

Universidad de Sevilla.  
Escuela Politécnica superior de Sevilla

TRABAJO FIN DE GRADO  
EN INGENIERÍA MECÁNICA

Diseño optimizado mediante algoritmos genéticos del radiador para una motocicleta de competición de encendido provocado de 250cc 4T para Motostudent.

Alumno: Andrés Izquierdo Bello.

Tutora: Elisa Carvajal Trujillo

Curso académico: 2016-2017

## **Resumen**

La necesidad de evacuación de calor en los motores térmicos asociado a unos altos requerimientos en competición da lugar a estudios complejos donde se une la teoría del ciclo termodinámico con el diseño y la optimización del sistema. En este documento, se toman los datos procurados por la propia competición sobre el funcionamiento del motor y se realiza una aproximación de los requerimientos de refrigeración, del cual se extrae la información necesaria para realizar el diseño de su sistema de refrigeración y más concretamente, todo lo referente al circuito del radiador haciendo uso del método de algoritmos genéticos del programa EES.

### **Abstract**

El presente documento pretende dar a conocer las necesidades en cuanto a la evacuación de calor de los motores térmicos en automoción, concretamente, en aquellos utilizados en motocicletas de competición. Además, muestra como dar solución a estos requerimientos mediante el uso de programación avanzada en EES junto con un proceso de diseño actual basado en el estado del arte de estos tipos de sistemas.

1.	INTRODUCCIÓN.....	2
1.1.	Objetivo del trabajo.....	2
1.2.	Alcance del trabajo.....	2
1.3.	Antecedentes.....	2
2.	MOTORES DE COMBUSTIÓN INTERNA ALTERNATIVOS. ....	4
2.1.	Introducción. ....	4
2.2.	Generalidades de los motores de combustión interna.....	5
2.2.1.	Parámetros geométricos. ....	6
2.2.2.	Parámetros de funcionamiento. ....	7
2.2.3.	Parámetros indicados y efectivos. ....	8
2.3.	Ciclo teórico de los motores de combustión de encendido provocado.....	10
2.4.	Ciclo real de los motores de combustión de encendido provocado.....	13
3.	REFRIGERACIÓN DE MOTORES DE COMBUSTIÓN INTERNA.....	14
3.1.	Los sistemas de refrigeración y sus componentes. ....	14
3.1.1.	Sistema de refrigeración por agua. ....	14
3.1.1.1.	El líquido refrigerante.....	15
3.1.1.2.	Bomba de agua.....	15
3.1.1.3.	Termostato. ....	16
3.1.1.4.	Radiador.....	16
3.1.1.5.	Vaso de expansión.....	17
3.1.2.	Sistemas de refrigeración por aire.....	17
3.1.3.	Sistemas de refrigeración por aceite.....	18
4.	ALGORITMOS GENÉTICOS Y SU APLICACIÓN EN INGENIERÍA.....	19
4.1.	Introducción a los algoritmos genéticos. ....	19
4.2.	Los algoritmos genéticos, teoría y aplicaciones. ....	20
5.	DISEÑO OPTIMIZADO DEL RADIADOR DE UN MOTOR DE COMBUSTIÓN INTERNA ALTERNATIVO MEDIANTE ALGORITMOS GENÉTICOS. ....	23
5.1.	Modelado del radiador para el sistema de refrigeración.....	23
5.1.1.	Comparación de resultados.....	35
5.2.	Diseño y parametrización en Catia V5R21.....	36
5.2.1.	Introducción.....	36
5.2.2.	Diseño en Catia V5R21.....	36
5.2.3.	Parametrización en Catia V5R21.....	41
6.	CONCLUSIONES.....	43
7.	ESTUDIOS FUTUROS.....	44
8.	BIBLIOGRAFIA.....	45
9.	INDICE DE PLANOS.....	46

## 1. INTRODUCCIÓN

### 1.1. Objetivo del trabajo

El objetivo principal de este trabajo es el diseño optimizado de un radiador de una motocicleta de competición de 250cc y 4T para Motostudent.

### 1.2. Alcance del trabajo

Este trabajo recoge conceptos e ideas de áreas distintas y se requiere de un estudio multidisciplinar para su puesta en marcha. Se trabajará con conceptos del movimiento del automóvil y de transferencia de calor además del uso de programas de diseño asistido por ordenador y de programación.

Además, se necesitará conocimientos de materiales e industrialización, así como de gestión y dirección de proyectos para la correcta finalización de éste en su totalidad. Sin embargo, en lo que se refiere a este trabajo nos centraremos en el ámbito del cálculo teórico, diseño y posterior optimización para la subsiguiente manufacturación.

### 1.3. Antecedentes

Desde el inicio de los estudios con motores térmicos siempre se ha deseado que éstos trabajaran adiabáticamente aprovechando el total de la energía que se aportaba al fluido en forma de calor para luego ser transformada en trabajo útil. Sin embargo, las propiedades tanto de materiales como del propio conjunto del motor con el ambiente hacen que estas condiciones no puedan sostenerse sin repercutir en la vida útil del motor.

En este caso, el de motores de combustión interna y, concretamente, los de encendido provocado, el problema se ve acrecentado por el propio funcionamiento del motor durante la fase de aportación de calor denominada combustión. En esta fase, el motor soporta grandes cambios de presión y temperatura en su interior las cuales solo son soportables mediante un control y una regulación eficaz y precisa del sistema de refrigeración.

Actualmente con el avance de la tecnología se ha apostado cada vez más por la reducción del tamaño de los motores mientras se demandaba cada vez más potencia específica de ellos (1). Mientras, los sistemas del automóvil han ido evolucionando para mantener unas condiciones estables de funcionamiento, entre ellos, los diferentes sistemas de refrigeración de los que se hablará a lo largo de este documento.

## 2. MOTORES DE COMBUSTIÓN INTERNA ALTERNATIVOS.

### **2.1. Introducción.**

Durante el desarrollo de este capítulo se va a tratar con cierta profundidad conceptos de los motores térmicos y más en concreto a lo referente a los motores de combustión interna alternativos. Sin embargo, antes de avanzar en los sucesivos capítulos se requiere analizar la importancia de los motores de combustión y su desarrollo industrial actual.

Las razones por las que a día de hoy los motores de combustión interna siguen jugando un papel imprescindible en nuestra sociedad se basan en las características que lo diferencian de otras máquinas como son el uso de combustibles líquidos con alto poder calorífico, un rendimiento térmico aceptable donde se centran los estudios de mejora, un amplio campo de potencias y la inmensa cantidad de disposiciones constructivas que abarcan.

Las aplicaciones más habituales para estas máquinas se centran sobre todo en el sector de la automoción y en el de generación, jugando un papel casi mayoritario desde el transporte por carretera hasta maquinaria agrícola y en grupos generadores eléctricos, industriales o agrícola.

Sin embargo, es bien conocido que los principales problemas derivados del uso de estas máquinas son la contaminación y el combustible. En primer lugar, el uso de combustibles no renovables derivará en un futuro, por su escasez, en una imposibilidad económica para su utilización y por otro lado la combustión de éstos provoca gases conocidos como de efecto invernadero que ya suponen un peligro y se corre el riesgo de una crisis ambiental global.

Por todo ello, aunque aún queden décadas de utilización y desarrollo de nuevas tecnologías en lo referente a estas máquinas la evolución de los motores de combustión desembocará en su desaparición dando paso a una nueva generación de motores eléctricos y energías limpias.

## 2.2. Generalidades de los motores de combustión interna.

Los motores de combustión interna se definen como el conjunto de elementos mecánicos que mediante un movimiento alternativo permite obtener energía mecánica a partir de la energía térmica obtenida por un proceso de combustión en el seno del fluido que lo atraviesa. (1)

La clasificación de este tipo de máquinas atiende a varias razones:

- Según el proceso de combustión: pueden ser de encendido provocado, en los que el encendido de la mezcla se produce mediante la generación de una chispa en la bujía, o de encendido por compresión, dónde las propias características de la mezcla la hacen autoinflamable al ser inyectada.
- Según el modo en el que se desarrolla el ciclo pudiendo ser éste de dos tiempos o de cuatro tiempos.

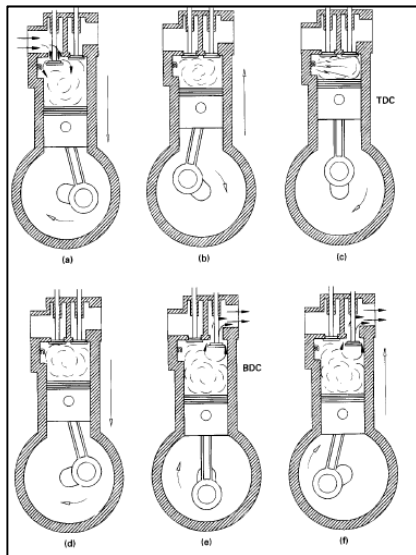


Figura 2. Ciclo 4 tiempos

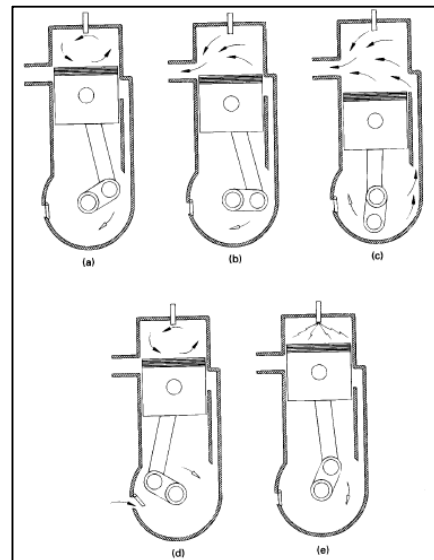


Figura 1. Ciclo 2 tiempos

- Según el sistema de refrigeración de la que hablaremos en capítulos siguientes pudiendo ser realizada por aire o mediante líquido.
- Según el número y la disposición de los cilindros donde los más usuales son la disposición en V a 180°, en V y en Línea L y donde el número de cilindros dependerá de la longitud máxima admisible y de las vibraciones.
- Según la presión de admisión que puede ser natural o forzada.



Explicados los términos que clasifican los motores de combustión interna alternativos es necesario desarrollar y dar a conocer los parámetros fundamentales que nos permiten el cálculo básico de las características funcionales. Para ello vamos a distinguir entre parámetros geométricos, parámetros de funcionamiento y parámetros indicados y efectivos.

### 2.2.1. Parámetros geométricos.

Para la definición de los parámetros geométricos del motor primero se debe conocer las dimensiones fundamentales que se requieren, estas son:

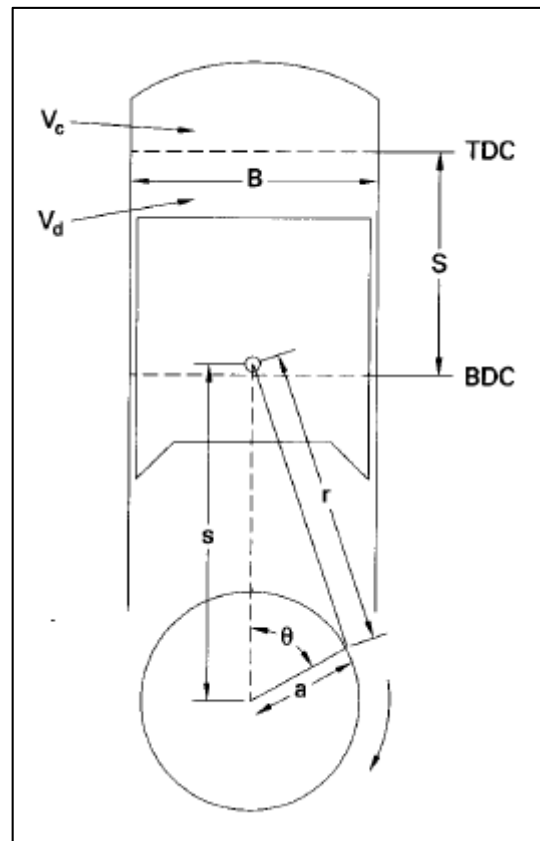


Figura 3. Parámetros geométricos del motor

Siendo  $B$  el diámetro del pistón,  $S$  la carrera del pistón,  $V_c$  el volumen de la cámara de combustión, y  $V_d$  la cilindrada unitaria. Las relaciones fundamentales entre estos parámetros para definir los parámetros geométricos son:

- Relación carrera diámetro  $\frac{S}{D}$ : [eq. 1]
- Relación de compresión:  $r = \frac{(V_d + V_c)}{V_c}$  [eq. 2]

La relación carrera diámetro ronda valores de entre 0.6 y 2.8 según el tipo de motor y clasifica estos en motores alargados si la relación carrera diámetro supera la unidad, en motores cuadrados si el cociente resulta la unidad y en motores supercuadrados si la relación es menor a la unidad. Este parámetro se relaciona fundamentalmente con la compacidad de la cámara, el grado de pérdida de calor y el espacio para válvulas. Por otro lado, la relación de compresión tendrá como veremos en los capítulos sucesivos una relación directa con el rendimiento térmico del motor.

Se pueden definir, además, otros parámetros funcionales como son:

- Sección del pistón:  $A_p = \pi * \frac{D^2}{4}$  [eq. 3]

- Cilindrada total  $V_t = Z * V_d$  [eq. 4]

Donde  $Z$  será el número de cilindros y  $V_d = A_p * S$ .

- Número de ciclos por vuelta  $i$  que toma valor la unidad para motores de dos tiempos y de 0.5 para motores de cuatro tiempos.

### 2.2.2. Parámetros de funcionamiento.

Dentro de los parámetros de funcionamiento de los motores vamos a explicar los más relevantes para el correcto seguimiento de este documento. El primer parámetro fundamental de funcionamiento para el motor será el régimen de giro  $n$  que se relaciona con la velocidad lineal media del pistón  $C_m$  :

$$C_m = 2 * S * n \quad [eq. 5]$$

Otro parámetro de funcionamiento serán los gastos máxicos de aire y de combustible  $\dot{m}_a$  y  $\dot{m}_f$  respectivamente relacionados directamente con el rendimiento volumétrico  $\eta_v$ , parámetro que define el llenado del cilindro, y con el dosado  $F$ :

$$\eta_v = \frac{\dot{m}_a}{\rho_{ref} * V_T * n * i} \quad [eq. 6]$$

El dosado puede definirse de varias maneras, como el cociente entre el gasto másico de combustible y el correspondiente al aire, conocido como dosado absoluto o mediante el dosado relativo, cociente entre el dosado absoluto y el correspondiente a la reacción estequiométrica:

$$F = \frac{\dot{m}_f}{\dot{m}_a} \quad [eq. 7]$$

$$F_r = \frac{F}{F_e} \quad [eq. 8]$$

Combustible	H2	Gas natural	Propano	Gasolina	Gasóleos	Fueloil	Etanol
Fe	1/34	1/17	1/15,6	1/14,6	1/14,5	1/13,8	1/9

Tabla 1. Valores del dosado estequiométrico

Motor	MEC	MEP C3V	MEP	MEP CE
Fr	<0,95	1	09-1,2	<0,9 salvo grados de carga elevados

Tabla 2. Valores del dosado relativo

Además de estos últimos se pueden considerar también los poderes caloríficos del combustible tanto másico como volumétrico y el grado de carga  $\alpha = \frac{M_{e\alpha}}{M_{emax}} = \frac{N_{e\alpha}}{N_{emax}}$  parámetro que determina el par y la potencia que ofrece el motor a un régimen de giro distinto en relación al máximo obtenido. Este último parámetro se relaciona con la apertura de la válvula de mariposa en los motores de explosión provocada y con cantidad de combustible inyectado en los motores de explosión por compresión.

### 2.2.3. Parámetros indicados y efectivos.

Los parámetros indicados de un motor hacen referencia a condiciones del ciclo real del motor sin tener en cuenta pérdidas de bombeo, rozamiento o accionamientos auxiliares. Los principales parámetros indicados son el trabajo indicado, la potencia indicada, el rendimiento indicado y la presión media indicada. Sin embargo, dado que los que suponen mayor interés para el desarrollo de este documento son los parámetros efectivos se pasará a definir éstos en función de los anteriores y así abarcar ambas definiciones.

Los parámetros efectivos del motor, al igual que los indicados, hacen referencia al ciclo real que se realiza, pero teniendo en cuenta las pérdidas antes mencionadas. El primer parámetro efectivo que se va a tratar es el trabajo efectivo  $W_e$  y se define como la diferencia entre el trabajo indicado  $W_i$  y las pérdidas

mecánicas  $W_{pm}$ , siendo el trabajo indicado, como ya se advirtió, el trabajo realizado por el ciclo cerrado. De manera análoga se puede definir la potencia efectiva  $N_E$  siendo por definición la potencia indicada como:

$$N_i = W_i * i * n \quad [eq. 9]$$

Por último, se define la presión media efectiva, siendo esta la presión constante que realizando una carrera completa produce un trabajo equivalente al trabajo efectivo

$$pme = \frac{W_E}{V_T} = pmi - pmpn \quad [eq. 10]$$

Siendo  $pmi$  la presión media indicada y  $pmpn$  la presión media de las pérdidas mecánicas.

Estos parámetros se relacionan entre sí simplificando así la obtención de uno u otro y haciendo posible obtener conclusiones sobre ellos de la siguiente manera:

$$N_e = pme * V_T * n * i \quad [eq. 11]$$

Adicionalmente se puede definir el rendimiento efectivo  $\eta_e = \frac{N_E}{\dot{m} \cdot f \cdot H_c}$  que a su vez se relaciona con el rendimiento mecánico  $\eta_m$  como:

$$\eta_m = \frac{\eta_e}{\eta_i} \quad [eq. 12]$$

Esta definición nos permitirá más adelante relacionar el rendimiento térmico con el indicado y el efectivo con todos los demás haciendo posible la obtención del rendimiento efectivo conocidos los parámetros del ciclo térmico, indicado y las pérdidas asociadas.

### **2.3.Ciclo teórico de los motores de combustión de encendido provocado.**

Una vez se ha realizado un estudio de los parámetros fundamentales de los que depende directamente el motor de combustión con el que se trabaja, el siguiente paso lógico es entender el ciclo de trabajo para así definir dichos parámetros. En este apartado se pretende dar una visión general de la caracterización de los motores de combustión de encendido provocado a través de su ciclo teórico.

“Los ciclos teóricos, son esquemas sustitutos de los ciclos reales que, merced a la adopción de hipótesis simplificadoras, pretenden predecir, por cálculo, parámetros de importancia básica, como son el trabajo y el rendimiento.” (1) El ciclo teórico es una herramienta básica para el estudio de los procesos termodinámicos y de importancia dentro de los motores de combustión debido, principalmente, a la complejidad de los procesos químicos y termodinámicos que ocurren en el interior de los motores de combustión interna alternativos, por ello, asumiendo ciertas simplificaciones y mediante herramientas de cálculo se es capaz de aproximar al estado real de funcionamiento.

Las principales simplificaciones que se realizan son obviar las fugas, la combustión progresiva e incompleta, las pérdidas de calor, las pérdidas de tiempo y las pérdidas de escape. Se define así el ciclo conocido como teórico de aire-combustible al que se debería aproximar todos los motores para mejorar su rendimiento y potencia. Sin embargo, aún con estas reducciones, el proceso de cálculo de la cinemática química en el proceso de combustión está condicionado por las propiedades de la mezcla aire-combustible, así como residuales y productos quemados, lo cual, dificulta la obtención de resultados del comportamiento del motor de forma certera y exacta. Por esta razón se sustituye la mezcla real por aire y dado que por sí solo el fluido carece de energía esta debe ser aportada del exterior convirtiendo el consiguiente ciclo de aire equivalente en un ciclo termodinámico.

En el caso particular que nos atañe, el ciclo de aire equivalente de un motor de combustión de encendido provocado se denomina ciclo de aire equivalente de volumen constante y, en cualquier caso, cumple con una serie de requisitos básicos:

- a) Una sucesión similar de procesos.
- b) La misma relación de compresión volumétrica.
- c) La misma energía aportada por unidad de masa de aire que en el ciclo real por unidad de masa del fluido que evoluciona.
- d) La misma presión y temperatura en un punto de referencia de la línea de compresión.

De manera gráfica, el diagrama del ciclo de aire equivalente de volumen constante se representa de la forma siguiente:

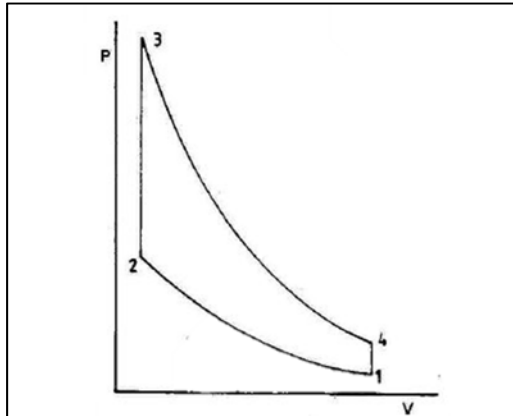


Figura 4. Ciclo de aire equivalente de volumen constante.

Los procesos a los que se ve sometido el motor durante su uso se representan en el diagrama presión-volumen y de esta manera se caracteriza su funcionamiento. A continuación, se definen dichos procesos y sus particularidades:

- Línea 1-2: Compresión adiabática y reversible con la relación volumétrica como factor principal.
- Línea 2-3: “aportación de calor” a volumen constante, este proceso da nombre al ciclo. Sustituye de forma práctica el proceso de combustión.
- Línea 3-4: Expansión adiabática y reversible.
- Línea 4-1: Enfriamiento a volumen constante, este proceso sustituye teóricamente al proceso de escape.
- Línea 0-1/1-0: Esta línea no aparece en la gráfica y representa el proceso de admisión y escape ideal superpuestos en el ciclo teórico.

La utilización de estos ciclos está limitada en su uso al cálculo de parámetros esenciales del ciclo como son la potencia y el rendimiento. Para la obtención de la potencia específica del ciclo teórico se hace uso de la diferencia de energías internas asociadas al fluido que evoluciona a lo largo del proceso.

$$W = (u_3 - u_4) - (u_2 - u_1) = C_v * (T_3 - T_4) - C_v * (T_2 - T_1) \quad [\text{eq. 13}]$$

Siendo  $T_1, T_2, T_3$  y  $T_4$  las temperaturas asociadas a los puntos extremos de cada proceso y  $C_v$  el calor específico a volumen constante del fluido.

Sea ahora  $\eta_t$  el rendimiento térmico, definido como el cociente entre el calor aportado y el trabajo útil realizado por definición:

$$\eta_t = \frac{W}{Q_{23}} = \frac{(C_v * (T_3 - T_4) - C_v * (T_2 - T_1))}{(C_v * (T_3 - T_2))} \quad [\text{eq. 14}]$$

La siguiente expresión deja el rendimiento en función de las temperaturas extremas de los procesos del ciclo. Sin embargo, en general es conveniente dejar estas últimas en función de la relación de compresión atendiendo a que tanto el proceso de compresión y expansión son adiabáticos y suponiendo que el aire se comporta como un gas perfecto se debe cumplir:

$$P_0 * V_0^\gamma = P_f * V_f^\gamma \quad [eq. 15]$$

De aquí se extrae, sustituyendo por la ecuación general de gases perfectos, la siguiente relación:

$$\frac{T_0}{T_f} = \frac{1}{r^{\gamma-1}} \quad [eq. 16]$$

Siendo los subíndices “o” y “f” diminutivos de origen y final señalando así la relación entre los inicios de las líneas de cada proceso y su punto final. Para concluir sustituyendo en la ecuación del rendimiento:

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{r^{\gamma-1}} \quad [eq. 17]$$

La expresión  $\eta_t = 1 - \frac{1}{r^{\gamma-1}}$  [eq. 17] es la utilizada para definir el rendimiento de los ciclos de aire equivalente de volumen constante. Las consecuencias derivadas de esta expresión para caracterizar el rendimiento son las siguientes:

- El rendimiento crece con la relación de compresión. Esta tendencia también la sigue en su ciclo real, pero con valores mucho más bajos debidos, principalmente, a los coeficientes de calidad relacionados con la bondad del diseño.
- El rendimiento indicado se aproximará más al correspondiente del ciclo de aire cuanto más pobre sea la mezcla. Esto se debe a la aportación que hace cada fluido al coeficiente politrópico  $\gamma$ , cuanto menor es la aportación del combustible más cercano es el valor real al teórico.
- “El rendimiento solo depende de la relación de compresión”. En la realidad el rendimiento se ve afectado por otros factores, aunque este último es el más característico en condiciones usuales.

Adicionalmente como sugerimos en el subapartado 2.2.3 del apartado anterior el rendimiento térmico puede relacionarse con el rendimiento indicado a través de un parámetro relacionado con la bondad del diseño a la hora de acercar el ciclo indicado al teórico que definiremos como una constante K.

## **2.4.Ciclo real de los motores de combustión de encendido provocado.**

Definido el ciclo teórico de los motores de combustión de encendido provocado deberemos de tener en cuenta las particularidades que aplicadas a dicho ciclo pudieran caracterizar el funcionamiento real del motor. Para la definición del ciclo real será necesario, en primer lugar, definir las pérdidas ocasionadas en su funcionamiento.

- Pérdidas de tiempo.

Durante el proceso de combustión se considera que la velocidad del frente de llama es de la misma magnitud que la velocidad media del pistón, esto provoca una pérdida del trabajo en la consiguiente carrera de expansión. Esta situación obliga a adelantar el punto de ignición, lo que eleva la presión al final de la compresión debida en parte a la acción del pistón y la añadida del frente de llama. Por otro lado, a la llegada del punto muerto superior la presión disminuye por haberse contrarrestado la acción del pistón con la presión de la combustión.

- Pérdidas de calor.

Cómo se ha comentado en el apartado anterior, el motor por las características de sus materiales y para realizar su función con normalidad requiere que sea refrigerado para evitar situaciones de grandes deformaciones. Estas pérdidas repercuten en mayor o menor medida en el rendimiento del ciclo atendiendo al calor cedido al refrigerante durante la carrera de expansión.

- Pérdidas de escape.

Las pérdidas de escape son provocadas por la apertura prematura de la válvula de escape, esto sucede para mejorar el vaciado y posterior llenado de la cámara de combustión.

- Pérdidas de bombeo.

El proceso de renovación de la carga está relacionado directamente con el proceso de evolución del fluido dentro del ciclo y afecta directamente al trabajo específico obtenido pues, lejos de ser un proceso ideal, requiere un consumo del trabajo indicado del ciclo teórico. En general, el trabajo de bombeo es estudio de diseño para conseguir los puntos de avance a la apertura y cierre de las válvulas que permitan minimizar el costo de energía que requieren.



Estas son las principales pérdidas generadas durante el funcionamiento del motor, aunque, debido a la complejidad de los procesos que se llevan a cabo, podrían aparecer otros derivados de los anteriores.

### 3. REFRIGERACIÓN DE MOTORES DE COMBUSTIÓN INTERNA.

#### **3.1. Los sistemas de refrigeración y sus componentes.**

Los sistemas de refrigeración de los motores térmicos alternativos hacen posible el funcionamiento estable de los motores térmicos evitando las deformaciones mecánicas provocadas por las altas temperaturas dentro de la cámara de combustión y posibilitan la regulación de dicha temperatura dentro de un régimen de lubricación y funcionamiento correcto para los elementos que componen el bloque motor.

Para la regulación de la temperatura dentro del sistema de refrigeración se utilizan fluidos distintos según el sistema que se desee utilizar, los sistemas más utilizados son aquellos en los que los fluidos caloportadores son el agua o el aire e incluso en algunas cosas de estudios actuales el aceite.

##### 3.1.1. Sistema de refrigeración por agua.

El sistema de refrigeración por agua se compone principalmente de un circuito interno al bloque motor por el que circula el fluido caloportador correspondiente, en este caso, el agua. El bloque motor cuenta con una bomba, en el caso de tratarse de refrigeración forzada, que impulsa el fluido entre 0,5-1,5 bar (1) a través del circuito interno hasta encontrarse a su salida con un termostato que sirve para control y regulación del circuito cortocircuitando la salida y la entrada si se requiere. El fluido a su salida del bloque motor pasa por el radiador donde cede el calor al ambiente y vuelve a la entrada de la bomba, existe, además, un circuito externo conocido como vaso de expansión donde se recoge parte del fluido caloportador que, debido a la presión haya sido expulsado por el tapón de expansión.

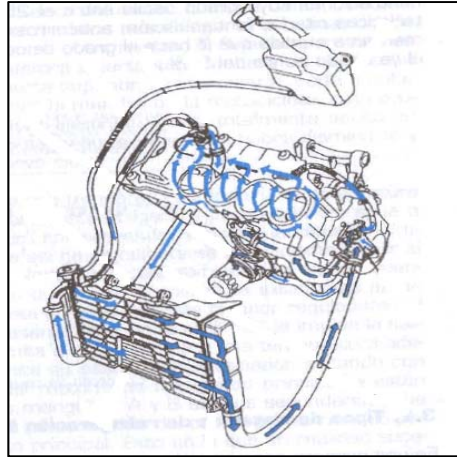


Figura 5. Sistema de refrigeración

A continuación, se comentará brevemente los detalles de cada componente de este tipo de sistemas para entender su funcionamiento en profundidad.

#### 3.1.1.1. El líquido refrigerante.

En general, del líquido refrigerante se demandan ciertas características que por sí solas el agua no tiene, entre ellas la capacidad anticorrosiva y antiespumante, así como una capacidad anticongelante (2). Por ello, cuando se utiliza el agua como fluido caloportador siempre lleva consigo un añadido de otras sustancias que cambian por completo su comportamiento entre ellos la glicerina o glicol para el aumento de la capacidad anticongelante y un conjunto de Nitratos, Tolitriazol, Molibdato, Borato, Benzoato o Silicatos según el material utilizado para la capacidad anticorrosiva y antiespumante. (3)

#### 3.1.1.2. Bomba de agua.

La bomba es la encargada de la impulsión del fluido a través del circuito, en este tipo de aplicación, funcionan de manera centrífuga aprovechando *“dicho efecto para separar las burbujas del mismo, disponiéndose por tanto la salida de la misma radialmente”* (2). De manera general, el rotor está conectado con la transmisión por la correa de accesorios, mediante engrane interno o, en casos más modernos, por accionamiento eléctrico.

Este último hace posible la regulación de la bomba individualmente al motor mediante la centralita adecuando las necesidades a las prestaciones que se requieren en cada momento.

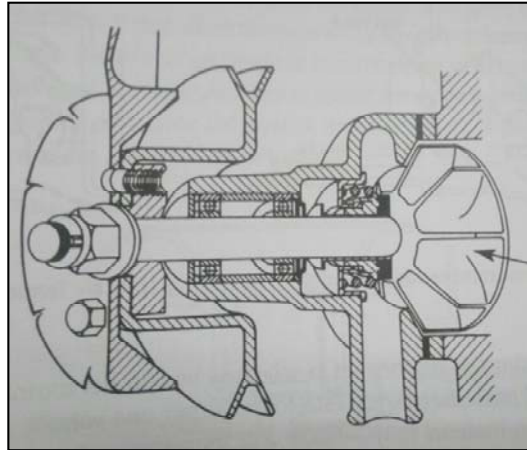


Figura 6. Detalle de bomba de agua

#### 3.1.1.3. Termostato.

El termostato es una válvula que sirve como regulación de la temperatura del sistema impidiendo la circulación del fluido caloportador al radiador facilitando la llegada al punto óptimo de funcionamiento. El termostato dispone de una pieza diseñada para dilatarse cuando se alcanza su temperatura de funcionamiento abriendo el circuito al radiador y permitiendo el paso del fluido, cuando la temperatura desciende se contrae cerrando el paso al radiador y recirculando la salida del sistema de refrigeración con la entrada en by-pass, en este caso la competición prohíbe la manipulación del termostato por pertenecer al bloque motor por lo que no es posible añadir una solución de estas características la vehículo. (2)

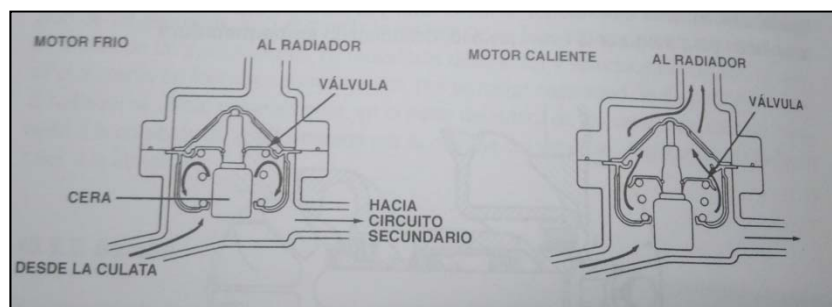


Figura 7. Regulación del termostato

#### 3.1.1.4. Radiador.

El radiador es el elemento fundamental del circuito de refrigeración y es donde ocurre la cesión de calor del fluido refrigerante al ambiente. El estudio de la transmisión de calor ha dado lugar a múltiples geometrías en el diseño de este tipo de

aparatos, pero actualmente las distribuciones más utilizadas son aquellas en las que se dispone el flujo vertical u horizontal.

Se compone principalmente de un núcleo de conductos rodeados de aletas que aumentan el área de transferencia mejorando la eficacia de la cesión de calor al aire a su paso por él. En el caso del flujo vertical se disponen dos depósitos, uno superior por donde se produce la entrada del fluido caliente y otro inferior donde se encuentra la salida del fluido ya enfriado.

Por otro lado, en el caso del flujo horizontal los depósitos se encuentran paralelos a la misma altura estando entrada y salida del fluido a diferentes alturas. Con esta disposición se mejoraría el llenado del depósito y se crearía a su vez un gradiente de temperatura en las direcciones horizontal y vertical debido a la mezcla del fluido caliente a la entrada con el almacenado dentro del depósito y este a su vez con el que pasa por los conductos.

En algunos casos en los que la carga de aire a través del radiador resulta insuficiente se hace uso de un ventilador de accionamiento mecánico o eléctrico, este último gobernado por el termocontacto, que se instala en la parte posterior para generar la carga extra que se requiera.

#### 3.1.1.5. Vaso de expansión.

El vaso de expansión es un circuito auxiliar al radiador cuyo uso es el de recoger en su depósito de expansión el exceso de fluido refrigerante que debido al incremento de volumen haya sido expulsado por el tapón de expansión. En el mercado existen actualmente infinidad de diseños de tapones de expansión y depósitos de expansión diferenciados por la presión de trabajo a la que pueden someterse, el primero, y al espacio y distribución disponible para el segundo.

#### 3.1.2. Sistemas de refrigeración por aire

Los sistemas de refrigeración por aire se fundamentan en los principios generales de la transmisión de calor cuyos factores son la diferencia de temperatura entre los cuerpos, el área de transferencia y la conductividad de los materiales utilizados. Por estas razones, el factor principal en el que se incide a la hora de diseñar un motor refrigerado por aire es el área de transferencia haciendo uso de aletas en la superficie del bloque motor. En este tipo de configuraciones las aletas planas son las más utilizadas en la industria, sin embargo, la transferencia depende de la marcha del motor y esto puede complicar la refrigeración en casos de tráfico denso o acelerones bruscos poniendo en contraposición la robustez y nulo mantenimiento de este sistema con sus ventajas principales.

En algunos casos para ayudar a la fluencia del aire a través del bloque motor se hace uso de refrigeración forzada por turbina, de deflectores o Ram air system, aunque este último ha caído en desuso.



Figura 8. Sistema de refrigeración por aire Honda CBR 190R

Estos sistemas a diferencia de los sistemas refrigerados por agua no requieren de sistemas auxiliares salvo en los casos de refrigeración forzada mediante un accionamiento de ventilador, muy frecuente en ciclomotores o scooters.

### 3.1.3. Sistemas de refrigeración por aceite

Los sistemas de refrigeración por aceite se han desarrollado actualmente en el área de la automoción más en concreto en motocicletas de grandes cilindradas debido a su gran capacidad de absorción térmica. Estos sistemas cuentan con una conducción del aceite lubricante a través de una válvula térmica que se activa dejando circular a través de un manguito el refrigerante hasta un pequeño intercambiador de tantos pasos como sea necesario conectados a varios potentes electroventiladores que enfrían rápidamente el aceite para su recirculación al sistema principal. Sin embargo y aún con la gran capacidad del aceite para la absorción de calor, se sigue utilizando otros sistemas de apoyo como la refrigeración por aire para sustentar estos motores de combustión.

Debido al uso tan restringido de este tipo de sistemas y su precio solo se han desarrollado a medida para un cierto número de modelos, un fabricante principal de este tipo de sistemas punteros es UltraCool Oil Cooling Systems.

#### 4. ALGORITMOS GENÉTICOS Y SU APLICACIÓN EN INGENIERÍA.

##### **4.1. Introducción a los algoritmos genéticos.**

La evolución es la principal finalidad de la naturaleza en los seres vivos, cada ser es el resultado de miles de años de cruzamientos genéticos en los que los factores determinantes de cada pareja genética se unen y modifican para crear y desarrollar un individuo mejorado. Dentro de todas las variaciones posibles que pudieran alterar el genoma de un ser vivo solo una combinación exacta ha generado, dentro de cada categoría animal o vegetal, la diversidad que a día de hoy sigue desarrollándose en el universo.

Sin embargo, existen condicionantes a la evolución que la propia naturaleza impone, ¿Qué característica es más favorable a darse? ¿Por qué? Los factores que rodean al individuo hacen que éste se adapte y cambie mejorando aquellas características que lo adecuan al ambiente que lo rodea.

Ahora bien, si comparamos al medio con un sistema podríamos darnos cuenta de que los mismos condicionantes que la naturaleza impone para el desarrollo del individuo se asemejan a las condiciones que se imponen a la hora de ejecutar cualquier proyecto de ingeniería, tan generales que con el tiempo se han convertido en el marco común desde el que se desarrolla la profesión y, sin embargo, aún con esos condicionantes la forma que cada individuo tiene de llevarlo a cabo evoluciona. Esta lógica nos lleva a pensar que incluso los sistemas artificiales fabricados por el hombre aun sin darnos cuenta tienen un código genético que les obliga a evolucionar y más aún, que dentro de todas las combinaciones posibles dentro del sistema existen desarrollos más favorables a ser implementados que otros o dicho de otro modo existen sistemas optimizados.

A día de hoy, se es consciente de que el lenguaje que se habla en el universo son las matemáticas y que al igual que el estudio a través de las células nos da información de cómo funciona nuestro mundo, el estudio de los sistemas en la ingeniería a través de las funciones matemáticas nos ayudará a describir cómo funcionará el mundo que estamos creando.

#### 4.2. Los algoritmos genéticos, teoría y aplicaciones.

En el campo de la programación existen diferentes tipos de algoritmos genéticos en base a su forma de tratar la población de variables. Sin embargo, en su base los denominados “AG” están fundamentados en 3 procesos básicos descritos a continuación (4):

- 1- Evaluación de los individuos de la población seleccionada.
- 2- Agrupación y combinación de dichos individuos según criterios a mejorar.
- 3- Recombinación de los individuos originados o descendencia a partir del entrecruzamiento y mutación.

De estos tres puntos se origina la siguiente población que será utilizada para la siguiente iteración y así sucesivamente hasta alcanzar un resultado correcto según los criterios impuestos.

Cuando tratamos con algoritmos genéticos se pretende medir una característica de los individuos de la población, a cada individuo se le asignan una serie de propiedades de las que depende dicha característica y se codifican. Esta codificación puede ser de muchos tipos atendiendo al sistema de programación que se utilice, pero, en general, la codificación binaria es la más sencilla. Así cada propiedad de cada individuo tiene asignado un número binario generalmente asociado al cromosoma en algunos ejemplos didácticos.

Por tanto, cada individuo se evalúa según su capacidad para dar un buen resultado de la característica buscada a partir de sus propiedades y genera a su vez una probabilidad de adaptación en el seno de la población. De esta forma, se seleccionan para su cruzamiento aquellos individuos que una alta probabilidad de adaptación de la característica que buscamos.

En nuestro caso el software engineering equation solver (EES) tiene implantado un sistema de optimización por algoritmos genéticos derivado del programa de dominio público Pikaia.

Dicho programa utiliza a su vez una función de probabilidad de adaptación conocida como “*roulotte Wheel selection*” del tipo:

$$p_i = \frac{f_i}{\sum_{j=1}^N f_j} \quad [\text{eq. 18}]$$

Donde  $N$  es el número de individuos de la población y  $f_i$  la aptitud del individuo.

Asociados además a la selección de los individuos tendremos una probabilidad de reproducción y otra de mutación, la primera es la probabilidad de aplicar un cruce entre individuos aptos obtenidos de la reproducción mientras que el segundo es la probabilidad de aplicar una

mutación sobre una característica de un individuo obtenido de la reproducción.

Para el software EES la resolución mediante método genético se basa en la búsqueda de la solución óptima dentro de un espacio de soluciones definidas por el usuario. Es decir, la construcción del problema del que se realizara posteriormente la optimización debe estar encaminado a definirse por una serie de variables que luego deben acotarse. La acotación de las variables tanto en su límite inferior como superior se debe principalmente a la propia naturaleza de las variables y a los valores que son conocidos por la experiencia del programador.

Para entender mejor la utilización de esta herramienta y su veracidad se propone estudiar dos ejemplos sencillos a cuyos campos se podría aplicar este tipo de optimización:

- Optimización de un canal rectangular

Sea  $Q = V * S$  el caudal que transcurre por un canal rectangular a una velocidad  $V = 4 \frac{m}{s}$  y con una sección  $S = \pi * \frac{R_h^2}{4}$  donde  $R_h$  es el radio hidráulico definido por la superficie mojada y el perímetro mojado como  $R_h = S_m / P_m$ .

Las dimensiones del canal rectangular se definen por la anchura y altura del canal  $x$  e  $y$  respectivamente:

$$P_m = 2 * x + y ; S_m = x * y \quad [\text{eq. 19}] [\text{eq. 20}]$$

Se propone acotar los valores de las dimensiones con el objetivo de hallar la relación entre  $x$  e  $y$  que maximiza el caudal como:

$$1 < x < 2 , 2 < y < 4$$

Utilizando el software E.E.S. se selecciona la maximización del caudal y dándole los límites de búsqueda al algoritmo entre los valores acotados se obtiene tras ejecutar las optimizaciones:

$$x = 2$$

$$y = 4$$

La relación entre estas variables es ya conocida y es que:

$$y = 2 * x \quad [\text{eq. 21}]$$



- Optimización de un perfil IPE

Este ejemplo trata de la optimización de un perfil IPE sometido a tracción. Sea un perfil sometido a  $F = 120000 \text{ N}$  y sean los esfuerzos debidos a tracción  $\sigma = \frac{F}{A}$  se define el área del perfil simplificada por sus dimensiones como

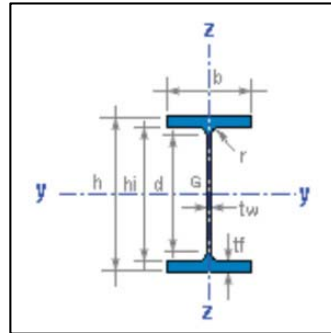


Figura 9. Dimensiones de un perfil IPE

$$A = b1 * Tf + Tw * hi + Tf * b2 \quad [\text{eq. 22}]$$

$$hi = h - 2 * Tf \quad [\text{eq. 23}]$$

Teniendo de referencia al fabricante CELSA GROUP se acotan los valores máximos de las dimensiones del perfil con los valores del perfil mínimo que el fabricante produce con el mayor límite elástico S355 dando lugar a los siguientes resultados:

$$A = 338 [\text{mm}^2]$$

$$b1 = 25,73 [\text{mm}]$$

$$b2 = 1,938 [\text{mm}]$$

$$h = 54,08 [\text{mm}]$$

$$hi = 37,8 [\text{mm}]$$

$$Tf = 8,14 [\text{mm}]$$

$$Tw = 2,984 [\text{mm}]$$

Dichos valores minimizan la sección del perfil más pequeño en un 55,53% demostrando la potencia de la optimización mediante algoritmos genéticos.

Sin embargo, el algoritmo genético también tiene sus desventajas como cualquier método de optimización y es necesario que el usuario los conozca para seguir una ruta de trabajo optima que le lleve a la solución rápidamente.

Uno de las desventajas derivadas del uso de los algoritmos genéticos es la aleatoriedad de resultados, con esto se quiere decir que, rara vez del algoritmo genético se obtiene una solución única cuando el sistema a optimizar es grande. Esto es debido principalmente a la tendencia de la población a dirigirse a una solución local del problema en vez de una

solución global, por eso, existe la probabilidad de mutación que rompe con esa tendencia dando lugar a otras soluciones distintas (4).

Otras de las desventajas conocidas es la restricción de las variables, por un lado, si el ancho de búsqueda para la variable es muy grande requerirá de más generaciones para realizar los cambios en la población dando lugar a tiempos de ejecución y potencia de cálculo innecesarias. Por otro lado, la propia restricción de los valores de la variable conlleva el riesgo de que la solución óptima se encuentre más allá de esos límites por eso, es necesario un post-tratamiento de los resultados y un análisis de la optimización a fin de discernir si la solución obtenida es suficientemente válida.

Por último, resulta conveniente advertir que el campo de aplicación de este tipo de optimización está creciendo gracias en parte a la corriente que se está promoviendo sobre diseño topológico aplicado a un amplio campo de la ingeniería como son el diseño y optimización de redes, la optimización de estructuras mediante elementos finitos y el diseño de productos cuyo fin es un mejor aprovechamiento de los recursos.

## 5. DISEÑO OPTIMIZADO DEL RADIADOR DE UN MOTOR DE COMBUSTIÓN INTERNA ALTERNATIVO MEDIANTE ALGORITMOS GENÉTICOS.

### 5.1. Modelado del radiador para el sistema de refrigeración.

El modelado del problema del radiador se basará principalmente en los problemas de intercambiadores clásicos, haciendo uso de las condiciones conocidas del problema, el método NTU-e y las correlaciones sugeridas seremos capaces de estructurar el problema con el fin de integrarlo en el software de resolución para obtener la solución optimizada, así como en la posterior parametrización dentro del entorno 3D.

El radiador es un tipo de intercambiador de calor en el que la transferencia de calor se realiza a través de 2 fluidos, uno en estado líquido mayormente y otro en estado gaseoso. En el caso particular de este proyecto la competición restringe el líquido refrigerante a agua destilada. Por tanto, queda definido por un lado el líquido refrigerante y por otro la sustancia caloportadora que será el aire.

Las condiciones iniciales de los fluidos en el problema serán:

$$P_{aire} = 1 \text{ atm}$$

$$T_{aire} = 7 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$P_{agua} = 1 \text{ atm}$$

$$T_{agua} = 100 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

Todas estas condiciones hacen referencia a la entrada del fluido en el radiador donde la temperatura de entrada del aire se sugiere tras realizar un estudio comparativo de las temperaturas medias de esos meses con los datos aportados por el instituto aragonés de estadísticas, La temperatura del agua viene impuesta como condición máxima permitida por tratarse de agua destilada, así como por los valores de apertura del termostato a la salida del bloque motor cuya unidad no puede ser cambiada por indicación de la competición. La presión del agua se considera 1 atm debido principalmente al posterior montaje de una válvula de expansión con una presión de rebose similar.

Sea  $Q_r$  la cantidad de calor a refrigerar dictada por el ciclo del motor y sean  $Q_1$  y  $Q_2$  el calor cedido del líquido refrigerante y el calor absorbido por el aire respectivamente:

$$Q_1 = \dot{m}_{refrigerante} * C_{p_{agua}} * (T_{entrada} - T_{salida}) \quad [\text{eq. 24}]$$

$$Q_2 = \dot{m}_{aire} * C_{p_{aire}} * (T_{entrada} - T_{salida}) \quad [\text{eq. 25}]$$

La condición fundamental del problema será igualar el calor cedido y el absorbido, así como equipararlo al calor de refrigeración requerido por el motor, es decir,  $Q_r = Q_1 = Q_2$ . En este caso se considera que el calor cedido representa un 30% del poder calorífico del combustible y que el 25% de este es equivalente a la potencia efectiva, en condiciones de máxima potencia  $P_e = 19.1 \text{ Kw}$  y por tanto  $Q_r = 22,92 \text{ Kw}$  (5). Los calores específicos de cada fluido se obtienen a partir de las propias tablas de propiedades del software utilizando las presiones y la temperatura media de cada fluido.

Por último, para el valor del caudal del refrigerante un valor de  $0.764 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$  es aconsejado como usual (1) y será aceptado para el cálculo mientras que el caudal de aire será dependiente de la geometría escogida para la resolución del problema.

Para la selección de la geometría del radiador se optó por la solución más asentada en la actualidad y por tanto la que requerirá de menos recursos para su fabricación, dicha solución es la de un radiador de aletas y tubos.

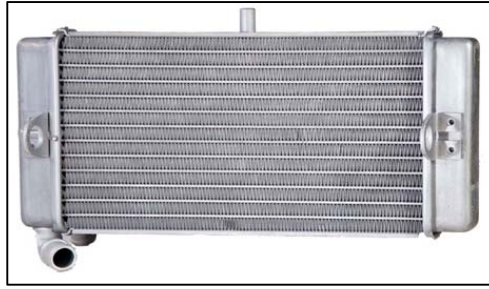


Figura 10. Radiador clásico

En nuestro caso, haciendo uso del modelo prediseñado del radiador éste quedaría como se muestra en Figura 11. Vista explosionada:

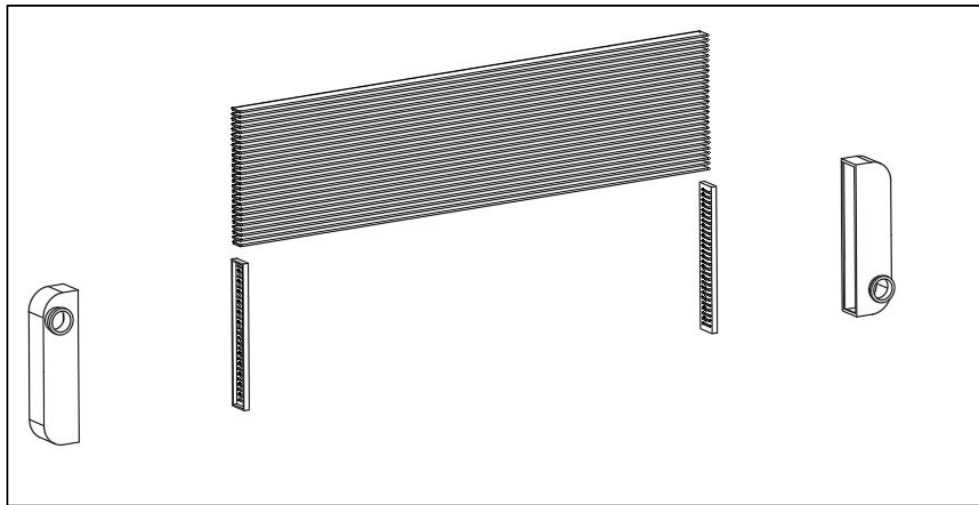


Figura 11. Vista explosionada

Con la elección de la geometría de nuestro radiador el caudal de aire será:

$$\dot{m}_{aire} = \rho_{aire} * v_{aire} * Sección_{paso} \quad [eq. 26]$$

Siendo la velocidad del aire  $v_{aire}$  equivalente a la velocidad de la moto en el punto de estudio que trataremos más adelante y la sección de paso del aire, que, al tratarse de aletas triangulares, puede asumirse como la sección de un triángulo y la suma total será el número de aletas que caben en un tubo longitudinalmente por el número de filas de aletas del radiador, el múltiplo 2 computa dentro de esta sección aquellas que no se forman directamente sobre el tubo de base.

$$sección_{paso} = 2 * \left( \frac{Base_{aleta} * Altura_{aleta}}{2} \right) * N_{aleta} * N_{filasaletas} \quad [eq. 27]$$

Definidos los parámetros principales del problema de intercambiadores estamos en capacidad de utilizar el método NTU-e para solucionar el problema. El método NTU-efectividad se basa en el cálculo de la efectividad del intercambiador a partir de unas correlaciones para cada tipo, así como el cálculo del número de unidades térmicas definido como:

$$NTU = \frac{U \cdot A}{C_{min}} \quad [\text{eq. 28}]$$

siendo  $C_{min}$  la capacidad térmica mínima entre ambos fluidos,  $U$  el coeficiente de transferencia global y  $A$  el área de transferencia cuyo inverso del producto equivale a la siguiente expresión:

$$\frac{1}{(U \cdot A)} = \left( \frac{1}{(h_{C_{refrigerante}} \cdot A_{paso_{refrigerante_L}})} \right) + \left( \frac{1}{(h_{C_{aire}} \cdot A_{paso_{aire_L}})} \right) + (Rt) \quad [\text{eq. 29}]$$

Para la efectividad haremos uso de la siguiente expresión asociada a Intercambiadores de flujo cruzado sin mezcla (6):

$$\varepsilon = 1 - e^{\left( \frac{NTU^{0.22}}{C} \cdot (e^{-C \cdot NTU^{0.78}} - 1) \right)} \quad [\text{eq. 30}]$$

Siendo  $C$  el cociente entre la capacidad mínima y máxima:

$$C_{aire} = \dot{m}_{aire} \cdot C_{p_{aire}} \quad [\text{eq. 31}]$$

$$C_{agua} = \dot{m}_{agua} \cdot C_{p_{agua}} \quad [\text{eq. 32}]$$

Por tanto, el siguiente paso a seguir será definir los coeficientes de película de cada lado del fluido, así como sus áreas de paso a lo largo del radiador, para lo cual usaremos tantas expresiones de correlaciones usuales para los valores del coeficiente de película como elecciones propias de la geometría del radiador para obtener las variables requeridas para la posterior optimización.

Comenzaremos por el refrigerante y nos remitiremos a la definición de coeficiente de película (6):

$$h_{C_{refrigerante}} = \frac{Nusselt_{refrigerante}}{(D_{h_{refrigerante}} \cdot k_{refrigerante})} \quad [\text{eq. 33}]$$

Donde  $Nusselt_{refrigerante} = 0,023 \cdot (Re_{refrigerante})^{0.8} \cdot \left( \frac{Pr_{refrigerante}}{0.3} \right)^{0.3}$  (6) correlación de Dittus-Boelter donde el valor 0.3 es usado para fluidos que se enfrían en régimen turbulento durante conducción interna turbulenta.

$$Re_{refrigerante} = \dot{m}_{refrigerante} \cdot \frac{D_{h_{refrigerante}}}{\text{viscosity}} \cdot (A_{reapaso_{refrigerante}} \cdot N_{tubos}) \quad [\text{eq. 34}]$$

El valor de  $Pr_{refrigerante}$  se obtiene a partir de las propiedades del fluido mediante las tablas del software. De esta manera el coeficiente de película queda definido en su mayoría por la geometría del radiador.

En dicha geometría se considera:

$$- Dh_{refrigerante} = 4 * \left( \frac{Areapaso_{refrigerante}}{Pm_{refrigerante}} \right) \quad [\text{eq. 35}]$$

-. Selección de tubos aplanados donde, por tanto, el perímetro mojado corresponde a la siguiente expresión:

$$Pm_{refrigerante} = 2 * \pi i * R_i + 2 * Ancho_{aleta} \quad [\text{eq. 36}]$$

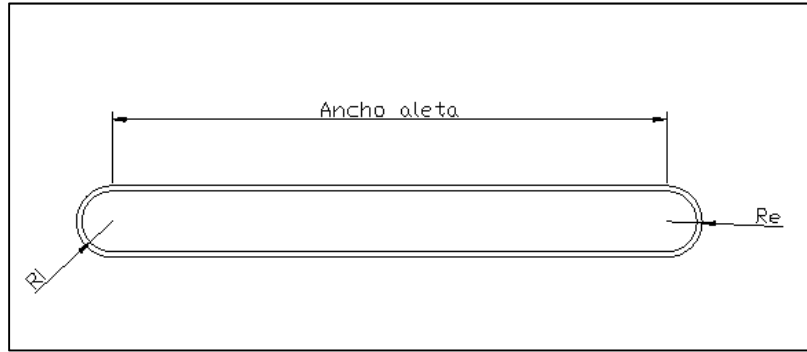


Figura 12. Dimensiones de tubo

-. Área de paso del refrigerante como:

$$Areapaso_{refrigerante} = \left( \frac{2 * \pi i * R_i^2}{4} \right) + 2 * R_i * Ancho_{aleta} \quad [\text{eq. 37}]$$

-. Numero de tubos y distancia entre los tubos:

$$N_{tubos} = \frac{Alto_{radiador}}{distancia_{tubos}} \quad [\text{eq. 38}]$$

$$distancia_{tubos} = Altura_{aleta} + 2 * R_e + e_{aleta} \quad [\text{eq. 39}]$$

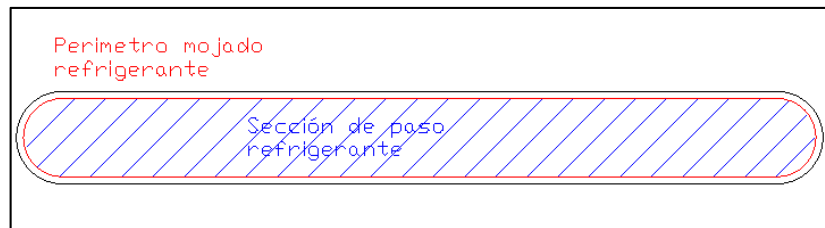


Figura 13. Sección de paso y perímetro mojado

Así el problema del intercambiador por parte del refrigerante queda acotado a imponer el ancho de aleta, los radios interior y exterior del tubo, espesor de la aleta y dimensión del radiador final como restricción del espacio permitido.

La altura de la aleta puede relacionarse con el resto de variables atendiendo a sus relaciones trigonométricas como:

$$Altura_{aleta} = \frac{\left( \left( \frac{base_{aleta}}{2} \right) - radio_{doblado} * \sin(90 - Angulo_{aleta}) \right)}{\tan(Angulo_{aleta})} + (radio_{doblado} - radio_{doblado} * \cos(90 - Angulo_{aleta})) \quad [eq. 40]$$

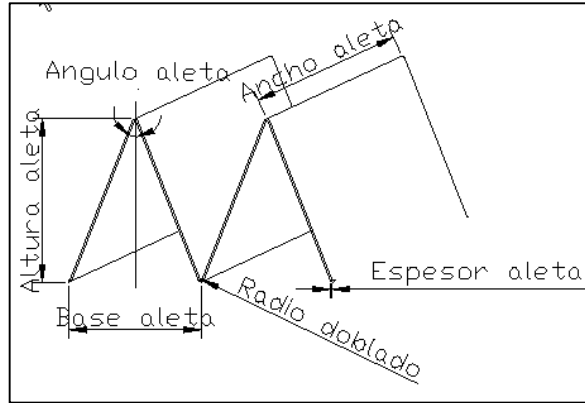


Figura 14. Dimensiones de aleta

De esta forma el resultado final depende mayormente de la propia geometría de aleta, tubo y dimensión final del radiador siendo el radio de doblado un 60% del espesor de la aleta afín de evitar la rotura del material durante el plegado.

En el caso del lado del aire el cálculo del coeficiente de película es idéntico al caso del refrigerante mientras que para el Nusselt se decide aproximar la correlación por Flujo externo sobre placa plana (6):

$$Nusselt_{aire} = 0,664 * (Re_{aire}^{0,5}) * \left( Pr_{aire}^{\frac{1}{3}} \right) \quad [eq. 41]$$

Tanto el cálculo del número de Reynolds como el de Prank se realizan análogamente al caso del fluido refrigerante donde en este caso se consideran:

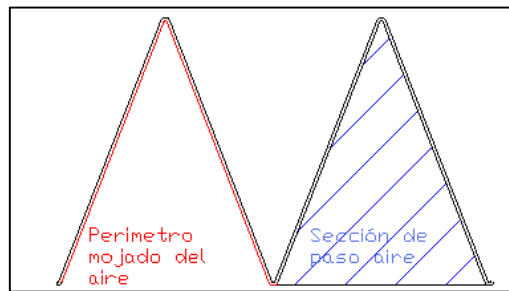


Figura 15. Sección de paso y perímetro mojado del aire

$$- Dh_{aire} = 4 * \left( \frac{Areapaso_{aire}}{Pm_{aire}} \right) \quad [eq. 42]$$

$$- Areapaso_{aire} = base_{aleta} * \frac{Altura_{aleta}}{2} \quad [eq. 43]$$

$$- Pm_{aire} = 2 * \left( 2 * pi * radio_{doblado} * \left( \frac{(180) - 2 * Angulo_{aleta}}{(360)} \right) + base_{aleta} + \left( \frac{base_{aleta} - radio_{doblado} * \sin(90 - Angulo_{aleta})}{\sin(Angulo_{aleta})} \right) \right) \quad [eq. 44]$$

De esta manera, al igual que en la anterior el problema referente a los coeficientes de película queda definido una vez se impongan las dimensiones del radiador.

Por último, se deben considerar la transmisión por conducción de los materiales del radiador, proceso que se ha cuantificado utilizando las correlaciones de placa plana y de tubo aplicando el porcentaje de área de cada una de ellas que forman el tubo elegido. En ese caso el resultado es:

$$R_a = \frac{\text{espesor}_{\text{aleta}}}{(K_{al} * (N_{\text{filasaleta}} * N_{\text{aleta}} * \text{Ancho}_{\text{aleta}} * \sqrt{((\frac{\text{base}_{\text{aleta}}}{2})^2 + \text{Altura}_{\text{aleta}}^2))})} \quad [\text{eq. 45}]$$

$$R_t = \left( \ln\left(\frac{R_e}{R_i}\right) * \frac{2 * \pi * R_e * \text{Largo}_{\text{radiador}}}{((2 * \pi * k_{al} * \text{Largo}_{\text{radiador}}) * N_{\text{tubos}} * (2 * \pi * R_e * \text{Largo}_{\text{radiador}} + 2 * \text{Ancho}_{\text{aleta}} * \text{Largo}_{\text{radiador}}))} + \left( 2 * \frac{e_{\text{tubo}}}{k_{al} * (\text{Ancho}_{\text{aleta}} * \text{Largo}_{\text{radiador}})} \right) * \left( 2 * \text{Ancho}_{\text{aleta}} * \frac{\text{Largo}_{\text{radiador}}}{(2 * \pi * R_e * \text{Largo}_{\text{radiador}} + 2 * \text{Ancho}_{\text{aleta}} * \text{Largo}_{\text{radiador}}) * N_{\text{tubos}}} \right) \right) \quad [\text{eq. 46}]$$

Siendo la resistencia total  $R_{\text{total}} = R_t + R_a$  al considerar las resistencias equivalentes todas en serie y donde  $K_{al}$  es la conductividad del aluminio a la temperatura media del agua por ser dominante respecto a la del aire.

A continuación, se añaden las ecuaciones que definen las áreas de transferencia a través del radiador que ya dependen de las variables anteriormente mencionadas.

$$A_{\text{paso}_{\text{refrigerante}_L}} = (Pm_{\text{refrigerante}}) * \text{Largo}_{\text{radiador}} * N_{\text{tubos}} \quad [\text{eq. 47}]$$

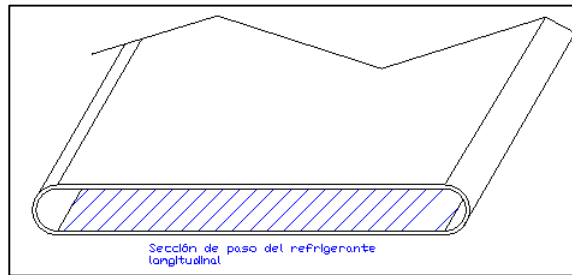


Figura 16. Área de paso longitudinal del refrigerante

$$A_{\text{paso}_{\text{aire}_L}} = (Pm_{\text{aire}}) * \text{Ancho}_{\text{aleta}} * 2 * N_{\text{aleta}} * N_{\text{filas}_{\text{aletas}}} \quad [\text{eq. 48}]$$



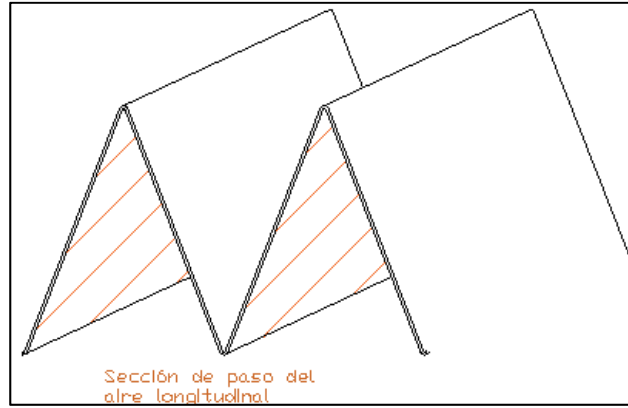


Figura 17. Área de paso longitudinal del aire

Siendo el número de filas de aletas igual al número de tubos menos uno y el número de aletas:

$$N_{aleta} = \frac{Largo_{radiador} - 0.004[m]}{base_{aleta}} \quad [eq. 49]$$

Los 4 mm de diferencia se utilizan para dejar una separación a cada lado de la fila de aletas por introducirse el tubo 2mm en cada carcasa, ya que, el Largo del radiador se mide en relación a la longitud efectiva de los tubos.

A continuación, se proponen todas las relaciones geométricas que definen la masa total del modelo. Dichas relaciones están asociadas a la parametrización en el entorno CAD que se discutirá más adelante.

$$Masa_{aleta} = \rho_{al} * Vol_{aleta} \quad [eq. 50]$$

$$Vol_{aleta} = Area_{total} * Ancho_{aleta} * N_{filasaletas} \quad [eq. 51]$$

$$Area_{total} = Perimetro_{aleta} * espesor_{aleta} * N_{aleta} \quad [eq. 52]$$

$$Siendo \text{ el perímetro de la aleta equivalente a } -. Pm_{aire} = 2 * (2 * \pi * radio_{doblado} * \left( \frac{(180) - 2 * Angulo_{aleta}}{(360)} \right) + base_{aleta} + \left( \frac{base_{aleta} - radio_{doblado} * \sin(90 - Angulo_{aleta})}{\sin(Angulo_{aleta})} \right)) \quad [eq. 44] \text{ sin el}$$

término referente a la base de la aleta y la densidad del aluminio tomada respecto a la temperatura media del agua. Para más detalles sobre las dimensiones acudir a Figura 14

- Tubo

$$Masa_{tubo} = \rho_{al} * Vol_{tubo} \quad [eq. 53]$$

$$Vol_{tubo} = Area_{tubo} * Largo_{radiador} \quad [eq. 54]$$

$$Area_{tubo} = N_{tubos} * [\pi * ((R_e^2) - (R_i^2)) + 2 * (R_e - R_i) * Ancho_{aleta}] \quad [eq. 55]$$

- Carcasa
- ◆ Cierre interior

La formulas referidas al cierre interior de la carcasa quedan definidas por las siguientes expresiones:

$$Masa\_cierre = 2 * V\_cierreinterior * rho\_al \quad [eq. 56]$$

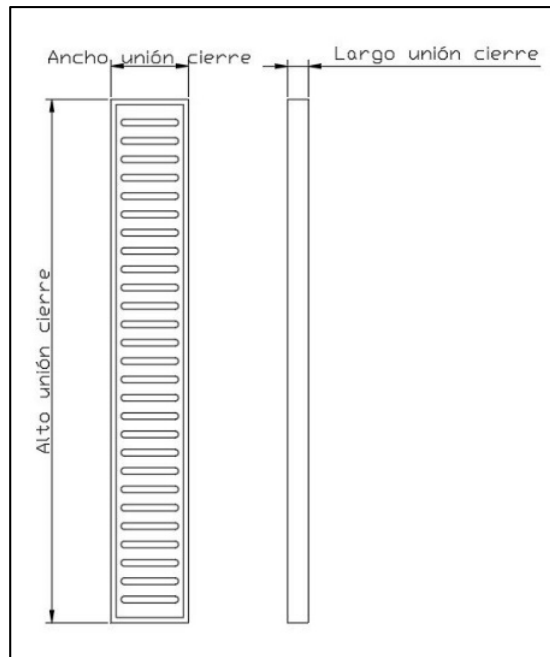


Figura 18. Dimensiones cierre interior

$$V_{cierreinterior} = (alto_{unioncierre} * ancho_{unioncierre} * largo_{unioncierre}) - (alto_{unioncierre} - 2 * espesor_{cierre}) * (ancho_{unioncierre} - 2 * espesor_{cierre}) * (largo_{unioncierre} - 2 * espesor_{cierre}) - ((\pi * (R_e^2) + 2 * R_e * Ancho_{aleta}) * N_{tubos} * espesor_{cierre}) \quad [eq. 57]$$

El volumen del cierre interior de la carcasa está relacionado con sus dimensiones principales, al tratarse de un prisma se realiza un vaciado y en el cuerpo final se realiza el corte de las secciones de los tubos. Las relaciones de dichas variables con las principales del cierre se listan continuación:

$$alto_{unioncierre} = 0,01[m] + 2 * espesor_{cierre} + (N_{tubos} - 1) * Distancia_{entretubos} + R_e \quad [eq. 58]$$

$$ancho_{unioncierre} = Ancho_{aleta} + 2 * R_e + 0,002[m] + 2 * espesor_{cierre} \quad [eq. 59]$$

$$largo_{unioncierre} = 4 * espesor_{cierre} \quad [eq. 60]$$

Los valores de 0,01 y 0,002 así como el factor 4 se introducen para que la carcasa sea singularmente más grande que el ancho de las aletas y más largo para aportar volumen a la función de tanque de la carcasa.

◆ Cierre exterior

El cierre exterior es más complejo que el anterior pues para poder calcular su peso habrá que dividirlo en geometrías más sencillas.

$$Area_1 = (largo_{cierre} - curvatura_{exteriorcarcasa}) * espesor_{carcasa} * 2 + \left(\frac{\pi}{2}\right) * ((curvatura_{exteriorcarcasa}^2) - (curvatura_{interiorcarcasa}^2)) + Encaje_{concierre} * espesor_{cierre} * 2 [eq. 61]$$

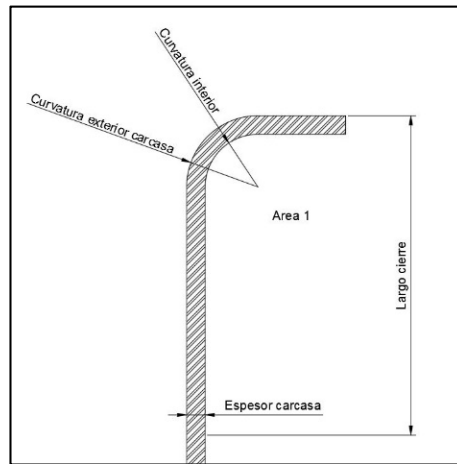


Figura 19. Área 1 Carcasa exterior

$$Area_2 = \left(\frac{\pi}{4}\right) * (curvatura_{exteriorcarcasa}^2) + Encaje_{concierre} * largo_{cierre1} + curvatura_{exteriorcarcasa} * (largo_{cierre} - curvatura_{exteriorcarcasa}) \quad [eq. 62]$$

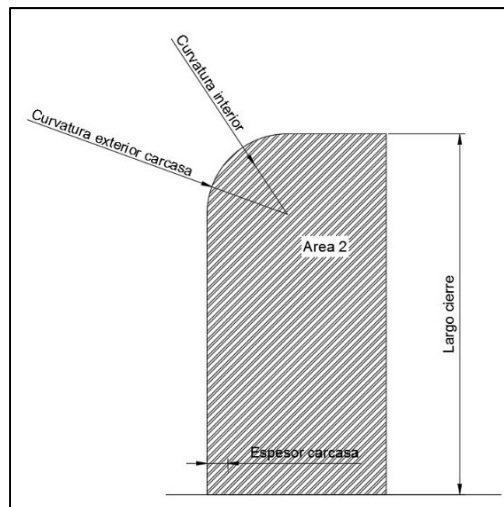


Figura 20. Área 2 Carcasa Exterior

Ambas áreas hacen referencia a las paredes que componen la carcasa mientras que el área continuación se refiere al espacio vacío que ocupará el cierre interior.

$$Area_3 = 2 * largo_{cierre} * Ancho_{cierre} - (alto_{cierre1} * Ancho_{cierre1}) \quad [eq. 63]$$

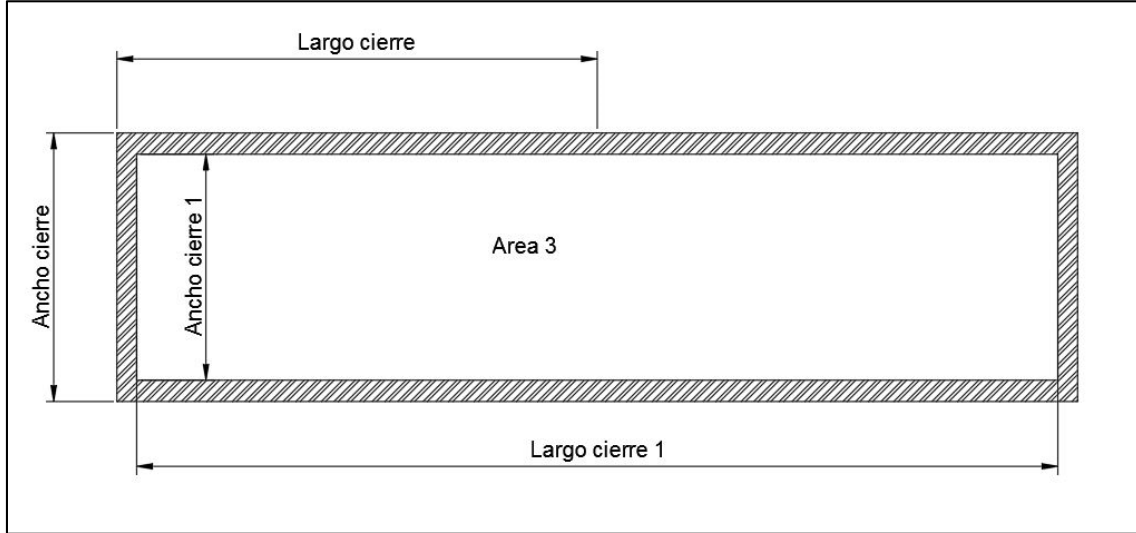


Figura 21. Área 3 Carcasa Exterior

Las relaciones entre el cierre exterior y el interior se muestran a continuación, los valores utilizados para las relaciones son aquellos que resultan en un diseño adecuado.

$$curvatura_{interiorcarcasa} = curvatura_{exteriorcarcasa} - espesor_{carcasa} \quad [eq. 64]$$

$$curvatura_{exteriorcarcasa} = 10 * \frac{largo_{cierre}}{3} \quad [eq. 65]$$

$$Ancho_{cierre} = 1,25 * ancho_{unioncierre} \quad [eq. 66]$$

$$largo_{cierre} = 1,25 * alto_{unioncierre} \quad [eq. 67]$$

$$Encaje_{concierre} = 1,5 * largo_{unioncierre} \quad [eq. 68]$$

$$alto_{cierre1} = alto_{unioncierre} \quad [eq. 69]$$

$$Ancho_{cierre1} = ancho_{unioncierre} \quad [eq. 70]$$

Finalmente, los volúmenes asociados a cada área serán:

$$V_1 = Area_1 * Ancho_{cierre} \quad [eq. 71]$$

$$V_2 = Area_2 * espesor_{carcasa} * 2 \quad [eq. 72]$$

$$V_3 = Area_3 * espesor_{carcasa} \quad [eq. 73]$$

$$Masa_{cierree exterior} = 2 * \rho_{al} * (V_1 + V_2 + V_3) \quad [eq. 74]$$

Para concluir, la masa total del radiador será la suma de todas las masas parciales de los componentes que lo forman:

$$Masa_{total} = masa_{cierree exterior} + masa_{cierre} + masa_{tubo} + masa_{aleta} \quad [eq. 75]$$

Dicha relación será la utilizada por el algoritmo de optimización como función para obtener el radiador que menor peso tenga. Para ello, se seleccionan las siguientes variables independientes del código y se acotan sus límites:

Variable	Límite inferior	Límite Superior
$Alto_{radiador}$	0,1	0,35
$Angulo_{aleta}$	20	30
$Base_{aleta}$	0,0004	0,003
$Espesor_{aleta}$	0,00001	0,0009
$Espesor_{carcasa}$	0,001	0,004
$Espesor_{cierre}$	0,001	0,004
$Largo_{radiador}$	0,15	0,3
$R_i$	0,0005	0,003

Con las selecciones de dichas variables y sus límites de búsqueda el problema de optimización mediante algoritmos genéticos queda definido. Por tanto, para esta selección y realizando una optimización de 32 generaciones con 64 individuos por generación con una probabilidad de mutación del 8.75% se obtiene:

Variable	Valor
$Alto_{radiador}$	0,1018 [m]
$Angulo_{aleta}$	21,41 [deg]
$Base_{aleta}$	0,001927 [m]
$Espesor_{aleta}$	0,00002782 [m]
$Espesor_{carcasa}$	0,001074 [m]
$Espesor_{cierre}$	0,00174 [mm]
$Largo_{radiador}$	0,3829 [m]
$R_i$	0,0005564 [m]

Adicionalmente a los valores de la geometría se obtienen los siguientes valores para el problema de intercambio de calor:

- Temperatura del refrigerante a la salida del radiador: 365,9 K
- Temperatura del aire a la salida del radiador: 340,8 K
- Coeficiente de transferencia global: 425,9 W/K

-. Caudal de aire: 0,3746 Kg/s

-. Peso: 0,3235 Kg

-. Efectividad: 65,33 %

Dichos resultados en los que a temperatura se refiere están en los rangos adecuados para el salto de temperatura del refrigerante (1) mientras que el peso y la efectividad se entienden en niveles muy adecuados, aunque sea posible una mayor reducción si se utiliza una mayor potencia de cálculo.

#### 5.1.1. Comparación de resultados

En este apartado vamos a comparar el diseño del radiador realizado con el que actualmente lleva instalado las motocicletas homologadas para calle. En primero lugar, el radiador que nos atañe está instalado en la motocicleta Honda CBR 250R cuyos modelos han variado a lo largo de esta década. Sin embargo, se ha comprobado que el modelo del radiador es el mismo solo que cambió su tratamiento exterior por un pintado en negro de cara a ser estéticamente homogéneo con el resto de la motocicleta. Las especificaciones del producto en cuanto a dimensiones y peso se listan a continuación:

- Nombre del Modelo: CBR250R
- Nombre de la marca: GZYF
- Marca de la moto: Honda
- Altura de elemento: 10cm
- Anchura de elemento: 3cm
- Longitud del artículo: 50cm
- Tipo de material: Aluminio
- Peso del artículo: 1,5 Kg



Figura 22. Radiador Honda CBR 250 R

En comparación con los resultados obtenidos podemos comprobar que en términos de dimensiones ambos modelos son muy similares, en nuestro caso, las dimensiones principales son:

- Altura del elemento: 10,18 cm
- Anchura del elemento: 1,029 cm
- Longitud del elemento: 43,603 cm

Aun así, estando nuestro diseño dentro del rango de las dimensiones de aquel que usa oficialmente el modelo CBR la reducción de peso conseguida es significativa y se debe principalmente a la condición de robustez que se busca en un elemento de este tipo con grandes espesores que aguanten golpes y vibraciones. Sin embargo, para el caso de estudio, dadas las condiciones tan extremas durante la competición en el caso de una caída, se requeriría la reconstrucción de todo el conjunto y por tanto esa condición de robustez no es primordial permitiendo la reducción de espesores con un elemento más ligero.

## **5.2. Diseño y parametrización en Catia V5R21**

### **5.2.1. Introducción**

Catia es un software desarrollado por Dassault Systémés que aporta una interfaz CAD/CAM a través de la cual y mediante diversas operaciones y herramientas que componen el software es capaz de transformar los diseños 2D en sólidos completos en 3D.

Catia nació en 1981 de la mano de un grupo de ingenieros de Dassault Aviation y tras su lanzamiento se convirtió en el software líder en diseño para los campos navales, de automoción y aviación. Con los años el grupo pasó a completar su software con diferentes herramientas que le daban acceso a más de 11 campos industriales y a día de hoy siguen siendo líderes en diseño y desarrollo de productos industriales y comerciales de todo tipo, así como de PLM Y PDM.

### **5.2.2. Diseño en Catia V5R21**

El diseño en Catia se desarrolla a través del dibujo en proyección del sólido que queremos generar, es decir, se comienza por el desarrollo de un croquis y a través de operaciones de extrusión, recorte u otras más complejas se consigue generar el sólido deseado. Este proceso lleva consigo un factor esencial para la efectividad del desarrollo y es la propia experiencia del diseñador en el uso del programa, ya que debe tener en todo momento una visión futura de los procesos a seguir en cuanto se define el diseño del producto que quiere generar.

En el caso concreto de este trabajo, realizado un estudio previo del estado del arte sabemos que el modelo de radiador de automoción es muy similar y que solo varían sus dimensiones principales. De esta manera se genera en cada caso un croquis

específico para cada sólido que compone el radiador, tubo, carcasa y aletas donde las variables geométricas de estos quedan relacionadas en la parametrización posterior en función de los resultados del modelo.

- Tubo

Como comentamos en el desarrollo del apartado 5.2. sobre el modelado del radiador para el sistema de refrigeración, la sección del tubo sería tal que generase un tubo aplanado y como tal se utilizó una sección elíptica.

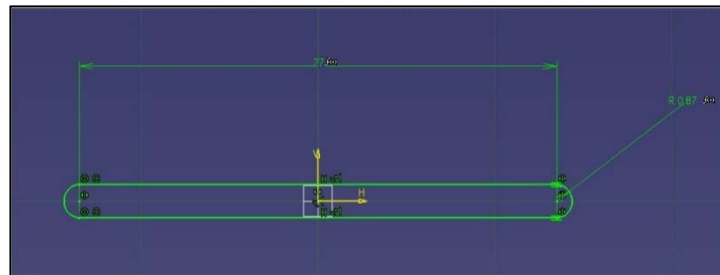


Figura 23. Perfil tubular aplanado

Aplicando una herramienta simple de extrusión se consigue la generación del tubo del radiador y mediante una operación de matriz lineal cuya separación es equivalente a la altura de la aleta se consigue generar toda la estructura de tubos del radiador.



Figura 24. Extrusión de perfil tubular aplanad



- Aleta

La complejidad de la aleta reside en la generación de la función geométrica que la define. Sin embargo, su sección se basa en el pliego de chapa que posteriormente formara la hilera de aleta, dicha doblez genera un perfil triangular redondeado en sus vértices por la propia herramienta de plegado.

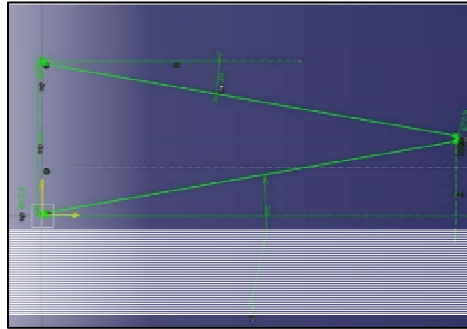


Figura 25. Perfil aleta plegada

Análogamente al proceso anterior mediante la herramienta de extrusión de lámina se puede generar el sólido de la aleta y junto con una matriz lineal en dirección longitudinal y transversal generamos toda la malla de aleta en función a su vez de la distancia entre tubos.

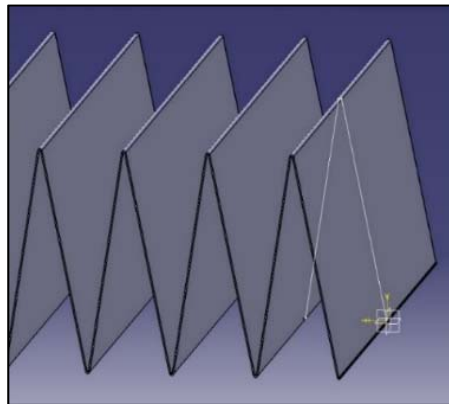


Figura 26. Fila de aleta

- Carcasa

El modelo de la carcasa, en este caso, se divide en dos sólidos. El primero de ellos es la carcasa de cierre donde se introducen los tubos y se consigue generando un “Shell” en un sólido rectangular de bajo espesor con el posterior vaciado de las secciones de tubos.

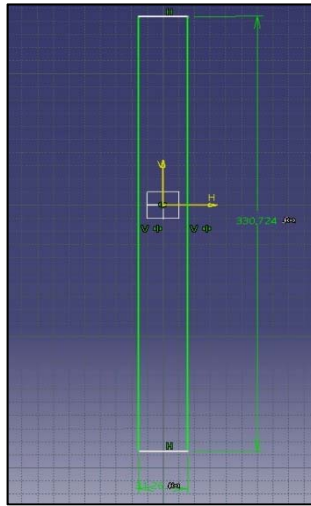


Figura 28. Perfil de cierre interior

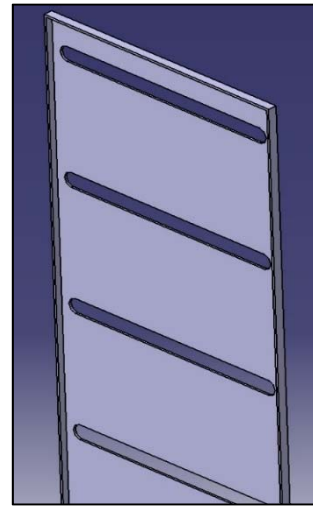


Figura 27. Cierre interior

El segundo sólido es la carcasa exterior que se utiliza como tanque para el líquido refrigerante. Las dimensiones de éste están acotadas por las dimensiones máximas admisibles en lo que a espacio disponible se refiere, así como el ajuste con la carcasa de cierre.

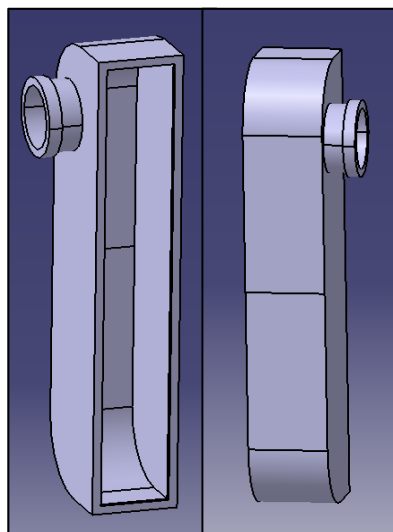


Figura 29. Carcasa exterior

- Elementos auxiliares

Adicionalmente al sólido anterior, una vez seleccionado las dimensiones a partir del modelo se realiza la salida al vaso de expansión con la válvula asociada, así como las cogidas al chasis que dependen, en general, de la geometría de la motocicleta. En este caso, al tratarse de un modelo diseñado y creado particularmente para la competición no pueden diseñarse dichas cogidas en función de ningún parámetro que pueda controlarse.

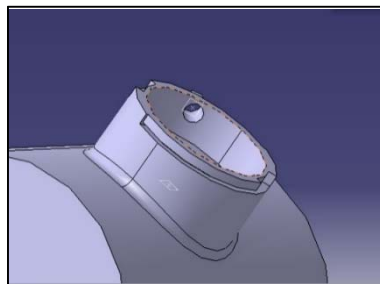


Figura 30. Vaso de expansión

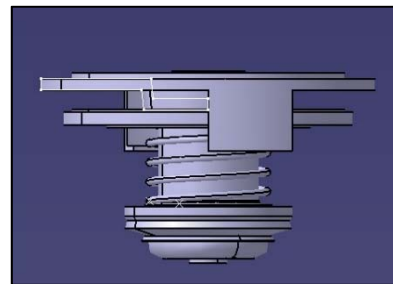


Figura 31. Tapón de expansión

Para una comprensión global del conjunto se adjunta la figura siguiente donde se muestra el ensamblaje final del radiador genérico y aquel obtenido de nuestra optimización.

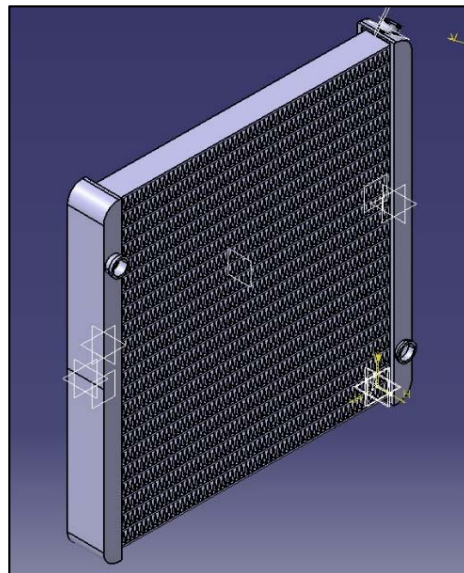


Figura 32. Diseño general de radiador

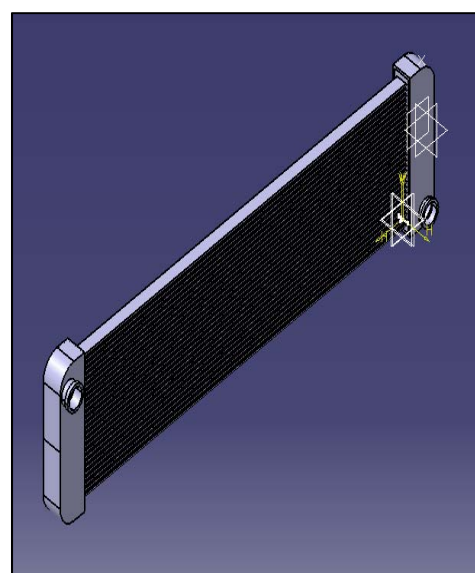


Figura 33. Diseño de radiador optimizado

### 5.2.3. Parametrización en Catia V5R21

La parametrización en Catia V5R21 se desarrolla a través del módulo Knowlegde y la herramienta “Formula”. En primer lugar, se requiere que cada parámetro acotado que forme parte de la parametrización tenga un nombre que pueda ser identificado por el usuario en la herramienta de fórmulas, a partir de ahí, se selecciona qué variable quiere parametrizarse y se introduce mediante operaciones de lenguaje matemático con cuales está relacionada y de qué manera. El proceso para todas las variables es análogo y finalmente se procede a la externalización de dichos valores en el árbol de procesos pudiendo ahí modificarlos para obtener acotaciones distintas con las cuales el propio modelo se actualiza.

Dado que durante el desarrollo del modelado del radiador ya se introdujeron todas las relaciones necesarias entre las variables se incluirá el árbol completo de la parametrización en CATIA V5R21.



Figura 34. Árbol de relaciones de CATIA V5R21

Adicionalmente, incluimos para finalizar los parámetros que hemos seleccionado para la construcción del modelo:

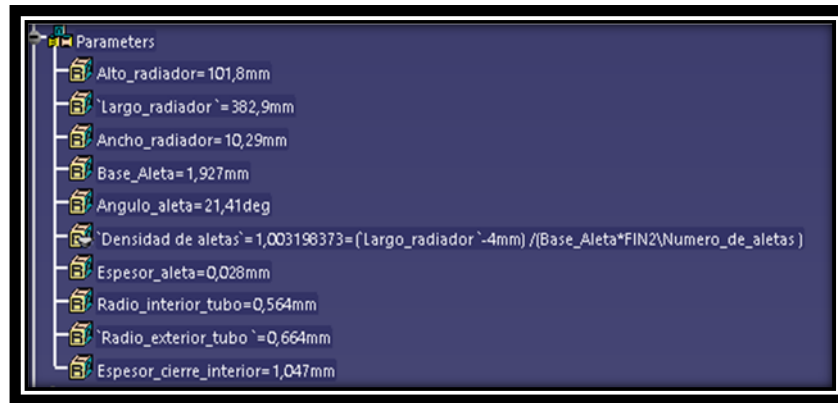


Figura 35. Árbol de parámetros de CATIA

El parámetro densidad de aleta nos permite comprobar si las aletas rellenan por completo el hueco, si dicho valor está por encima o por debajo de la unidad significará que la última aleta del tubo deberá contraerse o estirarse para su posterior ensamblaje con el cierre de la carcasa, como el valor está por encima, pero con valores muy pequeños el diferencial es despreciable.

De esta manera queda completamente definido el problema de parametrización a partir del modelo calculado del radiador para la motocicleta de Sevilla Racing Team para Motostudent.

## 6. CONCLUSIONES

Los algoritmos genéticos son un método de optimización que permite la obtención de soluciones viables y adecuadas para sistemas complejos en base a las restricciones que se requieran. De dicha optimización mediante algoritmos genéticos se ha obtenido el diseño del radiador para la motocicleta Sevilla Racing Team con el criterio de mínimo peso, siendo el calor de refrigeración el correspondiente al valor máximo en términos absolutos, cuando la velocidad es mínima y la carga es máxima.

Se ha comprobado que se produce la convergencia de la optimización para cualquier grupo de variables, geométricas y de operación. El tiempo de resolución aumenta cuando lo hace el número de variables a optimizar. En este proyecto se han fijado algunas de las variables geométricas por criterios prácticos de fabricación, teniendo en cuenta los estándares de diseño actuales de los radiadores de automoción.

Se ha realizado un diseño paramétrico del radiador con el software CATIA, que permite la parametrización de las variables en un entorno CAD implementando así un sistema de desarrollo y obtención del modelo con alta celeridad industrial que nos permite en poco tiempo obtener una solución viable y proceder a su fabricación.

## 7. ESTUDIOS FUTUROS

La realización de este proyecto lleva consigo la apertura de nuevas vías de investigación que den veracidad al mismo, así como la apertura a nuevos campos de la ingeniería entre los cuales se encuentra interesante:

- . Ensayos en banco de pruebas sobre la solución aportada dando medidas correctoras si las hubiere.
- . Estudio e implementación de la solución a distintos motores, ensayo y comprobación de su comportamiento a distintos grados de carga.
- . Estudio e implantación para la fabricación a medida de radiadores de competición.

## 8. BIBLIOGRAFIA

1. **Desantes Fernández , José María y Payri González, Francisco.** *Motores de combustión interna alternativos*. Barcelona : Reverté, 2013.
2. **Arias-Paz, Manuel.** *Motocicletas*. Madrid : Dossat , 2008.
3. **G, Fieldson.** LubTechnology. <http://www.lubtechnology.com/soluciones.php>. [En línea]  
[Citado el: 15 de Enero de 2017.]  
<http://www.lubtechnology.com/pdf/soluciones/Fluidos%20refrigerantes%20de%20Motores%20de%20Combustion%20Interna.pdf>.
4. **Pulkrabek, Willard W.** *Engineering fundamentals of the internal combustion engine*. Upper Saddle River, New Jersey : Prentice Hall, 1997.
5. **Frank P. Incropera, David P. DeWitt.** *Fundamentos de transferencia de calor*. Atlacomulco, México : Prentice Hall Hispanoamericana, 1999.
6. **Herrera, Francisco, Lozano, Manuel y Verdegay, Jose L.** *Algoritmos Genéticos: Fundamentos, Extensiones y aplicaciones* . Arbor : Madrid, 1995.
7. **K.Y. Leong, R. Saidur, S.N. Kazi , A.H. Mamunc.** Performance investigation of an automotive car radiator operated with nanofluid-based coolants. *www.sciencedirect.com*. [En línea] 29 de Julio de 2010. <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S1359431110003029>.
8. **C. Oliet, A. Oliva , J. Castro, C.D. Pe´rez-Segarra.** Parametric studies on automotive radiators. *www.sciencedirect.com*. [En línea] 10 de Enero de 2007.  
<http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S1359431106004236>.



## 9. INDICE DE PLANOS

9.1. RADIADOR.....	1
9.2. ALETAS.....	2
9.3. CIERRE EXTERIOR.....	3
9.4. CIERRE INTERIOR.....	4
9.5. TUBOS.....	5