

RESULTADOS PRELIMINARES DEL COMPORTAMIENTO DE UN EVAPORADOR POR FLASH A ESCALA DE LABORATORIO PARA GENERACION DE ELECTRICIDAD A BAJA TEMPERATURA.

Mirta Adriana Ovejero, Nahuel Salvo, Graciela Lesino¹.
Universidad Nacional de Salta, Facultad de Ciencias Exactas.
Departamento de Física. INENCO.

Tel.: (0387) 4255424 Fax: (0387) 4255489

E-mail: ovejero@unsa.edu.ar - nahuel@unsa.edu.ar - lesino@unsa.edu.ar

RESUMEN

En este trabajo se estudia la producción de vapor para la generación de energía eléctrica de un evaporador a tubo surtidor vertical, produciéndose la evaporación por flash, a la salida del mismo, cuando una cierta cantidad de líquido a una determinada presión y temperatura entra a un recinto que se encuentra a una menor presión. Para tener condiciones similares a las reales se trabaja con una pequeña diferencia de temperatura entre entrada y salida. Esta diferencia de temperatura es la causa de la elección de este método de producción de vapor. Aplicando el modelo homogéneo para dos fases, se calcula la caída de presión a lo largo del tubo del evaporador, pudiéndose evaluar la eficiencia del equipo para la producción de vapor. Se muestran resultados del cálculo de la eficiencia aplicando el modelo y se comparan con los valores de la eficiencia determinada a partir de las diferencias de temperaturas medidas en la experiencia.

Palabras clave: evaporación por flash, termogeneración solar.

INTRODUCCIÓN:

Este tipo de evaporadores fue utilizado en sistemas que aprovechan la energía térmica del océano (OTEC), empleando la diferencia de temperatura entre el agua de mar en la superficie y la que se encuentra a gran profundidad en áreas tropicales y subtropicales.

El Noroeste de nuestro país posee un clima caracterizado por elevadas temperaturas durante el día y una alta heliofanía, alcanzando hasta un 85% de posibles horas de sol en los meses invernales. Por otra parte en el paisaje desértico de la zona subandina existen una gran cantidad de áreas deprimidas a la que convergen escasos cursos de agua temporarios, formándose lagunas o salares. Las sales se concentran en el fondo de esas depresiones que son cuencas de drenaje centrípeto y fondo chato, por lo tanto la propuesta consiste en emplear estas lagunas y/o salares para el abastecimiento de una poza solar. Empleando la diferencia de temperatura entre la superficie de la poza y la zona convectiva inferior, se cuenta con las condiciones necesarias para la generación de energía eléctrica. De esta manera se estaría aprovechando el escaso recurso hídrico y el alto nivel de radiación solar existente para la conversión de energía solar en eléctrica.

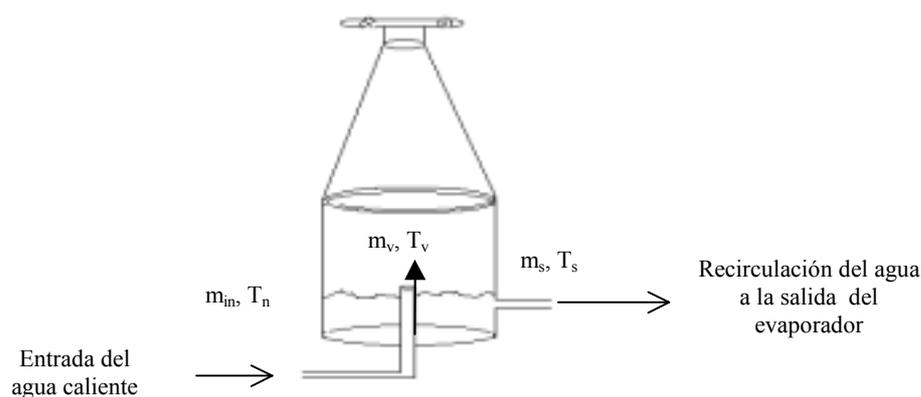


Figura 1: Esquema del evaporador a tubo vertical.

Este tipo de evaporadores presentan una mejor propuesta por las siguientes razones:

- ◆ Pequeño salto térmico.
- ◆ Bajas pérdidas de presión del lado líquido y del gas.

¹ Investigadora del CONICET

Proyecto parcialmente financiado por el CONICET

- ◆ Entrada simple y múltiples salidas.
- ◆ Alta efectividad.
- ◆ Volumen pequeño.
- ◆ Bajos costos de fabricación
- ◆ Baja susceptibilidad a la corrosión y a la suciedad.

En lo que respecta a la geometría del evaporador para el presente trabajo se consideró una geometría sencilla para poder medir y simular el fenómeno.

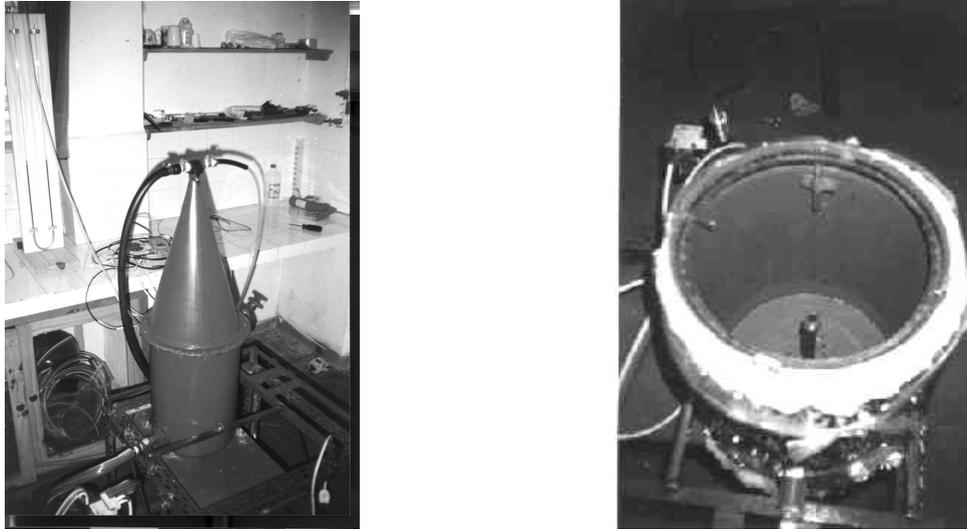


Figura 2: Vistas del evaporador

Un esquema del equipo se muestra en la Figura 1. El agua caliente ingresa al evaporador por su parte inferior. Cuando llega a la salida del tubo vertical se encuentra con una zona de menor presión, produciéndose la evaporación por flash. El vapor producido en el interior del recinto se condensa en el cono superior. El condensado se recoge en una canaleta situada entre la parte cónica y cilíndrica del evaporador. Este condensado constituye una medida aproximada de la cantidad de vapor producida por el equipo.

Las ecuaciones generales para flujos con dos fases fueron derivadas de numerosas formas Bouré (1978), Bouré y Reocreux (1972), Ishii (19990) y Delhaye (1990).

MODELO DE SIMULACION

Se utilizó el modelo homogéneo para el cálculo de la caída de presión a lo largo del tubo. Este modelo considera solamente relaciones en estado estacionario unidimensionales, y para la velocidad y densidad de cada una de las fases se utilizan sus valores medios. Se supone también, que la presión en cualquier sección normal al canal es uniforme y que la suma de las áreas ocupadas por las fases es igual al área de la sección transversal del mismo. El modelo homogéneo, que supone iguales velocidades en las fases vapor y líquido, es inadecuado para flujos con bajas velocidades.

Las hipótesis sobre las que se basa el modelo en forma resumida son:

- Iguales velocidades de vapor y de líquido.
- Equilibrio termodinámico entre las dos fases.
- Uso de un factor de fricción definido para una sola fase apropiado para el caso de dos fases.
- El flujo a través del tubo se encuentra en estado estacionario y adiabático.
- El tubo tiene un área de flujo constante.

Considerando la disminución de la presión a lo largo del tubo interno de evaporador, la temperatura del agua caliente resulta igual a la temperatura de saturación correspondiente a la presión local (dentro del tubo) por lo tanto, $P = P_{\text{sat}} (T_z = 0)$. El origen del sistema de referencia $z = 0$ se localiza en la superficie del líquido dentro del evaporador.

A partir de la ecuación de conservación de momento se encuentra que la caída de presión a lo largo del tubo está dada por:

$$\Delta P = \left(\frac{2 \cdot f_{\text{tp}} \cdot h \cdot G^2 \cdot v_f}{D} \right) \left[1 + \frac{x \cdot v_{fg}}{2 \cdot v_f} \right] + G^2 \cdot v_f \left(\frac{v_{fg}}{v_f} \right) x + \left(\frac{g \cdot \text{sen } \theta \cdot h}{v_{fg} \cdot x} \right) \text{Ln} \left(1 + x \frac{v_{fg}}{v_f} \right) \quad (1)$$

donde: $\Delta P = P_{z=0} - P_{z=h}$ (2), con f_{tp} : factor de fricción, h : altura activa del tubo, G : carga líquida, v_f : volumen específico de la fase líquida, v_{fg} : diferencia entre el volumen específico de la fase vapor y la fase líquida, D : diámetro del tubo interno, x : cualidad de vapor, g : aceleración de la gravedad, θ : inclinación del tubo respecto de la horizontal.

La ecuación (1) corresponde al caso en el que el líquido es evaporado desde una condición de entrada, temperatura de saturación del líquido con cualidad de vapor $x = 0$, a una mezcla de vapor líquido con una cualidad de vapor x . Se consideró un cambio lineal de x sobre la longitud h ($dx/dz = \text{constante}$). El tubo se encuentra en posición vertical, el ángulo de inclinación del tubo θ , respecto de la horizontal es igual a 90° .

El volumen específico del fluido homogéneo se define como el flujo volumétrico Q dividido por el flujo másico total W .

$$v = \frac{Q}{W} = [x v_g + (1-x) v_f] = [v_f + v_{fg} x] = \frac{j}{G} = \frac{1}{\rho} \quad (3)$$

con ρ : densidad promedio, j : velocidad superficial en el tubo. Teniendo en cuenta que las velocidades de vapor y de líquido son iguales, se puede poner:

$$u_f = u_g = u \quad u = Gv = j \quad (4)$$

con x , cualidad de vapor, se define el factor α que representa la proporción de burbujas de vapor.

$$\alpha = \frac{x v_f}{v} \quad (5)$$

Para evaluar el factor de fricción en las paredes del tubo f_{tp} se tiene en cuenta la viscosidad media μ . La forma de la relación entre μ y la cualidad x puede elegirse de manera tal que satisfaga las siguientes condiciones límites:

$$x = 0, \mu = \mu_f \quad x = 1, \mu = \mu_g \quad (6)$$

La relación usada para la viscosidad es la siguiente:

$$\mu = x \mu_g + (1-x) \mu_f \quad (7)$$

El factor de fricción f_{tp} resulta:

$$f_{tp} = 0.079 \left(\frac{GD}{\mu} \right)^{-0.25} \quad (8)$$

Siendo m_{in} es el caudal de entrada y A_{trans} el área transversal del tubo se define

$$G = \frac{m_{in}}{A_{trans}}, \quad \rho = \alpha \rho_g + (1-\alpha) \rho_l \quad (9)$$

La presión de saturación a la salida del tubo se calcula a partir de:

$$P_{z=h} = P_{z=0} - \left[\left(\frac{2.f_{tp}.h.G^2.v_f}{D} \right) \left[1 + \frac{x.v_{fg}}{2.v_f} \right] + G^2.v_f \left(\frac{v_{fg}}{v_f} \right) x + \left(\frac{g.\text{sen } \theta.h}{v_{fg}.x} \right) \text{Ln} \left(1 + x \frac{v_{fg}}{v_f} \right) \right] \quad (10)$$

Sustituyendo esta ecuación en el cálculo de la masa de vapor producida deducida de la teoría cinética de los gases se obtiene:

$$m'' = \sqrt{\left(\frac{M}{2.\pi.R} \right)} \cdot \left\{ \frac{P_{sat}(T_{z=h})}{\sqrt{T_{z=h}}} - \frac{P_{sat}(T_{sat})}{\sqrt{T_{sat}}} \right\} \quad (11)$$

$$m_{\text{vapor}} = m'' A_{\text{transversal}} \quad (12)$$

Teniendo en cuenta que la diferencia entre el calor sensible del agua a la entrada y el calor latente del cambio de fase, tenemos que:

$$m_{in} C_{pl} (T_{z=0} - T_s) = m_{\text{vapor}} h_{fg} \quad (13)$$

La definición habitual de la eficiencia térmica de este tipo de evaporador es:

$$\varepsilon_{\text{térmica}} = \frac{T_{z=0} - T_{sat}}{T_{z=0} - T_s} \quad (14)$$

En nuestras hipótesis la efectividad usada en el modelo es la siguiente:

$$\varepsilon = \frac{m_{\text{vapor}} h_{fg}}{m_{in} c_{pl} (T_{z=0} - T_{sat})} \quad (15)$$

RESULTADOS DE LA EXPERIENCIA Y LA SIMULACION

En la Figura 3 se muestra un esquema del equipo experimental utilizado. El mismo esta compuesto de una bomba de vacío, un medidor de presión, una bomba de desagote, un tanque de suministro de agua caliente y el evaporador propiamente dicho.

La temperatura del tanque de agua caliente, el caudal de entrada y la presión de vacío se modificaron de acuerdo a los requerimientos de las diferentes experiencias. Los datos de temperaturas fueron tomados por diferentes termocuplas instaladas en el equipo y conectadas a un NUDAM 6018 con su correspondiente conversor análogo digital con ocho canales de entrada. El sistema de toma de datos fue programado para adquirir valores cada 3 segundos. Los valores obtenidos fueron registrados en una PC personal

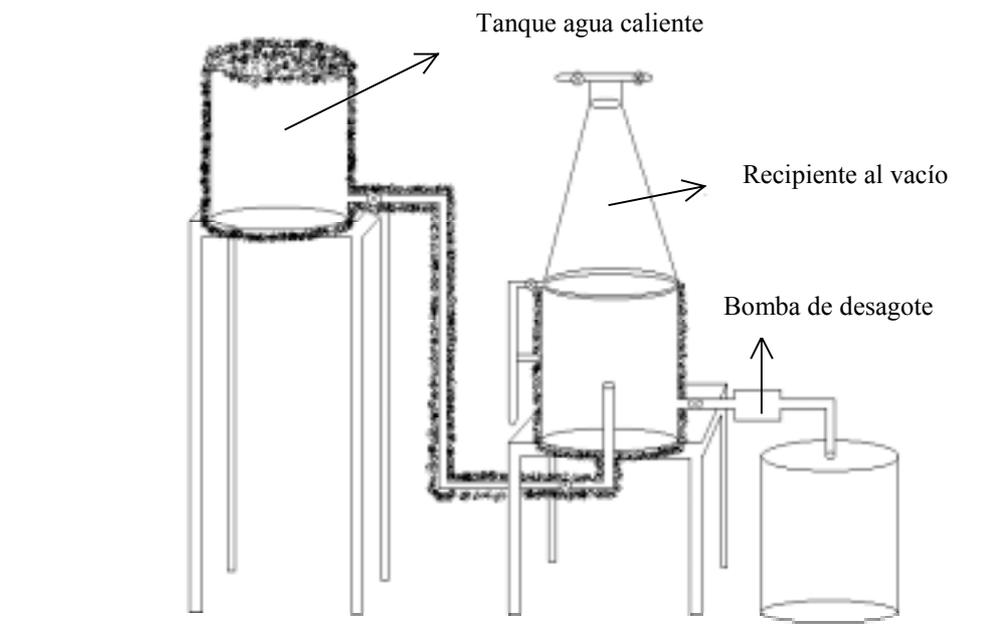


Figura 3: Diagrama del equipo experimental

En la tabla 1 se muestran las condiciones de las experiencias realizadas. El parámetro α representa la población de burbujas existentes a la salida del tubo interior del evaporador. Este parámetro fue ajustado a partir de los datos experimentales. Su interpretación se explica más adelante.

Tabla 1: Condiciones de las experiencias

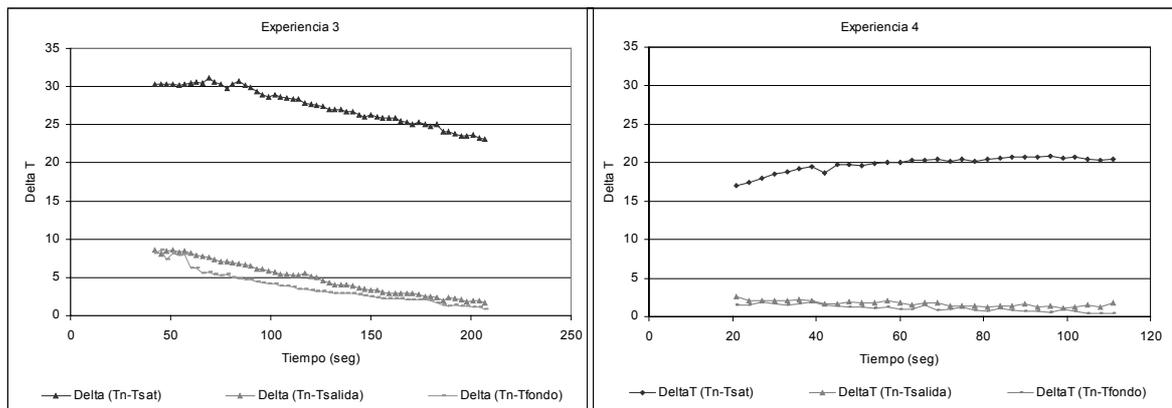
Experiencia	Caudal (kg/s)	Presión de Vacío		α (simulado)
1	0.13	0.35 at	35000 Pa	0.98
2	0.14	0.61 at	61000 Pa	0.96
3	0.15	0.45 at	45000 Pa	0.956
4	0.21	0.41 at	41000 Pa	0.82

Una diferencia importante entre ellas es que en las experiencias 1, 2 y 3 se trabajó con un caudal comprendido entre 0.13 kg/s y 0.15 kg/s, mientras que en la experiencia 4 el caudal fue de 0.21 kg/s. Esta diferencia de caudal hace que las diferencias de temperaturas en las experiencias 2 y 3 disminuyan a lo largo del ensayo, mientras que en la experiencia 4, las diferencias de temperaturas se mantienen prácticamente constantes. En el análisis de las eficiencias en los diferentes ensayos, se verá reflejado este hecho mas claramente.

Se han elegido para graficar las experiencias más significativas. En las gráficas 1 a 2 se muestran los valores de las diferencias de temperaturas entre la temperatura de entrada con respecto a la de saturación, temperatura de salida y temperatura del fondo del evaporador, en función del tiempo de duración de la experiencia.

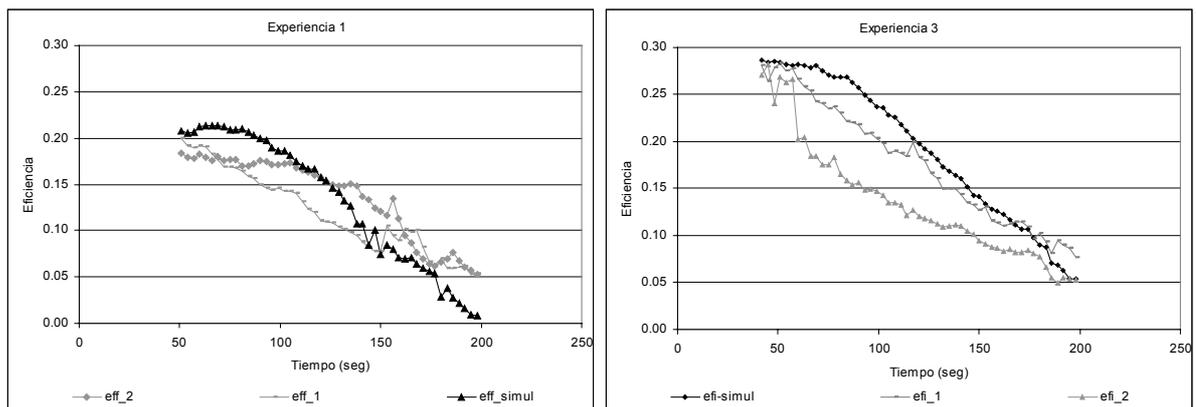
En las otras experiencias realizadas, cuyas gráficas no se muestran, se observa un comportamiento similar al descrito anteriormente.

Se puede observar que los valores de las eficiencias son mayores en el inicio de ambas experiencias decayendo a medida que se desarrolla la misma, debido a que las diferencias de temperaturas ya mencionadas disminuyen en el tiempo. Esto se debe al aumento de la presión en el recipiente ya que no todo el vapor generado se condensa. En la simulación se ha tenido en cuenta dicho aumento de presión por lo que se observa el mismo comportamiento.



Gráficas 1 - 2: Diferencia de Temperaturas

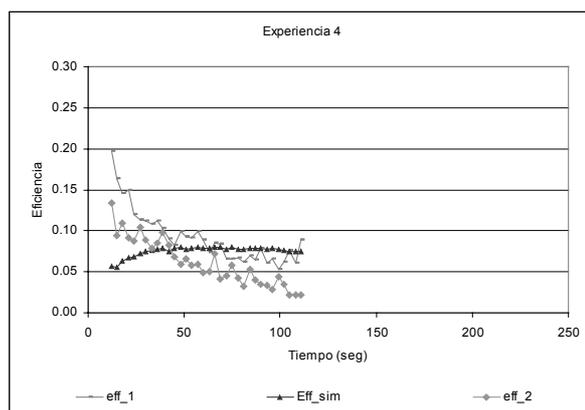
En las gráficas que se muestran a continuación se encuentran los resultados de las eficiencias térmicas medidas y calculadas a partir de aplicar las ecuaciones anteriores que conforman el modelo homogéneo. En estas curvas eff_1 es la eficiencia calculada teniendo en cuenta la temperatura medida a la salida del evaporador, mientras que para eff_2 se tuvo en cuenta la temperatura en la base del evaporador. eff_simul corresponde a los valores calculados con el modelo.



Gráficas 3 - 4: Valores de Eficiencias

Para estas dos situaciones, cuando se resuelven las ecuaciones, el modelo se ajusta con los valores de α mostrados en la Tabla 1. por lo tanto un valor alto de este parámetro implica una aumento en la eficiencia. A partir de esto se explica por qué la eficiencia simulada en la Experiencia 3 es mayor, debido a que el valor de α es considerablemente mayor. Otro factor a tener en cuenta en este análisis son los caudales con los que se trabajó en los distintos ensayos.

En la gráfica 5 se muestran los valores obtenidos para la experiencia 4. Las condiciones de trabajo pueden observarse en la Tabla 1, donde el caudal es mayor que en los ensayos anteriores. El parámetro de ajuste α resulta menor que en los casos anteriores debido al aumento del caudal, lo que implica una menor eficiencia.



Gráfica 5: Eficiencia para experiencia 4

CONCLUSIONES Y TAREAS FUTURAS

A partir de los resultados del presente trabajo y de los cálculos realizados aplicando el modelo homogéneo se puede construir un evaporador que funcione en forma más eficiente, para lo cual no sólo habrá que tener en cuenta las condiciones físicas, sino también la geometría del evaporador. Un aspecto importante en el diseño es considerar la altura activa del tubo, cuya variación no se ensayó.

De los valores presentados puede observarse que el modelo homogéneo se puede ajustar muy bien para los caudales de alrededor 0.13 - 0.15 kg/s. Como se dijo anteriormente el modelo no es adecuado para caudales bajos y no ajusta bien por debajo de 0.1 kg/s.

Según Zangrando, et. al (1990), la eficiencia de estos sistemas puede mejorarse considerablemente aumentando el área de evaporación (en las gotas de líquido) por lo que recomienda la colocación de mallas que mejoren la distribución del tamaño de gotas. En futuras experiencias se tendrá en cuenta lo señalado anteriormente.

ABSTRACT

As part of a major project on solar thermal power generation, steam production at low temperatures is being analyzed. In this paper the construction and measurements of a laboratory prototype of a spout (flash) evaporator are reported. The results are interpreted in terms of an existing phenomenological model.

BIBLIOGRAFIA

- Bharathan D., et al. (1990). *Conceptual desing of an open - cycle ocean thermal energy conversion net power producing experiment. SERI/TP 253-3616.*
- Bharathan D. and Penney T. (1984). Flash Evaporation from Turbulent Water Jets. *Journal of Heat Transfer, Vol.106, 407-416.*
- Collier J.G. and Thome J. R. (1996). *Convective Boiling and Condensation, Third Edition, pp. 34-72. Oxford Science Publications.*
- Ghiaasiaan S. M., et al. (1989). A Semi Empirical Model for an OC-OTEC Spout Flash Evaporator. *Ocean Energy Recovery, 275-287.*
- Nihous G. C. (1989). A Semi-Empirical Analysis of Spout Evaporators for Open Cycle Ocean Thermal Energy Conversion. *Jt. ASME/AIChE. National Heat Transfer Conference, 1-8.*
- Zangrando F., et.al. (1990) Results of scoping tests for open - cycle OTEC components operating with seawater, *SERI/TP 253-3561.*