

OPTIMIZACION DE LA TEMPERATURA DE FUNCIONAMIENTO DE UN
MOTOR TERMICO SOLAR PARA BOMBEO DE AGUA

V. Tacchi

La Rioja 51, 1° p. of.1 - (5000) Córdoba

A. Rapallini, A. Fabris y J. Pracchia
CNIE - Div. Energía Solar

Av. Mitre 3100 - (1663) San Miguel - Prov. Bs. As.

RESUMEN

En este trabajo se explica la metodología seguida para estimar la eficiencia de un sistema solar térmico para bombeo de agua a partir de las características climáticas del lugar de instalación y térmicas del colector solar y grupo motor bomba, comentándose los resultados obtenidos.

INTRODUCCION

En el trabajo presentado por V. Tacchi [1] en la 9ª Reunión de Trabajo de la ASADES, se describe una máquina térmica que, por sus características novedosas y su aplicabilidad a sistemas solares de baja temperatura, justifica un estudio más detallado sobre sus posibilidades de utilización para el bombeo de agua mediante la conversión foto-térmica de la energía solar.

Esta máquina opera a temperatura de fuente caliente esencialmente constante, quedando su valor determinado, si se suponen constantes la profundidad y temperatura del agua bombeada, únicamente por las dimensiones del émbolo motriz y del pistón de la bomba. Estas dimensiones fijan la presión neta necesaria sobre el émbolo motriz y, por lo tanto, la diferencia de temperaturas entre la fuente caliente y la fuente fría para que pueda vencerse la acción del peso de la columna de agua sobre el pistón de la bomba, al que está rigidamente unido.

El segundo principio de la termodinámica nos sugiere elevar la temperatura de la fuente caliente para aumentar la eficiencia del ciclo pero, por el contrario, si utilizamos colectores solares la eficiencia de captación disminuirá con el aumento de la temperatura de trabajo. Es razonable pensar, entonces, que debe existir una temperatura de fuente caliente que maximice la conversión de la energía solar, la cual dependerá de las características del sistema de captación, del sistema termodinámico motriz y del

clima (fundamentalmente radiación solar y temperatura ambiente).

Es consecuencia de lo anterior que, si se desea optimizar la eficiencia global, conviene ajustar las dimensiones del pistón y el émbolo en función de la profundidad de bombeo y el tipo de fluido para que el sistema trabaje a la temperatura óptima de fuente caliente. Dicho de otro modo, es condición necesaria para el diseño de la máquina conocer la temperatura óptima de operación, para lo cual será necesario emplear métodos que contemplen la variación temporal del recurso solar.

Métodos como el θ -chart y Utilizabilidad [2,3] permiten predecir la performance de sistemas térmicos solares sobre base anual pudiéndose, por aproximaciones sucesivas, determinar condiciones óptimas de trabajo siempre que el sistema posea acumulación térmica y entregue potencia constante. Como la máquina propuesta no posee acumulador ni entrega, no fue posible utilizar estos métodos obligando al desarrollo de una metodología particular cuya descripción es el objeto del presente trabajo.

DESCRIPCION DE LA METODOLOGIA

El método seguido, bosquejado en la figura 1, consiste básicamente en fijar una temperatura de fuente caliente y luego calcular, sobre base horaria y para todos los días del año, la performance del sistema; totalizando la energía aprovechada anualmente (Gutil). Variando la temperatura de fuente caliente y repitiendo los cálculos se puede hallar aquella que maximiza la energía útil total anual (Ver Figuras 2 y 3).

Este procedimiento, en apariencia sencillo, se apoya en varias hipótesis e hizo necesario el desarrollo de algunos esquemas de cálculo particulares.

HIPOTESIS

En primer lugar se supuso que el sistema trabaja en régimen estacionario en cada intervalo horario; es decir que, tanto la temperatura ambiente como la del fluido y la radiación solar se mantienen constantes en cada intervalo horario.

Hasta el momento no se ha construido ninguna máquina como la propuesta, careciéndose de información sobre su comportamiento térmico real. Esto obligó a estimar la eficiencia global del grupo motor bomba, postulándose un valor de 45% de la eficiencia ideal de Carnot. Valor considerado realista si se toman como referencia la eficiencias alcanzables en máquinas motrices de émbolo y en bombas de pistón de producción comercial.

$$\eta_{gmb} = 0,45 \cdot \eta_{carnot} = 0,45 \frac{T_{fc} - T_{ff}}{T_{fc}} \quad (1)$$

Con respecto a la temperatura ambiente se realizó la siguiente simplificación: se la supone constante para cada mes del año e igual a la semisuma de la temperatura media mensual y la máxima media mensual, valor denominado temperatura media diurna (T_d). Esta aproximación tiene su sustento en que los sistemas solares térmicos operan generalmente 6 a 7 horas por día (entre 3 y 3,5 horas antes y después del mediodía solar), alcanzándose en ese intervalo las temperaturas máximas diarias, sin ser muy importantes las diferencias con los extremos del periodo de trabajo.

Al proponer la utilización del agua bombeada como fuente fría debe también estimarse su temperatura. En general se acepta que la temperatura del agua de pozo está en el rango de 18 a 20 °C (salvo en lugares donde pudiera haber agua de pozo), en nuestro caso se adoptó 18°C para el agua de enfriamiento, estimándose como valor razonable de temperatura de fuente fría 21°C.

La inclinación de los colectores es otro parámetro a tener en cuenta, pudiéndose seguir distintos criterios para su elección. En este caso se eligió el ángulo de inclinación igual a la latitud más 10°, tratando de mejorar la captación en los meses invernales.

DATOS CLIMATICOS Y CARACTERISTICAS DE LOS COLECTORES SOLARES

Para poder utilizar el método propuesto son necesarios los siguientes datos climáticos:

- temperaturas medias mensuales
- temperaturas máximas medias mensuales
- radiación solar media mensual

En la Tabla 1 se muestran a título de ejemplo los datos climáticos de San Juan, San Miguel y La Rioja, localidades elegidas para ejemplar la presente metodología.

De los colectores solares es necesario conocer los coeficientes de la curva de eficiencia, según el ensayo descrito por la norma IRAM 210.002. Se seleccionaron dos variantes de colectores solares planos:

- a) tipo chapa y tubo, simple vidrio, sin superficie selectiva, con $F_T \alpha = 0,79$ y $F'U_L = 7,6 \text{ W/m}^2 \cdot \text{C}$
- b) con tubos evacuados, superficie selectiva y mínimas pérdidas, con $F_T \alpha = 0,62$ y $F'U_L = 1,9 \text{ W/m}^2 \cdot \text{C}$

considerando que ambos delimitan razonablemente bien la región de trabajo de los colectores solares de producción comercial.

DISTRIBUCION DE POTENCIAS SOLARES

Como se postula que la performance del sistema en el largo plazo es la suma de los comportamientos durante periodos de funcionamiento (una hora) en régimen estacionario, es necesario conocer las condiciones de trabajo en cada intervalo horario. Se ha dicho que la temperatura de fuente fría se la supone constante (21°C), así como la temperatura diurna mensual (T_d) y el resto de las variables intervinientes con excepción de la radiación solar. La hipótesis de suma de estados estacionario elimina la necesidad de conocer la forma con que evoluciona la radiación solar sobre el plano de colección, bastando saber la cantidad total de horas durante las que cada nivel de energía incide sobre el plano de colección. En otras palabras, si suponemos que niveles horarios posibles de energía varían entre 0 y 1300 W/m^2 (con un salto de 100 W/m^2 de nivel a nivel) y conocemos la cantidad de horas más probables a cada nivel, podrá estimarse la energía útil obtenible del sistema como la suma de la entregada en cada estado estacionario y, por lo tanto, es determinable también la eficiencia global.

Para estimar la cantidad más probable de hora mensuales con que cada nivel de energía incide sobre el plano de colección se siguió la metodología propuesta en el trabajo "Cálculo del Tiempo Medio de Disponibilidad de Potencias Solares" [4], presentado en la 10ª Reunión de Trabajo de la ASADES. Las Tablas 2 y 3 son el resultado de la aplicación de esta metodología para las localidades de San Juan y San Miguel.

TEMPERATURA MEDIA DEL FLUIDO EN EL COLECTOR

En los colectores solares planos utilizados para el calentamiento de agua para uso sanitario, por no haber cambio de estado y por ser relativamente pequeña la elevación de la temperatura del fluido (10°C) al pasar por el colector, la temperatura media se determina calculando el valor medio de las temperaturas de entrada y salida del fluido.

Cuando la elevación de temperaturas es muy grande o cuando el colector trabaja en régimen evaporativo, la temperatura media del fluido tiende al valor de la temperatura de salida, según se puede demostrar empleando la teoría clásica de comportamiento de los colectores [3].

Dado que nuestro objetivo era realizar una primera aproximación a la determinación de la temperatura óptima de funcionamiento y verificar la aplicabilidad de una metodología de cálculo, se consideró poco práctico hacer un análisis muy fino sobre la evolución de la temperatura media del colector en función de las condiciones de trabajo, adoptándose el criterio de igualarla a:

$$T_{\text{media colector}} = 0,9 \cdot T_{\text{salida colector}}$$

basándose en que el error que se comete con esta aproximación tiene un peso mucho menor que el asociado a otras hipótesis simplificadoras, en particular la de suponer que la irreversibilidad del ciclo termodinámico es constante.

CÁLCULO DE LA ENERGÍA ÚTIL ANUAL

Conocida la distribución mensual de las potencias solares, las temperaturas diurnas, las características de los colectores solares y el sistema de bombeo, puede estimarse la energía útil anual, teniendo en cuenta que para cada intervalo horario

$$Q_{\text{util}} = \eta_{\text{glo}} \cdot I_i \quad (2)$$

siendo

$$\eta_{\text{glo}} = 0,85 \cdot \eta_{\text{gmb}} \cdot \eta_{\text{col}} \quad (3)$$

incorporándose en la determinación de la eficiencia global el factor 0,85 para tener en cuenta pérdidas de calor en tuberías, suciedad de las cubiertas y eventuales sombros. La eficiencia del colector se determina mediante la conocida expresión (4)

$$Q_{\text{util}} = 0,85 \cdot 0,45 \cdot \frac{T_{\text{fc}} - T_{\text{ff}}}{T_{\text{fc}}} \cdot \left[F' \tau \alpha - F' U_L \cdot \frac{T_m - T_d}{I} \right]^+ \quad (5)$$

$$\eta_{\text{col}} = F' \tau \alpha - F' U_L \frac{T_m - T_d}{I} \quad (4)$$

recordando la ecuación (1) se obtiene para la energía útil en cada intervalo horario (o nivel de energía) la expresión (5) donde el signo + en el último paréntesis indica que solo tienen sentido físico los valores positivos de la eficiencia de colector. La energía útil total anual se obtendrá como la suma de las energías útiles en cada intervalo horario, para todos los meses del año y para todos los niveles posibles de energía.

$$Q_{\text{anual}} = \sum_{\text{mes}} \sum_{\text{días}} \sum_{\text{niveles}} Q_{\text{util}} \cdot N_{\text{horas}} \quad (6)$$

y la eficiencia media anual:

$$\eta_{\text{anual}} = \frac{Q_{\text{anual}}}{Q_{\text{solar anual}}} \quad (7)$$

En las Figura 2 y 3 se han graficado la eficiencia anuales y las energías útiles anuales para San Juan y San Miguel, en función de la temperatura de la fuente caliente. Los resultados obtenidos para La Rioja son prácticamente coincidentes con los de San Juan. En la Tabla 4 se resumen las temperaturas óptimas para cada localidad y tipo de colector.

COMENTARIOS Y CONCLUSIONES

Todo modelo requiere validación experimental y por lo tanto, hasta tanto no se construya un prototipo y se lo ensaye, es imposible emitir un juicio de valor sobre su validez para predecir con exactitud el comportamiento real del sistema. De todos modos, la forma de las curvas obtenidas para la eficiencia global anual y la energía útil total anual, en función de la temperatura de fuente caliente, nos indican que la temperatura óptima no es un parámetro excesivamente crítico. Pudiéndose variar en $\pm 10^\circ\text{C}$ la temperatura de fuente caliente, sin un cambio significativo en los totales anuales.

Habiéndose puntualizado que la temperatura óptima es una necesidad para el diseño de un prototipo, y a la luz de los resultados obtenidos, puede afirmarse que la metodología propuesta cumple los objetivos siendo, además, una herramienta perfectible con la incorporación de las eficiencias reales de la máquina térmica y un método más exacto para la predicción de la temperatura media del colector.

Es interesante destacar que el modelo predice para San Juan, utilizando colector solar de chapa y tubo, caudales medios diarios anuales de 1900 litros por cada metro cuadrado de colector, uponiendo una profundidad de bombeo de 20 metros. Por demás interesante si se toma en cuenta el coto del metro cuadrado de colector plano, justificando desarrollos experimentales que posibiliten una evaluación real de este tipo de máquinas.

REFERENCIAS

- [1] - Tacchi, V.; "Transformación de Calor en Trabajo", Actas de la 9ª Reunión de Trabajo de ASADES, San Juan 1984, pag.148
- [2] - Liu, B. y Jordan, R.; "The Long-Term Performance of Flat-Plate Solar Energy Collectors", Solar Energy Vol.7, N°2, 1963
- [3] - Duffie, J. y Beckman, W.; "Solar Engineering of Thermal Processes", John Wiley & Sons, New York, 1980
- [4] - Fabris, A. y otros; "Cálculo del Tiempo Medio Diario de Disponibilidad de Potencias Solares", trabajo aceptado para su presentación en la 10ª Reunión de Trabajo de la ASADES, Neuquén, Octubre 1985.

SÍMBOLOS

$F'_{T\alpha}$	Ordenada al origen de la recta de eficiencia de un colector solar plano [adim.]
F'_{UI}	Pendiente de la recta de eficiencia de un colector solar [$W/m^2 \cdot C$]
I	Radiación solar media en un intervalo horario o nivel de radiación solar incidente [W/m^2]
Nhoras n, m	Cantidad de horas diarias en el nivel η de energía y para el mes m
Ndías n	Cantidad de días del mes m
Q_{util}	Energía útil para el nivel de potencia η [W/m^2]
Q_{anual}	Energía útil total anual [MJ/m^2]
$Q_{solaranual}$	Energía solar total anual sobre el plano de colección [MJ/m^2]
T_d	Temperatura media diaria [C]
T_m	Temperatura media colector [C]
T_{fc}	Temperatura fuente caliente [C]
T_{ff}	Temperatura fuente fría [C]
η_{gmb}	Eficiencia del grupo motor-bomba [adim.]
η_{glo}	Eficiencia global sistema [adim.]
η_{col}	Eficiencia colector solar [adim.]
η_{anual}	Eficiencia media anual de la instalación [adim.]

TABLA 1
DATOS CLIMATICOS

Mes	SAN MIGUEL											
	ENE	FEB	MAR	ABR	MAY	JUN	JUL	AGO	SEP	OCT	NOV	DIC
Tamb	23.0	22.2	19.5	16.1	13.1	9.9	10.0	10.9	13.2	15.5	19.1	21.5
Tmaxmed	29.5	28.7	25.9	22.4	19.2	15.3	15.4	16.8	19.0	21.2	24.9	27.8
Rad.Hor.	24.7	21.6	17.1	13.6	9.3	7.5	8.0	11.4	14.1	18.9	23.5	25.2

Mes	SAN JUAN											
	ENE	FEB	MAR	ABR	MAY	JUN	JUL	AGO	SEP	OCT	NOV	DIC
Tamb	26.4	24.6	21.7	17.3	12.8	8.9	7.8	11.2	14.0	19.0	23.0	25.4
Tmaxmed	34.6	32.7	30.0	25.4	21.5	17.7	16.4	20.7	22.8	27.5	31.2	33.6
Rad.Hor.	26.1	23.5	18.5	15.3	11.9	9.5	9.8	12.3	18.1	21.7	26.4	27.0

Mes	LA RIOJA											
	ENE	FEB	MAR	ABR	MAY	JUN	JUL	AGO	SEP	OCT	NOV	DIC
Tamb	27.7	26.8	23.7	20.7	16.2	11.3	11.0	14.3	18.3	22.2	25.4	27.3
Tmaxmed	35.6	34.9	31.6	28.7	24.2	19.7	19.8	23.5	26.6	30.4	33.6	35.5
Rad.Hor.	23.4	22.8	18.3	15.5	13.5	9.8	10.7	14.8	19.3	22.5	24.2	24.5

TABLA 2

NUMERO MEDIO DE HORAS DIARIAS EN CADA NIVEL DE ENERGIA PARA SAN MIGUEL, SOBRE UN PLANO INCLINADO 45 GRADOS

MES	ENE	FEB	MAR	ABR	MAY	JUN	JUL	AGO	SEP	OCT	NOV	DIC
Wh/m ²												
50	3.01	2.62	2.26	1.99	1.91	2.48	2.33	2.18	2.35	2.91	3.05	3.27
150	1.51	1.54	1.57	1.61	1.75	1.70	1.80	1.73	1.67	1.77	1.63	1.62
250	1.35	1.36	1.35	1.35	1.37	1.35	1.36	1.39	1.40	1.48	1.43	1.42
350	1.17	1.18	1.24	1.19	1.20	1.11	1.15	1.16	1.24	1.32	1.20	1.22
450	1.16	1.11	1.08	1.09	.88	.95	.99	1.01	1.14	1.01	1.17	1.21
550	1.15	1.08	.96	1.02	.85	.64	.61	.91	.91	1.00	1.13	1.19
650	1.14	1.06	.95	.75	.78	.55	.62	.83	.81	.94	1.09	1.13
750	1.12	1.04	.92	.70	.69	.48	.53	.49	.78	.86	1.04	1.12
850	.76	.64	.63	.66	.31	.34	.32	.48	.71	.53	.67	.75
950	.77	.71	.56	.42	.31	.08	.14	.38	.32	.50	.66	.68
1050	.61	.58	.48	.22	.14	.05	.08	.13	.33	.39	.51	.51
1150	.29	.22	.23	.13	0.00	0.00	0.00	.03	.16	.17	.23	.22
1250	0.00	.06	.01	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00

TABLA 3

NUMERO MEDIO DE HORAS DIARIAS EN CADA NIVEL DE ENERGIA PARA SAN JUAN, SOBRE UN PLANO INCLINADO 42 GRADOS

MES	ENE	FEB	MAR	ABR	MAY	JUN	JUL	AGO	SEP	OCT	NOV	DIC
Wh/m ²												
50	3.08	2.33	1.57	.91	.07	.60	.81	.75	1.27	2.04	2.87	3.28
150	1.22	1.13	1.17	1.25	1.20	1.46	1.50	1.30	1.19	1.11	1.13	1.17
250	1.14	1.05	1.08	1.13	1.09	1.28	1.30	1.17	1.09	1.07	1.06	1.10
350	1.12	1.07	1.04	1.06	1.03	1.20	1.22	1.10	1.05	1.01	1.04	1.09
450	1.10	1.01	1.05	1.06	1.01	1.03	.99	1.07	1.05	1.01	1.04	1.09
550	1.13	1.04	.99	1.09	1.04	.98	1.00	1.09	1.02	1.01	1.08	1.14
650	1.19	1.09	1.03	.94	1.12	1.00	1.00	1.05	1.00	1.06	1.14	1.21
750	1.21	1.16	1.09	.99	.94	.89	.77	.87	1.06	1.13	1.21	1.23
850	1.17	1.24	1.19	1.06	1.00	.89	.64	.81	1.15	1.24	1.25	1.23
950	.98	1.02	.72	.69	1.11	.83	.60	.81	1.22	1.05	1.15	.88
1050	.50	.37	.28	.27	.41	.33	.25	.30	.71	.63	.66	.67
1150	0.00	.07	.48	.10	.34	0.00	.09	.20	.45	.42	0.00	0.00
1250	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00

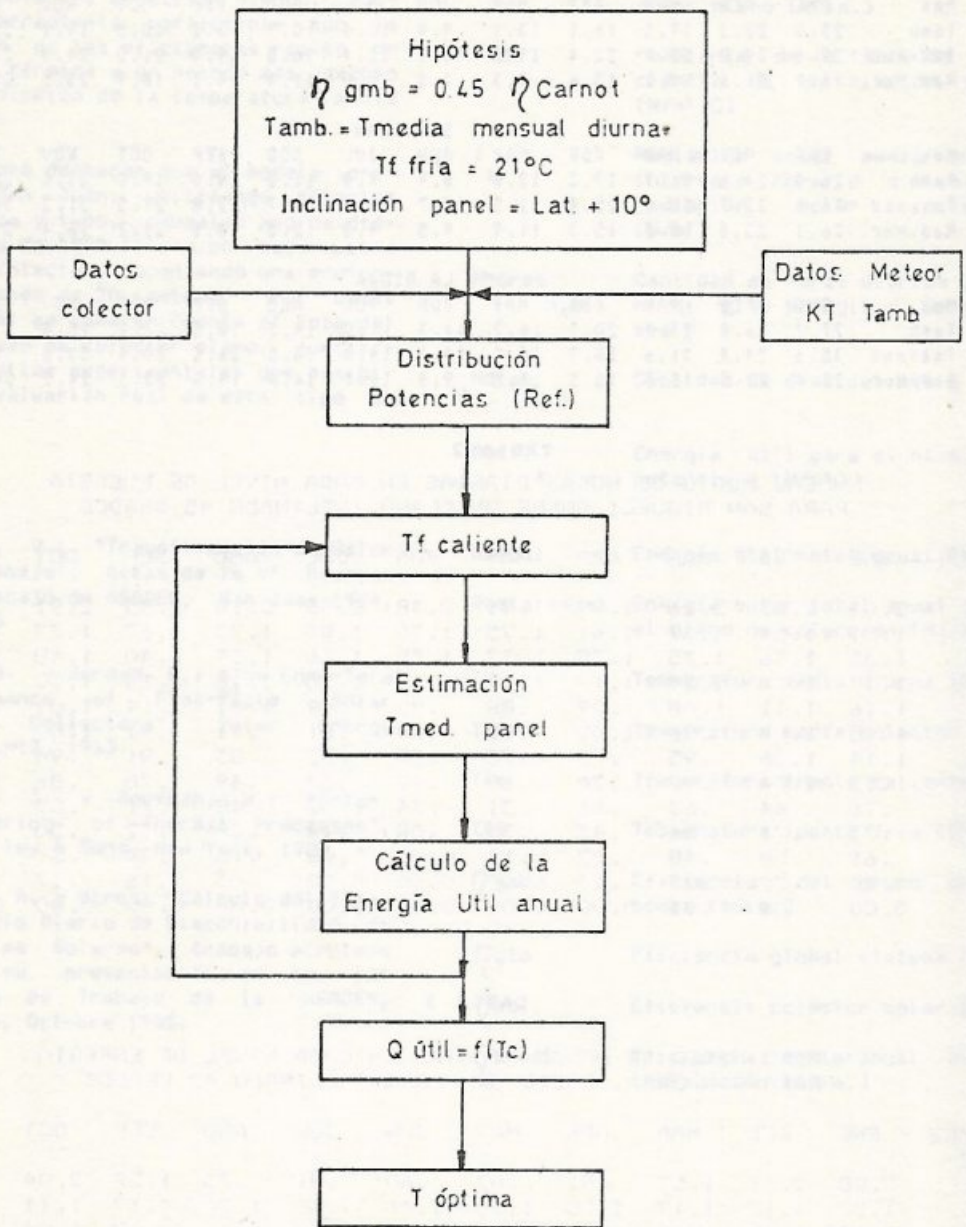


FIGURA I

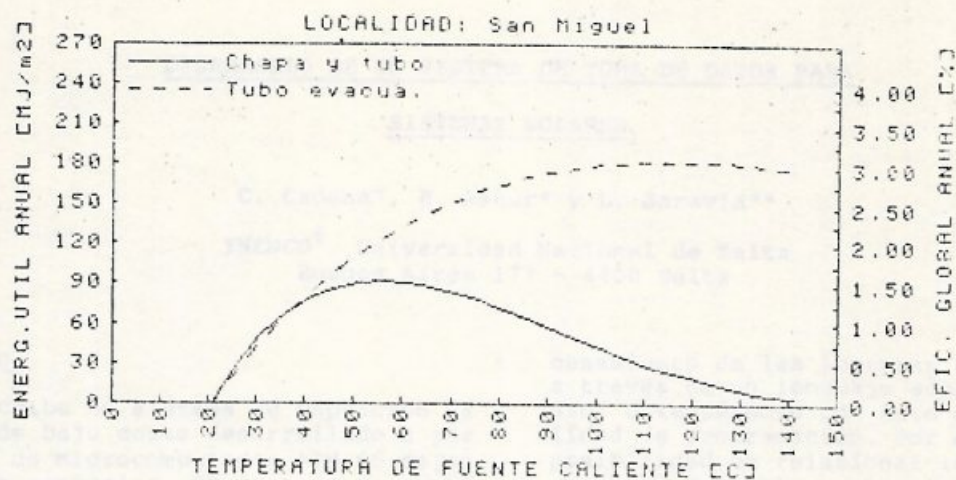


Figura 2

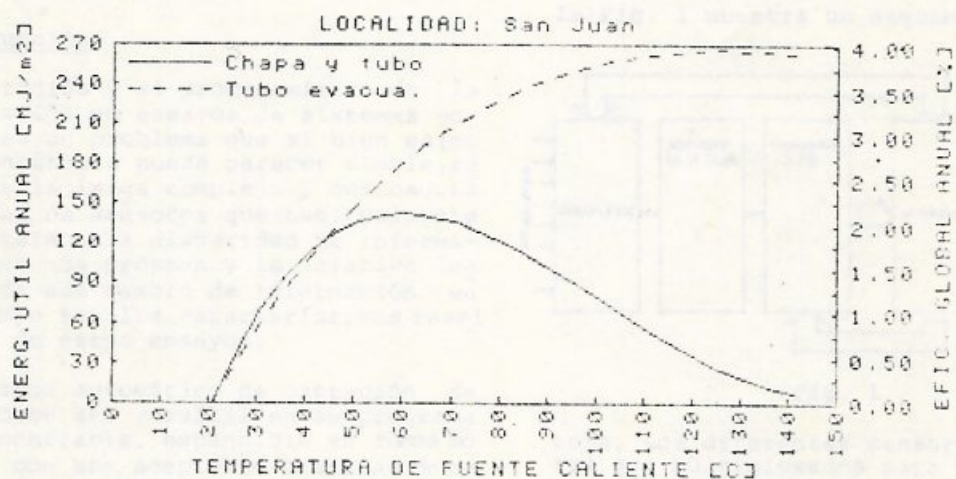


Figura 3

TABLA 4		
Eficiencias Medias Anuales (%)		
	Chapa y Tubo	Tubo Evacuado
San Juan	2,2	3,9
San Miguel	1,5	3,1