

UNIVERSIDAD NACIONAL DE GENERAL SARMIENTO  
INSTITUTO DE CIENCIAS



---

**Desarrollo y Validación de un Modelo  
Físico-Matemático para un Sistema de  
Refrigeración Solar basado en Ciclos de  
Adsorción**

---

Mariella Mateo

TESIS PARA OPTAR POR EL TÍTULO DE:  
DOCTORA EN CIENCIA Y TECNOLOGÍA

Director:

Dr. Rodolfo Echarri

Buenos Aires, Abril 2025



# Agradecimientos

## **Personales**

A mi director Rodolfo Echarri, por apostar en mí desde el primer y hasta el último momento de este largo y pedregoso proceso, por su mentoría para ayudarme a crecer, por mostrarme mis errores para mejorar, por el privilegio de su amistad durante estos 10 años. A la Dra. Inna Samsón por la oportunidad de formar parte de su equipo de investigación, en el que obtuve enriquecedoras experiencias.

A mis valiosas amistades por su seguimiento y buena fe, especial mención a mi hermano Jaime y cuñada Diana por siempre estar ahí, y a aquellos que comparten el mismo camino; la familia que la física me regaló.

## **Institucionales**

Al Instituto Tecnológico de Santo Domingo, en cuyo Laboratorio de Energías Alternativas inicié mi carrera de investigación. Al Ministerio de Educación Superior Ciencia y Tecnología, por su financiamiento en las etapas iniciales de este trabajo. Al Ministerio de la Juventud, por apoyar una parte de mis estudios de doctorado a través de la Beca Idelisa Bonnelly.



# Abstract

---

## **Desarrollo y Validación de un Modelo Físico-Matemático para un Sistema de Refrigeración Solar basado en Ciclos de Adsorción**

Se desarrolla un modelo matemático que simula el comportamiento de un sistema de refrigeración solar basándose en las dimensiones de los componentes de los prototipos y del par refrigerante utilizado (carbón activado y metanol), así como de factores externos dependientes de su ubicación geográfica, tales como la radiación solar incidente y la temperatura ambiente. El modelo se implementa computacionalmente en lenguaje c++, y es validado con datos experimentales de 3 prototipos, y se demuestra su superioridad en cuanto a las predicciones en comparación con otros modelos. Se muestra como el modelo desarrollado permite diseñar prototipos más eficientes.

**Palabras Clave:** Refrigeración solar por adsorción, modelo transitorio, simulación numérica.

---

## **Development and Validation of a Physical-Mathematical Model for a Solar Refrigeration System based on Adsorption Cycles**

In this work is shown the development of a mathematical model that simulates the behaviour of a solar refrigeration system based on the dimensions of the prototype components and the working pair used (activated carbon and methanol), as well as taking in account external factors that depend on its geographical location, such as incident solar radiation and ambient temperature. The model is implemented in c++ language and validated with experimental data from 3 prototypes, demonstrating its superiority of predictions compared to other models. It is shown how the developed model allows for the design of more efficient prototypes.

**Keywords:** Solar adsorption refrigeration, transient model, numerical simulation.

---



# Tabla de Contenido

|   |             |
|---|-------------|
| <b>Lista de Figuras</b>                                       | <b>xi</b>   |
| <b>Lista de Tablas</b>  | <b>xiii</b> |
| <b>1 Introducción</b>   | <b>1</b>    |
| 1.1 Antecedentes . . . . .                                    | 1           |
| 1.2 Refrigeración Solar por Adsorción . . . . .               | 4           |
| 1.2.1 Principio de Funcionamiento de un SRSA . . . . .        | 6           |
| 1.3 Estado del Arte . . . . .                                 | 8           |
| 1.4 Objetivo y Metodología . . . . .                          | 11          |
| 1.5 Estructura del Trabajo . . . . .                          | 12          |
| <b>2 Absorbedor o Regenerador</b>                             | <b>13</b>   |
| 2.1 Suposiciones del Modelo . . . . .                         | 14          |
| 2.2 Conservación de la Materia . . . . .                      | 15          |
| 2.3 Conservación de la Energía . . . . .                      | 18          |
| 2.4 Conservación del Momento Lineal . . . . .                 | 20          |
| <b>3 Colector Solar</b>                                       | <b>21</b>   |
| 3.1 Conservación de Energía . . . . .                         | 22          |
| 3.1.1 Radiación Solar Incidente . . . . .                     | 22          |
| 3.1.2 Intercambio de Calor . . . . .                          | 24          |
| 3.2 Temperatura Ambiente . . . . .                            | 26          |
| <b>4 Condensador, Evaporador y Cámara Fría</b>                | <b>29</b>   |
| 4.1 Condensador . . . . .                                     | 29          |
| 4.2 Evaporador . . . . .                                      | 32          |
| 4.3 Cámara Fría . . . . .                                     | 34          |
| <b>5 Experimentos</b>   | <b>37</b>   |
| 5.1 Par Refrigerante . . . . .                                | 38          |
| 5.1.1 Obtención de Isotermas de Adsorción . . . . .           | 38          |
| 5.1.2 Parámetros de la Interacción . . . . .                  | 40          |
| 5.1.3 Energía de Adsorción . . . . .                          | 42          |
| 5.2 Porosidad Intergranular . . . . .                         | 42          |
| 5.2.1 Determinar $\epsilon$ a partir de la Densidad . . . . . | 43          |
| 5.2.2 Determinar $\epsilon$ a partir del Volumen . . . . .    | 44          |

|          |   |           |
|----------|---|-----------|
| 5.3      | Coefficiente de Darcy $K_d$ . . . . .                                 | 45        |
| 5.3.1    | Modelo Teórico . . . . .  | 45        |
| 5.3.2    | Determinación Experimental . . . . .                                  | 46        |
| <b>6</b> | <b>Resolución Matemática</b>  | <b>49</b> |
| 6.1      | Condiciones Iniciales y de Borde . . . . .                            | 51        |
| 6.2      | Discretización . . . . .  | 52        |
| 6.3      | Diagrama de Flujo . . . . .   | 55        |
| <b>7</b> | <b>Resultados y Discusión</b>   | <b>57</b> |
| 7.1      | Validación Experimental . . . . .                                     | 58        |
| 7.1.1    | Resultados Prototipo <i>BA1</i> . . . . .                             | 60        |
| 7.1.2    | Resultados Prototipo <i>SD</i> . . . . .                              | 61        |
| 7.1.3    | Resultados Prototipo <i>BA2</i> . . . . .                             | 62        |
| 7.2      | Datos Experimentales y Modelo Transitorio . . . . .                   | 63        |
| 7.2.1    | Rendimiento de los Prototipos . . . . .                               | 64        |
| 7.3      | Comparación con Otros Modelos . . . . .                               | 65        |
| 7.3.1    | Modelo de Equilibrio . . . . .  | 65        |
| 7.3.2    | Modelo Universal . . . . .  | 69        |
| 7.4      | Mejoras en el Diseño de los Prototipos . . . . .                      | 72        |
| 7.4.1    | Recinto Aislante en <i>BA1</i> . . . . .                              | 72        |
| 7.4.2    | Carbón Activado Utilizado en <i>BA2</i> . . . . .                     | 73        |
| 7.4.3    | Radio Interior $r_a$ . . . . .  | 74        |
| 7.5      | Influencia de las Condiciones Climáticas . . . . .                    | 75        |
| 7.6      | $K_d$ y $\nabla P$ en el Absorbedor . . . . .                         | 76        |
| 7.7      | Análisis Estadístico de la Irradiancia Solar . . . . .                | 78        |
| <b>8</b> | <b>Conclusiones</b>   | <b>79</b> |
| 8.1      | Resumen . . . . .   | 79        |
| 8.2      | Trabajo Futuro . . . . .  | 82        |
| 8.3      | Artículos Publicados . . . . .  | 83        |
|          | <b>Referencias</b>  | <b>85</b> |
|          | <b>Anexos</b>   |           |
| <b>A</b> | <b>Isotermas de Adsorción</b>   | <b>95</b> |
| A.1      | Clasificación de Isotermas de Adsorción de la IUPAC . . . . .         | 95        |
| A.2      | Isotermas de Adsorción de los Carbones Activados con Metanol. . . . . | 96        |

|          |  |            |
|----------|--|------------|
| <b>B</b> | <b>Determinación de los Coeficientes de Transferencia de Calor por Convección de los Componentes del Colector.</b> | <b>107</b> |
| B.1      | Nusselt del Tubo Absorbedor . . . . .  | 107        |
| B.2      | Nusselt de la Cara Interna de la Pared Izquierda . . . . .   | 108        |
| B.3      | Nusselt de la Cara Interna de la Pared Inferior . . . . .  | 109        |
| B.4      | Nusselt de la Cara Interna del Vidrio . . . . .  | 109        |
| B.5      | Nusselt de la Cara Externa de la Pared Izquierda . . . . .   | 110        |
| B.6      | Nusselt de la Cara Externa de la Pared Inferior . . . . .  | 110        |
| B.7      | Nusselt de la Cara Externa del Vidrio . . . . .  | 111        |
| <b>C</b> | <b>Intercambio Radiativo entre los Componentes del Colector</b>  | <b>113</b> |
| C.1      | Determinación de los Factores de Forma . . . . .   | 113        |
| C.2      | Determinación de las Emisividades Equivalentes . . . . .   | 116        |
| <b>D</b> | <b>Determinación del Coeficiente de Darcy <math>K_d</math></b>   | <b>119</b> |
| D.1      | $K_d$ Experimental . . . . .   | 119        |
| D.2      | $K_d$ según Modelo Teórico . . . . .   | 121        |



# Lista de Figuras

|     |  |    |
|-----|--|----|
| 1.1 | Mapa de la irradiancia horizontal global mundial [2]. . . . .  | 2  |
| 1.2 | Mapa de la irradiancia horizontal global de República Dominicana [2]. . . . .  | 3  |
| 1.3 | Mapa de la irradiancia horizontal global de Argentina [2]. . . . .   | 4  |
| 1.4 | Adsorción vs absorción. . . . .  | 5  |
| 1.5 | Esquema de un dispositivo de refrigeración solar por adsorción. . . . .  | 6  |
| 1.6 | Diagrama de Clapeyron del ciclo termodinámico ideal de un Sistema de Refrigeración Solar por Adsorción (SRSA). . . . .                 | 7  |
|     |  |    |
| 2.1 | Esquema del absorbedor. . . . .  | 13 |
| 2.2 | Volumen de control $V_c$ del absorbedor. . . . .   | 15 |
| 2.3 | Flujo másico en el volumen de control del absorbedor. . . . .  | 17 |
|     |  |    |
| 3.1 | Esquema del colector solar utilizado en los prototipos de SRSA: <b>SD</b> y <b>BA2</b> . . . . .                                       | 21 |
| 3.2 | Esquema del intercambio de calor entre los elementos del colector. . . . .   | 22 |
| 3.3 | Aplicación de la ley de Fourier en las superficies del colector. . . . .   | 26 |
|     |  |    |
| 4.1 | Esquema del condensador utilizado en los prototipos de refrigerador solar por adsorción: <b>SD</b> y <b>BA2</b> . . . . .              | 30 |
| 4.2 | Esquema del evaporador utilizado en los prototipos de refrigerador solar por adsorción: <b>SD</b> y <b>BA2</b> . . . . .               | 33 |
| 4.3 | Esquema de la cámara fría de los prototipos de refrigerador solar por adsorción: <b>SD</b> y <b>BA2</b> . . . . .                      | 35 |
|     |  |    |
| 5.1 | Instrumentos del Laboratorio de Energías Alternativas del INTEC. . . . .   | 39 |
| 5.2 | Isoterma de adsorción obtenida usando el instrumento Belsorp-max. . . . .  | 39 |
| 5.3 | Isotermas de adsorción de metanol en CNR-115 a 40°C: experimental y analítica. . . . .   | 41 |
| 5.4 | Porosidad intergranular $\epsilon$ en el interior del absorbedor. . . . .  | 43 |
| 5.5 | Determinando la porosidad intergranular del carbón activado utilizando dos probetas graduadas. . . . .                                 | 44 |
| 5.6 | Esquema del dispositivo experimental utilizado para determinar el coeficiente de Darcy $K_d$ de diferentes carbones activados. . . . . | 46 |
|     |  |    |
| 6.1 | Discretización del volumen de control del absorbedor. . . . .  | 52 |
| 6.2 | Diagrama de flujo simplificado del algoritmo de cálculo del modelo transitorio. . . . .  | 56 |

|      |  |     |
|------|--|-----|
| 7.1  | Prototipos <b>BA1</b> (izquierda) y <b>BA2</b> (derecha). . . . .  | 58  |
| 7.2  | Temperatura en el absorbedor del prototipo <b>BA1</b> para el 23 de octubre. . . . .   | 60  |
| 7.3  | Masa de metanol en el prototipo <b>BA1</b> para el 14 de agosto. . . . .   | 60  |
| 7.4  | Temperatura en los absorbedores del prototipo <b>SD</b> para el 9 de febrero. . . . .  | 61  |
| 7.5  | Masa de metanol en el prototipo <b>SD</b> para el 13 de enero. . . . .   | 61  |
| 7.6  | Temperatura en los absorbedores del prototipo <b>BA2</b> para el 9 de marzo. . . . .   | 62  |
| 7.7  | Masa de metanol en el prototipo <b>BA2</b> para el 9 de marzo. . . . .   | 62  |
| 7.8  | Masa circulante de metanol: modelo transitorio vs datos experimentales. . . . .  | 63  |
| 7.9  | Masa circulante de metanol en los prototipos por kg de carbón activado, según el modelo transitorio. . . . .   | 64  |
| 7.10 | Eficiencia de los prototipos, según el modelo transitorio. . . . .   | 65  |
| 7.11 | Masa circulante de metanol: modelo de equilibrio vs datos experimentales. . . . .  | 68  |
| 7.12 | Perfil de temperaturas en el absorbedor del prototipo <b>SD</b> según el modelo transitorio (9 de febrero). . . . .  | 68  |
| 7.13 | Masa circulante de metanol: modelo universal vs datos experimentales. . . . .  | 70  |
| 7.14 | Diagrama de Clapeyron del prototipo <b>SD</b> según el modelo transitorio (9 de febrero). . . . .  | 71  |
| 7.15 | Masa de metanol en el prototipo <b>BA1</b> para el 14 de agosto. . . . .   | 72  |
| 7.16 | Masa de metanol en el prototipo <b>BA2</b> para el 9 de marzo utilizando el carbón activado <i>Aquasorb</i> ; resultados del modelo transitorio. . . . .   | 73  |
| 7.17 | Masa de metanol circulante en el prototipo <b>SD</b> para diferentes $r_a$ (13 de enero). . . . .  | 74  |
| 7.18 | Eficiencia de los prototipos al utilizar el carbón activado <i>Aquasorb</i> simuladas por el modelo transitorio para el 16 de agosto en <b>BA1</b> y <b>BA2</b> , y para el 9 de febrero para el <b>SD</b> . . . . . | 75  |
| 7.19 | Masa de metanol circulante en el prototipo <b>SD</b> para diferentes $k_d$ (13 de enero). . . . .  | 76  |
| 7.20 | Presión en los nodos de los absorbedores del prototipo <b>SD</b> para diferentes $k_d$ (13 de enero). . . . .  | 77  |
| 7.21 | Masa de metanol circulante en el prototipo <b>SD</b> considerando el índice de claridad promedio mensual $\bar{K}_t$ en el modelo transitorio (13 de enero). . . . .   | 78  |
| 8.1  | Comparación de los datos experimentales de los distintos prototipos con los resultados de los modelos. . . . .   | 80  |
| 8.2  | Producción de Frío en el prototipo <b>SD</b> : $K_d$ vs $r_a$ (13 de enero). . . . .   | 81  |
| A.1  | Tipos de isothermas de adsorción según la IUPAC. [86] . . . . .  | 95  |
| C.1  | Esquema del colector para la obtención de los factores de forma. . . . .   | 113 |
| C.2  | Determinación de factores de forma por el método de las cuerdas cruzadas. . . . .  | 115 |
| D.1  | Muestra representativa del carbón activado <b>CarboTech AG 1-3/100</b> tomadas para su dimensionamiento con el software <i>ImageJ</i> . . . . .  | 121 |

# Lista de Tablas

|     |  |     |
|-----|--|-----|
| 3.1 | Parámetros del modelo de Hottel para Santo Domingo y Buenos Aires.   | 23  |
| 3.2 | Temperatura ambiente mínima y máxima para Santo Domingo [57].  | 27  |
| 3.3 | Temperatura ambiente mínima y máxima para San Miguel [58]. . .   | 27  |
| 4.1 | Parámetros de la ecuación de Antoine para el metanol (P[mmHg] y T[°C]) [62]. . . . .   | 31  |
| 5.1 | Parámetros de la ecuación D-A para diferentes carbones con metanol.  | 41  |
| 5.2 | Energía de adsorción $u_{ads}$ para diferentes carbones activados y metanol como adsortivo/adsorbente. . . . .                                   | 42  |
| 5.3 | Coefficientes de Darcy para diferentes carbones activados; resultados teóricos y experimentales. . . . .   | 47  |
| 7.1 | Especificaciones de pares refrigerantes utilizados en los distintos prototipos de RSA validados. . . . .   | 59  |
| 7.2 | Especificaciones de los distintos prototipos de RSA validados. . . .   | 59  |
| 7.3 | Variación porcentual de la producción de frío y la cantidad de materia prima necesaria en el prototipo <b>SD</b> para diferentes $r_a$ . . . . . | 75  |
| 8.1 | Masa de metanol circulante en función del grosor de los absorbedores y el coeficiente de Darcy. . . . .  | 82  |
| A.1 | Datos de las isotermas de adsorción a 20°C de metanol con los diferentes carbones activados utilizados en los prototipos de RSA. .               | 96  |
| A.2 | Datos de las isotermas de adsorción a 30°C de metanol con los diferentes carbones activados utilizados en los prototipos de RSA. .               | 98  |
| A.3 | Datos de las isotermas de adsorción a 40°C de metanol con los diferentes carbones activados utilizados en los prototipos de RSA. .               | 99  |
| A.4 | Datos de las isotermas de adsorción a 50°C de metanol con los diferentes carbones activados utilizados en los prototipos de RSA. .               | 101 |
| A.5 | Datos de las isotermas de adsorción a 60°C de metanol con los diferentes carbones activados utilizados en los prototipos de RSA. .               | 103 |
| C.1 | Factores de Forma entre los Componentes del Colector. . . . .  | 116 |
| C.2 | Emisividades Equivalentes entre los Componentes del Colector. . . .  | 117 |
| D.1 | Datos del experimento para determinar el $K_d$ del <b>CarboTech AG 1-3/100</b> . . . . .   | 119 |

D.2 Medidas del experimento para determinar el  $K_d$  del **CNR-115**. . . 120

D.3 Datos del experimento para determinar el  $K_d$  del **CNR-115**. . . . 120

D.4 Medidas del experimento para determinar el  $K_d$  del **Aquasorb**. . . 120

D.5 Datos del experimento para determinar el  $K_d$  del **Aquasorb**. . . . 121

D.6 Medidas y cálculos para determinar el  $K_d$  del **CarboTech AG 1-3/100** a partir del modelo teórico. . . . . 122

D.7 Medidas y cálculos para determinar el  $K_d$  del **CNR-115** a partir del modelo teórico. . . . . 123

# 1

## Introducción

### Contenido

---

|            |  |           |
|------------|--|-----------|
| <b>1.1</b> | <b>Antecedentes</b>                      | <b>1</b>  |
| <b>1.2</b> | <b>Refrigeración Solar por Adsorción</b> | <b>4</b>  |
| 1.2.1      | Principio de Funcionamiento de un SRSA   | 6         |
| <b>1.3</b> | <b>Estado del Arte</b>                   | <b>8</b>  |
| <b>1.4</b> | <b>Objetivo y Metodología</b>            | <b>11</b> |
| <b>1.5</b> | <b>Estructura del Trabajo</b>            | <b>12</b> |

---

## 1.1 Antecedentes

La civilización humana ha ido adoptando numerosos avances y dispositivos tecnológicos a su cotidianidad. Para que nuestra sociedad siga operando tal y como la conocemos, es indispensable disponer de la energía necesaria para potenciar la tecnología.

Es clara la tendencia que muestra la humanidad a incrementar su dependencia tecnológica y esto, sumado al permanente crecimiento poblacional y económico, crea una preocupación colectiva por lograr satisfacer el inminente aumento en la demanda de energía.

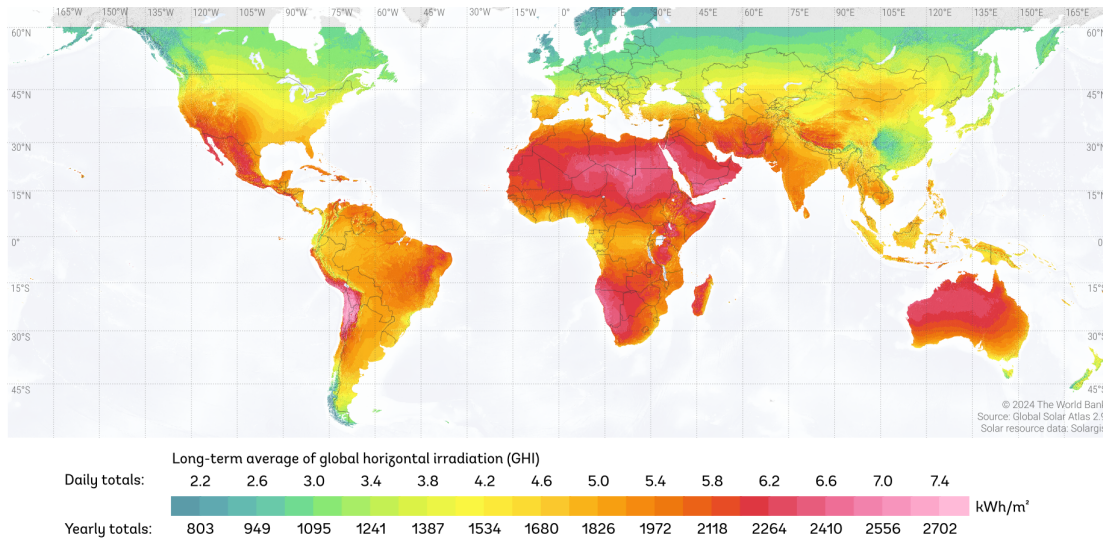
Es tanto así, que el acceso a la energía limpia y asequible ha sido adoptado como uno de los objetivos para el desarrollo sostenible (ODS) de las Naciones Unidas, resaltando que casi dos tercios de los gases de efecto invernadero son consecuencia de las fuentes de energías actuales [1].

Dicho esto, no hay duda de que la energía es uno de los principales objetos de estudio de nuestra era. Actualmente, los esfuerzos para desarrollar nuestra capacidad energética se clasifican en:

- Incrementar la producción energética (con especial interés en el aprovechamiento de fuentes de energías renovables).
- Optimizar los sistemas y dispositivos de almacenamiento de energía.
- Reducir el consumo de energía (para lo cual existen numerosas investigaciones destinadas a incrementar la eficiencia de diversos dispositivos y procesos).

En lo que respecta a fuentes renovables de energía, el recurso solar es altamente disponible, de bajo impacto ambiental y también de menor inversión inicial en comparación con la implementación de la energía eólica, geotérmica, hidroeléctrica, y de biomasa.

Vale resaltar que la radiación solar total que recibe una superficie varía ampliamente según el punto del planeta donde se encuentre. En la figura 1.1 se muestra el mapa mundial de la irradiancia horizontal global, en el que se observan lugares que reciben en promedio más del triple de radiación que otros.

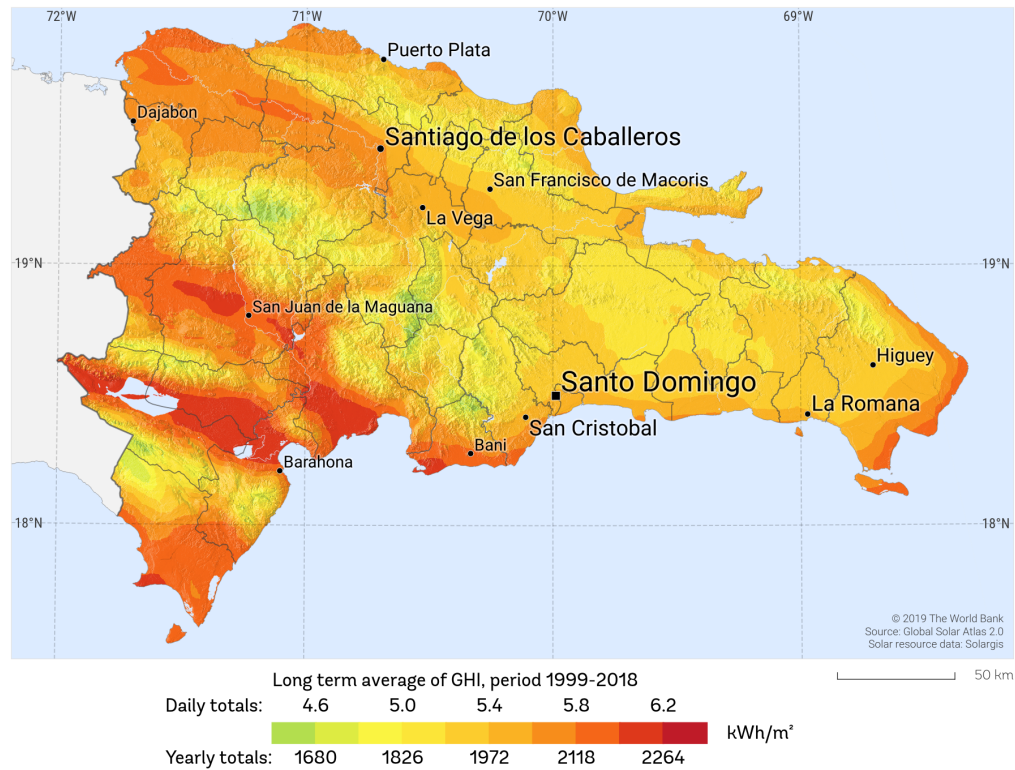


**Figura 1.1:** Mapa de la irradiancia horizontal global mundial [2].

En lo que respecta a este trabajo, debido a la ubicación del equipo investigador, nos centraremos en dos regiones particulares; República Dominicana y Argentina.

República Dominicana cuenta con abundante recurso solar durante todo el año debido a su ubicación geográfica, tal como se puede observar en la figura 1.2. Se estima [2] que el país recibe una irradiancia normal directa de unos  $1,800 \frac{kWh}{m^2}$  por año, mientras que la irradiancia difusa horizontal oscila por los  $800 \frac{kWh}{m^2}$  por

año, dando como resultado una irradiancia horizontal global cuya media anual ronda por los  $2,000 \frac{kWh}{m^2}$ . Esto provoca que el promedio anual de la temperatura ambiente del país sea de más de  $25^{\circ}C$ .

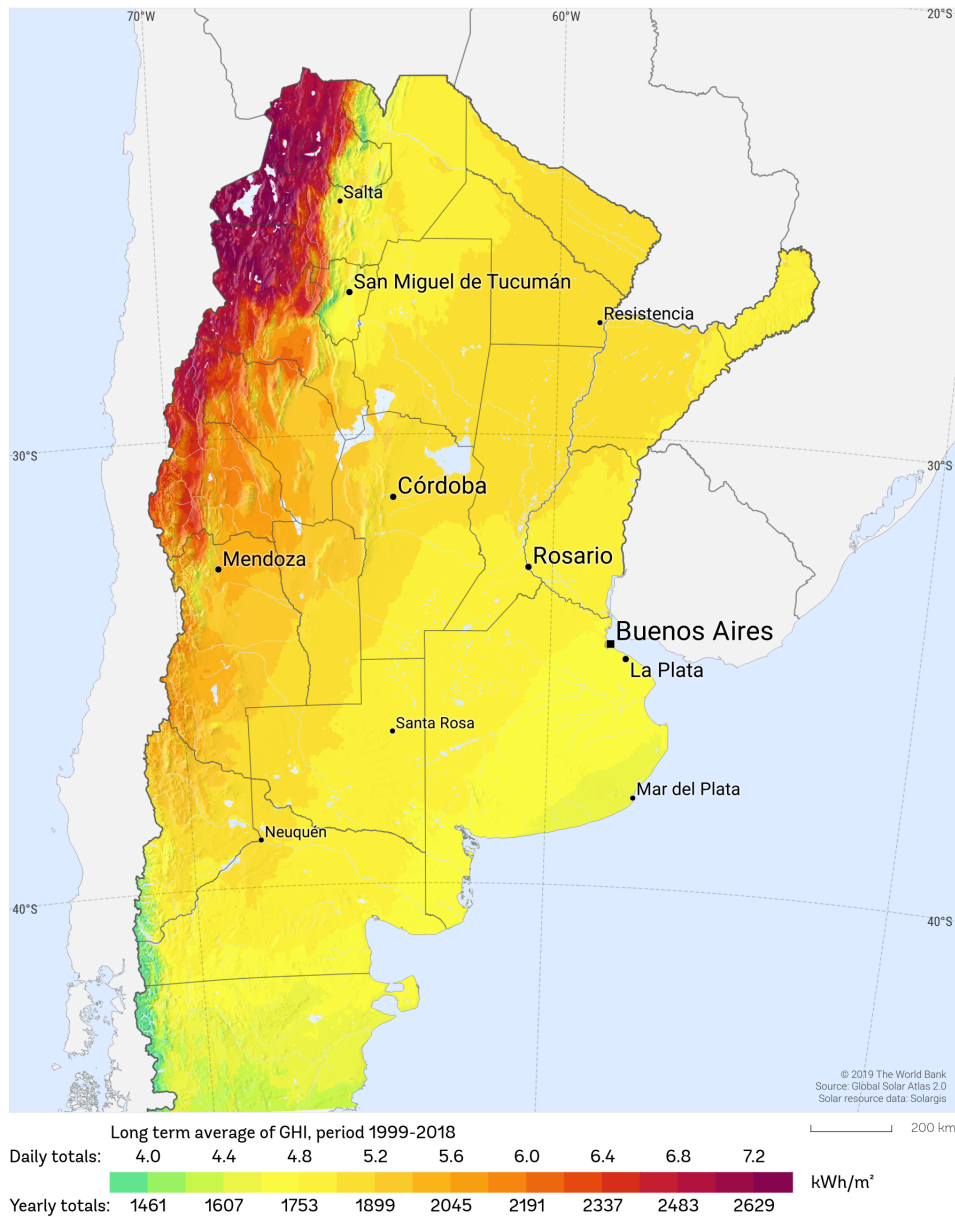


**Figura 1.2:** Mapa de la irradiancia horizontal global de República Dominicana [2].

En el caso de Argentina, la irradiancia normal directa tiene un rango extremadamente amplio; entre  $1.5 \frac{kWh}{m^2}$  y  $10.5 \frac{kWh}{m^2}$  diario [3], llegando a alcanzar una irradiancia horizontal global de más de  $2,600 \frac{kWh}{m^2}$  en algunas zonas (ver figura 1.3).

Se estimó que en 2008 el consumo promedio de energía para fines de ventilación y acondicionamiento de aire (calefacción y enfriamiento) representaba un 10%-20% del consumo total de energía en los países desarrollados [4]. En 2016 solamente el enfriamiento ocupaba el 10% en el consumo de energía mundial [5] y, debido en parte a las temperaturas promedio anuales cada vez más altas, se espera que este porcentaje se triplique para el 2050 [6].

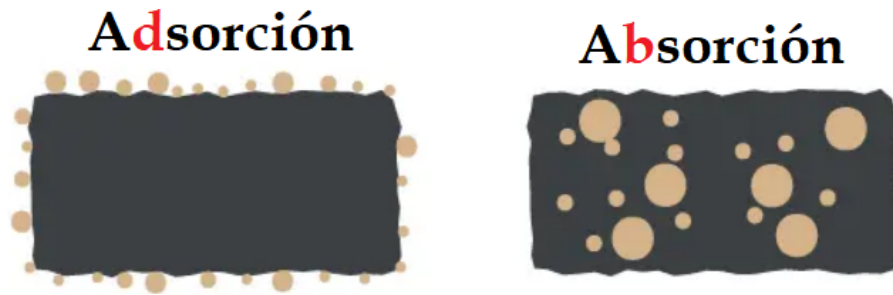
Como es de esperar, el requerimiento de enfriamiento es mayor durante el verano y en los lugares donde existe mayor irradiancia solar. Dicho esto, una manera de aprovechar el recurso solar (cuya abundancia provoca a la vez un incremento en la demanda de enfriamiento) es utilizarlo para energizar un sistema de refrigeración. En este trabajo abordaremos específicamente los sistemas de refrigeración por adsorción.



**Figura 1.3:** Mapa de la irradiancia horizontal global de Argentina [2].

## 1.2 Refrigeración Solar por Adsorción

La adsorción es un fenómeno mediante el cual, las moléculas de gases o sólidos disueltos son atrapadas por otro material. En la figura 1.4, se ilustra la diferencia entre la adsorción y la absorción. En la adsorción las partículas del adsorbente se adhieren a la superficie del adsorbente, mientras que en la absorción las partículas se adhieren a todo el volumen del absorbente.



**Figura 1.4:** Adsorción vs absorción.

Es también oportuno señalar que, el fluido que se adsorbe y desorbe, recibe distintos nombres según el estado en que se encuentre. Se conoce con el nombre de "adsortivo" al gas/vapor con potencial de ser adsorbido por la superficie adsorbente, mientras que se conoce como "adsorbato" al fluido que ya se encuentra adsorbido superficialmente en los gránulos del material poroso.

En las últimas décadas, la investigación sobre los sistemas de refrigeración por adsorción ha aumentado debido a que ofrecen una alternativa menos dañina para el medio ambiente que los sistemas de refrigeración convencionales, ya que sus refrigerantes tienen cero potencial de agotamiento de la capa de ozono (ODP<sup>1</sup>) y cero potencial de calentamiento global (GWP<sup>2</sup>) [7].

Los sistemas de refrigeración por adsorción (SRA) aprovechan el fenómeno de la adsorción física para generar frío. El funcionamiento de los SRA se basa en la dinámica del par refrigerante (también llamado par de trabajo). Básicamente, un cambio de temperatura modifica la capacidad de determinado material poroso (el adsorbente) de alojar las partículas de adsortivo en sus poros.

Cuando estos sistemas son alimentados por energía solar, presentan numerosas ventajas al compararse con los sistemas convencionales de compresión de vapor. Los Sistemas de Refrigeración Solar por Adsorción (SRSA) son relativamente fáciles de construir, los materiales son asequibles y, dependiendo del par refrigerante seleccionado, su funcionamiento es amigable con el medio ambiente, además de operar silenciosamente. Los SRSA requieren un mantenimiento mínimo ya que no poseen partes eléctricas o móviles, por lo que una vez construido el dispositivo, los costos operativos son prácticamente nulos.

Dependiendo del par de trabajo adsorbente-adsortivo, un cambio de temperatura desde los 20°C a 30°C hasta los 60°C a 80°C es capaz de producir un cambio considerable en la interacción del par refrigerante, haciendo que los SRSA sean fácilmente energizados por colectores solares de concentración media o por calor residual.

<sup>1</sup>Siglas en inglés de *Ozone Depletion Potential*.

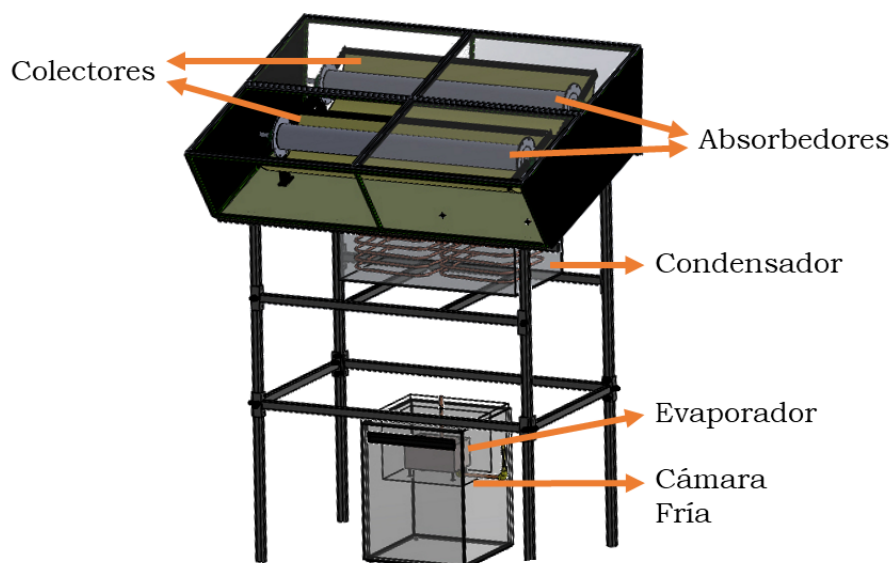
<sup>2</sup>Siglas en inglés de *Global Warming Potential*.

Un dispositivo de refrigeración por adsorción que utilice como única fuente de energía el sol, podría ser particularmente beneficioso en áreas con abundante recurso solar, especialmente en aquellas áreas donde es difícil y costoso el uso de los sistemas de refrigeración convencionales, o en ubicaciones remotas sin una red eléctrica confiable [8].

En el caso de República Dominicana, en la mayor parte del territorio aún ocurren frecuentes y prolongadas interrupciones en el servicio de electricidad, mientras que en algunas partes del territorio nacional no se cuenta con acceso a las redes de distribución eléctrica.

### 1.2.1 Principio de Funcionamiento de un SRSA

Un sistema de refrigeración solar por adsorción, tal como se observa en la figura 1.5, está compuesto de al menos un absorbedor, un colector solar, intercambiadores de calor (condensador y evaporador) y una cámara fría. Dentro de los absorbedores es donde se halla contenido el par refrigerante.



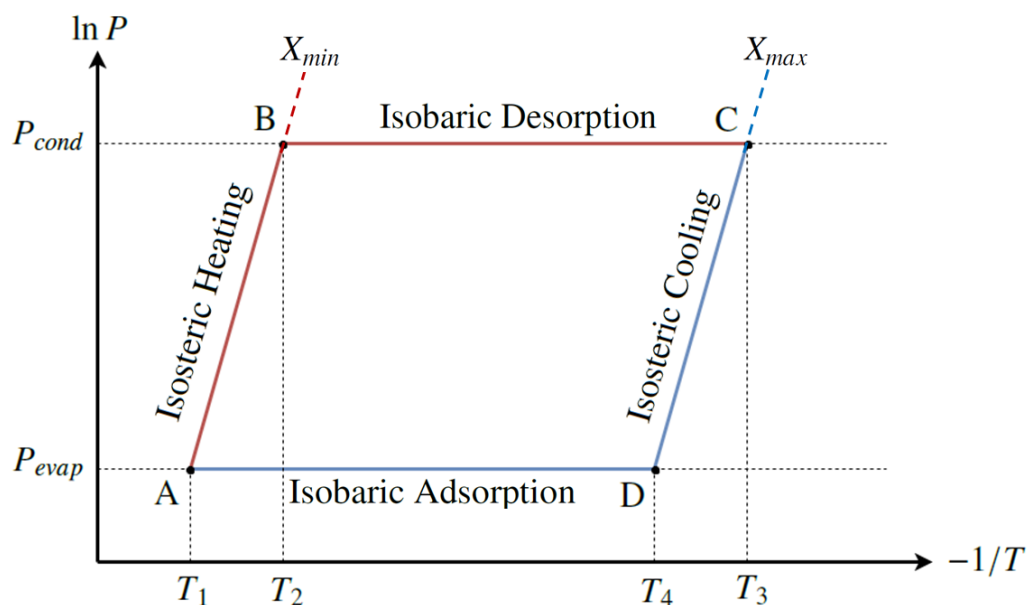
**Figura 1.5:** Esquema de un dispositivo de refrigeración solar por adsorción.

El ciclo de refrigeración de un sistema de refrigeración solar por adsorción puede describirse de la siguiente manera [9][10][11]:

- **Fase 1:** Cuando el colector del dispositivo recibe la radiación solar, esta es concentrada y dirigida hacia los absorbedores, aumentando su temperatura y causando la desorción del adsorbente que hasta el momento se encontraba alojado en los poros del adsorbente, lo que a su vez provoca un incremento en la presión del sistema. Esta etapa, que se corresponde a la línea AB de la figura 1.6, se caracteriza por el calentamiento isostérico.

- **Fase 2:** Cuando la presión del sistema alcanza la presión de saturación del adsorbtivo a la temperatura del condensador, entonces se produce un cambio de fase del adsorbtivo, intensificándose el proceso de desorción y liberando el calor de condensación hacia el medio ambiente. El líquido adsorbtivo entonces caerá en el evaporador. Esta etapa, que se corresponde a la línea BC de la figura 1.6, se caracteriza por la desorción isobárica.
- **Fase 3:** Más tarde en el día, cuando la irradiancia solar empieza a disminuir, la temperatura en los absorbedores también disminuye, lo que a su vez provoca un decremento en la presión del sistema. Esta etapa, que se corresponde a la línea CD de la figura 1.6, se caracteriza por el enfriamiento isostérico.
- **Fase 4:** Cuando la presión del sistema disminuye hasta la presión de saturación del adsorbtivo a la temperatura a la que se encuentra el evaporador, entonces el adsorbtivo vuelve a alojarse en los poros del material adsorbente, evaporándose en el acto, y completando así el ciclo de refrigeración. El calor de vaporización es extraído de la cámara fría, generando el enfriamiento. Esta etapa, que se corresponde a la línea DA de la figura 1.6, se caracteriza por la adsorción isobárica.

Las fases 1 y 2 corresponden a la etapa donde se regenera el adsorbente, mientras que las fases 3 y 4 corresponden a la etapa de generación de frío.



**Figura 1.6:** Diagrama de Clapeyron del ciclo termodinámico ideal de un Sistema de Refrigeración Solar por Adsorción (SRSA).

Un dispositivo como este se puede utilizar para el almacenamiento de alimentos [12] y medicamentos [13][14], pero una adaptación podría permitir que esta tecnología se utilice para la refrigeración de edificios[15][16][17], cámaras de alimentos [18][19][20][21] o cultivo de alimentos [22]. También podría adaptarse para aprovechar el calor residual con el propósito de enfriar espacios [23] y vehículos [24][25].

### 1.3 Estado del Arte

La operación de un SRSA depende fuertemente de condiciones climáticas, tales como la irradiancia solar y la temperatura ambiente; así como de los materiales y dimensiones de los componentes y las propiedades del par refrigerante adsorbente-adsortivo.

A pesar de las ventajas enumeradas anteriormente, una de las principales razones por las que este tipo de dispositivos no son ampliamente utilizados es debido a la imprevisibilidad de su desempeño; un mismo prototipo producirá diferentes cantidades de frío según su ubicación geográfica y el día del año. Otra de sus desventajas es su baja eficiencia respecto a los ciclos de compresión de vapor [26][27][28][29] y la larga duración de su ciclo.

Dado que la duración del ciclo termodinámico de un SRSA es de 24 horas, es fundamental lograr producir hielo para lograr almacenar el frío durante el día. Aquí radica la importancia de entender los procesos que ocurren en un SRSA, y de diseñarlo tomando en cuenta las variables que afectan su funcionamiento.

Se han realizado numerosos esfuerzos para profundizar en la comprensión del funcionamiento de un SRSA, ya sea realizando estudios experimentales o desarrollando modelos numéricos. Diferentes grupos de investigación han construido prototipos [30][31][32], y particularmente un grupo ha reportado un funcionamiento continuo de sus prototipos [33] bajo diferentes condiciones climáticas y durante un período relativamente largo de tiempo; obteniendo numerosas mediciones de presión y temperatura de los distintos componentes del SRSA.

Algunos investigadores han construido el ciclo experimental de un SRSA [34], mientras que otros grupos de investigación han implementado diseños termodinámicos de SARS [35] en los que se concluye que el rendimiento del dispositivo tiene una fuerte dependencia con las temperaturas de adsorción y condensación.

Se han hecho esfuerzos para predecir las temperaturas de funcionamiento de los SRSA [36], mientras que otros investigadores han encontrado una relación universal [37] para calcular la temperatura mínima de desorción necesaria para impulsar un

ciclo de refrigeración por adsorción, para casi cualquier par refrigerante; junto con la relación obtenida para la temperatura máxima de adsorción, estas temperaturas límite se pueden utilizar para determinar el COP teórico de un SRSA [38].

Es importante notar la utilidad de los modelos matemáticos para evitar experimentos costosos o que requieren mucho tiempo. En ese orden, se han diseñado algoritmos para determinar la cantidad de hielo producido por este tipo de dispositivos [33] [39], utilizando un modelo en el que se considera que la proporción de adsorbato en el adsorbente está en equilibrio en dos etapas diferentes de el día. Estos modelos son simples y fáciles de implementar, pero no pueden capturar el comportamiento y la dinámica transitoria del SRSA.

Un análisis más preciso debe tener en cuenta que la concentración del adsorbato en los poros del adsorbente varía de acuerdo a la temperatura y a la presión del sistema, y que los valores de estas dos variables evolucionan en el transcurso del día y en conjugación con el cambio en la proporción adsorbato/adsorbente, debido a los procesos de adsorción y desorción. Es entonces necesario llevar a cabo un análisis dinámico de los elementos que componen un SRSA.

Los investigadores que trabajan en el tema se han concentrado fundamentalmente en modelar los procesos de transferencia de calor y masa que ocurren en el absorbedor, que es donde el par refrigerante interactúa; considerando una variación tanto temporal como espacial de las variables. Generalmente estos modelos se basan en alguna ecuación que describa la dinámica entre adsorbente-adsorbato y en las ecuaciones de conservación de masa, energía y momento.

Se han presentado y resuelto numéricamente modelos predictivos para un SRSA utilizando técnicas de diferencias finitas y un esquema implícito [40], analizando también las ecuaciones de transferencia de calor y masa que gobiernan el conglomerado adsorbente/colector y simplificando los demás intercambiadores de calor [41].

Investigadores han desarrollado un modelo del absorbedor de un SRSA utilizando la ecuación de Dubinin-Radushkevich para la adsorción física (la mayoría usa Dubinin-Astakhov), suponiendo una temperatura en la superficie exterior del absorbedor que es constante en el tiempo y una presión homogénea en todo el lecho adsorbente [31]. Esta simplificación del gradiente de presión nulo también es asumida por otros investigadores [42] en sus modelos, mientras que otros usan la ecuación de Darcy o una variación de ella [43][44]. Se han desarrollado algunos otros modelos dinámicos del absorbedor asumiendo la simplificación de una temperatura constante en la superficie del mismo [45][46].

En nuestro grupo de investigación se ha desarrollado y validado experimentalmente un modelo dinámico del absorbedor de un SRSA [47] en el que se considera

que la presión en dirección radial es heterogénea, y que la temperatura en la superficie del absorbedor es una variable que toma diferentes valores en el tiempo.

Así como tiene sentido centrarse principalmente en modelar los procesos que ocurren en el absorbedor, que es donde interactúa el par refrigerante, también es necesario contemplar las condiciones climáticas. Para extrapolar el comportamiento de un SRSA en diferentes condiciones climáticas, algunos autores han construido una relación empírica entre la masa adsorbida del refrigerante y la irradiación global diaria y la temperatura ambiente media [48], lo que es bastante impreciso y no permite evaluar dependencias que permitan mejorar el diseño del sistema en cuestión.

Por mi parte, en mi trabajo de grado [49], desarrollé un modelo dinámico de un colector solar [50] en el que se determina el flujo neto de calor dirigido hacia a los absorbedores en función de la irradiancia recibida aunque todavía suponiendo una temperatura ambiente constante.

## 1.4 Objetivo y Metodología

El objetivo de este trabajo es desarrollar un modelo físico-matemático de un sistema de refrigeración solar por adsorción que permita diseñar prototipos al predecir la influencia de su desempeño en base a las dimensiones de sus componentes y otros parámetros. Para esto se propone:

- Modificar el modelo transitorio del colector desarrollado durante mi trabajo de grado para determinar el calor neto que fluye hacia los absorbedores; tomando en cuenta la variabilidad horaria de la temperatura ambiente, e incluyendo la etapa de enfriamiento en el algoritmo computacional<sup>3</sup>, así como la apertura del recinto aislante para revertir el efecto invernadero provocado durante la fase del calentamiento.
- Desarrollar un modelo transitorio del condensador que permita calcular la variación de presión en el sistema durante la etapa de regeneración.
- Desarrollar un modelo transitorio del evaporador que permita simular la variación de presión en el sistema durante la etapa de producción de frío.
- Modificar el modelo transitorio del absorbedor para simular el comportamiento del par refrigerante alojado en su interior, empleando métodos numéricos aplicados a la transferencia de calor para utilizar como condiciones de borde: el calor neto que es calculado a partir del modelo del colector, y la presión del sistema que es determinada a partir de los modelos del condensador y del evaporador.
- Desarrollar un modelo transitorio de la cámara fría que simule la variación de temperatura de la misma a lo largo del día.
- Implementar computacionalmente el modelo resultante en lenguaje C++.
- Validar los resultados del modelo transitorio con datos experimentales.

---

<sup>3</sup>El modelo fue diseñado en la etapa previa solamente para simular la fase de calentamiento, que ocurre durante las horas de mayor radiación solar, por lo que las predicciones del comportamiento del dispositivo se limitaban esa fracción del día. Al invertirse el flujo de calor ocurre un cambio drástico en la manera en que se determinan los coeficientes de transferencia de calor en función de los números adimensionales (Prandtl, Grashof, Nusselt, etc.) de las geometrías correspondientes.

## 1.5 Estructura del Trabajo

En los siguientes tres capítulos se desarrollan los modelos matemáticos de los componentes del Sistema de Refrigeración Solar por Adsorción. En el capítulo 2 se detalla el modelo matemático del absorbedor, en el capítulo 3 se describe el modelo matemático del sistema de colección de energía solar, y en el capítulo 4 se formulan los modelos del condensador, evaporador y cámara fría.

Luego, en el capítulo 5 se muestran los experimentos llevados a cabo para obtener datos de los pares refrigerantes utilizados en los prototipos, que son necesarios para ejecutar la simulación numérica, mientras que en el capítulo 6 se explica el método de resolución del modelo desarrollado.

Posteriormente, en el capítulo 7 se procede a validar los resultados del modelo contrastándolos con datos obtenidos experimentalmente de los prototipos, evidenciando que las estimaciones del modelo transitorio desarrollado son más precisas con respecto a las de otros modelos hallados en la literatura, exponiendo las causas de esto. A continuación, empleando el modelo transitorio, se procedió a simular escenarios que favorecerían a un mejor rendimiento de los prototipos, lo que permite optimizar el diseño de los mismos.

Finalmente, en el capítulo 8 se resumen los hallazgos de este trabajo y se proponen los próximos pasos a seguir.

# 2

## Absorbedor o Regenerador

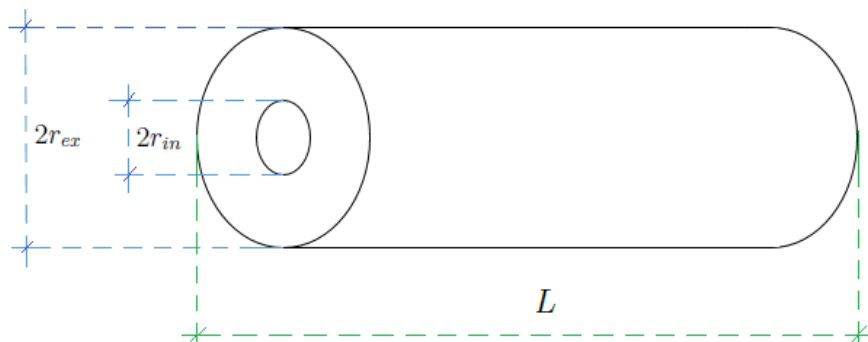
### Contenido

---

|     |   |    |
|-----|---|----|
| 2.1 | Suposiciones del Modelo . . . . .         | 14 |
| 2.2 | Conservación de la Materia . . . . .      | 15 |
| 2.3 | Conservación de la Energía . . . . .      | 18 |
| 2.4 | Conservación del Momento Lineal . . . . . | 20 |

---

El absorbedor en cuestión consiste en un tubo cilíndrico de radio  $r_{ex}$ , en cuyo interior se encuentra otro tubo concéntrico de radio  $r_{in}$ , tal y como se muestra en la figura 2.1.



**Figura 2.1:** Esquema del absorbedor.

La cantidad de adsorbato que se logra desorber en cada ciclo es uno de los parámetros más importantes al momento de determinar el rendimiento de un SRSA. Debido a que el absorbedor es el lugar donde interactúan el adsorbente y adsorbato, para construir el modelo de un refrigerador por adsorción es vital comprender todos los procesos físicos que suceden en ese lugar.

## 2.1 Suposiciones del Modelo

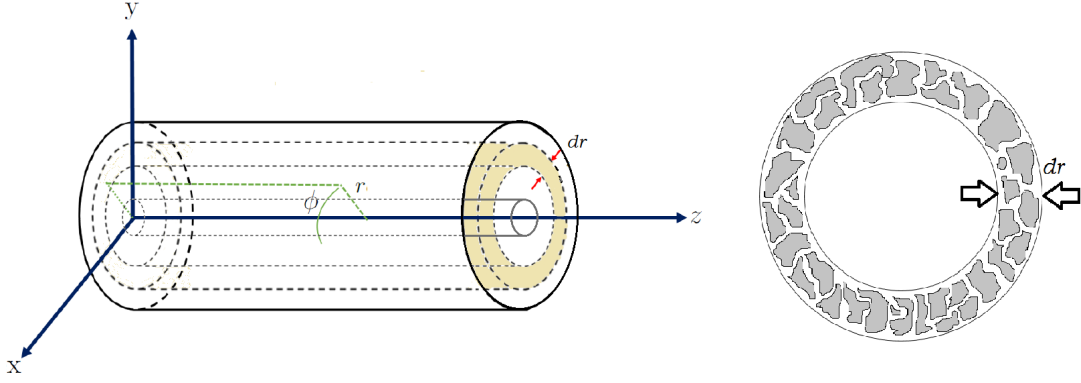
Para modelar el absorbedor del SRSA partiremos de las siguientes suposiciones:

- El flujo de calor, responsable de desencadenar los distintos procesos físicos que ocurren en el interior del absorbedor, será uniforme en la superficie lateral externa del cilindro absorbedor.
- Debido a la simetría del problema, se considerarán nulos los gradientes en la dirección azimutal  $\phi$  y longitudinal  $z$  de las variables contempladas por este modelo (ver figura 2.2).
- Los estados de equilibrio entre el adsorbente y el adsorbato pueden ser descritos mediante la ecuación de adsorción Dubinin-Astakhov (más detalles en la sección 5.1.2).
- El material sólido adsorbente no experimenta ningún desplazamiento.
- Las partículas del adsorbente están distribuidas uniformemente en el absorbedor, por lo que la porosidad intergranular  $\epsilon$  es considerada constante (ver sección 5.2).
- El sólido adsorbente, el adsorbente y el adsorbato se encuentran en equilibrio térmico local.
- La conductividad térmica no varía en función de la temperatura.

Las variables consideradas son:

- $X$ , la proporción de adsorbato en el adsorbente.
- $\rho_g$ , la densidad del adsorbente.
- $\nu_g$ , la velocidad del adsorbente.
- $T$ , la temperatura del adsorbente/adsorbente/adsorbato.
- $P$ , la presión en el lecho poroso del absorbedor.

Para la elaboración de este modelo, se recurrirá a la aplicación de: la ley de conservación de materia, la ley de conservación de energía, y la ley de conservación de momento lineal.



**Figura 2.2:** Volumen de control  $V_c$  del absorbedor.

El volumen de control del absorbedor, a partir del cual se construirán las ecuaciones de balance, tendrá la forma de un cilindro hueco, tal como se puede observar en la figura 2.2.

El volumen del volumen de control  $V_{vc}$  será:

$$V_{vc} = \pi[r_e^2 - r_i^2]L \quad (2.1)$$

donde  $r_i$  será el radio interior del volumen de control, mientras que  $r_e$  será el radio externo del volumen de control.

Por consiguiente:

$$V_{vc} = \pi[(r_i + dr)^2 - r_i^2]L \quad (2.2)$$

$$V_{vc} = \pi[r_i^2 + 2r_i dr + dr^2 - r_i^2]L \quad (2.3)$$

$$V_{vc} = 2\pi r_i L dr \quad (2.4)$$

Finalmente, para la descripción del flujo utilizaremos el enfoque euleriano, donde las propiedades del adsorbente estarán representadas por su coordenada espacial ( $r$ ) y el tiempo ( $t$ ).

## 2.2 Conservación de la Materia

Realizando un balance de materia del adsorbente/adsorbato en el absorbedor, tendremos que:

$$\frac{d}{dt}M = \Phi_{M,en} - \Phi_{M,sal} \quad (2.5)$$

De la ecuación 2.5 vemos que el cambio en la cantidad de adsorbtivo/adsorbato en el volumen de control en función del tiempo viene dada por la diferencia entre el caudal másico entrante y saliente del adsorbtivo hacia y desde el volumen de control.

El primer término de la ecuación 2.5 puede expresarse en función del cambio en la cantidad de adsorbtivo  $M_g$ , y el cambio en la cantidad de adsorbato  $M_a$ , tal como se muestra en la ecuación 2.6:

$$\frac{d}{dt}M = \frac{d}{dt}M_g + \frac{d}{dt}M_a \quad (2.6)$$

La masa del adsorbtivo puede expresarse en función de su densidad  $\rho_g$ , y tomando en cuenta la porosidad intergranular, tendremos que:

$$M_g = \epsilon V_{vc} \rho_g \quad (2.7)$$

La masa del adsorbato  $M_a$  puede expresarse en función de la masa del adsorbente  $M_s$ , tal y como lo indica la ecuación 2.8:

$$M_a = M_s X \quad (2.8)$$

Sabiendo que  $M_s = \rho_s V_s$  y tomando en cuenta la porosidad intergranular (ver sección 5.2), tendremos que:

$$M_a = (1 - \epsilon) \rho_s V_{vc} X \quad (2.9)$$

Sustituyendo las ecuaciones 2.7 y 2.9 en la ecuación 2.6:

$$\frac{d}{dt}M = \epsilon V_{vc} \frac{d}{dt} \rho_g + (1 - \epsilon) \rho_s V_{vc} \frac{d}{dt} X \quad (2.10)$$

Al momento de hallar la expresión para el gasto másico de entrada y salida del adsorbtivo, empezamos suponiendo que el transporte de adsorbtivo debido a la convección, ocurre solamente en dirección radial (perpendicular a la superficie  $A^1$ ), tal y como se muestra en la figura 2.3.

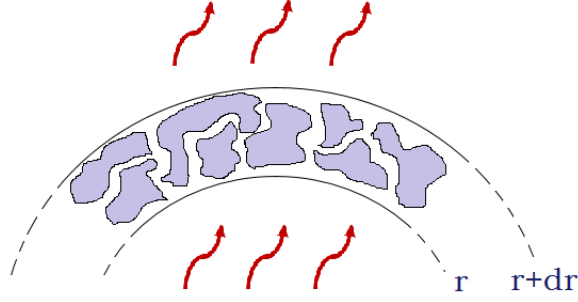
Siendo  $\nu_g$  la velocidad del adsorbtivo, tendremos que los caudales másicos de entrada y salida serán respectivamente:

$$\Phi_{M,en} = \epsilon \left[ \rho_g \nu_g A \right]_r \quad (2.11)$$

$$\Phi_{M,sal} = \epsilon \left[ \rho_g \nu_g A \right]_{r+dr} \quad (2.12)$$

---

<sup>1</sup> $A$  es el área transversal normal a la dirección del flujo.



**Figura 2.3:** Flujo másico en el volumen de control del absorbedor.

De manera que:

$$\Phi_{M,sal} - \Phi_{M,en} = \epsilon dr \left\{ \frac{[\rho_g \nu_g A]_{r+dr} - [\rho_g \nu_g A]_r}{dr} \right\} \quad (2.13)$$

Posteriormente:

$$\Phi_{M,sal} - \Phi_{M,en} = \epsilon dr \left[ \frac{d}{dr} (\rho_g \nu_g A) \right] \quad (2.14)$$

Sabiendo que:

$$V_{vc} = 2\pi r L dr = A dr \quad (2.15)$$

La ecuación 2.14 quedará expresada de la forma:

$$\Phi_{M,sal} - \Phi_{M,en} = \epsilon dr \left[ \frac{d}{dr} (\rho_g \nu_g 2\pi r L) \right] \quad (2.16)$$

$$\Phi_{M,sal} - \Phi_{M,en} = \epsilon (2\pi L dr) \left[ \frac{d}{dr} (\rho_g \nu_g r) \right] \quad (2.17)$$

$$\Phi_{M,sal} - \Phi_{M,en} = \epsilon \frac{V_{vc}}{r} \frac{d}{dr} (\rho_g \nu_g r) \quad (2.18)$$

Sustituyendo las ecuaciones 2.10 y 2.18 en la ecuación 2.5, reorganizando y desarrollando las derivadas totales, tenemos que la ecuación de balance de materia será:

$$\epsilon V_{vc} \frac{\partial}{\partial t} \rho_g + (1 - \epsilon) \rho_s V_{vc} \frac{\partial}{\partial t} X + \epsilon \frac{V_{vc}}{r} \frac{\partial}{\partial r} (\rho_g \nu_g r) = 0 \quad (2.19)$$

## 2.3 Conservación de la Energía

El cambio de energía en el sistema a lo largo del tiempo, depende de la energía que fluye hacia el volumen del control y de la energía que fluye fuera de este, tal como se expresa en la ecuación 2.20:

$$\frac{d}{dt}E = \Phi_{E,en} - \Phi_{E,sal} \quad (2.20)$$

El cambio de energía se manifiesta como el cambio en la energía del adsorativo  $E_g$ , del adsorbente  $E_s$ , y del adsorbato  $E_a$  presentes en el volumen de control.

$$\frac{d}{dt}E = \frac{d}{dt}E_g + \frac{d}{dt}E_s + \frac{d}{dt}E_a \quad (2.21)$$

A su vez:

$$\frac{d}{dt}E_g = \frac{d}{dt}(M_g u_g) \quad (2.22)$$

$$\frac{d}{dt}E_s = \frac{d}{dt}(M_s u_s) \quad (2.23)$$

$$\frac{d}{dt}E_a = \frac{d}{dt}(M_a u_a) \quad (2.24)$$

Donde  $u_g$ ,  $u_s$  y  $u_a$ , se refieren a la energía interna específica del adsorativo, adsorbente y adsorbato, respectivamente.

De manera que, la ecuación 2.21 puede escribirse de la siguiente forma:

$$\frac{d}{dt}E = \epsilon V_{vc} \frac{d}{dt}(\rho_g u_g) + (1 - \epsilon) \rho_s V_{vc} \frac{d}{dt}(u_s + X u_a) \quad (2.25)$$

Mientras, el flujo de energía en el volumen de control, se deberá a la energía neta transportada por la masa  $\Phi_{EM}$ , y a la energía transferida por conducción  $\Phi_{EC}$ :

$$\Phi_{E,en} - \Phi_{E,sal} = \Phi_{EM} + \Phi_{EC} \quad (2.26)$$

La energía transferida por el flujo de adsorativo<sup>2</sup> puede expresarse en función del flujo másico y de la entalpía específica del adsorativo  $h_g$ . Veremos que, realizando un desarrollo similar al de las ecuaciones 2.11 a 2.18, tendremos que:

$$\Phi_{EM} = -\epsilon \frac{V_{vc}}{r} \frac{\partial}{\partial r}(r \rho_g \nu_g h_g) \quad (2.27)$$

---

<sup>2</sup>Despreciamos la energía mecánica debido a que su módulo es insignificante en comparación con la componente térmica.

Para determinar la transferencia de calor por conducción que ocurre en el absorbedor, y suponiendo que esta transferencia ocurre solamente en dirección radial, la razón neta de conducción de calor a través del interior del volumen de control será:

$$\Phi_{EC} = V_{vc} K_{ef} \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left( r \frac{\partial T}{\partial r} \right) \quad (2.28)$$

donde:

- $T$  es la temperatura del adsorbtivo, adsorbente y adsorbato del volumen de control, ya que se asume un equilibrio térmico entre ellos.
- $K_{ef}$  es la conductividad térmica efectiva del conjunto del adsorbtivo, adsorbente y adsorbato, presentes en el volumen de control.

Así, sustituyendo las ecuaciones 2.25, 2.27 y 2.28, en la ecuación 2.20, tendremos que el balance de energía viene dado por la siguiente expresión:

$$\begin{aligned} \epsilon V_{vc} \frac{\partial}{\partial t} (\rho_g u_g) + (1 - \epsilon) \rho_s V_{vc} \frac{\partial}{\partial t} (u_s + X u_a) + \epsilon \frac{V_{vc}}{r} \frac{\partial}{\partial r} (r \rho_g \nu_g h_g) = \\ K_{ef} \frac{V_{vc}}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left( r \frac{\partial T}{\partial r} \right) \end{aligned} \quad (2.29)$$

Posteriormente, dado que:

$$u_g = c_{vg} T_g \quad (2.30)$$

$$u_s = c_{vs} T_s \quad (2.31)$$

$$h_g = c_{pg} T_g \quad (2.32)$$

$$u_a = u_{as} + u_{ads} \quad (2.33)$$

La ecuación 2.29 puede escribirse como:

$$\begin{aligned} \epsilon c_{vg} V_{vc} \frac{\partial}{\partial t} (\rho_g T_g) + (1 - \epsilon) \rho_s V_{vc} \frac{\partial}{\partial t} (c_{vs} T_s + X u_{as} + X u_{ads}) + \\ \epsilon \frac{V_{vc}}{r} \frac{\partial}{\partial r} (r \rho_g \nu_g c_{pg} T_g) = K_{ef} \frac{V_{vc}}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left( r \frac{\partial T}{\partial r} \right) \end{aligned} \quad (2.34)$$

donde:

- $c_{vg}$  es el calor específico del adsorbtivo a volumen constante.
- $c_{vs}$  es el calor específico del adsorbente a volumen constante.
- $c_{pg}$  es el calor específico del adsorbtivo a presión constante.
- $c_{va}$  es el calor específico del adsorbato a volumen constante.
- $u_{as}$  es la energía sensible del adsorbato,  $u_{as} = c_{va} T_a$ .
- $u_{ads}$  es la entalpía de sorción específica del adsorbato.
- $T_g = T_s = T_a = T$

Finalmente tendremos que:

$$\begin{aligned} \epsilon c_{vg} V_{vc} \frac{\partial}{\partial t} (\rho_g T) + (1 - \epsilon) c_{vs} \rho_s V_{vc} \frac{\partial}{\partial t} T + (1 - \epsilon) c_{va} \rho_s V_{vc} \frac{\partial}{\partial t} (XT) + \\ (1 - \epsilon) \rho_s V_{vc} u_{ads} \frac{\partial}{\partial t} X + \epsilon c_{pg} \frac{V_{vc}}{r} \frac{\partial}{\partial r} (r \rho_g \nu_g T) = K_{ef} \frac{V_{vc}}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left( r \frac{\partial T}{\partial r} \right) \end{aligned} \quad (2.35)$$

## 2.4 Conservación del Momento Lineal

En la mecánica de fluidos de medios porosos, el lugar de las ecuaciones de momento o balances de fuerzas, es ocupado por observaciones experimentales que han sido resumidas matemáticamente como la ley de Darcy [51][52]:

$$\nu = -\frac{K_d}{\mu} \nabla P \quad (2.36)$$

donde:

- $K_d$  es la permeabilidad del medio poroso, también conocida como "coeficiente de Darcy".
- $\mu$  es la viscosidad dinámica del fluido (el adsorbtivo) que se desplaza por el medio poroso .

# 3

## Colector Solar

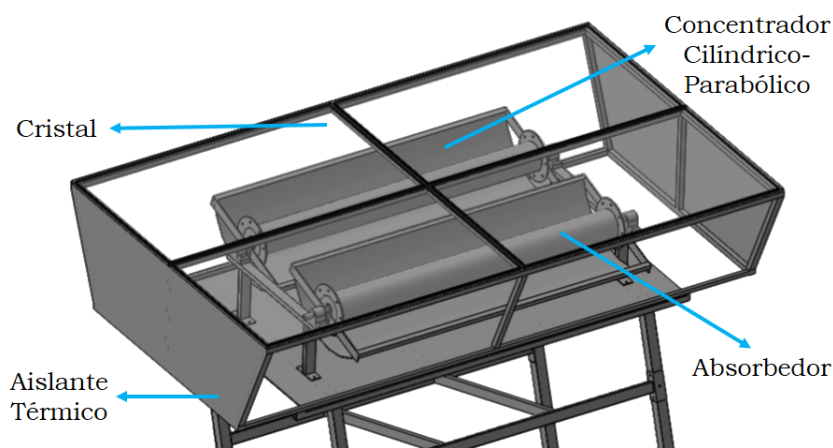
### Contenido

---

|            |                                |           |
|------------|--------------------------------|-----------|
| <b>3.1</b> | <b>Conservación de Energía</b> | <b>22</b> |
| 3.1.1      | Radiación Solar Incidente      | 22        |
| 3.1.2      | Intercambio de Calor           | 24        |
| <b>3.2</b> | <b>Temperatura Ambiente</b>    | <b>26</b> |

---

El sistema de colección solar a modelar, consiste en dos concentradores cilíndrico-parabólicos, en cuyos ejes focales se encuentran los absorbedores. Tal y como se muestra en la figura 3.1, los concentradores y absorbedores se encuentran encerrados en un recinto trapezoidal, que los aísla térmicamente del medio ambiente.



**Figura 3.1:** Esquema del colector solar utilizado en los prototipos de SRSA: SD y BA2.

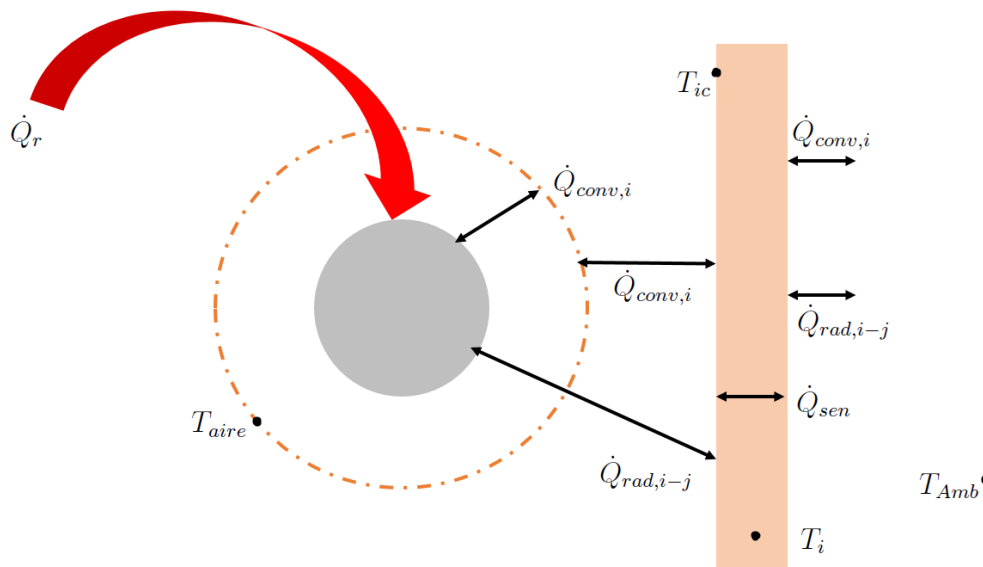
El objetivo de este modelo es el de determinar el calor neto  $\dot{Q}_{neto}$  que fluye hacia los absorbedores, de manera que pueda proveer de una condición de borde al modelo del absorbedor previamente descrito.

### 3.1 Conservación de Energía

Para determinar este  $\dot{Q}_{neto}$ , es necesario tomar en cuenta el calor que los absorbedores reciben del sol  $\dot{Q}_r$ , así como las pérdidas de calor que experimentan los absorbedores  $\dot{Q}_p$  por el hecho de interactuar con los demás componentes del sistema.

$$\dot{Q}_{neto} = \dot{Q}_r - \dot{Q}_p \quad (3.1)$$

El algoritmo consiste en realizar un balance de energía en las diferentes superficies/elementos que componen al sistema de colección solar. Los intercambios de calor quedan ilustrados en la figura 3.2.



**Figura 3.2:** Esquema del intercambio de calor entre los elementos del colector.

#### 3.1.1 Radiación Solar Incidente

Para calcular el flujo de energía solar que reciben los absorbedores  $\dot{Q}_r$ , utilizamos el modelo de Hottel [53]. Dicho modelo permite determinar qué cantidad de energía se transmite a través de la atmósfera en un lugar geográfico particular para un día claro. Se considera día claro aquél en el que la visibilidad alcanza 23 km.

Sabiendo que la constante solar, la cantidad radiación solar recibida por la atmósfera terrestre es de aproximadamente  $1,367 \frac{W}{m^2}$  [54], Hottel estima que la transmitancia<sup>1</sup>  $\tau$  para un día claro puede obtenerse a partir de la siguiente expresión:

$$\tau = r_0 a_{0*} + r_1 a_{1*} \exp \left[ - \frac{r_k k_*}{\cos z} \right] \quad (3.2)$$

donde, siendo  $H$  la altura sobre el nivel del mar [km], tenemos que:

- $a_{0*} = 0.4237 - 0.00821(6 - H)^2$ .
- $a_{1*} = 0.5055 - 0.00595(6.5 - H)^2$ .
- $k_* = 0.2711 - 0.01858(2.5 - H)^2$ .
- $z$  es el ángulo cenital del sol.

En la tabla 3.1 se muestran los parámetros que utilizamos para implementar el modelo de Hottel en este trabajo.

**Tabla 3.1:** Parámetros del modelo de Hottel para Santo Domingo y Buenos Aires.

| Lugar         | $r_0$ | $r_1$ | $r_k$ | $H$   |
|---------------|-------|-------|-------|-------|
| Santo Domingo | 0.95  | 0.98  | 1.02  | 0.014 |
| Buenos Aires  | 0.95  | 0.98  | 1.02  | 0.025 |

De esta manera, con el modelo de Hottel podemos obtener la irradiancia directa  $\dot{Q}_{I_{dir}}$ , la irradiancia difusa  $\dot{Q}_{I_{dif}}$ , y la irradiancia global  $\dot{Q}_{I_g}$  en función de las coordenadas geográficas, la altura sobre el nivel del mar, el día del año y el tipo de clima, según las ecuaciones mostradas a continuación:

$$\dot{Q}_{I_{dir}} = \tau \cos z \quad (3.3)$$

$$\dot{Q}_{I_{dif}} = 0.271 - 0.2939\tau \quad (3.4)$$

$$\dot{Q}_{I_g} = \dot{Q}_{I_{dir}} + \dot{Q}_{I_{dif}} \quad (3.5)$$

De esta manera:

$$\dot{Q}_r = \left[ \dot{Q}_{I_{dir}} A_c R + \dot{Q}_{I_g} 2r_{ex} L \right] \times P_{opt} \quad (3.6)$$

donde:

- $A_c$  es el área de captación del concentrador.
- $R$  es la reflectancia del concentrador.
- $P_{opt}$  se refiere a las pérdidas ópticas, cuyo valor se obtuvo como el producto de la trasmisividad del cristal y la absortividad del colector.

<sup>1</sup>La transmitancia indica qué porción de la energía que alcanza a la atmósfera es transmitida a la superficie terrestre.

### 3.1.2 Intercambio de Calor

Para determinar las pérdidas de calor del absorbedor  $\dot{Q}_p$  es necesario determinar el flujo neto convectivo  $\dot{Q}_{conv}$  entre el absorbedor y las demás superficies del colector, así como el flujo neto radiativo  $\dot{Q}_{rad}$  entre el absorbedor y los otros elementos del colector.

$$\dot{Q}_p = \dot{Q}_{conv} + \dot{Q}_{rad} \quad (3.7)$$

#### Convección

Para calcular el intercambio convectivo neto que existe, entre cualquier superficie  $i$  y un fluido circundante  $j$ , utilizaremos la ley de enfriamiento de Newton (véase 3.8). En este modelo asumimos que la convección, tanto en el interior del colector como en el exterior, es natural.

$$\dot{Q}_{conv,i} = h_i(T_i - T_j)A_{ij} \quad (3.8)$$

donde:

- $h_i$  es el coeficiente de transferencia de calor por convección entre la superficie  $i$  y sus alrededores. En este trabajo, estos coeficientes fueron determinados utilizando el principio de similitud para las geometrías analizadas (ver anexo B).
- $T_i$  y  $T_j$  son las respectivas temperaturas de la superficie  $i$  y del fluido  $j$ .
- $A_i$  es el área de transferencia de calor entre la superficie  $i$  y el fluido.

#### Radiación

Para calcular el intercambio radiativo neto entre dos superficies (o entre una superficie con el medio ambiente), utilizamos la ecuación 3.9:

$$\dot{Q}_{rad,i-j} = \varepsilon_{ij}F_{ij}\sigma(T_i^4 - T_j^4)A_{ij} \quad (3.9)$$

donde:

- $\varepsilon_{ij}$  es la emisividad equivalente para dos superficies  $i$  y  $j$  con diferente emisividad (ver anexo C). En el caso en que se analice el intercambio radiativo de una superficie con el medio ambiente, este valor será igual a la emisividad de la superficie en cuestión.

- $F_{ij}$  es el factor de vision entre las superficies  $i$  y  $j$ . En este trabajo fueron determinados usando expresiones para configuraciones conocidas (como un cilindro frente a un plano), y utilizamos el método de las cuerdas cruzadas [55] para los casos donde había un obstáculo entre las superficies a analizar (ver anexo C). En el caso en que se analice el intercambio radiativo de una superficie con el medio ambiente, este valor será igual a la unidad.
- $\sigma$  es la constante de Stefan-Boltzmann.

### Conducción

Es importante notar que, mientras en el balance de energía en el absorbedor sólo se toman en cuenta las componentes convectiva y radiativa, en los demás componentes (que si interactúan con el interior) también se realiza un balance de energía entre ambas caras de la superficie, con el fin de determinar el calor sensible  $\dot{Q}_{sen}$  responsable del aumento de la temperatura en el interior de esta superficie, tal como se muestra en la ecuación 3.10:

$$T_i[t + \Delta t] = T_i[t] + \frac{\dot{Q}_{sen}}{mC_p} \quad (3.10)$$

donde:

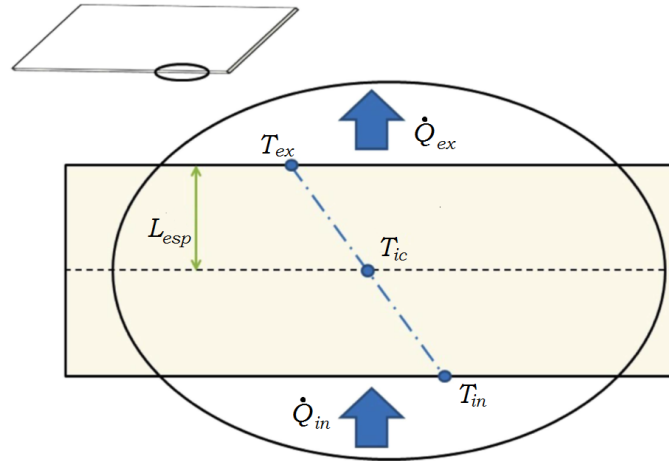
- $T_i[t]$  es la temperatura de la superficie  $i$  en el tiempo  $t$ .
- $T_i[t + \Delta t]$  es la temperatura de la superficie  $i$  en el siguiente paso temporal.
- $m$  es la masa de la superficie  $i$ .
- $C_p$  es el calor específico del material del que está hecho la superficie  $i$ .

Una vez hallada la nueva temperatura de dicha superficie  $T_i[t + \Delta t]$ , y suponiendo un perfil de temperatura lineal en el grosor de la superficie  $i$  en cuestión (ver figura 3.3), es posible determinar las nuevas temperaturas en las caras (interna y externa) de esta superficie, utilizando una ecuación de la forma:

$$T_{ic} = T_i + \frac{\dot{Q}_i L_{esp}}{k} \quad (3.11)$$

donde:

- $T_{ic}$  es la temperatura de la cara interna/externa de la superficie  $i$ .
- $\dot{Q}_i$  es el flujo neto de calor que entra/sale a la superficie por esa cara.
- $L_{esp}$  es la mitad del espesor de la superficie  $i$ .
- $k$  es la conductividad térmica de la superficie  $i$ .



**Figura 3.3:** Aplicación de la ley de Fourier en las superficies del colector.

Luego de determinar como varían las temperaturas de las superficies y de sus caras, procedemos a determinar el cambio en la temperatura del aire atrapado<sup>2</sup> en el colector  $T_{aire}$ .

Es así como, haciendo una analogía con un circuito eléctrico, llegamos a la expresión de  $T_{aire}$ . Esta temperatura variará en función de las temperaturas en las caras interiores de las superficies del colector (incluida la del adsorbedor).

$$T_{aire} = \frac{\sum h_i A_i T_{ic}}{\sum h_i A_i} \quad (3.12)$$

## 3.2 Temperatura Ambiente

Dado el intercambio de calor que ocurre entre el colector y sus exteriores, la temperatura ambiente es un parámetro importante a tener en cuenta, debido a su influencia en el rendimiento del dispositivo.

Para que el modelo sea más preciso, debemos tomar en cuenta la variabilidad horaria de la temperatura ambiente; lo que es crucial para simular condiciones reales del dispositivo en el transcurso del día, especialmente en climas de alta oscilación térmica.

<sup>2</sup> $T_{aire}$  se refiere a la temperatura de una capa de aire que se encuentra en un punto intermedio entre el absorbedor y los demás componentes del colector. Esta temperatura se utiliza para cuantificar la magnitud de calor que transfieren estos elementos por convección, en el interior del colector.

Para determinar la evolución temporal de la temperatura ambiente  $T_{Amb}$  durante el transcurso del día, utilizaremos un modelo gaussiano [56] descrito por la ecuación 3.13:

$$T_{Amb} = T_{min} + (T_{max} - T_{min}) \exp \left[ - \frac{(t - t_{max})^2}{2\sigma_t^2} \right] \quad (3.13)$$

donde:

- $t$  es la hora UTC en formato decimal.
- $t_{max}$  es la hora a la que se considera que se alcanza la mayor temperatura ambiente.
- $\sigma_t$  es la desviación típica.
- $T_{min}$  y  $T_{max}$  son las temperaturas mínima y máxima del día respectivamente.

Para este trabajo usaremos los valores siguientes:

- $t_{max} = 12.5$  h
- $\sigma_t = 2.5$  h

En lo que se refiere a las temperaturas mínimas y máximas promedio para cada mes, utilizaremos los valores mostrados en la tabla 3.2 para simular mediante la ecuación 3.13 la temperatura ambiente a la que está sometido un prototipo localizado en Santo Domingo (República Dominicana) y los valores de la tabla 3.3 para el caso de un prototipo localizado en San Miguel (Buenos Aires, Argentina).

**Tabla 3.2:** Temperatura ambiente mínima y máxima para Santo Domingo [57].

| Mes     | $T_{min}$ [°C] | $T_{max}$ [°C] | Mes        | $T_{min}$ [°C] | $T_{max}$ [°C] |
|---------|----------------|----------------|------------|----------------|----------------|
| Enero   | 21             | 30             | Julio      | 24             | 32             |
| Febrero | 21             | 30             | Agosto     | 24             | 32             |
| Marzo   | 22             | 30             | Septiembre | 24             | 33             |
| Abril   | 23             | 31             | Octubre    | 24             | 32             |
| Mayo    | 24             | 31             | Noviembre  | 23             | 31             |
| Junio   | 24             | 32             | Diciembre  | 22             | 31             |

**Tabla 3.3:** Temperatura ambiente mínima y máxima para San Miguel [58].

| Mes     | $T_{min}$ [°C] | $T_{max}$ [°C] | Mes        | $T_{min}$ [°C] | $T_{max}$ [°C] |
|---------|----------------|----------------|------------|----------------|----------------|
| Enero   | 16.9           | 43.5           | Julio      | -1.0           | 28.1           |
| Febrero | 8.1            | 43.9           | Agosto     | 1.4            | 31.2           |
| Marzo   | 13.3           | 45.1           | Septiembre | 5.9            | 30.1           |
| Abril   | 6.6            | 33.4           | Octubre    | 4.8            | 36.5           |
| Mayo    | 3.3            | 29.2           | Noviembre  | 7.5            | 37.4           |
| Junio   | -0.2           | 27.0           | Diciembre  | 11.7           | 37.7           |

En ambos casos, los datos mostrados tanto en la tabla 3.2 como en la tabla 3.3, fueron obtenidos de las estaciones meteorológicas más cercanas a la ubicación real de los prototipos. Estas estaciones meteorológicas se encontraban a una distancia de; menos de 4 km en el caso del prototipo de Santo Domingo, y menos de 1.4 km en el caso del prototipo de San Miguel.

# 4

## Condensador, Evaporador y Cámara Fría

### Contenido

---

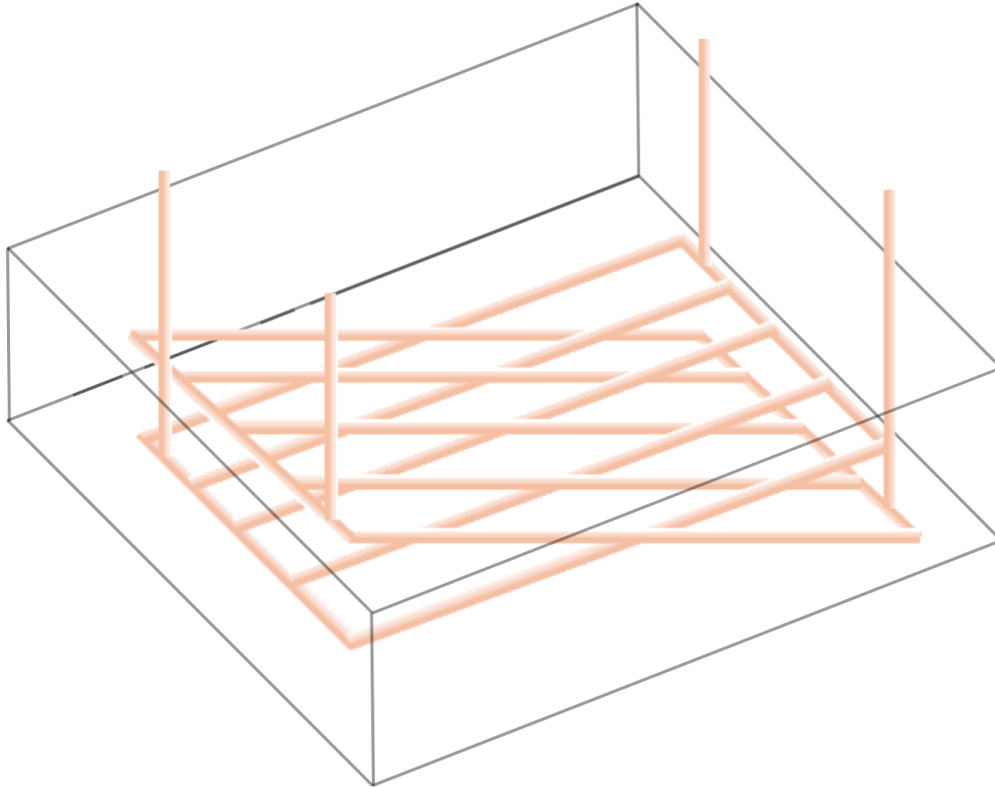
|     |                       |    |
|-----|-----------------------|----|
| 4.1 | Condensador . . . . . | 29 |
| 4.2 | Evaporador . . . . .  | 32 |
| 4.3 | Cámara Fría . . . . . | 34 |

---

### 4.1 Condensador

Un condensador es un intercambiador de calor en el que se produce un cambio de fase del fluido circulante; del estado gaseoso al estado líquido. En la figura 4.1 se muestra un esquema del condensador utilizado en los prototipos de refrigerador solar por adsorción **SD** y **BA2**. El mismo se encuentra sumergido en agua, a la cual se transfiere el calor latente del metanol condensado.

El condensador de los prototipos **SD** y **BA2** [33] está constituido por 2 parrillas formadas de aproximadamente 13 metros de tubos de cobre de 3/4" de diámetro, para un área de transferencia de unos  $0.78 \text{ m}^3$  y sumergido en 150 litros de agua, mientras que el condensador del prototipo **BA1** [59] consta de 5 tubos de cobre de 3/4" de diámetro y 0.4 metros de longitud para una superficie de transferencia de  $0.12 \text{ m}^3$  sumergido en 20 litros de agua.



**Figura 4.1:** Esquema del condensador utilizado en los prototipos de refrigerador solar por adsorción: **SD** y **BA2**.

Tal como mencionamos en la sección 1.2.1; durante la etapa de desorción, la presión del sistema estará condicionada por el comportamiento del condensador. Gracias a la amplia área de transferencia de calor del condensador, el adsorbtivo se enfría rápidamente y se condensa, esto tiene como consecuencia una reducción de la cantidad de vapor de metanol en el sistema, lo que resulta en una disminución de la presión.

Para que la condensación del adsorbtivo tenga lugar, la presión en el sistema debe superar un umbral; la presión de saturación del adsorbtivo a la temperatura del condensador. Para calcular la presión de saturación del adsorbtivo  $P_s$ , utilizaremos la ecuación de Antoine (ecuación 4.1).

La ecuación de Antoine [60] relaciona la presión de saturación de sustancias puras, con la temperatura  $T$  a la que se encuentren y con los parámetros  $A$ ,  $B$  y  $C$  que dependerán de la sustancia en particular [61].

$$P_s = 10^{\left(A - \frac{B}{C+T}\right)} \quad (4.1)$$

En la tabla 4.1 se muestran los parámetros de la ecuación de Antoine para el metanol.

**Tabla 4.1:** Parámetros de la ecuación de Antoine para el metanol (P[mmHg] y T[°C]) [62].

| A      | B       | C      |
|--------|---------|--------|
| 8.0724 | 1574.99 | 238.87 |

En nuestro modelo ideal de condensador, consideramos:

- La disminución del volumen ocupado por el gas a raíz de la condensación es despreciable.
- La velocidad de transferencia de calor del metanol sobrecalentado, y de este al condensador, del condensador con el agua circundante al mismo y la de esta al medio ambiente, es tal que la temperatura del condensador  $T_c$  se mantiene a la temperatura ambiente  $T_{Amb}$ .

La presión inicial del condensador,  $P_{ic}$ , será igual a la presión de saturación del metanol a la temperatura a que se encuentre el evaporador,  $T_{evap}$  (ver ecuación 4.2).

$$P_{ic} = 10^{\left(A - \frac{B}{C + T_{evap}}\right)} \quad (4.2)$$

El cambio en la presión en el sistema  $\Delta P_c$  durante la fase de calentamiento isostérico (fase 1 del ciclo ideal de refrigeración que fue ilustrado en la sección 1.2.1), se determinará por medio de la ecuación del gas ideal (ecuación 4.3), donde  $V_{sist}$  representa el volumen del sistema<sup>1</sup>.

$$\Delta P_c = \frac{\Delta m_g R T_{ac}}{M_{g-mol} V_{sist}} \quad (4.3)$$

En la ecuación 4.3  $T_{ac}$  [K] representa la temperatura a la que se encuentra el adsorbtivo, y esta se calculará como un promedio entre la temperatura en el nodo interno  $T_{int}$  del adsorbedor y la temperatura ambiente  $T_{Amb}$ .

La presión umbral del condensador,  $P_{cond}$ , será la presión de saturación del adsorbtivo a la temperatura del condensador,  $T_{cond}$  (ver ecuación 4.4).

$$P_{cond} = 10^{\left(A - \frac{B}{C + T_{cond}}\right)} \quad (4.4)$$

<sup>1</sup>El volumen del sistema fue estimado en unos 0.026 m<sup>3</sup>.

Luego de alcanzar esta presión umbral  $P_{cond}$ , la masa que sea desorbida  $M_{des}$  será condensada  $M_{cond}$ , debido a lo cual la presión en el sistema  $P_{canal}$  se mantendrá constante hasta el momento en que comience la fase 3 del ciclo ideal de un dispositivo de refrigeración solar por adsorción.

El condensador ideal de un sistema de refrigeración solar por adsorción es aquel que, una vez alcanzada la presión de saturación, es capaz de condensar todo el adsorbido que es subsecuentemente expulsado de los poros del adsorbente al instante.

Sin embargo, en condiciones realistas, la temperatura del condensador aumenta a medida que el metanol cambia de fase debido a que este último transfiere su calor latente al condensador. Esto se puede observar más acentuado en el caso de que el área de transferencia de calor no sea lo suficiente para garantizar una tasa de transferencia elevada.

Este aumento en la temperatura del condensador  $T_c$  a su vez aumenta la presión de saturación (ecuación 4.4), provocando así un aumento en la presión del sistema durante el día, que será más alta en comparación a la ideal y dependiente al flujo de metanol sobrecalentado que es desorbido en los absorbedores.

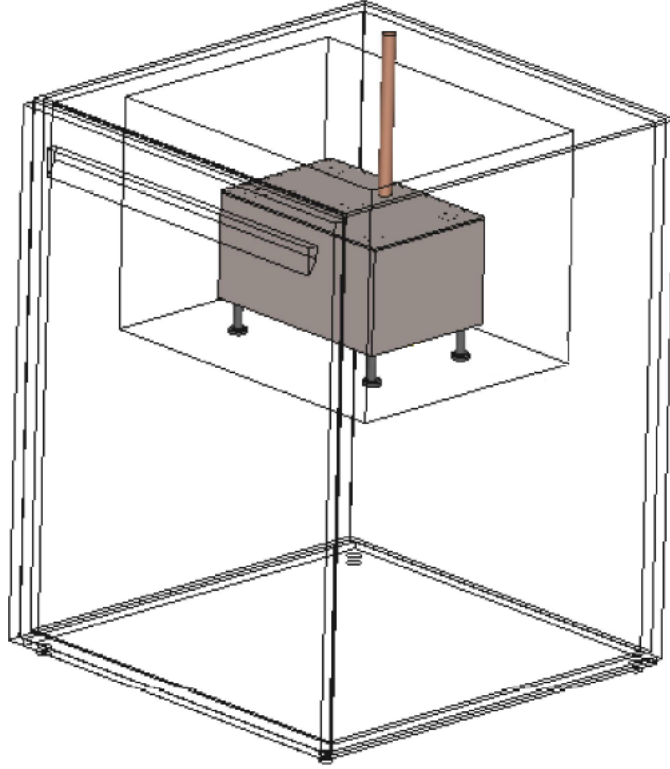
De manera que, para simular el comportamiento de un condensador real se deberá tomar en cuenta el intercambio de calor entre el metanol sobrecalentado y el condensador, entre el condensador y el agua circundante, el agua y la bañera donde se encuentra el condensador sumergido, y entre la bañera y el medio ambiente.

## 4.2 Evaporador

Un evaporador es un intercambiador de calor que facilita la conversión del refrigerante, de fase líquida a fase gaseosa. En el caso de nuestro sistema de refrigeración solar por adsorción, el refrigerante es el metanol, el cual al disminuir la radiación solar y en consecuencia la presión del sistema, es adsorbido nuevamente por el carbón activado, absorbiendo la energía necesaria para este cambio de fase del evaporador.

El evaporador utilizado en los prototipos **SD** y **BA2** [33] consiste en un recipiente prismático de hierro zincado (ver figura 4.2) con un volumen interno de  $0.004 \text{ m}^3$ , el cual se encuentra sumergido en otro recipiente que contiene el agua a congelar (5 litros). Para el caso del prototipo **BA1** [59], el evaporador consiste en un recipiente cilíndrico de hierro cuyo volumen interno es de aproximadamente  $0.001 \text{ m}^3$ .

En nuestro modelo ideal de condensador, consideramos que, tanto el evaporador como el agua contenida en el recipiente, se mantienen a una temperatura constante de  $T_{evap} = 0^\circ\text{C}$  durante todo el día.



**Figura 4.2:** Esquema del evaporador utilizado en los prototipos de refrigerador solar por adsorción: **SD** y **BA2**.

Para que la evaporación del adsorbtivo tenga lugar, la presión en el sistema  $P_{canal}$  debe ser menor que la presión de saturación del metanol a la temperatura a que se halla el evaporador. Para calcular esta presión, nuevamente nos auxiliaremos de la ecuación de Antoine (ecuación 4.1):

$$P_{evap} = 10^{\left(A - \frac{B}{C + T_{evap}}\right)} \quad (4.5)$$

A partir de la ecuación del gas ideal, se podrá entonces determinar la cantidad de metanol evaporado:

$$\Delta m_{evap} = \frac{(P_{evap} - P_{canal})M_{g-mol}V_{sist}}{RT_{evap}} \quad (4.6)$$

Una vez conocida la masa de metanol evaporada, es posible determinar el calor extraído del agua circundante al evaporador, que producirá el enfriamiento  $Q_{enf}$  de la misma y su posterior cambio de fase:

$$Q_{enf} = \Delta m_{evap} \cdot L_{v-met} \quad (4.7)$$

donde  $L_{v-met}$  representa el calor latente de vaporización del metanol <sup>2</sup>.

Para una simulación más precisa ,debería tenerse en cuenta algunos puntos que quedan fuera del alcance de esta tesis:

- El metanol condensando no estará en equilibrio térmico con el evaporador. Este calor contribuirá a el cambio de fase del hielo en el recipiente, y posiblemente al cambio de temperatura del agua y del evaporador.
- A medida que se evapora el metanol y empieza a producirse el cambio de fase del agua en el recipiente, el coeficiente total de transferencia de calor disminuye debido a la capa de hielo que rodea al evaporador.

### 4.3 Cámara Fría

La cámara fría es el espacio donde se colocan los objetos a refrigerar; en el caso de los prototipos **SD** y **BA2** [33] consiste en un recipiente de poliestireno expandido revestido exterior e interiormente con PVC cuyo volumen neto (sin tomar en cuenta el contenedor de hielo con el evaporador) es de aproximadamente  $0.04 \text{ m}^3$  (ver figura 4.3).

Para determinar la temperatura de la cámara fría a lo largo del día, es necesario tomar en cuenta la interacción de la masa de aire contenida en ella,  $m_{aire-cf}$ , con el hielo (o agua) circundante al evaporador, y también la transferencia de calor hacia el medio ambiente.

De manera que, el flujo de calor en la cámara fría  $\dot{Q}_{cf}$  será:

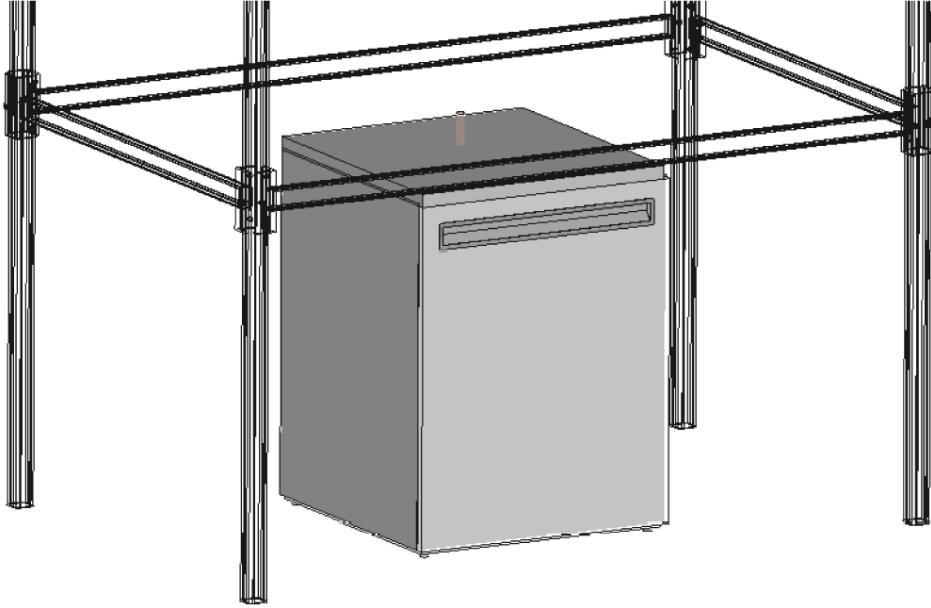
$$\dot{Q}_{cf} = \dot{Q}_{amb-cf} - \dot{Q}_{evap-cf} \quad (4.8)$$

El calor proveniente del agua o hielo contenido en el recipiente del evaporador  $\dot{Q}_{evap-cf}$  vendrá dado en función de la temperatura del mismo  $T_{ec}$ :

$$\dot{Q}_{evap-cf} = h_{evap-cf} A_{evap-cf} (T_{cf} - T_{ec}) \quad (4.9)$$

---

<sup>2</sup>Para nuestros cálculos utilizaremos  $L_{v-met}$  con un valor de  $1104 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$  [63].



**Figura 4.3:** Esquema de la cámara fría de los prototipos de refrigerador solar por adsorción: **SD** y **BA2**.

Mientras que el calor proveniente del medio ambiente  $\dot{Q}_{amb-cf}$  se expresará como:

$$\dot{Q}_{amb-cf} = h_{amb-cf} A_{amb-cf} (T_{amb} - T_{cf}) \quad (4.10)$$

Al igual que en capítulos anteriores (3), es necesario tomar en cuenta la conducción en las paredes de la cámara fría, para determinar el aumento en la temperatura de las mismas.

Una vez conocido este flujo de calor (ecuación 4.8), se determinará el cambio de temperatura en la cámara fría como:

$$T_{cf}[t + \Delta t] = T_{cf}[t] + \frac{\dot{Q}_{cf}}{m_{aire-cf} C_{p-aire}} \quad (4.11)$$



# 5

## Experimentos

### Contenido

---

|   |           |
|---|-----------|
| <b>5.1 Par Refrigerante</b> . . . . .                         | <b>38</b> |
| 5.1.1 Obtención de Isotermas de Adsorción . . . . .           | 38        |
| 5.1.2 Parámetros de la Interacción . . . . .                  | 40        |
| 5.1.3 Energía de Adsorción . . . . .                          | 42        |
| <b>5.2 Porosidad Intergranular</b> . . . . .                  | <b>42</b> |
| 5.2.1 Determinar $\epsilon$ a partir de la Densidad . . . . . | 43        |
| 5.2.2 Determinar $\epsilon$ a partir del Volumen . . . . .    | 44        |
| <b>5.3 Coeficiente de Darcy <math>K_d</math></b> . . . . .    | <b>45</b> |
| 5.3.1 Modelo Teórico . . . . .                                | 45        |
| 5.3.2 Determinación Experimental . . . . .                    | 46        |

---

Una vez que se han modelado los diferentes componentes de nuestro sistema de refrigeración solar por adsorción, necesitamos conocer diversas variables para ejecutar la simulación. Algunas de estas variables son específicas del par refrigerante utilizado, y no hay en la literatura información al respecto. De manera que, con el propósito de que la validación sea lo más precisa posible, se realizaron diferentes experimentos que se describen a continuación.

## 5.1 Par Refrigerante

Los prototipos de SRSA que han sido desarrollados por nuestro grupo de investigación utilizan el siguiente par refrigerante; carbón activado como adsorbente y metanol como adsorbato/adsorbato.

El carbón activado es considerado como uno de los materiales adsorbentes más comercializado [64]; se caracteriza por su gran superficie (800–1500  $m^2/g$ ), alta capacidad de adsorción [65] y tamaño de poro conveniente [66]. Luego se elige como adsorbato el metanol en lugar de otras alternativas [67]; debido a su disponibilidad, el bajo calor de adsorción [68] y la baja temperatura de desorción, sumado al alto calor latente del metanol desde la fase líquida a la gaseosa, así como el pequeño tamaño de sus moléculas (4 Å) que pueden ser fácilmente absorbidas por microporos de diámetro menor que 20 Å [69].

Para caracterizar la interacción de este par de trabajo, fue necesario realizar mediciones de los estados de equilibrio de adsorción entre el vapor de metanol y distintos carbones activados.

Los estados de equilibrio entre adsorbente y adsorbato pueden ser descritos de diferentes formas; a través de isotermas de adsorción, isobaras de adsorción o isosteras de adsorción. En las isotermas e isobaras se determina la cantidad de adsorbato en el adsorbente cuando el sistema llega a equilibrio, manteniendo la temperatura constante y variando la presión en el caso de las isotermas, y viceversa para la obtención de las isobaras. En las isosteras se mantiene una concentración fija de adsorbato en el adsorbente, mientras varían tanto la presión como la temperatura.

### 5.1.1 Obtención de Isotermas de Adsorción

En el Laboratorio de Energías Alternativas del INTEC<sup>1</sup>, se cuenta con instrumentos que hacen posible obtener isotermas de adsorción de gases/vapores en materiales sólidos. El Belsorp-max es un instrumento que permite medir el volumen de gas (o vapor de algún líquido) adsorbido en una sustancia porosa, mientras que el BELPREP-vacII es el equipo con el cual realizamos el pretratamiento a las muestras que serán analizadas. Ambos equipos (ver figura 5.1) fueron manufacturados por la corporación Microtrac-BEL.

Los carbones activados analizados recibieron un pretratamiento previo a la medición, con el fin de eliminar las impurezas (aire y agua principalmente), que consistió en una exposición de 6 horas a una temperatura de 300°C en el BELPREP-vacII, donde también se le realizó el proceso de vacío.

---

<sup>1</sup>Instituto Tecnológico de Santo Domingo.



(a) Belsorp-max

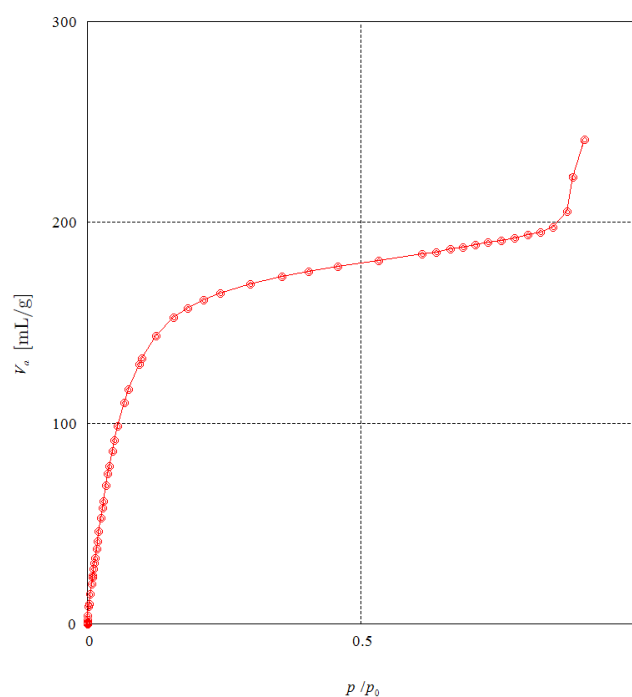


(b) BELPREP-vacII

**Figura 5.1:** Instrumentos del Laboratorio de Energías Alternativas del INTEC.

El pretratamiento del metanol consistió en usar nitrógeno líquido para congelar el metanol que se hallaba contenido en un recipiente, con el fin de realizar un proceso de vacío para extraer el aire que también estaba contenido en dicho recipiente (en el modelo del absorbente se considera que en su interior no hay mezcla de gases 2.1).

Seguido del pretratamiento de las muestras, se procedió a la obtención de las isothermas de adsorción utilizando el equipo Belsorp-max.

**Figura 5.2:** Isotherma de adsorción obtenida usando el instrumento Belsorp-max.

En general, las distintas isothermas obtenidas para el par de trabajo carbón-activado/metanol (ver figura 5.2), se corresponden con la isoterma tipo I según la clasificación [70] de la IUPAC<sup>2</sup> (ver figura A.1). Las isothermas de adsorción tipo I son características para materiales microporosos como los carbones activados.

En el anexo A.2 se encuentran los datos de las isothermas obtenidas para los pares de trabajo que se mencionan en este trabajo.

### 5.1.2 Parámetros de la Interacción

Para describir la adsorción física de gases en sólidos microporosos, se han utilizado ampliamente dos ecuaciones isotérmicas; la ecuación de Dubinin-Radushkevich (D-R) y la ecuación de Dubinin-Astakhov (D-A). La diferencia entre estas dos ecuaciones radica en el parámetro  $n$  que caracteriza la estructura microporosa. En la ecuación D-R este parámetro es igual a 2, mientras que en la ecuación D-A se considera una variable.

Particularmente en materiales carbonosos, se encuentra que el valor de  $n$  disminuye con el incremento del grado de activación y suele ser inferior a 2; con un rango típico de 1.20 y 1.80 para carbones fuertemente activados [71]. La ecuación D-R solo se aplica a carbones con microporos de la misma dimensión [72], mientras que la ecuación D-A demuestra ser más apropiada para carbones activados con una gran heterogeneidad de poros [73][74].

En la ecuación D-A [75] se establece la relación entre la proporción de masa de adsorbato alojada en la masa del adsorbente  $X$ , la proporción adsorbato/adsorbente máxima  $X_0$ , el coeficiente de afinidad entre el par de trabajo  $\beta$ , la temperatura  $T$ , la presión del sistema  $P$ , la presión de saturación del adsorbente  $P_s$ , y un parámetro de heterogeneidad  $n$ . La ecuación D-A se muestra a continuación:

$$X = X_0 \cdot \exp \left[ -\beta \left( T \cdot \ln \frac{P_s}{P} \right)^n \right] \quad (5.1)$$

Los parámetros  $X_0$ ,  $\beta$  y  $n$  dependen del par de trabajo específico; estos parámetros pueden ser diferentes si se utilizan carbones activados distintos aunque se utilice metanol como adsorbente en todos los casos.

---

<sup>2</sup>Unión Internacional de Química Pura y Aplicada por sus siglas en inglés "International Union of Pure and Applied Chemistry".

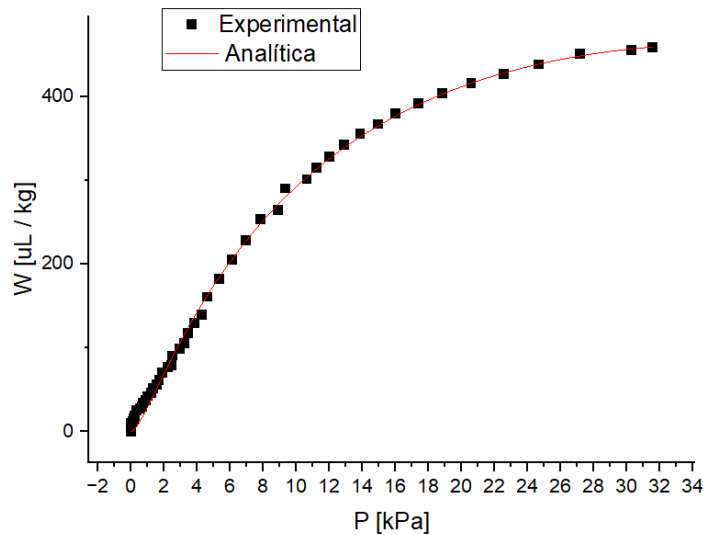
Una vez obtenidas las isothermas de adsorción del metanol sobre los carbones analizados, se procedió a programar una función en el software "Origin", creado por OriginLab. En dicha función, una expresión analítica se ajusta iterativamente con los datos experimentales de la isoterma ( $T$  [K],  $P_s$  [Pa],  $P$  [Pa], y  $X$  [kg/kg]) con el fin de obtener los parámetros ( $X_0$ ,  $\beta$  y  $n$ ) que caracterizan al par de trabajo<sup>3</sup>.

En la tabla 5.2 se muestran los parámetros de la ecuación D-A para los distintos pares refrigerantes utilizados en los prototipos que se mencionan en este trabajo, incluyendo además al carbón activado CNR-115; un carbón extruído y químicamente activado, fabricado por la corporación Cabot.

**Tabla 5.1:** Parámetros de la ecuación D-A para diferentes carbones con metanol.

| Adsorbente | $X_0$ [kg/kg] | $\beta$ [ $K^{-n}$ ] | $n$   |
|------------|---------------|----------------------|-------|
| Aquasorb   | 0.254         | 1.430E-5             | 1.688 |
| Char       | 0.0781        | 1.726E-4             | 1.235 |
| R          | 0.174         | 2.154E-8             | 2.553 |
| CNR 115    | 0.366         | 1.490E-5             | 1.728 |

Una vez obtenidos los parámetros de la ecuación D-A ( $X_0$ ,  $\beta$  y  $n$ ) para nuestro par de trabajo, procedimos a validarlos; generamos una isoterma analítica a partir de estos y la contrastamos con la isoterma obtenida experimentalmente. En la figura 5.3 se puede apreciar la coincidencia que existe entre ambas isothermas.



**Figura 5.3:** Isothermas de adsorción de metanol en CNR-115 a 40°C: experimental y analítica.

<sup>3</sup>De la isoterma se obtiene  $W_0$ , que es el volumen de adsorbato alojado en la masa del adsorbente; para obtener  $X_0$  a partir de  $W_0$  basta con multiplicar por la densidad del adsorbente (en el caso del metanol fue usada  $0.7914 \frac{g}{cm^3}$ ).

### 5.1.3 Energía de Adsorción

En el capítulo 2 vimos que la ecuación de conservación de energía en el absorbedor de un SRSA queda expresada en función de la energía de adsorción  $u_{ads}$ . Esta energía se relaciona con el modelo Dubinin-Astakhov[76] de la forma:

$$X = X_0 \cdot \exp \left[ - \left( \frac{\varepsilon}{u_{ads}} \right)^n \right] \quad (5.2)$$

donde  $\varepsilon$  representa el potencial de adsorción de Polanyi, que está dado por:

$$\varepsilon = R \cdot T \cdot \ln \frac{P_s}{P} \quad (5.3)$$

De esta manera, la energía de adsorción vendrá dada por la ecuación 5.4, y su valor para los diferentes carbones utilizados<sup>4</sup> se muestran en la tabla 5.2

$$u_{ads} = R \cdot \beta^{-1/n} \quad (5.4)$$

**Tabla 5.2:** Energía de adsorción  $u_{ads}$  para diferentes carbones activados y metanol como adsorbtivo/adsorbente.

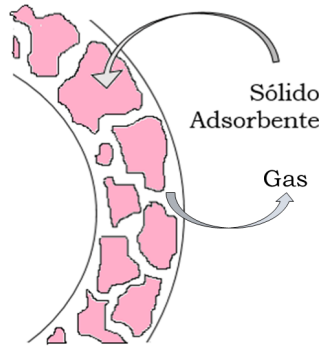
| Adsorbente | $u_{ads}$ [J/kg] |
|------------|------------------|
| Aquasorb   | 1.93E+5          |
| Char       | 2.89E+5          |
| R          | 2.62E+5          |
| CNR 115    | 1.61E+5          |

## 5.2 Porosidad Intergranular

Para determinar la masa del adsorbente que se encuentra alojado en los absorbedores de nuestro prototipo de SRSA, es necesario tomar en cuenta la geometría y dimensiones de los absorbedores.

Recordemos que nuestro absorbedor consiste en dos tubos concéntricos (ver figura 2.1) y, tal y como se ilustra en la figura 5.4, el adsorbente (en nuestro caso, carbón activado) no ocupará todo el volumen del absorbedor, debido a que existe un espacio entre los gránulos del sólido adsorbente.

<sup>4</sup>Debido a que no disponíamos de información acerca de los fabricantes de algunos de los carbones utilizados, estos fueron nombrados como *Char* y *R*.



**Figura 5.4:** Porosidad intergranular  $\epsilon$  en el interior del adsorbente.

La porosidad intergranular  $\epsilon$  se refiere a la razón de estos espacios con respecto al volumen total. Para el caso particular de nuestro adsorbente,  $\epsilon$  indica la proporción entre el volumen que puede ser ocupado por el gas adsorbtivo  $V_g$ , y el volumen total del adsorbente  $V_{abs}$ :

$$\epsilon = \frac{V_g}{V_{abs}} \quad (5.5)$$

Este volumen del adsorbente vendrá dado por la ecuación 5.6, donde  $L$  representa la longitud del adsorbente.

$$V_{abs} = \pi(r_{ex}^2 - r_{in}^2)L \quad (5.6)$$

Podemos determinar el valor de  $\epsilon$  experimentalmente de diferentes maneras, que se describen a continuación.

### 5.2.1 Determinar $\epsilon$ a partir de la Densidad

En el volumen total de adsorbente  $V_{abs}$  se encuentra el carbón activado  $V_c$  y el adsorbtivo  $V_g$ , por lo que:

$$V_g = V_{abs} - V_c \quad (5.7)$$

De manera que la ecuación 5.5 se convierte en:

$$\epsilon = \frac{V_{abs} - V_c}{V_{abs}} = 1 - \frac{V_c}{V_{abs}} \quad (5.8)$$

Sabemos que la densidad del carbón se expresa como:

$$\rho_c = \frac{m_c}{V_c} \quad (5.9)$$

Sin embargo, se introduce el término de densidad aparente  $\rho_{ap}$ , el cual los fabricantes incluyen en las hojas técnicas de este tipo de productos<sup>5</sup>, que indica la cantidad de masa de carbón que se puede alojar en cierto volumen:

$$\rho_{ap} = \frac{m_c}{V_{total}} \quad (5.10)$$

Así es que, en función de las ecuaciones 5.9 y 5.10, la ecuación 5.8 puede reescribirse como:

$$\epsilon = 1 - \frac{m_c/\rho_c}{m_c/\rho_{ap}} \quad (5.11)$$

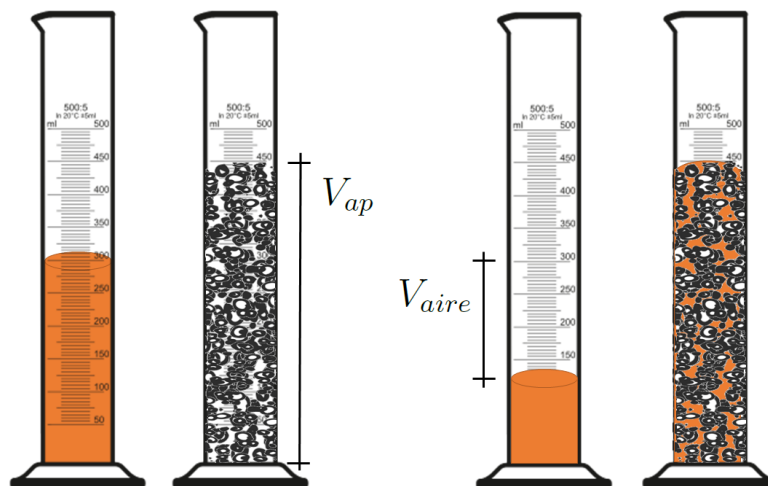
O finalmente:

$$\epsilon = 1 - \frac{\rho_{ap}}{\rho_c} \quad (5.12)$$

Este método tiene como desventaja que se necesita medir con mucha precisión la densidad del carbón, es decir, de un grano.

### 5.2.2 Determinar $\epsilon$ a partir del Volumen

Otro método, que se ilustra en la figura 5.5 consiste en medir el volumen tanto de un lecho de carbón activado como de un fluido, posteriormente vertir el fluido en el lecho carbón hasta ocupar los espacios vacíos.



**Figura 5.5:** Determinando la porosidad intergranular del carbón activado utilizando dos probetas graduadas.

<sup>5</sup>En caso de no tener acceso a la hoja técnica, se podría utilizar un recipiente graduado o de volumen conocido donde introducir carbón y posteriormente determinar su masa.

El volumen aparente del carbón  $V_{ap}$  incluye el volumen del carbón y del espacio entre los granos del carbón  $V_{aire}$ :

$$V_{ap} = V_c + V_{aire} \quad (5.13)$$

El volumen entre los granos de carbón se determina como el cambio en el volumen del fluido (en nuestro caso, agua), teniendo que la porosidad intergranular se calcula como:

$$\epsilon = \frac{V_{aire}}{V_{ap}} \quad (5.14)$$

### 5.3 Coeficiente de Darcy $K_d$

En la sección 2.4 hemos visto que la velocidad del adsorbtivo que se desplaza dentro del absorbedor, se relaciona con el gradiente de presión a través de la ley de Darcy, para lo que se hace necesario conocer la permeabilidad del medio  $K_d$  o "coeficiente de Darcy".

#### 5.3.1 Modelo Teórico

La permeabilidad de un lecho poroso conformado por partículas esféricas puede ser estimada a partir de la ecuación de Carman-Kozeny [77], donde  $D_p$  representa el diámetro promedio de las partículas:

$$K_d = \frac{\epsilon^3}{150(1 - \epsilon)^2} D_p^2 = \frac{\epsilon^3}{150(1 - \epsilon)^2} (D_v \Psi)^2 \quad (5.15)$$

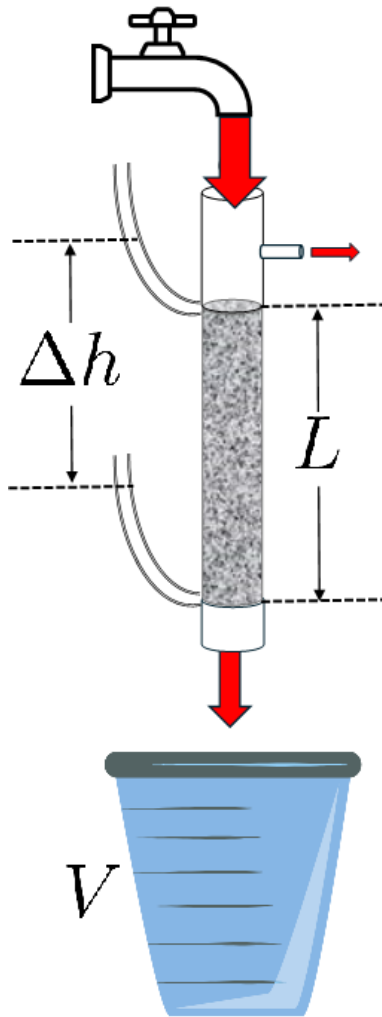
Al analizar la permeabilidad del CNR 115, observamos que su geometría es cilíndrica (4 mm de largo y 2mm de diámetro), por lo que recurrimos a una generalización para partículas de forma irregular [78] en la que se sustituye  $D_p$  por un factor de forma  $\theta$  que se define como el producto de  $D_v$  y  $\Psi$ , donde:

- $D_v$  es el diámetro de una esfera que tiene el mismo volumen que el cuerpo en cuestión.
- $\Psi$  es la esfericidad; la relación entre la superficie de una esfera que tiene el mismo volumen que la partícula en cuestión y la superficie real de la misma.

Se utilizó también la ecuación 5.15 para aproximar el  $K_d$  del CarboTech AG 1-3/100 (ver tabla 5.3). Los granos del mismo no tienen una forma geométrica definida por lo que fueron aproximados a un paralelepípedo, cuyas dimensiones (para una muestra) fueron determinadas con el programa *ImageJ*. Para los detalles de los cálculos ver el anexo D.2.

### 5.3.2 Determinación Experimental

Para determinar experimentalmente el coeficiente de Darcy  $K_d$  se construyó un equipo, cuyo esquema se observa en la figura 5.6.



**Figura 5.6:** Esquema del dispositivo experimental utilizado para determinar el coeficiente de Darcy  $K_d$  de diferentes carbones activados.

La permeabilidad absoluta fue determinada a partir de [79]:

$$K_{d-exp} = \frac{\mu \dot{m}}{\rho A} \left( \frac{\Delta P}{L} \right)^{-1} \quad (5.16)$$

donde:

- $\mu$  es la viscosidad dinámica del fluido (agua en nuestro caso).
- $\dot{m}$  es el caudal másico.
- $\rho$  es la densidad del fluido.
- $A$  es el área de la sección transversal del flujo ( $\pi d^2/4$ ).
- $\Delta P$  es la caída de presión.
- $L$  es la longitud del material poroso (en la dirección del flujo).

En el experimento se mantiene un flujo constante de agua, y se midió la caída de presión a lo largo de la muestra utilizando dos mangueras transparentes:

$$\Delta P = \rho g \Delta h$$

El caudal másico se calculó a partir de la medición de la masa de agua acumulada en un recipiente durante un período de tiempo  $t$ :

$$\dot{m} = \frac{\rho V}{t}$$

Por lo que finalmente:

$$K_{d-exp} = \frac{4LV}{\pi d^2 t \Delta h} \frac{\mu}{\rho g} \quad (5.17)$$

Los detalles de los experimentos se pueden ver el anexo D.1.

Los resultados del coeficiente de Darcy para los carbones CNR-115 y el CarboTech AG 1-3/100, se muestran en la tabla 5.3 a continuación. En la misma se evidencia una coincidencia en los valores arrojados mediante los métodos experimental y teórico, siendo la variación de tan sólo 0.24% en el caso del CNR, mientras que para el Carbotech fue de 12.5%, posiblemente debido a la aproximación de la forma de los gránulos como paralelepípedos.

**Tabla 5.3:** Coeficientes de Darcy para diferentes carbones activados; resultados teóricos y experimentales.

| <b>Carbón</b>        | <b>Teórico [<math>m^2</math>]</b> | <b>Experimental [<math>m^2</math>]</b> |
|----------------------|-----------------------------------|--|
| CNR-115              | $2.116 E^{-9}$                    | $2.121 E^{-9}$                         |
| CarboTech AG 1-3/100 | $1.460 E^{-9}$                    | $1.277 E^{-9}$                         |



# 6

## Resolución Matemática

### Contenido

---

|            |   |           |
|------------|---|-----------|
| <b>6.1</b> | <b>Condiciones Iniciales y de Borde . . . . .</b> | <b>51</b> |
| <b>6.2</b> | <b>Discretización . . . . .</b>                   | <b>52</b> |
| <b>6.3</b> | <b>Diagrama de Flujo . . . . .</b>                | <b>55</b> |

---

El modelo matemático del absorbedor quedó formulado mediante un sistema de ecuaciones diferenciales en derivadas parciales; la ecuación de balance de materia por unidad de volumen (6.1), la ecuación de conservación de energía por unidad de volumen (6.2), la ley de Darcy (6.3), y además suponemos que el adsorbtivo se comporta como un gas ideal (6.4):

$$\epsilon \frac{\partial}{\partial t} \rho_g + (1 - \epsilon) \rho_s \frac{\partial}{\partial t} X + \epsilon \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} (\rho_g \nu_g r) = 0 \quad (6.1)$$

$$\begin{aligned} & \epsilon c_{vg} \frac{\partial}{\partial t} (\rho_g T) + (1 - \epsilon) c_{vs} \rho_s \frac{\partial}{\partial t} T + (1 - \epsilon) c_{va} \rho_s \frac{\partial}{\partial t} (XT) + \\ & (1 - \epsilon) \rho_s u_{ads} \frac{\partial}{\partial t} X + \epsilon c_{pg} \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} (r \rho_g \nu_g T) = K_{ef} \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left( r \frac{\partial T}{\partial r} \right) \end{aligned} \quad (6.2)$$

$$\nu_g = - \frac{K_d}{\mu} \frac{\partial P}{\partial r} \quad (6.3)$$

$$P = \rho_g \frac{1}{M_{g-mol}} RT \quad (6.4)$$

donde:

- $M_{g-mol}$  es la masa molar del adsorativo<sup>1</sup>.
- $R$  es la constante del gas ideal  $[8.314 \frac{J}{K \times mol}]$ .

Para determinar la tasa de adsorción/desorción, utilizaremos el modelo LDF<sup>2</sup> [80] [81]:

$$\frac{\partial X}{\partial t} = \frac{15D_s}{r_p^2} (X_{eq} - X) \quad (6.5)$$

donde:

- $D_s$  es la difusividad de la superficie adsorbente.
- $r_p$  es el radio de las partículas del adsorbente.
- $X_{eq}$  representa la proporción adsorbato/adsorbente para la correspondiente presión y temperatura (dada por la ecuación D-A 5.1).
- $X$  representa proporción adsorbato/adsorbente instantánea.

A su vez, la expresión para determinar la difusividad en función de la temperatura [46] viene dada por:

$$D_s = D_0 \exp \left[ \frac{-E_a}{RT} \right] \quad (6.6)$$

donde:

- $E_a$  es la energía de activación de la difusión superficial.
- $D_0$  es el coeficiente de difusión superficial.

De manera que, la quinta ecuación que compone el sistema mediante el cual hallaremos las cinco variables que describen nuestro modelo del absorbedor, es:

$$\frac{\partial X}{\partial t} = (X_{eq} - X) \frac{15D_0}{r_p^2} \exp \left[ \frac{-E_a}{RT} \right] \quad (6.7)$$

<sup>1</sup>Para el metanol utilizamos  $M_{g-mol} = 0.03204 \frac{kg}{mol}$ .

<sup>2</sup>Fuerza motriz lineal, por las siglas en inglés de "linear driving force".

## 6.1 Condiciones Iniciales y de Borde

Las condiciones iniciales del modelo transitorio serán las siguientes:

- La temperatura inicial  $T_0$  en el absorbedor y en el colector será igual a la temperatura ambiente  $T_{Amb}$  (ver ecuación 6.8).
- Tanto la presión inicial del sistema  $P_0$ , como la presión inicial de saturación  $P_{s0}$ , serán calculadas utilizando la ecuación 4.1, para la temperatura del evaporador  $T_{evap}$  y la temperatura ambiente  $T_{Amb}$  respectivamente (ver ecuaciones 6.9 y 6.10).
- La proporción inicial adsorbente/adsorbato  $X_{inicial}$  se determinará utilizando la ecuación D-A (5.1) con los valores de presión y temperatura de  $P_0$ ,  $P_{s0}$  y  $T_0$  (ver ecuación 6.11).
- Se supondrá que el sistema se encontrará en equilibrio al inicio del día, por lo que no ocurrirá adsorción ni desorción, debido a lo que la velocidad inicial del gas será nula (ver ecuación 6.12).
- La densidad inicial del adsorbato  $\rho_{g0}$  se calculará mediante la ecuación del gas ideal (6.4) (ver ecuación 6.13).

$$T_0 = T_{Amb} \quad (6.8)$$

$$P_0 = 10 \left( A - \frac{B}{C + T_{evap}} \right) \quad (6.9)$$

$$P_{s0} = 10 \left( A - \frac{B}{C + T_{Amb}} \right) \quad (6.10)$$

$$X_{inicial} = X_0 \cdot \exp \left[ -\beta \left( T_0 \cdot \ln \frac{P_{s0}}{P_0} \right)^n \right] \quad (6.11)$$

$$\nu_{g0} = 0 \quad (6.12)$$

$$\rho_{g0} = \frac{P_0 M_{g-mol}}{RT_0} \quad (6.13)$$

En cuanto a las condiciones de contorno, para el tubo interno del absorbedor tendremos que, no existe flujo de calor por conducción en el canal (6.14):

$$\left. \frac{\partial T}{\partial r} \right|_{r_{in}} = 0 \quad (6.14)$$

También tendremos que la presión en el canal (6.15) vendrá dada por la obtenida por el modelo del condensador o evaporador, según lo descrito en capítulos anteriores:

$$P(r = r_{in}, t) = P_{ra} \quad (6.15)$$

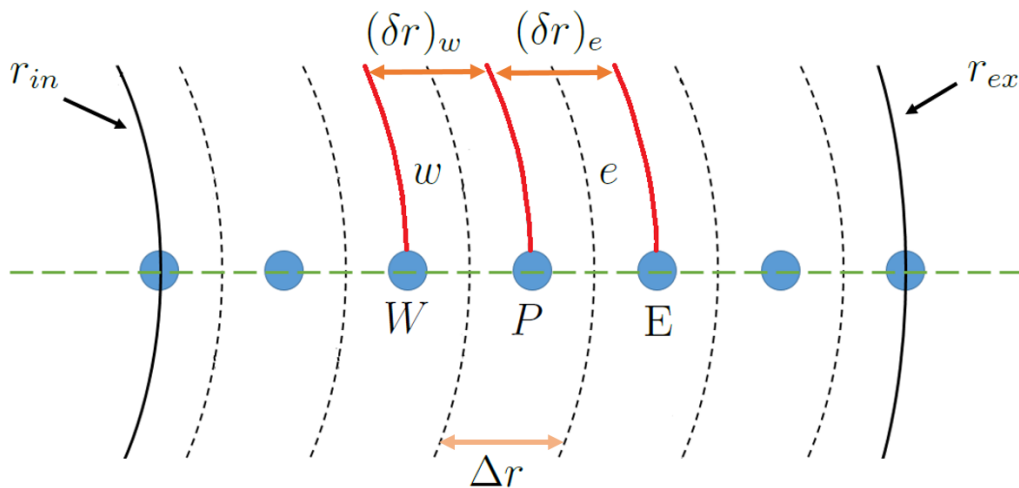
En el contorno exterior del absorbedor, tal como se muestra en las ecuaciones 6.16 y 6.17, tendremos que la velocidad del adsorbtivo es nula, y que el flujo neto de calor recibido viene dado según lo planteado en la ecuación 3.1) del presente trabajo.

$$\nu_g(r = r_{ex}) = 0 \quad (6.16)$$

$$\left| K_{ef} \frac{\partial T}{\partial r} \right|_{r_{ex}} = \dot{Q}_{neto}(t) \quad (6.17)$$

## 6.2 Discretización

Las funciones continuas, para ser tratadas numéricamente, requieren ser discretizadas mediante técnicas como las de diferencias finitas o elementos finitos. De esta manera, el modelo numérico (o discreto) resultante, puede solucionarse mediante un algoritmo finito de cálculo, que se considerará como una solución aproximada del problema de partida.



**Figura 6.1:** Discretización del volumen de control del absorbedor.

En nuestro caso, utilizamos la formulación del volumen de control [82], como método de discretización. En la figura 6.1 las líneas punteadas señalan las caras de los  $N$  volúmenes de control en que ha sido dividido el absorbedor. Si evaluáramos las variables de estado en el nodo  $P$  de la red, entonces tendremos que los puntos vecinos serán los puntos  $E$  y  $W$ <sup>3</sup>, denotando como  $e$  y  $w$  a las respectivas caras del volumen de control analizado.

De esta manera, las ecuaciones 6.7, 6.1, 6.2, 6.4 y 6.3; han sido discretizadas respectivamente como sigue:

$$\frac{X_{(P,t+\Delta t)} - X_{(P,t)}}{\Delta t} = [X_{eq(P,t)} - X_{(P,t)}] \frac{15D_0}{r_p^2} \exp \left[ \frac{-E_a}{RT_{(P,t)}} \right] \quad (6.18)$$

$$\epsilon \left[ \frac{\rho_{g(P,t+\Delta t)} - \rho_{g(P,t)}}{\Delta t} \right] + (1-\epsilon)\rho_s \left[ \frac{X_{(P,t+\Delta t)} - X_{(P,t)}}{\Delta t} \right] + \epsilon \left[ \frac{\rho_{g(P,t+\Delta t)}}{r(P)} \right] \frac{\nu_{g(e,t)}r(e) - \nu_{g(w,t)}r(w)}{\Delta r} = 0 \quad (6.19)$$

$$\begin{aligned} & \epsilon c_{vg} \left[ \frac{\rho_{g(P,t+\Delta t)}T_{(P,t+\Delta t)} - \rho_{g(P,t)}T_{(P,t)}}{\Delta t} \right] + (1-\epsilon)c_{vs}\rho_s \frac{T_{(P,t+\Delta t)} - T_{(P,t)}}{\Delta t} + \\ & (1-\epsilon)c_{va}\rho_s \frac{X_{(P,t+\Delta t)}T_{(P,t+\Delta t)} - X_{(P,t)}T_{(P,t)}}{\Delta t} + (1-\epsilon)\rho_s u_{ads} \frac{X_{(P,t+\Delta t)} - X_{(P,t)}}{\Delta t} \\ & + \left[ \epsilon c_{pg} \frac{\rho_{g(P,t+\Delta t)}T_{(P,t+\Delta t)}}{r(P)} \right] \times \left[ \frac{r(e)\nu_{g(e,t)} - r(w)\nu_{g(w,t)}}{\Delta r} \right] \\ & K_{ef} \frac{1}{r(P)\Delta r} \left[ r(e) \frac{T_{(E,t+\Delta t)} - T_{(P,t+\Delta t)}}{\Delta r} - r(w) \frac{T_{(P,t+\Delta t)} - T_{(W,t+\Delta t)}}{\Delta r} \right] \end{aligned} \quad (6.20)$$

$$P_{(P,t+\Delta t)} = \rho_{g(P,t+\Delta t)} \frac{1}{M_{g-mol}} RT_{(P,t+\Delta t)} \quad (6.21)$$

$$\nu_{g(w,t+\Delta t)} = -\frac{K_d}{\mu} \left[ \frac{P_{(P,t+\Delta t)} - P_{(W,t+\Delta t)}}{\Delta r} \right] \quad (6.22)$$

De las ecuaciones 6.18 a 6.22 obtendremos, en ese orden, los valores correspondientes de  $X$ ,  $\rho_g$ ,  $T$ ,  $P$  y  $\nu_g$  respectivamente, para la siguiente iteración (en un tiempo que será  $t + \Delta t$ ).

Para obtener la distribución de temperatura en el absorbedor, utilizamos el método TDMA<sup>4</sup> para la resolución de la ecuación de balance de energía (6.20), considerando un esquema implícito.

<sup>3</sup>Esta denotación surge para referirse a los puntos que se encuentran al este y al oeste de  $P$  respectivamente, por sus iniciales en inglés "East" and "West".

<sup>4</sup>TDMA se refiere al algoritmo de la matriz tridiagonal, por sus siglas en inglés.

La correspondiente ecuación de discretización para los volúmenes de control intermedios de la ecuación 6.20 sería la siguiente:

$$a_P T_{(P,t+\Delta t)} = a_E T_{(E,t+\Delta t)} + a_W T_{(W,t+\Delta t)} + b \quad (6.23)$$

donde:

$$a_P = \frac{\epsilon c_{vg} \rho g_{(P,t+\Delta t)}}{\Delta t} + \frac{(1-\epsilon) c_{vs} \rho_s}{\Delta t} + (1-\epsilon) c_{va} \rho_s \frac{X_{(P,t+\Delta t)}}{\Delta t} + \left[ \epsilon c_{pg} \frac{\rho g_{(P,t+\Delta t)}}{r_{(P)}} \right] \times \left[ \frac{r_{(e)} \nu_{g_{(e,t)}} - r_{(w)} \nu_{g_{(w,t)}}}{\Delta r} \right] + \frac{K_{ef} [r_{(e)} + r_{(w)}]}{r_{(P)} \Delta r^2} \quad (6.24)$$

$$a_E = \frac{K_{ef} r_{(e)}}{r_{(P)} \Delta r^2} \quad (6.25)$$

$$a_W = \frac{K_{ef} r_{(w)}}{r_{(P)} \Delta r^2} \quad (6.26)$$

$$b = \frac{\epsilon c_{vg} \rho g_{(P,t)} T_{(P,t)}}{\Delta t} + (1-\epsilon) c_{vs} \rho_s \frac{T_{(P,t)}}{\Delta t} + (1-\epsilon) c_{va} \rho_s \frac{X_{(P,t)} T_{(P,t)}}{\Delta t} - (1-\epsilon) \rho_s u_{ads} \frac{X_{(P,t+\Delta t)} - X_{(P,t)}}{\Delta t} \quad (6.27)$$

De manera similar, y notando que en la distribución de los nodos elegida en este trabajo (ver figura 6.1) donde los nodos en los extremos están rodeados solamente por medio volumen de control, obtendremos los coeficientes  $a_P$ ,  $a_E$ ,  $a_W$  y  $b$  correspondientes a los extremos tomando en cuenta las condiciones de borde descritas por las ecuaciones 6.14 y 6.17 respectivamente.

Luego, escribiendo la ecuación 6.23 de forma general, siendo  $m$  la denotación del nodo a evaluar, obtendremos:

$$a_m T_{(m,t+\Delta t)} = b_m T_{(m+1,t+\Delta t)} + c_m T_{(m-1,t+\Delta t)} + d_m \quad (6.28)$$

Posteriormente tendremos que:

$$T_{(m,t+\Delta t)} = P_m T_{(m+1,t+\Delta t)} + Q_m \quad (6.29)$$

donde:

$$P_m = \frac{b_m}{a_m - c_m P_{m-1}} \quad (6.30)$$

$$Q_m = \frac{d_m + c_m Q_{m-1}}{a_m - c_m P_{m-1}} \quad (6.31)$$

Sabiendo que, para el volumen de control del extremo interno:

$$P_1 = \frac{b_1}{a_1} \quad (6.32)$$

$$Q_1 = \frac{d_1}{a_1} \quad (6.33)$$

Y para el volumen de control del extremo externo:

$$P_N = 0 \quad (6.34)$$

$$T_N = Q_N \quad (6.35)$$

### 6.3 Diagrama de Flujo

El modelo transitorio del sistema de refrigeración solar por adsorción fue programado en lenguaje C++; editado y compilado en *CodeBlocks*, un entorno de desarrollo integrado gratuito y multiplataforma. El diagrama de flujo del algoritmo computacional de cálculo se muestra en la figura 6.2.

En el mismo se distinguen los bloques del absorbedor, del colector (el cual provee el flujo de calor neto  $\dot{Q}_{neto}$  como condición de borde al absorbedor), el condensador y el evaporador (los cuales proveen la presión en el canal como otra condición de borde para el absorbedor).

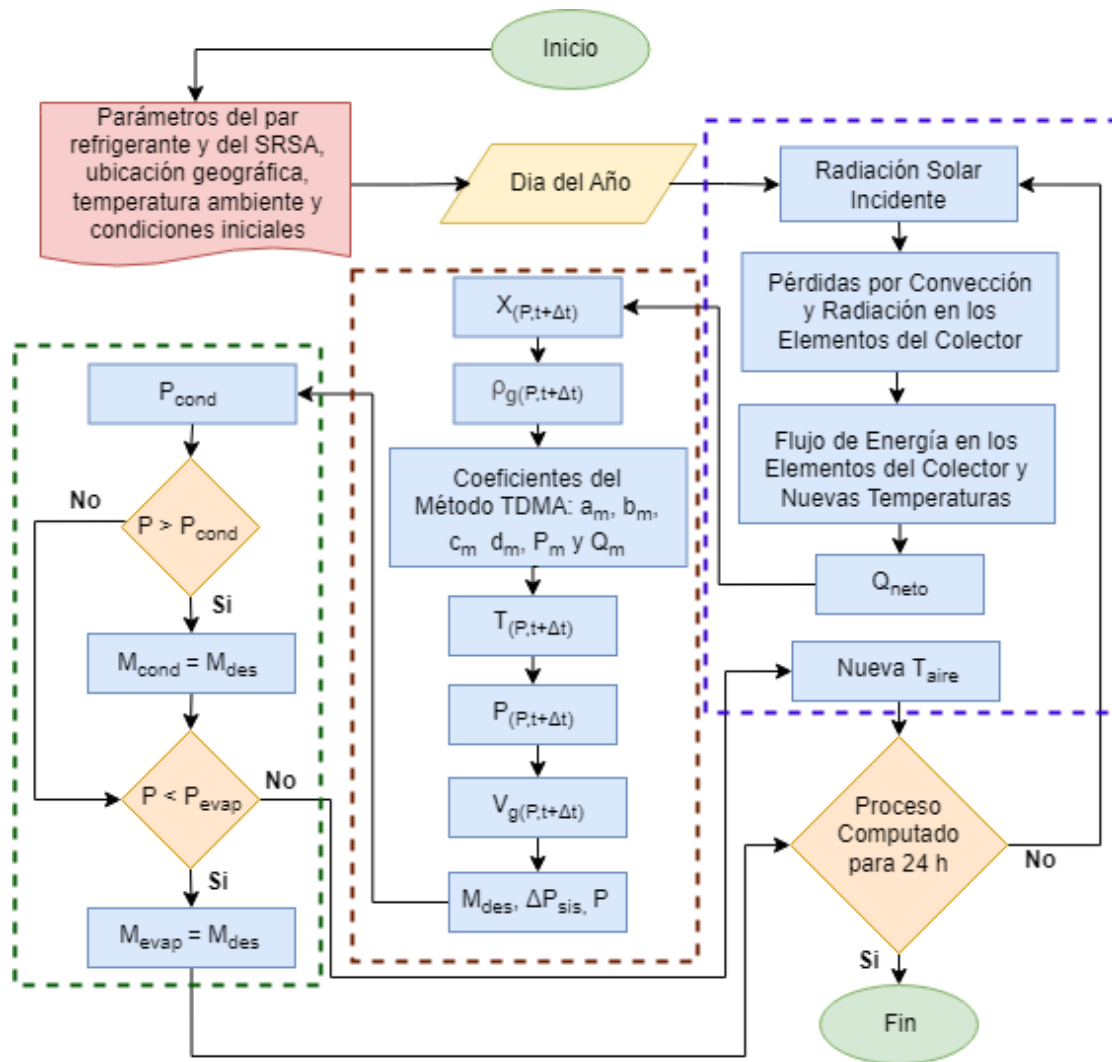


Figura 6.2: Diagrama de flujo simplificado del algoritmo de cálculo del modelo transitorio.

# 7

## Resultados y Discusión

### Contenido

---

|  |           |
|--|-----------|
| <b>7.1 Validación Experimental . . . . .</b>                                   | <b>58</b> |
| 7.1.1 Resultados Prototipo <i>BA1</i> . . . . .                                | 60        |
| 7.1.2 Resultados Prototipo <i>SD</i> . . . . .                                 | 61        |
| 7.1.3 Resultados Prototipo <i>BA2</i> . . . . .                                | 62        |
| <b>7.2 Datos Experimentales y Modelo Transitorio . . . . .</b>                 | <b>63</b> |
| 7.2.1 Rendimiento de los Prototipos . . . . .                                  | 64        |
| <b>7.3 Comparación con Otros Modelos . . . . .</b>                             | <b>65</b> |
| 7.3.1 Modelo de Equilibrio . . . . .   | 65        |
| 7.3.2 Modelo Universal . . . . .   | 69        |
| <b>7.4 Mejoras en el Diseño de los Prototipos . . . . .</b>                    | <b>72</b> |
| 7.4.1 Recinto Aislante en <i>BA1</i> . . . . .                                 | 72        |
| 7.4.2 Carbón Activado Utilizado en <i>BA2</i> . . . . .                        | 73        |
| 7.4.3 Radio Interior $r_a$ . . . . .   | 74        |
| <b>7.5 Influencia de las Condiciones Climáticas . . . . .</b>                  | <b>75</b> |
| <b>7.6 <math>K_d</math> y <math>\nabla P</math> en el Absorbedor . . . . .</b> | <b>76</b> |
| <b>7.7 Análisis Estadístico de la Irradiancia Solar . . . . .</b>              | <b>78</b> |

---

A continuación realizaremos una comparación de los datos experimentales arrojados por 3 prototipos, y procederemos a compararlos con los resultados obtenidos mediante la simulación del modelo transitorio, así como de otros modelos de implementación más sencilla, lo que nos permitirá mostrar claramente las razones por las cuales el modelo transitorio ofrece estimaciones más precisas del frío generado.

Luego de esto, propondremos mejoras en el diseño de los prototipos basándonos en algunos análisis realizados utilizando el modelo transitorio desarrollado.

## 7.1 Validación Experimental

A continuación se muestran los resultados de los 3 prototipos; el prototipo **BA1** localizado en la *Universidad Nacional de General Sarmiento (UNGS)*, Buenos Aires (Argentina) y que contenía el carbón **R**; el prototipo **SD** localizado en el *Instituto Tecnológico de Santo Domingo*, en Santo Domingo (República Dominicana) y que contenía el carbón **Aquasorb**; y el prototipo **BA2** localizado en la *UNGS*, Buenos Aires (Argentina) y que contenía el carbón **Char**.



**Figura 7.1:** Prototipos **BA1** (izquierda) y **BA2** (derecha).

Las mediciones utilizadas para la validación experimental de estos prototipos, tanto las de la temperatura en el exterior de los absorbedores como las del metanol circulante, fueron tomadas por el grupo de investigación antes de mi incorporación al mismo. Dado que ninguno de los prototipos se encontraba en funcionamiento al momento de realizar este trabajo, fue necesario recurrir a los datos históricos. En consecuencia, la validación experimental para un mismo prototipo (**BA1** y **SD**, específicamente) se efectúa con datos de temperatura y metanol circulante correspondientes a días distintos, en función de la información disponible.

También vale resaltar que en los gráficos 7.4 y 7.6 donde se muestran las temperaturas medidas en los absorbedores de los prototipos **SD** y **BA2** respectivamente, los datos experimentales fueron tomados cada 5 minutos en el caso del prototipo **SD**, y cada 2 minutos en el caso del prototipo **BA2**. Dada la gran densidad de puntos, se decidió representar las temperaturas mediante gráficos de líneas para una visualización más clara.

Para realizar las simulaciones se tomaron en cuenta propiedades específicas del par refrigerante que se compilan en la tabla 7.1, mientras que los parámetros constructivos de los prototipos se muestran en la tabla ??, resaltando que los prototipos **SD** y **BA2** son idénticos. Vale señalar que en el prototipo **BA1** el sistema de colección solar no está aislado térmicamente, por lo que al momento de simular el comportamiento de dicho dispositivo, fue necesario hacer las modificaciones oportunas en el programa.

**Tabla 7.1:** Especificaciones de pares refrigerantes utilizados en los distintos prototipos de RSA validados.

| Parámetro                            | BA1      | SD       | BA2      |
|--------------------------------------|----------|----------|----------|
| $X_0$ [kg/kg]                        | 0.174    | 0.254    | 0.0781   |
| $\beta$ [K <sup>-n</sup> ]           | 2.15E-08 | 1.43E-05 | 1.73E-04 |
| $n$                                  | 2.553    | 1.688    | 1.235    |
| $u_{ads}$ [J/kg]                     | 2.62E+05 | 1.93E+05 | 2.89E+05 |
| $k_d$ [m <sup>2</sup> ]              | 8.04E-13 | 3.04E-10 | 3.04E-11 |
| $\epsilon$                           | 0.3      | 0.5      | 0.4      |
| $\rho_{carbon}$ [kg/m <sup>3</sup> ] | 900      | 1100     | 1000     |

**Tabla 7.2:** Especificaciones de los distintos prototipos de RSA validados.

| Componente   | Parámetro                     | BA1    | SD / BA2 |
|--------------|-------------------------------|--------|----------|
| Absorbedores | n                             | 1      | 2        |
|              | $r_{ex}$ [m]                  | 0.05   | 0.065    |
|              | $r_{in}$ [m]                  | 0.015  | 0.015    |
|              | L [m]                         | 0.9    | 1.2      |
| Colector     | A [m <sup>2</sup> ]           | 0.6    | 1.8      |
| Condensador  | $A_T$ [m <sup>2</sup> ]*      | 0.1224 | 0.7824   |
|              | $V_{agua}$ [L]*               | 20     | 150      |
| Evaporador   | $V_{evap}$ [m <sup>3</sup> ]* | 0.001  | 0.004    |
| Cámara Fría  | $V_{cf}$ [m <sup>3</sup> ]*   | -      | 0.04     |

\*  $A_T$  se refiere a la superficie de transferencia de calor del condensador,  $V_{agua}$  se refiere al volumen de agua contenido en el recipiente en que se sumerge el condensador,  $V_{evap}$  es el volumen del evaporador y  $V_{cf}$  es el volumen de la cámara fría.

### 7.1.1 Resultados Prototipo BA1

En la figura 7.2 se muestra la evolución temporal de la temperatura medida en la superficie del absorbedor del prototipo BA1 para el 23 de octubre del 2008, y las simuladas por el modelo transitorio para el mismo día.

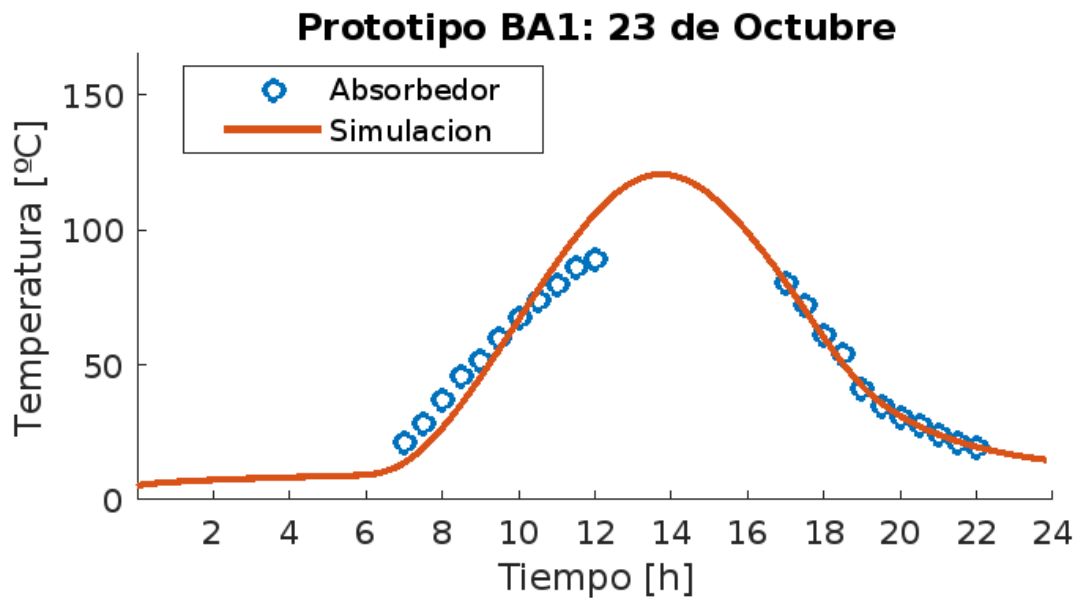


Figura 7.2: Temperatura en el absorbedor del prototipo BA1 para el 23 de octubre.

En la figura 7.3 se muestra la evolución temporal de la masa de metanol en el prototipo BA1 para el 14 de agosto del 2008, según el modelo transitorio.

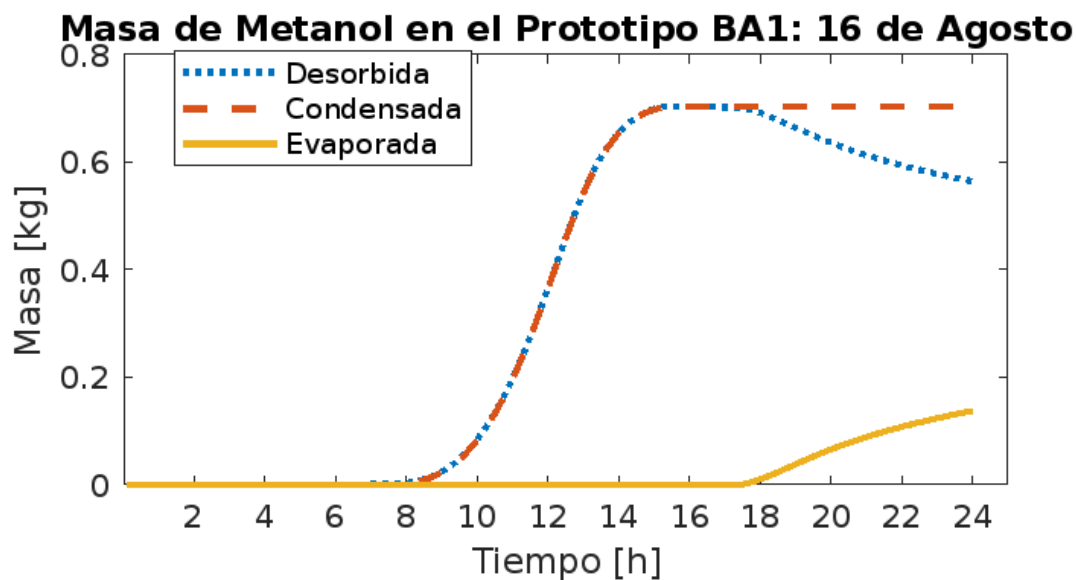


Figura 7.3: Masa de metanol en el prototipo BA1 para el 14 de agosto.

### 7.1.2 Resultados Prototipo SD

En la figura 7.4 se muestra la evolución temporal de las temperaturas medidas en la superficie de los absorbedores del prototipo SD para el 9 de febrero del 2011, y las simuladas por el modelo transitorio para el mismo día.

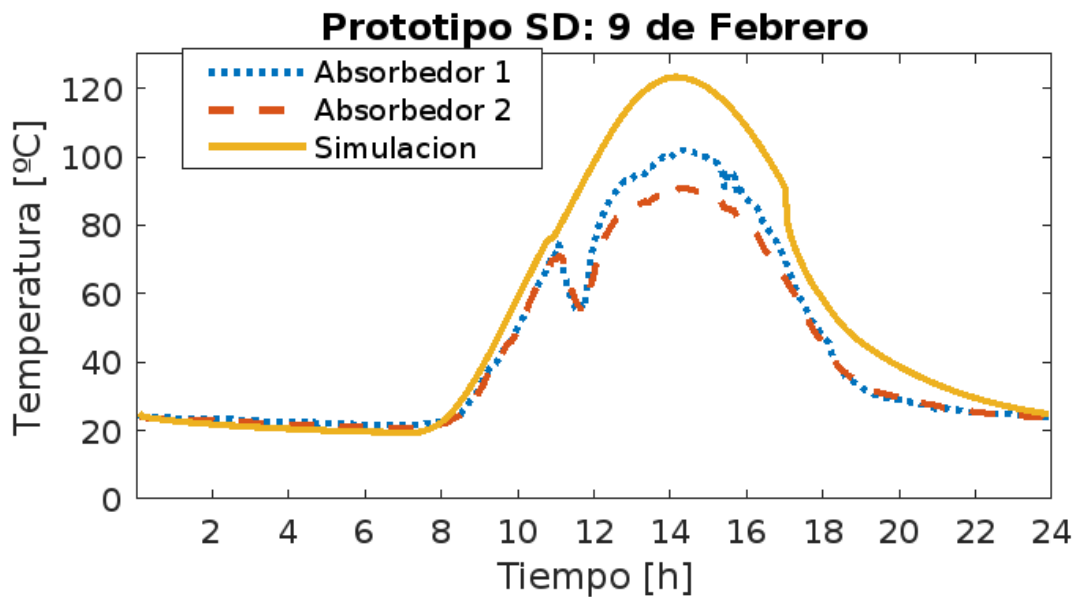


Figura 7.4: Temperatura en los absorbedores del prototipo SD para el 9 de febrero.

En la figura 7.5 se muestra la evolución temporal de la masa de metanol en el prototipo SD para el 13 de enero del 2011, según el modelo transitorio.

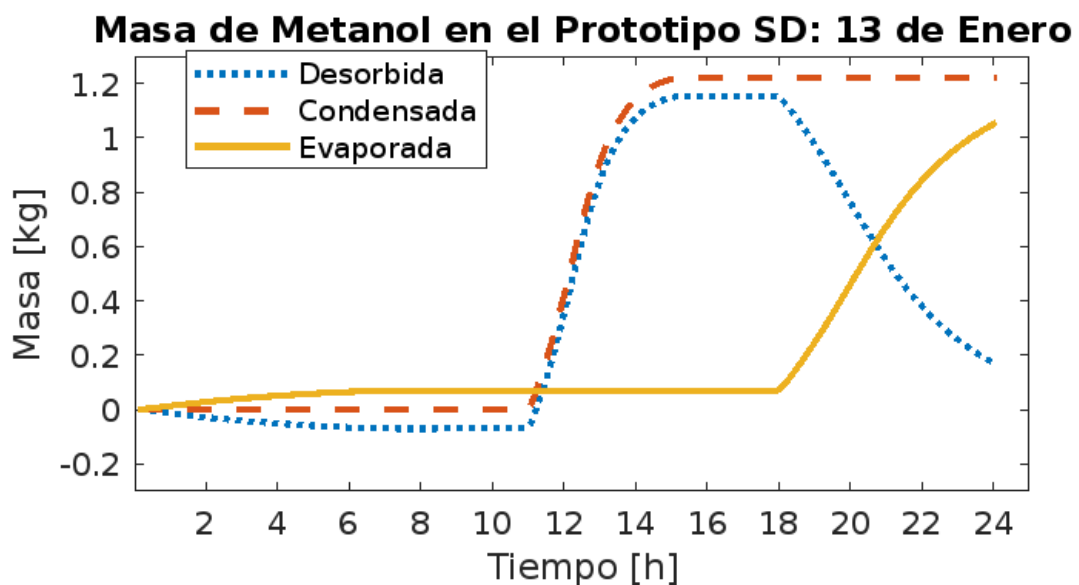


Figura 7.5: Masa de metanol en el prototipo SD para el 13 de enero.

### 7.1.3 Resultados Prototipo BA2

En la figura 7.6 se muestra la evolución temporal de las temperaturas medidas en la superficie de los absorbedores del prototipo BA2 para el 9 de marzo del 2011, y las simuladas por el modelo transitorio para el mismo día.

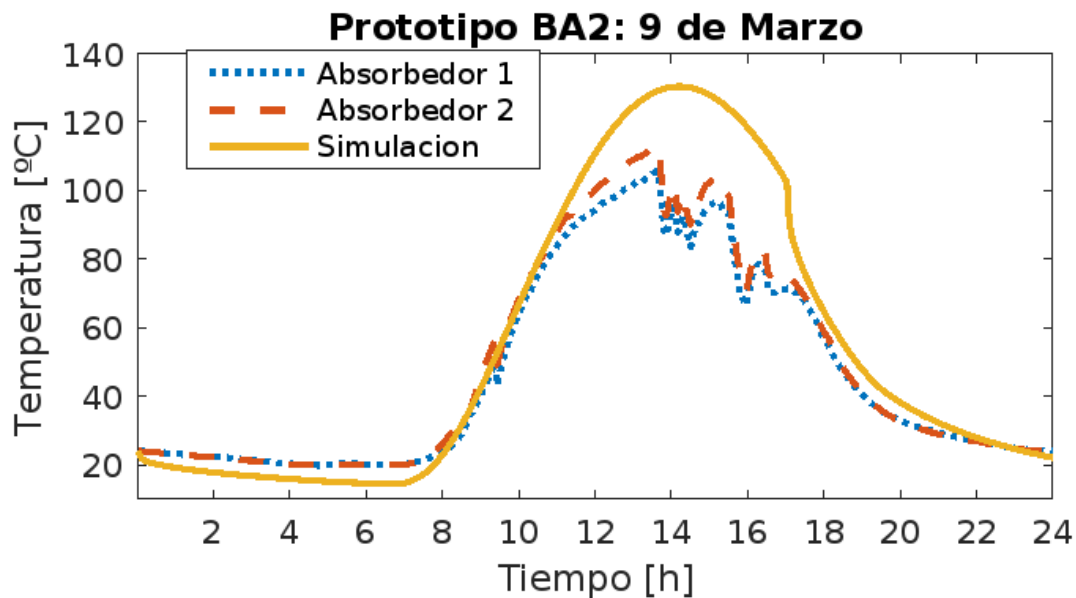


Figura 7.6: Temperatura en los absorbedores del prototipo BA2 para el 9 de marzo.

En la figura 7.7 se muestra la evolución temporal de la masa de metanol en el prototipo BA2 para el 9 de marzo del 2011, según el modelo transitorio.

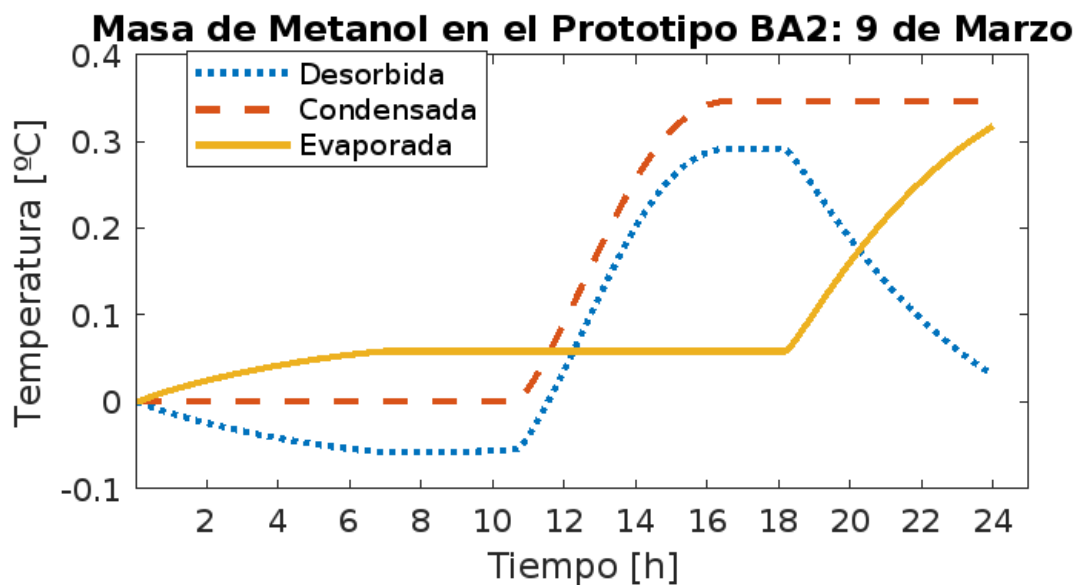


Figura 7.7: Masa de metanol en el prototipo BA2 para el 9 de marzo.

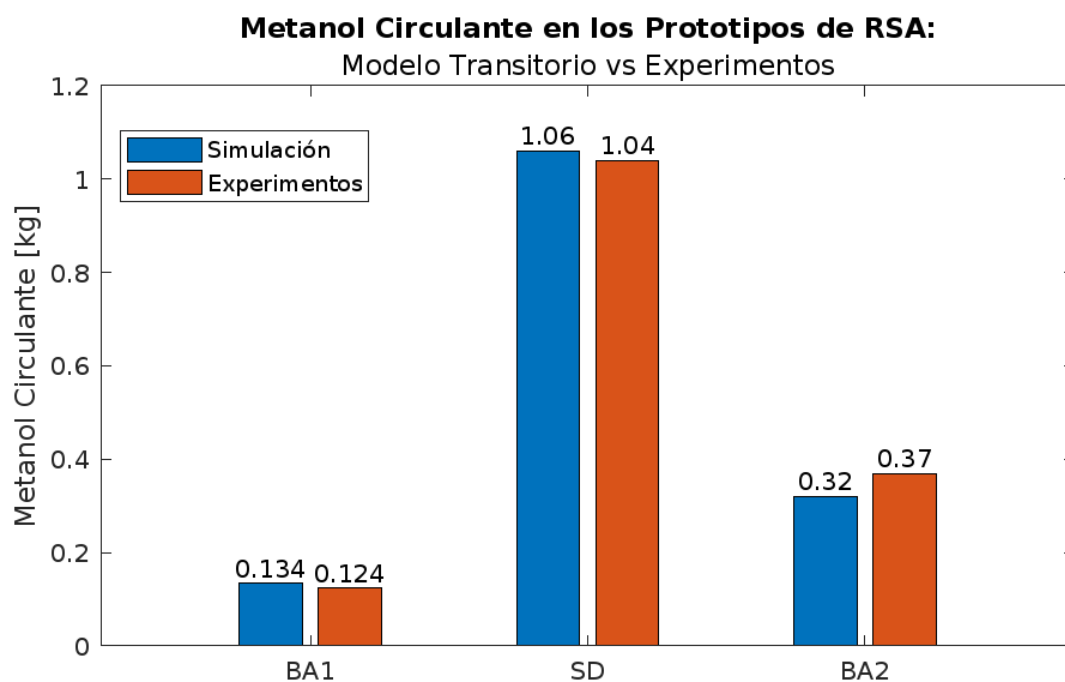
## 7.2 Datos Experimentales y Modelo Transitorio

En las figuras 7.2, 7.4 y 7.6 pudimos observar una concordancia aceptable entre las temperaturas medidas en los absorbedores de los distintos prototipos, y las simuladas por el modelo transitorio desarrollado.

En las figuras 7.4 y 7.6 específicamente, podemos notar efectos de la nubosidad en forma de una caída repentina de la temperatura alrededor de las 12 horas en la figura 7.4, mientras que en la figura 7.6 estas perturbaciones se observan entre las 14-17 horas. Sería de esperar que en un día claro, donde la nubosidad no reduzca la radiación solar recibida por el prototipo, la temperatura máxima alcanzada por los absorbedores tuviera una correspondencia aún más estrecha con la simulación.

También en las figuras 7.4 y 7.6 se aprecia una diferencia en las temperaturas medidas en ambos absorbentes; esto se debe a la inclinación del colector solar, que causa la estratificación del aire en su interior. Por esta razón el absorbedor superior siempre tendrá una temperatura ligeramente mayor que el inferior.

De las figuras 7.3, 7.5 y 7.7 es posible obtener la masa de metanol circulante de los prototipos. En la figura 7.8 se muestran estos resultados, junto a los datos obtenidos experimentalmente de los prototipos **SD** y **BA2**[33], así como del **BA1**. En esta figura se ilustra una sobreestimación en la masa circulante de 8% y 2% en el caso de los prototipos **BA1** y **SD** respectivamente, y una subestimación de aproximadamente 14% en el caso del prototipo **BA2**.

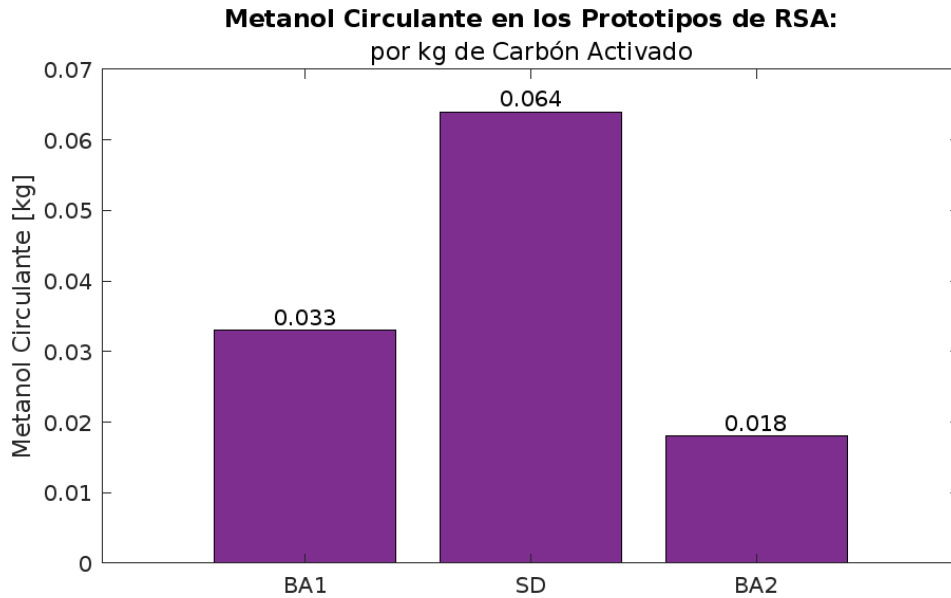


**Figura 7.8:** Masa circulante de metanol: modelo transitorio vs datos experimentales.

### 7.2.1 Rendimiento de los Prototipos

En la figura 7.8 se observa que la cantidad de metanol circulante en el prototipo **SD** es mayor a la de los demás prototipos (8 y 3 veces respectivamente), lo que podría llevarnos a pensar que posee mejores características, pero recordemos que posee cuatro veces más carbón que el prototipo **BA1**, y que aunque es de similar construcción que el **BA2**, no estuvieron expuestos a la misma radiación solar.

Para abordar la primera diferencia, la cantidad de carbón activado, calculamos la cantidad de metanol circulante por cada kg de carbón alojado en los prototipos, obteniendo la figura 7.9. Observamos que la producción de frío por kg de carbón del prototipo **SD** fue tan solo un 93% más con respecto al prototipo **BA1**, mientras que fue un 260% mayor en comparación con el prototipo **BA2**.



**Figura 7.9:** Masa circulante de metanol en los prototipos por kg de carbón activado, según el modelo transitorio.

Si ahora tomamos en cuenta la cantidad de frío que generan los prototipos  $Q_{enf}$  (ecuación 4.7), en relación con el calor que reciben los absorbedores a lo largo del día  $\dot{Q}_r$  (ecuación 3.6), tendremos que la eficiencia será:

$$COP = \frac{Q_{enf}}{\int_{0h}^{24h} \dot{Q}_r \cdot dt} \quad (7.1)$$

De la figura 7.10 podemos observar que, contrario a lo que nos haría intuir la figura 7.8, el prototipo **BA1** es casi el doble de eficiente que el **BA2**, un 92% más. Aparte de esto, observamos que a pesar de poseer los mismos parámetros constructivos, el prototipo **SD** es 4 veces más eficiente que el **BA2**; por supuesto,

hay otros factores como la temperatura ambiente y el carbón activado utilizado que tienen una gran influencia en la eficiencia de los prototipos (ver secciones 7.4.2 y 7.5).

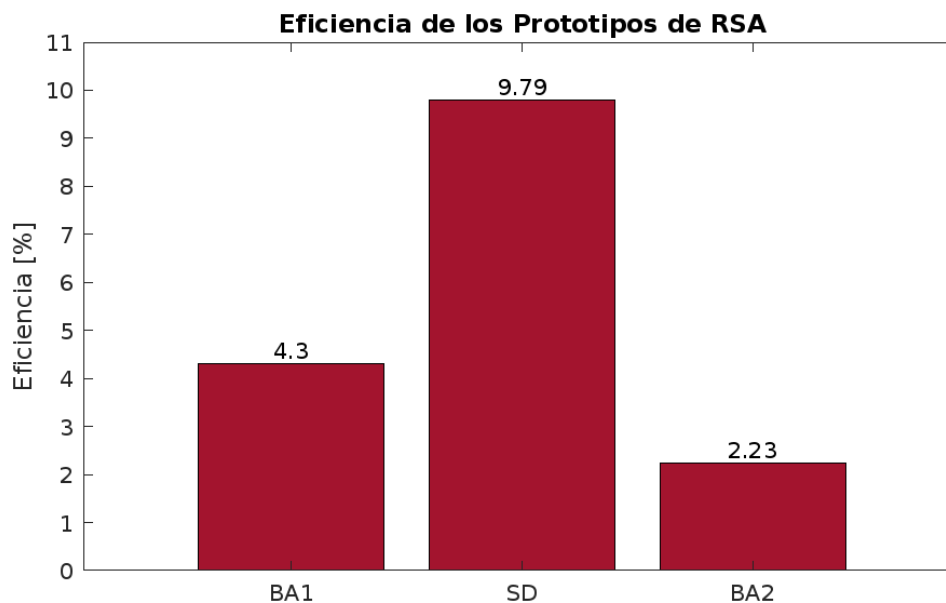


Figura 7.10: Eficiencia de los prototipos, según el modelo transitorio.

## 7.3 Comparación con Otros Modelos

Es posible hacer una aproximación inicial del dimensionamiento previo de los componentes de un prototipo de RSA basándose en las necesidades de enfriamiento y otros modelos matemáticos más sencillos. En esta sección describiremos dos modelos que fueron analizados en un trabajo previo [83] (y con miras al presente estudio), y realizaremos una comparación de los resultados arrojados por los mismos con respecto a los datos experimentales y mostraremos como algunas de las simplificaciones afectan la calidad de las estimaciones.

### 7.3.1 Modelo de Equilibrio

En la sección 1.2.1 se describió el funcionamiento de un sistema de refrigeración solar por adsorción. De allí se hace evidente que la cantidad de frío generado en este tipo de dispositivos es proporcional a la cantidad de adsorbente que circula en el sistema a lo largo del día.

Para el desarrollo del modelo de equilibrio de un SRSA, asumimos que la concentración mínima de adsorbato dentro de los poros del adsorbente se alcanza aproximadamente al mediodía, cuando la temperatura es máxima, mientras que la concentración máxima ocurre cuando la temperatura ambiente es mínima, por la noche.

Dicho esto, es posible estimar algunas variables de estado del sistema (como presión y temperatura) para obtener la proporción de adsorbato en el adsorbente, ya que conocemos la ecuación que describe la interacción entre el sorbente y el adsorbato (ecuación D-A), así como los parámetros del par refrigerante (sección 5.1.2).

Tendremos que, en la etapa de desorción:

- La temperatura máxima que alcanza la superficie de los absorbedores será  $T_{abs-max}$ .
- La temperatura del condensador  $T_{cond}$  será igual a la temperatura ambiente máxima  $T_{max}$  mostrada en la tabla 3.2.
- La presión del sistema será  $P_{des}$ , y será igual a la presión de saturación del adsorbente a la temperatura del condensador  $T_{cond}$ .
- La presión de saturación del adsorbente  $P_{s_{des}}$ , estará regida por la temperatura máxima de los absorbedores  $T_{abs-max}$ .

Mientras que en la etapa de adsorción:

- La temperatura mínima registrada en la superficie de los absorbedores será  $T_{abs-min}$ , y será igual a la temperatura ambiente mínima  $T_{min}$  mostrada en la tabla 3.2.
- La temperatura del evaporador será  $T_{evap}$ .
- La presión del sistema será  $P_{ads}$ , y será igual a la presión de saturación del adsorbente a la temperatura del evaporador  $T_{evap}$ .
- La presión de saturación del adsorbente  $P_{s_{ads}}$ , estará regida por la temperatura mínima de los absorbedores  $T_{abs-min}$ .

Para calcular la presión de saturación del adsorbente utilizaremos la ecuación de Antoine (4.1).

De esta manera, la proporción de adsorbato/adsorbente  $X$  puede ser hallada por medio de la ecuación 5.1 y, siguiendo con las consideraciones expuestas, para un día particular las proporciones mínima y máxima pueden ser calculadas con las ecuaciones 7.2 y 7.3 respectivamente.

$$X_{min} = X_0 \cdot \exp \left[ -\beta \left( T_{abs-max} \cdot \ln \frac{P_{s_{des}}}{P_{des}} \right)^n \right] \quad (7.2)$$

$$X_{max} = X_0 \cdot \exp \left[ -\beta \left( T_{abs-min} \cdot \ln \frac{P_{s_{ads}}}{P_{ads}} \right)^n \right] \quad (7.3)$$

Donde:

$$P_{des} = 10 \left( A - \frac{B}{C + T_{cond}} \right) \quad (7.4)$$

$$P_{ads} = 10 \left( A - \frac{B}{C + T_{evap}} \right) \quad (7.5)$$

$$P_{S_{des}} = 10 \left( A - \frac{B}{C + T_{abs-max}} \right) \quad (7.6)$$

$$P_{S_{ads}} = 10 \left( A - \frac{B}{C + T_{abs-min}} \right) \quad (7.7)$$

Tendremos entonces que la masa de adsorbtivo que circula en el SRSA a lo largo del día, metanol en nuestro caso, vendrá dada por la siguiente expresión:

$$M_{met} = [X_{max} - X_{min}] \cdot M_c \quad (7.8)$$

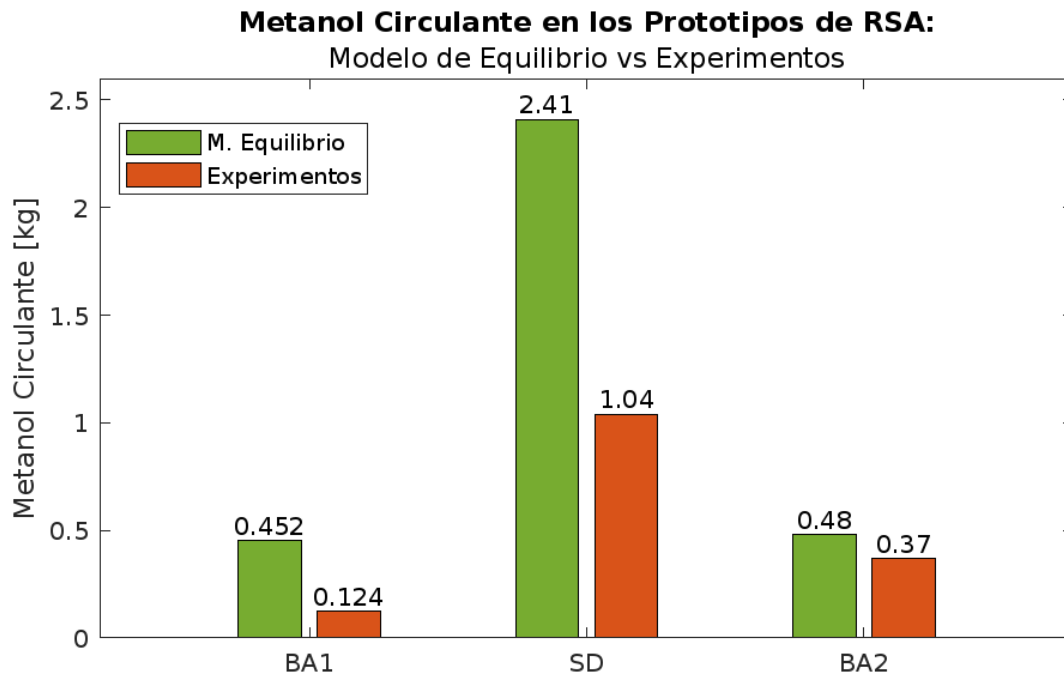
De la ecuación 7.8 podemos ver que la masa de metanol circulante, está expresada en función de la masa del carbón activado que usamos como adsorbente. Esta se puede expresar en función de su densidad  $\rho_c$  y de su volumen (que dependerá de las dimensiones del absorbedor y la porosidad intergranular, ver sección 5.2):

$$M_c = \rho_c(1 - \epsilon)V_{abs} \quad (7.9)$$

Basándonos en las experiencias del grupo de investigación, para el modelo de equilibrio, suponemos que la temperatura mínima registrada en el evaporador durante la noche es de  $0^\circ\text{C}$  ( $T_{evap} = 0^\circ\text{C}$ ), y que la temperatura máxima alcanzada por los absorbedores durante el día  $T_{abs-max} = 100^\circ\text{C}$ .

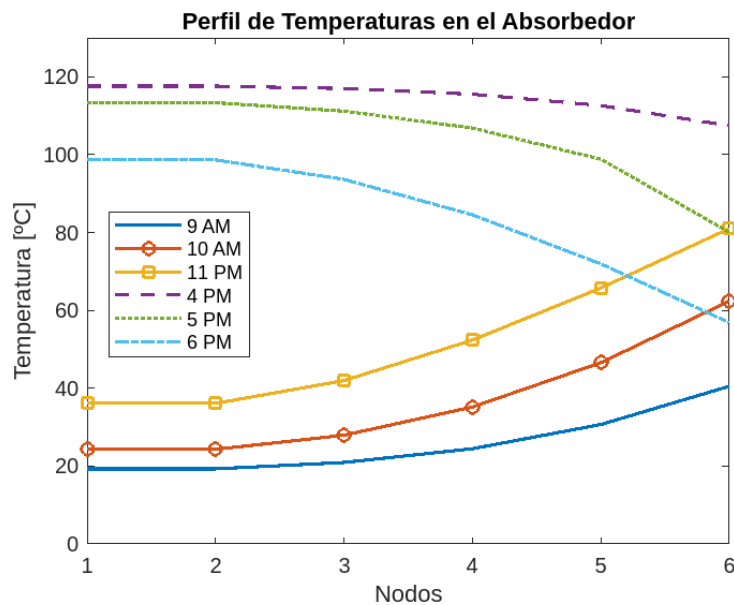
Empleamos el modelo de equilibrio para determinar la masa del metanol circulante  $M_{met}$  en nuestros prototipos de RSA; obteniendo los resultados que se presentan en la figura 7.11.

De la figura 7.11 se observa que el modelo de equilibrio sobreestima la cantidad de metanol circulante, y con ello la producción de frío, en aproximadamente un 265%, 132% y 30% en los prototipos **BA1**, **SD** y **BA2** respectivamente. El principal motivo por el cual el modelo no captura la complejidad del sistema, es que supone un equilibrio térmico en todo el lecho de carbón.



**Figura 7.11:** Masa circulante de metanol: modelo de equilibrio vs datos experimentales.

En la figura 7.12 se muestra el perfil de temperaturas dentro de uno de los absorbedores del RSA, simuladas a partir del modelo transitorio. Siendo el nodo 1 el interior y el nodo 6 la superficie exterior del absorbedor, se pueden observar diferencias de temperatura de más de  $40^{\circ}\text{C}$ , tanto durante el calentamiento como durante el enfriamiento.



**Figura 7.12:** Perfil de temperaturas en el absorbedor del prototipo SD según el modelo transitorio (9 de febrero).

La difusividad térmica provoca que los nodos internos nunca alcancen la temperatura máxima de los absorbedores; recién cuando la radiación solar comienza a disminuir alrededor de las 4:00 p.m., podemos ver que el carbón activado alcanza aproximadamente un equilibrio térmico. A partir de ese momento el carbón en el diámetro interno del absorbente tendrán una mayor temperatura que los del diámetro externo, debido a que los últimos disipan el calor más rápidamente.

Debido a lo expuesto, es de esperar que un modelo que suponga que todo el carbón activado dentro de un prototipo experimentará la misma variación de temperatura durante el día, con sus implicaciones en la cantidad de metanol circulante, sobreestimaré la última tal como se muestra en la figura 7.11 y con ello sobreestimaré también la cantidad de frío generado.

### 7.3.2 Modelo Universal

En el llamado modelo universal utilizamos la relación universal entre las temperaturas límite establecidas por algunos investigadores [38][37] para calcular el adsorptivo que circula en un SRSA a lo largo del día.

De manera que, la temperatura del adsorbente a la que considera que comienza la desorción relevante  $T_{des}$  ( $T_2$  en la figura 1.6) se puede determinar como se muestra en la ecuación 7.10; en función de la temperatura ambiente de la mañana ( $T_1$  en la figura 1.6) y la temperatura del evaporador. Es razonable estimar que la temperatura del condensador es similar a  $T_1$  en circunstancias donde no hay grandes variaciones de temperatura diurnas [38]:

$$T_{des} = \frac{\left(T_{cond}\right)^2}{T_{evap}} \quad (7.10)$$

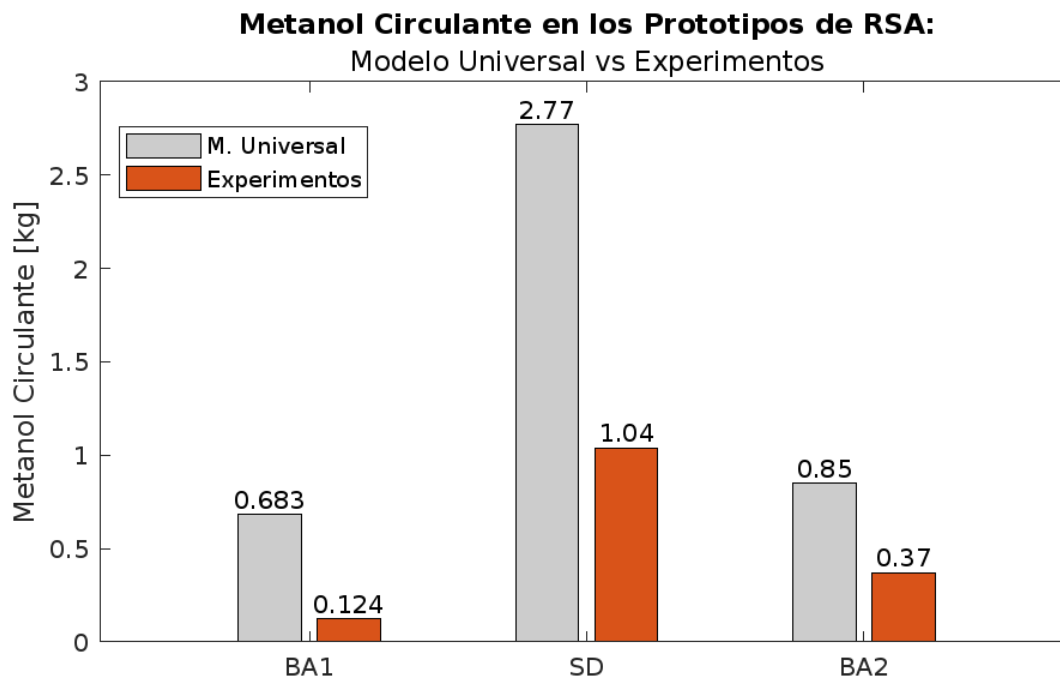
También, la temperatura a la que se considera que inicia la adsorción relevante  $T_{ads}$  ( $T_4$  en la figura 1.6) se estima a partir de; la temperatura del condensador, la temperatura de inicio de desorción y la máxima temperatura alcanzada por los absorbedores ( $T_3$  en la figura 1.6) [38]:

$$T_{ads} = \frac{T_{cond} \cdot T_{abs-max}}{T_{des}} \quad (7.11)$$

A partir de la ecuación D-A (5.1) se puede usar  $T_{des}$  para determinar la concentración máxima de adsorbtivo en el adsorbente  $X_{max}$ . Podemos determinar la presión del sistema y la presión de saturación del adsorbtivo con la ecuación de Antoine (4.1) para  $T_{cond}$  y  $T_{des}$  respectivamente.

De manera similar,  $X_{min}$  puede ser determinado a partir de  $T_{ads}$ , y la presión del sistema y de saturación con la ecuación de Antoine para  $T_{evap}$  y  $T_{ads}$  respectivamente. Después de esto, la cantidad circulante del adsorbtivo puede ser calculado de manera similar a como mostramos en el modelo de equilibrio (ecuación 7.8), seguido del consiguiente calor extraído  $Q_{enf}$  (ecuación 4.7).

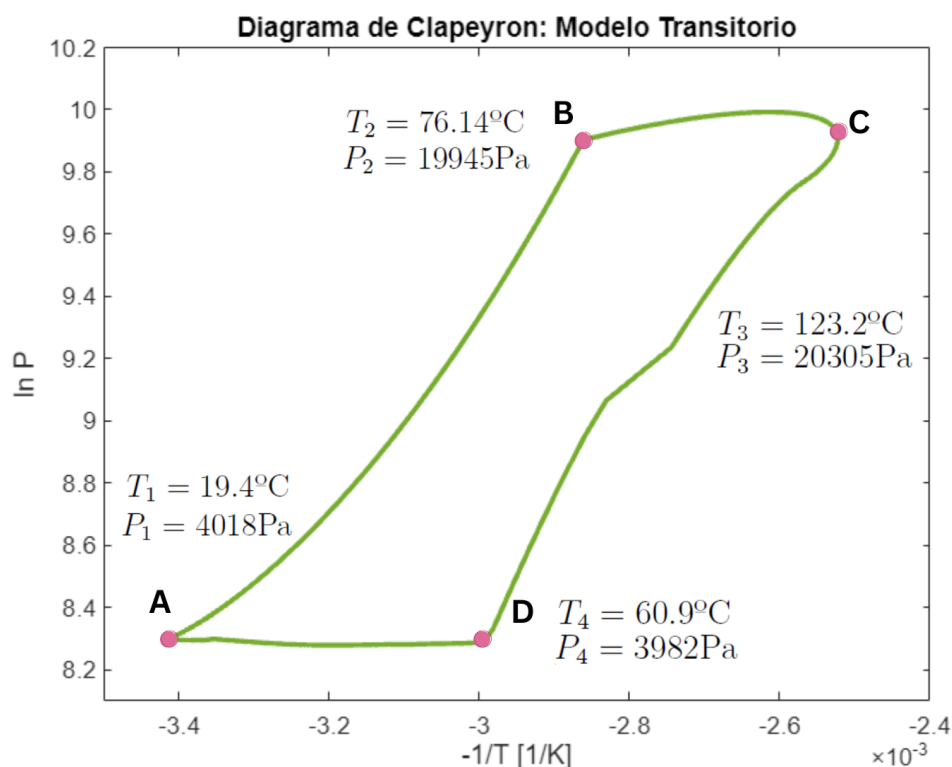
Los resultados del modelo universal se contrastan con datos experimentales en la figura 7.13, donde se observa una sobreestimación de la cantidad circulante de metanol a lo largo del día de 451%, 166% y 130% en los prototipos **BA1**, **SD** y **BA2** respectivamente.



**Figura 7.13:** Masa circulante de metanol: modelo universal vs datos experimentales.

De los factores que influyen en la precisión de las predicciones del modelo universal se encuentran que, aparte de suponer equilibrio térmico de todo el carbón alojado en los adsorbentes, este modelo se basa en la existencia de un ciclo termodinámico ideal para determinar las temperaturas límite.

En la figura 7.14 podemos ver el ciclo simulado por el modelo transitorio de donde, refiriéndonos a la figura 1.6 según el modelo universal,  $T_1$  debía ser  $21.0^\circ\text{C}$ , lo que se corresponde aproximadamente con los  $19.4^\circ\text{C}$  arrojados por el modelo transitorio. Mientras tanto, en  $T_3$  usamos  $100^\circ\text{C}$  para ser conservadores y ajustarnos a los datos experimentales conocidos en lugar de los  $123.2^\circ\text{C}$  obtenidos a partir del modelo transitorio.



**Figura 7.14:** Diagrama de Clapeyron del prototipo SD según el modelo transitorio (9 de febrero).

Sin embargo  $T_2$ , que es la temperatura a la que inicia la desorción de acuerdo a la ecuación 7.10 debía ser  $43.6^\circ\text{C}$  (en lugar de  $76.14^\circ\text{C}$ ), mientras que  $T_4$  que es la temperatura a la que inicia la adsorción según el modelo universal en la ecuación 7.11 es de  $73.4^\circ\text{C}$ <sup>1</sup> en lugar de los  $60.9^\circ\text{C}$  obtenidos con el modelo transitorio.

Es decir, el modelo universal se adelanta tanto a la desorción como a la adsorción, por lo que no es de extrañar que sus predicciones sobreestimen la cantidad de metanol circulante aún más que el modelo de equilibrio.

<sup>1</sup>Hubiera sido  $94.0^\circ\text{C}$  de haber usado la temperatura máxima de los absorbedores según el modelo transitorio.

## 7.4 Mejoras en el Diseño de los Prototipos

El modelo transitorio desarrollado permite cuantificar el cambio de eficiencia en los prototipos modelados en caso de realizársele alguna modificación. Esto es muy útil para analizar la influencia que tienen algunos parámetros y configuraciones en la producción del frío de los prototipos, lo que haremos en las siguientes páginas, con el propósito de determinar el diseño más conveniente.

### 7.4.1 Recinto Aislante en BA1

En la figura 7.3 observamos que la masa de metanol circulante para el prototipo BA1 para un 16 de agosto fue de 0.134 kg; un 8% más que los 0.124 kg arrojados por los experimentos.

Dicho prototipo, tal y como se observa en la figura 7.1, no cuenta con un recinto aislante que encierre a los absorbedores y que ocasione un efecto invernadero que aumente la temperatura de los mismos. Al agregar el recinto aislante, es de esperar que una mayor temperatura en los absorbedores lleve a un incremento en el frío generado por el prototipo.

Al modificar este parámetro en el modelo transitorio desarrollado, obtenemos los valores que se muestran en la figura 7.15. En esta simulación observamos que la masa circulante sería de 0.153 kg, para un **aumento en la eficiencia del dispositivo de un 14%**.

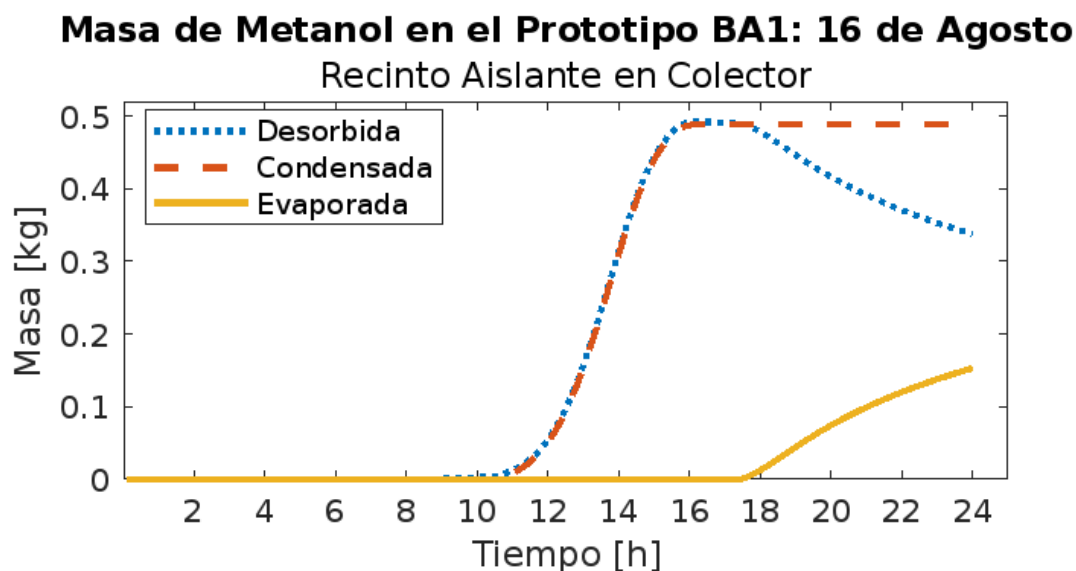


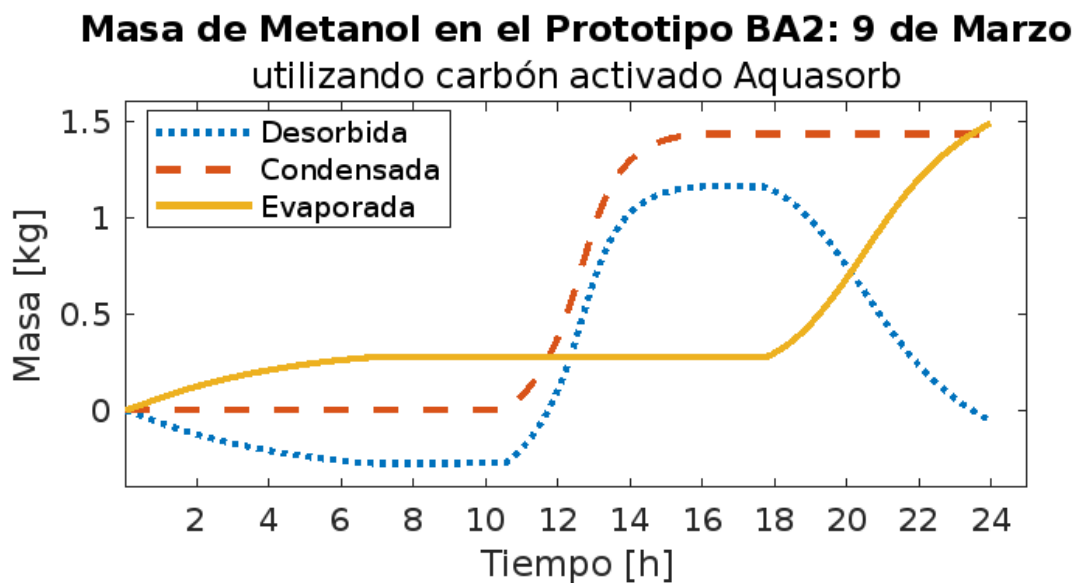
Figura 7.15: Masa de metanol en el prototipo BA1 para el 14 de agosto.

### 7.4.2 Carbón Activado Utilizado en BA2

En la figura 7.8 se observa que en el prototipo **SD** circula más del triple de metanol que en el prototipo **BA2** a pesar de que ambos son de idéntica construcción y dimensiones, siendo su única diferencia el carbón utilizado y las condiciones medioambientales.

Dicho esto, si observamos la tabla 5.2, podemos notar que el carbón activado usado en el prototipo **SD** (*Aquasorb*) posee mejores características de adsorción que el utilizado en el prototipo **BA2** (*Char*), por lo que sería de esperar un aumento en el rendimiento del este último al reemplazar el material adsorbente.

En la figura 7.16 se muestra la simulación de la circulación de metanol a lo largo del día del prototipo **BA2** utilizando el carbón activado *Aquasorb* como adsorbente. En la misma se observa una masa circulante total de 1.47 kg comparada con los 0.32 kg anteriores, lo que se traduce en un aumento en la eficiencia de un 359%, rondando ahora el COP del **BA2** alrededor del 10.3%, muy similar al del **SD** de 9.21% que se presenta en la figura 7.10.



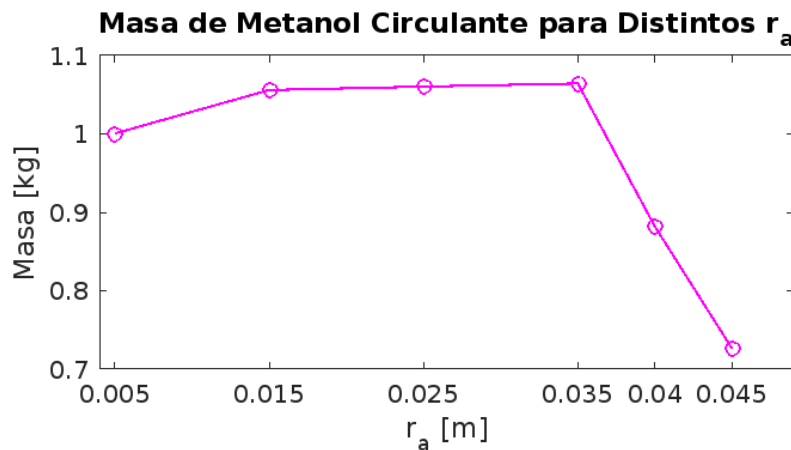
**Figura 7.16:** Masa de metanol en el prototipo **BA2** para el 9 de marzo utilizando el carbón activado *Aquasorb*; resultados del modelo transitorio.

### 7.4.3 Radio Interior $r_a$

En la figura 7.12 hemos visto como la difusividad térmica provoca un gradiente de temperatura en el carbón activado<sup>2</sup> que se encuentra alojado en los absorbedores. Mientras mayor sea el grosor del lecho de carbón, es de esperar que mayor sea la diferencia de temperatura entre el nodo interior y el exterior.

Es posible que al disminuir el grosor del lecho donde se aloja el carbón, aunque esto implique una disminución en la cantidad de metanol total que hay en el sistema, esto podría favorecer (hasta cierto punto) la cantidad de metanol circulante debido a la disminución de la resistencia térmica total y del tiempo de equilibrio térmico.

En la figura 7.17 se muestra la masa de metanol circulante para distintos radios internos de los absorbedores del prototipo **SD**, simulados a partir del modelo transitorio que hemos desarrollado.



**Figura 7.17:** Masa de metanol circulante en el prototipo SD para diferentes  $r_a$  (13 de enero).

De la figura 7.17 observamos que a medida que disminuye el grosor del lecho de carbón (al incrementar  $r_a$ ), incrementa ligeramente la cantidad de metanol circulante hasta llegar a un punto de inflexión existente entre 0.035m y 0.040m en el que la masa de metanol circulante empieza a disminuir.

En la tabla 7.3 se muestra cómo el valor de  $r_a$  influye en la variación en la producción de frío  $\Delta Q_{enf}$ , así como en el volumen de los absorbedores, y por lo tanto en la variación de la cantidad del par refrigerante utilizado  $\Delta PR$ .

De esta última tabla podemos concluir que, de haber utilizado en el prototipo **SD** un radio interno de 0.035m en lugar de 0.015m, habríamos obtenido un rendimiento similar (de hecho, un 0.8% mayor), pero ahorrándonos un 25% del carbón y del metanol.

<sup>2</sup>El carbón activado se puede considerar un aislante térmico:  $K_c$  de 0.05  $\frac{W}{mK}$  a 0.10  $\frac{W}{mK}$ .

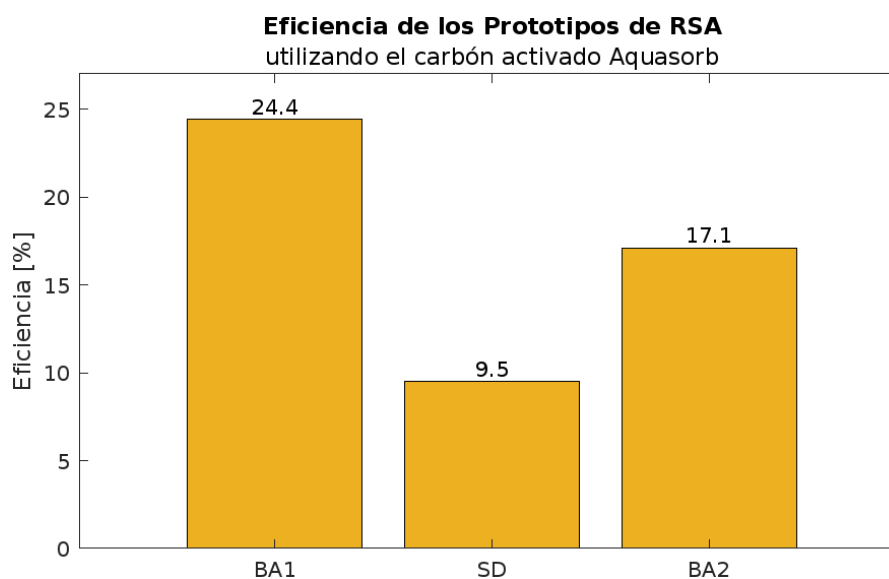
**Tabla 7.3:** Variación porcentual de la producción de frío y la cantidad de materia prima necesaria en el prototipo **SD** para diferentes  $r_a$ .

| $r_a$ [m]            | 0.005 | 0.015 | 0.025 | 0.035 | 0.040 | 0.045  |
|----------------------|-------|-------|-------|-------|-------|--------|
| $\Delta PR$ [%]      | 5     | 0     | -10   | -25   | -34   | -45    |
| $\Delta Q_{enf}$ [%] | -5.25 | 0.00  | 0.42  | 0.80  | -16   | -31.22 |

## 7.5 Influencia de las Condiciones Climáticas

En la sección 7.4.2 vimos como la eficiencia del prototipo **BA2** era similar a la del **SD** al utilizar el mismo material adsorbente en ambos; en ese caso, ya que los prototipos son idénticos, la diferencia en el desempeño viene determinado por las condiciones climáticas existentes en cada localidad donde se ubican.

De manera que, para que la evaluación de las eficiencias sea comparable, tomaremos en cuenta que los prototipos se encuentran en diferentes hemisferios y observaremos el comportamiento del **BA1** y **BA2** durante el mes de agosto, y el del **SD** durante el mes de febrero, obteniendo los resultados mostrados en la figura 7.18.

**Figura 7.18:** Eficiencia de los prototipos al utilizar el carbón activado *Aquasorb* simuladas por el modelo transitorio para el 16 de agosto en **BA1** y **BA2**, y para el 9 de febrero para el **SD**.

En la figura 7.18 se observa que la eficiencia del **BA2** es 80% mayor a la de su prototipo gemelo, el **SD**. Esto se debe a que la temperatura ambiente en el caso del **SD** para esa fecha oscila entre los 21°C y 30°C, mientras que en **BA2** entre 1.4°C y 31.2°C. La baja temperatura mínima en el caso del **BA2** y menor irradiancia solar favorecen particularmente a la etapa de generación de frío, extendiéndola debido a que la fase del enfriamiento isostérico se adelanta (sección 1.2.1 y figura 1.6).

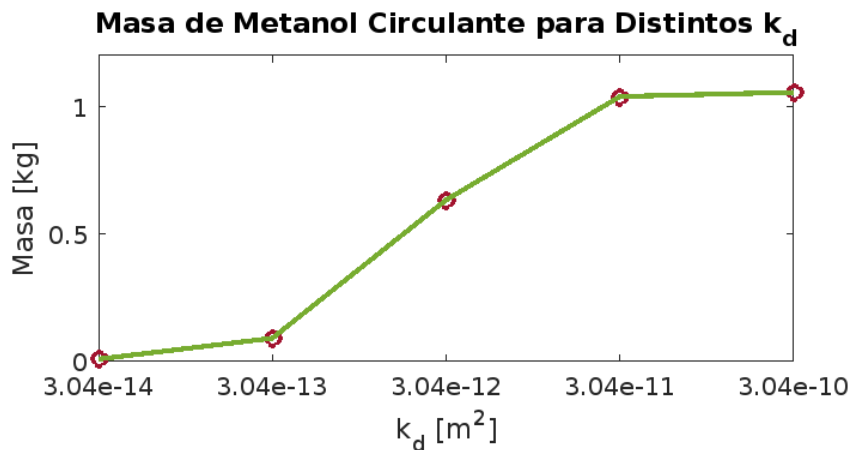
En la figura 7.18 también vemos que la eficiencia de **BA1** es 43% mayor que la de **BA2** para la misma fecha y ubicación, esto se debe a que el grosor del lecho absorbente en **BA1** es más estrecho, lo que favorece a la difusión del calor, tal como vimos en la sección 7.4.3. Y vale mencionar que aunque la eficiencia de **BA1** es mayor en este caso, el radio interno de **BA2** podría optimizarse de tal manera que el frío generado por kg de carbón fuera un 60% mayor que para el **BA1**.

## 7.6 $K_d$ y $\nabla P$ en el Absorbedor

La permeabilidad del carbón activado afecta la velocidad al que circula el metanol a través del lecho poroso (ecuación 2.36), lo que a su vez provocará un gradiente de presión que afectará la cantidad de metanol adsorbido o desorbido.

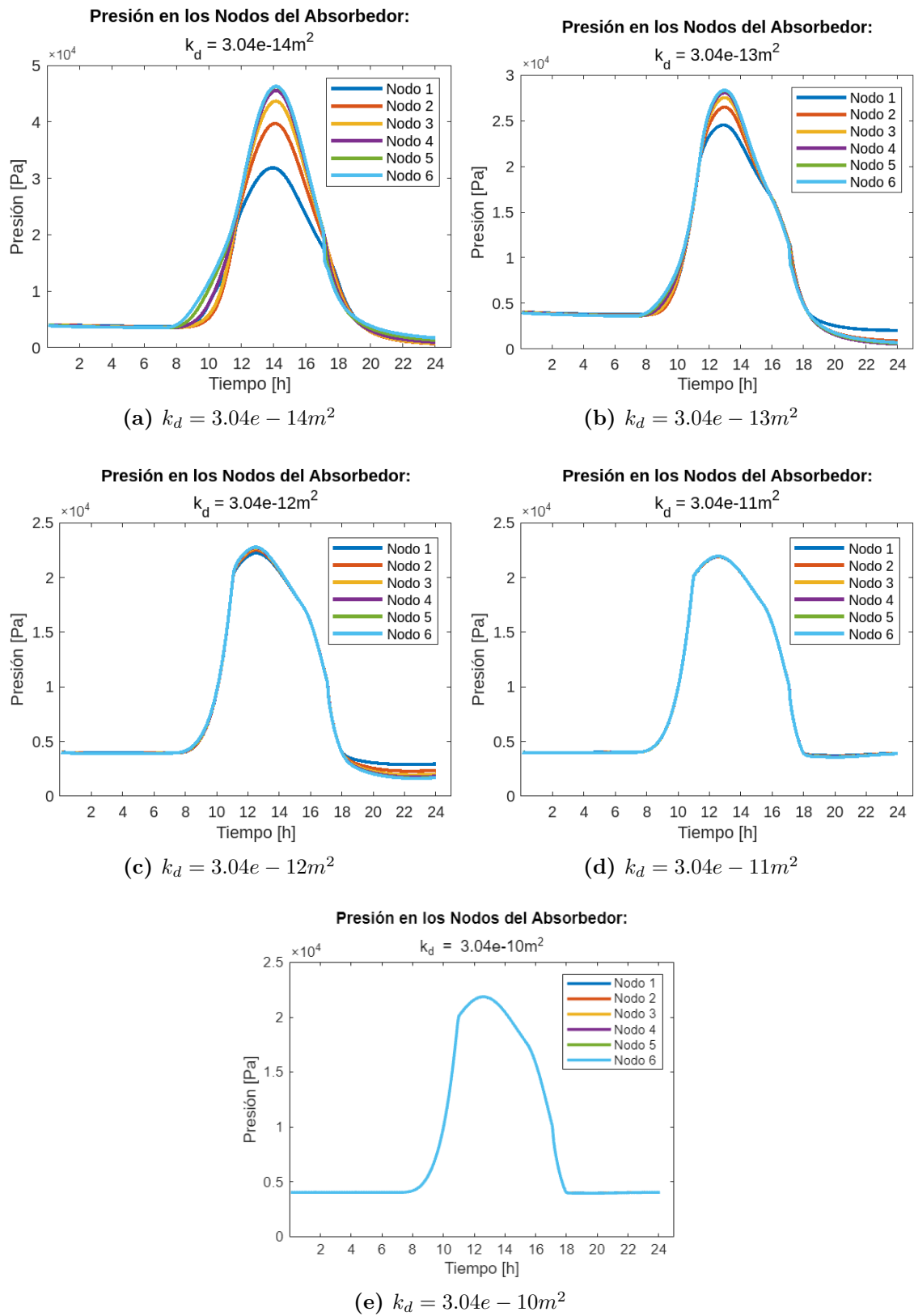
En la figura 7.19 se muestra la masa de metanol circulante en el prototipo **SD** para diferentes valores de la permeabilidad, donde se observa que para carbones más impermeables (con  $k_d$  del orden de magnitud -12 o menor) la cantidad de metanol que circula se reduce drásticamente (más de un 40%), por lo que esto es un parámetro crucial a tener en cuenta al momento de evaluar la pertinencia de un adsorbente u otro.

Lo antes visto coincide con lo observado en la figura 7.20, donde se muestra la presión en los nodos del absorbedor para diferentes valores del coeficiente de Darcy según el modelo transitorio.



**Figura 7.19:** Masa de metanol circulante en el prototipo **SD** para diferentes  $k_d$  (13 de enero).

En la figura 7.20 se observa que un valor de  $k_d$  de orden de magnitud -11 o mayor, provoca un gradiente de presión nulo en nuestro absorbedor (apenas 1300 Pa de diferencia máxima entre los nodos). Conociendo este parámetro del carbón a utilizar, tiene sentido considerar un modelo matemático que suponga una presión homogénea en el lecho poroso, tal como lo hacen algunos autores [31] [42].



**Figura 7.20:** Presión en los nodos de los absorbedores del prototipo SD para diferentes  $k_d$  (13 de enero).

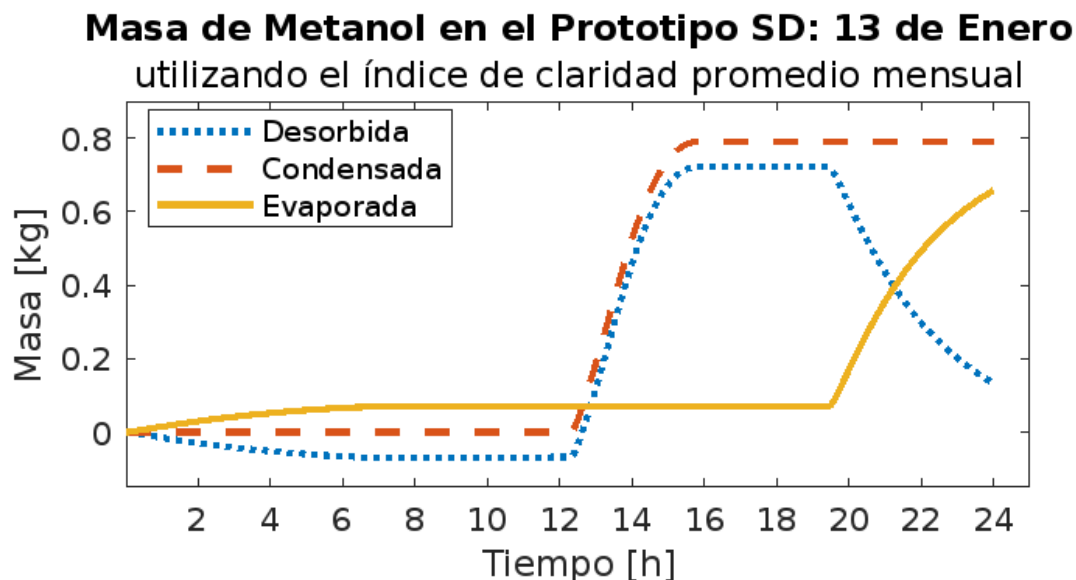
## 7.7 Análisis Estadístico de la Irradiancia Solar

En las figuras 7.4 y 7.6 se observaron los efectos de la nubosidad en la temperatura de los absorbedores, especialmente alrededor del mediodía. Dicho esto, vale resaltar que estos dos casos son, de las mediciones con las que contábamos, las que más se asemejaban a un día claro (sin nubosidad), pues esa es la suposición en que se basa el modelo de Hottel para determinar la irradiancia solar en cierta localidad [53].

Sin embargo, una sobreestimación del recurso solar podría llevar a un rendimiento de los dispositivos menor al esperado. Aquí radica la importancia de realizar un estudio estadístico del recurso solar en los lugares donde se planeen colocar los prototipos diseñados.

En ese orden, algunos trabajos se han hecho con respecto a la determinación del índice de claridad promedio mensual ( $\overline{K}_t$ ) en Santo Domingo, República Dominicana [84], donde específicamente observamos que para el mes de enero tiene un valor de 0.585 [85].

En la figura 7.21 se observa la cantidad de metanol circulante para el prototipo SD, tomando en cuenta la nubosidad promedio del mes. Como era de esperar, el valor obtenido es menor al hallado suponiendo un día claro (figura 7.5) en un 38%. No obstante, aunque la inclusión de este parámetro genere resultados más conservadores, es preferible a subestimar su impacto y obtener resultados excesivamente optimistas.



**Figura 7.21:** Masa de metanol circulante en el prototipo SD considerando el índice de claridad promedio mensual  $\overline{K}_t$  en el modelo transitorio (13 de enero).

# 8

## Conclusiones

### Contenido

---

|            |                                       |           |
|------------|---------------------------------------|-----------|
| <b>8.1</b> | <b>Resumen . . . . .</b>              | <b>79</b> |
| <b>8.2</b> | <b>Trabajo Futuro . . . . .</b>       | <b>82</b> |
| <b>8.3</b> | <b>Artículos Publicados . . . . .</b> | <b>83</b> |

---

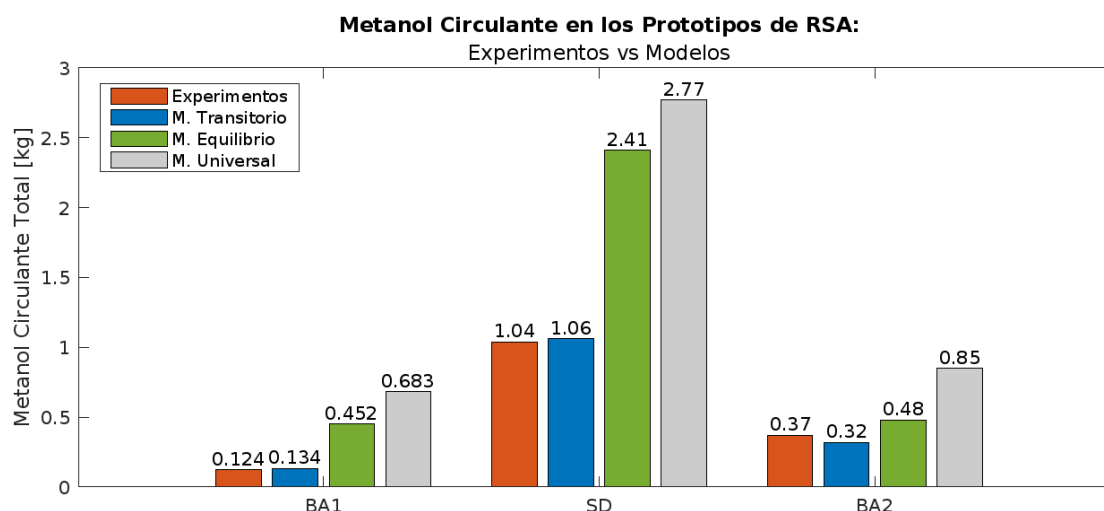
### 8.1 Resumen

Se ha desarrollado un modelo transitorio de un sistema de refrigeración solar por adsorción, que permite simular el comportamiento de un prototipo en función de su configuración constructiva, dimensiones y propiedades de sus componentes, así como de parámetros externos que dependen de su localización; como son la irradiancia solar y la temperatura ambiente.

Al compararlo con otros modelos más sencillos, se observa un mayor acierto en sus predicciones en relación a datos experimentales obtenidos de 3 distintos prototipos, estando estas en un rango entre -14% y 8% (figura 7.8). Dicho rango resulta ser entre 30% y 265% para el modelo de equilibrio (figura 7.11) y entre 130% y 451% de acuerdo al modelo universal (figura 7.13).

En las páginas anteriores hemos mostrado como las simplificaciones de los modelos de equilibrio y universal afectan las predicciones que se obtienen a partir de ellos. No obstante, estos modelos son un buen punto de partida al momento del diseño y dimensionamiento inicial de los prototipos, que luego pueden optimizarse mediante el uso del modelo transitorio, aprovechando las fortalezas de cada uno:

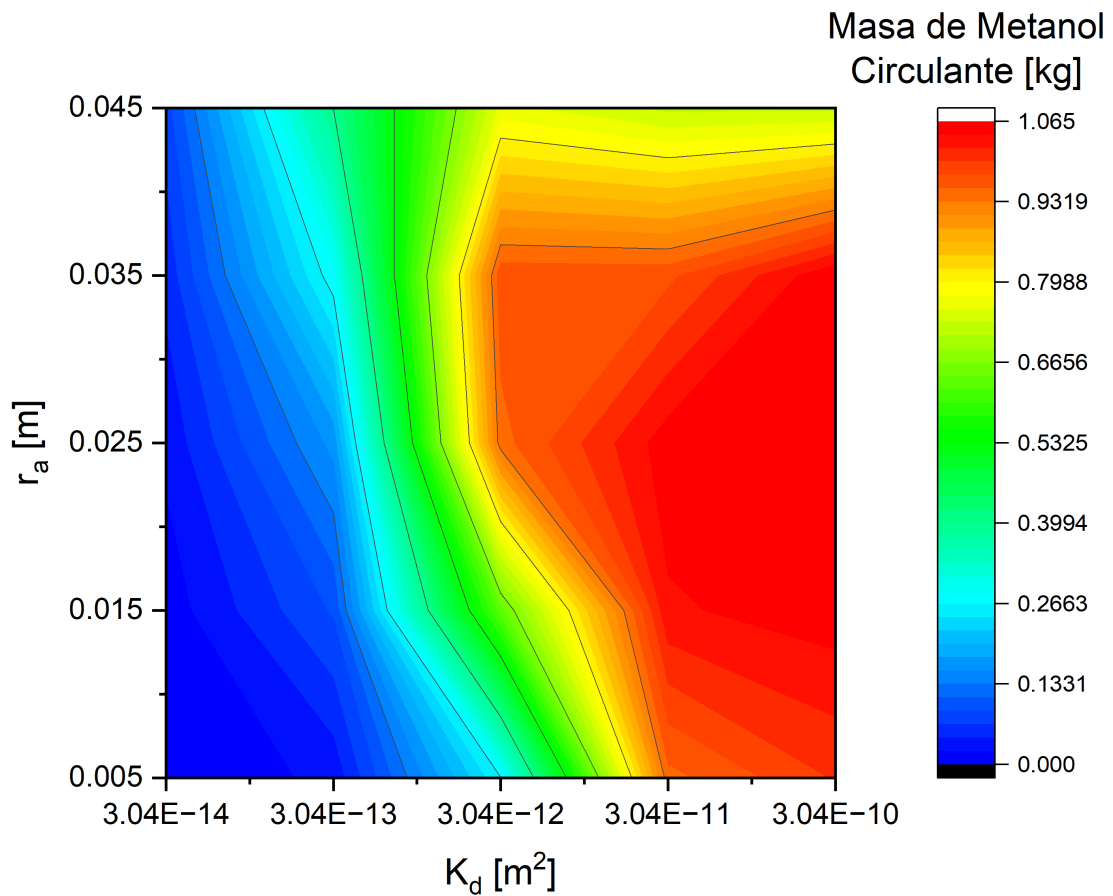
- El **Modelo Universal** [38] es interesante porque nos permite determinar el COP de la máquina y puede usarse para casi cualquier par de trabajo excepto sistemas de reacciones químicas [37].
- El **Modelo de Equilibrio** es adecuado para el diseño preliminar y estudios de viabilidad del SARS, y ofrece más simplicidad y una mejor estimación de la producción de frío que el modelo universal para el par refrigerante carbón activado/metanol.
- El **Modelo Transitorio** es el más completo y preciso, pero también requiere más recursos computacionales y entradas de datos. Es adecuado para diseño detallado, evaluación del desempeño, optimización y simulación de SRSA. El modelo transitorio es mucho más complejo pero ofrece una predicción más cercana a la realidad que los otros dos modelos y una mejor comprensión del sistema. Es además una herramienta útil para evaluar la influencia de diferentes variables en la producción en frío de este tipo de dispositivos.



**Figura 8.1:** Comparación de los datos experimentales de los distintos prototipos con los resultados de los modelos.

En cuanto a la optimización del diseño de un prototipo de RSA, de la sección 7.4.3 vimos que tener un absorbedor de mayor volumen no necesariamente significa una mayor cantidad de frío generado, pues hay un grosor óptimo de absorbedor. En nuestro caso analizado (tabla 7.3), vimos que usando un radio interno de 0.035m en lugar de 0.015m se obtendría un 0.80 % más de frío, pero la cantidad de material refrigerante necesario (carbón activado y metanol) se reduciría un 25%.

En el mismo orden, la generación de frío para un determinado prototipo se verá afectada por la permeabilidad del carbón activado, tal como vimos en la sección 7.6. La permeabilidad puede ser estimada para los carbones activados comerciales a partir de sus dimensiones y su densidad real y aparente, tal como detallamos en las secciones 5.2 y 5.3. Una vez conocido este parámetro, el modelo transitorio permite estimar el radio óptimo para la producción de frío (ver figura 8.2).



**Figura 8.2:** Producción de Frío en el prototipo SD:  $K_d$  vs  $r_a$  (13 de enero).

Sin embargo, si el material es poco permeable (como los carbones activados utilizados para filtrar agua con  $k_d$  del orden -14) la producción de frío por kg de materia prima será muy baja, por lo que se recomienda un material con  $k_d$  del orden -10 o -11, al tiempo que se descarte un potencial par refrigerante de menor permeabilidad por no ser adecuado a nuestros fines.

En la tabla 8.1 se muestra la masa de metanol circulante para el prototipo SD, utilizando el carbón CNR-115. Aquí se hace evidente que para los carbones menos permeables (menor  $k_d$ ) es conveniente un lecho más estrecho (mayor  $r_a$ ), tal como era de esperar (ver figura 8.2).

**Tabla 8.1:** Masa de metanol circulante en función del grosor de los absorbedores y el coeficiente de Darcy.

| $k_d[m^2]$ \ $r_a[m]$ | 0.005 | 0.015 | 0.025 | 0.035 | 0.045 |
|-----------------------|-------|-------|-------|-------|-------|
| <b>3.04E-14</b>       | 0.001 | 0.010 | 0.028 | 0.052 | 0.078 |
| <b>3.04E-13</b>       | 0.029 | 0.092 | 0.163 | 0.281 | 0.401 |
| <b>3.04E-12</b>       | 0.265 | 0.634 | 0.945 | 0.970 | 0.761 |
| <b>3.04E-11</b>       | 0.947 | 1.039 | 1.057 | 0.970 | 0.726 |
| <b>3.04E-10</b>       | 1.001 | 1.056 | 1.060 | 1.064 | 0.726 |

## 8.2 Trabajo Futuro

Tomando en cuenta lo expuesto a lo largo de este trabajo, como próximos pasos se proponen:

- Realizar un estudio exhaustivo de los pares refrigerantes más asequibles comercialmente, caracterizándolos para evaluar su influencia en la cantidad de frío generado por un dispositivo de refrigeración solar por adsorción.
- Desarrollar un método para determinar los casos en que la presión en los absorbedores pueda considerarse homogénea (que es lo que más favorece a nuestros fines), cuya suposición simplificaría la formulación del modelo transitorio sin afectar la calidad de sus estimaciones y reduciendo el uso de recursos computacionales.
- Establecer correlaciones útiles entre el modelo transitorio desarrollado y los modelos de equilibrio y universal, con el propósito extrapolar los resultados para mejorar la precisión en la estimación de la generación de frío cierto prototipo, en caso de que los diseñadores no dispongan de esta herramienta de modelización (el modelo transitorio).
- Desarrollar y validar modelos alternativos de sistema de refrigeración por adsorción, ya sea utilizando calor residual o para acondicionar espacios más grandes (para cultivar o almacenar alimentos, o brindar confort a las personas) y para mejorar sistemas de refrigeración convencionales.

### 8.3 Artículos Publicados

Durante el desarrollo de esta tesis, aparte de una decena de presentaciones en congresos nacionales e internacionales, se han publicado los siguientes artículo con referato:

- **Mariella Mateo-Villanueva** and Rodolfo Echarri (2024). *Solar adsorption refrigeration system: Comparison between equilibrium, universal and transient model*. International Journal of Refrigeration 57, 23-33. <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2023.10.003>
- Samsón, I., **Mateo, M.**, Savchenkova, N. M. & Echarri, R. (2019). *Modelling and Validation of Solar Adsorption Refrigeration System*: Proceedings of the 2019 International Youth Conference on Radio Electronics, Electrical and Power Engineering (REEPE), (pp. 1-5). IEEE. <https://doi.org/10.1109/REEPE.2019.8708774>
- **Mateo, M.**, Echarri, R. & Samsón, I. (2017) *Thermal Analysis and Experimental Validation of Parabolic Trough Collector for Solar Adsorption Refrigerator*, Energy and Power Engineering 9(11),687-702. <https://doi.org/10.4236/epe.2017.911044>



## Referencias

- [1] United Nations. *Energía - Desarrollo Sostenible*. Accesada: 2024-01-30. URL: <https://www.un.org/sustainabledevelopment/es/energy/>.
- [2] World Bank Group & Solargis. *Global Solar Atlas*. Accesada: 2024-01-30. Solar resource data obtained from the Global Solar Atlas, owned by the World Bank Group and provided by Solargis. URL: <https://globalsolaratlas.info/>.
- [3] Secretaría de Energía de la República Argentina. *Mapa de Irradiancia Global Directa*. <http://ide.energia.gob.ar/geonetwork/srv/api/records/46b88034-0c15-4c6e-aaa8-80bcd5ed82d4>. Accesada: 2024-01-30.
- [4] Luis Pérez-Lombard, José Ortiz, and Christine Pout. “A review on buildings energy consumption information”. In: *Energy and buildings* 40.3 (2008), pp. 394–398. URL: <https://doi.org/10.1016/j.enbuild.2007.03.007>.
- [5] International Energy Agency. *Future of Cooling*. Creada: 2017-07 Accesada: 2019-04-29. URL: <https://www.iea.org/futureofcooling/>.
- [6] International Energy Agency. *Cooling*. Accesada: 2019-04-29. URL: <https://www.iea.org/topics/energyefficiency/buildings/cooling/>.
- [7] C. Li et al. “Experimental study on an adsorption icemaker driven by parabolic trough solar collector”. In: *Renewable Energy* 57 (2013), pp. 223–233.
- [8] “Solar energy, the energy of the future for refrigeration”. In: *International Journal of Refrigeration* 121 (2021), pp. vi–vii.
- [9] A. Boubakri, J.J. Guilleminot, and F. Meunier. “Adsorptive solar powered ice maker: experiments and model”. In: *Solar Energy* 69.3 (2000), pp. 249–263.
- [10] E.E Anyanwu. “Review of solid adsorption solar refrigerator I: an overview of the refrigeration cycle”. In: *Energy Conversion and Management* 44.2 (2003), pp. 301–312.
- [11] Antonio Pralon Ferreira Leite et al. “Experimental thermodynamic cycles and performance analysis of a solar-powered adsorptive icemaker in hot humid climate”. In: *Renewable Energy* 32.4 (2007), pp. 697–712.
- [12] G Ramkumar et al. “Implementation of Solar Heat Energy and Adsorption Cooling Mechanism for Milk Pasteurization Application”. In: *Adsorption Science & Technology* 2022 (2022).
- [13] Giulio Santori et al. “A stand-alone solar adsorption refrigerator for humanitarian aid”. In: *Solar Energy* 100 (2014), pp. 172–178.
- [14] A. Allouhi et al. “Performance evaluation of solar adsorption cooling systems for vaccine preservation in Sub-Saharan Africa”. In: *Applied Energy* 170 (2016), pp. 232–241.

- [15] Norhayati Mat Wajid et al. “Solar adsorption air conditioning system – Recent advances and its potential for cooling an office building in tropical climate”. In: *Case Studies in Thermal Engineering* 27 (2021), p. 101275.
- [16] Wahiba Yaïci and Evgueny Entchev. “Coupled unsteady computational fluid dynamics with heat and mass transfer analysis of a solar/heat-powered adsorption cooling system for use in buildings”. In: *International Journal of Heat and Mass Transfer* 144 (2019), p. 118648.
- [17] Marc Clause, Khurshid C Amanul Alam, and Francis Meunier. “Residential air conditioning and heating by means of enhanced solar collectors coupled to an adsorption system”. In: *Solar Energy* 82.10 (2008), pp. 885–892.
- [18] Roberto Best B. et al. “Solar cooling in the food industry in Mexico: A case study”. In: *Applied Thermal Engineering* 50.2 (2013). Combined Special Issues: ECP 2011 and IMPRES 2010, pp. 1447–1452.
- [19] Octavian G. Pop et al. “Analytical modelling of food storage cooling with solar ammonia-water absorption system, powered by parabolic trough collectors. Method”. In: *MethodsX* 10 (2023), p. 102013.
- [20] Abir Hmida et al. “Modeling of cold room driven by an absorption refrigerator in the south of Tunisia: A detailed energy and thermodynamic analysis”. In: *Journal of Cleaner Production* 211 (2019), pp. 1239–1249.
- [21] Kolthoum Missaoui et al. “Performance Analysis of a Solar Continuous Adsorption Refrigeration System.” In: *Fluid Dynamics & Materials Processing* 19.4 (2023).
- [22] P.A. Davies. “A solar cooling system for greenhouse food production in hot climates”. In: *Solar Energy* 79.6 (2005). Polymeric Materials for Solar Energy Applications, pp. 661–668.
- [23] Y.Z. Lu et al. “Practical experiments on an adsorption air conditioner powered by exhausted heat from a diesel locomotive”. In: *Applied Thermal Engineering* 24.7 (2004), pp. 1051–1059.
- [24] L.Z Zhang. “Design and testing of an automobile waste heat adsorption cooling system”. In: *Applied Thermal Engineering* 20.1 (2000), pp. 103–114.
- [25] Syed Muztuza Ali and Anutosh Chakraborty. “Thermodynamic modelling and performance study of an engine waste heat driven adsorption cooling for automotive air-conditioning”. In: *Applied Thermal Engineering* 90 (2015), pp. 54–63.
- [26] RE Critoph. “Activated carbon adsorption cycles for refrigeration and heat pumping”. In: *Carbon* 27.1 (1989), pp. 63–70. URL: [https://doi.org/10.1016/0008-6223\(89\)90157-7](https://doi.org/10.1016/0008-6223(89)90157-7).
- [27] F Meunier and N Douss. “Performance of adsorption heat pumps; Active carbon-methanol and zeolite-water pairs”. In: *ASHRAE Transactions (American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers);(United States)* 96.CONF-9006117– (1990).
- [28] RZ Wang et al. “Study on a new solid absorption refrigeration pair: active carbon fiber—methanol”. In: *Journal of Solar Energy Engineering* 119.3 (1997), pp. 214–218. URL: <https://doi.org/10.1115/1.2888021>.

- [29] Ramesh P. Sah, Biplab Choudhury, and Ranadip K. Das. “A review on adsorption cooling systems with silica gel and carbon as adsorbents”. In: *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 45 (2015), pp. 123–134.
- [30] Antonio Pralon F Leite et al. “Experimental evaluation of a multi-tubular adsorber operating with activated carbon-methanol”. In: *Adsorption* 11.1 (2005), pp. 543–548. URL: <https://doi.org/10.1007/s10450-005-5982-8>.
- [31] L Luo and D Tondeur. “Transient thermal study of an adsorption refrigerating machine”. In: *Adsorption* 6.1 (2000), pp. 93–104. URL: <https://doi.org/10.1023/A:1008907518073>.
- [32] EE Anyanwu and CI Ezekwe. “Design, construction and test run of a solid adsorption solar refrigerator using activated carbon/methanol, as adsorbent/adsorbate pair”. In: *Energy Conversion and Management* 44.18 (2003), pp. 2879–2892. URL: [https://doi.org/10.1016/S0196-8904\(03\)00072-4](https://doi.org/10.1016/S0196-8904(03)00072-4).
- [33] Sergio Vera et al. “Prototipos de Refrigeradores solares por Adsorción”. In: *XXXIV Reunión de Trabajo de Asociación Argentina de Energías Renovables y Ambiente* 15 (2011), pp. 41–50.
- [34] Antonio Pralon Ferreira Leite et al. “Experimental thermodynamic cycles and performance analysis of a solar-powered adsorptive icemaker in hot humid climate”. In: *Renewable energy* 32.4 (2007), pp. 697–712. URL: <https://doi.org/10.1016/j.renene.2006.03.002>.
- [35] EE Anyanwu and NV Ogueke. “Thermodynamic design procedure for solid adsorption solar refrigerator”. In: *Renewable energy* 30.1 (2005), pp. 81–96. URL: <https://doi.org/10.1016/j.renene.2004.05.005>.
- [36] Nouredine Cherrad et al. “Transient numerical model for predicting operating temperatures of solar adsorption refrigeration cycle”. In: *Applied Thermal Engineering* 130 (2018), pp. 1163–1174.
- [37] Yu.I. Aristov, M.M. Tokarev, and V.E. Sharonov. “Universal relation between the boundary temperatures of a basic cycle of sorption heat machines”. In: *Chemical Engineering Science* 63.11 (2008), pp. 2907–2912.
- [38] R.E. Critoph. “Performance limitations of adsorption cycles for solar cooling”. In: *Solar Energy* 41.1 (1988), pp. 21–31.
- [39] Erico Frigerio. “Sistema solar de refrigeración: Dimensionamiento de los componentes”. In: *Avances en energías renovables y medio ambiente* 8 (2004), pp. 03–37.
- [40] Antonio Pralon Ferreira Leite and Michel Dagueuet. “Performance of a new solid adsorption ice maker with solar energy regeneration”. In: *Energy Conversion and Management* 41.15 (2000), pp. 1625–1647.
- [41] EE Anyanwu, UU Oteh, and NV Ogueke. “Simulation of a solid adsorption solar refrigerator using activated carbon/methanol adsorbent/refrigerant pair”. In: *Energy Conversion and Management* 42.7 (2001), pp. 899–915.
- [42] EE Anyanwu and NV Ogueke. “Transient analysis and performance prediction of a solid adsorption solar refrigerator”. In: *Applied Thermal Engineering* 27.14-15 (2007), pp. 2514–2523. URL: <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2007.02.002>.

- [43] K.C. Leong and Y. Liu. “System performance of a combined heat and mass recovery adsorption cooling cycle: A parametric study”. In: *International Journal of Heat and Mass Transfer* 49.15 (2006), pp. 2703–2711.
- [44] Hasan Demir, Moghtada Mobedi, and Semra Ülkü. “Effects of porosity on heat and mass transfer in a granular adsorbent bed”. In: *International Communications in Heat and Mass Transfer* 36.4 (2009), pp. 372–377.
- [45] Yongling Zhao, Eric Hu, and Antoni Blazewicz. “Dynamic modelling of an activated carbon–methanol adsorption refrigeration tube with considerations of interfacial convection and transient pressure process”. In: *Applied energy* 95 (2012), pp. 276–284. URL: <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2012.02.050>.
- [46] LZ Zhang. “A three-dimensional non-equilibrium model for an intermittent adsorption cooling system”. In: *Solar energy* 69.1 (2000), pp. 27–35. URL: [https://doi.org/10.1016/S0038-092X\(00\)00010-4](https://doi.org/10.1016/S0038-092X(00)00010-4).
- [47] Rodolfo Echarri et al. “Dynamic Simulation of Absorber for Solar Adsorption Refrigerator: A Validated Numerical Model”. In: *Energy and Power Engineering* 9.08 (2017), p. 464. URL: <https://doi.org/10.4236/epe.2017.98030>.
- [48] Fatiha Lemmini and Abdelmoussehel Errougani. “Experimentation of a solar adsorption refrigerator in Morocco”. In: *Renewable Energy* 32.15 (2007), pp. 2629–2641.
- [49] Mariella Mateo. “Simulación de un Colector para Refrigerador Solar por Adsorción”. Universidad Autónoma de Santo Domingo, 2016. URL: <http://dx.doi.org/10.13140/RG.2.2.30030.48963>.
- [50] Mariella Mateo, Rodolfo Echarri, and Inna Samsón. “Thermal Analysis and Experimental Validation of Parabolic Trough Collector for Solar Adsorption Refrigerator”. In: *Energy and Power Engineering* 9.11 (2017), p. 687. URL: <https://doi.org/10.4236/epe.2017.911044>.
- [51] Adrian Bejan. *Convection heat transfer*. John wiley & sons, 2013.
- [52] N Ben Amar, LM Sun, and F Meunier. “Numerical analysis of adsorptive temperature wave regenerative heat pump”. In: *Applied Thermal Engineering* 16.5 (1996), pp. 405–418. URL: [https://doi.org/10.1016/1359-4311\(95\)00045-3](https://doi.org/10.1016/1359-4311(95)00045-3).
- [53] Hoyt C Hottel. “A simple model for estimating the transmittance of direct solar radiation through clear atmospheres”. In: *Solar energy* 18.2 (1976), pp. 129–134. URL: [https://doi.org/10.1016/0038-092X\(76\)90045-1](https://doi.org/10.1016/0038-092X(76)90045-1).
- [54] Douglas V Hoyt. “Variations in the solar constant caused by changes in the active features on the sun”. In: *Solar-Terrestrial Influences on Weather and Climate*. Springer, 1979, pp. 65–68. URL: [https://doi.org/10.1007/978-94-009-9428-7\\_6](https://doi.org/10.1007/978-94-009-9428-7_6).
- [55] Michael F Modest. *Radiative heat transfer*. Academic press, 2013.
- [56] Felipe Díaz Reyes. “Modelo numérico para la generación de mapas de radiación solar y su aplicación al aprovechamiento de energía solar fotovoltaica y termoeléctrica”. [https://sudocument.ulpgc.es/bitstream/10553/10729/4/0686765\\_00000\\_0000.pdf](https://sudocument.ulpgc.es/bitstream/10553/10729/4/0686765_00000_0000.pdf). PhD thesis. Universidad de Las Palmas de Gran Canaria, 2013.

- [57] CustomWeather. *Climate & Weather Averages in Santo Domingo, Dominican Republic*. <https://www.timeanddate.com/weather/dominican-republic/santo-domingo/climate>. Accesada: 2019-04-30. Based on weather reports collected during 2005–2015.
- [58] Weather Underground. *Weather History for ISANMI91*. <https://www.wunderground.com/dashboard/pws/ISANMI91/graph/2023-01-2/2023-01-2/monthly>. Accesada: 2024-01-02. Datos del 2023.
- [59] Sergio Vera et al. “Construcción de una heladera solar por adsorción”. In: *XXXI Reunión de Trabajo de Asociación Argentina de Energías Renovables y Ambiente* 12 (2008), pp. 1–5.
- [60] George Wm Thomson. “The Antoine equation for vapor-pressure data.” In: *Chemical reviews* 38.1 (1946). <https://pubs.acs.org/doi/abs/10.1021/cr60119a001>, pp. 1–39.
- [61] Dortmund Data Bank. *Vapor Pressure Calculation by Antoine Equation (Methanol)*. <http://ddbonline.ddbst.com/AntoineCalculation/AntoineCalculationCGI.exe>. Accesada: 2019-05-01.
- [62] Wiley Online Library. *NRTL Parameters and Antoine Coefficients*. <https://onlinelibrary.wiley.com/doi/pdf/10.1002/9781118477304.app2>. Accesada: 2019-05-01.
- [63] Methanol Institute. *Latent Heat and Vaporization*. <http://www.methanol.org/wp-content/uploads/2016/06/LatentHeat-SpecificHeat.pdf>. Accesada: 2019-05-04.
- [64] Yuriy I. Aristov. “Challenging offers of material science for adsorption heat transformation: A review”. In: *Applied Thermal Engineering* 50.2 (2013). Combined Special Issues: ECP 2011 and IMPRES 2010, pp. 1610–1618.
- [65] Ahmed N Shmroukh, Ahmed Hamza H Ali, and Shinichi Ookawara. “Adsorption working pairs for adsorption cooling chillers: A review based on adsorption capacity and environmental impact”. In: *Renewable and sustainable energy reviews* 50 (2015), pp. 445–456.
- [66] Mohamed M. Younes et al. “A review on adsorbent-adsorbate pairs for cooling applications”. In: *Applied Thermal Engineering* 114 (2017), pp. 394–414.
- [67] K Sumathy and Li Zhongfu. “Experiments with solar-powered adsorption ice-maker”. In: *Renewable Energy* 16.1-4 (1999), pp. 704–707.
- [68] LW Wang, RZ Wang, and RG Oliveira. “A review on adsorption working pairs for refrigeration”. In: *Renewable and sustainable energy reviews* 13.3 (2009), pp. 518–534.
- [69] A. Allouhi et al. “Optimal working pairs for solar adsorption cooling applications”. In: *Energy* 79 (2015), pp. 235–247.
- [70] Matthias Thommes et al. “Physisorption of gases, with special reference to the evaluation of surface area and pore size distribution (IUPAC Technical Report)”. In: *Pure and Applied Chemistry* 87.9-10 (2015). doi: <https://doi.org/10.1515/pac-2014-1117>, pp. 1051–1069.

- [71] Ueli Huber, Fritz Stoeckli, and Jean-Philippe Houriet. “A generalization of the Dubinin-Radushkevich equation for the filling of heterogeneous micropore systems in strongly activated carbons”. In: *Journal of Colloid and Interface Science* 67.2 (1978), pp. 195–203.
- [72] SG Chen and RT Yang. “Theoretical basis for the potential theory adsorption isotherms. The Dubinin-Radushkevich and Dubinin-Astakhov equations”. In: *Langmuir* 10.11 (1994), pp. 4244–4249.
- [73] A Gil and Paul Grange. “Application of the Dubinin-Radushkevich and Dubinin-Astakhov equations in the characterization of microporous solids”. In: *Colloids and Surfaces A: Physicochemical and Engineering Aspects* 113.1-2 (1996), pp. 39–50.
- [74] HZ Hassan et al. “A review on the equations of state for the working pairs used in adsorption cooling systems”. In: *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 45 (2015), pp. 600–609.
- [75] MM Dubinin and VA Astakhov. “Development of the concepts of volume filling of micropores in the adsorption of gases and vapors by microporous adsorbents”. In: *Russian Chemical Bulletin* 20.1 (1971), pp. 3–7. URL: <https://doi.org/10.1007/bf00849307>.
- [76] VJ Inglezakis. “Solubility-normalized Dubinin–Astakhov adsorption isotherm for ion-exchange systems”. In: *Microporous and Mesoporous Materials* 103.1-3 (2007), pp. 72–81.
- [77] Maasoud Kaviany. *Principles of heat transfer in porous media*. Springer Science & Business Media, 2012.
- [78] Jamie Trahan et al. “Evaluation of pressure drop and particle sphericity for an air-rock bed thermal energy storage system”. In: *Energy Procedia* 57 (2014), pp. 633–642.
- [79] Juan Pablo Flórez Mera, Maria E Chiamulera, and Marcia BH Mantelli. “Permeability model of sintered porous media: analysis and experiments”. In: *Heat and Mass Transfer* 53 (2017), pp. 3277–3285.
- [80] TSY Choong and DM Scott. “The linear driving force model for cyclic adsorption and desorption: the effect of external fluid-film mass transfer”. In: *Chemical engineering science* 53.4 (1998), pp. 847–851. URL: [https://doi.org/10.1016/S0009-2509\(97\)00345-X](https://doi.org/10.1016/S0009-2509(97)00345-X).
- [81] KC Leong and Y Liu. “System performance of a combined heat and mass recovery adsorption cooling cycle: A parametric study”. In: *International Journal of Heat and Mass Transfer* 49.15-16 (2006), pp. 2703–2711. URL: <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2006.01.012>.
- [82] Suhas Patankar. *Numerical heat transfer and fluid flow*. CRC press, 1980.
- [83] Mariella Mateo-Villanueva and Rodolfo Echarri. “Solar adsorption refrigeration system: Comparison between equilibrium, universal and transient model”. In: *International Journal of Refrigeration* 157 (2024), pp. 23–33. URL: <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0140700723003420>.
- [84] Sergio Vera et al. “Contrastación de mediciones de radiación solar en Santo Domingo con un solarímetro de construcción sencilla”. In: *Avances en Energías Renovables y Medio Ambiente* 14 (2010).

- [85] D Rosario, R Echarri, and I Samsón. “Clearness index determination in santo domingo to predict the solar radiation”. In: *2021 3rd International Youth Conference on Radio Electronics, Electrical and Power Engineering (REEPE)*. IEEE. 2021, pp. 1–7.
- [86] Andy Connelly. *BET Surface Area*. <https://andyjconnelly.wordpress.com/2017/03/13/bet-surface-area/>. Accesada: 2019-05-02.
- [87] Frank Kreith y Mark S. Bohn. *Principios de Transferencia de Calor*. Thomson Learning, 2001.
- [88] Yunus A. Cengel. *Transferencia de Calor*. McGraw Hill, 2004.
- [89] G. C. Vliet. “Natural Convection Local Heat Transfer on Constant-Heat-Flux Inclined Surfaces”. In: *Journal of Heat Transfer* 91 (1969), pp. 511–516. URL: <http://dx.doi.org/10.1115/1.3580235>.
- [90] Frank P. Incropera y David P. DeWitt. *Fundamentos de Transferencia de Calor*. Prentice Hall, 1999.



# Anexos



# A

## Isotermas de Adsorción

### A.1 Clasificación de Isotermas de Adsorción de la IUPAC

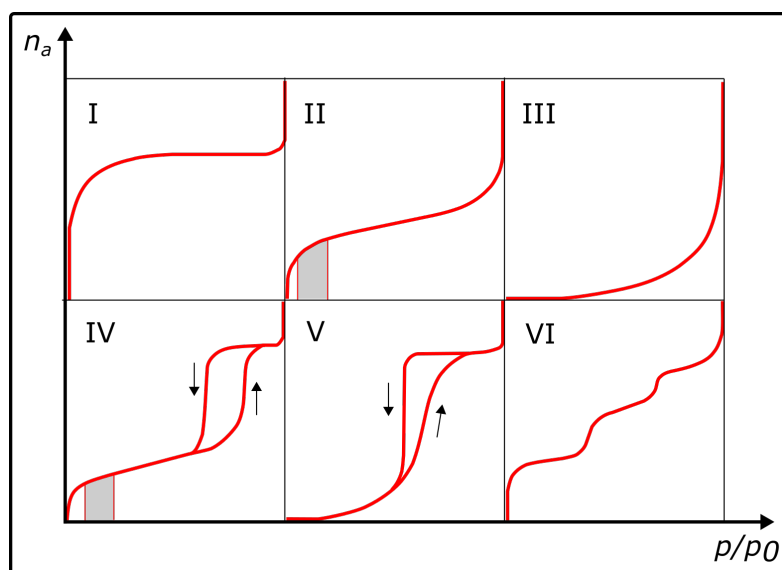


Figura A.1: Tipos de isotermas de adsorción según la IUPAC. [86]

## A.2 Isotermas de Adsorción de los Carbones Activados con Metanol.

A continuación se presentan los datos de las isotermas obtenidas a diferentes temperaturas de los carbones activados utilizados en nuestros prototipos. El *Aquasorb* es el carbón activado utilizado en el prototipo de Santo Domingo, en República Dominicana. El nombrado *R* es el utilizado en el prototipo #1 de Buenos Aires, en Argentina. El llamado *Char* es el utilizado en el prototipo #2 de Buenos Aires, en Argentina.

Tabla A.1: Datos de las isotermas de adsorción a 20°C de metanol con los diferentes carbones activados utilizados en los prototipos de RSA.

| Char               |            | Aquasorb           |            | R                  |            |
|--------------------|------------|--------------------|------------|--------------------|------------|
| P / P <sub>0</sub> | W[μL/g]    | P / P <sub>0</sub> | W[μL/g]    | P / P <sub>0</sub> | W[μL/g]    |
| 3.0873E-04         | 1.4873E-02 | 2.9565E-04         | 2.7421E-02 | 3.0959E-04         | 2.5704E-02 |
| 3.0873E-04         | 3.5593E-02 | 3.8515E-04         | 6.8386E-02 | 2.4768E-04         | 8.3392E-02 |
| 2.4699E-04         | 8.5620E-02 | 5.3195E-04         | 1.3807E-01 | 3.0959E-04         | 1.8864E-01 |
| 2.4699E-04         | 2.7838E-01 | 7.2818E-04         | 2.8774E-01 | 3.0959E-04         | 4.1946E-01 |
| 3.3961E-04         | 9.3350E-01 | 1.1682E-03         | 7.6442E-01 | 3.0959E-04         | 5.7975E-01 |
| 4.6310E-04         | 1.8195E+00 | 1.7991E-03         | 1.6384E+00 | 6.1919E-04         | 7.9464E-01 |
| 7.1009E-04         | 3.9609E+00 | 2.6793E-03         | 3.4322E+00 | 8.9782E-04         | 1.8678E+00 |
| 1.6055E-03         | 9.1709E+00 | 4.6720E-03         | 7.2266E+00 | 2.0433E-03         | 4.0343E+00 |
| 3.3344E-03         | 1.4951E+01 | 5.1757E-03         | 9.0119E+00 | 2.4768E-03         | 5.3184E+00 |
| 6.2981E-03         | 2.1767E+01 | 7.8685E-03         | 1.4415E+01 | 5.2321E-03         | 1.0100E+01 |
| 7.3478E-03         | 2.4100E+01 | 1.0195E-02         | 1.9230E+01 | 7.6470E-03         | 1.4975E+01 |
| 1.1053E-02         | 2.8841E+01 | 2.0892E-02         | 4.0055E+01 | 9.9068E-03         | 2.0204E+01 |
| 1.9759E-02         | 3.6021E+01 | 2.8496E-02         | 5.3243E+01 | 2.0155E-02         | 4.5746E+01 |
| 3.9981E-02         | 4.5032E+01 | 2.8787E-02         | 5.3778E+01 | 2.6625E-02         | 6.0886E+01 |
| 5.4368E-02         | 4.9383E+01 | 3.5255E-02         | 6.4156E+01 | 2.8792E-02         | 6.5413E+01 |
| 7.6103E-02         | 5.3845E+01 | 3.8601E-02         | 6.9268E+01 | 3.4365E-02         | 7.6734E+01 |
| 9.9414E-02         | 5.7564E+01 | 4.3666E-02         | 7.6727E+01 | 3.9442E-02         | 8.6333E+01 |
| 1.3037E-01         | 6.1378E+01 | 4.8061E-02         | 8.2931E+01 | 4.3901E-02         | 9.4095E+01 |
| 1.5349E-01         | 6.3767E+01 | 5.4392E-02         | 9.1593E+01 | 5.1052E-02         | 1.0525E+02 |
| 1.7805E-01         | 6.6077E+01 | 6.0119E-02         | 9.8986E+01 | 5.6965E-02         | 1.1353E+02 |
| 2.0986E-01         | 6.8834E+01 | 6.8265E-02         | 1.0900E+02 | 6.6222E-02         | 1.2479E+02 |
| 2.2396E-01         | 6.9944E+01 | 7.2241E-02         | 1.1375E+02 | 7.4829E-02         | 1.3364E+02 |
| 2.4411E-01         | 7.1387E+01 | 8.0496E-02         | 1.2304E+02 | 9.1362E-02         | 1.4776E+02 |

\*Continúa en la siguiente página

Tabla A.1: Datos de las isotermas de adsorción a 20°C de metanol con los diferentes carbones activados utilizados en los prototipos de RSA. (Continuación)

| Char               |            | Aquasorb           |            | R                  |            |
|--------------------|------------|--------------------|------------|--------------------|------------|
| P / P <sub>0</sub> | W[μL/g]    | P / P <sub>0</sub> | W[μL/g]    | P / P <sub>0</sub> | W[μL/g]    |
| 2.6760E-01         | 7.2950E+01 | 9.2518E-02         | 1.3559E+02 | 9.5947E-02         | 1.5096E+02 |
| 2.9229E-01         | 7.4605E+01 | 9.8174E-02         | 1.4122E+02 | 1.2316E-01         | 1.6594E+02 |
| 3.1824E-01         | 7.6291E+01 | 1.1566E-01         | 1.5684E+02 | 1.4762E-01         | 1.7493E+02 |
| 3.4594E-01         | 7.7904E+01 | 1.2001E-01         | 1.6048E+02 | 1.8241E-01         | 1.8347E+02 |
| 3.7254E-01         | 7.9482E+01 | 1.4243E-01         | 1.7787E+02 | 1.9204E-01         | 1.8528E+02 |
| 4.0143E-01         | 8.1003E+01 | 1.4447E-01         | 1.7937E+02 | 2.2758E-01         | 1.9051E+02 |
| 4.2806E-01         | 8.2508E+01 | 1.7350E-01         | 1.9777E+02 | 2.4395E-01         | 1.9240E+02 |
| 4.5625E-01         | 8.3927E+01 | 1.9366E-01         | 2.0873E+02 | 2.6609E-01         | 1.9460E+02 |
| 4.9787E-01         | 8.5885E+01 | 2.1946E-01         | 2.2087E+02 | 2.9210E-01         | 1.9684E+02 |
| 5.3152E-01         | 8.7553E+01 | 2.5002E-01         | 2.3298E+02 | 3.2115E-01         | 1.9892E+02 |
| 6.0627E-01         | 9.0946E+01 | 2.6871E-01         | 2.3953E+02 | 3.5214E-01         | 2.0085E+02 |
| 6.5302E-01         | 9.3258E+01 | 2.9206E-01         | 2.4671E+02 | 3.8134E-01         | 2.0250E+02 |
| 7.5733E-01         | 9.7798E+01 | 3.1876E-01         | 2.5410E+02 | 4.2545E-01         | 2.0466E+02 |
| 8.5890E-01         | 1.0217E+02 | 3.4880E-01         | 2.6131E+02 | 4.6145E-01         | 2.0630E+02 |
|                    | 1.0826E+02 | 3.6187E-01         | 2.6421E+02 | 5.0979E-01         | 2.0824E+02 |
|                    |            | 4.0269E-01         | 2.7220E+02 | 5.6283E-01         | 2.1020E+02 |
|                    |            | 4.1786E-01         | 2.7491E+02 | 6.6995E-01         | 2.1374E+02 |
|                    |            | 4.3689E-01         | 2.7807E+02 | 7.9063E-01         | 2.1750E+02 |
|                    |            | 4.5908E-01         | 2.8158E+02 | 9.1300E-01         | 2.2183E+02 |
|                    |            | 4.9871E-01         | 2.8721E+02 |                    |            |
|                    |            | 5.3680E-01         | 2.9218E+02 |                    |            |
|                    |            | 5.8021E-01         | 2.9748E+02 |                    |            |
|                    |            | 6.3611E-01         | 3.0394E+02 |                    |            |
|                    |            | 6.8865E-01         | 3.0985E+02 |                    |            |
|                    |            | 7.4310E-01         | 3.1615E+02 |                    |            |
|                    |            | 8.0242E-01         | 3.2352E+02 |                    |            |
|                    |            | 8.6430E-01         | 3.3196E+02 |                    |            |
|                    |            | 9.0244E-01         | 3.3769E+02 |                    |            |

Tabla A.2: Datos de las isotermas de adsorción a 30°C de metanol con los diferentes carbones activados utilizados en los prototipos de RSA.

| Char               |            | Aquasorb           |            | R                  |            |
|--------------------|------------|--------------------|------------|--------------------|------------|
| P / P <sub>0</sub> | W[μL/g]    | P / P <sub>0</sub> | W[μL/g]    | P / P <sub>0</sub> | W[μL/g]    |
| 1.4909E-04         | 4.8010E-02 | 5.2945E-04         | 6.0991E-01 | 1.8637E-04         | 3.3957E-02 |
| 1.1182E-04         | 1.4567E-01 | 9.8713E-04         | 1.3235E+00 | 1.6773E-04         | 1.1655E-01 |
| 9.3184E-05         | 3.6737E-01 | 2.1430E-03         | 3.3537E+00 | 1.6773E-04         | 4.6464E-01 |
| 9.3184E-05         | 8.5418E-01 | 2.6190E-03         | 4.4274E+00 | 1.4909E-04         | 9.9194E-01 |
| 2.6092E-04         | 1.8381E+00 | 5.4690E-03         | 9.5195E+00 | 3.7274E-04         | 2.1170E+00 |
| 4.4728E-04         | 3.8627E+00 | 7.9393E-03         | 1.4149E+01 | 4.1001E-04         | 2.3211E+00 |
| 4.6592E-04         | 4.8133E+00 | 1.0276E-02         | 1.8337E+01 | 3.9138E-04         | 2.3865E+00 |
| 1.6028E-03         | 1.0469E+01 | 2.0812E-02         | 3.6337E+01 | 4.2865E-04         | 2.4049E+00 |
| 2.6464E-03         | 1.4602E+01 | 2.4099E-02         | 4.1600E+01 | 4.2865E-04         | 2.4431E+00 |
| 5.5538E-03         | 2.0869E+01 | 2.6816E-02         | 4.5821E+01 | 4.1001E-04         | 2.4629E+00 |
| 7.7341E-03         | 2.4263E+01 | 2.9023E-02         | 4.9245E+01 | 3.9138E-04         | 2.5171E+00 |
| 9.8960E-03         | 2.6932E+01 | 3.1571E-02         | 5.3104E+01 | 4.6592E-04         | 2.5505E+00 |
| 2.1321E-02         | 3.6120E+01 | 3.5263E-02         | 5.8623E+01 | 1.5469E-03         | 5.3516E+00 |
| 3.2335E-02         | 4.1603E+01 | 3.8282E-02         | 6.3023E+01 | 2.4787E-03         | 7.5008E+00 |
| 4.2287E-02         | 4.5016E+01 | 4.3258E-02         | 7.0107E+01 | 5.0133E-03         | 1.1975E+01 |
| 4.9611E-02         | 4.7173E+01 | 4.7215E-02         | 7.5645E+01 | 7.6040E-03         | 1.7034E+01 |
| 7.2403E-02         | 5.1950E+01 | 4.7907E-02         | 7.6637E+01 | 9.9519E-03         | 2.1781E+01 |
| 1.0047E-01         | 5.6414E+01 | 5.4035E-02         | 8.4614E+01 | 2.0426E-02         | 4.4795E+01 |
| 1.2347E-01         | 5.9310E+01 | 6.0256E-02         | 9.1137E+01 | 2.4563E-02         | 5.4019E+01 |
| 1.5087E-01         | 6.2183E+01 | 6.7987E-02         | 1.0025E+02 | 2.6763E-02         | 5.8604E+01 |
| 1.6967E-01         | 6.3943E+01 | 7.4066E-02         | 1.0706E+02 | 2.9987E-02         | 6.5077E+01 |
| 2.0724E-01         | 6.7222E+01 | 8.6534E-02         | 1.2048E+02 | 3.3453E-02         | 7.1728E+01 |
| 2.2636E-01         | 6.8692E+01 | 9.6391E-02         | 1.3020E+02 | 3.6454E-02         | 7.7295E+01 |
| 2.5001E-01         | 7.0378E+01 | 1.1244E-01         | 1.4494E+02 | 3.8969E-02         | 8.1941E+01 |
| 2.7642E-01         | 7.2115E+01 | 1.2481E-01         | 1.5527E+02 | 4.3405E-02         | 8.9481E+01 |
| 3.1962E-01         | 7.4873E+01 | 1.4319E-01         | 1.6942E+02 | 4.9780E-02         | 9.9702E+01 |
| 3.7296E-01         | 7.7909E+01 | 1.6779E-01         | 1.8594E+02 | 5.5313E-02         | 1.0767E+02 |
| 4.3748E-01         | 8.1375E+01 | 1.9720E-01         | 2.0265E+02 | 6.4071E-02         | 1.1880E+02 |
| 5.0554E-01         | 8.4876E+01 | 2.3639E-01         | 2.2081E+02 | 7.6745E-02         | 1.3276E+02 |
| 5.8790E-01         | 8.8664E+01 | 2.4368E-01         | 2.2370E+02 | 9.1375E-02         | 1.4545E+02 |

\*Continúa en la siguiente página

Tabla A.2: Datos de las isotermas de adsorción a 30°C de metanol con los diferentes carbones activados utilizados en los prototipos de RSA. (Continuación)

| Char               |            | Aquasorb           |            | R                  |            |
|--------------------|------------|--------------------|------------|--------------------|------------|
| P / P <sub>0</sub> | W[μL/g]    | P / P <sub>0</sub> | W[μL/g]    | P / P <sub>0</sub> | W[μL/g]    |
| 6.7090E-01         | 9.2320E+01 | 2.7664E-01         | 2.3569E+02 | 9.7545E-02         | 1.5015E+02 |
| 7.7611E-01         | 9.6829E+01 | 2.9806E-01         | 2.4234E+02 | 1.2034E-01         | 1.6379E+02 |
| 8.7880E-01         | 1.0114E+02 | 3.1955E-01         | 2.4837E+02 | 1.5442E-01         | 1.7725E+02 |
| 9.9826E-01         | 1.0653E+02 | 3.4409E-01         | 2.5468E+02 | 1.7817E-01         | 1.8354E+02 |
|                    |            | 3.7184E-01         | 2.6109E+02 | 2.0866E-01         | 1.8939E+02 |
|                    |            | 3.9240E-01         | 2.6528E+02 | 2.2331E-01         | 1.9167E+02 |
|                    |            | 4.2744E-01         | 2.7171E+02 | 2.4500E-01         | 1.9447E+02 |
|                    |            | 4.6468E-01         | 2.7783E+02 | 2.7124E-01         | 1.9730E+02 |
|                    |            | 5.1131E-01         | 2.8454E+02 | 3.1835E-01         | 2.0124E+02 |
|                    |            | 5.6829E-01         | 2.9190E+02 | 3.7268E-01         | 2.0483E+02 |
|                    |            | 6.2069E-01         | 2.9822E+02 | 4.3308E-01         | 2.0807E+02 |
|                    |            | 6.8720E-01         | 3.0593E+02 | 5.1672E-01         | 2.1185E+02 |
|                    |            | 7.4753E-01         | 3.1306E+02 | 5.9885E-01         | 2.1507E+02 |
|                    |            | 8.1894E-01         | 3.2235E+02 | 7.0218E-01         | 2.1869E+02 |
|                    |            | 8.8796E-01         | 3.3256E+02 | 8.0547E-01         | 2.2224E+02 |
|                    |            | 9.5781E-01         | 3.4432E+02 | 9.0775E-01         | 2.2635E+02 |

Tabla A.3: Datos de las isotermas de adsorción a 40°C de metanol con los diferentes carbones activados utilizados en los prototipos de RSA.

| Char               |            | Aquasorb           |            | R                  |            |
|--------------------|------------|--------------------|------------|--------------------|------------|
| P / P <sub>0</sub> | W[μL/g]    | P / P <sub>0</sub> | W[μL/g]    | P / P <sub>0</sub> | W[μL/g]    |
| 1.1498E-04         | 1.0955E-01 | 1.0701E-04         | 6.8092E-02 | 4.5991E-05         | 8.8255E-02 |
| 1.0348E-04         | 3.2886E-01 | 2.6535E-04         | 2.0800E-01 | 6.8989E-05         | 2.6363E-01 |
| 1.0348E-04         | 7.6648E-01 | 8.0109E-04         | 9.9714E-01 | 9.1983E-05         | 5.7549E-01 |
| 1.8397E-04         | 1.5728E+00 | 1.9386E-03         | 2.8638E+00 | 1.7247E-04         | 1.3764E+00 |
| 3.9093E-04         | 3.8808E+00 | 2.7789E-03         | 4.2399E+00 | 4.7142E-04         | 2.8990E+00 |
| 6.3238E-04         | 5.7224E+00 | 5.4432E-03         | 8.4060E+00 | 4.3691E-04         | 2.9711E+00 |
| 2.0006E-03         | 1.2039E+01 | 7.3753E-03         | 1.1453E+01 | 4.4841E-04         | 3.0300E+00 |
| 2.5871E-03         | 1.3920E+01 | 1.0159E-02         | 1.5686E+01 | 4.9442E-04         | 3.0842E+00 |

\*Continúa en la siguiente página

Tabla A.3: Datos de las isotermas de adsorción a 40°C de metanol con los diferentes carbones activados utilizados en los prototipos de RSA. (Continuación)

| Char               |            | Aquasorb           |            | R                  |            |
|--------------------|------------|--------------------|------------|--------------------|------------|
| P / P <sub>0</sub> | W[μL/g]    | P / P <sub>0</sub> | W[μL/g]    | P / P <sub>0</sub> | W[μL/g]    |
| 7.6347E-03         | 2.2861E+01 | 1.4585E-02         | 2.2448E+01 | 1.6672E-03         | 6.3551E+00 |
| 1.0049E-02         | 2.6018E+01 | 1.6563E-02         | 2.5386E+01 | 2.5871E-03         | 8.0673E+00 |
| 1.9477E-02         | 3.3853E+01 | 1.8123E-02         | 2.7709E+01 | 5.4845E-03         | 1.3112E+01 |
| 2.5457E-02         | 3.7518E+01 | 1.9377E-02         | 2.9562E+01 | 7.5081E-03         | 1.6604E+01 |
| 2.9641E-02         | 3.9883E+01 | 2.0955E-02         | 3.2023E+01 | 1.0095E-02         | 2.1332E+01 |
| 3.9851E-02         | 4.3647E+01 | 2.3906E-02         | 3.6577E+01 | 1.5706E-02         | 3.2544E+01 |
| 5.2395E-02         | 4.7331E+01 | 2.6236E-02         | 4.0202E+01 | 1.7224E-02         | 3.5467E+01 |
| 7.1345E-02         | 5.1211E+01 | 2.9446E-02         | 4.5178E+01 | 1.9362E-02         | 3.9651E+01 |
| 7.5669E-02         | 5.2113E+01 | 3.3125E-02         | 5.0245E+01 | 2.2111E-02         | 4.5323E+01 |
| 9.8824E-02         | 5.5577E+01 | 3.7274E-02         | 5.4076E+01 | 2.4422E-02         | 5.0088E+01 |
| 1.2518E-01         | 5.8964E+01 | 3.9540E-02         | 5.6974E+01 | 2.6273E-02         | 5.4048E+01 |
| 1.4537E-01         | 6.1184E+01 | 4.3909E-02         | 6.2538E+01 | 2.9112E-02         | 5.9899E+01 |
| 1.7045E-01         | 6.3643E+01 | 4.9668E-02         | 6.9868E+01 | 3.2275E-02         | 6.5700E+01 |
| 1.9873E-01         | 6.6021E+01 | 5.8660E-02         | 8.0701E+01 | 3.6838E-02         | 7.3755E+01 |
| 2.3886E-01         | 6.9082E+01 | 6.5640E-02         | 8.8757E+01 | 3.8726E-02         | 7.6978E+01 |
| 2.9751E-01         | 7.3036E+01 | 7.5056E-02         | 9.8967E+01 | 4.2394E-02         | 8.3158E+01 |
| 3.5199E-01         | 7.6343E+01 | 8.5554E-02         | 1.0993E+02 | 4.7902E-02         | 9.1806E+01 |
| 4.0306E-01         | 7.9171E+01 | 9.9455E-02         | 1.2331E+02 | 5.6374E-02         | 1.0372E+02 |
| 4.5644E-01         | 8.2049E+01 | 1.1195E-01         | 1.3469E+02 | 6.3470E-02         | 1.1278E+02 |
| 5.3401E-01         | 8.5848E+01 | 1.2141E-01         | 1.4262E+02 | 7.3759E-02         | 1.2453E+02 |
| 6.2076E-01         | 8.9842E+01 | 1.3694E-01         | 1.5496E+02 | 8.5591E-02         | 1.3587E+02 |
| 7.1591E-01         | 9.4117E+01 | 1.4821E-01         | 1.6330E+02 | 1.0245E-01         | 1.4930E+02 |
| 8.1914E-01         | 9.8709E+01 | 1.7251E-01         | 1.7947E+02 | 1.2871E-01         | 1.6446E+02 |
| 9.2404E-01         | 1.0345E+02 | 2.0185E-01         | 1.9602E+02 | 1.4882E-01         | 1.7288E+02 |
|                    |            | 2.1920E-01         | 2.0458E+02 | 1.8615E-01         | 1.8355E+02 |
|                    |            | 2.5527E-01         | 2.1982E+02 | 1.9920E-01         | 1.8638E+02 |
|                    |            | 2.7481E-01         | 2.2695E+02 | 2.3374E-01         | 1.9206E+02 |
|                    |            | 3.0039E-01         | 2.3528E+02 | 2.7294E-01         | 1.9679E+02 |
|                    |            | 3.2557E-01         | 2.4254E+02 | 3.2012E-01         | 2.0106E+02 |
|                    |            | 3.5553E-01         | 2.5012E+02 | 3.7901E-01         | 2.0511E+02 |

\*Continúa en la siguiente página

Tabla A.3: Datos de las isotermas de adsorción a 40°C de metanol con los diferentes carbones activados utilizados en los prototipos de RSA. (Continuación)

| Char               |         | Aquasorb           |            | R                  |            |
|--------------------|---------|--------------------|------------|--------------------|------------|
| P / P <sub>0</sub> | W[μL/g] | P / P <sub>0</sub> | W[μL/g]    | P / P <sub>0</sub> | W[μL/g]    |
|                    |         | 3.8565E-01         | 2.5684E+02 | 4.1518E-01         | 2.0731E+02 |
|                    |         | 4.2784E-01         | 2.6499E+02 | 4.8702E-01         | 2.1091E+02 |
|                    |         | 4.7184E-01         | 2.7233E+02 | 5.7306E-01         | 2.1469E+02 |
|                    |         | 5.2129E-01         | 2.7958E+02 | 6.7042E-01         | 2.1846E+02 |
|                    |         | 5.7730E-01         | 2.8685E+02 | 7.7189E-01         | 2.2224E+02 |
|                    |         | 6.4512E-01         | 2.9503E+02 | 8.7467E-01         | 2.2646E+02 |
|                    |         | 7.2227E-01         | 3.0408E+02 | 9.1508E-01         | 2.2886E+02 |
|                    |         | 7.9569E-01         | 3.1340E+02 |                    |            |
|                    |         | 8.6860E-01         | 3.2381E+02 |                    |            |
|                    |         | 8.8533E-01         | 3.2672E+02 |                    |            |
|                    |         | 9.0553E-01         | 3.3038E+02 |                    |            |

Tabla A.4: Datos de las isotermas de adsorción a 50°C de metanol con los diferentes carbones activados utilizados en los prototipos de RSA.

| Char               |            | Aquasorb           |            | R                  |            |
|--------------------|------------|--------------------|------------|--------------------|------------|
| P / P <sub>0</sub> | W[μL/g]    | P / P <sub>0</sub> | W[μL/g]    | P / P <sub>0</sub> | W[μL/g]    |
| 8.6268E-05         | 1.3655E-01 | 8.6707E-05         | 1.1378E-01 | 5.7744E-05         | 1.7376E-01 |
| 1.5097E-04         | 3.0889E-01 | 2.3429E-04         | 3.5815E-01 | 8.6615E-05         | 4.9010E-01 |
| 2.0129E-04         | 7.6185E-01 | 5.0864E-04         | 7.5057E-01 | 1.0827E-04         | 1.0866E+00 |
| 4.0259E-04         | 1.8056E+00 | 1.3043E-03         | 2.0647E+00 | 3.0315E-04         | 2.2525E+00 |
| 5.1042E-04         | 2.3188E+00 | 2.6208E-03         | 3.9058E+00 | 4.9804E-04         | 2.9226E+00 |
| 1.1790E-03         | 4.9628E+00 | 5.3547E-03         | 7.7390E+00 | 1.7828E-03         | 6.1261E+00 |
| 3.4578E-03         | 1.0463E+01 | 7.4949E-03         | 1.0498E+01 | 2.5263E-03         | 7.4381E+00 |
| 5.2983E-03         | 1.3536E+01 | 9.1175E-03         | 1.2607E+01 | 4.9587E-03         | 1.1504E+01 |
| 8.4399E-03         | 1.7214E+01 | 9.6525E-03         | 1.3259E+01 | 7.8893E-03         | 1.6118E+01 |
| 9.9208E-03         | 1.8653E+01 | 1.1982E-02         | 1.6468E+01 | 9.1741E-03         | 1.8234E+01 |
| 1.2653E-02         | 2.1152E+01 | 1.3873E-02         | 1.9113E+01 | 9.5999E-03         | 1.8924E+01 |
| 1.4874E-02         | 2.3094E+01 | 1.5427E-02         | 2.1259E+01 | 1.1506E-02         | 2.2272E+01 |
| 1.8484E-02         | 2.5791E+01 | 1.6710E-02         | 2.3032E+01 | 1.3036E-02         | 2.5150E+01 |

\*Continúa en la siguiente página

Tabla A.4: Datos de las isotermas de adsorción a 50°C de metanol con los diferentes carbones activados utilizados en los prototipos de RSA. (Continuación)

| Char               |            | Aquasorb           |            | R                  |            |
|--------------------|------------|--------------------|------------|--------------------|------------|
| P / P <sub>0</sub> | W[μL/g]    | P / P <sub>0</sub> | W[μL/g]    | P / P <sub>0</sub> | W[μL/g]    |
| 1.9496E-02         | 2.6657E+01 | 1.8947E-02         | 2.6196E+01 | 1.4378E-02         | 2.7622E+01 |
| 2.6624E-02         | 3.0133E+01 | 1.9581E-02         | 2.7135E+01 | 1.5533E-02         | 2.9783E+01 |
| 3.1394E-02         | 3.2141E+01 | 2.2115E-02         | 3.0395E+01 | 1.7641E-02         | 3.3797E+01 |
| 3.9187E-02         | 3.4840E+01 | 2.4527E-02         | 3.2968E+01 | 1.9222E-02         | 3.6828E+01 |
| 4.9258E-02         | 3.7690E+01 | 2.8086E-02         | 3.7376E+01 | 2.1163E-02         | 4.0282E+01 |
| 7.1032E-02         | 4.2438E+01 | 2.9131E-02         | 3.8593E+01 | 2.4746E-02         | 4.6434E+01 |
| 7.6064E-02         | 4.3452E+01 | 3.1987E-02         | 4.2181E+01 | 2.7458E-02         | 5.0990E+01 |
| 1.0075E-01         | 4.7228E+01 | 3.6854E-02         | 4.8221E+01 | 2.9491E-02         | 5.4306E+01 |
| 1.2962E-01         | 5.1112E+01 | 3.8271E-02         | 4.9895E+01 | 3.4038E-02         | 6.1810E+01 |
| 1.5753E-01         | 5.4155E+01 | 4.1552E-02         | 5.3753E+01 | 3.7445E-02         | 6.7162E+01 |
| 1.8767E-01         | 5.7109E+01 | 4.7179E-02         | 6.0342E+01 | 3.8447E-02         | 6.8721E+01 |
| 2.2009E-01         | 6.0122E+01 | 4.8712E-02         | 6.2102E+01 | 4.3966E-02         | 7.6943E+01 |
| 2.6712E-01         | 6.3667E+01 | 5.5354E-02         | 6.9610E+01 | 4.8060E-02         | 8.2713E+01 |
| 3.1971E-01         | 6.7327E+01 | 6.0731E-02         | 7.5519E+01 | 5.3710E-02         | 9.0281E+01 |
| 3.7452E-01         | 7.1394E+01 | 7.0041E-02         | 8.5340E+01 | 6.4392E-02         | 1.0310E+02 |
| 4.2567E-01         | 7.4521E+01 | 7.2422E-02         | 8.7942E+01 | 7.2047E-02         | 1.1144E+02 |
| 4.7989E-01         | 7.7626E+01 | 8.0313E-02         | 9.5820E+01 | 8.8533E-02         | 1.2657E+02 |
| 5.4930E-01         | 8.1756E+01 | 9.3362E-02         | 1.0834E+02 | 1.0004E-01         | 1.3533E+02 |
| 5.8247E-01         | 8.3880E+01 | 9.6884E-02         | 1.1153E+02 | 1.2131E-01         | 1.4830E+02 |
| 6.1004E-01         | 8.5661E+01 | 1.1534E-01         | 1.2763E+02 | 1.4986E-01         | 1.6078E+02 |
| 6.3380E-01         | 8.7154E+01 | 1.2018E-01         | 1.3167E+02 | 1.7367E-01         | 1.6814E+02 |
| 6.5826E-01         | 8.8600E+01 | 1.4618E-01         | 1.5154E+02 | 2.0254E-01         | 1.7460E+02 |
| 6.8545E-01         | 9.0235E+01 | 1.7365E-01         | 1.6963E+02 | 2.3672E-01         | 1.8013E+02 |
| 7.0698E-01         | 9.1639E+01 | 2.0842E-01         | 1.8899E+02 | 2.7136E-01         | 1.8433E+02 |
| 7.3241E-01         | 9.3168E+01 | 2.2408E-01         | 1.9659E+02 | 3.2269E-01         | 1.8901E+02 |
| 7.5656E-01         | 9.4776E+01 | 2.4620E-01         | 2.0617E+02 | 3.7741E-01         | 1.9284E+02 |
| 7.8102E-01         | 9.6429E+01 | 2.7215E-01         | 2.1602E+02 | 4.3080E-01         | 1.9595E+02 |
| 8.0523E-01         | 9.8104E+01 | 3.0044E-01         | 2.2540E+02 | 5.0535E-01         | 1.9975E+02 |
| 8.2908E-01         | 9.9913E+01 | 3.3140E-01         | 2.3428E+02 | 5.8319E-01         | 2.0335E+02 |
| 8.5412E-01         | 1.0184E+02 | 3.6369E-01         | 2.4237E+02 | 6.1341E-01         | 2.0492E+02 |

\*Continúa en la siguiente página

Tabla A.4: Datos de las isotermas de adsorción a 50°C de metanol con los diferentes carbones activados utilizados en los prototipos de RSA. (Continuación)

| Char               |            | Aquasorb           |            | R                  |            |
|--------------------|------------|--------------------|------------|--------------------|------------|
| P / P <sub>0</sub> | W[μL/g]    | P / P <sub>0</sub> | W[μL/g]    | P / P <sub>0</sub> | W[μL/g]    |
| 8.7653E-01         | 1.1216E+02 | 4.0816E-01         | 2.5185E+02 | 6.3796E-01         | 2.0617E+02 |
| 8.8296E-01         | 1.2158E+02 | 4.6198E-01         | 2.6148E+02 | 6.6262E-01         | 2.0745E+02 |
| 8.9102E-01         | 1.4038E+02 | 5.1749E-01         | 2.6990E+02 | 6.8548E-01         | 2.0887E+02 |
| 9.0361E-01         | 1.5256E+02 | 5.7433E-01         | 2.7750E+02 | 7.1167E-01         | 2.1028E+02 |
|                    |            | 6.0249E-01         | 2.8126E+02 | 7.3611E-01         | 2.1162E+02 |
|                    |            | 6.2814E-01         | 2.8460E+02 | 7.5879E-01         | 2.1321E+02 |
|                    |            | 6.5246E-01         | 2.8773E+02 | 7.8153E-01         | 2.1464E+02 |
|                    |            | 6.7803E-01         | 2.9098E+02 | 8.0381E-01         | 2.1618E+02 |
|                    |            | 7.0102E-01         | 2.9385E+02 | 8.2779E-01         | 2.1799E+02 |
|                    |            | 7.2470E-01         | 2.9697E+02 | 8.5063E-01         | 2.2139E+02 |
|                    |            | 7.4859E-01         | 3.0017E+02 | 8.7310E-01         | 2.3445E+02 |
|                    |            | 7.7231E-01         | 3.0346E+02 | 8.8246E-01         | 2.5680E+02 |
|                    |            | 8.0620E-01         | 3.0839E+02 | 8.9632E-01         | 2.8308E+02 |
|                    |            | 8.2321E-01         | 3.1120E+02 | 9.0135E-01         | 3.0661E+02 |
|                    |            | 8.5327E-01         | 3.1670E+02 |                    |            |
|                    |            | 8.7377E-01         | 3.2815E+02 |                    |            |
|                    |            | 8.9930E-01         | 3.5735E+02 |                    |            |
|                    |            | 9.1703E-01         | 3.8682E+02 |                    |            |

Tabla A.5: Datos de las isotermas de adsorción a 60°C de metanol con los diferentes carbones activados utilizados en los prototipos de RSA.

| Char               |            | Aquasorb           |            | R                  |            |
|--------------------|------------|--------------------|------------|--------------------|------------|
| P / P <sub>0</sub> | W[μL/g]    | P / P <sub>0</sub> | W[μL/g]    | P / P <sub>0</sub> | W[μL/g]    |
| 5.3028E-05         | 2.6947E-01 | 1.5108E-04         | 1.9481E-01 | 5.7847E-05         | 1.8803E-01 |
| 1.0605E-04         | 7.5952E-01 | 3.6271E-04         | 4.8813E-01 | 1.0123E-04         | 6.4095E-01 |
| 1.7355E-04         | 1.6876E+00 | 5.2455E-04         | 7.3629E-01 | 1.7355E-04         | 1.4991E+00 |
| 5.7847E-04         | 4.3919E+00 | 1.1707E-03         | 1.8030E+00 | 6.4597E-04         | 3.3787E+00 |
| 1.9427E-03         | 9.6146E+00 | 2.6780E-03         | 3.9416E+00 | 2.5550E-03         | 7.3236E+00 |
| 2.7382E-03         | 1.1474E+01 | 4.9933E-03         | 6.9031E+00 | 4.9219E-03         | 1.0782E+01 |

\*Continúa en la siguiente página

Tabla A.5: Datos de las isotermas de adsorción a 60°C de metanol con los diferentes carbones activados utilizados en los prototipos de RSA. (Continuación)

| Char               |            | Aquasorb           |            | R                  |            |
|--------------------|------------|--------------------|------------|--------------------|------------|
| P / P <sub>0</sub> | W[μL/g]    | P / P <sub>0</sub> | W[μL/g]    | P / P <sub>0</sub> | W[μL/g]    |
| 4.9653E-03         | 1.5666E+01 | 6.8704E-03         | 9.2486E+00 | 6.8067E-03         | 1.3397E+01 |
| 7.5589E-03         | 1.9110E+01 | 7.3673E-03         | 9.8498E+00 | 7.3177E-03         | 1.4098E+01 |
| 9.4726E-03         | 2.1213E+01 | 8.4397E-03         | 1.1167E+01 | 8.3831E-03         | 1.5529E+01 |
| 1.0032E-02         | 2.1811E+01 | 9.2369E-03         | 1.2127E+01 | 1.0013E-02         | 1.7785E+01 |
| 1.3739E-02         | 2.4916E+01 | 9.8186E-03         | 1.2829E+01 | 1.2977E-02         | 2.2054E+01 |
| 1.8656E-02         | 2.8290E+01 | 1.3167E-02         | 1.6922E+01 | 1.4997E-02         | 2.5023E+01 |
| 1.9953E-02         | 2.9147E+01 | 1.5794E-02         | 1.9815E+01 | 1.6719E-02         | 2.7546E+01 |
| 2.5110E-02         | 3.1907E+01 | 1.7530E-02         | 2.1876E+01 | 1.9384E-02         | 3.1701E+01 |
| 3.0987E-02         | 3.4502E+01 | 2.0258E-02         | 2.5074E+01 | 2.2489E-02         | 3.6414E+01 |
| 4.0301E-02         | 3.7756E+01 | 2.3724E-02         | 2.9179E+01 | 2.4783E-02         | 4.0057E+01 |
| 5.1485E-02         | 4.0973E+01 | 2.6260E-02         | 3.2147E+01 | 2.8722E-02         | 4.6085E+01 |
| 6.9225E-02         | 4.4892E+01 | 3.0193E-02         | 3.6679E+01 | 3.1975E-02         | 5.1149E+01 |
| 7.6817E-02         | 4.6356E+01 | 3.3838E-02         | 4.0945E+01 | 3.7456E-02         | 5.9428E+01 |
| 1.0535E-01         | 5.0723E+01 | 3.9401E-02         | 4.7260E+01 | 3.8907E-02         | 6.1554E+01 |
| 1.3747E-01         | 5.4682E+01 | 4.3533E-02         | 5.1843E+01 | 4.2354E-02         | 6.6653E+01 |
| 1.6459E-01         | 5.7572E+01 | 4.9900E-02         | 5.8926E+01 | 4.8380E-02         | 7.5097E+01 |
| 1.9070E-01         | 6.0025E+01 | 6.0858E-02         | 7.0632E+01 | 5.5934E-02         | 8.5240E+01 |
| 2.4225E-01         | 6.4505E+01 | 6.6560E-02         | 7.6580E+01 | 6.2167E-02         | 9.3021E+01 |
| 2.9796E-01         | 6.8807E+01 | 7.2996E-02         | 8.3122E+01 | 7.2614E-02         | 1.0504E+02 |
| 3.3822E-01         | 7.1882E+01 | 8.5896E-02         | 9.5667E+01 | 8.5268E-02         | 1.1779E+02 |
| 3.9044E-01         | 7.5547E+01 | 9.4988E-02         | 1.0426E+02 | 9.6467E-02         | 1.2772E+02 |
| 4.1154E-01         | 7.6829E+01 | 1.0195E-01         | 1.1053E+02 | 1.1275E-01         | 1.3982E+02 |
| 4.3561E-01         | 7.9419E+01 | 1.1522E-01         | 1.2198E+02 | 1.2650E-01         | 1.4841E+02 |
| 4.6168E-01         | 8.0705E+01 | 1.2444E-01         | 1.2961E+02 | 1.4684E-01         | 1.5855E+02 |
| 4.8963E-01         | 8.3450E+01 | 1.3997E-01         | 1.4168E+02 | 1.8784E-01         | 1.7267E+02 |
| 5.1143E-01         | 8.4650E+01 | 1.4732E-01         | 1.4715E+02 | 2.1532E-01         | 1.7908E+02 |
| 5.2501E-01         | 8.6922E+01 | 1.6743E-01         | 1.6091E+02 | 2.5273E-01         | 1.8547E+02 |
| 5.5646E-01         | 8.8381E+01 | 1.9050E-01         | 1.7517E+02 | 2.9798E-01         | 1.9107E+02 |
| 5.8274E-01         | 9.0148E+01 | 2.1645E-01         | 1.8920E+02 | 3.4879E-01         | 1.9584E+02 |
| 6.0423E-01         | 9.1509E+01 | 2.4573E-01         | 2.0290E+02 | 4.0031E-01         | 1.9990E+02 |

\*Continúa en la siguiente página

Tabla A.5: Datos de las isotermas de adsorción a 60°C de metanol con los diferentes carbones activados utilizados en los prototipos de RSA. (Continuación)

| Char               |            | Aquasorb           |            | R                  |            |
|--------------------|------------|--------------------|------------|--------------------|------------|
| P / P <sub>0</sub> | W[μL/g]    | P / P <sub>0</sub> | W[μL/g]    | P / P <sub>0</sub> | W[μL/g]    |
| 6.2523E-01         | 1.0256E+02 | 2.7603E-01         | 2.1501E+02 | 4.3335E-01         | 2.0236E+02 |
| 6.3001E-01         | 1.1263E+02 | 3.0668E-01         | 2.2550E+02 | 4.5812E-01         | 2.0418E+02 |
| 6.3167E-01         | 1.2293E+02 | 3.3630E-01         | 2.3443E+02 | 4.8552E-01         | 2.0603E+02 |
| 6.4136E-01         | 1.3861E+02 | 3.8151E-01         | 2.4584E+02 | 5.0940E-01         | 2.0781E+02 |
| 6.4729E-01         | 1.4874E+02 | 4.0090E-01         | 2.5029E+02 | 5.3303E-01         | 2.0969E+02 |
| 6.4962E-01         | 1.6131E+02 | 4.2471E-01         | 2.5532E+02 | 5.5509E-01         | 2.1133E+02 |
| 6.4974E-01         | 1.7688E+02 | 4.4892E-01         | 2.6008E+02 | 5.7824E-01         | 2.1317E+02 |
| 6.4789E-01         | 1.9131E+02 | 4.7449E-01         | 2.6467E+02 | 6.0024E-01         | 2.2334E+02 |
| 6.4773E-01         | 2.1014E+02 | 4.9905E-01         | 2.6888E+02 | 6.1112E-01         | 2.4804E+02 |
| 6.4751E-01         | 2.2944E+02 | 5.2401E-01         | 2.7295E+02 | 6.2651E-01         | 2.7570E+02 |
| 6.4795E-01         | 2.5022E+02 | 5.5532E-01         | 2.7773E+02 | 6.2989E-01         | 3.0679E+02 |
| 6.4827E-01         | 2.7286E+02 | 5.7493E-01         | 2.8079E+02 | 6.3257E-01         | 3.4005E+02 |
| 6.5092E-01         | 2.9658E+02 | 6.0084E-01         | 2.9040E+02 | 6.3225E-01         | 3.6769E+02 |
| 6.5588E-01         | 3.1610E+02 | 6.1997E-01         | 3.1289E+02 | 6.3532E-01         | 3.9693E+02 |
| 6.5741E-01         | 3.4400E+02 | 6.2879E-01         | 3.2663E+02 | 6.3846E-01         | 4.3338E+02 |
|                    |            | 6.3479E-01         | 3.5145E+02 | 6.4390E-01         | 4.6819E+02 |
|                    |            | 6.3615E-01         | 3.7846E+02 | 6.4403E-01         | 5.0629E+02 |
|                    |            | 6.3649E-01         | 4.0931E+02 | 6.4307E-01         | 5.4783E+02 |
|                    |            | 6.4058E-01         | 4.4427E+02 | 6.4397E-01         | 5.9415E+02 |
|                    |            | 6.4664E-01         | 4.7918E+02 | 6.4706E-01         | 6.3325E+02 |
|                    |            | 6.4729E-01         | 4.8320E+02 | 6.5215E-01         | 6.7020E+02 |
|                    |            | 6.4640E-01         | 5.1969E+02 |                    |            |
|                    |            | 6.4617E-01         | 5.6301E+02 |                    |            |
|                    |            | 6.4820E-01         | 6.0560E+02 |                    |            |
|                    |            | 6.5064E-01         | 6.1434E+02 |                    |            |
|                    |            | 6.5524E-01         | 6.3526E+02 |                    |            |



# B

## Determinación de los Coeficientes de Transferencia de Calor por Convección de los Componentes del Colector.

Tal como vimos en el capítulo 3, para determinar el intercambio convectivo en el colector es necesario conocer el coeficiente de transferencia de calor por convección  $h_i$  de ambas caras de los distintos elementos del colector.

De forma general, este coeficiente se calcula con la expresión B.1:

$$h_i = \frac{NuK}{l} \quad (\text{B.1})$$

- $Nu$  es el número de Nusselt.
- $K$  es la conductividad térmica del fluido circundante (en nuestro caso, aire).
- $l$  es la longitud característica de la superficie a evaluar.

### B.1 Nusselt del Tubo Absorbedor

Existe una correlación empírica del número promedio de Nusselt para la convección natural para distintas superficies, en este caso, vamos a ocuparnos de un cilindro horizontal.

Lo primero que necesitaremos será determinar el coeficiente de expansión volumétrica del aire<sup>1</sup>, suponiendo un comportamiento de gas ideal, este será igual al inverso de la temperatura.

Ya que las temperaturas del aire involucradas son la intermedia y la de la capa que rodea al cilindro, promediaremos el valor de estas dos, obteniendo así nuestro coeficiente de expansión volumétrica para este caso:

$$Cev_5 = \frac{1}{\left(\frac{T_{abs} + T_{aire}}{2}\right)} \quad (\text{B.2})$$

---

<sup>1</sup>El coeficiente de expansión volumétrica mide cuanto cambia el volumen de un cuerpo dependiendo del cambio de temperatura que este experimenta.

Lo siguiente es calcular el número de Rayleigh<sup>2</sup> que para el caso de un cilindro horizontal [87, p. 308] es como sigue:

$$Ra_5 = \frac{gCev_5(T_{abs} - T_{aire})D^3}{\nu^2}Pr \quad (B.3)$$

donde:

- $\nu$  es la viscosidad cinemática promedio del aire para un rango de temperaturas de 20°C a 100°C [87, p. A26]. Entonces tenemos que:  $\nu = 1.96x10^{-5} \frac{m^2}{s}$ .
- $Pr$  es el número de Prandtl promedio para un rango de temperatura de 20°C a 100°C [87, p. A26]. Entonces  $Pr=0.71$ .

Conociendo esto ya somos capaces de emplear la ecuación B.4 para determinar el número de Nusselt [88, p. 468] para este caso:

$$Nu_5 = \left\{ 0.6 + \frac{0.378Ra_5^{\frac{1}{6}}}{\left[1 + \left(\frac{0.559}{Pr}\right)^{\frac{9}{16}}\right]^{\frac{8}{27}}} \right\}^2 \quad (B.4)$$

Como hemos visto el número de Nusselt depende del número de Rayleigh, que a su vez depende del coeficiente de dilatación térmica y de las temperaturas intermedia y de la superficie del cilindro. Ya que estas temperaturas varían en cada paso temporal de nuestro programa, estos números adimensionales son calculados para cada iteración.

## B.2 Nusselt de la Cara Interna de la Pared Izquierda

Para el caso de una pared inclinada donde la cara superior está mas fría que el aire circundante, como es nuestro caso, existe una correlación empírica para conocer el número de Nusselt.

En primer lugar, determinamos el coeficiente de dilatación térmica con el promedio de las temperaturas involucradas:

$$Cev_{1i} = \frac{1}{\left(\frac{T_{1i}+T_i}{2}\right)} \quad (B.5)$$

Conociendo esto, calculamos el número de Grashof<sup>3</sup> con la expresión:

$$Gra_{1i} = \frac{gCev_{1i}(T_{aire} - T_{1i})l_1^3}{\nu^2} \quad (B.6)$$

Luego calculamos el número de Rayleigh [88, p. 465]:

$$Ra_{1i} = Gra_{1i}Pr^4 \quad (B.7)$$

<sup>2</sup>El número de Rayleigh es el producto del número de Prandtl y el de Grashof.

<sup>3</sup>El número de Grashof nos indica la relación entre las fuerzas que actúan sobre el fluido en la convección natural; la de empuje y la de fricción (causada por la viscosidad del fluido).

<sup>4</sup>El número de Prandtl nos indica que tan rápido se difunde el calor en el fluido, comparado con la velocidad que lleva el mismo

De esta manera podemos sustituir este valor en la expresión [88, p. 468] final:

$$Nu_{1i} = \left\{ 0.825 + \frac{0.387 Ra_{1i}^{\frac{1}{6}}}{\left[1 + \left(\frac{0.492}{Pr}\right)^{\frac{9}{16}}\right]^{\frac{8}{27}}} \right\}^2 \quad (B.8)$$

### B.3 Nusselt de la Cara Interna de la Pared Inferior

En la configuración geométrica que consiste en una placa, cuya superficie superior está mas fría que el medio circundante, nos auxiliamos de una correlación empírica de los números adimensionales para obtener el número de Nusselt para este caso en particular.

Para llegar a esto, necesitamos el coeficiente de dilatación térmica:

$$Cev_{2i} = \frac{1}{\left(\frac{T_{2i} + T_{aire}}{2}\right)} \quad (B.9)$$

A continuación, calculamos el número de Rayleigh:

$$Ra_{2i} = \frac{g Cev_{2i} (T_{aire} - T_{2i}) l_2^3}{\nu^2} Pr \quad (B.10)$$

De esta manera, ya podemos obtener el valor de la expresión [88, p. 468] que necesitamos para determinar el coeficiente de transferencia de calor por convección para esta configuración:

$$Nu_{2i} = \left\{ 0.825 + \frac{0.387 Ra_{2i}^{\frac{1}{6}}}{\left[1 + \left(\frac{0.492}{Pr}\right)^{\frac{9}{16}}\right]^{\frac{8}{27}}} \right\}^2 \quad (B.11)$$

### B.4 Nusselt de la Cara Interna del Vidrio

En este caso, el interior del vidrio es la superficie inferior de una placa, que se considera fría si la comparamos con el aire que se encuentra encerrado en el colector. Los cálculos necesarios para poder utilizar la relación empírica con la que obtenemos el número de Nusselt se desarrolla a continuación.

Obtenemos el coeficiente de expansión volumétrica:

$$Cev_{4i} = \frac{1}{\left(\frac{T_{4i} + T_{aire}}{2}\right)} \quad (B.12)$$

Luego, calculamos el número de Grashof:

$$Gra_{4i} = \frac{gCev_{4i}(T_{aire} - T_{4i})l_v^3}{\nu^2} \quad (B.13)$$

Con esto, somos capaces de emplear la ecuación B.14 [89] y determinar el  $Nu_{4i}$ :

$$Nu_{4i} = 0.23(Gra_{4i}Pr)^{\frac{1}{4}} \quad (B.14)$$

## B.5 Nusselt de la Cara Externa de la Pared Izquierda

Cuando tenemos un caso de convección natural donde la cara inferior de la superficie está a mayor temperatura que el medio circundante, utilizamos una correlación con el fin de determinar el número de Nusselt, y con esto, el coeficiente de transferencia de calor por convección.

De la misma manera como lo hemos hecho hasta el momento, determinamos el coeficiente de expansión volumétrica<sup>5</sup>:

$$Cev_{1e} = \frac{1}{\left(\frac{T_{1e} + T_{Amb}}{2}\right)} \quad (B.15)$$

Luego procedemos a obtener el número de Rayleigh:

$$Ra_{1e} = \frac{gCev_{1e}(T_{1e} - T_{Amb})l_1^3}{\nu^2} Pr \quad (B.16)$$

Así podemos conocer el Nusselt [88, p. 468] de la ecuación B.17:

$$Nu_{1e} = \left\{ 0.825 + \frac{0.387Ra_{1e}^{\frac{1}{6}}}{\left[1 + \left(\frac{0.492}{Pr}\right)^{\frac{9}{16}}\right]^{\frac{8}{27}}} \right\}^2 \quad (B.17)$$

## B.6 Nusselt de la Cara Externa de la Pared Inferior

Ya que la pared inferior del colector se encuentra a mayor temperatura que el medio ambiente, esta configuración corresponde al caso de una superficie inferior de una placa caliente. Partiendo de este arreglo sabemos la relación empírica a utilizar para calcular el número de Nusselt que determinará el intercambio de calor por convección entre la pared inferior del colector y el medio ambiente.

<sup>5</sup>Las temperaturas del coeficiente de dilatación térmica deben estar expresadas en  $K$ .

Como en los casos anteriores, calculamos el coeficiente de expansión volumétrica:

$$Cev_{2e} = \frac{1}{\left(\frac{T_{2e} + T_{Amb}}{2}\right)} \quad (B.18)$$

Determinamos el número de Rayleigh:

$$Ra_{2e} = \frac{gCev_{2e}(T_{2e} - T_{Amb})l_2^3}{\nu^2} Pr \quad (B.19)$$

Entonces ya conocemos todas las incógnitas de la expresión [88, p. 468] que utilizamos para conocer el  $Nu_{2e}$ :

$$Nu_{2e} = \left\{ 0.825 + \frac{0.387Ra_{2e}^{\frac{1}{6}}}{\left[1 + \left(\frac{0.492}{Pr}\right)^{\frac{9}{16}}\right]^{\frac{8}{27}}} \right\}^2 \quad (B.20)$$

## B.7 Nusselt de la Cara Externa del Vidrio

Cuando analizamos la convección de la cara exterior del vidrio, al igual que en los casos anteriores, nos encontramos que corresponde a una configuración ya estudiada; una superficie superior de una placa caliente. Sabiendo esto estamos en condiciones de determinar el número de Nusselt basándonos en esta correlación.

Similarmente a los casos anteriores, obtenemos el coeficiente de dilatación térmica:

$$Cev_{4e} = \frac{1}{\left(\frac{T_{4e} + T_{Amb}}{2}\right)} \quad (B.21)$$

Obtenemos el número de Grashof:

$$Gra_{4e} = \frac{gCev_{4e}(T_{4e} - T_{Amb})l_v^3}{\nu^2} \quad (B.22)$$

Y de ahí, sustituimos para hallar el valor de  $Nu_{4e}$  [89]:

$$Nu_{4e} = 0.23(Gra_{4e}Pr)^{\frac{1}{4}} \quad (B.23)$$



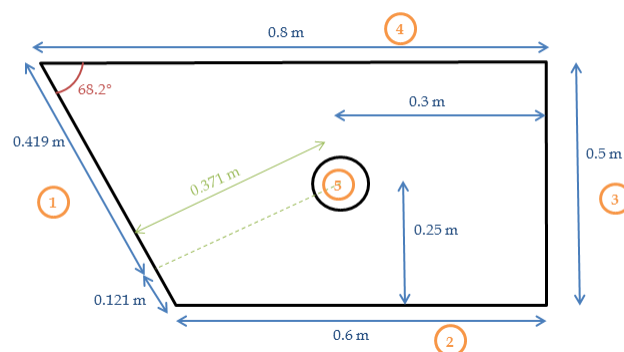
# C

## Intercambio Radiativo entre los Componentes del Colector

Tal como vimos en el capítulo 3, para determinar el intercambio radiativo entre los distintos elementos del colector, es necesario utilizar la ecuación 3.9, para lo cual es necesario conocer los factores de visión entre los componentes, así como las emisividades equivalentes entre los mismos.

### C.1 Determinación de los Factores de Forma

En la figura C.1 se muestra el esquema del colector que ilustra nuestro análisis.



**Figura C.1:** Esquema del colector para la obtención de los factores de forma.

Utilizamos la expresión C.1 para cuantificar la fracción de la radiación emitida por un plano que intercepta a un cilindro [90, p. 722], para cuantificar cuanta radiación llega al tubo absorbedor de cada una de las superficies del colector.

$$F_{ij} = \frac{r}{s_1 - s_2} \left[ \tan^{-1} \frac{s_1}{L} - \tan^{-1} \frac{s_2}{L} \right] \quad (\text{C.1})$$

donde:

- $r$  es el radio del cilindro.
- $L$  es la distancia normal al plano a la que se encuentra el centro del cilindro.
- $s_1$  es la distancia desde un extremo del plano hacia la recta normal al mismo que intercepta el centro del cilindro.
- $s_2$  es la distancia desde el otro extremo del plano hacia la recta normal que intercepta el centro del cilindro (ambas distancias tienen signos opuestos).

De aquí, llegamos a las expresiones:

$$F_{15} = \frac{0.06}{0.121 + 0.419} \left[ \tan^{-1} \frac{0.121}{0.371} + \tan^{-1} \frac{0.419}{0.371} \right] = \mathbf{0.129} \quad (\text{C.2})$$

$$F_{25} = \frac{0.06}{0.3 + 0.3} \left[ \tan^{-1} \frac{0.3}{0.25} + \tan^{-1} \frac{0.3}{0.25} \right] = \mathbf{0.175} \quad (\text{C.3})$$

$$F_{35} = \frac{0.06}{0.25 + 0.25} \left[ \tan^{-1} \frac{0.25}{0.3} + \tan^{-1} \frac{0.25}{0.3} \right] = \mathbf{0.167} \quad (\text{C.4})$$

$$F_{45} = \frac{0.06}{0.3 + 0.5} \left[ \tan^{-1} \frac{0.3}{0.25} + \tan^{-1} \frac{0.5}{0.25} \right] = \mathbf{0.149} \quad (\text{C.5})$$

Partiendo de la relación de reciprocidad  $A_i F_{ij} = A_j F_{ji}$  podemos hallar el valor de otros 4 factores de forma:

$$F_{51} = F_{15} \frac{A_1}{A_5} = 0.129 \frac{0.54}{2\pi(0.06)} = \mathbf{0.185} \quad (\text{C.6})$$

$$F_{52} = F_{25} \frac{A_2}{A_5} = 0.175 \frac{0.6}{2\pi(0.06)} = \mathbf{0.278} \quad (\text{C.7})$$

$$F_{53} = F_{35} \frac{A_3}{A_5} = 0.167 \frac{0.5}{2\pi(0.06)} = \mathbf{0.221} \quad (\text{C.8})$$

$$F_{54} = F_{45} \frac{A_4}{A_5} = 0.149 \frac{0.8}{2\pi(0.06)} = \mathbf{0.316} \quad (\text{C.9})$$

Lo siguiente será determinar, mediante el método de las cuerdas cruzadas [55], el aporte de radiación de cada una de las paredes del colector a las restantes.

$$F_{ij} = \frac{\sum(\text{CuerdasCruzadas}) - \sum(\text{CuerdasnoCruzadas})}{2A_i} \quad (\text{C.10})$$

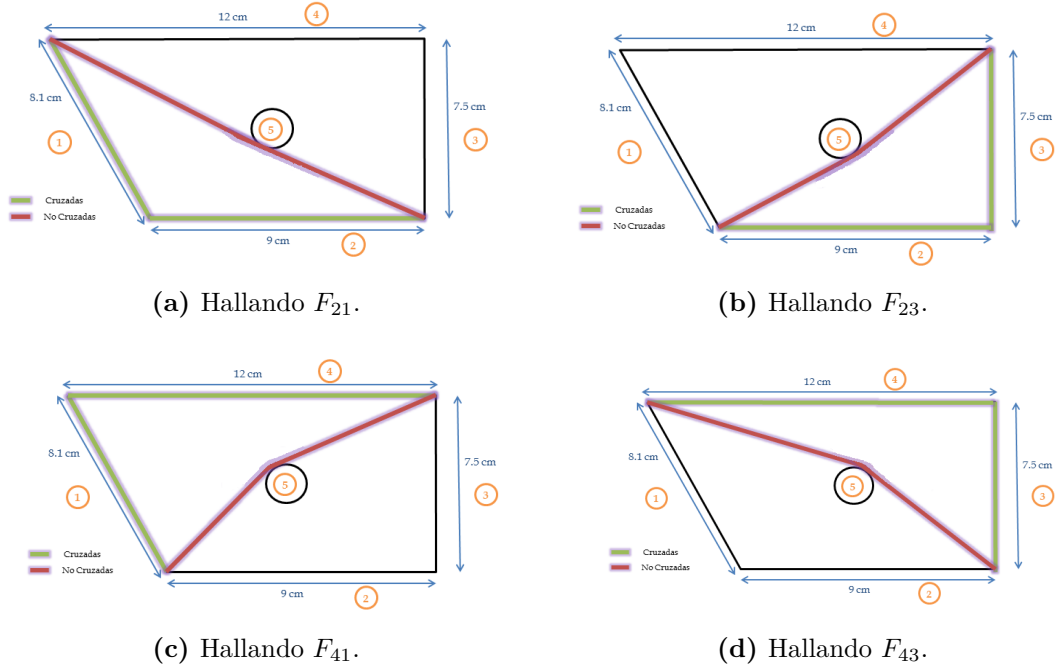
Utilizamos la expresión C.10 para obtener  $F_{21}$ ,  $F_{23}$ ,  $F_{41}$  y  $F_{43}$ . Para esto realizamos un esquema a escala donde 1.8cm equivale a 12cm en el prototipo real, tal como se muestra en la figura C.2.

De aquí, y haciendo las mediciones pertinentes:

$$F_{21} = \frac{[(9 + 8.1) - (0 + 14.2)]}{2(9)} = \mathbf{0.161} \quad (\text{C.11})$$

$$F_{23} = \frac{[(9 + 7.5) - (0 + 12.1)]}{2(9)} = \mathbf{0.244} \quad (\text{C.12})$$

<sup>1</sup>Vale la pena señalar que el área de estas superficies se consideran para un colector de 1m de longitud



**Figura C.2:** Determinación de factores de forma por el método de las cuerdas cruzadas.

$$F_{41} = \frac{[(8.1 + 12) - (0 + 11.4)]}{2(12)} = \mathbf{0.342} \quad (\text{C.13})$$

$$F_{43} = \frac{[(12 + 7.5) - (0 + 14.6)]}{2(12)} = \mathbf{0.204} \quad (\text{C.14})$$

Nos auxiliamos nueva vez de la relación de reciprocidad para hallar  $F_{12}$ ,  $F_{32}$ ,  $F_{14}$  y  $F_{34}$ .

$$F_{12} = F_{21} \frac{A_2}{A_1} = 0.161 \frac{0.6}{0.54} = \mathbf{0.179} \quad (\text{C.15})$$

$$F_{32} = F_{23} \frac{A_3}{A_2} = 0.244 \frac{0.5}{0.6} = \mathbf{0.203} \quad (\text{C.16})$$

$$F_{14} = F_{41} \frac{A_4}{A_1} = 0.342 \frac{0.8}{0.54} = \mathbf{0.507} \quad (\text{C.17})$$

$$F_{34} = F_{43} \frac{A_4}{A_3} = 0.204 \frac{0.8}{0.5} = \mathbf{0.326} \quad (\text{C.18})$$

Ahora, basándonos en el hecho de que la radiación que emite una superficie debe ser igual a la suma de lo que emite a todas las demás, tenemos:

$$1 = \sum_i F_{ij} \quad (\text{C.19})$$

Realizamos este balance para la pared 1 y 4, de donde despejamos  $F_{13}$  y  $F_{42}$  respectivamente. Para la pared 1:

$$1 = F_{11} + F_{12} + F_{13} + F_{14} + F_{15} \quad (\text{C.20})$$

$$F_{13} = 1 - 0 - 0.179 - 0.507 - 0.129 = \mathbf{0.185} \quad (\text{C.21})$$

Para la pared 4:

$$1 = F_{41} + F_{42} + F_{43} + F_{44} + F_{45} \quad (\text{C.22})$$

$$F_{42} = 1 - 0.342 - 0.204 - 0 - 0.149 = \mathbf{0.305} \quad (\text{C.23})$$

Volvemos a respaldarnos de la reciprocidad para hallar los factores de visión faltantes.

$$F_{31} = F_{13} \frac{A_1}{A_3} = 0.185 \frac{0.54}{0.5} = \mathbf{0.2} \quad (\text{C.24})$$

$$F_{24} = F_{42} \frac{A_4}{A_2} = 0.305 \frac{0.8}{0.6} = \mathbf{0.407} \quad (\text{C.25})$$

De esta manera completamos la tabla C.1 de los factores de forma:

**Tabla C.1:** Factores de Forma entre los Componentes del Colector.

| Superficie | 1     | 2     | 3     | 4     | 5     |
|------------|-------|-------|-------|-------|-------|
| 1          | 0     | 0.179 | 0.185 | 0.507 | 0.129 |
| 2          | 0.161 | 0     | 0.244 | 0.407 | 0.175 |
| 3          | 0.2   | 0.293 | 0     | 0.327 | 0.167 |
| 4          | 0.342 | 0.305 | 0.204 | 0     | 0.149 |
| 5          | 0.185 | 0.278 | 0.221 | 0.316 | 0     |

## C.2 Determinación de las Emisividades Equivalentes

Determinamos los coeficientes de emisividad equivalente entre cada dos superficies del colector, sabiendo que:

- La emisividad del vidrio  $\epsilon_v = 1$
- La emisividad del aislante del recinto  $\epsilon_r = 0.2$
- La emisividad del tubo absorbedor  $\epsilon_t = 0.9$ .

De esta manera tenemos que la emisividad equivalente existente entre el tubo y el vidrio, se determina de la siguiente forma:

$$\epsilon_{tv} = \frac{\epsilon_t \epsilon_v}{\epsilon_t + \epsilon_v - \epsilon_t \epsilon_v} = \frac{0.9 * 1}{0.9 + 1 - (0.9 * 1)} = \mathbf{0.9} \quad (\text{C.26})$$

Este  $\epsilon_{tv}$  determina tanto la emisividad del tubo al vidrio  $\epsilon_{54}$  como la del vidrio al tubo  $\epsilon_{45}$ . A continuación calculamos la emisividad equivalente entre el tubo y el aislante del recinto, que es útil para los casos  $\epsilon_{51}$ ,  $\epsilon_{52}$ ,  $\epsilon_{15}$  y  $\epsilon_{25}$ .

$$\epsilon_{ta} = \frac{\epsilon_t \epsilon_a}{\epsilon_t + \epsilon_a - \epsilon_t \epsilon_a} = \frac{0.9 * 0.2}{0.9 + 0.2 - (0.9 * 0.2)} = \mathbf{0.196} \quad (\text{C.27})$$

Para el caso de la emisividad entre el vidrio y el aislante, utilizada en los casos;  $\epsilon_{41}$ ,  $\epsilon_{42}$ ,  $\epsilon_{14}$  y  $\epsilon_{24}$ , procedemos como sigue:

$$\epsilon_{va} = \frac{\epsilon_v \epsilon_a}{\epsilon_v + \epsilon_a - \epsilon_v \epsilon_a} = \frac{1 * 0.2}{1 + 0.2 - (1 * 0.2)} = \mathbf{0.2} \quad (\text{C.28})$$

Por último, calculamos la emisividad equivalente entre las dos paredes del recinto aislante; caso  $\epsilon_{12}$  y  $\epsilon_{21}$ :

$$\epsilon_{aa} = \frac{\epsilon_a \epsilon_a}{\epsilon_a + \epsilon_a - \epsilon_a \epsilon_a} = \frac{0.2 * 0.2}{0.2 + 0.2 - (0.2 * 0.2)} = \mathbf{0.111} \quad (\text{C.29})$$

Así completamos la tabla C.2 de emisividades equivalentes.

**Tabla C.2:** Emisividades Equivalentes entre los Componentes del Colector.

| Superficie | 1     | 2     | 4   | 5     |
|------------|-------|-------|-----|-------|
| 1          | N/A   | 0.111 | 0.2 | 0.196 |
| 2          | 0.111 | N/A   | 0.2 | 0.196 |
| 4          | 0.2   | 0.2   | N/A | 0.9   |
| 5          | 0.196 | 0.196 | 0.9 | N/A   |



# D

## Determinación del Coeficiente de Darcy $K_d$

En las siguientes páginas se muestran los datos correspondientes al experimento descrito en la sección 5.3.2 para determinar el coeficiente de Darcy ( $K_d$ ) de los carbones activados **CarboTech AG 1-3/100**, **Aquasorb** y **CNR-115**. Posteriormente se muestran los datos utilizados para obtener  $K_d$  a partir del modelo teórico descrito en la sección 5.3.1 aplicado en los carbones **Aquasorb** y **CNR-115**.

### D.1 $K_d$ Experimental

**Tabla D.1:** Datos del experimento para determinar el  $K_d$  del **CarboTech AG 1-3/100**.

| Variable                   | Símbolo    | Unidad de Medida  | Valor       |
|----------------------------|------------|-------------------|-------------|
| Longitud columna de carbón | L          | m                 | 0.3         |
| Diámetro                   | d          | m                 | 0.035       |
| Área                       | A          | m <sup>2</sup>    | 0.000961625 |
| Diferencia Altura          | $\Delta h$ | m                 | 0.25        |
| Volumen                    | V          | m <sup>3</sup>    | 0.0005      |
| Tiempo                     | t          | s                 | 50          |
| Caudal                     | Q          | m <sup>3</sup> /s | 0.00001     |
| Conductividad Hidráulica   | K          | m/s               | 0.012478877 |
| Gravedad                   | g          | m/s <sup>2</sup>  | 9.8         |
| Densidad del Fluido        | $\rho$     | kg/m <sup>3</sup> | 1000        |
| Viscosidad Dinamica        | $\mu$      | Pa *s= kg/(m*s)   | 0.001003    |
| Coeficiente de Darcy       | $K_d$      | m <sup>2</sup>    | 1.27717E-09 |

**Tabla D.2:** Medidas del experimento para determinar el  $K_d$  del **CNR-115**.

| t (s)   | V (m <sup>3</sup> ) | $h_1$ (m) | $h_2$ (m) | Q (m <sup>3</sup> /s) | $\Delta h$ (m) |
|---------|---------------------|-----------|-----------|-----------------------|----------------|
| 180.012 | 0.0027              | 0.214     | 0.0193    | 1.4999E-05            | 0.1947         |
| 128.016 | 0.00202             | 0.22      | 0.0197    | 1.57793E-05           | 0.2003         |
| 208.012 | 0.00331             | 0.215     | 0.0203    | 1.59125E-05           | 0.1947         |
| 61.069  | 0.00066             | 0.19      | 0.0156    | 1.08074E-05           | 0.1744         |

|             |         |
|-------------|---------|
| 1.43746E-05 | 0.19103 |
|-------------|---------|

**Tabla D.3:** Datos del experimento para determinar el  $K_d$  del **CNR-115**.

| Variable                   | Símbolo    | Unidad            | Valor              |
|----------------------------|------------|-------------------|--------------------|
| Longitud columna de carbón | L          | m                 | 0.145              |
| Diámetro                   | d          | m                 | 0.0259             |
| Área                       | A          | m <sup>2</sup>    | 0.000526586        |
| Diferencia Altura          | $\Delta h$ | m                 | 0.191025           |
| Volumen                    | V          | m <sup>3</sup>    |                    |
| Tiempo                     | t          | s                 |                    |
| Caudal                     | Q          | m <sup>3</sup> /s | 1.43746E-05        |
| Conductividad Hidráulica   | K          | m/s               | 0.02072065         |
| Gravedad                   | g          | m/s <sup>2</sup>  | 9.8                |
| Densidad del Fluido        | $\rho$     | kg/m <sup>3</sup> | 1000               |
| Viscosidad Dinamica        | $\mu$      | Pa *s= kg/(m*s)   | 0.001003           |
| Coficiente de Darcy        | $K_d$      | m <sup>2</sup>    | (2.1207±0.355)E-09 |

**Tabla D.4:** Medidas del experimento para determinar el  $K_d$  del **Aquasorb**.

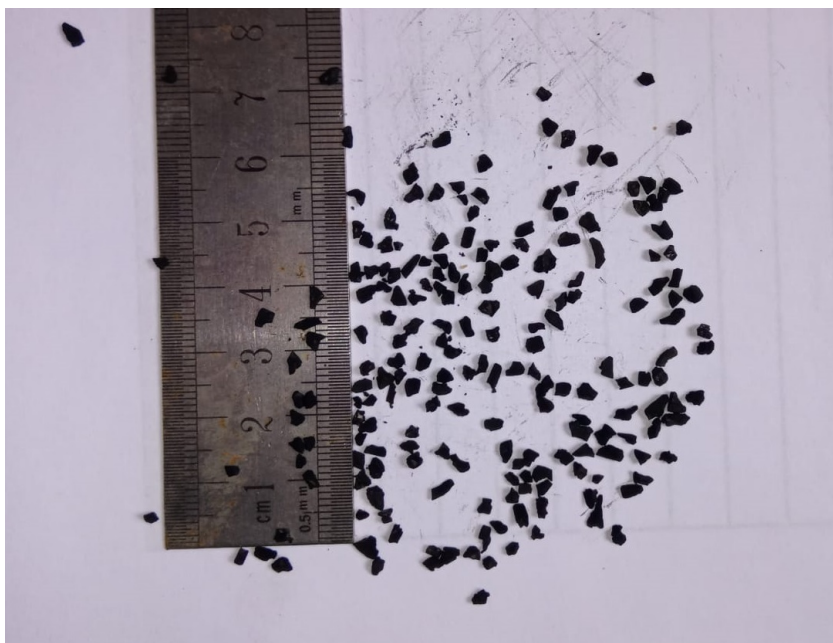
| t (s)   | V (m <sup>3</sup> ) | $h_1$ (m) | $h_2$ (m) | Q (m <sup>3</sup> /s) | $\Delta h$ (m) |
|---------|---------------------|-----------|-----------|-----------------------|----------------|
| 227.074 | 0.000414            | 0.145     | 0.00346   | 1.82319E-06           | -0.14154       |
| 253.02  | 0.000492            | 0.157     | 0.00341   | 1.94451E-06           | -0.15359       |
| 165.015 | 0.0003              | 0.198     | 0.00253   | 1.81802E-06           | -0.19547       |
| 190.023 | 0.000339            | 0.198     | 0.00248   | 1.78399E-06           | -0.19552       |

|             |          |
|-------------|----------|
| 1.84243E-06 | -0.17153 |
|-------------|----------|

**Tabla D.5:** Datos del experimento para determinar el  $K_d$  del **Aquasorb**.

| Variable                   | Símbolo    | Unidad            | Valor               |
|----------------------------|------------|-------------------|---------------------|
| Longitud columna de carbón | L          | m                 | 0.145               |
| Diámetro                   | d          | m                 | 0.0259              |
| Área                       | A          | m <sup>2</sup>    | 0.000526586         |
| Diferencia Altura          | $\Delta h$ | m                 | 0.17153             |
| Volumen                    | V          | m <sup>3</sup>    |                     |
| Tiempo                     | t          | s                 |                     |
| Caudal                     | Q          | m <sup>3</sup> /s | 1.84243E-06         |
| Conductividad Hidráulica   | K          | m/s               | 0.002957668         |
| Gravedad                   | g          | m/s <sup>2</sup>  | 9.8                 |
| Densidad del Fluido        | $\rho$     | kg/m <sup>3</sup> | 1000                |
| Viscosidad Dinamica        | $\mu$      | Pa *s= kg/(m*s)   | 0.001003            |
| Coeficiente de Darcy       | $K_d$      | m <sup>2</sup>    | (3.02708±0.507)E-10 |

## D.2 $K_d$ según Modelo Teórico

**Figura D.1:** Muestra representativa del carbón activado **CarboTech AG 1-3/100** tomadas para su dimensionamiento con el software *ImageJ*.

**Tabla D.6:** Medidas y cálculos para determinar el  $K_d$  del CarboTech AG 1-3/100 a partir del modelo teórico.

| largo<br>(m) | ancho<br>(m) | alto<br>(m) | Volumen<br>(m <sup>3</sup> ) | Dp<br>(m) | S Esfera<br>(m <sup>2</sup> ) | S Partícula<br>(m <sup>2</sup> ) | Esfericidad | Kd<br>(m <sup>2</sup> ) |
|--------------|--------------|-------------|------------------------------|-----------|-------------------------------|----------------------------------|-------------|-------------------------|
| 2.794E-03    | 1.651E-03    | 1.36E-03    | 6.27E-09                     | 2.29E-03  | 1.64E-05                      | 2.13E-05                         | 7.72E-01    | 1.39E-09                |
| 2.794E-03    | 1.397E-03    | 1.53E-03    | 5.97E-09                     | 2.25E-03  | 1.59E-05                      | 2.06E-05                         | 7.72E-01    | 1.34E-09                |
| 3.048E-03    | 2.413E-03    | 1.36E-03    | 1.00E-08                     | 2.67E-03  | 2.25E-05                      | 2.96E-05                         | 7.59E-01    | 1.83E-09                |
| 3.937E-03    | 1.778E-03    | 1.36E-03    | 9.52E-09                     | 2.63E-03  | 2.17E-05                      | 2.95E-05                         | 7.35E-01    | 1.66E-09                |
| 2.794E-03    | 1.778E-03    | 2.38E-03    | 1.18E-08                     | 2.83E-03  | 2.51E-05                      | 3.17E-05                         | 7.92E-01    | 2.23E-09                |
| 3.048E-03    | 2.032E-03    | 1.87E-03    | 1.16E-08                     | 2.81E-03  | 2.48E-05                      | 3.14E-05                         | 7.89E-01    | 2.18E-09                |
| 2.540E-03    | 2.413E-03    | 1.19E-03    | 7.29E-09                     | 2.41E-03  | 1.82E-05                      | 2.40E-05                         | 7.56E-01    | 1.47E-09                |
| 3.810E-03    | 1.778E-03    | 8.50E-04    | 5.76E-09                     | 2.22E-03  | 1.55E-05                      | 2.30E-05                         | 6.74E-01    | 9.99E-10                |
| 2.286E-03    | 1.778E-03    | 1.19E-03    | 4.84E-09                     | 2.10E-03  | 1.38E-05                      | 1.78E-05                         | 7.77E-01    | 1.18E-09                |
| 3.937E-03    | 1.651E-03    | 1.02E-03    | 6.63E-09                     | 2.33E-03  | 1.71E-05                      | 2.44E-05                         | 6.99E-01    | 1.18E-09                |
| 2.921E-03    | 2.032E-03    | 1.19E-03    | 7.06E-09                     | 2.38E-03  | 1.78E-05                      | 2.37E-05                         | 7.52E-01    | 1.43E-09                |
| 2.921E-03    | 1.651E-03    | 6.80E-04    | 3.28E-09                     | 1.84E-03  | 1.07E-05                      | 1.59E-05                         | 6.73E-01    | 6.84E-10                |
| 2.286E-03    | 1.524E-03    | 1.02E-03    | 3.55E-09                     | 1.89E-03  | 1.13E-05                      | 1.47E-05                         | 7.64E-01    | 9.31E-10                |
| 3.048E-03    | 2.032E-03    | 1.36E-03    | 8.42E-09                     | 2.52E-03  | 2.00E-05                      | 2.62E-05                         | 7.64E-01    | 1.65E-09                |
| 2.413E-03    | 2.032E-03    | 1.70E-03    | 8.34E-09                     | 2.52E-03  | 1.99E-05                      | 2.49E-05                         | 7.98E-01    | 1.79E-09                |
| 2.794E-03    | 1.905E-03    | 2.21E-03    | 1.18E-08                     | 2.82E-03  | 2.50E-05                      | 3.14E-05                         | 7.96E-01    | 2.24E-09                |
| 2.286E-03    | 2.159E-03    | 1.02E-03    | 5.03E-09                     | 2.13E-03  | 1.42E-05                      | 1.89E-05                         | 7.50E-01    | 1.13E-09                |
| 3.048E-03    | 1.651E-03    | 1.19E-03    | 5.99E-09                     | 2.25E-03  | 1.59E-05                      | 2.12E-05                         | 7.51E-01    | 1.27E-09                |
| 2.794E-03    | 1.778E-03    | 1.70E-03    | 8.45E-09                     | 2.53E-03  | 2.01E-05                      | 2.55E-05                         | 7.87E-01    | 1.76E-09                |
| 1.778E-03    | 1.524E-03    | 1.02E-03    | 2.76E-09                     | 1.74E-03  | 9.52E-06                      | 1.22E-05                         | 7.84E-01    | 8.28E-10                |

$$K_d = (1.46 \pm 0.37) E-09 \text{ m}^2$$

**Tabla D.7:** Medidas y cálculos para determinar el  $K_d$  del **CNR-115** a partir del modelo teórico.

|                         |             |
|-------------------------|-------------|
| $\epsilon$              | 0.3         |
| largo (m)               | 0.004       |
| diámetro (m)            | 0.002       |
| radio (m)               | 0.001       |
|                         |             |
| S Cilindro (m)          | 3.14159E-05 |
| V Cilindro (m)          | 1.25664E-08 |
| $D_v$ (m)               | 0.002884499 |
| V Esfera (m)            | 1.25664E-08 |
| S Esfera (m)            | 2.61391E-05 |
| $\Psi$                  | 0.832033529 |
|                         |             |
| $K_d$ (m <sup>2</sup> ) | 2.11592E-09 |