

MODELO ANALÍTICO DE UN AUTOCLAVE

David Álvarez Maneiro^[*]
Antonio José Gutiérrez Trashorras^[]**
Eduardo Álvarez Álvarez^[]**

[*] Alumno; [] Tutores**
uo221412@uniovi.es

Departamento de Energía. Universidad de Oviedo.

ABSTRACT

The objective of this project is to create an analytical model of the cooling process in an autoclave, peculiarly for a composite autoclave. In order to do it, heat transmission equations and geometrical and operation data, provided by OLMAR S.A. were used, in order to create a heat transmission model. Finally it was checked the model by comparing the results obtained with Matlab software and the real cooling curve.

Keywords:

Autoclave, composites, analytical model, heat transmission, cooling, MATLAB

RESUMEN

El objetivo de este proyecto es crear un modelo analítico para la fase de enfriamiento de un autoclave, concretamente para un autoclave de composites. Para ello, se usaron las ecuaciones de transmisión de calor, datos geométricos y de operación de un autoclave real, proporcionados por la empresa OLMAR S.A. para poder crear un modelo de transmisión de calor. Por último se comprobó la validez modelo comparando los resultados obtenidos con el software Matlab y la curva real de enfriamiento.

Palabras clave:

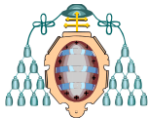
Autoclave, composites, modelo analítico, transmisión de calor, enfriamiento, MATLAB

INTRODUCCIÓN

Para la fabricación de materiales compuestos (composites) existen distintos métodos, cada uno con sus ventajas y desventajas, como por ejemplo el moldeo de láminas (SMC), que posee un bajo coste de producción, pero está limitado a geometrías sencillas [1, 2] y el vacío aislante, que consigue buenos acabados en piezas de diversos tamaños, pero a un elevado precio (VIP) [3-6]. Un tercer ejemplo es el moldeo mediante autoclave que permite producir diversas piezas de fibra, de diversos tamaños con buen acabado. A pesar de que este proceso presenta unos elevados costes, tanto de producción como de operación en comparación con los otros dos métodos. En muchos de los sectores en los que se utilizan autoclaves, como en la aeronáutica, el uso de estos es necesario por requisito técnico.

Los autoclaves son recipientes cilíndricos a presión y en su interior se colocarán los distintos productos, para ser tratados térmicamente, sobre un suelo con resistencias térmicas. Para el incremento de presión, en función de la aplicación, se podrá usar vapor o gas (aire, nitrógeno, ...). El tamaño de las piezas a tratar estará limitado por el tamaño del autoclave, aunque estos equipos se fabrican a medida, en función de las piezas que vayan a tratar.

Los autoclaves para tratamiento de composites son considerados los equipos más



avanzados a nivel técnico y de diseño, ya que se utilizan en los sectores con mayor inversión en investigación y desarrollo de nuevos materiales como la aeronáutica o la ingeniería aeroespacial. La aparición de estos nuevos materiales ha supuesto un enorme avance en muchos de estos sectores: la industria aeronáutica (con los nuevos A380 / A350) la Formula 1, el sector aeroespacial (cohetes, satélites), el equipamiento deportivo (material de ski, tablas de surf), de construcción (carcasas, vigas estructurales), etc. la *Figura 1* muestra algunos ejemplos.

Todos ellos han introducido componentes fabricados con materiales compuestos como las fibras de vidrio, las aramidas, poliamidas, polímeros y plásticos especiales.



Figura 1- Algunas aplicaciones de los composites.

El curado de los composites se realiza mediante ciclos térmicos a una presión controlada, que aumenta la transmisión de calor [7], con distintos parámetros en función de la composición y las características que se desee obtener en cada proceso [8].

Por lo general el ciclo térmico llevado a cabo en un autoclave se compone de 3 fases:

- Calentamiento.
- Mantenimiento o cura.
- Enfriamiento.

El modo en que se realiza la transmisión de energía de unos elementos a otros en el interior de un autoclave es un problema complejo. Diversos autores han desarrollado modelos analíticos del funcionamiento de un autoclave con el objeto de profundizar en dicho fenómeno y obtener un mayor conocimiento de como actúan los mecanismos de transferencia de calor que permita controlar y mejorar los procesos. En [9 y 10] se estudian diferentes modelos teóricos de transmisión de calor y en [11] se trata una teoría para la convección forzada en distintos tipos de geometrías. Otros

artículos [12 y 13] estudian la transmisión de calor en el interior de un autoclave, pero centrándose solo en la distribución de temperaturas en el material a tratar, para determinar el ciclo de trabajo apropiado.

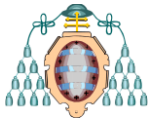
En [14] se investigó el efecto de la radiación en una geometría compleja basándose en otro estudio [15], los cuales realizaban un estudio de la distribución de temperaturas en el interior de un autoclave pero sin considerar los efectos de la radiación.

A pesar de que la radiación siempre se manifiesta, ya que la materia por encima de 0 K emite energía, esta palidece en comparación con los valores alcanzados por la convección que se produce en el interior de los autoclaves, aun así en [15, 16] se comprobó que en materiales que poseían diferentes emisividades, mostraban diferencias de temperatura en dichas zonas con distintas emisividades.

En [17] se estudiaron los procesos de calentamiento y enfriamiento, considerando el efecto de la radiación por separado y utilizando valores experimentales para los coeficientes de convección. En [18] se realizó un trabajo similar pero el efecto de la radiación fue incluido en las correlaciones de Nusselt, para las tres partes del ciclo de trabajo del autoclave. A pesar de todas las investigaciones existentes, la fase de enfriamiento esta poco estudiada, un estudio de esta fase ayudaría a la optimización del intercambiador de calor y a la reducción de costes del autoclave.

OBJETIVO

Debido al amplio uso de estos equipos y su elevado coste, resulta interesante elaborar un modelo analítico que se pueda usar como trabajo previo a un diseño más elaborado de un autoclave. El objetivo de este Trabajo de Fin de Master es presentar un modelo analítico de la fase de enfriamiento del tratamiento en autoclave de un composite. Partiendo de datos geométricos y materiales de un prototipo real de autoclave se realizará un modelo analítico del autoclave.



MÉTODO DE TRABAJO

En los autoclaves, el proceso de enfriamiento es la última parte del ciclo de trabajo. Este comienza justo al acabar el proceso de cura del composite. En consecuencia, al inicio de la fase de enfriamiento, tanto el composite como el aire en el interior del autoclave se encontrarán a la temperatura a la que terminó el proceso de cura.

El enfriamiento será llevado a cabo mediante aire movido por un ventilador en un ciclo cerrado (*figura 2*). El aire se refrigera mediante el agua que atraviesa un intercambiador.

Para realizar el modelo analítico del autoclave se comenzó por:

1. Suponer modelo adiabático y en el interior la presión permanece constante.
2. Suponer constantes las propiedades del material.
3. Temperatura de entrada del agua de refrigeración constante.
4. Determinar los flujos de calor existentes.
 - 4.1- Composite / Aire / Envoltante interior.
 - 4.2- Aire / Intercambiador de calor (agua).
 - 4.3- Aire / Envoltante exterior / Pared aislada

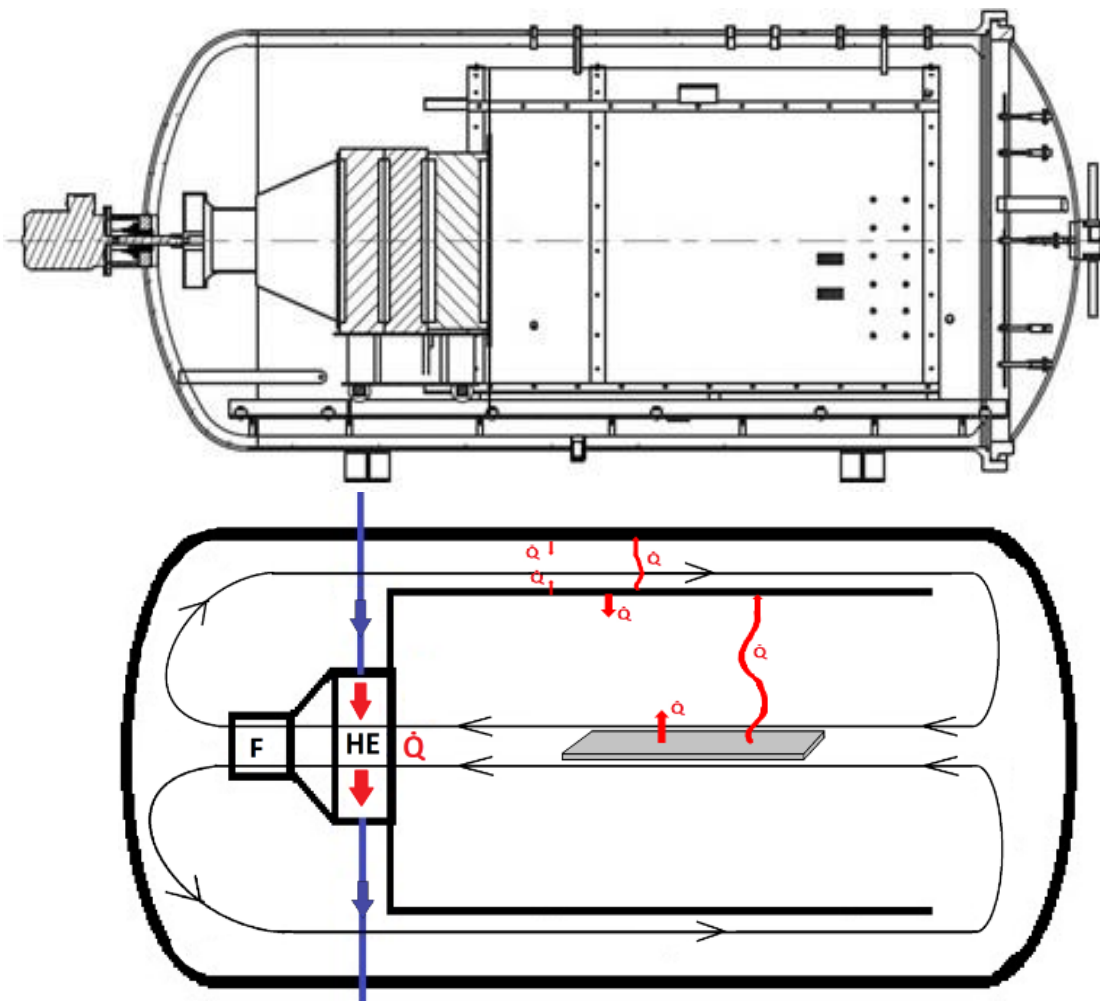
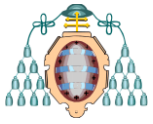


Figura 2- Autoclave real y modelo simplificado.



En la *figura 2*, \dot{Q} representa a los flujos de calor existentes, HE es el intercambiador de calor (Heat Exchanger) y F es el ventilador (Fan).

Flujo de calor en la cámara:

El intercambio de calor existente en el composite se realizará mediante los procesos de convección y radiación (convección con el aire, radiación con la envolvente). El flujo térmico total del composite y del aire será:

$$\dot{Q}_c = m_c \cdot c_{p_c} \cdot \frac{dT_c}{dt} \quad \dot{Q}_a = \dot{m}_a \cdot c_{p_a} \cdot \Delta T_a \quad (1)$$

Donde m_c es la masa del composite, c_{p_a} su calor específico, $\frac{dT_c}{dt}$ la derivada de temperatura del composite en función del tiempo. A su vez \dot{m}_a será el caudal másico de aire circulando por la cámara, c_{p_a} su calor específico y ΔT_a el incremento de temperatura al haber pasado por la cámara.

Entre el composite y la envolvente interior de la cámara habrá intercambio por radiación:

$$\dot{Q}_{radiación,1} = \sigma \cdot \varepsilon \cdot A_c \cdot (T_c^4 - T_p^4) \quad (2)$$

Utilizando temperaturas absolutas (K) donde T_p será la temperatura en la pared interior. A_c es el área del composite, σ es la constante de Stefan-Boltzmann ($5.6704 \cdot 10^{-8} \text{ W/m}^2\text{K}^4$) y ε es la emisividad del cuerpo.

El aire aumentará su temperatura a medida que avanza por la cámara, adquiriendo calor por convección del composite y de la envolvente.

$$\dot{Q}_{a1} = \dot{Q}_{conveccion,C} + \dot{Q}_{conveccion,pi} \quad (3)$$

$$\dot{Q}_{conveccion,C} = h_c \cdot A_c \cdot (T_c - T_a) \quad (4)$$

$$\dot{Q}_{conveccion,pi} = h_{pi} \cdot A_{pi} \cdot (T_p - T_a) \quad (5)$$

$$\dot{Q}_c = \dot{Q}_{conveccion,C} + \dot{Q}_{radiación} \quad (6)$$

Donde h_c es el coeficiente de convección entre el composite y el aire y h_{pi} el existente entre el aire y la pared. Por último A_{pi} representa el área de la envolvente interior.

Con estas expresiones y utilizando el método de Euler para resolver la ecuación diferencial de (1), se puede obtener el calor cedido por el composite y ganado por el aire:

$$T_{a3} = T_{a2} + \frac{\dot{Q}_{a1}}{\dot{m}_a \cdot c_{p_a}} \quad (7)$$

$$T_{c,n+1} = T_{c,n} - \frac{\dot{Q}_c \cdot \Delta t}{m_c \cdot c_{p_c}} \quad (8)$$

Donde T_{a2} y T_{a3} representan la temperatura del aire antes y después de pasar por la cámara.

Flujo de calor entre el aire y el intercambiador de calor (agua).

Para conseguir enfriar el composite el aire que recircula en el interior del autoclave, necesita ser refrigerado, esto se hará mediante un intercambiador de calor. Por el interior del intercambiador circula un caudal conocido y regulable de agua \dot{m}_w , que será el caudal de refrigeración. Los flujos se muestran en la *figura 3*.

El aire caliente entra a una temperatura T_{a3} , la temperatura del aire a la salida, T_a será la temperatura a la que entra el agua.

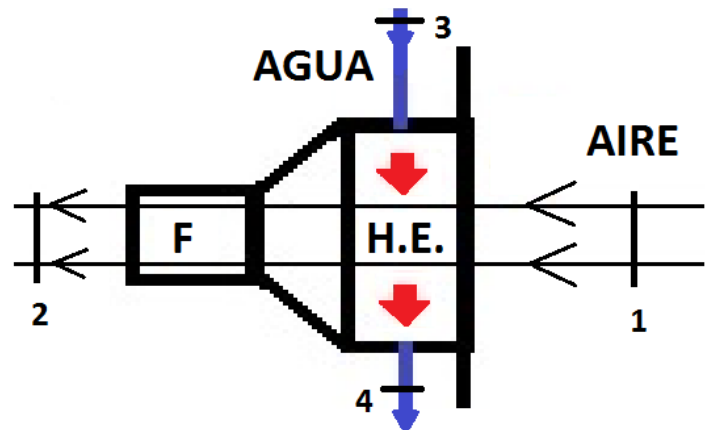
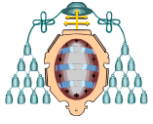


Figura 3- Flujo de calor aire-intercambiador. (1-2 aire, 3-4 agua)



El flujo de térmico entre el intercambiador de calor (agua) y el aire será:

$$\dot{Q}_{a2} = \dot{Q}_w \quad (9)$$

$$\dot{m}_a \cdot C_{pa} \cdot (T_{a3} - T_a) = \dot{m}_w \cdot C_{p,w} \cdot (T_{sw} - T_{ew}) \quad (10)$$

De esta forma el aire a la salida del intercambiador tendrá una temperatura:

$$T_a = T_{a3} - \frac{\dot{Q}_w}{\dot{m}_a \cdot C_{pa}} \quad (11)$$

Para iniciar este cálculo se comenzará suponiendo las temperaturas de salida, y se comprobará su validez mediante el método NTU. (Anexo IV)

Flujo de calor en el exterior de la cámara:

Por el anillo que se forma entre la cámara de trabajo y la envolvente aislada circula el aire enfriado que sale del intercambiador de calor a T_a , este aire se calentará debido a la convección producida con la parte aislada y la parte exterior de la cámara de trabajo. Además, existirá un intercambio de calor por radiación entre la parte aislada y el exterior de la cámara de trabajo. El calor que recibe el aire será:

$$\dot{Q}_{a3} = \dot{Q}_{conveccion,Pe} + \dot{Q}_{conveccion,PA} \quad (12)$$

Donde los subíndices Pe y PA representan a la envolvente exterior y a la pared aislada respectivamente.

$$\dot{Q}_{conveccion,PA} = h_{PA} \cdot A_{PA} \cdot (T_{PA} - T_a) \quad (13)$$

$$\dot{Q}_{conveccion,Pe} = h_{Pe} \cdot A_{Pe} \cdot (T_P - T_a) \quad (14)$$

\dot{Q}_{a3} a su vez equivaldrá a:

$$\dot{Q}_{a3} = \dot{m}_a \cdot C_{pa} \cdot (T_{a2} - T_a) \quad (15)$$

Igualando las ecuaciones 12 y 15 y despejando se obtiene la temperatura de salida del aire tras pasar por el anillo, este aire volverá circular por la cámara:

$$T_{a2} = T_a + \frac{\dot{Q}_{a3}}{\dot{m}_a \cdot C_{pa}} \quad (16)$$

Al mismo tiempo la envolvente exterior intercambia calor por radiación con la pared aislada:

$$\dot{Q}_{radiación,2} = \sigma \cdot \varepsilon \cdot A_{Pe} \cdot (T_P^4 - T_{PA}^4) \quad (17)$$

De forma análoga al composite la envolvente se enfriará:

$$\dot{Q}_P = m_p \cdot C_{p_p} \cdot \frac{dT_P}{dt} \quad (18)$$

Donde m_p es la masa de la envolvente, C_{p_p} su calor específico y $\frac{dT_P}{dt}$ la variación de la temperatura de dicha masa respecto al tiempo.

A su vez la envolvente recibe 4 flujos de calor como se muestra en la *figura 2*. Siendo estos:

$$\dot{Q}_P = \dot{Q}_{rad,1} - \dot{Q}_{rad,2} - \dot{Q}_{conv,Pe} - \dot{Q}_{conv,PI} \quad (19)$$

Igualando las ecuaciones 18 y 19, y mediante el método de Euler, se obtiene la evolución de la temperatura en la envolvente.

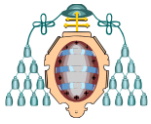
$$T_{P,n+1} = T_{P,n} - \frac{\dot{Q}_P \cdot \Delta t}{m_p \cdot C_{p_p}} \quad (20)$$

Por último, el tiempo total será el número de iteraciones por el incremento de tiempo:

$$Tiempo = n \cdot \Delta t \quad (21)$$

De acuerdo con la nomenclatura definida para temperaturas del aire evaluadas en cada zona, se cumple que:

$$T_{a1} < T_{a2} < T_{a3}$$



DATOS

Para analizar el modelo se utilizaron los siguientes datos:

Tabla 1 - Datos de operación

Tª inicial	185	°C
Tª final	60	°C
Caudal de aire	1	m ³ /s
Presión	100	psig
Caudal de agua	0.005	m ³ /s
Tª _e agua	16	°C

Tabla 2 - Datos del composite

Composite (placa plana)		
Largo (L)	0.4	m
Ancho (a)	1.2	m
Masa (mc)	100	kg
Calor específico (C _{pc})	460	J/kgK

En el anexo III se calculan los valores de los coeficientes de convección y en el anexo II se indican otros valores utilizados.

El modelo descrito se implementó en Matlab (ver código en anexo I).

RESULTADOS

En la figura 4 se muestra la evolución de la temperatura del composite, para los caudales de aire y agua definidos y a una presión constante de 100 psig (presión absoluta de ~ 8 bar).

La forma de la curva real variará ligeramente en la parte inicial y final del ciclo por variación de los coeficientes de convección.

Con los datos usados el tiempo total de enfriamiento fue de 2168 s (36,6 minutos). La pendiente media es de 3,4 °C/min. Este valor es

adecuado, ya que en el autoclave real, la pendiente buscada es de entre 3 y 4°C/min.

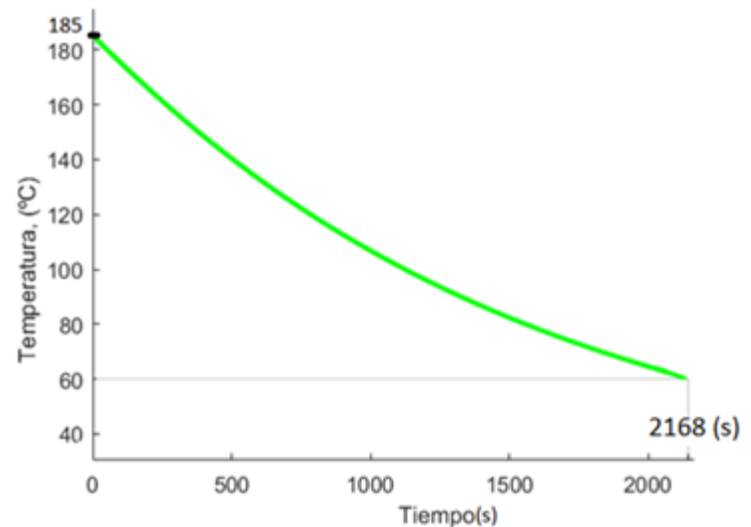


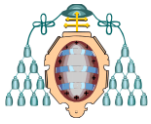
Figura 4 – Curva obtenida de enfriamiento del composite.

En las especificaciones de diseño se establece que para el ciclo estudiado [185-60 °C], la duración del proceso de enfriamiento deberá ser de al menos 40 minutos (2400 segundos). Esto se puede solucionar regulando los caudales de aire y agua para obtener la rampa de enfriamiento deseada.

Los coeficientes de convección se han supuesto constantes durante el ciclo de enfriamiento y fueron evaluados a la temperatura media del ciclo [122.5 °C]. En el modelo desarrollado estos coeficientes no variarían mucho de los supuestos debido a que la mayor influencia sobre estos la proporciona el número de Reynolds, que a su vez depende de la velocidad.

CONCLUSIONES

Se ha desarrollado un modelo analítico para la simulación del proceso de enfriamiento en un autoclave. En particular, se ha obtenido la curva de enfriamiento (Temperatura-tiempo) en el interior de un autoclave para unos caudales de aire y agua de refrigeración constantes.



En el modelo se ha considerado que la presión no varía durante el enfriamiento. En un autoclave real, la presión permanece constante en la fase de estudio mediante la inyección de aire en el interior del autoclave con unos compresores. Esta inyección de aire, además de mantener la presión constante en el interior del autoclave, aumenta la velocidad de enfriamiento al introducir aire a menor temperatura. Por tanto, el intercambiador utilizado en este estudio estaría sobredimensionado.

La modelización presentada en este trabajo es una primera solución aproximada que se pretende mejorar en futuros estudios.

NOMENCLATURA

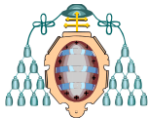
A_c	Área del composite (m ²)
A_{PA}	Área de la envolvente aislada (m ²)
A_{pe}	Área de la envolvente exterior (m ²)
A_{pi}	Área de la envolvente interior (m ²)
$\frac{dT}{dt}$	Derivada de temperatura respecto al tiempo
C_{pa}	Calor específico del aire (J/kgK)
C_{pc}	Calor esp. del composite (J/kgK)
C_{pp}	Calor esp. de la cámara (J/kgK)
C_{pw}	Calor esp. del agua (J/kgK)
h_c	Coef. de convección en el composite (W/m ² K)
h_{ext}	Coef. de conv. en el exterior del HE
h_{int}	Coef. de conv. en el interior del HE
h_{PA}	Coef. de conv. en la pared aislada
h_{pe}	Coef. de conv. en la p. exterior de la cámara
h_{pi}	Coef. de conv. en la p. interior de la cámara
\dot{m}_a	Flujo másico de aire (kg/s)
m_c	Masa del composite (kg)
m_p	Masa de la cámara (kg)
\dot{m}_w	Caudal másico de agua (kg/s)
n	Iteraciones
\dot{Q}_a	Flujo térmico para el aire (W)
\dot{Q}_{a1}	Flujo térmico del aire en la cámara (W)
\dot{Q}_{a2}	Flujo térmico del aire en el intercambiador (W)
\dot{Q}_{a3}	Flujo térmico del aire en la zona anular (W)
\dot{Q}_c	Flujo térmico del composite (W)
$\dot{Q}_{conveccion}$	Flujo térmico por convección (W)
\dot{Q}_p	Flujo térmico de la envolvente (W)
$\dot{Q}_{radiación}$	Flujo térmico por radiación (W)
\dot{Q}_w	Flujo térmico del agua de refrigeración (W)
T_a	Tª del aire (°C)
T_{a1}	Tª del aire tras el intercambiador (°C)

T_{a2}	Tª del aire al entrar en la cámara (°C)
T_{a3}	Tª del aire tras extraer calor del composite (°C)
T_c	Tª del Composite (°C)
T_{ew}	Tª de entrada del agua (°C)
Tiempo, Δt	Tiempo e incremento de tiempo (s)
T_p	Tª de la envolvente (°C)
T_{sw}	Tª de salida del agua (°C)
σ	Constante de Stefan-Boltzmann (W/m ² K ⁴)
ε	Emisividad

AGRADECIMIENTOS

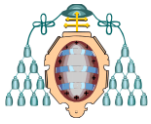
Me gustaría agradecer al profesor Dr. Eduardo Blanco Marigorta y a mis tutores, por el seguimiento durante el proyecto y su inestimable ayuda a la hora de resolver las dudas y problemas que fueron surgiendo.

A mis padres y a mi novia por su apoyo y motivación durante el año.



REFERENCIAS

- [1] Odenberger PT, Anderson HM and Lundstrom TS. *Experimental flow-front visualization in compression moulding of SMC*. Compos A-Appl Sci Manuf 2004; 35:1125-1134.
- [2] Olsson NEJ, Lundstrom TS and Olofsson K. Design of Experiment study of compression moulding of SMC. *Plastics Rubber Compos* 2009 ;38:426-431.
- [3] Andersson HM, Lundström TS and Gebart BR. Numerical model for vacuum infusion manufacturing of polymer composites. *Int J Numer Methods Heat Fluid Flow* 2003; 13: 383–394.
- [4] Andersson HM, Lundstrom TS and Langhans N. *Computational fluid dynamics applied to the vacuum infusion process*. Polym Compos 2005; 26: 231–239.
- [5] Hammami A and Gebart BR. *Analysis of the vacuum infusion molding process*. Polym Compos 2000; 21: 28–40.
- [6] Yang B, et al. *Simulation prediction of the perform deformation and resin flow in vacuum infusion process*. Polym Compos 2014; 35: 1968–1979.
- [7] Purslow D and Childs R. *Autoclave moulding of carbon fibre-reinforced epoxies*. Composites 1986; 17: 127-136
- [8] www.olmar.com/autoclaves/composite
- [9] Shearer, J.L., Kulakowski, B.T. (1990). *Dynamic modelling and control of engineering systems*. Macmillan Publishing Company, New York.
- [10] Incropera, F.P., De Witt, D.P. (1990). *Fundamentals of Heat and Mass Transfer*, 3rd ed. John Wiley & Sons, New Jersey
- [11] Whitaker, S. (1972). *Forced convection heat transfer correlations for flow in pipes, past flat plates, single cylinders, single spheres, and for flow in packed beds and tube bundles*. AIChE Journal, vol. 18, no. 2, p. 361-371.
- [12] Zeng, X., Raghavan, J. (2010). *Role of toolpart interaction in process-induced warpage of autoclave-manufactured composite structures*. Composites: Part A, doi: 10.1016/j.compositesa.2010.04.017.
- [13] Dufour, P., Michaud, D.J., Toure, Y., Dhurjati, P.S. (2004). *A partial differential equation model predictive control strategy: application to autoclave composite processing*. Computers & Chemical Engineering, vol. 28, p. 545-556.
- [14] Razak, A.A., Salah, N.J., Majdi, H.S. (2007). *Mathematical model of autoclave curing of epoxy resin based composite materials*. Engineering & Technology, vol. 25, no. 7, p. 828-835.
- [15] Jimmy Nils Erik Kluge, TS Lundström, LG Westerberg and T Nyman. *Modelling heat transfer inside an autoclave: Effect of radiation*. Journal of Reinforced Plastics and Composites 2016, Vol. 35(14) 1126–1142
- [16] Zhang C, Wang YG, Liang XZ, et al. *Research with CFX software on frame mould temperature field simulation in autoclave process*. Polym Polym Compos 2009; 17:325–336.
- [17] Monaghan MTBPF and Oosthuizen PH. *Heat transfer in an autoclave for processing thermoplastic composites*. Compos Manuf 1991; 2: 233–242.
- [18] Aleksander Preglej – Rihard Karba – Igor Steiner¹ – Igor Škrjanc. *Mathematical Model of an Autoclave*. Strojniški vestnik - Journal of Mechanical Engineering 57(2011)6, 503-516 DOI:10.5545/sv-jme.2010.182



ANEXO I- CODIGO MATLAB

DATOS

```
while Tcomposite>60
    %SUPOSICIONES INICIALES
    if n<1
        Taire3=Tcomposite;
        Tsw=Tew+5;
        Taire=Taire3-10;
        Tp=Taire3;
        Tpa=Taire3;
        Taire2p=1;
        Tpap=1;
        Taire2=Taire+21;
        Taire3p=1;
        Tpp=1;
        Tmw=(Tew+Tsw)/2;
        Tmaire=(Taire+Taire3)/2;
    end
    INTERCAMBIADOR
    ENVOLVENTE
    CAMARA
    Tcomposite1=Tcomposite-((QT3*At)/(mc*Cpc));
    Tcomposite=Tcomposite1;
    n=n+1;
    Tiempo=n*At;
end
```

RUTINA DEL INTERCAMBIADOR

```
while error>1E-10
    %PROPIEDADES AGUA
    row=dens_AGUA(Tmw);
    Cpw=calor_esp_AGUA(Tmw);
    mw=Vw*row;
    %PROPIEDADES AIRE
    Densair3=densair(Tmaire,P);
    Cpair3=Cp_air(Tmaire);
    ma3=Va*Densair3;

    Qccext=hext*Aext*(Taire3-Taire);
    Tswp=Tew+(Qccext/(mw*Cpw));
    error1
    Tsw=Tswp;
    Tmw=(Tsw+Tew)/2;
    %NTU
    if ((ma3*Cpair3)-(mw*Cpw))>0
        Ts=Tsw;
        Te=Tew;
        MCPmenor=mw*Cpw;
        ATMayor=(Ts-Te);
        MCPMayor=ma3*Cpair3;
        ATmenor=(Taire3-Taire);
        Tsp=Te+epsi*(Taire3-Tew);
    error3
        Tws=Tsp;
    else
        Ts=Taire;
        Te=Taire3;
```

```
        MCPmenor=ma3*Cpair3;
        ATMayor=(Te-Ts);
        MCPMayor=mw*Cpw;
        ATmenor=(Tsw-Tew);
        Tsp=Te-epsi*(Taire3-Tew);
    error3
        Taire=Tsp;
    end
error2
    Tmaire=(Taire+Taire3)/2;
erro
error
end
```

RUTINA DE LA ZONA ANULAR

```
while error4>1E-6
    Tmaire2=(Taire+Taire2)/2;
    %PROPIEDADES DEL AIRE
    Cpair=Cp_air(Tmaire2);
    Densair=densair(Tmaire2,P);
    ma=Va*Densair;

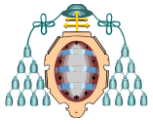
    Qrad=sigma*E*AAe*(((Tpa+273)^4)-
        (Tp+273)^4);
    Qc1=hpa*APa*(Tpa-Tmaire2);
    Qc2=hpe*AAe*(Tp-Tmaire2);
    QT1=Qc1+Qc2;
    Taire2p=Taire+(QT1/(ma*Cpair));

error4

    Taire2=Taire2p;
    Tpap=Taire2+(Qrad/(hpa*APa));
    Tpa=Tpap;
end
```

RUTINA DE LA CAMARA

```
while error5>1E-5 & (resta)>1E-5
    Tmaire1=(Taire2+Taire3)/2;
    %Propiedades del aire
    Densair1=densair(Tmaire1,P);
    Cpair1=Cp_air(Tmaire1);
    ma1=Va*Densair1;
    Qrad1=sigma*E*Ac*(((Tcomposite+273)^4)-
        ((Tp+273)^4));
    Qc3=hair*Ac*(Tcomposite-Tmaire1);
    Qc4=hpi*AAi*(Tp-Tmaire1);
    QT3=Qrad1+Qc3;
    QT4=Qc3+Qc4;
    Taire3p=Taire2+QT4/(ma1*Cpair1);
error5
    Tpp=Tp-At*(-Qrad1+Qrad+Qc2+Qc4)/(Mca*Cpca);
resta
    Tp=Tpp;
    Taire3=Taire3p;
end
```



ANEXO II- DATOS

En la siguiente tabla se recogen datos complementarios al documento.

		Valor
Intercambiador	Diámetro exterior tubo (D_t)	0,1 m
	Espesor (e)	0,001 m
	Diametro interior tubo (d_t)	0,098 m
Autoclave	Longitud de la cámara	2 m
	Diámetro interno (D_{pi})	1,52 m
	Diámetro externo (D_{pe})	1,528 m
	Diámetro pared aislada (D_{PA})	1,728 m
	Emisividad ε	0.15
	Efectividad del intercambiador	0.3

Área del composite:

$$A_c = 2 \cdot L \cdot a$$

Área de la envolvente aislada:

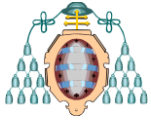
$$A_{PA} = \pi \cdot D_{PA} \cdot L$$

Área de la envolvente exterior:

$$A_{pe} = \pi \cdot D_{pe} \cdot L$$

Área de la envolvente interior:

$$A_{pi} = \pi \cdot D_{pi} \cdot L$$



ANEXO III- CALCULO DE LOS COEFICIENTES DE CONVECCION

Los coeficientes de convección del aire fueron calculados para la temperatura media del ciclo, 122,5°C. Mientras que el del agua fue calculado a 20°C.

Las propiedades de ambos fluidos a las citadas temperaturas se muestran en la siguiente tabla junto con sus caudales de circulación:

	Agua	Aire
Densidad (kg/m ³)	998,21	6,9739
Conductividad (W/m·K)	0,5985	0,0335
Calor Esp. (J/kg·K)	4184	1013,6
Viscosidad dinámica (Pa·s)	0,0010014	0,000022819
Viscosidad cinemática (m ² /s)	1,0032E-06	3,27E-06
Prandt	7	0,69
Caudal (m ³ /s)	0,005	1

Coefficiente del agua:

Velocidad:

$$v = \frac{0.005}{\frac{\pi}{4} \cdot 0.098^2} = 0.663 \frac{m}{s}$$

Número de Reynolds:

$$Re = \frac{v \cdot dt}{\vartheta} = 64767$$

Número de Nusselt:

$$Nu = 0.023 \cdot Re^{0.8} \cdot Pr^{0.4} = 353.13$$

$$h = \frac{Nu \cdot k}{dt} = 2161.13 \frac{W}{m^2}$$

Coefficientes del aire:

Se evalúan en cada una de las zonas estudiadas en el modelo.

Para ello será necesario conocer la velocidad del aire en cada una de las zonas.

1. Cámara:

Velocidad:

$$v = \frac{1}{\frac{\pi}{4} \cdot 1.52^2} = 0.55 \frac{m}{s}$$

a- Composite.

Número de Reynolds:

$$Re = \frac{v \cdot L}{\vartheta} = 67235.99$$

Número de Nusselt:

$$Nu = 0.0296 \cdot Re^{\frac{4}{5}} \cdot Pr^{\frac{1}{3}} = 190.39$$

$$h = \frac{Nu \cdot k}{L} = 15.94 \frac{W}{m^2}$$

b-Pared Interior de la envolvente.

Número de Reynolds:

$$Re = \frac{v \cdot D_{pi}}{\vartheta} = 255496.75$$

Número de Nusselt

$$Nu = 0.023 \cdot Re^{0.8} Pr^{0.4} = 419.93$$

$$h = \frac{Nu \cdot k}{D_{pi}} = 9.255 \frac{W}{m^2}$$

2. Intercambiador.

Suposición de que el aire se mueve a través del intercambiador a la misma velocidad que en la cámara.

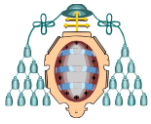
Número de Reynolds:

$$Re = \frac{v \cdot Dt}{\vartheta} = 16808.99$$

Número de Nusselt:

$$Nu = (0.4 \cdot \sqrt{Re} + 0.06 \cdot Re^{0.67}) \cdot Pr^{0.4} = 79.76$$

$$h = \frac{Nu \cdot k}{Dt} = 26.72 \frac{W}{m^2}$$



3. Zona anular.

Velocidad:

$$v = \frac{1}{\frac{\pi}{4} \cdot (1.728^2 - 1.528^2)} = 1.955 \frac{m}{s}$$

a- Pared exterior de la envolvente:

Número de Reynolds:

$$Re = \frac{v \cdot D_{pe}}{\vartheta} = 912954$$

Número de Nusselt:

$$Nu = (0.4 \cdot \sqrt{Re} + 0.06 \cdot Re^{0.67}) \cdot Pr^{0.4} = 839.03$$

$$h = \frac{Nu \cdot k}{D_{pe}} = 18.4 \frac{W}{m^2}$$

b- Pared aislada:

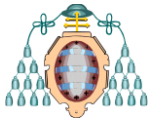
Número de Reynolds:

$$Re = \frac{v \cdot D_{pa}}{\vartheta} = 912954$$

Número de Nusselt:

$$Nu = 0.023 \cdot Re^{0.8} \cdot Pr^{0.4} = 1163.12$$

$$h = \frac{Nu \cdot k}{D_{pe}} = 22.5 \frac{W}{m^2}$$



ANEXO IV- NTU

A continuación se explicará brevemente el método NTU (Método del número de unidades de transmisión).

1. Datos:

- Geometría.
- Flujos máscicos de los fluidos.
- Temperaturas de entrada.

2. Resultados:

- Temperaturas de salida.
- Flujo de calor que se prevé obtener.

Este método requiere de la suposición de las temperaturas de salida de ambos fluidos y del uso de distintos gráficos para obtener el resultado. Para evitar su uso se supuso una efectividad del intercambiador constante.

El programa calcula el producto ($\dot{m} \cdot C_p$) tanto del agua como del aire y se queda con el que sea menor ya que este será el que posea un salto térmico mayor, ya que en todo momento se habra de cumplir:

$$\dot{Q}_a = \dot{Q}_w$$

$$\dot{m}_a \cdot C_{pa} \cdot (T_2 - T_1) = \dot{m}_w \cdot C_{pw} \cdot (T_4 - T_3)$$

$$(\dot{m} \cdot C_p)_{menor} \cdot \Delta T_{mayor} = (\dot{m} \cdot C_p)_{mayor} \cdot \Delta T_{menor}$$

Una vez determinado el ΔT_{mayor} se despejaria de la ecuacion de la efectividad la temperatura de salida del fluido al que pertenezca dicho salto térmico, se comparará con la supuesta y se iterará hasta la convergencia.

$$\epsilon = \frac{\Delta T_{mayor}}{(T_2 - T_3)}$$