



Revista de Ingeniería

ISSN: 0121-4993

reingeri@uniandes.edu.co

Universidad de Los Andes

Colombia

Ospina, Carlos; Pinilla, Álvaro

Desarrollo de una bomba reciproante de doble efecto para desalinización de agua por medio de  
ósmosis inversa

Revista de Ingeniería, núm. 27, mayo, 2008, pp. 49-55

Universidad de Los Andes

Bogotá, Colombia

Disponible en: <http://www.redalyc.org/articulo.oa?id=121015057005>

- ▶ Cómo citar el artículo
- ▶ Número completo
- ▶ Más información del artículo
- ▶ Página de la revista en redalyc.org

redalyc.org

Sistema de Información Científica

Red de Revistas Científicas de América Latina, el Caribe, España y Portugal  
Proyecto académico sin fines de lucro, desarrollado bajo la iniciativa de acceso abierto

# Desarrollo de una bomba reciproante de doble efecto para desalinización de agua por medio de ósmosis inversa

## Double-acting Reciprocating Pump for Water Desalination with Reverse Osmosis

Recibido 13 de Septiembre de 2006, aprobado 28 de agosto de 2007

### Carlos Ospina

Ingeniero Mecánico, Magíster en Ingeniería Mecánica. Universidad de los Andes. Bogotá D.C., Colombia.

### Álvaro Pinilla

Ph.D. Profesor titular, Departamento de Ingeniería Mecánica, Facultad de Ingeniería, Universidad de los Andes. Bogotá D.C., Colombia.

apinilla@uniandes.edu.co 

#### PALABRAS CLAVES

Desalinización de agua, desplazamiento positivo, ósmosis inversa, sistemas de bombeo.

#### KEY WORDS

Positive displacement, pump systems, reverse osmosis, water desalination.

#### RESUMEN

El presente artículo describe el trabajo realizado en el desarrollo de un sistema de bombeo para desalinización con membranas de ósmosis inversa. El sistema debe cumplir con requerimientos de alta presión (4.8 MPa) y bajos caudales (3.78 L/min), para operar la membrana de ósmosis inversa en su rango de mínimo consumo energético. Para cumplir este objetivo se desarrolla un sistema de desplazamiento positivo de acción simple y doble efecto, impulsado con un motoreductor cíclico. La bomba desarrollada es evaluada experimentalmente bajo condiciones de laboratorio. El análisis de los resultados evidencia altas eficiencias de conversión de energía a lo largo del ciclo de bombeo. Posteriormente, el sistema de bombeo es evaluado en conjunto con una membrana de ósmosis inversa, obteniéndose resultados satisfactorios en cuanto a tasas de flujo y concentraciones de permeado. El diseño cumple con los requisitos para sustituir sistemas de bombeo usados en la actualidad, tecnológicamente más complejos y al mismo tiempo más costosos.

#### ABSTRACT

The present paper describes the work carried out in the development of a pump system for water desalination in a small reverse osmosis plant. The system must satisfy high pressure (4.8 MPa) and low flow rates (3.78 L/min) to operate the reverse osmosis membrane in its minimum energy consumption range. In order to achieve this objective, a positive displacement pump system (single action double effect) driven by a cyclo speed reduction was developed. The system was tested under laboratory conditions. The analysis of the results shows high energy conversion efficiencies throughout the pumping cycle. The equipment was validated based on the acceptable flow and permeates concentration results. This design is able of replacing actual pump systems that are technologically complex and at the same time more expensive.

## INTRODUCCIÓN

El proceso de ósmosis inversa (OI) se usa para desalinizar agua salobre. Éste se destaca por su bajo consumo energético, comparado con otros procesos de desalinización que se realizan en regiones costeras, la cuales carecen de agua potable adecuada para el consumo humano.

Pinilla y Moreno [1] ilustran el desarrollo de una pequeña planta para desalinización de agua por OI diseñada para operar en la región de la alta Guajira Colombiana, donde no existe conexión con las redes nacionales de acueducto y electricidad. La pequeña planta es energizada con el recurso eólico y fue desarrollada para el abastecimiento de pequeñas comunidades indígenas (rancherías).

Una planta desalinizadora la conforman, primordialmente, el equipo de bombeo y la membrana de OI. El primero representa cerca del 40% del costo total de la planta, lo que hace más difícil su promoción como solución tecnológica. Una bomba para tal aplicación alcanza un valor de US\$ 2 500. Una alternativa es el desarrollo de un sistema de bombeo tecnológicamente más simple y cuya manufactura sea viable por entidades capacitadas de la zona. Sistemas con tales características son inexistentes en la industria colombiana y su único acceso es por importación directa [2].

Las bombas usadas en plantas de OI son de desplazamiento positivo reciprocatante de alta velocidad, acción múltiple, efecto múltiple y recorridos cortos [1]. Estas condiciones de operación requieren diseños complejos y procesos de manufactura complicados. El manejo de altas cargas dinámicas a menores velocidades permite tamaños mayores y máquinas más simples, lo cual posibilita tanto un diseño más accesible como manejar alta eficiencia de manera global en el sistema [3]. Bombas con estas características no existen en el comercio ya sea por su baja presión de trabajo, su excesivo caudal o su imposibilidad de manejo de agua con alta concentración de sales disueltas [2].

## BOMBA DE ACCIÓN SIMPLE CON DOBLE EFECTO

Los requerimientos hidráulicos de la membrana de OI inversa para desalinización de agua de mar y operación en el mínimo rango de consumo energético son: presión máxima de 5.5 MPa (800 psi) y caudal de entrada a la membrana de 3.78 L/min (1 gpm). Se necesita entregar un pequeño caudal a una alta presión; para esto se desarrolla un sistema de bombeo de desplazamiento positivo reciprocatante de baja velocidad, largo recorrido, de acción simple y doble efecto.

La bomba desarrollada es impulsada con un motor eléctrico de potencia nominal igual a 745 W (1 hp) a velocidad nominal de 1 750 rpm. El motor tiene acoplado un ciclo reductor con relación de 87:1, por lo que se obtiene una velocidad de excitación de la bomba de 0.33 rps (20 rpm) y un momento-par máximo de 335 Nm. Un mecanismo biela manivela se encarga de convertir el movimiento rotacional en movimiento lineal reciprocatante en el vástago. La bomba de acción simple con doble efecto aprovecha todo el recorrido del pistón en la cámara de bombeo, lo cual permite entregar el mismo caudal con menores tamaños del equipo teniendo menores fuerzas presentes en él para trabajar a la misma presión.

Todo el sistema de bombeo se construyó en acero inoxidable AISI 304, esencial para la operación con agua salobre (35 000 mg/L de sales disueltas). Un esquema del sistema desarrollado se ilustra en la Figura 1.

El equipo está diseñado para trabajar a una presión máxima de 6.9 MPa (1 000 psi). Las válvulas de cheque

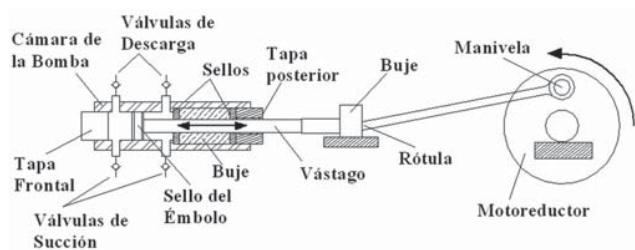


Figura 1. Equipo desarrollado.

en la succión y descarga controlan el funcionamiento del sistema de acción simple y doble efecto. Por consideraciones en el diseño de bombas de doble efecto, el diámetro del pistón es de 44.45 mm (1.75 in) y el diámetro del vástago es de 19 mm (0.75 in) con una carrera del pistón de 80 mm. Al operar la bomba a velocidad de 20 rps se logra entregar un caudal cercano a 3.78 L/min. El equipo, operando con una presión de 4.8 MPa (700 psi), ejerce fuerzas en el vástago de 8.6 kN, por lo cual demanda gran robustez en su montaje.

#### MODELAJE TEÓRICO

Wilson [4] describe el comportamiento de un sistema de bombeo de desplazamiento positivo de manera teórica mediante dos ecuaciones, (1) y (2), que modelan la entrega y momento-par del sistema, respectivamente.

$$Q = Dn - \frac{c_s D \Delta P}{2\pi} \quad (1)$$

$$T = \frac{\Delta PD}{2\pi} + c_f \frac{D}{2\pi} \Delta P + c_d D \mu n + T_c \quad (2)$$

El primer término en el lado derecho de cada ecuación describe el comportamiento ideal. Estas ecuaciones son complementadas con términos adicionales que identifican pérdidas de entrega y aumento del momento par requerido para el bombeo, por la geometría y configuración interna del equipo. Es preciso aclarar que la ecuación (1) no tiene en cuenta la pérdida de caudal entregado debido al retraso en la apertura y cierre de las válvulas, causantes de la disminución en el caudal entregado por la bomba. La ecuación (2) hace referencia al momento-par promedio en un ciclo de bombeo, el cual (se asume) se comporta de manera sinusoidal.

El coeficiente  $C_s$  en la ecuación (1) proporciona valor al caudal de fugas en los sellos, dada la presión de trabajo del equipo. En la ecuación (2), el coeficiente  $C_f$  cuantifica la fricción seca presente en el interior del

sistema.  $C_d$  evalúa la oposición del fluido de trabajo al movimiento del pistón por efectos viscosos y  $T_c$  representa el momento-par inicial, que es independiente de la presión de trabajo y la velocidad de excitación de la bomba. El valor numérico de cada uno de estos coeficientes se determina experimentalmente con la medición de las variables representativas del equipo durante su funcionamiento a diferentes presiones y velocidades. La imposibilidad de operar la bomba desarrollada a diferentes velocidades hace que los dos últimos términos de la ecuación (2) se asuman constantes para este diseño. Para tal efecto, la suma de estos dos últimos términos es un momento-par que tiene en cuenta la pérdida de energía y se representa como  $T_p$  en la ecuación (3) [2].

$$T_p = c_d D \mu n + T_c \quad (3)$$

Se define, además, la eficiencia volumétrica como la relación entre el caudal real y el caudal ideal, expresada en la ecuación (4); y la eficiencia mecánica como la relación entre el momento-par ideal y el momento-par actual para la velocidad de excitación de la bomba, como se expresa en la ecuación (5).

$$\eta_v = 1 - c_s \frac{\Delta P}{2\pi \mu n} \quad (4)$$

$$\eta_m = \frac{1}{1 + c_f + \frac{2\pi}{D} \frac{T_p}{\Delta P}} \quad (5)$$

En la ecuación (4), se encuentra entonces el Número adimensional de Sommerfeld, el cual se define como:

$$S = \frac{2\pi \mu n}{\Delta P}$$

La presencia del número de Sommerfeld en cada una de las expresiones anteriores permite entender el comportamiento de la bomba de manera adimensional y así predecir el comportamiento del equipo para diversas condiciones de operación, distintas a las logradas en la experimentación (Figura 6). Así, se puede pronosticar el desempeño de la bomba si se desea cambiar el fluido de trabajo, la velocidad o la presión [4].

## EVALUACIÓN HIDRÁULICA Y MECÁNICA DE LA BOMBA DE DOBLE EFECTO

La evaluación de la bomba se realizó al medir las variables representativas del sistema a lo largo de un ciclo de bombeo, validando así la teoría explicada anteriormente. Se midió la presión con un transductor de presión de máxima capacidad 6.9 MPa (1 000 psi) colocado a la salida de las válvulas de descarga. El desplazamiento del pistón se midió con un transductor de desplazamiento LVDT (Linear Voltaje Displacement Transducer) con un rango máximo de 10 mm ubicado en el vástagos; y la fuerza transmitida por vástagos se midió con una celda de carga diseñada y fabricada en el conector del sistema posterior al buje exterior (Figura 1). Todos los transductores alimentan una tarjeta de adquisición de datos LABJACK que permite adquirir la información en tiempo real directamente en el computador, a una tasa de muestreo de 50 datos por segundo. La presión de trabajo se varía con una válvula de relajación ubicada en la descarga del equipo, para trabajar en un rango de presiones de 1.3 MPa (200 psi) hasta 6.9 MPa (1 000 psi). El caudal entregado es medido en cada ciclo para las distintas condiciones de operación con el uso de una pipeta graduada. La Figura 2 muestra el banco de pruebas construido para el equipo. La experimentación se realizó luego de que el equipo completo alcanzó 7 000 ciclos de operación continua bajo carga. Cada uno de los puntos mostrados en las Figuras 4 a 6 es el resultado de 6 pruebas realizadas en el equipo. El error mostrado en los puntos experimentales es el resultado del error promedio de las seis mediciones realizadas.

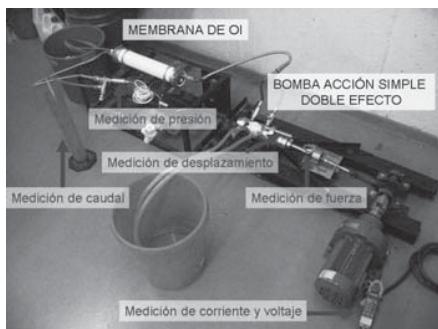


Figura 2. Banco de pruebas construido.

## ANÁLISIS DE RESULTADOS

Se puede observar en la Figura 3 cómo la distribución de fuerza experimental tiene un comportamiento semejante al comportamiento teórico, pero su magnitud es un poco mayor debido a la fricción de partes móviles y el arrastre producido por el fluido con el movimiento del pistón. También se puede ver cómo el retraso en la apertura de las válvulas y la compresión de aire presente en el agua afecta la fuerza.

Con la medición de la fuerza se puede conocer el momento-par en el ciclo reductor para cada presión de trabajo. Del diagrama de Momento-par promedio (rms) vs. Presión de trabajo (Figura 4), se puede conocer la pendiente y el término constante de la ecuación lineal que plantea Wilson [4]. Experimentalmente la relación entre el momento-par y la presión de trabajo se describe por la ecuación (6). La tendencia lineal es típica y corrobora el comportamiento pronosticado por la teoría. De esta manera se conoce el valor del coeficiente de fricción seca y el valor de  $T_p$ .

$$\text{Torque} = 52.63\Delta P + 12.79 \text{ (Nm)} \quad (6)$$

La Figura 5 muestra la diferencia entre el caudal obtenido y el caudal teórico para cada presión de trabajo. Así, se tiene el valor numérico del coeficiente de fugas implícito en la pendiente e indicado en la ecuación (1) y se deduce la ecuación experimental (7). Tanto en la Figura 5 como en la ecuación (7) se puede observar un caudal de fuga constante ( $S$ ) en el equipo, no previsto por la ecuación (1). Este término corrobora el funcionamiento real de las válvulas presentes en el equipo y un retraso en su apertura. De la misma forma, la tendencia es consecuente con la teoría planteada.

$$Q_s = 0.8P + 0.8 \text{ (mL}^{-1}) \quad (7)$$

De este resultado se deducen los valores de los coeficientes que predicen teóricamente la eficiencia del equipo.

$C_f$	0.00627
$C_s$	0.1067
$T_p$ (Nm)	12.795

La eficiencia volumétrica se cuantifica como la relación entre el caudal real en un ciclo de operación y el caudal teórico según las dimensiones y velocidad del equipo. La eficiencia mecánica se define como la relación de potencia entregada al agua y la potencia transmitida por el vástago en un ciclo de bombeo. La Figura 6 muestra el comportamiento experimental del equipo y evidencia alta eficiencia mecánica dentro del sistema, semejante a lo reportado por Wilson [4]. Este resultado muestra conservación de energía a lo largo del proceso de bombeo, característica importante para la futura aplicación del equipo. El bajo valor de la eficiencia volumétrica se debe al retraso en el ángulo de apertura de las válvulas

de cheque, ya sea para succión o descarga. Este fenómeno se demuestra a través del diagrama indicador de presión para cada condición de trabajo. El diagrama para una presión de trabajo de 4.8 MPa (700 psi) es ilustrado en la Figura 7, donde los ángulos de apertura son mayores a  $50^\circ$  y los ángulos de cierre mayores a  $35^\circ$ . Teóricamente, cada uno de estos ángulos deben ser cero, lo cual garantiza el uso de todo el recorrido del pistón para el bombeo. También tiene influencia el no llenado de la cámara de la bomba al momento de realizar la succión, por el mismo retardo en las válvulas de admisión; así, parte del recorrido expande y comprime aire, disminuyendo el volumen desplazado.



Figura 3. Comportamiento experimental y teórico de la fuerza en el Vástago a 4.8 MPa (700 psi).

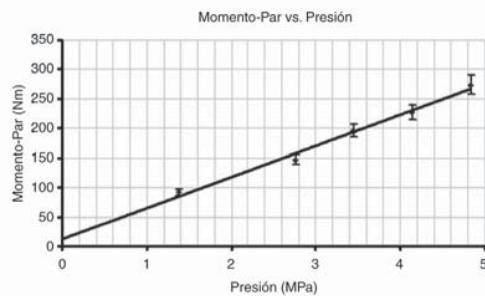


Figura 4. Momento par vs. Presión.

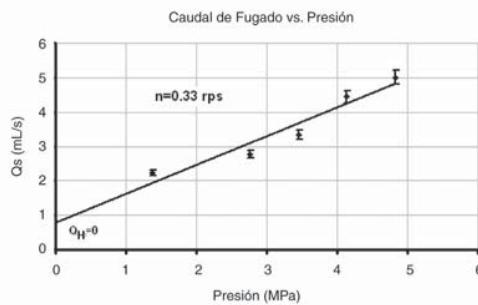


Figura 5. Caudal de Fugado vs. Presión.

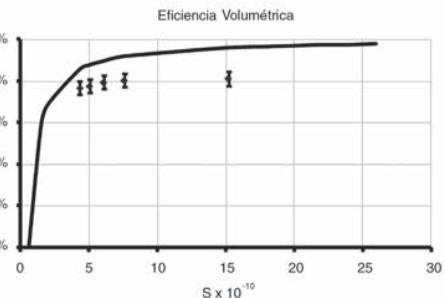
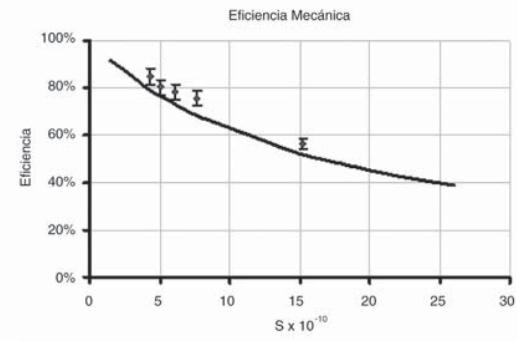


Figura 6. Comportamiento del equipo desarrollado.

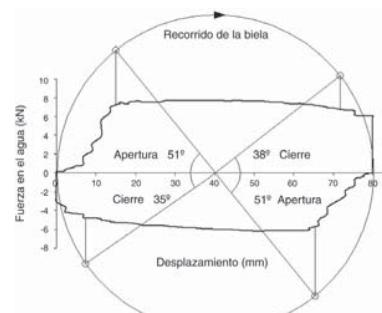


Figura 7. Diagrama Indicador 4.8 MPa (700 psi).

## PRUEBAS CON LA MEMBRANA DE OI

Se validó el comportamiento de la bomba como parte del sistema, acoplándola a la membrana de desalinización. Se preparó agua salada con una concentración de 28 000 mg/L de sal disuelta. La determinación de la salinidad del agua se realizó midiendo la conductividad de la misma. Un esquema de la alimentación a la membrana se muestra en la Figura 8, donde se puede ver cómo la membrana recibe un caudal de alimentación (agua salada) y entrega caudales de concentrado y permeado. El caudal de concentrado es mayor que el permeado y contiene las sales removidas por la membrana. Por su parte, el permeado contiene menor cantidad de sales disueltas que el caudal de alimentación y es el caudal objetivo de estudio, ya que esto representa la solución al problema de agua potable.

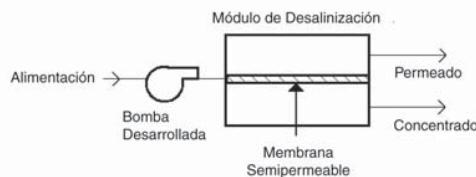


Figura 8. Esquema de sistema desalinizador.

El comportamiento de la membrana de OI con el sistema de bombeo desarrollado se muestra en la Figura 9. Un caudal permeado de 0.22 L/min con concentraciones inferiores a 1 500 mg/L de sales disueltas hacen del sistema desalinizador (membrana de OI & equipo de bombeo desarrollado) una solución a la necesidad de agua potable para pequeñas comunidades. Es importante que el caudal de recuperación no supere el 13% para asegurar el uso seguro de la membrana de OI según el fabricante. Este porcentaje se define como la razón entre el caudal permeado y la suma de caudal permeado y concentrado. De manera simultánea, se expone los resultados experimentales reportados con el uso de un sistema de bombeo convencional de alto costo [1]. Se observaron comportamientos similares y valores numéricos cercanos entre los resultados de las dos experimentaciones. Lo anterior valida la bomba desarrollada como solución al problema de costo y complejidad tecnológica en la pequeña planta

de OI. El resultado del trabajo realizado evidencia un sistema innovador como solución de bombeo de agua salobre para desalinización con OI en aplicaciones de baja potencia. Los resultados de la experimentación con la membrana sitúan a la bomba desarrollada en condición de sustituir los sistemas de bombeo usados en [1] y poder tener comportamientos aceptables de la pequeña planta de OI.

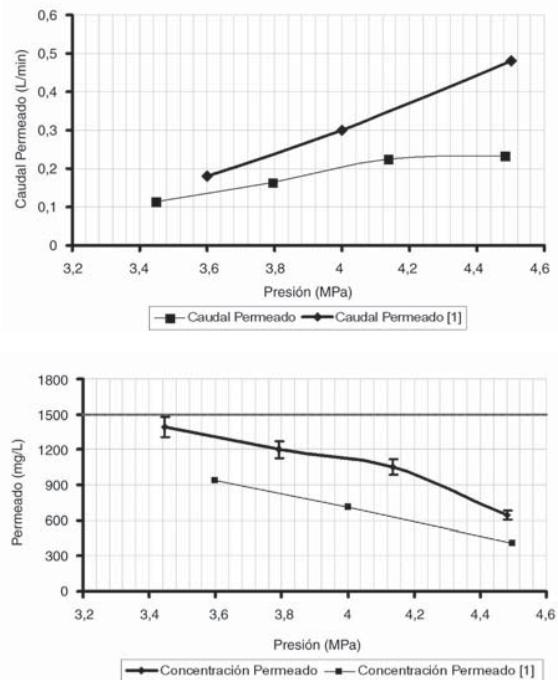


Figura 9. Pruebas con la membrana de OI.

## CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

El trabajo realizado exploró la posibilidad de reemplazar los equipos de bombeo importados, usados actualmente para desalinización de agua por OI, por un diseño tecnológicamente más sencillo, fabricable en Colombia y de menor costo, con el propósito de operar en una pequeña planta de desalinización de bajo consumo de potencia. Se desarrolló un equipo de bombeo de baja velocidad capaz de suplir los requerimientos hidráulicos de la membrana de OI; el diseño presenta adecuadas eficiencias mecánica, volumétrica

y general a lo largo de su operación, condiciones necesarias para su operación en una planta energizada con el recurso eólico de zonas costeras en la alta Guajira colombiana. El desempeño de la membrana de OI alimentada con el equipo probado es comparable con el obtenido usando sistemas de bombeo comerciales de más alto costo y tecnología más compleja [5]. De la misma manera, muestra un adecuado desempeño siendo tecnológicamente más simplelo cual evidencia un avance en el diseño respecto a desarrollos previos y base del presente trabajo [6]. Este equipo es un desarrollo preindustrial y probado bajo condiciones de laboratorio, por lo que, al momento de pretender ser industrializado, requiere ajustes tecnológicos con partes y elementos comerciales. Al mismo tiempo y para tal efecto, se recomienda el robustecimiento del sistema de prefiltrado en la planta de desalinización. Las válvulas de succión y descarga presentan alta sensibilidad a la presencia de partículas sólidas dentro del fluido, desmejorando el desempeño del equipo de bombeo. Trabajos futuros deben enfocarse en el robustecimiento de las válvulas del equipo así como a la búsqueda de mejores alternativas en los materiales de los sellos en el pistón, dada la alta salinidad del fluido de trabajo. Es necesario realizar experimentación con la membrana de OI en estado transiente para observar el comportamiento del equipo de bombeo a fluctuaciones de potencia.

## REFERENCIAS

### [1] A. Pinilla and F. Moreno.

“Preliminary experimental study of a small reverse osmosis wind-powered desalination plant”. *Journal of Desalination*, No. 171, 2004, pp. 257-265.

### [2] J. Ospina.

*Desarrollo de una bomba reciproante de doble efecto para desalinización de agua con osmosis inversa*. Tesis de Maestría. Departamento de Ingeniería Mecánica, Universidad de los Andes, Bogotá D.C., Colombia, 2006.

### [3] J. Ospina.

*Instrumentación de una bomba de desplazamiento positivo para desalinización de agua por osmosis inversa*. Proyecto de grado. Departamento de Ingeniería Mecánica, Universidad de los Andes, Bogotá D.C., Colombia, 2005.

### [4] W.E. Wilson.

*Performance criteria for positive displacement pumps and fluid motors*. Londres: Rapid City, S. Dak, 1949.

### [5] A. Ramírez.

*Desarrollo de un sistema de control para desalinización de agua, en plantas de osmosis inversa, operadas con energía eólica*. Tesis de Maestría. Departamento de Ingeniería Mecánica, Universidad de los Andes, Bogotá D.C., Colombia, 2005.

### [6] C. Vásquez.

*Diseño, construcción y prueba de concepto de una bomba accionada por un medio mecánico para osmosis inversa*. Tesis de Maestría. Departamento de Ingeniería Mecánica, Universidad de los Andes, Bogotá D.C., Colombia, 2004.

## BIBLIOGRAFÍA

### A.E. Pinilla y C.J. Ospina.

*Desarrollo de un sistema de control para los procesos de desalinización de agua con base en plantas de ósmosis inversa, operados con sistemas de energía no convencional*. Proyecto COLCIENCIAS. Informe Técnico Final. Julio 2006.