



UNIVERSITAT
POLITÈCNICA
DE VALÈNCIA



Universitat Politècnica de València

Instituto Universitario de Investigación de Ingeniería Energética

Desarrollo de un modelo de secadora de ropa
doméstica asistida por ciclo de compresión
de vapor y su posterior validación

Tesis doctoral

Francisco Barceló Ruescas

Director:

Dr. José González Maciá

Valencia, junio de 2019

A mis abuelos:
Paquita, Pepe, Lorenzo y Concha
Sois mi ejemplo e inspiración

Agradecimientos

En primer lugar, quiero agradecer a mi director, José González por el apoyo y la dedicación que me ha brindado durante la realización de la presente tesis, porque de cada reunión en tu despacho, he salido con nuevas ideas y conocimientos.

Mis compañeros del Instituto de Ingeniería Energética también han estado siempre ahí, me han ayudado cuando se lo he pedido y también cuando no, y sobre todo se agradece el buen ambiente de trabajo que siempre ha habido, será cosa de aquél “parties manager” que hubo o de las más recientes concejalías de cultura y de fiestas. Gracias a todos los que estáis en “IIE cervecería” ;).

No olvidaré nunca mis primeros tiempos en el IIE, despertarme por la mañana y tener prisa para llegar era síntoma de lo bien que trabajábamos, por generar este ambiente en el lab y porque gracias a ti continué aquí, quiero agradecer a mi primer jefe: Isra. También quiero agradecer a Rafa, que me deja ser beta-tester y que me ayuda cuando tengo cualquier complicación con los ordenadores, tanto que hay que pensarse si preguntarle algo, porque no para hasta que está resuelto... Gracias a Álex, porque para cualquier cosa que he necesitado sea del lab o no, siempre has estado ahí y a Emilio, porque resuelves mis dudas de profe novato y hablar contigo siempre hace a uno pensar... Espero que sigamos pensando juntos! Gracias también a Fernando, que has llevado muy bien todas las reuniones, tutorías y demás mientras compartíamos despacho, además me guiaste bastante durante la fase final de la tesis.

Este camino universitario lo he compartido con mucha gente, desde mis primeros compis de piso de Alcoy, Jordi, Migue y Josete con los que descubrí la vida universitaria, a los amigos que he ido haciendo entre clase y clase, y con los que he compartido mucho más que las clases. Como Efraím, que te conocí en mis primeras clases en valencia, y desde entonces cambió nuestra vida en valencia para muy bien, que no iba a ser todo estudiar, aunque si nos poníamos, a buenos ingenieros no nos ganaba nadie. También Jose, que estás incluido en varios párrafos de estos agradecimientos, como compi de clase, pero también de esos primeros tiempos en el IIE, y espero que sigas estando en los párrafos que siga escribiendo... Que también seguiré escribiendo con Joan, a quien conocí yo creo que justo antes de entrar al IIE, pero parece que ya te conociera desde antes. Gracias a todos.

Con quien he compartido casi todos estos momentos, y llevamos juntos casi desde que nacimos es mi primo Alberto. Espero que sigamos compartiendo

las aficiones, y disfrutando de ellas juntos. Y que sigamos siempre estando uno para el otro cuando lo necesitemos. Muchas gracias primo!

Gracias Mamá, porque siempre has estado cuando te he necesitado, y creo que aún no te he oído decirme que no a algo. Voy a seguir confiando siempre en ti para pedirte las cosas que no le puedo pedir a nadie más.

Gracias Papá, porque me has guiado cuando me ha hecho falta, me has enseñado a trabajar de verdad y las recompensas del trabajo bien hecho, y te has alegrado siempre cuando me has visto avanzar. Carmina, desde que nos conocimos hemos tenido esa complicidad especial y espero que siga manteniéndose siempre. Renata, porque, aunque nos vemos poco, nos queremos mucho!

Si ha habido alguien que desde pequeño ha motivado en mí esas ganas de saber, ha sido mi tito Miguel, cuando nos llevaba a Alba y a mí al monte, o me hacía dibujos de coches y motos, o nos dejaba desmontar cosas en el taller, o hacíamos experimentos en su cocina, o nos íbamos con la moto... Y estoy seguro de que ahora vendría a hacer experimentos conmigo todos los días si no viviéramos lejos. Por supuesto, también gracias a mi tita Ángeles ¡¡Muchas gracias titos!!

Y a quién más ha afectado esta tesis, porque no se desde cuando no nos vemos un domingo, pero aun así siempre se alegra cuando llego a casa, aunque acabe no dedicando tiempo a otras cosas más que al trabajo, ¡¡muchas gracias cari!! Estela, porque siempre estás ahí cuando te necesito. Gracias también a tu familia, Jose, Inma, Palmi y Rocío y Jose, que me habéis hecho sentir desde siempre como en casa. Y hablando de quien se alegra cuando llego a casa... no puedo dejarme a mis peques, Mojito, Charli, Enzo, Pantera y Mouli, que me ayudan siempre a llevar mejor los agobios.

¡¡MUCHAS GRACIAS!!

Resumen

En la presente tesis se ha desarrollado un modelo dinámico de simulación de secadoras de ropa asistidas por ciclo de compresión de vapor enfocado a asistir en el desarrollo de producto basado en simulación. Este modelo ha sido creado en Modelica, lenguaje de programación orientado a objetos con una interfaz gráfica con posibilidad de programación por bloques, permitiendo cierta flexibilidad en el modelado de distintos sistemas.

El enfoque de modelado ha sido crear un modelo basado en aproximaciones teóricas, en búsqueda de obtener una herramienta de simulación robusta y capaz de predecir el comportamiento de nuevas configuraciones de la secadora de ropa antes de tener información empírica. No obstante, debido a la complejidad del sistema modelado, es preciso llevar a cabo un proceso de ajuste para que la predicción del funcionamiento del sistema sea lo más realista posible.

Se ha llevado a cabo una batería de ensayos de caracterización del sistema registrando temperaturas, presiones, humedades relativas, caudal de condensado y consumo de energía eléctrica para tener una base de datos adecuada para el ajuste. Además, también se ha llevado a cabo una caracterización experimental del circuito de aire de la secadora para poder modelar correctamente las fugas e infiltraciones en el mismo.

Con estos datos, se han ajustado los parámetros de ajuste necesarios en el modelo, y posteriormente se ha realizado una validación de los resultados de este, comparándolos con un ensayo. También se ha llevado a cabo un análisis de sensibilidad de un parámetro de ajuste, para comprobar la variación en los resultados que produce una incertidumbre del 10% en la determinación de este.

Finalmente se ha realizado un caso de estudio en que se añade a la secadora de ropa modelada una resistencia eléctrica. El resultado de este estudio ha demostrado la utilidad de la herramienta desarrollada para predecir el comportamiento del sistema modelado tras realizar modificaciones al mismo.

Abstract

In the present thesis a dynamic model of simulation of clothes dryers assisted by vapor compression cycle focused on assisting in the development of simulation-based product has been developed. This model has been created in Modelica, an object-oriented programming language with a graphical interface with the possibility of programming by blocks, allowing some flexibility in the modelling of different systems.

The modelling approach has been to create a model based on theoretical approaches, in search of obtaining a robust simulation tool capable of predicting the behaviour of new configurations of the clothes dryer before having empirical information. However, due to the complexity of the modelled system, it is necessary to carry out an adjustment process so that the prediction of the operation of the system is as realistic as possible.

A battery of system characterization tests has been carried out recording temperatures, pressures, relative humidity, condensate flow rate and electric power consumption to have a suitable database for the adjustment. In addition, an experimental characterization of the air circuit of the dryer has also been carried out in order to correctly model leaks and infiltrations in it.

With these data, the necessary adjustment parameters have been adjusted in the model, and subsequently a validation of the results has been made, comparing them with a trial. A sensitivity analysis of an adjustment parameter has also been carried out to verify the variation in the results that produces an uncertainty of 10% in the determination of this.

Finally, a case study was carried out in which an electrical resistance was added to the modelled clothes dryer. The result of this study has demonstrated the utility of the tool developed to predict the behaviour of the modelled system after making modifications to it.

Resum

En la present tesi s'ha desenvolupat un model dinàmic de simulació d'eixugadores de roba assistides per cicle de compressió de vapor enfocat a donar suport en el desenvolupament de producte basat en simulació. Aquest model ha sigut creat en Modelica, llenguatge de programació orientat a objectes amb una interfície gràfica que possibilita la programació per blocs, permetent certa flexibilitat en el modelatge de diferents sistemes.

El model s'ha basat en aproximacions teòriques, tractant d'obtenir una eina de simulació robusta i capaç de predir el comportament de noves configuracions de l'eixugadora de roba abans de tindre informació empírica. No obstant això, degut a la complexitat del sistema modelat, cal dur a terme un procés d'ajust per tal que la predicció del funcionament del sistema siga la més realista possible.

S'ha dut a terme una bateria d'assajos de caracterització del sistema registrant temperatures, pressions, humitats relatives, cabal de condensat i consum d'energia elèctrica per tal de tindre una base de dades adequada per a l'ajust. A més, també s'ha caracteritzat experimentalment el circuit d'aire de l'eixugadora amb la finalitat de modelar correctament les fugues i infiltracions.

Amb aquestes dades, s'hi han obtingut els valors dels paràmetres d'ajust necessaris en el model i, posteriorment, s'ha realitzat una validació dels resultats d'aquest, comparant-los amb un assaig. També s'ha dut a terme una anàlisi de sensibilitat d'un dels paràmetres d'ajust, per a comprovar la variació en els resultats que produeix una incertesa del 10% en la determinació d'aquest.

Finalment s'ha realitzat un cas d'estudi en què s'afegeix una resistència elèctrica a l'eixugadora de roba modelada. El resultat d'aquest estudi ha demostrat la utilitat de l'eina desenvolupada per a predir el comportament del sistema modelat després de realitzar modificacions a aquest.

Contenido

1. Introducción.....	1
1.1. El problema de sostenibilidad global.....	1
1.2. El consumo energético en los hogares.....	8
1.3. La bomba de calor.....	9
1.4. El reto de los refrigerantes.....	11
1.5. Tendencia en el secado doméstico de ropa.....	13
1.6. Marco de desarrollo.....	13
1.7. Estado del arte.....	14
1.8. Objetivo.....	17
2. Desarrollo del modelo.....	21
2.1. Descripción general del modelo.....	21
2.2. Hipótesis de modelado.....	24
2.2.1. Ciclo de compresión de vapor.....	24
2.2.2. Proceso de secado.....	24
2.2.3. Modelo global de la secadora.....	25
2.3. Modelado de componentes.....	25
2.3.1. Conectores.....	25
2.3.2. Bomba de calor.....	28
2.3.3. Tambor.....	34
2.3.4. Evaporador.....	44
2.3.5. Condensador.....	47
2.3.6. Ventilador.....	49
2.3.7. Filtro.....	51
2.3.8. Base de la secadora.....	53
2.3.9. Envolvente del aparato.....	55
2.3.10. Ventilador adicional.....	56

2.3.11.	Fugas de aire	57
2.3.12.	Sistema de control	58
2.3.13.	Registro de parámetros.....	60
2.3.14.	Espacio del modelo.....	62
2.4.	Funciones.....	63
2.4.1.	Propiedades del aire húmedo	63
2.4.2.	Coefficientes de convección	68
2.5.	Unidades y constantes.....	70
2.6.	Estadísticas de compilación	71
3.	Montaje experimental	75
3.1.	Caracterización de secadoras de ropa.....	75
3.1.1.	Descripción del banco de ensayos	75
3.1.2.	Procedimiento de ensayo	78
3.1.3.	Prototipo ensayado	79
3.1.4.	Parámetros medidos.....	81
3.1.5.	Parámetros calculados.....	86
3.1.6.	Ensayos realizados	87
3.2.	Caracterización del circuito de aire.....	88
3.2.1.	Descripción del banco de ensayos	88
3.2.2.	Procedimiento de ensayo	89
3.2.3.	Prototipo ensayado	90
3.2.4.	Parámetros medidos.....	91
3.2.5.	Parámetros calculados.....	93
3.2.6.	Ensayos realizados	95
4.	Ajuste y validación	103
4.1.	Ajuste del modelo	103
4.1.1.	Coefficiente de convección en tambor	103
4.1.2.	Caudal estacionario de renovación de aire	105

4.2.	Validación del modelo	106
4.2.1.	Ensayo reproducido.....	106
4.2.2.	Resultados de la validación	106
4.2.3.	Conclusiones de la validación.....	113
4.3.	Análisis de sensibilidad del ajuste.....	113
4.3.1.	Efecto en los parámetros de rendimiento	114
4.3.2.	Efecto en otros parámetros de funcionamiento.....	114
4.3.3.	Conclusiones del análisis de sensibilidad	116
5.	Caso de estudio	119
5.1.	Asistencia con resistencia eléctrica	119
5.2.	Modelado del caso.....	119
5.3.	Resultados	120
5.3.1.	Consumo de energía y tiempo de secado.....	120
5.3.2.	Incremento de temperatura en resistencia.....	122
5.3.3.	Parámetros del ciclo frigorífico.....	123
5.3.4.	Temperatura del aire en tambor	125
5.4.	Conclusiones del caso de estudio.....	126
6.	Conclusiones	129
6.1.	Conclusiones.....	129
6.2.	Trabajo futuro.....	129
6.2.1.	Mejoras en la precisión.....	130
6.2.2.	Mejoras en la funcionalidad.....	130
	BIBLIOGRAFÍA	133
	ANEXO 1 – Unidades y constantes en Modelica	137
	ANEXO 2 – Registro de parámetros	141

Tabla de Figuras

Fig. 1 - Evolución de la población mundial año 0 - 2015.....	2
Fig. 2 - Crecimiento proyectado de la población 2015 - 2050.....	3
Fig. 3 - Evolución del consumo de energía primaria 1970-2040.....	6
Fig. 4 - Evolución fuentes de energía primaria.....	7
Fig. 5 - Consumo final de energía en Europa por sector	8
Fig. 6 - Secadora con ciclo de compresión de vapor típica	15
Fig. 7 - Diagrama general del modelo.....	22
Fig. 8 - Conector de aire.....	26
Fig. 9 - Conectores de datos.....	27
Fig. 10 - Conector de control.....	28
Fig. 11 - Ropa húmeda y aire durante el secado	35
Fig. 12 - Capas límite térmica y de concentración.....	39
Fig. 13 - Fases de secado	43
Fig. 14 - Evaporador típico en secadora.....	45
Fig. 15 - Caída de presión del aire en intercambiadores	47
Fig. 16 - Curva característica de ventilador típica.....	50
Fig. 17 - Caída de presión en filtro de aire.....	52
Fig. 18 - Módulo del modelo de la base.....	53
Fig. 19 - Ranuras de ventilación.....	56
Fig. 20 - Cámara climática empleada	76
Fig. 21 - Agilent 34972A.....	77
Fig. 22 - Procedimiento de ensayo estándar.....	78
Fig. 23 - Siemens WT47U640.....	80
Fig. 24 - Sonda de temperatura en el canal de aire.....	82
Fig. 25 - Sistema de medida de presión instalado	83
Fig. 26 - Sonda de humedad a la salida del condensador	84
Fig. 27 - Esquema del banco de flujo.....	89
Fig. 28 - Toma de aire para caracterización de fugas.....	90
Fig. 29 - Sectorización del canal de aire.....	91
Fig. 30 - Transductores de presión diferencial.....	92

Fig. 31 - AEF Junta frontal.....	96
Fig. 32 - AEF Tambor	97
Fig. 33 - AEF Canal ventilador.....	97
Fig. 34 - AEF Cajón intercambiadores	98
Fig. 35 - Contribución de cada AEF al total.....	99
Fig. 36 - Evolución de la temperatura interna	105
Fig. 37 - Comparación de temperaturas del aire.....	108
Fig. 38 - Comparación de humedad relativa del aire.....	109
Fig. 39 - Comparación de temperaturas del refrigerante	110
Fig. 40 - Comparación de temperaturas de saturación	110
Fig. 41 - Comparación de subenfriamiento y recalentamiento.....	111
Fig. 42 - Comparación de la temperatura del aire interior	112
Fig. 43 - Comparación de la temperatura de la carcasa	112
Fig. 44 - Sensibilidad en temperaturas de tambor	115
Fig. 45 - Sensibilidad en humedad relativa de tambor	115
Fig. 46 - Parámetros de rendimiento de secadora híbrida	121
Fig. 47 - Incremento de temperatura en resistencia	122
Fig. 48 - Temperaturas del refrigerante - apoyo por resistencia	123
Fig. 49 - Temperaturas de saturación - apoyo por resistencia.....	124
Fig. 50 - Temperaturas del aire en tambor - apoyo por resistencia	125

Capítulo 1

Introducción

1. Introducción

Al trabajar en un sector que genera un impacto significativo sobre la sostenibilidad ambiental de la actividad humana, es necesario hacer un análisis del potencial que hay para la mejora de las condiciones de vida en un futuro gracias a nuestro trabajo.

Antes de detallar el impacto específico de la actividad concreta en que se enfoca el presente trabajo, se va a repasar la situación medioambiental actual e histórica, y también la previsión de la evolución, para conocer de donde partimos y así intentar garantizar la sostenibilidad de nuestra actividad, necesaria para asegurar el bienestar en el planeta.

Para realizar este análisis, se debe tener en cuenta la situación medioambiental actual y como se ha llegado a la situación en la que nos encontramos. También se deben buscar datos sobre que nos espera en un futuro a medio plazo.

1.1. El problema de sostenibilidad global

El primer aspecto en el que se puede pensar si se quiere considerar la sostenibilidad en el planeta, no está relacionado con aspectos tecnológicos de la actividad humana en la tierra, sino más bien con la demografía dinámica. Ya que la sostenibilidad de la actividad humana en la tierra siempre estará relacionada con la disponibilidad de recursos, y cuanto mayor sea la población en la tierra, entre mayor número de personas habrá que compartirlas.

La población actual de la tierra (a 2019) es de unos 7600 millones de habitantes¹, habiéndose producido el mayor incremento histórico de población en los últimos siglos. La población en la tierra era de unos mil millones en el año 1800, mientras que en la actualidad es superior a siete mil seiscientos millones (Fig. 1). Con tasas de crecimiento como las vividas en las últimas décadas, sería imposible asegurar la sostenibilidad y la viabilidad de la especie humana en el planeta, poniendo también en peligro el equilibrio ambiental.

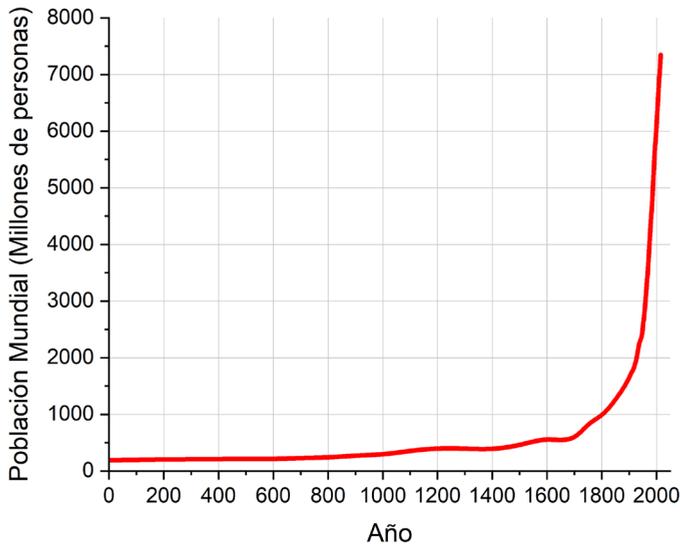


Fig. 1 - Evolución de la población mundial año 0 - 2015

Pero la tendencia está cambiando significativamente: mientras que la tasa de fertilidad total en el mundo era de alrededor de 5 nacimientos exitosos por mujer en la década de 1950, este número se ha reducido a unos 2.5 nacimientos por mujer en 2010². Esta cifra permite que la población mundial siga creciendo, ya que la tasa de reposición que mantendría estable la población es de aproximadamente 2.1 nacimientos por mujer a lo largo de su vida². No obstante, se prevé que, a nivel global, el incremento de población llegue a su fin probablemente a principios del siglo XXII^{3,4}, estabilizándose el número de habitantes o, incluso, empezando a reducirse. En la siguiente figura (Fig. 2) se puede observar la previsión de variación de la población segmentada por países. Queda claro, según esta previsión, que el aumento de población se va a deber a la tendencia en los países de África subsahariana.

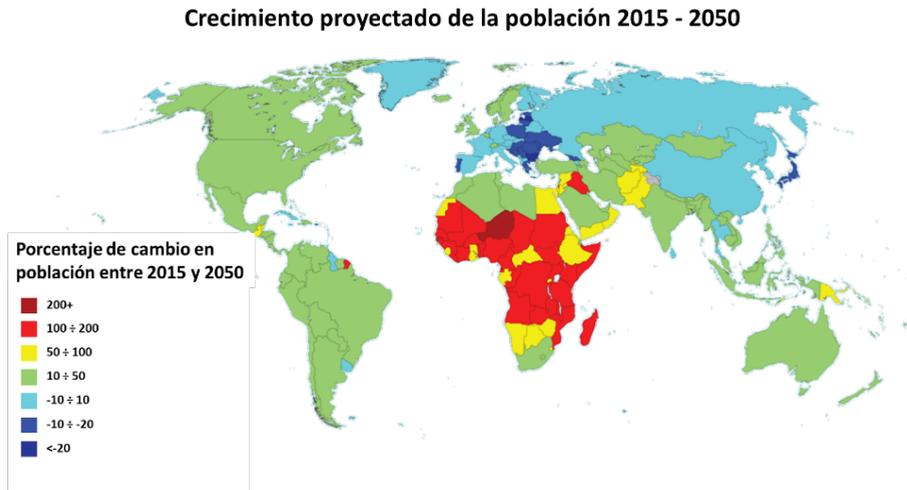


Fig. 2 - Crecimiento proyectado de la población 2015 - 2050

Este aumento de la población en la zona de África subsahariana, se debe al aumento de la fertilidad y también al aumento de la esperanza de vida, que van ligadas a la mejora de las condiciones de vida que se prevé, se producirán en el continente con el desarrollo tecnológico a lo largo del siglo XXI. No obstante, existen limitaciones ambientales que acotarán este crecimiento, obligando a los países más avanzados, a en cierto modo, guiar el desarrollo, favoreciéndolo y propiciándolo, para evitar que se ponga en compromiso la sostenibilidad de la actividad humana en el planeta, para procurar el bienestar de todos.

El acceso al agua potable será uno de los factores limitantes de ese crecimiento demográfico⁵, si bien el mayor estrés hídrico para mediados del siglo XXI ocurrirá en algunas zonas de Norte América, el norte de África y sur de Europa, oriente-medio y algunas zonas de China⁶.

Otro de los retos que se plantean de cara a asegurar la sostenibilidad a nivel global, tanto para países en vías de desarrollo como para países ya desarrollados, es el de la alimentación. Se espera que el aumento en la demanda de alimento a nivel global se continúe produciendo por al menos 40 años más, haciendo necesario este aumento un cambio en la tendencia global de consumo⁷.

El aumento en la demanda de recursos no será solamente debido al aumento de la población mundial, sino que también estará relacionado con la mejora en las condiciones de vida que se producirá en la población de países en desarrollo, que se irá asentando en núcleos urbanos.

Un ejemplo muy importante de la repercusión que este aumento de población, y mejora de sus condiciones de vida tendrá en el impacto al medio ambiente, será el debido a la producción de comida. Y es que se estima que la producción mundial de alimento se tendrá que incrementar en un 70% en unos 30 años. Afrontar este incremento con los medios tradicionales de producción ganadera requeriría el doble de deforestación, e incrementaría la emisión de gases de efecto invernadero en un 77%. Solo considerando que, actualmente, el sector ganadero contribuye con un 14.5% de las emisiones totales de gases de efecto invernadero asociadas a la actividad humana⁸, este aumento de producción se puede considerar totalmente inviable.

Además, con los medios de producción actuales, para producir 1kg de ternera, se requieren aproximadamente 38kg de alimento y 15000 litros de agua. Lo cual conlleva un gran impacto tanto por el agotamiento de las reservas de agua, como por la ocupación del terreno cultivable, que podía ser empleado directamente para consumo humano.

Considerando el gran impacto que la industria ganadera tiene en la sostenibilidad de la actividad humana, se pueden plantear alternativas para la alimentación, como dietas bajas en productos de origen animal. En la actualidad existen empresas como “De Vegetarische Slager” o “beyond meat”, que se dedican a la producción de alimentos con propiedades nutricionales y organolépticas similares a los productos de origen animal, pero fabricados a partir de vegetales. Sin embargo, convertir a la población en vegetariana, no puede considerarse como un objetivo viable para reducir el impacto a medio plazo de la actividad humana.

Actualmente, la tecnología de la carne cultivada, o producción in vitro de carne, está en desarrollo, y produce carne a partir de cultivos en laboratorio de tejido muscular. Empleando esta tecnología, se podrían satisfacer las necesidades alimentarias de la población de forma más

sostenible, ya que la producción de carne cultivada requiere actualmente 100 veces menos terreno y 5.5 veces menos agua que la producción de carne tradicional. Muestra del desarrollo que está experimentando esta tecnología es la reducción de su precio de aplicación: mientras que el coste de fabricar una hamburguesa mediante la técnica de producción in vitro era de unos 300000 dólares en 2013, en 2018 este coste bajó hasta los 11 dólares⁹, con todavía muchas posibilidades de desarrollo, mejora y reducción de costes.

Se puede considerar pues que en la actualidad hay un gran movimiento tanto de concienciación global como de inversión por parte de empresas para buscar alternativas capaces de satisfacer la creciente demanda de alimento a nivel global, tratando de asegurar la sostenibilidad de esta actividad en el medio ambiente.

Pero el aumento de la población, y el aumento del nivel de desarrollo también conllevan otro gran problema de cara a la sostenibilidad de la actividad humana en el planeta. Y es que nuestra actividad, sobre todo la actividad de la población que vive en áreas desarrolladas es demandante de una gran cantidad de energía. Teniendo esto en cuenta, las previsiones son de que el consumo energético global aumente a lo largo del siglo XXI. En el gráfico siguiente (Fig. 3) se aprecia que la mayor parte del aumento de consumo de energía primaria a nivel global, durante la primera mitad del siglo, se dará en china. Sin embargo, la previsión es que el consumo de energía se mantenga, e incluso se comience a reducir ligeramente en la suma de los países miembros de la OECD¹⁰.

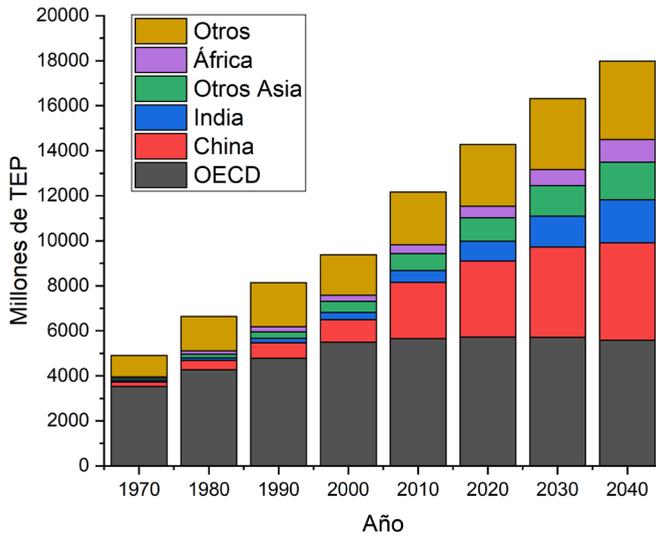


Fig. 3 - Evolución del consumo de energía primaria global 1970 - 2040

Este aumento en el consumo global de energía precisa de un análisis desde varios puntos de vista, y es que hay diferentes factores que limitarán las posibilidades de que esto de verdad ocurra. En primer lugar, y de la forma más obvia, cabrá analizar la disponibilidad de fuentes primarias de donde se pueda obtener toda esta energía, teniendo en cuenta que se pueda mantener su consumo a largo plazo. Hay referencias que afirman, que el suministro de energía no supondrá una restricción al desarrollo de los países en vías de industrialización¹¹, no obstante, no consideran los efectos de impacto ambiental, como la contribución del uso de esta energía al calentamiento atmosférico.

Por tanto, el debate sobre la energía para el desarrollo no tiene que estar tan orientado a la disponibilidad de energía, si no a asegurar que este desarrollo se produzca asegurando la sostenibilidad ambiental. Se ha de buscar la forma de cambiar la situación actual, donde la contribución al efecto invernadero de la producción energética (y, por tanto, de la actividad humana) es demasiado elevada.

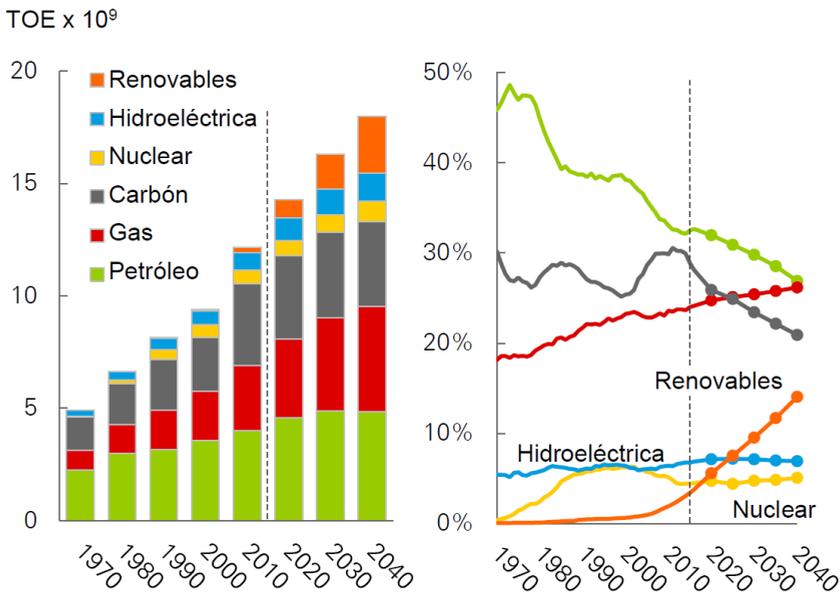


Fig. 4 - Evolución fuentes de energía primaria

Observando la evolución de la distribución de fuentes de energía primaria (Fig. 4), queda claro que el uso de fuentes renovables de energía está experimentando un gran auge en los últimos años debido al desarrollo tecnológico ocurrido, estando incentivado por la necesidad de asegurar la sostenibilidad. No obstante, viendo el consumo de fuentes primarias en valor absoluto, se puede concluir que este aumento en el uso de energías renovables no resulta en una disminución en el uso de otras fuentes, debido al aumento global de consumo.

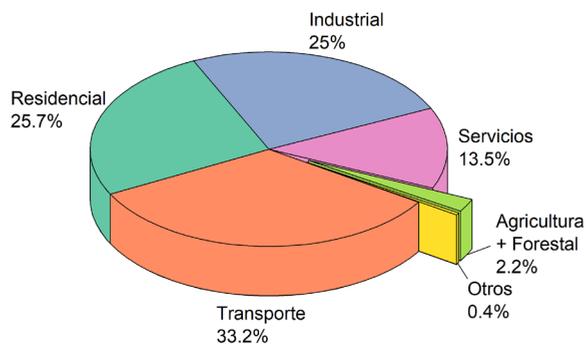
Todo esto nos lleva a la conclusión de que la única forma que existe para poder asegurar las posibilidades de desarrollo y bienestar para la mayor parte de la población mundial es mediante *la transición a la sostenibilidad*¹², tomando además las medidas necesarias desde ya, sin verlo como una tarea para el futuro y enfocándolo desde todos los niveles... Desde el ámbito más personal al laboral o incluyéndolo en la educación.

1.2. El consumo energético en los hogares

Teniendo en cuenta que uno de los mayores retos a los que nos tenemos que enfrentar durante el próximo siglo es el de asegurar el suministro energético a toda la población, es necesario analizar cómo se consume esta energía.

En Europa, alrededor del 26% del consumo total de energía se lleva a cabo en el sector residencial¹³ (Fig. 5), por tanto, conseguir una disminución de consumo en este sector repercutiría en una disminución importante en el consumo global.

Consumo final de energía por sector, UE-28, 2016
(% del total, basado en TPE)



eurostat 

Fuente: Eurostat (Código de datos online: nrg_100)

Fig. 5 - Consumo final de energía en Europa por sector

Si se analiza cómo se distribuye el consumo en los hogares, se llega a la conclusión de que uno de los usos que más energía consume es el de lavado y secado de la ropa, estando sólo por detrás de la climatización y producción de ACS, y en algunos países, de la iluminación. En los países desarrollados, puede llegar a suponer en torno a un 9% del consumo energético del hogar¹⁴. Por ejemplo, en Estados Unidos, alrededor del 80% de hogares disponen de secadora de ropa, suponiendo este electrodoméstico alrededor del 5% del consumo total residencial de energía¹⁵.

Por tanto, se puede concluir que el consumo energético del secado de ropa en el sector residencial tiene un peso significativo en el consumo de energía global, y que la optimización en el proceso de secado llevaría a grandes reducciones de consumo de energía.

En los últimos años, se está produciendo una gran evolución en la tecnología de secado en secadoras de ropa domésticas, aprovechando que el proceso de secado de ropa llevado a cabo en estos equipos es una de las aplicaciones donde más partido se puede sacar de una bomba de calor. Esto es así porque en el proceso se aprovechan los dos focos de la bomba de calor: con el caliente se calienta el aire de proceso, mientras que con el frío se deshumidifica.

1.3. La bomba de calor

Uno de los sistemas empleados para la reducción de la demanda energética en aplicaciones industriales, de climatización o domésticas, y con muchas posibilidades de desarrollo de nuevas aplicaciones, son las bombas de calor. Esto es así porque permiten aportar energía a niveles de temperatura más altos que el ambiente que las rodea con un consumo neto menor que la energía aportada.

Estos equipos, y especialmente las bombas de calor basadas en sistemas de ciclo de compresión de vapor fueron concebidas inicialmente para la producción de frío. La primera máquina comercial de producción de frío de este tipo fue inventada por John Gorrie en el año 1844, que la creó para enfriar el aire que empleaba para tratar a pacientes enfermos de fiebres tropicales en el hospital de la marina en Apalachicola, Florida (EE. UU.). Sin embargo, y a pesar de sus intentos por encontrar un desarrollo comercial a su invento, este no fue tomado en consideración por el resto de la comunidad.

El desarrollo industrial de esta tecnología comenzó durante el siglo XIX, con el uso en fábricas de cerveza para mantener la temperatura de fermentación, y en mayor escala con las primeras máquinas de producción de frío embarcadas para el transporte de alimentos intercontinental entre América, Europa y Australia.

Durante este siglo, la producción de frío artificial tuvo que luchar contra la industria del hielo cosechado, que se abastecía de hielo en los

lagos helados del norte de EE. UU. y lo distribuía por todo el país. El uso principal de este hielo era para la conservación de alimentos y su transporte, transformando la industria de la alimentación a escala global y permitiendo el consumo de alimentos perecederos en lugares alejados de los sitios de producción.

En España, el hielo de producción natural se ha usado hasta el inicio del siglo XX, utilizando hielo proveniente de glaciales o en algunas zonas, mediante el uso de los “neveros” o “pozos de nieve”. La prohibición del uso de hielo natural para el sector alimentario en España ocurrió en el año 1908.

Los principales opositores a la tecnología de producción de frío por ciclo de compresión de vapor, en sus momentos iniciales, de producción de “hielo artificial” argumentaban sobre los riesgos de utilizar un proceso que empleaba productos químicos para elaborar un producto que se encontraba de forma natural y que, en aquel entonces, preveían suficiente para cubrir la demanda. De hecho, uno de los primeros barcos de transporte de alimentos intercontinental con sistema de producción de frío a bordo, sufrió un problema en el sistema de compresión de vapor, contaminando la carga y obligando a desecharla¹⁶.

Hoy en día, más de dos siglos después y tras pasar estas dificultades iniciales, el uso del sistema de bomba de calor por ciclo de compresión de vapor está sufriendo un incremento, que se mantiene en el tiempo desde los últimos cincuenta años. Este auge comenzó con el uso en climatización de viviendas en verano (el primer uso de este tipo fue en el sector del automóvil), uso que se ha venido implantando a nivel global desde entonces.

El número de aplicaciones de la tecnología de bomba de calor no ha dejado de crecer desde entonces. Continuó con la industria de la refrigeración, aplicada al sector alimentario, pero también con los sistemas de climatización para invierno mediante ciclo reversible o últimamente con los sistemas para producción de agua caliente sanitaria. De hecho, según la directiva europea 2009/28/CE, la energía térmica procedente de una bomba de calor, se considera como renovable cuando el coeficiente de desempeño estacional ($SCOP_{net}$) sea superior a 2,5 en caso de que la bomba de calor sea accionada

eléctricamente en España. De este modo, con una bomba de calor se satisface la exigencia del artículo 12 del RITE, que exige que parte de la demanda térmica del edificio se satisfaga con una fuente renovable.

1.4. El reto de los refrigerantes

El sistema de ciclo de compresión de vapor necesita un fluido de trabajo que cumpla ciertos requisitos termodinámicos (como calor latente elevado o presiones de cambio de fase adecuadas), técnicos (como ser compatibles con los materiales), de seguridad, económicos y medioambientales.

Los primeros fluidos de trabajo que se emplearon en los primeros años de desarrollo de esta tecnología no eran capaces de cumplir de la mejor forma con los requisitos deseables, ya que su empleo era peligroso bien por toxicidad, bien por riesgo de explosión; o técnicamente complicado debido a las altas presiones de trabajo requeridas.

En los años 30 del siglo XX, se desarrollaron una serie de compuestos, los CFCs, que aparentemente cumplían con todos los requisitos deseables, eran inocuos para el ser humano, no inflamables y presentaban unas propiedades termodinámicas que hacían que su aplicación en el ciclo de compresión de vapor resultara en un muy buen rendimiento de los equipos. Además, por estas mismas propiedades, los CFCs parecían el compuesto ideal para su empleo como propulsores de sprays.

Pero en 1974, Sherwood Rowland y Mario Molina publicaron un artículo¹⁷ en la revista Nature donde exponían que el proceso de degradación de los CFCs en la estratosfera iniciaba un ciclo que llevaba a la destrucción de la capa de Ozono. Estas predicciones fueron demostradas en 1985, tras el descubrimiento de la aparición de un agujero en la capa de ozono sobre la Antártida. Esto llevó a la concesión del premio nobel de química en 1995 a Rowland y Molina, y a la aparición de los protocolos de Montreal (1987) y de Copenhague (1992), que dispusieron la reducción y suspensión final de la fabricación y uso de los CFCs.

Para poder seguir con el empleo y desarrollo de los sistemas de ciclo de compresión de vapor, se modificó la estructura molecular de los compuestos refrigerantes y se crearon los HCFCs, con menor potencial de destrucción de la capa de ozono y posteriormente los HFCs, que sustituían el cloro por hidrógeno en la composición, y que no destruían la capa de ozono. Sin embargo, su alta estabilidad química y relativamente alta opacidad en el espectro infrarrojo hace que cuando se liberan a la atmósfera tengan un alto potencial de contribución al calentamiento global.

El protocolo de Kioto, de 1997 y posteriormente la enmienda de Kigali, que ha entrado en vigor en enero de 2019, buscan reducir el impacto previsto del calentamiento global limitando, entre otros, el empleo de los HFCs, imponiendo un calendario de prohibición de uso de compuestos en función de su contribución al calentamiento global.

Esto hace que hoy en día, uno de los mayores retos a los que se enfrenta la industria de la refrigeración sea la de la búsqueda de un fluido de trabajo que cumpla con todos los requisitos necesarios para los refrigerantes. Sin embargo, recientes estudios demuestran que los únicos compuestos capaces de cumplir con los requisitos termodinámicos, y que no contribuyan al calentamiento global ni a la destrucción de la capa de ozono son tóxicos o inflamables^{18,19}, instando a las autoridades a revisar las normativas en este aspecto.

El único compuesto empleado como refrigerante en la actualidad, que no es tóxico ni inflamable, no contribuye a la destrucción de la capa de ozono y prácticamente tiene potencial de calentamiento atmosférico nulo, es el CO₂, pero su baja temperatura crítica y sus altas presiones de saturación hacen difícil el trabajo en muchas de las condiciones típicas de operación de bombas de calor, aunque ya era un refrigerante utilizado en los primeros tiempos de la producción de frío artificial^{20,21}. Si bien, con los últimos desarrollos tecnológicos se ha demostrado su potencial en aplicaciones como producción de ACS, o instalaciones de refrigeración de supermercados (sobre todo en climas fríos).

Una prioridad, por tanto, a la hora de diseñar equipos que utilicen ciclo de compresión de vapor será la de conseguir reducir la carga necesaria de refrigerante para hacer funcionar el sistema, ya que bien por su alto precio (debido a tasas o precios impuestos por las empresas

propietarias de los desarrollos) o por su inflamabilidad, tiene un gran impacto en la viabilidad de los proyectos.

1.5. Tendencia en el secado doméstico de ropa

El cuidado de la ropa es una tarea común a todos los hogares, ya que con mayor o menor periodicidad hace falta hacer limpieza de las prendas usadas a diario. En países desarrollados, el lavado de la ropa se realiza casi en exclusiva y desde hace años por lavadoras automáticas, estando este electrodoméstico presente en la mayoría de los hogares.

Sin embargo, no ocurre lo mismo con el secado, y es que desde el punto de vista energético y de sostenibilidad ambiental, la mejor opción sin duda es el secado tendiendo la ropa al ambiente. Pero hay lugares y ocasiones en las que las condiciones climáticas lo hacen imposible, por ejemplo, en regiones con clima frío. Además, la evolución del estilo de vida, en que cada vez se dedica menos tiempo a las tareas domésticas, ya que todos los miembros del hogar suelen tener ocupaciones, hace que cada vez se valore más la comodidad de usar un dispositivo que seque la ropa en menos tiempo y de forma más cómoda.

La tendencia actual es que en la práctica totalidad de nuevos hogares se instalan secadoras de ropa. El mercado de secadoras de ropa en Europa está en una evolución creciente en los últimos años, haciendo muy interesante para las compañías el desarrollo tecnológico de estos equipos.

1.6. Marco de desarrollo

El Instituto Universitario de Investigación de Ingeniería Energética de la Universitat Politècnica de València inició sus actividades en 2001, con el objetivo de abordar de manera multidisciplinar los problemas del I+D+i en el campo de la energía.

El IUIIE se estructura en cinco áreas de trabajo: térmica, sistemas y mercados de electricidad, equipos e instalaciones eléctricas, nuclear y área de renovables y sistemas energéticos avanzados.

El presente trabajo se ha desarrollado en el área térmica del IUIIE, que centra su actividad en la investigación de temas relacionados con la

transmisión de calor y el modelado de sistemas térmicos y energéticos. Los campos básicos de aplicación de esta investigación son la refrigeración y aire acondicionado o los sistemas complejos, como vehículos y edificios.

Uno de los contratos de colaboración del IUIIE-UPV con empresas está enfocada al desarrollo de secadoras de ropa asistidas por bomba de calor, suscrito con BSH Electrodomésticos España S.A., colaboración en investigación que lleva en marcha desde 2007, habiendo trabajado en el diseño de estos sistemas desde sus primeras aplicaciones en el mercado.

La constante mejora en las prestaciones de los productos desarrollados hace necesario un consiguiente esfuerzo de desarrollo de herramientas de simulación que aporten más información sobre los productos diseñados. Esto hace surgir la necesidad de mejorar las herramientas existentes hasta el momento y, por tanto, se propone el proyecto que ha dado lugar a la presente tesis: desarrollar una herramienta flexible y fácil de usar para simulación dinámica detallada de secadoras de ropa asistidas por bomba de calor.

1.7. Estado del arte

Analizar la situación actual del estado del arte en un área con un desarrollo principalmente industrial es complejo ya que la mayoría de los desarrollos se producen en el seno de empresas o bajo acuerdos de confidencialidad que impiden que los últimos avances sean accesibles públicamente. No obstante, existen referencias en la bibliografía sobre esta misma actividad y sobre otras en las que los procesos guardan similitudes y de las que se puede obtener información.

Para poder enfocar correctamente la revisión del estado del arte, se va a realizar previamente una breve explicación sobre la situación actual de la tecnología en secadoras de ropa domésticas.

El sistema modelado en la presente tesis es una secadora de ropa de tambor doméstica asistida por ciclo de compresión de vapor. El sistema funciona haciendo pasar aire caliente a través de un tambor que contiene ropa húmeda para secar esta ropa.

El aire se calienta para incrementar su capacidad de transporte de vapor de agua, este calentamiento se lleva a cabo en el condensador de un ciclo de compresión de vapor. Este aire caliente se hace pasar por el tambor de ropa, enfriándose de forma prácticamente adiabática, a la vez que gana humedad. El aire que sale templado y húmedo del tambor se hace pasar por el evaporador del ciclo de compresión de vapor con objeto de reducir su contenido de agua, pero tratando de enfriarlo lo mínimo posible, a la vez, se recupera parte de su energía. En las secadoras disponibles actualmente en el mercado, tras su paso por el evaporador, el aire vuelve al condensador, formando así un circuito cerrado.

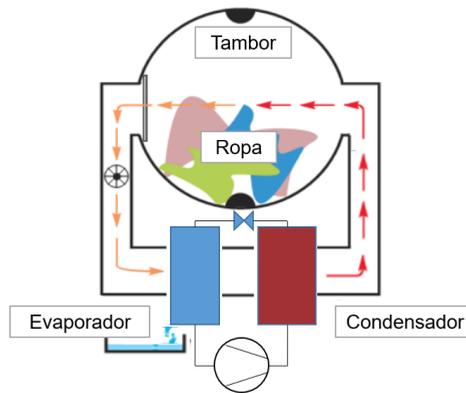


Fig. 6 - Secadora con ciclo de compresión de vapor típica

El ciclo de compresión de vapor empleado es un ciclo de compresión simple, que habitualmente emplea intercambiadores de tubos y aletas como evaporador y condensador, con un compresor de tipo rotativo y con un capilar como dispositivo de expansión.

En cuanto a la simulación del ciclo de compresión de vapor, existe un software de simulación avanzado capaz de trabajar con modelo detallado de diferentes tecnologías de intercambiadores, con diferentes modelados de compresores y con prácticamente cualquier refrigerante, IMST-ART²². Este desarrollo de software fue presentado por Corberán²³ en 2002, y hace uso del método SEWTLE²⁴ para el modelado detallado de intercambiadores complejos.

En la literatura, existen diferentes enfoques en cuanto al modo de emplear un modelo de ciclo de compresión de vapor unido a un

deshumidificador, o secadora. Gopalnarayan y Radermacher²⁵, Pal y Khan²⁶ o Singh y otros²⁷ llevan a cabo una aproximación cuasi estacionaria del funcionamiento de la bomba de calor, sin embargo Braun y otros²⁸ emplean un modelado dinámico, pero la bomba de calor modelada emplea un ciclo de Brayton inverso, con el propio aire de proceso como fluido de trabajo, por lo que este enfoque no es aplicable al ciclo de compresión de vapor.

El proceso de deshumidificación de la ropa se ha abordado en la bibliografía existente desde diferentes puntos de vista, siendo un artículo de Bassily y Colver, de 2003²⁹, la primera referencia que emplea un coeficiente área-transferencia de calor y área-transferencia de masa, en el trabajo exponen una eficiencia de secado que definen relacionando el coeficiente de transferencia de masa determinado empíricamente con un coeficiente de transferencia de masa calculado y considerado ideal. El estudio empírico lo llevan a cabo empleando una secadora de ropa industrial, y también estudian la influencia de otros parámetros, como la velocidad de rotación.

La mayoría de autores realizan una aproximación unidimensional al proceso de transferencia de calor y masa en el tambor, por ejemplo, Lambert y otros³⁰, Conde³¹ o Yadav y Moon³². Otros, sin embargo realizan un modelo cero dimensional de este proceso, por ejemplo Bassily y Colver²⁹ o Pal y Khan²⁶.

Este proceso de deshumidificación es muy similar al proceso llevado a cabo en otras áreas, por ejemplo, el secado de fruta y verdura. En este campo, Onwude y otros, en 2016³³ hacen un análisis bibliográfico de las diferentes aproximaciones empleadas para el modelado de la transferencia de calor y masa, poniendo de manifiesto que el proceso se caracteriza por las mismas tres fases que el proceso de secado de ropa, calentamiento inicial, fase estable y fase de secado decreciente. Singh y otros, en 2019²⁷ presentan un modelo de secado de verduras con bomba de calor, no obstante simplifica el modelado del proceso de secado como un proceso de secado a temperatura de bulbo húmedo constante.

Con respecto al modelado de la fase de secado decreciente, Lambert, Spruit y Claus introducen en 1991³⁰ el concepto de la actividad del agua decreciente, que define esta fase de secado, concepto empleado

posteriormente en numerosas autores en este campo, como Deans³⁴, Conde³¹, Bassily²⁹ o Yadav³². Lambert, Spruit y Claus definen la actividad del agua y asocian su evolución a las isoterms de adsorción, que dependen de la temperatura, el par de materiales (algodón-agua en este caso) y la dirección del proceso.

Otro aspecto importante en el modelado es el comportamiento del circuito de aire, donde la mayoría de autores modelan una secadora de ropa de tambor, pero no tienen en cuenta las fugas de aire del circuito al ambiente, entre ellos Pal y Khan²⁶, Gopalnarayan y Radermacher²⁵, Lambert y otros o Yadav³². Conde³¹ sí tiene en cuenta este parámetro de fugas, localizándolas a la entrada del tambor, reseñando su importancia en el balance térmico del sistema.

A este respecto, Bansal, Mohabir y Miller, en 2016³⁵ propusieron un método para caracterizar las fugas de aire del sistema, tratando de determinar un área equivalente de fugas. Para esto, introducían aire mediante un ventilador en el circuito de aire, midiendo caudal de fugas y presión en el sistema de aire.

Otros autores han enfocado su estudio a efectos más generales del funcionamiento del sistema, por ejemplo estudios de aplicación de ciclos transcíticos de CO₂ a secadoras de ropa como los realizados por Schmidt y otros en 1998³⁶, Mancini y otros en 2011³⁷ o Neksa en 2002³⁸. Un análisis energético y exergético global del sistema completo se puede encontrar en la publicación de Singh, Sharkar y Sahoo de 2019²⁷.

1.8. Objetivo

El objetivo de la presente tesis es la mejora del estado del arte mediante el desarrollo de una herramienta de simulación dinámica de secadoras de ropa asistidas por ciclo de compresión de vapor, para ayudar al desarrollo de este tipo de sistemas.

El punto de partida para el desarrollo de la herramienta de simulación es un modelo dinámico desarrollado en una anterior tesis doctoral³⁹, en lenguaje FORTRAN. Considerando este punto de partida, se puede dividir el objeto del trabajo en varios objetivos parciales que

concreten las mejoras que debe aportar el nuevo modelo desarrollado. A continuación, se enumeran estos objetivos parciales:

- Facilidad de uso. El modelo desarrollado debe ser fácilmente usable por gente sin conocimientos de programación, por esto se debe usar un lenguaje de programación que permita crear una interfaz lo más amigable posible para el usuario.
- Flexibilidad. Debe ser posible realizar cambios en el sistema modelado, reordenando los componentes, o añadiendo elementos nuevos al sistema, sin que esto exija conocimientos de programación.
- Caudal de aire variable. El modelo debe ser capaz de trabajar con caudal de aire variable ya que durante un ciclo de secado ocurren diferentes fenómenos que provocan variaciones en el caudal de aire de proceso mayores a un 30%, como el ensuciamiento del filtro de aire o la disminución en la densidad del aire en la aspiración del ventilador producida durante el calentamiento.
- Modelado del comportamiento de los distintos componentes del sistema en cuanto a la pérdida de carga del aire a su paso, para complementar la capacidad desarrollada en el punto anterior.
- Modelar la fase de secado decreciente. Esta fase ocupa el final del ciclo de secado y en ella el comportamiento del conjunto ropa-tambor cambia significativamente.
- Estudiar las fugas de aire en el circuito cerrado del sistema y mejorar el modelado existente en este apartado.

Capítulo 2

Desarrollo del modelo

2. Desarrollo del modelo

El modelo creado en la presente tesis se va a emplear para desarrollo de sistemas basado en modelos, teniendo esto en cuenta, dos de las principales características que debe tener son la sencillez de uso y la flexibilidad. Esto con el objetivo de que sea utilizable por personas no especialistas en programación, y de poder simular nuevos componentes o configuraciones del sistema modelado sin la necesidad de hacer grandes cambios en la estructura del programa, o incluso, sin necesidad de tener conocimientos de programación.

2.1. Descripción general del modelo

Con este objetivo, se optó por utilizar una herramienta de modelado que permitiera el uso de un entorno gráfico, en que los distintos componentes del sistema a modelar tienen forma de “caja negra” y se conectan con el resto de los componentes de la forma más lógica o razonable posible, intentando que estas conexiones en el entorno gráfico de modelado sean similares a las conexiones físicas que existen en el sistema real. Por ejemplo, la conexión entre la salida del condensador y la entrada del ventilador se realiza en el modelo mediante un conector de aire, que representa la función de un conducto ideal.

En la figura más adelante (Fig. 7), se muestra un diagrama típico de un modelo completo de secadora de ropa asistida por ciclo de compresión de vapor estándar. En la figura se aprecian los módulos que corresponden a cada componente del sistema, así como los distintos conectores mediante los que intercambian información los mismos. Como se aprecia en el diagrama, estos conectores son de un color u otro en función del tipo de datos que transportan, y sus terminales indican el sentido de flujo de la información. También se aprecia un componente, “*parameters*” que contiene un registro de los parámetros de configuración y ajuste del sistema.

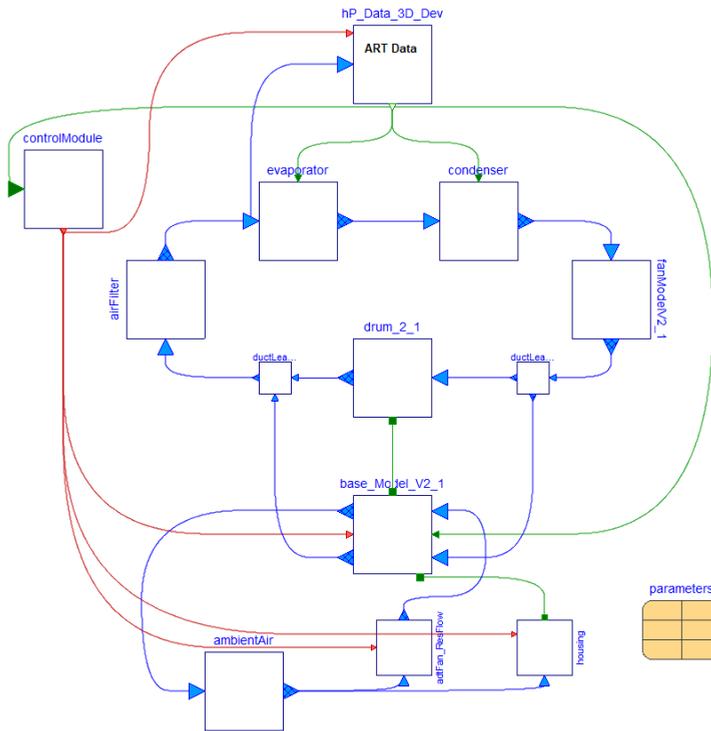


Fig. 7 - Diagrama general del modelo

Todos los módulos se engloban dentro de un módulo general, denominado “espacio del modelo” este módulo define los componentes que componen el modelo, sus conexiones, el formato de su representación gráfica y las posibles modificaciones a los parámetros de cada componente que se realicen (la relación entre el registro de parámetros y los parámetros de cada módulo). Dentro del espacio del modelo, también se programan las ecuaciones que definen los parámetros globales del modelo, como, por ejemplo, las ecuaciones que definen los parámetros de eficiencia del sistema: consumo de energía y tiempo de secado.

Para el desarrollo del modelo se optó por el uso del lenguaje “Modelica”. Modelica es un lenguaje de programación de código abierto, orientado a objetos, basado en ecuaciones y que utiliza programación declarativa, creado para modelar sistemas físicos complejos. Está desarrollado desde 1996 por parte de “The Modelica

Association”, una organización sin ánimo de lucro con miembros de Europa, EE. UU., Canadá y Asia.

Junto al lenguaje de programación, The Modelica Association ha desarrollado una librería estándar de componentes, también de código abierto, y en la que actualmente se incluyen cerca de 1600 componentes de modelo y 1350 funciones. Estos componentes y funciones cubren un amplio rango de aplicaciones, que incluyen modelado de sistemas térmicos, transferencia de calor, sistemas eléctricos, sistemas mecánicos, magnetismo, dinámica de fluidos, cálculo matemático, o cálculo de propiedades fisicoquímicas de sustancias. Para el desarrollo del modelo realizado en esta tesis, no se ha hecho uso de la librería estándar de Modelica; buscando así tener un mayor control sobre los componentes utilizados e independencia con respecto a posibles modificaciones en futuras actualizaciones de la librería.

En cuanto a la interfaz de programación, hay disponibles diferentes opciones, tanto de código abierto, de acceso libre, como comerciales, de pago. Varios ejemplos serían OpenModelica o JModelica.org como ejemplos de interfaces libres; o Dymola (Dassault Systèmes), SimulationX (ESI ITI GmbH), MapleSim (Maplesoft), LMS Imagine.Lab Amesim (Siemens PLM Software) y Wolfram SystemModeler (Wolfram), como ejemplos de entornos de programación comerciales. Para el presente trabajo, se ha empleado la interfaz Dymola, de Dassault Systèmes, ya que ofrece una interfaz gráfica fácil de manejar, pero con muchas opciones, y un compilador muy potente, que facilita, por ejemplo, la depuración del código durante el desarrollo.

Actualmente, el lenguaje Modelica se utiliza principalmente para el desarrollo de producto basado en simulación por varios sectores de la industria, por ejemplo, la industria del automóvil o de producción de energía eléctrica. Varias de las compañías que utilizan Modelica para sus desarrollos son Audi, BMW, Daimler, Ford, Toyota o Volkswagen en el sector del automóvil, o ABB, EDF y Siemens en el sector de la producción de energía eléctrica.

El entorno de programación Dymola permite el empleo de diferentes métodos de resolución de ecuaciones para resolver el sistema generado en el modelo. Para el presente modelo, se emplea el

resolvidor “Radau2a”. Es un método de resolución de ecuaciones diferenciales algebraicas tipo Runge-Kutta cuya implementación permite el empleo de procesadores multihilo. El resultado es una simulación estable, precisa y relativamente rápida.

2.2. Hipótesis de modelado

El modelado de un sistema complejo requiere del uso de ciertas hipótesis que van a permitir enfocar la resolución del problema de forma que pueda ser resuelto con los medios disponibles.

Las hipótesis básicas de modelado empleadas para el desarrollo del modelo presentado en esta tesis están basadas en lo encontrado en la bibliografía relacionada con el tema^{34,39,40}.

2.2.1. Ciclo de compresión de vapor

- Aproximación cuasi estacionaria del modelo de ciclo de compresión de vapor, los cambios en el ciclo de compresión de vapor ocurren mucho más rápido que los cambios en el circuito de aire.
- Flujo de aire unidimensional en intercambiadores.
- Mezclado perfecto de aire en la entrada y salida de los intercambiadores.
- Rendimientos del compresor son función de la relación de compresión
- Carga de refrigerante constante en el sistema.
- Dispositivo de expansión: tubo capilar.

2.2.2. Proceso de secado

- Las propiedades termo-físicas del material son uniformes en todo el volumen.
- La dispersión de la humedad en el material a secar es homogénea.
- El secado de la ropa se produce en tres fases diferentes, calentamiento, fase estable y fase de secado decreciente.
- Transferencia de masa convectiva en el tambor entre ropa y aire.
- Aproximación unidimensional a la transferencia de calor y masa en el tambor.

- Coeficiente de transferencia de calor determinado experimentalmente.
- Proceso en tambor no adiabático: existe intercambio con el aire del interior de la base.
- Temperatura del tambor igual a temperatura de la ropa.

2.2.3. Modelo global de la secadora

- Conductos de conexión adiabáticos.
- Condiciones ambientales constantes durante el experimento.
- Las temperaturas del aire en el interior de la secadora y de la chapa que conforma la envolvente son uniformes, pero distintas entre sí.
- Superposición de convección y radiación entre la carcasa y el ambiente.
- Intercambio de calor convectivo entre tambor y carcasa y el aire interior.
- Presión del aire cercana a la atmosférica estándar: cálculo de propiedades del aire húmedo a partir de dos parámetros.

2.3. Modelado de componentes

En esta sección se van a detallar los distintos módulos que componen el sistema, describiendo su función dentro del mismo y las ecuaciones o principios físicos que los gobiernan.

2.3.1. Conectores

Los distintos módulos que componen el modelo del sistema representan componentes físicos independientes. Estos módulos son, a su vez, los componentes que, al montarlos en conjunto forman el sistema real modelado. En el sistema real, estos componentes se comunican entre sí porque forman parte de un proceso o de un sistema de comunicación. Por ejemplo, el evaporador y el condensador, desde el punto de vista del ciclo de aire de secado, se comunican a través del aire, que sale del evaporador en unas condiciones determinadas y llega al condensador; otro ejemplo sería la información que envía el sistema de control de la secadora hacia los componentes a través de cables, dictaminando por ejemplo si deben estar encendidos o apagados.

Como ya se había mencionado anteriormente, en el modelo desarrollado, esta información viaja entre los distintos módulos a través de conectores. Estos conectores son de diferentes tipos, en función de los datos que comuniquen y pueden transmitir la información en un único sentido, o ser bidireccionales.

A continuación, se va a hacer un repaso de los conectores empleados en el modelo.

- Conector de aire. Este conector es equivalente a los conductos por los que circula el aire en el interior de la secadora. Se representa mediante una línea azul en la vista esquemática del modelo. Determina un sentido de flujo de la información, que en el sistema real sería el sentido de flujo del aire, por tanto, los terminales de las conexiones tienen forma de flecha indicando el sentido de flujo. Las variables transmitidas en el conector de aire son:
 - Temperatura, en grados centígrados.
 - Temperatura, en grados Kelvin.
 - Presión, en Pascales.
 - Flujo másico, en kilogramos de aire seco por segundo.
 - Flujo volumétrico, en metros cúbicos por segundo.
 - Densidad, en kilogramos de aire seco por metro cúbico.
 - Entalpía, en kilojulios por kilogramo de aire seco.
 - Humedad relativa, en tanto por uno.
 - Humedad específica, en kilogramos de agua por kilogramo de aire seco.



Fig. 8 - Conector de aire

- Conector de datos. Existe la necesidad de intercambiar información en formato numérico entre distintos componentes del sistema. Este intercambio de información se produce utilizando los conectores de datos, que en la representación gráfica del modelo aparecen en color verde, y conectan, en primer lugar, el módulo interpolador de IMST-ART (Bomba de calor) con los distintos módulos que necesitan datos de esta misma: el condensador, el evaporador, la base y el sistema de control; en segundo lugar, los conectores de

datos se emplean para determinar la transferencia de calor entre la base y el tambor, y también entre la base y las chapas que forman la envolvente del sistema.

En el caso de los conectores de datos que conectan el módulo interpolador de IMST-ART, esta información viaja en un único sentido, y las variables que se transportan son las variables relacionadas con la bomba de calor que se describen en la descripción de este módulo.

En el caso de los conectores de datos que conectan el módulo de la base con el tambor y la envolvente del sistema, la información viaja en los dos sentidos, ya que la cantidad de calor intercambiado entre los módulos dependerá de su temperatura, y esta temperatura, a su vez está relacionada con la cantidad de calor intercambiado. Estos dos conectores tienen terminales con forma de cuadrado, para indicar que la información que transportan no tiene un sentido determinado. Las variables transmitidas por estos conectores son:

- Temperatura de uno de los módulos, en grados centígrados.
- Calor intercambiado entre los módulos, en Vatios.



Fig. 9 - Conectores de datos

- Conector de control. Los conectores de control transportan información sobre las variables sobre las que actúa el sistema de control de la secadora hacia los módulos que necesitan hacer uso de esta información, en el esquema del modelo están representados en color rojo. La información que comunica este conector tiene un sentido determinado de flujo, saliendo siempre desde el módulo de control y dirigiéndose hacia los siguientes módulos: modulo interpolador de IMST-ART, módulo de la base, ventilador adicional y envolvente del sistema. Las variables transmitidas por estos conectores son valores booleanos, que indican el estado de encendido o parada del compresor y del ventilador adicional.



Fig. 10 - Conector de control

2.3.2. Bomba de calor

La secadora de ropa asistida por ciclo de compresión de vapor es básicamente un circuito cerrado de aire. Este aire se hace pasar por la ropa a secar y por un deshumidificador, que es una bomba de calor aire-aire en la que el evaporador y el condensador están dispuestos en serie en el circuito de aire.

Por tanto, una de las partes de la secadora que mayor impacto tendrá sobre el comportamiento final en cuanto a rendimiento energético y tiempo de secado será el módulo de bomba de calor. Su coste también supone una parte muy importante del coste total de fabricación del aparato, por tanto, variaciones en el mismo tendrán mucho peso en el coste total de la secadora. Por estos motivos, es muy importante disponer de un modelo fiable de la bomba de calor.

Teniendo en cuenta el enfoque que se le da al modelo desarrollado en la presente tesis, que va a ser aplicado en desarrollo de producto basado en modelos, es muy importante que el modelado de la bomba de calor sea detallado, para poder analizar el impacto que tiene el uso de distintos componentes o configuraciones de esta.

Se va a emplear el software IMST-ART de modelado de ciclos de compresión de vapor como modelo de la bomba de calor en el sistema. IMST-ART es un software desarrollado en el Instituto Universitario de Investigación de Ingeniería Energética de la Universitat Politècnica de València capaz de simular sistemas de refrigeración basados en ciclo de compresión de vapor, incluyendo el modelado detallado de los distintos componentes del ciclo, como intercambiadores de calor o compresor. También permite el estudio del comportamiento al utilizar diferentes fluidos refrigerantes, realizando incluso un análisis de la carga de refrigerante necesaria para hacer el sistema funcionar.

2.3.2.1. Acoplamiento entre modelos

Se va a considerar una aproximación tipo “caja negra” para el uso del modelo de la bomba de calor dentro del modelo de secadora de ropa.

De esta forma, el módulo de bomba de calor proveerá los parámetros de funcionamiento de este componente en función de los parámetros de entrada al mismo.

El modelo de secadora desarrollado es un modelo dinámico, que tiene en cuenta la variación de los parámetros de funcionamiento del sistema con el tiempo; mientras que el modelo de bomba de calor IMST-ART es un modelo estacionario, que simula el funcionamiento del sistema de forma en el punto estable de funcionamiento, sin tener en cuenta transitorios. No obstante, mediante el acoplamiento de ambos modelos se puede realizar una simulación dinámica del sistema al considerar el comportamiento del ciclo de compresión de vapor como cuasi estacionario. Esta simplificación es aplicable ya que la dinámica de los cambios en la parte del ciclo de aire del sistema es mucho más lenta que la dinámica de los cambios en el ciclo de compresión de vapor, considerándose de este modo que la respuesta de la bomba de calor a cambios de las condiciones del aire es instantánea.

La única diferencia apreciable en el comportamiento del sistema al utilizar la aproximación de comportamiento cuasi estacionario para el ciclo de compresión de vapor se da en el transitorio de arranque inicial del sistema desde parado, y el diferente comportamiento del ciclo de compresión de vapor en este transitorio es debido a fenómenos de migración del refrigerante (del evaporador al condensador), y a fenómenos de diferencias de solubilidad del aceite del compresor con el refrigerante.

Se ha comprobado experimentalmente que, en este sistema, donde sólo se produce un arranque con el sistema frío por ciclo de secado, no considerar este transitorio no tiene prácticamente impacto en el resultado final de la simulación. Este transitorio sí que es importante y ha de considerarse en equipos con múltiples arranques-paradas del compresor durante el funcionamiento, como por ejemplo en las neveras domésticas.

A la hora de integrar el modelo de ciclo de compresión de vapor en el modelo global de la secadora surgen diferentes posibilidades relacionadas con qué parámetros obtener desde el módulo de bomba de calor, o sobre el procedimiento a utilizar para obtener estos

parámetros desde IMST-ART. En el apartado 2.3.2.4, se van a revisar las distintas opciones para obtener los parámetros de funcionamiento de la bomba de calor desde IMST-ART. Previamente se van a explicar las variables de entrada al modelo y las obtenidas desde el mismo.

2.3.2.2. Variables de entrada

Anteriormente se ha mencionado que el modelo de bomba de calor integrado en el modelo dinámico se va a considerar como “caja negra”, es decir, se van a obtener unos parámetros resultado a partir de unos valores de entrada al módulo sin reparar en el proceso de obtención de estos resultados. Tenido esto en cuenta, lo primero que se necesita definir para desarrollar el módulo de cálculo serán los parámetros de entrada al modelo de bomba de calor.

En el caso del modelo de secadora de ropa, las condiciones de entrada al modelo de bomba de calor serán las condiciones de entrada del aire en el evaporador, ya que también son las condiciones de entrada a la bomba de calor en la secadora de ropa real.

Por tanto, las variables con las que se entra al módulo de bomba de calor por parte del modelo dinámico serán:

- Temperatura del aire a la entrada del evaporador.
- Humedad relativa del aire a la entrada del evaporador.
- Caudal de aire a la entrada del evaporador.

El caudal de aire se especifica a la entrada del evaporador, ya que es posible que no sea constante a lo largo del circuito de aire de la secadora, debido a fugas o infiltraciones en distintos puntos del circuito. Es una restricción del modelo de bomba de calor que el caudal de aire sea el mismo a lo largo de todos sus componentes, por lo que no se podrán considerar fugas de aire en el sistema entre el condensador y el evaporador. Por otra parte, se ha comprobado experimentalmente que esto es acorde con el comportamiento habitual del sistema en la realidad.

2.3.2.3. Variables obtenidas

El software IMST-ART es un modelo detallado, que como resultado de los cálculos de un ciclo de compresión de vapor es capaz de ofrecer los valores de múltiples variables, como por ejemplo presiones y

temperaturas del refrigerante en distintos puntos del ciclo, temperaturas del aire, caída de presión del aire en cada uno de los componentes o consumos de potencia eléctrica.

Sin embargo, para el uso de estos datos por parte del modelo desarrollado en la presente tesis, se va a optar por obtener el mínimo número posible de variables desde los mapas de la unidad, obteniendo el resto mediante las ecuaciones físicas que definan los procesos empleados.

Esto se hace así para dotar a los datos manejados por el modelo de la máxima coherencia posible, ya que de este modo siempre se cumplirán los balances de energía y masa en el sistema.

Teniendo esto en cuenta, para caracterizar el comportamiento de la bomba de calor integrada en el sistema a modelar, se hacen necesarios cuatro parámetros básicos, que definirán la variación de propiedades del aire en su paso por la bomba de calor y el consumo eléctrico del compresor.

Opción 1 - Tomar como datos: Temperatura del aire a la salida del evaporador, humedad relativa del aire a la salida del evaporador, temperatura del aire a la salida del condensador y consumo eléctrico del compresor.

Opción 2 – Tomar como datos: Calor intercambiado en evaporador, calor intercambiado en condensador, flujo másico de agua condensada en el evaporador y consumo eléctrico del compresor.

Tras realizar un análisis de expansión del error, se determinó que la opción 2 era la más adecuada, siendo el resultado de los valores calculados el menos sensible a las imprecisiones en la interpolación

2.3.2.4. Obtención de datos desde IMST-ART

Ya se ha hablado de que el modelo de bomba de calor va a ser una “caja negra” para el resto del modelo del sistema, del que a partir de unos datos de entrada se obtendrán unos parámetros de salida. Se plantean dos opciones a la hora de comunicar el modelo global de la secadora con el modelo de bomba de calor durante los cálculos:

La primera, que a priori parece la más lógica, sería efectuar una llamada al modelo IMST-ART en cada paso de tiempo desde el código en Dymola. No obstante, esto conllevaría unos tiempos de cálculo difícilmente abordables. IMST-ART puede tardar típicamente unos 20 segundos en resolver un caso, contando con que una simulación normal podría abordar un tiempo de secado de 2 horas, y tomando un paso de tiempo de un segundo, daría lugar a unas 7200 llamadas a IMST-ART para una simulación. Tomando unos 20 segundos por llamada, esto da unas 40 horas de cálculo sólo para resolver el módulo de bomba de calor en una simulación. Una duración de 40 horas de cálculo por simulación no es viable para el enfoque que se le quiere dar al modelo, por lo que es necesario buscar otras soluciones.

La otra opción, consiste en generar los resultados del modelo de la bomba de calor para un conjunto de condiciones de entrada que cubran el rango de parámetros de funcionamiento del sistema, almacenando los resultados para después ser utilizados por el modelo global del sistema.

En el caso de generar previamente los resultados de funcionamiento del módulo de bomba de calor mediante IMST-ART, existen varias opciones para tratar los resultados del modelo de bomba de calor y trasladarlos al modelo dinámico de secadora de ropa. Se pueden valorar dos opciones para hacer este tratamiento de datos: generación de funciones mediante técnicas de regresión, o generación de “mapas de la unidad” e interpolación.

a) Generación de funciones

Este método consiste en ajustar mediante una técnica de regresión un funcional que relacione un parámetro característico de la bomba de calor con los parámetros de entrada.

b) Interpolación en tablas

Para el método de interpolación en tablas, se tiene una tabla por cada variable de salida, mediante la que el software de simulación obtiene el valor de dicha variable para unas condiciones de entrada dadas mediante interpolación. El conjunto de estas tablas que definen el comportamiento de una configuración determinada de bomba de calor se conoce como mapa de la unidad.

Los parámetros de entrada a cada una de las tablas son la temperatura y la humedad relativa del aire en la entrada del evaporador. Se toman diez valores para cada parámetro, con lo que para confeccionar estas tablas es necesario simular cien casos con IMST-ART. La tercera variable de entrada al modelo de la bomba de calor es el caudal de aire, y se realiza una tabla para cada parámetro para cada caudal de aire. El número de diferentes caudales de aire con el que se realizan los mapas de la unidad es flexible en el modelo, siendo cuatro un valor considerado óptimo para los escenarios estándar de simulación, con el que se obtiene un buen equilibrio entre precisión y tiempo de cálculo. Teniendo en cuenta las diez variaciones de temperatura, diez de humedad relativa y cuatro de caudal, se tiene un total de cuatrocientas condiciones de trabajo o casos a simular para generar cada mapa de la unidad.

En la práctica, gracias a la capacidad multiproceso de los procesadores actuales, que permiten ejecutar varias instancias de IMST-ART al mismo tiempo, el tiempo necesario para la generación de un mapa de la unidad teniendo en cuenta la variación de los tres parámetros necesarios es del orden de dos horas. Siendo un mapa de la unidad válido para poder simular diferentes condiciones de contorno, o diseños de circuito de aire de sistemas que utilicen el mismo equipo de compresión de vapor, con la misma configuración de carga de refrigerante y capilar (dispositivo de expansión).

Teniendo todo esto en cuenta, la opción utilizada para el acoplamiento del modelo de bomba de calor con IMST-ART y el modelo de secadora con Dymola es el uso de mapas de la unidad, generados previamente.

- Elección del método de interpolación

Al usar mapas de la unidad, los datos obtenidos desde IMST-ART se encuentran en tablas de dimensiones 10x10 para las variaciones de temperatura y humedad relativa del aire de entrada al evaporador, habiendo 5 tablas por parámetro, correspondientes cada una a un caudal. Estos mapas de la unidad están generados por IMST-ART, y se generan de forma que los datos quedan ordenados. Trabajar con matrices de datos ordenados es determinante a la hora de elegir el método de interpolación empleado, simplificando el trabajo respecto a si tuviéramos datos dispersos.

De esta forma, se han analizado varios métodos de interpolación para obtener el valor de la variable buscada en tablas a partir de los datos de entrada. Los métodos estudiados han sido interpolación lineal, cúbica o uso de funciones multicuadráticas de base radial.

Los métodos de interpolación cúbica o multicuadrática de base radial presentan como ventaja principal de cara a la integración en el modelo la continuidad de la primera derivada, obteniendo resultados suaves que harían más estable el trabajo del resolvente numérico. También presentan una mayor precisión en los resultados en casi todos los puntos comparados con el método de interpolación lineal, sin embargo, en algunos casos el valor resultado de la interpolación puede estar fuera del rango de valores de la tabla. Esto podría dar lugar a valores físicamente inasumibles para algunos parámetros, por ejemplo, se podrían obtener valores de humedad relativa de aire superiores al 100% en algunos casos.

Teniendo esto en cuenta, y tras un estudio de análisis del error cometido⁴¹, se optó por el empleo del método de interpolación lineal para la obtención de valores desde los mapas de la unidad.

El algoritmo empleado para la obtención de los valores de los parámetros para el punto concreto en las tres dimensiones en que trabaja la herramienta de simulación consiste en obtener mediante interpolación bilineal (interpolando en mapas a partir de valor de temperatura y humedad relativa) el valor del parámetro buscado para el caudal inmediatamente inferior e inmediatamente superior. Después se realiza una interpolación lineal entre los dos valores obtenidos para obtener el valor del parámetro buscado en el caudal de aire deseado.

2.3.3. Tambor

El modelo del tambor es una de las partes fundamentales del modelado del sistema, ya que de cómo sea el proceso de transferencia de calor y masa entre la ropa y el aire que circula por el tambor dependerá en gran medida el comportamiento del sistema.

Este modelado se va a basar en una aproximación unidimensional al proceso de transferencia de calor y masa, similar a algunos autores como Lambert y otros³⁰, Conde³¹ o Yadav y Moon³². Este proceso de

transferencia se considera que ocurre entre la superficie de la ropa húmeda y el aire de proceso que circula sobre esta superficie.

Como se aprecia en la siguiente figura (Fig. 11), el intercambio de calor y masa se produce entre una corriente de aire húmedo y una fina capa de agua que se considera que recubre la superficie de la ropa húmeda. Este enfoque es el mismo que el aplicado en otros procesos de secado, como, por ejemplo, el secado de frutas y vegetales en laminas finas³³.

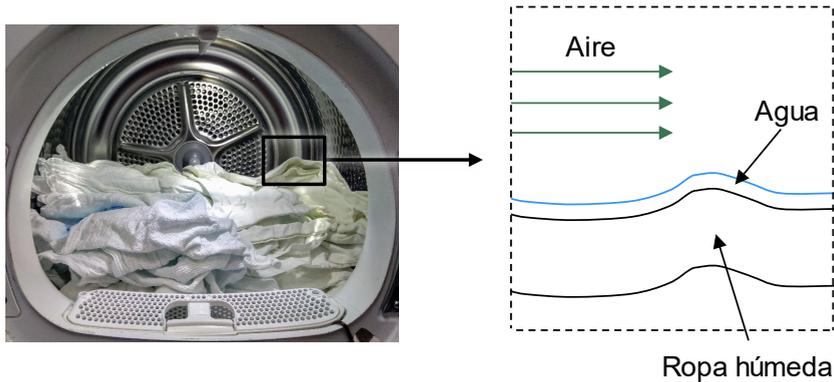


Fig. 11 - Ropa húmeda y aire durante el secado

Este enfoque es representativo de la situación real durante la mayor parte del ciclo de secado, conocido este estado como fase de secado constante. Llegará un momento en que la ropa no tendrá suficiente agua como para poder considerar que haya una capa de agua recubriendo toda su superficie, a partir de este momento comenzarán a aparecer zonas no cubiertas por esta capa de agua sobre la superficie de la ropa comenzando la segunda parte del ciclo de secado, conocida como fase de secado decreciente.

Como se acaba de mostrar, el ciclo de secado se podrá dividir en dos partes, conocidas como fase de secado constante y fase de secado decreciente. Estas dos fases pueden presentar un comportamiento diferenciado en cuanto a la transferencia de calor y masa y, por tanto, habrá que considerar esta diferencia en el desarrollo del modelo del tambor.

2.3.3.1. Transferencia de calor y masa

El proceso de transferencia de calor y masa que ocurre entre el aire y la ropa en el tambor de la secadora es un proceso de convección

térmico y de masa. A continuación, se van a explicar las ecuaciones que caracterizan el proceso, y que se han empleado en el modelo desarrollado en la presente tesis.

Se puede afirmar que el calor transmitido por convección entre la ropa y el aire es igual al coeficiente de convección multiplicado el área en la que se produce el intercambio, y por la diferencia de temperatura entre la superficie de la ropa y el aire sin perturbar.

$$q = h \cdot A_{cl} \cdot (T_{\infty} - T_{cl}) \quad (1)$$

Teniendo en cuenta que la temperatura del aire variará a su paso por la superficie del tambor, se puede hacer el análisis del calor intercambiado por convección entre el aire y la ropa en un diferencial de esa longitud:

$$dq = h \cdot P_{cl} \cdot dx \cdot (T(x) - T_{cl}) \quad (2)$$

De igual forma, se podría expresar el calor cedido por el aire en ese diferencial de longitud como:

$$dq = -\dot{m}_a \cdot c_{p,a} \cdot (T(x + dx) - T(x)) \quad (3)$$

Si se igualan estas dos expresiones, teniendo en cuenta que el calor transmitido a la ropa será igual al cedido por el aire, quedaría:

$$h \cdot P_{cl} \cdot dx \cdot (T(x) - T_{cl}) = -\dot{m}_a \cdot c_{p,a} \cdot (T(x + dx) - T(x)) \quad (4)$$

Que reordenando quedaría:

$$\frac{1}{T(x) - T_{cl}} \cdot dT = -\frac{h \cdot P_{cl}}{\dot{m}_a \cdot c_{p,a}} \cdot dx \quad (5)$$

Integrando entre temperatura del aire a la entrada y temperatura del aire a la salida el término de la izquierda, y entre $x=0$ y la longitud del tambor el término de la derecha queda:

$$\int_{T_i}^{T_o} \frac{1}{T(x) - T_{cl}} \cdot dT = \int_{x=0}^L -\frac{h \cdot P_{cl}}{\dot{m}_a \cdot c_{p,a}} \cdot dx \quad (6)$$

$$\ln \frac{T_o - T_{cl}}{T_i - T_{cl}} = - \frac{h \cdot A_{cl}}{\dot{m}_a \cdot C_{p,a}} \quad (7)$$

De esta expresión se puede despejar el valor de la temperatura del aire a la salida del tambor:

$$T_o = T_{cl} + (T_i - T_{cl}) \cdot e^{-\frac{h \cdot A_{cl}}{\dot{m}_a \cdot C_{p,a}}} \quad (8)$$

De igual modo, para la transferencia de masa, se puede definir un coeficiente de transferencia de masa que relacione el flujo másico de condensado con el área de transferencia y la diferencia de humedades específicas entre la capa superficial de la ropa y el aire sin perturbar.

$$\dot{m}_w = K_m \cdot A_{cl} \cdot (W_\infty - W_{int}) \quad (9)$$

La humedad específica del aire en la interfaz ropa-agua, teniendo en cuenta que se considera la superficie de la ropa como si estuviera recubierta en su totalidad por agua, sería la humedad específica de saturación del aire a la temperatura de la ropa. Entonces se puede definir el flujo de agua cedido por el aire a la ropa en un diferencial de longitud como:

$$d\dot{m}_w = K_m \cdot P_{cl} \cdot dx \cdot (W(x) - W_{s,w}) \quad (10)$$

Mientras que la variación de cantidad de agua que transportaría el aire en ese diferencial de longitud sería:

$$d\dot{m}_w = -\dot{m}_a \cdot (W(x + dx) - W(x)) \quad (11)$$

Como la variación de cantidad de agua transportada por el aire será igual al flujo de agua cedido por el aire a la ropa, podemos igualar las dos expresiones anteriores:

$$\begin{aligned} K_m \cdot P_{cl} \cdot dx \cdot (W(x) - W_{s,w}) \\ = -\dot{m}_a \cdot (W(x + dx) - W(x)) \end{aligned} \quad (12)$$

Que reordenando quedaría:

$$\frac{1}{W(x) - W_{s,w}} \cdot dW = - \frac{K_m \cdot P_{cl}}{\dot{m}_a} \cdot dx \quad (13)$$

Integrando entre humedad específica del aire a la entrada y a la salida del tambor el término de la izquierda, y entre $x=0$ y la longitud del tambor el término de la derecha queda:

$$\int_{W_i}^{W_o} \frac{1}{W(x) - W_{S,W}} \cdot dW = \int_{x=0}^L -\frac{K_m \cdot P_{cl}}{\dot{m}_a} \cdot dx \quad (14)$$

$$\ln \frac{W_o - W_{S,W}}{W_i - W_{S,W}} = -\frac{K_m \cdot A_{cl}}{\dot{m}_a} \quad (15)$$

De esta expresión se puede despejar el valor de la humedad específica del aire a la salida del tambor:

$$W_o = W_{S,W} + (W_i - W_{S,W}) \cdot e^{-\frac{K_m \cdot A_{cl}}{\dot{m}_a}} \quad (16)$$

Se han obtenido dos expresiones que nos permiten conocer cuál es la temperatura (8) y la humedad específica (16) del aire a la salida del tambor en función de parámetros conocidos, y de los coeficientes de transferencia de calor (h) y de transferencia de masa (K_m), coeficientes que se deberán determinar a partir de resultados experimentales.

Cuando se modela con geometrías estándar, no es necesario determinar estos coeficientes de forma experimental, ya que en la bibliografía existe gran número de referencias donde se pueden obtener correlaciones muy precisas de las que se estos se obtendrían. Sin embargo, para el caso del conjunto ropa-tambor, con el aire que circula por el interior, no existen correlaciones en la bibliografía.

Otra forma de poder modelar esta geometría es determinando únicamente un parámetro, a obtener desde experimentos, que es el coeficiente de transferencia de masa " K_m ", determinando a partir de este la entalpía y la humedad específica a la salida del tambor. A priori, podría parecer más sencillo utilizar un solo parámetro, ya que puede parecer más fácil obtenerlo experimentalmente. Pero si se quiere modelar tanto la fase de secado constante como la fase decreciente, habrá que tener en cuenta las diferencias de comportamiento que se esperan en los procesos de transferencia de calor y masa.

En el caso de un proceso de convección de masa caracterizado por bajo flujo másico de difusión, como es el proceso modelado en la presente tesis, se pueden aplicar analogías que relacionan el coeficiente de convección con el coeficiente de transferencia de masa, pudiendo de este modo determinar experimentalmente sólo uno de los dos, y calcular el otro.

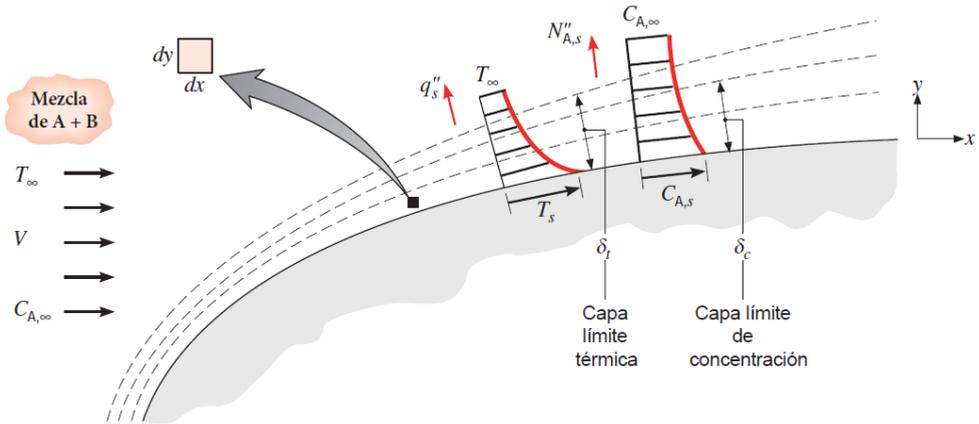


Fig. 12 - Capas límite térmica y de concentración

El proceso de transferencia de masa es gobernado por el gradiente de composición cerca de la superficie, siendo este gradiente determinado por la presencia de una capa límite de concentración de especies. Puede establecerse una relación entre esta capa límite y la capa límite térmica, relación que permite enfocar los problemas de transferencia de masa en estas condiciones de forma similar a problemas de transferencia de calor por convección.

$$u^* \cdot \frac{\partial T^*}{\partial x^*} + v^* \cdot \frac{\partial T^*}{\partial y^*} = \frac{1}{Re_L \cdot Pr} \cdot \frac{\partial^2 T^*}{\partial y^{*2}} \quad (17)$$

$$u^* \cdot \frac{\partial C_A^*}{\partial x^*} + v^* \cdot \frac{\partial C_A^*}{\partial y^*} = \frac{1}{Re_L \cdot Sc} \cdot \frac{\partial^2 C_A^*}{\partial y^{*2}} \quad (18)$$

Además, analizando las ecuaciones de conservación adimensionalizadas, para las capas límite térmica (17) y de concentración (18), se observa que son formalmente iguales, por lo

que se podría concluir que los procesos de convección térmica y de masa son análogos. Estando ambos procesos relacionados con la velocidad del fluido a través del número de Reynolds y en los que los números de Prandtl y Schmidt asumen roles análogos.

$$Nu \equiv \frac{h \cdot L}{k} = + \left. \frac{\partial T^*}{\partial y^*} \right|_{y^*=0} \quad (19)$$

$$Sh \equiv \frac{h_m \cdot L}{D_{AB}} = + \left. \frac{\partial C_A^*}{\partial y^*} \right|_{y^*=0} \quad (20)$$

De esta forma, conociendo las definiciones de los números de Nusselt (19) y de Sherwood (20), que definen como es la variación de la temperatura y concentración respectivamente, en la dirección perpendicular a la superficie, en unidades adimensionalizadas y justo sobre la superficie, podemos afirmar que dependerán ambas del mismo funcional, que en caso de buscar los valores promediados en la superficie depende del número de Reynolds y del número de Prandtl para la convección térmica, y del número de Reynolds y del número de Schmidt para la convección de masa.

$$\overline{Nu} = \frac{\bar{h} \cdot L}{k} = f(Re_L, Pr) \quad (21)$$

$$\overline{Sh} = \frac{\bar{h}_m \cdot L}{D_{AB}} = f(Re_L, Sc) \quad (22)$$

Ecuaciones que se pueden reescribir generalmente⁴², como:

$$\overline{Nu} = f(Re_L) \cdot Pr^n \quad (23)$$

$$\overline{Sh} = f(Re_L) \cdot Sc^n \quad (24)$$

Tomando “n” un valor de 1/3 en caso de que trabajemos con la mezcla de aire y vapor de agua en los rangos de presión y temperatura en los que va a trabajar el modelo desarrollado.

De estas ecuaciones, se podrá deducir entonces una relación entre los números de Nusselt y de Sherwood que, por tanto, será la relación entre los coeficientes de convección térmica y convección de masa.

$$\frac{\overline{Nu}}{Pr^n} = \frac{\overline{Sh}}{Sc^n} \rightarrow \frac{\overline{Sh}}{\overline{Nu}} = \left(\frac{Sc}{Pr}\right)^n \quad (25)$$

De esta forma, si se obtiene la relación entre el número de Schmidt y el número de Prandtl, se podrá determinar la relación existente entre los coeficientes de convección térmica y de convección de masa. Esta relación viene determinada por el número de Lewis, que se define como la relación entre la difusividad térmica y la difusividad de especies.

$$Le = \frac{Sc}{Pr} = \frac{\alpha}{D_{AB}} \quad (26)$$

Combinando las ecuaciones (23) y (24) con la (25) y teniendo en cuenta la definición del número de Lewis (26):

$$Le^n = \frac{Sh}{Nu} = \frac{(\overline{h}_m \cdot L)/D_{AB}}{(\overline{h} \cdot L)/k} \quad (27)$$

podemos definitivamente despejar la relación entre el coeficiente de convección térmica y el coeficiente de convección de masa.

$$\frac{\overline{h}}{\overline{h}_m} = \frac{k}{D_{AB} \cdot Le^n} \quad \text{con: } n = 1/3 \quad (28)$$

Utilizando esta ecuación, se podrá conocer cuál es el coeficiente de convección de masa para el tambor de una secadora, a partir del coeficiente de convección térmica determinado experimentalmente.

Para obtener el último parámetro necesario para poder utilizar la ecuación (16) desarrollada anteriormente para conocer la humedad específica del aire a la salida del tambor, será la relación entre el coeficiente de transferencia de masa (K_m) y el coeficiente de convección de masa (h_m).

$$\overline{h}_m = \frac{K_m}{\rho} \quad (29)$$

Resta conocer las definiciones de la difusividad térmica del aire y la difusividad másica, que serán necesarias para el cálculo del número de Lewis.

La difusividad térmica del aire es una propiedad que depende de la presión y la temperatura:

$$\alpha = \frac{k}{\rho \cdot c_p} \quad (30)$$

La difusividad másica depende de la combinación de especies, la presión y la temperatura. En el caso del modelo desarrollado, se va a utilizar la correlación de Marrero y Mason⁴³ para la mezcla binaria de aire y vapor de agua.

$$D_{h_2O-Air} = 1.87 \cdot 10^{-10} \cdot \frac{T^{2.072}}{p} \quad (31)$$

Correlación válida en el rango de temperaturas entre $280K < T < 450K$.

2.3.3.2. Fase de secado decreciente

Una vez se han desarrollado las ecuaciones que modelan el comportamiento del tambor en cuanto a la transferencia de calor (8) y de masa (16), y se ha obtenido la relación entre los coeficientes de convección y de transferencia de masa, se va a desarrollar el modelado de la fase de secado decreciente.

Como ya se ha explicado anteriormente, durante la fase de secado decreciente, no se puede considerar que la ropa esté cubierta totalmente por una capa de agua, si no que van apareciendo zonas secas en la superficie. Estas zonas siguen transfiriendo masa, pero el ritmo de transferencia en este caso está marcado por la difusión en el interior de los tejidos, mucho más lenta que la convección de masa que ocurre donde la superficie está completamente mojada.

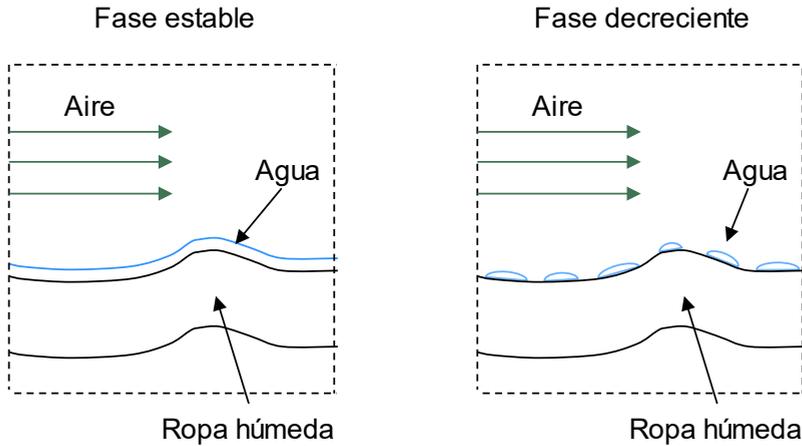


Fig. 13 - Fases de secado

Estos cambios no afectarán a la transferencia de calor, por lo que el cálculo de la temperatura de salida se realizará utilizando los mismos términos que en la fase de secado constante. Sin embargo, se introducirá una modificación en la ecuación que determina la transferencia de masa, y es que se añadirá un coeficiente, denominado coeficiente de actividad del agua, que está relacionado con la disminución del área mojada por la ropa. De esta forma, modificando la ecuación (16), quedará:

$$W_o = W_{s,w} + (W_i - W_{s,w}) \cdot e^{-\frac{K_m \cdot Act_{H_2O} \cdot A_{cl}}{\dot{m}_a}} \quad (32)$$

El coeficiente de actividad del agua “ Act_{H_2O} ” está basado en el propuesto por Lambert³⁰, y tomará valores entre cero y uno. Valiendo uno durante la fase de calentamiento y la fase de secado constante, y disminuyendo su valor durante la fase de secado decreciente a medida que se va secando la ropa.

La variación de este coeficiente de actividad está relacionada con la cantidad de agua remanente en la ropa, siendo necesaria una determinación empírica de esta variación.

Desde el punto de vista del equilibrio térmico del tambor, resta determinar el parámetro que determinará la variación de la temperatura de la ropa, que será la variación de la energía de la

corriente de aire en la entrada y la salida de la secadora. De este modo, el incremento de energía que sufrirá el aire a su paso por el tambor será igual a la suma del calor empleado para calentar la ropa, más el calor empleado para calentar el agua contenida en la ropa, más el calor perdido por el bombo hacia la base. Considerando que el agua contenida en la ropa se encuentra a la misma temperatura que la ropa.

$$\dot{Q}_{air} = c_{p,w} \cdot m_w \cdot \frac{dT_{Cl}}{dt} + c_{p,cl} \cdot m_{cl} \cdot \frac{dT_{Cl}}{dt} - \dot{Q}_{base} \quad (33)$$

La determinación del agua remanente en la ropa se efectuará teniendo en cuenta que el flujo másico de agua restado a la ropa se puede calcular con la ecuación (34) y que ese mismo flujo másico será igual a menos la derivada de la cantidad de agua remanente en la ropa con el tiempo.

$$\dot{m}_w = \dot{m}_a \cdot (W_o - W_i) \quad (34)$$

$$\dot{m}_w = - \frac{dm_w}{dt} \quad (35)$$

2.3.3.3. Balance de momento

Otro parámetro del aire que se modifica a su paso por el tambor es la presión, que disminuye debido al rozamiento. Este parámetro se modela a partir de medidas empíricas efectuadas por BSH en laboratorios en Berlín. De esta forma se obtiene una correlación que determina la caída de presión producida en el tambor a partir del caudal. La correlación corresponde con un polinomio de segundo orden.

$$\Delta p_d = A_{pd} + B_{pd} \cdot \dot{m}_a + C_{pd} \cdot \dot{m}_a^2 \quad (36)$$

Siendo A_{pd} , B_{pd} y C_{pd} los parámetros a obtener a partir de ajuste desde resultados empíricos.

2.3.4. Evaporador

El módulo del evaporador modela el intercambiador de calor refrigerante-aire donde se produce la cesión de energía por parte del aire del circuito de secado hacia el refrigerante. Es, por tanto, donde el

refrigerante absorbe energía del foco frío del ciclo de compresión de vapor. Esta absorción de energía por parte del refrigerante hace que cambie de fase desde estado bifásico, proveniente del dispositivo de expansión, hasta vapor recalentado, que tras el evaporador es conducido hacia el compresor.



Fig. 14 - Evaporador típico en secadora

Desde el lado del aire, se produce una pérdida de energía, mediante disminución de temperatura, o si el evaporador está suficientemente frío (temperatura de pared por debajo de la temperatura de rocío del aire a la entrada), mediante disminución de temperatura y humedad. De hecho, este efecto deshumidificador es el que se busca aprovechar en una secadora de ropa asistida por ciclo de compresión de vapor, diseñándolo para intentar que se produzca la máxima disminución de humedad en el aire, con la mínima disminución de temperatura. Es decir, se busca minimizar el factor de calor sensible del intercambiador.

Típicamente el evaporador empleado en secadoras de ropa asistidas por ciclo de compresión de vapor es de tipo tubo y aletas, habitualmente tubo de cobre o aluminio y aleta de aluminio. La temperatura de evaporación habitual en estos sistemas suele estar dentro de un rango desde 20 a unos 35°C.

2.3.4.1. Balance de energía

El refrigerante absorbe energía a su paso por el evaporador, mientras que el aire la cede en la misma cantidad. La energía intercambiada entre las dos corrientes se conoce como la capacidad del intercambiador.

$$\dot{Q}_{evap} = \dot{m}_a \cdot (h_{a,in} - h_{a,out}) = \dot{m}_r \cdot (h_{r,out} - h_{r,in}) \quad (37)$$

En el modelo desarrollado en la presente tesis, la capacidad del evaporador es calculada por el módulo de bomba de calor, interpolada a partir de los mapas de la unidad generados en IMST-ART. Es función, como todos los parámetros relativos a la bomba de calor, de la temperatura del aire, humedad relativa y caudal a la entrada del evaporador.

En el modelo, el módulo del evaporador obtiene el valor de capacidad del evaporador desde el módulo de la bomba de calor, y usando la definición de la capacidad del evaporador (37), calcula la entalpía del aire a la salida.

Para conocer la humedad del aire a la salida, el módulo del evaporador obtiene el valor del flujo másico de condensado desde el módulo de la bomba de calor. A partir de la definición del flujo másico de condensado en el evaporador (38), el modelo calcula la humedad específica del aire a la salida.

$$\dot{m}_{w,cond} = \dot{m}_a \cdot (W_i - W_o) \quad (38)$$

El resto de los parámetros del aire a la salida del evaporador como, por ejemplo, la temperatura, son calculados a partir de estos dos valores y empleando las propiedades del aire húmedo.

2.3.4.2. Balance de momento

Cuando el aire fluye con cierta velocidad a través del evaporador, se produce una pérdida de presión debida a la fricción. El cálculo de esta pérdida de presión, lo realiza IMST-ART, y está incluido en los mapas de la unidad. El módulo del evaporador recibe un valor de esta caída de presión desde el módulo de bomba de calor, calculando a partir de este valor cual será la presión del aire en la salida.

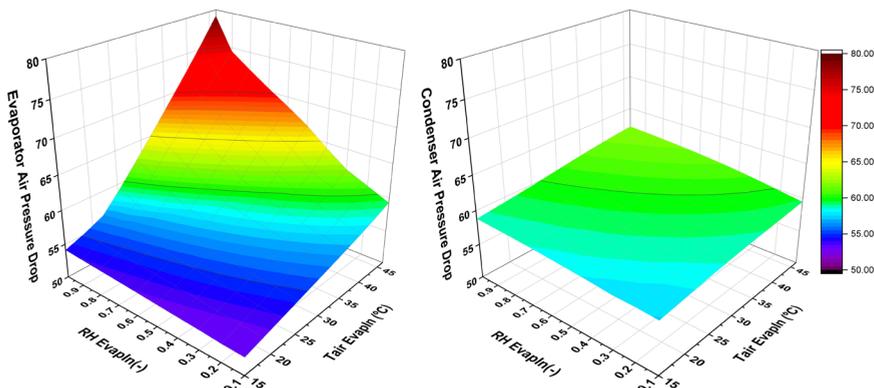


Fig. 15 - Caída de presión del aire en intercambiadores

El cálculo de caída de presión en el evaporador tiene una complicación adicional, que es el incremento en la caída de presión que se produce al aparecer gotas de agua sobre la superficie de las aletas cuando empieza a condensar la humedad del aire.

Este incremento en la caída de presión está tenido en cuenta en los cálculos realizados por IMST-ART, por lo que el modelo desarrollado reproduce este efecto. En la figura anterior (Fig. 15), se aprecia este incremento de caída de presión al aparecer condensación en el aire en el evaporador (izquierda), comparado con el condensador (derecha) donde este efecto no se produce.

Adicionalmente, el incremento en la velocidad del aire debido a las densidades más bajas a altas temperaturas produce un ligero incremento en la caída de presión. Este efecto ocurre por igual en condensador y evaporador, pero su impacto en la variación de la caída de presión es menos significativo que el producido por la aparición de gotas.

La figura anterior (Fig. 15), se ha calculado con caudal másico de aire constante.

2.3.5. Condensador

El módulo del condensador es el módulo donde el aire de proceso absorbe energía desde el refrigerante con objetivo de aumentar su temperatura.

En un sistema de compresión de vapor, el refrigerante pasa de estado sobrecalentado a estado líquido, normalmente subenfriado, en el condensador. Este proceso se produce a alta presión, con el objeto de que la temperatura de cambio de fase sea alta, para poder calentar el aire hasta altas temperaturas. En una secadora de ropa asistida por ciclo de compresión de vapor, la temperatura de condensación puede variar desde unos 60°C hasta por encima de los 80°C, en función de la configuración del sistema, o el refrigerante o compresor utilizados.

Al contrario que en el evaporador, el aire a su paso por el condensador no cambia su contenido en humedad, si no que únicamente cambia su temperatura. Por tanto, el cálculo de las propiedades del aire a la salida del condensador será más sencillo que en el caso del evaporador.

Al igual que en el evaporador, el tipo de intercambiador más habitualmente utilizado es el de tubo expandido y aletas, utilizando tubo de cobre o aluminio, y aletas de aluminio.

Existe la posibilidad de emplear también otras tipologías de intercambiadores, por ejemplo, los de mini canales. La herramienta de simulación de ciclos de compresión de vapor IMST-ART es capaz de simular este tipo de intercambiadores, por lo que el modelo desarrollado, es capaz de estudiar también el empleo de diferentes tecnologías de intercambiador.

2.3.5.1. Balance de energía

El aire de proceso es calentado a su paso por el condensador para aumentar su capacidad de absorción de humedad (y por tanto su capacidad de transporte). La cantidad de energía que recibe el aire será igual a la que ceda el refrigerante en el proceso, y este valor se define como la capacidad del condensador.

El valor de la capacidad del condensador es recibido por el módulo del condensador desde el módulo de la bomba de calor, que lo determina mediante interpolación en los mapas de la unidad a partir de los valores de temperatura, humedad y caudal del aire en la entrada al evaporador.

$$\dot{Q}_{cond} = \dot{m}_a \cdot (h_{a,out} - h_{a,in}) = \dot{m}_r \cdot (h_{r,in} - h_{r,out}) \quad (39)$$

Como no se añade ni se sustrae agua al aire a su paso por el condensador, el valor de la humedad específica será igual a la salida que a la entrada.

$$\dot{m}_{w,cond} = 0 \quad \rightarrow \quad W_{a,out} = W_{a,in} \quad (40)$$

Finalmente, el resto de las propiedades del aire a la salida, se calcularán empleando las funciones de propiedades del aire húmedo.

2.3.5.2. Balance de momento

Al igual que en el caso del evaporador, al fluir el aire por el condensador, se produce una caída de presión debida a la fricción. Esta caída de presión dependerá de las condiciones de trabajo de la bomba de calor (incluyendo parámetros del aire) y del diseño del intercambiador.

El valor de esta caída de presión es recibido por el módulo del condensador desde el módulo de bomba de calor, y es utilizado para determinar la presión del aire a la salida del condensador.

2.3.6. Ventilador

El módulo del ventilador trata de modelar el comportamiento real del ventilador de la secadora, para ello se utiliza una definición de la curva característica del ventilador. El ventilador en el circuito cerrado de aire impone un caudal en función de la caída de presión producida por los componentes del circuito. Esto genera también un consumo de energía eléctrica.

El módulo del ventilador utiliza una función polinómica cúbica para obtener el caudal a partir de la caída de presión y una función polinómica cuadrática para obtener el consumo de energía eléctrica a partir del caudal impulsado.

$$\dot{V}_a = A_{pf} + B_{pf} \cdot \Delta p + C_{pf} \cdot \Delta p^2 + D_{pf} \cdot \Delta p^3 \quad (41)$$

$$\dot{E} = A_{ef} + B_{ef} \cdot \dot{V}_a + C_{ef} \cdot \dot{V}_a^2 \quad (42)$$

La obtención de estos polinomios característicos del ventilador de la secadora se hace a partir de datos empíricos obtenidos por BSH en los laboratorios de caracterización de secadoras en Berlín. Un ejemplo de

estas curvas características para el ventilador correspondiente a un modelo concreto de secadora se puede encontrar en la gráfica siguiente (Fig. 16). Estas curvas se obtienen para cada módulo base del sistema, de forma que se pueden emplear para simular todos los equipos que vayan a utilizar este mismo módulo base.

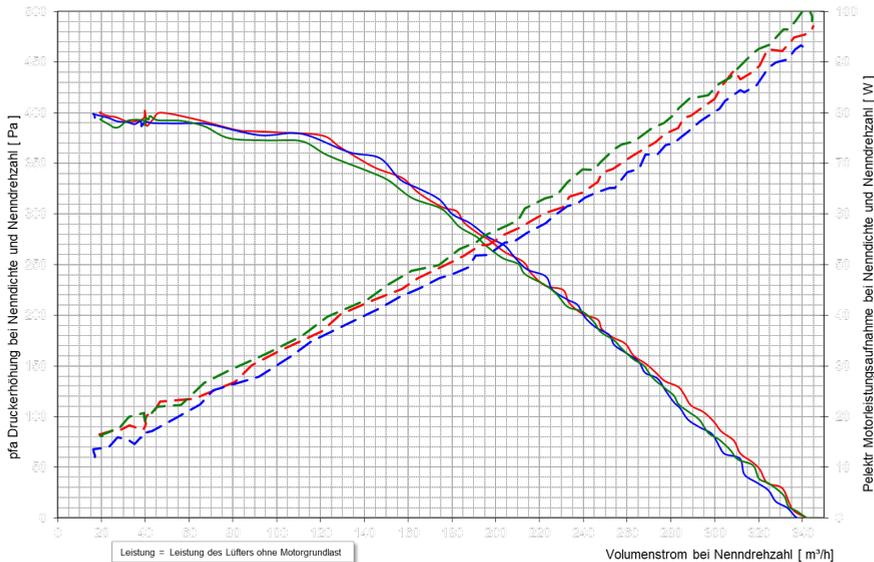


Fig. 16 - Curva característica de ventilador típica

De la curva característica medida experimentalmente se obtienen los datos relativos al caudal impulsado en función de la caída de presión (corresponde con líneas continuas en la figura), y al consumo energético en función del caudal (corresponde con líneas discontinuas).

La curva característica empleada y las ecuaciones que determinan el caudal en función de la caída de presión producida en el sistema utilizan aire en condiciones estándar, esto quiere decir que la densidad del aire es constante en los cálculos, y será necesario tener en cuenta el valor de la densidad del aire en la entrada del ventilador para el cálculo del flujo másico de aire impulsado.

En condiciones normales de trabajo de una secadora de ropa asistida por ciclo de compresión de vapor, el aire en la entrada del ventilador puede sufrir una variación de temperaturas que va desde los 23°C

hasta los 80°C, lo que implica una variación de densidades (y de flujo másico impulsado) de hasta un 35% debidas al calentamiento del aire.

2.3.7. Filtro

El filtro de aire de la secadora impone una caída de presión en el sistema, esta caída de presión está relacionada con el caudal de aire que pasa por el mismo y con el estado de obstrucción del filtro.

Para poder conocer la caída de presión impuesta por el filtro en cualquier momento del ciclo de secado será necesario entonces conocer el caudal de aire circulante y el estado de obstrucción del filtro, por tanto, habrá que relacionar algún parámetro manejado por el modelo con el estado de obstrucción.

Mediante análisis de resultados empíricos, de ensayos realizados en el laboratorio del área térmica del Instituto Universitario de Investigación de Ingeniería Energética, UPV, se ha comprobado que existe una relación directa entre la cantidad de agua remanente en la ropa y la obstrucción del filtro. Se observa que, desde el momento inicial del ciclo, conforme se va reduciendo la cantidad de agua remanente en la ropa, la caída de presión en el filtro se mantiene estable durante un periodo. Llegado un momento, la caída de presión en el filtro comienza a aumentar de forma aproximadamente lineal inversa con la cantidad de agua en la ropa. El momento en que la caída de presión en el filtro comienza a aumentar coincide con el inicio de la fase de secado decreciente.

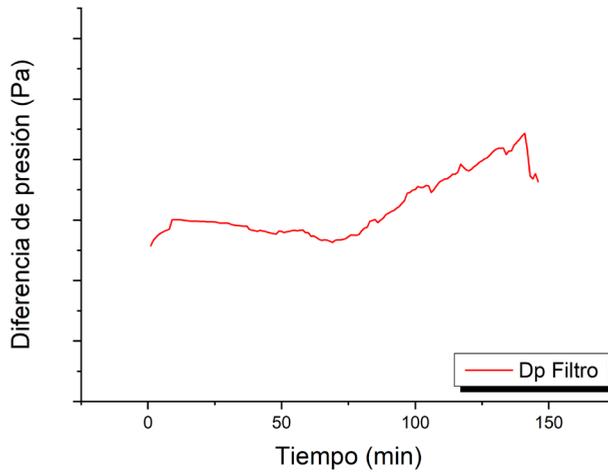


Fig. 17 - Caída de presión en filtro de aire

Esto es debido a que, durante la fase de secado estable, existe una capa de agua que recubre externamente la ropa, impidiendo la liberación de pelusas por la ropa. Conforme van apareciendo zonas secas, el algodón en la superficie de estas zonas secas va liberando fibras, que se convierten en las pelusas que obstruyen el filtro, aumentando la caída de presión.

De esta forma, para el modelado del filtro se obtiene una correlación de la caída de presión con el caudal, y con la cantidad de agua remanente en la ropa.

Para obtener esta correlación se determina experimentalmente la variación de caída de presión en el filtro con el caudal para diferentes cantidades de agua remanente en la ropa. De esta forma, se puede obtener mediante interpolación la caída de presión en el filtro en cada instante de simulación.

Por tanto, el modelo del filtro únicamente impone una diferencia entre la presión del aire a su entrada y a su salida. Esta caída de presión está determinada en base a medidas empíricas, y está relacionada con el caudal de aire que lo atraviesa, y con la cantidad de agua restante en la ropa.

2.3.8. Base de la secadora

El módulo de la base de la secadora modela el espacio físico que hay en el interior de la envoltura de la secadora, donde están ubicados los componentes. Es la parte del modelo que forma la interfaz entre los distintos componentes del sistema que intercambian energía con el ambiente interior de la secadora y entre este ambiente y la carcasa del equipo, de forma que de este módulo dependerá en gran medida el intercambio de energía entre el sistema y el ambiente, determinando el equilibrio térmico.

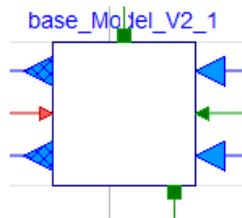


Fig. 18 - Módulo del modelo de la base

Como se ve en el esquema (Fig. 16), al interconectar muchos de los componentes, este módulo es el que mayor número de conexiones tiene de todos los que componen el modelo. Las conexiones que tiene con los demás componentes son:

- Conectores de aire de entrada y salida (azules), correspondientes al flujo de aire debido a las fugas internas del circuito cerrado de aire del sistema.
- Conector de aire de entrada (azul), correspondiente a la entrada desde el ventilador auxiliar.
- Conexión de aire de salida (azul), correspondiente al aire que sale del interior de la secadora hacia el ambiente exterior.
- Conexión de datos de control (rojo), indica el estado del ventilador adicional, para conocer si habrá convección natural o forzada en el intercambio de calor entre las superficies interiores y el aire interno.
- Conexión de datos (verde), desde el tambor, comunica entre los módulos el valor de la temperatura del tambor, y valor del calor intercambiado.

- Conexión de datos (verde), desde la carcasa, comunica entre los módulos el valor de la temperatura de la carcasa, y valor del calor intercambiado.
- Conexión de datos de entrada (verde), recibe la información del consumo eléctrico del compresor desde el módulo de bomba de calor para determinar el calor cedido al ambiente por el compresor.

Este módulo aplica las ecuaciones de conservación de energía al aire interior del sistema, estableciendo las condiciones de equilibrio de este ya que de ellas se obtienen los valores de entalpía y humedad específica del aire interior. Se considera que la masa del aire interior es despreciable, no almacenando ni cediendo energía con su cambio de temperatura.

$$\begin{aligned} \dot{m}_{Leak,in} \cdot h_{Leak,in} + \dot{m}_{adFan,in} \cdot h_{adFan,in} + \dot{Q}_{drum} + \dot{Q}_{driveMot} + \dot{Q}_{cps} \\ = \dot{m}_{Leak,out} \cdot h_{Leak,out} + \dot{m}_{adFan,out} \cdot h_{adFan,out} + \dot{Q}_{housing} \end{aligned} \quad (43)$$

La ecuación de conservación de energía (43) tiene a la izquierda los términos de energía que entran al aire interior de la secadora y a la derecha los que salen. La entalpía de las corrientes salientes es igual a la del aire interior de la base.

$$\begin{aligned} \dot{m}_{Leak,in} \cdot W_{Leak,in} + \dot{m}_{adFan,in} \cdot W_{adFan,in} \\ = \dot{m}_{Leak,out} \cdot W_{Leak,out} + \dot{m}_{adFan,out} \cdot W_{adFan,out} \end{aligned} \quad (44)$$

Los términos a la izquierda de la ecuación de conservación de masa (44) corresponden a la masa de agua entrante a la base, los términos a la derecha, con la masa saliente.

La presión en el interior de la base se fija igual a la atmosférica. La temperatura y resto de propiedades del aire interior de la base se calculan a partir de la presión, temperatura y humedad específica ya obtenidas, empleando propiedades del aire húmedo

El calor intercambiado entre la superficie del tambor y el aire interior se calcula haciendo uso de la ley de enfriamiento de Newton, utilizando el coeficiente de convección calculado según las condiciones de velocidad relativa aire-superficie y diferencias de temperatura, empleando la función definida para el cálculo del coeficiente de convección.

$$\dot{Q}_{drum} = A_{drum} \cdot h_{drum} \cdot (T_{drum} - T_{base}) \quad (45)$$

Se considera que la temperatura del tambor es igual a la de la ropa, calculada en el módulo del tambor. Esto se determinó experimentalmente en laboratorios de BSH empleando sensores compactos con registro de datos incorporado, adheridos a la ropa y a la superficie del tambor.

2.3.9. Envoltente del aparato

La envoltente del aparato está formada por un conjunto de chapas metálicas cerradas que definen el recinto interno, en el que están los componentes de la secadora. Esta envoltente no es totalmente hermética, incluso la parte trasera tiene ranuras que facilitan la circulación del aire, sirviendo de salida al aire que introduce el ventilador adicional, pero también a la corriente que se establece, aunque este ventilador esté apagado. El modelado de estas corrientes está incluido en el módulo del ventilador adicional.

El módulo de la envoltente del aparato hace realmente de interfaz térmica entre el ambiente exterior y el aire interior del aparato. Por tanto, incluye las ecuaciones de transferencia de calor entre los dos ambientes. Considera transferencia de calor por convección con el ambiente interno, y por convección y radiación con el ambiente externo.

$$\dot{Q}_{conv,ext} = h_{ext} \cdot A_{housing} \cdot (T_{housing} - T_{amb,ext}) \quad (46)$$

$$\dot{Q}_{conv,int} = h_{int} \cdot A_{housing} \cdot (T_{in} - T_{housing}) \quad (47)$$

$$\dot{Q}_{rad,ext} = \sigma \cdot \epsilon_{housing} \cdot A_{housing} \cdot (T_{housing}^4 - T_{amb,ext}^4) \quad (48)$$

La chapa que compone la envoltente se modela con un calor específico y un peso total, considerando el proceso transitorio de almacenamiento y cesión de energía que se produce cuando cambia su temperatura.

$$\dot{Q}_{sto,housing} = \dot{Q}_{conv,int} - (\dot{Q}_{conv,ext} + \dot{Q}_{rad,ext}) \quad (49)$$

$$\dot{Q}_{sto,housing} = c_{p,housing} \cdot m_{housing} \cdot \frac{dT_{housing}}{dt} \quad (50)$$

2.3.10. Ventilador adicional

El ventilador adicional es un ventilador situado en la parte inferior del frontal del aparato y que introduce un caudal de aire desde el exterior al recinto interior, sobre el compresor, para refrigerar el sistema, limitando las temperaturas de funcionamiento.

El control del ventilador se realiza de forma todo/nada y es gobernado a partir de la temperatura del refrigerante a la salida del condensador. Al sistema de control se le introduce una temperatura por encima de la cual se activa y otra por debajo de la cual se apaga, estableciéndose un ciclado de marcha-paro de este ventilador adicional durante un programa de secado normal.

El modelo del ventilador adicional impone un caudal de aire fijo y un consumo de energía eléctrica cuando está encendido, y un caudal remanente cuando está apagado.

El caudal de aire con el ventilador encendido se obtiene de datos del fabricante del ventilador, mientras que el caudal de aire con el ventilador apagado se ajusta a partir de datos empíricos para que la temperatura en el ambiente interior del equipo se ajuste a un valor medido.

El aire del interior del sistema se renueva por efecto de la flotabilidad producida en el aire por diferencia de densidades, que ocurre al incrementarse la temperatura del aire en el interior del sistema, habiendo dispuestas en la chapa trasera de la carcasa del sistema unas ranuras para asegurar esta renovación (Fig. 19).



Fig. 19 - Ranuras de ventilación

Se ha valorado obtener este caudal de aire de forma teórica a partir de ecuaciones de hidrodinámica, a partir de la flotabilidad del aire en el interior del quipo con la variación de la temperatura. No obstante, se prefirió optar por una aproximación más empírica para este parámetro, ya que en el interior del sistema hay diversos componentes en movimiento, como el tambor y la correa, que hacen que el aire no se mueva sólo debido a los fenómenos de flotabilidad.

Esta renovación del aire con el ventilador adicional parado se ha incluido en el módulo del ventilador adicional en lugar de en el módulo de la envolvente del aparato por simplicidad. Al fin y al cabo, las ranuras dispuestas en la parte superior de la envolvente son el punto de salida de este caudal, pero el punto de entrada es el ventilador adicional.

2.3.11. Fugas de aire

El canal de aire formado por los distintos componentes de la secadora que forma el circuito cerrado de aire de proceso no es completamente estanco, dando lugar a fugas e infiltraciones de aire externo hacia al circuito. Esto hace que se produzca un intercambio de energía entre el circuito y el ambiente en el que se produzcan estas fugas o infiltraciones.

En el capítulo 3.2 de la presente tesis se lleva a cabo un estudio experimental para caracterizar el circuito de aire de acuerdo con las fugas.

El modelado de las fugas en el circuito cerrado de aire se ha simplificado con respecto al comportamiento real del sistema, aproximando las fugas producidas a un único punto de fugas del aire tras el ventilador, en el punto donde más alta es la presión del aire en el circuito, localizado en la junta del tambor, y un punto de infiltración justo antes de la entrada al cajón de intercambiadores, físicamente localizado en la junta entre el frontal de la secadora y la base. Esta simplificación está justificada según los resultados de la campaña experimental llevada a cabo en el capítulo 3.2. Los resultados están disponibles a partir de la página 95 de la presente tesis.

Para el modelado de las fugas de aire se define un coeficiente de fugas (L_r), que determina en tanto por uno el caudal que abandona el circuito de aire en el punto de fugas.

$$\dot{m}_{a,leak} = \dot{m}_a \cdot L_r \quad (51)$$

Se ha programado otro módulo que define la infiltración de aire de nuevo hacia el circuito de aire, siendo este un módulo con dos entradas de aire y una salida, en el que se realiza un proceso de mezcla de dos corrientes de aire con caudales diferentes, que dan lugar a una única corriente.

De esta forma, se calcula la entalpía y humedad específica de salida haciendo un promedio ponderado de las temperaturas y humedades específicas de cada una de las corrientes de entrada, con el caudal de cada una de estas corrientes. A partir de los valores de humedad específica y entalpía calculados para la corriente de aire de mezcla, se calcula la temperatura de mezcla utilizando las propiedades del aire húmedo.

2.3.12. Sistema de control

El sistema de control implementado en el modelo se encarga principalmente de controlar el funcionamiento de dos componentes de la secadora: el ventilador adicional y el compresor. Esto lo hace a partir de la lectura de un parámetro, que es la temperatura de salida del refrigerante en el condensador. Se toma esta temperatura como referencia de forma análoga a como lo hacen las secadoras con bomba de calor desarrolladas por BSH, que miden en esta ubicación porque anomalías en la temperatura en este punto del circuito pueden indicar anomalías en el funcionamiento del sistema relacionadas con el flujo de aire y con la carga de refrigerante, y también por la facilidad de colocar físicamente un sensor en este punto.

El control de ambos componentes es de tipo todo o nada, es decir, un valor booleano, y la regulación se hace a partir de valores de temperaturas. El estado de activación del ventilador adicional hace que varíen las condiciones de trabajo de varios componentes del equipo, que reciben información del estado del ventilador adicional.

Estos componentes son el modelo del ciclo de compresión de vapor, la envolvente del aparato, la base de la secadora y el ventilador adicional.

El sistema de control utiliza tres valores de temperatura como parámetros de control: temperatura de encendido del ventilador, temperatura de parada del ventilador y temperatura de parada del compresor.

El algoritmo de funcionamiento del control actúa del siguiente modo: tras el inicio del ciclo, el sistema se va calentando, aumentando la temperatura del refrigerante a la salida del condensador. En un momento dado, se alcanzará la temperatura de encendido del ventilador adicional. En este momento, el sistema de control activa el ventilador adicional, que en condiciones normales hace que las temperaturas de trabajo del equipo comiencen a descender. La temperatura del refrigerante a la salida del condensador descenderá hasta la siguiente consigna, temperatura de parada del ventilador adicional. Momento en el que el sistema de control desactivará el ventilador adicional y las temperaturas del sistema retomarán la tendencia ascendente, pasado un rato, la temperatura controlada volverá a ser la de encendido del ventilador adicional y el sistema de control volverá a dar orden de encendido del ventilador adicional. Este comportamiento cíclico del control de la secadora se produce como “ciclado del ventilador adicional” y es característico del funcionamiento en la fase estable de varios modelos de secadora.

En ciertas condiciones, se da el caso de que, tras la llegada a la temperatura de activación del ventilador adicional, y la activación de este por el sistema de control, no se invirtiera la tendencia creciente de la temperatura, de forma que ésta continuase aumentando. Para evitar sobrecalentamientos del sistema y proteger los componentes, el sistema de control parará el compresor cuando la temperatura del refrigerante a la salida del condensador supere el valor de la consigna “temperatura de parada del compresor”. Esta condición se da en situaciones en las que la temperatura exterior es elevada o casos de obstrucción del ventilador adicional.

2.3.13.Registro de parámetros

El registro de parámetros es un módulo que contiene todos los parámetros necesarios para el correcto funcionamiento del modelo. Es decir, incluye los parámetros de diseño de los componentes, los parámetros de ajuste del modelo, las variables necesarias para el funcionamiento del modelo y los parámetros de control del sistema.

Los parámetros están ordenados por componentes en el registro, de forma que cuando se tiene que modificar alguno sea fácil encontrarlo.

Para el uso de este registro de parámetros existen dos posibilidades, bien seleccionar en uno creado previamente para el modelo de secadora a simular, bien indicar al programa que lo lea de un archivo de texto en una ubicación determinada.

Los parámetros incluidos en el registro son los siguientes.

Parámetros relativos al tambor:

- m_w _ini – Masa de agua inicial en la ropa.
- m_{Cl} – Masa de la ropa seca.
- h_{airA} – Coeficiente de convección ropa-aire multiplicado por área de la ropa.
- Cp_w – Calor específico del agua en la ropa.
- Cp_{Cl} – Calor específico de la ropa.

Parámetros del módulo de bomba de calor:

- $mapFolder$ – Ubicación de la carpeta que contiene los mapas de la unidad.
- $mapName$ – Nombre de archivo de los mapas.
- V_{step} – Salto en flujo de aire entre dos mapas.
- V_{mapn} – Caudal volumétrico en condiciones estándar del mapa n.

Parámetros del módulo de fugas:

- L_r – Tasa de fugas de aire.

Parámetros del aire ambiente:

- T_C – Temperatura ambiental en grados centígrados.
- p – Presión atmosférica.

- RH – Humedad relativa ambiental.

Parámetros del módulo del ventilador:

- A_f , B_f , C_f , D_f – Coeficientes de la correlación de caudal en función de presión.
- A_e , B_e , C_e – Coeficientes de la correlación de consumo eléctrico en función del caudal.

Parámetros del módulo ventilador adicional:

- $m_{\dot{}}$ – Flujo másico de aire impulsado.
- $m_{\dot{}}_{res}$ – Flujo másico de aire que circula cuando el ventilador está apagado.
- Pow_{adtFan} – Potencia eléctrica consumida por el ventilador adicional.
- k_{adj} , t_{adj} – Parámetros de ajuste para el suavizado del transitorio de encendido y apagado del ventilador.

Parámetros del módulo de la base:

- $E_{driveMot}$ – Consumo eléctrico del drive motor de la secadora.
- $driveMot_{eff}$ – Eficiencia del drive motor.
- L_{drum} – Longitud del tambor.
- D_{drum} – Diámetro del tambor.
- $Factor_{drum}$ – Factor de ajuste del coeficiente de convección entre el tambor y el aire en el interior de la secadora.
- $V_{air_{fan}}$ – Velocidad del aire impulsado por el ventilador adicional.
- $Cps_{F_{loss}}$ – Pérdidas al ambiente del compresor.
- $K_{exp_{HTC_{Base}}}$, $t_{smth_{adj_{Base}}}$ – Parámetros de ajuste para el suavizado del transitorio producido al cambiar convección natural a forzada en los ciclados encendido/apagado del ventilador adicional.

Parámetros del módulo de la envolvente:

- $Epsilon_{Chapa}$ – Emisividad del material de la envolvente para radiación.
- $Factor_{int}$ – Parámetro de ajuste para el coeficiente de convección interior.

- Factor_ext – Parámetro de ajuste para el coeficiente de convección exterior.
- Area_ext_housing – Área externa de la envolvente.
- Area_int_housing – Área interna de la envolvente.
- Mass_housing – Masa metálica de la envolvente.
- L_Plate – Longitud de la carcasa.
- Cp_housing – Calor específico del material de la envolvente.
- K_exp_HTC_Base, t_smth_adj_Base – Parámetros de ajuste para el suavizado del transitorio producido al cambiar convección natural a forzada en los ciclados encendido/apagado del ventilador adicional.

Parámetros relacionados con el módulo de control:

- TfanOn – Temperatura de encendido del ventilador adicional.
- TfanOff – Temperatura de apagado del ventilador adicional.
- TcompOff – Temperatura de apagado del compresor por seguridad.

Un ejemplo de registro de parámetros, correspondiente con el ajuste realizado en capítulos posteriores de la presente tesis, se puede encontrar en el anexo 2, página 141.

2.3.14. Espacio del modelo

El espacio del modelo es el módulo global que contiene al resto de los módulos seleccionados para formar el modelo. Es como una especie de continente que determina qué módulos componen el modelo y la relación entre estos.

Contiene las llamadas a los diferentes módulos desde la librería que compone el modelo y las conexiones entre los módulos seleccionados. También contiene información sobre el modo de representar gráficamente todas estas conexiones. Esta información se genera automáticamente al construir el modelo mediante la interfaz gráfica de Dymola, no obstante, el código es editable por si se precisa alguna modificación.

El espacio del modelo también incluye las sustituciones de los parámetros intrínsecos que vienen con cada componente por los que se encuentran en el registro de parámetros correspondiente.

También incluye las ecuaciones necesarias para el cálculo de los parámetros de caracterización del desempeño del sistema modelado en conjunto. Es decir, el cálculo del consumo energético para el secado y del tiempo de secado específicos.

El cálculo de la energía total consumida se realiza integrando el consumo instantáneo empleando el método de los trapecios, con pasos de tiempo de cinco segundos. Se ha determinado emplear este intervalo de integración tras comprobar que con intervalos más cortos no se gana en precisión a la hora del cálculo del consumo de energía total, mientras que el tiempo de cálculo se ve incrementado. Esto es así porque el consumo total de potencia del sistema modelado no presenta picos importantes, siendo sus variaciones normalmente lentas en el tiempo.

La finalización del ensayo es determinada cuando el contenido en agua de la ropa llega a cero, es decir, cuando se ha evaporado toda la masa de agua que se especifica que lleva la ropa en la definición de este parámetro.

2.4. Funciones

Los cálculos que lleva a cabo el modelo desarrollado se apoyan en funciones matemáticas que describen el comportamiento físico de algunos parámetros del sistema, o que determinan propiedades de alguno de los fluidos utilizados.

Estas funciones han sido programadas en lenguaje “Modelica” para poder utilizarlas directamente en el modelo programado, llamándolas directamente cuando es necesario desde el código en Modelica. A continuación, se enumeran las funciones programadas divididas en bloques relacionados con el tipo de función.

2.4.1. Propiedades del aire húmedo

El primer bloque de funciones corresponde al cálculo de las propiedades del aire húmedo. A efecto de cálculo de propiedades, se considera que la presión del aire en el interior de la base es muy cercana a la atmosférica, por tanto, para el cálculo de la mayoría de las propiedades sólo serán necesarios dos parámetros.

- Presión de saturación del vapor de agua. P_ws_T

Esta función utiliza la formulación publicada por Hyland y Wexler en 1983⁴⁴ para obtener la presión de saturación del vapor de agua en función de la temperatura. La formulación está dividida en dos partes, una para intervalo de temperaturas desde -100 a 0°C y la otra para en intervalo de 0 a 200°C, habiéndose programado únicamente la segunda parte en este modelo ya que esta engloba el rango de temperaturas de aire en las que va a trabajar el modelo.

La función tiene como parámetros de entrada la temperatura (K), y proporciona la presión de saturación (Pa).

$$\ln p_{ws} = \frac{C_8}{T} + C_9 + C_{10} \cdot T + C_{11} \cdot T^2 + C_{12} \cdot T^3 + C_{13} \cdot \ln T \quad (52)$$

Donde:

$$C_8 = -5.8002206 \cdot 10^3$$

$$C_9 = 1.3914993$$

$$C_{10} = -4.8640239 \cdot 10^{-2}$$

$$C_{11} = 4.1764768 \cdot 10^{-5}$$

$$C_{12} = -1.4452093 \cdot 10^{-8}$$

$$C_{13} = 6.5459673$$

- Humedad específica de saturación. Wsaturation_pT

Esta función proporciona la humedad específica de saturación del aire húmedo a una temperatura y presión dadas.

Tiene como parámetros de entrada la presión atmosférica (Pa) y la temperatura (K), proporciona la humedad específica de saturación (kg_{agua}/kg_{AS}).

$$W_s = \frac{mm.w}{mm.da} \cdot \frac{p_{ws}}{p - p_{ws}} \quad (53)$$

Correspondiendo los valores de $mm.w$ y $mm.da$ a las masas moleculares del agua (18.015268 g/mol) y del aire seco (28.966 g/mol).

- Grado de saturación. DegreeOfSaturation_pTW

Se define grado de saturación (μ) como la relación entre la humedad específica y la humedad específica de saturación para el aire húmedo a una presión, temperatura y humedad específica determinadas.

La función tiene como parámetros de entrada la presión (Pa), la temperatura (K) y la humedad específica (kg_{agua}/kg_{AS}) y proporciona el grado de saturación (adimensional).

$$\mu = \frac{W}{W_s} \Big|_{T,p} \quad (54)$$

- Humedad relativa. RelativeHumidity_pTW

Esta función proporciona la humedad relativa del aire húmedo a una temperatura, presión y humedad específica determinadas.

Utiliza como parámetros de entrada la presión (Pa), la temperatura (K) y la humedad específica (kg_{agua}/kg_{AS}) y proporciona la humedad relativa en tanto por uno.

$$RH = \frac{\mu}{1 - (1 - \mu) \cdot \frac{p_{ws}}{p}} \quad (55)$$

- Humedad específica. HumidityRatio_pTphi

Esta función proporciona la humedad específica del aire húmedo a una presión, temperatura y humedad relativa determinadas.

Los parámetros de entrada a la función son la presión (Pa), la temperatura (K) y la humedad relativa en tanto por uno. El parámetro de salida de la función es la humedad específica (kg_{agua}/kg_{AS}).

$$W = \frac{mm.w}{mm.da} \cdot \frac{p_w}{p - p_w} \quad (56)$$

Para el cálculo emplea los valores de masa molecular del agua y del aire seco, y la presión parcial del vapor de agua en el aire húmedo. Para calcular la presión parcial del vapor de agua en el aire húmedo, se emplea la definición de humedad relativa:

$$RH = \frac{p_w}{p_{ws}} \Big|_{T,p} \quad (57)$$

- Entalpía en función de temperatura y humedad específica. h_tW

Esta función calcula la entalpía del aire húmedo (kJ/kg_{AS}) a presión atmosférica tomando como parámetros de entrada la temperatura (°C) y humedad específica (kg_{agua}/kg_{AS}) determinadas.

Utiliza como condiciones de referencia 0°C, 1 atm y agua líquida, y considera la entalpía del aire húmedo como la suma de las entalpías del aire seco y el vapor de agua que componen la mezcla.

La entalpía del aire seco es calculada considerando un calor específico igual 1.006 kJ/(kg·K). La entalpía del vapor de agua se calcula considerando una entalpía de cambio de fase igual a 2501 kJ/kg y un calor específico igual a 1.86 kJ/(kg·K). Los valores de calor específico se consideran constantes con la variación de temperatura, esta aproximación se puede considerar válida para los valores de temperatura en los que trabaja el modelo.

$$h = 1.006 \cdot t + W \cdot (2501 + 1.86 \cdot t) \quad (58)$$

- Temperatura. t_hW

Esta función calcula la temperatura del aire húmedo a presión atmosférica en función de la entalpía y de la humedad específica. Utiliza el mismo enfoque y aproximaciones que la función anterior (h_tW).

Como parámetros de entrada utiliza la entalpía (kJ/kg_{AS}) y la humedad específica (kg_{agua}/kg_{AS}), como salida obtiene la temperatura (°C).

$$t = \frac{h - 2501 \cdot W}{1.006 + 1.86 \cdot W} \quad (59)$$

- Densidad. Density_pTW

Esta función calcula la densidad del aire húmedo (kg/m^3) en función de la presión (Pa), temperatura (K) y humedad específica ($\text{kg}_{\text{agua}}/\text{kg}_{\text{AS}}$).

$$\rho = \frac{p}{R_{\text{AS}} \cdot T \cdot (1 + (1.607858) \cdot W)} \quad (60)$$

Utiliza el valor $R_{\text{AS}}=287.042 \text{ J}/(\text{kg}_{\text{AS}}\cdot\text{K})$ para la constante del aire seco.

- Difusividad térmica. ThermalDiffusivity_T

Obtiene la difusividad térmica del aire (m^2/s) a partir de la temperatura (K).

Esta función utiliza una regresión polinómica obtenida desde datos calculados utilizando REFPROP 9.1⁴⁵. Se ha comprobado que, al utilizar este ajuste polinómico, el error cometido para un rango de temperaturas desde -10 hasta 145°C es menor al 0.07%.

$$\alpha = A + B \cdot T + C \cdot T^2 \quad (61)$$

Donde:

$$A = -5.27295541 \cdot 10^{-6}$$

$$B = 4.73795819 \cdot 10^{-8}$$

$$C = 1.44616109 \cdot 10^{-10}$$

- Difusividad másica. MassDiffusivity_T

Esta función computa la difusividad másica de la mezcla aire - vapor de agua en función de la temperatura. Para efectuar el cálculo utiliza la correlación obtenida por Marrero y Mason en 1972⁴³.

La función tiene la temperatura (K) como parámetro de entrada, obteniendo como parámetro de salida la difusividad másica (m^2/s).

$$D_{H_2O-Air} = 1.87 \cdot 10^{-10} \cdot \frac{T^{2.072}}{p} \quad (62)$$

La presión no se emplea como parámetro de entrada a la función, sino que se considera constante e igual a la presión atmosférica estándar, 101325 Pa.

- Calor específico del aire. CpAir_T

Esta función calcula el calor específico del aire (kJ/(kg·K)) en función de la temperatura (K) a presión atmosférica estándar.

Igual que en el cálculo de la difusividad térmica, se utiliza una regresión polinómica, ajustando datos obtenidos desde REFPROP 9.1. Al emplear esta regresión, se obtiene un error menor al 0.07% para un rango de temperaturas que va desde -10 hasta 145°C.

$$c_p = A + B \cdot T + C \cdot T^2 \quad (63)$$

Donde:

$$A = 1.00593796$$

$$B = 1.41791005 \cdot 10^{-5}$$

$$C = 4.12994141 \cdot 10^{-7}$$

Las propiedades de aire húmedo programadas en el modelo están basadas en formulación propuestas por ASHRAE⁴⁶ para cálculo de propiedades del aire húmedo. Las propiedades de saturación del vapor de agua están basadas en la formulación de Hyland y Wexler⁴⁴, que en el rango de temperaturas en que se van a emplear tienen un margen de error inferior a 300 partes por millón.

2.4.2. Coeficientes de convección

El segundo bloque de funciones programadas en Modelica corresponde al cálculo del coeficiente de convección que se usará para modelar la transferencia de energía entre la parte externa del tambor y el ambiente interior de la secadora, y entre la chapa que forma la envolvente del aparato con el aire del exterior y el ambiente interior de la secadora.

- Coeficiente de convección forzada. `h_conv_forz`

Esta función devuelve el coeficiente de convección forzada ($W/(m^2 \cdot K)$) sobre una placa plana. Utiliza como parámetros de entrada: la velocidad del aire (m/s), la longitud de la placa (m), la temperatura ambiental (K), la temperatura superficial de la placa (K), la presión ambiental (Pa) y la humedad específica del aire (kg_{agua}/kg_{AS}).

Para el cálculo del coeficiente de convección forzada se han utilizado las correlaciones para flujo laminar y flujo turbulento propuestas por Incropera⁴² para una placa plana. Para el cálculo de las propiedades del aire húmedo, se utilizan las funciones programadas durante el desarrollo de este modelo, con este propósito en Modelica.

En el caso de existir flujo laminar ($Re < 5 \cdot 10^5$), la correlación empleada es:

$$\overline{Nu}_x = 0.664 \cdot Re_x^{\frac{1}{2}} \cdot Pr^{\frac{1}{3}} \quad (64)$$

Si a lo largo de la placa, se produce flujo turbulento ($Re > 5 \cdot 10^5$), la correlación empleada es:

$$\overline{Nu}_L = \left(0.037 \cdot Re_L^{\frac{4}{5}} - 871 \right) \cdot Pr^{\frac{1}{3}} \quad (65)$$

Las definiciones de los números de Reynolds y Nusselt, empleados en estas correlaciones son:

$$Re_L = \frac{\rho \cdot u_{\infty} \cdot L}{\mu} \quad (66)$$

$$Nu_L = \frac{h \cdot L}{k} \quad (67)$$

- Coeficiente de convección natural. `h_conv_nat`

Esta función devuelve el coeficiente de convección natural ($W/(m^2 \cdot K)$) sobre una placa plana vertical a partir de los siguientes parámetros de entrada: longitud de la placa (m), temperatura

ambiental (K), temperatura superficial de la placa (K), presión ambiental (Pa) y humedad específica del aire ($\text{kg}_{\text{agua}}/\text{kg}_{\text{AS}}$).

El cálculo del coeficiente de convección se realiza empleando las correlaciones propuestas por Incropera⁴² en el caso de convección natural en una placa plana vertical. Para el cálculo de las propiedades del aire húmedo se utilizan las funciones programadas durante el desarrollo de este software, con este propósito en Modelica.

Si el número de Rayleigh (producto del número de Grashof por el de Prandtl) está comprendido entre 10^4 y 10^9 ($10^4 < Ra < 10^9$), habrá flujo laminar y la correlación empleada para la obtención del número de Nusselt será:

$$\overline{Nu}_L = 0.59 \cdot (Gr_L \cdot Pr)^{1/4} \quad (68)$$

En caso de que el número de Rayleigh sea mayor que 10^9 , habrá flujo turbulento y la correlación empleada será:

$$\overline{Nu}_L = 0.10 \cdot (Gr_L \cdot Pr)^{1/3} \quad (69)$$

Correlación válida siempre que ($10^9 < Ra < 10^{13}$).

2.5. Unidades y constantes

El lenguaje de programación Modelica permite asignar unidades a las variables modeladas. Estas definiciones de unidades se asignan en la declaración de cada variable y definen la unidad en que está expresada dicha variable y la unidad predeterminada para mostrar en pantalla por el software.

La librería estándar del lenguaje Modelica cuenta con una librería de unidades en el sistema internacional que puede ser usada en cualquier código desarrollado, sin embargo, para crear un código lo más independiente posible de librerías externas y lo más adaptado posible a las unidades empleadas en el contexto del proyecto de investigación en que ha sido desarrollado, se ha optado por crear de forma independiente un registro con todas las unidades empleadas.

De igual forma que con las unidades, existe en la librería estándar de Modelica una librería de constantes físicas usables en cualquier código

desarrollado usando este lenguaje. Y, al igual que con las unidades, se han programado independientemente, incluyéndolas en el código del modelo para así hacerlo más independiente y robusto. Además, de esta forma, estas constantes se pueden obtener de unas referencias coherentes con el resto de las empleadas en el desarrollo del modelo.

Las unidades y constantes definidas en código de Modelica se pueden encontrar en el anexo 1, página 137 de este documento.

2.6. Estadísticas de compilación

Tras programar el modelo desarrollado en Modelica, en el entorno Dymola, las estadísticas de compilación son las siguientes.

- El sistema de ecuaciones diferenciales algebraicas a resolver tiene 973 incógnitas y 973 ecuaciones.
- El modelo original tiene 1951 variables.
- De las cuales hay 1 constante y 1021 parámetros.
- Hay 929 incógnitas que suponen 973 escalares a resolver.
- 3 variables escalares de cálculo diferencial.
- Hay programadas 881 ecuaciones, de las que 550 son no triviales.

El paso de tiempo configurado en el resolvidor es de 0.5s, los resultados generados tendrán este salto de tiempo entre valores. Se considera un valor adecuado teniendo en cuenta el gran número de variables en los ficheros generados, y que el método de integración empleado para, por ejemplo, el cálculo de la energía total consumida es sensible al paso de tiempo.

Con estos parámetros, el fichero de texto (.CSV) generado como resultado de cada simulación tiene un tamaño que oscila entre los 60MB y los 100MB, en función del tiempo de secado.

El tiempo de simulación de un caso típico (el caso utilizado en el apartado 4.2 - Validación del modelo), contando con el tiempo de inicialización más el tiempo de integración es de unos 12 segundos. Si se tiene en cuenta el tiempo de compilación del código que realiza Dymola la primera vez que se efectúa una simulación, el tiempo total de simulación asciende a unos 18 segundos.

A pesar de que el tiempo no es limitante, no se considera usar un paso de tiempo más corto en el resolovedor porque no mejora la precisión de los cálculos, pero los archivos generados se harían demasiado grandes, dificultando su procesado.

Estos resultados se han calculado con la versión 2019FD012019-FD01 64Bits de Dymola, usando un PC portátil con procesador Intel I7-7500U y 8GB de RAM, sobre Windows 10 Enterprise Versión 1903.

Capítulo 3

Montaje experimental

3. Montaje experimental

Para el desarrollo de la presente tesis, se hace necesario obtener datos experimentales para comprender el funcionamiento del circuito y para obtener información necesaria para el ajuste del modelo. En este capítulo se explica la fase experimental llevada a cabo a este fin.

3.1. Caracterización de secadoras de ropa

Los ensayos realizados para el ajuste y validación de los parámetros generales del modelo desarrollado en la presente tesis se han llevado a cabo en el laboratorio del área térmica del Instituto Universitario de Investigación de Ingeniería Energética de la Universitat Politècnica de València.

Estos ensayos se realizan según la norma UNE-EN 61121 de métodos de medición para la aptitud a la función de secadoras de ropa de tambor. No obstante, se miden más parámetros en estos experimentos que los indicados por la normativa, ya que para el uso que se les dará a los resultados de los ensayos, es necesario conocer más variables.

Los parámetros fundamentales que se busca conocer a partir de ensayos de caracterización son el consumo específico de energía, en kilovatios hora por kilogramo de ropa secada y el tiempo específico de secado, en minutos por kilogramo de ropa secada. Pero también se registran parámetros adicionales, como temperaturas del aire y refrigerante, humedad relativa del aire o presión del refrigerante.

3.1.1. Descripción del banco de ensayos

El banco de ensayos empleado en la realización de la presente tesis se puso en marcha en 2010 con objetivo de caracterizar secadoras de ropa para asistir al predesarrollo de nuevos productos, ensayando nuevas tecnologías o avances en el diseño del circuito de frío de secadoras de ropa, y desde entonces se han realizado en él más de 1300 ensayos de caracterización de diferentes prototipos.

Los ensayos de caracterización de secadoras de ropa se llevan a cabo en el interior de una cámara climática para mantener las condiciones ambientales dentro de los parámetros designados en la normativa.

3.1.1.1. Cámara climática

La cámara climática en la que se llevan a cabo los ensayos es una cámara cerrada, con una superficie interna libre de 12 m², en la que se mantienen controladas las condiciones de temperatura y humedad relativa ambientales.



Fig. 20 - Cámara climática empleada

Dispone de un sistema de acondicionamiento del aire interior capaz de mantener la temperatura una temperatura de consigna seleccionada dentro de un rango de 15 a 40°C, con una oscilación máxima de $\pm 1^\circ\text{C}$, y la humedad relativa dentro de un rango de 45 a 80%, con una variabilidad del 5%.

El sistema de acondicionamiento dispone de un conjunto de dispositivos laminadores de aire para hacer que la corriente saliente de aire sea lo más uniforme posible, limitando la turbulencia del aire en las cercanías de los equipos a caracterizar.

El control de los parámetros ambientales se realiza mediante un controlador Siemens Polygyr RWX62. Para el control de temperatura ambiental actúa sobre una válvula de tres vías que regula el paso de agua fría a un intercambiador de tubos y aletas, mientras que, para el control de humedad relativa, actúa sobre un deshumidificador independiente, mediante un control tipo todo/nada.

El caudal de aire tratado por el sistema de acondicionamiento se puede variar manualmente actuando sobre el variador de frecuencia

que alimenta el motor del ventilador. Habitualmente, dadas las bajas cargas que ha de vencer el sistema de acondicionamiento, se emplea la velocidad mínima posible del ventilador.

En el interior de la cámara climática se dispone de tomas de agua, desagüe y enchufes eléctricos para conectar los equipos auxiliares. También se dispone de las conexiones eléctricas desde el sistema de monitorización de parámetros eléctricos y de un pasamuros para el cableado del sistema de adquisición de datos.

Con el objeto de acondicionar las cargas de ropa de ensayo antes de los ensayos de secado, en el interior de la cámara climática hay instalada una lavadora doméstica capaz de lavar 10kg de ropa, con velocidad de centrifugado seleccionable para adecuar la humedad remanente en la ropa a la requerida para los ensayos.

3.1.1.2. Sistema de adquisición de datos

El sistema de adquisición de datos se encarga de registrar los parámetros medidos durante los ensayos. Está compuesto por los distintos sensores que transforman una magnitud física en una señal eléctrica, por el conversor de esa señal eléctrica en información digital, y por el ordenador que procesa, muestra y almacena esta señal digital.

Los sensores empleados para la medida de los diferentes parámetros se especifican en un apartado posterior de este mismo capítulo, donde se explica la magnitud medida, y se analiza la incertidumbre asociada a cada medida.



Fig. 21 - Agilent 34972A

La transformación de las señales eléctricas provenientes de los sensores en información digital interpretable por el ordenador la realiza un equipo de adquisición de datos Agilent 34972A, equipado con tres tarjetas multiplexoras de 20 canales 34901A. Este conjunto es

capaz de adquirir hasta 60 canales de señales de tensión, resistencia o temperatura, y hasta 6 señales de intensidad.

Las características de precisión en la medida de este equipo se tienen en cuenta a la hora de calcular la incertidumbre asociada a la medida de cada una de las magnitudes.

El ordenador empleado para el tratamiento y almacenamiento de datos es un pc estándar, con Windows 10 como sistema operativo y que realiza la adquisición de datos utilizando el software “*Bench Link Data Logger 3*”, de Agilent. El resultado de los ensayos se almacena como un fichero de valores separados por comas (.CSV), y el tratamiento de los datos se lleva a cabo con la hoja de cálculo “*Microsoft Excel*”.

3.1.2. Procedimiento de ensayo

El procedimiento de ensayos de caracterización de secadoras de ropa que se va a emplear para el ajuste y validación del modelo desarrollado en la presente tesis se realiza de acuerdo con el capítulo 8 de la norma UNE-EN 61121. A continuación, se van a describir los pasos seguidos para esta caracterización.

En primer lugar, se comprueba que las condiciones ambientales en la cámara climática sean las adecuadas para el ensayo a realizar, y que la secadora esté a temperatura ambiental. Si hace más de 36 horas de la realización del último ensayo, se tiene que realizar un ensayo de acondicionamiento de la secadora. Tras estas comprobaciones, se realiza el procedimiento de ensayo estándar según está indicado en la figura (Fig. 22).



Fig. 22 - Procedimiento de ensayo estándar

- Humedecimiento de la ropa. Se lleva a cabo un ciclo de aclarado + centrifugado a la ropa de ensayo para conseguir un reparto homogéneo del agua añadida y unas condiciones iniciales de la ropa similares a las que tendría en un uso doméstico.

- Pesaje de la carga. Se pesa la carga y se determina el contenido de agua, si es inferior al 60%, se añade agua hasta llegar a este valor. Si es superior, se ha de llevar a cabo un ciclo de centrifugado para reducirlo. Una vez se ha ajustado el contenido de agua inicial al 60%, se anota el valor del peso inicial.
- Inicio del ciclo de secado. Se introduce la ropa en la secadora, se inicia el registro de datos de ensayo y se inicia el ciclo de secado. Esto debe realizarse no después de 5 minutos desde el pesaje.
- Ciclo de secado. La adquisición de datos y el mantenimiento de las condiciones ambientales debe continuar a lo largo de todo el ciclo de secado, el control automático del prototipo determina la duración del ciclo.
- Pesaje final. Tras finalizar el ciclo de secado, se para el sistema de adquisición de datos y se almacena el registro de datos obtenido. Se anota el valor del peso de la ropa tras el secado. También se pesa el agua recogida en el contenedor de agua condensada.

Una vez acabado el ensayo, se procesa la información generada, generando un fichero de hoja de cálculo donde se recogen los datos adquiridos, los datos relativos al prototipo ensayado, los relativos a la configuración del ensayo, y finalmente se calculan los parámetros de caracterización de la secadora resultado del ensayo, es decir, consumo específico de energía y tiempo específico de secado.

3.1.3. Prototipo ensayado

El prototipo ensayado para la caracterización es una secadora de ropa con bomba de calor, marca comercial Siemens, modelo Avantgarde I-sensoric WT47U640, código interno de BSH T27SC1R.



Fig. 23 - Siemens WT47U640

El modelo tomado como base para los ensayos de ajuste y validación del modelo está basado en la configuración T27SC1R de BSH, que es la base empleada en las secadoras con mejor rendimiento actualmente en el mercado estando equipada la bomba de calor con un compresor de velocidad fija. La clasificación energética de este modelo según etiquetado europeo es A+++, la máxima posible.

El refrigerante empleado por el sistema es propano (R290), utilizando una carga de 150g. El compresor es un compresor hermético de tipo rotativo, con motor AC, marca Rechi – 39Q103H, con un desplazamiento de 8.1cm^3 , y con velocidad de giro nominal igual a 2900rpm. Utiliza intercambiadores de calor de tipo tubo expandido y aletas, evaporador con un total de 20 tubos de cobre (4Rx5T), de 7mm de diámetro y aletas planas de aluminio; condensador con un total de 49 tubos de cobre (7Rx7T), de 5mm de diámetro y aletas planas de aluminio. El motor principal de la secadora, que mueve el tambor y el ventilador es de tipo BLDC. El sistema de expansión es un tubo capilar con un diámetro de 1.1mm y una longitud aproximada de 700mm.

La bomba de calor que equipa este modelo de secadora está diseñada según el conocimiento protegido en la patente⁴⁷ "Heat pump for a household appliance" WO2015068092 (A1), patente desarrollada bajo el contrato de colaboración en que se engloba el desarrollo de la

presente tesis, de la que son coinventores el autor y el director, junto con investigadores del equipo de BSH Electrodomésticos España.

Las modificaciones efectuadas al prototipo son las necesarias para la instalación de los distintos sensores para la adquisición de datos, y las necesarias para la instalación de un punto de carga y descarga del refrigerante en el sistema, para permitir realizar variaciones en la cantidad de refrigerante utilizado.

3.1.4. Parámetros medidos

La información que se obtiene en los ensayos realizados queda recogida en forma de parámetros que se utilizan para conocer las condiciones en las que están trabajando los componentes del sistema. Para que esta información sea útil y se pueda usar para comparar entre sistemas caracterizados en otros laboratorios, se deberá conocer la incertidumbre en las medidas.

A continuación, se exponen los parámetros medidos en laboratorio, incluyendo las especificaciones de incertidumbre asociada a estas medidas.

3.1.4.1. *Temperatura*

Para caracterizar el funcionamiento del sistema, es necesario conocer la temperatura del refrigerante en los distintos puntos del circuito, y del aire en los puntos a la entrada del tambor, a la salida del tambor y en el punto intermedio entre el evaporador y el condensador. También se realizan mediciones de temperatura en puntos auxiliares como el ambiente interno del equipo, que servirán como ayuda para el ajuste del modelo.

Para la medición de temperaturas se emplean termopares tipo T. Se emplea este tipo de sensor porque es apto para el rango de temperaturas esperadas, y proporciona una incertidumbre adecuada para el uso que se va a hacer de la medida de temperatura.

En el caso de la medida de temperatura del refrigerante, el termopar se instala sobre la superficie exterior del tubo, añadiendo aislante térmico en la parte que da al ambiente, para asegurar que la temperatura medida por el termopar es prácticamente igual a la temperatura de la cara interna del tubo. Esta forma de medir

temperatura del refrigerante es aceptable para la aplicación empleada, si bien se sabe que la incertidumbre al emplear este método se ve incrementada, sobre todo en los casos en los que el flujo en el interior de la tubería está en estado bifásico. En otros ensayos (fuera del ámbito de la presente tesis) en los que ha sido necesario una mejor caracterización de la temperatura del refrigerante en determinados puntos, se han empleado RTDs tipo Pt100 instalados en el seno del refrigerante mediante pasamuros.



Fig. 24 - Sonda de temperatura en el canal de aire (salida del ventilador)

En el caso de la medida de temperatura del aire, el sensor se coloca directamente en el seno de la corriente de aire a medir, obteniendo de esta forma un valor de la temperatura del aire en ese punto. El flujo turbulento en los puntos de medida asegura que la temperatura medida es representativa de la temperatura media del aire en el canal. No se consideran efectos de radiación sobre los sensores, ya que el campo radiante que rodea a cada sensor está prácticamente a la misma temperatura que el aire medido.

Con la configuración de adquisición de datos empleada, la incertidumbre asociada en la medida de temperatura es de $\pm 1.5^{\circ}\text{C}$.

3.1.4.2. Presión

La presión del refrigerante se mide en diferentes puntos del circuito para conocer las condiciones de trabajo del compresor, las temperaturas de saturación del refrigerante, y la pérdida de carga en los diferentes elementos del circuito.



Fig. 25 - Sistema de medida de presión instalado

Para la medida de presión del refrigerante se emplean dos transductores de presión absoluta Emerson-Rosemount 3051, con sensor de tipo piezo-resistivo, tecnología coplanar y compensación de las variaciones de temperatura.

La caída de presión en intercambiadores se mide con transductor de presión diferencial Emerson-Rosemount 2088.

Considerando la expansión del error debido a: el error de trazabilidad en la calibración, la incertidumbre del equipo de adquisición, y las especificaciones del sensor, la incertidumbre asociada a la medida de presión absoluta es de ± 0.034 bar, mientras que la asociada a la medida de diferencias de presión es de ± 0.004 bar.

3.1.4.3. Humedad relativa

Para la caracterización de los cambios en las propiedades del aire húmedo que ocurren en el tambor y en los intercambiadores de la bomba de calor, se emplean dos transmisores de humedad relativa, marca Vaisala HMT333.

Estos transmisores, usan sondas “Humicap” con tecnología de tecnología de medición de humedad capacitiva de lámina fina. Siendo una de las mejores referencias en el mercado para este tipo de mediciones.



Fig. 26 - Sonda de humedad instalada a la salida del condensador

Los sensores de humedad se han colocado en el flujo de aire a la salida del tambor, y a la salida del ventilador, midiendo el aire tras el condensador. Se han seleccionado los puntos de medida donde los parámetros son más adecuados para conservar las mejores especificaciones de precisión de los transmisores: se ha instalado el sensor de humedad relativa tras la salida del condensador en lugar de tras la salida del evaporador, que es el dispositivo donde el aire pierde humedad. Esto es porque a la salida del evaporador el aire está cercano a la saturación, haciéndose desaconsejable el uso de este tipo de sensores para estas condiciones. Reduciéndose en todo caso la precisión de la medida.

Teniendo en cuenta la configuración de la cadena de medida empleada para la determinación de la humedad relativa, se tiene una incertidumbre en la medida de este parámetro de $\pm 1.3\%$ de humedad relativa.

3.1.4.4. Peso

La medida de peso se utiliza para dos cometidos distintos en la realización de los ensayos, por una parte, se utiliza para conocer el peso inicial y final de la carga de ropa de ensayo y el peso de agua recogida en el cajón de condensado; por otro lado, se pesa el agua condensada desde el aire de proceso en el evaporador para conocer el flujo másico de condensado. Estas dos mediciones se realizan con diferentes básculas, por lo que se tratarán como mediciones independientes en este apartado.

- Peso de ropa de ensayo y agua recogida.

Para el pesaje de la ropa de ensayo y agua recogida se emplea una báscula Kern con un fondo de escala de 30Kg y una resolución de 1g, las especificaciones de incertidumbre de esta báscula son de $\pm 10g$.

- Peso de agua condensada desde el evaporador.

El pesaje del agua condensada desde el evaporador se lleva a cabo con una báscula Kern con fondo de escala de 12kg conectada al pc del laboratorio mediante protocolo RS-232. Las especificaciones de incertidumbre en la medida de esta báscula son de $\pm 2g$.

3.1.4.5. Parámetros eléctricos

Los parámetros relativos a la red eléctrica de alimentación a la secadora son registrados para conocer tanto el consumo de energía del dispositivo, como la tensión de alimentación, que tiene que entrar dentro de un margen previsto por la normativa.

El equipo de medición de parámetros eléctricos empleado es un analizador de redes marca Sineax DME442. Para convertir la intensidad eléctrica del sistema a medir en valores medibles por el analizador de redes, se emplean transformadores de intensidad para medida, de alta precisión marca Artech.

Los parámetros monitorizados por el sistema de adquisición de datos son tres: tensión de alimentación, intensidad de línea y potencia activa consumida.

Con la configuración del equipo de medida empleada, la especificación de incertidumbre en la medida de potencia activa es de $\pm 83.59W$.

3.1.4.6. Tiempo de secado

El tiempo de secado es un parámetro fundamental para la obtención de los parámetros característicos de rendimiento de la secadora. Se utiliza este valor para el cálculo del tiempo específico de secado.

Durante la realización de los ensayos, el tiempo transcurrido queda reflejado en el fichero generado por el sistema de adquisición de datos. Estando configurado el sistema de adquisición en un intervalo de escaneo de 10 segundos, queda por tanto reflejada la duración del ciclo de secado con una incertidumbre de $\pm 5s$.

Existe cierta variabilidad en la humedad remanente en la ropa entre distintos ensayos, debida a la incertidumbre en el sistema automático de determinación del momento de acabado del ciclo de secado, que para el proceso cuando detecta que la humedad remanente en la ropa es la adecuada. Esta variabilidad hace que, para poder comparar el tiempo de secado entre distintos ensayos, haya que corregir el tiempo de secado en función de la cantidad de agua quitada a la ropa.

Esta corrección se hace de acuerdo con la siguiente ecuación (70), y depende del contenido de agua inicial y final y del peso de la ropa seca.

$$t_{corr} = t_{real} \cdot \frac{\Delta hum_{ideal}}{hum_{ini} - hum_{fin}} \cdot \frac{m_{ropa,ideal}}{m_{ropa}} \quad (70)$$

Donde Δhum_{ideal} corresponde con la diferencia de contenido de agua en la ropa ideal entre el inicio y final de un ciclo de secado, siendo este valor de 60% y hum_{ini} y hum_{fin} corresponden con el contenido de agua de la ropa inicial y final reales del ensayo. $m_{ropa,ideal}$ es el peso de ropa ideal de la carga de ensayos (7, 8 o 9kg, habitualmente) y m_{ropa} es el peso real de la ropa seca.

3.1.5. Parámetros calculados

A partir de la información recogida en los ensayos mediante los parámetros medidos, se calculan los parámetros fundamentales de caracterización del desempeño de secadoras de ropa.

3.1.5.1. Tiempo de secado

El tiempo específico de secado indica el tiempo que tarda la secadora en secar cada kilogramo de ropa. Para hacerlo comparable entre ensayos, se emplea para este cálculo el tiempo corregido explicado anteriormente.

$$t_{secado} = \frac{t_{corr}}{m_{ropa,ideal}} \quad (71)$$

El parámetro característico de bomba de calor más relacionado con este sería el flujo de condensado en el evaporador.

3.1.5.2. Consumo energético

El consumo energético específico indica cuánta energía, en kWh se necesita para secar cada kilogramo de ropa.

$$e_{\text{secado}} = \frac{E_{\text{ensayo}}}{m_{\text{ropa,ideal}}} \quad (72)$$

Es el parámetro de rendimiento de la secadora más relacionado con el COP de una bomba de calor, no obstante, no guarda relación directa con este, pudiendo ser la configuración del sistema que menor consumo específico de energía tenga distinta de la que mejor COP en bomba de calor muestre.

El cálculo del consumo de energía total se realiza a partir de la medida de consumo de potencia activa del equipo, integrando este valor en el tiempo de ensayo mediante el método de los trapecios.

3.1.6. Ensayos realizados

Se ha llevado a cabo una campaña experimental para tener una biblioteca de información con la que validar los resultados del modelo creado en la presente tesis.

El objetivo de la campaña experimental llevada a cabo fue generar información en distintos puntos de trabajo del sistema modificando lo menos posible el prototipo desde las condiciones en las que se podría encontrar este modelo de secadora en el mercado, para así tener información lo más cercana posible al funcionamiento de una muestra de producción en serie.

Teniendo esto en cuenta, la única variación realizada en el sistema durante la serie de ensayos es la carga de refrigerante, de este modo, también se obtiene un análisis sobre la sensibilidad del sistema a la variación de la carga de refrigerante.

A este efecto se llevó a cabo una batería de ensayos consistente en un barrido de carga de refrigerante desde 95g hasta 205g, con un salto de 10g entre ensayos, repitiendo cada configuración dos veces como mínimo para obtener un promedio de los valores obtenidos. También se repitieron varios ensayos tras otro proceso de carga de refrigerante para eliminar incertidumbres en cuanto a la cantidad de refrigerante

en el sistema, así como varias repeticiones con distintos juegos de carga de ropa para eliminar la variabilidad que produce el desgaste de la ropa de ensayo.

Todo esto dio lugar a una campaña experimental compuesta por 53 ensayos que se llevó a cabo en el laboratorio del área térmica del IUIIE entre febrero y mayo de 2018.

3.2. Caracterización del circuito de aire

Se ha llevado a cabo una campaña experimental para caracterizar el comportamiento del circuito de aire de la secadora con respecto a las infiltraciones o fugas de aire entre el circuito cerrado y el exterior. El objetivo de la campaña fue determinar dónde se producían fugas y cuantificar este parámetro de forma objetiva.

Para ello se desarrolló un método⁴⁸ cuyo parámetro resultante era el área equivalente de fugas. Un método similar fue empleado por Fisk⁴⁹ para la caracterización de conductos en edificios, o por Bansal³⁵ para la caracterización en secadoras, no obstante se modificaron estos métodos para incluir la posible variación del área de fugas producida con la presión, realizando los ensayos a diferentes presiones de aire.

3.2.1. Descripción del banco de ensayos

El banco de ensayos empleado para la realización de esta campaña experimental es un banco de medida de caudal estacionario de aire de gran precisión. El método de medida de caudal es un método indirecto, calculando el caudal de aire a partir de la caída de presión en diafragmas.

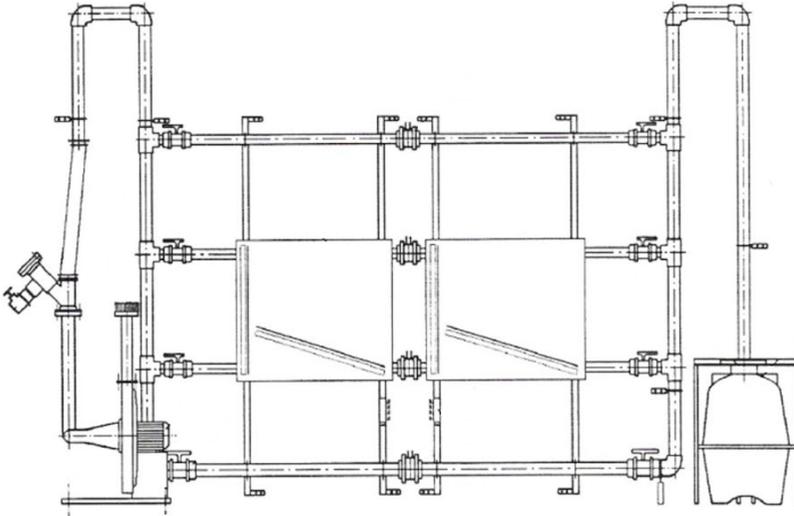


Fig. 27 – Esquema del banco de flujo

El banco de flujo (Fig. 20) dispone de 4 líneas en paralelo con distinto diámetro de diafragma para la medida de distintos caudales. Los componentes principales son el ventilador, las líneas de medida de caudal, el depósito de remanso, el rack de sensores de presión diferencial y el sistema de adquisición.

El equipo de adquisición de datos empleado es el mismo modelo que el empleado en el apartado 3.1 de la presente tesis, encontrándose información detallada del mismo en la sección 3.1.1.2, en la página 77 de este documento.

3.2.2. Procedimiento de ensayo

Para la realización de los ensayos se debe realizar una preparación previa al prototipo. Se le deben instalar tomas de aire (Fig. 28), por las que se introducirá el aire proveniente del banco de flujo. También se debe sectorizar el circuito para aplicar presión de aire únicamente al punto o puntos de fugas que se quieran estudiar.

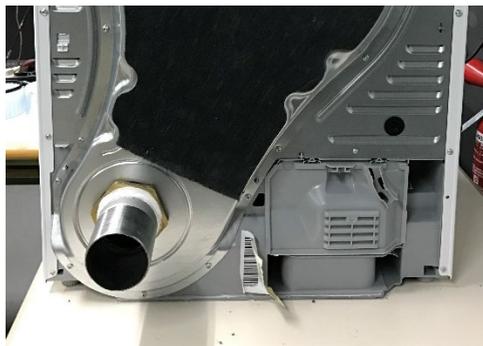


Fig. 28 - Toma de aire para caracterización de fugas

Una vez está preparado el prototipo, se acciona el ventilador, ajustando la frecuencia de éste para establecer una presión determinada en el interior del circuito de aire de la secadora. Tras alcanzar condiciones estacionarias, se inicia la adquisición de datos, realizando una toma de mínimo 50 mediciones separadas por un intervalo de 5 segundos. Si el caudal y presiones del sistema han sido estables durante el periodo de adquisición de datos, y los parámetros del ensayo están dentro de los parámetros de medida de la línea escogida en el banco de flujo, se da por bueno el resultado del ensayo y se guardan los datos medidos para su posterior análisis.

3.2.3. Prototipo ensayado

El prototipo ensayado para esta caracterización es el mismo que el empleado en el apartado 3.1 - Caracterización de secadoras de ropa, pudiendo encontrar la información relacionada al prototipo en la sección 3.1.3, en la página 79 de este documento.

El método de caracterización empleado, precisa de la búsqueda de los distintos posibles puntos de fuga o infiltración de aire. En el circuito de aire del prototipo ensayado, estas fugas pueden producirse en:

1. Junta frontal.
2. Tambor.
3. Canal descarga ventilador.
4. Cajón de intercambiadores (base).

Para conseguir determinar el área equivalente de fugas, hubo que sectorizar el circuito cortando el flujo en diferentes puntos. Al sólo

disponer de dos posibles puntos de toma de aire (Fig. 21), ubicados en el frontal y la parte trasera, para conseguir caracterizar las fugas en las cuatro secciones se planteó un método aditivo de áreas equivalentes de fugas.



Fig. 29 - Sectorización del canal de aire

La sectorización del circuito se llevó a cabo empleando cinta adhesiva de aluminio (Fig. 22), sellando las secciones de paso del aire. En la figura se aprecia el sellado de la entrada de aire al tambor (izquierda) y el sellado del paso de aire desde el canal trasero al interior del sistema (derecha).

3.2.4. Parámetros medidos

Los parámetros medidos en esta fase de la caracterización son las caídas de presión que se producen en los diafragmas de medida de caudal, y la diferencia de presión entre la presión entre el interior del circuito de aire de la secadora a caracterizar y la presión ambiental del local donde está instalado el banco de ensayos.

También se miden las condiciones ambientales, para determinar a partir de estos valores las propiedades del aire ambiente.

3.2.4.1. Diferencia de presiones

La caída de presión en los diferentes puntos del sistema se mide empleando transductores de presión diferencial “Digima FP-19”, diseñados para medir diferencias de presión en tubos de Pitot, orificios calibrados, tubos de Venturi o elementos laminadores de

flujo. Estos sensores emplean un sensor piezo-resistivo y poseen un conversor A/D que emite una señal proporcional de salida de 0-10V.



Fig. 30 - Transductores de presión diferencial

Estos transductores de presión poseen un sistema autónomo de calibración del cero que, mediante dos electroválvulas, aíslan el elemento sensor de la fuente de presión y realizan el ajuste del cero automáticamente. Esto asegura la precisión en la medida de presión diferencial, evitando el error producido por diferencias de temperaturas entre ensayos o el envejecimiento del elemento sensor.

La especificación de precisión en la medida de estos sensores es de $\pm 0.5\%$ del fondo de escala empleado. El fondo de escala es seleccionable, disponiendo de dos modelos diferentes de sensor en el banco de flujo, uno con fondos de escala 5/50mbar y otro con fondo de escala 20/200mbar. El sistema de adquisición de datos permite seleccionar el sensor empleado, para adecuar la medida al rango máximo del sensor empleado, asegurando así la máxima precisión en las medidas.

Considerando la expansión del error debido a: el error de trazabilidad en la calibración, la incertidumbre del equipo de adquisición, y las especificaciones del sensor, la incertidumbre asociada a la medida de presión es de $\pm 9.4\text{Pa}$ cuando se configura el sensor en el rango de 50mbar, usado en la presente serie de ensayos.

3.2.4.2. Temperatura

La temperatura del aire circulante por el banco de flujo se mide antes y después de su paso por los diafragmas, y en el punto de ingreso a la

secadora. Esta medición se utiliza en el cálculo de las propiedades del aire a su paso por el equipo de medición de caudal.

Para la medición de la temperatura se emplean termopares tipo K dispuestos en el seno del flujo mediante pasamuros. Los termopares están directamente conectados al sistema de adquisición de datos Agilent 34972A, que se encarga de la conversión para la lectura de temperatura, incluyendo la unión de referencia.

Con esta configuración, las especificaciones de incertidumbre en la medida de temperatura son de $\pm 1.5^{\circ}\text{C}$.

3.2.4.3. Condiciones ambientales

Las condiciones ambientales se miden empleando una estación meteorológica para estancias interiores “Texas Instruments”, cuyas especificaciones técnicas se indican a continuación:

- Temperatura: 0 a 55°C , resolución 1°C , incertidumbre $\pm 1^{\circ}\text{C}$
- Humedad Relativa 25% a 95%, resolución 1%, incertidumbre $\pm 5\%$
- Presión: 795 a 1050mbar, resolución 1mbar, incertidumbre $\pm 10\text{mbar}$

De estas lecturas, se emplea el valor de humedad relativa y el de presión atmosférica para el cálculo de propiedades del aire a su paso por el sistema de medida de caudal.

3.2.5. Parámetros calculados

A partir de las mediciones realizadas experimentalmente en el laboratorio “Banco de flujo”, se calculan los parámetros que serán resultado de la caracterización.

3.2.5.1. Caudal de aire

El caudal de aire en el banco de flujo es una medida indirecta, pues se obtiene a partir de la caída de presión producida por el paso del aire a través de unos orificios calibrados. Este cálculo se realiza en base a un desarrollo de la ecuación de continuidad del flujo y de la ecuación de Bernoulli de conservación de energía, a partir de las cuales se obtiene el caudal volumétrico a través de un orificio en condiciones ideales, ecuación (73).

$$\dot{V}_{ideal} = \frac{A_{orificio}}{\sqrt{1 - \left(\frac{A_{orificio}}{A_{conducto}}\right)^2}} \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot \Delta p_{orificio}}{\rho_1}} \quad (73)$$

No obstante, el caudal real no será igual a este ideal, ya que ocurren irreversibilidades y fenómenos que modifican el proceso. Para tener en cuenta estas irreversibilidades, se emplean distintos coeficientes, quedando la ecuación de flujo real (74).

$$\dot{V}_{real} = \varepsilon \cdot \alpha \cdot \frac{\pi \cdot d_{orificio}^2}{4} \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot \Delta p_{orificio}}{\rho_1}} \quad (74)$$

El coeficiente de compresibilidad “ ε ” considera la variación de densidad en el proceso y se calcula a partir de una ecuación empírica (75).

$$\varepsilon = 1 - (0.41 + 0.35 \cdot \beta^4) \cdot \frac{\Delta p_{orificio}}{K_{aire} \cdot p_1} \quad (75)$$

Donde “ β ” es la relación entre el diámetro del orificio y el del conducto.

$$\beta = \frac{D_{orificio}}{D_{conducto}} \quad (76)$$

El coeficiente de flujo “ α ” considera la posición desconocida de la zona de área de paso mínima “*vena contracta*”, y el proceso no ideal adiabático ocurrido.

$$\alpha = \frac{C_d}{\sqrt{1 - \beta^4}} \quad (77)$$

Siendo “ C_d ” el coeficiente de descarga, calculado empleando una correlación empírica que depende del parámetro “ β ” (75) y del número de Reynolds del flujo.

$$C_d = 0.5959 + 0.312 \cdot \beta^{2.1} - 0.184 \cdot \beta^8 + 0.0029 \cdot \beta^{2.5} \cdot \left(\frac{10^6}{Re}\right)^{0.75} \quad (78)$$

De esta forma, a partir de la ecuación (74), se obtiene el flujo de aire impulsado por el banco de flujo.

3.2.5.2. Área equivalente de fugas

El área equivalente de fugas es el parámetro resultante de la caracterización que se realiza al circuito cerrado de aire de las secadoras de ropa. Este parámetro está expresado en unidades de área, e indica cual sería el área de un orificio ideal por el que se produciría la misma fuga que la que se produce en el sistema.

Para su cálculo es necesario conocer las propiedades del aire en la entrada al aparato, la diferencia de presiones entre el interior del circuito y el exterior, y el caudal que se suministra para establecer esa diferencia de presiones.

El área equivalente de fugas se deduce de la expresión (79), válida para calcular el flujo a través de la expansión isentrópica a través de un conducto de sección variable⁵⁰. Considerando el área de fugas igual al área calculada para dicho conducto.

$$\dot{m}_{id} = A_{eq.fugas} \cdot \frac{p_{00}}{\sqrt{T_{00}}} \cdot \sqrt{\frac{2}{R} \cdot \frac{\gamma}{\gamma - 1} \cdot \left[\left(\frac{p}{p_{00}} \right)^{\frac{2}{\gamma}} - \left(\frac{p}{p_{00}} \right)^{\frac{\gamma+1}{\gamma}} \right]} \quad (79)$$

En esta expresión, el subíndice "00" indica condiciones de parada, es decir, condiciones del aire en remanso previas a su paso por la sección de fugas.

3.2.6. Ensayos realizados

Como resultados de los ensayos realizados en esta caracterización, se obtiene el área equivalente de fugas (AEF) en función de la presión aplicada en el canal de aire para los cuatro puntos posibles de fuga localizados en el prototipo ensayado (explicados en la sección 3.2.3, página 90).

Se llevaron a cabo un total de 183 ensayos de determinación de área de fugas para las distintas sectorizaciones efectuadas y para una variación de presiones.

Se muestran los resultados para el mismo punto de fugas calculados desde las distintas combinaciones posibles de sectorizaciones y aplicando el método aditivo de áreas de fugas propuesto. Esto forma las distintas series mostradas en gráficos.

En todas las secciones de fugas analizadas, se observa una variación del AEF con la presión aplicada, esto se debe al comportamiento elástico de los materiales con los que están construidas las juntas analizadas y los conductos de la secadora.

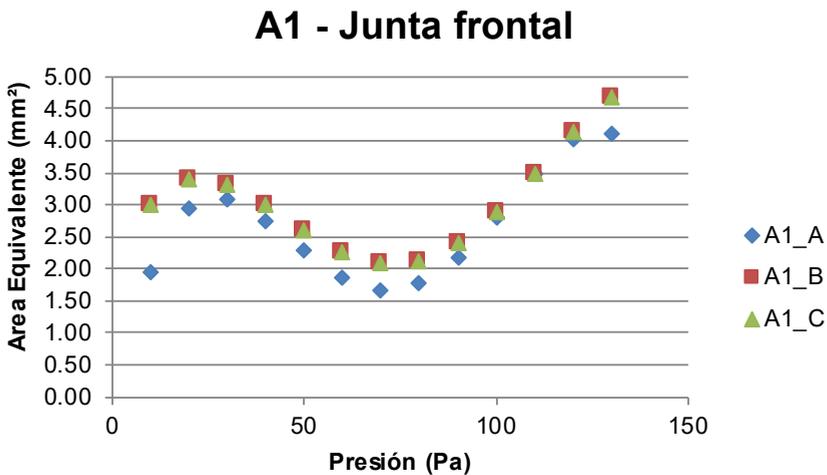


Fig. 31 - AEF Junta frontal

Se aprecia una variación de tendencia en el AEF para la zona de la junta frontal, esta variación puede ser debida al propio diseño de la junta, con una pestaña en goma que puede aumentar la capacidad de sellado con presiones crecientes hasta cierto límite, donde al continuar creciendo la presión, aumenta el AEF.

A2 - Tambor

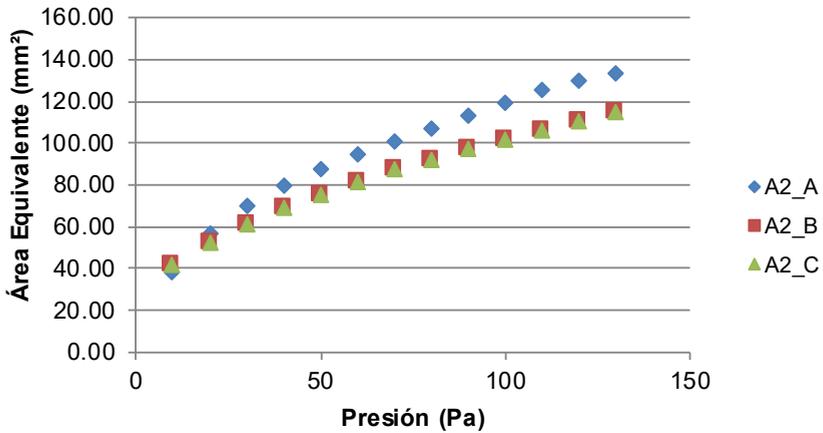


Fig. 32 - AEF Tambor

Las juntas que procuran estanqueidad en las uniones entre el tambor giratorio y la carcasa posterior y frontal de la secadora están fabricadas con un material esponjoso, de forma que se observa un aumento monótono del AEF con la presión.

A3 - Canal ventilador

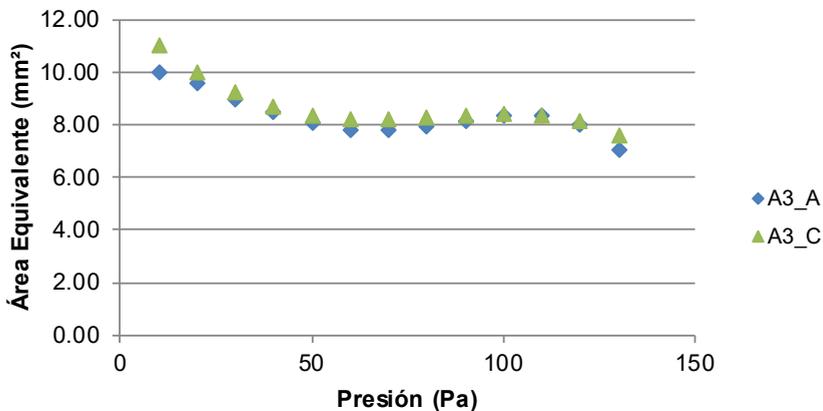


Fig. 33 - AEF Canal ventilador

El canal trasero de la secadora, que conduce el aire desde el ventilador está fabricado en chapa aislada térmicamente, y está sellado con

juntas de goma. El comportamiento del AEF de sufre una ligera reducción con el aumento inicial de presión, manteniéndose luego constante a presiones crecientes.

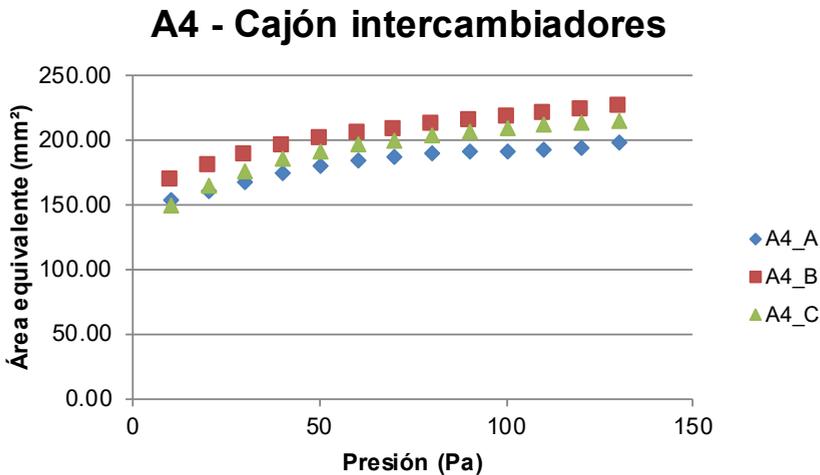


Fig. 34 - AEF Cajón intercambiadores

El punto donde mayor es el tamaño del AEL es en el cajón de intercambiadores, esto es debido a que en este punto del sistema hay una serie de conductos de entrada y salida para los tubos del circuito de frío que conectan los intercambiadores de calor. Estos tubos se recubren de material aislante tipo Armaflex para que haga la función de junta de estanqueidad.

De los datos graficados anteriormente, se podrían obtener las correlaciones mediante regresión con las que se obtendría el AEF para cada uno de los puntos en función de la presión.

En el estado actual del modelo, se hace empleo de un punto de fugas de aire y un punto de infiltración con un coeficiente constante de fugas. Se busca, que esta aproximación se adecúe lo máximo posible al comportamiento real del sistema. Para esto se van a emplear los resultados de estos ensayos para determinar la localización de los puntos de fugas.

Se ha calculado la contribución de cada punto de fugas al AEF total del circuito de aire, quedando reflejado este cálculo para diferentes presiones en la figura (Fig. 35).

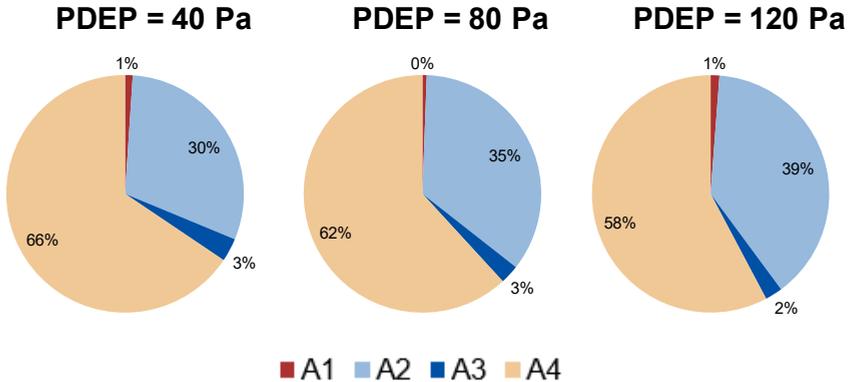


Fig. 35 - Contribución de cada AEF al total

Analizando estos resultados, se puede determinar que la práctica totalidad de AEF en el sistema está localizada en dos puntos, el cajón de intercambiadores, en la base (A4), con una contribución cercana al 60% del total; y las juntas del tambor, con una contribución cercana al 40%.

Vistos estos resultados se puede afirmar que es válida la aproximación empleada de localizar las fugas e infiltraciones en dos puntos del sistema. El punto donde se producirán las fugas será la zona de la junta del tambor, ya que será el punto con la presión más alta del sistema por estar tras el ventilador, el punto de infiltraciones será el cajón de intercambiadores, que además está justo antes del ventilador.

Capítulo 4

Ajuste y validación

4. Ajuste y validación

El desarrollo de un modelo de simulación de un sistema complejo presenta ciertos retos a la hora de conseguir reproducir el comportamiento real del sistema modelado. Existen ciertos parámetros que definen el funcionamiento del sistema modelado que no pueden ser obtenidos fácilmente en forma teórica, o que no existen en la bibliografía existente.

Uno de estos parámetros es el coeficiente de convección de la ropa con el aire en el tambor de la secadora modelada. No existe en la bibliografía actual ninguna correspondencia geométrica con el caso a modelar, por lo que se hace necesario obtener un valor para este parámetro desde resultados empíricos.

Una vez obtenidos estos parámetros ajustados en función de resultados empíricos, se validará el comportamiento del modelo reproduciendo algún ensayo de caracterización de secadoras llevado a cabo previamente y se validará así el comportamiento del modelo.

4.1. Ajuste del modelo

Como se menciona anteriormente existen ciertos parámetros que definen el comportamiento del sistema modelado, que no están disponibles en la bibliografía. En este apartado se desarrolla el ajuste de estos parámetros en base a resultados experimentales.

4.1.1. Coeficiente de convección en tambor

Para el ajuste del coeficiente de convección en el tambor, se debe conocer a qué variables de la simulación afecta más directamente este parámetro. La explicación teórica de este parámetro está en el apartado de modelado del tambor, sección 2.3.3 de este documento.

El coeficiente de convección, multiplicado por el área de intercambio de calor entre la ropa y el aire, relaciona directamente el calor transferido entre la ropa y el aire circulante con su diferencia de temperaturas.

En el apartado de modelado del tambor, también se determina la relación existente entre el coeficiente de transferencia de masa y el

coeficiente de convección, y se concluye que, a partir del coeficiente de convección, el modelo calculará el coeficiente de transferencia de masa.

El coeficiente de transferencia de masa, multiplicado por el área de intercambio de calor entre la ropa y el aire, relaciona el flujo de agua evaporada con la diferencia entre la humedad específica del aire, y la de saturación del aire a la temperatura de la ropa.

Despejando de la ecuación (8), desarrollada en la página 37 se puede obtener el parámetro a ajustar en base a datos conocidos en el ensayo.

$$h \cdot A_{cl} = - \ln \frac{T_o - T_{cl}}{T_i - T_{cl}} \cdot \dot{m}_a \cdot C_{p,a} \quad (80)$$

Con esta expresión y a partir de datos experimentales para un punto de funcionamiento del sistema (datos obtenidos del ensayo explicado en 4.2.1) se obtendrá el valor del producto $h \cdot A_{cl}$ buscado.

Dato desde ensayo:

Resultado:

$$T_i = 80^\circ C$$

$$h \cdot A_{cl} = 0.16 W/K$$

$$T_o = 51.3^\circ C$$

$$RH_i = 20\%$$

$$\dot{m}_a = 0.058 kg/s$$

$$C_{p,a} = 1.06$$

Por tanto, se tiene que el producto coeficiente de convección-área de transferencia de calor y masa aire-ropa es igual a 0.16W/K. Se utilizará este valor para la simulación.

El caudal de aire empleado ha sido estimado a partir de las curvas del ventilador y resistivas del circuito conocidas (medidas por BSH). Sería conveniente emplear un sistema de medición de caudal más preciso para esta determinación. De hecho, sería conveniente la realización de una fase de ensayos experimentales de caracterización del tambor en un banco de ensayos diseñado a tal efecto.

Existen datos experimentales de esta caracterización para secadoras con diseños distintos de tambor, con diferentes cargas de ropa, cuyos resultados han sido similares.

4.1.2. Caudal estacionario de renovación de aire

El caudal estacionario de renovación de aire representa la renovación que se produce en el aire interior de la secadora cuando el ventilador adicional está apagado. Este movimiento de aire es debido a la flotabilidad del aire caliente por diferencia de densidades, y la carcasa de la secadora está diseñada de forma que permita cierto flujo de aire (Fig. 19).

Este parámetro está incluido en el módulo del ventilador adicional (sección 2.3.10), e influye directamente en la temperatura de equilibrio del aire ambiente interior, ya que, a mayor caudal de aire entrante desde el exterior, menor será la temperatura en el ambiente interno.

En la campaña experimental realizada, explicada en la sección 3.1.6 del presente documento, se determina la temperatura del aire en el ambiente interior del sistema mediante la medición en diferentes posiciones.

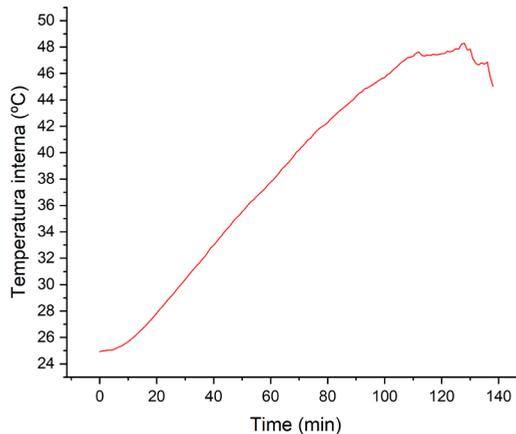


Fig. 36 - Evolución de la temperatura interna

El ajuste del caudal estacionario de renovación de aire se ha realizado variando este parámetro en un estudio de simulación paramétrico utilizando el modelo desarrollado, y comparando los resultados obtenidos con los resultados empíricos obtenidos en la fase experimental.

De esta forma, siendo la temperatura media del ambiente interno determinada experimentalmente para las condiciones del ensayo empleado para el ajuste de unos 46 grados en el momento de inicio de la fase de secado decreciente, queda determinado el caudal estacionario de renovación de aire en 0.005kg/s.

4.2. Validación del modelo

Una vez realizado el ajuste de parámetros efectuado en la sección anterior, se realiza una validación del comportamiento del modelo desarrollado, comparando su comportamiento con el comportamiento de una secadora de ropa asistida por ciclo de compresión de vapor real. Para ello se selecciona un ensayo realizado en la fase definida en el apartado 3.1.6 de la presente tesis que sea representativo del comportamiento estándar del sistema.

4.2.1. Ensayo reproducido

El ensayo que se va a simular para comprobar que el comportamiento del modelo se ajusta al comportamiento real del sistema modelado es un ensayo realizado a una secadora comercial con una configuración lo más parecida posible a la configuración de ese modelo en el mercado.

Las únicas diferencias que se pueden encontrar entre la configuración empleada y el mismo modelo en el mercado son las debidas a las modificaciones efectuadas para la instalación del sistema de adquisición de datos, que principalmente pueden afectar al valor de la carga de refrigerante en el ciclo de compresión de vapor

Por tanto, la información acerca del prototipo se puede encontrar en el apartado 3.1.3, en la página 79 de esta tesis. La carga de refrigerante empleada para la realización de este ensayo es de 155g, carga equivalente a la que tendría un modelo comercial sin las modificaciones efectuadas al circuito de frío de este prototipo.

4.2.2. Resultados de la validación

Los resultados de la validación del modelo van a consistir en una comparación entre resultados de la simulación y resultados experimentales del ensayo definido anteriormente. Estas

comparativas se van a realizar en base a una serie de parámetros calculados o medidos en el funcionamiento del sistema.

4.2.2.1. Consumo de energía y tiempo de secado

La primera comparativa entre el modelo desarrollado y los datos experimentales se va a hacer en base a los parámetros característicos de rendimiento del sistema, es decir, comparando el consumo específico de energía y el tiempo específico de secado.

	Empírico	Simulación
Consumo de energía (kwh/kg)	0.175	0.167
Tiempo de secado (min/kg)	17.15	15.31

Se observa una diferencia del 4.5% en consumo de energía, y del 10.7% en tiempo de secado. Parte de estas diferencias se explica por las paradas de bomba de calor que hace el prototipo para la limpieza de intercambiadores. Estas paradas no están consideradas en el modelo programado ya que forman parte de la programación de la electrónica del sistema, pudiendo añadirse, modificarse o quitarse según las necesidades particulares de cada modelo en el mercado.

Se puede hacer un cálculo adicional para obtener un resultado de tiempo de secado equivalente de simulación sumando al tiempo total de simulación el tiempo que el controlador electrónico mantiene apagado el ciclo de compresión de vapor, unos 9 minutos en este prototipo. De esta forma, el tiempo específico de secado de simulación quedaría en 16.44min/kg. La diferencia restante es debida a una sobreestimación del flujo másico de condensado en la simulación de bomba de calor para este sistema.

Al añadir 9 minutos de duración total al ciclo, se añadiría el consumo de energía debido al funcionamiento del ventilador principal y el motor del tambor, esto resultaría en una disminución de la diferencia en consumo específico de energía.

4.2.2.2. Parámetros del aire de secado

El primer parámetro del aire de secado a comparar es la temperatura. El objetivo es que la evolución de esta sea concordante entre

resultados de simulación y el ensayo de referencia, y que los valores alcanzados también lo sean.

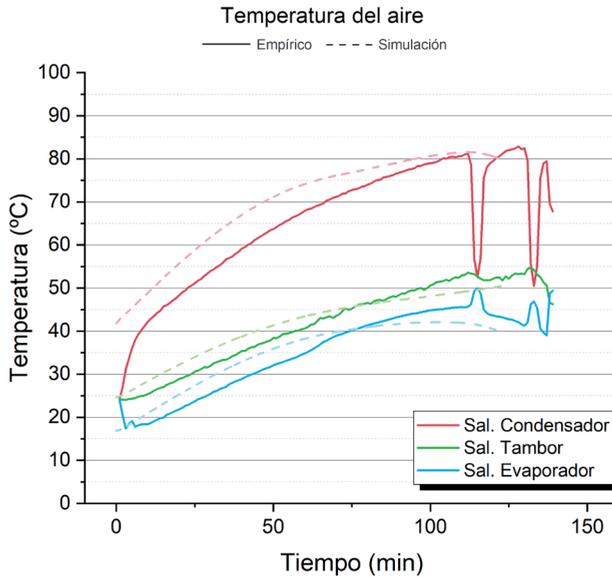


Fig. 37 - Comparación de temperaturas del aire

Se observa en la figura buena concordancia en la variación de las temperaturas con respecto al tiempo y en los valores finales alcanzados. La mayor diferencia apreciable es en la evolución inicial, presentando un calentamiento ligeramente más rápido el modelo que los datos empíricos. La diferencia observada en los instantes iniciales, sobre todo en la temperatura del aire a la salida del condensador es debida a la aproximación semi estacionaria empleada en el modelado, donde la bomba de calor se considera trabajando todo el tiempo en modo estacionario, mientras que el resto del sistema se simula en dinámico.

El siguiente parámetro comparado es la humedad relativa del aire. Se van a comparar las humedades relativas del aire a la salida del tambor, tras el paso por la ropa húmeda, y a la salida del condensador.

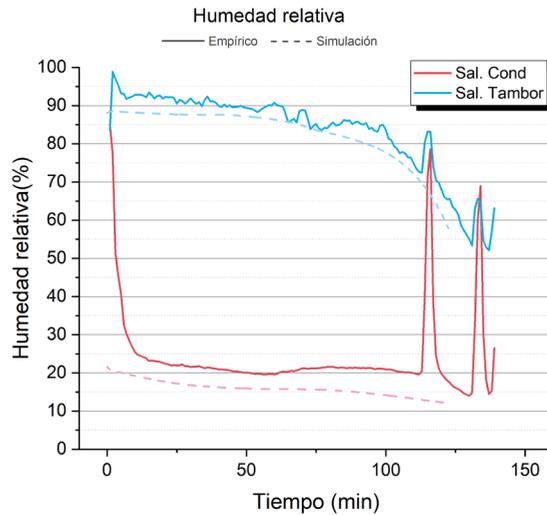


Fig. 38 – Comparación de humedad relativa del aire

La comparativa muestra un buen seguimiento en las tendencias y valores. La diferencia observada en la humedad relativa a la salida del condensador es debida a la sobreestimación por parte de la simulación del ciclo de compresión de calor del flujo másico de condensado en el evaporador para esta configuración de bomba de calor.

El parámetro ajustado que más impacto tendría sobre estos resultados es el coeficiente de convección. Por tanto, se concluye que el ajuste efectuado del mismo es satisfactorio

4.2.2.3. Parámetros del circuito frigorífico

La comparativa en los parámetros de funcionamiento del circuito frigorífico dará información acerca de la precisión de la simulación y buen ajuste de este.

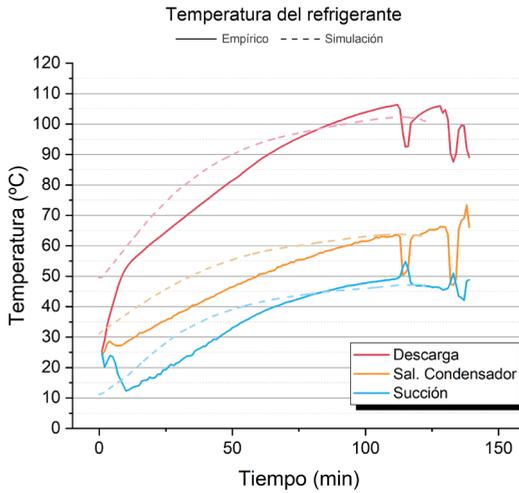


Fig. 39 - Comparación de temperaturas del refrigerante

La principal diferencia observada en el comportamiento de las temperaturas del ciclo es la debida a la diferente velocidad de calentamiento observada. No obstante, se considera que el comportamiento del modelado del ciclo de compresión de vapor es satisfactorio, obteniendo prácticamente la misma temperatura y evolución dinámica que en la situación empírica, sobre todo en las dos últimas terceras partes del experimento.

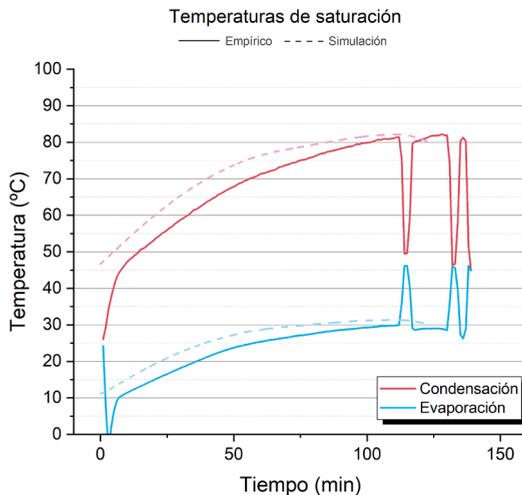


Fig. 40 - Comparación de temperaturas de saturación

Las tendencias en el comportamiento de los parámetros del sistema vistas hasta el momento se repiten en las temperaturas de saturación del refrigerante, donde la mayor diferencia apreciable entre el comportamiento empírico y modelado es la mayor velocidad en el calentamiento.

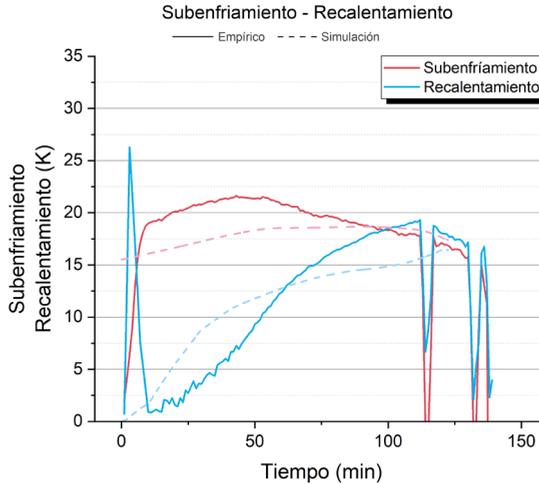


Fig. 41 - Comparación de subenfriamiento y recalentamiento

El comportamiento del recalentamiento y el subenfriamiento muestra mayores diferencias en la evolución a lo largo del experimento que los otros parámetros vistos hasta el momento, de hecho, la simulación de estos parámetros es muy sensible a factores como los cambios en la solubilidad del aceite debidos a diferencia de temperaturas y presiones en el compresor, fenómeno no tenido en cuenta en el modelado efectuado.

4.2.2.4. Otros parámetros

El modelo desarrollado utiliza para la simulación diferentes variables de funcionamiento del sistema como son la temperatura del aire en el ambiente interno, o la temperatura de la carcasa del sistema. Estas variables están relacionadas con el ajuste del modelo efectuado en el apartado anterior, pero además tienen influencia en el comportamiento global del mismo, analizar su predicción por el modelo es interesante para determinar si el comportamiento de este es el esperado.

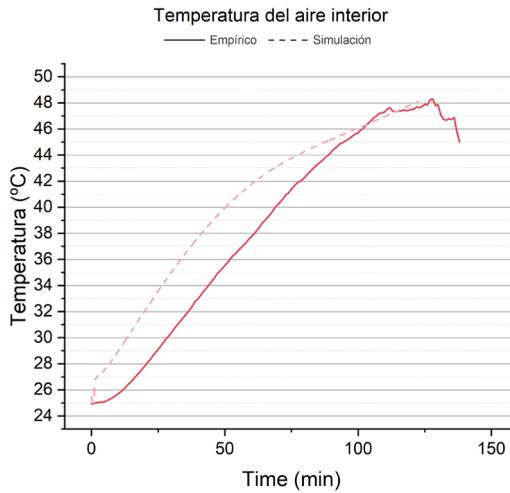


Fig. 42 - Comparación de la temperatura del aire interior

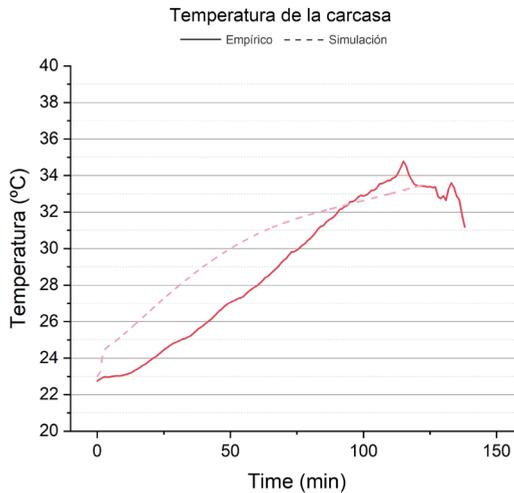


Fig. 43 - Comparación de la temperatura de la carcasa

Se observa que los resultados de simulación de ambas variables son similares al resultado empírico. El perfil de la evolución temporal también corresponde con lo esperado, y al igual que en el resto de las variables analizadas, se produce la mayor diferencia durante la fase de calentamiento inicial, siendo más rápido en el modelo que la fase empírica.

4.2.3. Conclusiones de la validación

Como conclusiones de la comparación de los resultados del modelo con datos experimentales, se puede decir que el modelado del sistema desarrollado en la presente tesis es satisfactorio, obteniendo resultados cercanos a lo observado experimentalmente, con diferencias inferiores al 10% en prácticamente todos los parámetros observados, pero, además, conociendo qué causa estas diferencias.

La mayor diferencia observada en el funcionamiento del sistema tiene que ver con la distinta velocidad de calentamiento, siendo más rápida la fase de calentamiento del modelo simulado que de los resultados empíricos. La explicación más razonable a esta diferencia en el comportamiento viene dada por las diferencias de comportamiento esperables en el circuito de frío durante este proceso. Esto es debido principalmente a los fenómenos transitorios relacionados con la carga de refrigerante, como los debidos a la migración del refrigerante desde el evaporador hacia el condensador en el arranque, o la diferencia en carga de refrigerante útil que se da durante la primera fase del ciclo debida a las diferencias de solubilidad aceite-refrigerante producidas. Estos efectos no están tenidos en cuenta en el modelo de bomba de calor.

No obstante, para el enfoque del desarrollo del modelo, cuyo objetivo es el apoyo en el predesarrollo de producto basado en simulación es más importante poder predecir cómo será el comportamiento de un sistema tras practicarle una variación que conocer valores exactos de esta caracterización. Teniendo esto en cuenta se puede concluir que el funcionamiento del modelo es muy satisfactorio.

4.3. Análisis de sensibilidad del ajuste

Al haber efectuado un ajuste experimental de algunos de los parámetros del modelo, existe cierta incertidumbre en cuanto al valor exacto de estos parámetros. Esta incertidumbre es debida a los errores en las medidas y a la incertidumbre asociada al proceso de ajuste.

En este apartado se va a llevar a cabo un análisis de sensibilidad del ajuste del coeficiente de convección para determinar el impacto en el

resultado de simulación del modelo que puede tener una variación determinada de este parámetro.

4.3.1. Efecto en los parámetros de rendimiento

El resultado principal de las simulaciones llevadas a cabo es la determinación de los parámetros de rendimiento. Por tanto, es fundamental conocer el impacto que tiene la incertidumbre en la determinación experimental del coeficiente de convección en estos parámetros de rendimiento.

	Energía (kwh/kg)	Variación (%)	Tiempo (min/kg)	Variación (%)
Caso Inicio	0.167	-	15.31	-
$hA_{\text{tambor}} \cdot 1.1$	0.163	-2.4	15.06	-1.63
$hA_{\text{tambor}} \cdot 0.9$	0.171	2.4	15.61	1.96

Se observa el bajo impacto que una desviación del 10% en la determinación del coeficiente de convección (en realidad, producto de coeficiente de convección por área) tiene en los parámetros de rendimiento del sistema obtenidos en la simulación.

La variación en consumo específico de energía es del 2.4% al modificarse un 10% el coeficiente de convección, mientras que la variación en tiempo específico de secado corresponde con una reducción del 1.63% si este parámetro aumenta el citado 10% o un aumento del 1.96% si el coeficiente de convección disminuye.

4.3.2. Efecto en otros parámetros de funcionamiento

Se ha comprobado el bajo efecto que tiene la incertidumbre en la determinación del coeficiente de convección sobre la predicción de las variables características de funcionamiento del sistema, pero es interesante conocer cómo es el impacto de esa variación sobre otros parámetros de funcionamiento.

Los parámetros que más directamente dependen del coeficiente de convección son la evolución de la temperatura y humedad relativa en el tambor, por tanto, se van a analizar estas variaciones.

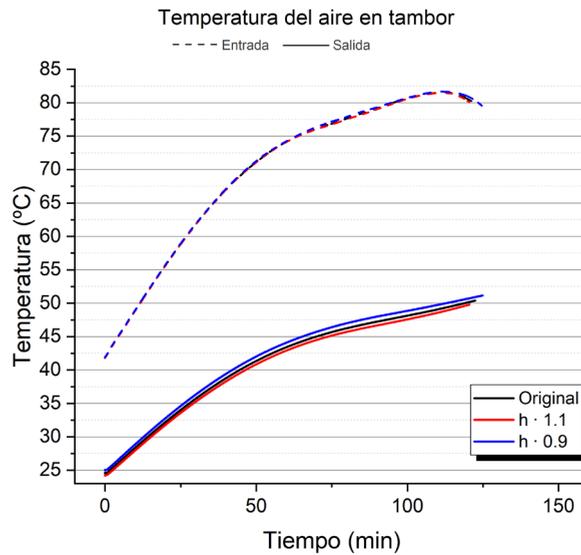


Fig. 44 - Sensibilidad en temperaturas de tambor

Se observa como la temperatura de salida del tambor se ve afectada en muy pequeña medida con esta variación del coeficiente de convección. Esta variación está en torno a $\pm 1^\circ\text{C}$ como máximo.

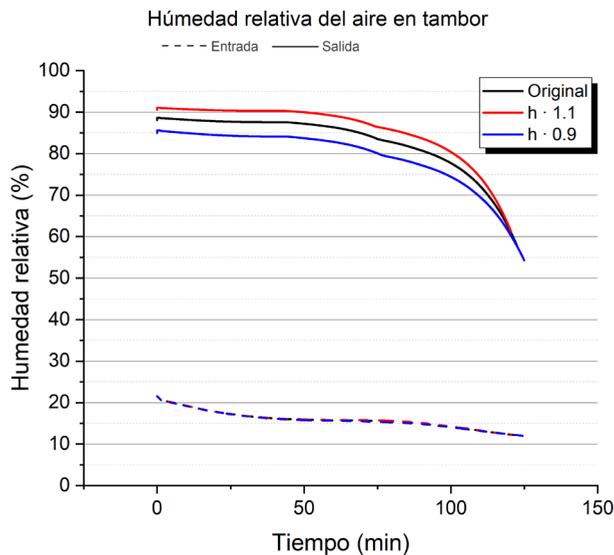


Fig. 45 - Sensibilidad en humedad relativa de tambor

En el caso de la humedad relativa, el impacto de la variación del coeficiente de convección es más significativo, mostrándose una variación máxima en torno a $\pm 3\%$.

4.3.3. Conclusiones del análisis de sensibilidad

Tras haber llevado a cabo este análisis de sensibilidad, queda demostrado que se puede considerar aceptable en cuanto a los resultados de simulación utilizar un coeficiente de convección determinado con una incertidumbre de un 10%, siendo el impacto en parámetros característicos inferior a un 2.5% con variaciones de un 10% de este coeficiente.

La baja sensibilidad a esta variación es un indicador de la robustez del modelo desarrollado en cuanto a este parámetro que precisa de ajuste empírico, no obstante, esto nunca puede suponer una justificación para no emplear los mejores métodos posibles para la determinación de todos los parámetros que necesiten de un ajuste empírico.

Capítulo 5

Caso de estudio

5. Caso de estudio

5.1. Asistencia con resistencia eléctrica

El mejorado de la eficiencia de secado, o la reducción de tiempo es un objetivo constante de todos los equipos que se dedican al desarrollo de secadoras de ropa, además, la posibilidad de ofrecer un sistema con dos modos seleccionables (*Eco/Speed*) es muy llamativa desde el punto de vista de los departamentos de marketing, que solicitan el desarrollo de este tipo de posibilidades.

Los sistemas con modos seleccionables están implementados hoy en día mediante compresores de velocidad variable, pero una forma más sencilla y económica de implementar esta posibilidad es la creación de un sistema híbrido de secadora, es decir, una secadora asistida por ciclo de compresión de vapor apoyada por una resistencia eléctrica, de forma que al seleccionar el usuario el modo de secado rápido, se encienda la resistencia eléctrica sacrificando, a priori, algo de eficiencia energética.

A fin de comprobar el funcionamiento de este concepto, se va a simular el prototipo de secadora ajustado en el capítulo 4 de la presente tesis, añadiéndole un módulo que simulará una resistencia eléctrica, situando este módulo tras el ventilador del ciclo cerrado de aire, ubicación en la que se emplazaría en un sistema real.

Para conocer el funcionamiento del concepto de secadora híbrida, se va a realizar este estudio variando la potencia eléctrica suministrada a la resistencia eléctrica desde 0W (secadora estándar) hasta 1000W, en pasos de 250W.

5.2. Modelado del caso

Para poder modelar este caso de estudio, se ha desarrollado un módulo que simula el comportamiento de la resistencia eléctrica en el calentamiento del aire. Este módulo determina incremento de entalpía producido en el aire en función de la potencia eléctrica a partir de la ecuación (81).

$$\Delta h_a = \frac{\dot{E}_{resis}}{\dot{m}_a} \quad (81)$$

El resto de las propiedades del aire se calculan empleando las funciones de cálculo de propiedades del aire húmedo incluidas en el modelo desarrollado.

Por tanto, este módulo consta de sendos conectores de entrada y salida de aire húmedo, y como parámetro para su funcionamiento, requiere una potencia de resistencia eléctrica.

Para el resto de los parámetros y ajustes del sistema se emplean los resultantes del ajuste y validación realizados en el capítulo 4 de la presente tesis.

5.3. Resultados

Durante el desarrollo de la campaña de simulación se observa que, al aumentar la temperatura del aire, todas las temperaturas y presiones de trabajo del ciclo de compresión de vapor se ven incrementadas, pudiendo llevar esto a situaciones no afrontables por limitaciones físicas de los componentes del circuito.

Teniendo esto en cuenta, se ha considerado configurar el control de la secadora simulado para activar el ventilador adicional limitando las temperaturas de funcionamiento del sistema. Se ha configurado para que se active cuando la temperatura del refrigerante a la salida del condensador pase de 68°C, con una histéresis de 3°C. Esto limita la temperatura de descarga a aproximadamente 110°C, asegurando la durabilidad del aceite del compresor.

5.3.1. Consumo de energía y tiempo de secado

El primer análisis que efectuar para considerar la viabilidad del concepto es evaluar el impacto de la inclusión de la resistencia eléctrica en los parámetros característicos de rendimiento del sistema. Esta es la forma más directa de verificar si el impacto de la aplicación de este tipo de mejoras se encamina en la dirección esperada, o el comportamiento del sistema no es el previsto.

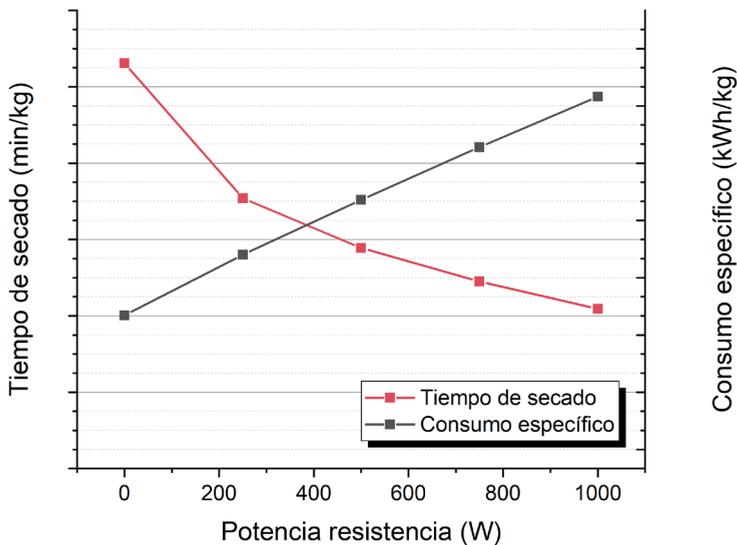


Fig. 46 - Parámetros de rendimiento de secadora híbrida

En la figura se observa que se produce una disminución relativamente importante del tiempo al aplicar 1000W en la resistencia eléctrica, esta reducción en tiempo de secado es de aproximadamente, un 21.6%. Pero esta reducción en tiempo conlleva un aumento del consumo de un 114.4% según la predicción.

Analizando el resultado se puede ver que la disminución en el tiempo de secado no es lineal, puesto que está limitada por la capacidad del evaporador de condensar agua del aire. No se muestra una tendencia clara a un valor con el aumento de la potencia eléctrica por el efecto de las fugas de aire del sistema: al fugar aire húmedo e ingresar aire más seco del sistema se consigue evitar tener que condensar esa agua en el evaporador. Pues cuanto más caliente y, por tanto, más humedad contenga el aire que fuga, menor será el tiempo de secado.

Con respecto al consumo eléctrico se aprecia una tendencia creciente bastante lineal. El límite en la potencia eléctrica de la resistencia de apoyo en este sistema vendrá dado por las temperaturas de trabajo del ciclo.

5.3.2. Incremento de temperatura en resistencia

Con el aumento de potencia eléctrica se espera un aumento lineal en el incremento de temperatura del aire a su paso por la resistencia. Estudiar el resultado de una variación modelada y fácilmente interpretable es recomendable para verificar que la programación de la variación en cuestión es correcta.

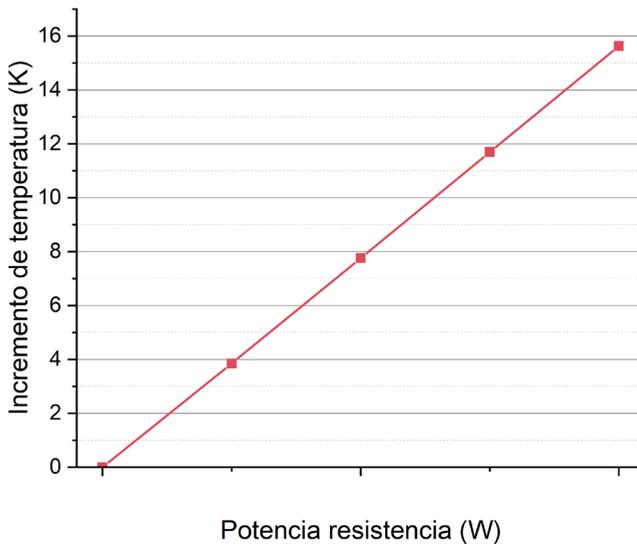


Fig. 47 - Incremento de temperatura en resistencia

Como se aprecia en la figura, el incremento de temperatura del aire a su paso por la resistencia eléctrica se ve aumentado de forma lineal con el aumento de potencia eléctrica de la resistencia, confirmando que la programación del módulo de resistencia eléctrica funciona correctamente.

No obstante, un análisis más pormenorizado de los resultados numéricos indica cierta no linealidad, debida a que, con el aumento de temperatura del aire circulante por el sistema, el caudal másico de aire movido por el ventilador se reduce debido a la diferencia de densidades. Esto hace que el aumento de temperatura del aire a su paso por la resistencia sea ligeramente mayor a altas potencias de resistencia.

5.3.3. Parámetros del ciclo frigorífico

Con la inclusión de la resistencia eléctrica se produce un aumento en las temperaturas y presiones de trabajo del ciclo, este aumento se ve reflejado en los resultados de la simulación y se puede analizar su alcance interpretando estos resultados.

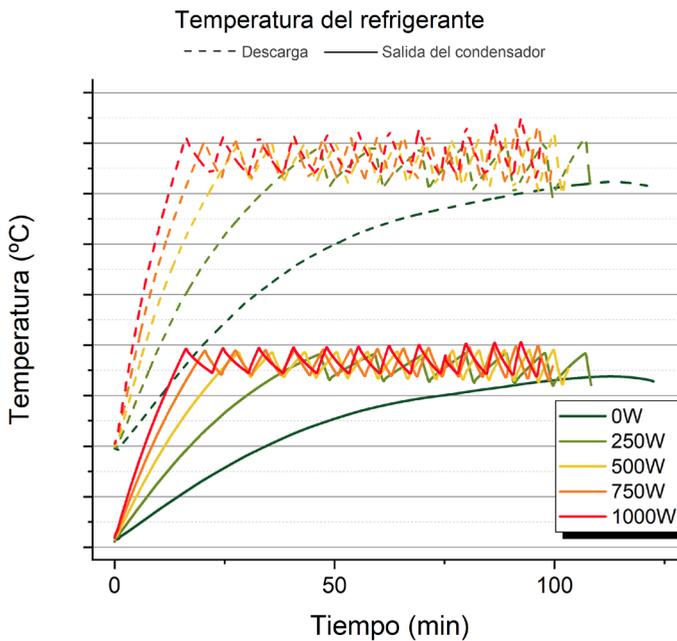


Fig. 48 - Temperaturas del refrigerante con apoyo por resistencia

Analizando la evolución de las temperaturas de descarga del compresor y de salida del condensador, se aprecia que el uso de la resistencia eléctrica de apoyo a la bomba de calor tiene impacto en la temperatura máxima de trabajo, apreciable sobre todo comparando la simulación sin resistencia de apoyo con el resto y limitado por el accionamiento del ventilador adicional; pero también en la velocidad de calentamiento del sistema hasta alcanzar la fase estable de trabajo.

Se aprecia como las temperaturas de salida del condensador oscilan siempre dentro de un mismo rango, mientras que la de descarga del compresor presenta una variabilidad mayor, esto es porque el sistema de control del ventilador adicional actúa en función de la temperatura medida a la salida del condensador (módulo de control definido en

sección 2.3.12, página 58 de este documento), fijando este parámetro, mientras que la temperatura de descarga del compresor es función del punto de funcionamiento global del ciclo de compresión de vapor.

Viendo que las temperaturas del refrigerante son similares, cabría esperar que el ciclo de compresión de vapor estuviera trabajando en condiciones similares en todos los ciclos que emplean asistencia por resistencia eléctrica. Para verificar este punto, es interesante realizar un análisis de las presiones de trabajo del sistema o, de forma equivalente, de las temperaturas de saturación del refrigerante en los intercambiadores.

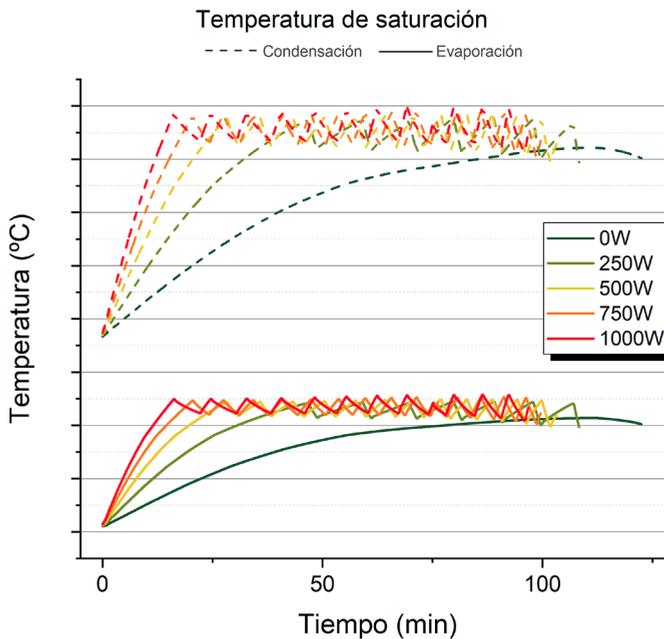


Fig. 49 - Temperaturas de saturación con apoyo por resistencia

El comportamiento de las temperaturas de saturación es muy parecido al de las temperaturas del refrigerante, mostrado en la figura anterior (Fig. 48). Confirmando que el sistema de control de temperaturas mediante el ventilador adicional está haciendo trabajar a la secadora en las mismas condiciones para todos los puntos, independientemente de la potencia eléctrica aplicada en la resistencia de apoyo.

5.3.4. Temperatura del aire en tambor

Visto en los apartados anteriores que el ciclo de compresión de vapor opera en prácticamente las mismas condiciones para todas las configuraciones simuladas, pero que, sin embargo, las diferencias en cuanto a parámetros de rendimiento del sistema son notables, queda analizar la diferencia en las temperaturas del aire, que explicarían estas diferencias en el comportamiento.

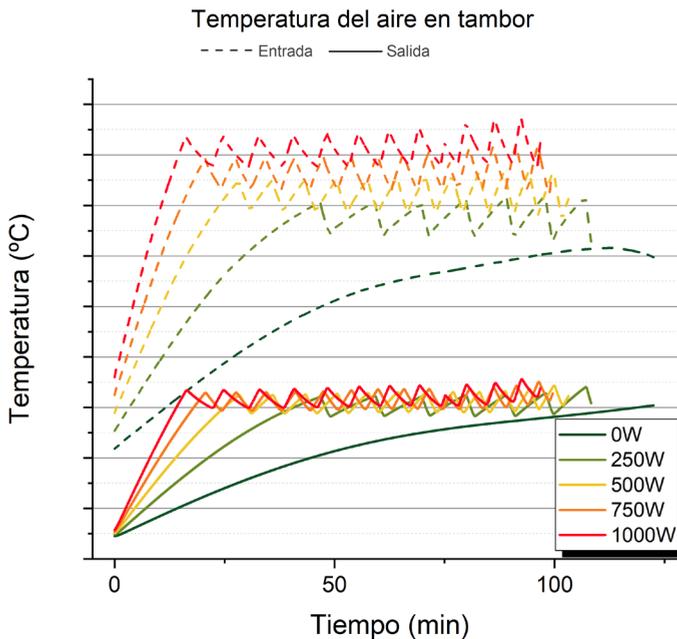


Fig. 50 - Temperaturas del aire en tambor con apoyo por resistencia

En este caso, se aprecia una diferencia significativa en la temperatura del aire a la entrada al tambor (tras su paso por la resistencia eléctrica), mientras que la temperatura del aire a la salida está acotada en un rango más estrecho, aun mostrando pequeñas diferencias entre series. Esta diferencia en la temperatura del aire a la entrada del tambor es la que determina principalmente reducción observada en cuanto a tiempo de secado.

5.4. Conclusiones del caso de estudio

Se ha realizado un caso de estudio de aplicación del modelo desarrollado a una tecnología implementable en secadoras de ropa existentes en el mercado. Se ha demostrado la utilidad de la herramienta de simulación desarrollada para llevar a cabo estudios de este tipo, permitiendo analizar el impacto que tendría una modificación importante en los parámetros de funcionamiento del sistema, previendo la necesidad, por ejemplo, de accionar el ventilador adicional para controlar las temperaturas.

El uso de la resistencia eléctrica de apoyo a una secadora de ropa asistida por ciclo de compresión de vapor se muestra como una opción viable mediante la que se podría dotar a las secadoras de ropa estándar de mercado de un sistema seleccionable entre modo ecológico y modo veloz, con un bajo coste de producción, pudiendo emplear resistencias estándar de secadoras de ropa accionadas por resistencia eléctrica.

Capítulo 6

Conclusiones

6. Conclusiones

6.1. Conclusiones

Se ha desarrollado una herramienta avanzada de simulación capaz de predecir el comportamiento de una secadora de ropa asistida por ciclo de compresión de vapor a partir de los datos de diseño de los componentes del sistema y con la necesidad de un ajuste experimental muy reducido.

Se ha validado el modelo desarrollado comparándolo con datos empíricos y se ha probado su funcionamiento con un caso de estudio, demostrando la utilidad de este para prever el comportamiento de un sistema antes de desarrollar una fase experimental. Por esto se justifica su uso en el desarrollo de producto basado en simulación.

Esta herramienta está siendo empleada en proyectos de predesarrollo de secadoras de ropa asistidas con ciclo de compresión de vapor de muy diversas tipologías, mostrando resultados satisfactorios en cuanto a las posteriores verificaciones experimentales de las simulaciones efectuadas.

El desarrollo de la herramienta ha servido en gran forma para conocer mejor el sistema modelado, analizando en detalle todos los procesos ocurridos, ganando de esta forma el autor de la presente tesis gran capacidad de análisis del funcionamiento de este tipo de sistemas.

6.2. Trabajo futuro

El desarrollo de un modelo de un sistema complejo puede dar lugar a diferentes enfoques en cuanto a cuál es el nivel de detalle deseado en la simulación. Es por esto por lo que, aunque se considera que el nivel de detalle del modelo desarrollado es satisfactorio actualmente, sería posible implementar alguna mejora que lo aumentara. Por otro lado, también existe la posibilidad de aumentar la funcionalidad del modelo haciéndolo capaz de simular más sistemas. A continuación, se van a proponer mejoras en los dos sentidos.

6.2.1. Mejoras en la precisión

La evolución temporal del modelo desarrollado en la presente tesis comenzó con un modelo menos detallado, que todavía no podía simular ciertos aspectos como tener en cuenta variaciones en el caudal de aire, incorporar un modelo detallado del ventilador, simular la caída de presión en distintos componentes o tener en cuenta la variación del comportamiento de la ropa en cuanto a transferencia de masa cuando su contenido de humedad va disminuyendo.

La programación modular empleada por Modelica ha permitido ir mejorando componente a componente el modelo hasta llegar al estado actual, en el que el modelo es capaz de tener en cuenta todos estos fenómenos mencionados en el párrafo anterior. Sin embargo, el nivel de detalle del modelo se podría incrementar con algún desarrollo posterior. En este aspecto, las mejoras que se pretende aplicar al modelo son las siguientes:

- Inclusión de un modelo detallado de fugas en el circuito de aire, aprovechando los resultados de la caracterización del circuito de aire desarrollada en el capítulo 3.
- Mejora de ajuste del tambor. Para poder obtener un resultado mejor extrapolable a la realidad, se puede establecer una relación del coeficiente de convección con el caudal de aire en el tambor. Para esto, sería necesaria una campaña experimental de caracterización para obtener una correlación para cada caso de tambor estudiado. También cabría incluir una dependencia de la humedad remanente en la ropa en la correlación.
- Modelado en base a información experimental de la caída de presión en el filtro, de esta forma se incrementaría la precisión en el cálculo de este parámetro, que actualmente se realiza como una caída de presión determinada en función del punto del ciclo de secado, mientras que la aproximación más realista sería hacerlo además en función del caudal que atraviesa el filtro.

6.2.2. Mejoras en la funcionalidad

Aunque no es tendencia según la evolución del mercado actual el empleo de compresores de velocidad variable, si es interesante de cara al desarrollo de sistemas con diferentes programas el poder simular esta opción, bien sea mediante la posibilidad de simular sistemas de

desplazamiento variable en continuo, como los compresores de velocidad variable; o mediante la posibilidad de simular sistemas multi compresor en tándem con posibilidad de uso de uno o los dos compresores a la vez.

Por tanto, la siguiente mejora en funcionalidad planteada al modelo es la inclusión de un módulo de bomba de calor, interpolador de datos de IMST-ART capaz de tener en cuenta una simulación con desplazamiento variable del compresor o compresores.

BIBLIOGRAFÍA

1. United Nations. *World Population*. (2017). doi:ST/ESA/SER.A/398
2. United Nations, D. of E. and S. A. P. D. Population Facts No. 2017/3, October 2017: The End of High Fertility is Near. 1–2 (2017).
3. Lutz, W., Sanderson, W. & Scherbov, S. The end of world population growth. *Nature* **412**, 543–545 (2001).
4. Gerland, P. *et al.* World population stabilization unlikely this century. *Science (80-.)*. **346**, 234–237 (2014).
5. Vörösmarty, C. J., Green, P., Salisbury, J. & Lammers, R. B. Global water resources: Vulnerability from climate change and population growth. *Science (80-.)*. **289**, 284–288 (2000).
6. Alcamo, J., Flörke, M. & Märker, M. Future long-term changes in global water resources driven by socio-economic and climatic changes. *Hydrol. Sci. Sci. Hydrol.* **52**, (2007).
7. Charles, H. *et al.* Food Security: The Challenge of Feeding 9 Billion People. *Science (80-.)*. **327**, 812–818 (2010).
8. Food and Agriculture Organization of the United Nations. FAO's role in livestock and the environment. Available at: <http://www.fao.org/livestock-environment/en/>. (Accessed: 19th October 2018)
9. Shapiro, P. *Clean meat : how growing meat without animals will revolutionize dinner and the world*.
10. *2018 BP Energy Outlook*.
11. Rühl, C., Appleby, P., Fennema, J., Naumov, A. & Schaffer, M. *Economic Development and the Demand for Energy: A Historical Perspective on the Next 20 Years*.
12. Vilches Peña, A. & Gil Pérez, D. La transición a la sostenibilidad como objetivo urgente para la superación de la crisis sistémica actual. *Rev. Eureka sobre enseñanza y Divulg. las ciencias*. **13**, 395–407 (2017).
13. Energy statistics - an overview - Statistics Explained. Available at:

https://ec.europa.eu/eurostat/statistics-explained/index.php?title=Energy_statistics_-_an_overview#Final_energy_consumption.

14. Yadav, V. & Moon, C. G. Fabric-drying process in domestic dryers. *Appl. Energy* **85**, 143–158 (2008).
15. Zhao, J. *et al.* The improvement on drying performance and energy efficiency of a tumbler clothes dryer with a novel electric heating element. *Appl. Therm. Eng.* **128**, 531–538 (2018).
16. Thévenot, R. *A History of Refrigeration throughout the World*. (IIR, 1979).
17. Molina, M. J. & Rowland, F. S. Stratospheric sink for chlorofluoromethanes: chlorine atom-catalysed destruction of ozone. *Nature* **249**, 810–812 (1974).
18. McLinden, M. O., Brown, J. S., Brignoli, R., Kazakov, A. F. & Domanski, P. A. Limited options for low-global-warming-potential refrigerants. *Nat. Commun.* **8**, 14476 (2017).
19. Kujak, S. & Schultz, K. Insights into the next generation HVAC&R refrigerant future. *Sci. Technol. Built Environ.* **22**, 1226–1237 (2016).
20. Lorentzen, G. Revival of carbon dioxide as a refrigerant. *Int. J. Refrig.* **17**, 292–301 (1994).
21. Lorentzen, G. The use of natural refrigerants: a complete solution to the CFC/HCFC predicament. *Int. J. Refrig.* **18**, 190–197 (1995).
22. Barceló, F., González, J. & Montagut, C. Method for the reduction of computational time for a dehumidifier computer model. in *VII CYTEF* 451–455 (2014).
23. Onwude, D. I., Hashim, N., Janius, R. B., Nawj, N. M. & Abdan, K. Modeling the Thin-Layer Drying of Fruits and Vegetables: A Review. *Compr. Rev. Food Sci. Food Saf.* **15**, 599–618 (2016).
24. Bergman, T. L., Lavine, A., DeWitt, D. P. & Incropera, F. P. *Incropera's principles of heat and mass transfer*.
25. Marrero, T. R. & Mason, E. A. Gaseous Diffusion Coefficients. *J.*

Phys. Chem. Ref. Data **1**, 3–118 (1972).

26. Hyland, R.W., and A. W. Formulations for the thermodynamic properties of the saturated phases of H₂O from 173.15 K to 473.15 K. *ASHRAE Trans.* **2**, 500–519 (1983).
27. Lemmon, E.W., Bell, I.H., Huber, M.L., McLinden, M. O. NIST Standard Reference Database 23: Reference Fluid Thermodynamic and Transport Properties-REFPROP, Version 9.1. (2013). doi:<http://dx.doi.org/10.18434/T4JS3C>
28. Barceló Ruescas, F., González Maciá, J., Otero García, I. & San-Martín Sancho, R. Heat pump for a household appliance. (2015).
29. Barceló, F. & González, J. Método para la caracterización de las fugas de aire en sistemas de tratamiento de aire. in *10 CNIT* 45–46 (2017).
30. Fisk, W. J. *et al.* Duct systems in large commercial buildings: physical characterization, air leakage, and heat conduction gains. *Energy Build.* **32**, 109–119 (2000).
31. Bansal, P., Mohabir, A. & Miller, W. A novel method to determine air leakage in heat pump clothes dryers. *Energy* **96**, 1–7 (2016).
32. Muñoz Torralbo, M., Valdés del Fresno, M. & Muñoz Domínguez, M. *Turbomáquinas Térmicas*. (Sección de publicaciones ETS de ingenieros industriales de Madrid, 2001).

ANEXO 1 – Unidades y constantes en Modelica

```
package Units

type AbsoluteHumidity = Real (
    final unit="kg/kg", min = 0);
type AbsoluteHumidityDifference =
    Real (final unit="kg/kg");
type Acceleration = Real (final quantity="Acceleration", final
unit="m/s2");
type Area = Real (final quantity="Area", final unit="m2");
type CoefficientOfHeatTransfer = Real (final quantity=
"CoefficientOfHeatTransfer", final unit="W/(m2.K)");
type CoefficientOfMassTransfer = Real (final quantity=
"CoefficientOfMassTransfer", final unit="m/s");
type CoefficientOfMassTransferW =Real (final quantity=
"CoefficientOfMassTransferW", final unit="kg/(s.m2)");
type Density = Real (
    final quantity="Density",
    final unit="kg/m3",
    displayUnit="g/cm3",
    min=0);
type DensityDifference =Real (
    final quantity="Density",
    final unit="kg/m3",
    displayUnit="g/cm3");
type Diffusivity = Real (
    final quantity="Diffusivity",
    final unit= "m2/s",
    displayUnit= "m2/s");
type DynamicViscosity = Real (
    final quantity="DynamicViscosity",
    final unit="Pa.s",
    min=0);
type Emissivity = Real (final quantity="Emissivity", final un
it="1");

type Energy = Real (final quantity="Energy", final unit="J");
type GrashofNumber = Real (final quantity="GrashofNumber", fi
nal unit="1");
type KinematicViscosity = Real (
    final quantity="KinematicViscosity",
    final unit="m2/s",
    min=0);
type Length = Real (final quantity="Length", final unit="m");
type LinearTemperatureCoefficient = Real (final quantity = "Li
nearTemperatureCoefficient", final unit="1/K");
type Mass = Real (
    quantity="Mass",
    final unit="kg",
    min=0);
type MassFlowRate = Real (
    final quantity="MassFlowRate",
    final unit="kg/s",
```

```

        displayUnit="kg/h");

    type NusseltNumber = Real (final quantity="NusseltNumber", final
    unit="1");
    type Power = Real (
        final quantity="Power",
        final unit="W");
    type PrandtlNumber = Real (final quantity="PrandtlNumber", final
    unit="1");
    type Pressure = Real (
        final quantity="Pressure",
        final unit="Pa",
        min = 0,
        displayUnit="bar");

    type PressureDifference =
        Real (
            final quantity="Pressure",
            final unit="Pa",
            displayUnit="bar");
    type RayleighNumber = Real (final quantity="RayleighNumber",
    final unit="1");
    type RelativeHumidity =
        Real (
            min = 0,
            max = 1);

    type RelativeHumidityDifference =
        Real;
    type ReynoldsNumber = Real (final quantity="ReynoldsNumber",
    final unit="1");
    type SpecificEnthalpy=Real (
        final quantity="SpecificEnergy",
        final unit="J/kg", min = 0);
    type SpecificHeatCapacity = Real (final quantity="SpecificHea
    tCapacity",
        final unit="J/(kg.K)",
        min = 0);
    type TemperatureDifference = Real (
        final quantity="ThermodynamicTemperature",
        final unit="K") annotation(absoluteValue=false);
    type Temperature_C = Real (
        final quantity="ThermodynamicTemperature",
        final unit="degC",
        max = 150,
        min = -273.15)
        "Absolute temperature in degree Celsius (for relative tempe
        rature use SIunits.TemperatureDifference)"

        annotation(__Dymola_ab
    soluteValue=true);
    type Temperature_K = Real (
        final quantity="ThermodynamicTemperature",
        final unit="K",
        min = 0,

```

```

        start = 288.15)
    "Absolute temperature (use type TemperatureDifference for r
relative temperatures)"
    annotation(__Dymola_absoluteValue=true);
    type ThermalConductivity = Real (final quantity="ThermalCondu
ctivity", final unit=
        "W/(m.K)");
    type UnitaryRatio =
        Real (
            min = 0,
            max = 1);
    type Velocity = Real (final quantity="Velocity", final unit="
m/s");

    type VolumeFlowRate = Real (
        final quantity="VolumeFlowRate",
        final unit= "m3/s",
        displayUnit= "m3/h");
    type VolumeFlowRate_h=Real (
        final quantity="VolumeFlowRate",
        final unit= "m3/h",
        displayUnit= "m3/h");
end Units;

package Constants

    constant Real mm_da = 28.966;
    constant Real mm_w = 18.015268;
    constant Real R_da = 287.042 "j/kg.K";
    constant Real R_wv = 461.524 "j/kg.K";

end Constants;

```


ANEXO 2 – Registro de parámetros

```
model DryerParameters_T27SC1R_VarAirFlow
  "Record containing dryer adjustment parameters corresponding
  to T27SC1R used with 3Dinterpolator"
  extends Interfaces.Record;

  import SI = Secadora.Units;

// Drum Parameters

  parameter SI.Mass m_w_ini = 4.8 "(kg) Mass of water in clothes
  at the start of the test";
  parameter SI.Mass m_Cl = 8 "(kg) Mass of dry clothes";
  parameter Real hA = 0.16 "Heat transfer coefficient";
  parameter SI.SpecificHeatCapacity Cp_w = 4185.5 "(J/kg*K) Specific
  heat of water in clothes";
  parameter SI.SpecificHeatCapacity Cp_Cl = 2580 "(J/kg*K) Specific
  heat of clothes";

// HP_Data_3D Parameters

  parameter String mapFolder = "S:/Tesis/020_Calculos/170_T27SC
  1R_VairVariable/155g/" "Ubication of unit maps";
  parameter String mapName = "T27SC1R" "MapName";
  parameter SI.VolumeFlowRate_h V_step = 25 "StdV air flow step
  between two maps";
  parameter SI.VolumeFlowRate_h V_map1 = 165 "StdV air flow for
  map1";
  parameter SI.VolumeFlowRate_h V_map2 = 190 "StdV air flow for
  map2";
  parameter SI.VolumeFlowRate_h V_map3 = 215 "StdV air flow for
  map3";
  parameter SI.VolumeFlowRate_h V_map4 = 240 "StdV air flow for
  map4";

// DuctLeaksOut Parameters

  parameter SI.UnitaryRatio L_r = 0.075 "Leakage ratio of air";

// AmbientAir Parameters

  parameter SI.Temperature_C T_C = 23 "(°C)Ambient air temperature";
  parameter SI.Pressure p = 101325 "(Pa)Ambient air pressure";
  parameter SI.RelativeHumidity RH = 0.55 "(0 to 1) Ambient air
  relative humidity";

// AdtFan_ResFlow Parameters

  parameter SI.MassFlowRate m_dot = 0.07 "(kg/s) Mass flow of air
  at the fan when on";
  parameter SI.MassFlowRate m_dot_res = 0.005 "(kg/s) Mass flow
  of air when fan is off";
```

```

    parameter SI.Power Pow_adtFan = 15 "(W) Additional fan power input";
    parameter Real k_adj = 0.2 "Adjustment parameter for the transition softening";
    parameter Real t_adj = 60 "Adjustment parameter for the transition softening";

// Base_Model

    parameter SI.Power E_driveMot = 50 "(W) Electrical motor power input";
    parameter SI.UnitaryRatio driveMot_eff = 0.8 "Drive motor efficiency";
    parameter SI.Length L_drum = 0.3 "(m) Length of the drum";
    parameter SI.Length D_drum = 0.576 "(m) Diameter of the drum";
;
    parameter Real Factor_drum = 6 "Drum HTC correction factor";
    parameter SI.Velocity V_air_fan = 3 "(m/s) Forced air velocity";
    parameter Real Cps_F_loss = 0.15 "Compressor losses to ambient";
    parameter Real K_exp_HTC_Base = 0.4 "Adjustment parameter for transition softening";
    parameter Real t_smth_adj_Base = 30 "Adjustment parameter for transition softening";

// Housing

    parameter Real Factor_int = 4 "Internal HTC adjustment factor";
    parameter Real Factor_ext = 4 "External HTC adjustment factor";
    parameter SI.Emissivity Epsilon_Chapa = 0.8 "Housing emissivity";
    parameter SI.Area Area_ext_housing = 1.35 "(m²) External housing area";
    parameter SI.Area Area_int_housing = 1.35 "(m²) Internal housing area";
    parameter SI.Mass Mass_housing = 3 "(kg) Housing metal mass";
    //parameter SI.Velocity V_air_fan "Forced air velocity" will be same as in base model;
    parameter SI.Length L_plate = 0.6 "(m) Length of the housing";
;
    parameter SI.SpecificHeatCapacity Cp_housing = 418.68 "(J/kg*K) Housing specific heat";
    parameter Real K_exp_HTC_Housing = 0.15 "Adjustment parameter for the transition softening";
    parameter Real t_smth_adj_Housing = 60 "Adjustment parameter for the transition softening";

```

```
// FanModel

parameter SI.MassFlowRate m_dot_air = 0.0642133 "(kg/s) Air mass flow in closed circuit";
parameter SI.Pressure p_fan = 101325 "(Pa) Pressure of closed circuit air";

// ControlModule

parameter SI.Temperature_C TfanOn = 68 "(°C) Adt fan on temperature";
parameter SI.Temperature_C TfanOff = 65 "(°C) Adt fan off temperature";
parameter SI.Temperature_C TcompOff = 72 "(°C) Compressor off temperature";

end DryerParameters_T27SC1R_VarAirFlow;
```