



**Universidad
Zaragoza**

Trabajo Fin de Grado

Influencia de diferentes parámetros en la
transferencia de calor desde una pila PEM de alta
temperatura

Autor

Diego Herranz Gracia

Director

Dr. Jorge Ángel Barroso Estébanez

Escuela de Ingeniería y Arquitectura EINA-Universidad de Zaragoza
Grado en Ingeniería Mecánica
2016



DECLARACIÓN DE AUTORÍA Y ORIGINALIDAD

(Este documento debe acompañar al Trabajo Fin de Grado (TFG)/Trabajo Fin de Máster (TFM) cuando sea depositado para su evaluación).

D./D^a. Diego Herranz Gracia,

con nº de DNI 77132254Y en aplicación de lo dispuesto en el art.

14 (Derechos de autor) del Acuerdo de 11 de septiembre de 2014, del Consejo de Gobierno, por el que se aprueba el Reglamento de los TFG y TFM de la Universidad de Zaragoza,

Declaro que el presente Trabajo de Fin de (Grado/Máster)
Grado _____, (Título del Trabajo)

Influencia de diferentes parámetros en la transferencia de calor desde una pila
PEM de alta temperatura

es de mi autoría y es original, no habiéndose utilizado fuente sin ser citada debidamente.

Zaragoza, 11 de Abril de 2016

Fdo: Diego Herranz Gracia

Agradecimientos

Me gustaría agradecer al departamento de Ciencia y Tecnología de Materiales y Fluidos por permitirme realizar el trabajo de fin de grado con ellos. En especial al Prof. Jorge Ángel Barroso Estébanez por todo el tiempo que ha dedicado en mí y en esta memoria y por todas las dudas que me ha resuelto en el transcurso de la realización de la misma.

A su vez quiero reconocer el apoyo y los ánimos que he recibido de toda mi familia y amigos durante todo este tiempo.

Influencia de diferentes parámetros en la transferencia de calor desde una pila PEM de alta temperatura.

RESUMEN:

En este trabajo se estudian distintos modos de refrigeración de una pila PEM de alta temperatura encargada de suministrar la potencia a vehículos aéreos no tripulados.

El objetivo del estudio, por una parte, es reducir el peso del sistema de refrigeración en su conjunto, estudiando la posibilidad de cambiar el material de las placas para aumentar la emisividad de la pila, y por otra, disminuir el consumo de potencia utilizada por el ventilador del sistema de refrigeración. Todos los análisis se realizan para distintas altitudes y para diferentes tamaños de cámaras de refrigeración.

En primer lugar se estudia la influencia de la emisividad de las placas de la pila en el sistema de refrigeración, y los posibles materiales a utilizar para su construcción.

Una vez fijada la emisividad de las placas exteriores de la pila, se procede al estudio de las diferentes condiciones de operación: refrigeración con aire seco, refrigeración con aire a humedad absoluta constante, refrigeración con calentamiento y humidificación del aire, y por último se analiza la refrigeración a través de una mezcla bifásica (aire + agua) de forma tal que, a la salida del sistema el aire húmedo presente gotas de agua distribuidas de forma homogénea. Este último caso solo se analiza a nivel del mar.

Una vez estudiadas todas las condiciones de operación de manera independiente se procede a realizar una comparación de todos casos con el fin de determinar cuál es el mejor método de refrigeración para los distintos rangos de altitud.

Se concluye que al aumentar la emisividad de las placas de la pila aumenta la transferencia de calor por radiación y se reduce el consumo de potencia del ventilador, además que se puede reducir el peso del sistema, ya que, algunos de los materiales estudiados con alta emisividad poseen menor peso específico.

En relación con el tipo de agente refrigerante, a medida que aumenta la humedad del aire también aumenta la transferencia de calor por convección y se reduce el consumo de potencia del ventilador. En esta parte, no se ha estudiado el incremento de peso que se produce si es necesario embarcar el agua para humidificar el aire.

Índice

1. Introducción	1.1
1.1 Alcance y objetivos	1.1
1.2 Organización del proyecto	1.2
2. Estado del arte	2.1
2.1. Introducción a las Pilas de Combustible	2.1
2.1.1. Características de los distintos tipos de pilas de combustible	2.2
2.2. Pilas de combustible de tipo PEM de alta temperatura	2.4
2.2.1. Ventajas del uso de pilas PEM de alta temperatura	2.6
2.2.2. Problemas de funcionamiento a superar	2.6
2.2.3. Desarrollo de nuevas membranas y materiales para los componentes de la pila	2.7
2.3. Pilas de combustible tipo PEM de alta temperatura	2.8
2.3.1. Pilas de combustible en el sector aeronútico	2.8
2.3.2. Historia y tipos de vehículos aéreos no tripulados UAVs	2.9
2.3.3. Ventajas del uso de las pilas de combustible en aviación	2.10
2.3.4. Aspectos del diseño en una PEMFC para aeronáutica	2.10
2.3.5. Conclusión del uso de pilas de combustible en UAVs	2.11
2.4. Transferencia de calor en sistemas de enfriamiento	2.11
2.4.1. Introducción	2.11
2.4.2. Transferencia de calor en sistemas de enfriamiento	2.11
2.4.3. Sistemas de enfriamiento con convección natural	2.12
2.4.4. Sistemas de enfriamiento con convección forzada	2.12
2.4.5. Propiedades del fluido refrigerante en las distintas condiciones de refrigeración	2.16
2.4.6. Radiación	2.17
2.4.7. Conducción	2.18

3. Metodología.....	3.1
3.1. Características de la pila estudiada	3.1
3.2. Transferencia de calor. Fundamentos teóricos	3.3
3.2.1. Introducción	3.3
3.2.2. Convección	3.5
3.2.3. Radiación	3.7
3.2.4. Conducción	3.7
3.3. Potencia consumida en el sistema de refrigeración	3.8
3.4. Estudio de la emisividad	3.9
3.4.1. Variación de la emisividad de la pila	3.9
3.4.2. Aire seco con emisividad de la pila óptima	3.10
3.5. Aire a humedad absoluta constante	3.10
3.5.1. Influencia de la altitud a humedad absoluta constante	3.10
3.5.2. Influencia de la humedad en la entrada	3.12
3.6. Calentamiento y humidificación del aire húmedo	3.12
3.6.1. Calentamiento y saturación del aire húmedo	3.12
3.6.2. Aire saturado a la salida para distintas altitudes de vuelo	3.14
3.7. Mezcla bifásica a la salida	3.14
4. Análisis de Resultados	4.1
4.1. Resultados del estudio de la emisividad	4.1
4.1.1. Variación de la emisividad de la pila.....	4.1
4.1.2. Aire seco con la emisividad de la pila óptima	4.5
4.2. Aire a humedad absoluta constante	4.6
4.2.1. Influencia de la altitud a humedad absoluta constante	4.6
4.2.2. Influencia de la humedad en la entrada	4.7
4.3. Calentamiento y humidificación del aire húmedo	4.8
4.3.1. Calentamiento y saturación del aire húmedo	4.8
4.3.2. Aire saturado a la salida para distintas alturas de vuelo	4.12
4.4. Mezcla bifásica a la salida	4.13
4.5. Comparación de casos	4.14
4.5.1. Ahorro de potencia	4.15

5. Conclusiones 5.1

6. Bibliografía..... 6.1

AnexosA-1

 Anexo AA-1

 Anexo BA-17

 Anexo CA-25

 Anexo DA-26

 Anexo EA-51

 Anexo FA-56

 Anexo GA-62

 Anexo HA-68

 Anexo IA-74

 Anexo JA-80

1. Introducción

1.1. Alcance y objetivos

En el presente proyecto se estudia el sistema de enfriamiento y la transferencia de calor de una pila de combustible de tipo PEM (según sus iniciales en inglés "*Proton Exchange Membrane*") de alta temperatura para suministrar la potencia a un vehículo aéreo no tripulado (UAV del inglés "*Unmanned Aerial Vehicle*").

Se analiza la influencia de la emisividad de la pila y de la humedad del aire en la refrigeración de la misma a diferentes altitudes.

El empleo de pilas de combustible en vehículos aéreos con un techo de vuelo a elevada altitud y de larga duración (HALE del inglés "*High Altitude Long Endurance*") presenta un gran número de problemas. En este trabajo se estudian diferentes modos de refrigeración de la pila para conseguir reducir la potencia a suministrar por el ventilador del sistema en un UAV y se estudia también la posibilidad de cambiar el material de las placas para aumentar la emisividad de la pila.

El objetivo último por lo tanto del presente proyecto es estudiar el sistema de refrigeración de tipo PEM de alta temperatura. Para ello se confecciona un programa de computación para simular la transferencia de calor en diferentes condiciones de operación. Se analizan después los resultados obtenidos, determinando las mejores opciones de refrigeración para el sistema.

Tanto el cálculo, como las diferentes simulaciones realizadas en esta memoria, se han resuelto mediante códigos implementados en el software EES (*EngineeringEquationSolver*) que permite tanto la resolución de múltiples ecuaciones acopladas, como la realización de estudios paramétricos mediante tablas y/o gráficos. Por otro lado para la realización de todo tipo de gráficas ha sido utilizado el programa de Excel, perteneciente al paquete de Microsoft Office.

El trabajo se encuadra dentro de una línea de investigación del Área de Mecánica de Fluidos del Departamento de Ciencia y Tecnología de Materiales y Fluidos en colaboración con el Laboratorio de Investigación en Fluidodinámica y Tecnologías de la Combustión (LIFTEC), centro mixto del Consejo Superior de Investigaciones Científicas (CSIC).

1.2. Organización del proyecto

Para la correcta presentación de esta memoria se ha dividido el trabajo en tres fases:

a) Estudio del estado del arte en cuanto a pilas de combustible para aviones no tripulados (UAV), sistemas de refrigeración y transferencia de calor.

b) Confección de un código capaz de simular la transferencia de calor desde la pila de combustible al aire ambiente con las características impuestas por la altura en que opere el UAV.

c) Obtención de resultados y análisis de los mismos.

Todo esto se ha estructurado en un total de 6 capítulos incluido éste de introducción.

En el capítulo 2 se realiza una revisión bibliográfica general sobre los fundamentos teóricos más importantes de las pilas de combustible tipo PEM, indagando también en cuanto a su uso en UAV's. Se abordan los distintos aspectos de los sistemas de enfriamiento utilizados, así como sus parámetros más importantes.

En el capítulo 3 se presenta el método utilizado para la resolución de los distintos problemas. Se explican brevemente los fundamentos teóricos de transferencia de calor que se utilizan para el estudio del sistema de refrigeración, así como las ecuaciones empleadas en el cálculo de todos los parámetros involucrados en cada caso analizado. Para ello, se separa la explicación en distintos apartados (variación de emisividad y distintas condiciones de refrigeración) y se comenta en cada uno de ellos las modificaciones realizadas en las ecuaciones del código del programa utilizado.

El capítulo 4 está dedicado al análisis de los resultados obtenidos. En este capítulo se analizan en profundidad los resultados más relevantes obtenidos al variar la emisividad y al utilizar diferentes condiciones de refrigeración para distintas alturas de vuelo, salvo en el caso en el que se realiza la refrigeración mediante agua pulverizada, la cual solo se analiza y se estudia como una posibilidad de avanzar en su estudio en el futuro a altura de vuelo 0 m. También se realiza un estudio comparativo de todos ellos.

En el capítulo 5 se resumen las principales conclusiones y logros obtenidos durante el proyecto, proponiendo recomendaciones de investigación para el futuro.

El capítulo 6 se dedica a las referencias bibliográficas, mientras que en un apartado de Anexos se presentan las tablas con todos los resultados de los cálculos realizados, así como todos códigos completos utilizados para los distintos casos y otros datos de interés no explicados en el cuerpo de esta memoria.

2. Estado del arte

2.1. Introducción a las pilas de combustible

Una pila de combustible es un sistema electroquímico que convierte la energía química directamente en energía eléctrica obteniendo como subproductos de la reacción agua y calor[2]. La diferencia principal con las baterías convencionales, es que los reactantes son suministrados constantemente a la pila y los productos de reacción eliminados.

En la Figura 2.1 se muestra de manera simplificada el funcionamiento de una pila de combustible.

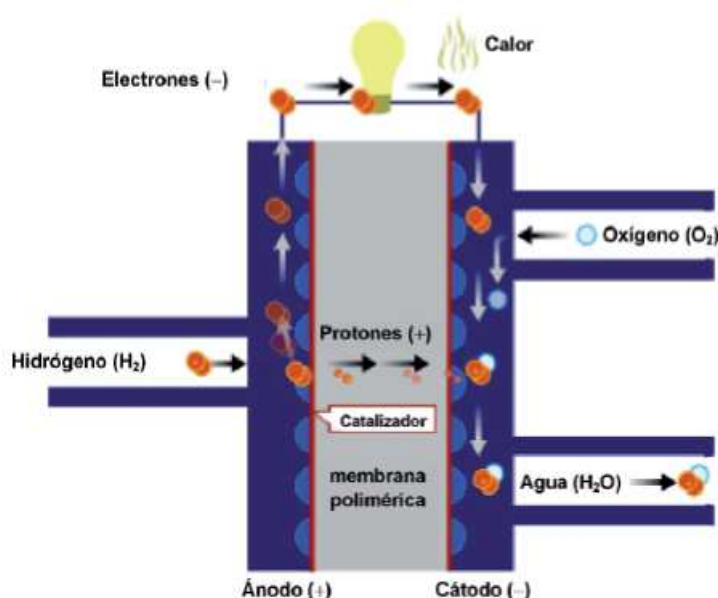


Figura 2.1: Esquema simplificado del funcionamiento de una monocelda de una pila de combustible.

En las pilas que utilizan hidrógeno como combustible y oxígeno como oxidante los únicos subproductos son como se ha dicho antes el calor generado en la reacción química y agua. Las pilas de combustible alcanzan unos rendimientos elevados debido a que la generación eléctrica está exenta de cualquier proceso térmico o mecánico intermedio, produciéndose la conversión directa mediante la reacción electroquímica del hidrógeno y el oxígeno. Además estos dispositivos son respetuosos con el medio ambiente, razón por la cual son muy interesantes para el mundo del aeromodelismo, lo cual se viene comprobando sobre todo en vehículos aéreos no tripulados (UAVs) [1].

2.1.1. Características de los distintos tipos de pilas de combustible

Existe un gran abanico de posibilidades en cuanto a las aplicaciones de las pilas de combustible. Esta amplitud de posibilidades se debe a las distintas características que poseen, entre las que se pueden mencionar: alta eficiencia, reducidas emisiones de contaminantes, muy reducidos niveles de ruido, baja contaminación térmica, bajos costes de mantenimiento, etc.

A su vez, debido a esa variedad de posibilidades que ofrecen las pilas, existen varias clases. Según el tipo de electrolito utilizado, las pilas pueden ser de electrolito sólido o líquido. La naturaleza del electrolito también les confiere diferentes formas de funcionamiento y características, como pueden ser la temperatura de operación, el tipo y cantidad de gases reactantes y de productos de la reacción química, los materiales utilizados para su construcción, o incluso su vida útil y área de aplicación [2]. En la Tabla 2.1 se muestra a modo de comparativa un resumen de los tipos de pilas de combustible con sus diferentes características, aplicaciones, ventajas e inconvenientes, etc. [6].

Tabla 2.1: Comparación de diferentes tipos de pilas de combustible

	Pilas de combustible de electrolito polimérico (PEMFC)	Pilas de Combustible de ácido Fosfórico (PAFC)	Pilas de Combustible de Metanol Directo (DMFC)
Electrolito	Polímero orgánico (generalmente perfluorosulfonado)	H ₃ PO ₄ 100 % en una matriz de carburo de silicio	Polímero orgánico (generalmente perfluorosulfonado)
Estado del electrolito	Sólido	Líquido	Sólido
Temperatura de trabajo / °C	< 100	150 - 220	< 100
Ánodo	Pt sobre Carbono poroso	Pt sobre Carbono poroso	Pt / Ru sobre Carbono poroso
Cátodo	Pt sobre Carbono poroso	Pt sobre Carbono poroso	Pt sobre Carbono poroso
Combustible	H ₂ libre de CO	H ₂	Metanol / agua
Oxidante	O ₂ o aire	Aire	O ₂ o aire
Reacción anódica	$H_2 \rightarrow 2 H^+ + 2 e^-$	$H_2 \rightarrow 2 H^+ + 2 e^-$	$CH_3OH + H_2O \rightarrow CO_2 + 6 H^+ + 6 e^-$
Reacción catódica	$1/2 O_2 + 2 H^+ + 2 e^- \rightarrow H_2O$	$1/2 O_2 + 2 H^+ + 2 e^- \rightarrow H_2O$	$3/2 O_2 + 6 H^+ + 6 e^- \rightarrow 3 H_2O$
Reacción global	$H_2 + 1/2 O_2 \rightarrow H_2O$	$H_2 + 1/2 O_2 \rightarrow H_2O$	$CH_3OH + 2 O_2 \rightarrow 2 H_2O + CO_2$
Electrolito conductor de	H ⁺	H ⁺	H ⁺
Ventajas	Baja temperatura de trabajo Rápida puesta en marcha El electrolito sólido reduce la corrosión	Puede emplear H ₂ impuro Alta eficiencia acoplado a procesos de cogeneración	Baja temperatura Rápida puesta en marcha El electrolito sólido reduce la corrosión
Inconvenientes	Precio de los catalizadores Sensible a las impurezas y al CO en el combustible	Precio de los catalizadores Baja potencia Gran tamaño / peso	Precio de los catalizadores Sensible a las impurezas del combustible

	Pilas de Combustible Alcalinas (AFC)	Pilas de Combustible de Óxido Sólido (SOFC)	Pilas de Combustible de Carbonatos Fundidos (MCFC)
Electrolito	KOH 30-50 % para T < 120 °C KOH 85 % para T ~ 250 °C	Circonia estabilizada con óxido de itrio (YSZ, Yttrium Stabilized Zirconia)	Mezcla de carbonatos alcalinos en una matriz de LiAlO ₂
Estado del electrolito	Disolución acuosa	Sólido	Líquido
Temperatura de trabajo / °C	65 - 250	600 - 1000	600 - 700
Ánodo	Ni, Ag, óxidos metálicos, o metales nobles.	cermet de Ni en ZrO ₂	Ni-Cr / Ni-Al
Cátodo		LaMnO ₃ dopado con Sr	NiO litiado
Combustible	H ₂	H ₂ y reformados	H ₂ , CH ₄ , reformados, gas natural,...
Oxidante	O ₂	O ₂ o aire	O ₂ o aire conteniendo CO ₂
Reacción anódica	$H_2 + 2 OH^- \rightarrow 2 H_2O + 2 e^-$	$H_2 + O^{2-} \rightarrow H_2O + 2 e^-$	$H_2 + CO_3^{2-} \rightarrow H_2O + CO_2 + 2 e^-$
Reacción catódica	$1/2 O_2 + H_2O + 2 e^- \rightarrow 2 OH^-$	$1/2 O_2 + 2 e^- \rightarrow CO_3^{2-}$	$1/2 O_2 + CO_2 + 2 e^- \rightarrow CO_3^{2-}$
Reacción global	$H_2 + 1/2 O_2 \rightarrow H_2O$	$H_2 + 1/2 O_2 \rightarrow H_2O$	$H_2 + 1/2 O_2 + CO_2 \rightarrow H_2O + CO_2$
Electrolito conductor de	OH ⁻	O ²⁻	CO ₃ ²⁻
Ventajas	Alta eficiencia Reacción catódica más rápida	Acepta reformados, CO y CO ₂ El electrolito sólido reduce la corrosión	Catalizadores más económicos Acepta reformados, CO y CO ₂
Inconvenientes	Sensible a impurezas del combustible y al CO ₂ No puede emplear aire (CO ₂)	La elevada temp. de trabajo dificulta el diseño y la selección de materiales	Electrolito corrosivo CO ₂ necesario en el cátodo

2.2. Pilas de combustible tipo PEM de alta temperatura

Estas pilas de combustible nacen de la necesidad de aumentar la temperatura de funcionamiento de las pilas tipo PEM de baja temperatura (40-80°C), mejorando así la gestión del agua y del calor y aumentando la eficiencia.

Todas estas pilas se denominan tipo PEM porque el electrolito está constituido por una membrana polimérica que separa la parte anódica y catódica de una celda. Se trata de un conductor protónico, que permite el paso a través de él de los iones H^+ , pero con la particularidad de ser impermeable al resto de sustancias [2]. Estas pilas tipo PEM son la opción actual más prometedora para aplicaciones móviles, debido a la alta eficiencia y densidad de corriente y baja temperatura de operación que poseen.

Componentes de una pila PEM

Las pilas PEM están compuestas por varios elementos que tienen que estar correctamente diseñados y optimizados para el correcto funcionamiento de la pila. Los componentes de las pilas PEM y por tanto de las pilas PEM de alta temperatura son:

- Membrana de intercambio protónico

Se trata de una membrana de naturaleza polimérica que posee un alto grado de conducción protónica y que es impermeable a los gases y aislante eléctrico. Se requiere para el correcto funcionamiento de la pila mantener un nivel de hidratación óptimo de la membrana. El espesor de estos elementos en la actualidad está comprendido entre 5 y 200 μm .

- Capas catalíticas

El electrodo es una capa catalítica delgada localizada entre la membrana y las capas difusoras, tanto en el ánodo como en el cátodo. Están formados por un material carbonoso altamente poroso (platino soportado por carbón en las pilas PEM) y es en ellos donde se producen las reacciones electroquímicas de ánodo y cátodo.

- Capas difusoras

Las capas difusoras o GDL, del inglés *Gas Diffusion Layer*, sirven de soporte mecánico a los electrodos. Están formadas por materiales porosos y buenos conductores de electricidad, que distribuyen los reactantes hacia las capas catalíticas, canalizan la gestión del agua y sirven de conexión electrónica entre éstas y las placas bipolares. Los principales parámetros que caracterizan las GDL son la porosidad, la compresibilidad, su permeabilidad y la conducción eléctrica y térmica.

- Placas

Realizan diferentes funciones esenciales que permiten el correcto funcionamiento del sistema. Estas funciones son las que a continuación se exponen: conectar eléctricamente celdas adyacentes, distribuir eficientemente los gases a través de los canales y sobre los electrodos, favorecer la evacuación del agua, extraer el calor generado en las áreas activas, dar soporte estructural a los electrodos sin incrementar en exceso el peso y separar los gases de celdas adyacentes.

Para cumplir todos estos requisitos las placas tienen que estar construidas de materiales que sean buenos conductores eléctricos, fácilmente moldeables, buenos conductores térmicos, rígidos y resistentes a la compresión, así como ligeros y que sean estables químicamente e impermeables.

- Sellos y juntas

Son los elementos encargados de evitar fugas de gas al exterior de la pila. Los materiales más comunes son polímeros termoplásticos capaces de soportar las condiciones de operación de la pila como el teflón (PTFE).

Funcionamiento

En la Figura 2.2 se muestra un esquema simplificado muy ampliado de un corte transversal de una celda de estas pilas.

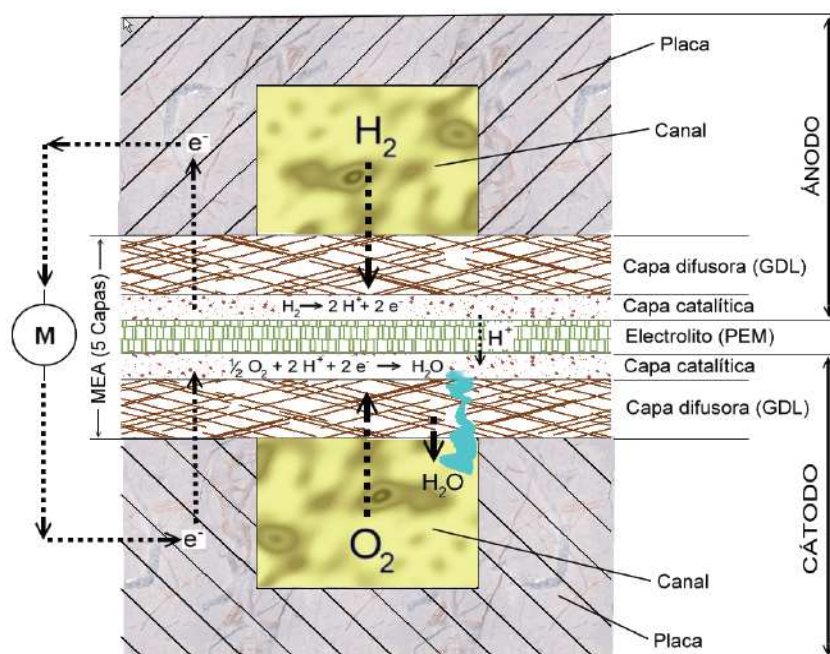
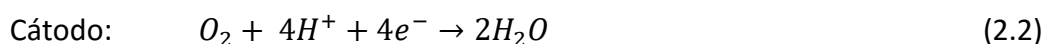


Figura 2.2: Esquema del funcionamiento y componentes de una PEMFC.

De manera simplificada una celda está compuesta por tres zonas: un electrodo cargado negativamente (cátodo), un electrodo cargado positivamente (ánodo) y la MEA, del inglés *Membrane Electrode Assembly*. La MEA está formado por cinco capas: la membrana, las capas catalíticas y las capas difusoras, y ocupa la parte central de la celda, separando el cátodo y el ánodo. A su vez están comprimidas por las placas bipolares, lo que hace que se produzca un adecuado contacto eléctrico con las capas difusoras mejorando la conducción eléctrica.

En la zona anódica se oxida el combustible (hidrógeno) que ha sido introducido por los canales mecanizados en la placa bipolar de dicha zona, mientras que en la zona catódica se reduce el oxidante (oxígeno). Aunque en los electrodos ocurren muchas reacciones intermedias, de forma simplificada las reacciones globales son:



Cabe destacar en este apartado que en las pilas PEM de alta temperatura al trabajar con temperaturas superiores a los 100 °C, ya no se puede utilizar el Nafion™ (propiedad de DuPont Inc.) como material de la membrana ya que a partir de 80 °C este se degrada, porque el agua empieza a desaparecer, disminuyendo significativamente el rendimiento de la pila y perjudicando las propiedades de la membrana. Más adelante en este capítulo se detallarán los posibles materiales a utilizar para las membranas en las pilas PEM de alta temperatura.

2.2.1. Ventajas del uso de pilas PEM de alta temperatura

Al trabajar por encima de los 100 °C en las pilas PEM de alta temperatura se consigue mejorar los procesos y reacciones que ocurren en su interior. Se produce un aumento de la tolerancia a la entrada de CO, permitiéndose por lo tanto el uso de hidrógeno de menor pureza; se simplifica la gestión del agua, ya que ahora la misma se encuentra en forma de vapor, con lo que se reduce el bloqueo de los canales de flujo. También se incrementa la cinética de las reacciones electroquímicas y se simplifica el sistema de refrigeración, ya que es mayor el gradiente de temperaturas entre la pila y el ambiente.

2.2.2. Problemas de funcionamiento a superar

El funcionamiento de las pilas PEM mejora sustancialmente cuando operan en un rango de temperaturas comprendido entre los 100 y los 200°C. Como se trabaja a altas

temperaturas es importante conocer todos los cambios que se producen en los materiales de los componentes de la pila.

En cuanto al material de la membrana, el Nafion (formado por cadenas de flurorocarbono) está comprobado que a temperaturas elevadas (mayor de 100 °C) se deshidrata, lo que disminuye el rendimiento de la pila. Otro tipo de membrana que se descompone cuando se sobrepasa los 100°C son las membranas perfluoradas [3,4]. Los problemas que estos materiales presentan, han obligado a realizar nuevos estudios en los que se concluye que para operar a altas temperaturas se requiere el uso de membranas de materiales altamente estables [5].

Como se puede ver en la Tabla 2.1 es importante en las pilas PEM un arranque rápido, lo cual se ve afectado en las de alta temperatura, por lo que se necesita un proceso de calentamiento adecuado y eficaz para su correcto funcionamiento. Es fundamental que antes de suministrar los reactantes, todos los elementos de la pila estén por encima de los 100 °C con el fin de evitar la presencia de agua líquida. Este calentamiento se puede hacer con mantas calefactoras aislantes, lo que permite el calentamiento por conducción.

2.2.3. Desarrollo de nuevas membranas y materiales para los componentes de la pila

Actualmente se está llevando a cabo el desarrollo de membranas poliméricas y materiales adecuados para los electrocatalizadores, placas bipolares, juntas y sellos. Incidiendo al mismo tiempo en aspectos propios del diseño, sobre todo en cuestiones de refrigeración.

A continuación se nombran los principales materiales que actualmente se están investigando para las membranas, capaces de mantener una elevada conductividad protónica y una buena estabilidad electroquímica a elevadas temperaturas [6].

- Membranas inorgánicas: Poseen características similares al Nafion, sobre todo en cuanto a su conductividad protónica se refiere.
- Membranas poliaromáticas sulfonadas y basadas en poliestirenos: Un material que se identifica en este grupo es el PEEK. Se caracteriza por tener una buena estabilidad térmica, requerir de grupos sulfónicos para aumentar su conductividad y por sus buenas propiedades mecánicas por debajo de 140 °C.
- Membranas PBI dopadas con ácido: formadas por polibenzimidazol (PBI) dopadas con ácido, principalmente fosfórico (H_3PO_4). Permiten trabajar a temperaturas entre 150-200 °C debido a su alta estabilidad térmica, manteniendo una buena conductividad protónica, como se puede observar en la Figura 2.3, pero por el contrario su durabilidad es uno de los problemas que

puede presentar y está siendo investigado. Son las más adecuadas para trabajar en las pilas PEM de alta temperatura.

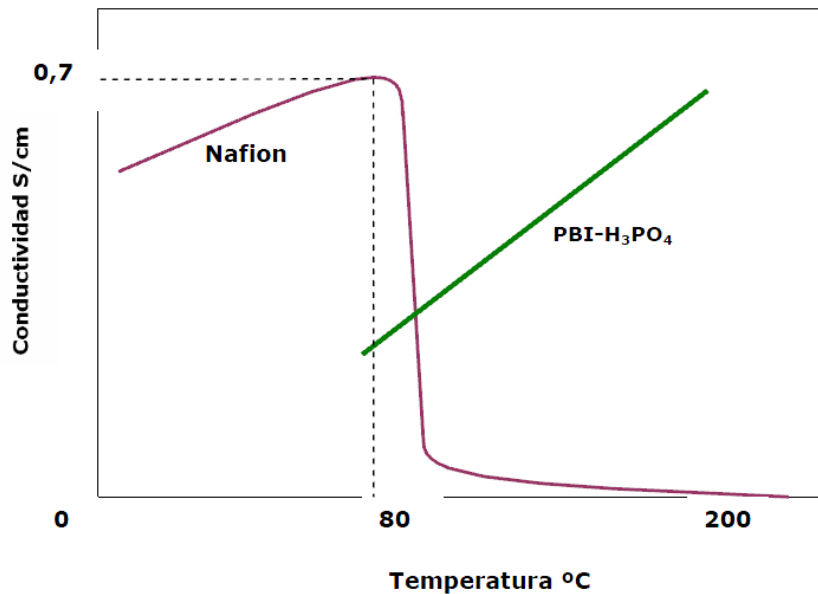


Figura 2.3: Comparativa de rangos y valores de conductividad del Nafion y del PBI-H₃PO₄.

2.3. Pilas de combustible tipo PEM de alta temperatura

2.3.1. Pilas de combustible en el sector aeronáutico

Se conoce que un alto porcentaje de CO₂ del emitido a la atmósfera es proveniente del transporte aéreo y se prevé que en 2050 habrá aumentado un 6%. Es por esto por lo que en la actualidad se está estudiando la alternativa de utilizar pilas PEM de alta temperatura en el mundo de la aeronáutica [1]. De momento se limita su posible utilización al suministro eléctrico para sistemas auxiliares y no para la propulsión en los grandes aviones ni UAVs (vehículos aéreos no tripulados). Como se refleja más adelante, se han llevado a cabo varios proyectos para instalar pilas como método de propulsión de UAVs debido a su bajo coste, baja potencia requerida, su fácil mantenimiento y su larga resistencia.

Una de las consideraciones fundamentales a tener en cuenta sobre las PEM de alta temperatura en UAVs es que el sistema de refrigeración (de elevado interés en este proyecto) debe ser simple y no tiene que ser pesado para que el UAV sea lo más ligero posible [1]. A su vez, se debe tener pleno conocimiento de los fenómenos de transferencia de calor que tienen lugar, así como conocer la geometría de diseño.

Además, es importante tener en consideración las condiciones de trabajo durante el vuelo, la presión; temperatura y densidad del aire, ya que estas propiedades se reducen al aumentar la altitud. Este problema puede solucionarse con un sistema de enfriamiento con aire presurizado, bien mediante un compresor, o a través de una bombona a presión, pero ambas soluciones implican un perjudicial aumento del peso a embarcar en el avión.

2.3.2. Historia y tipos de vehículos aéreos no tripulados UAVs

Un vehículo aéreo no tripulado es una aeronave que vuela sin tripulación humana a bordo, capaz de mantener un nivel de vuelo controlado y sostenido.

Inicialmente los UAVs eran simplemente aviones pilotados remotamente, pero con el paso de los años se ha ido ampliando su uso hasta llegar a ser aviones controlados de manera autónoma gracias al desarrollo de programas electrónicos que incorporan. El empleo de UAVs empezó a hacerse popular después de la primera guerra mundial y posteriormente se utilizaron también en la segunda guerra mundial para entrenar a los operarios de los cañones antiaéreos. Más recientemente se han utilizado en otras guerras como la Guerra del Golfo o la Guerra de Bosnia, proporcionando hoy en día comunicaciones seguras y difíciles de intervenir en cuanto al manejo de información militar se refiere. Militarmente hablando, aparte de lo ya señalado, se utilizan estos vehículos para el control y vigilancia de fronteras sobre todo entre países en conflicto.

Aparte de aplicaciones militares, los UAVs se pueden utilizar en el ámbito civil, por un lado para recreación como la toma de fotos, videos, etc. Por otro lado, para tomar muestras de toxicidad o radiológicas que puedan poner en peligro las vidas humanas, y por último, otro claro ejemplo puede ser la cooperación en misiones contra el narcotráfico o el terrorismo.

En la Figura 2.4 se muestran diferentes tipos de UAVs.



Figura 2.4: Vehículos aéreos no tripulados para distintos usos

Actualmente los UAVs comerciales utilizan sistemas de baterías o motores alternativos de combustión interna (MACI). A su vez, como se ha dicho antes, de un tiempo a esta parte se han desarrollado varios proyectos en los que se han utilizado pilas de combustible como sistema de potencia de UAVs. En 2003, un UAV diseñado en

Monrovia, California se construyó y se hizo volar mediante una pila PEM como suministradora de potencia. Hasta la actualidad se siguen desarrollando proyectos con el fin de estudiar la viabilidad técnica de los UAVs, siendo uno de los más destacados el realizado por Advanced Material Inc. en 2006 que utilizaba una pila tipo SOFC [7].

Una de las ventajas que se tiene con el uso de pilas para este tipo de aplicaciones es que las pilas de combustible tienen una densidad de energía del orden de cinco veces mayor que los MACIs, incluso más si se emplea hidrógeno licuado [8]. Por el contrario, uno de los mayores problemas o inconvenientes que se ha detectado en dichos estudios es el relacionado con el tipo de almacenamiento del combustible a utilizar.

2.3.3. Ventajas del uso de pilas de combustible en aviación

El uso de pilas de combustible en el sector aeronáutico aporta diversas ventajas, según [9,10]. Algunas de ellas son:

- Menor emisión de contaminantes y, por lo tanto, aumento del compromiso con el medio ambiente en comparación con otras tecnologías.
- Aumento de la fiabilidad con respecto a las tecnologías convencionales.
- Reducción en las emisiones sonoras y térmicas lo que asegura que las posibilidades de detección del aparato sean menores. Esta ventaja es de especial interés para los UAVs utilizados con fines militares.
- Aumento de la densidad de energía mecánica respecto a otras tecnologías disponibles.

Según se puede comprobar en [11,12] y en [13] respectivamente las ventajas más importantes son el menor impacto ambiental y el aumento de la densidad de energía mecánica.

2.3.4. Aspectos de diseño en una PEMFC para aeronáutica

Respecto al diseño de la pila, se debe conocer que tiene que existir un compromiso entre los retos que plantean las condiciones de funcionamiento, el entorno y la pila. Para conseguir una correcta implantación de la pila en el sector de la aeronáutica se debe prestar especial atención al almacenamiento de los reactantes, peso del sistema y la gestión del agua y del calor.

2.3.5. Conclusión del uso de pilas de combustible en UAVs

Como conclusión respecto a la aplicación de pilas de combustible en UAVs se puede decir que queda mucho por estudiar en este campo, sobre todo en cuanto al uso de estas pilas como sistemas de propulsión de potencia, ya que, de momento solo se han realizado estudios con dos tipos de pilas, como son las PEM alimentadas con hidrógeno o metanol, siendo las PEM de alta temperatura las más apropiadas para ello, debido a su mejor gestión del agua y del calor, lo que evita la instalación de equipos auxiliares, reduciendo el peso del UAV, y las de tipo SOFC. También cabe decir que, aunque no queda clara cuál es la más apropiada, la pila PEM es una mejor opción para propulsar un UAV que demande una potencia de menos de 1kW.

2.4. Transferencia de calor en sistemas de enfriamiento

2.4.1. Introducción

La transferencia de calor (TC) es una transmisión de energía que tiene lugar entre dos puntos o medios que están a distinta temperatura, en el caso que ocupa a esta memoria, que es el de una pila PEM de alta temperatura, se producirá del punto caliente (pila) al frío (fluido refrigerante que fluye alrededor de la pila). Este fenómeno tiene lugar cuando se refrigera la pila para mantener constante su temperatura (alrededor de 160°C en esta aplicación), extrayendo en el régimen de trabajo estacionario todo el calor generado por la misma con el fluido refrigerante, parte a través de la convección forzada (75-80%) y parte por radiación (20-25%).

2.4.2. Transferencia de calor en sistemas de enfriamiento

La gestión térmica en una pila de combustible es vital para asegurar un alto rendimiento en el sistema. Se deben evitar los gradientes de temperatura elevados y mantener una homogeneidad térmica en la pila para evitar puntos calientes que podrían provocar daños en los materiales [2]. Todo esto se debe conseguir a través del sistema de enfriamiento.

Los sistemas de enfriamiento o de refrigeración dependen de la potencia neta de cada pila, por lo que es necesario seleccionar en cada caso el método más adecuado para conseguir evacuar eficientemente el calor sobrante, mantener las condiciones de operación óptimas y minimizar los gradientes térmicos a través de los componentes [2].

La transferencia de calor en dichos sistemas se puede realizar por convección natural o forzada, por radiación y por conducción del calor a través de la propia pila. Todo ello viene explicado en los siguientes apartados.

2.4.3. Sistemas de enfriamiento con convección natural

Este sistema es únicamente válido para pilas de pequeña potencia. Es un método sencillo para refrigerar y eliminar los excesos de agua en pilas de baja potencia (<100W) [2]. Para convección natural según [20] se puede utilizar la siguiente correlación de Nusselt, a la hora de resolver el problema de convección:

$$Nu = \left[0,825 + \frac{0,387 \cdot Ra^{\frac{1}{6}}}{\left[1 + \left(\frac{0,5}{Pr} \right)^{\frac{9}{16}} \right]^{\frac{8}{27}}} \right]^2 \quad (2.4)$$

Donde el Nusselt depende del número adimensional de Rayleigh, Ra , y del número adimensional de Prandtl, Pr . Que se obtienen como sigue:

$$Ra = \frac{g \cdot \beta \cdot (T_{pared} - T_{amb}) \cdot L_{car}^3}{\nu_{aire} \cdot \alpha_{t,aire}} \quad (2.5)$$

Tal que g (m/s^2), es la aceleración de la gravedad, β ($1/K$) es el coeficiente de expansión térmica, $\alpha_{t,aire}$ (m^2/s) es la difusividad térmica del aire, ν_{aire} (m^2/s) es la viscosidad cinemática del aire, T_{pared} (K) es la temperatura a la cual está la pared, T_{amb} (K) es la temperatura del ambiente y L_{car} (m) es la longitud característica que en este caso se considera el diámetro equivalente D_{equi} (m), que se calcula como

$$D_{equi} = \frac{4A_{f,aire}}{P_{mojado}} \quad (2.6)$$

De donde $A_{f,aire}$ (m) es el área de flujo del aire y P_{mojado} (m) es el perímetro mojado, en contacto o no con la pila.

2.4.4. Sistemas de enfriamiento con convección forzada

Al incrementar la potencia en las pilas ya no es posible utilizar únicamente la convección natural para evacuar el calor en exceso. A partir de los 100 W de potencia, la convección forzada se convierte en una necesidad, pero ello conlleva un mayor gasto de energía, lo que reduce el rendimiento del sistema, así como, aumenta el espacio para equipos auxiliares. En estos casos, una opción factible es incorporar ventiladores compactos de tipo axial de reducidas dimensiones, los cuales pueden ser

integrados en un único conjunto con la propia pila. El uso de este sistema de ventilación está limitado a potencias medias de hasta unos 2 kW [2].

Para el número de Nusselt durante la transferencia de calor por convección forzada no se ha podido encontrar, en la literatura consultada, ningún modelo empírico que pudiera responder con suficiente exactitud a las condiciones que en este proyecto se presentan, es decir, en procesos de transferencia de calor de un objeto tridimensional prismático, en un flujo no desarrollado, confinado por un conducto exterior con paredes muy pegadas a la pila (área de flujo reducida), con una longitud en la dirección de flujo comparable a las dimensiones en la dirección normal al mismo, y con números de Re en la zona de regímenes de flujo tanto laminar como de transición entre laminar-turbulento.

Se ha intentado utilizar las expresiones de Nusselt disponibles en la literatura para casos que se pueden considerar muy cercanos al de este proyecto. Sin embargo, los resultados no han sido satisfactorios, al comparar los coeficientes de transferencia de calor determinados experimentalmente, con los obtenidos mediante las ecuaciones de la literatura. Las expresiones probadas se comentan en los siguientes párrafos:

- a) Flujo paralelo a placa plana, Re entre 1000 y $3 \cdot 10^5$ y Pr con valores entre 0.6 y 50, la longitud característica, L , se considera la longitud de la placa [14].

$$Nu_1 = 0.648 Re_1^{0.5} Pr^{0.333} \quad (2.7)$$

- b) Flujo paralelo en canales rectos. Como longitud característica, L , se considera la más pequeña de las distancias perpendiculares al flujo. El número de Re entre 5000 y $1 \cdot 10^5$, según [14].

$$Nu_2 = 0.104 Re_2^{0.675} Pr^{0.333} \quad (2.8)$$

- c) Correlación para flujo turbulento en canales rectos, $Re > 10000$ según [15].

$$Nu_3 = 0.021 \varepsilon_L Re_3^{0.8} Pr^{0.43} \quad (2.9)$$

- d) Flujo paralelo y turbulento en canales rectos, $Re > 10000$ [15].

$$Nu_4 = 0.008 \varepsilon_L Re_4^{0.9} Pr^{0.43} \quad (2.10)$$

- e) Flujo laminar en canales rectos, $Re < 2300$ [15].

$$Nu_5 = 1.4 \left(Re_5 \frac{L}{D_{eq}} \right)^{0.4} Pr^{0.333} \quad (2.11)$$

f) Flujo laminar paralelo sobre placa plana, $Re < 2300$ [16].

$$Nu_6 = \frac{0.3387 Re_6^{0.5} Pr^{0.333}}{\left[1 + \left(\frac{0.0468}{Pr}\right)^{0.666}\right]^{0.25}} \quad (2.12)$$

g) Flujo turbulento en conducto anular, $Re > 10000$ [17].

$$Nu_7 = 0.0217 \left(\frac{D_2}{D_1}\right)^{0.16} Re_7^{0.8} Pr^{0.4} \left(\frac{T_{wall}}{T_{entrance}}\right)^{-0.2} \quad (2.13)$$

h) Para flujo anular [18].

$$Nu_8 = 0.0217 Re_8^{0.8} Pr^{0.4} \left(\frac{T_{wall}}{T_{entrance}}\right)^{-0.2} \quad (2.14)$$

En estas ecuaciones Re es el número de Reynolds, Pr es el número adimensional de Prandtl, ε_L es el coeficiente que considera el grado de desarrollo del flujo, L (m) es la longitud del canal que corresponda, D_{eq} (m) es el diámetro equivalente, D_2 (m) es el diámetro exterior del conducto anular, D_1 (m) es el diámetro interior del conducto anular, T_{wall} (K) es la temperatura de la pared y $T_{entrance}$ (K) es la temperatura de entrada.

También se ha comprobado que las siguientes correlaciones tampoco describen suficientemente bien la refrigeración de la pila de combustible ensayada.

Ecuación para determinar el Nusselt para los siguientes rangos $D/L < 1$, $0.6 < Pr < 2000$ y $2300 < Re < 10^6$ según [21].

$$Nu = \frac{\frac{f}{2}(Re-1000)Pr}{1 + 12.7\left(\frac{f}{2}\right)^{0.5}(Pr^{2/3}-1)} \left[1 + \left(\frac{D}{L}\right)^{2/3}\right] \quad (2.15)$$

Donde f es el factor de fricción.

La misma dependencia está descrita en [22] para el régimen de transición.

$$Nu = 0.116(Re^{2/3} - 125)Pr^{1/3} \left[1 + \left(\frac{D}{L}\right)^{2/3}\right] \quad (2.16)$$

Con estas dos expresiones se han obtenido resultados muy pobres. Sin embargo otros artículos describen correlaciones con otras dependencias con el factor de forma para flujo laminar. Por ejemplo, para conductos horizontales con sección circular y con número de Graetz ($Gz = RePrD/L$) entre 0.1 y 10^4 .

$$Nu = 3.66 + \frac{0.19Gz^{0.8}}{1 + 0.117Gz^{0.467}} \quad (2.17)$$

Por otro lado, para pequeños diámetros y $Gz > 100$, [23] propone:

$$Nu = 1.86Gz^{1/3} \quad (2.18)$$

Y para flujos laminares en conductos anulares [24] sugiere:

$$Nu = 1.02Re^{0.45}Pr^{0.5} \left(\frac{D_e}{L}\right)^{0.4} \left(\frac{D_2}{D_1}\right)^{0.88} \quad (2.19)$$

Según los resultados obtenidos de la literatura, parece que la influencia del factor de forma en la región de transición es mayor que en régimen laminar (exponentes decreciente desde 0.666 a 0.333-0.4). El exponente en los experimentos realizados con la pila de combustible de este proyecto, con alto número de Gz, es similar a los reportados por Gnielinski [21] o Hausen [22]. Sin embargo, para números Gz bajos, los resultados experimentales indican una mayor dependencia del factor de forma que la que se aprecia en los otros trabajos de la literatura consultada.

Como se ha explicado, para las condiciones de este proyecto, no se puede hacer uso de ninguna de las correlaciones anteriormente comentadas, así que, en este proyecto se utilizarán las correlaciones obtenidas experimentalmente en el LIFTEC para esta pila de combustible, que se reportan en [1].

En el artículo de referencia [1] se explica el procedimiento implementado para obtener correlaciones fiables del número de Nusselt en las condiciones de trabajo de la pila. La primera conclusión que obtuvo de los experimentos es que el Pr varía entre 0.72 y 0.73 por lo que, se le puede asignar a este número adimensional un exponente de 1/3 siguiendo la tendencia de la literatura. A través de la correlación estadística de los datos experimentales, se obtiene la dependencia del número de Nusselt del número de Reynolds y del factor de forma $\frac{d_{eq}}{L}$, para los siguientes rangos evaluados experimentalmente,

Para $Re \frac{D_{eq}}{L} \geq 640$

$$Nu = 0.6155Re^{(2/3)} \left(\frac{d_{eq}}{L}\right)^{(3/4)} Pr^{(1/3)} \quad (2.20)$$

Para $Re \frac{D_{eq}}{L} < 560$

$$Nu = 2.149 \times 10^{-3} Re^{(3/2)} \left(\frac{d_{eq}}{L}\right)^{(4/3)} Pr^{(1/3)} \quad (2.21)$$

Para el desarrollo de este proyecto solo se ha utilizado la ecuación (2.20), atendiendo a los valores del parámetro Re multiplicado por el factor de forma en las condiciones de diseño del sistema de refrigeración de la pila. También se han variado las propiedades, atendiendo a los diferentes fluidos de refrigeración utilizados, a saber, aire seco, aire húmedo con diferentes grados de humedad y aire húmedo saturado en mezcla bifásica con agua líquida.

2.4.5. Propiedades del fluido refrigerante en las distintas condiciones de refrigeración

Como se ha explicado, para resolver el problema de transferencia de calor se necesitan las propiedades del fluido. En el proyecto que se presenta las propiedades se han calculado con los parámetros de presión, temperatura y humedad (en los casos que se requiere) a la entrada y salida de la pila. Atendiendo al hecho de que se ha simulado el problema para distintas condiciones del fluido refrigerante, a continuación se explica el cálculo de las propiedades del fluido para los diferentes casos analizados:

-Aire Seco: las propiedades se han obtenido a través de las funciones de propiedades del programa EES para este fluido en concreto, cuyo flujo másico será igual a la salida que a la entrada de la pila.

-Aire húmedo con diferentes grados de humedad: las propiedades se calculan mediante las funciones de propiedades del programa EES para este fluido. En los procesos de calentamiento del fluido refrigerante a humedad constante, el flujo másico de aire seco y de agua es el mismo a la entrada y la salida.

-Aire húmedo saturado a la salida: las propiedades del fluido se vuelven a calcular como funciones del aire húmedo a través de EES. En este caso, en que se estudia un proceso de calentamiento y humidificación, el flujo másico de aire seco es el mismo a la entrada y salida de la pila, mientras que el flujo másico de agua a la salida es igual al de entrada más el flujo de agua adicionado en el proceso de humidificación.

-Mezcla bifásica a la salida: en este caso las propiedades de los fluidos que conforman la mezcla (aire húmedo saturado y agua) se determinan a través del programa EES. Para la mezcla bifásica se utiliza un promedio ponderado de las propiedades, considerando una mezcla con distribución de fluidos homogénea según las recomendaciones de [19]. Atendiendo a esta referencia, las ecuaciones para determinar las propiedades son las siguientes.

El calor específico de la mezcla bifásica a la salida se determina como:

$$c_{p,mezcla\ s} = \frac{m_{ah,s} * c_{p,ahs} + m_{agua,s} * c_{p,aguas}}{m_{ah,s} + m_{agua,s}} \quad (2.22)$$

De donde $m_{ah,s}$ (kg/s) es la masa de aire húmedo a la salida, $c_{p,ahs}$ (Jkg⁻¹K⁻¹) es el calor específico del aire húmedo a la salida, $m_{agua,s}$ (kg/s) es el flujo másico del agua que se tiene a la salida, $c_{p,aguas}$ (Jkg⁻¹K⁻¹) es el calor específico del agua a la salida.

La viscosidad de la mezcla bifásica a la salida se calcula por la siguiente ecuación:

$$\mu_{mezcla\ s} = \frac{m_{ah,s} + m_{agua,s}}{\frac{m_{agua,s}}{\mu_{agua}} + \frac{m_{ah,s}}{\mu_{ah,s}}} \quad (2.23)$$

De donde $\mu_{mezcla\ s}$ ($\text{kgm}^{-1}\text{s}^{-1}$) es la viscosidad de la mezcla a la salida, μ_{agua} (kg/m s) es la viscosidad del agua que vale 0.001128 y $\mu_{ah,s}$ ($\text{kgm}^{-1}\text{s}^{-1}$) es la viscosidad del aire que se calcula como una función de EES.

El coeficiente de conductividad térmica de la mezcla bifásica es:

$$k_{mezcla} = \frac{Caudal_{air\ s} + Caudal_{agua,s}}{\frac{Caudal_{agua,s}}{k_{agua}} + \frac{Caudal_{air,s}}{k_{ah,s}}} \quad (2.24)$$

De donde $Caudal_{air\ s}$ (m^3/s) es el caudal del aire a la salida, $Caudal_{agua,s}$ (m^3/s) es el caudal de agua a la salida, k_{agua} ($\text{Wm}^{-1}\text{K}^{-1}$) es el coeficiente de conductividad del agua que vale 0.5772 y $k_{ah,s}$ ($\text{Wm}^{-1}\text{K}^{-1}$) es el coeficiente de conductividad del aire húmedo a la salida.

La densidad de la mezcla bifásica es:

$$\rho_{mezcla\ s} = \frac{m_{ah,s} + m_{agua,s}}{\frac{m_{agua,s}}{\rho_{agua}} + \frac{m_{ah,s}}{\rho_{ah,s}}} \quad (2.25)$$

Donde m y ρ se refieren a los flujos másicos y la densidad, para el aire húmedo y el agua, respectivamente.

2.4.6. Radiación

La transferencia de calor por radiación se produce por la emisión de radiación térmica que experimenta todo cuerpo al encontrarse a una temperatura mayor que la de su entorno. Depende de una característica del material conocida como emisividad y de una característica geométrica definida por el problema, y que se conoce como factor de forma.

En este proyecto se estudia la influencia de diferentes materiales sobre la transferencia de calor por radiación. En la tabla 2.2 se muestran los distintos materiales probados.

Tabla 2.1: Emisividades de los materiales estudiados.

ϵ	Material
0.09	Aluminio
0.1	Hierro brillante
0.2	Metal Pulido
0.28	Acero Inoxidable
0.3	Oxido pesado
0.4	Cromo
0.5	Zinc Pulido
0.6	Latón oxidado
0.7	Corcho
0.8	Grafito
0.87	Pintura negra
0.9	Plástico
0.98	Próximo a cuerpo negro

En cuanto a este proyecto se refiere, el cálculo del calor disipado por radiación, Q_{rad} (W), es importante porque junto al calor de convección, Q_{conv} (W) hacen el calor total, Q_{tot} (W), que se tiene que llevar el fluido refrigerante:

$$Q_{tot} = Q_{conv} + Q_{rad} \quad (2.26)$$

2.4.7. Conducción

El fenómeno de conducción se da a través de las partes metálicas de la pila, especialmente en las placas bipolares, porque es el componente con mayor dimensión espacial en la dirección preferencial de la transferencia de calor y porque pueden fabricarse con diversos materiales que poseen distintos valores de coeficientes de conducción. En este proyecto no se analiza la conducción a través de la pila, ya que los números de Biot determinados para el aluminio a las temperaturas de trabajo son inferiores a 0.01, así que los gradientes de temperatura en la propia pila pueden despreciarse, ya que la transferencia de calor por conducción es mucho más rápida que la convección. Es por esta razón que pueden considerarse constantes en todo el objeto la temperatura y el coeficiente de transferencia de calor por conducción. El número de Biot se determina por

$$Bi = \frac{hL_{car}}{k} \quad (2.27)$$

Donde h ($\text{Wm}^{-2}\text{K}^{-1}$) es el coeficiente de transferencia por convección, k ($\text{Wm}^{-1}\text{K}^{-1}$) es el coeficiente de conductividad térmica y L_{car} (m) es la longitud característica definida como el cociente entre el volumen del cuerpo y el área de la superficie del mismo.

3. Metodología

3.1. Características de la pila estudiada

Todas simulaciones llevadas a cabo en este proyecto se han realizado para las dimensiones de la pila utilizada por el LIFTEC en el proyecto de desarrollo que se está llevando a cabo para suministrar la potencia de un UAV.

En este apartado se describen las principales características de la pila de combustible sobre la que se basa el proyecto. En la Figura 3.1 se muestra una imagen de la pila montada, junto con las indicaciones de entrada y salida de los gases reactantes.

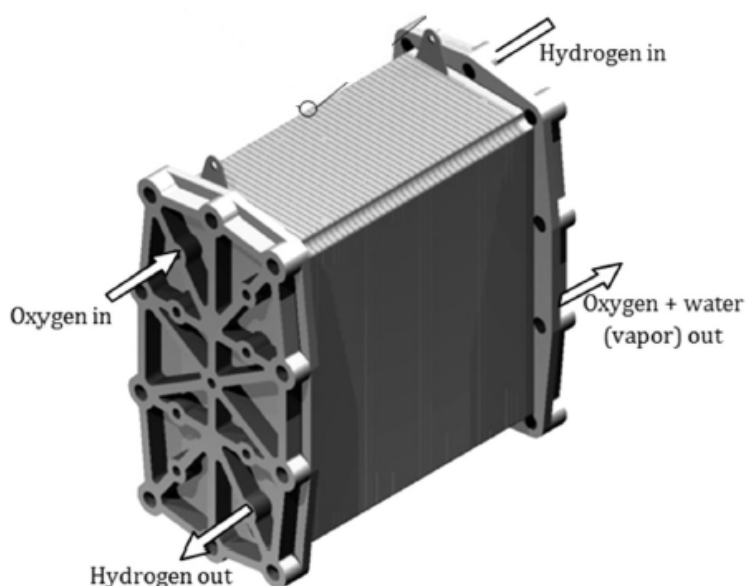


Figura 3.1: Pila de combustible utilizada

Según [1] la pila posee las características que se muestran en la Tabla 3.1.

Tabla 3.1: Características más relevantes de la Pila de combustible utilizada

Características de la pila	
Potencia del stack	650 W
Número de celdas	40
Voltaje del stack	24.8 V
Área activa	81.28 m ²
Alto de la pila	0.168 m
Ancho de la pila	0.081 m
Largo de la pila	0.185 m

En las figuras 3.2 y 3.3 se presentan la geometría de la pila y su ubicación en la carcasa de refrigeración.

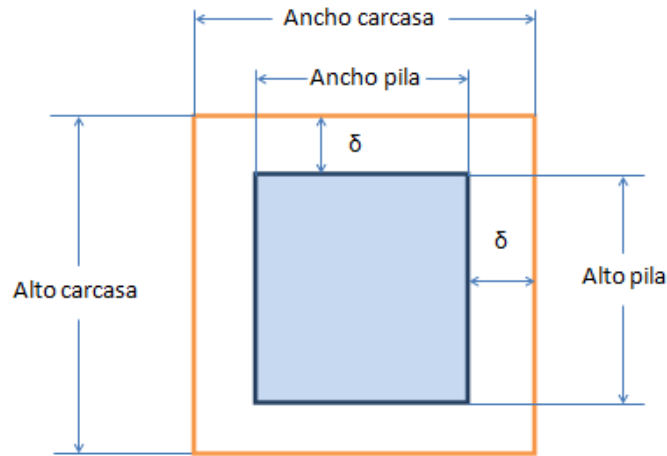


Figura 3.2: Vista frontal de la pila-carcasa

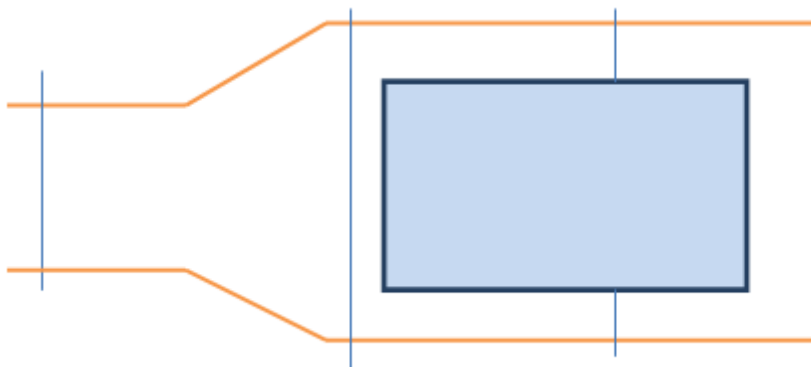


Figura 3.3: Vista lateral de la pila-carcasa

Otros aspectos importantes, junto con las características de la pila, son los parámetros geométricos que se observan en las figuras anteriores, así como, los que se derivan de ellos y que son importantes en los cálculos de la transferencia de calor y el flujo. Entre los más importantes se pueden mencionar el diámetro equivalente, el área de flujo y el área de transferencia de calor.

El diámetro equivalente D_{equi} (m) se calcula como

$$D_{equi} = \frac{4A_{f,aire}}{P_{mojado}} \quad (3.1)$$

De donde $A_{f,aire}$ (m^2) es el área de flujo por la que circula el aire y P_{mojado} (m) es el perímetro mojado, ambos parámetros se calculan como sigue:

$$A_{f,aire} = A_{carcasa} - A_{pila} \quad (3.2)$$

De donde $A_{carcasa}$ (m^2) es el área de la carcasa y A_{pila} (m^2) es el área de la pila.

$$P_{mojado} = 2(Ancho_{pila} + Alto_{pila}) + 2(Ancho_{carc} + Alto_{carc}) \quad (3.3)$$

Donde $Ancho_{pila}$ (m) es el ancho de la pila, $Alto_{pila}$ (m) es el alto de la pila, $Ancho_{carc}$ (m) es el ancho de la carcasa y $Alto_{carc}$ (m) es el alto de la carcasa.

El área de transferencia de calor de la pila F_{TC} (m^2) es el área de la pila que está en contacto con el aire. Se determina a través de la ecuación siguiente:

$$F_{TC} = 2 \cdot Largo_{pila} \cdot Ancho_{pila} + 2 \cdot Alto_{pila} \cdot Largo_{pila} \quad (3.4)$$

Donde $Largo_{pila}$ (m) es la longitud a lo largo de la pila, $Ancho_{pila}$ (m) es el ancho de la pila y $Alto_{pila}$ (m) es el alto de la pila.

3.2. Transferencia de calor. Fundamentos teóricos

3.2.1. Introducción

Una pila de combustible, como cualquier otro sistema de generación energética, debe cumplir el principio de conservación de la energía:

$$E_e - E_s = E_{prod} \quad (3.5)$$

Donde E_e es la energía a la entrada del sistema (J), E_s es la energía a la salida del sistema (J) y E_{prod} es la energía producida (J).

El balance global de una pila de combustible se puede establecer tal y como se aprecia en la Figura 3.4.

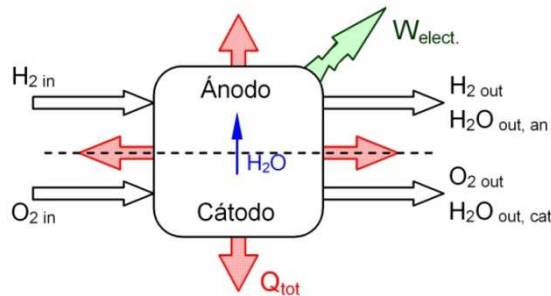


Figura 3.4: Esquema del balance global de energía de una pila de combustible tipo PEM de alta temperatura.

Tomando como referencia la Figura 3.4, se pueden definir los términos tanto de energía a la entrada y salida, como el término del calor producido del siguiente modo:

$$E_e = \sum_i (\dot{m}_i H_{i,e}) \quad (3.6)$$

$$E_s = \sum_i (\dot{m}_i H_{i,s}) \quad (3.7)$$

$$E_{prod} = W_{elec} + \dot{Q}_{tot} \quad (3.8)$$

Siendo \dot{m}_i el flujo másico del elemento “i” (kg/s), $H_{i,e}$ la entalpía del gas “i” a la entrada (J/kg), $H_{i,s}$ la entalpía del gas “i” a la salida (J/kg), W_s la potencia eléctrica generada por la pila (W) y \dot{Q}_{tot} el calor total generado que debe ser evacuado por el sistema de refrigeración (W).

Sustituyendo las definiciones anteriores en la ecuación (3.5) se obtiene:

$$\sum_i (\dot{m}_i H_{i,e}) - \sum_i (\dot{m}_i H_{i,s}) = W_{elec} + \dot{Q}_{tot} \quad (3.9)$$

Teniendo en cuenta que a la entrada los reactivos son hidrógeno y oxígeno y a la salida los productos son el agua formada y los reactivos sobrantes, otra forma de escribir la ecuación (3.9) es:

$$\dot{m}_{H_2,e} H_{H_2,e} + \dot{m}_{O_2,e} H_{O_2,e} - \dot{m}_{H_2,s} H_{H_2,s} - \dot{m}_{O_2,s} H_{O_2,s} - \dot{m}_{H_2O,s} H_{H_2O,s} = W_{elec} + \dot{Q}_{tot} \quad (3.10)$$

Los flujos másicos y las entalpías de los reactivos y productos que aparecen en la ecuación (3.10) son calculados de igual manera para todos los estudios realizados en este proyecto, donde se ha fijado una potencia constante para las diferentes operaciones de vuelo del UAV. El método de cálculo empleado para resolver este conjunto de ecuaciones en el programa EES (EngineeringEquationSolver) se muestran en el anexo F.

La principal fuente de generación de calor en la pila se encuentra en la capa catalítica del cátodo, donde tiene lugar la reacción química exotérmica de recombinación de los protones, los electrones y el oxígeno para formar el agua.

Como se observa en la Figura 3.5, el calor se transfiere por conducción a través de los materiales sólidos, y mediante convección en las zonas en las que el transporte de gases está presente, como en los canales de las placas bipolares y zonas exteriores.

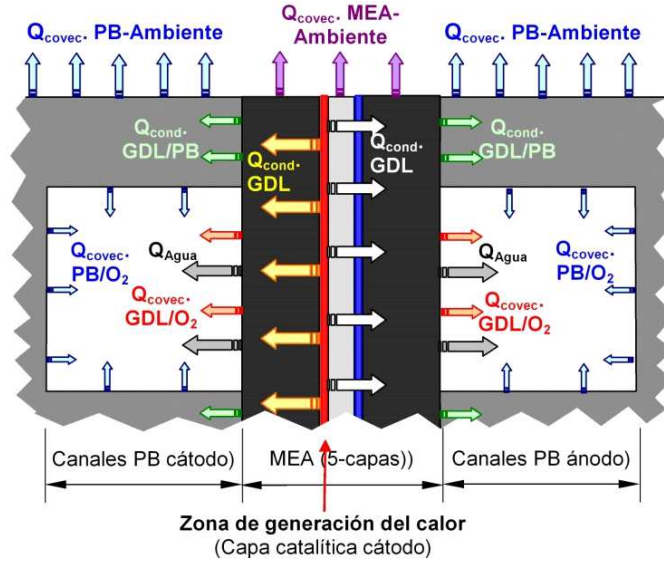


Figura 3.5: Principales fenómenos de transmisión de calor en una pila de cátodo cerrado.

3.2.2. Convección

La transferencia de calor por convección se produce al entrar en contacto un sólido y un fluido a diferentes temperaturas.

Al analizar un problema de convección, el último fin es la determinación del calor intercambiado entre el fluido y las paredes en contacto con él, es decir el $Q_{conv}(W)$, tal que:

$$Q_{conv} = hF_{TC}\Delta T_{log} \quad (3.11)$$

Donde h ($Wm^{-2}K^{-1}$) es el coeficiente de transferencia de calor por convección que se calcula generalmente por métodos empíricos y que depende de aspectos como las propiedades del fluido, la geometría de la superficie sólida y las condiciones hidrodinámicas o aerodinámicas que rodean la pared. Más adelante se explica cual es el modo de proceder para obtener dicho coeficiente.

Por otro lado F_{TC} (m^2) representa el área de transferencia de calor del sólido que se calcula mediante la ecuación (3.4).

Por último, ΔT_{log} representa la temperatura logarítmica media y se define por:

$$\Delta T_{log} = \frac{\Delta T_{entra} - \Delta T_{sale}}{\log\left(\frac{\Delta T_{entra}}{\Delta T_{sale}}\right)} \quad (3.12)$$

Donde:

$$\Delta T_{entra} = T_{pared} - T_{aire,entra} \quad (3.13)$$

$$\Delta T_{sale} = T_{pared} - T_{aire,sale} \quad (3.14)$$

Siendo T_{pared} , la temperatura a la cual opera la pila, en este trabajo esta temperatura se ha fijado en 160 °C.

El coeficiente de transferencia de calor se calcula, como se ha comentado, experimentalmente, para ello, se trabaja con el número adimensional de Nusselt(Nu):

$$Nu = \frac{h \cdot L_{car}}{k_{aire}} \quad (3.15)$$

Donde h es el coeficiente de transferencia de calor por convección comentado previamente, L_{car} (m) es la longitud característica del problema, que para el caso de la pila en estudio es el diámetro equivalente, D_{equi} (m), que se calcula según la ecuación (3.1).

La verdadera complejidad del cálculo de la convección viene dada por la elección de una correlación que se adecúe a las condiciones del problema. Estas correlaciones ponen en juego otros números adimensionales como el número de Reynolds o el de Prandtl.

En cuanto a la pila sobre la cual se trabaja en este proyecto, como viene reflejado en el estado del arte, la correlación empleada para determinar el número adimensional de Nusselt es la expresada por la ecuación (2.20).

$$Nu = 0.6155 Re^{(2/3)} \left(\frac{d_{eq}}{L} \right)^{(3/4)} Pr^{(1/3)}$$

En esta ecuación el número adimensional de Reynolds Re se calcula como sigue:

$$Re = \frac{\rho_{fluido} \cdot u_{fluido} \cdot D_{equi}}{\mu_{fluido}} \quad (3.16)$$

De donde ρ_{fluido} (kg/m³) es la densidad del fluido, u_{fluido} (m/s) es la velocidad del fluido refrigerante, μ_{fluido} (m/s²) es la viscosidad del fluido y D_{equi} (m) es el diámetro equivalente.

El número adimensional de Prandtl Pr se calcula de la siguiente manera:

$$Pr = \frac{c_{p,fluido} \cdot \mu_{fluido}}{k_{fluido}} \quad (3.17)$$

De donde $c_{p,fluido}$ (Jkg⁻¹K⁻¹) es el calor específico del fluido y k_{fluido} (Wm⁻¹K⁻¹) el coeficiente de conductividad térmica.

Estas propiedades, como se ha explicado en el apartado 2.4.5, son distintas y no se calculan de igual forma para las diferentes condiciones de refrigeración analizadas.

En estas expresiones aparece u_{fluido} (m/s) que es la velocidad del fluido refrigerante y se calcula mediante la siguiente expresión:

$$\dot{m}_{fluido} = \rho_{fluido} \cdot u_{fluido} \cdot A_{f,aire} \quad (3.18)$$

Donde \dot{m}_{fluido} (kg/s) es el flujo másico del fluido, $A_{f,aire}$ (m²) es el área de flujo por la que circula el aire que se calcula por medio de la ecuación (3.2)

3.2.3. Radiación

El flujo de calor disipado por la pila por radiación se calcula de la siguiente manera:

$$Q_{rad} = 5.67 \times 10^{-8} \varepsilon_{mat} F_{TC} \left[T_{out}^4 - \left(\frac{T_{air,e} + T_{air,s}}{2} \right)^4 \right] \quad (3.19)$$

Donde ε_{mat} es la emisividad del material de las placas de la pila, F_{TC} (m²) representa el área de transferencia de calor de la pila y se calcula según la ecuación (3.4), T_{out} (K) es la temperatura a la que se encuentra la pared exterior de la pila (160 °C), $T_{air,e}$ (K) es la temperatura del aire a la entrada y $T_{air,s}$ (K) es la temperatura del aire a la salida.

A su vez, es importante saber cuál es el porcentaje de calor evacuado por radiación, para ello se puede utilizar la siguiente expresión:

$$Q_{rad}\% = 100 \frac{Q_{rad}}{Q_{TC}} \quad (3.20)$$

Donde Q_{TC} (W) es igual al Q_{tot} (W), que se tiene que llevar el fluido refrigerante:

$$Q_{tot} = Q_{conv} + Q_{rad} \quad (3.21)$$

Siendo Q_{conv} (W) el calor disipado por convección que se calcula como indica la ecuación (3.11) y Q_{rad} (W) es el calor disipado por radiación que se calcula como se ve en la ecuación (3.19).

3.2.4. Conducción

La conducción es un fenómeno que se realiza a través de la masa de los cuerpos, que se caracteriza por el coeficiente de conductividad térmica. Para su cálculo hay que aplicar la ley de Fourier, que determina la existencia de una relación entre el flujo de calor y el gradiente de temperaturas. Esta ley se expresa de la siguiente manera:

$$Q_{cond} = k \frac{\partial T}{\partial x} \quad (3.22)$$

Donde Q_{cond} (W/m²) es el calor disipado por conducción, k (Wm⁻¹K⁻¹) que es el coeficiente de conductividad térmica y $\frac{\partial T}{\partial x}$ (K/m) es el gradiente de temperaturas en la dirección espacial correspondiente.

En este proyecto, como se ha indicado en el apartado 2.4.7, se comprueba que la conducción a través de los metales en la propia pila es un fenómeno mucho más rápido que la convección desde las paredes exteriores de esta y el flujo refrigerante, por lo que su contribución puede despreciarse, ya que no afecta para nada al calor evacuado con el fluido refrigerante.

3.3. Potencia consumida en el sistema de refrigeración

En este apartado se hace referencia a las ecuaciones más importantes para llevar a cabo la obtención de la potencia consumida por el ventilador del sistema de refrigeración W_{vent} (W), ya que es un parámetro de elevada importancia en este proyecto, y se analizará con más detalle en el capítulo de análisis de resultados. A su vez, la forma de calcular este parámetro es la misma en todos estudios realizados que se describen a partir del apartado 3.4, lo cual se puede comprobar tanto en el código original (ver anexo F) como en los códigos derivados de este (ver anexo G, anexo H, anexo I y anexo J).

$$W_{vent} = \Delta P V_{air} A_{f,air} \quad (3.23)$$

Donde W_{vent} (W) es la potencia consumida por el ventilador, V_{air} (m/s) es la velocidad con la que circula el aire, $A_{f,aire}$ (m²) es el área de flujo por la que circula el aire que se calcula por medio de la ecuación (3.2) y ΔP (Pa) es la pérdida de carga que se produce en el sistema de refrigeración y se calcula como sigue:

$$\Delta P = P_{ent} \quad (3.24)$$

$$P_{ent} = \frac{\rho_{air}(V_{avion}(\cos \alpha))^2 - V_{air}^2}{2} \quad (3.25)$$

Donde ρ_{air} (kg/m³) es la densidad del aire calculada como función de EES según se puede ver en los códigos, $V_{avion}(\cos \alpha)$ (m/s) es la velocidad del avión en la dirección horizontal según el ángulo de inclinación de la entrada del aire a la cámara de refrigeración y V_{air} (m/s) es la velocidad del aire.

A continuación se analizan las ecuaciones más importantes utilizadas para describir los procesos de transferencia de calor en las diferentes condiciones de refrigeración utilizadas.

3.4. Estudio de la emisividad

En este primer apartado se estudia, por un lado la influencia de la emisividad de la pila, y por otro, una vez fijada la emisividad óptima, se estudia la refrigeración de la pila para distintas alturas de vuelo tomando como fluido refrigerante el aire seco.

3.4.1. Variación de la emisividad de la pila

El primer estudio que forma parte de este proyecto, es la posibilidad de cambiar el material de las placas de la pila PEM diseñada. Para ello se han evaluado distintas posibilidades variando el material y así su emisividad, analizando cómo cambia el Q_{rad} . Como parece lógico, y se mostrará más adelante, la emisividad más alta, es decir la que más se aproxima al cuerpo negro, será la ideal. Por lo tanto, queda pendiente la tarea de encontrar un material práctico, que se pueda emplear en la pila con una emisividad suficientemente alta.

Por los conocimientos previos que se tienen, es muy difícil conseguir una emisividad de cuerpo negro (igual a 1). Una de las variantes que se considera es la utilización de grafito como material de construcción de la pila. El principal inconveniente que presenta el grafito es que es un material blando y frágil, por lo que plantearía ciertos problemas a la hora del montaje de la pila. Además, el grafito puede afectar al funcionamiento de la pila por su baja conductividad eléctrica y limitada conductividad térmica, lo que obligaría a disponer de sistemas de refrigeración más voluminosos, para evitar la pérdida de potencia del dispositivo. Por otro lado, con el grafito se conseguiría reducir el peso de la pila y aumentar la resistencia química a la corrosión.

A su vez, se podría plantear la posibilidad de que el grafito apareciera como un recubrimiento de otro material metálico, haciendo que aumentara de igual manera la emisividad, garantizando un mejor funcionamiento electroquímico y una vida útil similar a la de las placas fabricadas con grafito.

Otra variante es lograr altas emisividades pintando la superficie externa de la pila de negro, pero, en este caso, se deberían estudiar los efectos que la pintura tiene sobre la transferencia de calor por convección y en la vida útil de la pila.

Este primer estudio se ha realizado para refrigeración de la pila con aire seco. Se ha evaluado el comportamiento de la pila para tres alturas de vuelo representativas, estas alturas son 0 m, 5000 m y 10000 m. También se han evaluado distintas emisividades que van desde los 0.09 para el aluminio hasta el 0.98 (muy próximo al cuerpo negro). Todos los cálculos se han realizado para los cuatro tamaños de cámaras de refrigeración que se consideraron inicialmente: con espesores de la cámara de refrigeración de 10 mm, 15 mm, 16.2 mm y 30 mm. Con este estudio se pretende

analizar la evolución de los distintos parámetros que influyen en la transferencia de calor de la pila como son el flujo de aire y la $T_{air,s}$ (temperatura del aire a la salida del sistema de refrigeración), así como su influencia en la potencia demandada por el sistema de refrigeración, la W_{vent} (W).

3.4.2. Aire seco con emisividad de la pila óptima

Este apartado se engloba dentro del primer estudio, utilizando el valor de la emisividad con que se concluye el apartado anterior, que es el óptimo ($\varepsilon_{met} = 0.98$). En cuanto al modo de refrigeración es el mismo en ambos apartados. En este momento se decide elaborar un código que facilite la simulación de la transferencia de calor hasta una cota de vuelo de 5000 m, así que, de aquí en adelante solo se han analizado los resultados hasta dicha altura de vuelo.

En cuanto al código, para realizar el estudio de la variación de la emisividad se comenta esta variable, y se varía la misma en las tablas paramétricas, como se puede ver en el código correspondiente a estos dos estudios en el anexo G.

3.5. Aire a humedad absoluta constante

Este es el primer estudio en el cual se cambia el fluido de refrigeración de la pila. Todos los casos analizados tienen una cosa en común, que en lugar de aire seco se utiliza aire húmedo como fluido refrigerante de la pila. Previo a la realización de estos estudios se pensaba que aumentando la humedad del aire y cambiando las condiciones de operación se podría reducir la potencia del sistema de ventilación que posibilita el paso del flujo refrigerante por la cámara de refrigeración, y por tanto, aumentar la eficiencia. Esto es lo que se intenta demostrar con estos estudios.

Concretamente en este primero, lo que se realiza es un calentamiento sin humidificación del aire húmedo, haciendo que este se lleve todo el calor disipado por la pila sin que se produzcan cambios en su humedad absoluta, es decir a $w=cte$, aunque cambia la humedad relativa.

3.5.1. Influencia de la altitud a humedad absoluta constante

Dentro de este estudio, primero se ha realizado un análisis de cómo se ve afectado el sistema de refrigeración al fijar en un valor de humedad absoluta del aire de 0.001 kg agua/kg aire seco y al variar la altura de 0 a 5000 metros para todos los tipos de cámara de refrigeración tenidos en cuenta desde el principio. El valor fijado de

humedad absoluta es el que se corresponde aproximadamente con un porcentaje de humedad relativa del 10 % y una temperatura de unos 15 °C a nivel del mar(0 metros de altitud).

Con respecto al código original (ver anexo F) se han tenido que hacer modificaciones (ver anexo H), las más importantes se describen a continuación.

-CALOR DISIPADO POR EL AIRE

$$Q_{air} = Q_{tot} \quad (3.26)$$

$$Q_{air} = \dot{m}_{ah}(H_{air,s} - H_{air,e}) \quad (3.27)$$

De donde Q_{air} (W) es el calor que se lleva el aire húmedo en la refrigeración, que es todo el calor disipado por la pila, \dot{m}_{ah} (kg/s) es el flujo másico de aire húmedo, que se calcula con un paquete adicional de ecuaciones que se expresa más adelante, $H_{air,s}$ (J/kg) y $H_{air,e}$ (J/kg) son respectivamente las entalpías del aire húmedo a la entrada y a la salida del sistema de refrigeración y se calculan como funciones de EES como se puede comprobar en el código del anexo H.

Se necesitan también unas nuevas ecuaciones, para realizar los balances de masa, para el aire húmedo y el aire seco. En este caso el flujo másico de aire seco a la salida es igual al que existe en la entrada. Además, particularmente en este caso, al ser un calentamiento sin humidificación del aire húmedo, la cantidad de agua adicional necesaria para realizar el proceso es cero, y por lo tanto, a la salida y a la entrada también existe la misma cantidad de aire húmedo:

$$\dot{m}_{ah} = \dot{m}_{as}(1 + w_1) \quad (3.28)$$

Donde \dot{m}_{ah} (kg/s) es el flujo másico de aire húmedo, \dot{m}_{as} (kg/s) flujo másico de aire seco y w_1 (kg agua/kg as) es la humedad absoluta del aire que es igual a 0.001

$$\dot{m}_{agua} = (w_2 - w_1)\dot{m}_{as} \quad (3.29)$$

Donde \dot{m}_{agua} (kg/s) es el flujo másico de agua adicional en el proceso que en este caso es cero al ser $w_2=w_1$, w_2 (kg agua/kg as) humedad absoluta a la salida del proceso, w_1 (kg agua/kg as) humedad absoluta a la entrada y \dot{m}_{as} (kg/s) flujo másico de aire seco.

El flujo de aire húmedo a la salida \dot{m}_{ah} (kg/s) se puede expresar según (3.18) teniendo en cuenta que la densidad ahora será calculada como una propiedad de EES según se referenció en el estado del arte de este proyecto, además estará calculada a la salida del sistema, que es el punto de referencia para este estudio.

-TRANSFERENCIA DE CALOR

El estudio de la transferencia de calor de este apartado, sigue lo descrito en el apartado 3.2 y respecto al cálculo de propiedades se sigue lo descrito en el apartado 2.4.5 del estado del arte.

3.5.2. Influencia de la humedad en la entrada

Utilizando aire húmedo y realizando el proceso de refrigeración a $w=cte$, se ha querido estudiar a una altura de vuelo fija (0 metros) como se ven afectados los parámetros que en dicho proceso tienen lugar al variar la humedad absoluta (o relativa) en la entrada.

Para ello, lo único que se ha hecho en el código, respecto a lo expuesto con anterioridad, es comentar el valor de la humedad absoluta para poder crear las tablas paramétricas oportunas.

3.6. Calentamiento y humidificación del aire húmedo

Partiendo de los resultados que se obtienen del estudio anterior y que se presentarán en el apartado 4 de la presente memoria, se ha procedido a realizar este estudio en el cual, por un lado, se quiere analizar la influencia sobre la refrigeración del porcentaje de humedad del aire a la salida en altitudes de vuelo de 0, 5000 y 10000 metros, y por otro, analizar la influencia de la altura de vuelo sobre el sistema de refrigeración, cuando se humidifica el aire hasta lograr la saturación, es decir, cuando el aire húmedo se calienta y humidifica hasta que la humedad relativa alcanza el 100 %.

El código para ambos casos se basa en un sistema de calentamiento con humidificación del aire húmedo (ver anexo I). Para que se produzca la humidificación se debe añadir cierta cantidad de agua y así obtener una humedad absoluta superior en la salida. Además, para que a la salida solo exista aire húmedo no se puede añadir más agua de la necesaria para que, a la temperatura de salida, el aire se sature.

3.6.1. Calentamiento y saturación del aire húmedo

En este análisis se ha tenido en cuenta que, según el apartado 3.5, para alturas de vuelo elevadas la condición del aire húmedo a la entrada está muy cerca de la línea de saturación, por lo que no es necesario añadir agua, así que, la adición de agua para favorecer el enfriamiento pierde significado para elevadas altitudes. De cualquier

manera, el método sigue teniendo cierta influencia hasta altitudes de vuelo de alrededor de 5000 metros.

Respecto al código descrito en el apartado 3.5, se han tenido que hacer varias modificaciones que se muestran en el código del anexo I, alguna de las cuales se comentan a continuación. Además, para la realización de las tablas paramétricas se comentan tanto la humedad absoluta a la entrada como el porcentaje de humedad a la salida.

-CALOR DISIPADO POR EL AIRE

En este caso, el balance de energía del calor transferido al aire es distinto, ya que ahora aparece el término del agua en los balances.

$$Q_{air} = Q_{tot} \quad (3.30)$$

$$Q_{air} = \dot{m}_{ah,s}H_{air,s} - \dot{m}_{ah,e}H_{air,e} - \dot{m}_{agua}H_{agua,e} \quad (3.31)$$

De donde Q_{air} (W) es el calor que se lleva el aire húmedo en la refrigeración, que es todo el calor disipado por la pila, $\dot{m}_{ah,s}$ (kg/s) es el flujo másico de aire húmedo a la salida, $\dot{m}_{ah,e}$ (kg/s) es el flujo másico de aire húmedo a la entrada, $H_{air,s}$ (J/kg), $H_{air,e}$ (J/kg) y $H_{agua,e}$ (J/kg) son respectivamente, las entalpías del aire húmedo a la salida y a la entrada del sistema de refrigeración, y la entalpía del agua que se adiciona al sistema y que se calculan como funciones de EES como se puede comprobar en el código del anexo I.

En el bloque de ecuaciones de flujos másicos, ahora se diferencia el flujo de aire húmedo a la entrada y a la salida ya que no son iguales, lo mismo ocurre con las humedades.

$$\dot{m}_{ah,e} = \dot{m}_{air}(1 + w_1) \quad (3.32)$$

De donde $\dot{m}_{ah,e}$ (kg/s) es el flujo másico de aire húmedo a la entrada, \dot{m}_{air} (kg/s) es el flujo másico de aire seco, y w_1 (kg agua/kg as) es la humedad absoluta del aire húmedo a la entrada, cuyo valor dependerá de la altura (y de las condiciones de presión y temperatura) a la que se trabaje en las tablas paramétricas (0.001 para 0 metros y 5000 metros y 0 para 10000 metros).

$$\dot{m}_{ah,s} = \dot{m}_{air}(1 + w_2) \quad (3.33)$$

Donde $\dot{m}_{ah,s}$ (kg/s) es el flujo másico de aire húmedo a la salida, y w_2 (kg agua/kg as) es la humedad absoluta del aire a la salida, que se calcula a través de una función de EES como se indica en el código correspondiente al anexo I.

$$\dot{m}_{agua} = (w_2 - w_1)\dot{m}_{air} \quad (3.34)$$

Donde \dot{m}_{agua} (kg/s) es el flujo másico de agua a añadir hasta llegar al valor de porcentaje de humedad a la salida deseado.

El resto del programa es igual que en el estudio del apartado 3.5. Todas las propiedades de los fluidos a la salida se calculan de la manera que se indicó en el apartado 2.4.5 del estado del arte, con la diferencia de que ahora, evidentemente, la humedad ya no es la misma que a la entrada.

3.6.2. Aire saturado a la salida para distintas altitudes de vuelo

Con el mismo código que para el apartado 3.6.1, se ha fijado el valor del porcentaje de humedad a la salida, siendo este el correspondiente al aire húmedo saturado ($R_2=1$) y se ha variado la altura de 0 a 5000 metros para ver cómo influye ésta en los distintos parámetros que afectan al sistema de refrigeración.

3.7. Mezcla bifásica a la salida

El cuarto y último de los estudios realizados se considera como una opción futura a aplicar no en el ámbito de los UAVs, sino tal vez, en el de la automoción a nivel del mar, particularmente, en la refrigeración acelerada de diferentes partes, como puede ser el sistema de frenado, así que, este estudio solo se circunscribe a una altura de 0 metros. En este proyecto se estudia esta opción como una mejora en el sistema de refrigeración de la pila de combustible de alta temperatura, pero solo al nivel del mar, aunque podría ser útil también en altitudes moderadas.

El estudio en cuestión consiste en introducir más agua de la que se necesita para llegar a la saturación del aire húmedo a la salida, de manera tal que, se trabaja con una mezcla de aire húmedo saturado con gotas de agua, que modifican el fluido refrigerante y también, dependiendo de la temperatura que se alcance en el calentamiento, pueden modificar el mecanismo de transferencia de calor, si se logra la evaporación del líquido.

Inicialmente se trabajó realizando un tratamiento de los dos fluidos de manera independiente, es decir, no se consideró el refrigerante como una mezcla de fluidos. Esto obligaba a realizar un estudio de transferencia de calor por convección forzada para el aire y otro para el agua, considerando que cada fluido actúa sobre una parte del área de transferencia de calor total de la pila. Además, se tenía que reajustar el balance de energía para que apareciera un término de flujo másico de agua a la entrada y otro a la salida, y por último, introducir unas ecuaciones de unión para que se pudieran realizar las iteraciones y obtener una solución lógica. Esta variante no dio

buenos resultados, ya que el programa no podía resolver los lazos de iteraciones ni llegar a una solución.

Entonces se realizó la aproximación de tratamiento del fluido refrigerante como una mezcla bifásica donde las gotas de agua están homogéneamente distribuidas en el aire. Los ajustes realizados al código se muestran en el anexo J. A continuación se comentan las modificaciones más relevantes introducidas en el código, tratando ahora al refrigerante como una mezcla bifásica, en la que ambos fluidos circulan a la misma velocidad, y realizando el estudio de la variación del flujo másico de agua a la salida.

-CALOR DISIPADO POR EL AIRE

El balance de energía se ve modificado como sigue:

$$Q_{tot,air} = Q_{tot} \quad (3.35)$$

$$Q_{tot,air} = Q_{air} \quad (3.36)$$

$$Q_{air} = \dot{m}_{agua,s} c p_{agua} (T_{agua,s} - T_{air,e}) + \dot{m}_{ah,s} H_{air,s} - \dot{m}_{ah,e} H_{air,e} - \dot{m}_{agua} H_{agua,e} \quad (3.37)$$

Donde \dot{m}_{agua} (kg/s) es el flujo de agua para la humidificación del aire $\dot{m}_{as}(w_2 - w_1)$, mientras que $\dot{m}_{agua,s}$ (kg/s) es el agua que no pasa al aire (son las gotas de la mezcla bifásica) que entra a la temperatura de entrada y sale a la de salida, que es la misma del aire a la salida.

En la ecuación (3.37) se ha preferido utilizar un calor específico constante para calcular el calor sensible del agua adicional (agua que no pasa a humidificar el aire), ya que, para esta aplicación la variación de temperatura es muy reducida, y con esta simplificación se reducen las interrupciones de las iteraciones por posibles negativos en las llamadas a las funciones de propiedades.

Al tratarse como mezcla bifásica, las velocidades del agua y del aire son las mismas al igual que la temperatura a la salida:

$$V_{agua} = V_{air} \quad (3.38)$$

$$T_{agua,s} = T_{air,s} \quad (3.39)$$

Además, en el código aparece comentado el flujo másico de agua a la salida ($\dot{m}_{agua,s}$), que se varía para realizar el estudio paramétrico.

La razón de flujo másico de agua a la salida y flujo másico de aire seco se determina por:

$$r_{agua,s} = \frac{\dot{m}_{agua,s}}{\dot{m}_{air}} \quad (3.40)$$

Donde $\dot{m}_{agua,s}$ (kg/s) es el flujo másico de agua en la mezcla bifásica a la salida (agua que no pasa a formar parte del aire en el proceso de humidificación) y \dot{m}_{air} (kg/s) es el flujo másico de aire seco.

El agua total que se introduce en el sistema es

$$\dot{m}_{agua,T} = \dot{m}_{agua,s} + \dot{m}_{agua} \quad (3.41)$$

Donde $\dot{m}_{agua,T}$ (kg/s) es el flujo másico de agua total, $\dot{m}_{agua,s}$ (kg/s) es el flujo másico de agua que hay a la salida perteneciente a la mezcla bifásica y \dot{m}_{agua} (kg/s) es el flujo másico de agua necesario para alcanzar la saturación del aire.

-TRANSFERENCIA DE CALOR

Como se puede ver en el anexo J las entalpías del agua no han sido calculadas como funciones de EES, por las razones explicadas anteriormente. Además, el estudio del problema de transferencia de calor se ha realizado como se ha explicado en el apartado 3.2 con la diferencia de que las propiedades necesarias de la mezcla bifásica han sido calculadas como se ha indicado en el apartado 2.4.5 del estado del arte.

4. Análisis de resultados

Todos resultados que se muestran a continuación se corresponden con los obtenidos en los distintos estudios expuestos en el apartado anterior. En todos los casos, en primer lugar se presenta una Figura con las distintas alturas de vuelo estudiadas para el tamaño de cámara de refrigeración de 16.2 mm, ya que en trabajos previos se determinó que éste es el valor óptimo. Se incluyen además los resultados obtenidos para otros dos tamaños de cámaras de refrigeración a modo de comparación entre ellas, y el otro caso analizado, una cámara con un espacio de 15 mm, se presenta en los anexos. Se considera que es fundamental analizar cómo se ve afectada la potencia que tiene que suministrar el ventilador para realizar la refrigeración, con lo que se puede demostrar la eficiencia de los distintos sistemas de refrigeración estudiados, y realizar una comparación de unos con respecto a otros. Al mismo tiempo se considera de gran importancia el comportamiento del flujo de aire seco en todos los sistemas, ya que es un parámetro fundamental a controlar en la refrigeración. A su vez, en los anexos se muestran los resultados obtenidos para otros parámetros importantes en el sistema de refrigeración.

Para la realización de los cálculos se ha utilizado el programa EES (*EngineeringEquationSolver*). Se trata de una herramienta informática que proporciona funciones y ecuaciones muy útiles para la resolución de problemas complejos, tanto de termodinámica, como de transferencia de calor. El programa cuenta con una gran cantidad de funciones para determinar las propiedades de un amplio rango de compuestos, lo que facilita los cálculos termodinámicos. El EES permite a su vez la resolución de las ecuaciones para listas de valores de las variables mediante la ejecución de tablas paramétricas, que posibilitan la opción de valorar la influencia de unas variables sobre otras. También permite confeccionar gráficos a partir de las tablas generadas.

4.1. Resultados del estudio de la emisividad

4.1.1. Variación de la emisividad de la pila

En primer lugar, partiendo de las tablas de resultados obtenidas en EES con el código de este estudio (ver anexo G) se han obtenido las siguientes Figuras.

En la Figura 4.1 para un tamaño de cámara de refrigeración de 16.2 mm se muestra la tendencia para 3 alturas analizadas (0, 5000, 10000 m) que tiene la W_{vent} al variar la emisividad ε_{met} . Con este estudio se pretende determinar cuál sería la emisividad

óptima para el material de la pila. Se puede afirmar que se conseguirá reducir la W_{vent} conforme se cambie a un material con mayor emisividad. Esto ocurre porque al aumentar la emisividad, siendo constante el $Q_{tot} = Q_{TC}$, también aumenta el calor por radiación y por lo tanto disminuye el calor por convección, y el flujo másico de aire seco necesario para llevar a cabo la refrigeración (ver Figura 4.2), disminuyendo así la velocidad del aire V_{air} que repercute por lo tanto en la pérdida de carga, disminuyendo la potencia del ventilador, ya que $W_{vent} = P_{ent} V_{air} A_{f,air}$. Para llegar a estas conclusiones se analiza la variación de estos parámetros que junto a otros se presentan en el capítulo de anexos de esta memoria.

También se observa que al aumentar la altura de vuelo la potencia necesaria a suministrar por el ventilador es mayor sea cual sea el tamaño de la cámara de refrigeración y el material.

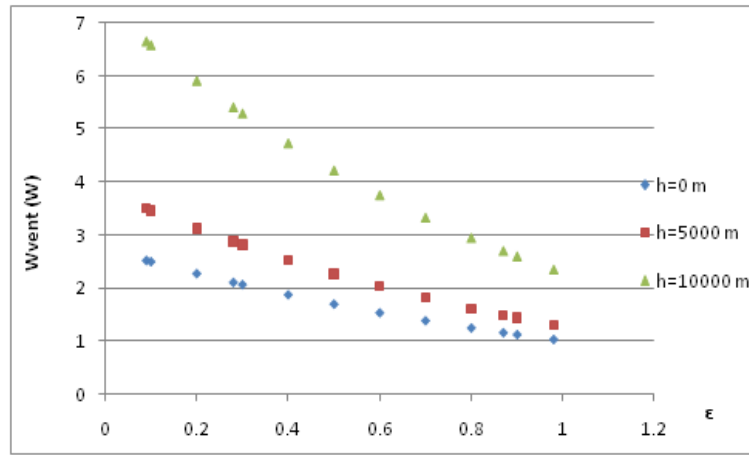


Figura 4.1: Variación de W_{vent} al cambiar ϵ_{met} para distintas alturas y $\delta=16.2$ mm.

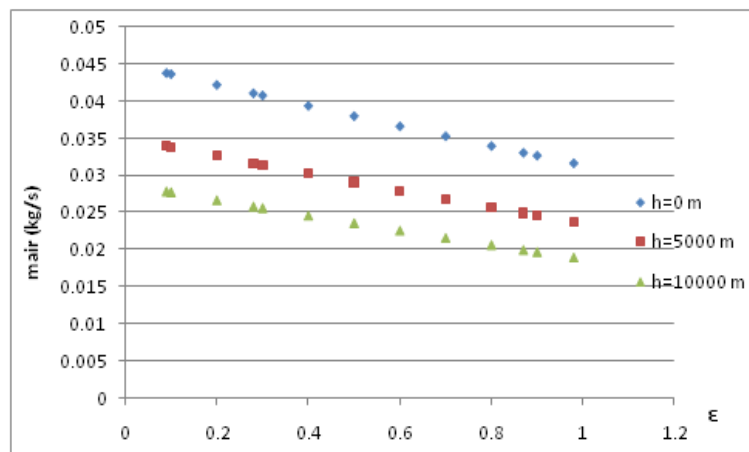


Figura 4.2: Variación de \dot{m}_{air} al cambiar ϵ_{met} para distintas alturas y $\delta=16.2$ mm.

Por otro lado, un análisis interesante es el de comparar a las tres alturas citadas con anterioridad la cantidad de potencia a suministrar por el ventilador y el flujo másico de

aire seco al aumentar la emisividad en diferentes tamaños de cámara de refrigeración. Se han seleccionado un tamaño pequeño $\delta=10$ mm, uno intermedio $\delta=16.2$ mm y uno grande $\delta=30$ mm. Esto se ha representado, por un lado, en las Figuras 4.3, 4.4 y 4.5 (comportamiento de la potencia del ventilador), y por otro, en las Figuras 4.6, 4.7 y 4.8 (comportamiento del flujo másico de aire seco).

Como conclusión se puede decir que cuanto más pequeña sea la cámara de refrigeración (menor área de flujo), en el rango de tamaños evaluado, mayor será la potencia a suministrar por el ventilador, alcanzando los mayores valores, como se ha visto antes, con alturas de vuelo grandes y emisividades bajas. Esto ocurre principalmente porque con tamaños de cámara de refrigeración más pequeños se logra un aumento considerable de la V_{air} y de la transferencia de calor por convección.

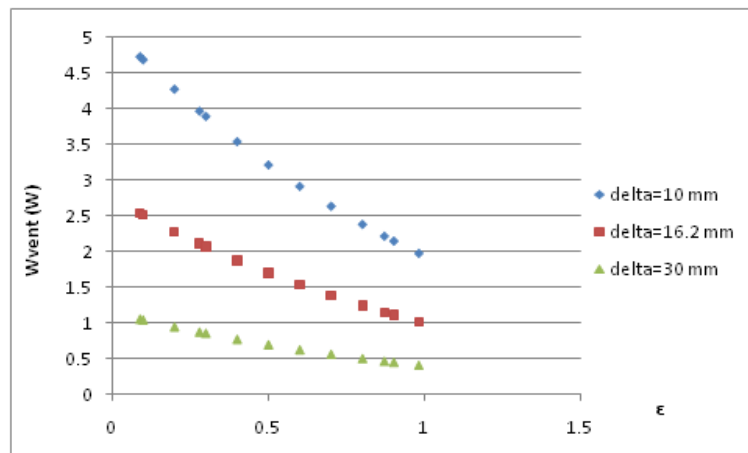


Figura 4.3: Variación de W_{vent} al cambiar ϵ_{met} para distintos δ a $h=0$ m.

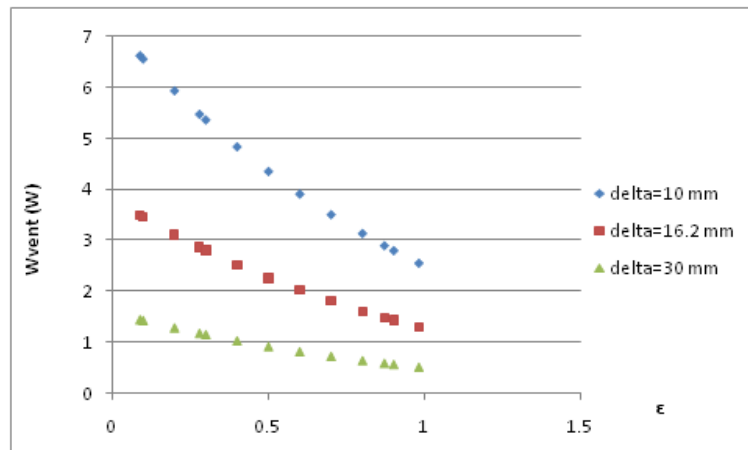


Figura 4.4: Variación de W_{vent} al cambiar ϵ_{met} para distintos δ a $h=5000$ m.

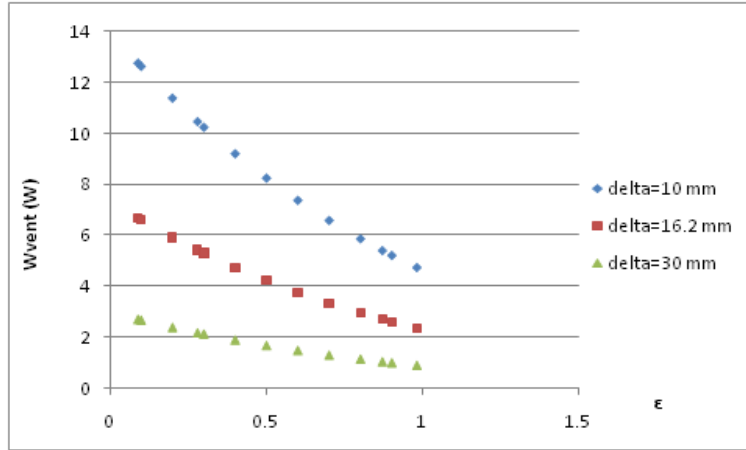


Figura 4.5: Variación de W_{vent} al cambiar ϵ_{met} para distintos δ a $h=10000$ m.

A su vez, respecto a la cantidad de aire seco a utilizar en la refrigeración, se concluye que, a una altura dada el flujo másico de aire es mayor cuanto más grande es el tamaño de la cámara de refrigeración, lo que parece lógico, al ser el área efectiva $A_{f,air}$ por donde circula el flujo, más grande cuanto mayor es el espesor de la cámara de refrigeración.

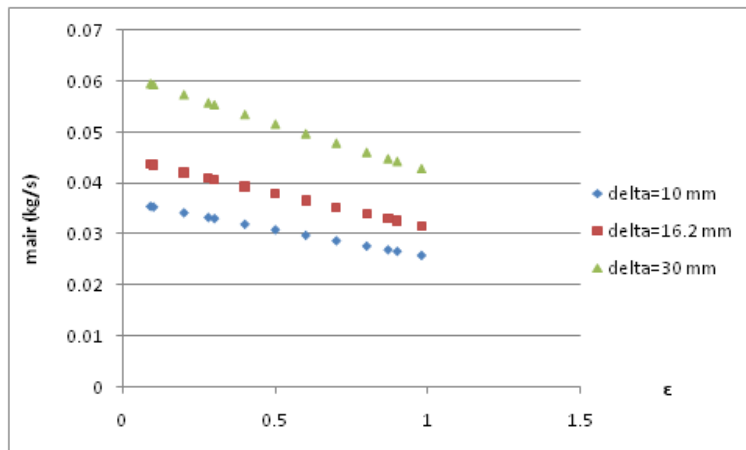


Figura 4.6: Variación de m_{air} al cambiar ϵ_{met} para distintos δ a $h=0$ m.

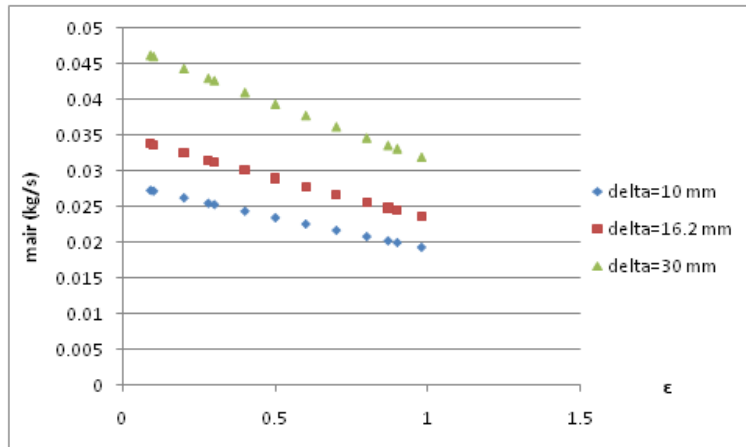


Figura 4.7: Variación de m_{air} al cambiar ϵ_{met} para distintos δ a $h=5000$ m.

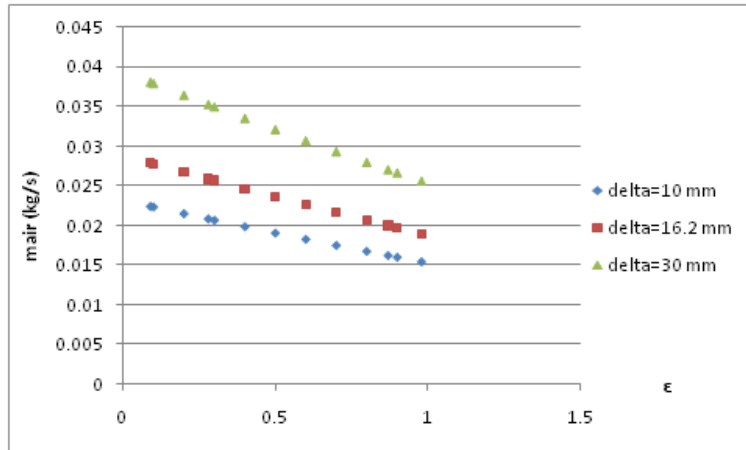


Figura 4.8: Variación de m_{air} al cambiar ϵ_{met} para distintos δ a $h=10000$ m.

4.1.2. Aire seco con la emisividad de la pila óptima

Se presenta la Figura 4.9 donde se compara cómo varía la W_{vent} al aumentar la altura en los tres tamaños de cámara de refrigeración señalados con anterioridad.

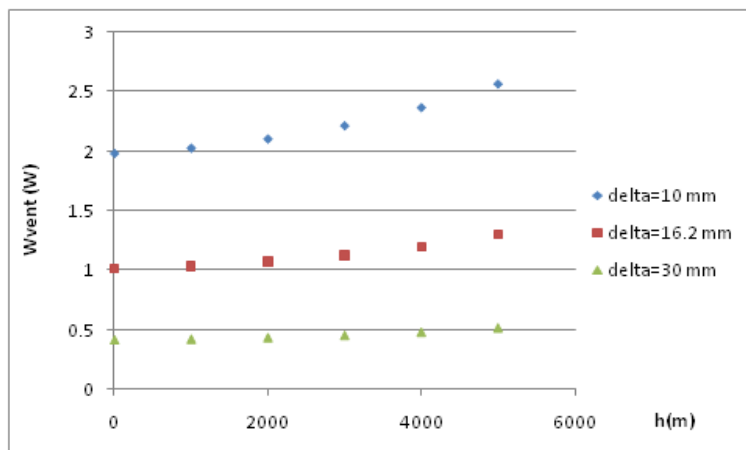


Figura 4.9: Variación de W_{vent} al aumentar la altitud para distintos δ .

En la Figura 4.10 se compara cómo varía m_{air} al aumentar la altura en los tres tamaños de cámara de refrigeración señalados con anterioridad.

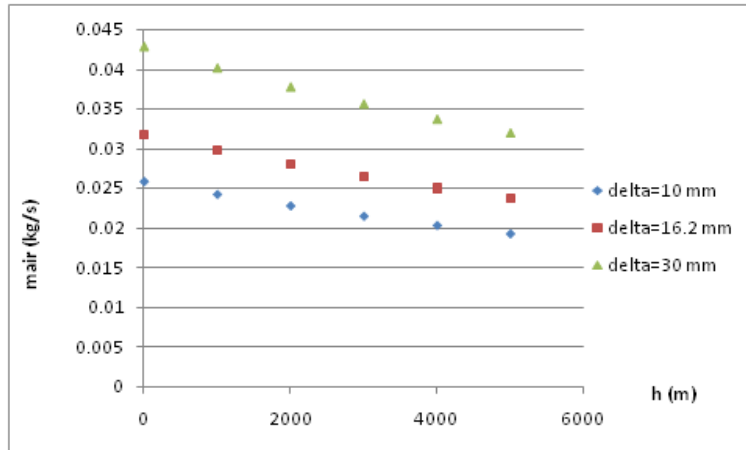


Figura 4.10: Variación de m_{air} al aumentar la altitud para distintos δ .

4.2. Aire a humedad absoluta constante

4.2.1. Influencia de la altitud a humedad absoluta constante

Para estudiar qué influencia tiene la altura de vuelo en el método de refrigeración con aire húmedo a humedad absoluta constante, lo mejor es presentar una Figura en la que se comparen, como en el estudio anterior, los tres tamaños de cámaras de refrigeración. Los valores obtenidos en este estudio son muy parecidos a los obtenidos para aire seco, debido a que la humedad absoluta a la que entra el aire es muy pequeña.

A su vez, se observa que al aumentar la altura la potencia necesaria en el ventilador es mayor, siendo está más grande cuando más pequeño es el tamaño de la cámara de refrigeración.

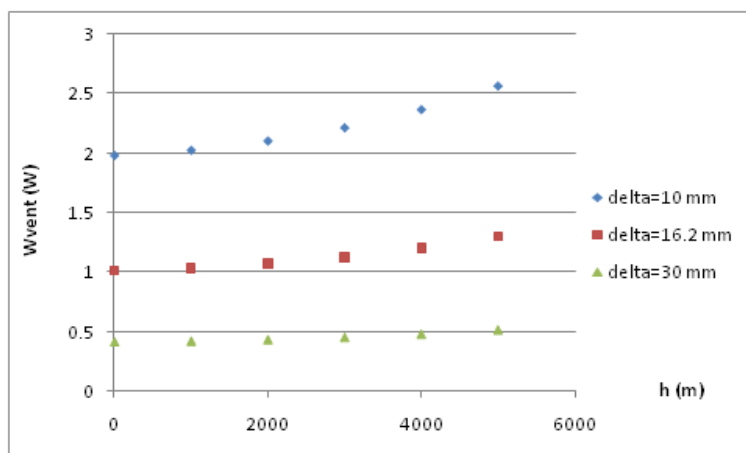


Figura 4.11: Variación de W_{vent} al aumentar la h para distintos δ a $w=cte$.

Aunque la refrigeración en este caso se realice con aire húmedo, es de interés analizar el comportamiento del flujo de aire seco (\dot{m}_{air}) necesario para refrigerar la pila. Se concluye que el flujo disminuye al aumentar la altura de vuelo, alcanzando, al igual que ocurría cuando se refrigeraba con aire seco, los valores más altos para las cámaras de refrigeración con mayor espesor.

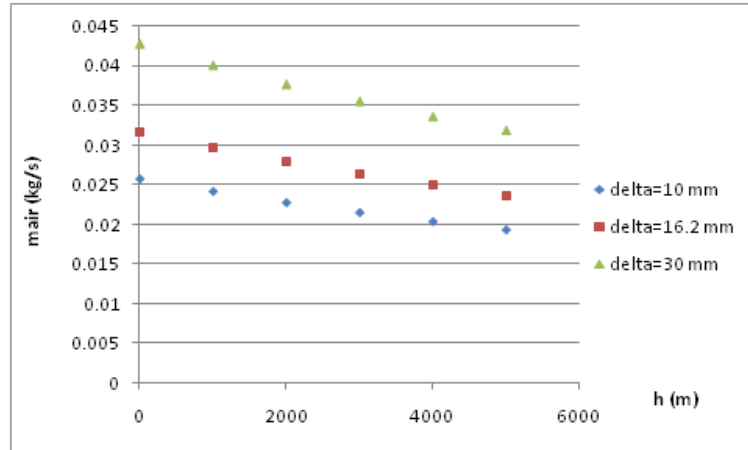


Figura 4.12: Variación de m_{air} al aumentar la h para distintos δ a $w=cte$.

4.2.2. Influencia de la humedad en la entrada

Se observa que, para los tres tamaños de cámara de refrigeración se consigue disminuir la potencia del ventilador variando la humedad absoluta a una altura fija, 0 metros en el caso que se expone, aunque es una disminución muy pequeña, ya que el rango de valores de humedad en el que se trabaja es muy pequeño. A su vez, es la cámara de menor $\delta=10$ mm la que necesita mayor potencia de ventilación.

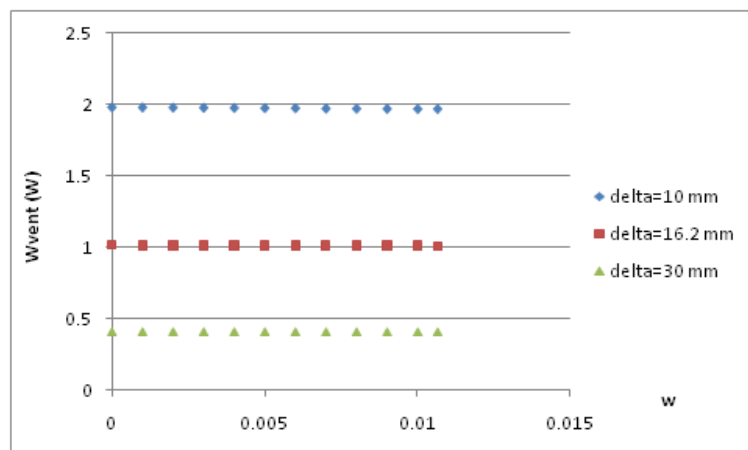


Figura 4.13: Variación de W_{vent} al variar la w a $h=0$ m para distintos δ a $w=cte$.

Se puede observar que al aumentar la humedad absoluta del aire húmedo a la entrada, el flujo másico de aire seco necesario disminuye. A su vez, se ve que el flujo de aire

seco requerido para realizar la refrigeración es mayor cuanto más grande es el tamaño de la cámara de refrigeración.

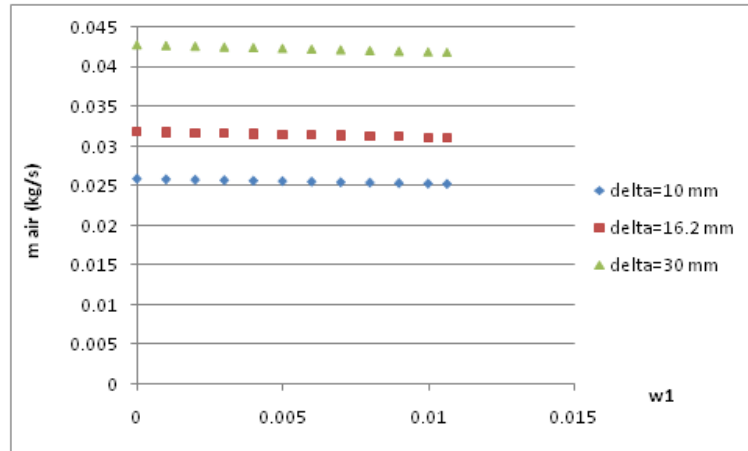


Figura 4.14: Variación de m_{air} al aumentar $w1$ para distintos δ a $h=0$ m.

4.3. Calentamiento y humidificación del aire húmedo

4.3.1. Calentamiento y saturación del aire húmedo

Se seguirá el mismo método de exposición que en el apartado 4.1.1.

En primer lugar se presenta la Figura 4.15 y la Figura 4.16 obtenidas para un $\delta=16.2$ mm, en la que se varía la humedad relativa del aire húmedo a la salida hasta que se alcanza la saturación, para analizar el comportamiento, tanto de la potencia del ventilador necesaria como del flujo de aire seco, para altura de vuelo de 0, 5000 y 10000 m, aunque para alturas muy grandes, como es el caso de 10000 m, no es un método útil, ya que solo es válido cuando se tiene una humedad absoluta a la entrada de 0. Estas Figuras presentan la misma tendencia para todos los tamaños de cámara de refrigeración. El porcentaje de humedad se varía desde el valor que le corresponde a $w1=0.001$ (para 0 y 5000 m) y a $w1=0$ (para 10000 m), obtenido al realizar el calentamiento sin humidificación a $w=cte$ (distinto para cada altura), hasta $R2=1$, es decir, aire húmedo saturado a la salida. Dichos valores se pueden obtener con el estudio analizado en el apartado 4.2 y vienen recogidos en la Tabla A.5 del anexo C.

Se concluye que, tanto la potencia a suministrar por el ventilador como el flujo másico de aire seco necesario disminuyen al aumentar la humedad relativa para cualquier altura de vuelo, ver Figura 4.15 y Figura 4.16 respectivamente.

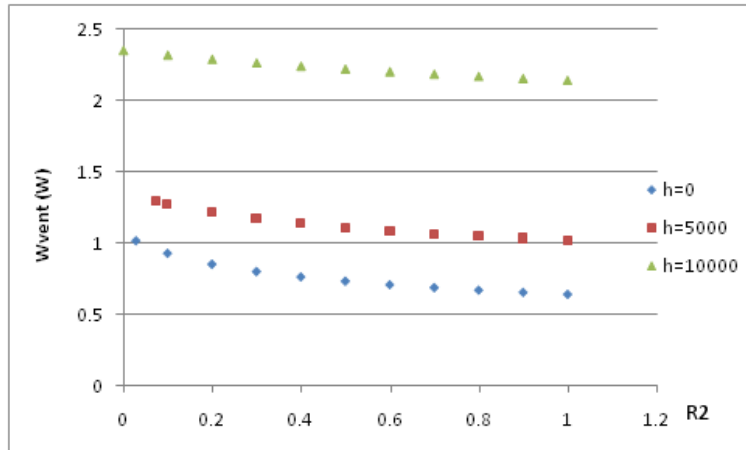


Figura 4.15: Variación de W_{vent} al variar $R2$ en un calentamiento con humidificación con $\delta=16.2$ mm para distintas h

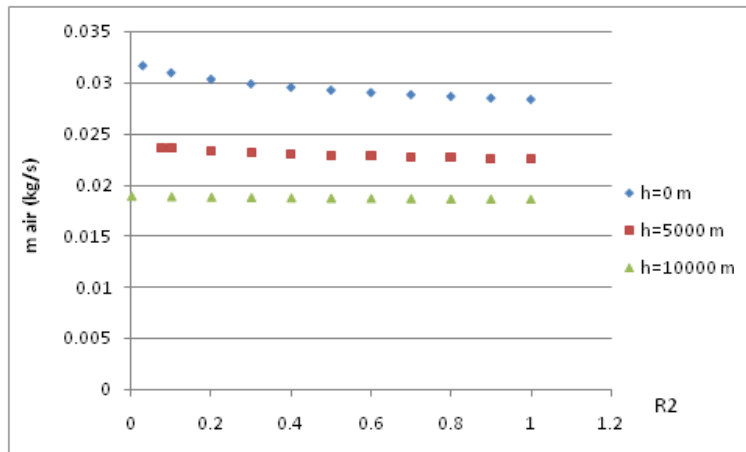


Figura 4.16: Variación de m_{air} al variar $R2$ en un calentamiento con humidificación con $\delta=16.2$ mm para distintas h

En segundo lugar, por un lado se muestran tres figuras: una para altura de vuelo de 0 m (Figura 4.17), otra para 5000 m (Figura 4.18) y una última de 10000 m (Figura 4.19). En ellas se representa la variación de la potencia del ventilador en función del porcentaje de humedad a la salida para los mismos tamaños de cámara de refrigeración comparados durante todo este apartado del proyecto. Por otro lado se muestran otras tres figuras, para las mismas alturas, 0 m (Figura 4.20), 5000 m (Figura 4.21) y 10000 m (Figura 4.22) en las que se representa el comportamiento del flujo másico de aire seco necesario para evacuar el calor de la pila al variar la humedad relativa a la salida, para los tres tamaños de cámara de refrigeración ya mencionados.

Se puede concluir que, para cualquier altura de vuelo, la potencia necesaria a suministrar por el ventilador para realizar la refrigeración es mayor cuanto más pequeño es el tamaño de la cámara de refrigeración.

Con respecto al flujo másico de aire seco se concluye que la cantidad de aire seco necesario es mayor cuanto más grande es el tamaño de la cámara de refrigeración.

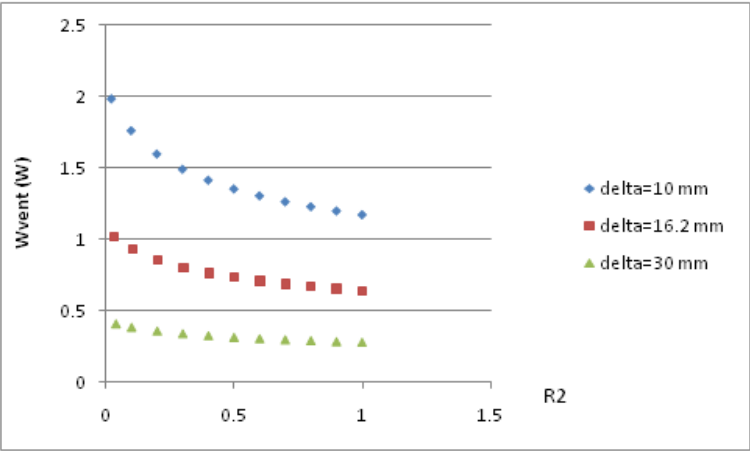


Figura 4.17: Variación de W_{vent} al variar $R2$ para distintos δ a $h=0$ m.

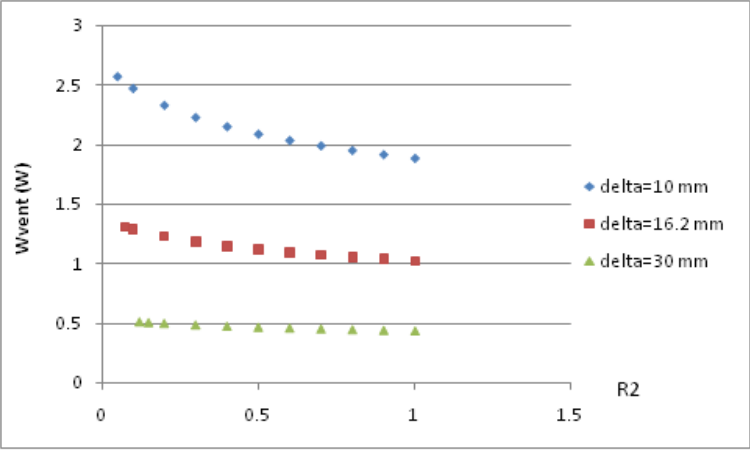


Figura 4.18: Variación de W_{vent} al variar $R2$ para distintos δ a $h=5000$ m.

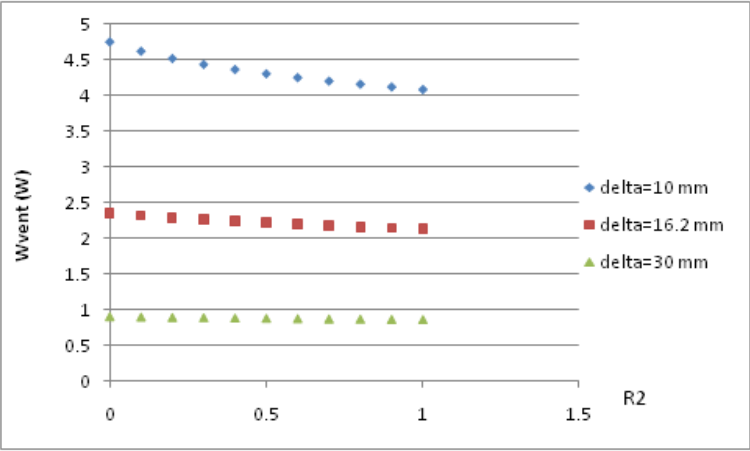


Figura 4.19: Variación de W_{vent} al variar $R2$ para distintos δ a $h=10000$ m.

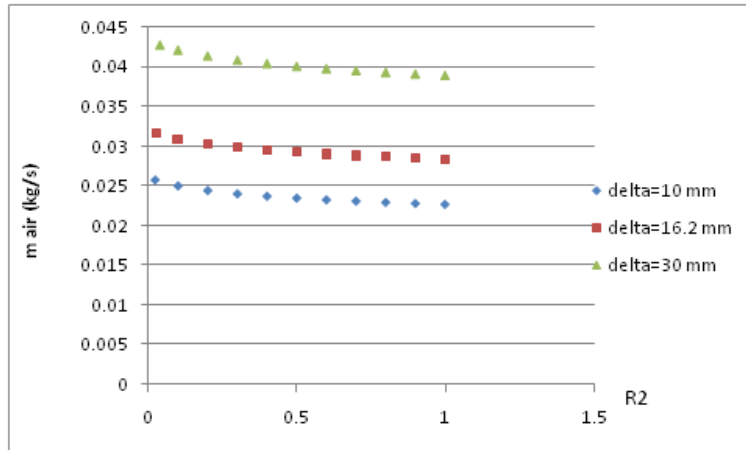


Figura 4.20: Variación de \dot{m}_{air} al variar $R2$ para distintos δ a $h=0$ m.

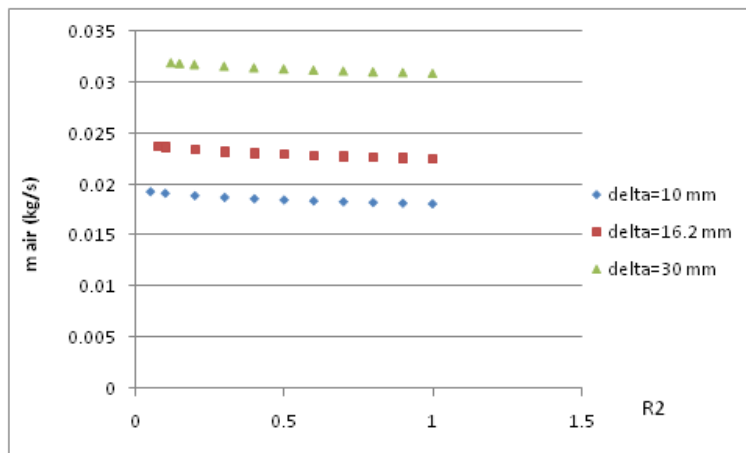


Figura 4.21: Variación de \dot{m}_{air} al variar $R2$ para distintos δ a $h=5000$ m.

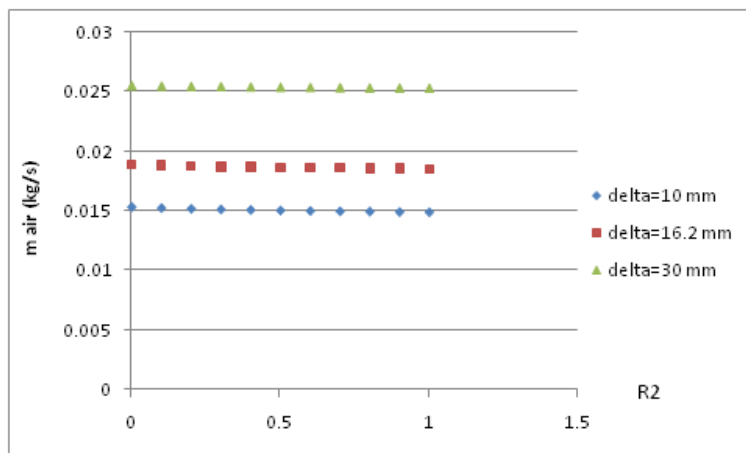


Figura 4.22: Variación de \dot{m}_{air} al variar $R2$ para distintos δ a $h=10000$ m.

4.3.2. Aire saturado a la salida para distintas alturas de vuelo

Este análisis va a servir para comparar los resultados con los obtenidos en el apartado 4.2.1, y poder concluir si se consigue una mejoría o no en el sistema de refrigeración. Para ello basta con presentar el análisis a altura 0 m cuando se fija $R2=1$ y se varía la altura para los tres tamaños de cámara de refrigeración característicos.

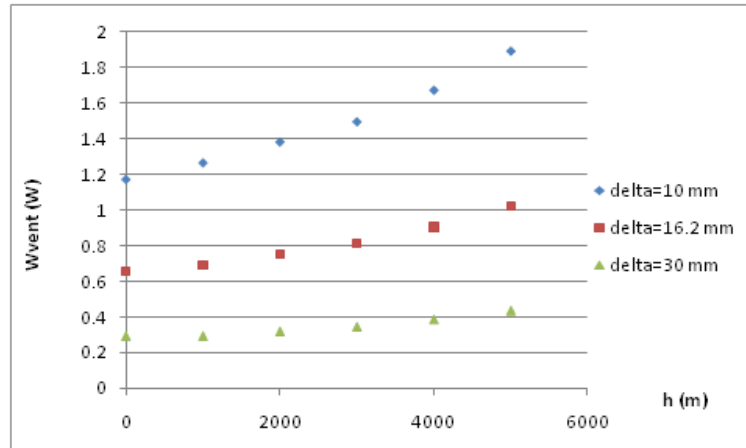


Figura 4.23: Variación de W_{vent} al variar h en un calentamiento con humidificación con $R2=1$ para distintas δ

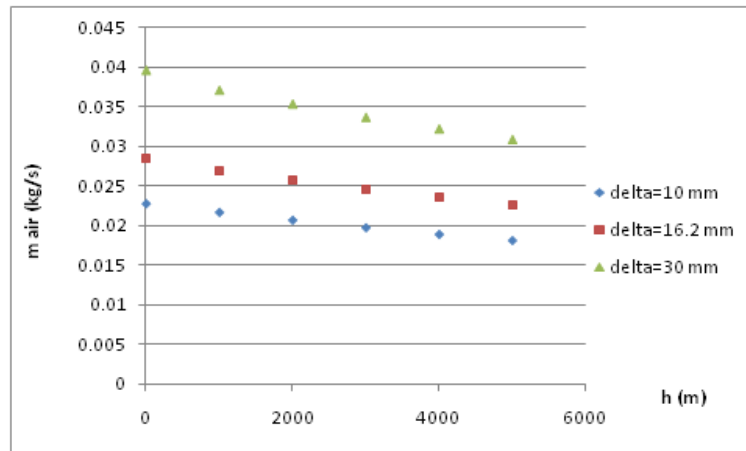


Figura 4.24: Variación de m_{air} al variar h en un calentamiento con humidificación con $R2=1$ para distintas δ

Comparando la Figura 4.22 con las Figuras 4.9 y 4.11 se puede concluir que el sistema de refrigeración se ve optimizado cuando se utiliza un calentamiento con humidificación del aire. A su vez si se compara la Figura 4.23 con las Figuras 4.10 y 4.12 también se observa dicha mejoría al ser el consumo de aire seco necesario para realizar la refrigeración menor.

4.4. Mezcla bifásica a la salida

En este estudio, se quiere mostrar la influencia que tiene la cantidad de agua en forma de gotas a la salida del sistema de refrigeración sobre la potencia del ventilador y sobre la cantidad de aire seco necesaria para llevar a cabo la refrigeración, así como sobre otros parámetros (ver anexo E). Todo esto se ha analizado, como se indica en el apartado 3.7 de este proyecto, a nivel del mar (0 m de altura de vuelo).

Se puede observar en la Figura 4.25 que al aumentar el flujo másico de agua a la salida, la potencia consumida por el ventilador disminuye, siendo esta disminución ligera pero apreciable, exceptuando para tamaños de cámara de refrigeración grandes ($\delta=30$ mm) donde la mencionada disminución casi no se aprecia, aunque si se puede observar en los valores que se presentan en la Tabla A.8 del anexo E. También se observa en la figura que para espesores de cámara más pequeños el consumo de potencia del ventilador es mayor.

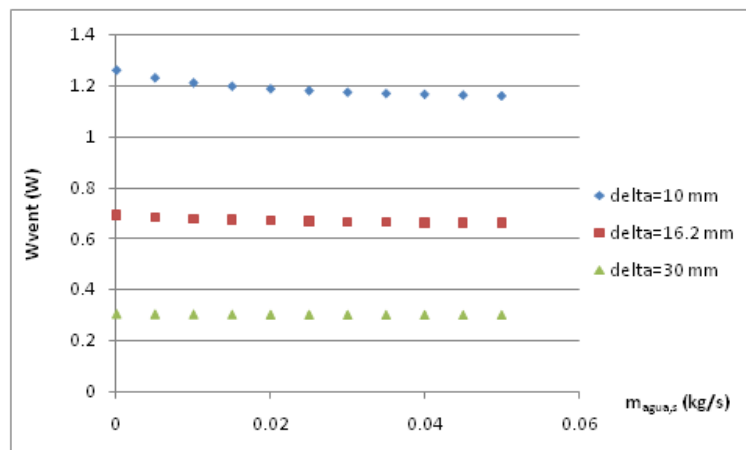


Figura 4.25: Variación de W_{vent} al variar $m_{agua,s}$ (kg/s)

En la Figura 4.26 se observa que el flujo de aire que se necesita es menor cuanto mayor es la cantidad de agua en forma de gotas que se tiene a la salida del sistema de refrigeración. Por lo que se concluye que el gasto de dicho flujo será menor en cualquier condición de refrigeración en la que se tenga agua a la salida.

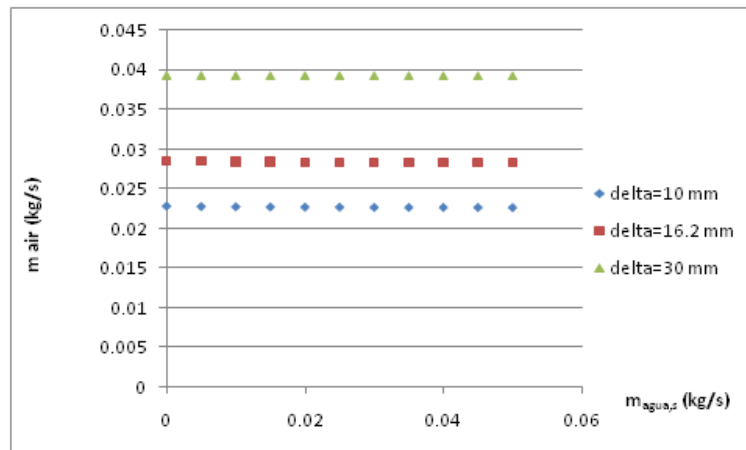


Figura 4.26: Variación de m_{air} al variar $m_{agua,s}$ (kg/s)

4.5. Comparación de casos

Ha sido fundamental realizar el estudio de la emisividad para fijar el valor óptimo de este coeficiente para el resto de trabajos y poder realizar la comparación de los diferentes casos.

Respecto a la potencia consumida por el ventilador en las Figuras 4.9, 4.11 y 4.23 se puede ver claramente que hay una mejoría en el sistema de refrigeración al ser cada vez menor la potencia a suministrar por el mismo, al aumentar el espesor de la cámara. Si además, en el estudio 4.4 los resultados se hubieran obtenido con una humedad absoluta a la entrada igual que en los casos anteriores y no de 0.005 kg agua/kg aire seco, a 0 m se vería claramente en la Figura 4.25 que si se tuviera algo de agua en forma de gotas a la salida, la condición de refrigeración correspondiente a dicha figura sería la ideal y por lo tanto la que menos potencia de ventilador requeriría.

Comparando las Figuras 4.10, 4.12 y 4.24 (para calentamiento de aire seco, calentamiento de aire húmedo, y calentamiento y humidificación, respectivamente) se puede observar que existe una disminución del gasto de aire seco necesario para realizar la refrigeración, lo que conlleva a deducir que hay una mejoría en la optimización del sistema de refrigeración, al aumentar la humedad del aire a la salida. Si a esta comparación se le añade lo que se hubiera obtenido en la Figura 4.26 (para mezcla bifásica en la salida) si se hubiesen obtenido dichos resultados con una humedad absoluta a la entrada igual que en los casos anteriores en lugar de 0.005 kg agua/kg aire seco, se podría concluir que en condiciones de 0 metros, si se tuviera un poco de agua en forma de gotas a la salida, se conseguirían los mejores resultados y el menor consumo de aire seco de entre todos los casos analizados.

4.5.1. Ahorro de potencia.

En este apartado se realiza un análisis comparativo de las diferentes variantes de refrigeración analizadas para un espesor de la cámara de refrigeración de 16.2 mm.

➤ Variación de emisividad.

Se analiza el porcentaje de ahorro de la potencia de ventilador al pasar de la emisividad más baja ($\epsilon=0.09$) a la más alta ($\epsilon=0.98$), en 0, 5000 y 10000 m.

A continuación se presenta la figura con su tabla asociada. En ella se observa que se produce un ahorro de potencia mayor cuanto mayor es la altura.

Tabla 4.1: *Resultados a las distintas h del ahorro de la potencia del ventilador al cambiar de la emisividad más baja a la más alta*

h (m)	Wvent (W) a ϵ baja	Wvent(W) a ϵ alta	Ahorro(%)
0	2.530	1.021	59.644
5000	3.490	1.299	62.779
10000	6.655	2.356	64.598

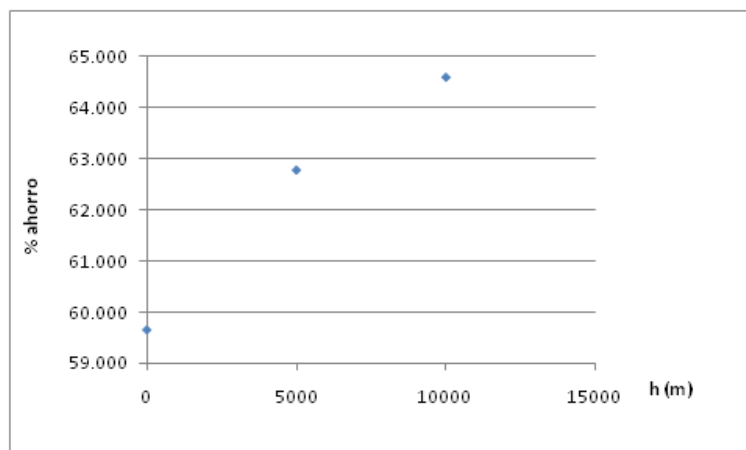


Figura 4.27: *Ahorro de la potencia del ventilador a las distintas alturas al cambiar de la emisividad más baja a la más alta*

➤ Aire seco y húmedo a la misma humedad de entrada.

En este apartado se realiza una comparación entre los valores de potencia de ventilador obtenidos en las condiciones de refrigeración de aire seco y en las condiciones de humedad absoluta constante para $w_1=0.001$ kg agua/ kg aire seco para alturas de 0 a 5000 metros.

Como se puede observar en la Figura 4.28 y en la Tabla 4.2, el porcentaje de ahorro de potencia obtenido es insignificante, por lo que se considera que con estas humedades el aire húmedo se puede tratar como aire seco sin cometer grandes errores.

Tabla 4.2: Resultados a las distintas h del ahorro de la potencia del ventilador al comparar aire seco con húmedo a $w=cte$.

h (m)	W_{vent} (W) aire seco	W_{vent} (W) aire húmedo sin humidificación con $w_1=0.001$	Ahorro(%)
0	1.021	1.02	0.098
1000	1.040	1.039	0.096
2000	1.075	1.075	0.000
3000	1.129	1.128	0.089
4000	1.202	1.202	0.000
5000	1.299	1.298	0.077

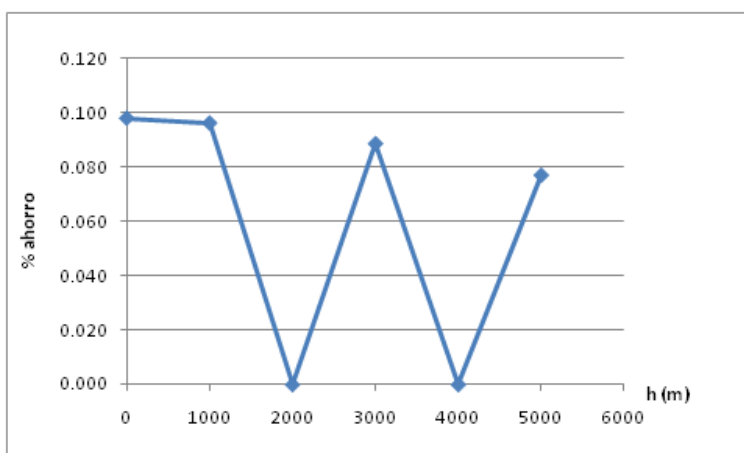


Figura 4.28: Ahorro de la potencia del ventilador a las distintas alturas al comparar aire seco con húmedo a $w=cte$.

➤ Aire seco y húmedo con humidificación hasta la saturación.

En este apartado se realiza una comparación entre los valores de potencia de ventilador obtenidos en las condiciones de refrigeración con aire seco y en las condiciones de aire húmedo con humidificación y saturación a la salida para alturas de 0 a 5000 metros.

Como se puede comprobar en la Figura 4.29 y en la Tabla 4.3, existe un ahorro de potencia de ventilador significativo, siendo este ahorro menor en alturas elevadas, pero siendo en todo momento superior al 20 %.

Tabla 4.3: Resultados a las distintas h del ahorro de la potencia del ventilador al comparar aire seco con húmedo con humidificación y saturación a la salida.

h (m)	W_{vent} (W) aire seco	W_{vent} (W) aire húmedo $R2=1$	Ahorro(%)
0	1.021	0.654	35.945
1000	1.040	0.6895	33.702
2000	1.075	0.7507	30.167
3000	1.129	0.8111	28.158
4000	1.202	0.9045	24.750
5000	1.299	1.023	21.247

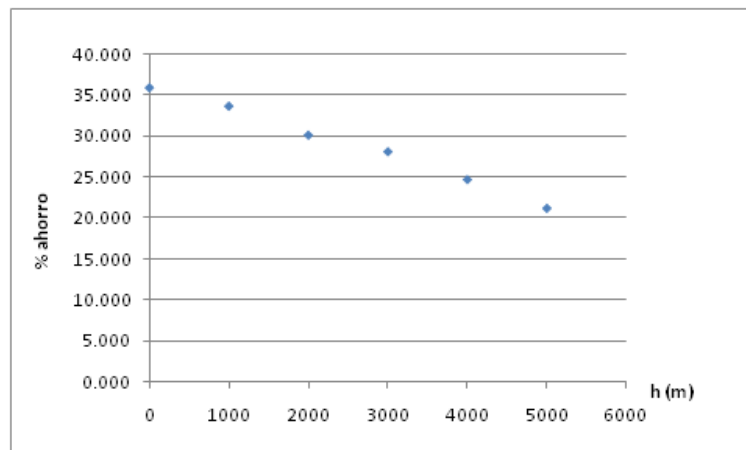


Figura 4.29: Ahorro de la potencia del ventilador a las distintas alturas al comparar aire seco con húmedo con humidificación y saturación a la salida.

➤ Aire seco y mezcla bifásica.

Se ha realizado la comparación únicamente a altura de 0 metros debido a que el estudio que se ha llevado a cabo en las condiciones de refrigeración de mezcla bifásica solo se ha hecho a dicha altura. Antes de obtener el ahorro en la potencia del ventilador, se ha obtenido el ahorro que se produce al tener más cantidad de agua a la salida en forma de gotas bajo las condiciones de mezcla bifásica en comparación con el caso en el que no existe agua líquida a la salida, esto se muestra en la Tabla 4.4.

Tabla 4.4: *Resultado del ahorro de potencia de ventilador obtenido al variar del menor al mayor flujo másico de agua que se tiene a la salida en la condición de mezcla bifásica.*

m_{agua_s} [kg/s]	$\delta=16.2 \text{ mm}$ W_{vent} [W]	Ahorro(%)
0	0.6939	x
0.005	0.685	1.283
0.01	0.679	2.147
0.015	0.6746	2.781
0.02	0.6713	3.257
0.025	0.6688	3.617
0.03	0.6667	3.920
0.035	0.6651	4.150
0.04	0.6637	4.352
0.045	0.6625	4.525
0.05	0.6615	4.669

Ahora se muestra una última tabla que refleja el ahorro que se obtiene cuando a la salida existe el mayor flujo másico de agua evaluado con respecto a la condición de refrigeración con aire seco a 0 metros. Como se puede comprobar el ahorro es de 35 %, lo que indica que, bajo las condiciones de refrigeración de mezcla bifásica es donde se obtiene uno de los mejores resultados para el consumo de la potencia del ventilador.

Tabla 4.5: *Resultado del ahorro de potencia de ventilador obtenido al comparar aire seco con la mezcla bifásica, a altura de 0 metros.*

h (m)	W_{vent} (W) aire seco	W_{vent} (W) mezcla bifasica	Ahorro(%)
0	1.021	0.6615	35.211

5. Conclusiones

A la vista de los resultados obtenidos en este proyecto se pueden extraer las siguientes conclusiones.

Tras el estudio realizado sobre la emisividad de la pila, se puede concluir que:

- Lo mejor para el sistema de refrigeración es construir la pila con un material que posea la mayor emisividad térmica, ya que con valores cercanos a la emisividad del cuerpo negro (0.98) se obtienen los menores valores para el flujo másico de aire y para el consumo de potencia en el sistema de refrigeración. Algunos materiales como el grafito poseen elevada emisividad térmica, pero sus propiedades de dureza y maquinado son problemas que deben estudiarse con mayor cuidado. La opción de pintar la superficie externa de la pila de color negro es mucho más simple y también incrementa la emisividad, así que es otra posibilidad a estudiar.
- En el rango de espesores de la cámara de refrigeración estudiados (áreas de flujo del refrigerante) se observa que, a menor área de flujo mayor potencia a suministrar por el ventilador, alcanzándose los valores mayores para altitudes de vuelo elevadas y emisividades bajas. Esto se debe a que con espesores de cámaras de refrigeración más pequeños se consigue un aumento importante en la velocidad del aire y por lo tanto en la transferencia de calor por convección.
- Para emisividades bajas donde la convección térmica posee mayor peso que la radiación, el flujo de aire necesario para refrigerar la pila es mayor, y este valor aumenta con el espesor de la cámara de refrigeración.

Fijando la emisividad térmica del material de la pila en 0.98 y estudiando el sistema de refrigeración con aire seco se han obtenido las siguientes conclusiones:

- Al aumentar la altitud de vuelo y disminuir el espesor de la cámara de refrigeración aumenta la potencia a suministrar por el ventilador.
- Al aumentar la altitud, la cantidad de aire seco necesario para refrigerar la pila es menor. El flujo de aire seco aumenta en la medida que se incrementa el espesor de la cámara de refrigeración (área de flujo), en el rango de espesores evaluado.

Analizando las distintas condiciones de refrigeración estudiadas se pueden obtener las siguientes conclusiones:

- Al realizar la refrigeración con aire húmedo a humedad absoluta constante se observa que, al aumentar la humedad del aire a la entrada del sistema disminuye la potencia del ventilador, así como el flujo de aire seco necesario para la refrigeración.
- Al efectuar la refrigeración de la pila mediante el calentamiento y humidificación del aire húmedo se observa que, al aumentar la humedad relativa a la salida hasta llegar a la saturación la potencia del ventilador disminuye hasta llegar a su valor mínimo cuando el aire sale saturado. Este comportamiento es similar al del aire seco, pero en este caso se humidifica el aire adicionando agua pulverizada.
- Al utilizar un sistema de refrigeración con aire húmedo al que se le adiciona una cantidad de agua pulverizada mayor que la necesaria para lograr la saturación, de forma tal que, a la salida del sistema se obtiene una mezcla bifásica de aire con gotas de agua, se observa que al aumentar la cantidad de agua disminuye la potencia del ventilador, así como, el flujo másico de aire seco. La cantidad de agua añadida debe ser lo suficientemente reducida como para que la mezcla bifásica sea homogénea y el aire sea capaz de arrastrarla.

Esta última conclusión solo se ha estudiado a nivel del mar (aunque también es válida para alturas moderadas). A altitudes de vuelo elevadas no tiene mucho sentido, ya que sería necesario embarcar en el UAV el agua adicional necesaria. Este efecto se ha estudiado considerando sus posibles ventajas en el enfriamiento acelerado de distintas partes de un vehículo de automoción, como por ejemplo en la refrigeración puntual del sistema de frenado, ante elevados requerimientos de extracción de calor.

El sistema de refrigeración queda optimizado cuando la refrigeración se da en las siguientes condiciones dependiendo de la altura:

- Para alturas de vuelo de 0 metros o moderadas la condición ideal para llevar a cabo la refrigeración, según se ha comprobado en estudios preliminares, es una mezcla bifásica de agua más aire a la salida del sistema de refrigeración.
- Para un rango de alturas mucho más amplio, la condición óptima de refrigeración de la pila es el calentamiento y la humidificación del aire hasta la saturación.
- Aunque no se realice el proceso de humidificación del aire, los estudios de refrigeración de la pila de un UAV deben considerar al aire como aire húmedo,

ya que la humedad del aire influye en el sistema de refrigeración y esta varía con la altitud de vuelo del UAV.

Con respecto al ahorro que se tiene en la potencia del ventilador en las distintas condiciones analizadas se concluye que:

- Se obtiene el mayor ahorro en la potencia al pasar de la emisividad más baja (0.09) a la más alta (0.98) con alturas de vuelo elevadas.
- A una humedad absoluta constante de 0.001 kg agua/kg aire seco el aire húmedo puede ser considerado seco porque el ahorro de potencia obtenido respecto al aire seco es inapreciable.
- En una refrigeración con aire húmedo y humidificación hasta la saturación se consigue el mayor ahorro respecto al aire seco a una altura de 0 metros, disminuyendo este con la altura.
- A altura de 0 metros en la condición de refrigeración en la que se tiene mezcla bifásica a la salida, a mayor cantidad de agua líquida mayor es el ahorro de potencia.
- Respecto al aire seco en la condición de refrigeración de mezcla bifásica se consigue un ahorro de potencia del 35 % aproximadamente, considerándose este un ahorro muy significativo.

6. Bibliografía

- [1] Barroso J., Reanu J., Lozano A., Miralles J., Martín J., Sánchez F., Barreras F., *Experimental determination of the heat transfer coefficient for the optimal design of the cooling system of a PEM fuel cell placed inside the fuselage of an UAV*, Spain, 2015
- [2] López Sabirón Ana María, *Gestión térmica y del agua en una pila de combustible tipo PEM*, Tesis doctoral, Zaragoza, 2001.
- [3] Jones D.J., Roziere J., Handbook of fuel cells. Fundamentals Technology and applications, Volume 3 part I chapter 35, Ed. John Wiley and Sons, 2003.
- [4] Aparicio M., Klein L.C., *Journal of the Electrochemical Society*, 152 A493, 2005.
- [5] Bouchet R., Siebert E., *Solid State Ionics* 118, 1999.
- [6] Asensio J.A, Peña J., Perez-Coll D. , Ruiz-Morales J. C, Marrero-Lopez D., Nuñez P., Ballesteros B., Canales-Vázquez J., Borrós S., Gomez-Romero P., *Pilas de combustible de membrana polimérica*, Spain 2011.
- [7] Bradley T.H., Moffitt B., Fuller T.,*Design Studies for Hydrogen Fuel Cell Powered Unmanned Aerial Vehicles*, 2008.
- [8] Sullivan R.M., Palko J., Tornabene R.,*Engineering analysis studies for preliminary design of lightweight cryogenic hydrogen tanks in UAV applications*, NASA/TP-2006-214094, 2006.
- [9] Wentz W.H., y Mohamed A.S., *Preliminary design considerations for zero greenhouse gas emission airplanes*, SAE Transactions Volume 113, 2004.
- [10] Wickenheiser T.J., Sehra A.K., Seng G.T., Freeh J.E. y Berton J.J., *Emissionless aircraft: Requirements and challenges*, National Aeronautics and Space Administration, Ohio, 2003.
- [11] *The environmental effects of civil aircraft in flight*, Royal Commission on Environmental Pollution, 2002.

- [12] Penner J.E., Lister D., Griggs D.J., Dokken D.J., y McFarland M., *Aviation and Global Atmosphere*, Cambridge University Press, 1999.
- [13] Bradley T.H., *Modeling, Design and Energy Management of Fuel Cell Systems for Aircraft*, Georgia Institute of Technology, 2008.
- [14] R.H. Perry, D.W. Green, J.O. Maloney, Perry's chemical engineers' handbook, seventh ed., McGraw Hill, New York, 1997.
- [15] K.F. Pavlov, P.G. Romanskov, A.A. Noskov, Examples and Problems to the Course of Unit Operations of Chemical Engineering (in Spanish), first edition, MIR, Moscow, 1979.
- [16] J.H. Lienhardt IV, J.H. Lienhardt V, A Heat Transfer Text Book, third ed., Phlogiston Press, USA, 2008
- [17] Dalle Donne M, Meerwald E. Heat transfer and friction coefficients for turbulent flow of air in smooth annuli at high temperatures. *Int. J. Heat Mass Transf.* 16 (1973) 787-809
- [18] In Hussein et. al, A review of studies on forced, natural and mixed heat transfer to fluid and nanofluid flow in an annular passage, *Renew. and Sustainable Energy Rev.* 39 (2014) 835–856
- [19] Awad M.M, Muzychka Y.S, Effective property models for homogeneous two-phase flows.
- [20] Horno J, PFC Diseño del sistema de refrigeración para una pila PEM de alta temperatura utilizada en un UAV con elevado techo de vuelo, Unizar.
- [21] Gnielinski [*Int. Chem Eng.*, 16, 359 (1976)]
- [22] Hausen [*Z. Ver. Dtsch. Ing. Beih. Verfahrenstech.*, No. 4, 91 (1934)]
- [23] Sieder-Tate [*Ind. Chem. Eng.*, 28, 1429 (1936)]
- [24] Chen, Hawkins and Solberg [*Trans. Am. Mech. Eng.*, 68, 99 (1946)]

Anexos

Anexo A: Resultados del estudio de emisividad.

En este Anexo se muestran, por un lado, los resultados obtenidos en la simulación que se han utilizado para elaborar este informe, y por otro, se analizan y exponen otros resultados de parámetros que son necesarios para comprender lo expuesto en la memoria, y que también lo complementan.

1. Variación de la emisividad de la pila.

Se presenta la tabla de resultados obtenida en la simulación de este estudio:

Tabla A.1: Resultados a las distintas δ de la variación de la emisividad de la pila

h [m]	Vavion [m/s]	Emis_met	Ws [W]	$\delta=10$ mm				$\delta=15$ mm				$\delta=16.2$ mm				$\delta=30$ mm			
				Wvent [W]	Tair s [K]	m air [kg/s]	V air int [m/s]	Wvent [W]	Tair s [K]	m air [kg/s]	V air int [m/s]	Wvent [W]	Tair s [K]	m air [kg/s]	V air int [m/s]	Wvent [W]	Tair s [K]	m air [kg/s]	V air int [m/s]
0	20.5	0.09	650	4.741	306	0.03534	5.695	2.804	303.1	0.04219	4.328	2.53	302.6	0.04371	4.11	1.061	298.7	0.0596	2.72
0	20.5	0.1	650	4.698	306.1	0.03523	5.677	2.778	303.2	0.04205	4.315	2.506	302.6	0.04357	4.097	1.051	298.8	0.05939	2.711
0	20.5	0.2	650	4.285	306.7	0.0341	5.506	2.527	303.7	0.04068	4.181	2.279	303.1	0.04214	3.969	0.9524	299.1	0.05741	2.624
0	20.5	0.28	650	3.977	307.2	0.03321	5.371	2.34	304.1	0.0396	4.075	2.11	303.5	0.04102	3.868	0.879	299.5	0.05584	2.555
0	20.5	0.3	650	3.903	307.3	0.03299	5.337	2.296	304.2	0.03933	4.049	2.069	303.6	0.04074	3.843	0.8614	299.5	0.05544	2.538
0	20.5	0.4	6	3.549	307.9	0.03189	5.171	2.081	304.8	0.038	3.919	1.875	304.2	0.03935	3.719	0.7775	300	0.05351	2.452
0	20.5	0.5	650	3.222	308.6	0.03081	5.007	1.884	305.4	0.03668	3.791	1.696	304.8	0.03799	3.597	0.7003	300.4	0.0516	2.368
0	20.5	0.6	650	2.921	309.4	0.02975	4.846	1.702	306	0.03539	3.665	1.531	305.4	0.03664	3.477	0.6295	300.8	0.04972	2.286
0	20.5	0.7	650	2.643	310.1	0.0287	4.687	1.535	306.7	0.03412	3.541	1.38	306	0.03532	3.358	0.5645	301.3	0.04787	2.204
0	20.5	0.8	650	2.388	311	0.02767	4.531	1.381	307.4	0.03286	3.419	1.241	306.7	0.03402	3.242	0.5051	301.9	0.04605	2.124
0	20.5	0.87	650	2.222	311.6	0.02696	4.424	1.282	307.9	0.032	3.334	1.151	307.2	0.03312	3.161	0.4666	302.2	0.04479	2.069
0	20.5	0.9	650	2.154	311.8	0.02666	4.378	1.241	308.1	0.03163	3.299	1.114	307.4	0.03274	3.127	0.4509	302.4	0.04426	2.045
0	20.5	0.98	650	1.981	312.6	0.02587	4.257	1.137	308.7	0.03066	3.204	1.021	308	0.03173	3.037	0.411	302.9	0.04285	1.983
5000	26.5	0.09	650	6.611	278.7	0.02739	7.539	3.874	275	0.03273	5.713	3.49	274.3	0.03392	5.422	1.446	269.3	0.04631	3.574
5000	26.5	0.1	650	6.546	278.8	0.02729	7.515	3.835	275	0.03261	5.694	3.454	274.3	0.03379	5.403	1.431	269.3	0.04614	3.562
5000	26.5	0.2	650	5.928	279.7	0.02632	7.27	3.462	275.8	0.03144	5.503	3.117	275.1	0.03257	5.221	1.286	269.9	0.04443	3.437
5000	26.5	0.28	650	5.469	280.4	0.02556	7.078	3.186	276.4	0.03051	5.353	2.867	275.6	0.03161	5.077	1.178	270.3	0.04309	3.338
5000	26.5	0.3	650	5.359	280.6	0.02537	7.03	3.12	276.5	0.03028	5.315	2.807	275.8	0.03137	5.042	1.153	270.4	0.04276	3.314
5000	26.5	0.4	650	4.836	281.5	0.02443	6.793	2.805	277.3	0.02914	5.13	2.522	276.6	0.03018	4.865	1.031	271	0.0411	3.193
5000	26.5	0.5	650	4.355	282.5	0.02351	6.56	2.517	278.2	0.02802	4.948	2.261	277.4	0.02902	4.692	0.9196	271.7	0.03948	3.073
5000	26.5	0.6	650	3.915	283.6	0.02261	6.332	2.254	279.1	0.02691	4.769	2.023	278.3	0.02787	4.521	0.8183	272.3	0.03787	2.956
5000	26.5	0.7	650	3.513	284.7	0.02172	6.107	2.014	280.1	0.02583	4.593	1.806	279.3	0.02675	4.353	0.7261	273.1	0.0363	2.841
5000	26.5	0.8	650	3.146	286	0.02084	5.886	1.795	281.2	0.02477	4.421	1.609	280.3	0.02564	4.188	0.6426	273.8	0.03475	2.727
5000	26.5	0.87	650	2.909	286.9	0.02024	5.735	1.654	281.9	0.02404	4.302	1.482	281	0.02488	4.075	0.5889	274.4	0.03369	2.649
5000	26.5	0.9	650	2.812	287.3	0.01999	5.67	1.597	282.3	0.02372	4.251	1.43	281.4	0.02455	4.027	0.5671	274.7	0.03323	2.616
5000	26.5	0.98	650	2.567	288.4	0.01931	5.501	1.451	283.2	0.0229	4.118	1.299	282.3	0.0237	3.9	0.512	275.4	0.03204	2.528
10000	35.4	0.09	650	12.75	251.4	0.02243	11.38	7.402	246.8	0.02686	8.597	6.655	245.9	0.02784	8.154	2.724	239.8	0.03811	5.353
10000	35.4	0.1	650	12.62	251.5	0.02235	11.34	7.324	246.9	0.02675	8.567	6.585	246	0.02773	8.125	2.694	239.9	0.03796	5.333
10000	35.4	0.2	650	11.38	252.7	0.02149	10.96	6.581	247.8	0.02572	8.267	5.913	246.9	0.02665	7.839	2.407	240.6	0.03646	5.137
10000	35.4	0.28	650	10.46	253.6	0.02082	10.66	6.032	248.6	0.0249	8.03	5.417	247.7	0.0258	7.613	2.196	241.1	0.03528	4.982
10000	35.4	0.3	650	10.24	253.8	0.02065	10.58	5.9	248.8	0.0247	7.972	5.298	247.9	0.02559	7.557	2.146	241.3	0.03498	4.944
10000	35.4	0.4	650	9.202	255.1	0.01983	10.21	5.278	249.9	0.02369	7.681	4.736	249	0.02455	7.28	1.908	242.1	0.03353	4.753
10000	35.4	0.5	650	8.249	256.5	0.01902	9.844	4.711	251.1	0.02271	7.395	4.224	250.1	0.02353	7.007	1.691	242.9	0.0321	4.566
10000	35.4	0.6	650	7.38	257.9	0.01822	9.485	4.195	252.3	0.02174	7.115	3.758	251.3	0.02252	6.739	1.495	243.8	0.03069	4.383
10000	35.4	0.7	650	6.59	259.5	0.01744	9.133	3.727	253.6	0.02079	6.84	3.335	252.6	0.02153	6.477	1.318	244.8	0.02931	4.202
10000	35.4	0.8	650	5.871	261.1	0.01668	8.789	3.303	255.1	0.01985	6.57	2.953	254	0.02056	6.219	1.158	245.8	0.02795	4.025
10000	35.4	0.87	650	5.409	262.4	0.01615	8.552	3.031	256.1	0.01921	6.384	2.708	255	0.01989	6.042	1.056	246.6	0.02702	3.903
10000	35.4	0.9	650	5.221	262.9	0.01593	8.452	2.92	256.6	0.01894	6.305	2.608	255.5	0.01961	5.967	1.014	247	0.02662	3.851
10000	35.4	0.98	650	4.746	264.4	0.01534	8.187	2.641	257.9	0.01822	6.098	2.356	256.7	0.01887	5.768	0.9099	247.9	0.02558	3.714

W_{vent} respecto a la emisividad de la pila, ϵ_{met}

En el cuerpo del proyecto se ha presentado solo la Figura 4.1. En este apartado se muestran las gráficas que complementan las explicaciones correspondientes a los distintos tamaños de cámaras de refrigeración.

A continuación se muestran las figuras que completan a las ya expuestas en el apartado de resultados del proyecto.

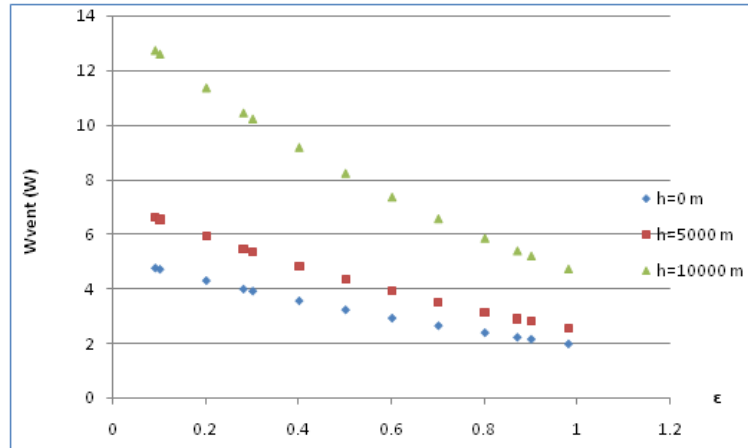


Figura A.1: Variación de W_{vent} al cambiar ϵ_{met} para distintas alturas y $\delta=10$ mm.

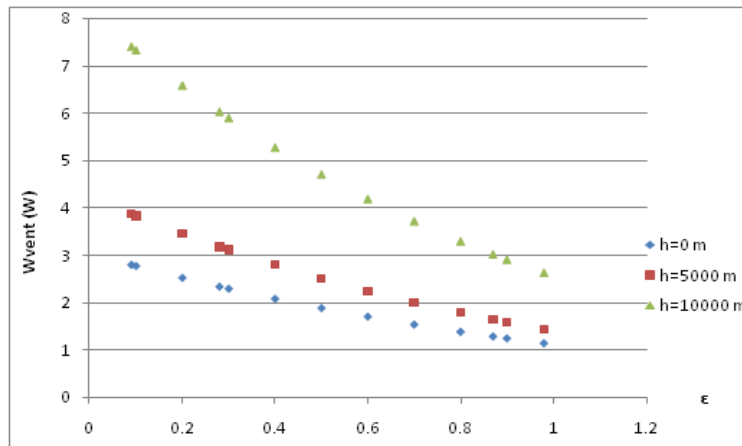


Figura A.2: Variación de W_{vent} al cambiar ϵ_{met} para distintas alturas y $\delta=15$ mm.

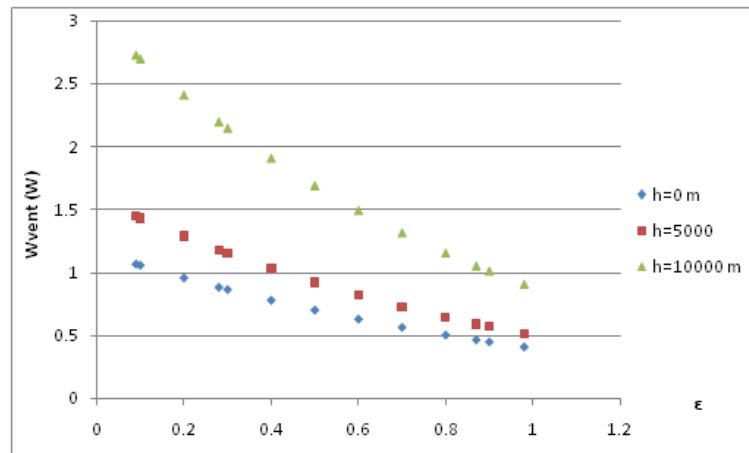


Figura A.3: Variación de W_{vent} al cambiar ϵ_{met} para distintas alturas y $\delta=30$ mm.

$T_{air,s}$ respecto a la emisividad de la pila, ϵ_{met}

Un parámetro a tener en cuenta en el modo de refrigeración de la pila es la temperatura con la que sale el fluido refrigerante, aire seco en este caso, después de hacerlo circular alrededor de la pila.

A continuación se muestran las figuras para cada uno de los tamaños analizados de cámara de refrigeración, apreciándose la variación de la temperatura del aire al aumentar la emisividad del material de las placas. Se observa que al aumentar la emisividad del material, la temperatura del aire a la salida aumenta y que esta es menor al aumentar la altura de vuelo.

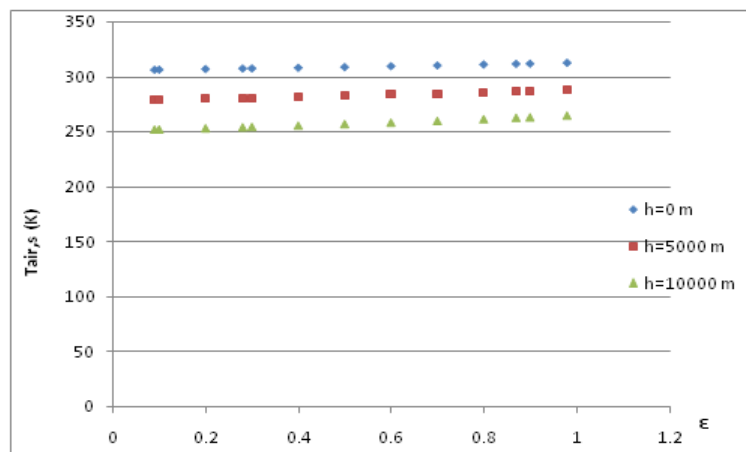


Figura A.4: Variación de $T_{air,s}$ al cambiar ϵ_{met} para distintas alturas y $\delta=10$ mm.

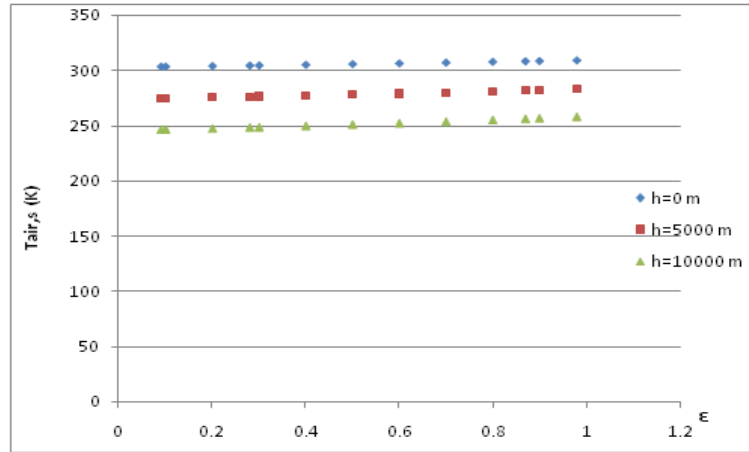


Figura A.5: Variación de $T_{air,s}$ al cambiar ϵ_{met} para distintas alturas y $\delta=15$ mm.

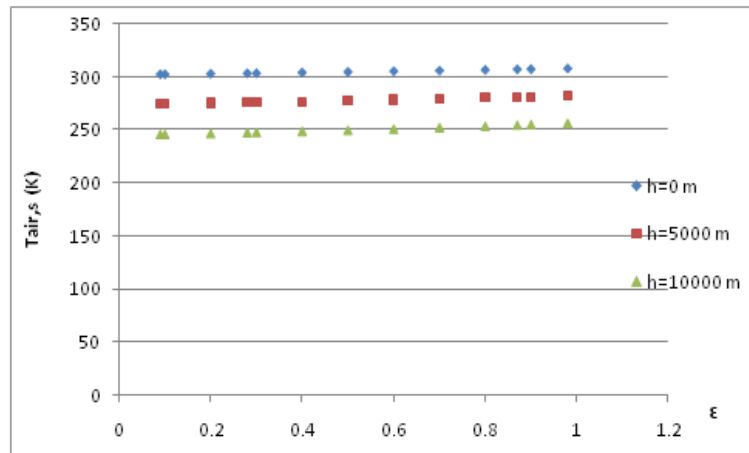


Figura A.6: Variación de $T_{air,s}$ al cambiar ϵ_{met} para distintas alturas y $\delta=16.2$ mm.

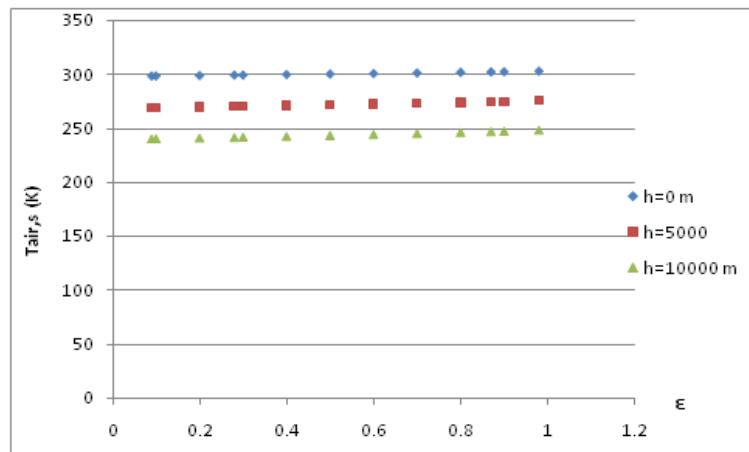


Figura A.7: Variación de $T_{air,s}$ al cambiar ϵ_{met} para distintas alturas y $\delta=30$ mm.

También se muestra el estudio comparativo con tres tamaños de cámara de refrigeración. Se han seleccionado un tamaño pequeño de $\delta=10$ mm, uno intermedio de $\delta=16.2$ mm y uno grande de $\delta=30$ mm. Los resultados obtenidos se muestran en las figuras A.8, A.9 y A.10.

Se concluye que a una altura dada la temperatura del aire a la salida es menor cuanto más grande es el tamaño de la cámara de refrigeración, al aumentar el flujo de aire que pasa por la cámara.

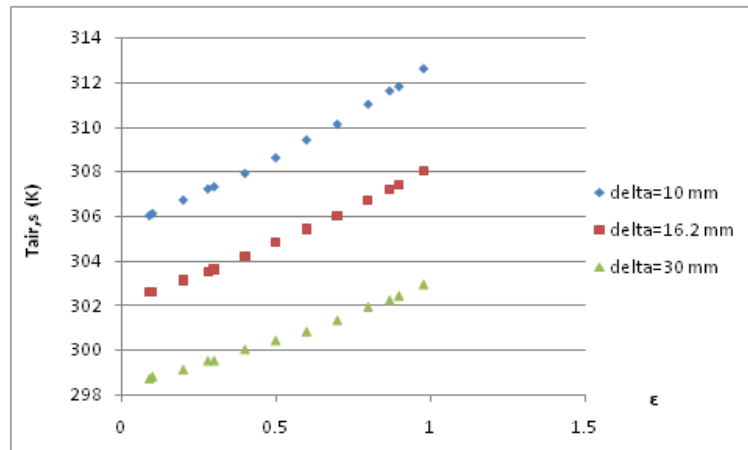


Figura A.8: Variación de $T_{air,s}$ al cambiar ϵ_{met} para distintos δ a $h=0$ m.

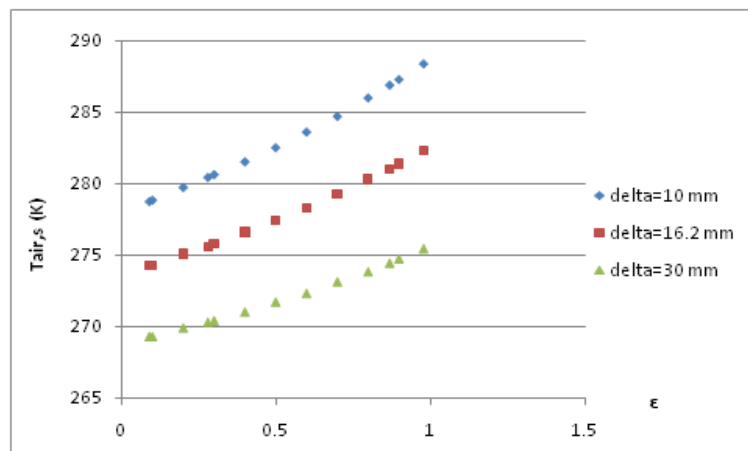


Figura A.9: Variación de $T_{air,s}$ al cambiar ϵ_{met} para distintos δ a $h=5000$ m.

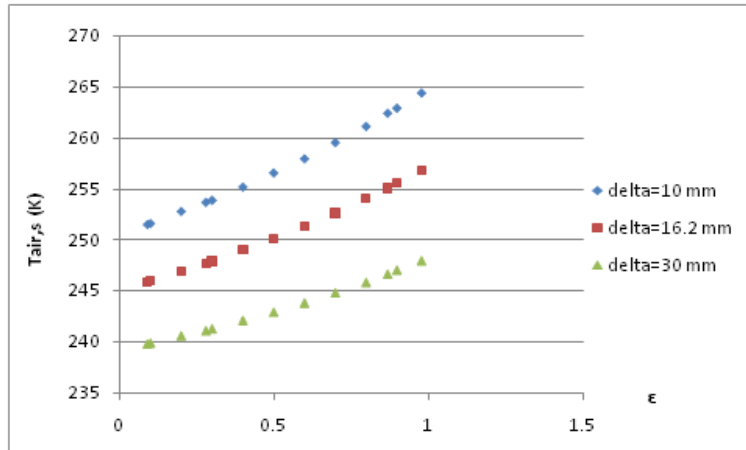


Figura A.10: Variación de $T_{air,s}$ al cambiar ϵ_{met} para distintos δ a $h=10000$ m.

m_{air} respecto a la emisividad de la pila, ϵ_{met}

Al utilizarse aire seco como fluido refrigerante, tanto a la entrada como a la salida el flujo másico es el mismo. Además este parámetro repercute directamente en la velocidad del aire en la refrigeración que a su vez afecta en la potencia necesaria a suministrar por el ventilador, con lo cual es de gran interés analizarlo.

En primer lugar se muestran las figuras para cada uno de los tamaños analizados de cámara de refrigeración, observándose la variación del flujo másico de aire al aumentar la emisividad del material de las placas. En ellas se observa que al aumentar la emisividad del material, el flujo másico disminuye y que este es menor al aumentar la altura de vuelo. Como se ve, al igual que en los casos anteriores la tendencia, aunque no los valores, es la misma para todos los tamaños de cámara de refrigeración.

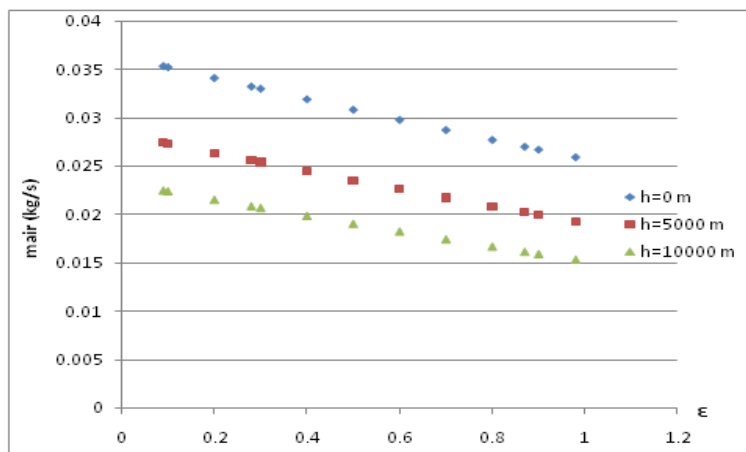


Figura A.11: Variación de m_{air} al cambiar ϵ_{met} para distintas alturas y $\delta=10$ mm.

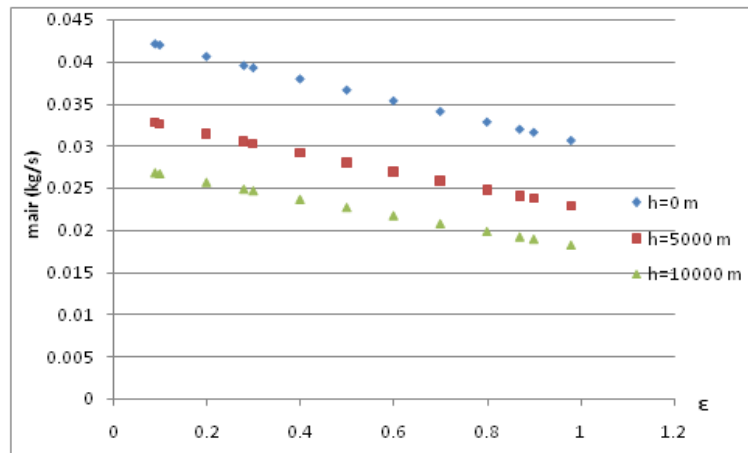


Figura A.12: Variación de m_{air} al cambiar ε_{met} para distintas alturas y $\delta=15$ mm.

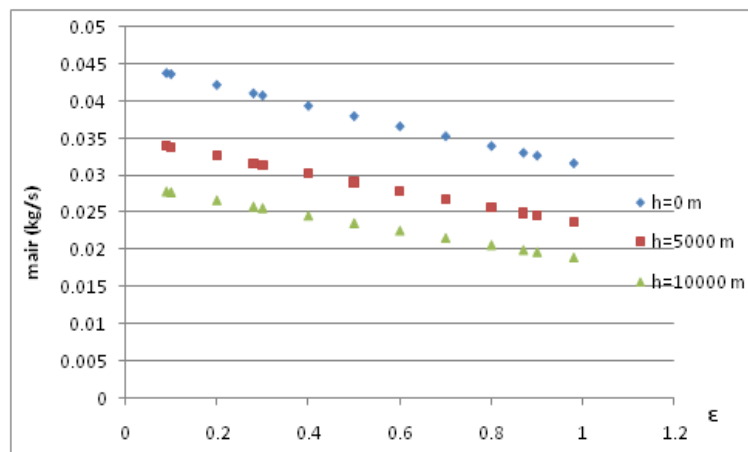


Figura A.13: Variación de m_{air} al cambiar ε_{met} para distintas alturas y $\delta=16.2$ mm.

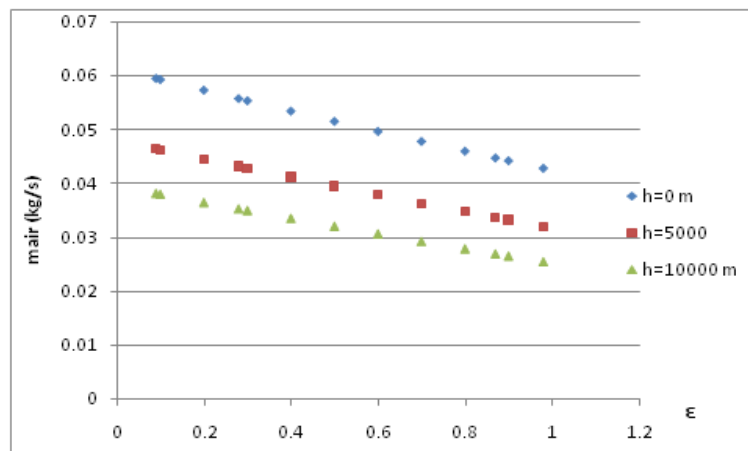


Figura A.14: Variación de m_{air} al cambiar ε_{met} para distintas alturas y $\delta=30$ mm.

En segundo lugar se muestra el estudio comparativo con tres tamaños de cámara de refrigeración. Se ha seleccionado un tamaño pequeño $\delta=10$ mm, uno intermedio $\delta=16.2$ mm y uno grande $\delta=30$ mm. Esto se ve representado en las gráficas A.15, A.16 y A.17.

A la vista de los resultados se puede afirmar que a una altura dada el flujo másico de aire a la salida es mayor cuanto más grande es el tamaño de la cámara de refrigeración, lo que parecía lógico al principio, al ser el área efectiva $A_{f,air}$ por la que circula el flujo mayor cuanto mayor es el espesor de la cámara de refrigeración.

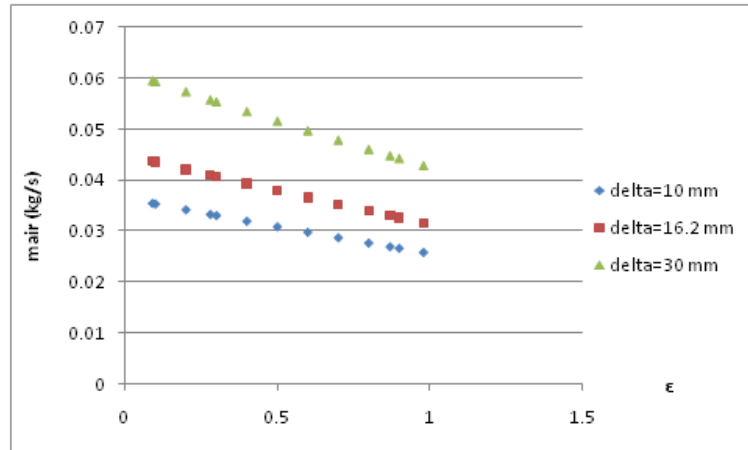


Figura A.15: Variación de m_{air} al cambiar ϵ_{met} para distintos δ a $h=0$ m.

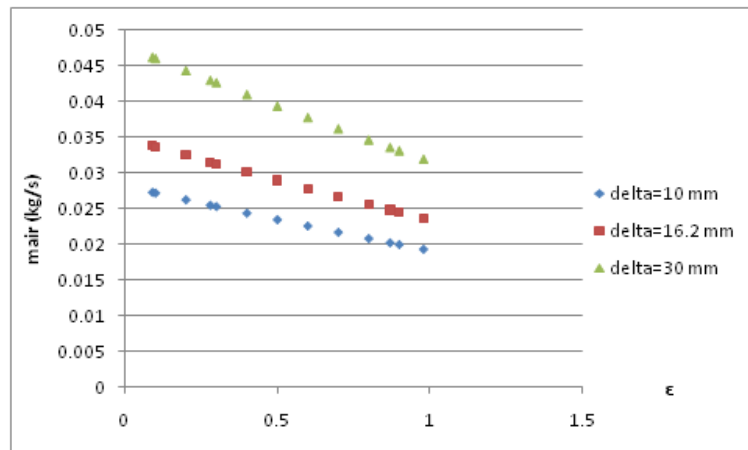


Figura A.16: Variación de m_{air} al cambiar ϵ_{met} para distintos δ a $h=5000$ m.

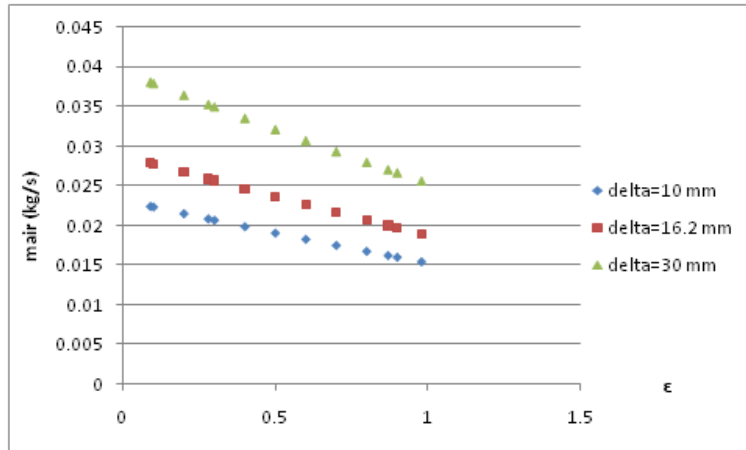


Figura A.17: Variación de m_{air} al cambiar ϵ_{met} para distintos δ a $h=10000$ m.

V_{air} respecto a la emisividad de la pila, ϵ_{met}

La velocidad del aire es uno de los parámetros que afecta directamente a la potencia necesaria a suministrar por el ventilador, que a su vez cambia al cambiar otros parámetros como la densidad del aire, el flujo másico del aire y el área efectiva $A_{f,air}$.

En lo que ocupa a este estudio, en primer lugar se analiza cómo se comporta este parámetro en los distintos tamaños de cámara de refrigeración, al variar la emisividad a distintas alturas. Si se observan las curvas que seguidamente se exponen se está en condiciones de afirmar que al aumentar la emisividad del material, la velocidad del aire disminuye y que el valor de esta es mayor al aumentar la altura de vuelo. Como se ve, al igual que en los casos anteriores, la tendencia es la misma para todos los tamaños de cámara de refrigeración.

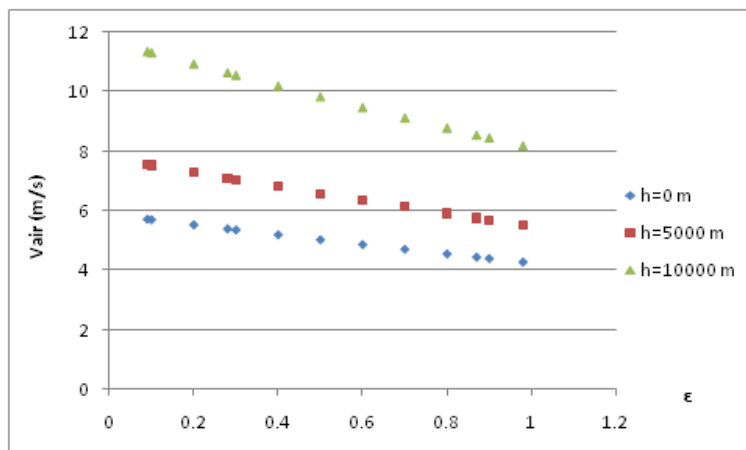


Figura A.18: Variación de V_{air} al cambiar ϵ_{met} para distintas alturas y $\delta=10$ mm.

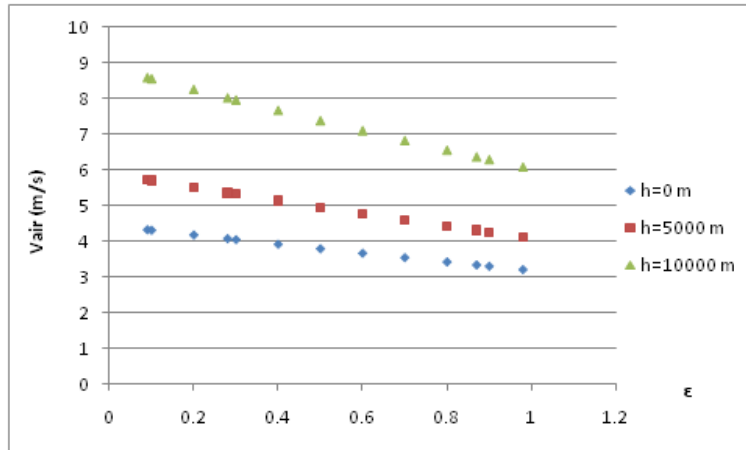


Figura A.19: Variación de V_{air} al cambiar ε_{met} para distintas alturas y $\delta=15$ mm.

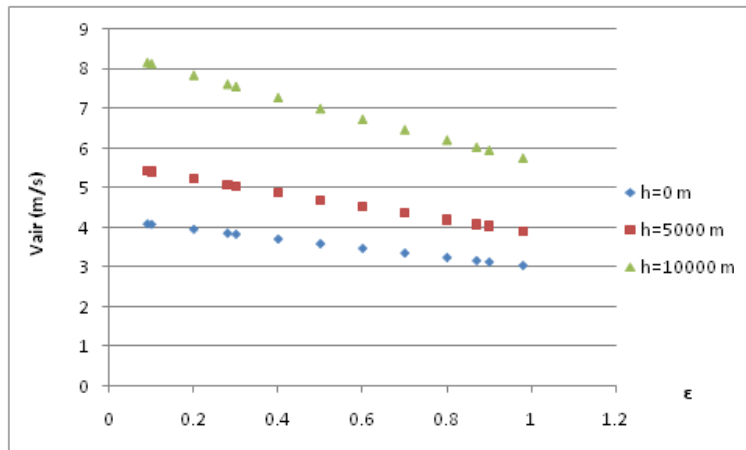


Figura A.20: Variación de V_{air} al cambiar ε_{met} para distintas alturas y $\delta=16.2$ mm.

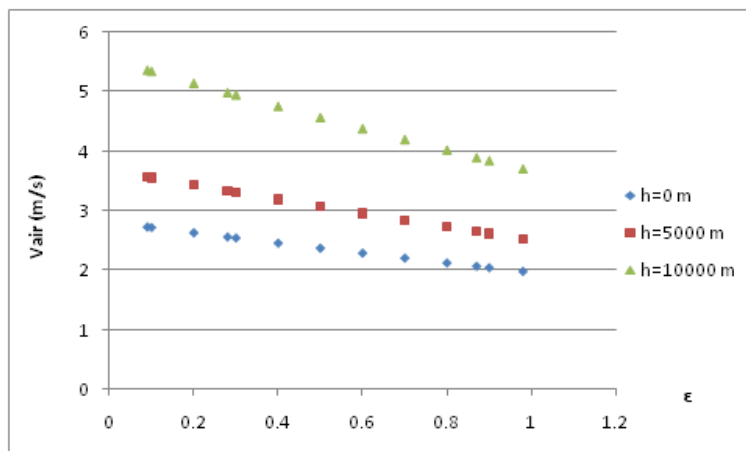


Figura A.21: Variación de V_{air} al cambiar ε_{met} para distintas alturas y $\delta=30$ mm.

En segundo lugar se muestra el estudio comparativo con tres tamaños de cámara de refrigeración. Se ha seleccionado un tamaño pequeño $\delta=10$ mm, uno intermedio $\delta=16.2$ mm y uno grande $\delta=30$ mm. Esto se ve representado en las gráficas A.22, A.23 y A.24.

A la vista de los resultados se puede afirmar que a una altura dada la velocidad del aire es menor cuanto más grande es el tamaño de la cámara de refrigeración.

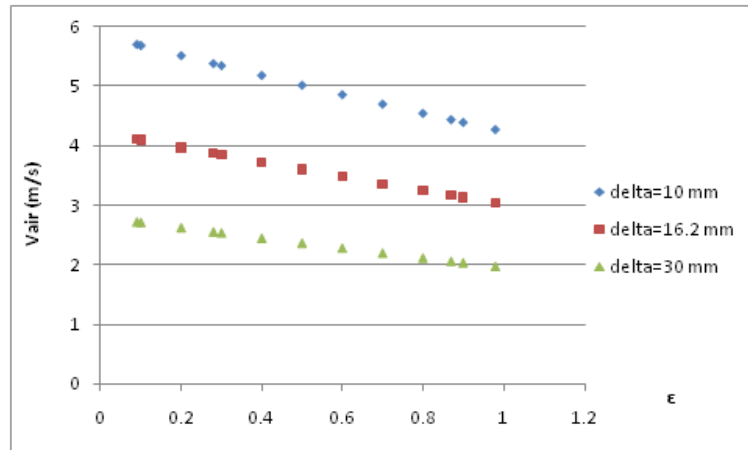


Figura A.22: Variación de V_{air} al cambiar ϵ_{met} para distintos δ a $h=0$ m.

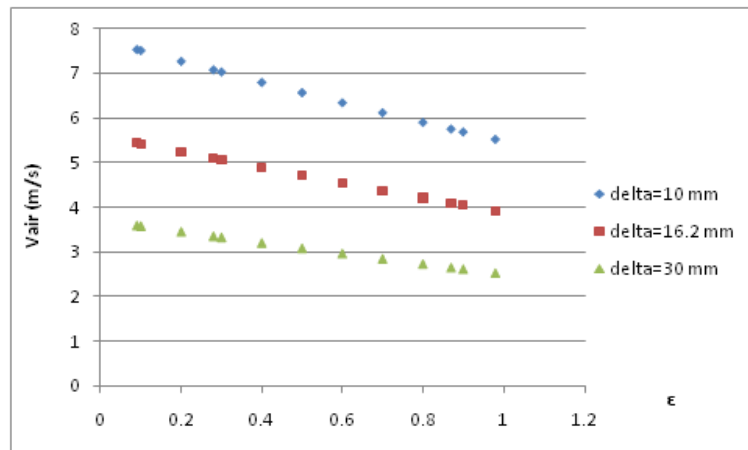


Figura A.23: Variación de V_{air} al cambiar ϵ_{met} para distintos δ a $h=5000$ m.

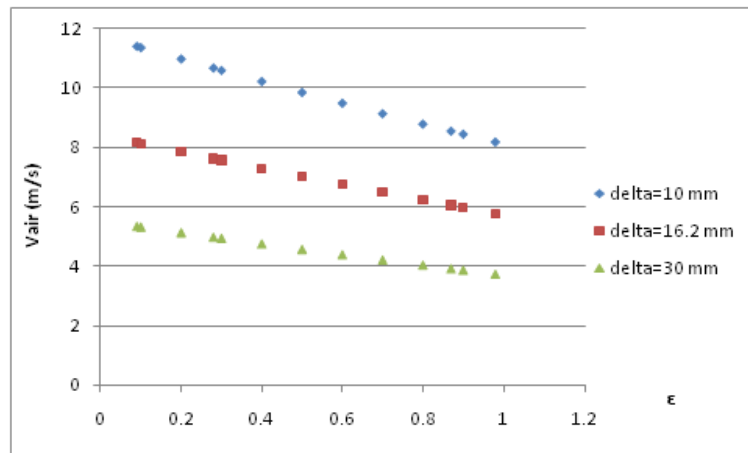


Figura A.24: Variación de V_{air} al cambiar ϵ_{met} para distintos δ a $h=10000$ m.

2. Aire seco con la emisividad de la pila óptima.

Se muestra la tabla de resultados obtenida para esta simulación:

Tabla A.2: Resultados a las distintas δ de aire seco con emisividad de la pila óptima

h [m]	Vavion [m/s]	Ws [W]	$\delta=10$ mm				$\delta=15$ mm				$\delta=16.2$ mm				$\delta=30$ mm			
			Wvent [W]	Tair s [K]	m air [kg/s]	V air int [m/s]	Wvent [W]	Tair s [K]	m air [kg/s]	V air int [m/s]	Wvent [W]	Tair s [K]	m air [kg/s]	V air int [m/s]	Wvent [W]	Tair s [K]	m air [kg/s]	V air int [m/s]
0	20.5	650	1.981	312.6	0.02587	4.257	1.137	308.7	0.03066	3.204	1.021	308	0.03173	3.037	0.411	302.9	0.04285	1.983
1000	21.5	650	2.026	307.7	0.02426	4.43	1.159	303.6	0.02875	3.331	1.04	302.9	0.02975	3.156	0.4169	297.4	0.04017	2.058
2000	22.6	650	2.103	302.8	0.02282	4.637	1.2	298.5	0.02704	3.483	1.075	297.7	0.02798	3.299	0.4294	291.9	0.03779	2.148
3000	23.8	650	2.215	298	0.02152	4.881	1.26	293.4	0.02552	3.662	1.129	292.6	0.0264	3.469	0.4488	286.4	0.03567	2.255
4000	25.1	650	2.368	293.2	0.02036	5.167	1.343	288.3	0.02414	3.873	1.202	287.4	0.02498	3.668	0.476	280.9	0.03376	2.381
5000	26.5	650	2.567	288.4	0.01931	5.501	1.451	283.2	0.0229	4.118	1.299	282.3	0.0237	3.9	0.512	275.4	0.03204	2.528

W_{vent} vs la altura de vuelo, h

Este parámetro ya se ha analizado en el apartado de resultados, se pueden ver los resultados correspondientes en la Tabla A.2.

$T_{air,s}$ vs la altura de vuelo, h

A continuación se presenta la gráfica obtenida a partir de la Tabla A.2, en la que se ve que al aumentar la altura de vuelo para cualquier tamaño de cámara de refrigeración la temperatura del aire a la salida disminuye, alcanzando valores más altos cuando más pequeño es el tamaño de la cámara.

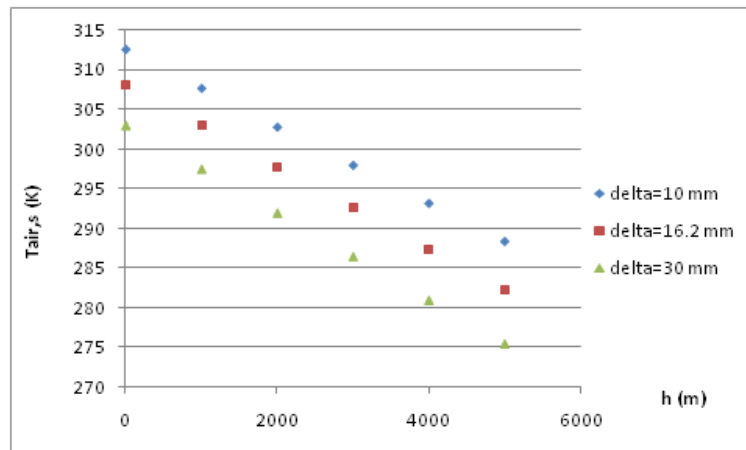


Figura A.25: Variación de $T_{air,s}$ al aumentar la h para distintos δ .

$m_{air,s}$ vs la altura de vuelo, h

Por la misma razón que en el estudio de la emisividad, se estudia y se analiza el comportamiento del flujo de aire seco de refrigeración, que cambia al variar la altura de vuelo.

Se observa que al igual que pasaba al aumentar la emisividad, el flujo de aire seco necesario para la refrigeración y para que se evacúe el calor disipado es menor, y este, a su vez, es mayor cuanto más grande es el tamaño de la cámara de refrigeración.

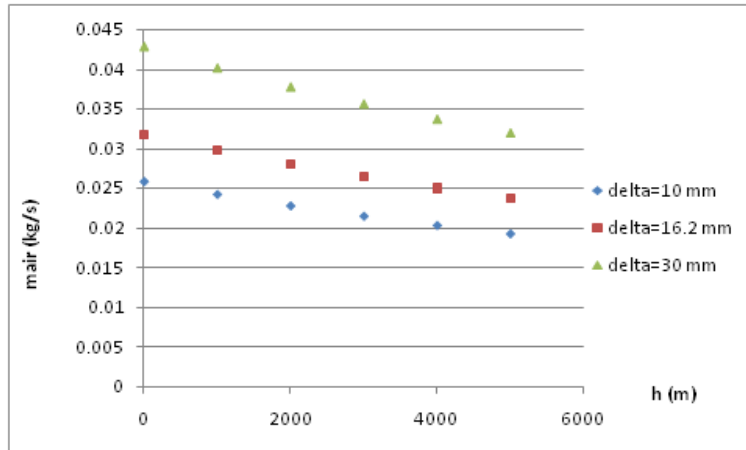


Figura A.26: Variación de m_{air} al aumentar la h para distintos δ .

V_{air} vs la altura de vuelo, h

La velocidad del aire aumenta al aumentar la altura de vuelo siendo menor cuanto más grande es el tamaño de la cámara de refrigeración. Ocurre lo contrario que cuando se varía la emisividad, ya que la velocidad del aire disminuía con ella.

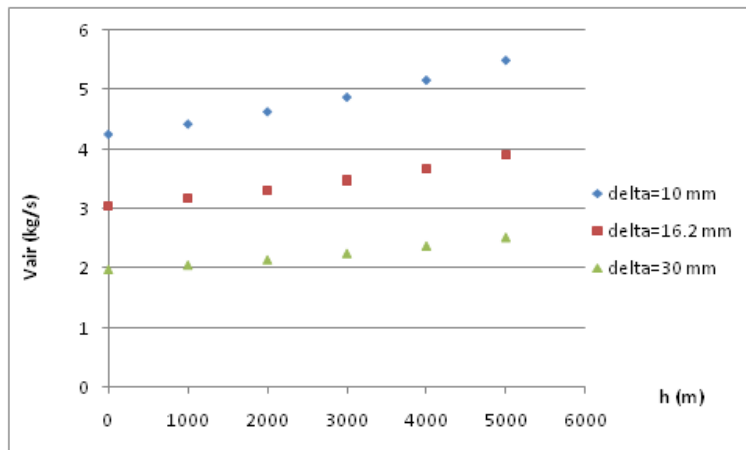


Figura A.27: Variación de V_{air} al aumentar la h para distintos δ .

Anexo B: Correspondiente a aire a humedad absoluta constante

En este anexo, por un lado se completa la información presentada en el cuerpo del proyecto añadiendo información sobre otros parámetros que también son de interés a través de las tablas y gráficas derivadas de las simulaciones y por otro lado se realiza otro estudio no descrito en el cuerpo del proyecto, pero necesario para entender el apartado 4.3 del mismo.

1. Influencia de la altitud a humedad absoluta constante.

En todo este apartado del anexo solo se representa en las figuras los tres tamaños desarrollados en los apartados del anexo 1, pequeño, intermedio y grande.

En primer lugar se presenta la tabla de resultados obtenida tras la simulación de este estudio:

Tabla A.3: Resultados a las distintas δ de la influencia de la altitud a humedad absoluta constante

h [m]	Vavion [m/s]	Ws [W]	$\delta=10$ mm					$\delta=15$ mm					$\delta=16.2$ mm					$\delta=30$ mm				
			Wvent [W]	Tair s [K]	m ah [kg/s]	m as [kg/s]	V air [m/s]	Wvent [W]	Tair s [K]	m ah [kg/s]	m as [kg/s]	V air [m/s]	Wvent [W]	Tair s [K]	m ah [kg/s]	m as [kg/s]	V air [m/s]	Wvent [W]	Tair s [K]	m ah [kg/s]	m as [kg/s]	V air [m/s]
0	20.5	650	1.98	312.5	0.02584	0.02581	4.259	1.137	308.7	0.03063	0.0306	3.205	1.02	308	0.03169	0.03166	3.038	0.4108	302.9	0.0428	0.04275	1.984
1000	21.5	650	2.024	307.7	0.02423	0.0242	4.432	1.159	303.6	0.02872	0.02869	3.332	1.039	302.9	0.02971	0.02968	3.157	0.4167	297.4	0.04013	0.04009	2.059
2000	22.6	650	2.102	302.8	0.02279	0.02276	4.638	1.199	298.5	0.02701	0.02699	3.484	1.075	297.7	0.02795	0.02792	3.301	0.4292	291.8	0.03775	0.03771	2.149
3000	23.8	650	2.214	298	0.0215	0.02148	4.883	1.259	293.4	0.02549	0.02546	3.663	1.128	292.6	0.02637	0.02635	3.47	0.4486	286.3	0.03562	0.03559	2.256
4000	25.1	650	2.367	293.2	0.02034	0.02032	5.169	1.342	288.3	0.02411	0.02409	3.874	1.202	287.4	0.02495	0.02493	3.669	0.4758	280.9	0.03372	0.03368	2.382
5000	26.5	650	2.566	288.3	0.01929	0.01927	5.502	1.45	283.2	0.02288	0.02285	4.12	1.298	282.3	0.02367	0.02365	3.901	0.5118	275.4	0.032	0.03197	2.529

W_{vent} vs la altura de vuelo, h

Este parámetro ya ha sido analizado en el apartado de resultados del proyecto.

$T_{air,s}$ vs la altura de vuelo, h

La temperatura del aire a la salida sigue la tendencia esperada al variar la altura, de manera lineal, como en el caso en el que se refrigeraba con aire seco. Además los valores son casi idénticos debido a que la humedad relativa a la entrada es muy pequeña.

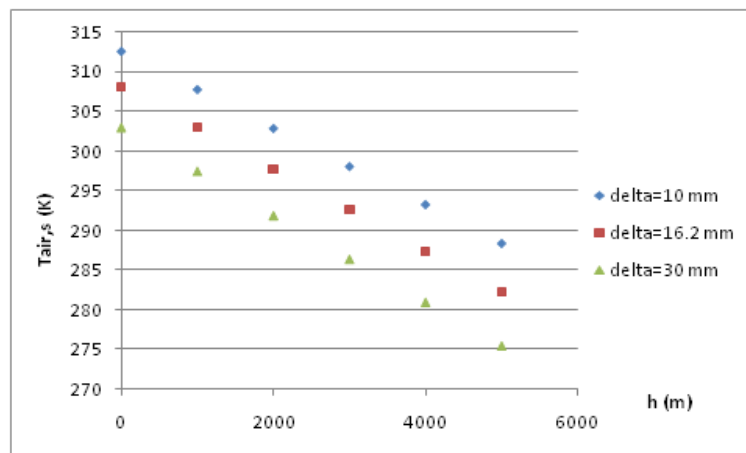


Figura A.28: Variación de $T_{air,s}$ al aumentar la h para distintos δ a $w=cte$.

m_{ah} vs la altura de vuelo, h

Como en esta simulación se trabaja con aire húmedo, se analiza primero dicho flujo másico, y se deja para después el de aire seco.

Se observa en la Figura A.29 que el flujo de aire húmedo necesario para refrigerar la pila disminuye al incrementar la altura de vuelo, alcanzando al igual que ocurría cuando se refrigeraba con aire seco los valores más altos para cámaras de refrigeración grandes.

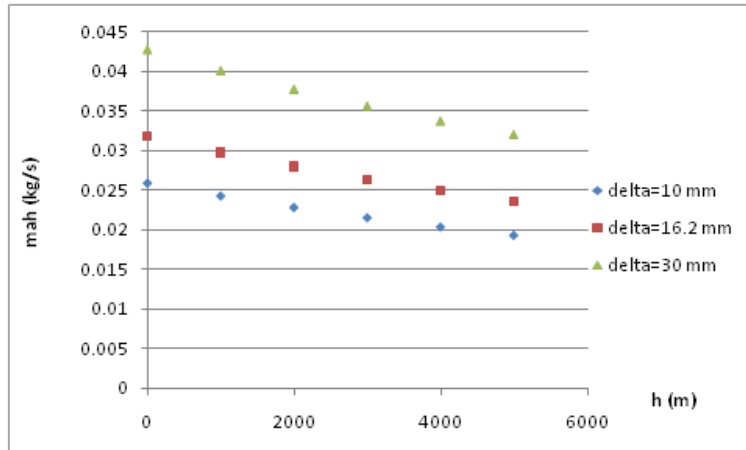


Figura A.29: Variación de m_{ah} al aumentar la h para distintos δ a $w=cte$.

m_{air} vs la altura de vuelo, h

En la Figura A.30 se puede observar una tendencia igual a la de la Figura A.29, así como, unos valores muy parecidos debido a la humedad relativa de 0.001 kg agua/kg aire seco que se maneja.

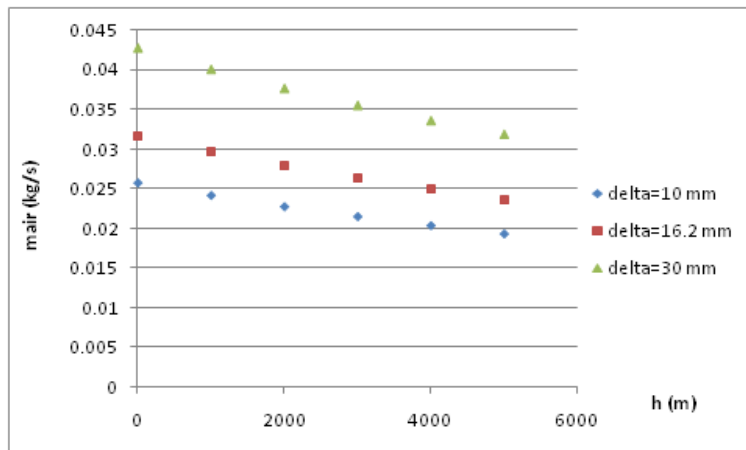


Figura A.30: Variación de m_{air} al aumentar la h para distintos δ a $w=cte$.

V_{air} vs la altura de vuelo, h

En la figura A.31 se muestra que la velocidad del aire, al igual que ocurría con la refrigeración por aire seco, aumenta al aumentar la altura de vuelo y es mayor cuando se tiene un tamaño de cámara de refrigeración pequeño.

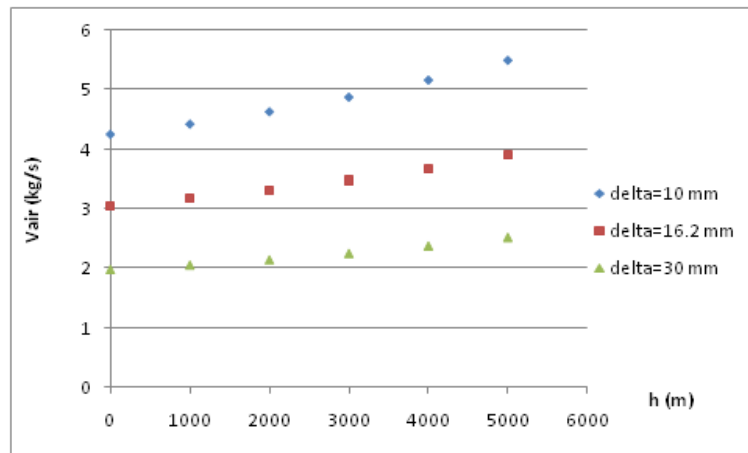


Figura A.31: Variación de V_{air} al aumentar la h para distintos δ a $w=cte$.

2. Influencia de la humedad en la entrada.

Se presenta la tabla de resultados obtenida en la simulación de este estudio:

Tabla A.4: Resultados a las distintas δ de la influencia de la humedad en la entrada

h	Vavion	Ws	w1	$\delta=10$ mm					$\delta=15$ mm					$\delta=16.2$ mm					$\delta=30$ mm				
				Wvent	Tair s	m ah	m as	V air	Wvent	Tair s	m ah	m as	V air	Wvent	Tair s	m ah	m as	V air	Wvent	Tair s	m ah	m as	V air
[m]	[m/s]	[W]		[W]	[K]	[kg/s]	[kg/s]	[m/s]	[W]	[K]	[kg/s]	[kg/s]	[m/s]	[W]	[K]	[kg/s]	[kg/s]	[m/s]	[W]	[K]	[kg/s]	[kg/s]	[m/s]
0	20.5	650	0	1.981	312.6	0.02587	0.02587	4.257	1.137	308.7	0.03066	0.03066	3.204	1.021	308	0.03173	0.03173	3.037	0.411	302.9	0.04285	0.04285	1.983
0	20.5	650	0.001	1.98	312.5	0.02584	0.02581	4.259	1.137	308.7	0.03063	0.0306	3.205	1.02	308	0.03169	0.03166	3.038	0.4108	302.9	0.0428	0.04275	1.984
0	20.5	650	0.002	1.979	312.5	0.02581	0.02576	4.26	1.136	308.7	0.03059	0.03053	3.207	1.02	308	0.03165	0.03159	3.039	0.4107	302.9	0.04275	0.04266	1.984
0	20.5	650	0.003	1.978	312.5	0.02578	0.0257	4.262	1.136	308.7	0.03055	0.03046	3.208	1.019	308	0.03162	0.03152	3.04	0.4105	302.9	0.0427	0.04257	1.985
0	20.5	650	0.004	1.977	312.5	0.02574	0.02564	4.263	1.135	308.7	0.03052	0.0304	3.209	1.019	308	0.03158	0.03145	3.041	0.4103	302.9	0.04264	0.04248	1.986
0	20.5	650	0.005	1.976	312.5	0.02571	0.02559	4.265	1.135	308.7	0.03048	0.03033	3.21	1.018	308	0.03154	0.03138	3.042	0.4101	302.8	0.04259	0.04238	1.987
0	20.5	650	0.006	1.975	312.5	0.02568	0.02553	4.266	1.134	308.7	0.03045	0.03026	3.211	1.018	308	0.0315	0.03132	3.044	0.41	302.8	0.04255	0.04229	1.988
0	20.5	650	0.007	1.973	312.5	0.02565	0.02547	4.268	1.133	308.7	0.03041	0.0302	3.212	1.017	308	0.03147	0.03125	3.045	0.4098	302.8	0.0425	0.0422	1.988
0	20.5	650	0.008	1.972	312.4	0.02562	0.02542	4.269	1.133	308.6	0.03037	0.03013	3.214	1.017	308	0.03143	0.03118	3.046	0.4096	302.8	0.04245	0.04211	1.989
0	20.5	650	0.009	1.971	312.4	0.02559	0.02536	4.271	1.132	308.6	0.03034	0.03007	3.215	1.016	307.9	0.03139	0.03111	3.047	0.4095	302.8	0.0424	0.04202	1.99
0	20.5	650	0.01	1.97	312.4	0.02556	0.02531	4.272	1.132	308.6	0.0303	0.03	3.216	1.016	307.9	0.03136	0.03104	3.048	0.4093	302.8	0.04235	0.04193	1.991
0	20.5	650	0.01065	1.97	312.4	0.02554	0.02527	4.273	1.131	308.6	0.03028	0.02996	3.217	1.015	307.9	0.03133	0.031	3.049	0.4092	302.8	0.04232	0.04187	1.991

W_{vent} vs la humedad absoluta, w a $h=0$ metros.

Para elaborar la figura mostrada en el apartado 4.2.2 de la memoria de este proyecto, se han obtenido los resultados mostrados en la tabla A.4. En ella también se ven los valores obtenidos para el tamaño de cámara de refrigeración de 15 mm, el cual se ha quedado fuera del estudio comparativo que se muestra en la figura anteriormente mencionada. Decir también que el rango de variación de w_1 va desde aire seco hasta la saturación.

$T_{air,s}$ vs la humedad absoluta, w a $h=0$ metros.

Se muestran las Figuras obtenidas a partir de los datos de la Tabla A.4.

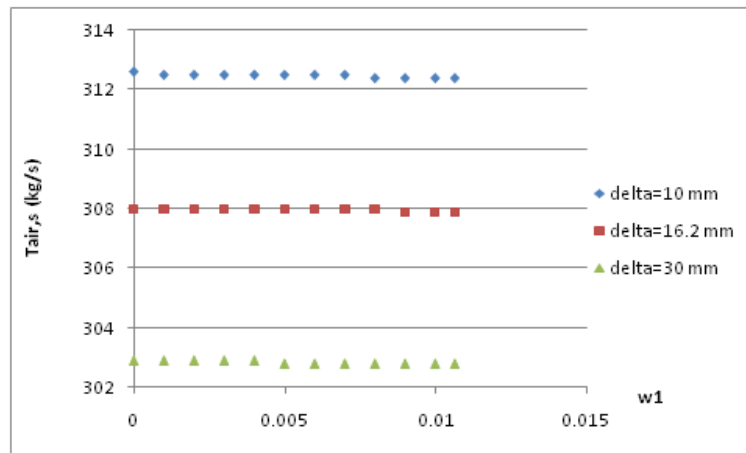


Figura A.32 Variación de $T_{air,s}$ al aumentar w_1 para distintos δ a $h=0$ m.

m_{ah} vs la humedad absoluta, w a $h=0$ metros.

A través de la gráfica que se deriva de la Tabla A.4 se puede observar que al aumentar la humedad absoluta del aire húmedo a la entrada, el flujo másico de aire húmedo disminuye. A su vez, se ve que el flujo de aire húmedo requerido para realizar la refrigeración es mayor cuanto más grande es el tamaño de la cámara de refrigeración.

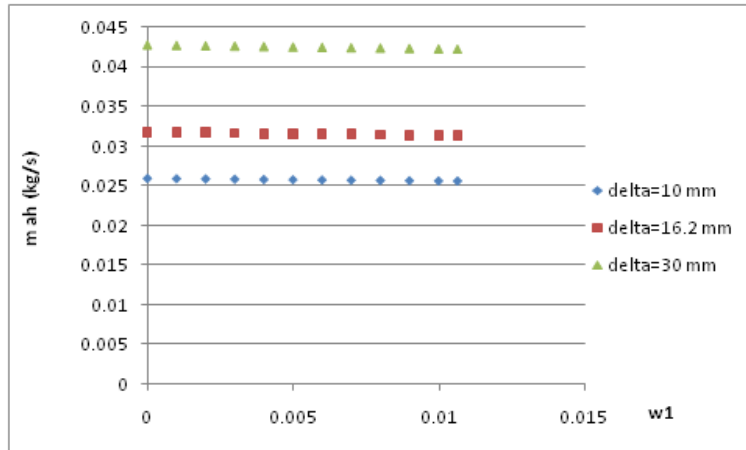


Figura A.33: Variación de m_{ah} al aumentar $w1$ para distintos δ a $h=0$ m.

m_{air} vs la humedad absoluta, w a $h=0$ metros.

En relación con el parámetro anterior, es necesario comprobar también como se ve afectado el flujo de aire seco que le corresponde a cada flujo de aire húmedo. A continuación se muestra la gráfica correspondiente, la cual tiene las mismas tendencias en cuanto a la variación de sus valores, aunque estos serán menores.

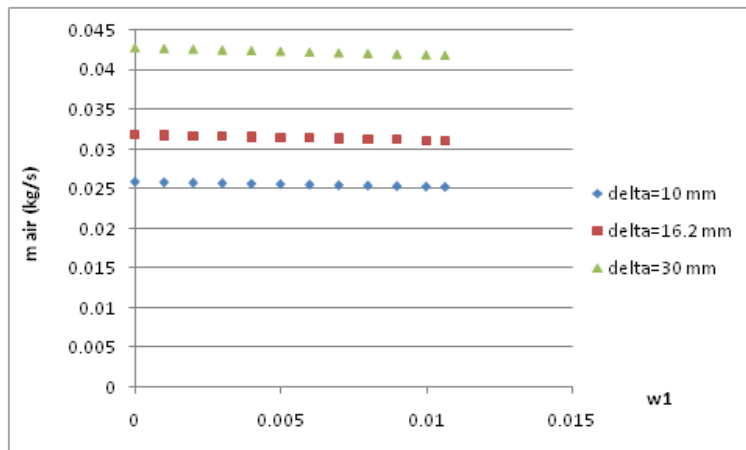


Figura A.34: Variación de m_{air} al aumentar $w1$ para distintos δ a $h=0$ m.

V_{air} vs la humedad absoluta, w a $h=0$ metros.

Se presenta la Figura A.35 de la que se puede concluir que al aumentar la humedad absoluta del aire húmedo a la entrada, la velocidad del aire húmedo de refrigeración aumenta. A su vez, se consiguen los valores más altos para tamaños de cámara de refrigeración más pequeños.

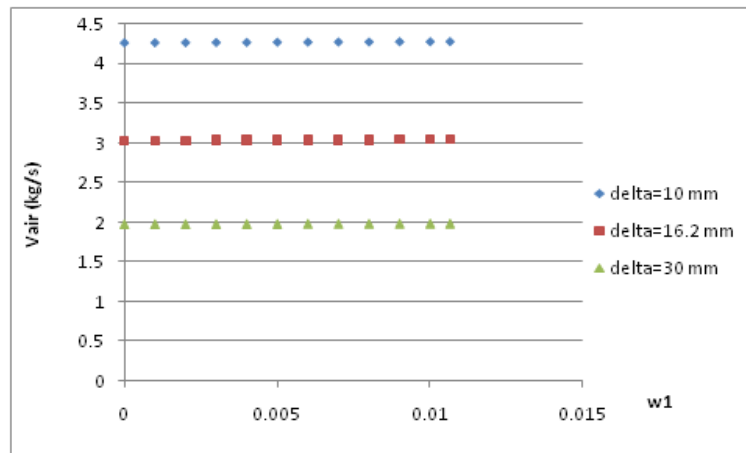


Figura A.35: Variación de V_{air} al aumentar $w1$ para distintos δ a $h=0$ m.

Anexo C: Valores de humedad relativa a la salida a partir de los cuales el aire sufre un calentamiento con humidificación.

En este anexo se muestra, a través de la tabla A.5, los valores de R2 a partir de los cuales se varía dicha variable en los estudios del apartado 4.3 del proyecto (para $h=0$ metros y $h=5000$ metros), ya que para conseguir valores de porcentaje de humedad mayores que esos hasta la saturación, ya no basta con que el aire húmedo sufra un calentamiento sin humidificación a $w=cte$, sino que ahora hay que añadir agua a la entrada para aumentar dicho porcentaje de humedad a la salida.

Tabla A.5: Valores de porcentaje de humedad a la salida a partir de los cuales el aire sufre un calentamiento con humidificación.

h	R2	R2	R2	R2
[m]	$\delta=10$ mm	$\delta=15$ mm	$\delta=16.2$ mm	$\delta=30$ mm
0	0.02275	0.02799	0.02907	0.0389
5000	0.05022	0.07029	0.075	0.121

Decir también que estos valores son obtenidos a través del código de simulación de EES utilizado para obtener los resultados del apartado 3.2 y del anexo B de este proyecto.

Anexo D: Correspondiente al calentamiento y humidificación del aire húmedo.

En este Anexo, se muestran, por un lado, los resultados obtenidos en la simulación que después se han empleado para elaborar el cuerpo del informe, y por otro, se analizan y exponen otros resultados de parámetros que son de necesaria comprensión para entender lo expuesto en el cuerpo del proyecto y que lo complementan.

1. Calentamiento y saturación del aire húmedo.

Esta es la tabla de resultados que se obtiene de la simulación de este estudio:

Tabla A.6: Resultados a las distintas δ de calentamiento y saturación del aire húmedo

h [m]	Vavion [m/s]	w1	R2				Ws [W]	$\delta=10$ mm							$\delta=15$ mm						
			$\delta=10$ mm	$\delta=15$ mm	$\delta=16.2$ mm	$\delta=30$ mm		Wvent [W]	Tair_s [K]	m_ah_e [kg/s]	m_ah_s [kg/s]	m_air [kg/s]	m_agua [kg/s]	V_air [m/s]	Wvent [W]	Tair_s [K]	m_ah_e [kg/s]	m_ah_s [kg/s]	m_air [kg/s]	m_agua [kg/s]	V_air [m/s]
0	20.5	0.001	0.02275	0.02799	0.02907	0.0389	650	1.983	312.5	0.02584	0.02584	0.02581	1.68E-10	4.259	1.139	308.7	0.03063	0.03063	0.0306	3.54E-09	3.205
0	20.5	0.001	0.1	0.1	0.1	0.1	650	1.759	307.4	0.02508	0.02514	0.02506	0.00005863	4.092	1.035	304.6	0.02992	0.02998	0.02989	0.00005525	3.105
0	20.5	0.001	0.2	0.2	0.2	0.2	650	1.595	303.2	0.02449	0.0246	0.02447	0.0001048	3.961	0.9469	300.8	0.02929	0.02939	0.02926	0.0001048	3.014
0	20.5	0.001	0.3	0.3	0.3	0.3	650	1.488	300.2	0.02409	0.02422	0.02406	0.0001365	3.87	0.8884	298	0.02884	0.02898	0.02882	0.0001396	2.951
0	20.5	0.001	0.4	0.4	0.4	0.4	650	1.411	297.9	0.02378	0.02394	0.02375	0.0001606	3.802	0.8451	295.8	0.0285	0.02867	0.02848	0.0001664	2.902
0	20.5	0.001	0.5	0.5	0.5	0.5	650	1.35	296	0.02353	0.02371	0.02351	0.00018	3.747	0.8111	294	0.02823	0.02842	0.0282	0.0001881	2.863
0	20.5	0.001	0.6	0.6	0.6	0.6	650	1.301	294.4	0.02333	0.02352	0.0233	0.0001962	3.701	0.7833	292.5	0.028	0.02821	0.02797	0.0002063	2.83
0	20.5	0.001	0.7	0.7	0.7	0.7	650	1.26	292.9	0.02315	0.02336	0.02313	0.00021	3.662	0.7599	291.1	0.0278	0.02802	0.02777	0.000222	2.801
0	20.5	0.001	0.8	0.8	0.8	0.8	650	1.225	291.7	0.023	0.02322	0.02297	0.0002221	3.627	0.7398	289.9	0.02763	0.02786	0.0276	0.0002357	2.776
0	20.5	0.001	0.9	0.9	0.9	0.9	650	1.195	290.6	0.02286	0.02309	0.02284	0.0002328	3.597	0.7222	288.9	0.02747	0.02772	0.02745	0.0002479	2.754
0	20.5	0.001	1	1	1	1	650	1.168	289.6	0.02274	0.02298	0.02272	0.0002424	3.57	0.7067	287.9	0.02734	0.02759	0.02731	0.0002589	2.734
5000	26.5	0.001	0.05022	0.07029	0.075	0.121	650	2.57	288.3	0.01929	0.01929	0.01927	2.68E-10	5.502	1.453	283.2	0.02288	0.02288	0.02285	1.28E-09	4.12
5000	26.5	0.001	0.1	0.1	0.1	0.15	650	2.471	286.4	0.01913	0.01914	0.01911	0.00001457	5.431	1.427	282.3	0.02279	0.0228	0.02277	7.799E-06	4.095
5000	26.5	0.001	0.2	0.2	0.2	0.2	650	2.33	283.6	0.01889	0.01893	0.01887	0.00003622	5.325	1.359	280	0.02256	0.02259	0.02254	0.00002895	4.029
5000	26.5	0.001	0.3	0.3	0.3	0.3	650	2.229	281.4	0.01872	0.01877	0.0187	0.00005217	5.248	1.309	278.1	0.02239	0.02243	0.02236	0.00004511	3.979
5000	26.5	0.001	0.4	0.4	0.4	0.4	650	2.152	279.7	0.01858	0.01864	0.01856	0.0000648	5.186	1.269	276.6	0.02224	0.0223	0.02222	0.00005819	3.938
5000	26.5	0.001	0.5	0.5	0.5	0.5	650	2.089	278.2	0.01846	0.01854	0.01844	0.00007526	5.135	1.237	275.3	0.02212	0.02219	0.0221	0.00006918	3.904
5000	26.5	0.001	0.6	0.6	0.6	0.6	650	2.037	276.9	0.01837	0.01845	0.01835	0.00008418	5.092	1.209	274.2	0.02202	0.0221	0.022	0.00007866	3.875
5000	26.5	0.001	0.7	0.7	0.7	0.7	650	1.992	275.8	0.01828	0.01837	0.01826	0.00009195	5.054	1.185	273.2	0.02193	0.02202	0.02191	0.000087	3.849
5000	26.5	0.001	0.8	0.8	0.8	0.8	650	1.953	274.9	0.01821	0.01831	0.01819	0.00009884	5.021	1.165	272.3	0.02186	0.02195	0.02184	0.00009398	3.828
5000	26.5	0.001	0.9	0.9	0.9	0.9	650	1.918	274	0.01814	0.01825	0.01812	0.000105	4.991	1.147	271.6	0.02179	0.02189	0.02177	0.0001003	3.808
5000	26.5	0.001	1	1	1	1	650	1.887	273.2	0.01808	0.01819	0.01806	0.0001106	4.964	1.132	270.9	0.02173	0.02184	0.02171	0.000106	3.791
10000	35.4	0	0	0	0	0	650	4.746	264.4	0.01534	0.01534	0.01534	0	8.187	2.641	257.9	0.01822	0.01822	0.01822	0	6.098
10000	35.4	0	0.1	0.1	0.1	0.1	650	4.616	262.9	0.01526	0.01527	0.01526	9.169E-06	8.111	2.598	257	0.01817	0.01818	0.01817	6.374E-06	6.064
10000	35.4	0	0.2	0.2	0.2	0.2	650	4.515	261.7	0.0152	0.01522	0.0152	0.00001642	8.052	2.561	256.3	0.01813	0.01814	0.01813	0.00001184	6.036
10000	35.4	0	0.3	0.3	0.3	0.3	650	4.432	260.7	0.01515	0.01517	0.01515	0.00002244	8.002	2.53	255.6	0.01809	0.0181	0.01809	0.00001663	6.011
10000	35.4	0	0.4	0.4	0.4	0.4	650	4.362	259.9	0.01511	0.01513	0.01511	0.0000276	7.96	2.502	255	0.01805	0.01807	0.01805	0.0000209	5.989
10000	35.4	0	0.5	0.5	0.5	0.5	650	4.302	259.1	0.01507	0.0151	0.01507	0.00003211	7.923	2.477	254.4	0.01802	0.01804	0.01802	0.00002476	5.968
10000	35.4	0	0.6	0.6	0.6	0.6	650	4.248	258.4	0.01503	0.01507	0.01503	0.00003614	7.89	2.454	253.9	0.01799	0.01802	0.01799	0.00002828	5.95
10000	35.4	0	0.7	0.7	0.7	0.7	650	4.2	257.8	0.015	0.01504	0.015	0.00003977	7.861	2.433	253.4	0.01796	0.018	0.01796	0.00003153	5.933
10000	35.4	0	0.8	0.8	0.8	0.8	650	4.157	257.3	0.01498	0.01502	0.01498	0.00004307	7.834	2.414	253	0.01794	0.01797	0.01794	0.00003453	5.918
10000	35.4	0	0.9	0.9	0.9	0.9	650	4.118	256.7	0.01495	0.015	0.01495	0.00004611	7.809	2.396	252.6	0.01792	0.01795	0.01792	0.00003733	5.903
10000	35.4	0	1	1	1	1	650	4.082	256.3	0.01493	0.01498	0.01493	0.00004892	7.786	2.38	252.2	0.0179	0.01794	0.0179	0.00003995	5.89

Tabla A.6: *Continuación*

h [m]	Vavion [m/s]	w1	R2				Ws [W]	$\delta=16.2$ mm							$\delta=30$ mm						
			$\delta=10$ mm	$\delta=15$ mm	$\delta=16.2$ mm	$\delta=30$ mm		Wvent [W]	Tair_s [K]	m_ah_e [kg/s]	m_ah_s [kg/s]	m_air [kg/s]	m_agua [kg/s]	V_air [m/s]	Wvent [W]	Tair_s [K]	m_ah_e [kg/s]	m_ah_s [kg/s]	m_air [kg/s]	m_agua [kg/s]	V_air [m/s]
0	20.5	0.001	0.02275	0.02799	0.02907	0.0389	650	1.022	308	0.03169	0.03169	0.03166	3.62E-09	3.038	0.4115	302.9	0.0428	0.0428	0.04275	1.40E-09	1.984
0	20.5	0.001	0.1	0.1	0.1	0.1	650	0.9322	304.1	0.03099	0.03105	0.03096	0.00005465	2.946	0.3863	300.1	0.04216	0.04221	0.04211	0.00005041	1.942
0	20.5	0.001	0.2	0.2	0.2	0.2	650	0.8546	300.3	0.03035	0.03045	0.03032	0.000105	2.862	0.3585	296.9	0.04142	0.04152	0.04137	0.0001088	1.895
0	20.5	0.001	0.3	0.3	0.3	0.3	650	0.8026	297.6	0.0299	0.03004	0.02987	0.0001404	2.803	0.3392	294.5	0.04088	0.04103	0.04084	0.0001512	1.86
0	20.5	0.001	0.4	0.4	0.4	0.4	650	0.764	295.4	0.02955	0.02972	0.02952	0.0001678	2.757	0.3245	292.5	0.04046	0.04064	0.04042	0.0001846	1.833
0	20.5	0.001	0.5	0.5	0.5	0.5	650	0.7336	293.7	0.02927	0.02946	0.02924	0.00019	2.72	0.3128	290.9	0.04011	0.04033	0.04007	0.000212	1.81
0	20.5	0.001	0.6	0.6	0.6	0.6	650	0.7087	292.1	0.02903	0.02924	0.02901	0.0002087	2.689	0.3031	289.5	0.03982	0.04006	0.03978	0.0002352	1.791
0	20.5	0.001	0.7	0.7	0.7	0.7	650	0.6878	290.8	0.02883	0.02906	0.0288	0.0002247	2.662	0.2948	288.2	0.03957	0.03982	0.03953	0.0002554	1.775
0	20.5	0.001	0.8	0.8	0.8	0.8	650	0.6698	289.6	0.02865	0.02889	0.02863	0.0002388	2.639	0.2876	287.1	0.03935	0.03962	0.03931	0.0002732	1.761
0	20.5	0.001	0.9	0.9	0.9	0.9	650	0.654	288.6	0.0285	0.02875	0.02847	0.0002514	2.618	0.2814	286.2	0.03915	0.03944	0.03911	0.0002891	1.748
0	20.5	0.001	1	1	1	1	650	0.6401	287.6	0.02835	0.02862	0.02833	0.0002627	2.599	0.2758	285.3	0.03897	0.03927	0.03893	0.0003035	1.736
5000	26.5	0.001	0.05022	0.07029	0.075	0.121	650	1.3	282.3	0.02367	0.02367	0.02365	5.27E-08	3.901	0.5126	275.4	0.032	0.032	0.03197	4.60E-09	2.529
5000	26.5	0.001	0.1	0.1	0.1	0.15	650	1.281	281.6	0.0236	0.02361	0.02358	6.491E-06	3.882	0.5073	274.9	0.03193	0.03194	0.0319	6.243E-06	2.521
5000	26.5	0.001	0.2	0.2	0.2	0.2	650	1.223	279.3	0.02337	0.0234	0.02335	0.00002757	3.822	0.4991	274	0.03183	0.03184	0.0318	0.00001606	2.507
5000	26.5	0.001	0.3	0.3	0.3	0.3	650	1.179	277.5	0.0232	0.02324	0.02317	0.00004377	3.776	0.4854	272.7	0.03165	0.03168	0.03162	0.0000327	2.484
5000	26.5	0.001	0.4	0.4	0.4	0.4	650	1.144	276	0.02305	0.02311	0.02303	0.00005695	3.738	0.4745	271.5	0.03151	0.03155	0.03147	0.00004627	2.465
5000	26.5	0.001	0.5	0.5	0.5	0.5	650	1.115	274.7	0.02294	0.023	0.02291	0.00006805	3.707	0.4653	270.5	0.03138	0.03144	0.03135	0.00005788	2.449
5000	26.5	0.001	0.6	0.6	0.6	0.6	650	1.091	273.6	0.02283	0.02291	0.02281	0.00007765	3.679	0.4573	269.7	0.03127	0.03134	0.03124	0.00006805	2.435
5000	26.5	0.001	0.7	0.7	0.7	0.7	650	1.07	272.7	0.02274	0.02283	0.02272	0.00008585	3.656	0.4503	268.9	0.03118	0.03126	0.03115	0.00007708	2.422
5000	26.5	0.001	0.8	0.8	0.8	0.8	650	1.053	271.9	0.02267	0.02276	0.02265	0.00009294	3.636	0.444	268.2	0.03109	0.03118	0.03106	0.00008522	2.411
5000	26.5	0.001	0.9	0.9	0.9	0.9	650	1.037	271.1	0.0226	0.0227	0.02258	0.00009932	3.618	0.4384	267.6	0.03102	0.03111	0.03099	0.00009262	2.401
5000	26.5	0.001	1	1	1	1	650	1.023	270.4	0.02254	0.02264	0.02252	0.0001051	3.602	0.4333	267	0.03094	0.03104	0.03091	0.00009941	2.392
10000	35.4	0	0	0	0	0	650	2.356	256.7	0.01887	0.01887	0.01887	0	5.768	0.9099	247.9	0.02558	0.02558	0.02558	0	3.714
10000	35.4	0	0.1	0.1	0.1	0.1	650	2.322	255.9	0.01882	0.01882	0.01882	5.958E-06	5.74	0.9039	247.6	0.02555	0.02555	0.02555	3.594E-06	3.706
10000	35.4	0	0.2	0.2	0.2	0.2	650	2.292	255.2	0.01877	0.01878	0.01877	0.00001113	5.715	0.8982	247.2	0.02552	0.02553	0.02552	6.938E-06	3.698
10000	35.4	0	0.3	0.3	0.3	0.3	650	2.266	254.6	0.01874	0.01875	0.01874	0.0000157	5.693	0.893	246.9	0.0255	0.02551	0.0255	0.00001007	3.691
10000	35.4	0	0.4	0.4	0.4	0.4	650	2.242	254	0.0187	0.01872	0.0187	0.00001981	5.674	0.8881	246.6	0.02547	0.02549	0.02547	0.00001301	3.684
10000	35.4	0	0.5	0.5	0.5	0.5	650	2.221	253.5	0.01867	0.0187	0.01867	0.00002354	5.656	0.8834	246.3	0.02545	0.02547	0.02545	0.00001578	3.678
10000	35.4	0	0.6	0.6	0.6	0.6	650	2.202	253	0.01864	0.01867	0.01864	0.00002696	5.64	0.8791	246.1	0.02543	0.02545	0.02543	0.00001841	3.672
10000	35.4	0	0.7	0.7	0.7	0.7	650	2.184	252.6	0.01862	0.01865	0.01862	0.00003012	5.624	0.875	245.8	0.02541	0.02543	0.02541	0.00002091	3.666
10000	35.4	0	0.8	0.8	0.8	0.8	650	2.168	252.2	0.01859	0.01863	0.01859	0.00003306	5.611	0.871	245.5	0.02539	0.02542	0.02539	0.00002329	3.66
10000	35.4	0	0.9	0.9	0.9	0.9	650	2.153	251.8	0.01857	0.01861	0.01857	0.0000358	5.597	0.8673	245.3	0.02538	0.0254	0.02538	0.00002556	3.655
10000	35.4	0	1	1	1	1	650	2.139	251.5	0.01855	0.01859	0.01855	0.00003838	5.585	0.8638	245.1	0.02536	0.02539	0.02536	0.00002774	3.65

W_{vent} vs la humedad relativa, R2.

A partir de la Tabla A.6 se han elaborado las figuras presentadas ya en el cuerpo de la memoria y las que se presentan a continuación.

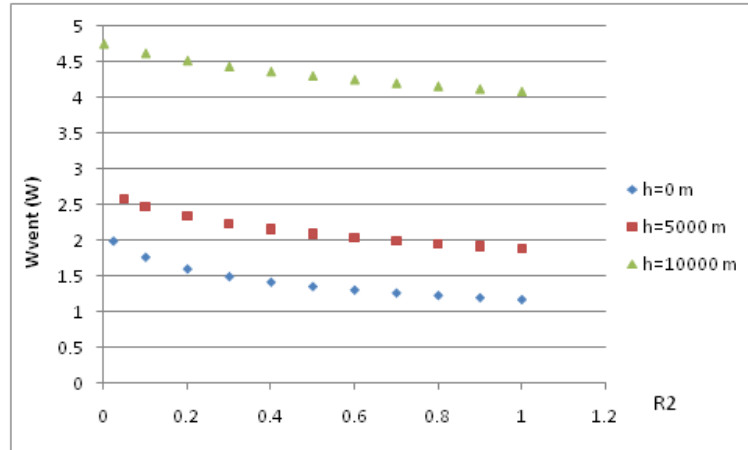


Figura A.36: Variación de W_{vent} al variar R2 en un calentamiento con humidificación con $\delta=10$ mm para distintas h

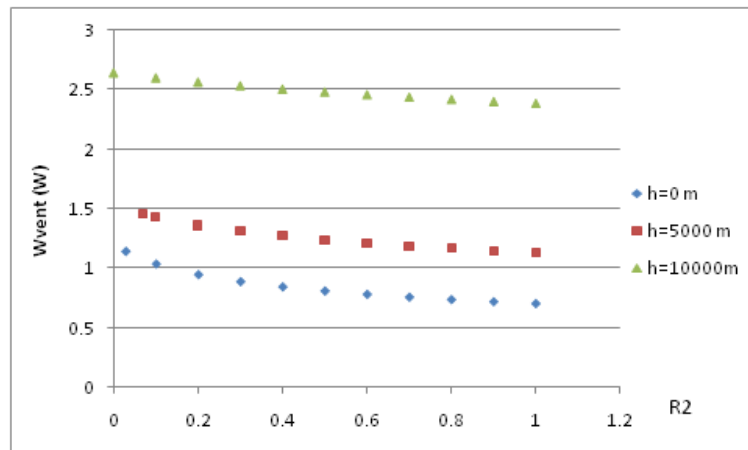


Figura A.37: Variación de W_{vent} al variar R2 en un calentamiento con humidificación con $\delta=15$ mm para distintas h

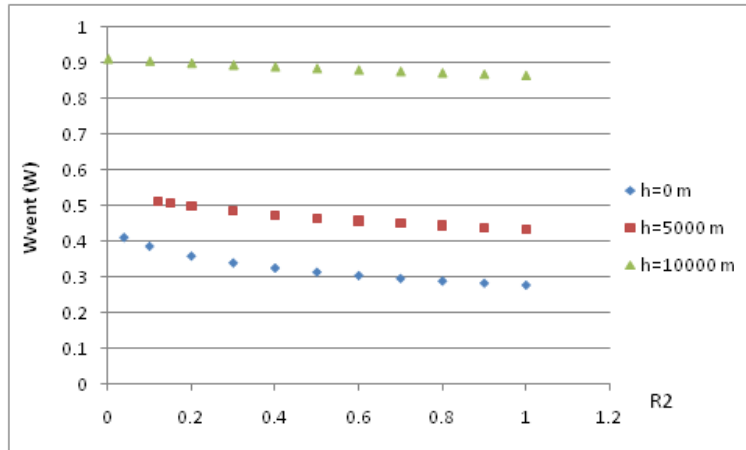


Figura A.38: Variación de W_{vent} al variar $R2$ en un calentamiento con humidificación con $\delta=30$ mm para distintas h

$T_{air,s}$ vs la humedad relativa, $R2$.

Por las mismas razones anteriormente expuestas, se analiza la influencia de esta variable en el sistema de refrigeración con aire húmedo, cuando se cambia la humedad relativa a la salida.

Se presentan las siguientes figuras donde se varía la $T_{air,s}$ con la humedad relativa. Al aumentar ésta, la temperatura con la que sale el aire del sistema de refrigeración disminuye. Obteniéndose los valores más elevados para una altura de vuelo de 0 metros.

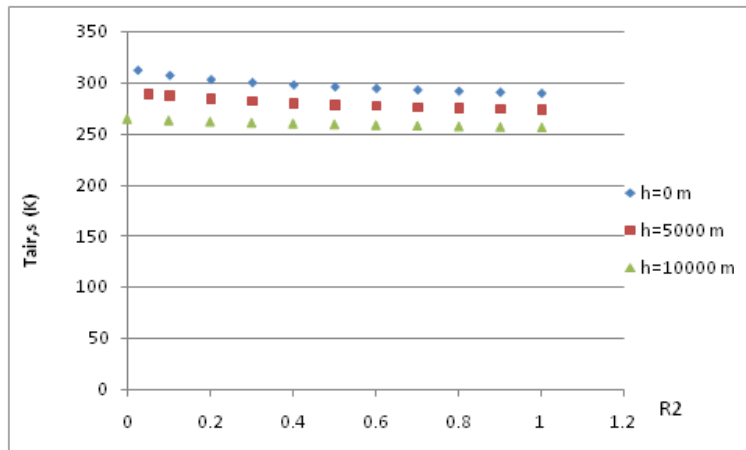


Figura A.39: Variación de $T_{air,s}$ al variar $R2$ en un calentamiento con humidificación con $\delta=10$ mm para distintas h

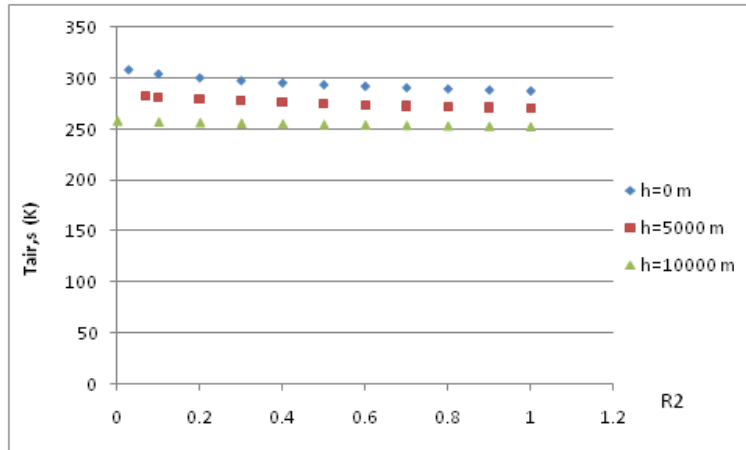


Figura A.40: Variación de $T_{air,s}$ al variar $R2$ en un calentamiento con humidificación con $\delta=15$ mm para distintas h

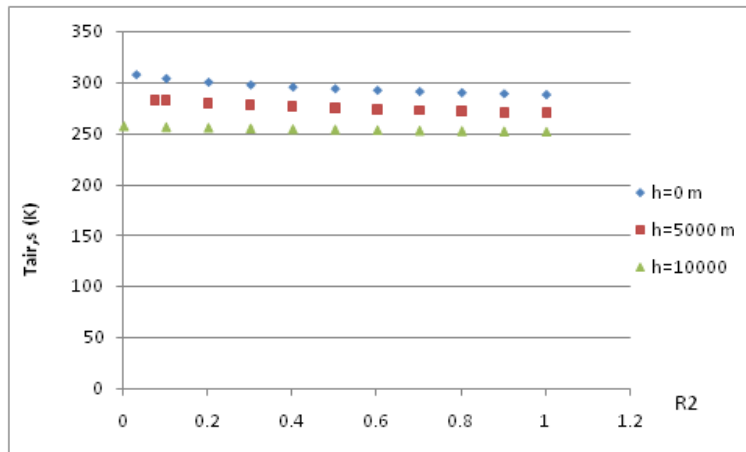


Figura A.41: Variación de $T_{air,s}$ al variar $R2$ en un calentamiento con humidificación con $\delta=16.2$ mm para distintas h

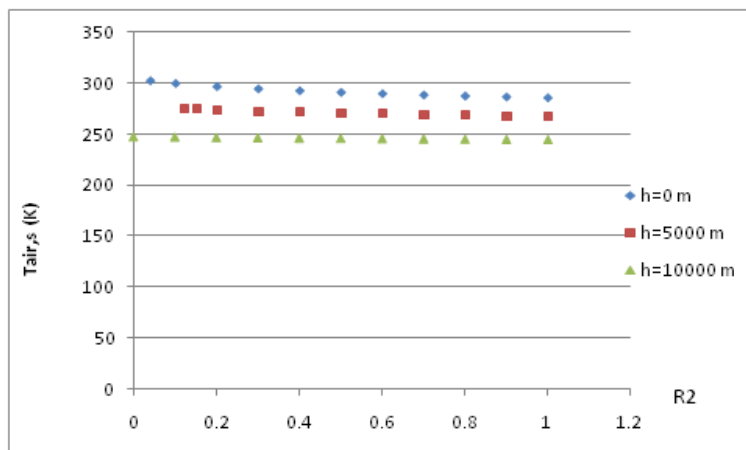


Figura A.42: Variación de $T_{air,s}$ al variar $R2$ en un calentamiento con humidificación con $\delta=30$ mm para distintas h

En segundo lugar, se muestra un estudio comparativo con los tres tamaños de cámara de refrigeración ($\delta=10$ mm, $\delta=16.2$ mm, $\delta=30$ mm) en tres Figuras distintas, altura 0 metros, altura 5000 metros y altura 10000 m.

En ellas se puede ver la misma tendencia que con anterioridad, obteniéndose los valores de temperatura a la salida más altos para áreas de flujo más pequeñas, para cualquier altura estudiada.

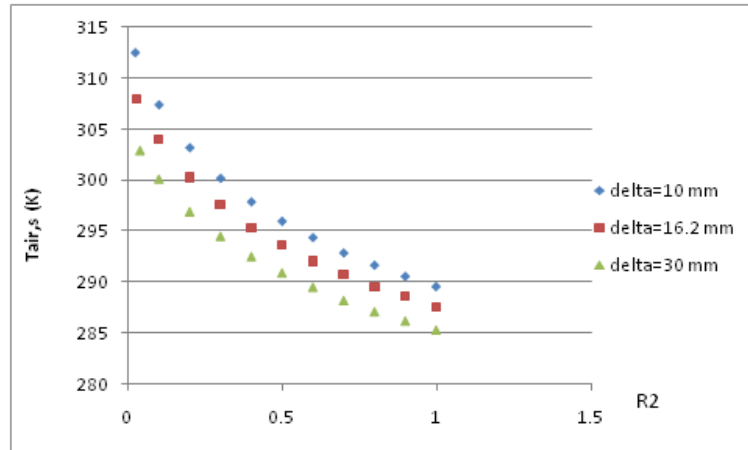


Figura A.43: Variación de $T_{air,s}$ al variar $R2$ en un calentamiento con humidificación para $h=0$ m

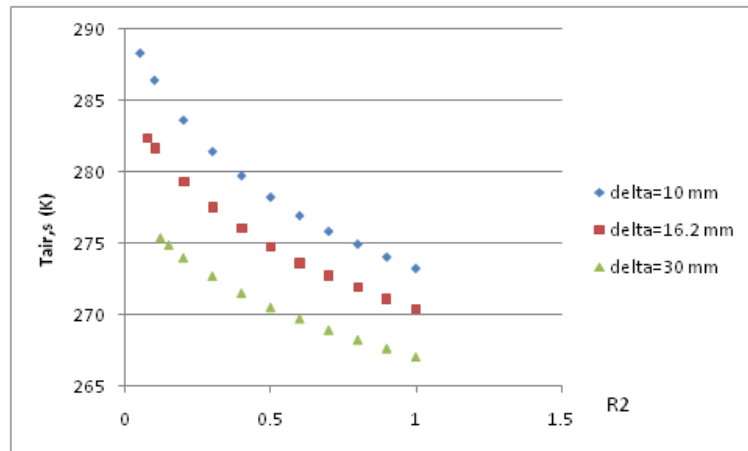


Figura A.44: Variación de $T_{air,s}$ al variar $R2$ en un calentamiento con humidificación para distintos δ a $h=5000$ m.

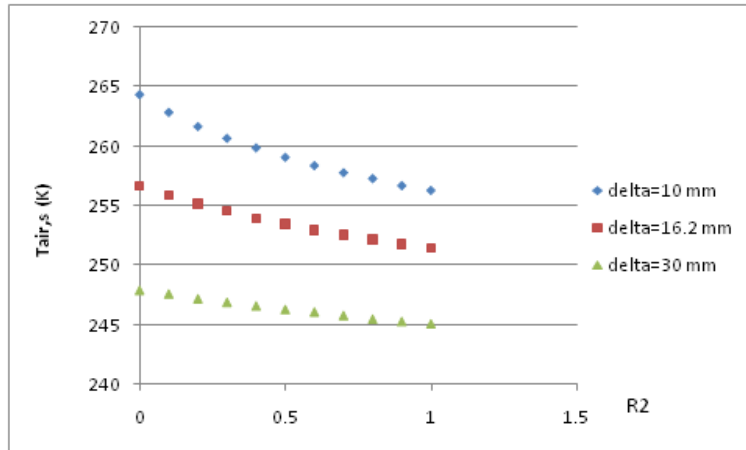


Figura A.45: Variación de $T_{air,s}$ al variar $R2$ en un calentamiento con humidificación para distintos δ a $h=10000$ m.

$m_{ah,e}$ vs Variación de la humedad relativa, $R2$.

Es de gran importancia el estudio de este parámetro para completar el realizado en el cuerpo del proyecto.

Se presentan las siguientes figuras donde se varía la $m_{ah,e}$ con la humedad relativa, en todos tamaños de cámara de refrigeración evaluados. Al aumentar ésta, el aire húmedo que se necesita para llevar a cabo la refrigeración bajo las condiciones de este estudio disminuye, de la misma manera que lo hace el aire seco, como se puede ver en el cuerpo del proyecto. Se obtienen los valores más elevados para una altura de vuelo de 0 metros.

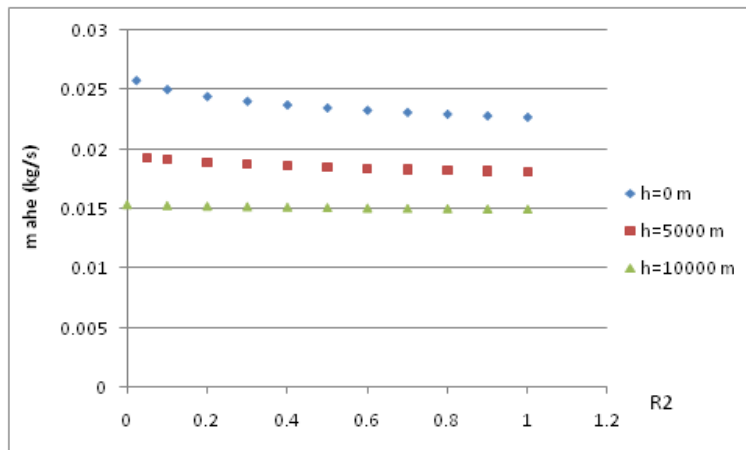


Figura A.46: Variación de $m_{ah,e}$ al variar $R2$ en un calentamiento con humidificación con $\delta=10$ mm para distintas h

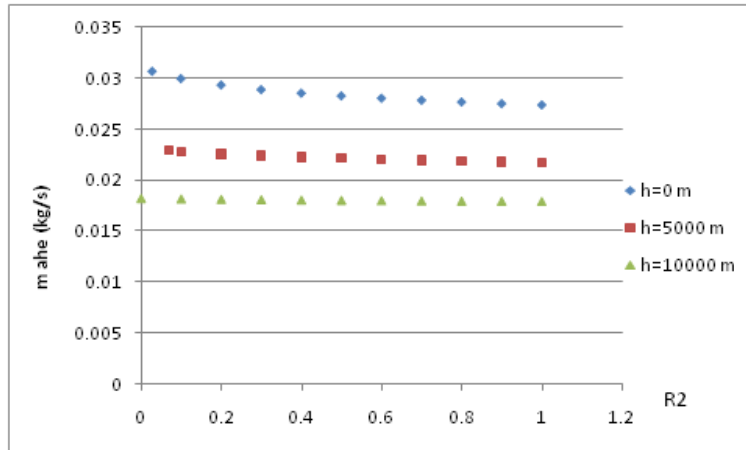


Figura A.47: Variación de $m_{ah,e}$ al variar $R2$ en un calentamiento con humidificación con $\delta=15$ mm para distintas h

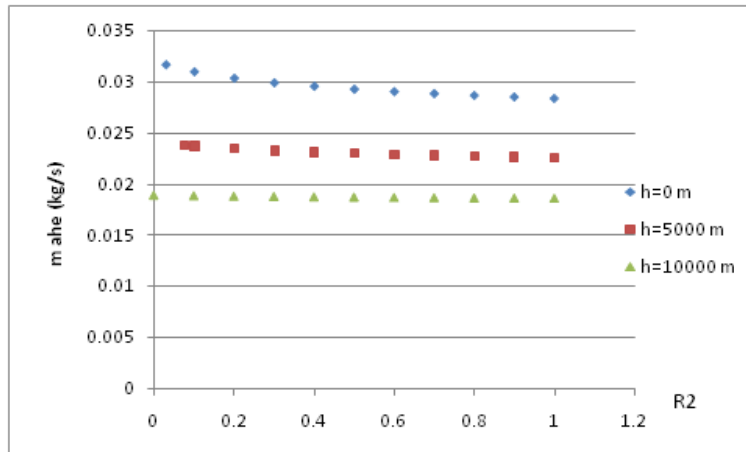


Figura A.48: Variación de $m_{ah,e}$ al variar $R2$ en un calentamiento con humidificación con $\delta=16.2$ mm para distintas h

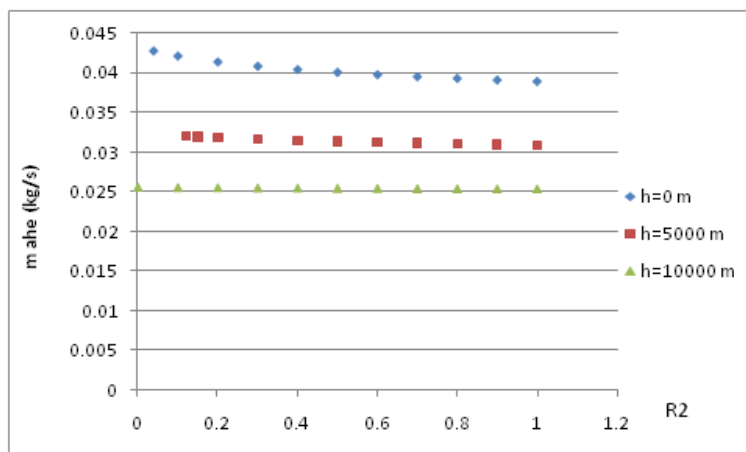


Figura A.49: Variación de $m_{ah,e}$ al variar $R2$ en un calentamiento con humidificación con $\delta=30$ mm para distintas h

A continuación se muestra un estudio comparativo con los tres tamaños de cámara de refrigeración ($\delta=10$ mm, $\delta=16.2$ mm, $\delta=30$ mm) en las tres alturas, 0 m, 5000 m y 10 km.

En todas ellas se aprecia que el mayor flujo másico de aire húmedo a la entrada se da cuando mayor es el espesor de la cámara de refrigeración.

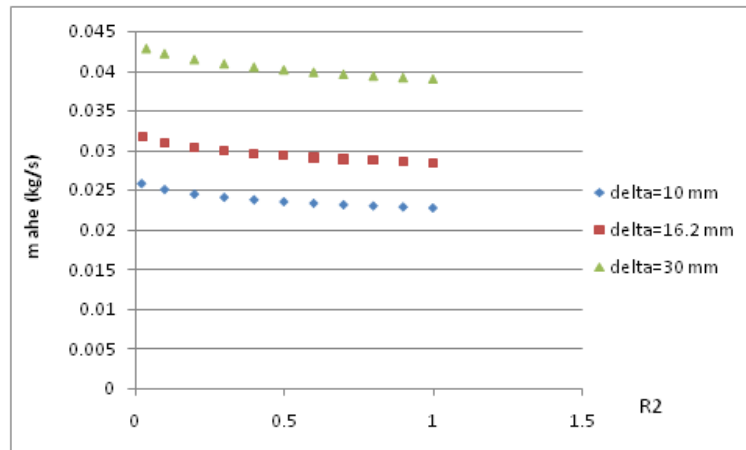


Figura A.50: Variación de $m_{ah,e}$ al variar $R2$ en un calentamiento con humidificación para $h=0$ m

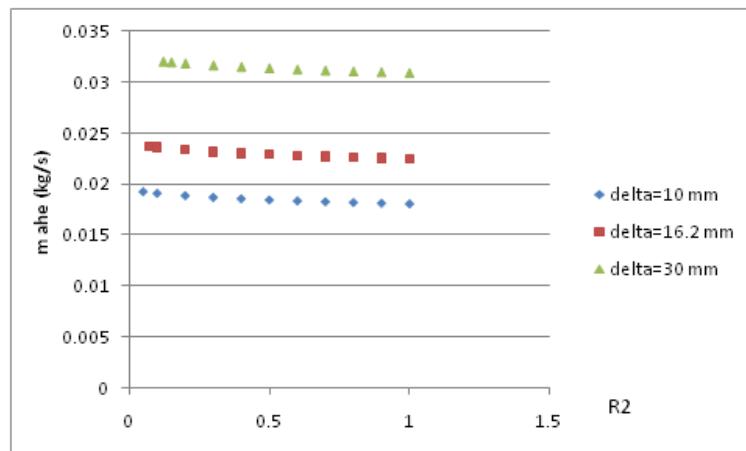


Figura A.51: Variación de $m_{ah,e}$ al variar $R2$ en un calentamiento con humidificación para $h=5000$ m

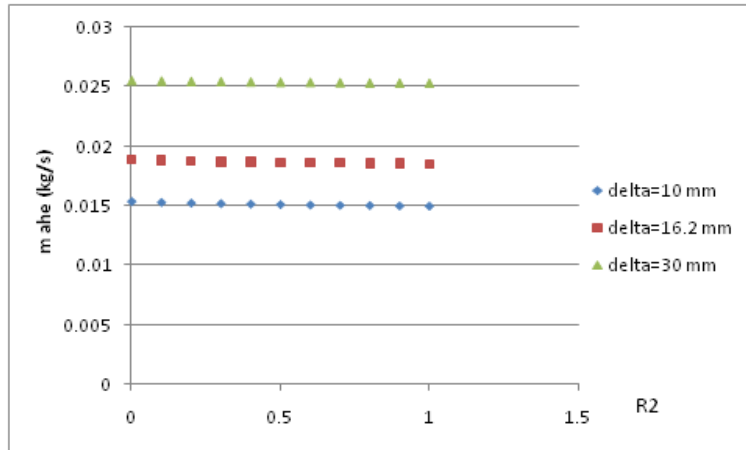


Figura A.52: Variación de $m_{ah,e}$ al variar $R2$ en un calentamiento con humidificación para $h=10000$ m

$m_{ah,s}$ vs la humedad relativa, $R2$.

Al igual que se ha analizado el comportamiento del aire húmedo a la entrada se analiza a la salida.

Se presentan las siguientes figuras donde se varía la $m_{ah,s}$ con la humedad relativa, en los mismos tamaños de cámara de refrigeración que en estudios anteriores. Se observa un comportamiento idéntico al que tiene $m_{ah,e}$ pero con valores mayores, ya que en este estudio se produce un calentamiento y humidificación del aire.

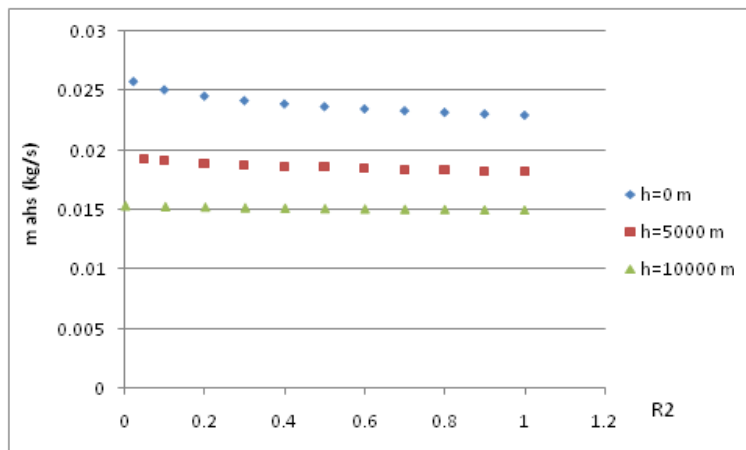


Figura A.53: Variación de $m_{ah,s}$ al variar $R2$ en un calentamiento con humidificación con $\delta=10$ mm para distintas h

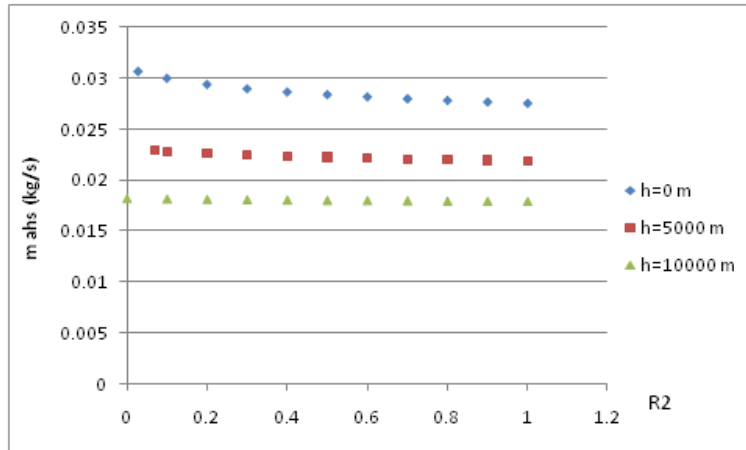


Figura A.54: Variación de $m_{ah,s}$ al variar $R2$ en un calentamiento con humidificación con $\delta=15$ mm para distintas h

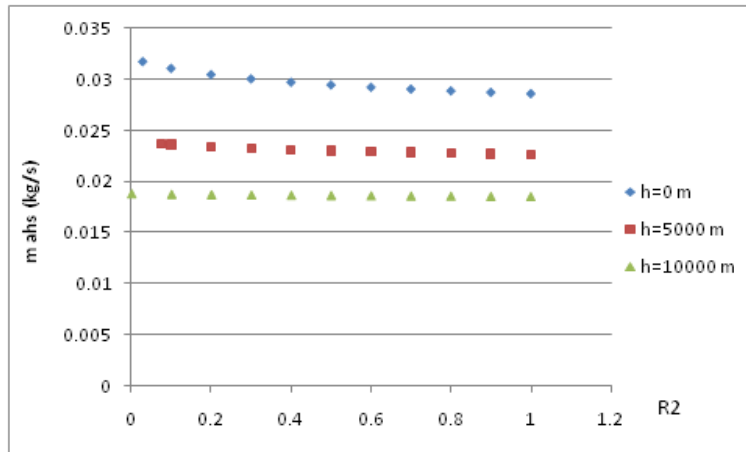


Figura A.55: Variación de $m_{ah,s}$ al variar $R2$ en un calentamiento con humidificación con $\delta=16.2$ mm para distintas h

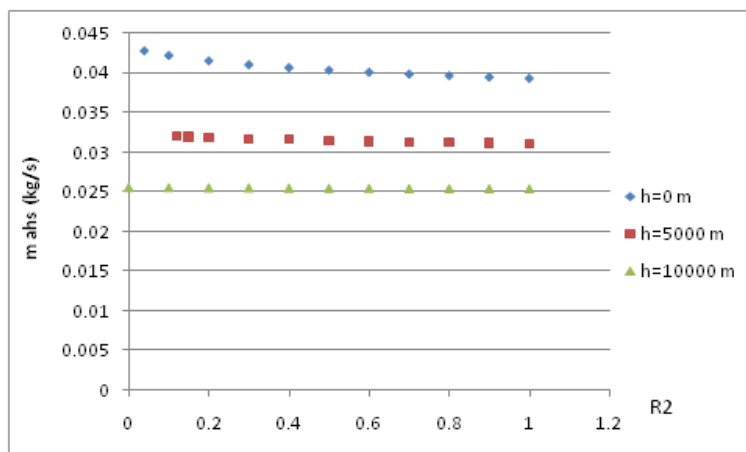


Figura A.56: Variación de $m_{ah,s}$ al variar $R2$ en un calentamiento con humidificación con $\delta=30$ mm para distintas h

Ahora al igual que para el aire húmedo a la entrada se muestra un estudio comparativo con los tres tamaños de cámara de refrigeración ($\delta=10$ mm, $\delta=16.2$ mm, $\delta=30$ mm) en distintas alturas (0 metros, altura 5000 metros y altura 10000 m).

En todas ellas se aprecia que se tiene mayor flujo de aire húmedo a la salida cuando mayor es el espesor de la cámara de refrigeración.

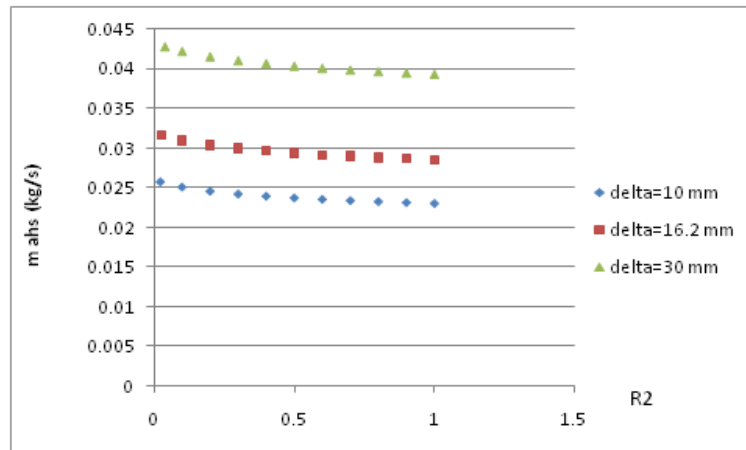


Figura A.57: Variación de $m_{ah,s}$ al variar $R2$ en un calentamiento con humidificación para $h=0$ m

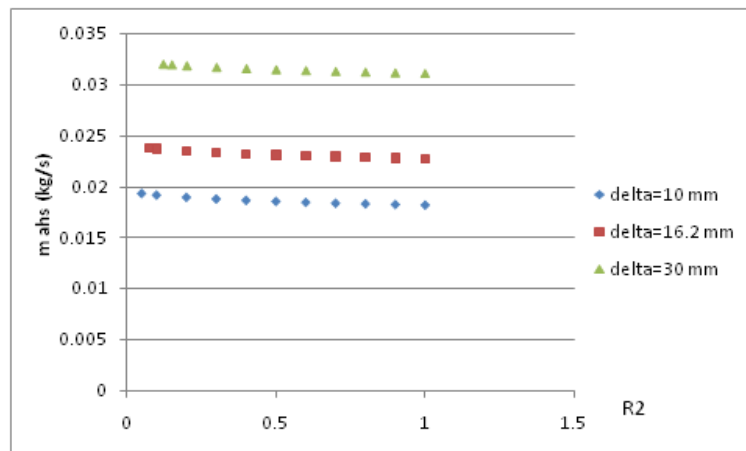


Figura A.58: Variación de $m_{ah,s}$ al variar $R2$ en un calentamiento con humidificación para $h=5000$ m

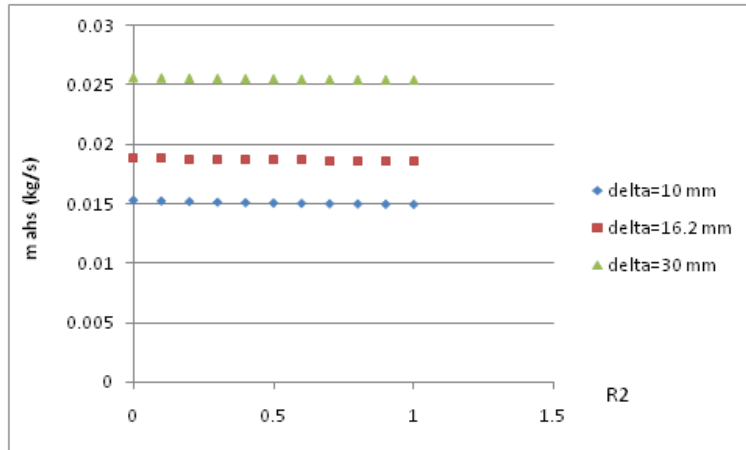


Figura A.59: Variación de $m_{ah,s}$ al variar $R2$ en un calentamiento con humidificación para $h=10000$ m

m_{air} vs la humedad relativa, $R2$.

A partir de la tabla A.6 se han obtenido las figuras presentadas en el cuerpo del proyecto y las que se presentan a continuación para el flujo de aire seco necesario para la refrigeración en los distintos supuestos.

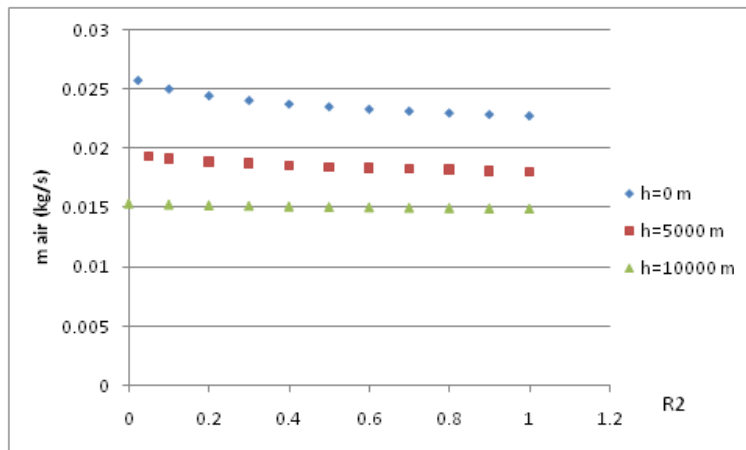


Figura A.60: Variación de m_{air} al variar $R2$ en un calentamiento con humidificación con $\delta=10$ mm para distintas h

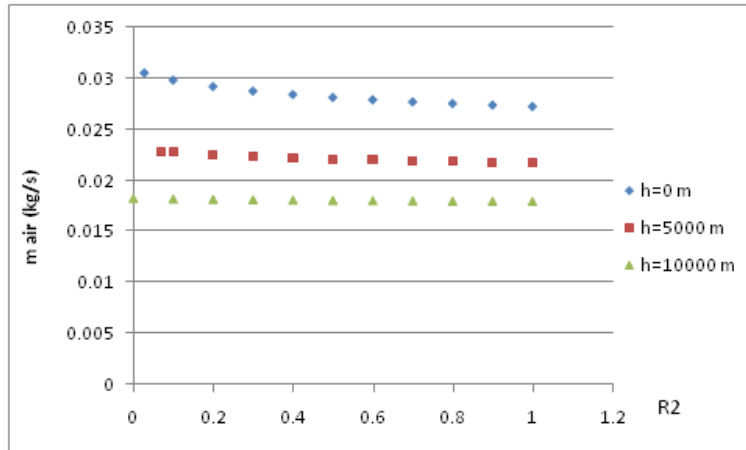


Figura A.61: Variación de m_{air} al variar $R2$ en un calentamiento con humidificación con $\delta=15$ mm para distintas h

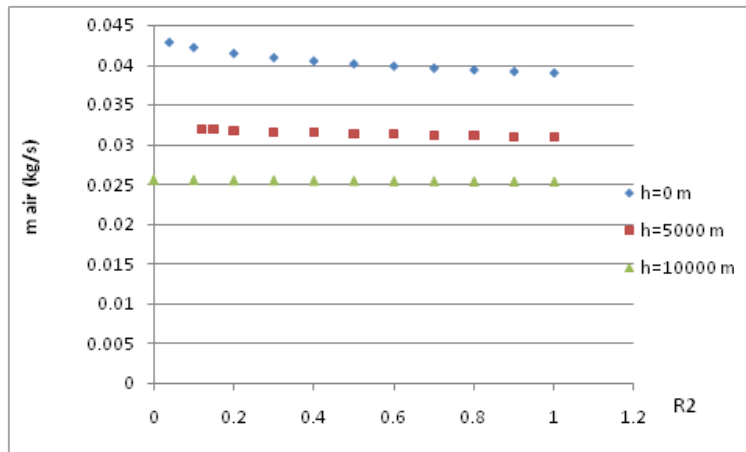


Figura A.62: Variación de m_{air} al variar $R2$ en un calentamiento con humidificación con $\delta=30$ mm para distintas h

m_{agua} vs la humedad relativa, $R2$.

Bajo estas condiciones es necesario adicionar agua en el sistema de refrigeración para llevar a cabo la humidificación del aire, es por esto por lo que se considera de interés el análisis de este parámetro.

En primer lugar, se presenta, para cada uno de los tamaños de refrigeración evaluados y para distintas alturas, como varía el agua a añadir con la humedad relativa del aire a la salida del sistema de refrigeración.

Se puede comprobar en estas figuras que la cantidad de agua a añadir será mayor cuando mayor sea la humedad relativa a la salida que se quiera tener, siendo los valores más altos para alturas de cero metros.

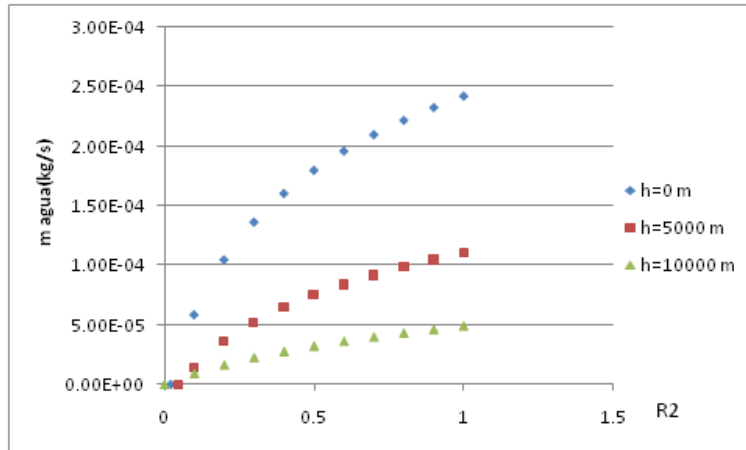


Figura A.64: Variación de m_{agua} al variar $R2$ en un calentamiento con humidificación con $\delta=10$ mm para distintas h

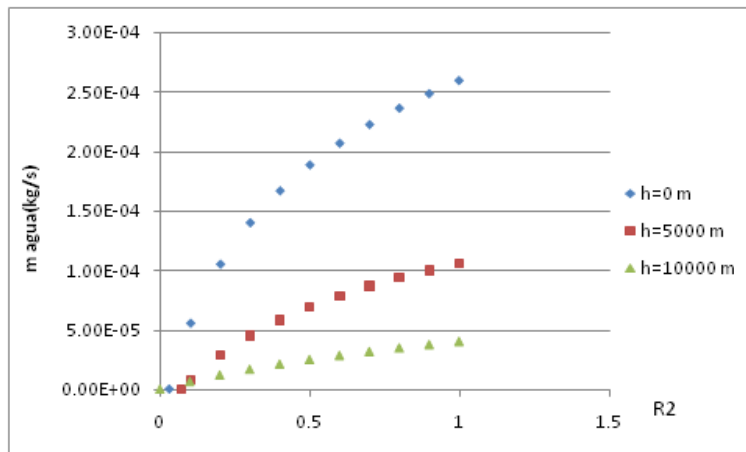


Figura A.65: Variación de m_{agua} al variar $R2$ en un calentamiento con humidificación con $\delta=15$ mm para distintas h

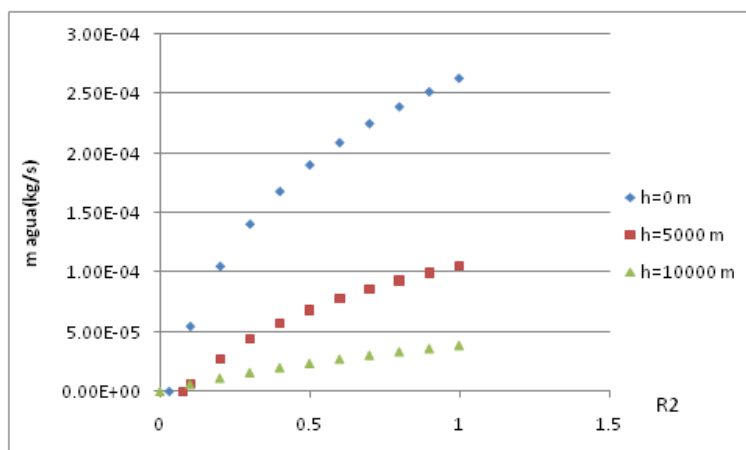


Figura A.66: Variación de m_{agua} al variar $R2$ en un calentamiento con humidificación con $\delta=16.2$ mm para distintas h

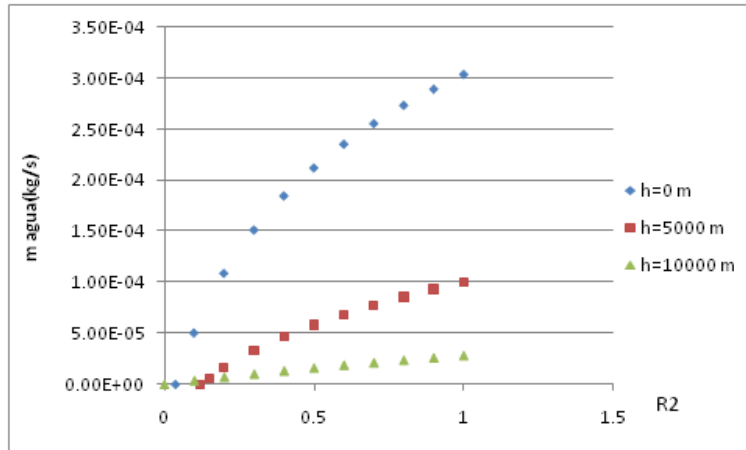


Figura A.67: Variación de m_{agua} al variar $R2$ en un calentamiento con humidificación con $\delta=30$ mm para distintas h

En segundo lugar, se presentan tres figuras en las que a altura 0 m, 5000 m y 10000 m se hace variar el flujo másico de agua a adicionar en el sistema de refrigeración con la humedad relativa a la salida del aire.

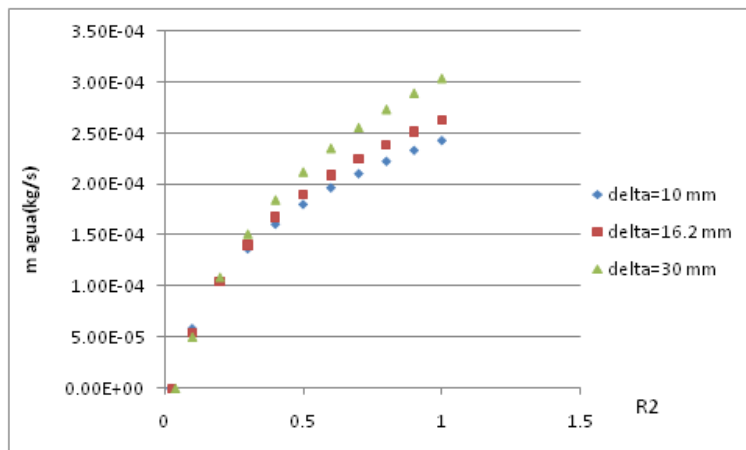


Figura A.68: Variación de m_{agua} al variar $R2$ en un calentamiento con humidificación para $h=0$ m

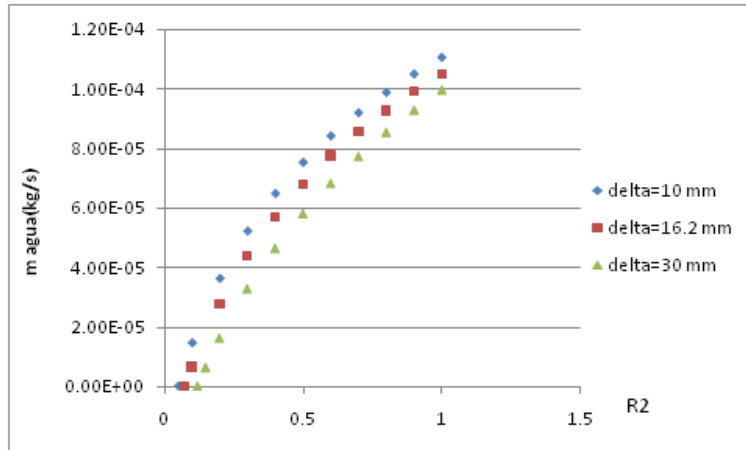


Figura A.69: Variación de m_{agua} al variar $R2$ en un calentamiento con humidificación para $h=5000$ m

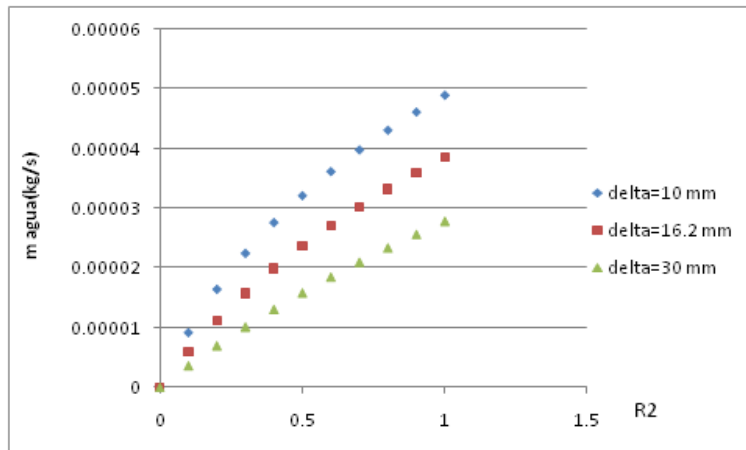


Figura A.70: Variación de m_{agua} al variar $R2$ en un calentamiento con humidificación para $h=10000$ m

V_{air} vs la humedad relativa, $R2$.

Se presentan las siguientes figuras donde se varía la V_{air} con la humedad relativa, en los mismos tamaños de cámara de refrigeración que en estudios anteriores. Se observa que hay una disminución de la velocidad del aire al aumentar la humedad relativa del aire a la salida del sistema de refrigeración, siendo a alturas elevadas donde más rápido circula dicho fluido.

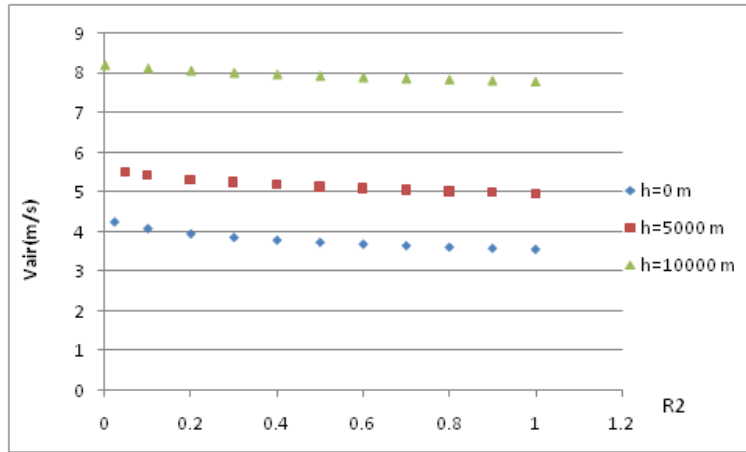


Figura A.71: Variación de V_{air} al variar $R2$ en un calentamiento con humidificación con $\delta=10$ mm para distintas h

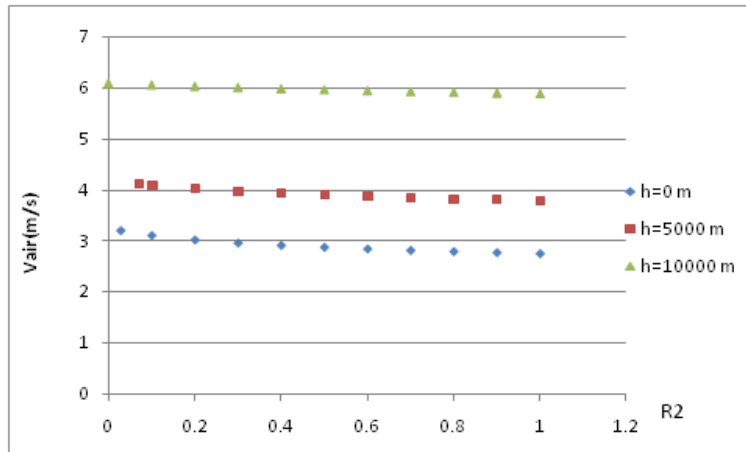


Figura A.72: Variación de V_{air} al variar $R2$ en un calentamiento con humidificación con $\delta=15$ mm para distintas h

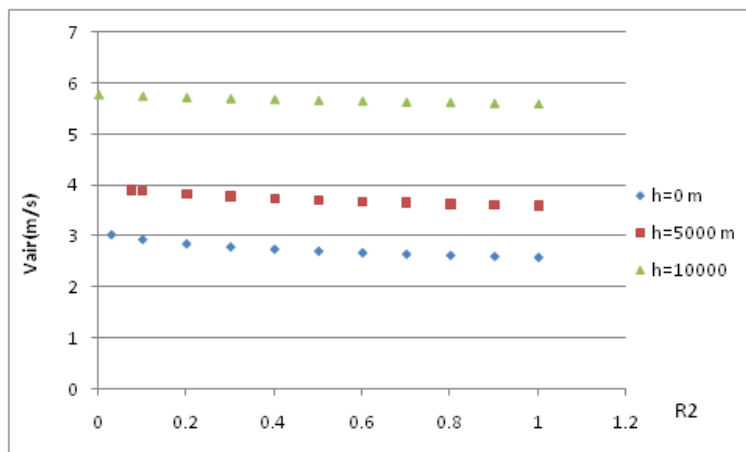


Figura A.73: Variación de V_{air} al variar $R2$ en un calentamiento con humidificación con $\delta=16.2$ mm para distintas h

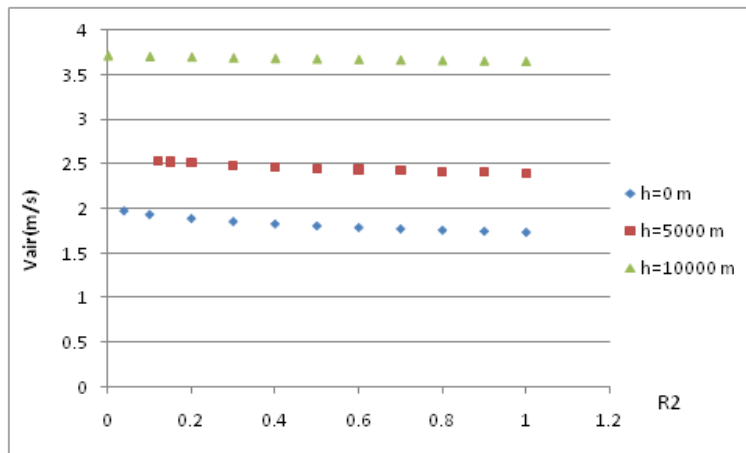


Figura A.74: Variación de V_{air} al variar $R2$ en un calentamiento con humidificación con $\delta=30$ mm para distintas h

Al igual que con el resto de parámetros se han comparado los resultados obtenidos para tres áreas de flujo diferentes a altura de 0 metros, 5000 metros y 10000 metros. Con ayuda de las figuras que a continuación se presentan, se concluye que, cuando la cámara de refrigeración es más pequeña la velocidad del fluido refrigerante es mayor.

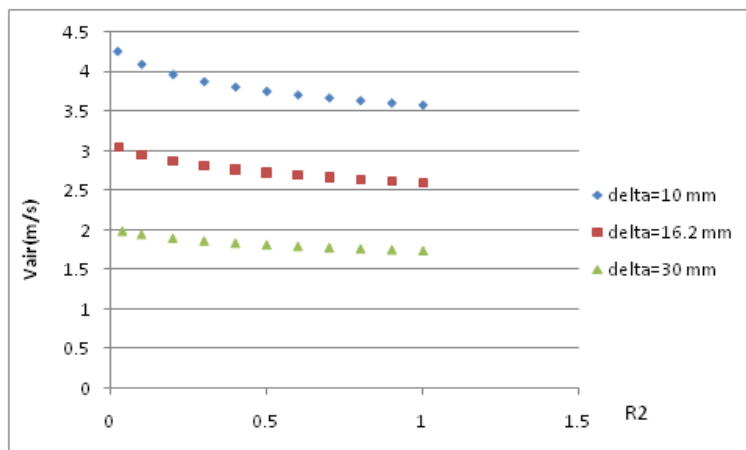


Figura A.75: Variación de V_{air} al variar $R2$ en un calentamiento con humidificación para $h=0$ m

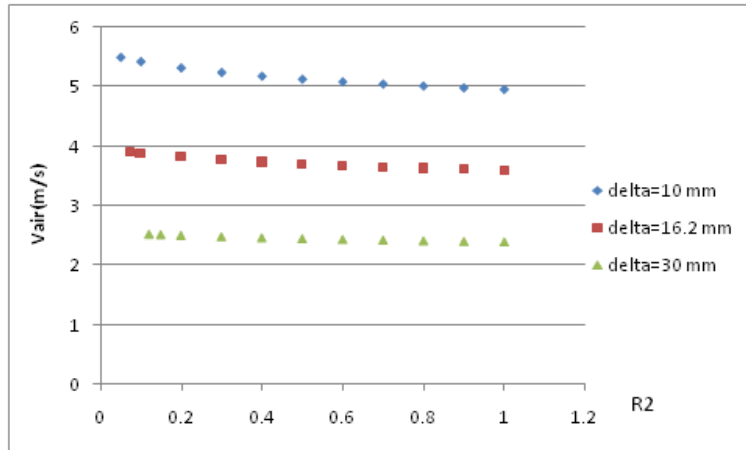


Figura A.76: Variación de V_{air} al variar $R2$ en un calentamiento con humidificación para $h=5000$ m

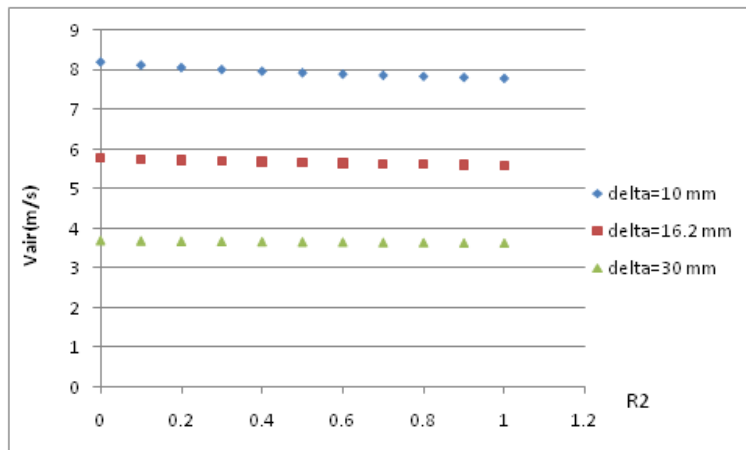


Figura A.77: Variación de V_{air} al variar $R2$ en un calentamiento con humidificación para $h=10000$ m

2. Aire saturado a la salida para distintas alturas de vuelo.

En el cuerpo del proyecto se analiza el comportamiento que tienen la potencia y el flujo másico de aire necesario la refrigeración cuando a la salida se tiene aire saturado a distintas alturas. En este apartado del anexo se analiza el comportamiento del resto de parámetros que se consideran de interés.

En primer lugar se presenta la tabla de resultados obtenida en la simulación:

Tabla A.7: Resultados a las distintas δ de aire saturado a la salida para distintas alturas de vuelo

h [m]	Vavion [m/s]	Ws [W]	R2	$\delta=10$ mm							$\delta=15$ mm						
				Wvent [W]	Tair_s [K]	m_ah_e [kg/s]	m_ah_s [kg/s]	m_air [kg/s]	m_agua [kg/s]	V_air [m/s]	Wvent [W]	Tair_s [K]	m_ah_e [kg/s]	m_ah_s [kg/s]	m_air [kg/s]	m_agua [kg/s]	V_air [m/s]
0	20.5	650	1	1.168	289.6	0.02274	0.02298	0.02272	0.0002424	3.57	0.7127	288.3	0.02739	0.02764	0.02736	0.0002546	2.742
1000	21.5	650	1	1.261	286.5	0.02166	0.02187	0.02163	0.0002116	3.783	0.7616	284.7	0.02603	0.02625	0.026	0.0002226	2.895
2000	22.6	650	1	1.378	283.4	0.02066	0.02084	0.02064	0.0001841	4.027	0.8296	281.4	0.02483	0.02502	0.0248	0.0001904	3.08
3000	23.8	650	1	1.491	279.3	0.0197	0.01985	0.01968	0.0001481	4.277	0.8967	277.3	0.02367	0.02382	0.02365	0.0001508	3.269
4000	25.1	650	1	1.668	276.3	0.01886	0.01899	0.01884	0.0001284	4.598	1	274	0.02266	0.02278	0.02263	0.0001278	3.511
5000	26.5	650	1	1.887	273.2	0.01808	0.01819	0.01806	0.0001106	4.964	1.132	270.9	0.02173	0.02184	0.02171	0.000106	3.791

Tabla A.7: Continuación

h [m]	Vavion [m/s]	Ws [W]	R2	$\delta=16.2$ mm							$\delta=30$ mm						
				Wvent [W]	Tair_s [K]	m_ah_e [kg/s]	m_ah_s [kg/s]	m_air [kg/s]	m_agua [kg/s]	V_air [m/s]	Wvent [W]	Tair_s [K]	m_ah_e [kg/s]	m_ah_s [kg/s]	m_air [kg/s]	m_agua [kg/s]	V_air [m/s]
0	20.5	650	1	0.654	288.6	0.0285	0.02875	0.02847	0.0002514	2.618	0.2948	288.2	0.03957	0.03982	0.03953	0.0002554	1.775
1000	21.5	650	1	0.6895	284.4	0.027	0.02722	0.02697	0.0002252	2.752	0.2959	281.8	0.03709	0.03735	0.03705	0.0002538	1.836
2000	22.6	650	1	0.7507	281.1	0.02575	0.02594	0.02572	0.0001919	2.927	0.3208	278.2	0.03536	0.03558	0.03533	0.0002102	1.949
3000	23.8	650	1	0.8111	276.9	0.02455	0.0247	0.02453	0.0001515	3.107	0.346	273.9	0.03371	0.03387	0.03368	0.0001611	2.068
4000	25.1	650	1	0.9045	273.6	0.0235	0.02363	0.02347	0.0001278	3.336	0.3852	270.5	0.03228	0.0324	0.03224	0.0001284	2.219
5000	26.5	650	1	1.023	270.4	0.02254	0.02264	0.02252	0.0001051	3.602	0.4333	267	0.03094	0.03104	0.03091	0.00009941	2.392

W_{vent} vs la altura con aire saturado a la salida.

Este parámetro ya ha sido analizado en el apartado de resultados del proyecto.

$T_{air,s}$ vs la altura con aire saturado a la salida.

A partir de los resultados de la Tabla A.7 se ha obtenido la siguiente figura. En ella se realiza una comparación, para tres espesores de cámara de refrigeración 10 mm, 16.2 mm y 30 mm, del comportamiento de la temperatura con la que sale el aire del sistema de refrigeración cuando varía la altura. Además, se observa que al aumentar la altura la temperatura a la salida disminuye, obteniéndose los valores más elevados cuando la cámara de refrigeración es más pequeña.

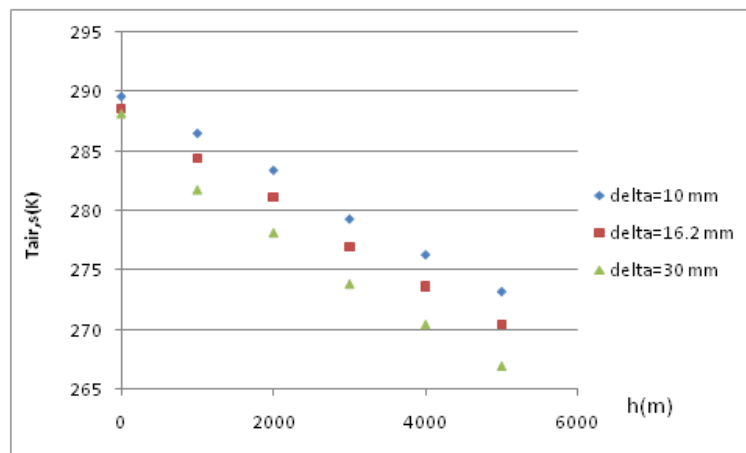


Figura A.78: Variación de $T_{air,s}$ al variar h en un calentamiento con humidificación con aire saturado a la salida.

$m_{ah,e}$ vs la altura con aire saturado a la salida.

A partir de los resultados de la Tabla A.7 se ha obtenido la Figura A.79. En ella se realiza una comparación, para tres espesores de cámara de refrigeración 10 mm, 16.2 mm y 30 mm, del comportamiento del flujo de aire húmedo a la entrada sistema de refrigeración cuando se varía la altura. Además, se observa que al aumentar la altura, al igual que le ocurre al aire seco, el flujo de aire húmedo disminuye, obteniéndose los valores más elevados cuando la cámara de refrigeración es más grande.

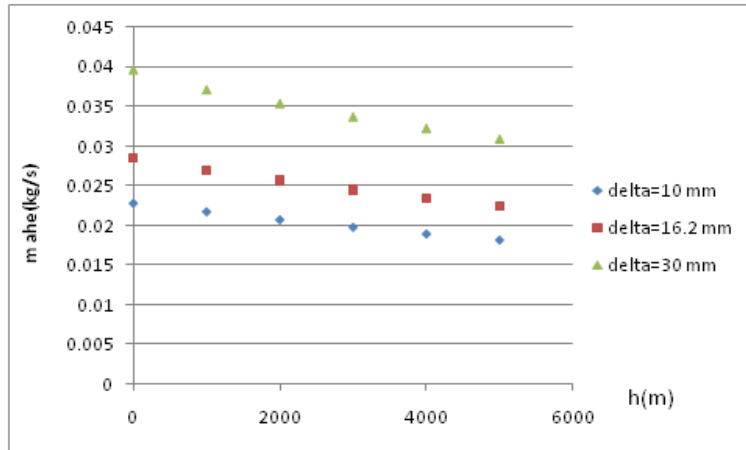


Figura A.79: Variación de $m_{ah,e}$ al variar h en un calentamiento con humidificación con aire saturado a la salida.

$m_{ah,s}$ vs la altura con aire saturado a la salida.

A partir de los resultados de la Tabla A.7 se ha obtenido la Figura A.80. En ella se realiza una comparación, para tres espesores de cámara de refrigeración 10 mm, 16.2 mm y 30 mm, del comportamiento del flujo de aire húmedo a la salida del sistema de refrigeración cuando se varía la altura. Se puede observar que dicho comportamiento es análogo al que se tiene a la entrada y al del aire seco.

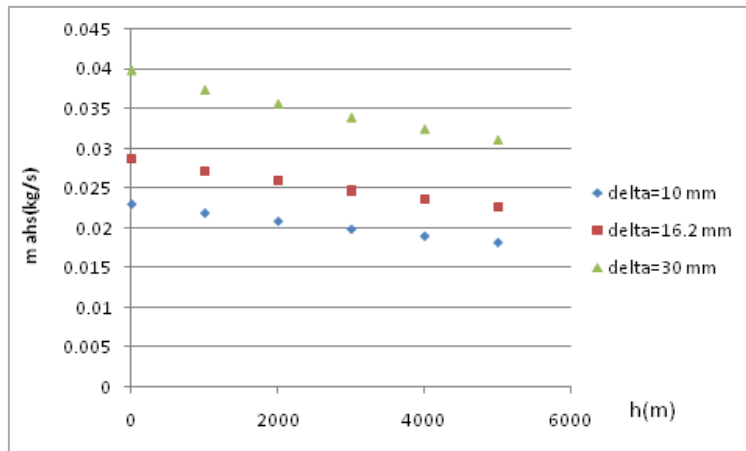


Figura A.80: Variación de $m_{ah,s}$ al variar h en un calentamiento con humidificación con aire saturado a la salida.

m_{air} vs la altura con aire saturado a la salida.

Este parámetros ha sido analizado ya en el apartado de resultados del proyecto.

m_{agua} vs la altura con aire saturado a la salida.

A partir de los resultados de la Tabla A.7 se ha obtenido la Figura A.81. En ella se realiza una comparación, para tres espesores de cámara de refrigeración 10 mm, 16.2 mm y 30 mm, del comportamiento del flujo de agua a introducir en el sistema de refrigeración para conseguir la saturación en la salida, al variar la altura. Se puede observar que la cantidad de agua a introducir en el sistema de refrigeración para conseguir la saturación disminuye al aumentar la altura.

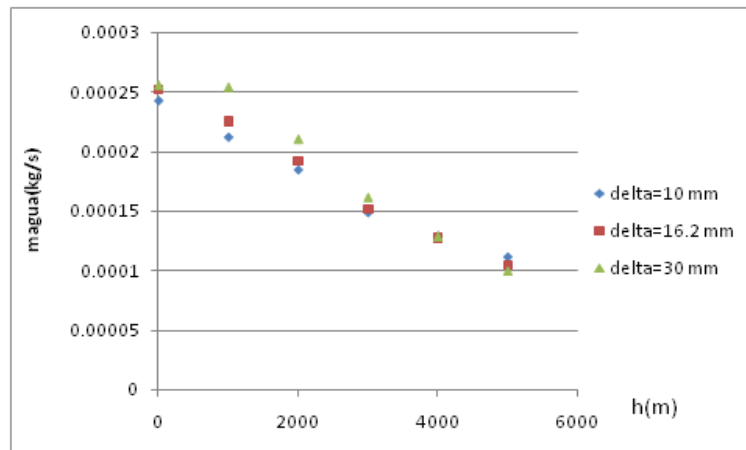


Figura A.81: Variación de m_{agua} al variar h en un calentamiento con humidificación con aire saturado a la salida.

V_{air} vs la altura con aire saturado a la salida.

A partir de los resultados de la Tabla A.7 se ha obtenido la Figura A.82. En ella se realiza una comparación, para tres espesores de cámara de refrigeración 10 mm, 16.2 mm y 30 mm, de la velocidad del aire al variar la altura. Se observa que la velocidad del aire aumenta al variar la altura, obteniéndose los valores más elevados cuando el área de flujo es más pequeña.

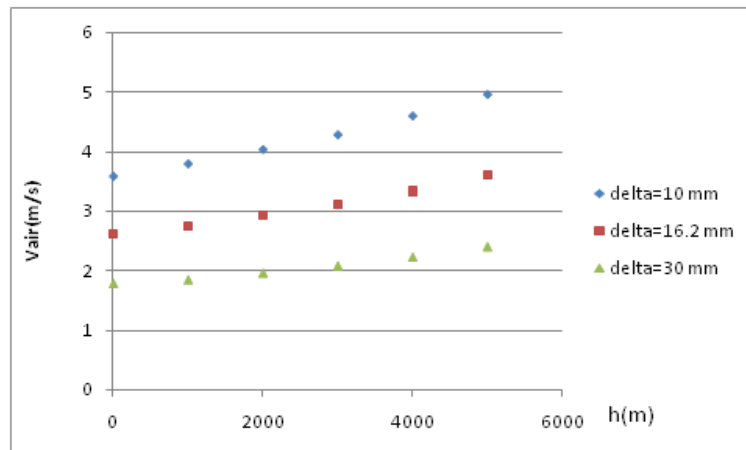


Figura A.82: Variación de V_{air} al variar h en un calentamiento con humidificación con aire saturado a la salida.

Anexo E: Correspondiente a mezcla bifásica a la salida.

En este Anexo se muestran, por un lado, los resultados obtenidos en la simulación que después se han utilizado para elaborar el cuerpo del informe, y por otro, se analizan y exponen otros resultados de parámetros que son importantes para entender lo expuesto en el cuerpo de la memoria y que lo completan.

Se muestra la tabla de resultados obtenida:

Tabla A.8: Resultados a las distintas δ de mezcla bifásica a la salida

h	Vavion	Ws	R2	w1	m_agua_s	$\delta=10$ mm						$\delta=15$ mm							
						Wvent	Tair_s	m_ah_e	m_ah_s	m_air	m_agua	V_air	Wvent	Tair_s	m_ah_e	m_ah_s	m_air	m_agua	V_air
[m]	[m/s]	[W]			[kg/s]	[W]	[K]	[kg/s]	[kg/s]	[kg/s]	[kg/s]	[m/s]	[W]	[K]	[kg/s]	[kg/s]	[kg/s]	[kg/s]	[m/s]
0	20.5	650	1	0.005	0	1.259	292.7	0.02301	0.02322	0.0229	0.0002117	3.661	0.7655	291.2	0.02769	0.02791	0.02755	0.0002201	2.808
0	20.5	650	1	0.005	0.005	1.23	291.7	0.02296	0.02315	0.02284	0.0001917	3.632	0.7546	290.6	0.02765	0.02785	0.02751	0.0002064	2.795
0	20.5	650	1	0.005	0.01	1.211	291	0.02292	0.0231	0.02281	0.0001791	3.613	0.7471	290.2	0.02762	0.02781	0.02748	0.0001972	2.785
0	20.5	650	1	0.005	0.015	1.198	290.6	0.02289	0.02306	0.02278	0.0001705	3.6	0.7418	289.9	0.0276	0.02779	0.02746	0.0001908	2.779
0	20.5	650	1	0.005	0.02	1.188	290.3	0.02287	0.02304	0.02276	0.0001643	3.59	0.7379	289.7	0.02758	0.02776	0.02744	0.000186	2.774
0	20.5	650	1	0.005	0.025	1.181	290	0.02286	0.02302	0.02275	0.0001597	3.583	0.7348	289.5	0.02757	0.02775	0.02743	0.0001823	2.77
0	20.5	650	1	0.005	0.03	1.175	289.8	0.02285	0.023	0.02273	0.0001561	3.577	0.7323	289.4	0.02756	0.02774	0.02742	0.0001794	2.767
0	20.5	650	1	0.005	0.035	1.17	289.6	0.02284	0.02299	0.02272	0.0001532	3.572	0.7303	289.3	0.02755	0.02772	0.02741	0.000177	2.764
0	20.5	650	1	0.005	0.04	1.167	289.5	0.02283	0.02298	0.02272	0.0001509	3.569	0.7287	289.2	0.02754	0.02772	0.0274	0.000175	2.762
0	20.5	650	1	0.005	0.045	1.164	289.4	0.02282	0.02297	0.02271	0.0001489	3.565	0.7273	289.1	0.02753	0.02771	0.0274	0.0001734	2.76
0	20.5	650	1	0.005	0.05	1.161	289.3	0.02282	0.02296	0.0227	0.0001473	3.563	0.7261	289	0.02753	0.0277	0.02739	0.000172	2.759

Tabla A.8: Continuación

h	Vavion	Ws	R2	w1	m_agua_s	$\delta=16.2$ mm							$\delta=30$ mm						
						Wvent	Tair_s	m_ah_e	m_ah_s	m_air	m_agua	V_air	Wvent	Tair_s	m_ah_e	m_ah_s	m_air	m_agua	V_air
[m]	[m/s]	[W]			[kg/s]	[W]	[K]	[kg/s]	[kg/s]	[kg/s]	[kg/s]	[m/s]	[W]	[K]	[kg/s]	[kg/s]	[kg/s]	[kg/s]	[m/s]
0	20.5	650	1	0.005	0	0.6939	290.9	0.02872	0.02895	0.02858	0.000222	2.67	0.3009	288.9	0.03953	0.03977	0.03933	0.0002435	1.787
0	20.5	650	1	0.005	0.005	0.685	290.4	0.02868	0.02889	0.02854	0.0002095	2.659	0.3001	288.8	0.03952	0.03976	0.03932	0.00024	1.786
0	20.5	650	1	0.005	0.01	0.679	290	0.02866	0.02886	0.02851	0.0002011	2.651	0.2995	288.7	0.03951	0.03974	0.03931	0.0002375	1.784
0	20.5	650	1	0.005	0.015	0.6746	289.8	0.02864	0.02883	0.02849	0.000195	2.645	0.299	288.6	0.0395	0.03973	0.0393	0.0002356	1.783
0	20.5	650	1	0.005	0.02	0.6713	289.6	0.02862	0.02881	0.02848	0.0001905	2.641	0.2986	288.6	0.03949	0.03973	0.0393	0.0002341	1.783
0	20.5	650	1	0.005	0.025	0.6688	289.4	0.02861	0.0288	0.02847	0.0001871	2.638	0.2983	288.5	0.03949	0.03972	0.03929	0.0002329	1.782
0	20.5	650	1	0.005	0.03	0.6667	289.3	0.0286	0.02878	0.02846	0.0001843	2.635	0.2981	288.5	0.03949	0.03972	0.03929	0.0002319	1.782
0	20.5	650	1	0.005	0.035	0.6651	289.2	0.02859	0.02877	0.02845	0.0001821	2.633	0.2979	288.5	0.03948	0.03971	0.03929	0.0002311	1.781
0	20.5	650	1	0.005	0.04	0.6637	289.1	0.02859	0.02877	0.02844	0.0001802	2.631	0.2977	288.5	0.03948	0.03971	0.03928	0.0002304	1.781
0	20.5	650	1	0.005	0.045	0.6625	289	0.02858	0.02876	0.02844	0.0001786	2.629	0.2975	288.4	0.03948	0.03971	0.03928	0.0002298	1.78
0	20.5	650	1	0.005	0.05	0.6615	289	0.02858	0.02875	0.02843	0.0001773	2.628	0.2974	288.4	0.03948	0.0397	0.03928	0.0002292	1.78

W_{vent} vs el flujo de agua que no pasa al aire a la salida, $m_{agua,s}$.

Este parámetro ya se ha analizado en el apartado de resultados del proyecto.

$T_{air,s}$ vs flujo de agua que no pasa al aire a la salida, $m_{agua,s}$.

Al variar la temperatura a la salida, con el flujo másico de agua que no pasa al aire (en forma de gotas) a la salida, se observa que cuanto mayor es la cantidad de agua menor es la temperatura con la que sale el aire, y por lo tanto, la mezcla del sistema de refrigeración.

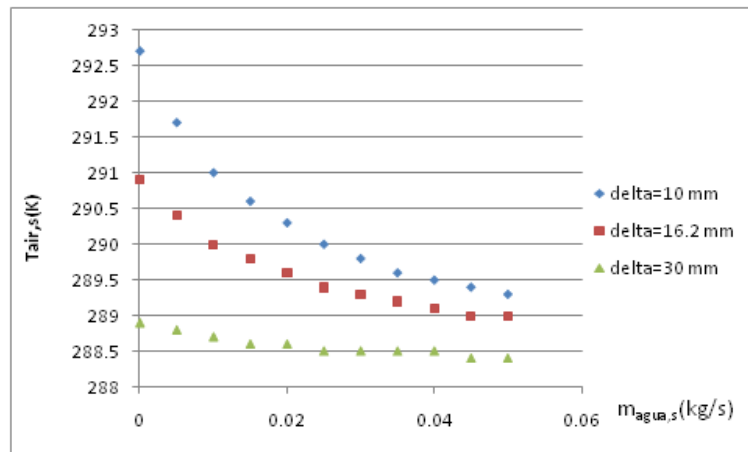


Figura A.83: Variación de $T_{air,s}$ al variar $m_{agua,s}$

$m_{ah,e}$ vs flujo de agua que no pasa al aire a la salida, $m_{agua,s}$.

En la Figura A.84 se observa que el aire húmedo a la entrada tiene un comportamiento análogo al que tiene el aire seco, lo cual se puede ver en la Figura 4.26 de este proyecto.

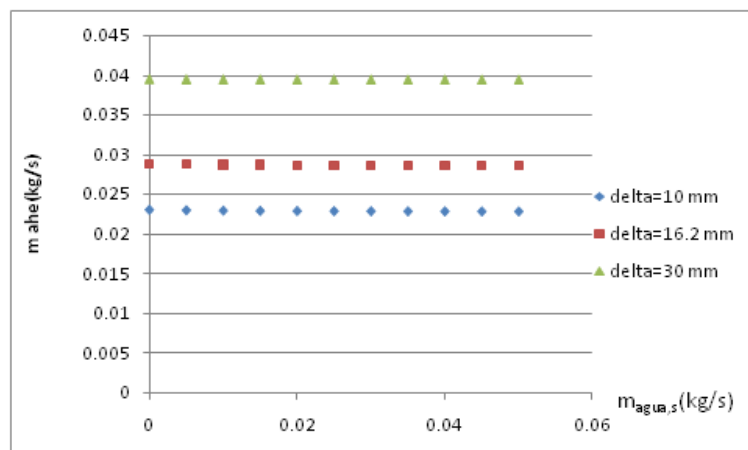


Figura A.84: Variación de $m_{ah,e}$ al variar $m_{agua,s}$

$m_{ah,s}$ vs el flujo de agua que no pasa al aire a la salida, $m_{agua,s}$.

Se observa en la Figura A.85 idéntico comportamiento que en la Figura A.84, pero con valores de flujo de aire húmedo más grandes, ya que a la salida la humedad absoluta es mayor que a la entrada.

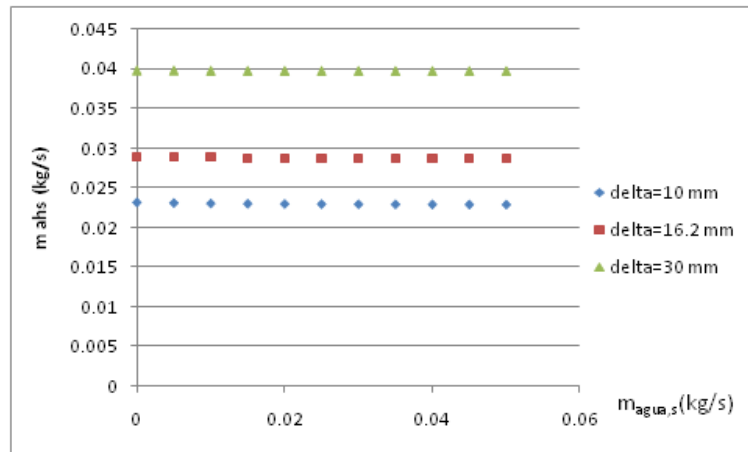


Figura A.85: Variación de $m_{ah,s}$ al variar $m_{agua,s}$

m_{air} vs flujo de agua que no pasa al aire a la salida, $m_{agua,s}$.

Este parámetro ya ha sido analizado en el apartado de resultados del proyecto.

m_{agua} vs flujo de agua que no pasa al aire a la salida, $m_{agua,s}$.

En la Figura A.86 se observa que al aumentar la cantidad de agua en forma de gotas a la salida, el flujo másico de agua a añadir para realizar la humidificación disminuye. Se necesita más agua para la humidificación cuando la cámara de refrigeración es más grande.

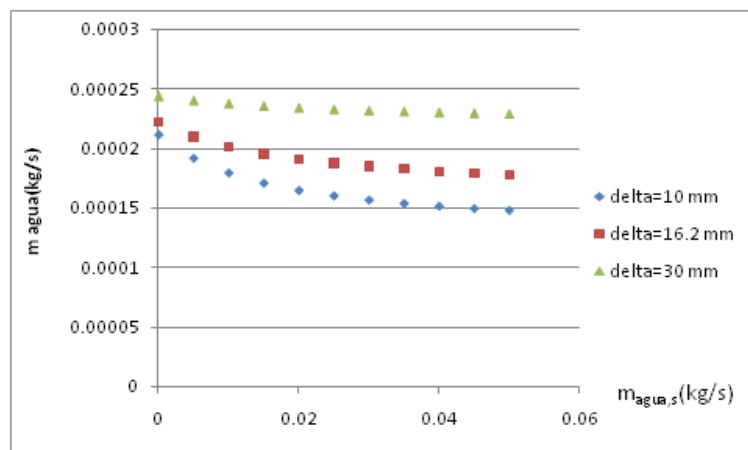


Figura A.86: Variación de m_{agua} al variar $m_{agua,s}$

V_{air} vs flujo de agua que no pasa al aire a la salida, $m_{agua,s}$.

Con la siguiente figura se concluye que al aumentar la cantidad de agua en forma de gotas que se tiene a la salida del sistema de refrigeración, la velocidad del aire disminuye, siendo esta velocidad mayor en tamaños de cámara de refrigeración pequeños, igual que pasaba en otros estudios bajo condiciones de refrigeración distintas.

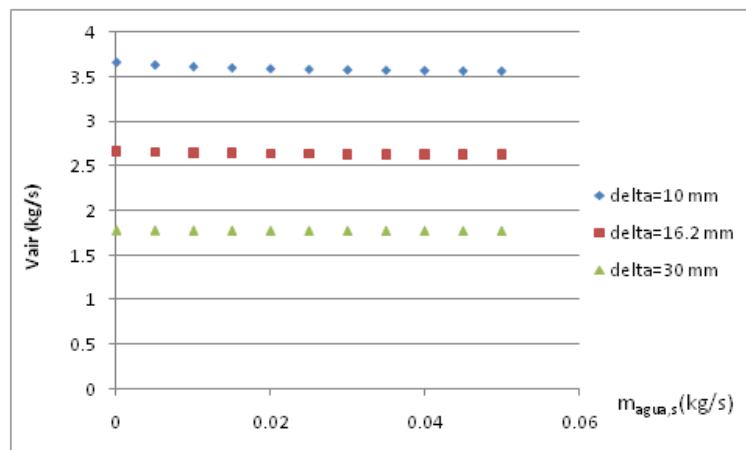


Figura A.87: Variación de V_{air} al variar $m_{agua,s}$

ANEXO F

Equations

CÓDIGO BASE DEL PROYECTO

Pila de 40 monoceldas. Superficie exterior negra para aumentar emisividad. Considerando todas las perdidas de potencia por rendimiento

procedure Posicion($Pos, Af_{air,T}, Af_{air,L}, Area_{carcasa,T}, Area_{carcasa,L}, Ancho_{carcasa,T}, Ancho_{carcasa,L} : Af_{air}, Area_{carcasa}, Ancho_{carcasa}$)

$$\text{If } Pos = 1 \text{ then } Af_{air} := Af_{air,T} \text{ else } Af_{air} := Af_{air,L} \quad (2)$$

$$\text{If } Pos = 1 \text{ then } Area_{carcasa} := Area_{carcasa,T} \text{ else } Area_{carcasa} := Area_{carcasa,L} \quad (3)$$

$$\text{If } Pos = 1 \text{ then } Ancho_{carcasa} := Ancho_{carcasa,T} \text{ else } Ancho_{carcasa} := Ancho_{carcasa,L} \quad (4)$$

end (5)

Datos a fijar, que se deben encerrar entre llaves al correr las tablas

Datos iniciales

=====

$$Pos = 2 \quad \text{Posicionamiento de la pila, 1 para transversal y 2 para longitudinal} \quad (6)$$

$$n_{cel} = 40 \quad \text{Nº de celdas con las que se trabaja} \quad (7)$$

$$A_{activa} = 81.28 \text{ [cm}^2\text{]} \quad \text{Area activa del electrodo} \quad (8)$$

$$Vs = 24.8 \text{ [V]} \quad (9)$$

$$I = d_{corri} \cdot A_{activa} \quad \text{Corriente total} \quad (10)$$

$$Q_{gen} = (1.254 - V) \cdot I \cdot n_{cel} \quad \text{Calor generado por la pila [W]} \quad (11)$$

$$Vs = V \cdot n_{cel} \text{ [V]} \quad \text{Voltaje del stack} \quad (12)$$

$$W = V \cdot I \text{ [W]} \quad \text{Potencia eléctrica monocelda} \quad (13)$$

$$Ws = V \cdot I \cdot n_{cel} \text{ [W]} \quad \text{Potencia electrica del stack} \quad (14)$$

$$coef_{H_2} = 1.05 \quad \text{Coeficiente estequiometrico H2} \quad (15)$$

$$coef_{O_2} = 1.2 \quad \text{Coeficiente estequiometrico O2} \quad (16)$$

$$F = 96485 \text{ [A} \cdot \text{s/mol]} \quad (17)$$

$$A = 1000 \text{ [g/kg]} \quad (18)$$

$$B = 60 \text{ [s/min]} \quad (19)$$

$$C = 1.013 \text{ [bar/atm]} \quad (20)$$

$$R = 0.082 \text{ [(atm} \cdot \text{l) / (mol} \cdot \text{K)]} \quad (21)$$

Medidas pila

$$Alto = 0.168 \text{ [m]} \quad (22)$$

$$Ancho = 0.081 \text{ [m]} \quad (23)$$

$$Largo = 0.185 \text{ [m]} \quad (24)$$

$$F_{TC} = 2 \cdot Largo \cdot Ancho + 2 \cdot Largo \cdot Alto \quad \text{Area de TC, [m2], considerando que la pila es un prisma} \quad (25)$$

$$Alto_{carcasa} = Ancho + 2 \cdot \delta \quad \text{m} \quad (26)$$

$$Ancho_{carcasa,T} = Largo + 2 \cdot 0.030 \quad \text{transversal} \quad (27)$$

$$Ancho_{carcasa,L} = Alto + 2 \cdot \delta \quad \text{longitudinal} \quad (28)$$

$$Af_{air,T} = 2 \cdot Largo \cdot \delta \quad \text{transversal} \quad (29)$$

$$Af_{air,L} = (Ancho + 2 \cdot \delta) \cdot (Alto + 2 \cdot \delta) - Ancho \cdot Alto \quad \text{longitudinal} \quad (30)$$

$$Area_{carcasa,T} = Largo \cdot (Ancho + 2 \cdot \delta) \quad \text{transversal} \quad (31)$$

$$Area_{carcasa,L} = (Ancho + 2 \cdot \delta) \cdot (Alto + 2 \cdot \delta) \quad \text{transversal} \quad (32)$$

call Posicion(Pos, Af_{air,T}, Af_{air,L}, Area_{carcasa,T}, Area_{carcasa,L}, Ancho_{carcasa,T}, Ancho_{carcasa,L} : Af_{air}, Area_{carcasa}, Ancho_{carcasa})

Datos del estado de referencia

=====

$$To = 298.15 \text{ [K]} \quad (34)$$

$$Po = 1 \text{ [bar]} \quad (35)$$

$$PM_{H2} = MW(H2) \text{ [kg/kmol]} \quad \text{– Peso molecular del H2} \quad (36)$$

$$PM_{O2} = MW(O2) \text{ [kg/kmol]} \quad \text{– Peso molecular del O2} \quad (37)$$

$$PM_{H2O} = MW(H2O) \text{ [kg/kmol]} \quad \text{– Peso molecular del H2O} \quad (38)$$

$$PM_{aire} = MW(Air) \text{ [kg/kmol]} \quad \text{– Peso molecular del aire} \quad (39)$$

$$H_f^{po}{}_{agua1} = -241.826 \times 10^6 \text{ [J/kmol]} \quad (40)$$

– (-285.830E6 J/kmol para liquido y - 241.826E6J/kmol para agua vapor. obtenido de las tablas JANAF)

$$H_f^{po}{}_{agua} = \frac{H_f^{po}{}_{agua1}}{PM_{H2O} \text{ [J/kg]}} \quad (41)$$

$$H_f^{po}{}_{O2} = 0 \text{ [J/kg]} \quad (42)$$

$$H_f^{po}{}_{H2} = 0 \text{ [J/kg]} \quad (43)$$

Estado inicial. 1

=====

$$m_{O2cons} = \left(\frac{PM_{O2}}{4 \cdot F} \right) \cdot I \cdot n_{cel}/A \text{ [kg/s]} \quad \text{Flujo másico de H2 consumido (estequiométrico)} \quad (44)$$

$$m_{H2cons} = \left(\frac{PM_{H2}}{2 \cdot F} \right) \cdot I \cdot n_{cel} / A \quad [\text{kg/s}] \quad \text{Flujo másico de O2 consumido (estequiométrico)} \quad (45)$$

$$m_{H2in} = coef_{H2} \cdot m_{H2cons} \quad [\text{kg/s}] \quad (46)$$

Flujo másico de H2 se introduce (el estequimetrico multiplicado por el coeficiente dado)

$$m_{O2in} = coef_{O2} \cdot m_{O2cons} \quad [\text{kg/s}] \quad (47)$$

Flujo másico de O2 se introduce (el estequimetrico multiplicado por el coeficiente dado)

$$Tl_{H2} = 273.15 + 25 \quad [\text{K}] \quad (48)$$

$$Pl_{H2} = 1 + 0.25 \quad [\text{bar}] \quad (49)$$

$$Tl_{O2} = 273.15 + 25 \quad [\text{K}] \quad (50)$$

$$Pl_{O2} = 1 + 0.25 \quad [\text{bar}] \quad (51)$$

$$v_{H2in} = \frac{(A \cdot m_{H2in} \cdot B / PM_{H2}) \cdot R \cdot Tl_{H2}}{(Pl_{H2} / C) \quad [\text{l/min}]} \quad \text{– Caudal volumétrico de H2 inicial a T y P de entrada} \quad (52)$$

$$v_{O2in} = \frac{(A \cdot m_{O2in} \cdot B / PM_{O2}) \cdot R \cdot Tl_{O2}}{(Pl_{O2} / C) \quad [\text{l/min}]} \quad \text{– Caudal volumétrico de O2 inicial a T y P de entrada} \quad (53)$$

$$H_{H2in} = h(H2, T = Tl_{H2}) - h(H2, T = To) \quad [\text{J} / (\text{kg})] \quad \text{Entalpía del H2 a la entrada} \quad (54)$$

$$H_{O2in} = h(O2, T = Tl_{O2}) - h(O2, T = To) \quad [\text{J} / (\text{kg})] \quad \text{Entalpía del O2 a la entrada} \quad (55)$$

Estado final. 2

=====

$$Tout = 273.15 + 160 \quad [\text{K}] \quad (56)$$

$$m_{H2Oout} = \left(\frac{PM_{H2O}}{2 \cdot F} \right) \cdot I \cdot n_{cel} / A \quad [\text{kg/s}] \quad \text{– Flujo másico de H2O generado por reacción} \quad (57)$$

$$m_{H2out} = m_{H2in} - m_{H2cons} \quad [\text{kg/s}] \quad \text{– Flujo másico de H2 salida} \quad (58)$$

$$m_{O2out} = m_{O2in} - m_{O2cons} \quad [\text{kg/s}] \quad \text{– Flujo másico de O2 salida} \quad (59)$$

$$H_{aguaout} = h(H2O, T = Tout) - h(H2O, T = To) \quad [\text{J} / (\text{kg})] \quad \text{Entalpía del H2O a la salida} \quad (60)$$

$$H_{O2out} = h(o2, T = Tout) - h(o2, T = To) \quad [\text{J} / (\text{kg})] \quad \text{Entalpía del O2 a la salida} \quad (61)$$

$$H_{H2out} = h(h2, T = Tout) - h(h2, T = To) \quad [\text{J} / (\text{kg})] \quad \text{Entalpía del H2 a la salida} \quad (62)$$

Balance entalpico

=====

$$Q_{tot} + Ws + m_{H2Oout} \cdot (H_{aguaout} + Hf_{agua}^p) + m_{O2out} \cdot H_{O2out} + m_{H2out} \cdot H_{H2out} = m_{H2in} \cdot (H_{H2in} + Hf_{H2}^p) + m_{O2in} \cdot (H_{O2in} + Hf_{O2}^p) + Q_{perd}$$

Ecuacion

Reacción para el cálculo de la Tadiabatica

$$H_{agua,adia} = h(H2O, T = Tadi) - h(H2O, T = To) \quad [\text{J} / (\text{kg})] \quad \text{Entalpía del H2O a T=Tadiabatica} \quad (64)$$

$$H_{O2,adia} = h(o2, T = T_{ad}) - h(o2, T = T_o) \text{ [J/ (kg)]} \quad \text{Entalpía del O2 a T=Tadiabatica} \quad (65)$$

$$H_{H2,adia} = h(h2, T = T_{ad}) - h(h2, T = T_o) \text{ [J/ (kg)]} \quad \text{Entalpía del H2 a T=Tadiabatica} \quad (66)$$

$$Ws + m_{H2Oout} \cdot (H_{agua,adia} + Hf_{agua}^p) + m_{O2out} \cdot H_{O2,adia} + m_{H2out} \cdot H_{H2,adia} = m_{H2in} \cdot (H_{H2in} + Hf_{H2}^p) + m_{O2in} \cdot (H_{O2in} + Hf_{O2}^p) \quad (67)$$

Calor disipado por el aire

=====

$$T_{air_e} = 288.15 - \left(\frac{6.5 \cdot h}{1000} \right) \quad \text{Temp aire (K) en función de la altura (m) del avión (para h<10.000m) Bibliografía} \quad (68)$$

$$T_{media} = \frac{T_{air_e} + T_{air_s}}{2} \quad \text{Temperatura promedio [K] entre entrada y salida} \quad (69)$$

$$Presion = 101325 \cdot (288.15/T_{air_e})^{-5.256} \quad \text{Presión [Pa] en función de la T [K] sacado de la Bibliografía} \quad (70)$$

$$Pres = \frac{Presion}{10^5} \quad \text{Presión en [bar]} \quad (71)$$

$$Q_{air} = Q_{tot} \quad (72)$$

$$Q_{air} = m_{air} \cdot (H_{air,s} - H_{air,e}) \quad \text{Calor que se lleva el aire de refrigeracion, [W]} \quad (73)$$

$$H_{air,e} = h(Air, T = T_{air_e}) - h(Air, T = T_o) \text{ [J/ (kg)]} \quad \text{Entalpía del aire a la entrada} \quad (74)$$

$$H_{air,s} = h(Air, T = T_{air_s}) - h(Air, T = T_o) \text{ [J/ (kg)]} \quad \text{Entalpía del aire a la salida} \quad (75)$$

$$m_{air} = Den_{air} \cdot V_{air} \cdot Af_{air} \quad \text{Flujo de aire, [kg/s]} \quad (76)$$

$$CaudAir = V_{air} \cdot Af_{air} \cdot 3600 \quad \text{m}^3/\text{h} \quad (77)$$

$$Den_{air} = \rho(Air, T = T_{air_e}, P = Pres) \quad \text{Densidad del aire entrada, [kg/m3]} \quad (78)$$

$$Q_{TC} = Q_{air} \quad \text{Calor de Transferencia de calor, [W]} \quad (79)$$

$$Q_{TC} = Q_{conv} + Q_{rad} \quad (80)$$

$$k = k_{conv,forzada} \quad (81)$$

$$Q_{conv} = k \cdot F_{TC} \cdot DT_{log} \quad (82)$$

$$DT_{log} = \frac{DT_{ent} + DT_{sal}}{2} \quad \text{Diferencia media de temp, [K], para emplear si da error de signos} \quad (83)$$

$$DT_{ent} = T_{out} - T_{air_e} \quad (84)$$

$$DT_{sal} = T_{out} - T_{air_s} \quad (85)$$

$$DT = T_{air_s} - T_{air_e} \quad (86)$$

$$DT2 = T_{out} - T_{air_e} \quad (87)$$

Conveccion forzada

$$g = 9.81 \text{ [m/s}^2\text{]} \quad \text{Aceleración de la gravedad} \quad (88)$$

$$Pr = P_r \left(Air, T = \frac{T_{air_e} + T_{air_s}}{2} \right) \quad (89)$$

$$Re = \left(\rho \left(\text{Air}, T = \frac{T_{air_e} + T_{air_s}}{2}, P = Pres \right) \cdot V_{air} \cdot Diam_{equi} \right) / \mu \left(\text{Air}, T = (T_{air_e} + T_{air_s}) / 2 \right) \quad (90)$$

$$Diam_{equi} = \frac{4 \cdot Af_{air}}{Peri_{mojado}} \quad \text{Diámetro equivalente para el cálculo del Re} \quad (91)$$

$$Peri_{mojado} = 2 \cdot (Ancho + Alto) + 2 \cdot (Ancho_{carcasa} + Alto_{carcasa}) \quad (92)$$

Perímetro mojado considerando perímetro de la pila

$$ReDeqeL = Re \cdot Diam_{equi} / Largo \quad (93)$$

$$DeqeL = Diam_{equi} / Largo \quad (94)$$

$$Nusselt = 0.6155 \cdot Re^{2/3} \cdot (Diam_{equi} / Largo)^{3/4} \cdot Pr^{1/3} \quad (95)$$

$$k_{conv,forzada} = coef_{conduct,term} \cdot Nusselt / Diam_{equi} \quad \text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1} \quad (96)$$

$$coef_{conduct,term} = \lambda \left(\text{Air}, T = \frac{T_{air_e} + T_{air_s}}{2} \right) \quad [\text{W} / (\text{m} \cdot \text{K})] \quad \text{coeficiente de conductividad térmica del aire} \quad (97)$$

Radiacion

$$Q_{rad} = 5.67 \cdot 10^{-8} \cdot Emis_{met} \cdot (F_{TC}) \cdot \left(Tout^4 - \left(\frac{T_{air_e} + T_{air_s}}{2} \right)^4 \right) \quad (98)$$

$$+ Emis_{plast} \cdot (F_{TCplast} / 2) \cdot ((T_{plast})^4 - (T_{air_e})^4) + Emis_{plast} \cdot (F_{TCplast} / 2) \cdot ((T_{plast})^4 - (T_{air_s})^4)$$

$$Emis_{met} = 0.09 \quad (99)$$

0.09 para aluminio, 0.28 para acero inoxidable, 0.87 para pintura negra

$$Emis_{plast} = 0.94 \quad (100)$$

$$Q_{rad\%} = 100 \cdot Q_{rad} / Q_{TC} \quad (101)$$

Comprobacion compresibilidad

$$Ma = V_{air} / a2 \quad \text{Numero adimensional de Mach} (< 0.3 \text{ para ser incompresible}) \quad (102)$$

$$a2 = (ache \cdot 287 \cdot T_{media})^{0.5} \quad a \text{ es la velocidad del sonido [m/s]} \quad (103)$$

$$ache = \frac{c_p(\text{Air}, T = T_{media})}{c_v(\text{Air}, T = T_{media})} \quad (104)$$

Coef entre el calor especifico a P constante (Cp) y el calor especifico a V constante (Cv) del fluido

Pérdidas de carga

$$Cd = 0.0297 \quad (105)$$

Presiones manométricas en la entrada del sistema de refrigeración

$$p_{ent} = \rho(\text{Air}, T = T_{air_e}, P = Pres) \cdot \frac{V_{avion}^2 - V_{air,ent}^2}{2} \quad (106)$$

$$p_{ent2} = \rho(\text{Air}, T = T_{air_e}, P = Pres) \cdot Cd \cdot \frac{(V_{avion})^2}{2 \cdot A_{ext}} \quad (107)$$

$$A_{ext} = (Alto_{carcasa} + 10 \cdot \delta) \cdot Ancho_{carcasa} - Area_{carcasa} \quad (108)$$

$$k_{cool} = CTE \cdot (1 - Af_{air}/Area_{carcasa}) \quad (109)$$

$$CTE = 10.73 \quad (110)$$

Variante para Versión 4

$$p_{ent} = \rho(\text{Air}, T = T_{air_e}, P = Pres) \cdot (k_{cool} + k_{valvula}) \cdot \frac{V_{air,int}^2}{2} \quad (111)$$

$$V_{air,ent} \cdot A_{air,ent} = V_{air,int} \cdot Af_{air} \quad (112)$$

$$V_{air,ent} = V_{air,int} \quad \text{Variante para Versión 5} \quad (113)$$

$$V_{air,int} = V_{air} \quad (114)$$

$$\delta P = p_{ent} \quad \text{Pa} \quad (115)$$

$$W_{vent} = \delta P \cdot V_{air} \cdot Af_{air} \quad \text{W} \quad (116)$$

$$PorcentajePotencia = (W_{vent}/Ws) \cdot 100 \quad (117)$$

$$Ws = W_{avion} + W_{vent} \quad \text{W} \quad (118)$$

ANEXO G

Equations

CÓDIGO DEL ESTUDIO DE LA EMISIVIDAD DE LA PILA

Pila de 40 monoceldas. Superficie exterior negra para aumentar emisividad. Considerando todas las perdidas de potencia por rendimiento

procedure Posicion($Pos, Af_{air,T}, Af_{air,L}, Area_{carcasa,T}, Area_{carcasa,L}, Ancho_{carcasa,T}, Ancho_{carcasa,L} : Af_{air}, Area_{carcasa}, Ancho_{carcasa}$)

$$\text{If } Pos = 1 \text{ then } Af_{air} := Af_{air,T} \text{ else } Af_{air} := Af_{air,L} \quad (2)$$

$$\text{If } Pos = 1 \text{ then } Area_{carcasa} := Area_{carcasa,T} \text{ else } Area_{carcasa} := Area_{carcasa,L} \quad (3)$$

$$\text{If } Pos = 1 \text{ then } Ancho_{carcasa} := Ancho_{carcasa,T} \text{ else } Ancho_{carcasa} := Ancho_{carcasa,L} \quad (4)$$

$$\text{end} \quad (5)$$

Datos a fijar, que se deben encerrar entre llaves al correr las tablas

Datos iniciales

=====

$$Pos = 2 \quad \text{Posicionamiento de la pila, 1 para transversal y 2 para longitudinal} \quad (6)$$

$$n_{cel} = 40 \quad \text{Nº de celdas con las que se trabaja} \quad (7)$$

$$A_{activa} = 81.28 \text{ [cm}^2\text{]} \quad \text{Area activa del electrodo} \quad (8)$$

$$Vs = 24.8 \text{ [V]} \quad (9)$$

$$I = d_{corri} \cdot A_{activa} \quad \text{Corriente total} \quad (10)$$

$$Q_{gen} = (1.254 - V) \cdot I \cdot n_{cel} \quad \text{Calor generado por la pila [W]} \quad (11)$$

$$Vs = V \cdot n_{cel} \text{ [V]} \quad \text{Voltaje del stack} \quad (12)$$

$$W = V \cdot I \text{ [W]} \quad \text{Potencia eléctrica monocelda} \quad (13)$$

$$Ws = V \cdot I \cdot n_{cel} \text{ [W]} \quad \text{Potencia electrica del stack} \quad (14)$$

$$coef_{H2} = 1.05 \quad \text{Coeficiente estequiometrico H2} \quad (15)$$

$$coef_{O2} = 1.2 \quad \text{Coeficiente estequiometrico O2} \quad (16)$$

$$F = 96485 \text{ [A} \cdot \text{s/mol]} \quad (17)$$

$$A = 1000 \text{ [g/kg]} \quad (18)$$

$$B = 60 \text{ [s/min]} \quad (19)$$

$$C = 1.013 \text{ [bar/atm]} \quad (20)$$

$$R = 0.082 \text{ [(atm} \cdot \text{l) / (mol} \cdot \text{K)]} \quad (21)$$

Medidas pila

$$Alto = 0.168 \text{ [m]} \quad (22)$$

$$Ancho = 0.081 \text{ [m]} \quad (23)$$

$$Largo = 0.185 \text{ [m]} \quad (24)$$

$$F_{TC} = 2 \cdot Largo \cdot Ancho + 2 \cdot Largo \cdot Alto \quad \text{Area de TC, [m2], considerando que la pila es un prisma} \quad (25)$$

$$Alto_{carcasa} = Ancho + 2 \cdot \delta \quad \text{m} \quad (26)$$

$$Ancho_{carcasa,T} = Largo + 2 \cdot 0.030 \quad \text{transversal} \quad (27)$$

$$Ancho_{carcasa,L} = Alto + 2 \cdot \delta \quad \text{longitudinal} \quad (28)$$

$$Af_{air,T} = 2 \cdot Largo \cdot \delta \quad \text{transversal} \quad (29)$$

$$Af_{air,L} = (Ancho + 2 \cdot \delta) \cdot (Alto + 2 \cdot \delta) - Ancho \cdot Alto \quad \text{longitudinal} \quad (30)$$

$$Area_{carcasa,T} = Largo \cdot (Ancho + 2 \cdot \delta) \quad \text{transversal} \quad (31)$$

$$Area_{carcasa,L} = (Ancho + 2 \cdot \delta) \cdot (Alto + 2 \cdot \delta) \quad \text{transversal} \quad (32)$$

call Posicion(Pos, Af_{air,T}, Af_{air,L}, Area_{carcasa,T}, Area_{carcasa,L}, Ancho_{carcasa,T}, Ancho_{carcasa,L} : Af_{air}, Area_{carcasa}, Ancho_{carcasa})

Datos del estado de referencia

=====

$$To = 298.15 \text{ [K]} \quad (34)$$

$$Po = 1 \text{ [bar]} \quad (35)$$

$$PM_{H2} = MW(H2) \text{ [kg/kmol]} \quad \text{– Peso molecular del H2} \quad (36)$$

$$PM_{O2} = MW(O2) \text{ [kg/kmol]} \quad \text{– Peso molecular del O2} \quad (37)$$

$$PM_{H2O} = MW(H2O) \text{ [kg/kmol]} \quad \text{– Peso molecular del H2O} \quad (38)$$

$$PM_{aire} = MW(Air) \text{ [kg/kmol]} \quad \text{– Peso molecular del aire} \quad (39)$$

$$H_f^{po}{}_{agua1} = -241.826 \times 10^6 \text{ [J/kmol]} \quad (40)$$

– (-285.830E6 J/kmol para liquido y - 241.826E6J/kmol para agua vapor. obtenido de las tablas JANAF)

$$H_f^{po}{}_{agua} = \frac{H_f^{po}{}_{agua1}}{PM_{H2O} \text{ [J/kg]}} \quad (41)$$

$$H_f^{po}{}_{O2} = 0 \text{ [J/kg]} \quad (42)$$

$$H_f^{po}{}_{H2} = 0 \text{ [J/kg]} \quad (43)$$

Estado inicial. 1

=====

$$m_{O2cons} = \left(\frac{PM_{O2}}{4 \cdot F} \right) \cdot I \cdot n_{cel}/A \text{ [kg/s]} \quad \text{Flujo másico de H2 consumido (estequiométrico)} \quad (44)$$

$$m_{H2cons} = \left(\frac{PM_{H2}}{2 \cdot F} \right) \cdot I \cdot n_{cel} / A \quad [\text{kg/s}] \quad \text{Flujo másico de O2 consumido (estequiométrico)} \quad (45)$$

$$m_{H2in} = coef_{H2} \cdot m_{H2cons} \quad [\text{kg/s}] \quad (46)$$

Flujo másico de H2 se introduce (el estequimetrico multiplicado por el coeficiente dado)

$$m_{O2in} = coef_{O2} \cdot m_{O2cons} \quad [\text{kg/s}] \quad (47)$$

Flujo másico de O2 se introduce (el estequimetrico multiplicado por el coeficiente dado)

$$Tl_{H2} = 273.15 + 25 \quad [\text{K}] \quad (48)$$

$$Pl_{H2} = 1 + 0.25 \quad [\text{bar}] \quad (49)$$

$$Tl_{O2} = 273.15 + 25 \quad [\text{K}] \quad (50)$$

$$Pl_{O2} = 1 + 0.25 \quad [\text{bar}] \quad (51)$$

$$v_{H2in} = \frac{(A \cdot m_{H2in} \cdot B / PM_{H2}) \cdot R \cdot Tl_{H2}}{(Pl_{H2} / C) \quad [\text{l/min}]} \quad \text{– Caudal volumétrico de H2 inicial a T y P de entrada} \quad (52)$$

$$v_{O2in} = \frac{(A \cdot m_{O2in} \cdot B / PM_{O2}) \cdot R \cdot Tl_{O2}}{(Pl_{O2} / C) \quad [\text{l/min}]} \quad \text{– Caudal volumétrico de O2 inicial a T y P de entrada} \quad (53)$$

$$H_{H2in} = h(\text{H2}, T = Tl_{H2}) - h(\text{H2}, T = To) \quad [\text{J} / (\text{kg})] \quad \text{Entalpía del H2 a la entrada} \quad (54)$$

$$H_{O2in} = h(\text{O2}, T = Tl_{O2}) - h(\text{O2}, T = To) \quad [\text{J} / (\text{kg})] \quad \text{Entalpía del O2 a la entrada} \quad (55)$$

Estado final. 2

=====

$$Tout = 273.15 + 160 \quad [\text{K}] \quad (56)$$

$$m_{H2Oout} = \left(\frac{PM_{H2O}}{2 \cdot F} \right) \cdot I \cdot n_{cel} / A \quad [\text{kg/s}] \quad \text{– Flujo másico de H2O generado por reacción} \quad (57)$$

$$m_{H2out} = m_{H2in} - m_{H2cons} \quad [\text{kg/s}] \quad \text{– Flujo másico de H2 salida} \quad (58)$$

$$m_{O2out} = m_{O2in} - m_{O2cons} \quad [\text{kg/s}] \quad \text{– Flujo másico de O2 salida} \quad (59)$$

$$H_{aguaout} = h(\text{H2O}, T = Tout) - h(\text{H2O}, T = To) \quad [\text{J} / (\text{kg})] \quad \text{Entalpía del H2O a la salida} \quad (60)$$

$$H_{O2out} = h(\text{o2}, T = Tout) - h(\text{o2}, T = To) \quad [\text{J} / (\text{kg})] \quad \text{Entalpía del O2 a la salida} \quad (61)$$

$$H_{H2out} = h(\text{h2}, T = Tout) - h(\text{h2}, T = To) \quad [\text{J} / (\text{kg})] \quad \text{Entalpía del H2 a la salida} \quad (62)$$

Balance entalpico

=====

$$Q_{tot} + Ws + m_{H2Oout} \cdot (H_{aguaout} + Hf_{agua}^p) + m_{O2out} \cdot H_{O2out} + m_{H2out} \cdot H_{H2out} = m_{H2in} \cdot (H_{H2in} + Hf_{H2}^p) + m_{O2in} \cdot (H_{O2in} + Hf_{O2}^p) + Q_{perd}$$

Ecuacion

Reacción para el cálculo de la Tadiabatica

$$H_{agua,adia} = h(\text{H2O}, T = Tad) - h(\text{H2O}, T = To) \quad [\text{J} / (\text{kg})] \quad \text{Entalpía del H2O a T=Tadiabatica} \quad (64)$$

$$H_{O2,adia} = h(o2, T = T_{ad}) - h(o2, T = T_o) \text{ [J/(kg)]} \quad \text{Entalpía del O2 a T=Tadiabatica} \quad (65)$$

$$H_{H2,adia} = h(h2, T = T_{ad}) - h(h2, T = T_o) \text{ [J/(kg)]} \quad \text{Entalpía del H2 a T=Tadiabatica} \quad (66)$$

$$Ws + m_{H2Oout} \cdot (H_{agua,adia} + Hf_{agua}^p) + m_{O2out} \cdot H_{O2,adia} + m_{H2out} \cdot H_{H2,adia} = m_{H2in} \cdot (H_{H2in} + Hf_{H2}^p) + m_{O2in} \cdot (H_{O2in} + Hf_{O2}^p) \quad (67)$$

Calor disipado por el aire

=====

$$T_{air_e} = 288.15 - \left(\frac{6.5 \cdot h}{1000} \right) \quad \text{Temp aire (K) en función de la altura (m) del avión (para h<10.000m) Bibliografía} \quad (68)$$

$$T_{media} = \frac{T_{air_e} + T_{air_s}}{2} \quad \text{Temperatura promedio [K] entre entrada y salida} \quad (69)$$

$$Presion = 101325 \cdot (288.15/T_{air_e})^{-5.256} \quad \text{Presión [Pa] en función de la T [K] sacado de la Bibliografía} \quad (70)$$

$$Pres = \frac{Presion}{10^5} \quad \text{Presión en [bar]} \quad (71)$$

$$Q_{air} = Q_{tot} \quad (72)$$

$$Q_{air} = m_{air} \cdot (H_{air,s} - H_{air,e}) \quad \text{Calor que se lleva el aire de refrigeracion, [W]} \quad (73)$$

$$H_{air,e} = h(Air, T = T_{air_e}) - h(Air, T = T_o) \text{ [J/(kg)]} \quad \text{Entalpía del aire a la entrada} \quad (74)$$

$$H_{air,s} = h(Air, T = T_{air_s}) - h(Air, T = T_o) \text{ [J/(kg)]} \quad \text{Entalpía del aire a la salida} \quad (75)$$

$$m_{air} = Den_{air} \cdot V_{air} \cdot Af_{air} \quad \text{Flujo de aire, [kg/s]} \quad (76)$$

$$CaudAir = V_{air} \cdot Af_{air} \cdot 3600 \quad \text{m}^3/\text{h} \quad (77)$$

$$Den_{air} = \rho(Air, T = T_{air_s}, P = Pres) \quad \text{Densidad del aire entrada, [kg/m3]} \quad (78)$$

$$Q_{TC} = Q_{air} \quad \text{Calor de Transferencia de calor, [W]} \quad (79)$$

$$Q_{TC} = Q_{conv} + Q_{rad} \quad (80)$$

$$k = k_{conv,forzada} \quad (81)$$

$$Q_{conv} = k \cdot F_{TC} \cdot DT_{log} \quad (82)$$

$$DT_{log} = \frac{DT_{ent} + DT_{sal}}{2} \quad \text{Diferencia media de temp, [K], para emplear si da error de signos} \quad (83)$$

$$DT_{ent} = T_{out} - T_{air_e} \quad (84)$$

$$DT_{sal} = T_{out} - T_{air_s} \quad (85)$$

$$DT = T_{air_s} - T_{air_e} \quad (86)$$

$$DT2 = T_{out} - T_{air_e} \quad (87)$$

Conveccion forzada

$$g = 9.81 \text{ [m/s}^2\text{]} \quad \text{Aceleración de la gravedad} \quad (88)$$

$$Pr = Pr(Air, T = T_{air_s}) \quad (89)$$

$$Re = \frac{\rho (\text{Air}, T = T_{air_s}, P = Pres) \cdot V_{air} \cdot Diam_{equi}}{\mu (\text{Air}, T = T_{air_s})} \quad (90)$$

$$Diam_{equi} = \frac{4 \cdot Af_{air}}{Peri_{mojado}} \quad \text{Diámetro equivalente para el cálculo del Re} \quad (91)$$

$$Peri_{mojado} = 2 \cdot (Ancho + Alto) + 2 \cdot (Ancho_{carcasa} + Alto_{carcasa}) \quad (92)$$

Perímetro mojado considerando perímetro de la pila

$$ReDeqeL = Re \cdot Diam_{equi} / Largo \quad (93)$$

$$DeqeL = Diam_{equi} / Largo \quad (94)$$

$$Nusselt = 0.6155 \cdot Re^{2/3} \cdot (Diam_{equi} / Largo)^{3/4} \cdot Pr^{1/3} \quad (95)$$

$$k_{conv,forzada} = coef_{conduct,term} \cdot Nusselt / Diam_{equi} \quad \text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1} \quad (96)$$

$$coef_{conduct,term} = \lambda (\text{Air}, T = T_{air_s}) \quad [\text{W} / (\text{m} \cdot \text{K})] \quad \text{coeficiente de conductividad térmica del aire} \quad (97)$$

Radiacion

$$Q_{rad} = 5.67 \cdot 10^{-8} \cdot Emis_{met} \cdot (F_{TC}) \cdot \left(Tout^4 - \left(\frac{T_{air_e} + T_{air_s}}{2} \right)^4 \right) \quad (98)$$

$$+ Emis_{plast} \cdot (F_{TCplast} / 2) \cdot ((T_{plast})^4 - (T_{air_e})^4) + Emis_{plast} \cdot (F_{TCplast} / 2) \cdot ((T_{plast})^4 - (T_{air_s})^4)$$

0.09 para aluminio, 0.28 para acero inoxidable, 0.87 para pintura negra

$$Emis_{plast} = 0.94 \quad (99)$$

$$Q_{rad\%} = 100 \cdot Q_{rad} / Q_{TC} \quad (100)$$

Comprobacion compresibilidad

$$Ma = V_{air} / a2 \quad \text{Numero adimensional de Mach } (< 0.3 \text{ para ser incompresible}) \quad (101)$$

$$a2 = (ache \cdot 287 \cdot T_{media})^{0.5} \quad \text{a es la velocidad del sonido [m/s]} \quad (102)$$

$$ache = \frac{c_p (\text{Air}, T = T_{media})}{c_v (\text{Air}, T = T_{media})} \quad (103)$$

Coef entre el calor especifico a P constante (Cp) y el calor especifico a V constante (Cv) del fluido

Pérdidas de carga

$$Cd = 0.0297 \quad (104)$$

Presiones manométricas en la entrada del sistema de refrigeración

$$p_{ent} = \rho (\text{Air}, T = T_{air_e}, P = Pres) \cdot \frac{(V_{avion} \cdot \cos(ALFA))^2 - V_{air,ent}^2}{2} \quad (105)$$

$$k_{cool} = CTE \cdot (1 - Af_{air} / Area_{carcasa}) \quad (106)$$

$$CTE = 10.73 \quad (107)$$

$$k_{valvula} = 0.1 \quad (108)$$

$$p_{ent} = \rho(\text{Air}, T = T_{air_e}, P = Pres) \cdot (k_{cool} + k_{valvula}) \cdot \frac{V_{air,int}^2}{2} \quad (109)$$

$$V_{air,ent} \cdot A_{air,ent} = V_{air,int} \cdot Af_{air} \quad (110)$$

$$V_{air,ent} = V_{air,int} \quad (111)$$

$$V_{air,int} = V_{air} \quad (112)$$

$$\delta P = p_{ent} \quad \text{Pa} \quad (113)$$

$$W_{vent} = \delta P \cdot V_{air} \cdot Af_{air} \quad \text{W} \quad (114)$$

$$PorcentajePotencia = (W_{vent}/W_s) \cdot 100 \quad (115)$$

$$W_s = W_{avion} + W_{vent}/0.68 \quad \text{W} \quad (116)$$

ANEXO H

Equations

CÓDIGO DEL AIRE A HUMEDAD ABSOLUTA CONSTANTE

Pila de 40 monoceldas. Superficie exterior negra para aumentar emisividad. Considerando todas las perdidas de potencia por rendimiento

procedure Posicion($Pos, Af_{air,T}, Af_{air,L}, Area_{carcasa,T}, Area_{carcasa,L}, Ancho_{carcasa,T}, Ancho_{carcasa,L} : Af_{air}, Area_{carcasa}, Ancho_{carcasa}$)

$$\text{If } Pos = 1 \text{ then } Af_{air} := Af_{air,T} \text{ else } Af_{air} := Af_{air,L} \quad (2)$$

$$\text{If } Pos = 1 \text{ then } Area_{carcasa} := Area_{carcasa,T} \text{ else } Area_{carcasa} := Area_{carcasa,L} \quad (3)$$

$$\text{If } Pos = 1 \text{ then } Ancho_{carcasa} := Ancho_{carcasa,T} \text{ else } Ancho_{carcasa} := Ancho_{carcasa,L} \quad (4)$$

end (5)

Datos a fijar, que se deben encerrar entre llaves al correr las tablas

Datos iniciales

=====

$$Pos = 2 \quad \text{Posicionamiento de la pila, 1 para transversal y 2 para longitudinal} \quad (6)$$

$$n_{cel} = 40 \quad \text{Nº de celdas con las que se trabaja} \quad (7)$$

$$A_{activa} = 81.28 \text{ [cm}^2\text{]} \quad \text{Area activa del electrodo} \quad (8)$$

$$Vs = 24.8 \text{ [V]} \quad (9)$$

$$I = d_{corri} \cdot A_{activa} \quad \text{Corriente total} \quad (10)$$

$$Q_{gen} = (1.254 - V) \cdot I \cdot n_{cel} \quad \text{Calor generado por la pila [W]} \quad (11)$$

$$Vs = V \cdot n_{cel} \text{ [V]} \quad \text{Voltaje del stack} \quad (12)$$

$$W = V \cdot I \text{ [W]} \quad \text{Potencia eléctrica monocelda} \quad (13)$$

$$Ws = V \cdot I \cdot n_{cel} \text{ [W]} \quad \text{Potencia electrica del stack} \quad (14)$$

$$coef_{H_2} = 1.05 \quad \text{Coeficiente estequiometrico H2} \quad (15)$$

$$coef_{O_2} = 1.2 \quad \text{Coeficiente estequiometrico O2} \quad (16)$$

$$F = 96485 \text{ [A} \cdot \text{s/mol]} \quad (17)$$

$$A = 1000 \text{ [g/kg]} \quad (18)$$

$$B = 60 \text{ [s/min]} \quad (19)$$

$$C = 1.013 \text{ [bar/atm]} \quad (20)$$

$$R = 0.082 \text{ [(atm} \cdot \text{l) / (mol} \cdot \text{K)]} \quad (21)$$

Medidas pila

$$Alto = 0.168 \text{ [m]} \quad (22)$$

$$Ancho = 0.081 \text{ [m]} \quad (23)$$

$$Largo = 0.185 \text{ [m]} \quad (24)$$

$$F_{TC} = 2 \cdot Largo \cdot Ancho + 2 \cdot Largo \cdot Alto \quad \text{Area de TC, [m2], considerando que la pila es un prisma} \quad (25)$$

$$Alto_{carcasa} = Ancho + 2 \cdot \delta \quad \text{m} \quad (26)$$

$$Ancho_{carcasa,T} = Largo + 2 \cdot 0.030 \quad \text{transversal} \quad (27)$$

$$Ancho_{carcasa,L} = Alto + 2 \cdot \delta \quad \text{longitudinal} \quad (28)$$

$$Af_{air,T} = 2 \cdot Largo \cdot \delta \quad \text{transversal} \quad (29)$$

$$Af_{air,L} = (Ancho + 2 \cdot \delta) \cdot (Alto + 2 \cdot \delta) - Ancho \cdot Alto \quad \text{longitudinal} \quad (30)$$

$$Area_{carcasa,T} = Largo \cdot (Ancho + 2 \cdot \delta) \quad \text{transversal} \quad (31)$$

$$Area_{carcasa,L} = (Ancho + 2 \cdot \delta) \cdot (Alto + 2 \cdot \delta) \quad \text{transversal} \quad (32)$$

call Posicion(Pos, Af_{air,T}, Af_{air,L}, Area_{carcasa,T}, Area_{carcasa,L}, Ancho_{carcasa,T}, Ancho_{carcasa,L} : Af_{air}, Area_{carcasa}, Ancho_{carcasa})

Datos del estado de referencia

=====

$$To = 298.15 \text{ [K]} \quad (34)$$

$$Po = 1 \text{ [bar]} \quad (35)$$

$$PM_{H2} = MW(H2) \text{ [kg/kmol]} \quad \text{– Peso molecular del H2} \quad (36)$$

$$PM_{O2} = MW(O2) \text{ [kg/kmol]} \quad \text{– Peso molecular del O2} \quad (37)$$

$$PM_{H2O} = MW(H2O) \text{ [kg/kmol]} \quad \text{– Peso molecular del H2O} \quad (38)$$

$$PM_{aire} = MW(Air) \text{ [kg/kmol]} \quad \text{– Peso molecular del aire} \quad (39)$$

$$H_f^{p_{agua1}} = -241.826 \times 10^6 \text{ [J/kmol]} \quad (40)$$

– (-285.830E6 J/kmol para liquido y - 241.826E6J/kmol para agua vapor. obtenido de las tablas JANAF)

$$H_f^{p_{agua}} = \frac{H_f^{p_{agua1}}}{PM_{H2O} \text{ [J/kg]}} \quad (41)$$

$$H_f^{p_{O2}} = 0 \text{ [J/kg]} \quad (42)$$

$$H_f^{p_{H2}} = 0 \text{ [J/kg]} \quad (43)$$

Estado inicial. 1

=====

$$m_{O2cons} = \left(\frac{PM_{O2}}{4 \cdot F} \right) \cdot I \cdot n_{cel}/A \text{ [kg/s]} \quad \text{Flujo másico de H2 consumido (estequiométrico)} \quad (44)$$

$$m_{H2cons} = \left(\frac{PM_{H2}}{2 \cdot F} \right) \cdot I \cdot n_{cel} / A \quad [\text{kg/s}] \quad \text{Flujo másico de O2 consumido (estequiométrico)} \quad (45)$$

$$m_{H2in} = coef_{H2} \cdot m_{H2cons} \quad [\text{kg/s}] \quad (46)$$

Flujo másico de H2 se introduce (el estequimetrico multiplicado por el coeficiente dado)

$$m_{O2in} = coef_{O2} \cdot m_{O2cons} \quad [\text{kg/s}] \quad (47)$$

Flujo másico de O2 se introduce (el estequimetrico multiplicado por el coeficiente dado)

$$Tl_{H2} = 273.15 + 25 \quad [\text{K}] \quad (48)$$

$$Pl_{H2} = 1 + 0.25 \quad [\text{bar}] \quad (49)$$

$$Tl_{O2} = 273.15 + 25 \quad [\text{K}] \quad (50)$$

$$Pl_{O2} = 1 + 0.25 \quad [\text{bar}] \quad (51)$$

$$v_{H2in} = \frac{(A \cdot m_{H2in} \cdot B / PM_{H2}) \cdot R \cdot Tl_{H2}}{(Pl_{H2} / C) \quad [\text{l/min}]} \quad \text{– Caudal volumétrico de H2 inicial a T y P de entrada} \quad (52)$$

$$v_{O2in} = \frac{(A \cdot m_{O2in} \cdot B / PM_{O2}) \cdot R \cdot Tl_{O2}}{(Pl_{O2} / C) \quad [\text{l/min}]} \quad \text{– Caudal volumétrico de O2 inicial a T y P de entrada} \quad (53)$$

$$H_{H2in} = h(\text{H2}, T = Tl_{H2}) - h(\text{H2}, T = To) \quad [\text{J} / (\text{kg})] \quad \text{Entalpía del H2 a la entrada} \quad (54)$$

$$H_{O2in} = h(\text{O2}, T = Tl_{O2}) - h(\text{O2}, T = To) \quad [\text{J} / (\text{kg})] \quad \text{Entalpía del O2 a la entrada} \quad (55)$$

Estado final. 2

=====

$$Tout = 273.15 + 160 \quad [\text{K}] \quad (56)$$

$$m_{H2Oout} = \left(\frac{PM_{H2O}}{2 \cdot F} \right) \cdot I \cdot n_{cel} / A \quad [\text{kg/s}] \quad \text{– Flujo másico de H2O generado por reacción} \quad (57)$$

$$m_{H2out} = m_{H2in} - m_{H2cons} \quad [\text{kg/s}] \quad \text{– Flujo másico de H2 salida} \quad (58)$$

$$m_{O2out} = m_{O2in} - m_{O2cons} \quad [\text{kg/s}] \quad \text{– Flujo másico de O2 salida} \quad (59)$$

$$H_{aguaout} = h(\text{H2O}, T = Tout) - h(\text{H2O}, T = To) \quad [\text{J} / (\text{kg})] \quad \text{Entalpía del H2O a la salida} \quad (60)$$

$$H_{O2out} = h(\text{o2}, T = Tout) - h(\text{o2}, T = To) \quad [\text{J} / (\text{kg})] \quad \text{Entalpía del O2 a la salida} \quad (61)$$

$$H_{H2out} = h(\text{h2}, T = Tout) - h(\text{h2}, T = To) \quad [\text{J} / (\text{kg})] \quad \text{Entalpía del H2 a la salida} \quad (62)$$

Balance entalpico

=====

$$Q_{tot} + W_s + m_{H2Oout} \cdot (H_{aguaout} + Hf_{agua}^p) + m_{O2out} \cdot H_{O2out} + m_{H2out} \cdot H_{H2out} = m_{H2in} \cdot (H_{H2in} + Hf_{H2}^p) + m_{O2in} \cdot (H_{O2in} + Hf_{O2}^p) + Q_{perd}$$

Ecuacion

Reacción para el cálculo de la Tadiabatica

$$H_{agua,adia} = h(\text{H2O}, T = Tad) - h(\text{H2O}, T = To) \quad [\text{J} / (\text{kg})] \quad \text{Entalpía del H2O a T=Tadiabatica} \quad (64)$$

$$H_{O2,adia} = h(o2, T = T_{ad}) - h(o2, T = T_o) \text{ [J/(kg)]} \quad \text{Entalpía del O2 a T=Tadiabatica} \quad (65)$$

$$H_{H2,adia} = h(h2, T = T_{ad}) - h(h2, T = T_o) \text{ [J/(kg)]} \quad \text{Entalpía del H2 a T=Tadiabatica} \quad (66)$$

$$Ws + m_{H2Oout} \cdot (H_{agua,adia} + H_{f_{agua}}^p) + m_{O2out} \cdot H_{O2,adia} + m_{H2out} \cdot H_{H2,adia} = m_{H2in} \cdot (H_{H2in} + H_{f_{H2}}^p) + m_{O2in} \cdot (H_{O2in} + H_{f_{O2}}^p) \quad (67)$$

Calor disipado por el aire

=====

$$T_{air_e} = 288.15 - \left(\frac{6.5 \cdot h}{1000} \right) \quad \text{Temp aire (K) en función de la altura (m) del avión (para h<10.000m) Bibliografía} \quad (68)$$

$$T_{media} = \frac{T_{air_e} + T_{air_s}}{2} \quad \text{Temperatura promedio [K] entre entrada y salida} \quad (69)$$

$$Presion = 101325 \cdot (288.15/T_{air_e})^{-5.256} \quad \text{Presión [Pa] en función de la T [K] sacado de la Bibliografía} \quad (70)$$

$$Pres = \frac{Presion}{10^5} \quad \text{Presión en [bar]} \quad (71)$$

$$Q_{air} = Q_{tot} \quad (72)$$

$$Q_{air} = m_{ah} \cdot (H_{air,s} - H_{air,e}) \quad \text{Calor que se lleva el aire de refrigeracion, [W]} \quad (73)$$

$$H_{air,e} = h(\text{AirH2O}, T = T_{air_e}, P = Pres, w = w1) - h(\text{AirH2O}, T = T_o, P = Pres, w = w1) \text{ [J/(kg)]} \quad (74)$$

Entalpía del aire a la entrada

$$H_{air,s} = h(\text{AirH2O}, T = T_{air_s}, P = Pres, w = w1) - h(\text{AirH2O}, T = T_o, P = Pres, w = w1) \text{ [J/(kg)]} \quad (75)$$

Entalpía del aire a la salida

$$w2 = w1 \quad (76)$$

$$R1 = \phi(\text{AirH2O}, T = T_{air_e}, P = Pres, w = w1) \quad (77)$$

$$R2 = \phi(\text{AirH2O}, T = T_{air_s}, P = Pres, w = w1) \quad (78)$$

$$m_{as} = m_{air} \quad (79)$$

$$m_{ah} = m_{as} \cdot (1 + w1) \quad \text{Trabajamos con aire húmedo} \quad (80)$$

$$m_{agua} = (w2 - w1) \cdot m_{as} \quad \text{Se está produciendo un calentamiento simple con w=cte} \quad (81)$$

$$m_{ah} = Den_{ah,s} \cdot V_{air} \cdot Af_{air} \quad \text{Flujo de aire, [kg/s]} \quad (82)$$

$$CaudAir_h = V_{air} \cdot Af_{air} \cdot 3600 \text{ [m}^3\text{/h]} \quad (83)$$

$$Den_{ah,s} = \rho(\text{AirH2O}, T = T_{air_s}, P = Pres, w = w2) \quad \text{Densidad del aire húmedo a la salida, [kg/m3]} \quad (84)$$

lo calculamos a la salida para poder comparar luego todo con el resto de códigos dónde si es necesario calcularlo a la salida

$$Q_{TC} = Q_{air} \quad \text{Calor de Transferencia de calor, [W]} \quad (85)$$

$$Q_{TC} = Q_{conv} + Q_{rad} \quad (86)$$

$$k = k_{conv,forzada} \quad (87)$$

$$Q_{conv} = k \cdot F_{TC} \cdot DT_{log} \quad (88)$$

$$DT_{log} = \frac{DT_{ent} + DT_{sal}}{2} \quad \text{Diferencia media de temp, [K], para emplear si da error de signos} \quad (89)$$

$$DT_{ent} = Tout - Tair_e \quad (90)$$

$$DT_{sal} = Tout - Tair_s \quad (91)$$

$$DT = Tair_s - Tair_e \quad (92)$$

$$DT2 = Tout - Tair_e \quad (93)$$

Conveccion forzada

$$g = 9.81 \text{ [m/s}^2\text{]} \quad \text{Aceleración de la gravedad} \quad (94)$$

$$Pr = \frac{cp \cdot \mu (\text{AirH2O}, T = Tair_s, P = Pres, w = w2)}{coef_{conduct,term}} \quad (95)$$

$$cp = c_p (\text{AirH2O}, T = Tair_s, P = Pres, w = w2) \text{ [J/kg} \cdot \text{K]} \quad (96)$$

$$Re = \frac{\rho (\text{AirH2O}, T = Tair_s, P = Pres, w = w2) \cdot V_{air} \cdot Diam_{equi}}{\mu (\text{AirH2O}, T = Tair_s, P = Pres, w = w2)} \quad (97)$$

$$Diam_{equi} = \frac{4 \cdot Af_{air}}{Peri_{mojado} \text{ [m]}} \quad \text{Diámetro equivalente para el cálculo del Re} \quad (98)$$

$$Peri_{mojado} = 2 \cdot (Ancho + Alto) + 2 \cdot (Ancho_{carcasa} + Alto_{carcasa}) \quad (99)$$

$$\text{[m]} \quad \text{Perímetro mojado considerando perímetro de la pila} \quad (100)$$

$$ReDeqeL = Re \cdot Diam_{equi} / Largo \quad (101)$$

$$DeqeL = Diam_{equi} / Largo \quad (102)$$

$$Nusselt = 0.6155 \cdot Re^{2/3} \cdot (Diam_{equi} / Largo)^{3/4} \cdot Pr^{1/3} \quad (103)$$

$$k_{conv,forzada} = coef_{conduct,term} \cdot Nusselt / Diam_{equi} \quad (104)$$

$$\text{[W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}\text{]} \quad (105)$$

$$coef_{conduct,term} = \lambda (\text{AirH2O}, T = Tair_s, P = Pres, w = w2) \quad (106)$$

$$\text{[W / (m} \cdot \text{K)]} \quad \text{coeficiente de conductividad térmica del aire} \quad (107)$$

Radiacion

$$Q_{rad} = 5.67 \cdot 10^{-8} \cdot Emis_{met} \cdot (F_{TC}) \cdot \left(Tout^4 - \left(\frac{Tair_e + Tair_s}{2} \right)^4 \right) \quad (108)$$

$$+ Emis_{plast} \cdot (F_{TC_{plast}} / 2) \cdot ((T_{plast})^4 - (Tair_e)^4) + Emis_{plast} \cdot (F_{TC_{plast}} / 2) \cdot ((T_{plast})^4 - (Tair_s)^4)$$

$$Emis_{met} = 0.98 \quad (109)$$

0.09 para aluminio, 0.28 para acero inoxidable, 0.87 para pintura negra

$$Emis_{plast} = 0.94 \quad (110)$$

$$Q_{rad\%} = 100 \cdot Q_{rad} / Q_{TC} \quad (111)$$

Comprobacion compresibilidad

$$Ma = V_{air}/a2 \quad \text{Numero adimensional de Mach } (< 0.3 \text{ para ser incompresible}) \quad (112)$$

$$a2 = (ache \cdot 287 \cdot T_{media})^{0.5} \quad a \text{ es la velocidad del sonido [m/s]} \quad (113)$$

$$ache = \frac{c_p(Air, T = T_{media})}{c_v(Air, T = T_{media})} \quad (114)$$

Coef entre el calor especifico a P constante (Cp) y el calor especifico a V constante (Cv) del fluido

Pérdidas de carga

$$Cd = 0.0297 \quad (115)$$

Presiones manométricas en la entrada del sistema de refrigeración

$$p_{ent} = \rho(AirH2O, T = T_{air_e}, P = Pres, w = wI) \cdot \frac{(V_{avion} \cdot \cos(ALFA))^2 - V_{air,ent}^2}{2} \quad (116)$$

$$k_{cool} = CTE \cdot (1 - Af_{air}/Area_{carcasa}) \quad (117)$$

$$CTE = 10.73 \quad (118)$$

$$k_{valvula} = 0.1 \quad (119)$$

$$p_{ent} = \rho(AirH2O, T = T_{air_e}, P = Pres, w = wI) \cdot (k_{cool} + k_{valvula}) \cdot \frac{V_{air,int}^2}{2} \quad (120)$$

$$V_{air,ent} \cdot A_{air,ent} = V_{air,int} \cdot Af_{air} \quad (121)$$

$$V_{air,ent} = V_{air,int} \quad (122)$$

$$V_{air,int} = V_{air} \quad (123)$$

$$\delta P = p_{ent} \quad Pa \quad (124)$$

$$W_{vent} = \delta P \cdot V_{air} \cdot Af_{air} \quad W \quad (125)$$

$$PorcentajePotencia = (W_{vent}/W_s) \cdot 100 \quad (126)$$

$$W_s = W_{avion} + W_{vent}/0.68 \quad W \quad (127)$$

ANEXO I

Equations

CÓDIGO DE CALENTAMIENTO Y HUMIDIFICACIÓN DEL AIRE HÚMEDO

Pila de 40 monoceldas. Superficie exterior negra para aumentar emisividad. Considerando todas las perdidas de potencia por rendimiento

procedure Posicion($Pos, Af_{air,T}, Af_{air,L}, Area_{carcasa,T}, Area_{carcasa,L}, Ancho_{carcasa,T}, Ancho_{carcasa,L} : Af_{air}, Area_{carcasa}, Ancho_{carcasa}$)

$$\text{If } Pos = 1 \text{ then } Af_{air} := Af_{air,T} \text{ else } Af_{air} := Af_{air,L} \quad (2)$$

$$\text{If } Pos = 1 \text{ then } Area_{carcasa} := Area_{carcasa,T} \text{ else } Area_{carcasa} := Area_{carcasa,L} \quad (3)$$

$$\text{If } Pos = 1 \text{ then } Ancho_{carcasa} := Ancho_{carcasa,T} \text{ else } Ancho_{carcasa} := Ancho_{carcasa,L} \quad (4)$$

$$\text{end} \quad (5)$$

Datos a fijar, que se deben encerrar entre llaves al correr las tablas

Datos iniciales

=====

$$Pos = 2 \quad \text{Posicionamiento de la pila, 1 para transversal y 2 para longitudinal} \quad (6)$$

$$n_{cel} = 40 \quad \text{Nº de celdas con las que se trabaja} \quad (7)$$

$$A_{activa} = 81.28 \text{ [cm}^2\text{]} \quad \text{Area activa del electrodo} \quad (8)$$

$$Vs = 24.8 \text{ [V]} \quad (9)$$

$$I = d_{corri} \cdot A_{activa} \quad \text{Corriente total} \quad (10)$$

$$Q_{gen} = (1.254 - V) \cdot I \cdot n_{cel} \quad \text{Calor generado por la pila [W]} \quad (11)$$

$$Vs = V \cdot n_{cel} \text{ [V]} \quad \text{Voltaje del stack} \quad (12)$$

$$W = V \cdot I \text{ [W]} \quad \text{Potencia eléctrica monocelda} \quad (13)$$

$$Ws = V \cdot I \cdot n_{cel} \text{ [W]} \quad \text{Potencia electrica del stack} \quad (14)$$

$$coef_{H2} = 1.05 \quad \text{Coeficiente estequiometrico H2} \quad (15)$$

$$coef_{O2} = 1.2 \quad \text{Coeficiente estequiometrico O2} \quad (16)$$

$$F = 96485 \text{ [A} \cdot \text{s/mol]} \quad (17)$$

$$A = 1000 \text{ [g/kg]} \quad (18)$$

$$B = 60 \text{ [s/min]} \quad (19)$$

$$C = 1.013 \text{ [bar/atm]} \quad (20)$$

$$R = 0.082 \text{ [(atm} \cdot \text{l) / (mol} \cdot \text{K)]} \quad (21)$$

Medidas pila

$$Alto = 0.168 \text{ [m]} \quad (22)$$

$$Ancho = 0.081 \text{ [m]} \quad (23)$$

$$Largo = 0.185 \text{ [m]} \quad (24)$$

$$F_{TC} = 2 \cdot Largo \cdot Ancho + 2 \cdot Largo \cdot Alto \quad \text{Area de TC, [m2], considerando que la pila es un prisma} \quad (25)$$

$$Alto_{carcasa} = Ancho + 2 \cdot \delta \quad \text{m} \quad (26)$$

$$Ancho_{carcasa,T} = Largo + 2 \cdot 0.030 \quad \text{transversal} \quad (27)$$

$$Ancho_{carcasa,L} = Alto + 2 \cdot \delta \quad \text{longitudinal} \quad (28)$$

$$Af_{air,T} = 2 \cdot Largo \cdot \delta \quad \text{transversal} \quad (29)$$

$$Af_{air,L} = (Ancho + 2 \cdot \delta) \cdot (Alto + 2 \cdot \delta) - Ancho \cdot Alto \quad \text{longitudinal} \quad (30)$$

$$Area_{carcasa,T} = Largo \cdot (Ancho + 2 \cdot \delta) \quad \text{transversal} \quad (31)$$

$$Area_{carcasa,L} = (Ancho + 2 \cdot \delta) \cdot (Alto + 2 \cdot \delta) \quad \text{transversal} \quad (32)$$

call Posicion(Pos, Af_{air,T}, Af_{air,L}, Area_{carcasa,T}, Area_{carcasa,L}, Ancho_{carcasa,T}, Ancho_{carcasa,L} : Af_{air}, Area_{carcasa}, Ancho_{carcasa})

Datos del estado de referencia

=====

$$To = 298.15 \text{ [K]} \quad (34)$$

$$Po = 1 \text{ [bar]} \quad (35)$$

$$PM_{H2} = MW(H2) \text{ [kg/kmol]} \quad \text{– Peso molecular del H2} \quad (36)$$

$$PM_{O2} = MW(O2) \text{ [kg/kmol]} \quad \text{– Peso molecular del O2} \quad (37)$$

$$PM_{H2O} = MW(H2O) \text{ [kg/kmol]} \quad \text{– Peso molecular del H2O} \quad (38)$$

$$PM_{aire} = MW(Air) \text{ [kg/kmol]} \quad \text{– Peso molecular del aire} \quad (39)$$

$$Hf^o_{agua1} = -241.826 \times 10^6 \text{ [J/kmol]} \quad (40)$$

– (-285.830E6 J/kmol para liquido y - 241.826E6J/kmol para agua vapor. obtenido de las tablas JANAF)

$$Hf^o_{agua} = \frac{Hf^o_{agua1}}{PM_{H2O} \text{ [J/kg]}} \quad (41)$$

$$Hf^o_{O2} = 0 \text{ [J/kg]} \quad (42)$$

$$Hf^o_{H2} = 0 \text{ [J/kg]} \quad (43)$$

Estado inicial. 1

=====

$$m_{O2cons} = \left(\frac{PM_{O2}}{4 \cdot F} \right) \cdot I \cdot n_{cel}/A \text{ [kg/s]} \quad \text{Flujo másico de H2 consumido (estequiométrico)} \quad (44)$$

$$m_{H2cons} = \left(\frac{PM_{H2}}{2 \cdot F} \right) \cdot I \cdot n_{cel} / A \quad [\text{kg/s}] \quad \text{Flujo másico de O2 consumido (estequiométrico)} \quad (45)$$

$$m_{H2in} = coef_{H2} \cdot m_{H2cons} \quad [\text{kg/s}] \quad \text{Flujo másico de H2 se introduce (el estequimétrico multiplicado por el coeficiente dado)} \quad (46)$$

$$m_{O2in} = coef_{O2} \cdot m_{O2cons} \quad [\text{kg/s}] \quad \text{Flujo másico de O2 se introduce (el estequimétrico multiplicado por el coeficiente dado)} \quad (47)$$

$$Tl_{H2} = 273.15 + 25 \quad [\text{K}] \quad (48)$$

$$Pl_{H2} = 1 + 0.25 \quad [\text{bar}] \quad (49)$$

$$Tl_{O2} = 273.15 + 25 \quad [\text{K}] \quad (50)$$

$$Pl_{O2} = 1 + 0.25 \quad [\text{bar}] \quad (51)$$

$$v_{H2in} = \frac{(A \cdot m_{H2in} \cdot B / PM_{H2}) \cdot R \cdot Tl_{H2}}{(Pl_{H2} / C) \quad [\text{l/min}]} \quad \text{– Caudal volumétrico de H2 inicial a T y P de entrada} \quad (52)$$

$$v_{O2in} = \frac{(A \cdot m_{O2in} \cdot B / PM_{O2}) \cdot R \cdot Tl_{O2}}{(Pl_{O2} / C) \quad [\text{l/min}]} \quad \text{– Caudal volumétrico de O2 inicial a T y P de entrada} \quad (53)$$

$$H_{H2in} = h(H_2, T = Tl_{H2}) - h(H_2, T = To) \quad [\text{J} / (\text{kg})] \quad \text{Entalpía del H2 a la entrada} \quad (54)$$

$$H_{O2in} = h(O_2, T = Tl_{O2}) - h(O_2, T = To) \quad [\text{J} / (\text{kg})] \quad \text{Entalpía del O2 a la entrada} \quad (55)$$

Estado final. 2

=====

$$Tout = 273.15 + 160 \quad [\text{K}] \quad (56)$$

$$m_{H2Oout} = \left(\frac{PM_{H2O}}{2 \cdot F} \right) \cdot I \cdot n_{cel} / A \quad [\text{kg/s}] \quad \text{– Flujo másico de H2O generado por reacción} \quad (57)$$

$$m_{H2out} = m_{H2in} - m_{H2cons} \quad [\text{kg/s}] \quad \text{– Flujo másico de H2 salida} \quad (58)$$

$$m_{O2out} = m_{O2in} - m_{O2cons} \quad [\text{kg/s}] \quad \text{– Flujo másico de O2 salida} \quad (59)$$

$$H_{aguaout} = h(H_2O, T = Tout) - h(H_2O, T = To) \quad [\text{J} / (\text{kg})] \quad \text{Entalpía del H2O a la salida} \quad (60)$$

$$H_{O2out} = h(o_2, T = Tout) - h(o_2, T = To) \quad [\text{J} / (\text{kg})] \quad \text{Entalpía del O2 a la salida} \quad (61)$$

$$H_{H2out} = h(h_2, T = Tout) - h(h_2, T = To) \quad [\text{J} / (\text{kg})] \quad \text{Entalpía del H2 a la salida} \quad (62)$$

Balance entalpico

=====

$$Q_{tot} + Ws + m_{H2Oout} \cdot (H_{aguaout} + Hf_{agua}^p) + m_{O2out} \cdot H_{O2out} + m_{H2out} \cdot H_{H2out} = m_{H2in} \cdot (H_{H2in} + Hf_{H2}^p) + m_{O2in} \cdot (H_{O2in} + Hf_{O2}^p) +$$

Ecuacion

Reacción para el cálculo de la Tadiabatica

$$H_{agua,adia} = h(H_2O, T = Tad) - h(H_2O, T = To) \quad [\text{J} / (\text{kg})] \quad \text{Entalpía del H2O a T=Tadiabatica} \quad (64)$$

$$H_{O2,adia} = h(o_2, T = Tad) - h(o_2, T = To) \quad [\text{J} / (\text{kg})] \quad \text{Entalpía del O2 a T=Tadiabatica} \quad (65)$$

$$H_{H2,adia} = h(h_2, T = Tad) - h(h_2, T = To) \quad [\text{J} / (\text{kg})] \quad \text{Entalpía del H2 a T=Tadiabatica} \quad (66)$$

$$Ws + m_{H2Oout} \cdot (H_{agua,adia} + Hf_{agua}^p) + m_{O2out} \cdot H_{O2,adia} + m_{H2out} \cdot H_{H2,adia} = m_{H2in} \cdot (H_{H2in} + Hf_{H2}^p) + m_{O2in} \cdot (H_{O2in} + Hf_{O2}^p) +$$

Calor disipado por el aire

=====

$$T_{air_e} = 288.15 - \left(\frac{6.5 \cdot h}{1000} \right) \quad \text{Temp aire (K) en función de la altura (m) del avión (para } h < 10.000 \text{m)} \quad \text{Bibliografía} \quad (68)$$

$$T_{media} = \frac{T_{air_e} + T_{air_s}}{2} \quad \text{Temperatura promedio [K] entre entrada y salida} \quad (69)$$

$$Presion = 101325 \cdot (288.15/T_{air_e})^{-5.256} \quad \text{Presión [Pa] en función de la T [K] sacado de la Bibliografía} \quad (70)$$

$$Pres = \frac{Presion}{10^5} \quad \text{Presión en [bar]} \quad (71)$$

$$Q_{air} = Q_{tot} \quad (72)$$

$$Q_{air} = m_{ah,s} \cdot H_{air,s} - m_{ah,e} \cdot H_{air,e} - m_{agua} \cdot H_{agua,e} \quad (73)$$

$$H_{air,e} = h(\text{AirH}_2\text{O}, T = T_{air_e}, P = Pres, w = w1) - h(\text{AirH}_2\text{O}, T = To, P = Pres, w = w1) \quad (74)$$

$$[J/(kg)] \quad \text{Entalpía del aire a la entrada} \quad (75)$$

$$H_{air,s} = h(\text{AirH}_2\text{O}, T = T_{air_s}, P = Pres, R = R2) - h(\text{AirH}_2\text{O}, T = To, P = Pres, w = w1) \quad (76)$$

$$[J/(kg)] \quad \text{Entalpía del aire a la salida} \quad (77)$$

$$H_{agua,e} = h(\text{Water}, T = T_{air_e}, P = Pres) \quad [J/(kg)] \quad \text{Entalpía del agua a la entrada} \quad (78)$$

$$w2 = \omega(\text{AirH}_2\text{O}, T = T_{air_s}, P = Pres, R = R2) \quad (79)$$

$$R1 = \phi(\text{AirH}_2\text{O}, T = T_{air_e}, P = Pres, w = w1) \quad (80)$$

$$w1max = -1 \times 10^{-6} \cdot h + 0.0107 \quad (81)$$

$$m_{ah,e} = m_{air} \cdot (1 + w1) \quad (82)$$

$$m_{ah,s} = m_{air} \cdot (1 + w2) \quad (83)$$

$$m_{agua} = (w2 - w1) \cdot m_{air} \quad (84)$$

$$r_{agua} = m_{agua}/m_{air} \quad (85)$$

$$m_{ah,s} = Den_{ah,s} \cdot V_{air} \cdot Af_{air} \quad \text{Flujo de aire, [kg/s]} \quad (86)$$

$$CaudAir_s = V_{air} \cdot Af_{air} \cdot 3600 \quad \text{m}^3/\text{h} \quad (87)$$

$$Den_{ah,s} = \rho(\text{AirH}_2\text{O}, T = T_{air_s}, P = Pres, R = R2) \quad \text{Densidad del aire entrada, [kg/m}^3] \quad (88)$$

$$Q_{TC} = Q_{air} \quad \text{Calor de Transferencia de calor, [W]} \quad (89)$$

$$Q_{TC} = Q_{conv} + Q_{rad} \quad (90)$$

$$k = k_{conv,forzada} \quad (91)$$

$$Q_{conv} = k \cdot F_{TC} \cdot DT_{log} \quad (92)$$

$$DT_{log} = \frac{DT_{ent} + DT_{sal}}{2} \quad \text{Diferencia media de temp, [K], para emplear si da error de signos} \quad (93)$$

$$DT_{ent} = Tout - T_{air_e} \quad (94)$$

$$DT_{sal} = Tout - Tair_s \quad (95)$$

$$DT = Tair_s - Tair_e \quad (96)$$

$$DT2 = Tout - Tair_e \quad (97)$$

Conveccion forzada

$$g = 9.81 \text{ [m/s}^2\text{]} \quad \text{Aceleración de la gravedad} \quad (98)$$

$$Pr = \frac{cp \cdot \mu (\text{AirH2O}, T = Tair_s, P = Pres, w = w2)}{coef_{conduct,term}} \quad (99)$$

Referenciamos las propiedades a la salida ya que cuando utilizamos airH2O

como sustancia tenemos que referenciar un punto para poner la humedad y en este caso es la salida

$$cp = c_p (\text{AirH2O}, T = Tair_s, P = Pres, w = w2) \quad (100)$$

$$Re = \frac{Den_{ah,s} \cdot V_{air} \cdot Diam_{equi}}{\mu (\text{AirH2O}, T = Tair_s, P = Pres, R = R2)} \quad (101)$$

$$Diam_{equi} = \frac{4 \cdot Af_{air}}{Peri_{mojado}} \quad \text{Diámetro equivalente para el cálculo del Re} \quad (102)$$

$$Peri_{mojado} = 2 \cdot (Ancho + Alto) + 2 \cdot (Ancho_{carcasa} + Alto_{carcasa}) \quad \text{Perímetro mojado considerando perímetro de la pila} \quad (103)$$

$$ReDeqeL = Re \cdot Diam_{equi} / Largo \quad (104)$$

$$DeqeL = Diam_{equi} / Largo \quad (105)$$

$$Nusselt = 0.6155 \cdot Re^{2/3} \cdot (Diam_{equi} / Largo)^{3/4} \cdot Pr^{1/3} \quad (106)$$

$$k_{conv,forzada} = coef_{conduct,term} \cdot Nusselt / Diam_{equi} \quad \text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1} \quad (107)$$

$$coef_{conduct,term} = \lambda (\text{AirH2O}, T = Tair_s, P = Pres, R = R2) \text{ [W / (m} \cdot \text{K)]} \quad \text{coeficiente de conductividad térmica del aire} \quad (108)$$

Radiacion

$$Q_{rad} = 5.67 \cdot 10^{-8} \cdot Emis_{met} \cdot (F_{TC}) \cdot \left(Tout^4 - \left(\frac{Tair_e + Tair_s}{2} \right)^4 \right) \quad (109)$$

$$+ Emis_{plast} \cdot (F_{TCplast} / 2) \cdot ((T_{plast})^4 - (Tair_e)^4) + Emis_{plast} \cdot (F_{TCplast} / 2) \cdot ((T_{plast})^4 - (Tair_s)^4)$$

$$Emis_{met} = 0.98 \quad (110)$$

0.09 para aluminio, 0.28 para acero inoxidable, 0.87 para pintura negra

$$Emis_{plast} = 0.94 \quad (111)$$

$$Q_{rad\%} = 100 \cdot Q_{rad} / Q_{TC} \quad (112)$$

Comprobacion compresibilidad

$$Ma = V_{air} / a2 \quad \text{Numero adimensional de Mach (< 0.3 para ser incompresible)} \quad (113)$$

$$a2 = (ache \cdot 287 \cdot Tmedia)^{0.5} \quad \text{a es la velocidad del sonido [m/s]} \quad (114)$$

$$ache = \frac{c_p (Air, T = T_{media})}{c_v (Air, T = T_{media})} \quad (115)$$

Coef entre el calor especifico a P constante (Cp) y el calor especifico a V constante (Cv) del fluido

Pérdidas de carga

$$Cd = 0.0297 \quad (116)$$

Presiones manométricas en la entrada del sistema de refrigeración

$$p_{ent} = \rho (Air, T = T_{air_e}, P = Pres) \cdot \frac{(V_{avion} \cdot \cos(ALFA))^2 - V_{air,ent}^2}{2} \quad (117)$$

$$k_{cool} = CTE \cdot (1 - Af_{air}/Area_{carcasa}) \quad (118)$$

$$CTE = 10.73 \quad (119)$$

$$k_{valvula} = 0.1 \quad (120)$$

$$p_{ent} = \rho (Air, T = T_{air_e}, P = Pres) \cdot (k_{cool} + k_{valvula}) \cdot \frac{V_{air,int}^2}{2} \quad (121)$$

$$V_{air,ent} \cdot A_{air,ent} = V_{air,int} \cdot Af_{air} \quad (122)$$

$$V_{air,ent} = V_{air,int} \quad (123)$$

$$V_{air,int} = V_{air} \quad (124)$$

$$\delta P = p_{ent} \quad Pa \quad (125)$$

$$W_{vent} = \delta P \cdot V_{air} \cdot Af_{air} \quad W \quad (126)$$

$$PorcentajePotencia = (W_{vent}/W_s) \cdot 100 \quad (127)$$

$$W_s = W_{avion} + W_{vent}/0.68 \quad W \quad (128)$$

ANEXO J

Equations

CÓDIGO MEZCLA BIFÁSICA A LA SALIDA

Pila de 40 monoceldas. Superficie exterior negra para aumentar emisividad. Considerando todas las perdidas de potencia por rendimiento

procedure Posicion($Pos, Af_{air,T}, Af_{air,L}, Area_{carcasa,T}, Area_{carcasa,L}, Ancho_{carcasa,T}, Ancho_{carcasa,L} : Af_{air}, Area_{carcasa}, Ancho_{carcasa}$)

$$\text{If } Pos = 1 \text{ then } Af_{air} := Af_{air,T} \text{ else } Af_{air} := Af_{air,L} \quad (2)$$

$$\text{If } Pos = 1 \text{ then } Area_{carcasa} := Area_{carcasa,T} \text{ else } Area_{carcasa} := Area_{carcasa,L} \quad (3)$$

$$\text{If } Pos = 1 \text{ then } Ancho_{carcasa} := Ancho_{carcasa,T} \text{ else } Ancho_{carcasa} := Ancho_{carcasa,L} \quad (4)$$

$$\text{end} \quad (5)$$

Datos a fijar, que se deben encerrar entre llaves al correr las tablas

Datos iniciales

=====

$$Pos = 2 \quad \text{Posicionamiento de la pila, 1 para transversal y 2 para longitudinal} \quad (6)$$

$$n_{cel} = 40 \quad \text{Nº de celdas con las que se trabaja} \quad (7)$$

$$A_{activa} = 81.28 \text{ [cm}^2\text{]} \quad \text{Area activa del electrodo} \quad (8)$$

$$Vs = 24.8 \text{ [V]} \quad (9)$$

$$I = d_{corri} \cdot A_{activa} \quad \text{Corriente total} \quad (10)$$

$$Q_{gen} = (1.254 - V) \cdot I \cdot n_{cel} \quad \text{Calor generado por la pila [W]} \quad (11)$$

$$Vs = V \cdot n_{cel} \text{ [V]} \quad \text{Voltaje del stack} \quad (12)$$

$$W = V \cdot I \text{ [W]} \quad \text{Potencia eléctrica monocelda} \quad (13)$$

$$Ws = V \cdot I \cdot n_{cel} \text{ [W]} \quad \text{Potencia electrica del stack} \quad (14)$$

$$coef_{H_2} = 1.05 \quad \text{Coeficiente estequiometrico H2} \quad (15)$$

$$coef_{O_2} = 1.2 \quad \text{Coeficiente estequiometrico O2} \quad (16)$$

$$F = 96485 \text{ [A} \cdot \text{s/mol]} \quad (17)$$

$$A = 1000 \text{ [g/kg]} \quad (18)$$

$$B = 60 \text{ [s/min]} \quad (19)$$

$$C = 1.013 \text{ [bar/atm]} \quad (20)$$

$$R = 0.082 \text{ [(atm} \cdot \text{l) / (mol} \cdot \text{K)]} \quad (21)$$

Medidas pila

$$Alto = 0.168 \text{ [m]} \quad (22)$$

$$Ancho = 0.081 \text{ [m]} \quad (23)$$

$$Largo = 0.185 \text{ [m]} \quad (24)$$

$$F_{TC} = 2 \cdot Largo \cdot Ancho + 2 \cdot Largo \cdot Alto \quad \text{Area de TC, [m2], considerando que la pila es un prisma} \quad (25)$$

$$Alto_{carcasa} = Ancho + 2 \cdot \delta \quad \text{m} \quad (26)$$

$$Ancho_{carcasa,T} = Largo + 2 \cdot 0.030 \quad \text{transversal} \quad (27)$$

$$Ancho_{carcasa,L} = Alto + 2 \cdot \delta \quad \text{longitudinal} \quad (28)$$

$$Af_{air,T} = 2 \cdot Largo \cdot \delta \quad \text{transversal} \quad (29)$$

$$Af_{air,L} = (Ancho + 2 \cdot \delta) \cdot (Alto + 2 \cdot \delta) - Ancho \cdot Alto \quad \text{longitudinal} \quad (30)$$

$$Area_{carcasa,T} = Largo \cdot (Ancho + 2 \cdot \delta) \quad \text{transversal} \quad (31)$$

$$Area_{carcasa,L} = (Ancho + 2 \cdot \delta) \cdot (Alto + 2 \cdot \delta) \quad \text{transversal} \quad (32)$$

call Posicion(Pos, Af_{air,T}, Af_{air,L}, Area_{carcasa,T}, Area_{carcasa,L}, Ancho_{carcasa,T}, Ancho_{carcasa,L} : Af_{air}, Area_{carcasa}, Ancho_{carcasa})

Datos del estado de referencia

=====

$$To = 298 \text{ [K]} \quad (34)$$

$$Po = 1 \text{ [bar]} \quad (35)$$

$$PM_{H2} = MW(H2) \text{ [kg/kmol]} \quad \text{– Peso molecular del H2} \quad (36)$$

$$PM_{O2} = MW(O2) \text{ [kg/kmol]} \quad \text{– Peso molecular del O2} \quad (37)$$

$$PM_{H2O} = MW(H2O) \text{ [kg/kmol]} \quad \text{– Peso molecular del H2O} \quad (38)$$

$$PM_{aire} = MW(Air) \text{ [kg/kmol]} \quad \text{– Peso molecular del aire} \quad (39)$$

$$H_f^{po}{}_{agua1} = -241.826 \times 10^6 \text{ [J/kmol]} \quad (40)$$

– (-285.830E6 J/kmol para liquido y - 241.826E6J/kmol para agua vapor. obtenido de las tablas JANAF)

$$H_f^{po}{}_{agua} = \frac{H_f^{po}{}_{agua1}}{PM_{H2O} \text{ [J/kg]}} \quad (41)$$

$$H_f^{po}{}_{O2} = 0 \text{ [J/kg]} \quad (42)$$

$$H_f^{po}{}_{H2} = 0 \text{ [J/kg]} \quad (43)$$

Estado inicial. 1

=====

$$m_{O2cons} = \left(\frac{PM_{O2}}{4 \cdot F} \right) \cdot I \cdot n_{cel} / A \text{ [kg/s]} \quad \text{Flujo másico de H2 consumido (estequiométrico)} \quad (44)$$

$$m_{H2cons} = \left(\frac{PM_{H2}}{2 \cdot F} \right) \cdot I \cdot n_{cel} / A \quad [\text{kg/s}] \quad \text{Flujo másico de O2 consumido (estequiométrico)} \quad (45)$$

$$m_{H2in} = coef_{H2} \cdot m_{H2cons} \quad [\text{kg/s}] \quad (46)$$

Flujo másico de H2 se introduce (el estequimetrico multiplicado por el coeficiente dado)

$$m_{O2in} = coef_{O2} \cdot m_{O2cons} \quad [\text{kg/s}] \quad (47)$$

Flujo másico de O2 se introduce (el estequimetrico multiplicado por el coeficiente dado)

$$Tl_{H2} = 273.15 + 25 \quad [\text{K}] \quad (48)$$

$$Pl_{H2} = 1 + 0.25 \quad [\text{bar}] \quad (49)$$

$$Tl_{O2} = 273.15 + 25 \quad [\text{K}] \quad (50)$$

$$Pl_{O2} = 1 + 0.25 \quad [\text{bar}] \quad (51)$$

$$v_{H2in} = \frac{(A \cdot m_{H2in} \cdot B / PM_{H2}) \cdot R \cdot Tl_{H2}}{(Pl_{H2} / C) \quad [\text{l/min}]} \quad \text{– Caudal volumétrico de H2 inicial a T y P de entrada} \quad (52)$$

$$v_{O2in} = \frac{(A \cdot m_{O2in} \cdot B / PM_{O2}) \cdot R \cdot Tl_{O2}}{(Pl_{O2} / C) \quad [\text{l/min}]} \quad \text{– Caudal volumétrico de O2 inicial a T y P de entrada} \quad (53)$$

$$H_{H2in} = h(\text{H2}, T = Tl_{H2}) - h(\text{H2}, T = To) \quad [\text{J} / (\text{kg})] \quad \text{Entalpía del H2 a la entrada} \quad (54)$$

$$H_{O2in} = h(\text{O2}, T = Tl_{O2}) - h(\text{O2}, T = To) \quad [\text{J} / (\text{kg})] \quad \text{Entalpía del O2 a la entrada} \quad (55)$$

Estado final. 2

=====

$$Tout = 273.15 + 160 \quad [\text{K}] \quad (56)$$

$$m_{H2Oout} = \left(\frac{PM_{H2O}}{2 \cdot F} \right) \cdot I \cdot n_{cel} / A \quad [\text{kg/s}] \quad \text{– Flujo másico de H2O generado por reacción} \quad (57)$$

$$m_{H2out} = m_{H2in} - m_{H2cons} \quad [\text{kg/s}] \quad \text{– Flujo másico de H2 salida} \quad (58)$$

$$m_{O2out} = m_{O2in} - m_{O2cons} \quad [\text{kg/s}] \quad \text{– Flujo másico de O2 salida} \quad (59)$$

$$H_{aguaout} = h(\text{H2O}, T = Tout) - h(\text{H2O}, T = To) \quad [\text{J} / (\text{kg})] \quad \text{Entalpía del H2O a la salida} \quad (60)$$

$$H_{O2out} = h(\text{o2}, T = Tout) - h(\text{o2}, T = To) \quad [\text{J} / (\text{kg})] \quad \text{Entalpía del O2 a la salida} \quad (61)$$

$$H_{H2out} = h(\text{h2}, T = Tout) - h(\text{h2}, T = To) \quad [\text{J} / (\text{kg})] \quad \text{Entalpía del H2 a la salida} \quad (62)$$

Balance entalpico

=====

$$Q_{tot} + Ws + m_{H2Oout} \cdot (H_{aguaout} + Hf_{agua}^p) + m_{O2out} \cdot H_{O2out} + m_{H2out} \cdot H_{H2out} = m_{H2in} \cdot (H_{H2in} + Hf_{H2}^p) + m_{O2in} \cdot (H_{O2in} + Hf_{O2}^p) + Q_{perd}$$

Ecuacion

Reacción para el cálculo de la Tadiabatica

$$H_{agua,adia} = h(\text{H2O}, T = Tad) - h(\text{H2O}, T = To) \quad [\text{J} / (\text{kg})] \quad \text{Entalpía del H2O a T=Tadiabatica} \quad (64)$$

$$H_{O2,adia} = h(o2, T = T_{ad}) - h(o2, T = T_o) \text{ [J/(kg)]} \quad \text{Entalpía del O2 a T=Tadiabatica} \quad (65)$$

$$H_{H2,adia} = h(h2, T = T_{ad}) - h(h2, T = T_o) \text{ [J/(kg)]} \quad \text{Entalpía del H2 a T=Tadiabatica} \quad (66)$$

$$W_s + m_{H2Oout} \cdot (H_{agua,adia} + H_{f_{agua}}^p) + m_{O2out} \cdot H_{O2,adia} + m_{H2out} \cdot H_{H2,adia} = m_{H2in} \cdot (H_{H2in} + H_{f_{H2}}^p) + m_{O2in} \cdot (H_{O2in} + H_{f_{O2}}^p) \quad (67)$$

Calor disipado por el aire

=====

$$T_{air_e} = 288.15 - \left(\frac{6.5 \cdot h}{1000} \right) \quad \text{Temp aire (K) en función de la altura (m) del avión (para h<10.000m) Bibliografía} \quad (68)$$

$$T_{media} = \frac{T_{air_e} + T_{air_s}}{2} \quad \text{Temperatura promedio [K] entre entrada y salida} \quad (69)$$

$$Presion = 101325 \cdot (288.15/T_{air_e})^{-5.256} \quad \text{Presión [Pa] en función de la T [K] sacado de la Bibliografía} \quad (70)$$

$$Pres = \frac{Presion}{10^5} \quad \text{Presión en [bar]} \quad (71)$$

$$Q_{tot,air} = Q_{tot} \quad (72)$$

$$Q_{tot,air} = Q_{air} \quad (73)$$

$$Q_{air} = m_{agua,s} \cdot cp_{agua} \cdot (T_{agua_s} - T_{air_e}) + m_{ah,s} \cdot H_{air,s} - m_{ah,e} \cdot H_{air,e} - m_{agua} \cdot H_{agua,e} \quad (74)$$

Calor que se lleva el aire de refrigeracion, [W]

$$cp_{agua} = 4184 \text{ [J/kgK]} \quad (75)$$

$$V_{agua} = V_{air} \quad (76)$$

$$T_{agua_s} = T_{air_s} \quad (77)$$

$$Den_{agua,s} = 1000 \text{ [kg/m}^3\text{]} \quad (78)$$

$$r_{agua,s} = m_{agua,s}/m_{air} \quad (79)$$

$$m_{agua,s} = Den_{agua,s} \cdot V_{agua} \cdot Af_{agua} \text{ [kg/s]} \quad (80)$$

$$Caud_{agua_s} = V_{agua} \cdot Af_{agua} \text{ [m}^3\text{/s]} \quad (81)$$

$$m_{agua,T} = m_{agua,s} + m_{agua} \text{ [kg/s]} \quad (82)$$

$$H_{air,e} = h(\text{AirH}_2\text{O}, T = T_{air_e}, P = Pres, w = wI) - h(\text{AirH}_2\text{O}, T = T_o, P = Pres, w = wI) \quad (83)$$

$$\text{[J/(kg)]} \quad \text{Entalpía del aire a la entrada} \quad (84)$$

$$H_{air,s} = h(\text{AirH}_2\text{O}, T = T_{air_s}, P = Pres, R = R2) - h(\text{AirH}_2\text{O}, T = T_o, P = Pres, w = wI) \quad (85)$$

$$\text{[J/(kg)]} \quad \text{Entalpía del aire a la salida} \quad (86)$$

$$H_{agua,e} = cp_{agua} \cdot (T_{air_e} - 273.15) \text{ [J/kgK]} \quad \text{Entalpía del agua a la entrada} \quad (87)$$

$$w2 = \omega(\text{AirH}_2\text{O}, T = T_{air_s}, P = Pres, R = R2) \quad (88)$$

$$R1 = \phi(\text{AirH}_2\text{O}, T = T_{air_e}, P = Pres, w = wI) \quad (89)$$

$$wI_{max} = -1 \times 10^{-6} \cdot h + 0.0107 \quad (90)$$

$$m_{ah,e} = m_{air} \cdot (1 + w1) \quad (91)$$

$$m_{ah,s} = m_{air} \cdot (1 + w2) \quad (92)$$

$$m_{agua} = (w2 - w1) \cdot m_{air} \quad (93)$$

$$m_{ah,s} = Den_{ah,s} \cdot V_{air} \cdot Af_{air} \quad \text{Flujo de aire, [kg/s]} \quad (94)$$

$$CaudAir_s = V_{air} \cdot Af_{air} \cdot 3600 \quad \text{m}^3/\text{h} \quad (95)$$

$$Den_{ah,s} = \rho(\text{AirH2O}, T = Tair_s, P = Pres, R = R2) \quad \text{Densidad del aire entrada, [kg/m3]} \quad (96)$$

$$Q_{TC} = Q_{air} \quad \text{Calor de Transferencia de calor, [W]} \quad (97)$$

$$Q_{TC} = Q_{conv} + Q_{rad} \quad (98)$$

$$k = k_{conv,forzada} \quad (99)$$

$$Q_{conv} = k \cdot F_{TC} \cdot DT_{log} \quad (100)$$

$$DT_{log} = \frac{DT_{ent} + DT_{sal}}{2} \quad \text{Diferencia media de temp, [K], para emplear si da error de signos} \quad (101)$$

$$DT_{ent} = Tout - Tair_e \quad (102)$$

$$DT_{sal} = Tout - Tair_s \quad (103)$$

$$DT = Tair_s - Tair_e \quad (104)$$

$$DT2 = Tout - Tair_e \quad (105)$$

Conveccion forzada

$$g = 9.81 \quad [\text{m/s}^2] \quad \text{Aceleración de la gravedad} \quad (106)$$

$$Cp_{mezcla} = \frac{m_{agua,s} \cdot cp_{agua} + m_{ah,s} \cdot c_p(\text{AirH2O}, T = Tair_s, P = Pres, w = w2)}{m_{agua,s} + m_{ah,s}} \quad (107)$$

$$Visc_{agua} = 0.001128 \quad [\text{kg}/(\text{m} \cdot \text{s})] \quad (108)$$

$$Visc_{air} = \mu(\text{AirH2O}, T = Tair_s, P = Pres, w = w2) \quad (109)$$

$$Visc_{mezcla} = \frac{m_{agua,s} + m_{ah,s}}{m_{agua,s}/Visc_{agua} + m_{ah,s}/Visc_{air}} \quad (110)$$

$$coef_{conduct,term,agua} = .5772 \quad (111)$$

$$Cond_{mezcla} = \frac{CaudAgua_s + CaudAir_s/3600}{CaudAgua_s/coef_{conduct,term,agua} + (CaudAir_s/3600)/coef_{conduct,term}} \quad (112)$$

$$Pr_{agua} = \frac{cp_{agua} \cdot Visc_{agua}}{coef_{conduct,term,agua}} \quad (113)$$

$$Pr_{mezcla} = Cp_{mezcla} \cdot Visc_{mezcla}/Cond_{mezcla} \quad (114)$$

$$Den_{mezcla} = \frac{m_{agua,s} + m_{ah,s}}{m_{agua,s}/Den_{agua,s} + m_{ah,s}/Den_{ah,s}} \quad (115)$$

$$Re_{mezcla} = \frac{Den_{mezcla} \cdot V_{air} \cdot Diam_{equi}}{Visc_{mezcla}} \quad (116)$$

$$k_{conv,mezcla} = Cond_{mezcla} \cdot Nus_{mezcla} / Diam_{equi} \quad (117)$$

$$Nus_{mezcla} = 0.6155 \cdot Re_{mezcla}^{2/3} \cdot (Diam_{equi} / Largo)^{3/4} \cdot Pr_{mezcla}^{1/3} \quad (118)$$

$$coef_{conduct,term} = \lambda (AirH2O, T = T_{air_s}, P = Pres, R = R2) \quad (119)$$

$$[W / (m \cdot K)] \quad \text{coeficiente de conductividad térmica del aire} \quad (120)$$

$$Diam_{equi} = \frac{4 \cdot Af_{air}}{Peri_{mojado}} \quad \text{Diámetro equivalente para el cálculo del Re} \quad (121)$$

$$Peri_{mojado} = 2 \cdot (Ancho + Alto) + 2 \cdot (Ancho_{carcasa} + Alto_{carcasa}) \quad (122)$$

Perímetro mojado considerando perímetro de la pila

$$ReDeqeL = Re \cdot Diam_{equi} / Largo \quad (123)$$

$$DeqeL = Diam_{equi} / Largo \quad (124)$$

Radiacion

$$Q_{rad} = 5.67 \cdot 10^{-8} \cdot Emis_{met} \cdot (F_{TC}) \cdot \left(Tout^4 - \left(\frac{T_{air_e} + T_{air_s}}{2} \right)^4 \right) \quad (125)$$

$$+ Emis_{plast} \cdot (F_{TCplast} / 2) \cdot ((T_{plast})^4 - (T_{air_e})^4) + Emis_{plast} \cdot (F_{TCplast} / 2) \cdot ((T_{plast})^4 - (T_{air_s})^4)$$

$$Emis_{met} = 0.98 \quad (126)$$

0.09 para aluminio, 0.28 para acero inoxidable, 0.87 para pintura negra

$$Emis_{plast} = 0.94 \quad (127)$$

$$Q_{rad\%} = 100 \cdot Q_{rad} / Q_{TC} \quad (128)$$

Comprobacion compresibilidad

$$Ma = V_{air} / a2 \quad \text{Numero adimensional de Mach } (< 0.3 \text{ para ser incompresible}) \quad (129)$$

$$a2 = (ache \cdot 287 \cdot T_{media})^{0.5} \quad \text{a es la velocidad del sonido [m/s]} \quad (130)$$

$$ache = \frac{c_p (Air, T = T_{media})}{c_v (Air, T = T_{media})} \quad (131)$$

Coef entre el calor especifico a P constante (Cp) y el calor especifico a V constante (Cv) del fluido

Pérdidas de carga

$$Cd = 0.0297 \quad (132)$$

Presiones manométricas en la entrada del sistema de refrigeración

$$p_{ent} = \rho (Air, T = T_{air_e}, P = Pres) \cdot \frac{(V_{avion} \cdot \cos(ALFA))^2 - V_{air,ent}^2}{2} \quad (133)$$

$$k_{cool} = CTE \cdot (1 - Af_{air} / Area_{carcasa}) \quad (134)$$

$$CTE = 10.73 \quad (135)$$

$$k_{valvula} = 0.1 \quad (136)$$

$$p_{ent} = \rho(Air, T = T_{air_e}, P = Pres) \cdot (k_{cool} + k_{valvula}) \cdot \frac{V_{air,int}^2}{2} \quad (137)$$

$$p_{ent2} = Den_{mezcla} \cdot (k_{cool} + k_{valvula}) \cdot \frac{V_{air,int}^2}{2} \quad (138)$$

$$V_{air,ent} \cdot A_{air,ent} = V_{air,int} \cdot Af_{air} \quad (139)$$

$$V_{air,ent} = V_{air,int} \quad (140)$$

$$V_{air,int} = V_{air} \quad (141)$$

$$\delta P = p_{ent} \quad \text{Pa} \quad (142)$$

$$W_{vent} = \delta P \cdot V_{air} \cdot Af_{air} \quad \text{W} \quad (143)$$

$$PorcentajePotencia = (W_{vent}/W_s) \cdot 100 \quad (144)$$

$$W_s = W_{avion} + W_{vent}/0.68 \quad \text{W} \quad (145)$$