

# ACONDICIONADOR DE AIRE DE CICLO ABIERTO CON DESECANTES LIQUIDOS REGENERADOS POR VIA SOLAR

Graciela Lesino †, Diego Saravia †  
INENCO.

Universidad Nacional de Salta  
Calle Buenos Aires 177  
4400 - Salta. ARGENTINA

## RESUMEN

Se desarrolla un sistema de aire acondicionado con ciclo abierto. El aire exterior es enfriado mediante deshumidificación cuasi-isoterma y enfriamiento evaporativo. El desecante es una solución de cloruro de calcio que se regenera con energía solar. El presente ciclo ha sido elegido pues se espera obtener un mejor COP que con otros diseños previamente investigados en nuestro instituto.

## INTRODUCCION

Tradicionalmente se acondiciona el aire enfriándolo hasta un punto suficiente como para bajar su temperatura y deshumidificarlo. La condición final puede ser realizada recalentando el aire enfriado y saturado, logrando entonces, condiciones de confort.

En los últimos años los sistemas de enfriamiento con desecantes han recibido una atención considerable debido a su habilidad de aceptar fuentes de calor a baja temperatura, usar aire como fluido de trabajo y no usar HCFC ni CFC [5].

Además, pueden ser competitivos en costos con los ciclos convencionales [4].

Las características termodinámicas de sus procesos los hacen apropiados para ser utilizados con energía solar o gas [6].

Este tipo de sistemas han ganado interés creciente en las últimas dos décadas [10], [1]. Los acondicionadores propuestos trabajan con desecantes sólidos y líquidos y con diferentes tipos de ciclos y sistemas de transferencias.

En el presente trabajo se desarrolla un ciclo determinado. En él el aire ambiente se enfría por deshumidificación cuasi isoterma y enfriamiento evaporativo. El desecante que se usa es solución de cloruro de calcio que se regenera con energía solar.

---

\*SAPIU - CONICET

†Becario del CONICET

# ACONDICIONADOR DE AIRE DE CICLO ABIERTO CON DESECANTES LIQUIDOS REGENERADOS POR VIA SOLAR

Graciela Lesino †, Diego Saravia †  
INENCO.

Universidad Nacional de Salta  
Calle Buenos Aires 177  
4400 - Salta. ARGENTINA

## RESUMEN

Se desarrolla un sistema de aire acondicionado con ciclo abierto. El aire exterior es enfriado mediante deshumidificación cuasi-isoterma y enfriamiento evaporativo. El desecante es una solución de cloruro de calcio que se regenera con energía solar. El presente ciclo ha sido elegido pues se espera obtener un mejor COP que con otros diseños previamente investigados en nuestro instituto.

## INTRODUCCION

Tradicionalmente se acondiciona el aire enfriándolo hasta un punto suficiente como para bajar su temperatura y deshumidificarlo. La condición final puede ser realizada recalentando el aire enfriado y saturado, logrando entonces, condiciones de confort.

En los últimos años los sistemas de enfriamiento con desecantes han recibido una atención considerable debido a su habilidad de aceptar fuentes de calor a baja temperatura, usar aire como fluido de trabajo y no usar HCFC ni CFC [5].

Además, pueden ser competitivos en costos con los ciclos convencionales [4].

Las características termodinámicas de sus procesos los hacen apropiados para ser utilizados con energía solar o gas [6].

Este tipo de sistemas han ganado interés creciente en las últimas dos décadas [10], [1]. Los acondicionadores propuestos trabajan con desecantes sólidos y líquidos y con diferentes tipos de ciclos y sistemas de transferencias.

En el presente trabajo se desarrolla un ciclo determinado. En él el aire ambiente se enfría por deshumidificación cuasi isoterma y enfriamiento evaporativo. El desecante que se usa es solución de cloruro de calcio que se regenera con energía solar.

\*SAPIU - CONICET

†Becario del CONICET

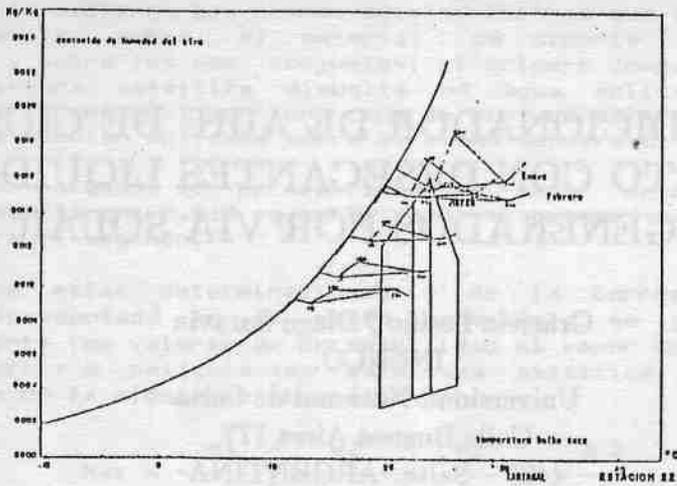


Figura 1: Diagrama Bioclimático.

	Total	V	M	<14	14-24	25-64	>64
Tartagal	31556	15911	15645	11841	6862	11650	1203
Oran	32910	16100	16810	12823	6791	12132	1164

Tabla 1: Población 1991

Se eligió este ciclo porque se espera tener mejor COP que con otros diseños previamente investigados en nuestro instituto [2], [3].

Se escogió al Cloruro de Calcio entre otros desecantes por su bajo costo y disponibilidad.

Se piensa utilizar esta tecnología en la ciudad de Tartagal, ubicada en una región cálido-húmeda del norte de la Provincia de Salta. Fig. 1

Muchos edificios en Tartagal tienen acondicionadores de aire tradicionales y consecuentemente un consumo eléctrico de pico elevado. La Fig. 3 muestra el consumo eléctrico de la ciudad de Tartagal sobre líneas urbanas (1) y rurales (2) en días calientes (máx) y fríos (mín). Usando estos datos se puede hacer una estimación grosera de la cantidad de máquinas existentes, alrededor de unas 830. La Tabla 1 muestra la población de Tartagal y Orán (ciudad vecina a Tartagal).

## DESCRIPCION DEL SISTEMA

Un esquema del sistema se muestra en la Fig. 4. La Fig. 5 representa la evolución del aire a través del sistema. la tabla 2 presenta las propiedades del aire en distintos puntos del sistema.

Una mezcla de iguales masas de aire desde el exterior y del ambiente acondicionado es impulsada

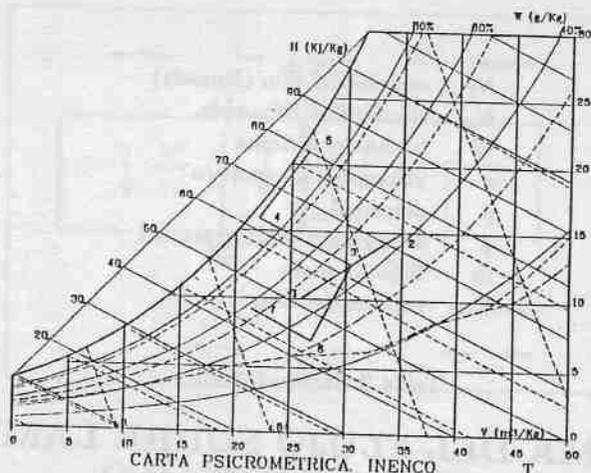


Figura 4: Evolución del Aire.

por un ventilador hacia dos circuitos distintos.

En uno de ellos, el aire se enfría en un enfriador evaporativo A, es enviado hacia un deshumidificador-enfriador C y es expulsado al exterior.

En el otro circuito, el segundo flujo se deshumidifica con una solución concentrada de cloruro de calcio y se enfría por el primer flujo. Luego se enfría más aún por un enfriador evaporativo B y es enviado al espacio acondicionado.

Un colector solar especialmente diseñado regenera la solución. Esto se puede hacer mientras funciona el equipo o en cualquier momento de la estación o del año.

El sistema ha sido dimensionado para acondicionar una pequeña casa construida algunos años atrás para testeo de equipos. La carga térmica está estimada en 2000 W y la carga de vapor en 1.45 Kg/hr. En cada circuito el flujo de aire es de 725 Kg/hr.

## EQUIPO DE DESHUMIDIFICACION

El deshumidificador-enfriador consiste en una serie de ductos paralelos, intercambiadores de masa y calor donde ambos flujos están alternados. Las paredes de intercambio de calor de los ductos están construidos en plástico cubiertos por telas en ambos lados.

El objetivo principal en el diseño del sistema es reducir la pérdida de carga en el movimiento de aire, y por lo tanto, reducir el consumo de electricidad.

La construcción del equipo requiere resolver algunos problemas. Primero se probó realizar la unión de la tela al plástico por calentamiento, pero luego se consiguieron mejores resultados utilizando pegamento. Se realizó un test de duración con distintos tipos de telas y métodos de unión.

La soldadura de las láminas de plástico para formar los ductos requiere la construcción de una herramienta manual que consiste en un calentador de agua cubierto de teflón.

Se obtuvo una distribución regular del líquido sobre las telas usando tubos de cobre perforados.

$N_T$	espesor del film (Nusselt)
$N_{Re}$	Número de Reynolds.
$W$	ancho del sistema
$\nu$	viscosidad cinemática
$\rho$	densidad
$g$	aceleración de la gravedad
$\dot{m}$	flujo de masa
$\delta$	espesor del film

Tabla 3: Nomenclatura.

## EL PROBLEMA DEL FLUJO SOBRE LAMINAS.

El primer paso es evaluar el área de interfaz y el ancho del film.

La superficie del film es fuertemente aumentada por las ondas superficiales y la turbulencia. En esta etapa del trabajo no estamos considerando el aumento de superficie debido a las ondas, lo cual es una hipótesis conservadora. De hecho el área siempre aparece multiplicada por el coeficiente de transferencia en las medidas experimentales.

El primer problema en la evaluación del espesor del film, relacionado con el fenómeno de ondas, es evitar el secado de zonas o la separación del filme. En el sistema propuesto esto es realizado por las telas pegada. a las paredes plásticas del ducto. Las telas redistribuyen el agua e incrementan la resistencia al flujo.

La longitud de desarrollo del film es pequeña comparada con la longitud total del sistema. El espesor del film está definido en términos de un parámetro adimensional  $N_T$  y expresamos además el número de Reynolds:

$$N_T = \delta \frac{g \sin \Theta^{\frac{1}{2}}}{\nu^2} \quad N_{Re} = \frac{\dot{m}}{\rho W \nu}$$

La transición de flujo laminar a turbulento ocurre entre 200 y 500. Newell [7] presenta numerosas correlaciones y resultados; mostramos las expresiones: analítica, para film turbulento y correlación empírica combinada para  $N_T$ :

$$N_T = (3N_{Re})^{\frac{1}{2}} \quad N_T = \left(\frac{3N_{Re}^2}{590}\right)^{\frac{1}{2}} \quad N_T = 0.3693^{\frac{1}{2}} N_{Re}^{\frac{1}{2}}$$

La tela tiende a aumentar el espesor del film en relación con los resultados sin telas. Una manera de estimar el aumento es expresar el espesor del film como suma de dos términos: uno que represente el espesor sin tela y otro, el "volumen" de la tela mojada. Este "volumen" se puede estimar midiendo la cantidad de agua retenida por la tela luego de dejarla escurrir. Se realizaron experimentos sobre una celda de transferencia elemental y los resultados están de acuerdo con las correlaciones empíricas.

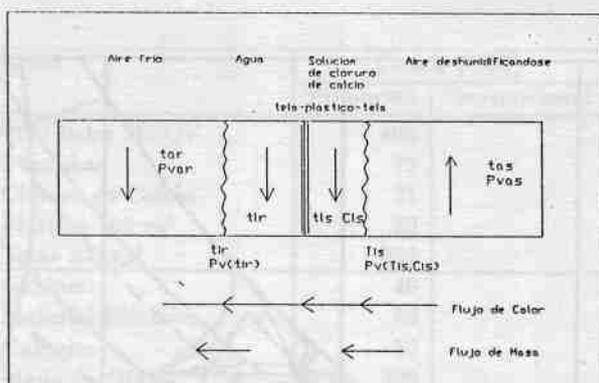


Figura 5: Modelo de transferencia

## ANÁLISIS DEL FLUJO SIMULTANEO DE CALOR Y MASA

El proceso en el deshumidificador-enfriador involucra transferencia simultánea de calor y masa en ambos lados de la pared y transferencia de calor a través de la misma.

El potencial impulsor para la transferencia de masa es la presión parcial del vapor de agua en el aire y en el desecante o agua en la interface líquido-gaseosa a cada lado de la pared. Las condiciones de la interface son función de la concentración del desecante y de la temperatura.

Una representación esquemática de una sección diferencial se muestra en la Fig. 6.

Se realizó una librería de funciones con las propiedades del aire húmedo y de las soluciones de cloruro de calcio. [8]

La condición de interface está determinada al resolver las ecuaciones para el elemento diferencial por un algoritmo de búsqueda de raíces. La altura del equipo se divide en secciones.

Al empezar el cálculo todos los datos se ponen en las condiciones iniciales. En cada paso de tiempo el programa resuelve las ecuaciones para todas las secciones, y luego utilizando ecuaciones de balance, "mueve" el sistema de acuerdo con velocidades predeterminadas. El programa de simulación traza la evolución del sistema a lo largo del tiempo y se detiene ante un estado estacionario.

El programa es relativamente flexible y ha sido testeado contra ejemplos de torres de enfriamiento en la bibliografía [11].

Se diseñó y construyó un generador de aire húmedo el cual ha sido parcialmente probado [9]. La Fig. 7 muestra la salida del programa para la torre bajo distintas condiciones en el aire de entrada y la temperatura del agua. El sistema construido trabaja correctamente y se usa para enviar aire hacia la celda elemental de transferencia que esta siendo investigada.

Se realizaron simulaciones del deshumidificador-enfriador. Para este sistema los resultados son las temperaturas y concentraciones desconocidas del aire y los líquidos, junto con los perfiles de temperatura a lo largo de la torre. Los resultados numéricos y las evaluaciones paramétricas no se presentan aquí, porque se necesitan resultados experimentales para ajustar los coeficientes de transferencia. El punto importante es que el comportamiento global del sistema es el esperado.

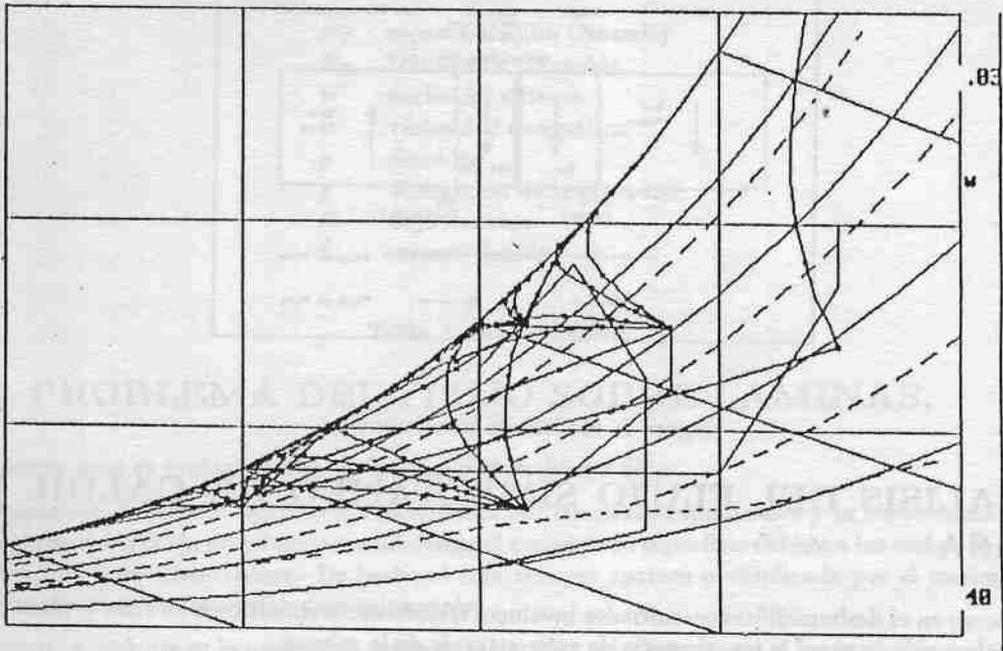


Figura 6: Simulaciones de la torre.

Con el programa se estimó el área de transferencia en  $100 \text{ m}^2$ , usando datos de la literatura, pero estos datos tienen una dispersión considerable entre las distintas fuentes causadas por distintos tipos de experiencias y expresiones (global y local).

Cuando el equipo experimental esté listo se confirmaran los procedimientos de diseño y se determinarán los parámetros que ahora han sido estimados.

## ESTIMACION DE COSTOS

La estimación de costos se ha hecho sobre la base de que U\$S 1 dolar equivale a \$ 1. Todos los costos son de distribuidores de equipo standard. El consumo eléctrico fue estimado bajo la suposición de que el equipo se usa 1200 horas/año. El costo del Kwh se supuso como U\$S 0,11 incluyendo impuestos. El equipo convencional usa 1200w y el que acá describimos unos 400 w. La Tabla 4. presenta una estimación de costos comparativos.

## CONCLUSIONES

Se ha predimensionado y dise nado un sistema completo para acondicionar aire con ciclo abierto y utilizando energía solar. Se realizaron los estudios de prefactibilidad. Se obtuvieron resultados preliminares utilizando modelos numéricos, pero es necesario realizar experimentos para ajustar parámetros. En la actualidad se está construyendo un prototipo para testeo y evaluación.

Items	Costos (U\$S)	
	Propuesto	Convencional
Ventilador .33 CV	408	
2 bombas	72	
Cloruro de Calcio	21	
Plástico 100 m <sup>2</sup>	29	
Telas 200 m <sup>2</sup>	252	
Gabinete	40	
Material Eléctrico	80	
Cañerías	50	
Mano de Obra	300	
Costo total / valor	1252	1000
Consumo eléctrico 5 años	220	660
Mantenimiento 3%años	187	150
Total	1659	1810

Tabla 4: Costos Comparativos.

## REFERENCIAS

- [1] Performance studies for an experimental solar open cycle liquid dessiccant air dehumidification system. *Solar Energy*, 44(3):123-125, 1990.
- [2] L. Cardón y G. Lesino. Regeneración de soluciones de cloruro de calcio para su uso en deshumidificación. En *ASADES*, 1984.
- [3] Luis Cardón, Graciela Lesino, y G. Chiarito. Acondicionamiento de aire mediante deshumidificación y enfriamiento evaporativo. En *ASADES*, 1985.
- [4] J.E. Cox y C.R. Mirv. Cfc and alternatives. *ASHRAE Journal*, 31(11):5, 1989.
- [5] V.E. Denny. Ozone friendly cooling. *Popular Science*, July 1990.
- [6] G. Meckler. Gas electric cold air systems. *ASHRAE Journal*, 32(6):52, 1990.
- [7] T. A. Newell. An investigation of direct absorption receiver falling film flow characteristics. Personal Comm.
- [8] Diego Saravia. Desarrollo de una calculadora psicrométrica. Presentado en el Tercer Encuentro Académico Tecnológico. Universidad de la Plata. IBM.
- [9] Diego Saravia. Generación de aire húmedo. diseño y construcción de un equipo. Informe interno INENCO.
- [10] G. Scalabrin y Scaltriti. A liquid sorption-desorption system for air conditioning with heat at lower temperature. *Journal of Solar Energy Engineering*, 112:70, 1990.
- [11] J.L. Threlkeld. *Ing. del Ambito Térmico*. 1973.

## Consumo Electrico

Tartagal (1)- Salv.Mazza y Mosconi (2)

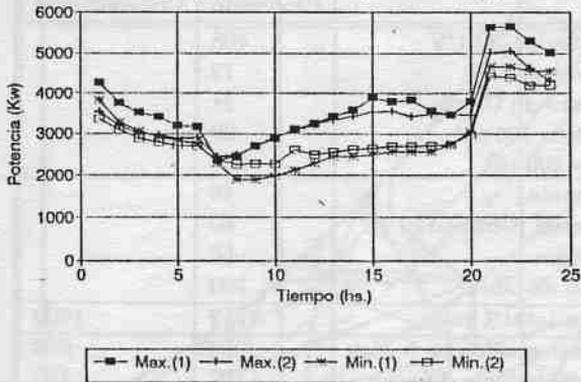


Figura 2: Diagrama de Carga para Tartagal.

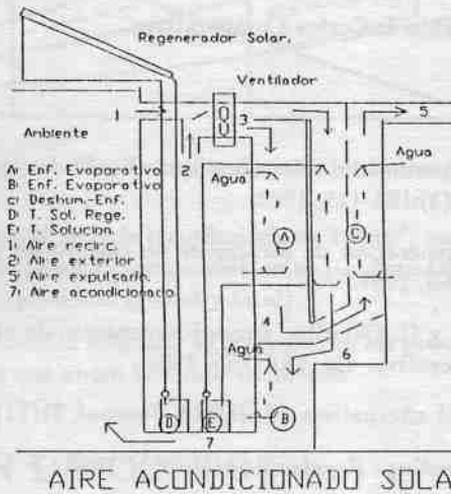


Figura 3: Esquema del Sistema

Punto	T	W	WR	H
1	26	10.0	47.4	51.6
2	35	15.0	42.2	73.9
3	30.5	12.5	45.5	62.65
4	22.04	15.9	95.0	62.65
5	26.51	21.0	95.0	80.15
6	26.9	7.0	31.5	44.9
7	21.5	9.2	57.2	44.9

Tabla 2: Datos del aire.