

## PREDISEÑO DE UN SISTEMA SOLAR DE COGENERACIÓN A BAJA TEMPERATURA

G. Lesino<sup>1</sup> y M. Gea  
INENCO

Universidad Nacional de Salta-Conicet  
Calle Buenos Aires 177 – 4400 Salta, Argentina  
Tel: 54 387 4255424 Fax: 54 387 4255489  
e-mail: [lesino@unsa.edu.ar](mailto:lesino@unsa.edu.ar) [geam@unsa.edu.ar](mailto:geam@unsa.edu.ar)

**Resumen.** En el presente trabajo se describe el desarrollo de un sistema integral de cogeneración para la producción de energía eléctrica por vía solar térmica a baja temperatura, agua potable y el calentamiento de viviendas e invernaderos en zonas áridas principalmente de altura. El rango de producción eléctrica bruta está entre los 20 y los 50 kW. Para vapor de alimentación a 60 °C se generan 35 kW eléctricos, la producción de agua máxima es de aproximadamente 2000 kg / hora y para calefacción se puede disponer de agua a 40 °C. Dadas las temperaturas de trabajo, estos sistemas admiten como fuente caliente a las pozas solares que son colectores acumuladores de bajo costo y que permitirían regímenes de funcionamiento continuo. Se entiende por prediseño el cálculo de los órdenes de magnitud de flujos, temperaturas, caídas de presión, potencias, tamaño físico y disposición del sistema en condiciones típicas.

**Palabras clave:** cogeneración, termogeneración eléctrica solar, intercambiadores de contacto directo, turbina radial.

### DESCRIPCIÓN DEL SISTEMA

En el presente trabajo se describe el prediseño de un sistema integral de cogeneración para la producción de energía eléctrica por vía solar térmica a baja temperatura, agua potable y el calentamiento de viviendas e invernaderos en zonas áridas principalmente de altura. En esta etapa se realiza el cálculo de los órdenes de magnitud de flujos, temperaturas, caídas de presión, potencias y tamaño físico del sistema en condiciones típicas, lo que permite proponer la disposición espacial del sistema. Se describen, además, los distintos programas de simulación empleados. En etapas posteriores se simulará y optimizará los diferentes escenarios de funcionamiento y los costos de los productos: energía eléctrica, agua y calor.

El rango de producción eléctrica está entre los 20 y los 100 kW. Con vapor a 60 °C se generan unos 35 kW eléctricos, la producción de agua es de aproximadamente 2000 kg / hora y se dispone de agua a 40 °C para calefacción. El sistema funciona según un ciclo Rankine con una turbina de flujo radial de vapor de agua que trabaja a baja temperatura (presiones subatmosféricas). La figura 1 muestra un esquema del sistema en el caso de que la fuente caliente sea una poza solar.

Los componentes del sistema son:

- 1) una poza solar como generador térmico a 65 - 70 °C,
- 2) una turbina de vapor de agua de nuevo diseño, de flujo radial saliente y eje vertical, que trabaja a bajas temperaturas,
- 3) un generador de vapor y un condensador de contacto directo, que permiten la producción de vapor de agua y su posterior condensación con poco salto de temperatura y bajo costo.

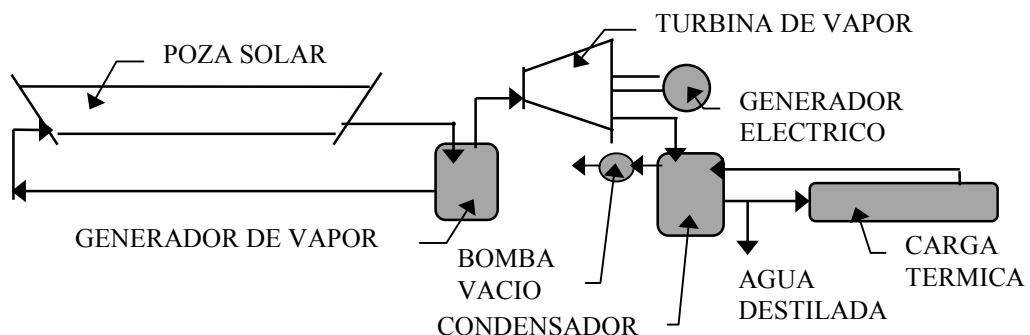


Fig. 1.- Esquema del sistema

<sup>1</sup> Investigador del CONICET

Proyecto parcialmente financiado por el CONICET.

### *Poza solar*

Es un colector solar plano de muy bajo costo construido en una piscina excavada en la tierra con una capa de polietileno como sellador hidráulico. La poza se llena con una solución en la que se forma un gradiente salino con el fin de evitar la convección al calentarse. Es un colector apropiado para lugares donde se disponga de sal en las cercanías ya que el transporte de sal constituye el factor de mayor influencia en su costo. La superficie debe determinarse de manera de disponer de la potencia térmica necesaria para el funcionamiento de la turbina. En uso real la carga requerida por un pequeño poblado tendrá una distribución concentrada en un período de unas horas, mientras que en una aplicación industrial puede requerirse un consumo uniforme. Tiene la ventaja de ser un colector que también acumula la energía colectada como solución caliente, por lo que no existen problemas para coleccionar la energía solar térmica y utilizarla en un período breve de tiempo a cualquier hora sin gastos adicionales. El calor se extrae del fondo de la poza en forma de solución salina caliente y luego de pasar por el generador de vapor vuelve a la poza como solución más concentrada y un poco más fría. La eficiencia solar-térmica media anual oscila entre el 10 y el 18 %, en las condiciones de la Puna, según la temperatura de trabajo. Un valor indicativo del área en el primer caso es de unos 10.000 m<sup>2</sup>.

### *Generador de vapor*

El generador de vapor es de tipo flash. Debido a la baja presión existente, el agua se evapora usando su propio calor sensible como fuente térmica. Estos equipos se caracterizan por poseer una muy baja caída de temperatura entre el fluido caliente y el vapor producido, siendo de uso interesante cuando se dispone de bajos saltos de temperatura. Dado que por el generador de vapor circula salmuera a 65 - 70 ° C pueden usarse plásticos en su construcción que son más baratos que el acero inoxidable.

### *Turbina*

La turbina de vapor de agua es de eje vertical y flujo radial saliente. Trabaja a baja temperatura con pequeños saltos térmicos. Esta turbina fue cedida por el Laboratorio Nacional de Energías Renovables (NREL) de los Estados Unidos de Norteamérica y constituye un prototipo de ensayo de un ciclo OTEC (Ocean Thermal Energy Conversion). Una turbina de igual diseño ha sido probada en NREL y como parte de ese ciclo ha trabajado con una temperatura máxima de 22 ° C generando una potencia de 5 kW (Bharathan et al, 1991). El ciclo que se propone trabajará con una temperatura máxima de 55 - 60 C y se generará una potencia en el orden de los 30 kW. La turbina responde a un nuevo diseño que permite el trabajo con saltos de temperatura muy pequeños, por lo que se la considera como un prototipo.

### *Condensador*

El condensador está constituido por un intercambiador de contacto directo con relleno estructurado. En este caso circula agua destilada fresca que en contacto con el vapor de salida condensa al mismo. El agua disipa el calor en una carga térmica que puede ser una vivienda o un invernadero. Por tal razón se espera que el condensador trabaje a temperaturas algo mayores que la ambiente, del orden de 35 - 45 ° C. En esta forma el ciclo está trabajando en la modalidad de cogeneración, produciendo energía eléctrica y calor al mismo tiempo. El condensado de vapor de agua es agua destilada que luego de un agregado de sales puede ser usada como agua potable. La producción de agua es considerable, del orden de 2000 kg por hora, dado que en la turbina es necesario pasar una cantidad alta de vapor al tener un salto pequeño de temperatura. Este es un producto muy importante del sistema ya que en las zonas áridas donde se planea trabajar hay problemas con la potabilidad del agua, en general debido a contaminación salina y/o arsenical.

### *Enfriamiento del agua del condensador*

Una carga térmica, que puede ser una vivienda o un invernadero, disipará el calor del condensador. En el caso del invernadero se podrán producir hortalizas para alimentación en regiones donde no se dispone de este tipo de alimento. Entre el condensador y el disipador puede existir un tanque donde se acumule el agua destilada tibia. Esto es especialmente interesante en el caso de instalaciones mineras de altura.

### *Sistema de vacío*

Como el sistema trabaja por debajo de la presión atmosférica, debe instalarse una bomba de vacío para realizar el vacío en el arranque y extraer los incondensables del circuito durante el funcionamiento, permitiendo mantener una presión baja correspondiente a la presión de saturación del vapor de agua entre 45 (9,6 kPa) y 35 ° C ( 5.6 kPa) en el condensador.

## **DIMENSIONADO DE LAS COMPONENTES**

A continuación se resume la metodología usada para el diseño y se describen someramente los programas empleados.

### *Poza solar*

Se cuenta con los programas de simulación desarrollados en el INENCO de las pozas solares uni (para gran tamaño) y bidimensionales (para tener en cuenta en las pequeñas las pérdidas laterales) en régimen sinusoidal para poder describir tanto las variables climáticas como el régimen de extracción de calor por su desarrollo de Fourier anual (Saravia y Lesino, 1990). No es necesaria mayor definición temporal por su gran inercia térmica. Los datos de entrada del programa son la temperatura ambiente, la radiación, el régimen de extracción de energía o la eficiencia deseada y el espesor y salinidad de las distintas capas. El programa permite el cálculo de la distribución de temperaturas en profundidad y en el tiempo y la eficiencia de la poza o el régimen de extracción. La temperatura de la capa convectiva y la eficiencia o el suministro de energía constituyen los datos de entrada al evaporador. Los parámetros de diseño son los espesores y salinidades. Los datos usados en esta primera etapa de prediseño se han obtenido de trabajos anteriores.

### Evaporador

En otro trabajo (Ovejero et al, 2000) se describe el programa realizado para la simulación del evaporador flash. Los resultados sólo son indicativos ya que es difícil realizar una predicción de su comportamiento ( Bharathan et al, 1990). Los factores determinantes del comportamiento del evaporador son la altura de los tubos de los que emerge la solución caliente con respecto al nivel de la misma en su base y el flujo por unidad de superficie del evaporador , El diámetro de los tubos no influye en la efectividad térmica (Bharathan et el, 1990) por lo que se debe tomar lo mayor posible (para disminuir las pérdidas de carga). Para ello se distribuye el área necesaria, que se determina eligiendo la velocidad de salida del tubo, de la solución, entre un número adecuado de tubos, compatible con una adecuada distribución del flujo. Para 60 kg/s y 1 m/s la sección de tubos sería de 0,06 m<sup>2</sup>, que dividida entre 8 - 10 tubos da un diámetro de 0,09 a 0,1 m para cada uno de ellos. Para tener una efectividad de alrededor de 0,9 se debe tener un flujo menor de 50 kg/ m<sup>2</sup> s (Bharathan et al,1991) por lo que el área del evaporador debe ser mayor de 1,2 m<sup>2</sup>.

### Turbina

La turbina donada por el NREL se encuentra en nuestro Instituto. Se trata de un prototipo diseñado para trabajar en las condiciones de OTEC. En nuestro caso funcionará en condiciones diferentes de las de diseño, por lo que será necesario realizar los ensayos correspondientes. Se verificó computacionalmente su resistencia mecánica para funcionar a la misma velocidad de rotación de 6000 RPM en nuestras condiciones, en NREL. En la figura 4 se muestra una foto de la misma para tener idea de sus dimensiones (diámetro de 50 cm y altura de álabes 9 cm, aproximadamente) y desarmada. Se adaptó un programa de simulación de la máquina, ya existente (Bharathan et al, 1991), con el que se han calculado los gráficos de las figuras 5 y 6.

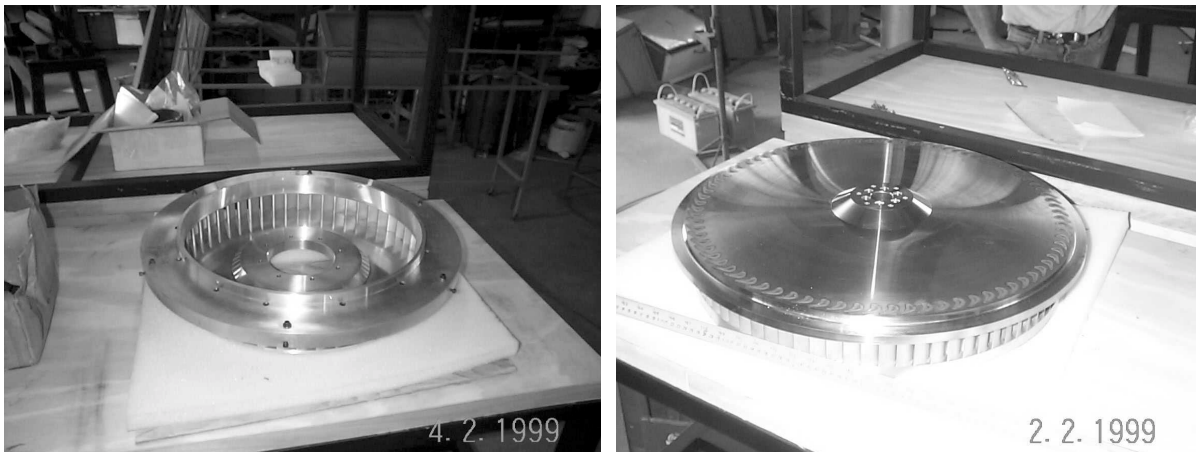


Fig. 4. Vistas del estator y del rotor de la turbina

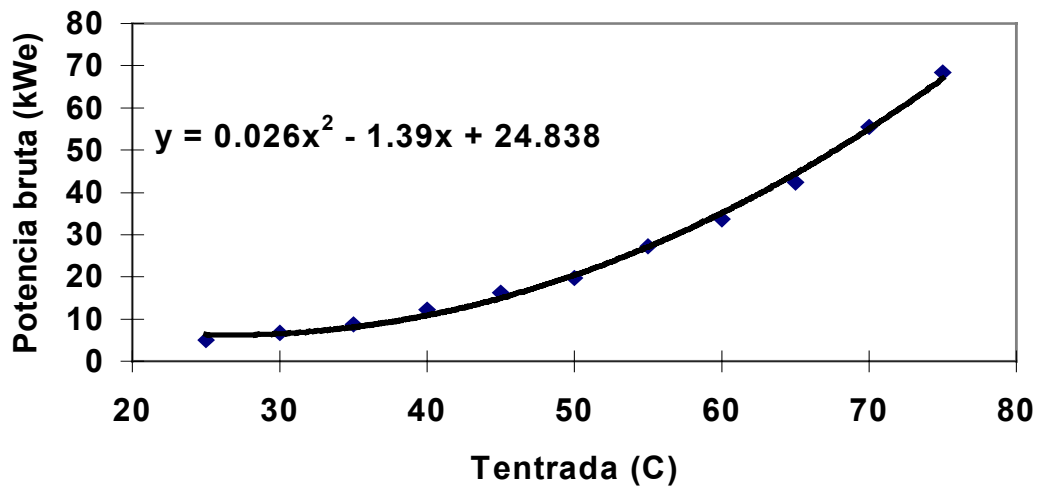


Fig. 5. Potencia máxima de la turbina de la turbina en función de la temperatura de entrada del vapor y su ajuste cuadrático.

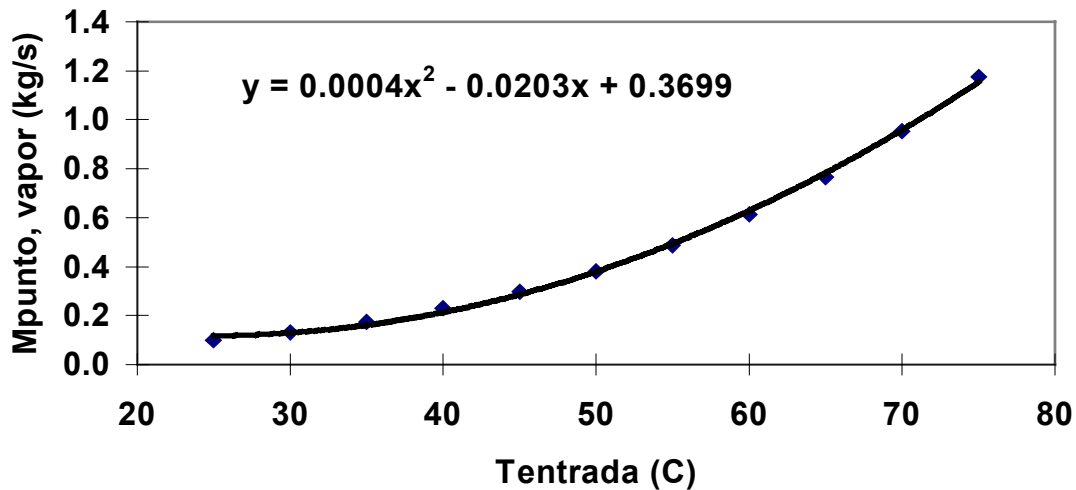


Fig.6. Consumo de vapor en la turbina según la temperatura de entrada del vapor y su ajuste cuadrático.

Con vapor a 60 ° C, el gasto másico de vapor es de 0,6 kg/s ( 2160 kg/h) y la potencia máxima que se puede producir es de 35 kW. La eficiencia esperable de la máquina es del 85 % .

#### Condensador

Dados los grandes volúmenes de fluidos a mover, se ha elegido un condensador de contacto directo con relleno estructurado (structured packing) que permite las transferencias de calor y masa con pequeños volúmenes. Tiene una alta relación área de intercambio/volumen y por lo tanto un elevado coeficiente de transferencia volumétrico, del orden de 1 MW/m<sup>3</sup>K, frente al rango típico de 150 a 300 KW/m<sup>3</sup>K de otros tipos de intercambiadores.

En ellos el líquido se distribuye sobre una serie ordenada de placas inclinadas construidas en metal, plástico o malla metálica. El fluido atraviesa alternativamente secciones triangulares y romboidales produciéndose una redistribución continua del flujo líquido y un camino relativamente simple para el gas [Zangrando et al, 1993].

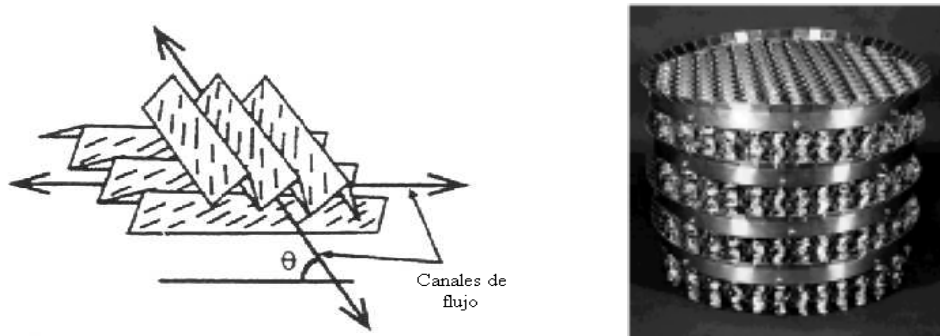


Fig. 2. Relleno estructurado (Gentileza Munters Co.)

En el National Renewable Energy Laboratory (NREL) se desarrolló un programa intensivo de testeo de condensadores que tuvieran una alta eficiencia térmica para usarse en ciclos de conversión de energía térmica oceánica (OTEC) en los cuales la diferencia de temperaturas disponibles es muy limitada (aproximadamente 20 ° C) [Barathan et al, 1988]. Los rellenos estructurados mostraron una alta eficiencia térmica y bajos valores de pérdida de carga en el gas, obteniéndose una condensación del 98 % del vapor con longitudes de intercambiadores menores de 1 m.

En un condensador en contacto directo en ausencia de gases incondensables la resistencia a las transferencias entre la fase gas y la interfase son pequeñas en relación con la resistencia en la fase líquida. En cambio, cuando están presentes gases incondensables, la resistencia crece significativamente debido a que el vapor debe difundirse por una barrera gaseosa antes de condensar en la interfase líquida.

También en el NREL se desarrollaron modelos computacionales para este tipo de condensadores para flujos de gas y líquido en cocorriente y en contracorriente. Estos modelos son unidimensionales y estacionarios y calculan los procesos de transferencia de calor, masa y momento. Los modelos integran las ecuaciones diferenciales a lo largo del condensador para obtener los valores de las propiedades del vapor, el líquido y los gases incondensables.

Los pasos del proceso de integración son los siguientes:

- Evaluación de las propiedades fundamentales del vapor y del gas inerte en la mezcla de gases y en la solución (densidad, viscosidad, difusividad mutua y conductividad térmica)
- Evaluación de las velocidades efectivas del líquido y del gas.
- Predicción de los números de Nusselt y Sherwood con las correlaciones para rellenos estructurados usando los valores de los números de Reynolds, Prandtl y Schmidt del líquido y el gas.
- Evaluación de la temperatura de la interfase a partir de los coeficientes de transferencia de calor y de masa de manera iterativa.
- Cálculo de las variables de estado usando la temperatura de interfase calculada previamente.
- Determinación de las condiciones de estado al final del intervalo a partir de las variables calculadas previamente.

Para flujos en cocorriente, los valores de las propiedades iniciales del líquido y el gas son conocidos, y el modelo integra en la dirección de los flujos. Para flujos en contracorriente los valores conocidos a la entrada para el agua y para el gas corresponden a extremos opuestos del condensador. Por lo tanto es necesaria la estimación de los valores de las propiedades del agua a la salida y se procede a la integración de la misma manera que en cocorriente. Se comparan entonces los valores calculados para el agua al final del condensador con los valores de entrada que son conocidos. A partir de la magnitud de las diferencias entre estos valores se estima un nuevo conjunto de valores para las condiciones de entrada para repetir la integración hasta la convergencia.

En las condiciones OTEC, se encontró conveniente utilizar dos estadios de condensación. El primero con flujos en cocorriente donde se condensa más del 80 % del vapor. El resto, con un elevado porcentaje de incondensables, es condensado en un 98 % en el segundo estadio en contracorriente. Los incondensables son bombeados al exterior para mantener la presión de operación

En nuestro caso, en el cual se puede disponer de fuentes de calor a temperaturas mayores como también de saltos térmicos mayores, se puede usar geometrías de relleno con mayores áreas por unidad de volumen y producir la condensación en una sola etapa en cocorriente, con bajas pérdidas de carga. Esto ha llevado a la concepción de la unidad descrita al comienzo donde el condensador ocupa el espacio anular exterior por el que bajan, en cocorriente, tanto el vapor como el agua de refrigeración. El flujo de agua de refrigeración es entre uno y dos órdenes de magnitud el de condensado.

Se puede observar en la figura las longitudes necesarias para condensar un 95 % de vapor a 50 °C con 0,1 % de incondensables para condensadores con distinta área por unidad de volumen ( $A_u$ ). Mientras mayor área unitaria tengan los condensadores se pueden utilizar menores longitudes y menores volúmenes para las mismas cargas de vapor. Las pérdidas de presión calculadas son aproximadamente las mismas para las tres geometrías y no superan los 15 Pa. Estos resultados han sido generados con los programas puestos a punto para esta etapa.

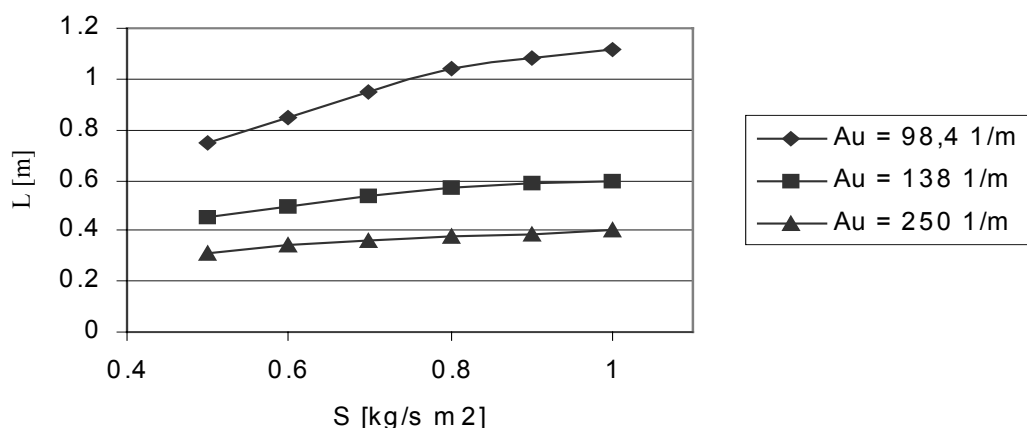


Fig. 3. Longitudes necesarias para condensar un 95 % del vapor para distintas geometrías de condensadores en función del gasto por unidad de sección transversal

Como se ve, para el relleno más abierto y por lo tanto con menor pérdida de carga, se tiene una longitud del orden de 0,85 m para 0,6 kg / m<sup>2</sup> s de vapor y de 1 m para 0.8 kg / m<sup>2</sup> s.

## CONCLUSIONES

Los resultados obtenidos han hecho que concibamos al sistema como una unidad compacta, que eventualmente se puede montar sobre un trailer, de eje vertical, de alrededor de 2 m<sup>2</sup> de sección y 1,3 m de altura que incluye el generador de vapor

(cilindro interno), el condensador (cilindro anular externo) y la turbina sobre los intercambiadores con el reductor de velocidad, el generador acoplado y el sistema de regulación de velocidad y freno de seguridad.

Si se supone un salto térmico de 30 K, con una temperatura de fuente caliente de 333 K (60 ° C), la eficiencia de Carnot (máxima teórica) es de 9% por lo que en el sistema real se puede obtener una eficiencia de 4 a 5%. La eficiencia solar - eléctrica sería entonces de 0,6 %. Para una radiación de 280 W/m<sup>2</sup>, se tiene una producción eléctrica de 1,7 W/m<sup>2</sup> media anual (durante todo el día por la acumulación).

El vapor condensado es agua destilada por lo que la producción de agua puede llegar a los 2160 kg/h si se trabaja en ciclo abierto. Pueden programarse diferentes formas de funcionamiento, combinándose diferentes producciones de calor de baja, agua destilada y energía eléctrica.

En el futuro se simulará diversos escenarios climáticos, de consumo y económicos, se construirá el sistema y se ensayará con una fuente convencional.

## AGRADECIMIENTOS

Agradecemos a la Dra. Federica Zangrando, por su importante y generoso apoyo en la realización de este trabajo, especialmente durante su estadía por la Comisión Fulbright.

## REFERENCIAS

- D. Bharathan, B. K. Parsons, J. Althof., (1988) Direct-contact condensers for open-cycle OTEC applications. Model validation with fresh water experiments for structured packings. SERI/TP-252-3108, October 1988.
- D. Bharathan, H. J. Green, H. F. Link, B. K. Parsons, J. M. Parsons and F. Zangrando (1990) Conceptual design of an open-cycle ocean thermal energy conversion net power producing experiment, SERI/TP 253-3616, July 1990.
- D. Bharathan (1991) Design and performance of a single-stage radial outflow (rof) turbine operating with low-pressure steam, SERI/TP 254-4143, February 1991.
- M.A. Ovejero, N. Salvo y G. Lesino (2000) Resultados preliminares de un evaporador a escala de laboratorio para generación de electricidad a baja temperatura, presentado en la XXIII Reunión de Trabajo de la ASADES en Resistencia, Argentina, octubre de 2000.
- L. Saravia and G. Lesino (1990) Thermal evaluation of small and medium size solar ponds for the mining industry. 2nd. International Conference on Progress in Solar Ponds, Roma, Italia, 1990.
- F. Zangrando, D. Bharathan, H. J. Green, H. F. Link, B. K. Parsons, J. M. Parsons A. A. Pesaran and C. B. Panchal (1990) Results of scoping tests for open - cycle OTEC components operating with seawater, SERI/TP 253-3561, September 1990.
- F. Zangrando, D. Bharathan, (1993) Direct-Contact Condensation of Low-Density Steam on Seawater at High Inlet Noncondensable Concentrations, Transactions of the ASME, Vol. 115.

**ABSTRACT.** The present paper describes the development of an integral solar system for thermal-electric generation at low temperature, potable water production and house and greenhouse heating in high altitude, arid zones. The power range lies between 20 to 50 kW. Using steam at 65 ° C, the power generation is 35 kW, the maximum distilled water production is about 2000 kg /hour and water at 40 ° C for heating of buildings. Solar ponds can be used as heat sources for this system, given their low working temperature, storage capacity and low cost.