil de temperatura de descarga $f(V)$, el cual está asociado con cada volumen ΔV_i , y es obtenido a partir de la relación entre

la energía Q_i extraída para cada pequeño volumen de descarga de agua y la energía total extraída Q .

El perfil normalizado de temperatura de descarga puede ser usado para determinar el perfil de temperatura de descarga para cualquier combinación de radiación solar diaria que llega al colector H^* , temperatura ambiente promedio $T_{a(day)}^*$ y temperatura de entrada de agua fría T_c^* .

La energía solar ganada durante cualquier día puede ser calculada por:

$$Q^* = a_1 H^* + a_2 [T_{a(day)}^* - T_c^*] + a_3 \quad (5)$$

Y la temperatura del agua será entonces:

$$T_{di}(V_i) = T_c + \frac{Q^* F_i}{0,1 V_s \rho_w c_{pw}} \quad (6)$$

Módulo 3: Interface de Usuario Web «gRREEMM-WUI»

Este módulo es una interface Web de acceso a los experimentos y recursos de la GRID. Tiene como funcionalidad brindar una herramienta visual al investigador para acceder a los experimentos y a los recursos de la GRID. Se han concebido varios sub-módulos para la gestión de los recursos, la configuración de los experimentos y la administración del sistema en general (Fig. 5).

Cuenta con los siguientes sub-módulos:

1. Seguridad AAA y gestión de certificados digitales.
2. Gestión de Base de Datos y acceso a catálogos y metadatos.
3. Gestión de trabajos, colas y resultados.
4. Control de recursos de almacenamientos y disponibilidad de procesamiento.
5. Administración de todo el sistema.



Fig. 5. gRREEMM-WUI.

Resultados

La figura 6 muestra la obtención de los resultados de la evaluación realizada recientemente al calentador de agua KIVISOL-80. Estos se han obtenido a partir de la metodología establecida por la norma ISO/DIS 9459-2.

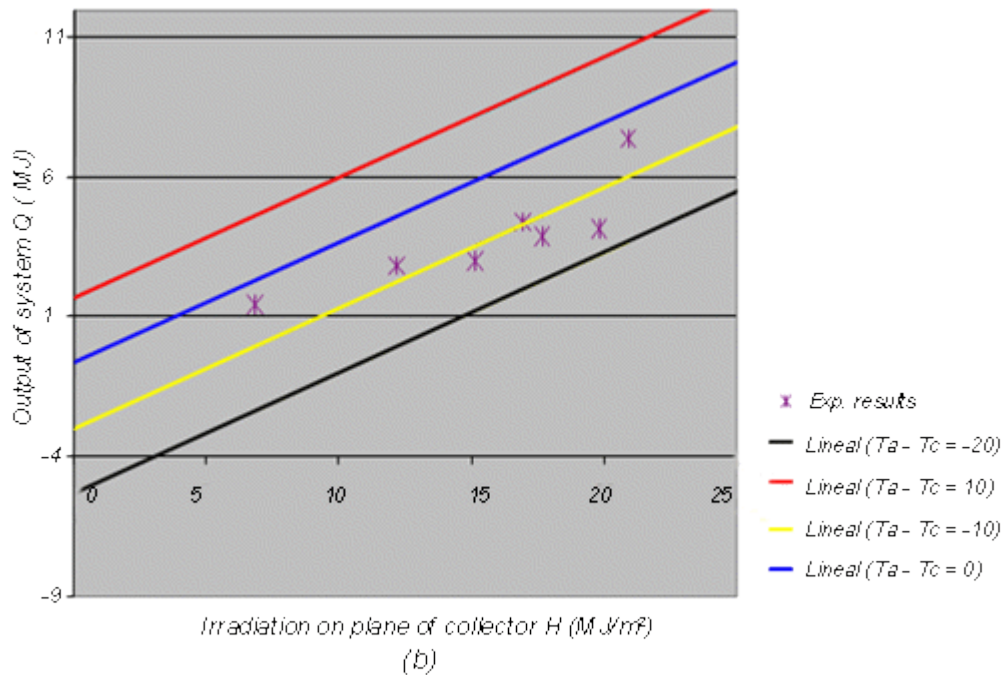
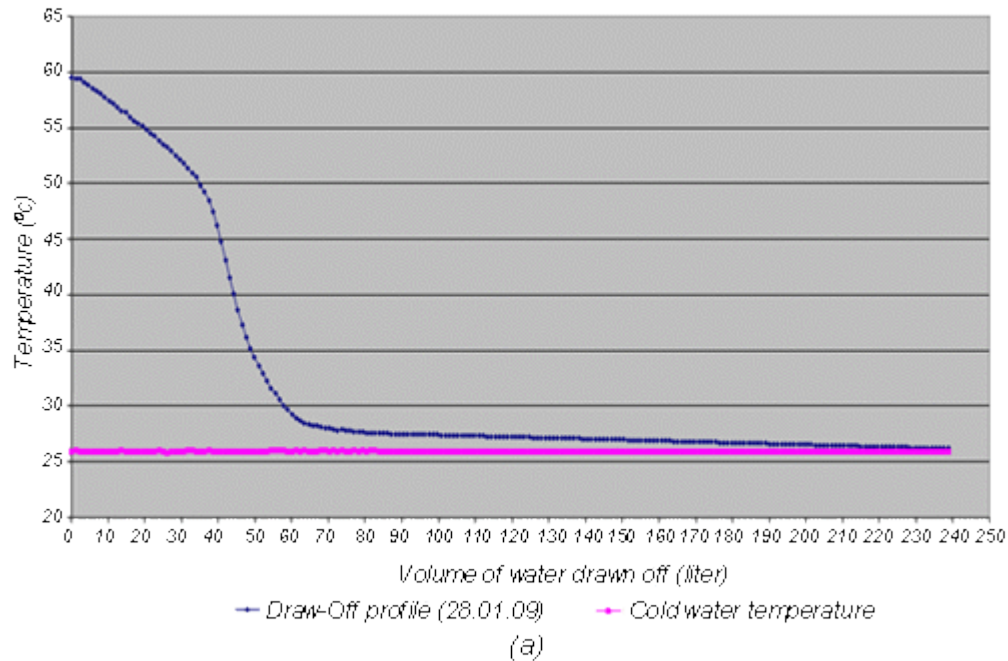


Fig. 6. (a) Perfil de temperatura de descarga,
(b) Curvas características de «Entrada-Salida».

La aplicación gRREEMM sirve como herramienta para el análisis estadístico de los datos y resultados obtenidos, así como punto de entrada a futuros proyectos que requieran de mediciones y/o experimentos.

Conclusiones

La posibilidad de evaluar los sistemas, productos y prototipos antes de ponerlos en producción, y servir para la toma de decisiones, hace de ésta una poderosa herramienta de trabajo.

El uso de las herramientas y servicios de la red de supercomputación, garantiza que las aplicaciones pueden ser portadas a través de una infraestructura global, haciendo posible la operación remota de gRREEMM.

Este trabajo aporta la integración con otras aplicaciones, a fin de obtener la mayor información a partir de los datos obtenidos. Actualmente, la comunidad científica y el equipo de desarrolladores de gRREEMM, trabajan juntos para encontrar nuevas soluciones para la integración de otros módulos al sistema. En el futuro se podrá contar con nuevas herramientas que hagan posible la evaluación de otros equipos solares, y la generación de un nuevo mapa energético utilizando los datos obtenidos y los resultados.

Bibliografía

BURKE, S.; S. CAMPANA, P. MÉNDEZ, C. NATER, R. SANTINELLI Y A. SCIABA. «gLite 3.1 User Guide, Manual Series», Version 1.2, CERN-LCG-GDEIS-722398, abril, 2008.
«Getting Started with Datataker», Printed in Australia, A.C.N. 006 134 863, UM-034-A0, Data Electronics (Aust.) Pty. Ltd. 1995.
ISO 9459-2. *Solar Heating. Domestic Water Heating Systems*. Performance test for solar only systems, 1994.
MARVEL. A LEONARDO DA VINCI PILOT PROJECT, «MARVEL. Mechatronics Training in Real and Virtual Environments, Concepts, Practices, and Recommendations», Edited by Dieter Müller, Bremen 2005.

Secado solar en Cuba: una experiencia de gestión ambiental en la zona oriental. Análisis numérico de sus tendencias actuales

Solar drying in Cuba: An experience of environmental management in the Eastern part of the country. Numerical analysis of its current tendencies

Por M.Sc. Ing. Ciro César Bergues Ricardo,
Dr. Luis Bérriz Pérez** e Ing. Pedro Griñan Villafañe****

** CEEFE, Universidad de Oriente, Cuba.*

*** CUBASOLAR (Sociedad Cubana para la Promoción de las Fuentes Renovables de Energía y el Respeto Ambiental), Cuba.*

**** CIES, CITMA, Cuba.*

e-mail: cirob@ceefe.uo.edu.cu

Resumen

Se analiza la experiencia que durante 17 años se tuvo en el secado solar en la región Oriental de Cuba. El análisis se efectúa mediante la descripción de los prototipos más representativos por sus índices técnicos económicos, que incluyen secadores solares diversos con cubierta de vidrio y de polietileno, y de sus aplicaciones a secado multipropósito, secándose productos de alta importancia social y gran valor agregado, como madera, semillas, plantas medicinales y pienso animal. Incluso hay una aplicación atípica a la deshidratación de personas: La sauna solar cubana. Se hace un breve análisis del impacto energético y medioambiental de los mismos, y de por qué son un factor clave de gestión medioambiental en Cuba, al evitar emisiones de CO₂. El análisis secuencial de los prototipos logrados tiene que ver con la concepción de un método numérico sistémico ingenieril novedoso para el análisis de los cambios tecnológicos en los secadores, del que se da una breve caracterización. Se exponen recomendaciones sobre qué conducta deberá seguirse en el futuro inmediato en la rama de la técnica, a fin de lograr mejores resultados en la diversificación y desarrollo de mejores aplicaciones de impacto económico, social y medioambiental.

Palabras clave: Gestión ambiental, fuentes renovables de energía, secado solar.

Abstract

The paper analyzes the experiences obtained during 17 years of application of solar drying in the Eastern region of Cuba. The analysis is performed by means of the description of the most representative prototypes for its technical and economic indicators, including several solar driers with glass and polyethylene cover, and its applications to multipurpose drying, drying products of high social relevance and added value, like wood, seeds, medicinal plants and animal fodder. There is even a non-typical application to people's dehydration: a Cuban version of the sauna bath. A brief analysis of the energy and environmental impact of the drying technologies is done, and it is also discussed why they are a key factor of environmental protection in

Cuba, considering the CO₂ emissions avoided. The sequential analysis of the prototypes obtained has to do with the creation of an innovative engineering numerical systemic method for the analysis of the technological changes in the driers, which is briefly characterized. The paper presents recommendations about what conduct will have to be followed in the near future in the application of this solar technology in order to achieve better results in the diversification and development of better applications of economic, social and environmental impact .

Key Words: Environmental management, renewable energy sources, solar drying

Introducción

El secado solar es una rama altamente rentable de la explotación de las fuentes renovables de energía, caracterizada por su alto potencial energético, económico, social y ecológico, contribuyendo a la conservación del medio ambiente al evitar emisiones equivalentes de CO₂ y óxidos de nitrógeno y azufre, pues sustituye el consumo de electricidad y de combustibles fósiles.

En nuestro país han sido instalados diversos tipos de secadores solares, algunos de los cuales, los instalados en la zona oriental de Cuba, son descritos en este trabajo. Mediante un método gráfico y numérico sistémico ingenieril, algunos de cuyos aspectos gráficos se muestran, este sistema de secadores ha sido estudiado y sistematizado con el fin de obtener secadores solares viables, que han sido diseñados y construidos.

En particular, la ONG cubana CUBASOLAR; el Centro de Investigaciones de Energía Solar (CIES), del CITMA, y el Centro de Eficiencia Energética (CITMA y MES) han sido las instituciones que en la zona oriental de nuestro país se han ocupado mayoritariamente del desarrollo e introducción de aplicaciones del secado solar en las últimas dos décadas.

En este trabajo se describen algunas soluciones tecnológicas dadas en Cuba al problema de secado solar de productos de gran importancia social, así como los cambios tecnológicos realizados al generarlas. Se caracteriza el impacto energético y medioambiental de las mismas, este último mediante el cálculo de las emisiones netas de CO₂ que se evitan ser expulsadas al medio, por concepto de instalación y utilización del secador solar durante su tiempo de vida útil.

Desarrollo

Tendencias en Cuba:

- Desarrollo de equipos solares baratos, de materiales locales, con cubierta de polietileno, vidrio y policarbonato.
- Experiencias múltiples para establecer la tecnología de secado en al menos 100 productos de interés.
- Trabajos referentes a la incidencia de la aceptación social y la educación medioambiental en el uso y divulgación del secado solar.

Principales prototipos de secadores solares construidos en el CIES y el

CEEFE de 1988 a 2005 y su impacto energético y ambiental.

CIES: Se desarrollan secadores multipropósitos de 36 m² con cubierta de vidrio (3 variantes). Sauna solar cubana (secador atípico para realizar baños de vapor). Secadores de granos y semillas de bajo costo y 3 m², con cubierta de polietileno transparente, negra y metálica (3 variantes fundamentales). Secadores de cubierta de polietileno y de 0,3 a 20 m² de área para plantas medicinales con cubierta de polietileno transparente (4 variantes). CEEFE: Secadores de bajo costo y estructura de goma para la agricultura urbana (2 variantes).

Materiales y métodos: Las eficiencias térmicas y los costos provienen de los proyectos provinciales en que se concibieron y evaluaron los secadores, desde 1984 a 2005, utilizando piranómetros y termómetros de alta precisión.

Los valores de las tablas 1 y 2 fueron calculados teniendo en cuenta los siguientes criterios:

- Considerando 0,9975 kg CO₂/kWh de energía generada, incluyendo pérdidas (0,75 kg CO₂/kW de energía generada, sin considerar pérdidas en red e insumos). Considerando 18% e pérdidas en red e insumos de 7%, la cantidad de emisiones ahorradas es la primera.

- Para la tabla 2 fueron considerados los valores siguientes:

Energía incidente promedio: 5 kWh/m²/día.

Poder calórico del petróleo: 46 057 kJ/kg.

Vida útil de secadores: 20 años.

Los cálculos de impacto fueron realizados para los 12 prototipos principales construidos y descritos en la bibliografía [Bergues, Griñán, *et al.*, 2001; Bergues, Ibañez, *et al.*, 1992; Bergues, Ibañez, *et al.*, 1996; Bergues, Ibañez, *et al.*, 2001; Bergues, Ibañez, *et al.*, 2002; Bergues, Ibañez, *et al.*, 2003; Bergues, Martínez, *et al.*, 2008; Bériz y Madruga, 2000; Bériz, Luis, *et al.*, 1990], y los 2 propuestos a construir en el CIES desde 1984 a 2005, que se designan por 13 y 14. Los resultados se dan en las tablas 1 y 2. Los prototipos 10'' y 10 son dos variantes de un mismo secador.

Resultados y discusiones

En las tablas 1 y 2 se exponen los resultados del impacto energético y ambiental de los principales prototipos instalados y evaluados en el CIES. De 1 al 4 tenían cubierta de vidrio y estructura metálica y de materiales de la construcción. Del 5 al 12 tenían cubierta de polietileno. Todos eran multipropósitos. El 4 era una sauna solar o secador atípico, y 11 y 12 eran secadores de goma para la agricultura urbana [Bergues, Martínez, *et al.*, 2008].

Tabla 1. Energía térmica aprovechada para la evaporación del agua en un año y toneladas de petróleo equivalente en los prototipos instalados y evaluados

Secador solar (por número)	Área, m ²	Eficiencia térmica	kWh/años utilizados para la evaporación de agua	TEP	kg de CO ₂ ahorrados por año*
1	3	0,5	2 463,75	0,192	2 457,59
2	36	0,5	29 565	2,311	29 491,08
3	3,4	0,3	1 675,35	0,130	1 671,16
4	6	0,4	3 942	0,273	3 932,14
5	3	0,02	98,55	0,0077	98,30
6	3	0,09	443,475	0,0346	443,475
7	3	0,02	98,55	0,0077	98,55
8	20	0,03	985,5	0,0759	983,08
9	400	0,065	42 705	3,338	42 598,23
9"	4	0,065	427	0,0333	425,93
10	6	0,115	1 133,32	0,0886	1 130,48
10"	18	0,115	3 399,97	0,265	3 391,47
11	0,229	0,09	33,851	0,0026	33,76
12	0,229	0,035	13,164	0,00102	13,131
13	0,229	0,3	112,839	0,00882	112,55
14	36	0,5	29 565	2,311	29 491,10
Total			116 662	9,08	116 372,03

Tabla 2. Impacto ambiental neto de los secadores solares instalados durante un período de 20 años suponiendo funcionamiento continuo

	Ahorrado por año	Emitido al construir	Ahorrado en 20 años	Ahorrado 20 años, emitido al construir (impacto neto)	Tiempo (T) (años) amortización medioambiental
1	2 457,5	318,282	49 151,8	48 833,58	0,129
2	29 491,08	11 592	589 821,6	578 229,6	0,393
3	1 671,16	225,539	33 423,2	31 752,04	0,134
4	3 932,14	1 192,32	78 642,8	74 710,66	0,303
5	98,30	153,57	1 966	1 812,43	1, 562
6	443,475	49,107	8 869,5	8 820,39	0,110
7	98,55	49,107	8 869,5	8 820,39	0,498
8	983,08	293,8	19 661,6	19 367,8	0,298

9	42 598,23	7512	851 964,6	844 452,6	0,176
9"	425,93	2 504	8 518,6	6 014,6	5,87
10	1 130,48	626,76	22 609,6	21 982,84	0,554
10"	3 391,47	1 880,28	67 829,4	65 949,12	0,554
11	33,76	0,217	675,2	674,983	0,00642
12	13,131	0,217	262,62	262,403	0,0165
13	112,556	0,217	2 251,12	2 250,903	0,00192
14	29 491,10	11 592	589 822	578 230	0,393
Total	116 372,03	37 940,30	2 327 440,64	2 289 500,34	

Obsérvese que, aún en la fase de prototipos en que se encuentran estas aplicaciones, se pueden ahorrar anualmente con ellas 116 662 kWh y 9,08 TEP. Con un escalado en fase inicial de unos 100 prototipos de cada tipo, el ahorro por concepto de energía térmica al año es de 11 666 200 kWh (11,666 MWh) y 90 800 TEP. Si se considera que tal escalado sería muy preliminar para la solución de cualquier problema de envergadura de nuestra economía, como pudiera ser el secado solar de semillas o de madera, estas cifras demuestran el gran potencial de ahorro que tiene el secado solar para el país desde el punto de vista termoenergético, y por qué debe ser priorizado su desarrollo. Los prototipos 13 y 14 son secadores solares con cubierta de polietileno que funcionan en América Latina en diversos climas y condiciones [Bergues, Griñán, *et al.*, 2001].

El impacto ambiental por emisiones generadas (por concepto de emisiones durante la construcción) y el neto de cada prototipo (kg de CO₂) generado durante la construcción de cada uno, considerando las áreas y los materiales componentes en cada caso.

El valor del impacto por concepto de emisiones al construir el prototipo, es relativamente bajo, según puede apreciarse en la tabla 3.

En total, unos 22 012,91 kg (más de 22 T de CO₂) se expulsaron a la atmósfera sólo por concepto de construcción de los prototipos de secadores considerados. Para un modesto escalado de sólo 100 prototipos construidos, entonces tendremos 2 201 291 kg de CO₂ emitidos (2 201 T).

Para 500 prototipos construidos: 11 006 455 kg de CO₂ emitidos (1 106,45 T). En la tabla 3 se puede apreciar que el impacto total neto incluyendo el CO₂ ahorrado durante la construcción, es considerable: Unas 2 289,5 toneladas se dejan de emitir en los 20 años de vida útil de estos prototipos, lo que hace 114,475 T dejadas de emitir en sólo un año por solo los 14 prototipos considerados. Es fácil darse cuenta de que escalados modestos producirían cifras netas considerables (para 100 secadores, 228 950 toneladas en 20 años y 11 447,5 en un año, y para mil secadores, respectivamente, 2 289 500 y 114 475 toneladas). Estas cifras llevan a meditar seriamente sobre las cualidades notables del secado solar como factor favorable de la gestión ambiental a bajo costo, aun en valores de

escalado relativamente moderados y técnicamente fáciles de alcanzar, manteniendo una producción seriada durante unos pocos años.

Con esto se observa que las cifras de impacto energético y medioambiental por emisiones durante la construcción de prototipos y su escalado preliminar son pequeñas, ni siquiera para niveles de escalado moderados como los considerados. Entre 100 y 500 prototipos de cada tipo es sólo un escalado preliminar.

En Santiago de Cuba se desarrolló un método vectorial de evaluación de cambios tecnológicos elaborado especialmente para secadores solares cubanos [Bergues, Martínez, *et al.*, 2008], donde se analiza la dinámica del sistema de secadores mencionado, en un diagrama semejante al de la figura 1, y se diseñan algunas alternativas de cambios tecnológicos viables y de secadores solares a que estos dan lugar. Este método está en fase de aplicación en el CITMA y el MES.

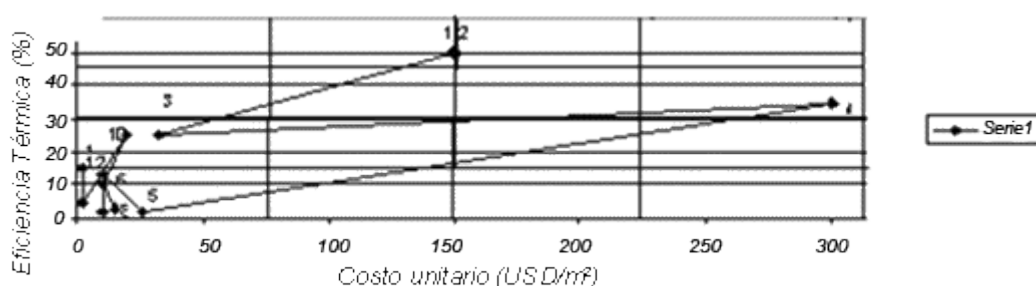


Fig. 1a. Representación de los cambios estudiados en el diagrama eficiencia-costo.

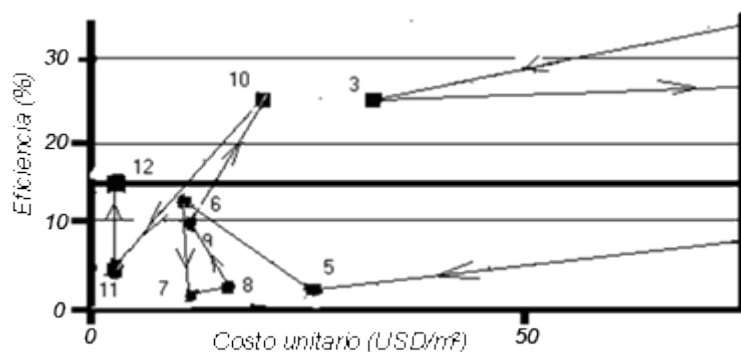


Fig. 1b. Detalles de los sectores 5 y 6 del diagrama eficiencia para secadores estudiados.

En la figura 1 (a y b) se observa un diagrama eficiencia costo, en el que se representan por puntos los 12 primeros secadores solares de la serie analizada en la tabla 3 (CIES, 1984-2005). Los cambios tecnológicos realizados en la serie de secadores solares están representados por vectores. Se observa una tendencia a valores pequeños del costo unitario (menos de 50 USD/m²) y la eficiencia térmica (menores de 30% sin control automático), para muy variadas aplicaciones (secado solar de plantas medicinales, semillas y polen, granos, hollejo de naranja, etc.). Estos valores son propios

de los secadores solares con cubierta de polietileno, y corresponden a las tendencias de construcción de equipos de secado observadas en América

Latina en los últimos quinquenios, que consiste en la sustitución de cubiertas de vidrio por cubiertas de diversos materiales, como el polietileno LDT.

Los cambios tecnológicos a realizar en el futuro inmediato se pueden representar por vectores que van desde el secador 1 y 2 (cubierta de vidrio doble y estructura metálica), hasta una zona donde el costo es inferior a 50 USD/m² y la eficiencia térmica media superior a 40%, semejante a la de los secadores 1 y 2. Estos valores corresponden a los secadores con cubierta de polietileno y control automático de la evacuación del aire, que es una alternativa de solución viable para Cuba en el futuro inmediato (Fig. 2).

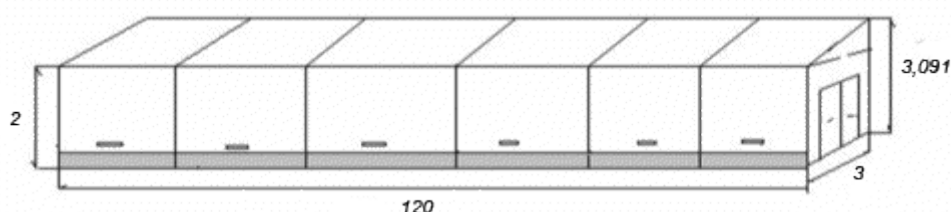


Fig. 2. Secador solar con cubierta de polietileno (variante 2).

Consideraciones generales de diseño de un secador solar de cubierta de polietileno adecuadas a las condiciones de Cuba (variante 2)

Estructura de madera rolliza o armazón metálica sin paredes laterales de cemento. Los horcones de 100 mm o vigas U de soportes están situados a 2 m de distancia. Los travesaños de fijación en la parte superior de la estructura se articulan con las columnas por tornillos o machihembrado. El eje mayor tiene orientación este oeste.

Su significado energético es que se pueden ahorrar con un módulo de 36 m² de este secador, 29 565 kWh al año, unas 2,311 TEP, considerando una radiación solar incidente promedio de 5 kWh/m²/día, una eficiencia de 0,5, un coeficiente de utilización de 0,9 y un poder calorífico del petróleo equivalente de 46 057 kJ/kg.

Materiales: cubierta de polietileno, simple o doble, de 125 micras marca LDT (Long Date Thermal) o «Durasol», y paredes del mismo material. Un secador similar pero de cubierta de polietileno de una marca diferente al LDT, y por tanto con eficiencia térmica más baja, secó plantas medicinales con éxito durante dos años en la finca de plantas La República, perteneciente al MINAGRI en Santiago de Cuba [Bergues, Griñán, *et al.*, 2001], logrando un producto de alto valor agregado (orégano, jengibre, caña santa, cúrcuma, sábila, cáscara de mangle, etc.), y calidad excelente, que superaba considerablemente al obtenido anteriormente, secado en tendales a temperatura ambiente, el cual en ocasiones era afectado por la humedad excesiva y el ataque de hongos, etc., afectación que fue eliminada por el secador solar.

Reconocimientos

Los secadores creados y evaluados en los proyectos de investigación provinciales [Bergues, Griñán, *et al.*, 2001; Bergues, Ibañez, *et al.*, 1992; Bergues, Ibañez, *et al.*, 1996; Bergues, Ibañez, *et al.*, 2001; Bergues, Ibañez, *et al.*, 2002; Bergues, Ibañez, *et al.*, 2003; Bergues, Martínez, *et al.*, 2008; Bériz y Madruga, 2000; Bériz, Luis, *et al.*, 1990], recibieron numerosos premios con resultados relevantes en el Fórum Provincial de Ciencia y Técnica, y la Sauna solar una mención en el Fórum Nacional de Ciencia y Técnica. Hay más de 30 publicaciones internacionales en revistas de prestigio sobre estas experiencias realizadas en la zona oriental de Cuba.

Conclusiones

El secado solar es una rama de gran interés social y ecológico, y especialmente en nuestro país.

Su impacto ambiental es positivo y está demostrado aun a nivel de prototipos, evitando gran cantidad de emisiones de CO₂ al medio ambiente por ahorrar petróleo y electricidad equivalentes. Contribuye así de manera directa a la descontaminación del medio ambiente y a la conservación del entorno. Se demostró su utilidad para alargar la vida útil de productos naturales de alto impacto social y económico como alimentos y madera, ahorrándose así la electricidad necesaria para el secado artificial y la refrigeración de los mismos.

El impacto energético obtenido es considerable, al igual que el ambiental, como se observa en las tablas 2 y 3. Estos son razones para retomar las ideas del escalado por multiplicación de los secadores solares, sobre todo baratos y con cubiertas de materiales plásticos, como por ejemplo el polietileno LDT (Long Date Termal), en la provincia y el país.

Las tendencias tecnológicas cubana y latinoamericana en esta rama prácticamente coinciden en dirección de abaratar los costos de los equipos y tecnologías, y en la diversificación de las aplicaciones. Sin embargo, aunque en Latinoamérica abundan, en Cuba no hay activos, actualmente, secadores solares con cubierta de polietileno, y hay un solo antecedente nacional reportado que trabajó dos años con resultados excelentes en una empresa de plantas medicinales del MINAGRI [Bergues, Griñán, *et al.*, 2001].

Bibliografía

BERGUES, CIRO; A. MARTÍNEZ, *et al.* «Algunos aspectos de los cambios tecnológicos en secadores solares cubanos. Realidades y tendencias», *Tecnología Química*, XXVIII (2): 2008.

BERGUES, CIRO; G. IBAÑEZ, *et al.* «Concepción y evaluación de un secador solar de granos con cubierta de polietileno», *Tecnología Química*, XXIII (1): 2003.

BERGUES, CIRO; G. IBAÑEZ, *et al.* «Concepción y evaluación de un secador solar de granos con cubierta de polietileno», en *Anuario PCO 2001/CEE* (publicación electrónica). 2001.

BERGUES, CIRO; G. IBAÑEZ, *et al.* «Construcción y evaluación del secador solar de granos a escala industrial», *Tecnología Química*, XXII (3): 2002.

BERGUES, CIRO; G. IBAÑEZ, *et al.* «Secado solar de productos agropecuarios para la elaboración de piensos criollos», en *Memorias de Reclien, IX Seminario del Caribe de ciencias y tecnologías de alimentos* (publicación electrónica). Marzo, 1996.

BERGUES, CIRO; G. IBAÑEZ, *et al.* «Secador solar doméstico con materiales de la construcción», *Tecnología Química*, 13 (3): 1992.

BERGUES, CIRO; PEDRO GRIÑÁN, *et al.* «Concepción y evaluación de un secador solar de granos con cubierta de polietileno», en *Anuario PCO 2001/CEE* (publicación electrónica). 2001.

BÉRRIZ, LUIS Y EMIR MADRUGA. *Cuba y las fuentes renovables de energía*. La Habana: Ed. CUBASOLAR, 2000.

BÉRRIZ, LUIS, *et al.* *Secador solar multipropósito*. 1990.

Análisis de la Segunda Ley de un motor Stirling

Analysis of the Second Law in a Stirling engine

Por Dr. Juan José González Bayón

Centro de Estudio de Tecnologías Energéticas Renovables (CETER), Instituto Superior Politécnico José Antonio Echeverría (CUJAE), La Habana, Cuba.

e-mail: jjgbayon@ceter.cujae.edu.cu

Resumen

La evaluación de las pérdidas debido a las irreversibilidades en el ciclo Stirling, es un tópico de significativo interés para el análisis y el comportamiento de máquinas térmicas. Ese es el objetivo de este artículo.

Palabras clave: Termodinámica y motor Stirling.

Abstract

The evaluation of the losses due to the irreversibilities in the Stirling cycle is a topic of significant interest for the analysis and the performance of heat engines. This is the objective of this paper.

Key Words: Thermodynamics, Stirling engine

Introducción

Los estudios e investigaciones de múltiples autores [Walker, Reader, Fauvel Bingham, 1994; Tew, 1986] han mostrado que las irreversibilidades en el ciclo termodinámico tienen una importancia significativa en la predicción del comportamiento de los motores Stirling. En los últimos años se han realizado esfuerzos para mejorar la comprensión de cómo se relacionan las pérdidas en el motor con las irreversibilidades [Tew, Thieme and Dudenhofer, 1990; Allen and Carielli, 1985]. Estos esfuerzos han dado lugar a un número de modelos que incluyen el efecto de las irreversibilidades en el ciclo para el análisis y optimización de las máquinas. Sin embargo, los análisis convencionales basados en técnicas de entropía o exergía de forma global no muestran la relación de las irreversibilidades con el fenómeno físico que las provoca. El modelo que aquí se presenta vincula directamente las irreversibilidades en la operación del ciclo, con la velocidad finita del motor. El modelo provee un claro entendimiento de los mecanismos de pérdidas, y relaciona éstos cuantitativamente a los términos de irreversibilidad termodinámica. Este modelo permite profundizar en el interior de los mecanismos de pérdidas.

El modelo presentado es una extensión de trabajos previos [Costea, Petrescu, Stanescu and Danescu, 1994], e incluye los efectos de las irreversibilidades internas y externas. Especial atención en el análisis es dada a los efectos de (1) transferencia de calor a través de una diferencia finita de temperatura entre el motor y los focos térmicos, (2) la regeneración imperfecta, (3) la velocidad del pistón y (4) los efectos de la fricción en el fluido. No se contempla la fricción mecánica de las partes del motor. Este trabajo extiende un trabajo previo

[González, 2009] basado en la predicción analítica de las pérdidas por fricción internas en el fluido a partir de datos reales de operación, y de las tasas de transferencia de calor al motor desde un foco térmico solar.

Análisis del motor Stirling con irreversibilidades

El ciclo del motor Stirling ideal es mostrado en la figura 1, mediante los diagramas $p-v$ y $T-s$. El diagrama $T-s$ se ha modificado para incluir los efectos de la transferencia de calor a través de una diferencia finita desde los focos térmicos y la regeneración incompleta.

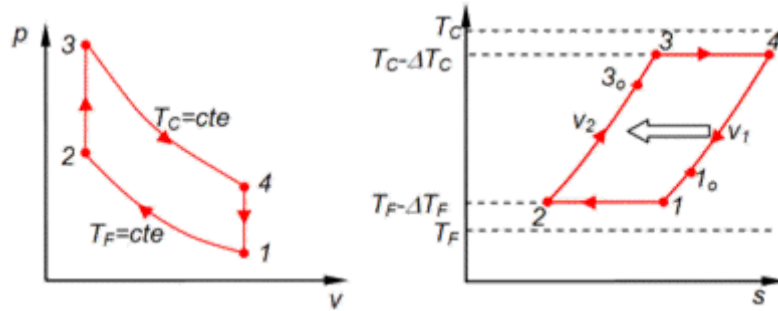


Fig. 1. Motor Stirling. Diagramas $p-v$ y $T-s$ del ciclo térmico.

Como se observa, es necesaria una cantidad de calor adicional Q_{x3} desde el foco externo para desarrollar el proceso, debido a la regeneración incompleta. De forma semejante, el calor no regenerado Q_{y1} está siendo rechazado hacia el foco frío. Además, la fricción del gas al pasar a través del regenerador es la causa de la mayoría de las pérdidas por fricción.

Modelo matemático

El motor es analizado usando un modelo matemático basado en la Primera Ley y la Segunda Ley de la Termodinámica para procesos con velocidad finita.

La potencia neta de salida del motor Stirling ideal, es decir, sin pérdidas y con regeneración ideal, es:

$$\dot{W}_{neta} = \eta \dot{Q}_{abs} = \left(1 - \frac{T_F + \Delta T_F}{T_C - \Delta T_C} \right) \dot{Q}_{abs} \quad (1)$$

siendo $\Delta T_C = T_C - T_c$ y $\Delta T_F = T_F - T_f$ las diferencias finitas de temperaturas entre los focos térmicos y el gas durante los procesos de absorción y rechazo de calor. Mientras que la tasa de calor absorbido será

$$\dot{Q}_{abs} = mc_v \{(k-1)(T_C - \Delta T_C) \ln r_c\} n \quad (2)$$

El calor que contempla la ecuación 2 es absorbido únicamente durante el proceso 34, pues la regeneración es perfecta. El término r_c no es más que la relación de compresión, el cual es dada por la razón V_1/V_2 para el motor sin espacio muerto, mientras que para el motor donde se considera espacio muerto su expresión es algo más compleja:

$$r_c = (V_d + V_p + C(T_C - \Delta T_C)) / (V_d + C(T_C - \Delta T_C))$$

Y puede ser totalmente esclarecida consultando en Costea, Petrescu and Harman [1999].

El rendimiento del motor expresado en la ecuación 1 es lógicamente el de Carnot, para un motor que opera con una diferencia finita de temperatura con respecto a los focos térmicos, a este rendimiento le denominaremos en lo adelante por $\eta_{C,\Delta T}$.

Si el motor presenta regeneración imperfecta deberá absorber una cantidad adicional de calor del foco caliente para poder producir la misma potencia neta que el motor ideal; en consecuencia, el rendimiento total del motor será menor y podrá ser considerado como compuesto de dos términos, es decir:

$$\dot{W}_{neta} = \eta \dot{Q}_{abs}^r = \eta_{C,\Delta T} \eta_{irr,reg} \dot{Q}_{abs}^r \quad (3)$$

Donde:

$\eta_{irr,reg}$: Rendimiento debido a las irreversibilidades en el regenerador.

$\dot{Q}_{abs}^r$: Nueva tasa de calor absorbido por el motor, que es superior al motor ideal, y que es dado por:

$$\dot{Q}_{abs}^r = mc_v \{(k-1)(T_C - \Delta T_C) \ln r_c + (1-\eta_r)(T_C - \Delta T_C - T_F - \Delta T_F)\} n \quad (4)$$

En la expresión 4 se observa que se ha adicionado un segundo término a la suma dentro de las llaves, el cual corresponde al calor adicional demandado por el regenerador debido a la irreversibilidad en la transferencia de calor en el mismo.

Por tanto, el rendimiento $\eta_{irr,reg}$ puede ser calculado como:

$$\eta_{irr,reg} = \frac{\dot{Q}_{abs}}{\dot{Q}_{abs}^r} = \frac{mc_v \{(k-1)(T_C - \Delta T_C) \ln r_c\} n}{mc_v \{(k-1)(T_C - \Delta T_C) \ln r_c + (1-\eta_r)(T_C - \Delta T_C - T_F - \Delta T_F)\} n}$$

De donde se obtiene:

$$\eta_{irr,reg} = \frac{1}{1 + \frac{(1-\eta_r)}{(k-1) \ln r_c} \eta_{C,\Delta T}} \quad (5)$$

Luego, la potencia neta será:

$$\dot{W}_{neta} = \eta_{C,\Delta T} \eta_{irr,reg} m c_v (T_C - \Delta T_C) \{(k-1) \ln r_c\} n$$

Antes de continuar, es importante dejar claro que la masa de fluido de trabajo empleado por el motor (gas ideal) está determinada plenamente por las propiedades del gas y las dimensiones del motor, es decir:

$$m = \frac{p_1 V_1}{T_F + \Delta T_F} \quad (6)$$

En el motor real, las irreversibilidades no se reducen sólo a aquellas debido a la regeneración, sino que además existen irreversibilidades debidas al efecto de la fricción en el fluido de trabajo. Las irreversibilidades por la fricción se expresan en las pérdidas de presión que sufre el flujo al transitar desde la zona caliente hacia la zona fría, y a la inversa en cada ciclo de trabajo del motor. Por su esencia, esta irreversibilidad responde a un fenómeno totalmente diferente a las analizadas antes y, en consecuencia, son expresadas por un rendimiento adicional.

La potencia neta entregada por el motor con fricción es inferior a la entregada por el motor sin fricción, así:

$$\dot{W}_{neta}^{real} = \eta_{irr,\Delta p} \dot{W}_{neta} = \eta_{C,\Delta T} \eta_{irr,reg} \eta_{irr,\Delta p} \dot{Q}_{abs}^r \quad (7)$$

Obsérvese que $\eta_{irr} = \eta_{irr,reg} \eta_{irr,\Delta p}$, de manera que las fuentes de irreversibilidad quedan claramente definidas e independizadas en su evaluación.

Puesto que:

$$\eta_{irr,\Delta p} = \frac{\dot{W}_{neta}^{real}}{\dot{W}_{neta}} = \frac{\dot{W}_{neta} - \dot{W}_{\Delta p}}{\dot{W}_{neta}} = 1 - \frac{\dot{W}_{\Delta p}}{\dot{W}_{neta}} \quad (8)$$

Donde:

$\dot{W}_{\Delta p}$: Potencia consumida para vencer las pérdidas de presión que ocurren en el motor debido a la fricción.

El objetivo es por tanto encontrar una forma para la estimación de las pérdidas de presión, y con ello, un método de estimar el rendimiento que considere la irreversibilidad debida a esta causa.

$$\dot{W}_{\Delta p} = \dot{V} \Delta p$$

El volumen desplazado en cada expansión o compresión desde un cilindro hacia el otro será

$$\Delta V = V_1 - V_2$$

Y, por tanto, el flujo volumétrico es:

$$\dot{V} = (V_1 - V_2)2n$$

Retomando la potencia neta:

$$\dot{W}_{neta} = \eta_{C,\Delta T} \eta_{irr,reg} m c_v (T_C - \Delta T_C) \{(k-1) \ln r_c\} n = \eta_{C,\Delta T} \eta_{irr,reg} m R (T_C - \Delta T_C) \{\ln r_c\} n$$

Y sustituyendo la masa, resulta:

$$\dot{W}_{neta} = \eta_{C,\Delta T} \eta_{irr,reg} p_1 V_1 \frac{(T_C - \Delta T_C)}{(T_F - \Delta T_F)} \ln r_c n$$

Si se sustituye la potencia gastada en vencer las pérdidas y la potencia neta en la expresión 8, se tiene:

$$\eta_{irr,\Delta p} = 1 - \frac{\dot{W}_{\Delta p}}{\dot{W}_{neta}} = 1 - \frac{\frac{(V_1 - V_2) \Delta p}{V_1} 2n}{\eta_{C,\Delta T} \eta_{irr,reg} \frac{(T_C - \Delta T_C)}{(T_F - \Delta T_F)} \ln r_c n}$$

$$\eta_{irr,\Delta p} = 1 - \frac{2(1 - \frac{1}{r_c}) \frac{\Delta p}{p_1}}{\eta_{C,\Delta T} \eta_{irr,reg} \frac{(T_C - \Delta T_C)}{(T_F - \Delta T_F)} \ln r_c} \quad (9)$$

Las pérdidas por fricción se producen en el motor esencialmente en el regenerador, siendo despreciables las pérdidas de presión en el calentador y el enfriador del motor al compararlas con las pérdidas en el regenerador. Por esta razón, las pérdidas de presión en el motor sólo consideran el estrangulamiento en el regenerador. Tales pérdidas dependen de las características constructivas del regenerador. La estimación de dichas pérdidas de presión por fricción se realiza a través de la expresión:

$$\overrightarrow{F}_{PesoRotGen}^{b0} \quad (10)$$

El coeficiente f de acuerdo a los resultados presentados en la bibliografía consultada [Costea, Petrescu and Harman, 1999] se toma igual a $(15/k)$. Los términos ρ_r y c_r corresponden a la densidad y la velocidad del fluido a través del regenerador. La densidad del fluido en el regenerador es calculada para los valores medios de la presión y la temperatura en el regenerador.

La velocidad en el regenerador puede ser determinada a partir de la velocidad media del pistón del motor aplicando la expresión de continuidad, obteniendo:

$$c_r = c_p \frac{\rho_p}{\rho_r} \frac{d_p^2}{d_r^2} \quad (11)$$

En la expresión, el subíndice p responde a los datos del pistón y, como se observa, la velocidad en el regenerador es prácticamente proporcional a la velocidad media del pistón.

Finalmente debe ser establecido que la velocidad media del pistón está determinada por las revoluciones del motor y la carrera del pistón, es decir:

$$C_p = 2nL$$

Donde:

L : Longitud de la carrera.

Con las expresiones desarrolladas puede evaluarse el conjunto de pérdidas e irreversibilidades que tienen lugar en el motor.

Resultados

Para un motor con focos térmicos a 700 y 300 K, el incremento de la diferencia de temperatura con los focos para la absorción y rechazo de calor, reduce considerablemente la posibilidad de convertir en trabajo la exergía del calor que es entregado por el foco caliente al motor. Este comportamiento se observa en la figura 2, donde puede apreciarse como disminuye prácticamente en 22% el trabajo que es posible obtener del ciclo con la misma exergía entregada por el foco, cuando la diferencia de temperatura en los focos se eleva hasta 50 K.

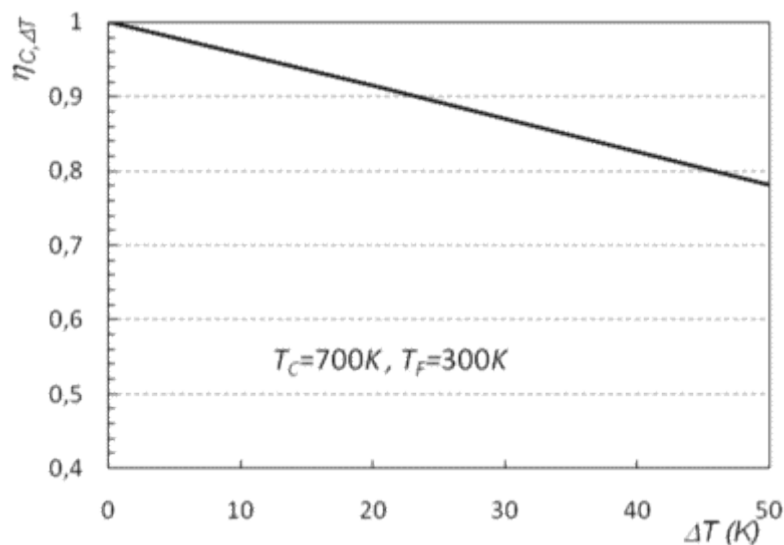


Fig. 2. Rendimiento del motor ideal en función de la diferencia de temperatura entre el foco térmico y la sustancia de trabajo.

En la figura 3 se muestra el efecto de las irreversibilidades en la regeneración. Para este estudio se selecciona un motor operando entre los mismos focos con una diferencia de temperatura con los mismos de 40 K, y una relación de espacio muerto de 0,5, y se considera la eficiencia de la regeneración variable, desde 0 hasta regeneración perfecta, obteniéndose el rendimiento de la Segunda Ley del regenerador. Del gráfico mostrado se puede apreciar la gran

influencia que tiene la regeneración en la posibilidad de aprovechamiento de la exergía que entra al motor para poder ser convertida en trabajo, se observa cómo al reducirse la eficiencia del regenerador de 1 a 0,8, el rendimiento de la Segunda Ley del regenerador cae hasta 0,56. Este comportamiento se mantiene en la medida en que la eficiencia disminuye, notándose que en el límite de no existir regeneración, el motor sólo podrá alcanzar transformar en trabajo 20% del trabajo que entregaría el mismo motor con regeneración perfecta. En otros términos, puede expresarse que la imperfección en el regenerador destruye un elevado por ciento de la exergía que pudiera entregar el motor, pudiendo dicha destrucción alcanzar 80% cuando no existe regeneración.

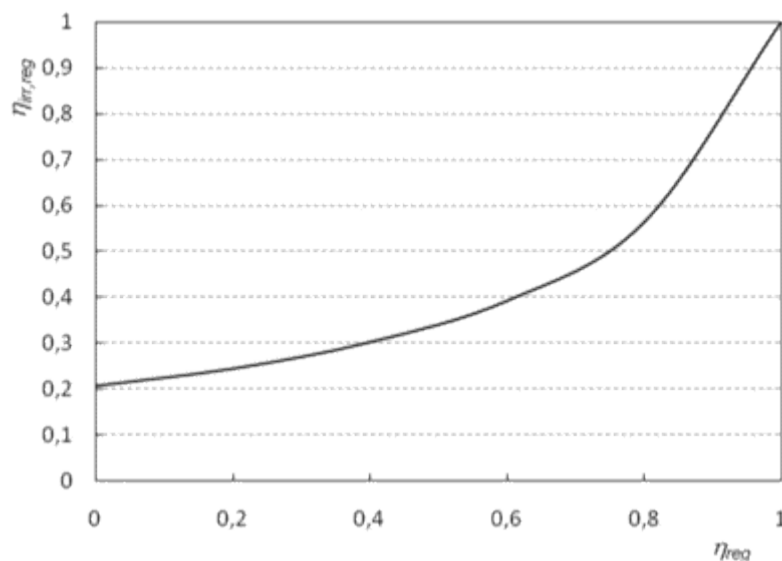


Fig. 3. Rendimiento de la Segunda Ley de regeneración vs. eficiencia del regenerador.

Por otro lado aunque en Costea, Petrescu and Harman [1999] fue abordado el tema con cierto detalle, es importante hacer notar que el rendimiento de la Segunda Ley del regenerador se ve afectado por el espacio muerto del motor, siendo menor en la medida en que se incrementa el espacio muerto, aún cuando la eficiencia del mismo sea constante. Tal comportamiento se observa en la figura 4, para un regenerador con eficiencia de 0,8, plotado vs. la razón de espacio muerto r . Claramente, queda expresado que en un motor, en la medida en que crece el espacio muerto, la función del regenerador tiende a perder peso en el comportamiento general, es decir, se comporta como si su efectividad se redujera.

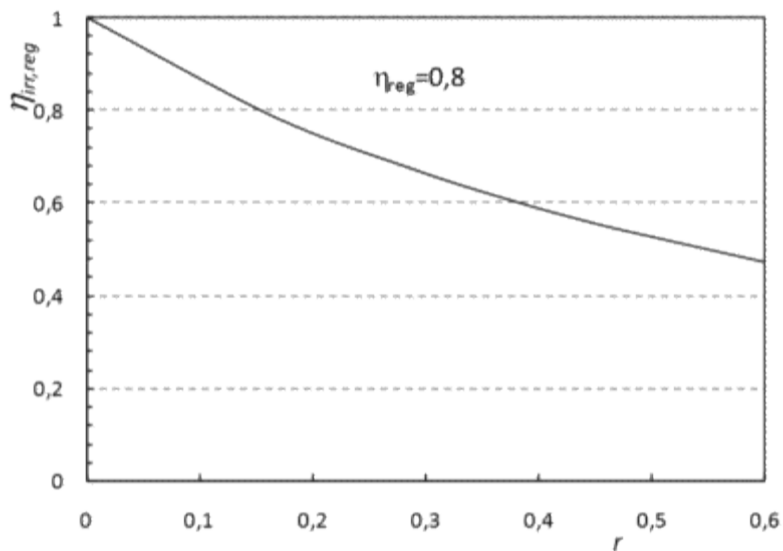


Fig. 4. Rendimiento de la Segunda Ley de regeneración vs. la razón de volumen muerto del motor.

En la figura 5 se muestra el efecto de las irreversibilidades debidas a la fricción en el gas vs. las revoluciones por minuto del motor. Como era de esperar, la pérdida de trabajo del motor por dicho efecto es mucho menos importante que la debida a la regeneración; sin embargo, es importante hacer notar que para motores que operan a altas velocidades, la exergía destruida por este efecto comienza a ser relevante, pudiendo alcanzar 10% y más dependiendo de la geometría del motor, y esto es lógico, pues las pérdidas de presión crecen como una función cuadrática de la velocidad. El caso presentado en la figura 5 es dado para el motor particular que se ha venido empleando a lo largo del trabajo, con razón de espacio muerto $r = 0,5$, eficiencia del regenerador $\eta = 0,8$, temperatura de focos térmicos de 700 K y 300 K, con diferencia de temperatura de 40 K para el traspaso de calor hacia y desde el motor. Además, se ha empleado un regenerador con una razón de diámetros con respecto al pistón, de 0,75.

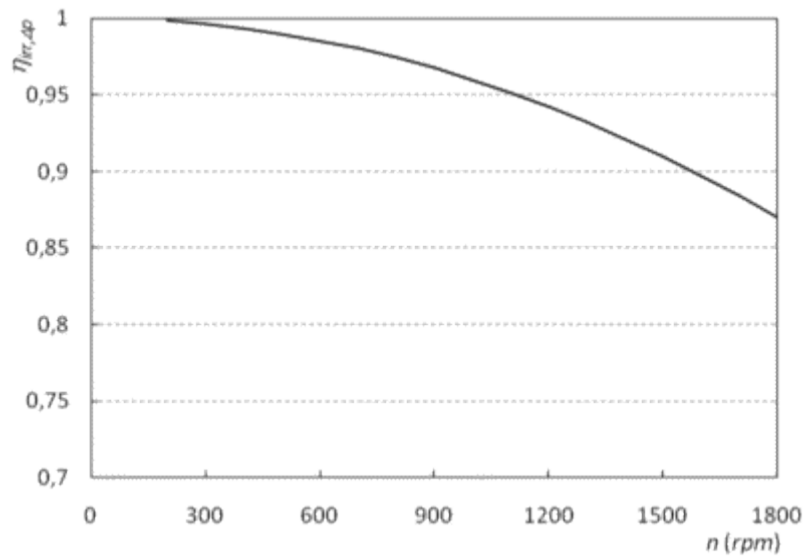


Fig. 5. Efecto de las pérdidas de presión sobre el rendimiento del motor vs. la velocidad de rotación.

Conclusiones

El análisis del motor Stirling con irreversibilidades presentado permite predecir el rendimiento máximo que pudiera obtenerse con un motor que opere en esas mismas condiciones. Desde luego, el rendimiento sería el máximo pues no se han valorado otras irreversibilidades del funcionamiento, como son la fricción de los componentes del motor y las debidas a las ondas que se desplazan dentro del motor debido a la velocidad del pistón.

Se verificó, además, que a pesar de que teóricamente el motor Stirling posee un rendimiento igual al de Carnot, en la práctica su rendimiento puede ser varias (2-5) veces el mismo, dependiendo de la eficiencia del regenerador, del volumen muerto, de la geometría del equipo y de las rpm a que se opere el motor.

El análisis mostró también que el factor más influyente en la conversión de energía por el motor, una vez fijada la temperatura de los focos térmicos, lo es sin duda el regenerador, cuyo diseño puede comprometer el funcionamiento del motor, por su influencia sobre el rendimiento de la Segunda Ley del mismo.

Bibliografía

- ALLEN, D. J. AND J. E. CARIELLI. *Test Results of a 40 kW Stirling Engine and Comparison with the NASA Lewis Computer Code Predictions*. NASA TM±87050, 1985.
- BEJAN, A. *Advanced Engineering Thermodynamics*. New York: Wiley, 1988.
- COSTEA, M.; S. PETRESCU AND C. HARMAN. «The Effect of Irreversibilities on Solar Stirling Engine Cycle Performance», *Energy Conversion & Management* (40): 1723-1731, 1999.

COSTEA, M.; S. PETRESCU, G. STANESCU AND R. DANESCU. «Thermal and Dimensional Optimization of a Solar Stirling Engine Cavity Type Receiver», in *Proc. of FLOWERS'94*, Florence, Italy, 1994. p. 1075±82.

GONZÁLEZ BAYÓN, J. J. «Efecto del espacio muerto e irreversibilidades del regenerador sobre el comportamiento del ciclo de un motor Stirling», in *CIER 2009*. La Habana: 2009.

TEW, R. C. *Progress of Stirling Cycle Analysis and Loss Mechanism Characterization*. NASA TM±88891, 1986.

TEW, R. C; L. G. THIEME AND J. E. DUDENHOFER. *Recent Stirling Engine Loss-Understanding Results*. NASA TM±103122, 1990.

WALKER, G.; G. READER, O. R. FAUVEL AND E. R. BINGHAM, in *The Stirling Alternative*. Amsterdam: Gordon & Breach, 1994. p. 237.

Climatización solar de una piscina olímpica de natación: resultados experimentales

Solar air conditioning of an Olympic swimming pool: experimental results

Por Dr. Mario E. Álvarez-Guerra Jáuregui y Dr. Luis Bérriz Pérez***

** Instituto Superior Politécnico José Antonio Echeverría (CUJAE),
Sede Universitaria Municipal (SUM) Cotorro, Ciudad de La Habana, Cuba.*

*** Sociedad Cubana para la Promoción de las Fuentes Renovables de Energía
y el Respeto Ambiental (CUBASOLAR), Cuba.*

Resumen

Las piscinas de natación constituyen un objeto ideal de aplicación de la energía solar por dos razones fundamentales: la primera es la gran significación energética del calentamiento en un solo grado Celsius de casi 3 000 m³ de agua; la segunda, la elevada eficiencia del tipo Segunda Ley de la Termodinámica que se alcanza mediante el calentamiento solar de fluidos a bajas temperaturas. En el presente trabajo se reportan los resultados obtenidos en Cuba en una investigación destinada no solo a la calefacción, sino también a la climatización solar de una piscina de natación. La investigación realizada, aparte del éxito energético que se describe, tuvo una relevante significación social, dado que al haberse realizado en el Centro de Entrenamiento del Equipo Nacional de Natación de Cuba, ello contribuyó apreciablemente a la obtención de dos medallas de plata en la Olimpiada de Atlanta (1996), además de otros resultados relevantes de nadadores cubanos a nivel mundial y panamericano.

Palabras Clave: calentamiento solar, clima artificial.

Abstract

Swimming pools are an ideal subject for the application of solar energy due two main reasons: firstly the considerable energy consumption related to heating 3 000 m³ of water to elevate its temperature one Celsius degree; secondly, the high efficiency achieved, according to the Second Law of Thermodynamics, when heating fluids using solar energy at low temperatures. The present paper reports the results obtained in a research developed in Cuba, addressed not only to heating water, but also to the use of solar energy for air conditioning in a swimming pool. The research carried out, apart from its success in terms of energy efficiency described in the paper, had a relevant social connotation because it was carried out at the Swimming Training Center of the National Swimming Team of Cuba, and it greatly contributed to winning two silver medals in the Olympic Games in Atlanta (1996), in addition to other relevant results achieved by Cuban swimmers both at continental and worldwide scale.

Key Words: solar heating, air conditioning.

Introducción

Las posiciones de partida para esta investigación aparecen en el artículo de los autores titulado «Utilización de la energía solar en el calentamiento de piscinas de natación» [Morales, Álvarez-Guerra y Bériz, 1981]. No obstante, en el presente trabajo se pone énfasis en los resultados de la realización práctica de la idea. El nuevo enfoque consiste en crear una especie de efecto invernadero alrededor de la alberca, de modo que, más que calentar el agua, lo que se logra es evitar que ésta se enfríe.

A la vez, se enfatiza en la interpretación termodinámica del proceso, destacando el hecho de que se trata de una conducta en extremo racional energéticamente. Trabajos como este tienen la virtud de apostar por una política de racionalidad energética, que comienza con la concepción arquitectónica misma de una edificación deportiva, lo que resulta particularmente importante en los momentos actuales.

Desarrollo

Un recordatorio necesario. Los autores Kreith y Kreider [1978] han aplicado el concepto de eficiencia del tipo Segunda Ley de la Termodinámica al proceso de calentamiento de fluidos, ya sea del aire de una habitación, o de cantidades apreciables de agua. Estos autores han logrado relacionar mediante una fórmula relativamente sencilla, las eficiencias de los tipos Primera y Segunda Ley en este tipo de procesos. De lo que se trata es de introducir, como un criterio adicional en el análisis, los conceptos derivados de la Segunda Ley, esto es: el grado de irreversibilidad del proceso de calentamiento, la compensación termodinámica asociada a él y, sobre todo, la gradación de la energía. Por esta razón, dada su importancia, resulta necesario definir con precisión el concepto de eficiencia tipo Segunda Ley.

La eficiencia del tipo Segunda Ley de la Termodinámica de un proceso se define como la razón entre la cantidad de energía de máxima gradación que debe ser utilizada en el caso ideal de que el proceso sea reversible (por tanto, se trata de la cantidad de energía mínima de máxima gradación necesaria para realizar el proceso), y la que realmente se empleó.

Por ejemplo, la eficiencia del tipo Segunda Ley de un ciclo de Carnot es, simplemente:

$$\eta_{II} = \frac{W}{Q \left(1 - \frac{T_2}{T_1} \right)}$$

Pero dado que:

$$W = Q \left(1 - \frac{T_2}{T_1} \right)$$

Entonces se tiene $\eta_{II} = 1$

Sin duda, la eficiencia del tipo Segunda Ley describe con precisión el carácter límite del ciclo de Carnot, lo que desde el punto de vista conceptual tiene un gran valor.

Siguiendo este camino, Kreith y Kreider lograron demostrar numéricamente la gran ventaja de los procesos solares de calentamiento, dada su elevada eficiencia del tipo Segunda Ley. En realidad, como se podrá comprobar del desarrollo que se muestra a continuación, la virtud de la luz solar como fuente de energía es que en procesos de calentamiento a bajas temperaturas, el de piscinas de natación, por ejemplo, se puede preservar el alto valor energético de otras fuentes de energía convencionales, como el petróleo, el gas, etcétera.

Por ejemplo, se conoce que la eficiencia del tipo Primera Ley de la Termodinámica, es decir, la que tiene que ver con la cantidad de energía empleada, pero no con su gradación, de un calentador alimentado por gas es de 60%, y se conoce además que la temperatura de la llama es de 2 300 K, lo que apunta a una eficiencia tipo Segunda Ley muy baja, dado el elevado grado de irreversibilidad del proceso de transferencia de calor de la llama al fluido objeto del calentamiento.

Para realizar la comparación es necesario establecer la relación entre las dos eficiencias, para lo cual se procede del modo siguiente: se supone que un reservorio entrega la cantidad de calor Q_r a la temperatura T_r , mientras que la tarea a realizar es la entrega de la cantidad de calor Q_a a la temperatura T_a . Entonces se tiene:

La energía entregada realmente por la fuente se obtiene de la fórmula de la exergía de calor

$$A = Q_r \left(1 - \frac{T_o}{T_r} \right) \quad (1)$$

Por su parte, la exergía de calor mínima para realizar el proceso es

$$A_{\min} = Q_a \left(1 - \frac{T_o}{T_a} \right) \quad (2)$$

Por tanto, la eficiencia del tipo Primera Ley es

$$\eta_I = \frac{Q_a}{Q_r} \quad (3)$$

Por su parte, la eficiencia del tipo Segunda Ley viene dada por la razón:

$$\eta_{II} = \frac{Q_a}{Q_r} \left(\frac{1 - \frac{T_0}{T_a}}{1 - \frac{T_0}{T_r}} \right) \quad (4)$$

Lo que resta ahora es evaluar la fórmula para las dos variantes, la de alimentación con gas (variante convencional) y aquella en que se hace uso del reservorio energético solar.

El resultado para la variante de empleo del gas arroja un deslumbrante $\eta_I = 0,6$. Sin embargo, desde el punto de vista de la Segunda Ley, la eficiencia es muy baja ($\eta_{II} = 0,07$). Esto es debido a que el empleo en este caso de una fuente energética de tanta calidad como el gas, en un proceso de transferencia de calor tan irreversible, constituye una conducta muy irracional termodinámicamente. El grado de irreversibilidad del proceso de calentamiento en este caso es en extremo elevado. Todo lo contrario ocurre con la energía solar, para la cual η_{II} es de 80%, aproximadamente [Álvarez-Guerra, *et al.*, 1989].

La experiencia cubana con el calentamiento de una piscina olímpica de entrenamiento de nadadores de alto rendimiento, constituye una confirmación experimental del resultado teórico de Kreith y Kreider.

La ecuación de balance energético del agua de piscinas

El empleo de la luz solar como fuente de energía para el calentamiento de piscinas constituye un ejemplo de uso racional de los recursos energéticos del planeta. Esta idea de racionalidad se reafirma aún más si se tiene en cuenta que el problema fundamental en este caso consiste, más que en calentar el agua, en evitar que ésta se enfríe.

Como sistema termodinámico, el agua de la piscina está sometida a contribuciones y pérdidas energéticas, las que aparecen en la ecuación de balance energético horario siguiente:

$$S \Delta H - \lambda \beta S [P_{VS}(T) - \phi P_{VS}(T_0)] - \alpha S [T - T_0] - \varepsilon \sigma S [T^4 - T_s^4] + \mu'(t) C_p [T_0 - T] = \rho l S C_p \frac{dT}{dt} \quad (5)$$

Resulta obvio, en este caso, que el reservorio de energía asociado a la luz solar, al que se hacía alusión en el epígrafe anterior, es la propia agua de la alberca. En el caso de la piscina cubana se trataba de unos 2 500 m³ de agua, lo que representaba un sistema con una colosal inercia térmica. La elevación de la temperatura de semejante masa de agua representa una enorme cantidad de energía.

En la ecuación (5) el término $\mu'(t) C_p [T_0 - T]$ representa la energía suministrada a la piscina para compensar las pérdidas horarias y elevar la temperatura en un cierto ΔT . Sobre la base de esto podemos escribir:

$$\dot{\mu}(t)C_p [T_0 - T] = \dot{Q}_{LA}(t) + \dot{Q}_{LC}(t) \quad (6)$$

Teniendo en cuenta (6), la ecuación (5) se transforma en dos ecuaciones:

$$\dot{Q}_{LA}(t) = \rho l S C_p \frac{dT}{dt} \quad (7)$$

$$\dot{Q}_{LC}(t) = S(\lambda \beta [P_{vs}(T) - \phi P_{vs}(T_0)] - \alpha [T - T_0] + \varepsilon \sigma [T^4 - T_s^4] - \Delta H) \quad (8)$$

Dos fuentes de pérdidas son particularmente significativas en el balance energético: las debidas a la evaporación del agua, y las que tienen lugar por convección. Las primeras, como se puede apreciar en el término correspondiente en la ecuación de balance, están asociadas a la humedad relativa del aire, de modo que, mientras menos seco sea éste, mayor es el factor relativo a la diferencia de presiones de vapor de agua y, por tanto, mayores serán las pérdidas. Nótese que de acuerdo con esto, el efecto de enfriamiento del agua puede producirse aunque la temperatura ambiente no sea necesariamente muy baja. Dado que se trata de un fenómeno de cambio de fase, el coeficiente de calor latente (λ) multiplicado por el coeficiente de transferencia de masa (β), le confiere un peso relativo muy grande en la ecuación de balance.

Las otras pérdidas son las debidas a la convección, en la cual, como se conoce, la velocidad del viento que bate en la superficie del agua juega un papel fundamental.

La eliminación de estas dos significativas fuentes de pérdidas energéticas es posible si, de algún modo, se rompen estos mecanismos de pérdidas. Y ello sólo es posible cubriendo de alguna manera la alberca. Las consecuencias físicamente son muy claras: se eleva la humedad relativa, con lo que se reduce el gradiente de presiones, y se reduce a cero la velocidad del viento, lo que disminuye apreciablemente el coeficiente de transferencia de calor por convección.

La tabla 1 muestra la energía horaria ganada y perdida con cubierta y sin ella.

Tabla 1. Energía horaria ganada y perdida, con cubierta y sin ella

Hora	Sin cubierta				Con cubierta			
	QPC	QPE	QRAD	Qp - Qg	QPC	QPE	QRAD	Qp - Qg
1	57,4	196	52	305	10	0	36	46
2	57,4	196	52	305	10	0	36	46
3	57,4	196	52	305	10	0	36	46
4	57,4	196	52	305	10	0	36	46
5	57,4	196	52	305	10	0	36	46
6	57,4	196	52	305	10	0	36	46
7	57,4	196	52	305	10	0	36	46

8	57,4	196	52	263	57	196	52	263
9	57,4	196	52	163	57	196	52	163
10	57,4	196	52	67	57	196	52	67
11	57,4	196	52	-7	57	196	52	-7
12	57,4	196	52	-53	57	196	52	-53
13	57,4	196	52	-53	57	196	52	-53
14	57,4	196	52	-7	57	196	52	-7
15	57,4	196	52	67	57	196	52	67
16	57,4	196	52	163	57	196	52	163
17	57,4	196	52	263	57	196	52	263
18	57,4	196	52	305	10	0	36	46
19	57,4	196	52	305	10	0	36	46
21	57,4	196	52	305	10	0	36	46
21	57,4	196	52	305	10	0	36	46
22	57,4	196	52	305	10	0	36	46
23	57,4	196	52	305	10	0	36	46
24	57,4	196	52	305	10	0	36	46
Total	1 378	4 704	1 248	5 146	710	1 960	1 024	1 510

Obviamente, la acción de cubrir el agua de la alberca tiene un notable efecto energético. Entonces, la pregunta que se planteó la investigación fue: ¿cómo cubrirla? Y la respuesta fue el sistema de cubierta integral, con el que se logra una especie de efecto invernadero que garantiza, además del efecto energético deseado, un ambiente alrededor de la piscina que evita el peligroso efecto de shock térmico en el nadador debido a la diferencia entre las temperaturas del agua y del aire circundante.

Realizada sobre una piscina ya existente, con dimensiones cercanas a las de una piscina olímpica, la instalación solar fue construida sólidamente, con carácter definitivo y no provisional como originalmente se propuso. Esta decisión permitió, además, enfrentar con relativo éxito el efecto de la agresividad del mar y el viento en un lugar situado en la costa. Dado que era algo de gran importancia para el Equipo Nacional Cubano, y que se trataba también de una instalación solar de gran significación energética, razón por la cual el costo se justificaba, la decisión obviamente resultó correcta y, más aún, se puede decir que se trata de una experiencia a ser imitada por quienes pretendan seguir andando por este camino, y sentar sobre bases sólidas en cualquier país el uso extensivo de la energía solar.

Significación energética de los resultados obtenidos

Dada la imperiosa exigencia de realizar un control muy riguroso de la temperatura del agua de la piscina, originalmente se puso énfasis en el cálculo de una batería de colectores solares planos que fuera capaz de suplir cualquier déficit energético del sistema invernadero. Sin embargo, se pudo comprobar experimentalmente que este sistema auxiliar resultaba innecesario, ya que sin su aporte el sistema funcionaba muy fiablemente.

De este modo se pudo establecer rigurosamente que el sistema invernadero, con su peculiar característica de ser una especie de mecanismo «desordenante» del régimen de pérdidas a que habitualmente está sometido una gran masa de agua expuesta a la intemperie, tenía la significación energética que se describe a continuación:

Dado que, en ausencia del sistema, la temperatura del agua hubiera descendido varios grados en uno o dos días, la energía necesaria para restituir mediante un proceso de calentamiento a 2 500 m³ de agua el nivel de temperatura inicial, es precisamente esta colosal cantidad de energía la significación energética del nuevo sistema solar.

Conviene precisar que en la época en que esta investigación se desarrolló, el calentamiento solar de piscinas era una gran fuente de ventas de colectores solares planos. Sin embargo, en ausencia de algún elemento que preservara al sistema del régimen de pérdidas, ello constituía una conducta energéticamente irracional. Por tanto, la experiencia cubana trazó un nuevo camino, significativo energéticamente por su carácter racional, en el propio marco de la energética solar.

Significación social de los resultados obtenidos

En la misma medida en que el deporte de alto rendimiento ha ido incrementando su nivel en todo el mundo, las exigencias de condiciones muy especiales para los entrenamientos también se han ido incrementando. La natación no ha sido una excepción, por el contrario, sus requerimientos de condiciones especiales de trabajo para entrenadores y atletas han alcanzado niveles imposibles de satisfacer para los países subdesarrollados, impedidos de emprender proyectos deportivos de alto nivel de inversiones.

En particular, en el caso de la natación, se exige sumo rigor en el control de la temperatura del agua, lo que en los grandes centros de entrenamiento de las potencias en estos deportes se logra mediante sofisticados sistemas que hacen uso de la energética convencional, sin ninguna premisa de ahorro de energía o de racionalidad en el empleo de los recursos.

Cuba, con un reconocido desempeño deportivo a nivel mundial y olímpico, se encontraba, sin embargo, en relación con la natación, en una gran desventaja, dado que no podía contar con las posibilidades antes mencionadas. A los nadadores cubanos, no obstante sus grandes potencialidades, les costaba trabajo alcanzar resultados destacados a nivel centroamericano, mientras decenas de atletas cubanos de otros deportes se acreditaban como medallistas

olímpicos y mundiales. Para superar esta situación era necesario, sobre todo, disponer, durante todo el año, sin intermitencia alguna, de al menos un centro de entrenamiento de natación de alto rendimiento.

Conviene aclarar que, durante varios meses del año, el clima cubano es proclive a provocar descensos notables de la temperatura del agua de una piscina expuesta a la intemperie, en ocasiones de hasta siete grados Celsius por debajo de los 26 exigidos. Este requerimiento, por varias razones de carácter fisiológico y deportivo, resulta inviolable.

La instalación solar descrita anteriormente mostró una gran capacidad de trabajo para el logro del efecto útil deseado, a la vez de crear condiciones ambientales muy apreciadas por los nadadores cubanos. Dos subcampeones cubanos en la Olimpiada de Atlanta (1996) entrenaron en la piscina solar y apreciaron sus virtudes. Al respecto, la Comisión de Natación de Cuba, en documento oficial consideró oportuno reconocer lo siguiente: «La puesta en funcionamiento del sistema de climatización de la piscina del Centro de Entrenamiento Marcelo Salado fue un factor determinante para que nuestros nadadores pudieran completar los ciclos reentrenamiento anteriormente interrumpidos por las temporadas invernales, mediante el logro de una temperatura adecuada del agua, sin shock térmico. De este modo, se crearon condiciones ideales para la práctica del alto rendimiento en este deporte. La instalación ha funcionado establemente desde su puesta en explotación. Este logro incuestionablemente ha contribuido al despegue internacional de nuestra natación, tanto a nivel panamericano como olímpico y mundial».

Conclusiones y recomendaciones

En las condiciones de un país tropical como Cuba es posible estabilizar durante todo el año, con alto nivel de fiabilidad, la temperatura del agua de una piscina olímpica de entrenamiento, mediante el empleo de una instalación solar de las características descritas en este trabajo.

Dada la enorme significación energética del calentamiento de alrededor de 3 000 m³ de agua, el uso de la energía solar en este tipo de objetivo resulta en extremo adecuado, dado que contribuye significativamente a incrementar el peso relativo de la energía solar en el balance energético, ya sea nacional o global.

Sería útil que los resultados de esta investigación fueran asequibles a profesores y alumnos de Arquitectura e Ingeniería, en asignaturas como transferencia de calor.

Bibliografía

ÁLVAREZ-GUERRA JÁUREGUI, M. E. Y M. ÁLVAREZ-GUERRA PLASENCIA. «Aplicación de

los principios de la Termodinámica a la enseñanza de las energías renovables», en *Anuario Científico UCF*, Ed. UniversoSur, 2006. ISBN 978-959-257-123-5.

ÁLVAREZ-GUERRA, M. E., et al. «La segunda ley de la termodinámica en el proceso de concentración de la radiación solar: un nuevo enfoque», *Ciencias Técnicas, Físicas y Matemáticas* (8): 1989. La Habana: Academia de Ciencias de Cuba.

ÁLVAREZ-GUERRA, M. E. «Notas para un curso de termodinámica del aprovechamiento de la energía solar». Santiago de Cuba: CIES-ACC, 1992.

Comisión de Natación de Cuba. *Informe de resultados*.

KREITH, F. AND J. F. KREIDER. *Principles of Thermodynamics and Heat Transfer Applied to Solar Energy. Principles of Solar Engineering*. Washington: Hemisphere Publishing Corp., 1978.

MORALES, G.; M. ÁLVAREZ-GUERRA Y L. BÉRRIZ. «Utilización de la energía solar en el calentamiento de piscinas de natación», *Ciencias Técnicas, Físicas y Matemáticas* (1): 1981. La Habana: Academia de Ciencias de Cuba.

RAMOS, M.; M. ÁLVAREZ-GUERRA, M. RAMOS Y G. MORALES. «Irreversibilidad y compensación en los procesos de utilización de la energía solar», *Ciencias Técnicas, Físicas y Matemáticas* (14): 1993. La Habana: Academia de Ciencias de Cuba.

Nomenclatura

S: Superficie de la piscina, m².

ΔH : Radiación solar absorbida por la piscina por unidad de superficie y tiempo.

λ : Calor latente de vaporización.

β : Coeficiente de transferencia de calor por evaporación.

Φ : Humedad relativa.

$P_{vs}(T)$: Presión de vapor saturado a la temperatura, T.

$P_{vs}(T_a)$: Presión de vapor saturado a la temperatura, T_a .

α : Coeficiente de transferencia de calor por convección.

T: Temperatura de la piscina, °C.

T_a : Temperatura del aire, °C.

T_s : Temperatura del cielo, °C.

T_0 : Temperatura del agua del tanque termo, °C.

ε : Coeficiente de emisividad del agua.

σ : Constante de Stefan Boltzman.

$\mu'(t)$: Flujo de agua del tanque termo hacia la piscina.

l: Profundidad media de la piscina, m.

C_p : Calor específico del agua a presión constante.

t: Tiempo, h.

ρ : Densidad del agua.

Q'_{LA} : Energía por unidad de tiempo que hay que suministrar a la piscina para aumentar la temperatura, ΔT .

Q'_{LC} : Energía por unidad de tiempo que hay que suministrar a la piscina para compensar las pérdidas instantáneas.

Q_{PC} : Calor por convección.

Q_{PE} : Calor por evaporación.

Q_{Rad} : Calor por radiación.

Q_p : Calor perdido.

Q_G : Calor ganado.

Desarrollo de un método para el análisis de aerogeneradores de eje horizontal, mediante un método de dinámica de los fluidos computacional (CFD)

Development of an analysis method for horizontal axis wind turbines using computational fluids dynamics (CFD)

*Por Dr. C. Ernesto Yoel Fariñas Wong, Sergio Jáuregui Rigo y Jesús Betancourt Mena
Universidad Central de Las Villas, Carretera a Camajuaní, km 5,5,
Santa Clara, Villa Clara, Cuba.
e-mail: farinas@uclv.edu.cu*

Resumen

En este trabajo se exponen diferentes criterios para resolver los problemas de dinámica computacional mediante el método de elementos finitos. Se presenta una perspectiva de cuales son los diferentes problemas que hay que enfrentar a la hora de elegir un camino para desarrollar un Código que resuelva los problemas de capa límite y turbulencia para simular los equipos de transporte o manipulación de fluidos. En principio el flujo turbulento es gobernado por las ecuaciones de la dinámica de los fluidos. La no linealidad de las ecuaciones de Navier-Stokes, hace que la solución analítica sea tan solo posible en unos pocos casos muy concretos y para altos números de Reynolds las ecuaciones del flujo se vuelven aun más complejas, por lo que es necesario recurrir a ciertos modelos dependientes de algunas parametrizaciones, casi siempre obtenidas de forma experimental. Existen en la actualidad técnicas potentes de resolución numérica de estas ecuaciones, tales como la simulación numérica directa (DNS) y la simulación de grandes remolinos o vórtices (RES), que analizaremos para ser utilizadas en la resolución de los problemas de máquinas de flujo.

Palabras clave: Aerogeneradores, Dinámica de fluidos computacional.

Abstract:

This paper presents different criteria addressed to solve the problems of computational dynamics using the finite-elements method. It is also presented a discussion about the different problems that it is necessary to confront when choosing a way to develop a code that solves the problems of limit layer and turbulence to simulate automotive equipments or fluids manipulation. The turbulent flow is described by the equations of fluids dynamics. The non linearity of Navier Stokes equations makes the analytical solution only possible in a few specific cases and for high Reynold's number the flow equations become more complex, which is why it is necessary to use certain models dependent of some parametrizations, frequently obtained experimentally. Currently there are powerful techniques of numerical solution of these equations, such as the

numerical direct simulation (DNS) and the simulation of big whirls or vortexes (RES), that we will analyze in order to be used in the resolution of the problems of flow machines.

Key words: Wind turbines, computational fluids dynamics.

Análisis del comportamiento de pequeños aerogeneradores de eje horizontal con sistemas de orientación por momento de cola (SOPMC), mediante CFD

Se plantea el perfeccionamiento del procedimiento de los métodos tradicionales basándose en la teoría del medio continuo como forma vectorial de análisis del aerogenerador, mientras que aplica una combinación de la teoría de la cantidad de movimiento angular para el análisis de las fuerzas y momentos provocados por la acción del viento sobre el rotor y la cola.

Definición del sistema de coordenadas y bases para el análisis del aerogenerador

Para utilizar la teoría del medio continuo en el análisis del modelo físico del aerogenerador CEETA-01, es necesario definir las bases de transformación, las cuales permitirán trabajar en bases independientes para la determinación de los ángulos θ y Ψ , (Fig. 1).

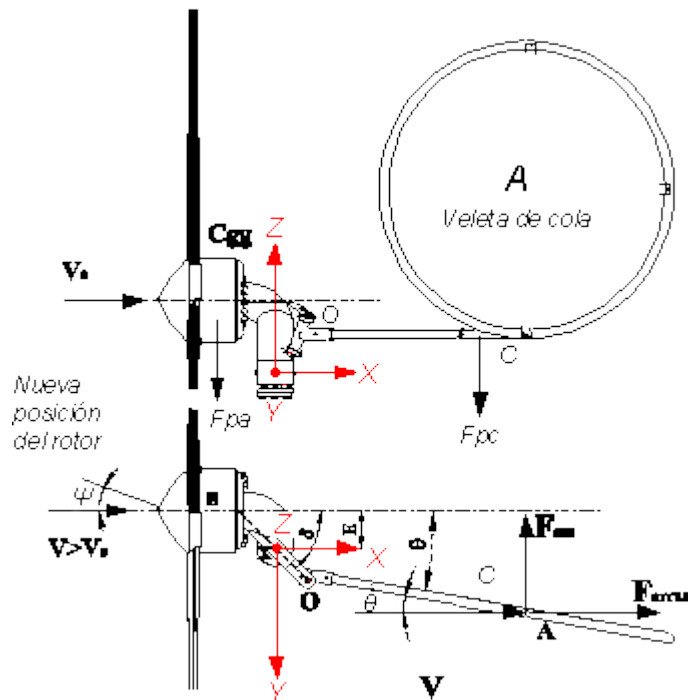


Fig. 1. Esquema de fuerzas sobre la cola del aerogenerador CEETA-01.

El segundo paso consiste en determinar las bases de transformación utilizándose la teoría del medio continuo basado en los ángulos de Euler [Chaves, 2007], las matrices de cambio de Base, a las cuales se les denomina en este trabajo *Listas ##*, con el objetivo de compatibilizar la notación con el software Matemática v5.1

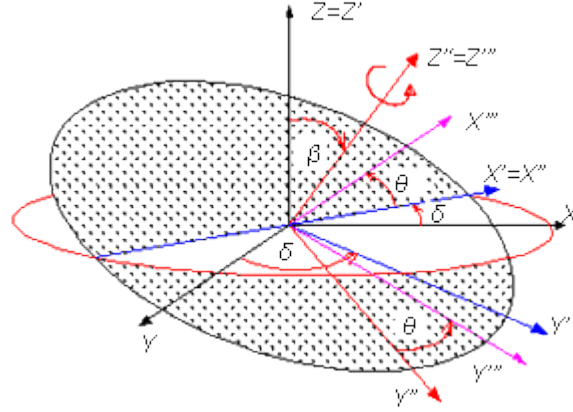


Fig. 2. Cambios de base, según los ángulos δ , β y Φ .

Por tanto, el cambio de base en el aerogenerador CEETA-01 desde la Base 0 hasta la Base I, se obtiene multiplicando la matriz Lista 01 por el vector que se desee cambiar de base; por ejemplo, vector velocidad de viento o determinado vector de fuerza.

$$Lista01 = \begin{Bmatrix} \cos \delta & \sin \delta & 0 \\ -\sin \delta & \cos \delta & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{Bmatrix} \quad (29) \quad Lista12 = \begin{Bmatrix} \cos \beta & 0 & -\sin \beta \\ 0 & 1 & 0 \\ \sin \beta & 0 & \cos \beta \end{Bmatrix} \quad (30) \quad Lista23 = \begin{Bmatrix} \cos \theta & \sin \theta & 0 \\ -\sin \theta & \cos \theta & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{Bmatrix} \quad (1)$$

De la misma forma se obtiene la matriz Lista12 de cambio entre la Base I a la Base II.

En el procedimiento metodológico para el análisis de aerogeneradores con SOPMC se utiliza la velocidad del viento en la Base III, mediante las matrices de cambio de base, de la siguiente forma:

$$\vec{V}_2^{bIII} = Lista23 \times Lista12 \times Lista01 \times \vec{V}_1^{b0} \quad (2)$$

Al tener definidas las matrices de cambio de base, es posible convertir y evaluar los parámetros del aerogenerador, independiente de la posición a la que se encuentren asociados y, a la vez, relacionar el sistema de la cola con el del rotor.

Perfeccionamiento del momento total sobre el sistema de posicionamiento

Al combinar la teoría de la mecánica del medio continuo con la independencia de funcionamiento del sistema de cola y del rotor, pueden plantearse las ecuaciones para calcular los ángulos Ψ y θ , que son las incógnitas del procedimiento.

Para resolver las incógnitas y conocer el comportamiento del aerogenerador CEETA-01, plantea la suma de momentos totales (ecuación 3) sobre el sistema de posicionamiento en Base0; dicha expresión es básicamente la misma que la

planteada por Mas y Batet [2006], solamente difieren por la utilización de notación vectorial.

$$\vec{M}_{TOT}^{b0} = \vec{M}_{cola}^{b0} + \vec{M}_{velotor}^{b0} + \vec{M}_{PesoRotGen}^{b0} \quad (3)$$

El primer término de la ecuación 3 es el momento de la cola, cuyos componentes solo pueden obtenerse respecto a la Base III.

Cálculo del momento de la cola

El cálculo del momento de cola se hace referido a la Base III, ecuación 4.

$$\vec{M}_{cola}^{bIII} = \vec{OA} \times \vec{F}_{vel}^{bIII} + \vec{OC} \times \vec{F}_{pesoCola}^{bIII} \quad (4)$$

Las distancias o brazos de aplicación de las fuerzas OA y OC se definen en Base III, mediante expresiones vectoriales y el análisis trigonométrico de la figura 1.

$$\vec{OA}^{bIII} = \begin{Bmatrix} OA \cos \theta \cos \beta \\ OA \sin \theta \cos \beta \\ 0 \end{Bmatrix} \quad (5)$$

$$\vec{OC}^{bIII} = \begin{Bmatrix} L_{cg} \cos \theta \cos \beta \\ L_{cg} \sin \theta \cos \beta \\ 0 \end{Bmatrix} \quad (6)$$

Cálculo del vector fuerza en Base III

El cálculo de la fuerza que ejerce el viento sobre la veleta es definido por la ecuación 7, la expresión de la fuerza en Base III.

$$\vec{F}_{vel}^{bIII} = \vec{F}_{velArrast}^{bIII} + \vec{F}_{velSust}^{bIII} \quad (7)$$

$$\vec{F}_{velSust}^{bIII} = \vec{F}_{sus}^{III} = \frac{1}{2} \rho C_L |V_2^{III}| \vec{V}_2^{III} . Sc \quad (8)$$

$$\vec{F}_{velArrast}^{bIII} = \vec{F}_{arrast}^{III} = \frac{1}{2} \rho C_D |V_2^{III}| \vec{V}_2^{III} . Sc \quad (9)$$

En Fariñas [2008] se aborda el comportamiento variable no lineal de los coeficientes de arrastre y sustentación; aquí se utiliza para el cálculo del coeficiente aerodinámico de sustentación la expresión 7.

$$C_L = K_p \sin\phi \cos^2\phi + K_v \cos\phi \sin^2\phi \quad (7)$$

Mientras que el coeficiente de arrastre es determinado mediante la expresión 8.

$$C_D = K_p \sin^3\phi \cos^2\phi + K_v \cos^3\phi \sin^2\phi \quad (8)$$

Las ecuaciones 7 y 8 dependen del ángulo θ , que en este paso aún es una incógnita, por lo que se propone utilizar los valores de los coeficientes C_L y C_D obtenidos mediante simulaciones numéricas del modelo CAD del SOPMC; dichos valores de C_L y C_D se utilizan en este paso para obtener la primera iteración del procedimiento.

Se utilizan los valores de C_D y C_L obtenidos mediante el software Favent 1.2, el cual es un plug in de GID. Para obtener los valores de C_D y C_L es necesario calibrar el modelo numérico en cuanto a: tipo de malla, tamaño del dominio y tipos de elementos de la malla, modelos físicos y numéricos de convergencia [Fariñas, 2005]; dicha calibración es posible realizarla con los datos del perfil aerodinámico del rotor.

El término área de la cola (Sc) expuesta al viento, ecuaciones 40 y 41, es función de la forma geométrica de la cola. En el caso del *CEETA-01* se utilizó en el diseño una veleta de forma circular, por lo que debido al ángulo δ_0 , el área expuesta al viento es un óvalo.

$$Sc = \pi D_v \left(\frac{1}{2} D_v \sin\delta_0 \right) \quad (9)$$

La velocidad del viento en Base III se calcula en función de la velocidad perturbada.

$$\vec{V}_2^{bIII} = Lista32 \times Lista21 \times Lista10 \times V_1 \begin{Bmatrix} \cos\psi \\ -\sin\psi \\ 0 \end{Bmatrix} \quad (10)$$

El valor modular de V_1 se determina en función de la velocidad sin afectar al rotor, la cual variará en un rango entre 1 y 20 m/s.

Sustituyendo las ecuaciones(10) (1) y (2), la velocidad en la Base III queda expresada de la forma siguiente, ecuación 11:

$$\vec{V}_2^{bIII} = \begin{Bmatrix} V_1(\cos \psi \cos \theta \cos \beta \cos \delta - \cos \psi \sin \theta \sin \delta - \sin \psi \cos \theta \cos \beta \sin \delta - \sin \psi \sin \theta \cos \delta) \\ -V_1(\cos \psi \sin \theta \cos \beta \cos \delta + \cos \psi \cos \theta \sin \delta - \sin \psi \sin \theta \cos \beta \sin \delta + \sin \psi \cos \theta \cos \delta) \\ \sin \beta V_1(\cos \psi \cos \delta - \sin \psi \sin \delta) \end{Bmatrix} \quad (11)$$

Teniendo la fuerza en la cola producto de la acción del viento y el brazo OA (ecuación 5), se tiene definido el primer término de la ecuación 4 en la Base III.

Cálculo del vector fuerza producto del peso de la cola en Base III

La otra fuerza presente es debida al peso de los componentes de la cola, la cual se calcula mediante la ecuación 12.

$$\vec{F}_{\text{pesoCola}}^{bIII} = m_c \vec{g}^{bIII} \quad (12)$$

El vector aceleración de la gravedad en la Base III se obtiene a partir del valor modular de la aceleración de la gravedad y las matrices de cambio de base de la Base 0 a la Base III, y sustituyendo las ecuaciones 12 y 13, se obtiene la expresión del peso de la cola en la Base III.

$$\vec{g}^{bIII} = \text{Lista32} \times \text{Lista21} \times \text{Lista10} \times \begin{Bmatrix} 0 \\ 0 \\ -g \end{Bmatrix} \quad (13)$$

$$\vec{F}_{\text{pesoCola}}^{bIII} = \begin{Bmatrix} m_c g \cos \theta \sin \beta \\ -m_c g \sin \theta \sin \beta \\ -m_c g \cos \beta \end{Bmatrix} \quad (14)$$

Sin embargo, la solución de esta ecuación es determinada por dos incógnitas (ángulos θ y ψ) en función de la velocidad del viento; por lo tanto, para resolver el sistema es necesario otra ecuación independiente, la cual debe ser planteada en el rotor, referida a la Base 0.

$$M_{\text{cola}}^{III}[3] = f_1(V_{\text{estela}}, \theta, \psi) \quad (15)$$

Momento de la fuerza del viento sobre el conjunto rotor generador

El segundo término de la ecuación 3 comprende la determinación del momento producido por el viento sobre el rotor, el cual se puede calcular por la ecuación 16.

$$M_{velrotor}^{b0} = \overrightarrow{XB}^{b0} \times \overrightarrow{F}_{axial_total}^{b0} \quad (16)$$

Mas y Batet [2006] proponen que la fuerza del viento sobre el rotor sea calculada utilizando el coeficiente de empuje (C_i), teoría de Betz, mientras que aquí se propone utilizar una más realista, la teoría de cantidad de movimiento anular:

$$dF_{axial_total} = \frac{z}{2} \frac{C_L \rho V_1^2 \cos(\theta_0 + \alpha) cdr}{\cos \alpha \sin^2 \theta_0} = \left| \frac{\text{conociendo}}{V_1 = V(1-a)} \right| = Z \frac{C_L \rho V^2 (1-a)^2 \cos(90^\circ - \psi + \alpha) cdr}{2 \cos \alpha \sin^2 \theta_0} \quad (17)$$

$$\vec{V}_1^{b0} = \begin{Bmatrix} V \cos \psi \\ -V \sin \psi \\ 0 \end{Bmatrix} \quad (18)$$

Para el cálculo de la fuerza del viento se desprecian las componentes tangenciales de la fuerza del viento, y solo se considera la componente horizontal sobre las palas, obteniéndose la siguiente expresión:

$$\vec{F}_{axial}^{b0} = \begin{Bmatrix} \frac{z}{2} \frac{C_L \rho V_1^2 \cos(90^\circ - \psi + \alpha) cr}{\cos \alpha \sin^2 \theta_0} \\ 0 \\ 0 \end{Bmatrix} \quad (19)$$

Fuerza del peso del conjunto rotor generador

El momento producto de la fuerza de peso del conjunto rotor generador, puede calcularse por la ecuación 20.

$$\vec{M}_{PesoRotGen}^{b0} = \vec{F}_{PesoRotGen}^{b0} \times \overrightarrow{XC}^{gg} \quad (20)$$

Mientras que el $\vec{F}_{PesoRotGen}^{b0}$, ecuación 21, es función de la masa de todo el conjunto.

$$\vec{F}_{PesoRotGen}^{b0} = m_{RotGen} \vec{g}^{b0} \quad (21)$$

El vector de aceleración de la gravedad se expresa según la ecuación 21:

$$\mathbf{g}^{\cdot\cdot\cdot\cdot\cdot} = \begin{Bmatrix} 0 \\ 0 \\ -g \end{Bmatrix} \quad (22)$$

En la ecuación 3 la tercera componente de este momento total ha de ser nula, debido a que no existe movimiento en el eje Z, por lo que se puede plantear la ecuación 23, como segunda ecuación para la determinación de los ángulos θ y ψ en función de la velocidad del viento V .

$$M_{TOT}^0[3] = f_2(V, \theta, \psi) \quad (23)$$

Con las ecuaciones 23 y 15 en función de las incógnitas (θ y ψ) y el parámetro de entrada, velocidad del viento V , se forma un sistema de dos ecuaciones para encontrar los valores de los ángulos (θ y ψ) para el intervalo de velocidad del viento.

Calibración del modelo numérico

Las simulaciones de la veleta de cola se realizan con el código numérico Favent 1.2 paquete de CFD. El solver Favent 1.2 permite agregar las componentes de fuerza del peso, quedando caracterizado el problema físico de la veleta del SOPMC. Teniendo definido el solver numérico, se procede a la discretización del dominio a partir de mallas tipo C y tipo O (Fig. 3).

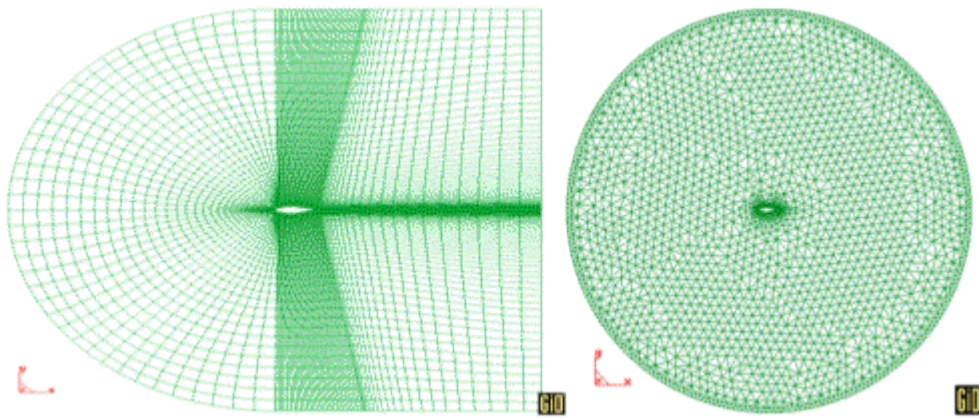


Fig. 3. Dominios tipo C y O utilizados en la calibración del modelo numérico.

Se realizan las simulaciones para $1,02^\circ$; $5,13^\circ$; $9,22^\circ$; $14,24^\circ$; $20,15^\circ$ para dos tratamientos del problema numérico, resultando que el mejor ajuste se obtiene cuando se utiliza *Ley de Pared* y *malla fina*. Al utilizar la combinación *Ley de*

Pared y *malla fina* se alcanzan los mejores resultados, confirmados por el valor del error cuadrático medio, entre los valores experimentales y numéricos.

Determinación de los coeficientes de sustentación y arrastre en la veleta de cola del aerogenerador CEETA-01 La forma geométrica de la veleta de cola propuesta por Mas y Batet en su procedimiento, coincide con la utilizada en muchos pequeños aerogeneradores, de forma trapezoidal o triangular; sin embargo, debido a la comparación que se hace en base a las modificaciones introducidas al procedimiento, la forma geométrica y el borde de ataque de la variante actualizada y original coinciden, por lo tanto ambas son circulares con el borde redondeado, y la diferencia radica en el área y la posición en la cual estarán ubicadas.

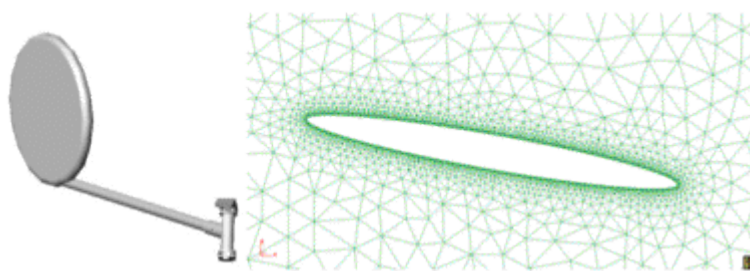


Fig. 4. Geometría y malla de la veleta de cola propuesta por Mas y Batet [2006].

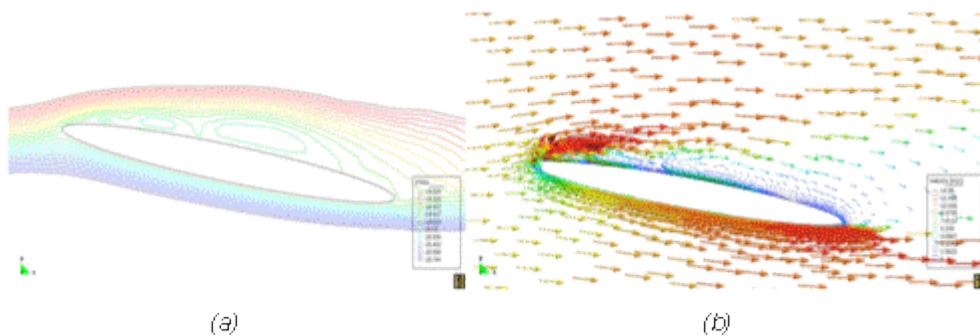


Fig. 5. Desprendimiento y turbulencia en las líneas de corriente (a) y vectores de velocidad (b), variante original del aerogenerador CEETA-01.

Las figuras 5 y 6 muestran el desprendimiento de la capa límite para las condiciones nominales de la máquina; en un ángulo de ataque de 10° (entre la veleta de cola y la dirección del viento) y una velocidad de 9 m/s, la turbulencia provoca inestabilidad en la máquina, lo cual influye negativamente en el posicionamiento del rotor, haciendo que éste cambie de posición continuamente, con la consiguiente pérdida en la generación.

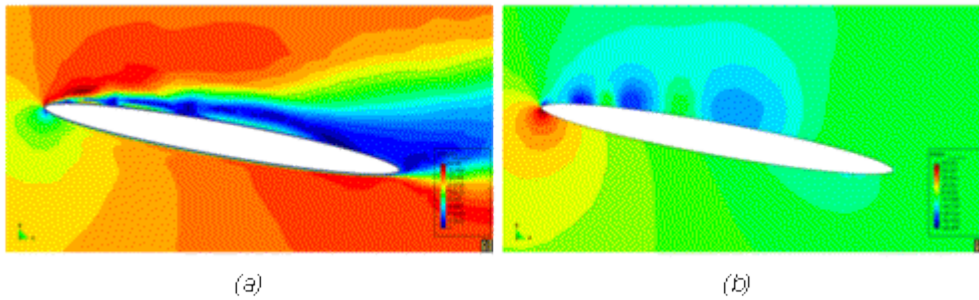


Fig. 6. Campos de velocidad (a) y de presión (b) en la veleta del aerogenerador CEETA-1 «variante original».

La variante actualizada del aerogenerador CEETA-01 (Fig. 8), se diferencia de la variante original, en tener una mayor área de la veleta y un soporte más largo; ambas están ubicadas por encima del eje del rotor (Fig. 7), para evitar la sombra aerodinámica de la torre.



Fig. 7. Propuesta de veleta para la variante actualizada del aerogenerador CEETA-01.

En las figuras 8 y 9 se muestran los resultados de las simulaciones para la veleta de cola de la *variante actualizada* para un ángulo de ataque de 10° y una velocidad del aire de 9 m/s. Sin embargo, fue necesario hacer los experimentos numéricos en todo el intervalo de velocidades (3-20 m/s) y de ángulos relativos entre la dirección del viento y el eje de la veleta ($10-0^\circ$).

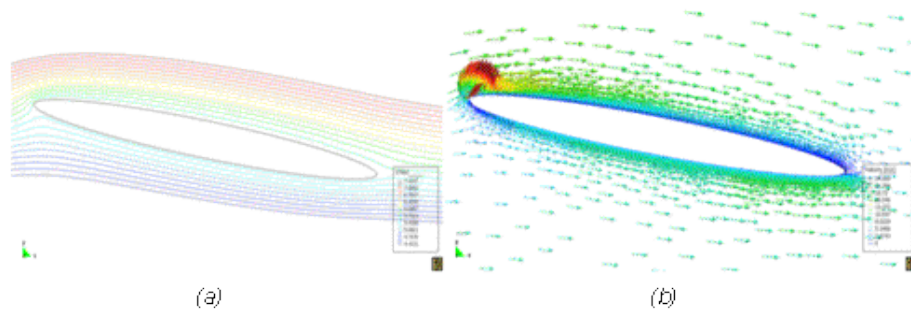


Fig. 8. Líneas de corriente (a) y vectores (b) de velocidad «variante actualizada».

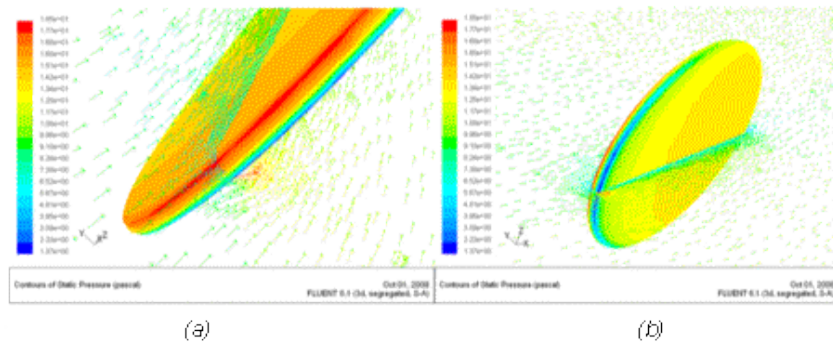


Fig. 9. Vectores de velocidad y contorno de presión en la veleta 3D.

Las figuras 10 y 11 exponen la marcada diferencia existente en el comportamiento de los vectores de velocidad de la veleta en la variante actualizada del aerogenerador CEETA-01, con respecto a la veleta utilizada en la variante original (Figs. 6 y 7). Debe destacarse que en la variante actualizada no se verifican, aun con elementos cien veces más pequeños que los elementos del dominio, desprendimiento en la capa límite, ni turbulencias.

Conclusiones

1. Al utilizar la teoría del medio continuo como modelo matemático para el análisis de los SOPMC, se puede incluir el comportamiento variable no lineal de los coeficientes aerodinámicos de sustentación y arrastre que influyen sobre la veleta de cola, y el empleo de la teoría de la cantidad de movimiento anular para el análisis de las cargas en el rotor.
2. Debido a la utilización de coeficientes aerodinámicos variables en función de la razón de aspecto de la veleta, en conjunto con la utilización de la teoría de movimiento anular, en la variante actualizada del aerogenerador CEETA-01 se obtiene una disminución del ángulo existente entre la dirección del viento y el eje del rotor, para todo el dominio de velocidades.
3. La utilización del procedimiento perfeccionado en la variante actualizada del

aerogenerador CEETA-01, determina al aumento el área de la veleta en 50%, de la longitud del soporte de la cola en 80% y del ángulo de inclinación del pivote de cola en cinco grados, con respecto a la variante original.

4. Las simulaciones numéricas mediante dos software de CFD permiten deducir que las modificaciones realizadas a la veleta de cola, producto de la aplicación del procedimiento perfeccionado, disminuyen el desprendimiento de la capa límite y la turbulencia en la cola, para la variante actualizada del aerogenerador CEETA-01.

5. Las simulaciones numéricas en la veleta de cola de un pequeño aerogenerador de eje horizontal, muestran que los fenómenos aerodinámicos y de turbulencia que las afectan pueden ser descritos por un modelo numérico Spalart-Allmaras, en combinación con dominios tipo O, los cuales deben ser discretizados con mallas finas cerca del sólido, y con la utilización de la Ley de Pared.

Bibliografía

CHAVES, W. E. *Mecánica del medio continuo*, v. 1. Barcelona: Eds. CIMNE, 2007. ISBN 978-84-96736-38-2.

FARIÑAS, E. «Influencia de los coeficientes de sustentación y arrastre utilizados en los sistemas de orientación y protección por momento de cola en pequeñas aeroturbinas de eje horizontal», Tesis presentada en Opción del grado Científico de Doctor en Ciencias Técnicas. Santa Clara: Universidad Central de Las Villas (UCLV), 2008.

MAS, V. E. Y LL. M. BATET. (2006.) «Estudio mecánico del aerogenerador T 100». Disponible en

<https://upcommons.upc.edu/pfc/bitstream/2099.1/2979/1/54392-1.pdf>.

[Consultado el 7 de junio 2007].

Eco Solar es una publicación científica electrónica trimestral para los especialistas de las fuentes renovables de energía. Se dedica a la promoción de temas relacionados con la energética, las energías alternativas, la física ambiental, la arquitectura bioclimática, el impacto sobre el medio ambiente la educación ambiental, la termoconversión, la eficiencia energética, y las energías de origen hidráulico, fotovoltaico, eólico, solar, biomasa y ciencias relacionadas.

DIRECTOR GENERAL:

Dr. Luis Bérriz Pérez.

DIRECTOR:

Lic. Manuel Álvarez
González.

EDITOR:

Lic. Alejandro Montecinos
Larrosa.

CORRECCIÓN:

M Sc. Roberto Manzano
Díaz.

Ing. Jorge Santamarina

DISEÑO ELECTRÓNICO:

CONSEJO ASESOR:

Dr. Luis Hernández (Energía fotovoltaica)

Dr. Conrado Moreno Figueredo (Energía
eólica)

Lic. Bruno Henríquez Pérez (Física
ambiental)

Dr. Jorge Luis Paretas (Energía hidráulica)

Dr. Dania González Couret (Arquitectura
bioclimática)

Dr. Jorge Guardado (Biomasa)

Dr. Sergio Corp Linares (Energía solar
térmica)

Lic. Leonor Turtós Carbonell (Impacto

D.I. Antonio Romillo Polaino.

TRADUCCIÓN:

Lic. Lázaro O'Farril Lazo.

ambiental)

Lic. Alejandro Montecinos Larrosa (Energía humana)

Lic. Ricardo Bériz Valle (Educación ambiental)



**SOCIEDAD CUBANA PARA LA PROMOCIÓN
DE LAS FUENTES RENOVABLES DE ENERGÍA Y EL RESPETO
AMBIENTAL**

Calle 20 no. 4113, esquina a 47, Miramar, Playa,
Ciudad de La Habana, Cuba. Código Postal: 11300.

Teléfono: (537) 205-9949.

Apartado postal: 6611, CP: 10600, Ciudad de La Habana, Cuba.

e-mail: editora@cubasolar.cu

<http://www.cubasolar.cu>