



UNIVERSITAT  
POLITÈCNICA  
DE VALÈNCIA



ESCUELA TÉCNICA  
SUPERIOR INGENIERÍA  
INDUSTRIAL VALENCIA

TRABAJO FIN DE GRADO EN INGENIERÍA EN TECNOLOGÍAS INDUSTRIALES

# DESARROLLO DE UN MODELO DEL SISTEMA DE REFRIGERACIÓN DE UN MOTOR DE ENCENDIDO PROVOCADO PARA VEHÍCULO HÍBRIDO

AUTOR: Alberto Moreno Fernández

TUTOR: Pablo César Olmeda González

Curso Académico: 2020-21



## RESUMEN

El objeto principal del presente estudio ha sido el modelado del circuito hidráulico de refrigeración de un motor de gasolina tricilíndrico. Para llevar a cabo dicho modelado, se ha desarrollado en primer lugar el modelo del circuito de gas y de control del motor.

Es importante definir primero las herramientas más importantes utilizadas en el proyecto. Por un lado, el banco de ensayos, utilizado para la obtención de datos experimentales. Por otro, las herramientas de modelado y validación, utilizadas tanto para la obtención de datos del motor como para el modelado propiamente dicho.

Se detalla también el proceso que se ha seguido para modelar los distintos circuitos, describiendo los modelos individuales de los elementos de mayor importancia.

Por último, se ha llevado a cabo una puesta a punto del modelo, indicando el ajuste realizado para la validación del mismo y mostrando los valores graficados de los parámetros característicos obtenidos como resultado en las distintas simulaciones.

## RESUM

L'objectiu principal d'aquest estudi ha estat el modelatge del circuit hidràulic de refrigeració d'un motor de benzina tricilíndric. Per a dur a terme el modelatge, s'ha desenvolupat en primer lloc el model del circuit de gas i control del motor.

És important definir primer les eines més importants emprades en el projecte. Per una banda, el banc d'assajos, utilitzat per a la obtenció de dades experimentals. Per l'altra, les eines de modelatge i validació, fetes servir tant per a la obtenció de dades del motor com per al modelatge pròpiament dit.

Es detalla també el procés que s'ha seguit per a modelar els diferents circuits, descrivint el models individuals dels elements de major importància.

Per últim, s'ha dut a terme una posada a punt del model, indicant l'ajust realitzat per a la validació del mateix y mostrant els valors graficats dels paràmetres característics obtinguts com a resultat en les diferents simulacions.

## ABSTRACT

The main object of this study has been the modeling of the hydraulic cooling circuit of a three-cylinder gasoline engine. In order to carry out this modeling, the model of the gas and engine control circuit was first developed.

It is important to first define the most important tools used in the project. On the one hand, the test bench, used to obtain experimental data. On the other, the modeling and validation tools, used both for obtaining engine data and for the modeling itself.

The process followed to model the different circuits is also detailed, describing the individual models of the most important elements.

Finally, a fine-tuning of the model has been carried out, indicating the adjustment made for its validation and showing the plotted values of the characteristic parameters obtained as a result from the different simulations.

## ÍNDICE

### DOCUMENTOS CONTENIDOS EN EL TFG

- Memoria
- Presupuesto

### ÍNDICE DE LA MEMORIA

1. INTRODUCCIÓN .....	9
1.1. INTRODUCCIÓN .....	9
1.2. OBJETIVOS .....	9
1.3. METODOLGÍA .....	10
2. HERRAMIENTAS EXPERIMENTALES .....	11
2.1. MOTOR .....	11
2.1.1. Circuito de gas .....	11
2.1.2. Circuito de refrigeración .....	13
2.2. SALA DE ENSAYOS .....	14
2.2.1. Freno motor .....	14
2.2.2. Radiador .....	15
2.2.3. Caudalímetros .....	16
2.2.4. Sensores .....	17
3. HERRAMIENTAS NÚMERICAS .....	19
3.1. GT-POWER .....	19
3.2. VEMOD .....	20
3.2.1. Modelo Termo-Hidráulico .....	23
3.2.2. Análisis de la red hidráulica .....	24
3.2.3. Intercambio de calor .....	25
4. CONSTRUCCIÓN DEL MODELO .....	26
4.1. CONFIGURACIÓN GENERAL .....	26
4.1.1. Configuración de la simulación .....	26
4.1.2. Configuración del caso (CASE SETUP) .....	27
4.1.3. Fluidos .....	28
4.1.4. Materiales .....	29
4.1.5. Estados Iniciales .....	30

4.1.6. Válvulas .....	31
4.2. CIRCUITO DE GAS .....	34
4.2.1. Motor .....	34
4.2.2. Plenum .....	39
4.2.3. Tuberías.....	41
4.2.4. Enfriador 0-dimensional.....	42
4.3. CIRCUITO DE CONTROL .....	43
4.3.1. Modelado del circuito de control.....	43
4.4. CIRCUITO DE REFRIGERACIÓN.....	45
4.4.1. Tuberías del circuito hidráulico .....	45
4.4.2. Turbo bombas .....	46
4.4.3. Termostato .....	50
4.4.4. Enfriador de aceite ( <i>Oil Cooler</i> ) .....	51
4.4.5. Radiador .....	53
5. PUESTA A PUNTO .....	55
5.1. VALIDACIÓN DE LAS MEDIDAS EXPERIMENTALES .....	55
5.1.1. Parámetros de rendimiento global .....	56
5.1.2. Temperaturas medias .....	57
5.1.3. Presiones medias.....	58
5.2. VALIDACIÓN DEL CIRCUITO DE GAS .....	59
5.2.1. Consumo de combustible ( <i>Fuel mass</i> ) .....	59
5.2.2. Par motor ( <i>Brake torque</i> ) .....	60
5.3. VALIDACIÓN DEL CIRCUITO HIDRÁULICO.....	62
5.3.1. Caudal ( <i>Flow</i> ).....	63
5.3.2. Temperaturas y presiones.....	67
6. CONCLUSIONES Y DESARROLLO FUTURO .....	70
6.1. CONCLUSIONES .....	70
6.2. DESARROLLO FUTURO.....	70
7. REFERENCIAS.....	71

**ÍNDICE DEL PRESUPUESTO**

1. PRESUPUESTO .....	73
1.1. COSTES REFERIDOS A RECURSOS HUMANOS .....	73
1.2. COSTES REFERIDOS A EQUIPOS.....	73
1.3. PRESUPUESTO GENERAL .....	74





UNIVERSITAT  
POLITÈCNICA  
DE VALÈNCIA



ESCUELA TÉCNICA  
SUPERIOR INGENIERÍA  
INDUSTRIAL VALENCIA

Universitat Politècnica de València  
Escuela Técnica Superior de Ingeniería Industrial  
Grado en Ingeniería en Tecnologías Industriales

## **DOCUMENTO 1: MEMORIA**

Autor: Alberto Moreno Fernández

Tutor: Pablo Cesar Olmeda González

València, diciembre de 2020

## 1. INTRODUCCIÓN

### 1.1. INTRODUCCIÓN

La obtención de sistemas precisos que modelen el comportamiento real del motor de un vehículo cobra vital importancia a la hora de estudiar y mejorar su funcionamiento y desempeño, además de minimizar el número de ensayos experimentales a realizar en el proceso, con el consiguiente ahorro en tiempo y costes.

Concretamente, el modelado del sistema de refrigeración del motor, objeto principal del trabajo desarrollado, forma parte de un proyecto a nivel europeo en el que participan diversos socios, entre los que se encuentran universidades, empresas y entidades de investigación, y cuyo propósito es el de crear un modelo completo y preciso de todas las partes que conforman un vehículo híbrido.

El desarrollo del trabajo ha sido llevado a cabo en las instalaciones del Centro de Motores Térmicos (CMT) de la Universitat Politècnica de València (UPV), en la línea de gestión térmica.



*Fig. 1.1 Imagen exterior del edificio del CMT*

### 1.2. OBJETIVOS

El objetivo principal a desarrollar en el presente Trabajo de Final de Grado es el modelado del sistema de gestión térmica del circuito de refrigeración de un motor de gasolina tricilíndrico, objetivo que debido a necesidades del proyecto se ha subdividido en dos partes diferenciadas:

- Modelado y validación del circuito de gas del motor mencionado, haciendo uso del software de simulación *Virtual Engine Model (VEMOD)*, desarrollado por el propio instituto CMT – Motores térmicos.

- Modelado y validación del circuito de refrigeración del mismo motor, utilizando la herramienta de simulación VEMOD.

### 1.3. METODOLOGÍA

La metodología planteada para cumplir los objetivos propuestos se detalla en la Fig. 1.3.

Por un lado, a partir de un modelo del circuito de gas facilitado por el fabricante, realizado utilizando el software de simulación comercial GT-Power, se han extraído los parámetros necesarios para desarrollar el modelo del circuito de gas en VEMOD. Para validar este modelo se han seleccionado diversas variables de motor, que se han comparado con los resultados obtenidos en las simulaciones de GT-Power.

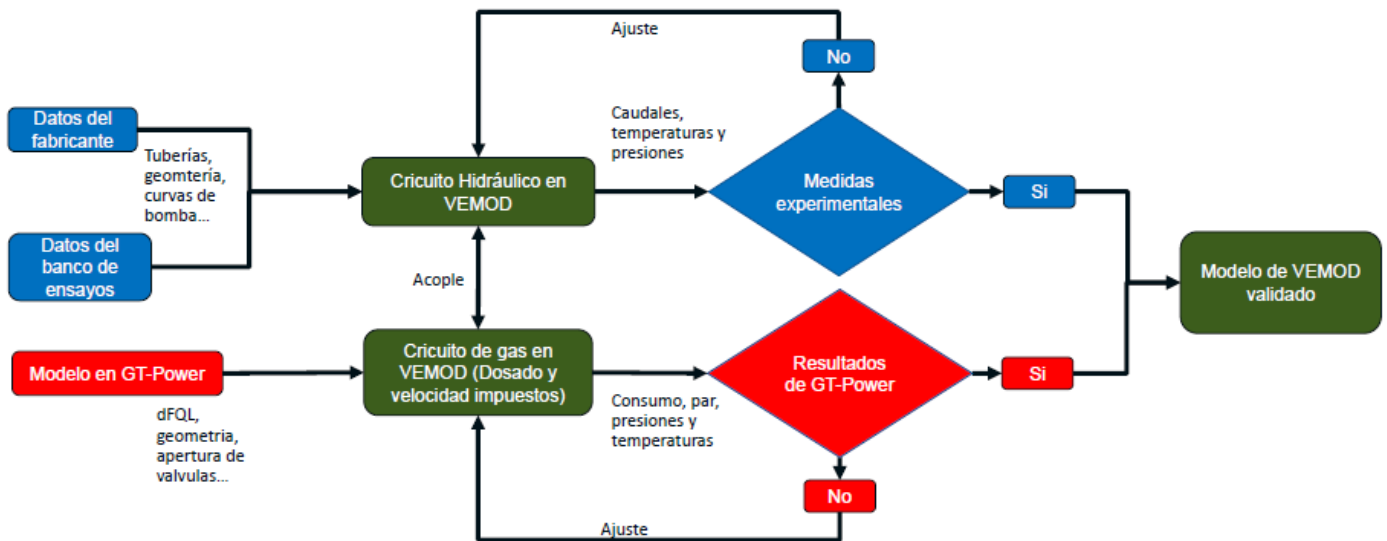


Fig. 1.3 Esquema resumen de la metodología empleada

Por otro lado, para llevar a cabo el modelado del circuito hidráulico se han utilizado tanto hojas de especificaciones cedidas por el fabricante como datos experimentales obtenidos en el banco de ensayos. La validación de este circuito se ha realizado comparando las principales variables termo-hidráulicas (caudales y temperaturas) con las medidas experimentales obtenidas de los ensayos realizados en el laboratorio.

Una vez obtenidos resultados admisibles en ambos circuitos se considera el circuito finalmente modelado y los objetivos propuestos como cumplidos.

## 2. HERRAMIENTAS EXPERIMENTALES

Las herramientas experimentales las componen todos aquellos elementos físicos de los que se extrae la información necesaria para el desarrollo del modelo.

### 2.1. MOTOR

Para llevar a cabo el estudio se ha utilizado un motor de combustión interna alternativo de encendido provocado (MEP) sobrealimentado de cuatro tiempos y una cilindrada de un litro, repartida en tres cilindros dispuestos en línea.

Dispone de un bloque de motor de aluminio fundido con cuatro cojinetes principales y una culata de aluminio DOHC (doble árbol de levas en cabeza) con 4 válvulas por cilindro y un sistema de doble inyección directa.

Cilindrada.	999 cc.
Carrera.	72.2 mm.
Diámetro.	81.3 mm.
Ratio de compresión.	11:1.
Número de cilindros.	3.
Número de válvulas.	4 por cilindro.
Par motor (max.).	182.3 Nm @ 2250 rpm.
Potencia (max.).	83 kW @ 5250 rpm.

*Tabla 1. Características del motor*

#### 2.1.1. Circuito de gas

El objetivo final del circuito de gas del motor es transformar la mezcla de aire y combustible introducida en el cilindro en potencia en el eje del motor.

El circuito de gas consta de distintos elementos que cumplen una función determinada, en el diagrama de la Fig. 2.1a se muestra una distribución simplificada de este.

Empezando desde la entrada, el aire entra del exterior a temperatura y presión ambiente, para posteriormente pasar por el filtro de aire, donde se elimina cualquier tipo de agente externo que pueda deteriorar los elementos del motor, como polvo en suspensión o partículas de suciedad de tamaño relativamente grande.

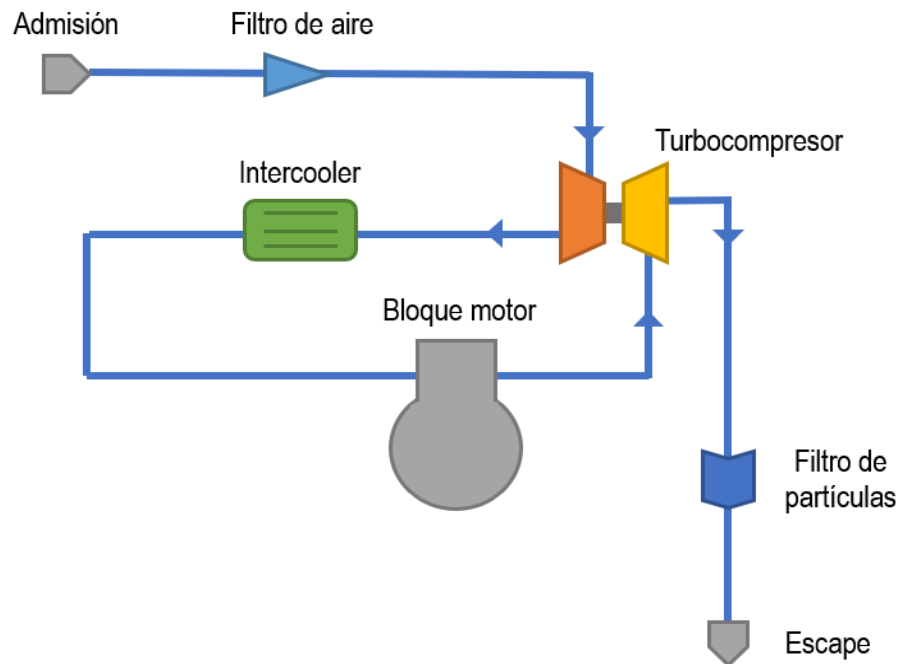


Fig. 2.1.1a Diagrama simplificado del circuito de gas del motor

Una vez que el flujo de aire entra al bloque motor, a su paso por el colector de admisión, diverge en tres conductos distintos (denominadas pipas) que se dirigen a cada uno de los cilindros del motor, donde el sistema de inyección introduce la mezcla aire-combustible, para finalmente se produzca la combustión al provocarse el salto de una chispa en la bujía. Los gases de escape a gran temperatura que salen del bloque motor pasan ahora por la turbina que forma parte del turbocompresor, donde se aprovecha la energía que poseen estos gases para obtener energía mecánica que moverá al compresor, encargado de comprimir el aire que entra al motor.

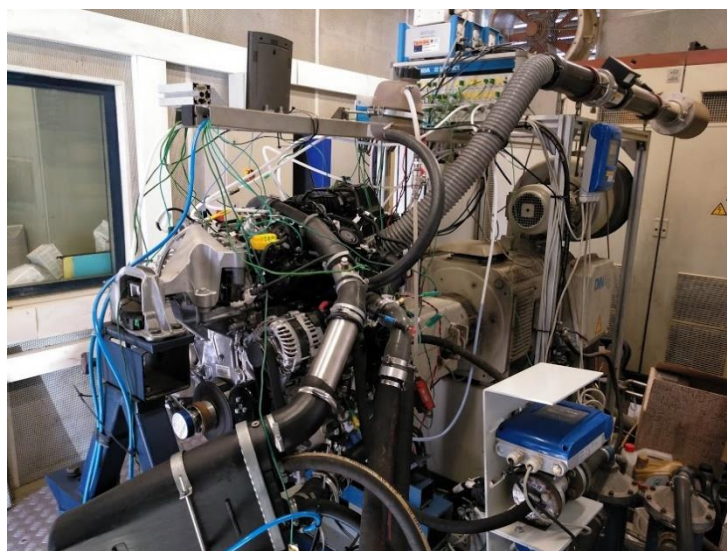


Fig. 2.1.1b Motor HR10 instalado en sala

Finalmente, los gases de escape del motor se hacen pasar por un filtro de partículas que se encarga de reducir la cantidad de partículas contaminantes que son emitidas por el escape del vehículo. En el caso del motor modelado, y a causa de la falta de un modelo funcional del filtro de partículas, esta última parte del circuito de gas se ha omitido, sustituyéndola por un escape cuyas condiciones atmosféricas de presión y temperatura se han establecido idénticas a las que se han obtenido experimentalmente en el punto inmediatamente anterior al filtro de partículas.

### 2.1.2. Circuito de refrigeración

El sistema refrigeración del MCIa consta de un circuito hidráulico recorrido por una mezcla de agua y de etilenglicol que se encarga de mantener la temperatura de las distintas partes del motor dentro de los límites aceptables para el funcionamiento nominal del mismo.

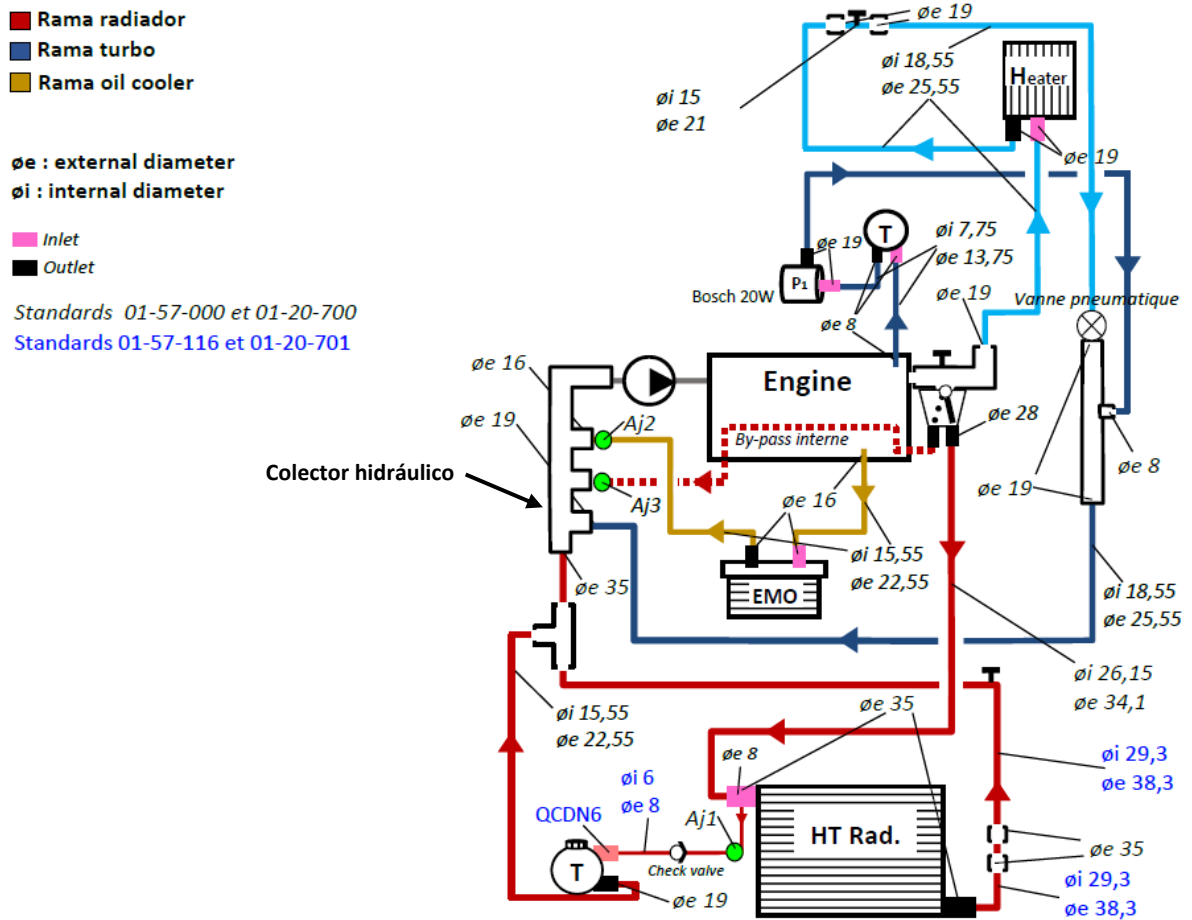


Fig. 2.1.2 Esquema del Circuito de Refrigeración

El circuito hidráulico (ver esquema en la Fig. 2.1.2) puede dividirse en tres ramas diferenciadas, todas ellas partiendo del bloque de cilindros para acabar en el elemento que se denomina “colector hidráulico” para después ser bombeada de vuelta al bloque motor:

- La primera rama empieza en el termostato, y aquí se divide en otras dos; si la temperatura del refrigerante es inferior a la temperatura de apertura del termostato, éste lo desvía por un by-pass interno del bloque motor y lo envía directamente al colector hidráulico. En cambio, si la temperatura del agua es mayor a la temperatura de apertura del termostato, el refrigerante es conducido hacia el radiador, donde tras ser enfriado es llevado hacia el colector hidráulico. Esta rama también incluye el depósito o tanque desde el cual se reabastece el refrigerante (marcado con una “T” en el esquema), que se une con la rama principal a su salida del radiador.
- La segunda rama la componen en su inicio dos tuberías diferentes, que acaban convergiendo en una sola. La primera pasa por el turbocompresor y luego es bombeada mediante una pequeña bomba eléctrica de 20W hacia el punto donde converge con la segunda tubería, que en teoría debería recorrer el sistema de calefacción de la cabina del vehículo, pero en la práctica ha sido eliminado del montaje y sustituido por un tramo de tubería. Tras converger estas dos tuberías el agua es enviada al colector hidráulico.
- La tercera y última rama que compone el circuito es la que es dirigida al sistema de refrigeración del lubricante (*oil cooler*) y después devuelta al colector hidráulico.

## 2.2. SALA DE ENSAYOS

La sala de ensayos la constituye el entorno tecnológico que permite convertir el motor en un sistema abierto de información necesaria para el estudio del mismo. (García, 2013)

A continuación, se describen los elementos de mayor importancia que se encuentran en la sala de ensayos.

### 2.2.1. Freno motor

El freno motor o dinamómetro es el elemento que se utiliza para controlar la velocidad de giro del motor.

Su misión es la de absorber la potencia generada por el motor al que va acoplado, simulando de esta forma las resistencias reales con las que el vehículo se encuentra durante su funcionamiento normal en carretera, tales como el rozamiento con el pavimento, la fuerza con que se opone el aire a su desplazamiento o la pendiente en el camino.

El dinamómetro dispone de un torquímetro cuya función es la de medir el par que produce el motor en cada momento.



*Fig. 2.2.1 Freno dinamoétrico instalado en sala*

### 2.2.2. Radiador

Dada la imposibilidad de simular en la sala el funcionamiento real del radiador de un automóvil, que utiliza como principio de refrigeración el alto coeficiente de convección producido por el aire que entra por el radiador a gran velocidad al circular por carretera, se ha decidido instalar un refrigerador de carcasa y tubos con el fin de emular el funcionamiento que tendría el radiador en condiciones normales.



*Fig. 2.2.2. Intercambiador de carcasa y tubos instalado en sala*



### 2.2.3. Caudalímetros

Con el fin de medir el caudal de refrigerante en los puntos clave del circuito hidráulico, se han instalado tres caudalímetros distintos en cada una de las ramas descritas en el apartado 2.1.2.

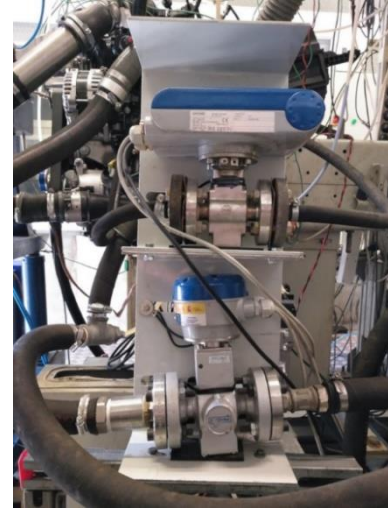
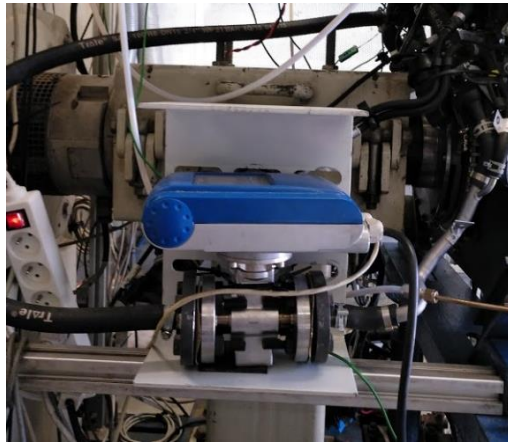


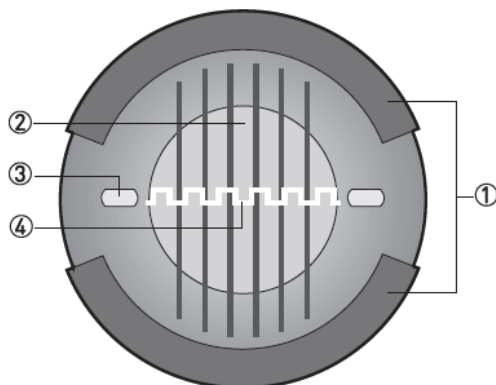
Fig. 2.2.3a Caudalímetros instalados en la rama del turbo (izq.) y en las ramas del oil cooler (der. arriba) y del radiador (der. abajo)

El principio de medición de los caudalímetros instalados consiste en un fluido conductor de electricidad fluyendo dentro de una tubería asilada eléctricamente a través de un campo magnético. Este campo magnético es generado por una corriente que fluye a través de un par de bobinas de campo. Dentro del fluido se genera un voltaje  $U$ :

$$U = v \cdot k \cdot B \cdot D \quad (1)$$

Donde:

- $v$  : velocidad media del flujo
- $k$  : factor corrector geométrico
- $B$  : intensidad del campo magnético
- $D$  : diámetro interno del caudalímetro



- ① Bobinas de campo
- ② Campo magnético
- ③ Electrodo
- ④ Voltaje inducido (propor. a la vel. del flujo)

Fig. 2.2.3b Principio de medida de los caudalímetros

El voltaje  $U$  es recogido por los electrodos y proporcional a la velocidad de flujo media  $v$  y, por lo tanto, al caudal  $Q$ . Se utiliza un convertidor de señal para amplificar el voltaje de la señal, filtrarlo y convertirlo en señales para la grabación y procesamiento de la salida. (Krohne, 2017)

#### 2.2.4. Sensores

De todos los parámetros necesarios para caracterizar el comportamiento del circuito hidráulico uno de los más importantes es sin duda la temperatura.

Para la medición de la temperatura se han instalado termopares en múltiples puntos del motor, tanto en el circuito de refrigeración como en el circuito de gases. En la Fig. 2.2.4. se muestran los puntos del circuito hidráulico en los que han sido instalados los termopares junto con los caudalímetros y el sensor de presión.

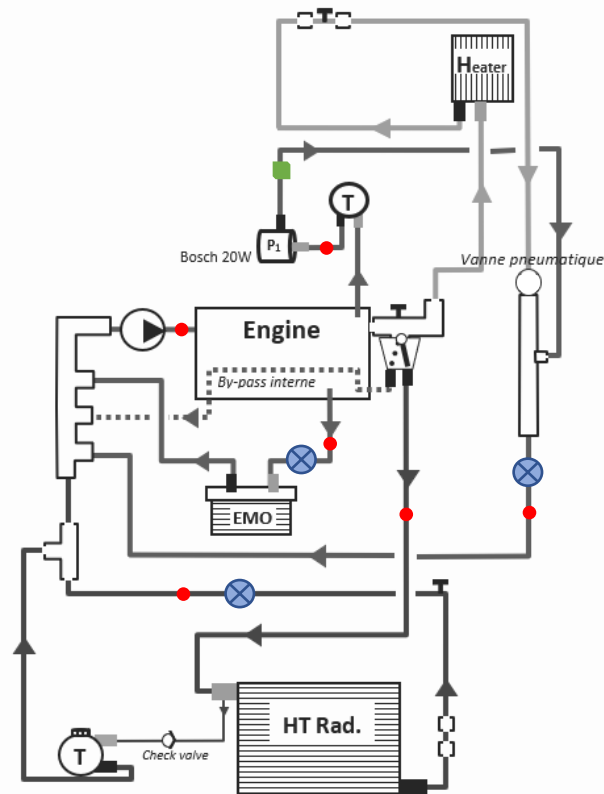


Fig. 2.2.4 Ubicación de los instrumentos de medida dentro del circuito hidráulico. Se muestran caudalímetros (azul), termopares (rojo) y sensor de presión (verde)

La categoría de termopar escogida para instalar en el motor es tipo K, que es capaz de soportar una horquilla de temperaturas que va desde los  $-180^{\circ}\text{C}$  a los  $1200^{\circ}\text{C}$ , lejos de los casi  $900^{\circ}\text{C}$  que alcanza el turbo en los regímenes de

funcionamiento más exigentes y, por tanto, un rango de funcionamiento aceptable.

Además de termopares y caudalímetros se ha instalado también en el motor un sensor de presión en la salida de la bomba eléctrica que acompaña al turbo, con el fin de determinar la presión con la que el refrigerante abandona este elemento del circuito.

### 3. HERRAMIENTAS NÚMERICAS

Una vez presentadas las diferentes herramientas experimentales utilizadas para la adquisición de los datos necesarios para la creación del modelo, el siguiente paso es describir las herramientas teóricas utilizadas tanto para extraer más información del motor como para llevar a cabo el desarrollo del modelo.

Las herramientas utilizadas han sido dos softwares de simulación dinámica de fluidos. El primero, llamado GT-POWER, con un modelo del circuito de gas proporcionado por el fabricante, se ha utilizado para extraer los datos necesarios para modelar el motor desde cero en el segundo software, VEMOD.

La utilización de VEMOD se justifica teniendo en cuenta que es una herramienta desarrollada por el propio instituto CMT – Motores térmicos, y sobre la que se cuenta con un control total, lo que posibilita una calibración con mayor precisión. El modelado del circuito de gas en este software a partir del modelo en GT-POWER es necesario con el fin de realizar el acople posterior con el modelo del circuito de refrigeración.

#### 3.1. GT-POWER

El GT-POWER es un software comercial ampliamente utilizado para el modelado y simulación numérica de motores de combustión interna, utilizado para predecir variables como la potencia, el par, el gasto de aire, el consumo de combustible o el rendimiento del turbocompresor.

Como anteriormente se ha descrito, para el presente estudio, el fabricante ha facilitado un modelo del circuito de gases y control del motor que se ha utilizado con el fin de obtener los parámetros requeridos para implementarlo en VEMOD y realizar el modelado requerido del circuito hidráulico. Consiguiendo así, poder realizar simulaciones tanto del modelo de gas como del termo-hidráulico.

En el modelo anterior se ha dividido el motor en distintas etapas agrupadas en la Fig. 3.1 dentro de rectángulos de color. Éstas son, empezando desde la admisión: filtro de aire y etapas anterior (sucia) y posterior (limpia), compresor y etapa posterior, intercooler (o CAC, Charge Air Cooler) y etapa posterior, válvula reguladora de admisión (acelerador del vehículo), colector de admisión, entrada y salida del bloque de cilindros, turbina, post tratamiento de los gases (catalizador) y escape.

# Desarrollo de un modelo del sistema de refrigeración de un motor de encendido provocado para vehículo híbrido

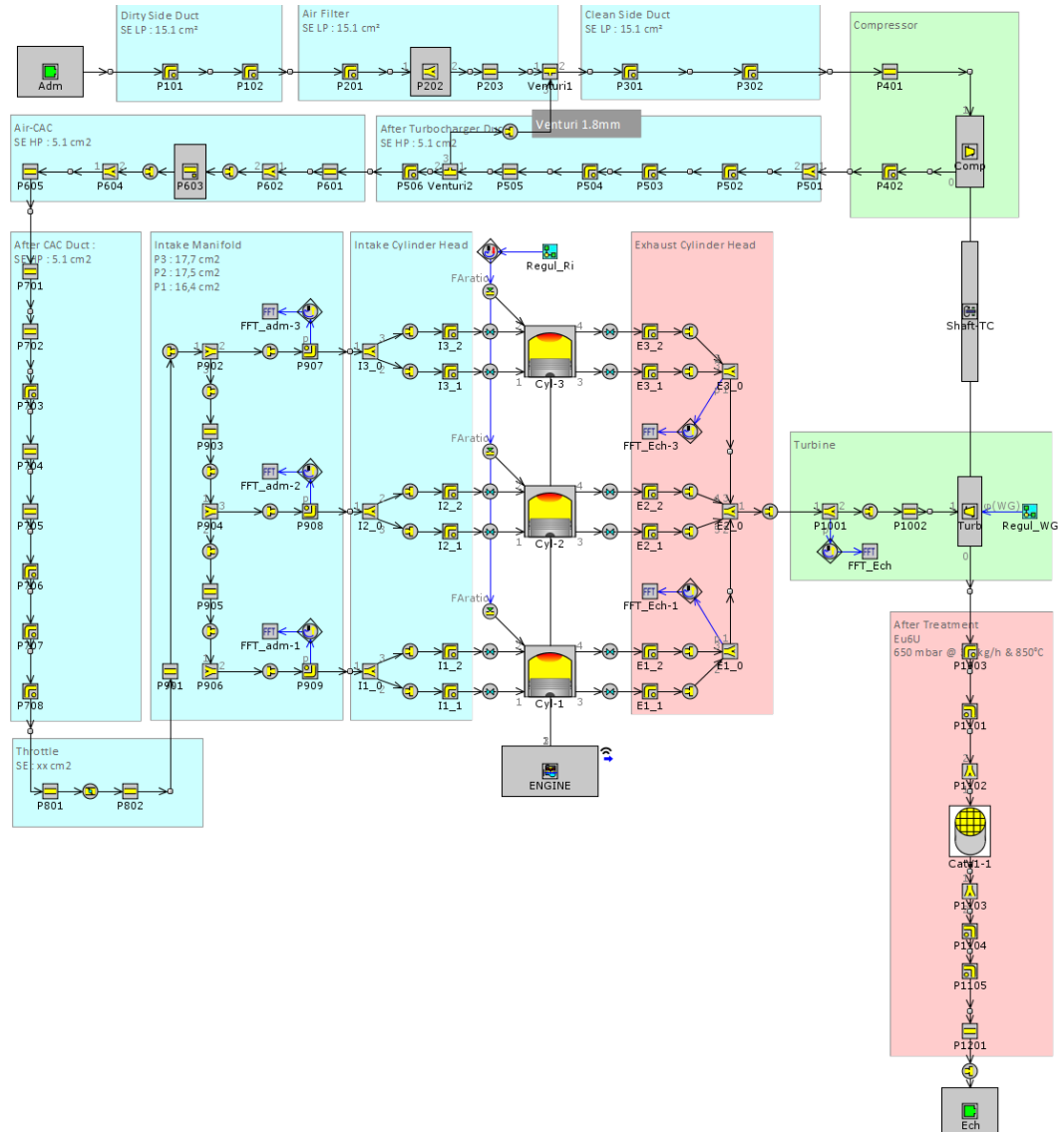


Fig. 3.1 Modelo del circuito de gas en GT-POWER

## 3.2. VEMOD

El software utilizado para modelar y posteriormente validar los circuitos de gas e hidráulico del motor es el *Virtual Engine Model* o VEMOD, una herramienta desarrollada por el CMT-Motores Térmicos. Este software ha sido la herramienta principal de trabajo para la realización de este estudio.

## Desarrollo de un modelo del sistema de refrigeración de un motor de encendido provocado para vehículo híbrido

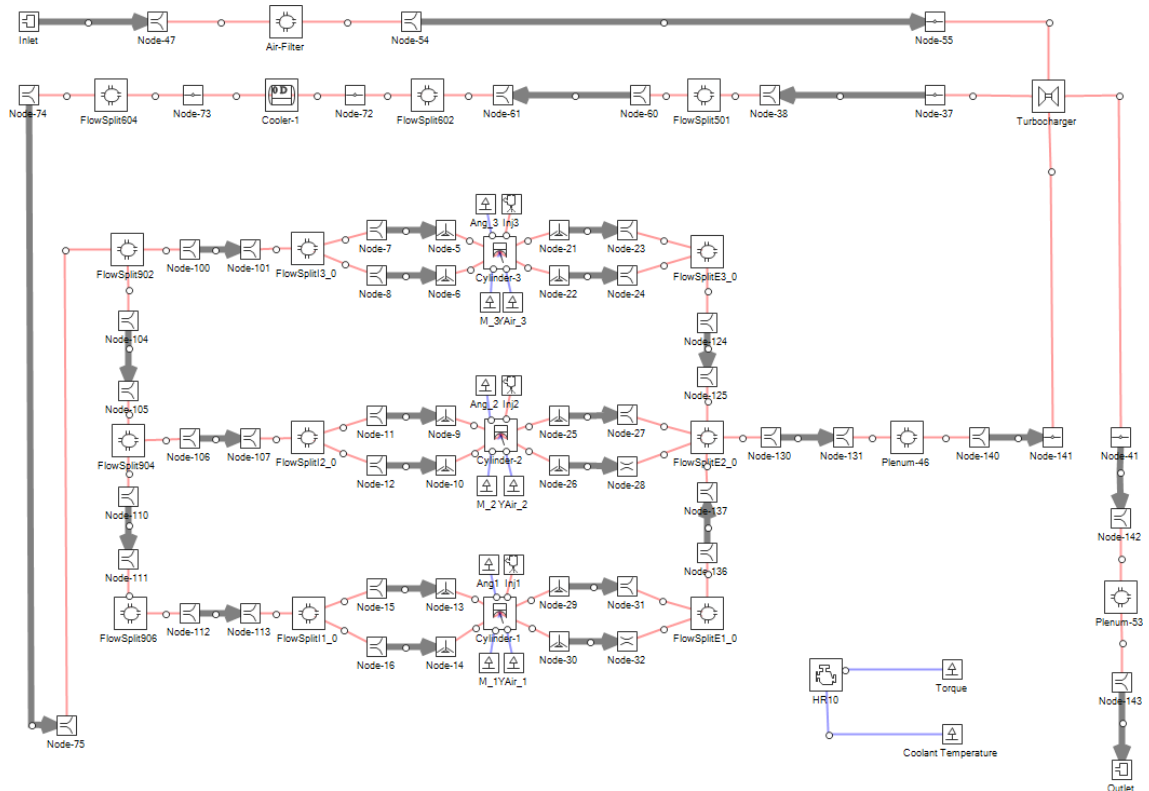


Fig. 3.1 Modelo del circuito de gas en VEMOD

VEMOD es una herramienta enfocada a la simulación de procesos termo-fluidodinámicos en motores diésel y gasolina. Es capaz de predecir, mediante cálculos unidimensionales; parámetros de rendimiento del motor (potencia, par, eficiencia...), emisiones en el escape (NOx, hollín, CO y HC), condiciones termodinámicas en los cilindros y elementos del circuito de aire y el comportamiento de los circuitos de refrigerante y lubricante en condiciones estacionarias o en régimen transitorio.

VEMOD trabaja con diferentes submódulos que modelan los distintos procesos físicos que tienen lugar en el motor y las interacciones entre los distintos circuitos que lo componen:

- La gestión del aire se calcula mediante un modelo de gases dinámico unidimensional. Este modelo calcula las propiedades del flujo a su paso por los sistemas de admisión y escape, además de por los tramos EGR de alta y baja presión
- Submodelos específicos se consideran para el sistema de propulsión; como los modelos del compresor y la turbina, las válvulas de mariposa, la transferencia de calor entre los distintos elementos, la predicción de la temperatura de pared, etc.
- Una combinación entre el modelo dinámico de los gases y un modelo de los cilindros se utiliza para predecir las condiciones en el

interior del cilindro que tienen que ver con el proceso de combustión

- Un modelo de transferencia de calor es utilizado para obtener la evacuación de calor hacia el refrigerante, lubricante y paredes de la cámara de combustión
- Un modelo de pérdidas mecánicas permite la obtención de la potencia proporcionada
- Un submodelo de emisiones se combina con el proceso de combustión para predecir las emisiones de CO, HC, NOx y hollín en función de las condiciones de funcionamiento del motor
- Varios submodelos de postratamiento combinan modelos de fluidos y termodinámicos con modelado químico para determinar las emisiones del tubo de escape

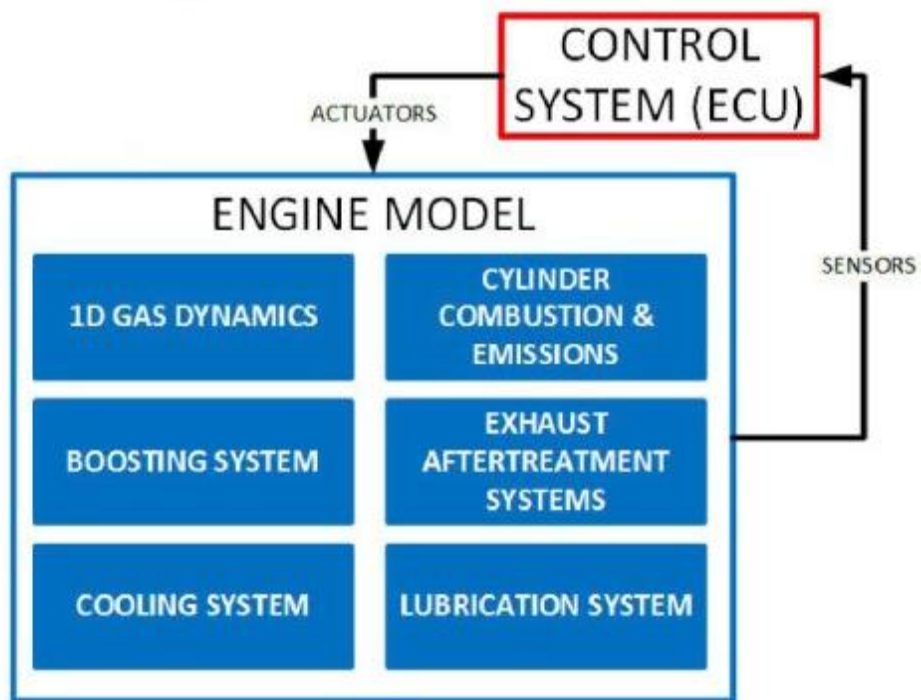


Fig. 3.2 Esquema de interacción de los distintos módulos de VEMOD

Por último, el modelo del motor se combina con dos modelos adicionales, proporcionando la capacidad para simular ciclos de conducción. Un modelo de sistema de control simula el funcionamiento de la unidad electrónica de control (ECU) del motor, que ajusta los valores de apertura de las válvulas, así como de los diferentes actuadores, teniendo en cuenta la información captada por los sensores del motor.

A continuación, se detallan los principales modelos que intervienen en el presente estudio.

### 3.2.1. Modelo Termo-Hidráulico

Al inicio de la simulación, VEMOD crea un modelo termo hidráulico para cada uno de los circuitos hidráulicos del motor. Este modelo interactúa con otros modelos de VEMOD tal y como se representa en la figura 3.2.1.

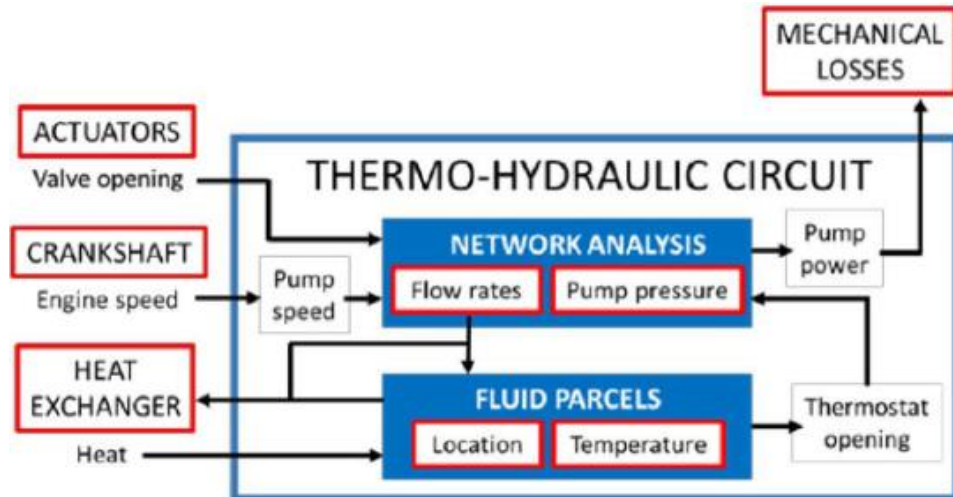


Fig. 3.2.1. Diagrama de flujo del modelo termo-hidráulico del circuito

Los modelos de actuadores, intercambiador de calor y cigüeñal proporcionan las entradas del modelo, que como detalla la figura son la apertura de las válvulas, la velocidad del motor (o ángulo del cigüeñal) y el calor intercambiado.

El grado de apertura de las válvulas puede ser controlado mediante actuadores de control, pero en el caso de los termostatos dependen de la temperatura en el circuito y se calculan internamente mediante una curva logarítmica sin histéresis:

$$\theta = (1 + e^{-k(T-x_0)})^{-1} \quad (2)$$

$$k = -\frac{\ln(\gamma)}{T_c - x_0} \quad (3)$$

Donde:

$\theta$  : Grado de apertura, que varía de 0 (cerrado) a 1 (completamente abierto)

$T_c$  : Temperatura a la cual el termostato cierra completamente

$x_0$  : Valor medio entre  $T_c$  y la temperatura de máxima apertura

$\gamma$  : Factor que determina la pendiente de la curva



La velocidad del motor (o una velocidad rotacional de referencia) se multiplica por un valor definido por el usuario para obtener la velocidad de funcionamiento de la bomba del circuito hidráulico. Una vez obtenido este valor, se realiza un análisis de la red hidráulica para obtener el valor de los caudales y pérdidas de carga en cada elemento del circuito.

El caudal que circula por la bomba y la presión de bombeo permiten determinar la potencia consumida por la bomba con la Ec. (4), dato necesario para calcular las pérdidas mecánicas del motor. En la Ec. (4),  $\eta$  es la eficiencia dada por una curva definida por el usuario a partir de la presión y caudal. La presión de la bomba se calcula a partir de la diferencia de presión en la bomba a partir de la diferencia de presiones en la misma, según la Ec. (5).

$$\dot{W} = \frac{p \dot{V}}{\eta(p, \dot{V})} \quad (4)$$

$$p = \rho g \Delta H_{bomba} \quad (5)$$

Para calcular la distribución de temperaturas a lo largo del circuito, el fluido se divide en parcelas (*fluid parcels*) con una temperatura distinta en cada parcela, que varía teniendo en cuenta el calor proporcionado por los modelos de intercambiador de calor, más adelante se explica en detalle el modelado de los distintos tipos de intercambiador de calor. Estos intercambiadores reciben dos variables del circuito: caudal que lo atraviesa y temperatura a la entrada.

### 3.2.2. Análisis de la red hidráulica

La resolución de la red hidráulica para calcular los caudales y pérdidas de carga se realiza aplicando las leyes de Kirchoff para régimen cuasi-estático.

Según la primera ley, la suma de todos los caudales que se encuentran en un mismo nudo es nula, siguiendo la ley de conservación de la masa, Ec. (6). La segunda ley se basa en la conservación de la energía para decir que, en una dirección particular que recorre un bucle cerrado (malla, o *mesh*), la suma de las pérdidas de carga es nula, Ec. (7). En el caso de las tuberías, la resistencia hidráulica es calculada mediante la ecuación de Darcy-Weisbach.

$$\sum \dot{V} = 0 \quad (6)$$

$$\sum \Delta H = 0 \rightarrow \sum R_2 \dot{V}^2 + \sum R_1 \dot{V} + \sum R_0 = 0 \quad (7)$$

### 3.2.3. Intercambio de calor

La transferencia de calor tiene lugar entre los elementos intercambiadores de calor y las parcelas de fluido. Los intercambiadores de calor utilizados en el caso de estudio son: los cilindros, el turbocompresor, el intercooler, el radiador y el refrigerador de aceite.

Los intercambiadores de calor calculan calor y almacenan un valor por ciclo. Una vez por ciclo, el modelo termo-hidráulico recibe el valor de calor rechazado o absorbido por cada intercambiador de calor. Después, una nueva parcela es creada con un volumen igual al volumen del intercambiador de calor. Para determinar la temperatura  $T_0$  de la nueva parcela, la temperatura de todas las parcelas de fluido que en ese instante se encuentran dentro de los límites del intercambiador, se promedia y se obtiene un valor medio. Luego, la temperatura de la nueva parcela se actualiza usando el valor de calor,  $Q$ , y la Ec. (8)

$$T = T_0 + \frac{Q}{m C_p(T_0)} \quad (8)$$

Los cilindros del bloque motor son generalmente los contribuidores principales a la evacuación de calor. VEMOD incluye un modelo de transferencia de calor del bloque motor acoplado que tiene en cuenta los diferentes procesos de transferencia de calor: conducción, convección, radiación, inercia térmica y generación de calor. (Broach, Olmeda, Martin, & Salvador-Iborra, 2018)

## 4. CONSTRUCCIÓN DEL MODELO

En el presente capítulo se describe paso a paso el proceso seguido para modelar en VEMOD cada uno de los tres principales circuitos que componen el motor: circuito de gas, control e hidráulico.

A lo largo de este apartado se describen con detalle únicamente las partes más relevantes de la metodología para el proceso de modelado que se ha llevado a cabo.

### 4.1. CONFIGURACIÓN GENERAL

Antes de comenzar a modelar los distintos elementos que componen el circuito se han de definir una serie de parámetros para configurar la simulación y establecer las condiciones de contorno del sistema.

#### 4.1.1. Configuración de la simulación

**Duración de la simulación:** La duración de la simulación depende del mallado del circuito de gas. También depende del tiempo necesario para alcanzar condiciones estacionarias. Dependiendo del valor inicial de las variables se alcanzarán condiciones estacionarias después de un mayor o menor tiempo de simulación. Se considera que se ha alcanzado el estacionario cuando la temperatura del refrigerante se ha estabilizado.

Siempre convendrá que el tiempo de simulación sea lo más reducido posible, para así poder realizar el mayor número de simulaciones en un menor periodo de tiempo. Pero habrá casos en los que el parámetro a medir necesite una mayor cantidad de ciclos para llegar a obtener un valor estable, en estos casos la simulación deberá prolongarse en el tiempo cuanto sea necesario.

	Name	Units	Current Value	Default
▶	<b>Simulation duration</b>	<b>s   cycles</b>	40	<input type="checkbox"/>
	<b>Initial steady cycles (without inertia)</b>		20	<input type="checkbox"/>
	<b>Cycle duration (if no engine)</b>	<b>s</b>		<input type="checkbox"/>
	<b>Sampling interval</b>	<b>s</b>	0.0001	<input type="checkbox"/>
	<b>Volumetric efficiency referred to</b>		Pipe-7 ▾	<input type="checkbox"/>
	<b>Flush buffer interval</b>	<b>s</b>		<input type="checkbox"/>
	<b>Save plots</b>		False ▾	<input type="checkbox"/>

Fig. 4.1.1a Opciones de configuración de la simulación

**Intervalo de muestreo:** El intervalo de muestreo es el número de muestras que se toman de cada uno de los parámetros por unidad de tiempo.

En la mayoría de los casos será un número muy reducido, ya que interesa que la medición sea lo más precisa posible, aunque si se alcanzan valores muy pequeños se puede llegar a saturar el proceso y dar lugar a errores en la simulación.

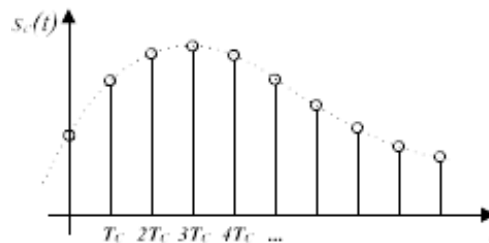


Fig. 4.1.1b Ejemplo de señal muestreada

**Número inicial de ciclos estacionarios sin inercia:** Este parámetro indica el número de ciclos al inicio de la simulación que el modelo calcula como si fueran estacionarios y sin inercia térmica. Durante este período, las temperaturas de pared convergen rápidamente a valores estables.

En el caso objeto de estudio se ha establecido para este parámetro un valor constante de 20 ciclos estacionarios en todas las simulaciones llevadas a cabo.

#### 4.1.2. Configuración del caso (CASE SETUP)

Para poder simular el comportamiento real de un motor, es necesario someter el modelo a distintas condiciones de funcionamiento (una de estas posibilidades es imponer el régimen de giro y par) y estudiar su respuesta.

La forma que tiene VEMOD de implementar estas distintas condiciones de funcionamiento es mediante los CASE SETUP, o configuraciones de caso, donde se fijan las condiciones de contorno escogidas por el usuario que cambiarán en función de las condiciones de funcionamiento a las que está sometido el motor (régimen, par, dosado, etc.). Estas condiciones son llamadas “casos”.

La variable más importante a modificar en cada uno de los casos son las vueltas del motor, para este caso de estudio se han escogido 16 casos diferentes, que van desde 1000 rpm hasta 6000 rpm.

Hay muchas otras variables cuyo valor se modifica en función del caso, como, por ejemplo, el ángulo del cigüeñal en el que se produce la apertura de las válvulas de admisión y escape (EVC) y la cantidad de combustible inyectada, el régimen de giro del turbocompresor o la ley de liberación de calor.

En la Fig. 4.1.2 se muestran estas variables para 9 de los 16 Casos simulados, donde *#Filename* indica el fichero desde donde VEMOD leerá los datos de la ley de liberación de calor.

Parameter	Unit	1	2	3	4	5	6	7	8	9
Case Name ->		Case-1	Case-2	Case-3	Case-4	Case-5	Case-6	Case-7	Case-8	Case-9
#CalmecParam		1	1	1	1	1	1	1	1	1
#Cd		1	1	1	1	1	1	1	1	1
#EVO	deg	92.17839	92.17839	92.17839	92.17839	102.17839	102.17839	102.17839	102.17839	102.17839
#ExtMult		5	5	5	5	5	5	5	5	5
#F	Control	0,079175...	0,079475...	0,080060...	0,080327...	0,082707...	0,078872...	0,077132...	0,074792...	0,072...
#Filename		Case1.csv	Case2.csv	Case3.csv	Case4.csv	Case5.csv	Case6.csv	Case7.csv	Case8.csv	Case9.csv
#HTM		1	1	1	1	1	1	1	1	1
#HTRP	W/m...	482.2822	482.2822	482.2822	482.2822	482.2822	482.2822	482.2822	482.2822	482.2822
#InjRate	kg/s	0.03	0.03	0.03	0.03	0.03	0.03	0.03	0.03	0.03
#IVC	Control	-2,01310...	-2,01310...	-2,01310...	-2,01310...	-2,01310...	-2,01310...	-2,01310...	-2,01310...	-2,01310...
#IVO	deg	314,65768	314,65768	314,65768	314,65768	314,65768	314,65768	314,65768	314,65768	309,65768
#Mesh	m	0.02	0.02	0.02	0.02	0.02	0.02	0.02	0.02	0.02
#SOI	Control	-4,88692	-4,88692	-4,88692	-4,88692	-4,88692	-4,88692	-4,88692	-4,88692	-4,88692
#SPEED	rpm	6000	5750	5500	5250	5000	4500	4000	3750	3500
#T_C	K	300	300	300	300	300	300	300	300	300
#T_H1	K	300	300	300	300	300	300	300	300	300
#T_H2	K	300	300	300	300	300	300	300	300	300
#T_H3	K	300	300	300	300	300	300	300	300	300
#T_InterCooler	K				310,47086	310,37943	309,20776	308,1544		307,1544
#T_T	K	300	300	300	300	300	300	300	300	300
#TAMP	K	300	300	300	300	300	300	300	300	300

Fig. 4.1.2 Ventana de configuración de casos o CASE SETUP

#### 4.1.3. Fluidos

En esta sección se caracterizan los diferentes fluidos que intervienen en los intercambios de energía del motor: el gas de trabajo, el refrigerante y el lubricante.

**Gas de trabajo:** Para caracterizar este fluido, se deben determinar todos los componentes del mismo. En este caso, el gas de trabajo está compuesto por combustible, aire y gas de escape. Este sería el fluido en el interior de los cilindros.

En el caso del aire y el gas de escape basta con indicar que se tratan de este tipo de fluido, pero para caracterizar el combustible es necesario introducir varios parámetros, que se muestran en la figura 4.1.3, cuyos datos han sido extraídos del modelo proporcionado por el fabricante en GT-POWER

	Name	Units	Current Value
▶	<b>Fuel type</b>		GASOLINE ▾
	<b>O/C ratio</b>		0
	<b>Molecular weight</b>	<b>g/mol</b>	114
	<b>Density</b>	<b>kg/m<sup>3</sup></b>	750
	<b>H/C ratio</b>		1,5
	<b>Lower calorific value</b>	<b>J/kg</b>	42470000
	<b>CBHFL</b>		500
	<b>CAHFL</b>		-2200000

Fig. 4.1.3 Parámetros de caracterización del combustible

Donde los parámetros CAHFL ( $C_a$ ) y CBHFL ( $C_b$ ) son los utilizados para calcular la entalpía del combustible líquido como función de la temperatura de inyección, de acuerdo con la siguiente fórmula:

$$h_f = C_a + C_b \cdot T$$

**Refrigerante:** El refrigerante utilizado en el motor ha sido una mezcla agua-glicol al 50/50, introducido desde la librería interna de VEMOD.

**Lubricante:** A la hora de caracterizar el lubricante se necesita también introducir información adicional, en este caso se ha escogido un lubricante predefinido incluido en la librería de VEMOD, del tipo 5W30, que es el que se usó en los ensayos experimentales, junto con el que se introducen los valores de los tres coeficientes ( $k_1$ ,  $k_2$  y  $k_3$ ) necesarios para determinar la viscosidad dinámica según la correlación de Vogel:

$$\mu = k_1 \cdot e^{\frac{k_2}{T-k_3}}$$

#### 4.1.4. Materiales

Este menú permite la definición de los materiales utilizados en las paredes del modelo, escogiendo desde una lista de materiales predefinidos y también dando la opción de definir un nuevo material introduciendo tres únicos parámetros: conductividad, densidad y capacidad calorífica.

Para el modelo estudiado se han definido tres materiales distintos: Aluminio para las tuberías que recorren el interior del bloque motor, plástico para las tuberías de entrada y acero para las de salida del bloque motor hasta el escape.

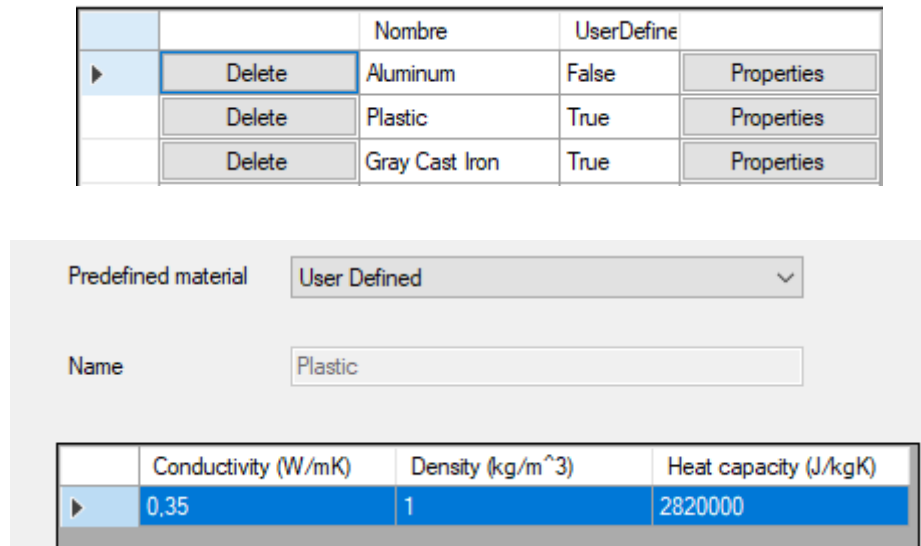


Fig. 4.1.4 Materiales definidos y parámetros termofísicos del Plástico

Los datos introducidos en plástico y acero han sido extraídos del modelo proporcionado por el fabricante en GT-POWER, los datos del Aluminio se han extraído de la lista de materiales predefinidos en VEMOD.

#### 4.1.5. Estados Iniciales

En este menú se definen los diferentes estados iniciales que se utilizan como valores iniciales en las diferentes partes del modelo. Se caracterizan aquí las condiciones atmosféricas de partida (presión, velocidad y temperatura) de los fluidos que circulan por el interior del motor.

		Initial state	Working fluid	Composition	Pressure (bar)	Speed (m/s)	Temperature (degC)
▶	Delete	INLET-1	Air	Atmospheric composition	1,006	0	25
	Delete	OUTLET	Air	Atmospheric composition	1,178	0	25
	Delete	CYL	Air	Atmospheric composition	1,5	0	127
	Delete	INLET-2	Air	Atmospheric composition	1,5	0	25
	Delete	EXHAUST-1	Air	Atmospheric composition	2	0	627
	Delete	EXHAUST-2	Air	Atmospheric composition	1,5	0	527

Fig. 4.1.5 Estados Iniciales definidos

Para este modelo se ha necesitado crear seis estados iniciales diferentes, que son, empezando desde la admisión:

**INLET-1:** Admisión directa desde la atmósfera

**INLET-2:** Estado inicial del gas tras pasar por el compresor, a una mayor presión

**CYL:** Estado inicial del gas a su paso por los cilindros del motor

**EXHAUST-1:** Estado inicial del gas a la salida del bloque motor

**EXHAUST-2:** Estado inicial del gas tras expandirse en la turbina

**OUTLET:** Estado inicial del gas a la entrada del sistema de filtrado de los gases de escape

#### 4.1.6. Válvulas

En esta sección se definen las características de las diferentes válvulas utilizadas en las conexiones del modelo. En este caso se han utilizado tres tipos de válvulas distintas.

**Válvulas de admisión y escape:** Son las válvulas que abren y cierran los conductos de admisión y escape, regulando la entrada de aire a los cilindros. Su apertura y cierre se realiza mediante el giro del árbol de levas, un mecanismo compuesto por unas levas montadas con diferentes orientaciones sobre un eje que gira y controla la apertura o cierre de las distintas válvulas.

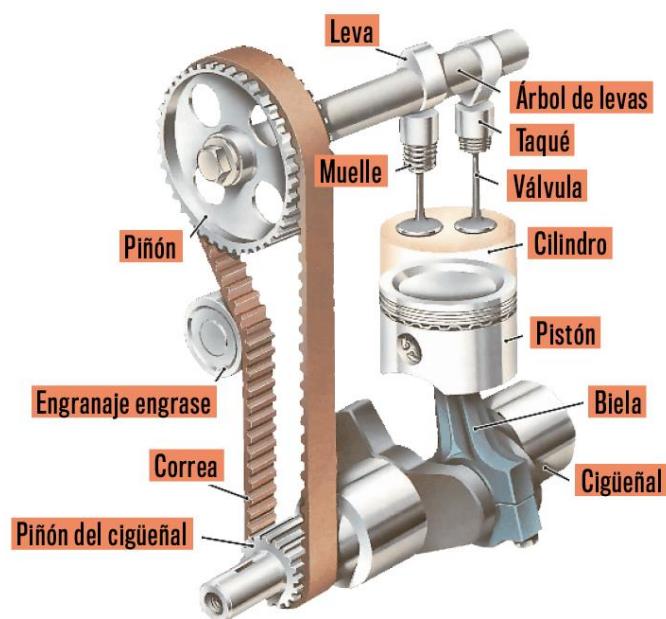


Fig. 4.1.6a Esquema de accionamiento de las válvulas de admisión y escape mediante el árbol de levas

Para definir las válvulas de admisión y escape, es necesario introducir una serie de datos, tales como el diámetro o el ángulo de referencia del cigüeñal en el que se produce la apertura de las válvulas.

Pero no solo eso basta para describir el comportamiento de la válvula, es necesario indicar también cómo evoluciona el grado de apertura de la válvula conforme avanza el ángulo del cigüeñal. Esta información se introduce mediante una tabla en la que se indica el levantamiento (o apertura) de la válvula en milímetros, para cada valor del ángulo del cigüeñal.



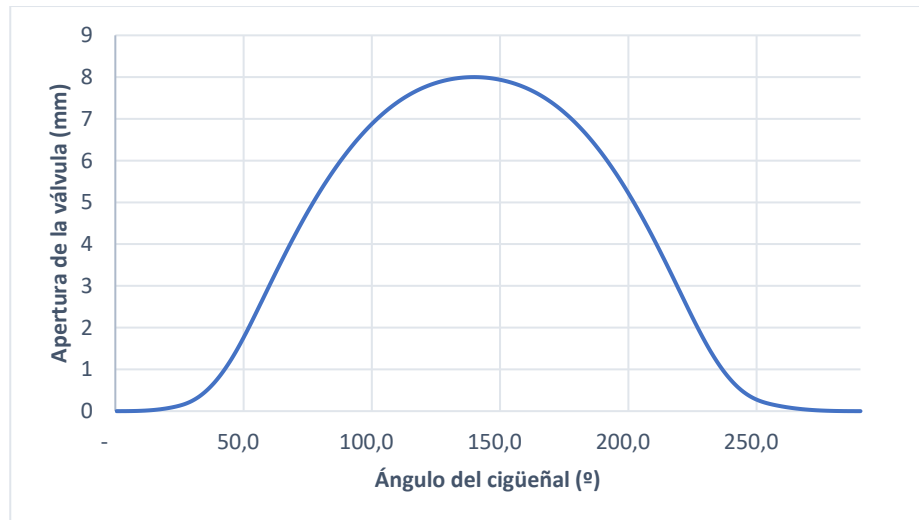


Fig. 4.1.6b Gráfica de apertura de la válvula en función del ángulo del cigüeñal para la válvula de admisión

Para acabar de modelar la válvula, el último parámetro que falta por introducir es el coeficiente de descarga, un factor de diseño que relaciona la diferencia de altura o presión entre la entrada y salida de la válvula con el caudal, factor clave para determinar la pérdida de energía que se produce al recorrer el fluido una válvula.

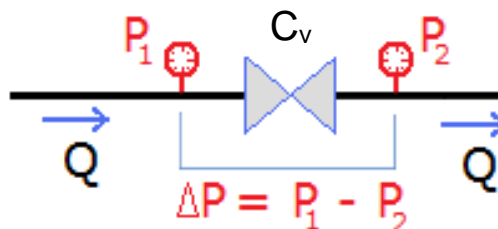


Fig. 4.1.6c Representación gráfica del concepto de coeficiente de caudal

El coeficiente de descarga ( $C_v$ ) puede ser expresado matemáticamente mediante la Ec. 9, donde  $Q$  es el caudal,  $\Delta P$  es la diferencia de presión a la entrada y salida de la válvula y  $SG$  es la gravedad específica del fluido (cociente entre la densidad del fluido y la densidad del agua)

$$C_v = Q \cdot \sqrt{\frac{SG}{\Delta P}} \quad (9)$$

Los datos que requiere VEMOD para modelar este coeficiente son los coeficientes de descarga a la entrada y a la salida de la válvula.

Data	Lifts	Flow coefficients	
	Nº	Inlet flow coefficient	Outlet flow coefficient
▶	1	0	0
	2	0,135665428	0,144338156
	3	0,256564338	0,277881003
	4	0,350321702	0,356388612
	5	0,415679777	0,408427789
	6	0,44105351	0,431429058
	7	0,452820003	0,443018751
	8	0,458975967	0,448571961
	9	0,460714729	0,453330811
	10	0,459853626	0,457345687
	11	0,459623276	0,460213016
	12	0,458116964	0,462234352

Fig. 4.1.5d Datos de coeficiente de descarga introducidos en VEMOD

**Válvula de mariposa:** Forma parte del acelerador del vehículo, es una válvula donde el coeficiente de descarga depende de la apertura de la misma. Esta apertura puede ser fija o estar controlada externamente.

El acelerador regula el caudal de aire que se introduce dentro de los cilindros, pudiendo así controlar la potencia entregada por el vehículo.



Fig. 4.1.5e Válvula de mariposa del acelerador de un motor Otto

Para modelar este elemento en VEMOD es necesario introducir el diámetro de referencia y los coeficientes de descarga a la entrada y salida en función de la apertura de la válvula. En este caso se ha introducido una recta proporcional que va desde 0 a 1, como muestra la Fig. 4.1.5.f.

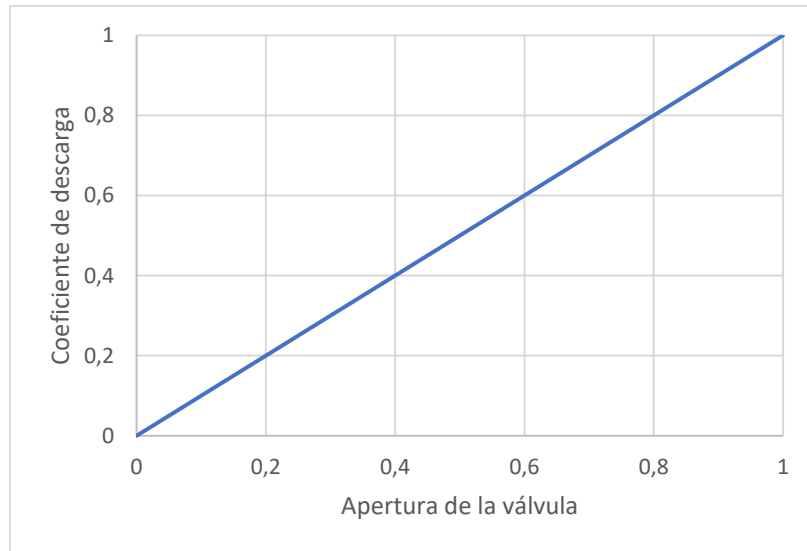


Fig. 4.1.5f Gráfica de comportamiento de la válvula de mariposa

**Coefficiente fijo de descarga:** No se trata de una válvula en sí, es una conexión entre dos elementos de flujo (como las tuberías, por ejemplo) donde el coeficiente de descarga es constante.

VEMOD requiere de este elemento para simular la conexión entre los elementos por los cuales discurre el flujo, por lo que se fija como coeficiente de descarga la unidad.

## 4.2. CIRCUITO DE GAS

Los elementos de flujo de gas son aquellos por los que discurre el flujo de aire o de gases quemados. Para modelar el comportamiento de estos elementos se utilizan las ecuaciones de conservación de masa, energía y momento cinético, además de los submodelos para la transferencia de calor, pérdidas mecánicas y turbocompresor, descritos en el apartado 3.2.

### 4.2.1. Motor

El motor, como elemento de modelado según VEMOD, se entiende como el conjunto que componen el bloque cilindros, cigüeñal y el árbol de levas. Es el elemento más importante de cuantos componen el modelo, ya que es aquí donde se produce el intercambio de energía, es decir, donde se convierte la energía química proveniente de la combustión del combustible en energía mecánica utilizada para mover el vehículo.

**Modelo de combustión:** Es el modelo utilizado para predecir la forma en la que se desarrolla el proceso de combustión. El modelo de combustión se ha

simulado mediante la introducción de la ley de liberación de calor (o HRL, *Heat Release Law*), que consiste en una curva que incluye información sobre cómo se libera el calor en función del ángulo del cigüeñal.

El valor de la fracción de calor liberado en cada instante resulta de aplicar la expresión que aparece en la siguiente imagen (donde  $dFQL$  es la fracción de calor liberado), obtenida a partir del balance energético realizado en el interior de la cámara de combustión del motor.

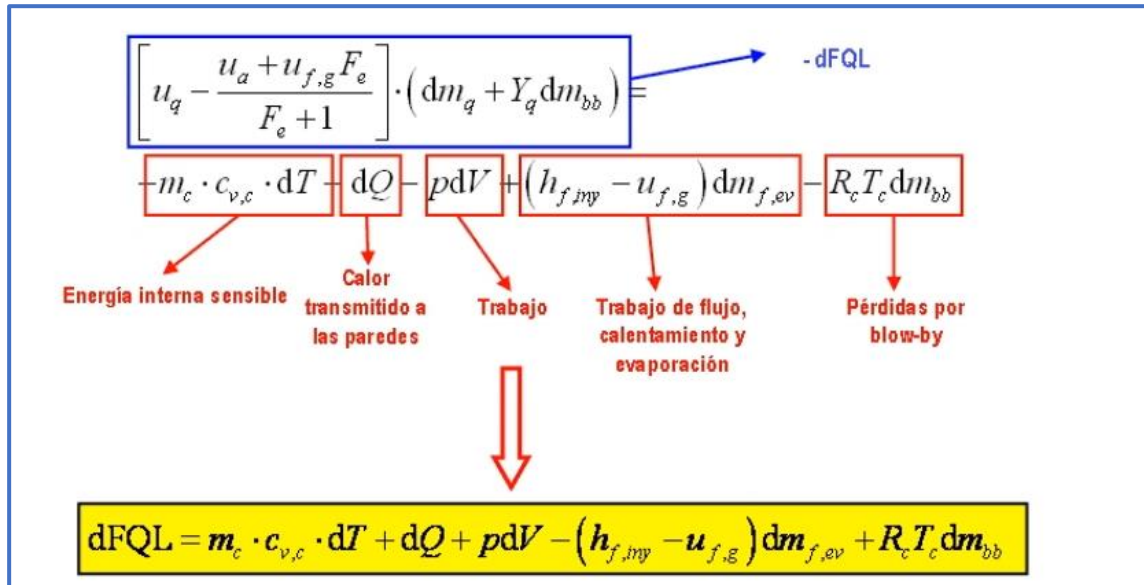


Fig. 4.2.1a Expresión de la Ley de Liberación de Calor

Los datos de la  $dFQL$  referentes al motor han sido extraídos del modelo en GT-POWER. Para introducir estos datos en VEMOD ha habido que hacer un tratamiento a los mismos. En primer lugar, se ha realizado la conversión de grados sexagesimales a radianes y después se han pasado los valores del  $dFQL$  a formato acumulado y normalizado para lograr que la curva tenga una forma de incremento paulatino entre cero y la unidad (lo que se denomina FQL). Esto se ha hecho debido a que VEMOD necesita la curva de liberación de calor en formato acumulado (Fig. 4.2.1c).

Cada uno de los puntos de funcionamiento, tiene su propia  $dFQL$ , en la Fig. 4.2.1b se muestra la correspondiente al punto de 2000 rpm, mientras que en la Fig. 4.2.1c se muestra la FQL correspondiente al mismo punto.

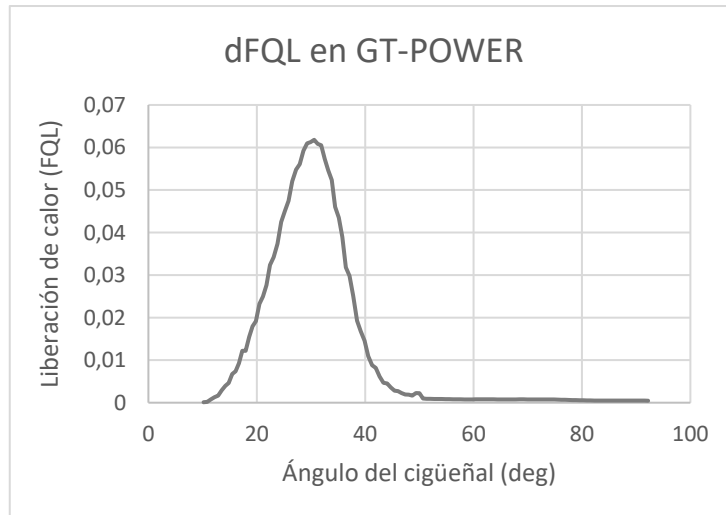


Fig. 4.2.1b Representación gráfica de la dFQL con los datos extraídos de GT-POWER, donde el ángulo del cigüeñal aparece en grados sexagesimales y el valor de la HRL se muestra en su forma instantánea

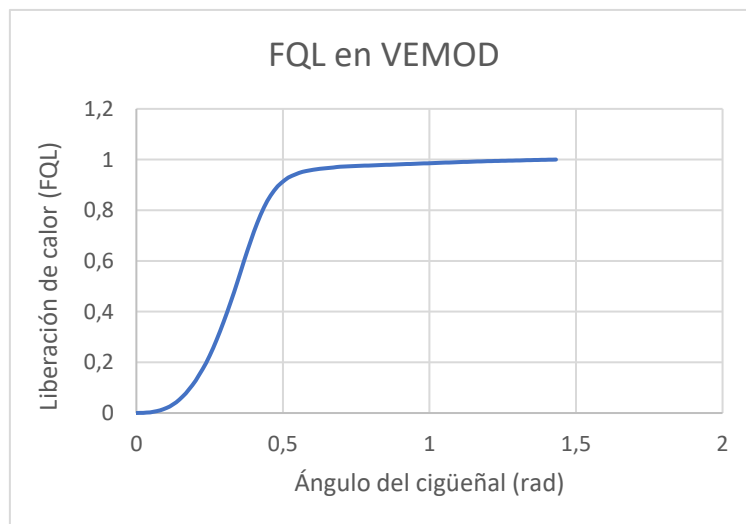


Fig. 4.2.1c Representación gráfica de la FQL con los datos introducidos en VEMOD, donde el ángulo del cigüeñal aparece en radianes y el valor de la HRL se muestra de forma acumulada y normalizada

**Tipo de encendido:** El sistema de encendido del motor es el encargado de aportar la energía necesaria para que se produzca el inicio de la combustión. En motores diésel la mezcla de combustible y aire se auto enciende por compresión interna del cilindro, en cambio, en los motores de gasolina es necesario un encendido provocado por una chispa que desencadena la reacción de combustión.

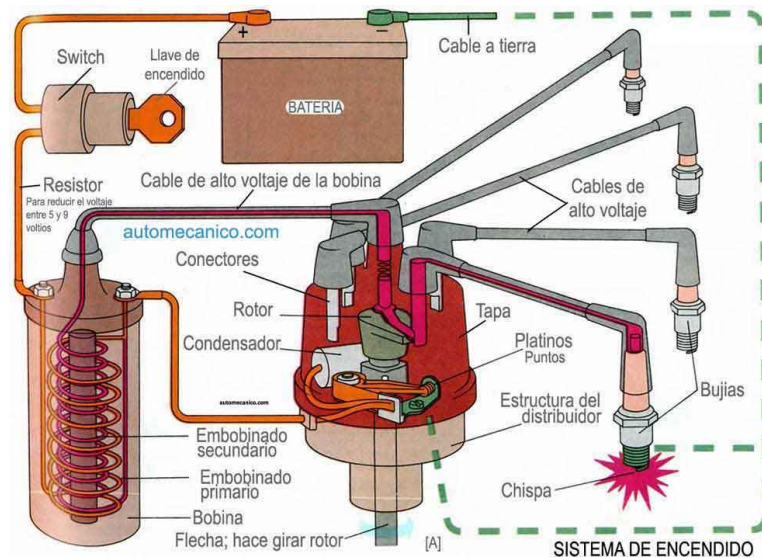


Fig. 4.2.1d Esquema del sistema de encendido de un motor de gasolina

El tipo de encendido del motor utilizado es mediante chispa, o encendido provocado (MEP), por lo que el modelo que mejor refleja su comportamiento es el del ciclo de Otto. Las diferentes fases de operación de un ciclo ideal de este tipo de motores son se muestran a continuación, aunque hay que tener en cuenta que en VEMOD se considera que hay transferencia de calor a las paredes, por lo que la compresión y expansión no se consideran adiabáticas (Departamento de Física Aplicada III, s.f.)

**Admisión:** Con la válvula de admisión abierta, el pistón baja, permitiendo que en la cámara entre mezcla de aire y combustible. Este proceso se aproxima a una expansión a presión constante. En la figura 4.2.1e aparece como la línea  $E \rightarrow A$ .

**Compresión:** El pistón sube comprimiendo la mezcla aire-combustible. Este proceso se considera adiabático, ya que, al realizarse a una velocidad relativamente alta, la mezcla no llega a intercambiar calor con el ambiente. Se modela como la curva adiabática reversible  $A \rightarrow B$ .

**Combustión:** Cuando el pistón está en su punto más alto, salta la chispa de la bujía, generando una combustión cuyo calor calienta bruscamente el aire, que ve incrementada su temperatura a volumen prácticamente constante. Esto se representa mediante la recta isócara  $B \rightarrow C$ .

**Expansión:** La alta temperatura del gas hace que este se expanda, empujando el pistón hacia abajo y realizando un trabajo sobre él. De nuevo, debido a la rapidez del proceso se aproxima esta curva a una adiabática reversible  $C \rightarrow D$ .

**Escape:** La válvula de escape se abre y el gas sale al exterior, empujado por el pistón a temperatura mayor que la inicial, siendo sustituido por la

misma cantidad de mezcla fría en la siguiente admisión. El sistema es realmente abierto, ya que intercambia masa con el exterior, no obstante, ya que la cantidad de masa que entra es igual a la que sale, a efectos prácticos a la hora de realizar el balance energético se considera que es el mismo aire que se ha enfriado. Este enfriamiento ocurre de dos fases diferenciadas. Cuando el pistón está en su punto más bajo el volumen permanece constante y se modela mediante la isócara  $D \rightarrow A$ . Cuando el pistón sube y empuja el aire hacia el exterior con la válvula abierta, se puede considerar que este proceso es a presión constante, por lo que se aproxima a la isóbara  $A \rightarrow E$ .

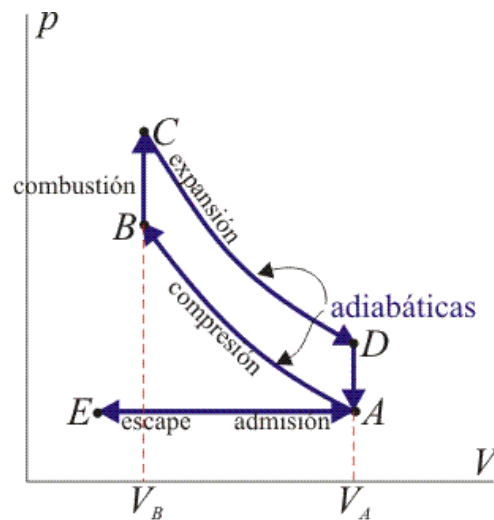


Fig. 4.2.1e Representación gráfica del ciclo de Otto ideal en un diagrama p-V

El ciclo se compone de dos subidas y dos bajadas de pistón, razón por la cual se le llama motor de cuatro tiempos. En un motor real, varios cilindros actúan simultáneamente, de forma que la expansión de alguno de ellos realiza el trabajo de compresión de otros. El motor estudiado cuenta con tres cilindros equilibrados entre sí, con un desfase de 240 grados entre cada uno de ellos.

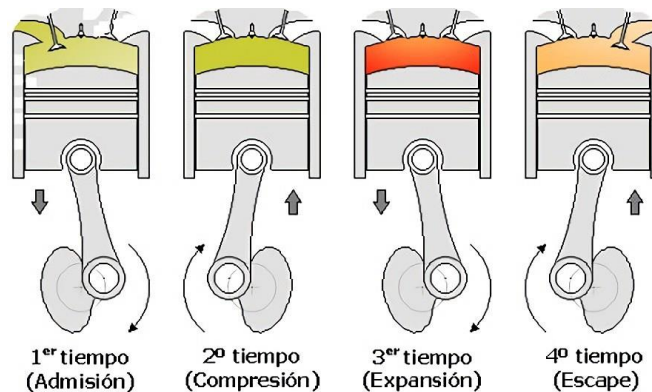


Fig. 4.2.1f Representación gráfica de los cuatro tiempos del MCI

**Propiedades hidráulicas:** En esta pestaña se permite definir las propiedades de los circuitos hidráulicos que forman parte del bloque motor: el circuito refrigerante y el lubricante.

Las propiedades definidas aquí son, el volumen interno de cada uno de los fluidos dentro del motor, la temperatura inicial de los fluidos en la entrada del motor, su caudal másico inicial y la resistencia hidráulica, expresada en  $[mcf \cdot s^2/m^6]$ . Estos datos han sido extraídos de medidas en el banco de ensayos y experiencia anterior con motores similares.

		Circuit	Internal volume (m3)	Hydraulic resistance (m.c.f. s <sup>2</sup> /m <sup>6</sup> )	Inlet temperature (K)	Mass flow (kg/s)
▶	Coolant block	CoolantCirc	0,000815	2000000	363	1
	Oil	OilCircuit	0,005	30000000	393	0,2
	Coolant cylinder head					

Fig. 4.2.1g Ventana de configuración de propiedades hidráulicas

#### 4.2.2. Plenum

Un plenum es un volumen cerrado dentro del cual se encuentra un gas que viaja a una velocidad despreciable, por lo que las propiedades en su interior son constantes en toda la superficie interna del mismo. Sus propiedades son calculadas resolviendo las ecuaciones de conservación de masa y energía.

En el modelado del motor este elemento ha sido utilizado para simular volúmenes dentro del recorrido de las tuberías, así como divisiones de flujo en puntos donde la tubería diverge en varias o converge en una sola.

Además, se ha utilizado el plenum para modelar el filtro de aire, que, aunque tiene más funciones, a efectos prácticos se ha considerado simplemente como un elemento que intercambia calor de forma diferente a los demás, ya que el aire que es absorbido en la entrada se supone libre de partículas.

**Transferencia de calor:** En esta pestaña es posible configurar como este elemento interacciona termodinámicamente con el entorno.

**Tipo:** En este caso, se considera que todos los plenum modelados intercambian calor con el resto de elementos de su entorno, por lo que se han configurado como no-adiabáticos.

**Número de Nusslet:** El número de Nusslet se utiliza para caracterizar el modo en el que un elemento transmite calor. Es el cociente entre la



cantidad de calor transferida por convección y la transferida por conducción dentro del fluido.

$$Nu = \frac{\text{Transferencia de calor por convección}}{\text{Transferencia de calor por conducción}} \quad (10)$$

Para calcular este coeficiente en VEMOD, se utiliza la expresión (11), utilizada en el cálculo de flujos turbulentos desarrollados. Debido a que en el plenum la velocidad del gas es cero, para determinar el número de Reynolds se usa un promedio de las diferentes entradas.

$$Nu = k_1 Re^{k_2} Pr^{k_3} \quad (11)$$

**Transferencia de calor al exterior:** Para caracterizar la forma en que el elemento intercambia calor con el exterior, se introducen dos últimos parámetros:

- Emisividad externa ( $\epsilon$ ): Se utiliza para calcular el calor que se transmite en forma de radiación hacia el exterior mediante la fórmula (12), ya que se considera que el elemento es un cuerpo gris, donde  $A_s$  y  $T_s$  (área y temperatura de la superficie de trabajo) han sido introducidos manualmente y  $\sigma$  es la constante de Stefan-Boltzman.

$$\dot{Q}_{emitido} = \epsilon \cdot \sigma \cdot A_s \cdot T_s^4 \quad (12)$$

- Coeficiente de convección ( $h$ ): Se utiliza para calcular el calor transmitido por convección de la pared al ambiente mediante la fórmula (13),  $A_s$  y  $T_s$  (área y temperatura de la superficie de trabajo) han sido introducidos manualmente y  $T_{amb}$  es la temperatura en el ambiente, definida en la configuración general, apartado 4.1.

$$dQ = h \cdot A_s \cdot (T_s - T_{amb}) \quad (13)$$

Data		Heat Transfer	Average outputs and Plots
Name	Units	Current Value	
Wall temperature	degC	40	
Nusselt constant		0,023	
Reynolds exponent		0,8	
Prandtl exponent		0,333	
Surface	m <sup>2</sup>	0,3006327	
Thickness	mm	2	
External emissivity		0,8	
External heat coefficient	W/m <sup>2</sup> K	20	
Material		Plastic	▼

Fig. 4.2.2 Ventana de configuración de la transferencia de calor del Plenum

#### 4.2.3. Tuberías

Las tuberías en VEMOD representan elementos unidimensionales donde las propiedades del fluido están sujetas a variaciones.

**Dimensionado:** Los datos de longitud y diámetro de las tuberías del circuito de gases, así como su disposición en el espacio, han sido extraídos del modelo del motor en GT-POWER.

**Esquema numérico:** Para realizar el cálculo de los parámetros del flujo, se divide cada tramo de tubería en un número determinado de parcelas y dentro de cada una de ellas las propiedades se consideran constantes. El tamaño de las parcelas se determina modificando el valor de la malla (*mesh size*). El uso de mallados pequeños proporciona unos resultados más precisos, pero incrementa la duración de los cálculos.

**Transferencia de calor:** El cálculo de la transferencia de calor en las tuberías se realiza en primer lugar definiendo el tipo de correlación utilizada para calcular el coeficiente de convección interno. Esto es posible seleccionando el tipo de tubería de una lista de distintas opciones que proporciona VEMOD, que realiza el cálculo con diferentes modelos dependiendo del lugar en el que este situada la tubería. Para el modelado del motor se ha utilizado cuatro tipos: tuberías de admisión o de escape, dependiendo de si están ubicadas antes o después del motor, y tuberías de admisión o de escape del interior del bloque motor.

	Name	Units	Current Value
	<b>Heat transfer type</b>		IntakePipe ▾
▶	<b>Correlation</b>		Depcik-Assar ▾
	<b>Internal heat coefficient multiplier</b>		1
	<b>Initial wall temperature</b>	degC	30
	<b>Wall temperature mode</b>		Variable ▾
	<b>In block</b>		False ▾
	<b>Cooled by</b>		Air cooled ▾
	<b>External heat coefficient multiplier</b>		1
	<b>External emissivity</b>		0,8
	<b>External velocity</b>	m/s	
	<b>Coolant temperature</b>		

Fig. 4.2.3 Ventana de configuración de la transferencia de calor de las tuberías de gas

También es posible seleccionar la forma en la que varía la temperatura de la pared de la tubería, escogiendo el modo constante si la temperatura de pared no varía durante la simulación o el modo variable si por el contrario esta temperatura es recalculada en función de las condiciones del flujo y el material de la tubería. En el caso de estudio se ha seleccionado el modo variable.

#### 4.2.4. Enfriador 0-dimensional

El enfriador 0-dimensional está basado en un plenum donde el calor es intercambiado en función de la eficiencia o para llegar a una temperatura objetivo.

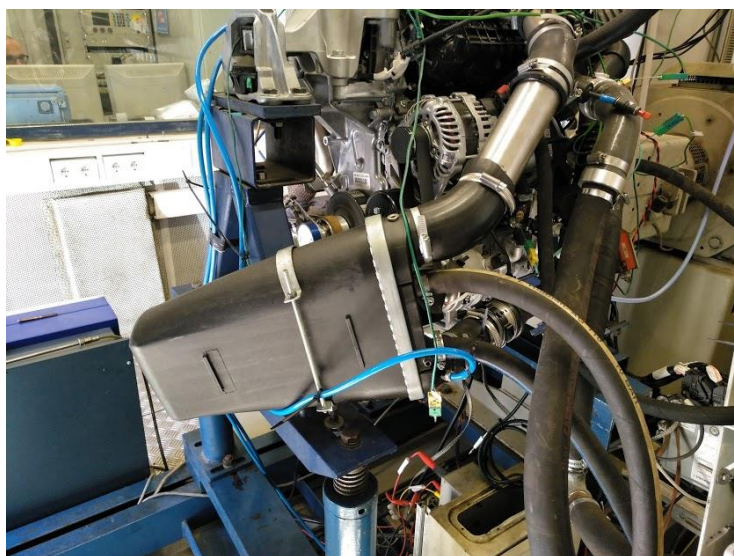


Fig. 4.2.4 Intercooler instalado en sala

El modelado de este elemento se ha utilizado para simular el comportamiento del intercooler, cuya función es enfriar el aire comprimido a la salida del compresor para así poder introducir un mayor flujo másico de aire dentro de los cilindros.

El intercooler instalado funciona intercambiando calor con un fluido refrigerante. Para simular el intercambio de calor se ha definido una temperatura objetivo a la salida del enfriador, obtenida experimentalmente para cada caso mediante ensayos realizados a distintas velocidades de giro. El enfriador alcanza esta temperatura objetivo intercambiando la cantidad necesaria de calor.

### 4.3. CIRCUITO DE CONTROL

El circuito de control, dominado por la unidad de control del motor (o por sus siglas en inglés, ECU, *engine control unit*), es una unidad de control electrónico destinada a almacenar y gestionar los distintos actuadores del motor. Mediante varios sensores instalados en el motor, la ECU detecta la velocidad del motor, la apertura del acelerador, el ángulo del cigüeñal, la temperatura y presión del gas, entre otros. Además, también se encarga de administrar el proceso de inyección, controlando la cantidad de combustible inyectado en los cilindros y el tiempo que las válvulas de admisión y escape permanecen abiertas.



Fig. 4.3 ECU de un Nissan Micra, similar a la instalada en el motor HR10

#### 4.3.1. Modelado del circuito de control

Aunque la ECU real del motor realiza muchas más funciones, en el modelado del circuito de control solo se ha tenido en cuenta el control de la inyección.

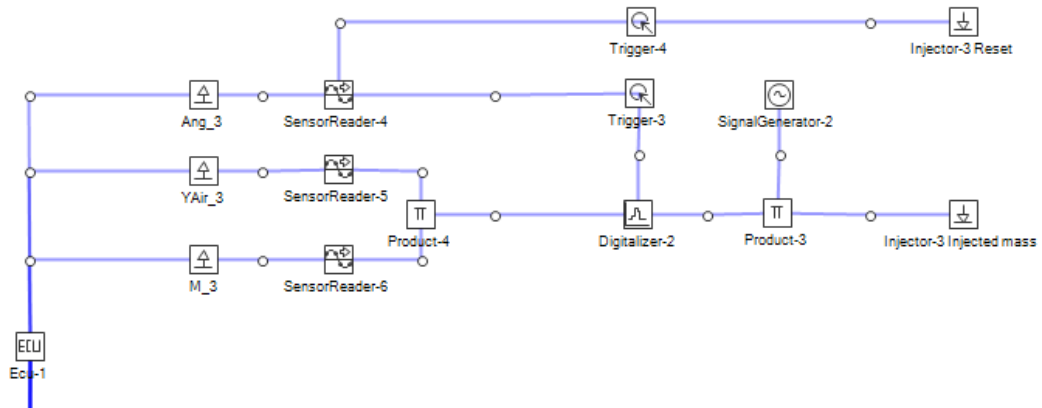


Fig. 4.3.1a Implementación en VEMOD del sistema de control de la inyección

VEMOD permite almacenar ciertos parámetros característicos de elementos concretos del circuito de gas y enviarlos a la pestaña de control simulando un sensor, convirtiéndose en entradas del sistema de control. Las variables de entrada del sistema de control modeladas han sido: la masa de gases en el cilindro, la fracción másica de aire en el cilindro y el ángulo del cigüeñal. Para leer y almacenar la señal transmitida por el sensor, VEMOD utiliza el elemento “Sensor Reader”.

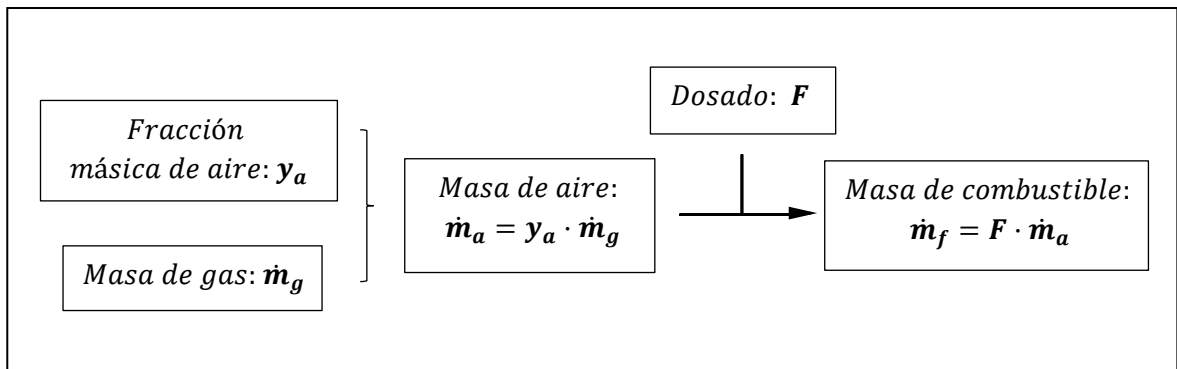


Fig. 4.3.1b Esquema de funcionamiento del sistema de control de la inyección

Una vez el cigüeñal alcanza el punto de cierre de la válvula de admisión (IVC, o *inlet valve closure*) definido por el usuario, se multiplica la cantidad de masa de gas en el cilindro por la fracción másica de aire, obteniendo de esta forma la masa de aire en el interior del cilindro. Este dato es digitalizado y multiplicado por una constante provista por un generador de señal (*signal generator*) cuyo valor representa el dosado o fracción de combustible. El resultado de esta multiplicación es la masa de combustible a inyectar en el cilindro, dato que se envía mediante un actuador al inyector de cada uno de los cilindros.

Por otro lado, en el momento en el que se inicia la inyección (SOI, *start of injection*) se envía una señal al inyector para resetear el valor anterior almacenado de cantidad de masa y así poder recibir uno nuevo.

#### 4.4. CIRCUITO DE REFRIGERACIÓN

La función principal del circuito de refrigeración del vehículo es mantener una temperatura de trabajo óptima en los componentes del motor. Esto es posible gracias al intercambio de calor con un fluido refrigerante que recorre aquellas partes del motor que están sometidas a unas mayores temperaturas.

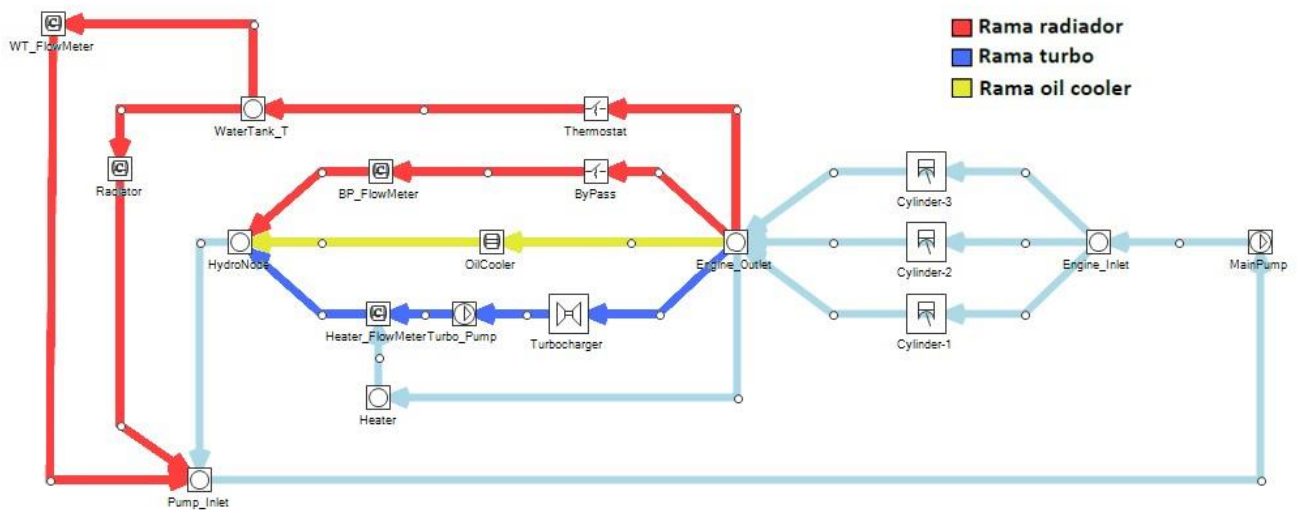


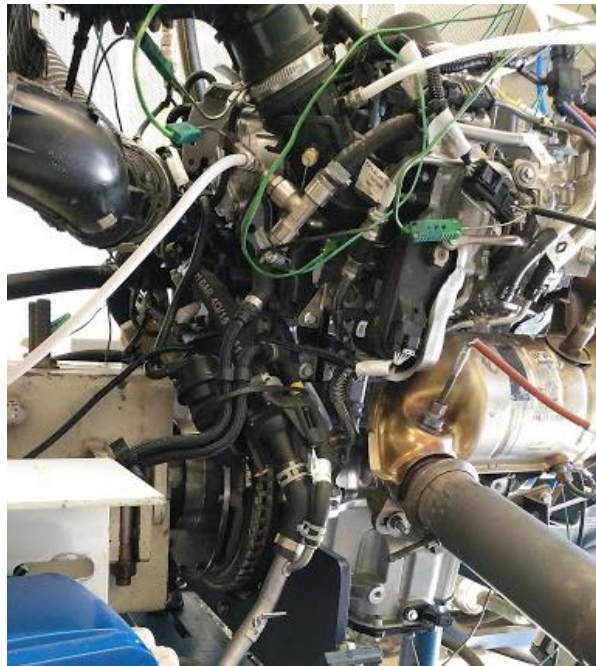
Fig. 4.4 Circuito de refrigeración modelado en VEMOD

La descripción del circuito de refrigeración se encuentra en el apartado 2.1.3. A continuación, se describe en detalle el proceso de modelado del mismo, elemento a elemento.

##### 4.4.1. Tuberías del circuito hidráulico

Las tuberías del circuito de refrigeración son las encargadas hacer llegar el líquido refrigerante a aquellas partes del motor donde sea necesario.

Los diámetros de las tuberías han sido extraídos del documento facilitado por fabricante mostrado en la Fig. 2.1.3. Los datos de longitudes de la gran parte del circuito han sido tomados directamente del motor físico montado en sala. Los datos de aquellas tuberías inaccesibles situadas en el interior del bloque motor han sido aproximados a partir de los datos de motores similares.



*Fig. 4.4.1 Detalle del motor donde se pueden apreciar, entre otras, algunas de las tuberías del circuito de refrigeración*

El factor clave a la hora de definir una tubería en el circuito de refrigeración es la resistencia hidráulica que esta ofrece al paso de un fluido a través de ella. En VEMOD este parámetro es calculado mediante la ecuación Darcy-Weisbach aplicada a tuberías cilíndricas, descrita en la fórmula (14); donde  $h$  es la resistencia hidráulica,  $L$  es la longitud de la tubería,  $D$  su diámetro,  $f$  el factor de fricción entre pared de la tubería y el fluido,  $Q$  el caudal que trasiega y  $g$  el valor de la aceleración de la gravedad.

La longitud, diámetro y factor de fricción son parámetros definidos por el usuario, la gravedad es una constante universal y el valor del caudal es calculado junto con el de resistencia hidráulica al resolver la red mediante redes de Kirchoff, como se explica en el apartado 3.2.2.

$$h = \frac{8fL}{\pi^2 g D^5} \cdot Q^2 \quad (14)$$

#### 4.4.2. Turbo bombas

Una turbo bomba es una máquina hidráulica compuesta por una bomba centrífuga y una turbina propulsora. La función principal de este elemento es la de dotar al fluido de trabajo de una altura de presión suficiente como para que sea capaz de circular sin problema a lo largo de todo el circuito hidráulico.

El circuito de refrigeración cuenta con dos bombas hidráulicas: una situada a la entrada del bloque motor, encargada de bombear el refrigerante a lo largo de todo el circuito y otra bomba eléctrica de menor tamaño, que se encuentra a la salida del turbocompresor y cuyo objetivo es el de recuperar altura de presión del fluido tras su paso por el turbo.



*Fig. 4.4.2a Turbo bomba de un vehículo, similar a la instalada en el motor estudiado*

En esta bomba, el caudal y la altura de presión son dependientes entre sí. En VEMOD se obtiene la altura de presión introduciendo una curva que representa como varía este parámetro en función del caudal y de la velocidad a la que gira la bomba.

La variable que influye en el grado de desempeño de la bomba es la eficiencia, que en VEMOD es introducida mediante un polinomio de 4º grado en términos de presión y caudal.

Al resolver la red hidráulica se determinan simultáneamente todos los caudales y las variaciones de altura de presión en el circuito, incluyendo los de la bomba.

**Modelado de la curva de la bomba principal:** El modelado de la curva de la bomba principal se ha realizado a partir de varios archivos facilitados por fabricante donde aparecen tablas con datos de caudal y altura de la bomba a distintas revoluciones.

A partir de dichos datos, el siguiente paso es determinar los coeficientes de la ecuación de altura de presión. Esta ecuación se presenta en VEMOD de la siguiente forma:

$$h = (a_{00} + a_{01}N + a_{02}N^2) + (a_{10} + a_{11}N + a_{12}N^2)\dot{V} + (a_{20} + a_{21}N + a_{22}N^2)\dot{V}^2 \quad (15)$$



Para obtener el valor de cada uno de los términos, se ha utilizado la herramienta de interpolación *Curve Fitting* de *Matlab*, en la que se ha introducido como tipo de ajuste la ecuación (15) y como datos de entrada la altura de presión, caudal y velocidad de giro calculados anteriormente, obteniendo así como resultado los valores de cada una de los coeficientes de la ecuación (15) necesarios para caracterizar la curva de la bomba en VEMOD.

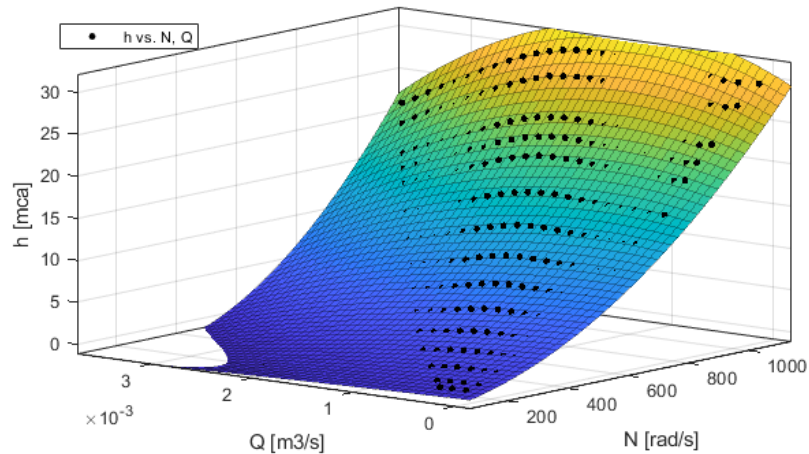


Fig. 4.4.2c Curva de ajuste obtenida en Matlab

	Name	Units	Current Value
▶	<b>Independent term (a00)</b>	<b>m.c.f.</b>	-0.115
	<b>Coef flow (a10)</b>	<b>m.c.f. s m<sup>-3</sup></b>	0.08856
	<b>Coef pump speed (a01)</b>	<b>m.c.f. s rad<sup>-1</sup></b>	-5.275E-05
	<b>Coef pump speed <sup>2</sup> (a02)</b>	<b>m.c.f. s rad<sup>-2</sup></b>	2.397E-05
	<b>Coef flow and pump speed (a11)</b>	<b>m.c.f. s<sup>2</sup> rad<sup>-1</sup> m<sup>-3</sup></b>	0.0009437
	<b>Coef flow and pump speed <sup>2</sup> (a12)</b>	<b>m.c.f. s<sup>3</sup> rad<sup>-2</sup> m<sup>-3</sup></b>	0
	<b>Coef flow <sup>2</sup> (a20)</b>	<b>m.c.f. s<sup>2</sup> m<sup>-6</sup></b>	-0.1293
	<b>Coef flow <sup>2</sup> and pump speed (a21)</b>	<b>m.c.f. s<sup>3</sup> m<sup>-6</sup> rad<sup>-1</sup></b>	0
	<b>Coef flow <sup>2</sup> and pump speed <sup>2</sup> (a22)</b>	<b>m.c.f. s<sup>4</sup> m<sup>-6</sup> rad<sup>-2</sup></b>	0

Fig. 4.4.2d Coeficientes obtenidos para la curva de altura de presión de la bomba principal

VEMOD también incluye la opción de añadir la curva de eficiencia, cuya expresión, que se muestra en la ecuación (16) es algo más compleja que la de la curva de alturas de la bomba. Al no disponer de datos de eficiencia para esta bomba, se han extraídos estos datos de la bomba de un motor similar.

$$\eta = a_{00} + a_{01}p + a_{02}p^2 + a_{03}p^3 + a_{04}p^4 + (a_{10} + a_{11}p + a_{12}p^2 + a_{13}p^3 + a_{14}p^4)\dot{V} + (a_{20} + a_{21}p + a_{22}p^2 + a_{23}p^3 + a_{24}p^4)\dot{V}^2 + (a_{30} + a_{31}p + a_{32}p^2 + a_{33}p^3 + a_{34}p^4)\dot{V}^3 + (a_{40} + a_{41}p + a_{42}p^2 + a_{43}p^3 + a_{44}p^4)\dot{V}^4 \quad (16)$$

Independent term (a00)		0.3384
Coef. pressure (a01)	Pa <sup>-1</sup>	0
Coef. pressure ^2 (a02)	Pa <sup>-2</sup>	0
Coef. pressure ^3 (a03)	Pa <sup>-3</sup>	0
Coef. pressure ^4 (a04)	Pa <sup>-4</sup>	0
Coef. flow (a10)	s m <sup>-3</sup>	424.89
Coef. flow and pressure (a11)	s m <sup>-3</sup> Pa <sup>-1</sup>	0
Coef. flow and pressure ^2 (a12)	s m <sup>-3</sup> Pa <sup>-2</sup>	0
Coef. flow and pressure ^3 (a13)	s m <sup>-3</sup> Pa <sup>-3</sup>	0
Coef. flow and pressure ^4 (a14)	s m <sup>-3</sup> Pa <sup>-4</sup>	0
Coef. flow ^2 (a20)	s <sup>2</sup> m <sup>-6</sup>	-205914
Coef. flow ^2 and pressure (a21)	s <sup>2</sup> m <sup>-6</sup> Pa <sup>-1</sup>	0
Coef. flow ^2 and pressure ^2 (a22)	s <sup>2</sup> m <sup>-6</sup> Pa <sup>-2</sup>	0
Coef. flow ^2 and pressure ^3 (a23)	s <sup>2</sup> m <sup>-6</sup> Pa <sup>-3</sup>	0
Coef. flow ^2 and pressure ^4 (a24)	s <sup>2</sup> m <sup>-6</sup> Pa <sup>-4</sup>	0
Coef. flow ^3 (a30)	s <sup>3</sup> m <sup>-9</sup>	40000000
Coef. flow ^3 and pressure (a31)	s <sup>3</sup> m <sup>-9</sup> Pa <sup>-1</sup>	0
Coef. flow ^3 and pressure ^2 (a32)	s <sup>3</sup> m <sup>-9</sup> Pa <sup>-2</sup>	0
Coef. flow ^3 and pressure ^3 (a33)	s <sup>3</sup> m <sup>-9</sup> Pa <sup>-3</sup>	0
Coef. flow ^3 and pressure ^4 (a34)	s <sup>3</sup> m <sup>-9</sup> Pa <sup>-4</sup>	0
Coef. flow ^4 (a40)	s <sup>4</sup> m <sup>-12</sup>	-3000000000
Coef. flow ^4 and pressure (a41)	s <sup>4</sup> m <sup>-12</sup> Pa <sup>-1</sup>	0
Coef. flow ^4 and pressure ^2 (a42)	s <sup>4</sup> m <sup>-12</sup> Pa <sup>-2</sup>	0
Coef. flow ^4 and pressure ^3 (a43)	s <sup>4</sup> m <sup>-12</sup> Pa <sup>-3</sup>	0
Coef. flow ^4 and pressure ^4 (a44)	s <sup>4</sup> m <sup>-12</sup> Pa <sup>-4</sup>	0

Fig. 4.4.2e Coeficientes introducidos en la curva de eficiencia de la bomba principal

**Modelado de la curva de la bomba eléctrica del turbocompresor:** En el documento facilitado por fabricante para la caracterización de la bomba eléctrica, aparecen varios puntos de funcionamiento en función de su señal PWM. Al no poder introducir los datos de cada señal en VEMOD, se han seleccionado los correspondientes al 53%. Cabe destacar que esta bomba prácticamente solo se pone en funcionamiento cuando el motor está parado para refrigerar el turbocompresor y evitar, de esta manera, que el aceite del mismo se caliente demasiado, degradando el turbocompresor.

A pesar de ser una bomba eléctrica, se ha modelado como una turbo bomba, ya que su funcionamiento es idéntico. En este caso, se dispone de dos columnas de datos, alturas de presión a distintos caudales. A partir de estos valores se ha interpolado una curva utilizando Excel y se han extraído los valores de los coeficientes de la ecuación (15) no nulos:  $a_{00}$ ,  $a_{10}$  y  $a_{20}$ . En este caso la altura que proporciona la bomba únicamente depende del caudal trasegado.

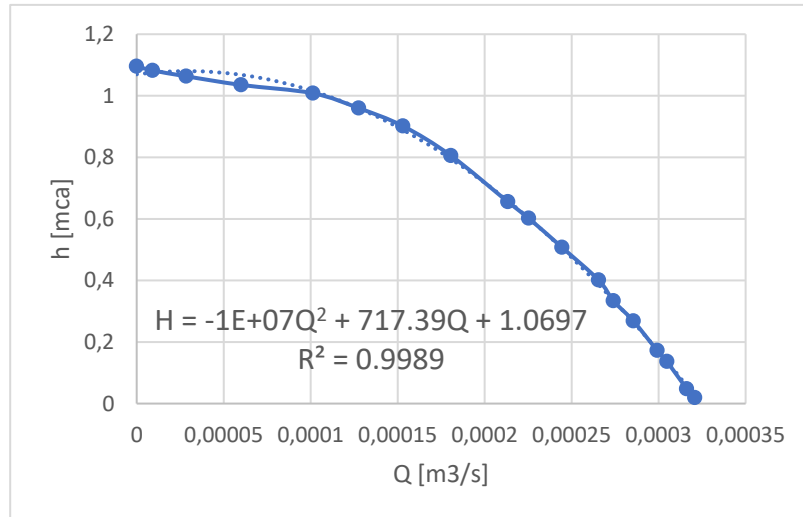


Fig. 4.4.2f Curva de altura de la bomba eléctrica obtenida con Excel junto con la ecuación que la modela

#### 4.4.3. Termostato

Los termostatos actúan como válvulas cuya apertura está determinada por una temperatura monitoreada. Cuando la temperatura objetivo alcanza un valor predefinido, la válvula de termostato se abre y deja pasar el fluido.

En el modelado del circuito de refrigeración el termostato se ubica en la rama del circuito que transporta el refrigerante hacia el radiador. Cuando la temperatura objetivo de una tubería a la salida del motor y cuyo valor de temperatura de apertura se ha obtenido experimentalmente durante los ensayos, se mantiene por debajo del valor definido, el refrigerante evita el radiador circulando por un bypass situado en el interior del bloque motor. En cambio, si la temperatura excede el valor de apertura, el termostato se abre y el refrigerante es recirculado hacia el radiador hasta que su temperatura vuelve a disminuir por debajo del valor de apertura.

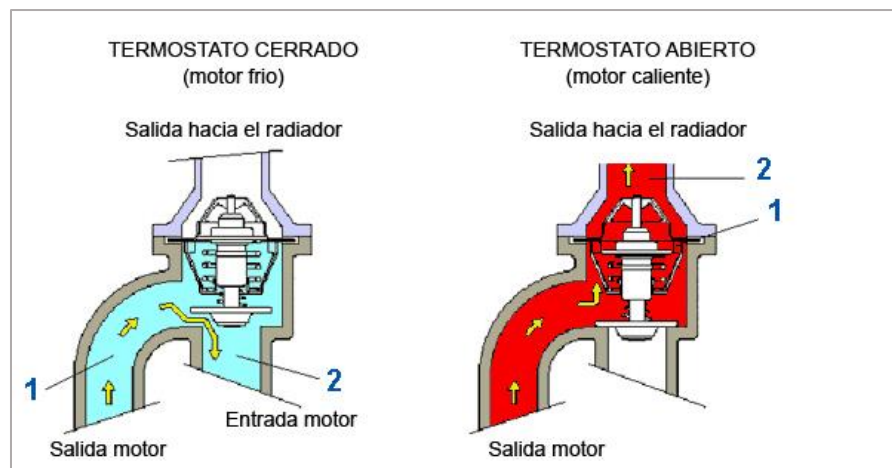


Fig. 4.4.3 Esquema de funcionamiento de un termostato

Para modelar este elemento, VEMOD utiliza dos curvas: una curva de apertura en función de la temperatura y otra de resistencia hidráulica en función de la apertura:

**Curva apertura-temperatura:** Esta curva se define mediante las ecuaciones (17), (18) y (19), donde  $T_{close}$  es la temperatura más elevada en la cual el termostato está completamente cerrado,  $T_{wo}$  es la temperatura más baja a la cual el termostato está completamente abierto y  $\gamma$  es el factor de forma, que determina la pendiente de la curva y cuyo valor recomendado por VEMOD es 99.

$$x_0 = \frac{T_{close} + T_{wo}}{2} \quad (17)$$

$$k = \frac{\ln(\gamma)}{T_{close} - x_0} \quad (18)$$

$$\theta = (1 + e^{-k(T-x_0)})^{-1} \quad (19)$$

**Curva de resistencia hidráulica:** Esta curva se utiliza para determinar la resistencia hidráulica para cada valor de apertura de la válvula mediante la expresión (20). La resistencia resultante multiplica el caudal al cuadrado para producir la pérdida de carga a través del termostato.

$$R(\theta) = a_0 + a_1\theta^{-1} + a_2\theta^{-2} + a_3\theta^{-3} \quad (20)$$

Para simular el comportamiento del termostato real del motor, se han colocado dos termostatos distintos en el modelo, uno cuya temperatura de apertura y de cerrado coincide con la del motor, situado en la tubería que se dirige al radiador, y otra con las mismas temperaturas pero introducidas de forma inversa, colocada en la tubería que hace de bypass, consiguiendo que esta tubería esté activa cuando la tubería del radiador está inactiva.

#### 4.4.4. Enfriador de aceite (*Oil Cooler*)

Este elemento simula un intercambiador de calor donde en el que intercambio se produce entre dos fluidos hidráulicos.

Para modelar el intercambiador es necesario especificar los fluidos que entran en juego, en este caso, al tratarse del *Oil Cooler*, estos fluidos son aceite y refrigerante, por tanto, se ha seleccionado la opción intercambio entre líquido-líquido.

Es necesario también indicar el valor del parámetro UA (producto entre la energía interna o coeficiente global de transferencia de calor, y el área donde se produce la transferencia de calor). En este caso, el valor de la UA ha sido ajustado en base a la experiencia de laboratorio.



Fig. 4.4.4a Enfriador de aceite similar al instalado en el HR10

El tipo de intercambiador utilizado es contra corriente, seleccionado desde una librería interna de VEMOD, de donde se extraen los parámetros  $C_r$  (coeficiente de dilatación adiabática, cociente entre la capacidad calorífica a volumen constante y la capacidad calorífica a presión constante) y NTU (número de unidades de transferencia, cociente entre la UA y el coeficiente de dilatación adiabática).

Estos parámetros son utilizados para calcular el término de eficiencia del intercambiador ( $\epsilon$ ), que multiplica al calor intercambiado ideal para obtener su valor real. El cálculo del término de eficiencia se muestra en la ecuación (21).

$$\epsilon = \frac{1 - \exp[-NTU(1 - C_r)]}{1 - C_r \exp[-NTU(1 - C_r)]} \quad (21)$$

Una vez calculada la eficiencia, solo queda introducir las propiedades hidráulicas de cada uno de los fluidos que entran en juego en el intercambiador. Estas propiedades han sido extraídas a partir de medidas en sala.

Las propiedades del fluido se utilizan para calcular el calor intercambiado mediante la ecuación (22):

$$H = (a_{00} + a_{01}T + a_{02}T^2) + (a_{10} + a_{11}T + a_{12}T^2) \dot{V} + (a_{20} + a_{21}T + a_{22}T^2) V^2 \quad (22)$$

Data		Hydraulic properties fluid 1	Hydraulic properties fluid 2
Name	Units	Current Value	Default
<b>Circuit</b>		CoolantCircui	<input type="checkbox"/>
Internal volume	m <sup>3</sup>	0,00018	<input type="checkbox"/>
Independent term (a00)	m.c.f.	0	<input type="checkbox"/>
Coef. temperature (a01)	m.c.f. K <sup>-1</sup>	0	<input type="checkbox"/>
Coef. temperature <sup>2</sup> (a02)	m.c.f. K <sup>-2</sup>	0	<input type="checkbox"/>
Coef. flow (a10)	m.c.f. s m <sup>-3</sup>	0	<input type="checkbox"/>
Coef. flow and temperature (a11)	m.c.f. s m <sup>-3</sup> K <sup>-1</sup>	0	<input type="checkbox"/>
Coef. flow and temperature <sup>2</sup> (a12)	m.c.f. s m <sup>-3</sup> K <sup>-2</sup>	0	<input type="checkbox"/>
Coef. flow <sup>2</sup> (a20)	m.c.f. s <sup>2</sup> m <sup>-6</sup>	731,97	<input type="checkbox"/>
Coef. flow <sup>2</sup> and temperature (a21)	m.c.f. s <sup>2</sup> m <sup>-6</sup> K <sup>-1</sup>	0	<input type="checkbox"/>
Coef. flow <sup>2</sup> and temperature <sup>2</sup> (a22)	m.c.f. s <sup>2</sup> m <sup>-6</sup> K <sup>-2</sup>	0	<input type="checkbox"/>

Fig. 4.4.4b Propiedades hidráulicas del refrigerante

#### 4.4.5. Radiador

El radiador es un elemento clave dentro del circuito de refrigeración, pues es el encargado de extraer calor del fluido refrigerante, consiguiendo así mantener el motor a una temperatura óptima de trabajo.

En un vehículo real, el radiador intercambia calor con el exterior gracias al elevado coeficiente de convección producido por el aire que entra a gran velocidad por el frontal del vehículo, pero como se explica en el apartado 2.2.2 en la sala ha sido sustituido por un intercambiador de carcasa y tubos.

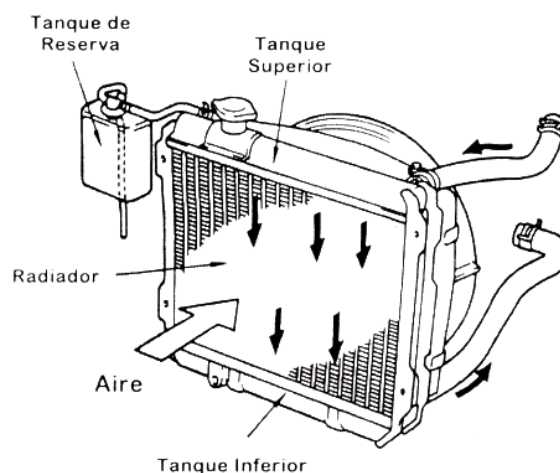


Fig. 4.4.5 Esquema de un radiador típico de un vehículo

El radiador ha sido modelado en VEMOD utilizando un intercambiador de calor con ajuste controlado. Este tipo de intercambiador trata de mantener la temperatura del fluido constante en su salida.

El valor deseado de temperatura objetivo es distinto para cada régimen de revoluciones y se ha obtenido a partir de los datos experimentales resultantes de los ensayos realizados en sala.

## 5. PUESTA A PUNTO

La validación o puesta a punto de un modelo se lleva a cabo durante el desarrollo de un modelo de simulación con el objetivo final de producir un modelo preciso y lo más ajustado posible al sistema real.

El proceso de validación en este caso se reduce a la comparación entre los datos obtenidos mediante las simulaciones numéricas y los datos obtenidos mediante experimentación (para validar el circuito hidráulico) y mediante la simulación del modelo ya validado en GT-Power (para validar el circuito de gas).

Para facilitar el proceso de validación se ha implementado un script en Matlab que procesa los datos obtenidos desde VEMOD, y selecciona y grafica los parámetros característicos del modelo.

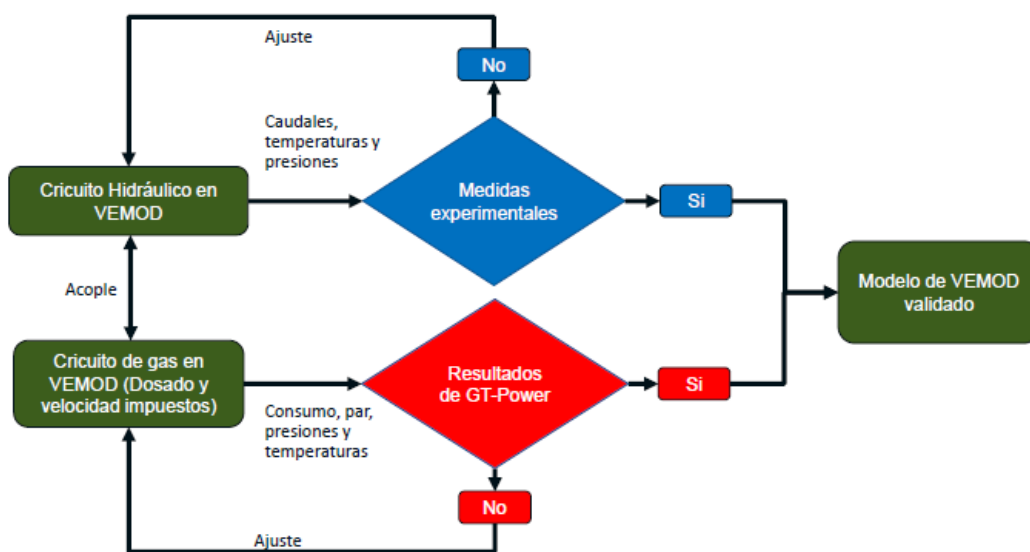


Fig. 5 Esquema del proceso de validación del modelo

A la hora de validar un sistema se escogen una serie de variables, llamadas parámetros de control, que se fijarán como referencia a la hora de ajustar el modelo. Se prioriza alcanzar valores admisibles en los parámetros de control antes que en otras variables consideradas menos relevantes.

Las variables impuestas del sistema son los parámetros de entrada que se introducen en el modelo manualmente y cuyos valores son fijos y proceden una fuente real. Para el modelo del circuito de gas las variables de entrada han sido el dosado y la velocidad de giro del motor.

### 5.1. VALIDACIÓN DE LAS MEDIDAS EXPERIMENTALES

Antes de proceder con el análisis de los datos obtenidos es necesario comprobar que las mediciones obtenidas en la sala de ensayos son correctas.

Los ensayos llevados a cabo se han realizado a plena carga, o lo que es lo mismo, con la válvula de mariposa del acelerador completamente abierta. Las medidas experimentales



se ejecutaron en régimen estacionario durante 30 segundos consecutivos. De esta forma se han calculado tanto los valores medios, como la desviación estándar de cada parámetro, para así comprobar la viabilidad de las medidas.

Para realizar la validación de las medidas experimentales se cuenta con datos facilitados por el fabricante, que aparecen en las gráficas como FAB, procedentes de ensayos realizados con las mismas propiedades que los realizados en el CMT. Además, se han utilizado también para comparar algunos parámetros registrados por la propia ECU del motor.

### 5.1.1. Parámetros de rendimiento global

En este apartado se incluyen aquellos parámetros que contribuyen sensiblemente en el desempeño global del motor.

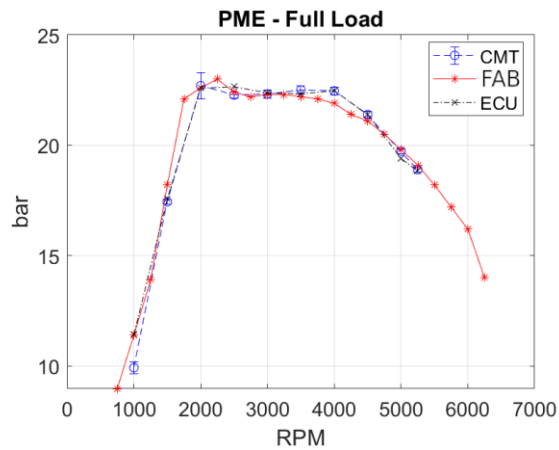


Fig. 5.1.1a Comparación de valores de presión media efectiva

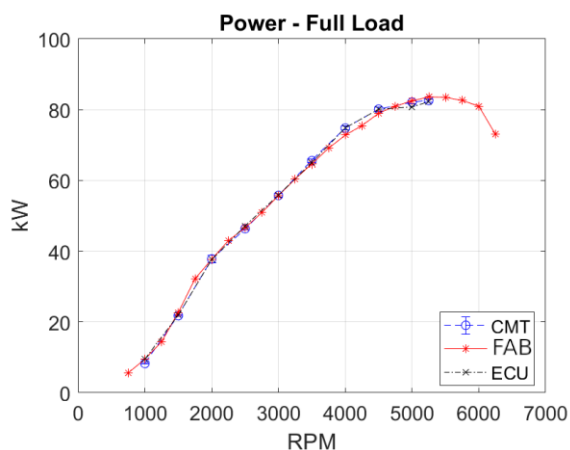


Fig. 5.1.1b Comparación de valores de potencia

Analizando las curvas obtenidas se advierte que las medidas experimentales recogidas se ajustan con muy poco margen de error a los resultados deseados.

### 5.1.2. Temperaturas medias

Las temperaturas medidas a la hora de verificar han sido las de los colectores de admisión y escape del bloque motor y la de la salida del turbocompresor.

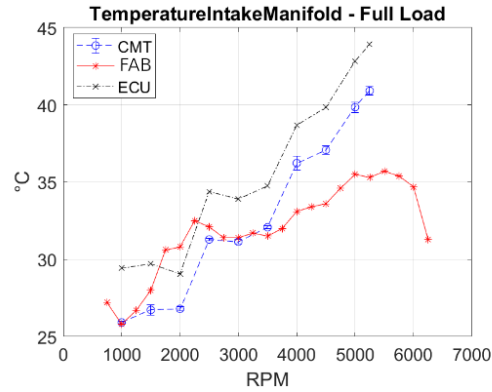


Fig. 5.1.2a Comparación de valores de temperaturas en el colector de admisión del bloque motor

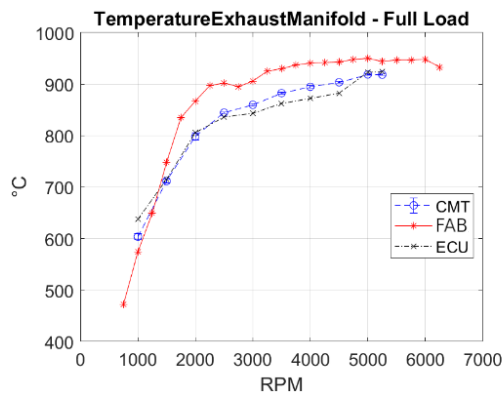


Fig. 5.1.2b Comparación de valores de temperaturas en el colector de escape del bloque motor

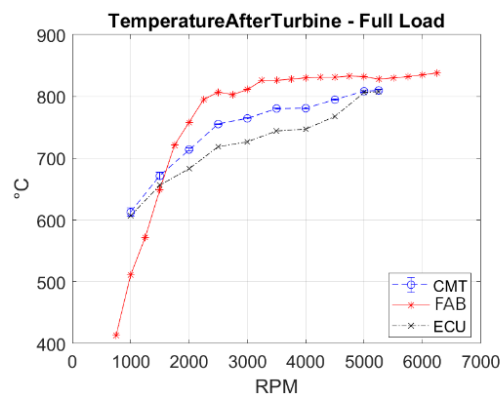


Fig. 5.1.2c Comparación de valores de temperaturas a la salida de la turbina

De la observación detallada de estos resultados se pueden extraer varias conclusiones:

Se evidencia una diferencia prácticamente constante entre los valores almacenados por la ECU y los medidos por el CMT en las temperaturas de admisión. Esto puede ser debido a la diferente ubicación de los sensores internos del motor con respecto a los termopares instalados.

La dispersión entre las temperaturas de admisión y escape medidas por el fabricante y por el CMT se deben a que las medidas no se tomaron a la misma temperatura ambiente

### 5.1.3. Presiones medias

Las medidas de presión se han tomado, del mismo modo que con las temperaturas, en el colector de admisión y escape del bloque motor y tras el turbocompresor.

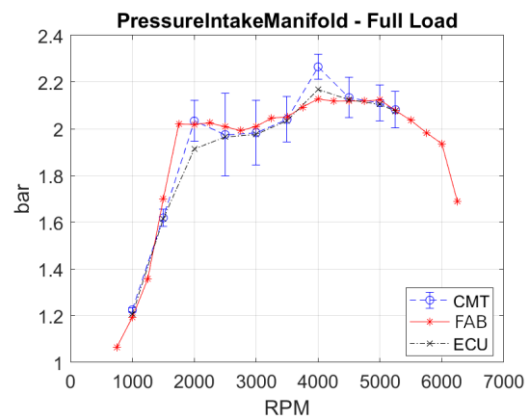


Fig. 5.1.3a Comparación de valores de presiones en el colector de admisión del bloque motor

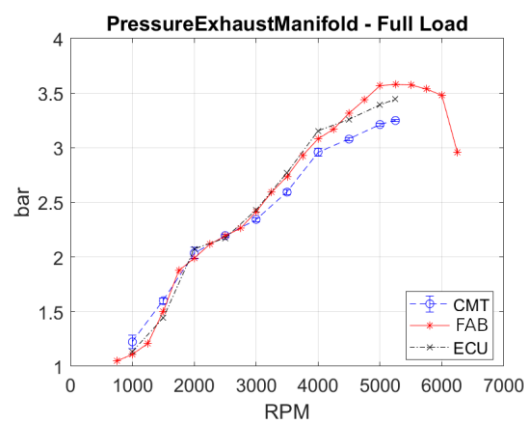


Fig. 5.1.3b Comparación de valores de presiones en el colector de escape del bloque motor

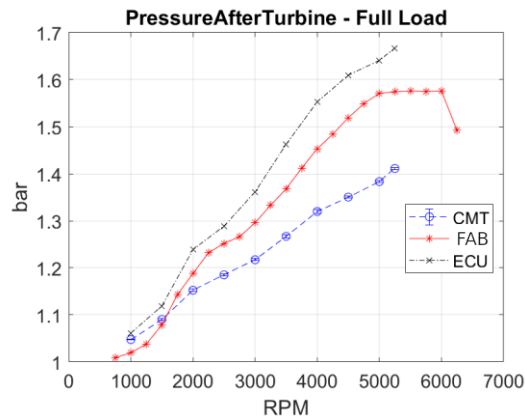


Fig. 5.1.3c Comparación de valores de presiones a la salida de la turbina

Al echar un vistazo a los resultados obtenidos se comprueba que los datos en la admisión y escape se ajustan de forma relativamente correcta, no siendo así en el caso de los valores de presión a la salida de la turbina, donde existen diferencias notables entre las tres curvas.

Aun con todo, se considera que los parámetros globales medidos son similares a los facilitados por el fabricante, con lo que se concluye que el comportamiento del motor es el mismo que el reportado por el fabricante y, por tanto, las medidas experimentales son válidas para realizar el ajuste y validación de los modelos.

## 5.2. VALIDACIÓN DEL CIRCUITO DE GAS

La validación del circuito de gas se realiza comparando los datos obtenidos mediante simulaciones del modelo configurado en VEMOD con los resultados del modelo en GT-POWER.

Para el circuito de gas, han sido escogidos como parámetros de control el consumo de combustible (o *fuel mass*) y el par (o *brake torque*).

### 5.2.1. Consumo de combustible (*Fuel mass*)

Como se observa en la Fig. 5.1.1, el consumo de combustible es un parámetro que se aproxima en gran medida al valor objetivo prácticamente sin realizar ningún tipo de ajuste. Esto es debido a la forma en la que está diseñada la inyección de combustible, en la cual se controla el valor del dosado para cada régimen de carga, con los datos directamente extraídos del modelo en GT.

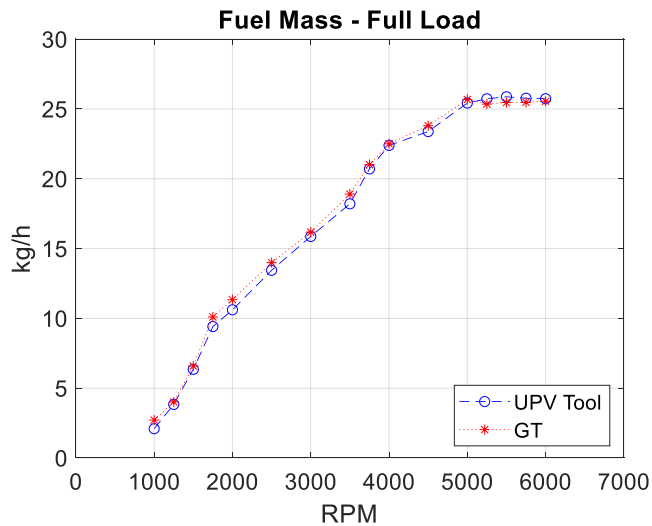


Fig. 5.2.1a Valores de consumo obtenidos en VEMOD (UPV Tool) y en GT-Power

En el caso del caudal de aire introducido en el motor, se puede observar que en cierto intervalo de velocidades el valor obtenido se aleja del valor objetivo. Esto puede ser debido a desajustes en el modelo de control de la inyección.

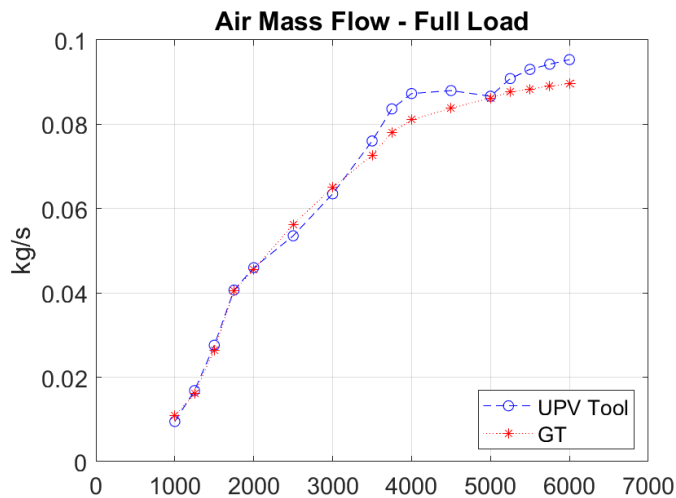


Fig. 5.2.1b Valores de caudal de aire obtenidos en VEMOD (UPV Tool) y en GT-Power

### 5.2.2. Par motor (*Brake torque*)

Partiendo de la expresión que define el par motor (23), donde se observa que tiene una fuerte dependencia con la masa de aire que se introduce en el cilindro.

$$M_e = \frac{1}{2\pi} H_c \rho_{ia} i V_T \eta_i \eta_m \eta_v F \quad (23)$$

En esta expresión se pueden agrupar los parámetros según su dependencia:

Parámetros constantes dependientes de las condiciones atmosféricas y del combustible:

$H_c$  Poder calorífico del combustible

$\rho_{ia}$  Densidad del aire

Parámetros de diseño del motor:

$i$  Tipo del motor (2T o 4T)

$V_T$  Cilindrada del motor

$\eta_i$  Rendimiento indicado, expresa como de eficiente es la transformación de la energía almacenada en el combustible en energía mecánica en el eje

$\eta_m$  Rendimiento mecánico, expresa la cantidad de energía que se pierde debido a efectos como rozamientos entre componentes o defectos mecánicos del sistema, entre otros

Parámetros de funcionamiento, cuyo valor varía durante el uso del motor respecto de su valor de diseño:

$\eta_v$  Rendimiento volumétrico, indica la proporción entre el caudal másico de aire que se introduce en los cilindros respecto al máximo posible que podría introducirse

$F$  Dosado, se modifica para variar el par

Analizando esta expresión se deduce que, para un motor dado, y en unas condiciones atmosféricas definidas, el par depende fundamentalmente de los tres rendimientos y del dosado.

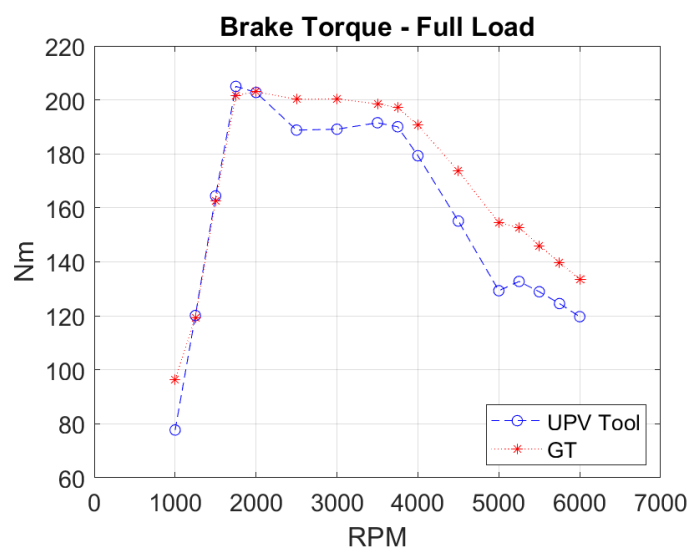


Fig. 5.2.2a Valores de par obtenidos en VEMOD (UPV Tool) y en GT-Power

En los resultados obtenidos para el par, mostrados en la Fig. 5.1.2, se observan desviaciones significativas una vez sobrepasado el punto de par máximo, siendo el valor de par obtenido en el modelo siempre inferior al valor obtenido en GT-Power. Esto puede estar ocasionado por diversos factores:

**El rendimiento indicado es inferior al real**, lo que significaría que el dosado utilizado no es correcto o, dicho de otra forma, se está inyectando menos combustible del necesario.

Una vez planteada esta hipótesis, se realizaron varias simulaciones modificando el valor del dosado, resultando en una variación ínfima de los resultados del par, o incluso empeorándolos, por lo tanto, se ha rechazado esta hipótesis.

**El rendimiento volumétrico es inferior al real**, es decir, la cantidad de aire que se inyecta en el motor está por debajo del valor objetivo.

Esta hipótesis tendría sentido si no fuera porque, como se observa en los resultados para el caudal de aire en la Fig. 5.1.1b, el caudal de aire que es introducido en el motor está por encima del valor objetivo. Aún con todo, se realizaron varias simulaciones modificando de nuevo el valor del dosado, sin obtener resultados destacables.

**El rendimiento mecánico es inferior al real**. Este error es probable que haya aparecido debido a que, los datos escogidos para modelar las pérdidas mecánicas del motor se han extraído de otro motor similar, pero de cuatro cilindros.

Se observa además que la desviación comienza a aparecer cuando los regímenes de giro son más elevados, lo que otorga más solidez a esta hipótesis, ya que el rendimiento mecánico suele verse reducido con el incremento de la velocidad de giro del motor, al aumentar las pérdidas mecánicas.

Teniendo en cuenta que el objetivo fundamental del modelado del circuito de gas es la obtención del calor evacuado a los circuitos hidráulicos, valorando todas las hipótesis y habiendo realizado los ajustes y comprobaciones indicados, y debido a las limitaciones de tiempo en el proyecto que impiden un ajuste más preciso, se decide considerar los resultados de par obtenidos como admisibles.

### 5.3. VALIDACIÓN DEL CIRCUITO HIDRÁULICO

La validación del circuito de hidráulico en este caso se lleva a cabo comparando los datos obtenidos mediante simulaciones en VEMOD con los datos experimentales que se extraen de los ensayos realizados.

El parámetro de control principal escogido para la validación del circuito hidráulico es el caudal de refrigerante que transcurre por las tuberías que atraviesan las partes más

importantes del circuito de refrigeración: el radiador (*radiator*), el enfriador de aceite (*oil cooler*) y el turbocompresor (*aerotherm*).

Del mismo modo que con el circuito de gas, la temperatura y presión serán tenidos también en cuenta como parámetros de control, priorizándose unos resultados más precisos en el caudal.

### 5.3.1. Caudal (*Flow*)

En una primera fase de simulación, y tras acabar de realizar los ajustes previos en el circuito, los resultados para el caudal obtenidos son los que se muestran en las Fig. 5.2.1a, 5.2.1b y 5.2.1c.

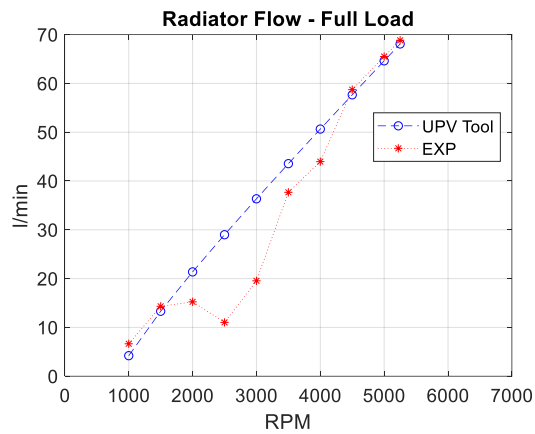


Fig. 5.3.1a Valores de caudal por el radiador obtenidos en VEMOD (UPV Tool) y experimentalmente (EXP)

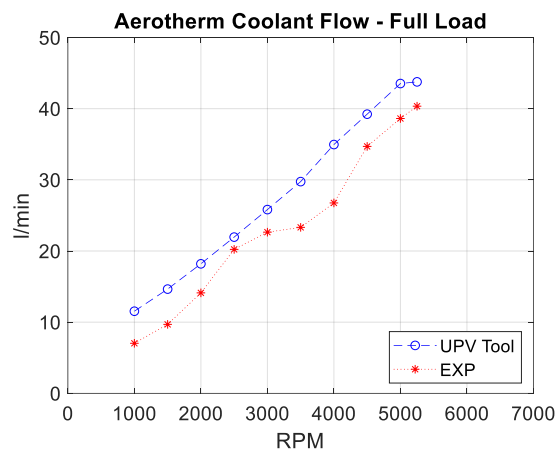


Fig. 5.3.1b Valores de caudal por el turbocompresor obtenidos en VEMOD (UPV Tool) y experimentalmente (EXP)



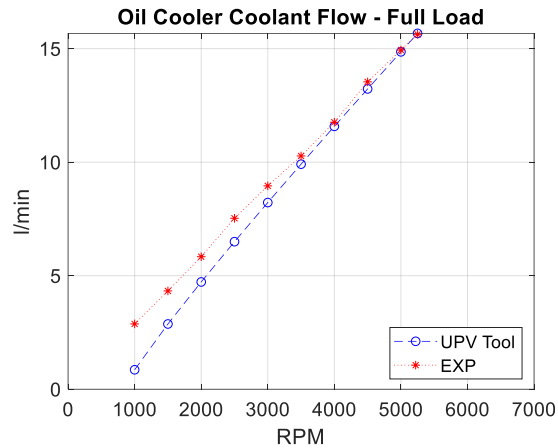


Fig. 5.3.1c Valores de caudal por el enfriador de aceite obtenidos en VEMOD (UPV Tool) y experimentalmente (EXP)

Analizando estos resultados, se observa que las tres curvas siguen una tendencia similar a la esperada, pero siendo el caudal un parámetro de control clave en la validación del circuito hidráulico, la desviación obtenida no se puede considerar como admisible, por lo que se hace necesaria la obtención de unos resultados más precisos.

Tras un análisis más detallado, se llega a la conclusión de que este error puede ser causado por un mal diseño del control del termostato, que para plena carga se ha supuesto hasta ahora totalmente abierto, es decir, todo el caudal de refrigerante circula por el radiador.

El principal objetivo a la hora de obtener un modelo más exacto para el comportamiento del termostato es conocer cuán abierto o cerrado está el termostato en cada momento.

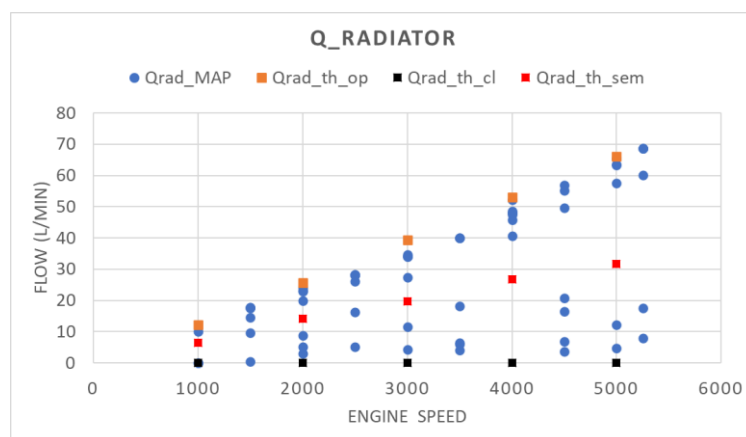


Fig. 5.3.1d Valores de caudal por el radiador con el termostato abierto (naranja), cerrado (negro), semiabierto (rojo) y puntos intermedios (azul)

Para determinar un punto de referencia en el que se asegure que el termostato está abierto, se han realizado ensayos estacionarios en los que se ha llevado al

motor a condiciones de trabajo exigentes, con el fin de conseguir que la temperatura del refrigerante sea lo suficientemente elevada como para poder afirmar con seguridad que el termostato está completamente abierto. En estos puntos de funcionamiento se ha medido el caudal que circula por los distintos caudalímetros, a fin de obtener una relación entre caudal por el radiador y grado de apertura del termostato.

También se han realizado ensayos en los que se ha intentado mantener la temperatura del refrigerante por debajo de la temperatura de apertura del termostato, para así asegurar que el motor funciona con el termostato cerrado. Estos puntos aparecen en la Fig. 5.1.3d en color negro. Del mismo modo se han hecho para una temperatura intermedia, mostrados en color rojo en la misma figura.

En esta gráfica se observa también que el resto de puntos ensayados (en color azul), se encuentran dentro del espacio delimitado por las curvas de apertura máxima (formada al unir los puntos naranjas) y la de apertura mínima (formada al unir los puntos negros), cosa que no ocurre en el caso del caudal que circula por el enfriador de aceite (*oil cooler*) y por el turbo (denominado aquí “*heater*”), mostrados en las Fig. 5.3.1e y 5.3.1f.

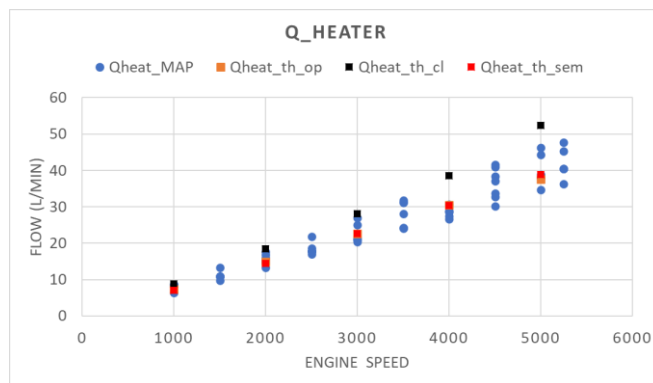


Fig. 5.3.1e Valores de caudal por el turbocompresor con el termostato abierto (naranja), cerrado (negro), semiabierto (rojo) y puntos intermedios (azul)

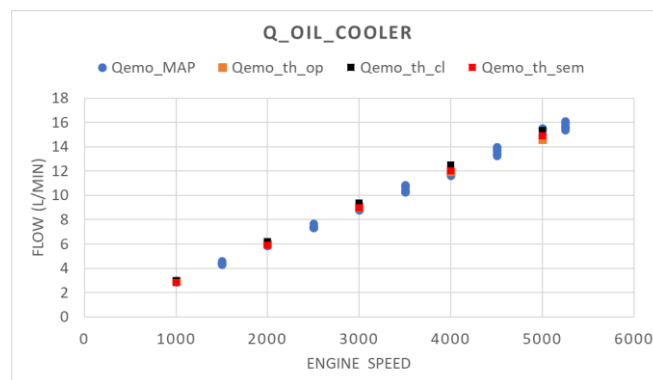


Fig. 5.3.1f Valores de caudal por el enfriador de aceite con el termostato abierto (naranja), cerrado (negro), semiabierto (rojo) y puntos intermedios (azul)

Una vez localizados los puntos de funcionamiento donde el termostato está completamente abierto y completamente cerrado, se identifica la temperatura obtenida en cada caso para cada una de las velocidades del motor y se introduce como dato al modelar el termostato, como se detalla en el punto 4.4.5.

Con estos ajustes ya realizados se vuelve a simular el modelo obteniendo como resultado las siguientes gráficas:

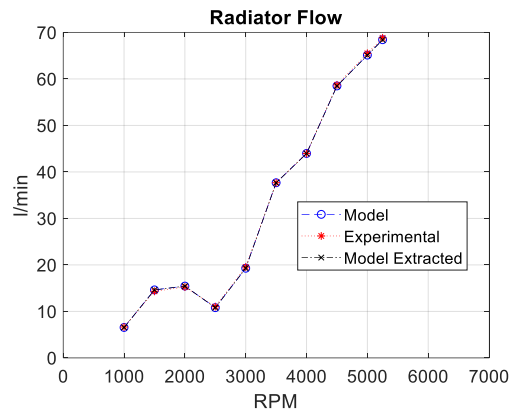


Fig. 5.3.1g Valores de caudal circulante por el radiador tras realizar los ajustes

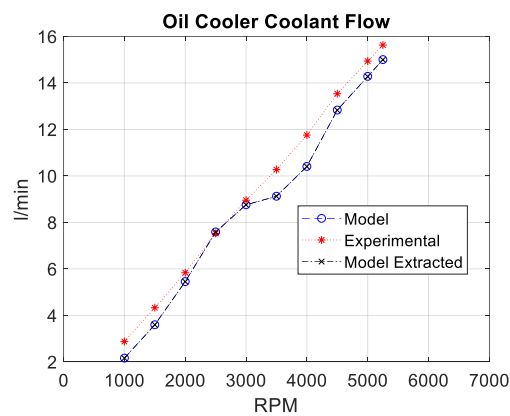


Fig. 5.3.1i Valores de caudal circulante por el enfriador de aceite tras realizar los ajustes

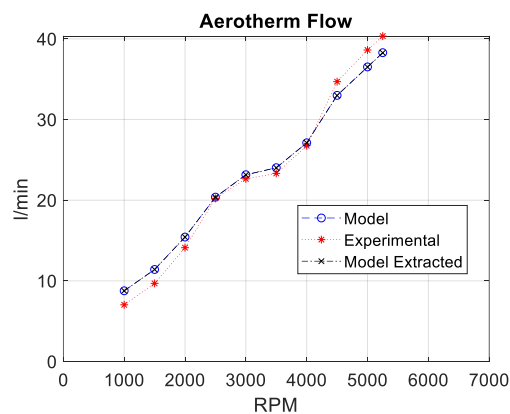


Fig. 5.3.1h Valores de caudal circulante por el turbocompresor tras realizar los ajustes

Analizando las curvas obtenidas se percibe una mejora sustancial en los resultados, que se hace más patente en el caudal por el radiador, que es prácticamente idéntico al de los resultados experimentales. Esto se debe a que para modelar el termostato se han introducido directamente como dato de entrada la apertura del termostato.

Se concluye, por tanto, que los resultados obtenidos son admisibles y satisfactorios.

### 5.3.2. Temperaturas y presiones

Para validar las temperaturas del circuito hidráulico se mide en la entrada y salida del bloque de cilindros y en la salida del turbocompresor.

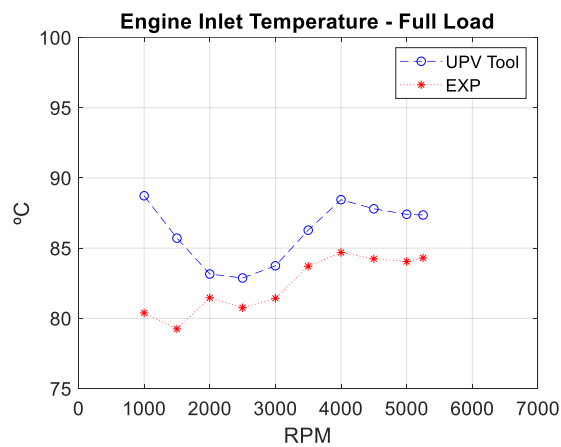


Fig. 5.3.2a Valores de temperatura de entrada al bloque motor obtenidos en VEMOD (UPV Tool) y experimentalmente (EXP)

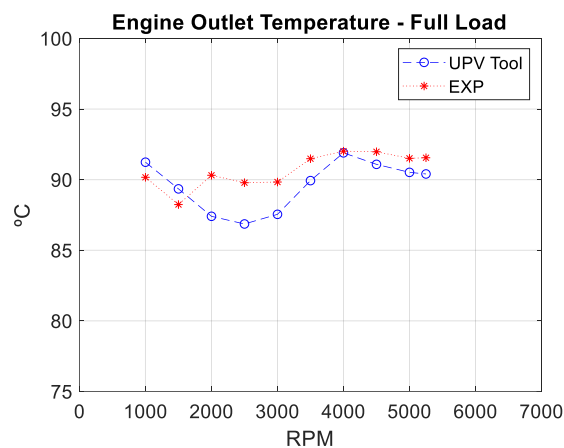


Fig. 5.3.2b Valores de temperatura de salida del bloque motor obtenidos en VEMOD (UPV Tool) y experimentalmente (EXP)

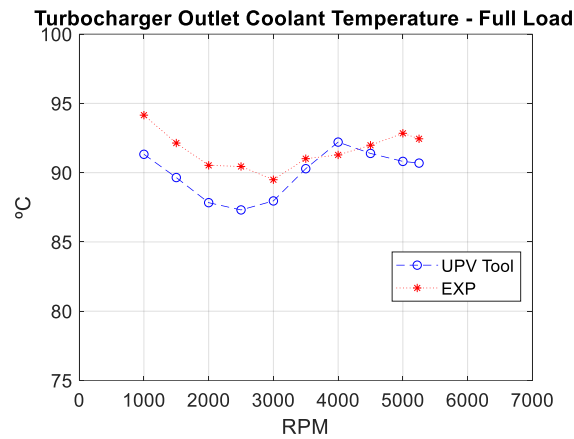


Fig. 5.3.2c Valores de temperatura de salida del turbocompresor obtenidos en VEMOD (UPV Tool) y experimentalmente (EXP)

Analizando las tres curvas, se observa una tendencia similar a la experimental en los resultados de simulación, con unas discrepancias mayores en la entrada del bloque motor y con errores que se pueden considerar asumibles en la salida del motor y del turbocompresor.

Se muestran en la siguiente figura los resultados para la presión, medidos a la salida de la bomba eléctrica, situada tras el turbocompresor, como se indica en la Fig. 2.2.4.

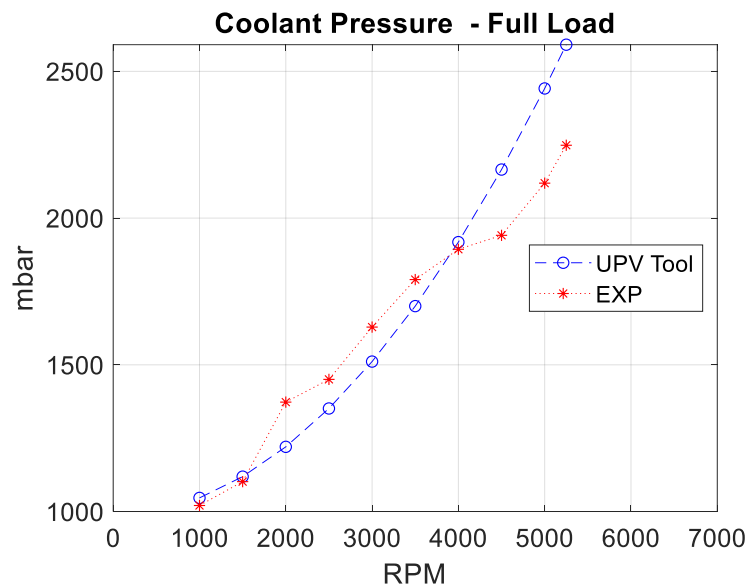


Fig. 5.3.2d Valores de presión del refrigerante obtenidos en VEMOD (UPV Tool) y experimentalmente (EXP)

Tras examinar la gráfica, se observa que la curva simulada tiene una forma similar a la experimental, con unas discrepancias relativamente destacables cuando se sobrepasan los 4000 rpm.

Una vez analizadas las curvas de temperatura y presión obtenidas, y habiendo obtenido unos resultados tan precisos en cuanto a los caudales, se admiten estos valores como válidos, aun asumiendo que el error aparecido en los mismos es mayor de lo deseado.

## 6. CONCLUSIONES Y DESARROLLO FUTURO

### 6.1. CONCLUSIONES

En el presente estudio se ha descrito el proceso llevado a cabo para el desarrollo del modelado y validación de los circuitos de gas e hidráulico de un motor de gasolina desde cero, haciéndose patente las dificultades que entrañan este tipo de proyectos a la hora de obtener resultados fiables y admisibles.

Siendo el principal objeto del proyecto la creación del modelo hidráulico de refrigeración del vehículo utilizando la herramienta de simulación VEMOD, ante la carencia de un modelo del circuito de gas confeccionado en este mismo software, ha sido necesaria en primer lugar la creación del mismo como base sobre la que acoplar posteriormente el circuito de refrigeración requerido.

Los resultados obtenidos para el modelado del circuito gases se consideran fiables y ajustados. Teniendo en cuenta que se ha asumido cierto margen de error, se ha logrado un modelo de gas cuya gestión térmica es semejante a la del motor objeto de estudio.

En cuanto al modelo del circuito hidráulico de refrigeración, tras realizar una serie de ajustes importantes después del modelado, los resultados obtenidos en esta primera versión son más que satisfactorios, habiendo obtenido un modelo que, aun siendo mejorable, puede considerarse preciso, exacto y ajustado, convirtiéndolo en una herramienta más que eficaz para el estudio del motor y su optimización.

### 6.2. DESARROLLO FUTURO

Con el fin de llevar un cabo una mejora en el trabajo realizado, se proponen los siguientes objetivos a desarrollar:

- Mejorar el modelo analítico del motor para así poder realizar simulaciones en flujo transitorio
- Realizar un análisis detallado de la toma de datos con el fin de mejorar la obtención de medidas experimentales
- Implementar un modelo más preciso del turbocompresor del motor
- Mejorar el modelado de las pérdidas mecánicas en el motor, con el fin de ajustar de manera más exacta las curvas de par motor
- Realizar un análisis exhaustivo de los resultados obtenidos para el circuito de gas, para obtener un modelo más preciso del mismo
- Estudiar las fuentes de desacople en los resultados de temperatura y presión para el circuito hidráulico e intentar mejorarlo

## 7. REFERENCIAS

Broach, A., Olmeda, P., Martin, J., & Salvador-Iborra, J. (3 de Abril de 2018). Development and Validation of a Submodel for Thermal Exchanges in the Hydraulic Circuits of a Global Engine Model. València: Universitat Politècnica de València.

*Departamento de Física Aplicada III.* (s.f.). Obtenido de Universidad de Sevilla: [http://laplace.us.es/wiki/index.php/Ciclo\\_Otto](http://laplace.us.es/wiki/index.php/Ciclo_Otto)

García, A. L. (Julio de 2013). Instalación, instrumentación y puesta en marcha de un motor ford de encendido provocado de última generación. València: Universitat Politècnica de València.

Krohne. (2017). Krohne OPTIFULX 4000 manual. Duisburg, Alemania: KROHNE Messtechnik GmbH.





UNIVERSITAT  
POLITÈCNICA  
DE VALÈNCIA



**ESCUELA TÉCNICA  
SUPERIOR INGENIERÍA  
INDUSTRIAL VALENCIA**

Universitat Politècnica de València  
Escuela Técnica Superior de Ingeniería Industrial  
Grado en Ingeniería en Tecnologías Industriales

## **DOCUMENTO 2: PRESUPUESTO**

Autor: Alberto Moreno Fernández

Tutor: Pablo Cesar Olmeda González

València, diciembre de 2020

## 1. PRESUPUESTO

En el estudio de costes se divide los gastos en dos tipos diferenciados: los referidos a recursos humanos y los referidos a equipos y herramientas utilizadas.

### 1.1. COSTES REFERIDOS A RECURSOS HUMANOS

Categoría	Dedicación [h]	Tasa horaria [€/h]	Coste [€]
Becario estudiante	300	15	4500
Técnico de sala	40	25	1000
Técnico superior	124	35	4340
Doctor director proyecto	30	50	2500
TOTAL			9840

Tabla 1. Costes referidos a recursos humanos

### 1.2. COSTES REFERIDOS A EQUIPOS

Categoría	Unidades	Coste [€]
Ordenador sobremesa	1	96
Ensayos experimentales	1	21000
Licencia Office 365	1	150
Licencia VEMOD	1	0
Licencia GT-Power	1	200
Licencia MatLAB	1	69
TOTAL		21515

Tabla 2. Costes referidos a equipos

### 1.3. PRESUPUESTO GENERAL

Categoría	Coste [€]
Costes humanos	9840
Costes de equipos	21515
<b>SUBTOTAL</b>	<b>31355</b>
Beneficio industrial (15%)	4703.25
<b>TOTAL</b>	<b>36058.25</b>

*Tabla 3. Presupuesto general del proyecto*

Por tanto, el presupuesto total del proyecto asciende a veintinueve mil ochenta y dos euros con treinta y cinco.