

## SELECCIÓN DE UN SISTEMA DE APROVECHAMIENTO DEL GRADIENTE TÉRMICO DEL CARIBE MEXICANO

**Estela Cerezo Acevedo, Marcelo H. Sánchez Núñez, Víctor M. Romero Medina, Juan F. Bárcenas Grael**

Departamento de Ciencias Básicas e Ingeniería, Universidad del Caribe,

S.M. 78, Mza. 1, Lote 1, Esq. Fracc. Tabachines,

Cancún, Quintana Roo, C.P. 77509, México,

Tel. (998) 881 44 23,

[ecerezo@ucaribe.edu.mx](mailto:ecerezo@ucaribe.edu.mx)

**Francisco Ruiz Rentería, Edgar Escalante Mancera, Miguel Gómez Reali**

Unidad Académica de Sistemas Arrecifales, Instituto de Ciencias del Mar y Limnología,

Universidad Autónoma de México, Prolongación Av. Niños Héroes s/n

Domicilio conocido, Puerto Morelos, Q Roo, C.P. 77580, México

Tel. (998) 8710009,

[renteria@cmarl.unam.mx](mailto:renteria@cmarl.unam.mx)

### RESUMEN

Actualmente son pocos los países que utilizan la energía térmica de sus mares, por lo que este proyecto forma parte de un esfuerzo, conjunto llevado a cabo por el grupo de Energía Térmica del Océano del Centro Mexicano de Innovación en Energía-Océano (CEMIE-O) para aprovechar esta energía.

Los océanos cubren un poco más del 70% de la superficie de la tierra. Esto los hace el colector y sistema de almacenamiento de energía solar más grande del mundo. En la región de los océanos tropicales entre 15° de latitud norte y 15° de latitud sur la temperatura promedio en la superficie es de 28°C en un espesor de 35 a 100 m durante todo el año y a profundidades de 700 m a 1000 m se encuentran temperaturas de 4.4 °C, en la figura 1 se observan las diferencias de temperaturas entre la superficie y 1000 m de profundidad en los océanos. Los sistemas de Conversión de Energía Térmica del Océano (CETO o de sus siglas en inglés OTEC) aprovechan estas diferencias de temperaturas para generar electricidad. Las estimaciones del potencial energético señalan que la energía aprovechable debida el gradiente térmico marino es de 10,000 TWh/año siendo la potencia técnicamente disponible en el Caribe Mexicano de 2,000 MWe.

En este trabajo se presentan las consideraciones llevadas a cabo para la selección de: tipo de planta, componentes de la planta y fluido de trabajo así como también las primeras evaluaciones termodinámicas para la realización de la ingeniería básica de un prototipo del sistema OTEC que aproveche el gradiente térmico del mar Caribe para producir 100We.

### ABSTRACT

Nowadays few countries make use of the thermal energy contained in their Oceans. This project is part of an effort carried out by the OTEC group of the Mexican Center of Innovation in Ocean-Energy to make the most of this energy.

Oceans cover little more than 70% of the surface of the earth. This makes them the world's largest collector and storage system of solar energy. Within the tropical oceans, between 15° north latitude and 15° south latitude the average surface temperature is 28°C in a layer of 35 - 100 m thick throughout the year. At depths of 700 to 1000 m the temperature is about 4.4°C. Figure 1 shows the temperature gradient between surface and 1000m depth in the world ocean. Ocean Thermal Energy Conversion systems use these temperature differences to produce electricity. Estimates indicate that the potential energy due to marine thermal gradient is 10,000 TWh/y and in the Mexican Caribbean there are 2,000 MWe.

This paper discusses the considerations used to select the type of generating plant, it's components and working fluid as well as the first thermodynamic evaluations to conduct basic engineering of an OTEC prototype for the Mexican Caribbean thermal gradient to produce 100We.

Palabras claves: OTEC, CETO, Energía Térmica del Océano, Rankine, Prototipo.

### INTRODUCCIÓN

De acuerdo con Vega, la distribución vertical de la temperatura del Océano se puede representar como dos capas separadas por una interfaz. La capa superior es calentada por el sol y se mezcla hasta una profundidad de unos 100 m por el movimiento de las olas. La capa inferior se compone de agua fría formada en altitudes altas. La termoclina o interfaz a veces es marcada por un cambio brusco de temperatura pero generalmente el cambio es gradual. Esto implica que hay dos depósitos que proporcionan una fuente y un sumidero de calor requeridos para el funcionamiento de un motor térmico.

Evaluaciones muestran que las plantas OTEC instaladas en los océanos tropicales pueden ser operadas continuamente, sin efectos medioambientales, si la energía generada es limitada a  $0.19 \text{ MWe/km}^2$ . Esta cantidad de energía corresponde a un 0.07% de la energía solar absorbida convertida en electricidad. La idea de explotar la energía térmica de los mares la conceptualizó el físico francés Arsène d'Arsonval desde 1881 y los trabajos de George Claude que se llevaron a cabo de 1925 a 1940, la materializaron. Actualmente existen plantas de 100 kWe en operación, entre las cuales podemos mencionar las plantas OTEC de Okinawa en Japón y Makai ubicada en Hawaii, la cual provee electricidad a 120 familias.

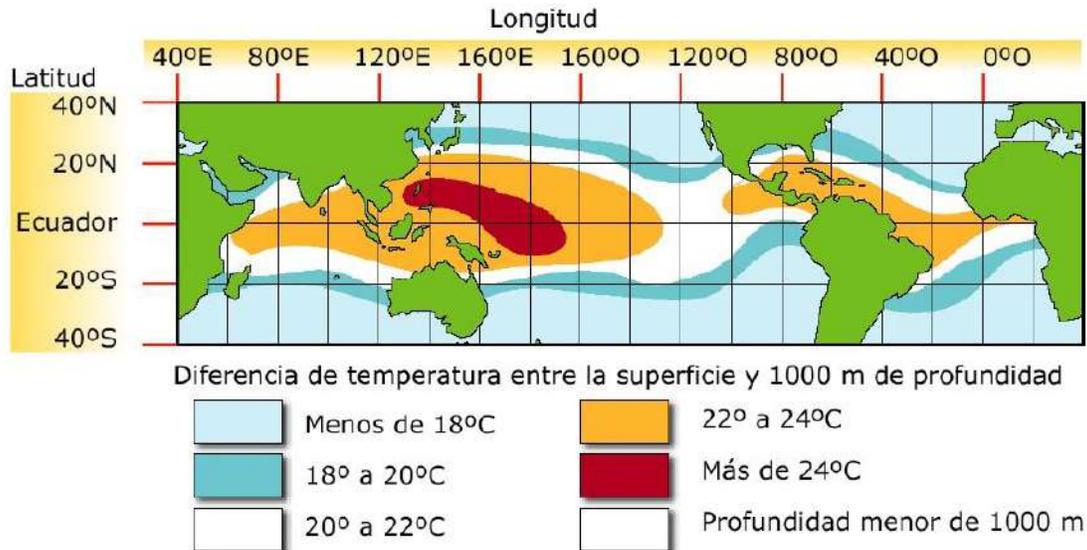


Figura.1. Mapa de gradientes térmicos marinos.

### SELECCIÓN DEL TIPO DE PLANTA.

Existen, en general dos tipos de plantas, ambos funcionan con el ciclo termodinámico Rankine pero se diferencian si el ciclo es cerrado o abierto. En el ciclo abierto (OTEC-CA) el fluido de trabajo es el agua de mar, esta es bombeada a una cámara en la cual la presión se reduce mediante una bomba de vacío o eyectores hasta a un valor suficientemente bajo para causar evaporación (5.63 kPa, 0.06 atm). El vapor a baja presión, después de pasar por la turbina, puede en principio ser descargado directamente en el océano como se observa en la figura 2. Sin embargo también puede ser enviado a un condensador enfriado por agua de mar profunda, generando una fuente de agua desalinizada.

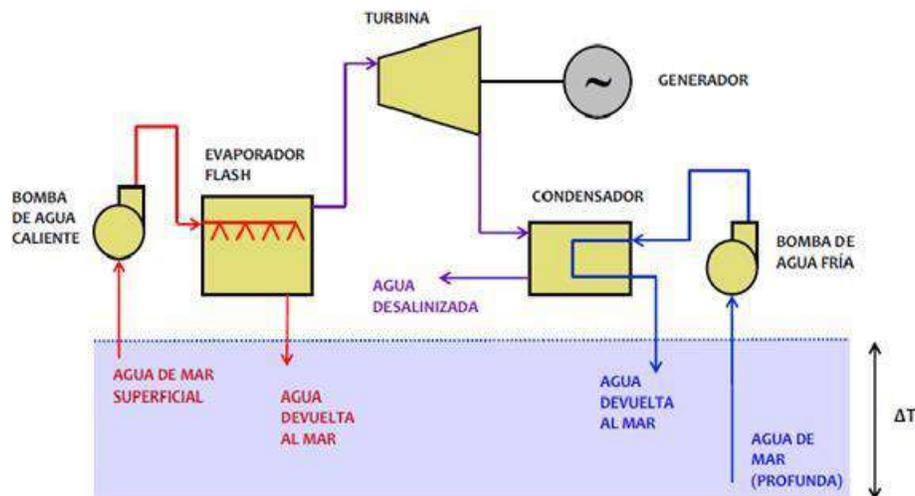


Figura 2. Planta OTEC ciclo Abierto. Fuente: Soto, A. R. A. (2012)

El Ciclo OTEC Cerrado (OTEC-CC) es básicamente igual al ciclo Rankine empleado en las plantas termoeléctricas, en estas el vapor condensado regresa a la caldera después de mover los álabes de la turbina. La diferencia recae en que el OTEC-CC trabaja con fluidos de bajo punto de ebullición, como el amoníaco ( $-33.34 \text{ }^\circ\text{C}$ ), propano ( $-42 \text{ }^\circ\text{C}$ ) o refrigerantes con presiones de trabajo del orden de 0.5 a 1 MPa.

Para seleccionar el tipo de planta OTEC adecuado para nuestro prototipo, se analizaron las ventajas y desventajas de ambos ciclos. Se seleccionó el ciclo OTEC-CC por: las bajas diferencias de presiones del ciclo abierto para operar la turbina (2.8 kPa) comparadas con 270 kPa para el ciclo cerrado usando amoníaco como fluido de trabajo, la baja eficiencia del ciclo y los grandes volúmenes específicos hacen que se requieran turbinas muy grandes, lo que es una limitación constructiva en plantas de tamaño comercial, además, el vacío necesario para evaporar y eliminar los gases reducen la potencia neta de salida del ciclo. Cabe señalar también que económicamente presenta mayores beneficios ya que el agua del mar profundo mantiene su baja temperatura (10-12°C) y sus propiedades minerales únicas después de usarse en la generación de energía, esta agua puede ser utilizada en la agricultura, la industria, la refrigeración y otros campos. Lo cual generará también un beneficio social y económico. La investigación continúa en múltiples usos de esta agua, abriendo nuevas formas de aprovechar los recursos y la energía del mar. Actualmente las plantas de mayor potencia funcionan con ciclo cerrado.

De esta selección se tiene que los componentes principales que conformarán el prototipo a construir son: 2 Intercambiadores de calor, 1 turbina-generador y 1 bomba.

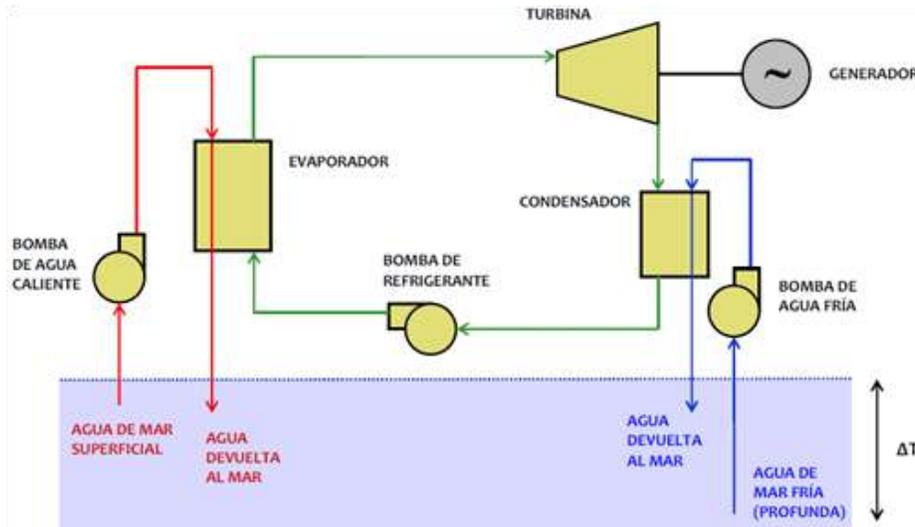


Figura 3. Planta OTEC ciclo cerrado. Fuente: Soto, A. R. A. (2012)

### GRADIENTE TÉRMICO DEL CARIBE MEXICANO

En 2014, J. Bárcenas obtiene 2,000 MWe de potencia disponible en el Caribe Mexicano, siendo los lugares OTEC potenciales: Isla de Cozumel, Punta Allen, Tulum, Sian Ka'an, Xcalac, Mahahual y Banco Chinchorro. Todas estas zonas cumplen con los gradientes térmicos mayores o igual a los 20°C y se encuentran a una distancia de la costa menor o igual a los 10 km. Así mismo se tiene un promedio anual para la temperatura mínima a 700 m de 7.69°C y la máxima superficial de 27.46°C.

### SELECCIÓN DEL FLUIDO DE TRABAJO.

La selección del fluido de trabajo es muy importante porque condiciona directamente las dimensiones de los intercambiadores y de la turbina. Los criterios de selección varían de acuerdo a los intereses de cada grupo de investigación. Sin embargo, de acuerdo a Marchand (1985), el fluido, por el bajo  $\Delta T$  debe tener una presión de vaporización y de condensación aceptable resultado de un compromiso entre: una presión lo suficientemente alta para que los flujos volumétricos en circulación permanezcan dentro de un rango aceptable y una presión moderada para no penalizar el dimensionamiento mecánico de los aparatos. De esta forma la selección del fluido de trabajo resulta de las consideraciones relativas a sus propiedades termodinámicas y térmicas que afectan a la turbina y los intercambiadores de calor y de consideraciones relativas a la facilidad de empleo y a la seguridad (toxicidad y flamabilidad). Todo esto se traducirá evidentemente en los costos del ciclo cerrado. Los fluidos que han sido más utilizados son: Los refrigerantes de masa molecular elevada como son: R-12, R-114, R-22, R-32, R-134a, R-152a, R-410a, entre otros. Hidrocarburos con masa molecular media: propano, butano y el amoníaco.

Para el dimensionamiento de la turbina se busca minimizar el flujo volumétrico para reducir la sección de los álabes y de la tubería de admisión [Marchand, 1985]. Este debe ser inversamente proporcional al producto de la presión ( $P_v$ ), entalpía de vaporación, ( $h_{lg}$ ) y el peso molecular ( $M$ ). Un valor máximo de este producto  $B$ , le corresponde el mínimo volumen requerido para la turbina, ductos y válvulas asociadas [Avery 1994].

$$B = P_v \Delta h_{lg} M \quad 1$$

Para el dimensionamiento de los intercambiadores, se busca disminuir su superficie de intercambio, que se obtiene de la fórmula siguiente:

$$A = \frac{\dot{Q}}{U_o \Delta T_m} \quad 2$$

Donde:  $\dot{Q}$  = flujo de calor (W).  $U_o$  = Coeficiente global del intercambiador (W/m<sup>2</sup> °C).  $A$  = Área del intercambiador (m<sup>2</sup>).

Por lo que se debe disminuir la resistencia térmica  $R_o$  ( $1/U_o$ ) entre la pared y el fluido. Para la condensación del vapor en tubos verticales u horizontales de diámetro  $D$ , el coeficiente de calor  $h$  puede ser expresado por la relación de Nusselt [Avery, 1994].

$$h = \left[ \frac{k^3 \rho^2 h_{lg}}{D \mu \Delta T} \right]^{1/4} \quad 3$$

Donde  $k$  es la conductividad térmica ( $W/m^\circ C$ ),  $\rho$  densidad del líquido ( $kg/m^3$ ) y  $\mu$  viscosidad dinámica. Para una temperatura dada y diámetro de tubo se tiene,

$$h = \text{constante} \left( \frac{k^3 \rho^2 H_{lg}}{\mu} \right)^{1/4} = \text{constante} \times \phi \quad 4$$

Un máximo valor de  $\phi$  está asociado con una mínima área de intercambiador de calor.

Se realizó una tabla de valor, para los refrigerantes ecológicos: R-134a y R-152a, y R-410a considerando los factores: GWP (Global-Warming Potencial),  $\phi$ ,  $\beta$  y costos.

Tabla 1. Propiedades de fluidos de trabajo.

PROPIEDAD	R-134a	R-152a	R-410a
$\beta$	9,448,719.00	8,557,000.00	16,970,000.00
$\phi$	172.6	200.00	198.00
GWP	1430	140	2088
Flamabilidad	2	2	1
Toxicidad	A	A	A
Costos [\$/kg]	128.01	93.5	132.15

Fuente: Elaboración propia

En la Tabla 2 podemos observar que, de acuerdo a las ponderaciones asignadas, el mejor refrigerante para este estudio es el R-152a.

Tabla 2. Calificaciones.

Factor	Calificación		
	R-134a	R-152a	R-410a
$\beta$	10.60	0.00	100.00
$\phi$	0.00	100.00	92.70
GWP	33.78	100.00	0.00
Costos [\$/kg]	10.71	100.00	0.00
TOTAL	12.78	55.00	48.18

Fuente: Elaboración propia.

## EVALUACIONES TÉRMICAS.

A partir del conocimiento del fluido de trabajo se realizaron las primeras evaluaciones del ciclo termodinámico OTEC-CC considerando las siguientes suposiciones: Condiciones estacionarias de operación. Los cambios en las energías cinética y potencial son insignificantes. Se consideran la turbina y la bomba isentrópicas. El agua de mar a la entrada del evaporador tiene una temperatura de  $25^\circ C$  por lo cual consideramos que vapor saturado de 152a sale del evaporador a  $T = 20^\circ C$ . El agua de mar a la entrada del condensador tiene una temperatura de  $5^\circ C$  por lo cual consideramos que a esta temperatura el fluido de trabajo entra al condensador a  $T = 10^\circ C$ .

Las evaluaciones térmicas se realizaron con el programa Engineering Equation Solver (EES), en la tabla 4 y figura 4 se muestran los resultados obtenidos para producir 100 We más el 2% que se le suministrará a la bomba.

## CONCLUSIONES.

Existen 10,000 TWh/año de energía térmica en los océanos que podrían ser utilizados; en el Caribe Mexicano específicamente se cuentan con de 2,000 MWe, siendo los lugares OTEC potenciales: Zonas en la Isla de Cozumel, Punta Allen y Tulum, Sian Ka'an, Xcalac, Mahahual y Banco Chinchorro. De acuerdo al perfil de temperatura del Caribe Mexicano se determinó que las condiciones iniciales de temperaturas son:  $25^\circ C$  para el agua de mar superficial y  $5^\circ C$  a 700 m de profundidad

En este trabajo se seleccionó un sistema OTEC de ciclo cerrado por las dimensiones esperadas de la turbina y de acuerdo a las ponderaciones asignadas el mejor fluido de trabajo resultó ser el R-152a además de ser compatible con el cobre, material de la tubería y equipo que se tiene planeado utilizar.

El análisis de los fluidos para la selección del fluido de trabajo y las evaluaciones termodinámicas se llevaron a cabo con el programa EES ya que cuenta con una gran base de datos de fluidos y sus propiedades termodinámicas.

Como era de esperarse la eficiencia máxima es muy baja ( $\eta = 6.7\%$ ) para este tipo de plantas ya que la diferencia de temperatura entre la fuente y el sumidero de calor es muy pequeña ( $20^\circ\text{C}$ ), por lo tanto su eficiencia térmica será mucho menor ( $\eta = 3.3\%$ ) en comparación con otras plantas que utilizan el ciclo Rankine, como son las termoeléctricas; sin embargo, cabe resaltar que no se consumen combustibles fósiles y la fuente de calor es gratuita e inagotable. Así mismo se observó que se utilizaría solamente el 2% de la potencia producida por el generador para alimentar a la bomba.

Con los datos obtenidos en este trabajo se llevará a cabo el diseño y construcción de los componentes del prototipo OTEC-CC seleccionado.

Tabla 3. Resultados del ciclo OTEC-CC.

Eficiencia de Carnot (%)	6.7
Eficiencia térmica (%)	3.3
P2 (kPa)	513.6
P1 (kPa)	373.3
x	0.987
flujo másico (kg/s)	0.01568

Fuente: Elaboración propia.

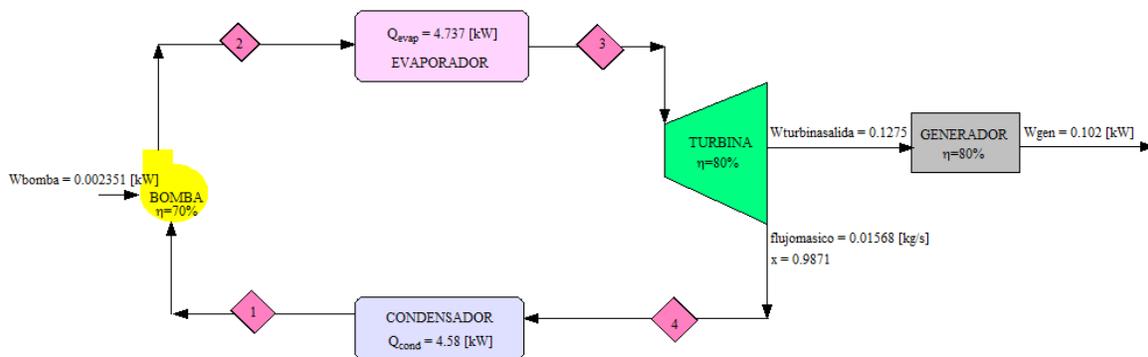


Figura 4. Diagrama del Ciclo OTEC cerrado.

Fuente: Elaboración propia.

## REFERENCIAS.

- Avery, William H. y Wu, Chin. (1994). Renewable energy from the ocean: a guide to OTEC. U.S.A.: Oxford University Press. Research Triangle Institute.
- Bárceñas, G. J. F. (2014). Evaluación del potencial energético renovable del Caribe Mexicano. Tesis de maestría no publicada, Instituto de Ciencias del Mar y Limnología, UNAM, México, D.F. México.
- Çengel, Y. A. (2012). Termodinámica. (7° ed.). Mc Graw Hill. México, D.F. México.
- Departamento de Energía de los Estados Unidos (DOE). Consultado en <http://www.energy.gov/eere/energybasics/articles/ocean-thermal-energy-conversion-basics>
- Kempener R. & Neumann F. (2014). Ocean Thermal Energy Conversion-Technology Brief. International Renewable Energy Agency
- Marchand, P. (1985). L'énergie thermique des mer. Francia. Institut Français de Recherche pour l'exploitation de la mer IFREMER. ISBN 2905434.05.8
- Masatsugu A & Tadayosi T. (2006). Open-Cycle OTEC Systems with Freshwater Product: Effects of Noncondensable Gases on Performance of Condenser. *Electrical Engineering in Japan* 154(1), 1021–1026.
- Mc Gowan, J. G. (1976). Ocean thermal energy conversion—A significant solar resource. *Solar Energy* 18(2), 81-92.
- Soto, A. R. A. (2012). Aumento de eficiencia de Centrales termoeléctricas y nucleares usando energía oceánica térmica. Tesis de maestría no publicada, Escuela de Ingeniería, Pontificia Universidad Católica De Chile, Santiago de Chile, Chile.
- S.A. Klein and F.L. Alvarado. (1992). Engineering Equation Solver EES Manual. Chart Software. Middleton, USA.
- Twidell John y Weir, Tony (2006) Renewable Energy Resources, (2a ed.). Taylor and Francis. USA
- Vega L. A. (2012). Encyclopedia of Sustainability Science and Technology. Springer.