

Proyecto Fin de Carrera
Grado en Ingeniería Aeroespacial

Análisis del sistema de refrigeración de una planta
propulsiva terrestre

Autor: Francisco Javier Casas Peña

Tutor: Francisco José Jiménez-Espadafor Aguilar

Dpto. Ingeniería Energética
Escuela Técnica Superior de Ingeniería
Universidad de Sevilla

Sevilla, 2019



Proyecto Fin de Carrera
Grado en Ingeniería Aeroespacial

Análisis del sistema de refrigeración de una planta propulsiva terrestre

Autor:

Francisco Javier Casas Peña

Tutor:

Francisco José Jiménez-Espadafor Aguilar
Catedrático de Universidad

Dpt. Ingeniería Energética
Escuela Técnica Superior de Ingeniería
Universidad de Sevilla
Sevilla, 2019

Proyecto Fin de Carrera: Análisis del sistema de refrigeración de una planta propulsiva terrestre

Autor: Francisco Javier Casas Peña

Tutor: Francisco José Jiménez-Espadafor Aguilar

El tribunal nombrado para juzgar el Proyecto arriba indicado, compuesto por los siguientes miembros:

Presidente:

Vocales:

Secretario:

Acuerdan otorgarle la calificación de:

Sevilla, 2019

El Secretario del Tribunal

A mi familia
A mis amigos

Agradecimientos

En primer lugar, quisiera mostrar mi agradecimiento a la Escuela Técnica Superior de Ingeniería de la Universidad de Sevilla por la oportunidad que me ha brindado estos años de poder formar parte del Grado de Ingeniería Aeroespacial.

También me gustaría agradecerlo a todas las personas que han estado a mi alrededor, por el apoyo que he recibido, no solo en la realización de este trabajo, sino también en el tiempo que ha durado mi formación en la escuela, en especial a mis padres, por su total e incondicional comprensión, confianza y cariño, a mis amigos, a mis compañeros, y al cuerpo docente que me ha transmitido tanto conocimientos para mi futuro como valores para mi persona.

Francisco Javier Casas Peña

Sevilla, 2019

El objetivo del presente Proyecto Fin de Carrera es la obtención de un modelo universal que se ajuste al comportamiento real del sistema de refrigeración de una planta propulsiva terrestre.

El desarrollo del proyecto parte de la definición del modelo, en el que se establecen las diferentes ecuaciones que lo caracterizan, junto a las hipótesis y simplificaciones empleadas. Dichas ecuaciones se componen de una serie de parámetros, cuyos valores nominales se desconocen a priori y que serán objeto de estudio del trabajo. Tras el modelado del comportamiento del sistema, se procede a la programación de los algoritmos mediante el software informático MATLAB, que permite resolver numéricamente las ecuaciones para instantes de tiempos en los que se dispone de una base de datos experimentales medidos, al mismo tiempo que determina los valores de las diferentes incógnitas presentes a través de un proceso de minimización de la distancia entre la señal medida y la obtenida como salida.

El alcance último del proyecto es, por tanto, la validación del modelo, mediante la comparación entre los resultados obtenidos y las medidas experimentales reales, usando únicamente como herramienta de control uno de los datos de entrada no empleado en la simulación, y la obtención de los parámetros ocultos que permitan caracterizar completamente el modelo.

Abstract

The goal of this Degree Final Project is to obtain a universal model that it adjusts to the real behavior of the cooling system of a terrestrial propulsive plant.

The development of the project starts from the definition of the model, in which the different equations that characterize it are established, with the hypotheses and simplifications used. These equations are composed of a series of parameters, whose nominal values are unknown, and which will be studied in the project. After the modeling, the algorithms are programmed in MATLAB, which allows to solve numerically the equations for instants of times in which a measured experimental data base is available, at the same time as it determines the values of the different unknowns present through a process of minimization between the model prediction and the measured data.

The final scope of the project is, therefore, the validation of the model, by comparing the results obtained and the real experimental measurements, using only as a control tool one of the input data not used in the simulation, and obtaining the hidden parameters that allow to fully characterize the model.

Índice

Agradecimientos	ix
Resumen	xi
Abstract	xiii
Índice	xv
Índice de Tablas	xv
Índice de Figuras	xx
Notación	xxiv
1 Introducción	2
2 Descripción del vehículo	11
2.1. <i>Características del vehículo</i>	11
2.2. <i>Características del motor</i>	12
2.3. <i>Sistema de refrigeración</i>	14
2.1.1. <i>Función</i>	16
2.1.2. <i>Componentes del sistema de refrigeración</i>	16
3 Descripción del sistema de datos	24
3.1. <i>Estructura eléctrica del CAN bus</i>	24
3.2. <i>SPN empleados</i>	26
3.3. <i>Tratamiento de los SPN</i>	30
4 Modelado	32
4.1. <i>Motor</i>	34
4.2. <i>Bomba hidráulica</i>	34
4.3. <i>Termostato</i>	34
4.4. <i>Caja de cambios</i>	35
4.5. <i>Retarder</i>	36
4.6. <i>Radiador agua-aire</i>	35
4.7. <i>Turbocompresor</i>	35
4.8. <i>Radiador aire-aire</i>	36
5 Descripción del modelo integral de intercambio de energía térmica del motor	38
5.1. <i>Ecuaciones del modelo</i>	38
5.1.1. <i>Motor</i>	38
5.1.2. <i>Bomba hidráulica</i>	43
5.1.3. <i>Termostato</i>	44
5.1.4. <i>Radiador agua-aire</i>	45
5.1.5. <i>Caja de cambios</i>	48
5.1.6. <i>Turbocompresor</i>	50
5.1.7. <i>Radiador aire-aire</i>	52
5.2. <i>Herramienta de control</i>	53
5.3. <i>Resolución del modelo</i>	54

6	Comportamiento térmico del motor	58
6.1.	<i>Rango de temperatura de trabajo del motor</i>	58
6.2.	<i>Efecto frenado del vehículo</i>	60
6.3.	<i>Efecto termostato</i>	62
6.4.	<i>Efecto temperatura ambiente</i>	62
7	Validación del modelo	65
7.1.	<i>Metodología seguida para validar el modelo</i>	65
7.2.	<i>Reproducción histórica del modelo</i>	66
7.2.1.	<i>Incorporación del delay</i>	66
7.2.2.	<i>Análisis de la sensibilidad del modelo con la temperatura ambiente</i>	69
7.2.3.	<i>Obtención del valor nominal de cada uno de los parámetros</i>	70
7.3.	<i>Curvas resultantes</i>	72
8	Aplicaciones	90
9	Desarrollos futuros	92
	Referencias	94

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 2-1. Características del modelo MAN NL 243 F/GNC [2]	12
Tabla 2-2. Datos técnicos básicos transmisión	18
Tabla 5-1. Conversión unidades gas natural comprimido	41
Tabla 5-2. Valores máximos y mínimos para cada uno de los parámetros que conforman el modelo	54
Tabla 7-1. Valores máximos y mínimos para los parámetros referentes al delay	64
Tabla 7-2. Valores de los parámetros para diferentes temperaturas ambientes	66
Tabla 7-3. Valores definitivos de los diferentes parámetros	67

ÍNDICE DE FIGURAS

Ilustración 2-1. Modelo de vehículo	10
Ilustración 2-2. Modelo motor E2876LUH	11
Ilustración 2-3. Potencia desarrollada en función del régimen de giro	12
Ilustración 2-4. Par motor en función de la velocidad de giro del cigüeñal	12
Ilustración 2-5. Curva consumo específico en función de la velocidad de giro del cigüeñal	15
Ilustración 2-6. Esquema bloque motor	16
Ilustración 2-7. Ecolife transmisión [1]	18
Ilustración 2-8. Válvula del termostato	20
Ilustración 2-9. Esquema radiador	21
Ilustración 2-10. Modelo turbocompresor	22
Ilustración 2-11. Modelo ventilador	23
Ilustración 3-1. Estructura eléctrica CAN bus	25
Ilustración 3-2. Esquema extracción de datos	26
Ilustración 3-3. Ejemplo mensaje J1939	27
Ilustración 3-4. Localización de los SPN en el sistema de refrigeración	30
Ilustración 3-5. Localización de los SPN en la caja de cambios	30
Ilustración 4-1. Modelo esquemático sistema de refrigeración	33
Ilustración 5-1. Modelo esquemático motor	40
Ilustración 5-2. Potencia par motor ($T_a = 15^\circ\text{C}$)	42
Ilustración 5-3. Potencia par motor ($T_a = 20^\circ\text{C}$)	42
Ilustración 5-4. Potencia par motor ($T_a = 25^\circ\text{C}$)	43
Ilustración 5-5. Potencia par motor ($T_a = 30^\circ\text{C}$)	43
Ilustración 5-6. Símbolo bomba hidráulica de caudal variable	44
Ilustración 5-7. Curva representativa del comportamiento de la bomba hidráulica	45
Ilustración 5-8. Curva representativa del comportamiento de la válvula del termostato	46
Ilustración 5-9. Modelo esquemático radiador agua-aire	47
Ilustración 5-10. Curva del coeficiente de convección en función de la temperatura del refrigerante	49
Ilustración 5-11. Representación de los caudales en la caja de cambios	51
Ilustración 5-12. Modelo representativo del turbocompresor	52
Ilustración 5-13. Modelo representativo del radiador aire-aire	53

Ilustración 6-1. Rango de temperatura del refrigerante a la salida del motor (23/01/2018)	59
Ilustración 6-2. Rango de temperatura del refrigerante a la salida del motor (25/02/2018)	60
Ilustración 6-3. Rango de temperatura del refrigerante a la salida del motor (31/07/2018)	60
Ilustración 6-4. Rango de temperatura del refrigerante a la salida del motor (01/08/2018)	61
Ilustración 6-5. Evolución temperatura del aceite a la salida del retarder (23/01/2018)	62
Ilustración 6-6. Evolución temperatura del aceite a la salida del retarder (01/08/2018)	62
Ilustración 6-7. Evolución temperaturas (23/01/2018)	63
Ilustración 6-8. Evolución temperaturas (01/08/2018)	64
Ilustración 7-1. Diagrama de bloques de la metodología desarrollada	66
Ilustración 7-2. Curva resultante 23/01/2018	73
Ilustración 7-3. Curva resultante 23/01/2018	73
Ilustración 7-4. Curva resultante 23/01/2018	74
Ilustración 7-5. Curva resultante 23/01/2018	74
Ilustración 7-6. Curva resultante 25/02/2018	75
Ilustración 7-7. Curva resultante 25/02/2018	75
Ilustración 7-8. Curva resultante 31/07/2018	76
Ilustración 7-9. Curva resultante 31/07/2018	76
Ilustración 7-10. Curva resultante 31/07/2018	77
Ilustración 7-11. Curva resultante 01/08/2018	77
Ilustración 7-12. Curva resultante 01/08/2018	78
Ilustración 7-13. Curva resultante 01/08/2018	78
Ilustración 7-14. Curva resultante 02/08/2018	79
Ilustración 7-15. Curva resultante 02/08/2018	79
Ilustración 7-16. Curva resultante 02/08/2018	80
Ilustración 7-17. Curva resultante 02/08/2018	80
Ilustración 7-18. Evolución temperaturas 23/01/2018	81
Ilustración 7-19. Evolución par frenado 23/01/2018	82
Ilustración 7-20. Evolución velocidad de giro del motor 23/01/2018	82
Ilustración 7-21. Evolución potencia par motor 23/01/2018	83
Ilustración 7-22. Evolución temperaturas 31/07/2018	83
Ilustración 7-23. Evolución par frenado 31/07/2018	84
Ilustración 7-24. Evolución velocidad de giro del motor 31/07/2018	84
Ilustración 7-25. Evolución potencia par motor 31/07/2018	85
Ilustración 7-26. Evolución temperaturas 01/08/2018	85
Ilustración 7-27. Evolución par frenado 01/08/2018	86
Ilustración 7-28. Evolución velocidad de giro del motor 01/08/2018	86
Ilustración 7-29. Evolución potencia par motor 01/08/2018	87
Ilustración 7-30. Evolución temperaturas 02/08/2018	87
Ilustración 7-31. Evolución par frenado 02/08/2018	88

Ilustración 7-32. Evolución velocidad de giro del motor 02/08/2018

88

Ilustración 7-33. Evolución potencia par motor 02/08/2018

89

Notación

h	Entalpía
T	Temperatura
c_p	Calor específico
γ	Coefficiente de dilatación adiabática
T_a	Temperatura ambiente
P_a	Presión ambiente
$c_{p\text{agua}}$	Calor específico del agua
$c_{p\text{aire}}$	Calor específico del aire
ρ_{agua}	Densidad del agua
π_c	Relación de compresión del aire en el turbocompresor
η_c	Rendimiento del turbocompresor
\dot{m}_{aire}	Flujo de aire
H_p	Poder calorífico del combustible
\dot{m}_f	Consumo instantáneo de combustible
\dot{Q}_{Motor}	Calor disipado en el motor durante la combustión
\dot{m}_{Motor}	Gasto de refrigerante líquido que circula por el interior del motor
T_M	Temperatura media del líquido refrigerante en el motor
T_{M_2}	Temperatura del líquido refrigerante a la salida del motor
T_{R_2}	Temperatura del líquido refrigerante a la entrada del motor
Q	Caudal del líquido refrigerante que bombea la bomba hidráulica
Q_{va}	Caudal del líquido refrigerante que circula a través de la válvula del termostato
T_{RS}	Temperatura del líquido refrigerante a la salida del retarder
T_{ts}	Temperatura del líquido refrigerante a la salida del sistema de transmisión
T_{Rsac}	Temperatura del aceite a la salida del retarder
T_{tsac}	Temperatura del aceite a la salida del sistema de transmisión
k_1	Diferencia de temperatura entre el aceite y el líquido refrigerante de salida en el sistema de transmisión
k_2	Diferencia de temperatura entre el aceite y el líquido de refrigerante de salida en el retarder
T_{sc}	Temperatura media a la salida de la caja de cambios
Q_R	Porcentaje del caudal dirigido a la caja de cambios que circula por el retarder
q_{cc}	Porcentaje del caudal bombeado por la bomba que circula por la caja de cambios
Q_{cc}	Caudal que circula por la caja de cambios
m_t	Gasto de refrigerante que circula por el sistema de transmisión
m_R	Gasto de refrigerante que circula por el retarder
W_{trans}	Par de la transmisión

W_{Ret}	Par de frenado del retarder
T_1	Temperatura del aire a la salida de las aletas del radiador aire-aire
T_2	Temperatura del aire a la salida de las aletas del radiador agua-aire
h_{aire}	Coefficiente de película del aire
T_{R_1}	Temperatura del líquido refrigerante a la salida del radiador agua-aire
\dot{m}_R	Gasto de refrigerante que circula por el radiador agua-aire
T_{RM}	Temperatura media del líquido refrigerante en el radiador agua-aire
T_{RT}	Temperatura media del aire en el radiador aire-aire
T_{R_3}	Temperatura del aire a la salida del turbocompresor
T_{R_4}	Temperatura del aire a la salida del radiador aire-aire
rpm	Velocidad de giro del motor
V_M	Volumen de refrigerante motor
V_{RM}	Volumen de refrigerante radiador agua-aire
Q_{max}	Valor nominal máximo del caudal permitido por la válvula
k	Factor de conversión del consumo instantáneo de combustible a calor disipado en el motor durante la combustión
A_{RMotor}	Área del radiador agua-aire en contacto con el aire movido por el ventilador
A_{Turbo}	Área del radiador aire-aire en contacto con el aire movido por el ventilador
η_{RT}	Rendimiento del radiador aire-aire
η_{RM}	Rendimiento del radiador agua-aire
d_1	Diámetro de la tubería que conecta salida de motor y entrada caja de cambios
d_2	Diámetro de la tubería que conecta salida caja de cambios y entrada motor
L_1	Longitud de la tubería que conecta salida de motor y entrada caja de cambios
L_2	Longitud de la tubería que conecta salida caja de cambios y entrada motor
t_1	Tiempo de retraso del refrigerante entre salida de motor y entrada caja de cambios
t_2	Tiempo de retraso del refrigerante entre caja de cambios y entrada motor

1 INTRODUCCIÓN

Sin emoción no hay proyecto.

- Eduard Punset -

El motivo por el que se ha llevado a cabo el planteamiento y desarrollo de este proyecto no es otro si no el poder diseñar un simulador del comportamiento térmico de una planta propulsiva terrestre con el objeto último de emplearse como herramienta de diagnóstico para detectar posibles fallos en el sistema de refrigeración del vehículo. Lógicamente, el análisis de un modelo completo requiere de una gran cantidad de datos y variables, muchas de las cuales tienen un valor de entrada que se desconoce, pero que se pueden enmarcar dentro de un rango característico.

En lo referente a la estructuración del trabajo, se ha comenzado con una descripción del vehículo en cuestión, así como del motor empleado, determinando sus prestaciones y curvas características. Debido a que en concreto este proyecto se centra en simular el comportamiento térmico, se detallará el sistema de refrigeración del vehículo, junto a los componentes y la función que desempeñan cada uno de ellos dentro del marco del intercambio energético realizado.

A continuación, se hará referencia al sistema de toma de datos o CAN bus, centrándonos en cómo se lleva a cabo dicha vertiente de datos en el vehículo y la estructura que posee. Como solo haremos uso de una serie de datos en concreto, se enumerarán aquellos que formarán parte del estudio y se añadirá la metodología empleada en su tratamiento, ya que se precisa disponer de dichos datos en cualquier instante de tiempo y no todos poseen la misma frecuencia de medida.

Una vez caracterizado el vehículo, su planta propulsiva, el sistema de refrigeración y el CAN bus, el siguiente paso consistirá en establecer un modelo termodinámico del sistema, que permita definir las ecuaciones empleadas y las hipótesis establecidas, además de aquellos parámetros cuyo valor es desconocido a priori. Además, se realizará una presentación del comportamiento térmico del motor, estableciendo un rango de temperaturas óptimo para su funcionamiento. Junto a este, se reflejará el efecto que tienen en el modelo una serie de factores a tener en cuenta en la resolución.

Definido el modelo, se tratará la metodología seguida para su resolución y posterior validación, empleando una de las variables obtenidas del CAN bus como herramienta de control. Se realizará la reproducción histórica que se ha llevado a cabo con el modelado y se ilustrará dicha evolución con las curvas resultantes del programa. Además, se analizarán los valores finalmente obtenidos para los parámetros desconocidos, para verificar que su magnitud no dista en gran medida de posibles valores empleados en la realidad.

Por último, se incluirá un apartado hablando de la posible aplicación que tendría la herramienta, así como de una futura mejora haciendo uso de un método diferente al empleado en nuestro caso.

2 DESCRIPCIÓN DEL VEHÍCULO

El objetivo de este capítulo es realizar una descripción general del tipo de vehículo y su respectiva planta propulsiva empleada en el desarrollo de este proyecto. En concreto, se detallará el sistema de refrigeración, enumerando y caracterizando a cada uno de sus componentes, junto con la función que desempeñan en el intercambio energético realizado a lo largo de todo el sistema.

2.1. Características del vehículo

En primer lugar se presenta el modelo de vehículo que se encuentra bajo estudio en este trabajo.

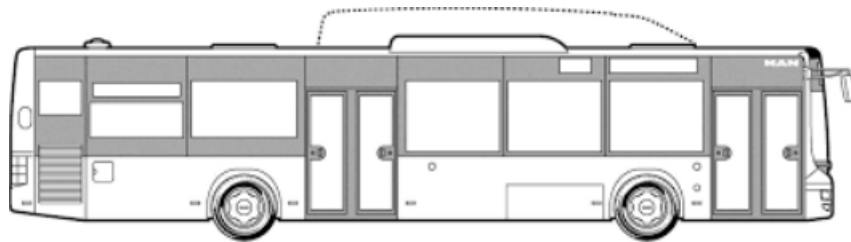


Ilustración 2-1. Modelo de vehículo [4]

Como se puede apreciar en la ilustración 2-1, se trata de un autobús urbano, encargado del transporte público de pasajeros a través de vías urbanas, de dimensiones 12 m de largo por 2.5 m de ancho, con un motor de unos 300 CV de potencia, localizado en la parte trasera del vehículo.

Al tratarse de un autobús de dimensiones estándar, su número de asientos oscila entre 35-40, teniendo una capacidad de carga máxima de unos 100-120 pasajeros. Además incorpora una rampa para facilitar el acceso y la salida de personas con movilidad reducida, disponiendo en su interior de cuatro asientos específicos para estas personas, en base al artículo 10 del reglamento de transporte.

El combustible empleado por el motor de este vehículo es el gas natural comprimido. Este combustible no emite partículas y al operar con dosados muy próximos a la unidad, dispone de tecnología de catalizadores para eliminar las emisiones de óxidos de nitrógeno (NOx), hidrocarburos (HC) y monóxido de carbono (CO) de forma simultánea. Por otro lado, y en su comparación con el gasóleo, reduce hasta un 20 % las emisiones de dióxido de carbono (CO₂), principal gas de efecto invernadero que genera el cambio climático. Si a lo anterior se le añade el menor coste en términos de €/MJ se entiende el por qué se está implantando en la mayoría de los vehículos de transporte urbano.

A modo de ejemplo, se puede mencionar el caso de un autobús real, perteneciente a la compañía TUSSAM de Sevilla, cuyo modelo MAN NL 243 F/GNC se ajusta a las propiedades anteriormente nombradas, tal y como podemos ver en la tabla 2-1 específica para el vehículo en cuestión:

Dimensiones	Motor	Combustible
12 x 2.5 m	310 CV	GNC

Tabla 2-1. Características del modelo MAN NL 243 F/GNC [2]

2.2. Características del motor

En lo referente al motor empleado por un autobús urbano de transporte público como el anterior, podría presentar uno con unas características similares al mostrado en la ilustración 2-2:



Ilustración 2-2. Modelo motor E2876LUH [4]

Se trata del motor **E2876LUH**, un motor de combustión interna de 6 cilindros y unos 310 CV (228kW) de potencia máxima desarrollada para una velocidad de giro del motor de unas 2000 r.p.m. El comportamiento real de la potencia puede verse reflejado en la ilustración 2-3:

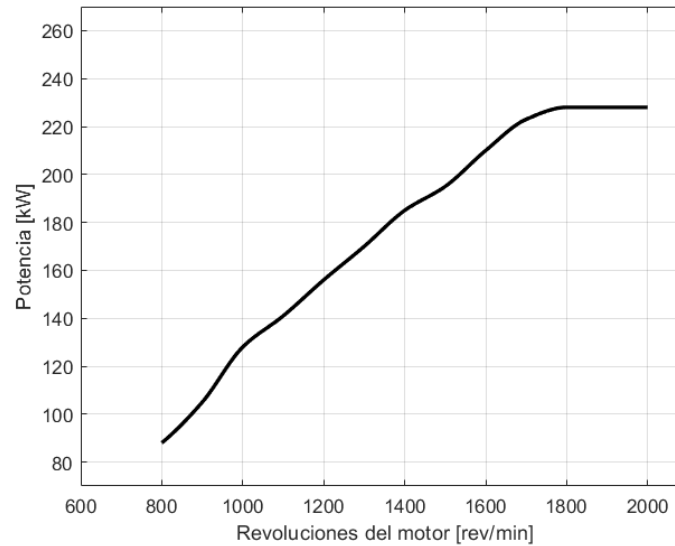


Ilustración 2-3. Potencia desarrollada en función del régimen de giro [5]

La gráfica que representa el par motor en función de la velocidad de giro del cigüeñal del propio motor es la representada en la ilustración 2-4:

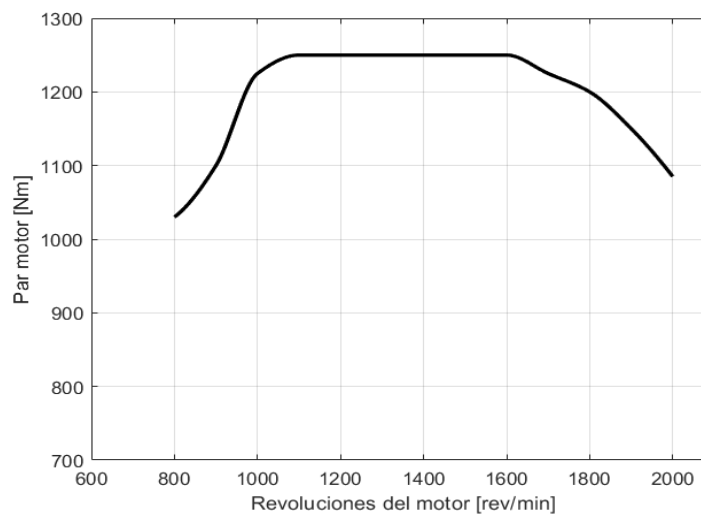


Ilustración 2-4. Par motor en función de la velocidad de giro del cigüeñal [5]

Como puede comprobarse, el perfil de esta curva es ascendente en su inicio, alcanza un cierto límite que se mantiene un cierto tiempo (entre las 1000 y las 1600 r.p.m.) y luego empieza a decaer. Ese límite, el par motor máximo, tiene un valor de 1250 Nm.

Al tratarse de un motor térmico, en él se produce una combustión del fluido del motor, transformando su energía química en energía térmica, a partir de la cual se obtiene energía mecánica. En este caso en concreto el motor es del tipo CNG, que es un gas de origen natural con un poder calorífico de valor típico en torno a los 54211 KJ/kg. Está compuesto fundamentalmente de metano (CH_4), que es su componente principal (81-98 % según donde haya sido extraído), además de etano, propano, butano, dióxido de carbono y nitrógeno. El tanque de combustible encargado de almacenar dicho fluido tiene una capacidad máxima de entre 280-360 L.

A continuación, se incluye la ilustración 2-5, la cual representa el consumo específico del motor presentado:

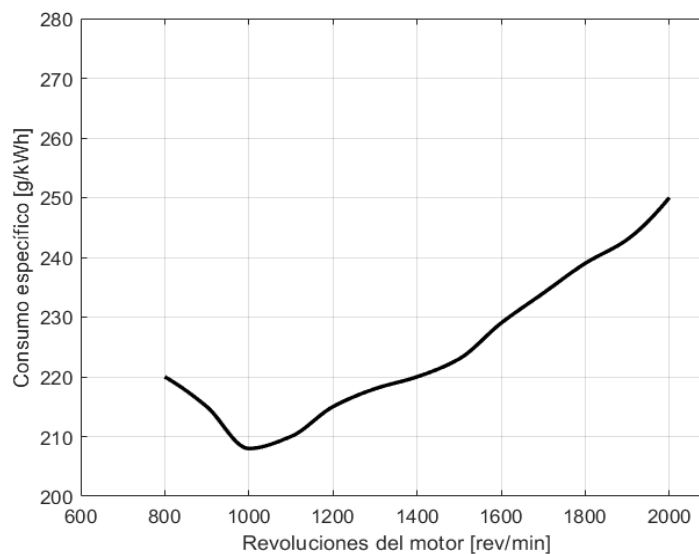


Ilustración 2-5. Curva consumo específico en función de la velocidad de giro del cigüeñal [5]

Además, en la ilustración 2-5 se puede observar que el consumo específico mínimo es de 208 g/kWh y que se alcanza para un rendimiento motor del 38%. Cabe destacar que el consumo específico es mínimo en el régimen de revoluciones en el que el par motor alcanza su valor más alto.

2.3. Sistema de refrigeración

Este sistema es el objeto de estudio y análisis de este proyecto, por lo que tras la caracterización del tipo de vehículo y algunas de sus propiedades, junto al modelo de motor empleado, se dispone a realizar una breve introducción al sistema de refrigeración, resaltando su objetivo principal y enumerando a cada uno de los elementos asociados al intercambio de energía térmica que se produce durante el proceso de refrigeración de la planta propulsiva.

A continuación se adjunta la ilustración 2-6, que representa al bloque motor del vehículo en cuestión, y en el cual se representan los componentes que intervienen en la refrigeración:

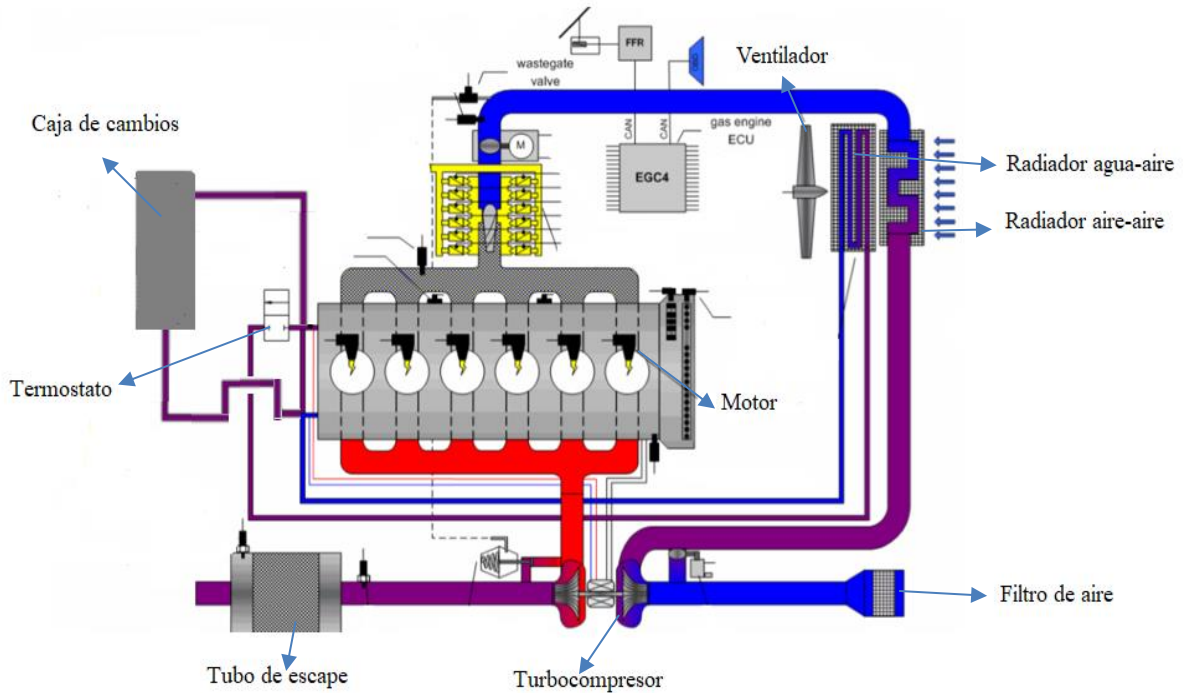


Ilustración 2-6. Esquema del bloque motor [4]

La descripción detallada del sistema se deja para un capítulo posterior, centrándonos en este apartado en presentar los circuitos que lo integran y sus respectivos componentes.

El sistema de refrigeración presenta dos circuitos los cuales utilizan agua y aire como medio refrigerante. El de agua se ocupa de evacuar la energía térmica del bloque motor transferida por el proceso de combustión, así como de refrigerar la caja de velocidad y el retarder. Por otro lado, el aire reduce la temperatura del aire de entrada al motor después del compresor.

Además, en la ilustración 2-6 aparece representada el tubo de escape de los gases procedentes de la combustión, que son los encargados de accionar la turbina que mueve el compresor, el cuál permite aumentar la presión del aire ambiente del primer circuito mencionado.

2.3.1. Función

La refrigeración en motores de combustión interna es imprescindible para disminuir el calor generado por la quema del combustible, que no es transformado en energía mecánica, durante el funcionamiento de estos. El principal objetivo de la refrigeración es mantener todos los componentes dentro del rango de temperaturas de diseño del motor, evitando así su destrucción por deformación y agarrotamiento, permitiendo al vehículo alcanzar la propulsión óptima en cada momento. Algunas partes del motor que requieren enfriarse constantemente son: el cilindro, las cabezas del pistón, la cámara de combustión y las válvulas de escape y combustión.

Además, se encarga de mantener a los lubricantes a una temperatura ideal para que no pierdan sus características, como son el aceite en la caja de cambios, el aceite del retarder y el aceite de lubricación del motor.

En la ilustración 2-7, aparecen representados cada uno de los componentes que integran la totalidad del sistema de refrigeración. El circuito que emplea agua como refrigerante dispone de una bomba hidráulica, un termostato a la salida del motor, un radiador agua-aire y una caja de cambios que incorpora el sistema denominado retarder. El circuito de aire lo componen un filtro de aire, un turbocompresor y un radiador aire-aire.

Todos estos componentes serán analizados independientemente en el apartado siguiente, detallando su función y comportamiento.

2.3.2. Componentes del sistema de refrigeración

Como ya se ha comentado anteriormente, debido a la existencia de dos circuitos dentro de la composición del sistema de refrigeración, distinguiremos entre los componentes de ambos circuitos. En primer lugar se mencionarán a los componentes asociados al intercambio de energía térmica en el caso del circuito por el cual circula el refrigerante líquido (agua). Entre ellos se encuentran:

- **Bomba hidráulica**

Se halla instalada en el bloque del motor y se encarga de hacer circular el fluido refrigerante a través de los conductos habilitados para este fin y alrededor del bloque motor, el radiador y la caja de cambios, con el objetivo de mantener el equilibrio térmico del motor. Además, debe asegurar un aislamiento óptimo para que no haya pérdidas de líquido refrigerante que puedan ocasionar calentamientos del motor.

Su función principal es, por tanto, asegurar una circulación constante del refrigerante y hacer posible que el sistema de refrigeración pueda mantener el equilibrio térmico del motor. Este proceso garantiza las condiciones adecuadas de funcionamiento del conjunto para poder completar de manera óptima la combustión, elevando el rendimiento del vehículo.

La combustión que se produce en el interior de un motor térmico somete a las piezas mecánicas a temperaturas muy elevadas que aceleran su desgaste y acortan su vida útil, como ya se ha comentado. Si la bomba de agua dejara de funcionar, esa subida brusca de la temperatura podría convertirse en una avería que comúnmente se conoce como ‘motor gripado’.

- **Caja de cambios**

La caja de cambios o caja de velocidades es el elemento que se ocupa de transmitir la potencia del motor a las ruedas propulsivas. Por otro lado, incorpora el sistema denominado retarder que cuando se activa complementa los dispositivos de frenado del vehículo.

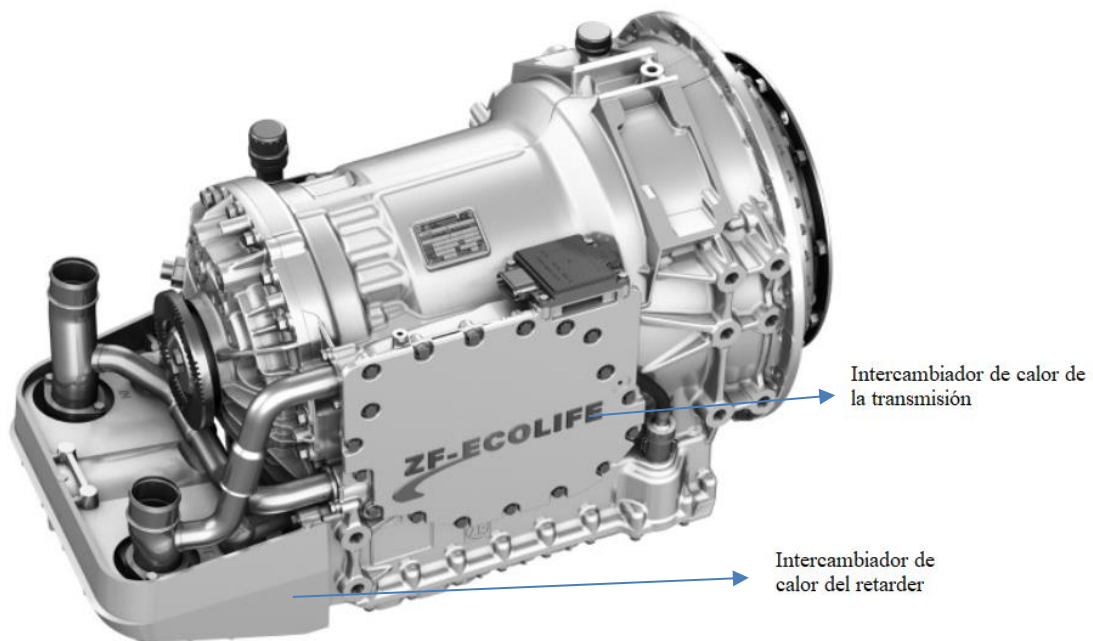


Ilustración 2-7. Ecolife transmisión [1]

En la ilustración 2-7, aparece representado el sistema de enfriamiento dual con dos intercambiadores de calor, uno para la transmisión integrada, que es conocido como TOC (*Integrated transmission heat exchanger*) y otro para el retarder o ROC (*Mounted retarder heat exchanger*).

En lo que respecta a la transmisión, sus datos técnicos básicos son los siguientes:

Par o torque	Máx. de 2000 Nm
Número de velocidades	6
Peso	346-379 kg, sin aceite
Volumen de aceite	Aprox. 42 L
Ratios	$3.36 \cdot 1.91 \cdot 1.42 \cdot 1.00 \cdot 0.72 \cdot 0.62 \cdot R 4.24$ (fuerza de tracción máx. como en 1ª marcha)

Tabla 2-2. Datos técnicos básicos transmisión [1]

Cabe destacar que el frenado por parte del retarder se logra mediante dos ruedas tipo turbina que se encuentran enfrentadas (rotor y estator). El rotor se encuentra conectado al eje de salida de la transmission y el estator a la carcasa o cuerpo del retarder.

En el modo de frenado, el aceite es enviado del depósito al conjunto retarder mediante presión neumática. La potencia de frenado estará determinada por el volume de aceite que ingrese al conjunto.

El aceite se acelera en el rotor y se desacelera en el estator, el cual no presenta movimiento. Esto también desacelera el rotor, por lo que el vehículo es frenado. El calor generado en el retarder se disipa gracias al intercambiador de calor presente en el mismo, que forma parte del sistema de refrigeración del vehículo.

- **Termostato**

El termostato es un elemento esencial que forma parte del circuito de refrigeración y que se encarga de regular la temperatura en el mismo. Su principal función es la de adecuar el suministro de refrigerante que es necesario, mediante una válvula que se abre o cierra en función de la temperatura a la que trabaja el motor.

Debido a su función principal, el termostato se encuentra localizado a la salida del líquido refrigerante del motor, apareciendo representado en la ilustración (2.7) mediante la siguiente simbología:



Esta válvula controla principalmente el paso de fluido del sistema motor al radiador.

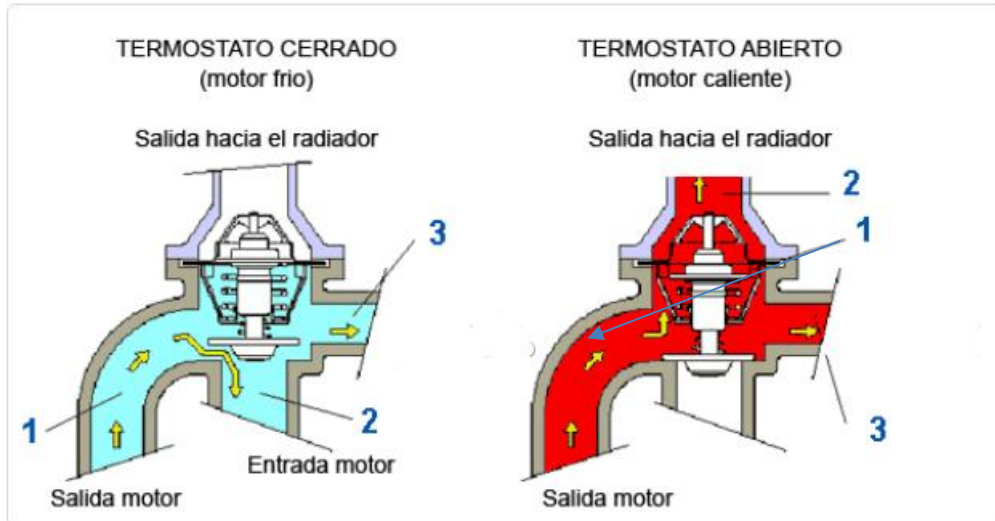


Ilustración 2-8. Válvula del termostato [7]

En la ilustración 2-8 se representa la estructura interna de la válvula del termostato. Cuando el motor está frío, el objetivo del termostato consiste en impedir que el refrigerante circule entre el motor y el radiador, como se muestra a la izquierda en la ilustración 2-10, de modo que permita al motor alcanzar en menor tiempo la temperatura adecuada para un óptimo funcionamiento. De este modo el líquido refrigerante procedente de la salida motor (correspondiente a la primera de las referencias en dicha ilustración) se bifurca hacia la entrada motor (indicación número 2) y hacia la caja de cambios (tercera de las referencias).

Una vez el motor alcanza su temperatura ideal, el termostato empieza a dejar pasar el refrigerante caliente hacia el radiador, donde nuevamente es enfriado. Este caso se corresponde con el del termostato abierto de la ilustración 2-8. En concreto, la válvula reguladora empleada está diseñada para que empiece a abrirse en torno a los 84°C, alcanzando su máxima apertura al llegar a los 94°C. En este caso, en la ilustración 2-8 la referencia número 2 indica la salida de refrigerante de la válvula del termostato con dirección hacia el radiador. Las otras dos indicaciones se corresponden con las ya mencionadas anteriormente.

- **Radiador agua-aire**

Generalmente, en estos autobuses se encuentra situado en un lateral de la parte trasera del vehículo, junto al motor, y su principal función es enfriar el agua procedente del motor. Un esquema de dicho radiador puede ser el representado en la ilustración 2-9:

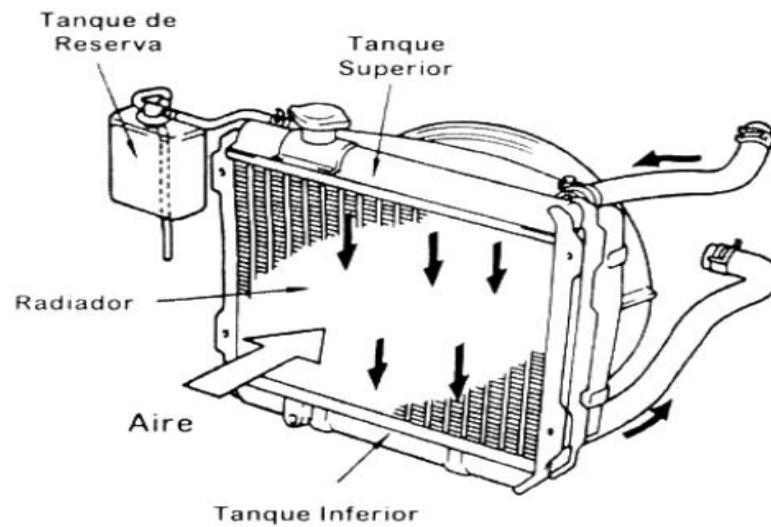


Ilustración 2-9. Esquema radiador [7]

Este elemento está formado, tal y como se representa en la ilustración 2-9, por dos depósitos, uno superior y otro inferior, unidos entre sí por una serie de tubos finos rodeados por numerosas aletas de refrigeración, o por una serie de paletas que aumentan la superficie de radiación de calor. El depósito superior se comunica con la salida de agua caliente del motor, mientras que al depósito inferior va el líquido ya refrigerado.

Su funcionamiento es el siguiente, los tubos reciben el refrigerante caliente que proviene del motor, y éste se enfría mediante el aire que circula por el exterior de las aletas mediante el impulso de un ventilador que eleva el coeficiente de película enfriando así el agua del motor que circula por el interior del radiador.

A continuación se mencionarán a los componentes asociados al intercambio de energía térmica en el caso del circuito por el cual circula el aire. Entre ellos se encuentran:

- **Filtro de aire**

Se localiza previo al turbocompresor y es un dispositivo que se encarga de eliminar partículas sólidas que pudieran provocar un desgaste mecánico en el motor, debido a que este aire alcanza los cilindros del motor al final de su recorrido.

- **Turbocompresor**

El turbocompresor consiste en una turbina accionada por los gases de escape del motor, en cuyo eje se fija un compresor centrífugo que toma el aire a presión atmosférica después de pasar el filtro de aire, y lo comprime para introducirlo en los cilindros a mayor presión que la atmosférica.



Ilustración 2-10. Modelo turbocompresor

El aire entra al compresor axialmente, saliendo radialmente, con el efecto secundario negativo de un aumento de la temperatura que se corrige en cierta medida con un nuevo radiador, siendo en este caso del tipo aire-aire.

- **Radiador aire-aire**

Se suele encontrar situado en la parte trasera del vehículo, junto al radiador aire-agua, de modo que al igual que el anterior recibe directamente el paso de aire a través de sus paneles y aletas refrigerantes durante el desplazamiento de este y donde se enfría el aire procedente del turbocompresor.

Este elemento posee la misma estructura que el anterior, con la diferencia de que el depósito superior se comunica con la salida del aire procedente del turbocompresor que ha adquirido un aumento de temperatura.

- **Ventilador**

Es el elemento encargado de activar el paso de aire a través del radiador, con el objetivo de disminuir la temperatura del refrigerante. Dicho ventilador puede ser accionado por un motor térmico o un motor eléctrico específico para dicho cometido. Su función destaca por estar directamente relacionada con el consumo de combustible.

Existen dos tipos de ventiladores: fijos y de control térmico. El segundo de ellos es el empleado en este proyecto, pues su uso se destina a los camiones y autobuses. Funcionan en el momento en que tiene que regular la temperatura, ahorrando combustible, y se desactivan cuando no se necesitan, sin restar potencia al motor.



Ilustración 2-11. Modelo ventilador

3 DESCRIPCIÓN DEL SISTEMA DE DATOS

En este capítulo vamos a describir al sistema de obtención de los datos empleados como entradas en el modelo que se desarrollará en los posteriores capítulos, explicando brevemente la estructura a partir de la cual se vuelcan dichos datos y su tratamiento previo a ser utilizados por el programa, debido a que no todos los datos son medidos con la misma frecuencia de tiempo.

3.1. Estructura eléctrica del CAN bus

CAN, cuyas siglas en inglés significan *Controlador de Red Local* consiste en un protocolo de comunicaciones lanzado comercialmente al mercado por la firma alemana Robert Bosch GmbH, basado en una topología bus para la transmisión de datos en código binario con una señal bidireccional. Además ofrece una solución a la gestión de la comunicación entre múltiples unidades centrales de proceso (CPUs), pues conecta todas las unidades de mando.

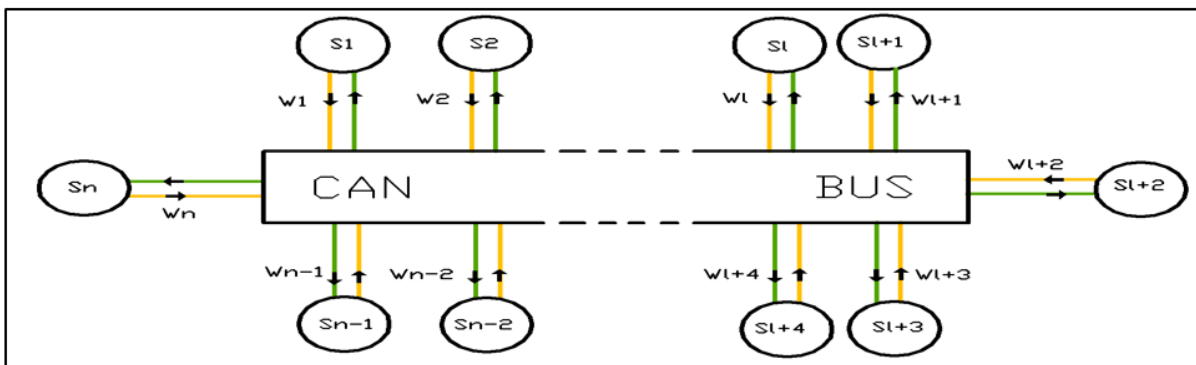


Ilustración 3-1. Estructura eléctrica CAN bus

En la ilustración anterior se representa un esquema de la comunicación en un CAN bus. En él se refleja el funcionamiento bidireccional del sistema y el uso de dos buses de datos para optimizar de este modo su protección contra los fallos, transmitiendo la información de forma simultánea a lo largo de ambos buses de datos pero con signos de tensión inversos. El sistema CAN bus dispone de mecanismos para detectar errores en la transmisión de mensajes, de forma que todos los receptores realizan un chequeo del mensaje analizando una parte del mismo, llamado campo CRC. Además el sistema posee la capacidad de priorizar mensajes.

Entre una de las principales ventajas del CAN bus es que permite disminuir notablemente el cableado en el vehículo, puesto que si una unidad de mando dispone de una información, como por ejemplo, la temperatura del motor, esta puede ser utilizada por el resto de unidades de mando sin necesidad de que cada una de ellas reciba la información de dicho sensor.

Otra ventaja importante es que las funciones pueden ser repartidas entre distintas unidades de mando.

El proceso de transmisión de datos sigue un ciclo de varias fases:

1. La primera de ellas se basa en el suministro de datos:

Una unidad de mando determinada recibe información de los sensores que tiene asociados (como por ejemplo revoluciones del motor, velocidad, temperatura del motor, temperature del aceite del retarder, etc.). Su microprocesador transmite la información al controlador, donde es gestionada, para a su vez ser pasada al transmisor-receptor donde se transforma en señales eléctricas.

2. La segunda fase consiste en la transmisión de datos:

El controlador de dicha unidad transfiere los datos en forma de señal eléctrica, asumiendo la responsabilidad de que el mensaje es correctamente transmitido a todas las unidades de mando asociadas. Para transmitir el mensaje ha tenido que encontrar el bus libre, y en caso de encontrarse con otra unidad de mando intentando transmitir simultáneamente, se estudia que prioridad es mayor. A partir de este momento, el resto de unidades de mando se convierten en receptoras.

3. La última fase es la recepción del mensaje:

Cuando todas las unidades de mando reciben el mensaje, se verifica el identificador para determinar si el mensaje va dirigido a ellas para ser utilizado o no. Las unidades de mando que necesiten los datos del mensaje lo procesan, y en caso contrario, el mensaje es ignorado.

Para la extracción de datos es necesario un sistema telemático conectado al vehículo. Dicho sistema se encarga de leer los datos y enviarlos en tiempo real a un servidor o plataforma de gestión.

En la actualidad la opción más habitual es la utilización de un localizador GPS conectado al vehículo. También es posible el uso de un aparato WIFI o una tarjeta SD que almacene los datos. Posteriormente este aparato envía los datos, junto a la ubicación del GPS, a una plataforma de gestión de flotas.

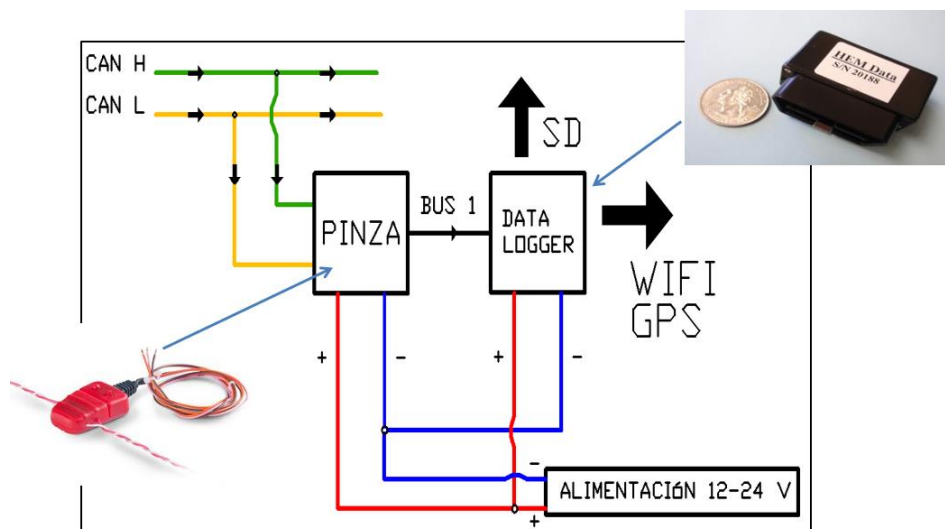


Ilustración 3-2. Esquema extracción de datos

En cuanto a la norma que rige el envío de datos por un CAN bus se ha seguido la J1939-71 [5], correspondiente a la Sociedad de Ingenieros Automotrices (SAE). Dicha norma expone el significado de los paquetes ordenados por código PGN (*Parameter Group Number*) presente en los vehículos, y que debe ser interpretado en base a dicho documento.

Los PGN definen una serie de datos, los cuales se componen de un número variable de elementos SPN (*Suspect Parameter Number*) específicos para datos únicos. De este modo todos los SPN que pertenezcan a un mismo PGN tendrán la misma base de tiempo y el mismo número de valores disponibles. Un PGN es un ID único para buscar la función de un mensaje J1939 y los parámetros de datos asociados, es decir los SPN. A modo de ejemplo tenemos la siguiente ilustración, que se corresponde a un mensaje en el que el PGN corresponde al controlador electrónico del motor y el SPN a la velocidad de giro (r.p.m.).

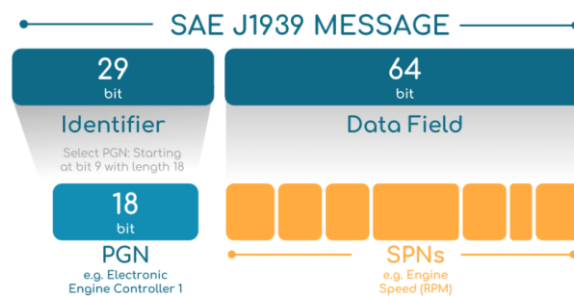


Ilustración 3-3. Ejemplo mensaje J1939 [6]

Para un determinado SPN, dispondremos de una serie de especificaciones. Entre las más importantes se encuentran, la resolución o diferencia mínima entre dos valores cualesquiera del SPN, y la periodicidad o diferencia de tiempo existente entre dos medidas consecutivas. En lo que respecta a la resolución de los SPN, cabe destacar que se trata de un aspecto importante a tener en cuenta a la hora de evaluar los resultados, ya que el dato medido puede variar en cierta medida entre el valor nominal recogido por el CAN bus y la suma o resta del valor dado por la resolución.

A modo de ejemplo, se expondrá el relativo caso del SPN110, que como bien se caracterizará en el apartado siguiente determina la temperatura del agua de refrigerante motor medido a la salida de este. Dicho SPN tiene como unidad el grado centígrado y su resolución es de 1°C. Esto implica que, si su valor nominal fuese de 78°C, en la realidad podría encontrarse en el rango de valores comprendido entre 77-78°C o 78-79°C. Es por este motivo, por lo que esta característica debe tenerse en consideración a la hora de comparar los resultados obtenidos por el modelo y los datos reales, pues su valor medido puede oscilar en base a dicha resolución.

3.2. SPN empleados

En este apartado se incluye la lista de las señales empleadas en el proyecto, junto a una breve descripción de ellas y una serie de propiedades propias de los SPN, obtenidas a partir de la norma J1939 mencionada anteriormente. Además, se acompañará de una serie de ilustraciones en las que se muestra la localización de los sensores empleados en la toma de dichas medidas.

1. SPN102: *Engine Intake Manifold Pressure*
 - Descripción: Presión de mezcla de aire más combustible en el colector de admisión.
 - Unidad: [kPa]
 - Resolución: 4kPa
 - Periodicidad: $\approx 1s$
 - PGN: 65270

2. SPN105: *Engine Intake Manifold Temperature*
 - Descripción: Temperatura de mezcla de aire más combustible en el colector de admisión.
 - Unidad: [°C]
 - Resolución: 1°C
 - Periodicidad: $\approx 1s$
 - PGN: 65270

3. SPN110: *Engine Coolant Temperature*
 - Descripción: Temperatura del agua de refrigerante motor medido a la salida de este.
 - Unidad: [°C]
 - Resolución: 1°C
 - Periodicidad: $\approx 1s$
 - PGN: 65262

4. SPN120: *Hdraulic Retarder Oil Temperature*
 - Descripción: Temperatura del aceite empleado en el retarder para frenar el eje primario (eje de entrada) de la transmisión. El retarder es un dispositivo compuesto por un estator y una turbina que se encuentra adherido al eje primario y se emplea para generar un par contrario al movimiento de este. Por lo tanto, la energía mecánica es absorbida por el aceite en forma de calor (aumento de temperatura).
 - Unidad: [°C]
 - Resolución: 1°C
 - Periodicidad: $\approx 1s$
 - PGN: 65275

5. SPN171: *Ambient Air Temperature*
 - Descripción: Temperatura del aire ambiente.
 - Unidad: [°C]
 - Resolución: 0.03°C
 - Periodicidad: $\approx 1s$
 - PGN: 65269

6. SPN177: *Transmission Oil Temperature*
 - Descripción: Temperatura del aceite de lubricación de la transmisión, medido en el cárter de la transmisión.
 - Unidad: [°C]
 - Resolución: 0.03°C
 - Periodicidad: $\approx 1s$
 - PGN: 65272

7. SPN183: *Engine Fuel Rate*

- Descripción: Consumo instantáneo de combustible del motor. No se trata de una magnitud medida, sino derivada por la unidad lógica del motor de un mapa almacenado, a partir de magnitudes adicionales como la velocidad de giro del motor (SPN190) y las condiciones termodinámicas en el colector de motor (SPN102 y spn105).
- Unidad: [L/h]
- Resolución: 0.05 L/h
- Periodicidad: $\approx 0.1s$
- PGN: 65266

8. SPN190: *Engine Speed*

- Descripción: Velocidad de giro del motor medido en el eje del cigüeñal.
- Unidad: [r.p.m.]
- Resolución: 0.125 r.p.m.
- Periodicidad: $\approx 0.01s$
- PGN: 61444

9. SPN191: *Output Shaft Speed*

- Descripción: Velocidad de giro del eje de transmisión de salida.
- Unidad: [r.p.m.]
- Resolución: 0.125 r.p.m.
- Periodicidad: $\approx 0.01s$
- PGN: 61442

10. SPN513: *Actual Engine-Percent Torque*

- Descripción: Par de salida motor. Al igual que la magnitud de consumo instantáneo de combustible (SPN183), se trata de una señal que está calculada por la unidad lógica del motor (ECU) mediante señales medidas de temperatura y presión de mezcla a la entrada del motor y la velocidad de giro de este.
- Unidad: [%-Porcentaje respecto al valor de par motor de referencia (2000 Nm)]
- Resolución: 1%
- Periodicidad: $\approx 0.01s$
- PGN: 61444
-

11. SPN520: *Actual Retarder-Percent Torque*

- Descripción: Par de frenado del retarder. Se trata de otra señal calculada en la unidad lógica del motor (ECU).
- Unidad: [%-Porcentaje respecto al valor de par de frenado de referencia (2000 Nm)]
- Resolución: 1%
- Periodicidad: $\approx 0.01s$
- PGN: 61440

A continuación, se presenta la ilustración 3-4, donde pueden verse localizados en el esquema motor con la que se acaban de mencionar:

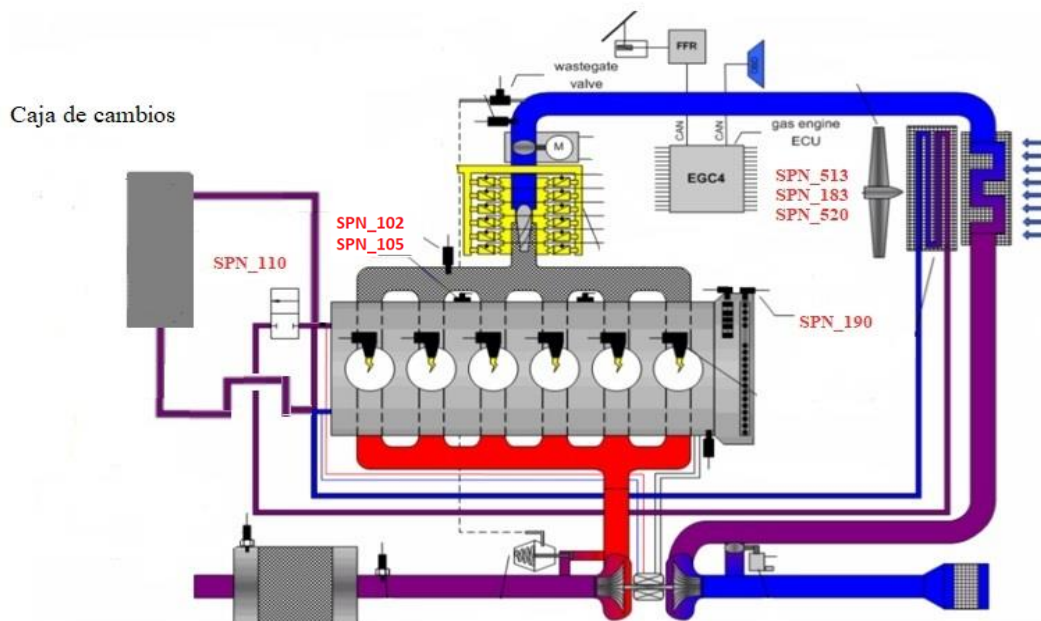


Ilustración 3-4. Localización de los SPN en el sistema de refrigeración

En lo referente a la caja de cambios representada en la ilustración 3-4, los sensores presentes en esta se localizan en la ilustración 3-5, que muestra su composición interior.

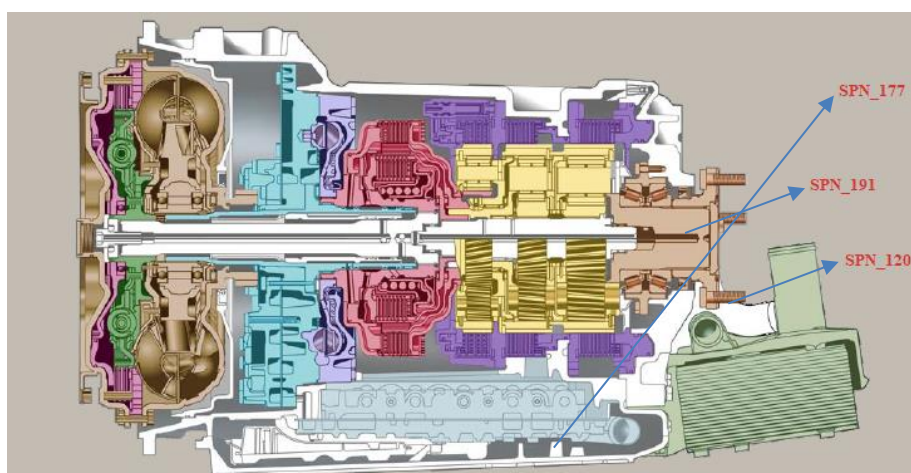


Ilustración 3-5. Localización de los SPN en la caja de cambios [2]

3.3. Tratamiento de los SPN

En este último apartado del capítulo 3, se presentará el tratamiento seguido para el uso de la información aportada por los diferentes SPN mencionados anteriormente. Este tratamiento se debe al hecho de que no todos los SPN forman parte del mismo PGN y por tanto no tienen la misma base de tiempo. Además, para la resolución del modelo que se detallará en capítulos posteriores, es preciso disponer de los datos de entrada en cualquier instante de tiempo.

Para alcanzar este objetivo, se empleará el comando spline en el software informático MATLAB, que permite realizar una interpolación de datos de forma cúbica.

Es importante resaltar que se identificarán los tramos donde los SPN no reciben información durante un tiempo determinado, para no obtener extrapolaciones absurdas.

4 MODELADO

En este capítulo se realizará una presentación al modelado del sistema de refrigeración, tratando a los diferentes componentes que intervienen en el intercambio energético como entidades independientes y examinándolos desde el punto de vista de una caja negra, donde el estudio se realiza en base a las entradas y salidas del elemento, sin tener en cuenta su funcionamiento interno.

Conviene empezar presentando un modelo esquemático del sistema, en el que se muestran las diferentes entidades asociadas a la refrigeración de la planta propulsiva y las conexiones presentes entre ellas:

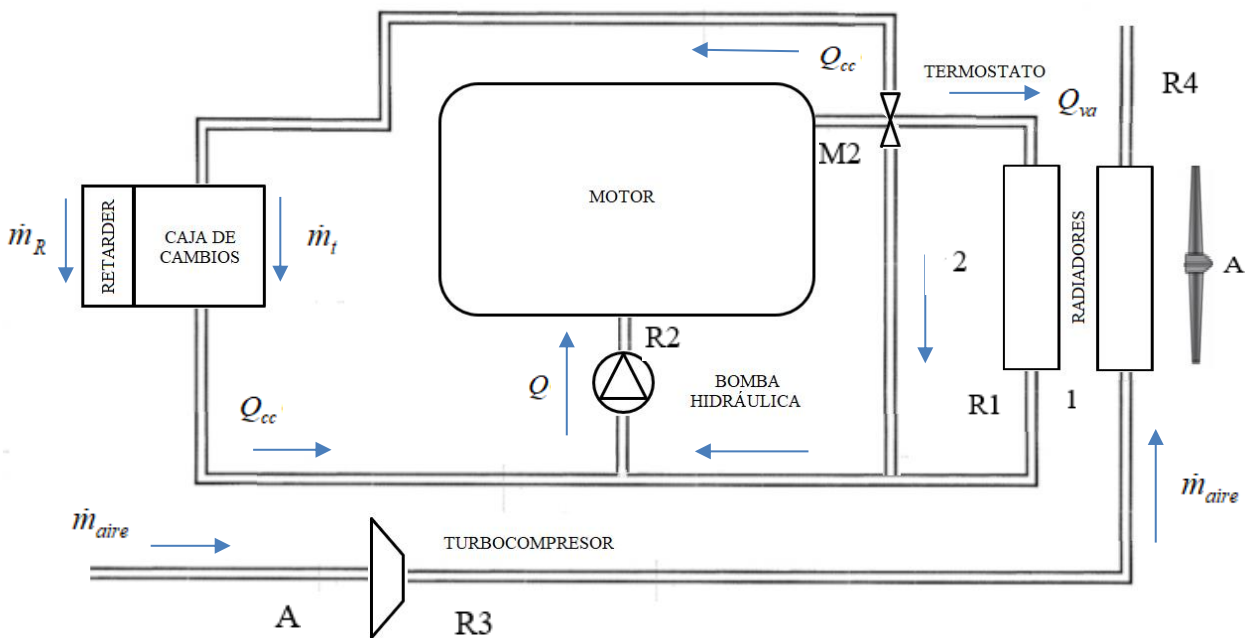


Ilustración 4-1. Modelo esquemático sistema se refrigeración

Basándonos en la ilustración 4-1, detallaremos el procedimiento de enfriamiento llevado a cabo en el sistema:

1. En el interior del motor se produce la combustión del gas natural comprimido al reaccionar con el oxígeno del aire aportado, proceso que genera altas temperaturas en dicho componente, poniendo en riesgo a su propia estructura. Por este motivo, se precisa de una bomba hidráulica, que bombea agua la cual circula a través del motor con el objetivo principal de intercambiar energía con dicho motor, de forma que absorba el calor generado durante la combustión, reduciendo así su temperatura.

2. Como resultado de este intercambio energético entre el motor y el líquido refrigerante, este último sale a una temperatura superior a la de su entrada. Si esta temperatura alcanza un valor determinado, la válvula presente en el termostato comienza a abrirse, dejando circular un cierto caudal del refrigerante por el radiador (Q_{va}). El resto del refrigerante que sale del motor toma otras dos direcciones, una parte de él circulará por la caja de cambios (Q_{cc}), mientras que la restante se redirige nuevamente hacia la entrada del motor.
3. El caudal de refrigerante aportado al radiador es enfriado mediante transferencia de calor por convección. Este proceso consiste en enfriar el refrigerante caliente procedente del motor, que es recogido por los tubos del radiador, mediante el aire que proviene de las aletas, y es impulsado a través del ventilador.
4. En cuanto al caudal de refrigerante que se dirige a la caja de cambios, su objetivo es intercambiar energía con el aceite caliente procedente del empleado en el sistema de transmisión del vehículo o bien del destinado a la frenada por parte del retarder.
5. Previa a la entrada del motor, se vuelven a agrupar los caudales de refrigerante procedentes de la caja de cambios, de la salida del motor y del radiador, en caso de que este proceda.
6. En lo que respecta al segundo de los circuitos presentes, tal y como ya se ha comentado anteriormente por este circula aire succionado por el compresor. El fin último de este aire es alcanzar los cilindros del motor a una presión superior a la presión ambiente con motivo de mejorar la combustión. De este modo, se aumenta la presión del aire a través del turbocompresor, con el efecto negativo de un aumento en la temperatura de este.
7. Por este motivo, el aire que sale del compresor pasa por un radiador encargado de enfriar el aire caliente mediante el aire que es empujado por el ventilador y que circula entre las aletas del radiador.

Cabe destacar que las flechas de la ilustración 4-1 reflejan el sentido seguido por el flujo en el sistema de refrigeración, acorde a la descripción realizada anteriormente. En cuanto a los puntos representados en dicha ilustración, es necesario precisar que se trata de puntos característicos del sistema.

- M2: Es el punto donde calcularemos la temperatura de refrigerante de salida del motor, que será preciso comparar con la temperatura medida, empleándola como herramienta de control del modelo.
- R2: Es el punto correspondiente a la entrada de refrigerante del motor, donde su temperatura es desconocida y para la cual se establecerá una relación entre los caudales que convergen previa a su entrada en el motor y sus respectivas temperaturas.
- R1: Determina la temperatura del refrigerante líquido a la salida del radiador, la cual es una de las variables a obtener, pues se desconoce.
- R4: Se corresponde con la temperatura del aire a la salida del turbocompresor y que es proporcionada a través del CAN bus (SPN_105).
- R3: Es el punto posterior al turbocompresor, que refleja la temperatura del aire tras pasar por el compresor y que también es desconocida.
- A: Se corresponde con las variables pertenecientes al medio ambiente, que son conocidas y proporcionadas por el SPN_171.
- 1: Es el punto localizado tras la transferencia de calor por convección en el radiador aire-aire. La temperatura en él es desconocida y se precisará calcular.
- 2: Es el punto localizado tras la transferencia de calor por convección en el radiador agua-aire. Nuevamente, la temperatura en él es desconocida y se precisará calcular.

Conocida la circulación del refrigerante en el sistema, se va a proceder a examinar a los componentes representados en la ilustración 4-1 de manera aislada, tratándolos como entidades independientes, evaluando sus entradas y salidas.

4.1. Motor

Comenzaremos con el motor, en el cual las variables de entrada y salida giran en torno al refrigerante líquido que circula por su interior y que intercambia energía con el mismo. Debido a esto, los datos de entrada y salida que caracterizan a este elemento serán la temperatura y el caudal del refrigerante. Cabe destacar que la temperatura del refrigerante de salida juega un papel importante en el modelo, pues no solo es el responsable de controlar la apertura o cierre de la válvula del termostato, si no que además es la herramienta de control que usaremos para la posterior validación del modelo. Además de estas temperaturas y caudales, en el modelado del motor intervienen otros datos representativos como son la potencia, velocidad de giro y consumo de combustible motor. En concreto, del último de los factores dependerá el calor disipado en el motor durante la combustión, cuyo efecto se refleja en un aumento de la temperatura de este.

Por otro lado, los parámetros que definen al motor y cuyo valor exacto es desconocido a priori se corresponden con magnitudes físicas del propio motor, como es el volumen de refrigerante capaz de albergar en su interior y con el parámetro que relaciona el consume instantáneo de combustible con el calor liberado en la combustión.

4.2. Bomba hidráulica

Para el caso de la bomba hidráulica, será preciso tener como variables de entrada las revoluciones del motor, así como la temperatura del líquido refrigerante a la salida del motor, que determinará si la válvula del termostato está abierta o cerrada, en función de lo cual, este elemento suministrará un caudal mayor o menor.

Los parámetros desconocidos son aquellos que definen la ley de la bomba para aportar el mayor caudal posible, así como el parámetro que define la cantidad de caudal aportado en base a la temperatura del líquido refrigerante de salida.

4.3. Termostato

Del mismo modo que con el motor, las variables de entrada y salida están relacionadas con el refrigerante líquido. En concreto, la entrada que caracteriza a este elemento es la temperatura del refrigerante a la salida del motor, en base al cual la válvula del termostato se encontrará abierta o cerrada. Como salida, dicho componente nos proporciona el caudal de agua que circulará por el interior del radiador, con el objetivo de disminuir su temperatura.

El único parámetro incognita del termostato se corresponderá con el caudal máximo capaz de atravesar la válvula, ya que la temperatura de apertura de la válvula se localizará en torno a los 83-84°C.

4.4. Caja de cambios

Considerando a la caja de cambios como una caja negra, las variables de entrada pertinentes serán la temperatura y el caudal de refrigerante procedente de la salida del motor y que circulará por ella, debido a que hay que diferenciar entre el porcentaje de dicho caudal que se redirige al intercambiador de calor del retarder en caso de frenada del vehículo y el que circula por el intercambiador de calor de la transmisión. Como variables de salida tendremos la temperatura del líquido refrigerante tras el intercambio energético con el aceite caliente procedente de la transmisión.

Además, en el modelado de este elemento interviene la potencia mecánica transferida a la transmisión, que nos permitirá establecer una relación con el caudal de refrigerante que circula por la misma.

Los parámetros incógnita presentes en dicha entidad, será la diferencia de temperatura entre el líquido refrigerante y el aceite así como el caudal de agua que circula por la transmisión.

4.5. Retarder

Al igual que en el caso anterior de la caja de cambios, las variables de entrada pertinentes serán la temperatura y el caudal de refrigerante procedente de la salida del motor y que circulará por su interior, así como la carga mecánica transferida a este elemento.

Como parámetros desconocidos de su modelado, nuevamente tendremos uno que establece la diferencia de temperatura entre el líquido refrigerante y el aceite procedente del retarder, además del porcentaje del caudal del agua de salida de motor que circula por su interior.

4.6. Radiador agua-aire

Al tratarse de un dispositivo que permite el intercambio energético entre dos fluidos, sus variables de entrada y salida estarán relacionadas con ambos. En este caso en concreto, uno de los fluidos será el líquido refrigerante procedente del motor, y el otro se corresponde al aire del exterior que es movido por un ventilador para hacerlo circular a través de las aletas del radiador. Por tanto, como variable de entrada del primero de los fluidos, se dispondrá de la temperatura y el gasto de agua que circula por el radiador y como salida la temperatura final de dicho agua una vez producido el intercambio energético. Respecto al segundo fluido, las variables de entrada y salida serán la temperatura a la que se encuentra el aire.

Los parámetros desconocidos a priori son el volumen de líquido refrigerante que es capaz de almacenarse en el interior del radiador, así como el rendimiento alcanzado por este. Además, como magnitud física cuyo valor debemos preestablecer, se encuentra el área del radiador en contacto con el aire movido por el ventilador, donde se produce el intercambio energético entre ambos fluidos.

4.7. Turbocompresor

En lo referente a dicho elemento, las variables de entrada y salida giran en torno al aire ambiente. Este aire es filtrado del exterior, a temperatura y presión ambiente, y debido al paso por este componente, incrementará tanto su presión como temperatura.

Todo turbocompresor permite ser caracterizado por dos variables, la relación de compresión que es capaz de administrar al aire, y su rendimiento. Estos parámetros son presentados como incógnitas, pues no se dispone de un valor exacto para el caso tratado, a excepción del límite establecido para la relación de compresión por el valor aportado a través del SPN_102 del CAN bus.

4.8. Radiador aire-aire

Nuevamente se trata de un dispositivo que permite el intercambio energético entre dos fluidos, sus variables de entrada y salida estarán relacionadas con ambos. En este caso en concreto, uno de los fluidos será el aire procedente del turbocompresor, y el otro se corresponde al aire del exterior que es movido por un ventilador para hacerlo circular a través de las aletas del radiador. Por tanto, como variable de entrada del primero de los fluidos, se dispondrá de la temperatura y el gasto de aire que circular por el radiador y como salida la temperatura final de dicho aire una vez producido el intercambio energético. Respecto al segundo fluido, las variables de entrada y salida serán la temperatura a la que se encuentra el aire.

Los parámetros desconocidos a priori son el gasto de aire que circula por el interior del radiador, así como el rendimiento alcanzado por este. Además, como magnitud física cuyo valor debemos preestablecer, se encuentra el área del radiador en contacto con el aire movido por el ventilador, donde se produce el intercambio de energía entre ambos fluidos.

5 DESCRIPCIÓN DEL MODELO INTEGRAL DE INTERCAMBIO DE ENERGÍA TÉRMICA DEL MOTOR

La definición de un buen modelo preliminar es esencial para el estudio que se desea realizar, pues a partir de él, se determinarán los parámetros cuyo valor nominal se desconoce para alcanzar así un modelo universal que rija el comportamiento del sistema de refrigeración de la planta propulsiva. Dicho modelo, deberá constar de un conjunto de ecuaciones que permitan ajustar el comportamiento del mismo con el funcionamiento real del sistema.

5.1. Ecuaciones del modelo

En primer lugar, se estudiarán las ecuaciones asociadas a los intercambios de energía dados en cada uno de los bloques definidos anteriormente, resaltando cada uno de los parámetros ocultos ya mencionados, así como las hipótesis y simplificaciones empleadas.

5.1.1. Motor

Comenzaremos con el modelado del proceso de enfriamiento del motor, en el que el refrigerante es el responsable del intercambio de calor con los diferentes componentes del motor, que han alcanzado temperaturas elevadas debido a la combustión interna del mismo. Este proceso se rige por la primera ley de la termodinámica:

$$dU = \partial Q + \partial W \quad (1.1)$$

Donde dU es el incremento infinitesimal en la energía interna del sistema, ∂Q es el flujo de calor infinitesimal en el sistema, y ∂W es el trabajo infinitesimal realizado por el sistema.

Dicha ley, es la ley de la conservación de la energía, que permite ser transformada en la siguiente ecuación:

$$\delta \dot{Q} - P d\dot{V} = \frac{\partial U}{\partial t} + \sum m h \quad (1.2)$$

En lo que sigue, y como se ha tratado en el capítulo anterior, consideraremos al motor como una caja negra, pues lo estudiaremos desde el punto de vista de las entradas que recibe y las salidas o respuestas que produce, sin tener en cuenta su funcionamiento interno. De este modo, el motor quedará caracterizado a través de la ilustración 5-1, donde el subíndice R2 corresponde a las variables de entrada y M2 a las de salida del motor, ya mencionadas.



Ilustración 5-1. Modelo esquemático motor

Aplicando la ecuación (1.2) al caso representado en la ilustración 5-1 y tomando como estimación la conservación del volumen en el mismo, resulta:

$$\dot{Q}_{Motor} = \frac{\partial}{\partial t} (m c_{p\text{agua}} T) + \dot{m}_{motor} (h_{M2} - h_{R2}) \quad (1.3)$$

Cabe resaltar que en dicha ecuación se ha despreciado el término correspondiente a la potencia de la bomba de circulación, añadiendo simplicidad al modelo.

Si ahora hacemos uso de la definición de entalpía ($h = c_p T$), considerando calor específico constante en el intervalo de temperatura al que se somete el motor y desarrollamos el segundo de los términos, obtenemos:

$$\dot{Q}_{Motor}(t) = c_{p\text{agua}} \cdot (\dot{m}_{motor}(t) \cdot T_M(t) + \rho_{\text{agua}} \cdot V_M \cdot \frac{\partial T_M(t)}{\partial t}) + \dot{m}_{motor} \cdot c_{p\text{agua}} \cdot (T_{M2}(t) - T_{R2}(t)) \quad (1.4)$$

Donde:

$$\left\{ \begin{array}{l} c_{p\text{agua}} = 4184 \text{ J / kgK} \\ \rho_{\text{agua}} = 997 \text{ kg / m}^3 \end{array} \right\}$$

Se trata de una ecuación diferencial cuya variable es la temperatura media en el motor. En dicha ecuación encontramos el primer parámetro cuyo valor nominal se desconoce a priori, el volumen de refrigerante en el interior del motor (V_M), tal y como se comentó en el capítulo anterior.

Cabe destacar que para obtener una resolución del sistema se ha supuesto que dicha temperatura es la media de la temperatura de entrada y de la temperatura de salida del refrigerante en el motor. De esta forma tenemos:

$$T_M(t) = \frac{1}{2} (T_{M2}(t) + T_{R2}(t)) \quad (1.5)$$

Donde la temperatura del refrigerante a la entrada del motor se definirá a partir de una relación establecida entre los caudales que convergen en dicho punto y las temperaturas a las que estos se encuentran. De esta forma, podemos definir la temperatura a la entrada de motor a partir de tres términos, los cuales representarán el intercambio energético que se producirá entre los diferentes caudales que confluyen en un mismo punto a temperaturas diferentes. El primero de ellos se corresponde con el caudal procedente de la caja de cambios y el retarder ($Q_{cc}(t)$) entre el total impulsado por la bomba ($Q(t)$), por la temperatura a la que circula este porcentaje del caudal ($T_{sc}(t)$). El segundo representa el caudal que pasa a través de la válvula ($Q_{va}(t)$) entre el total bombeado, por la temperatura a la que se encuentra el líquido de salida del radiador agua-aire ($T_{R_1}(t)$). El último de los términos presenta el caudal restante que circula a través del motor y que no se dirige ni al radiador ni a la caja de cambios, tal y como se mostraba en la ilustración 2-8, entre el caudal total, multiplicado por la temperatura del agua de salida del motor.

$$T_{R_2}(t) = \frac{Q_{cc}(t)}{Q(t)} T_{sc}(t) + \frac{Q_{va}(t)}{Q(t)} T_{R_1}(t) + \frac{Q(t) - (Q_{cc}(t) + Q_{va}(t))}{Q(t)} T_{M_2}(t) \quad (1.6)$$

En cuanto a la estimación del calor disipado en la combustión interna del motor estableceremos una relación con el consumo instantáneo de combustible mediante la siguiente ley:

$$\dot{Q}_{Motor}(t) = \dot{m}_f(t) \cdot H_p \cdot k \quad (1.7)$$

Donde:

$$H_p = 45MJ / Kg$$

En lo que respecta a k es otro de los parámetros desconocidos que integran el paquete de datos de la optimización y que establece la relación ya mencionada entre el consumo de combustible y el calor disipado en el motor con un valor del orden de 1/4 o 1/5.

El gasto de refrigerante motor se obtiene del caudal de refrigerante que suministra la bomba a través de la conversión de L/min a kg/s, donde 0.017 representa el factor de conversión para el caso del agua.

$$\dot{m}_{motor}(t) = 0.017 \cdot Q(t) \quad (1.8)$$

A continuación, se va a detallar la metodología empleada en la conversión de unidades para el consumo instantáneo de combustible en el motor. Este dato de entrada tiene como unidad litros por hora (L/h) y se requiere su cambio a kilogramos por segundo (kg/s) para que las ecuaciones sean dimensionalmente coherentes.

Teniendo en cuenta que el combustible empleado en el motor de este proyecto es el gas natural y que se carece de un factor de conversión directo para realizar dicha acción, se ha recurrido a la siguiente relación:

$$0.4 = \frac{\dot{W}_{\max}}{H_p \cdot \dot{m}_f} \quad (1.9)$$

En la ecuación anterior, \dot{W}_{\max} es la potencia máxima instantánea desarrollada por el par motor, que se obtendrá a través de la definición que sigue:

$$P = M \cdot \omega \quad (1.10)$$

Donde P es la potencia (en W), M es el par motor (en N·m) y ω es la velocidad angular (en rad/s). Tanto el par de salida motor como la velocidad angular forman parte del conjunto de datos de entrada conocidos, aportados por el CAN bus.

Partiendo de estos datos, es posible obtener la potencia generada por el par motor para varios tramos de tiempo y buscar el máximo en dichos tramos, junto al consumo instantáneo de combustible en L/h asociado al instante de tiempo en que se producen esos máximos. Se han seleccionado 4 tramos para diferentes temperaturas ambientales, que posteriormente serán de estudio en el proyecto, obteniéndose los siguientes resultados:

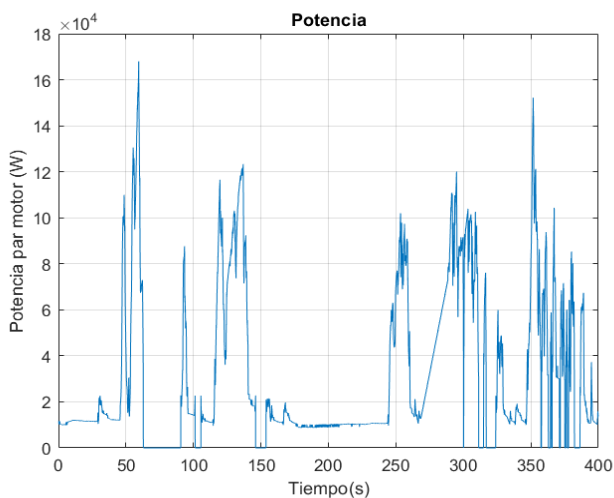


Ilustración 5-2. Potencia par motor ($T_a = 15^\circ\text{C}$)

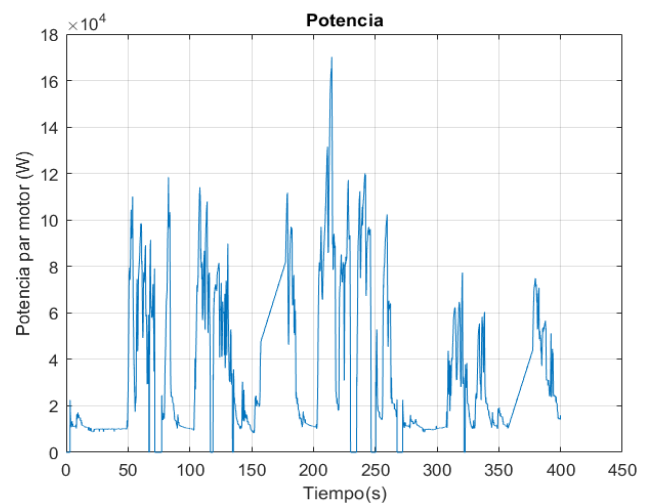
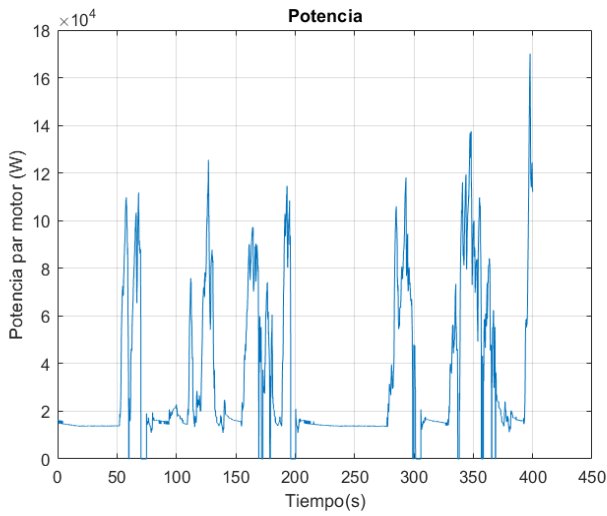
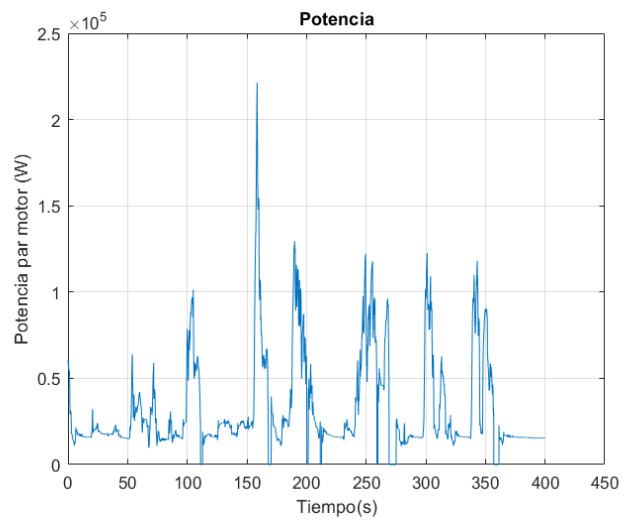


Ilustración 5-3. Potencia par motor ($T_a = 20^\circ\text{C}$)

Ilustración 5-4. Potencia par motor ($T_a = 25^\circ\text{C}$)Ilustración 5-5. Potencia par motor ($T_a = 30^\circ\text{C}$)

De este modo, haciendo uso de (1.8) se tendrán como resultado varios consumos de combustible en kg/s, que se relacionarán con su equivalente en L/h obteniendo diversos factores de conversión. Por último, se realizará una media estimativa de ellos, que será la empleada en el proyecto.

	m_f (L/h)	m_f (kg/s)	Conversión
$T_a = 15^\circ\text{C}$	29.0000	$9.3317 \cdot 10^{-3}$	$3.2178 \cdot 10^{-4}$
$T_a = 20^\circ\text{C}$	29.1001	$9.4550 \cdot 10^{-3}$	$3.2491 \cdot 10^{-4}$
$T_a = 25^\circ\text{C}$	29.4966	$9.4500 \cdot 10^{-3}$	$3.2037 \cdot 10^{-4}$
$T_a = 30^\circ\text{C}$	33.9820	$1.2297 \cdot 10^{-2}$	$3.6186 \cdot 10^{-4}$

Tabla 5-1. Conversión unidades gas natural comprimido

Como resultado de la tabla anterior, podemos extraer la conversión media de las 4 medidas representadas, la cual emplearemos en el programa para poder obtener el valor del calor disipado en la combustión interna del motor (\dot{Q}_{Motor}), de la forma siguiente:

$$\frac{(3.2178 + 3.2491 + 3.2037 + 3.6186) \cdot 10^{-4}}{4} = 3.3223 \cdot 10^{-4} \quad (1.11)$$

Esto equivale a decir que 1 L/h de gas natural representa $3.3223 \cdot 10^{-4}$ kg/s del mismo combustible.

5.1.2. Bomba hidráulica

Como ya se comentó en capítulos anteriores, la principal función de la bomba hidráulica es la de hacer circular el líquido refrigerante por el sistema para mantener el equilibrio térmico del motor.

De este modo, la bomba debe ser capaz de suministrar el caudal necesario de refrigerante en cada momento, siendo mayor en el caso en el que la válvula del termostato se encuentre abierta que en el caso en el que no lo esté. Se trata por tanto de una bomba con una única dirección de flujo y un caudal variable, como la representada en la ilustración 5-6.



Ilustración 5-6. Símbolo bomba hidráulica de caudal variable

Por el motivo anterior, la bomba y con ello la ley que rige el caudal de la bomba, debe considerar la temperatura del refrigerante de salida del motor, además de las revoluciones a las que se encuentra el motor en dicho instante de tiempo.

Para obtener dicha ley, es necesario establecer un valor de caudal máximo que será capaz de bombear al sistema de refrigeración cuando la válvula del termostato se encuentre abierta. Al tratarse de un motor de unos 300 CV, se establecerá un caudal máximo en torno a unos 390 L/min, estableciendo una comparativa con un motor de 200 CV, cuya bomba tiene un caudal máximo de unos 263 L/min. Este valor de caudal máximo formará parte del conjunto de valores desconocidos, pues no precisamos de su valor exacto. Cabe destacar que este nivel de caudal sólo podrá ser alcanzado cuando el motor se encuentre a su velocidad de giro máxima, que se da para 2200 r.p.m y con la válvula del termostato totalmente abierta.

Además, como hipótesis, se ha tomado que la ley de la bomba sigue un comportamiento parabólico, tratándose así de una función de segundo grado, como la siguiente:

$$Q(t) = A(\text{rpm}(t))^2 + B(\text{rpm}(t)) \quad (1.12)$$

Debido a la presencia de dos incógnitas en la ecuación, A y B, será necesario disponer de un segundo punto en el que seamos conocedores del caudal disponible para un cierto número de revoluciones en el motor. A modo de estimación, este segundo punto lo tomaremos al 50% de la velocidad de giro máxima (1100 r.p.m.), en el que la bomba será capaz de bombear un porcentaje del caudal máximo, que también será un valor desconocido, y para el cual tendremos que establecer un rango de valores, dentro del cual se encontrará el óptimo.

Haciendo uso de la ecuación (1.8) y mediando los dos puntos supuestos, se podrán calcular las dos incógnitas de la ecuación, véase A y B, de modo que obtendremos una ecuación que regirá el comportamiento de la bomba para una temperatura de refrigerante de salida de motor dada.

A continuación, consideramos el efecto que tendrá dicha temperatura en la ecuación, convirtiendo a la función (1.8) en una función a trozos tal que:

$$Q(t) = \left\{ \begin{array}{l} \frac{83}{C} \cdot (A(\text{rpm}(t))^2 + B(\text{rpm}(t))) \\ \frac{T_{M_2}}{C} \cdot (A(\text{rpm}(t))^2 + B(\text{rpm}(t))) \end{array} \right\} \quad (1.13)$$

Donde C es otro de los parámetros a determinar y el que permite que la bomba aporte más o menos caudal de refrigerante en función de si la válvula del termostato se encuentra abierta o cerrada, siendo mayor en el caso en el que se encuentra abierta.

Finalmente se mostrará el comportamiento general que seguirá la bomba hidráulica en el modelo a través de la ilustración 5-7, donde representaremos el caudal aportado por la bomba frente a la velocidad de giro del motor para diferentes temperaturas del refrigerante de salida del motor.

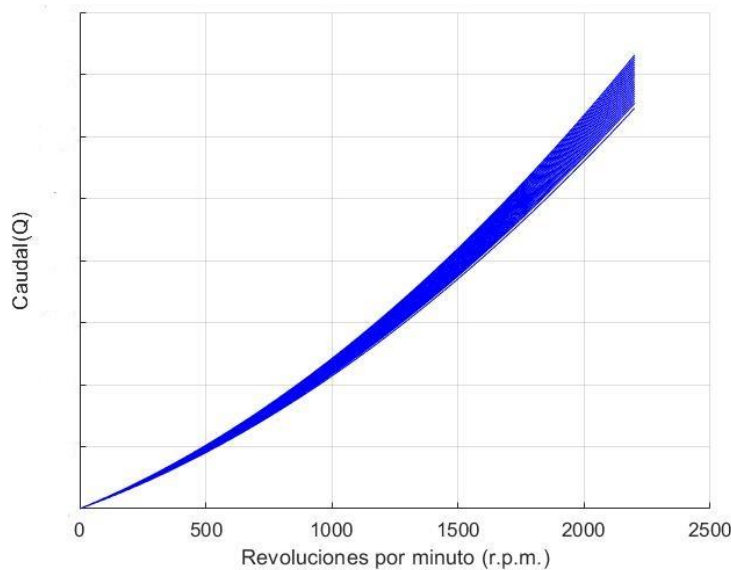


Ilustración 5-7. Curva representativa del comportamiento de la bomba hidráulica

5.1.3. Termostato

Al tratarse de un dispositivo cuyo objetivo principal es el de regular el suministro de refrigerante necesario al radiador, mediante una válvula que se abre o se cierra en base a la temperatura a la que trabaja el motor, la ley que rige su comportamiento debe depender de la temperatura de salida del refrigerante de este.

Se podría modelar haciendo uso de una función a trozos, pero para evitar discontinuidades, se seleccionará una función del tipo sigmoide, que muestra una progresión temporal desde unos niveles bajos al inicio, hasta acercarse a un máximo transcurrido un cierto tiempo; la transición se produce en una región caracterizada por una fuerte aceleración intermedia. Para la obtención de la ecuación, se ha considerado que la válvula del termostato comienza a abrirse cuando la temperatura del refrigerante de salida del motor alcanza un valor

cercano a los 84°C, y se encuentra totalmente abierta al sobrepasar los 90°C. De este modo la función resultante es:

$$Q_{va}(t) = Q_{\max} \cdot \left(\frac{1}{1 + e^{-1.5(T_{M_2}(t) - 86)}} \right) \quad (1.14)$$

Donde Q_{\max} es el parámetro cuyo valor define el caudal máximo que la válvula es capaz de suministrar al radiador para reducir la temperatura del refrigerante. A priori, se desconoce el valor exacto de dicho parámetro, por lo que será uno de los que se pondrá a estudio para definir un valor estimativo.

A continuación, se muestra la ilustración 5-8, que representa la forma de la función del termostato.

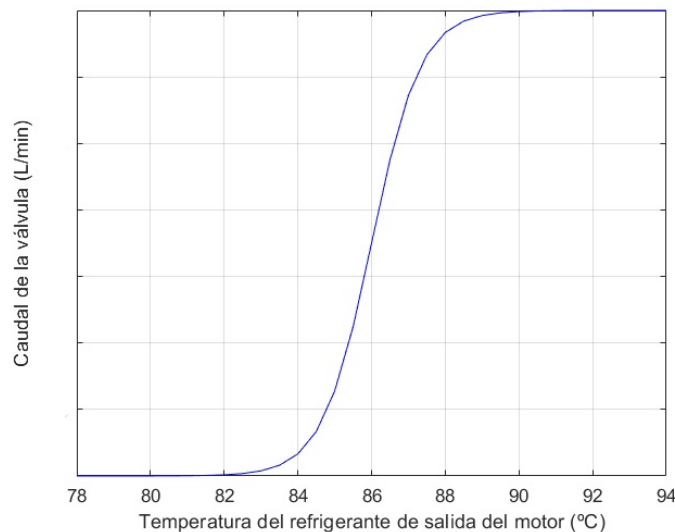


Ilustración 5-8. Curva representativa del comportamiento de la válvula del termostato

En ella se puede apreciar que la válvula empieza a dejar pasar refrigerante al alcanzar un valor cercano a los 84°C, y que alcanza el valor máximo al llegar a los 90°, tal y como se mencionó anteriormente.

5.1.4. Radiador agua-aire

Al igual que en el caso del motor y como ya se comentó en el capítulo 4, consideraremos al radiador como una caja negra, estudiándolo desde el punto de vista de las entradas que recibe y las salidas que produce.

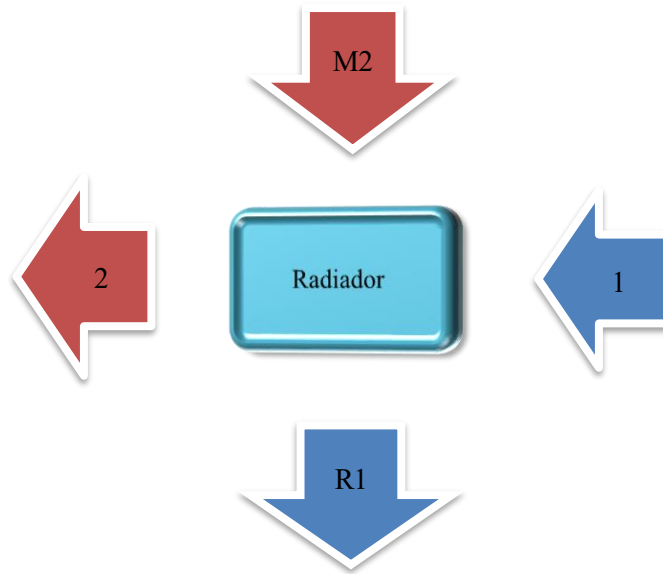


Ilustración 5-9. Modelo esquemático radiador agua-aire

De este modo, quedará caracterizado a través de la ilustración 5-9, donde el subíndice M2 corresponde a las variables de entrada y R1 a las de salida del refrigerante líquido del radiador, mientras que 1 y 2 representan la entrada y salida del aire en el mismo, respectivamente. Los colores de dichos subíndices hacen referencia a la diferencia de temperaturas presente entre las entradas y salidas.

Como ya se comentó en capítulos anteriores, la función principal de este elemento es enfriar el líquido refrigerante procedente del motor, a través del aire procedente del intercambio de calor con el radiador aire-aire. Este proceso de enfriamiento se realiza mediante transferencia de calor por convección, por lo que será preciso hacer uso de la ley de enfriamiento de Newton:

$$dQ = h_{aire}(t) \cdot A_{RMotor} \cdot (T_2(t) - T_1(t)) \quad (1.15)$$

Además, dicha transferencia de calor puede relacionarse con variables propias del radiador por medio de la primera ley de la termodinámica, resultando:

$$\dot{Q} = \frac{\partial}{\partial t} \cdot (m \cdot c_{pagua} \cdot T) + \dot{m}_R \cdot (h_{R_1} - h_{M_2}) \quad (1.16)$$

Desarrollando la expresión anterior:

$$\dot{Q} = c_{pagua} \cdot (\dot{m}_R(t) \cdot T_{R_M}(t) + \rho_{agua} \cdot V_{R_M} \cdot \frac{\partial T_{R_M}(t)}{\partial t}) + c_{pagua} \cdot \dot{m}_R \cdot (T_{R_1}(t) - T_{M_2}(t)) \quad (1.17)$$

Combinando las ecuaciones (1.16) y (1.17):

$$h_{aire} \cdot A_{RMotor} \cdot (T_2 - T_1) = c_{pagua} \cdot (\dot{m}_R \cdot T_{R_M} + \rho_{agua} \cdot V_{R_M} \cdot \frac{\partial T_{R_M}}{\partial t}) + c_{pagua} \cdot \dot{m}_R \cdot (T_{R_1} - T_{M_2}) \quad (1.18)$$

De la ecuación anterior se debe resaltar la presencia de otros dos parámetros de valor desconocido y que ya fueron mencionados en el capítulo anterior, como son el área del radiador que interviene en el intercambio de energía por convección entre los dos fluidos (A_{RMotor}) y el volumen de refrigerante capaz de almacenar el radiador (V_{R_M}).

Cabe destacar que al igual que se hizo con el motor, se ha supuesto que la temperatura del refrigerante en el interior del radiador es la media de la temperatura de entrada y de la temperatura de salida del propio refrigerante. De esta forma tenemos:

$$T_{R_M}(t) = \frac{1}{2}(T_{M_2}(t) + T_{R_1}(t)) \quad (1.19)$$

En lo que respecta al coeficiente de película, coeficiente de convección o coeficiente de transmisión superficial, representado como h_{aire} , y que cuantifica la influencia de las propiedades del fluido, de la superficie y del flujo cuando se produce transferencia de calor por convección, depende de una gran variedad de parámetros relacionados con el propio flujo. Entre ellos se encuentran el tipo de convección (forzada o natural), del régimen, velocidad, viscosidad y otras propiedades del fluido, de la forma y rugosidad de la superficie de intercambio, así como de la temperatura de esta.

Debido al gran número de variables, establecer una ley presenta cierta dificultad.

En este proyecto, nos encontramos ante un caso de convección forzada, en el que el ventilador del autobús mueve una cantidad de aire obtenida directamente del ambiente para realizar la transferencia de calor con el aire que se dirige a la cámara de combustión del motor y que circula por los cilindros del radiador, cuya temperatura se ha visto incrementada como consecuencia secundaria del aumento de la presión en el turbocompresor, y con el líquido refrigerante contenido en los cilindros del radiador, procedentes del motor, donde se ha aumentado su temperatura como resultado del enfriamiento de los componentes de este.

En base a los valores típicos para el coeficiente de transferencia de calor por convección para el caso de convección forzada con el aire como medio, y considerando que dicho coeficiente varía linealmente con la temperatura del refrigerante de salida del motor, obtenemos la siguiente relación:

$$h_{aire}(t) = \left\{ \begin{array}{ll} 0 & \text{si } T_{M_2} \leq 84^\circ C \\ 50 \cdot T_{M_2}(t) - 4200 & \text{si } 84^\circ C < T_{M_2} \leq 90^\circ C \\ 300 & \text{si } T_{M_2} > 90^\circ C \end{array} \right\} \quad (1.20)$$

De la ecuación anterior cabe destacar que se ha tomado un coeficiente de convección nulo para valores en los que la válvula del termostato se encuentra cerrada, con el fin de que se anule la ecuación del radiador agua-aire y no se produzca enfriamiento en él.

En la ilustración 5-10 puede verse representada dicha función:

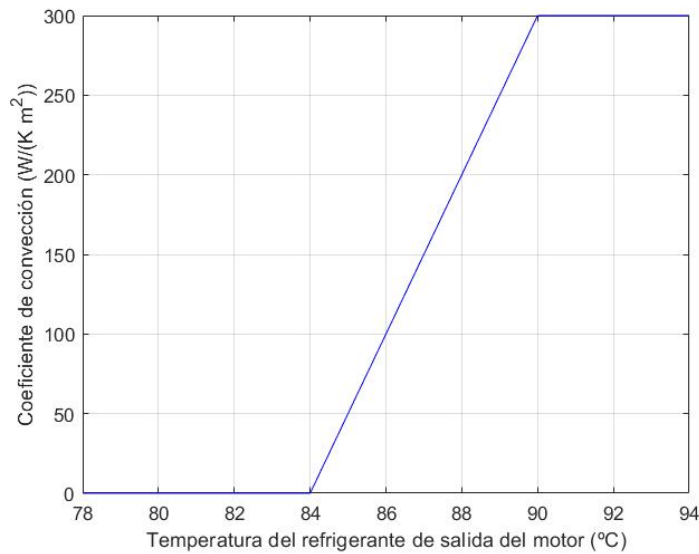


Ilustración 5-10. Curva del coeficiente de convección en función de la temperatura del refrigerante

Por último, para conocer el gasto de refrigerante del radiador, es necesario realizar la conversión del caudal suministrado por la válvula del termostato mediante, donde nuevamente el 0.017 representa el factor de conversión para el caso del agua.:

$$\dot{m}_R(t) = 0.017 \cdot Q_{Va}(t) \quad (1.21)$$

Por otro lado, se ha establecido una relación entre las temperaturas de ambos fluidos, tanto en el que circula por el interior del radiador, como el que procede de enfriar al radiador aire-aire con el objetivo de definir un rendimiento del propio radiador:

$$\eta_{R_M} = \frac{T_2(t) - T_1(t)}{T_{R_1}(t) - T_1(t)} \quad (1.22)$$

Dicho rendimiento también se supondrá a priori de valor desconocido, entrando a formar parte, junto con el par de parámetros anteriormente mencionados, del paquete de datos a optimizar.

5.1.5. Caja de cambios

El objetivo principal del refrigerante en la caja de cambios es reducir la temperatura del aceite empleado tanto en el sistema de transmisión que modifica la velocidad de giro de las ruedas a través de los diferentes engranajes, como en el retarder, en caso de frenado del autobús.

Debido a que en la caja de cambios se conocen como datos de entrada las temperaturas del aceite a la salida, tanto del retarder como de la transmisión, la ley que defina las temperaturas del refrigerante la escribiremos de la forma:

$$T_{ts}(t) = T_{tsac}(t) - k_1 \quad (1.23)$$

$$T_{Rs}(t) = T_{Rsac}(t) - k_2 \quad (1.24)$$

Donde k_1 y k_2 son los parámetros que definen la diferencia de temperatura del refrigerante con respecto al aceite, a la salida de la transmisión y del retarder, respectivamente, una vez se ha efectuado el intercambio de calor entre ambos fluidos, como ya se había comentado en el capítulo anterior.

Hay que resaltar que la ecuación (1.24) solo es aplicable para los casos en los que el vehículo se disponga a frenar, pues será el momento en el que el líquido refrigerante circule por el retarder.

Para conocer la temperatura de salida final que alcanza el refrigerante cuando los diferentes caudales se unen, se ha hecho uso de la siguiente regla:

$$T_{sc}(t) = \begin{cases} T_{ts}(t) & \text{si } W_{Ret}(t) = 0 \\ Q_R(t) \cdot T_{Rsac}(t) + (1 - Q_R(t)) \cdot T_{ts}(t) & \text{si } W_{Ret} \neq 0 \end{cases} \quad (1.25)$$

Donde Q_R es el porcentaje del caudal de refrigerante que pasa a la zona del retarder respecto al total que recibe la caja de cambios, que se define a través del parámetro q_{cc} , que entra dentro del paquete de parámetros desconocidos.

$$Q_{cc}(t) = q_{cc} \cdot Q(t) \quad (1.26)$$

En lo que respecta al cálculo de dicho porcentaje, se dispone de la relación entre las potencias desarrolladas por el retarder y la transmisión, siempre que el retarder se encuentre en funcionamiento (frenada del vehículo)

$$\frac{\dot{W}_{Ret}(t)}{\dot{W}_{trans}(t)} = \frac{\dot{m}_R(t)}{\dot{m}_t(t)} \cdot \left(\frac{T_{Rs}(t) - T_{M_2}(t)}{T_{ts}(t) - T_{M_2}(t)} \right) \quad (1.27)$$

Junto a esta ecuación, se dispone de la ecuación que relaciona el caudal del retarder y el de la transmisión, con el total que circula por la caja de cambios definido en (1.26). De nuevo haremos uso del factor de conversión del agua para transformar L/min en kg/s.

$$\dot{m}_R(t) + \dot{m}_t(t) = 0.017 \cdot Q_{cc}(t) \quad (1.28)$$

De este modo:

$$Q_R(t) = \frac{\dot{m}_R(t)}{\dot{m}_R(t) + \dot{m}_I(t)} \quad (1.29)$$

Dichos caudales pueden verse representados en la ilustración 5-11 correspondiente a la caja de cambios empleada:

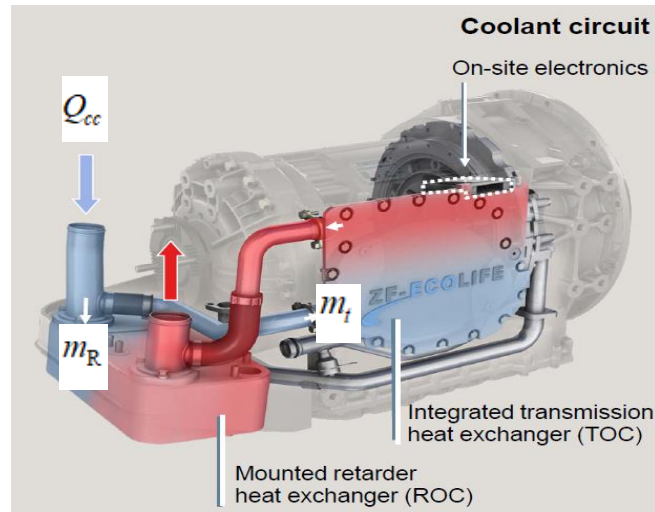


Ilustración 5-11. Representación de los caudales en la caja de cambios [1]

5.1.6. Turbocompresor

Este elemento tiene como función principal comprimir el aire a presión atmosférica obtenido a través del filtro de aire para introducirlo en los cilindros del motor a mayor presión, permitiendo así tener mayor cantidad de oxígeno en la cámara de combustión. De este modo, se puede quemar más combustible y como consecuencia generar un par mayor.

El funcionamiento del turbocompresor se puede caracterizar a través de dos parámetros, la relación de compresión y el rendimiento del turbocompresor. El valor nominal de estos dos parámetros se presupone desconocido tal y como se mencionó anteriormente, por lo que formarán parte de la estructura de optimización del sistema. De ellos si es posible establecer un rango de operación típico de ambos basado en datos reales.

En lo que sigue modelaremos el turbocompresor y sus ecuaciones a partir de la ilustración 5-12, con sus correspondientes entradas, denotada por el subíndice A, y salidas, por R3:

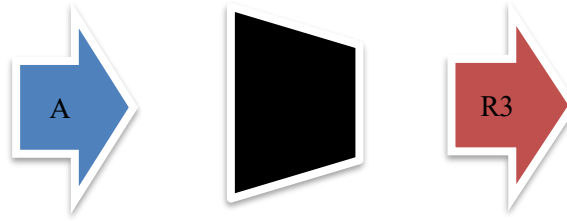


Ilustración 5-12. Modelo representativo del turbocompresor

El aumento de presión resultado de la compresión del aire a presión atmosférica tiene como efecto secundario un aumento de la temperatura ambiente de dicho aire, de ahí que se remarque en el esquema anterior a través del color rojo de la salida dicho aumento de la temperatura del aire. Este cambio energético se modelará a partir de la definición del rendimiento isentrópico del propio turbocompresor:

$$\eta_c = \frac{h_{R_{3s}} - h_a}{h_{R_3} - h_a} \quad (1.30)$$

Donde:

$h_{R_{3s}}$: entalpía a la salida para la condición de compresión isentrópica

h_a : entalpía a la entrada del turbocompresor

h_{R_3} : entalpía a la salida para la condición actual

$$\pi_c = \frac{P_{R_3}}{P_a} = \left(\frac{T_{R_3}}{T_a} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \quad (1.31)$$

Con:

$$\gamma = 1.4$$

Haciendo uso de la definición de entalpía ($h = c_p T$) y de la de relación de compresión (1.31), se puede transformar (1.30) en la siguiente ecuación:

$$\eta_c = \frac{T_a(t) \cdot \pi_c^{\left(\frac{\gamma-1}{\gamma}\right)} - T_a(t)}{T_{R_3}(t) - T_a(t)} \quad (1.32)$$

Donde η_c y π_c son el rendimiento y la relación de compresión del turbocompresor, respectivamente.

5.1.7. Radiador aire-aire

Del mismo modo que se hizo con el radiador agua-aire y en base a lo tratado en el capítulo 4, consideraremos al radiador aire-aire como una caja negra, que quedará caracterizado a través de la ilustración 5-13, donde el subíndice R3 corresponde a las variables de entrada y R4 a las de salida del aire que circula por el interior del radiador, mientras que A y 1 representan la entrada y salida del aire que circula entre las aletas del mismo. Los colores de dichos subíndices hacen nuevamente referencia a la diferencia de temperaturas presente entre las entradas y salidas.

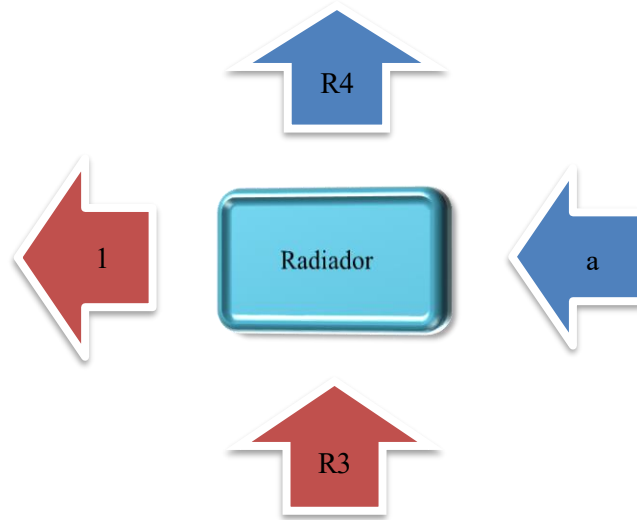


Ilustración 5-13. Modelo representativo del radiador aire-aire

Como ya se presentó anteriormente, la función principal de este elemento es enfriar el aire comprimido por el turbocompresor a través del aire exterior movido al interior del vehículo por medio del ventilador. Este proceso de enfriamiento se realiza nuevamente mediante transferencia de calor por convección, por lo que será necesario hacer uso de la ley de enfriamiento de Newton:

$$dQ = h_{aire}(t) \cdot A_{Turbo} \cdot (T_1(t) - T_a(t)) \quad (1.33)$$

Del mismo modo que para el caso del radiador agua-aire, dicha transferencia de calor puede relacionarse con variables propias del radiador por medio de la primera ley de la termodinámica, resultando:

$$\dot{Q} = \frac{\partial}{\partial t} \cdot (m \cdot c_{paire} \cdot T) + \dot{m}_{aire} \cdot (h_{R_4} - h_{R_3}) \quad (1.34)$$

Desarrollando la expresión anterior:

$$\dot{Q} = c_{paire} \cdot (\dot{m}_{aire} \cdot T_{R_T}(t) + \rho_{aire} \cdot V_{R_T} \cdot \frac{\partial T_{R_T}(t)}{\partial t}) + \dot{m}_{aire} \cdot c_{paire} \cdot (T_{R_4}(t) - T_{R_3}(t)) \quad (1.35)$$

En lo que sigue, debido al menor tamaño de este radiador con respecto al radiador agua-aire y a que el intercambio de calor es entre aire-aire, despreciaremos el término correspondiente a la inercia térmica, lo que nos proporcionará una mayor velocidad de cálculo en el código a desarrollar. De este modo, la ecuación (1.35) resulta:

$$\dot{Q} = c_{paire} \cdot \dot{m}_{aire} \cdot T_{R_T}(t) + \dot{m}_{aire} \cdot c_{paire} \cdot (T_{R_4}(t) - T_{R_3}(t)) \quad (1.36)$$

Combinando las ecuaciones (1.21) y (1.24):

$$h_{aire}(t) \cdot A_{Turbo} \cdot (T_1(t) - T_a(t)) = c_{paire} \cdot \dot{m}_{aire} \cdot T_{R_T}(t) + \dot{m}_{aire} \cdot c_{paire} \cdot (T_{R_4}(t) - T_{R_3}(t)) \quad (1.37)$$

De la ecuación anterior resultan dos nuevos parámetros de valor desconocido, como son la masa de aire que circula por el interior del radiador (\dot{m}_{aire}) y la superficie de este que interviene en el intercambio de energía entre ambos fluidos (A_{Turbo}). El coeficiente de convección (h_{aire}) asumiremos que es el mismo que el desarrollado en uno de los apartados anteriores, por lo que seguirá la misma ley.

Por otro lado, se ha establecido una relación entre las temperaturas de ambos fluidos (tanto el aire que circula por el interior del radiador, como el que es movido por el ventilador) con el objetivo de definir un rendimiento del propio radiador:

$$\eta_{R_T} = \frac{T_1(t) - T_a(t)}{T_{R_3}(t) - T_a(t)} \quad (1.38)$$

5.2. Herramienta de control

Todo simulador del comportamiento de cualquier sistema precisa de una herramienta de control para comprobar la validez del modelo. Es importante que dicha herramienta de control sea conocida para cualquier instante de tiempo. En este caso, debido a que se trata del sistema de refrigeración de una planta propulsiva terrestre, se ha decidido tomar como herramienta de control una de las temperaturas conocidas a priori, en concreto, la temperatura del líquido refrigerante a la salida del motor, que corresponde con uno de los datos aportados a través del CAN bus y su valor procede del SPN 110.

Para representar gráficamente la evolución de dicho dato, se ha hecho uso del comando *pchip* del software informático MATLAB, a diferencia del que empleamos con el resto de SPN para conocer su valor en instantes de tiempo determinados. Esto se debe a que en este caso, *pchip* es más favorable a la hora de representar la medida real, evitando que ésta oscile tan libremente entre los puntos de medida, como si sucede en el caso del *spline*.

Se ha seleccionado dicha temperatura por ser una magnitud característica del modelo, que permite reflejar si el funcionamiento del sistema está siendo el correcto o no. De este modo, cuando la temperatura de salida de refrigerante a la salida del motor sobrepase los 84°C, la válvula del termostato deberá abrirse para dejar pasar caudal del refrigerante hacia el radiador, enfriándolo y devolviendo al sistema a una menor temperatura, de modo que se mantenga el rango de temperatura de trabajo del motor, del que hablaremos más adelante, permitiendo así su óptimo funcionamiento.

Una gran variación entre la temperatura de refrigerante a la salida del motor calculada como resultado del modelo establecido y la medida real supondría un mal ajuste en dicho modelo. A modo de ejemplo, podemos resaltar que si la temperatura calculada es superior a la medida, podría deberse a que la válvula no suministra suficiente caudal al radiador, teniendo como consecuencia el insuficiente enfriamiento del refrigerante o podría deberse a un fallo en la bomba, incapaz de hacer circular la cantidad de líquido requerida en dicho instante de tiempo.

5.3. Resolución del modelo

Establecido el modelo por medio de las diferentes ecuaciones mencionadas anteriormente con sus respectivos parámetros de valor desconocido y los datos de entrada medidos procedentes del CAN bus, el siguiente paso consiste en la resolución del modelo concreto con el fin último de obtener una temperatura de refrigerante a la salida de motor que permita ser comparada con el dato real empleado como herramienta de control.

Para obtener dicha resolución, se ha hecho uso del código desarrollado en el software informático MATLAB. Como consecuencia de que el modelo termodinámico consta de dos ecuaciones diferenciales, obtenidas del motor y el radiador del mismo, en el código se ha implementado el *ode45*, función de MATLAB que permite resolver ecuaciones diferenciales mediante procedimientos numéricos. Estas ecuaciones diferenciales que nos conciernen en este proyecto son:

$$\frac{\partial T_M}{\partial t} = \frac{\dot{Q}_{Motor}}{c_{p\text{agua}} \rho_{\text{agua}} V_M} - \frac{\dot{m}_{Motor}}{\rho_{\text{agua}} V_M} (T_M + T_{M_2} - T_{R_2}) \quad (1.39)$$

$$\frac{\partial T_{R_M}}{\partial t} = \frac{h_{\text{aire}} \eta_{R_M}}{c_{p\text{agua}} \rho_{\text{agua}} V_{R_M}} (T_{R_1} - T_1) - \frac{\dot{m}_R}{\rho_{\text{agua}} V_{R_M}} (T_{R_M} + T_{R_1} - T_{M_2}) \quad (1.40)$$

Los parámetros necesarios para resolver ambas ecuaciones son obtenidos a su vez del resto de las ecuaciones presentadas anteriormente en este capítulo, que se agrupan y resuelven mediante el comando *fsolve*, que permite obtener la solución de un sistema de ecuaciones no lineales.

En lo que respecta a la obtención del valor nominal de los parámetros desconocidos, se ha empleado otro comando de MATLAB, *fmincon*, que permite buscar el mínimo de una función multivariable no lineal, y en nuestro caso, sin restricciones. Dicho comando, precisa de un valor inicial, junto a un valor máximo y un valor mínimo que definan un rango de valores entre los que debe buscar, para encontrar el valor óptimo de cada uno de los parámetros que conforman nuestro modelo.

Parámetro	Valor mínimo	Valor máximo
k_1	2	10
k_2	2	10
k	1/5	1/3
π_c	1.4	2
η_c	0.6	0.8
V_M	0.02 m ³	0.05 m ³
V_{RM}	0.01 m ³	0.03 m ³
\dot{m}_{aire}	0.2 kg/s	0.5 kg/s
A_{RMotor}	0.3 m ²	0.5 m ²
A_{Turbo}	0.1 m ²	0.3 m ²
C	85 °C	94 °C
$q_{50\%}$	100 L/min	175 L/min
$q_{100\%}$	350 L/min	400 L/min
η_{RT}	0.6	0.8
η_{RM}	0.6	0.8
q_{cc}	1/5	1/2
Q_{max}	100 L/min	200 L/min

Tabla 5-2. Valores máximos y mínimos para cada uno de los parámetros que conforman el modelo

En la table 5-2, se representa a cada uno de los 17 parámetros que conforman el modelo junto con su valor máximo y mínimo seleccionado para realizar el proceso de optimización. Cabe resaltar que dicha tabla será ampliada posteriormente, en el capítulo 7, con el parámetro que refleja la longitud equivalente considerada para incorporar el tiempo de retraso presente entre la medida de temperatura en el sensor y en el punto de mezcla tanto en la ida como en el retorno.

En cuando a la función que deberá minimizar el comando citado anteriormente, emplearemos una relación entre la temperatura medida y la calculada, de manera que la última se asemeje y siga la dinámica de la primera con la mayor precisión posible, en base a los rangos de valores permitidos y que han sido establecidos en la tabla 5.1.

$$F = \sqrt{\sum (T_{medida} - T_{M_2})^2} \quad (1.41)$$

6 COMPORTAMIENTO TÉRMICO DEL MOTOR

El objetivo de este capítulo es realizar una presentación del comportamiento térmico del motor, analizando el rango de temperatura de trabajo óptimo para su correcto funcionamiento, además del efecto que tienen en su comportamiento la presencia de varios factores.

6.1. Rango de temperatura de trabajo del motor

En primer lugar, este apartado se centrará en determinar el rango de temperaturas presentes en el interior del motor durante su periodo de operación. Como ya se mencionó en el capítulo anterior, la herramienta de control para la futura validación del modelo desarrollado será la temperatura de refrigerante líquido a la salida del motor. Por este motivo, en lugar de representar la temperatura media del líquido refrigerante en el interior del motor, nos centraremos en determinar el rango de temperaturas a su salida. Conocido el rango de operación de dicha temperatura, al ser calculada la solución del sistema, cualquier solución que se encuentre fuera de ese rango no será aceptada como válida, teniendo que reajustar el modelo en dicho caso.

Como primera observación del estudio que vamos a realizar, hay que tener en cuenta que, debido a los cambios de temperatura presentes en el medio ambiente, habrá que distinguir entre las diferentes estaciones del año, principalmente entre verano e invierno, donde se alcanzarán las máximas y las mínimas temperaturas. Este hecho influirá notablemente en el rango de temperatura de trabajo del motor, siendo menor en invierno que en verano.

Además, se debe precisar que incluso en un mismo día, se pueden apreciar variaciones notables en la temperatura del líquido refrigerante, como consecuencia de la diferencia de temperaturas entre la mañana y la tarde.

A continuación, se representan una serie de gráficas que muestran la temperatura del refrigerante motor, obtenida a través de los sensores del SPN 110, procedentes del CAN bus, diferenciando en ellas los casos mencionados previamente:

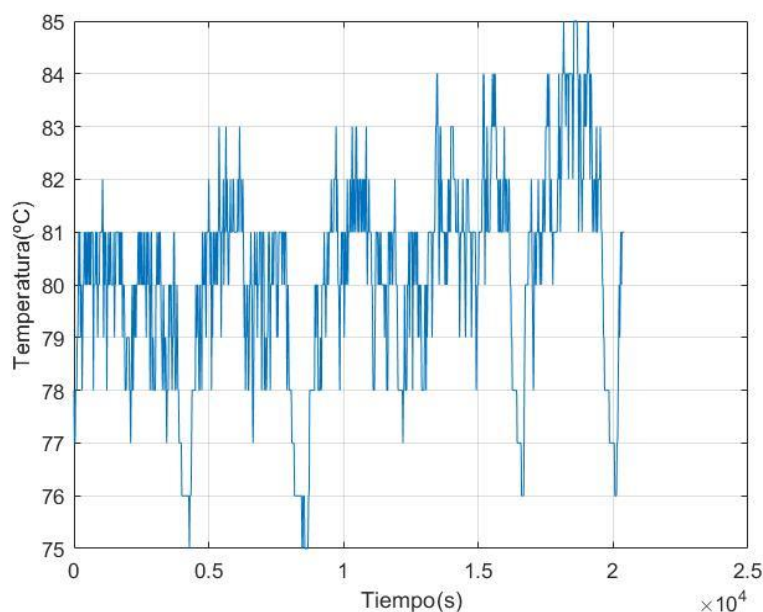


Ilustración 6-1. Rango de temperatura del refrigerante a la salida del motor (23/01/2018)

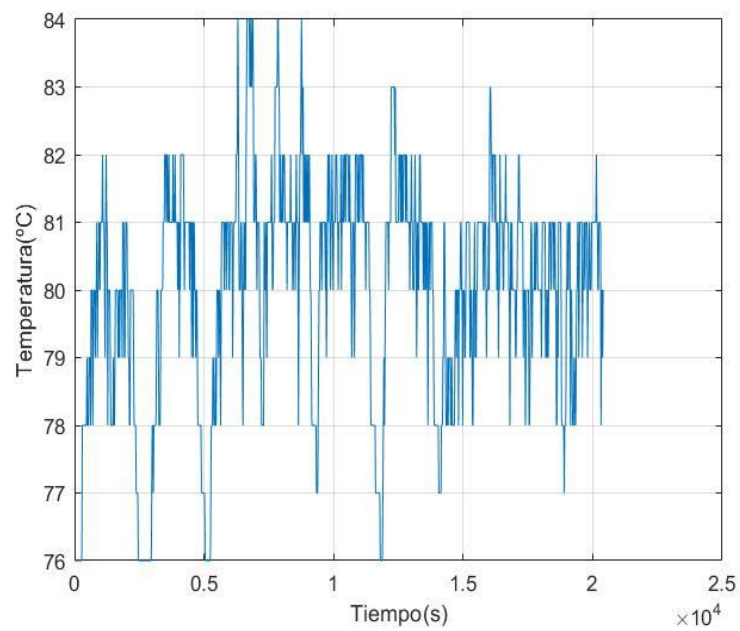


Ilustración 6-2. Rango de temperatura del refrigerante a la salida del motor (25/02/2018)

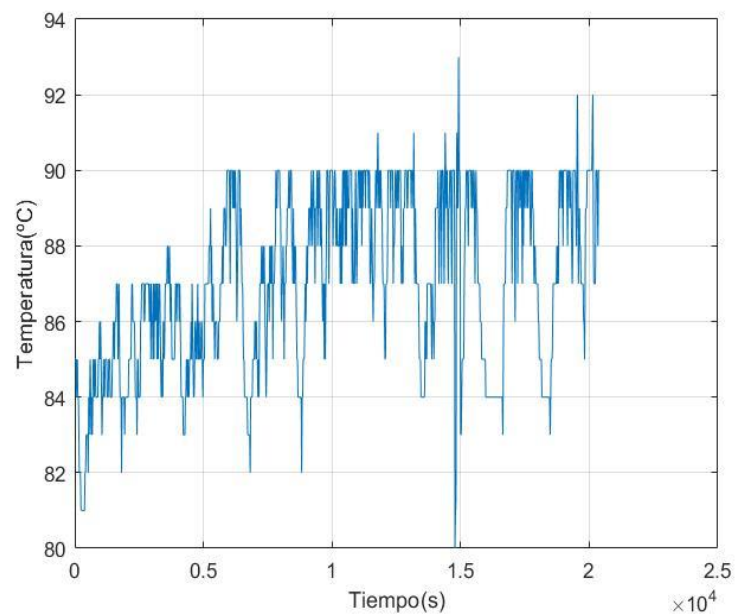


Ilustración 6-3. Rango de temperatura del refrigerante a la salida del motor (31/07/2018)

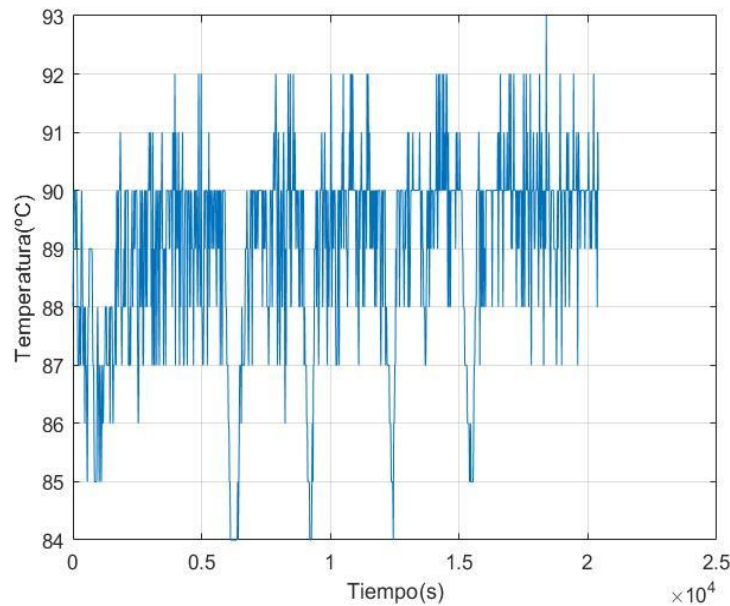


Ilustración 6-4. Rango de temperatura del refrigerante a la salida del motor (01/08/2018)

Los casos representados anteriormente concurren en diferentes días y se corresponden a un periodo de transición entre la mañana y la tarde, caracterizado por un ligero aumento de temperatura en el motor, que a su vez se refleja en el aumento de la temperatura del refrigerante a la salida del mismo.

Como se puede comprobar el rango de temperatura de trabajo motor se encuentra entre los 76 y los 94 °C, nunca excediendo esta última cifra, pues supondría una pérdida del rendimiento óptimo del motor.

Es importante resaltar que en el estudio realizado no se han incluido las puestas en marcha del vehículo, en las que la temperatura del líquido refrigerante es realmente baja, pudiendo inducir a futuros errores en el modelo. Por ello las diferentes simulaciones se han realizado dentro del rango de temperatura de trabajo motor que se ha establecido en este apartado.

6.2. Efecto frenado del vehículo

La frenada del vehículo supone un cambio importante en el modelo termodinámico establecido, pues pasa a intervenir un componente esencial, el retarder. Este hecho supone un gran aumento en la temperatura de salida del aceite del mismo, que se traduce en segundo lugar en un aumento del líquido refrigerante que sale de la caja de cambios.

A continuación representamos una evolución de la temperatura del aceite a la salida del retarder para varios días, donde los picos de temperatura más altos se corresponde a los momentos en los que el vehículo realiza la frenada:

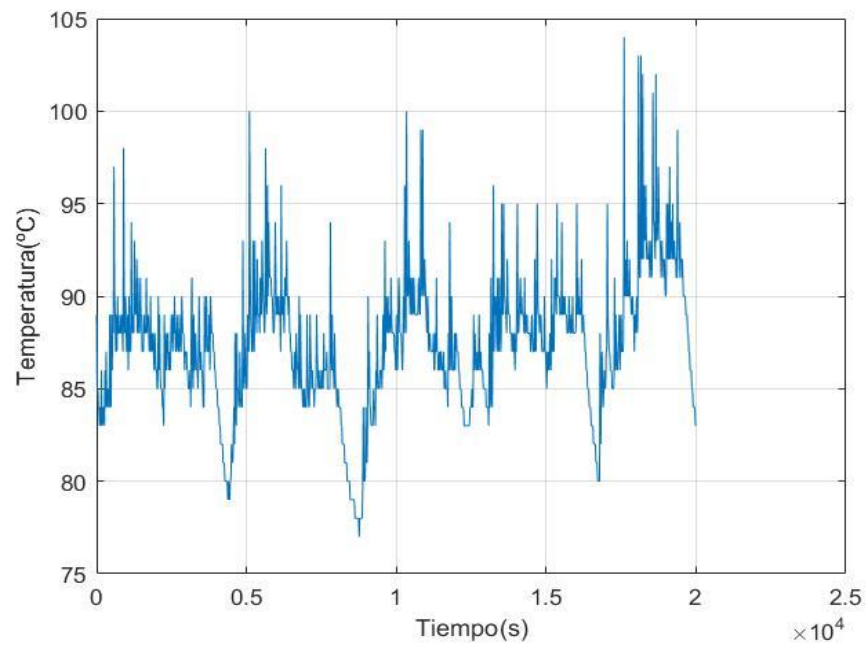


Ilustración 6-5. Evolución temperatura del aceite a la salida del retarder (23/01/2018)

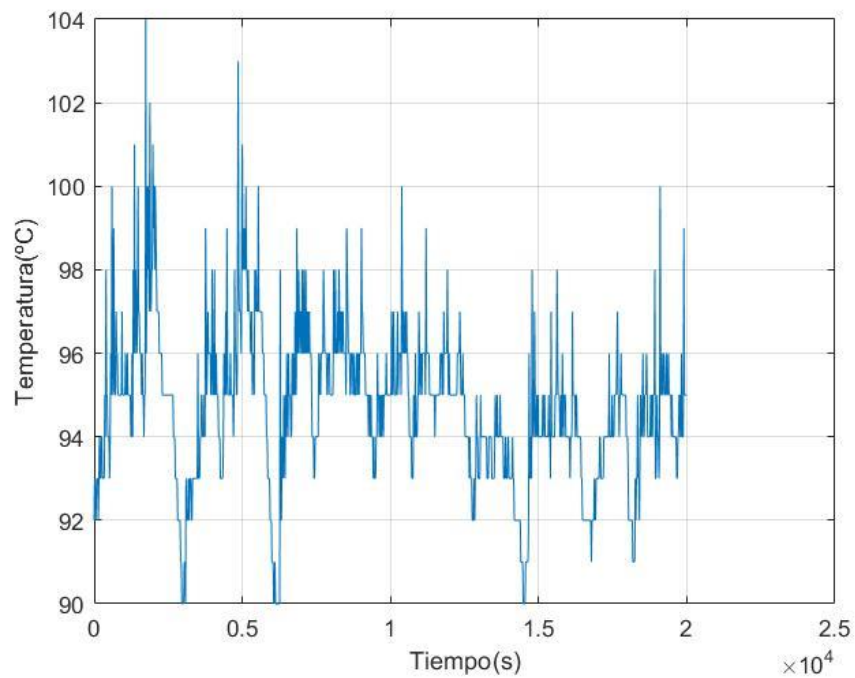


Ilustración 6-6. Evolución temperatura del aceite a la salida del retarder (01/08/2018)

Como se ha comentado, este efecto resulta de gran relevancia en el modelo debido a la gran diferencia de temperatura presente en el aceite del retarder al producirse la frenada, alcanzándose temperaturas incluso superiores a 100°C en los casos más extremos.

6.3. Efecto termostato

Este elemento resulta de vital importancia en nuestro sistema debido a que es el encargado de hacer circular el líquido refrigerante por el radiador en caso de obtener una temperatura del mismo a la salida del motor superior a la que hemos asignado como temperatura de control de la válvula del termostato.

Del funcionamiento correcto de este elemento en concreto dependerá gran parte del ajuste del modelo con el comportamiento real del sistema, pues traspasado la temperatura de apertura de la válvula, será esta la encargada de permitir el paso del líquido a través del radiador

6.4. Efecto temperatura ambiente

En base a lo que se ha visto en el primero de los apartados de este capítulo, la temperatura del medio ambiente juega un papel importante en el comportamiento térmico del modelo, pues a temperaturas elevadas, mayor es la temperatura alcanzada en el interior del motor. Esto se ve traducido en un incremento en la temperatura del refrigerante líquido que circula por el interior del sistema de refrigeración.

A priori, cabe pensar que este efecto podría modificar el valor óptimo alcanzado para ciertos parámetros en base al rango de temperatura ambiente empleado en la simulación. Por este motivo, se han desarrollado diversas simulaciones en base a diferentes temperaturas ambientes, con el fin último de determinar que parámetros de aquellos cuyo valor nominal se desconoce dependen funcionalmente de ello. Los resultados obtenidos serán comentados en el siguiente capítulo.

Para respaldar la idea de que el valor de parámetros como los que representan la diferencia de temperatura entre el aceite de transmisión o del retarder respecto de la temperatura del líquido de refrigerante, se muestra la ilustración 6-7:

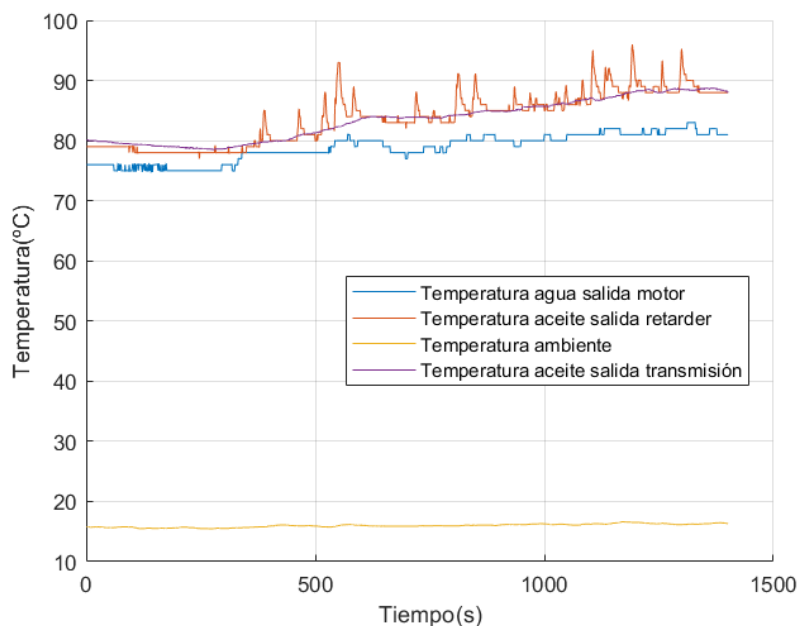


Ilustración 6-7. Evolución temperaturas (23/01/2018)

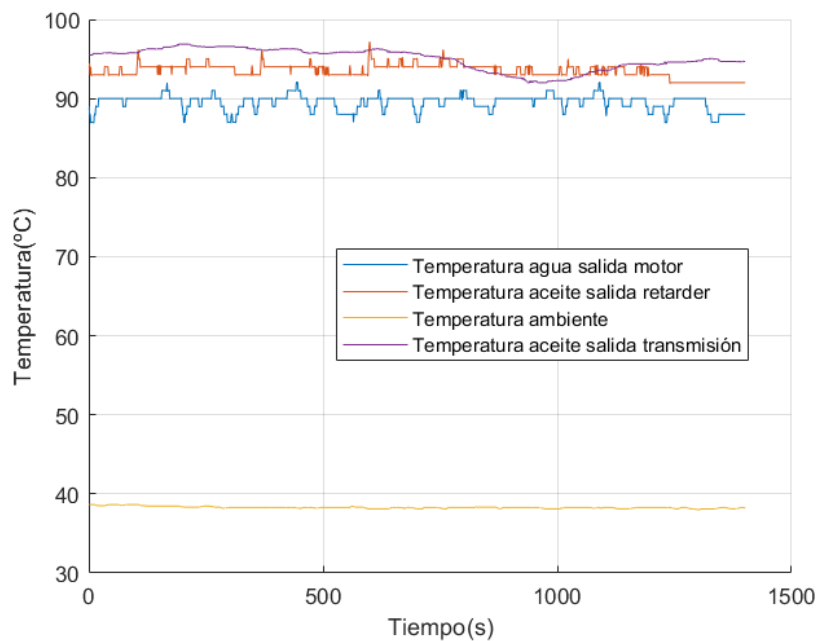


Ilustración 6-8. Evolución temperaturas (01/08/2018)

A partir de las ilustraciones 6-7 y 6-8, puede comprobarse como varían las temperaturas de aceite tanto del retarder como de la transmisión, así como la temperatura del agua refrigerante a la salida del motor, en base a la temperatura ambiente. Estas temperaturas son sensibles a la temperatura ambiente, pues un cambio en esta supone una variación de las otras. De este modo se puede mencionar el caso de la temperatura de agua a la salida de motor, que para una temperatura ambiente en torno a los 15-20°C, ésta alcanza un valor medio de unos 80 °C, mientras que para una temperatura ambiente dentro del rango de los 35-40°C, la temperatura del refrigerante se sitúa alrededor de los 90°C. En lo referente a la temperatura del aceite de refrigeración, para el caso correspondiente a la ilustración 6-7 presenta una variación con el leve incremento de la temperatura ambiente, llegando a alcanzar unos 88 °C. Para el caso de la ilustración 6-8 vemos como la temperatura del aceite en el retarder se sitúa en torno a los 95° C. Como la variación para el caso de la temperatura de refrigerante a la salida de motor es mayor que para el aceite tanto de retarder como de transmisión, se prevee que los parámetros ya mencionados presenten una correlación con la temperatura ambiente.

7 VALIDACIÓN DEL MODELO

El objetivo principal de este capítulo comprende la metodología desarrollada para proceder a validar el modelo empleado, junto con una reproducción de cada uno de los pasos que se han llevado a cabo en la evolución del modelo. Además, se fijarán los valores de los parámetros que no tengan ninguna dependencia con alguna otra variable propia del modelo. Por último, se mostrarán las curvas resultantes al final del proceso de optimización.

7.1. Metodología seguida para validar el modelo

En este primer apartado se va a desarrollar la metodología representada en la ilustración 7-1:

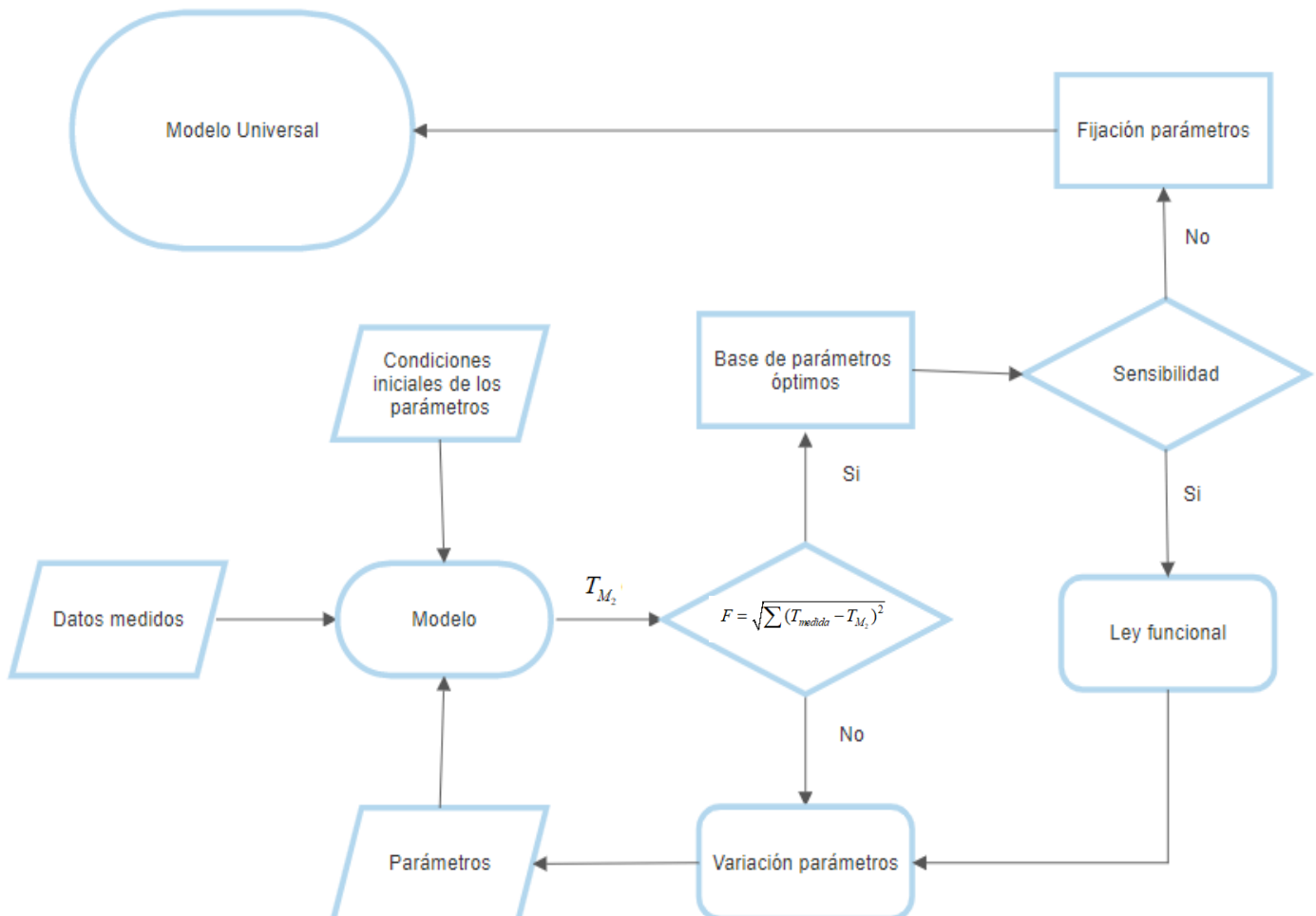


Ilustración 7-1. Diagrama de bloques de la metodología desarrollada

Como se puede observar en la ilustración, para proceder al proceso de validación, es preciso realizar un número considerable de simulaciones del sistema de refrigeración, suministrando al modelo desarrollado en el capítulo 5 las bases de datos medidas y que son aportadas a través del CAN bus, junto a valores preestablecidos para cada uno de los parámetros desconocidos presentes en dicho modelo, estableciendo unos valores razonables basados en magnitudes típicas de otros modelos reales.

El resultado de dichas simulaciones es la evolución temporal de la temperatura de refrigerante a la salida del motor (T_{M_2}). Dicho resultado es comparado con la medida real conocida, como ya se comentó en capítulos anteriores, a partir de cuya comparación se determina si el modelo sigue o no la dinámica del sistema.

Para determinar el valor exacto de los parámetros ocultos con el fin último de obtener un modelo universal que simule el comportamiento térmico del motor para cualquier instante de tiempo, se ha introducido la ecuación (1.41) de la cual se pretende encontrar el mínimo. Esta minimización de la función se lleva a cabo a través de la variación del valor de los diferentes parámetros dentro del rango establecido previamente.

Una vez se ha encontrado el mínimo, se dispondrá de un paquete de parámetros para los cuales la temperatura calculada es la que mejor simula el comportamiento real del sistema en el tiempo establecido. Debido a que se realizan diversas simulaciones para momentos del día en los que la temperatura ambiente es diferente, se obtienen resultados que deben ser analizados para comprobar si alguno de los parámetros tiene cierta dependencia con el ambiente. Este es el bloque correspondiente a la sensibilidad de los parámetros con la temperatura exterior representada en el diagrama de la ilustración 7-1. En caso de presentar correlación, se debe establecer una ley funcional del parámetro con la temperatura ambiente, descartando a este parámetro del paquete de incógnitas y volviendo a realizar la simulación para comprobar si se produce o no mejora en el modelo.

Tras este proceso y en base a las numerosas simulaciones realizadas, se establece un valor nominal para cada uno de los parámetros, calculado en torno a la media establecida por los resultados obtenidos. Fijados estos parámetros, el modelo debe reproducir el comportamiento térmico del motor con el mayor grado de precisión posible, teniendo en cuenta que, como ya se comentó anteriormente, la resolución del dato real medido del SPN_110, correspondiente a la temperatura de refrigerante a la salida del motor, es de un grado centígrado. Esto implica que el CAN bus proporciona un dato con un valor nominal que puede variar un grado arriba o abajo.

Además, para la correcta validación del modelo se precisa analizar los resultados obtenidos para cada uno de los parámetros, comprobando que no carecen de sentido físico y que su magnitud se encuentra en torno a valores próximos a la realidad.

7.2. Reproducción histórica del modelo

En este apartado se realizará una descripción de la evolución del modelo, tratando cada uno de los pasos que se han llevado a cabo para alcanzar los resultados con el mayor grado de precisión posible.

7.2.1. Incorporación del delay

Tras realizar unas primeras simulaciones, el modelo presentado en capítulos anteriores no era capaz de alcanzar la dinámica de la medida real, presentando ciertos retrasos o adelantos con respecto a dicha medida. De este modo, considerando que el vehículo bajo estudio posee grandes dimensiones y teniendo en cuenta que no todos los componentes que forman parte del sistema de refrigeración se encuentran cercanos unos de otros, se decidió introducir un retraso o *delay* en algunos puntos del sistema.

Primeramente, se definirá la metodología seguida para el cálculo del tiempo de retraso, relacionándolo con variables características del sistema. A partir de la definición propia de velocidad, podemos llegar al siguiente resultado:

$$t = \frac{L}{v} \quad (1.42)$$

donde L representa la longitud que debe recorrer el refrigerante desde el punto donde su temperatura es calculada, hasta el punto donde se debe hacer uso de dicha temperatura, y v es la velocidad con la que circula dicho refrigerante durante su trayecto.

La velocidad del líquido puede ser a su vez definida a partir de la definición del caudal de un fluido:

$$Q = \rho v A \quad (1.43)$$

Por último, bastaría con definir el área del conducto. Sabiendo que se trata de una tubería circular, resulta:

$$A = \frac{\pi d^2}{4} \quad (1.44)$$

Haciendo uso de las ecuaciones anteriores, el tiempo de retraso podría describirse en función de las características del sistema como sigue:

$$t = \frac{\rho L \pi d^2}{4Q} \quad (1.45)$$

Definido el retraso del líquido refrigerante, el siguiente paso consiste en localizar dicho retraso en nuestro modelo. Debido a que la caja de cambios y el motor se encuentran suficientemente distanciados, aplicaremos un *delay* entre la temperatura de salida de motor calculada en un instante de tiempo, y la empleada en la temperatura de refrigerante que alcanza la caja de cambios. Del mismo modo, situaremos otro retraso entre la temperatura de refrigerante a la salida de la caja de cambios y la que se sitúa previa a la entrada del motor, donde se mezcla con la procedente del radiador, en caso de que este se encuentre funcionando, y la que procede directamente de la salida de motor.

De este modo, los tiempos de retraso presentes en nuestro sistema vendrán definidos a través de las relaciones siguientes:

$$t_1 = \frac{\rho_{agua} L_1 \pi d_1^2}{4Q_{cc}} \quad (1.46)$$

$$t_2 = \frac{\rho_{agua} L_2 \pi d_2^2}{4Q_{cc}} \quad (1.47)$$

donde d_1, L_1 y d_2, L_2 se corresponden con el diámetro de la tubería y la longitud de la misma entre la salida del refrigerante del motor y la entrada a la caja de cambios y la salida del refrigerante de la caja de cambios a la junta con el resto del refrigerante previa a su entrada al motor respectivamente.

De este modo, las ecuaciones (1.6) y (1.27) resultarían ahora:

$$T_{R_2}(t) = \frac{Q_{cc}(t)}{Q(t)} T_{sc}(t-t_2) + \frac{Q_{va}(t)}{Q(t)} T_{R_1}(t) + \frac{Q(t) - (Q_{cc}(t) + Q_{va}(t))}{Q(t)} T_{M_2}(t) \quad (1.48)$$

$$\frac{\dot{W}_{ReI}(t)}{\dot{W}_{trans}(t)} = \frac{\dot{m}_R(t)}{\dot{m}_t(t)} \cdot \left(\frac{T_{Rs}(t) - T_{M_2}(t-t_1)}{T_{ts}(t) - T_{M_2}(t-t_1)} \right) \quad (1.49)$$

Cabe resaltar que debido a que se desconocen las variables previas al inicio de la simulación, se ha tenido en consideración que mientras el instante de tiempo en el que estamos calculando las respectivas variables sea inferior al primero de los retrasos existentes en cada uno de los dos casos mencionados, las ecuaciones empleadas continuarán siendo (1.6) y (1.27), no siendo aplicable el delay. Superado este tiempo, actuarán las ecuaciones (1.48) y (1.49) que necesitarán hacer uso de valores de temperaturas previamente calculados.

Debido a que se han incluido cuatro parámetros más al conjunto de variables cuyo valor exacto se desconoce, se debe incluir una tabla como la mostrada en el capítulo 5, que permita al programa desarrollado en el software informático de MATLAB determinar el valor óptimo de estos últimos parámetros.

Parámetro	Valor mínimo	Valor máximo
d_1	0.020 m	0.030 m
d_2	0.020 m	0.030 m
L_1	2 m	10 m
L_2	2 m	10 m

Tabla 7-1. Valores máximos y mínimos para los parámetros referentes al delay

7.2.2. Análisis de la sensibilidad del modelo con la temperatura ambiente

Tras incluir en el modelo el delay comentado anteriormente, se procedió a realizar un análisis de sensibilidad del sistema con la temperatura ambiente. Como se comentó en el capítulo 6, dicha temperatura tenía especial importancia en la temperatura de trabajo del motor. Por este motivo, se precisa realizar de un análisis, para comprobar si alguno de los parámetros propios del modelo depende funcionalmente de dicha temperatura. Para ello, se realizarán varias simulaciones para paquetes de datos de entrada en los que la temperatura ambiente se mantendrá en cierta medida constante, no variando más de un grado centígrado en torno a la magnitud establecida. De este modo, se harán simulaciones para temperaturas en torno a 15, 20, 25, 30 y 35 °C. El resultado de este estudio fue el siguiente:

Parámetros	Temperatura ambiente				
	15°C	20°C	25°C	30°C	35°C
k_1	4.9864	4.5571	3.9392	3.4799	2.9837
k_2	8.9984	7.9801	6.0221	5.9995	5.2567
k	0.2567	0.2569	0.2560	0.2500	0.2563
π_c	1.6000	1.6774	1.6625	1.5997	1.6024
η_c	0.6450	0.6500	0.6460	0.6456	0.6453
V_M	0.0347	0.0393	0.0338	0.0335	0.0384
V_{RM}	0.0200	0.0200	0.0189	0.0190	0.0192
\dot{m}_{aire}	0.3150	0.2982	0.3347	0.3215	0.3256
A_{RMotor}	0.4450	0.4453	0.4442	0.4453	0.4383
A_{Turbo}	0.1450	0.1502	0.1456	0.1434	0.1470
C	91.3049	92.5120	90.0714	89.9598	89.7143
$q_{50\%}$	154.4760	153.3641	158.4437	157.1384	158.0018
$q_{100\%}$	390.3108	390.0725	395.5163	395.8709	394.9989
η_{RT}	0.6453	0.6450	0.6393	0.6450	0.6385
η_{RM}	0.6412	0.6376	0.6315	0.6524	0.6470
q_{cc}	0.3333	0.3486	0.3177	0.3334	0.3349
Q_{max}	101.0039	101.7014	100.9899	101.4254	103.8473

d_1	0.0225	0.0227	0.0231	0.0225	0.0236
d_2	0.0247	0.0238	0.0226	0.0230	0.0244
L_1	8.5621	8.0475	8.3491	8.7622	8.0364
L_2	7.9348	7.4580	7.2694	7.1637	7.2564

Tabla 7-2. Valores de los parámetros para diferentes temperaturas ambientes

A la vista de los resultados anteriores mostrados en la table 7-2, no hay ninguna duda de que los dos primeros parámetros, correspondientes a la diferencia de temperatura entre el aceite y el líquido refrigerante a la salida de la transmisión y del retarder (k_1 y k_2 respectivamente), presentan una cierta dependencia funcional con la temperature ambiente.

En lo que sigue, consideraremos que dicha dependencia es lineal:

$$\begin{aligned} k_1 &= AT_a + B \\ k_2 &= CT_a + D \end{aligned} \quad (1.50)$$

Para encontrar el valor de los parámetros que definen dicha ley, haremos uso de los resultados anteriores, con los que obtendremos:

$$\begin{aligned} k_1 &= -0.1547 \cdot T_a + 7.3072 \\ k_2 &= -0.297663 \cdot T_a + 13.4628 \end{aligned} \quad (1.51)$$

7.2.3. Obtención del valor nominal de cada uno de los parámetros

En este apartado, procederemos a la fijación del valor de los parámetros que se desconocían previamente al estudio realizado, con el objetivo último de obtener un modelo universal que simule, para todas las condiciones presentes, el comportamiento del sistema de refrigeración del vehículo. Posteriormente, nos centraremos en comentar y si es posible comparar, dichos resultados con datos reales, para verificar la validez de los mismos.

Para la obtención de estos valores, se ha realizado una media para cada uno de los parámetros presentados en el apartado anterior, dando como resultados:

d_1	0.0229
d_2	0.0237
L_1	8.3515
L_2	7.4165
k	0.2552
π_c	1.6284
η_c	0.6464
V_M	0.0359
V_{RM}	0.0194
\dot{m}_{aire}	0.3190
A_{RMotor}	0.4436
A_{Turbo}	0.1462
C	90.7125
$q_{50\%}$	156.2848
$q_{100\%}$	393.3540
η_{RT}	0.6453
η_{RM}	0.6412
q_{cc}	0.3337
Q_{max}	101.7936

Tabla 7-3. Valores definitivos de los diferentes parámetros

7.3. Curvas resultantes

En este ultimo apartado que conforma el capítulo de validación del modelo, nos centraremos en ilustrar las curvas resultantes del programa ejecutado en el software informático MATLAB. En estas curvas representaremos la temperatura del líquido de refrigeración a la salida del motor, tanto la calculada como la medida real obtenida por medio del CAN bus del vehículo, a lo largo de diferentes tramos de tiempo.

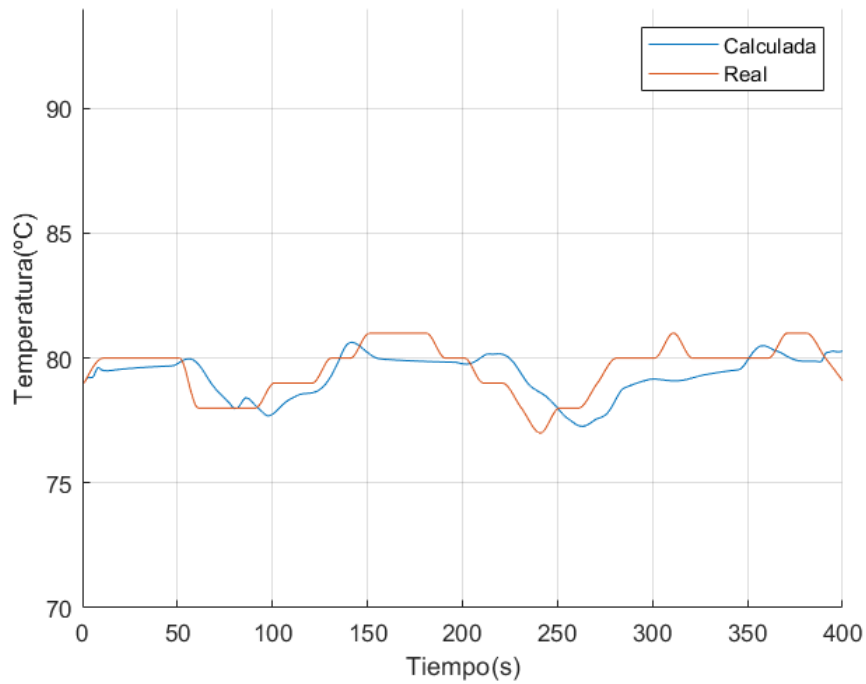


Ilustración 7-2. Curva resultante 23/01/2018

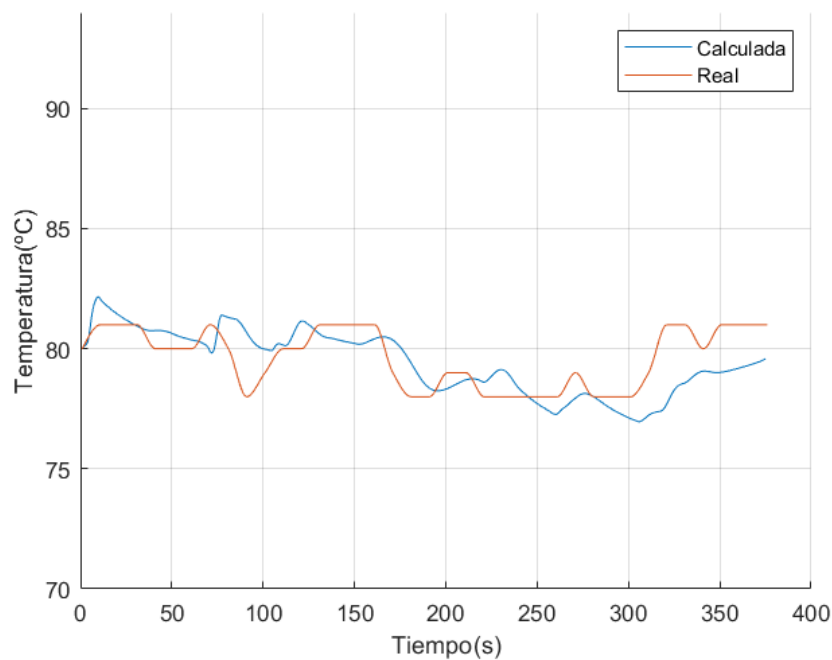


Ilustración 7-3. Curva resultante 23/01/2018

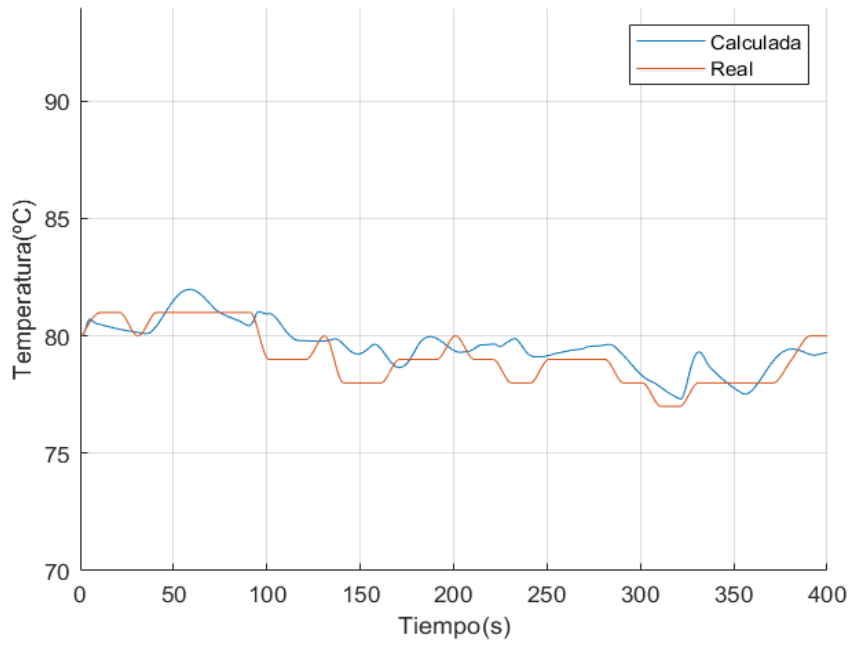


Ilustración 7-4. Curva resultante 23/01/2018

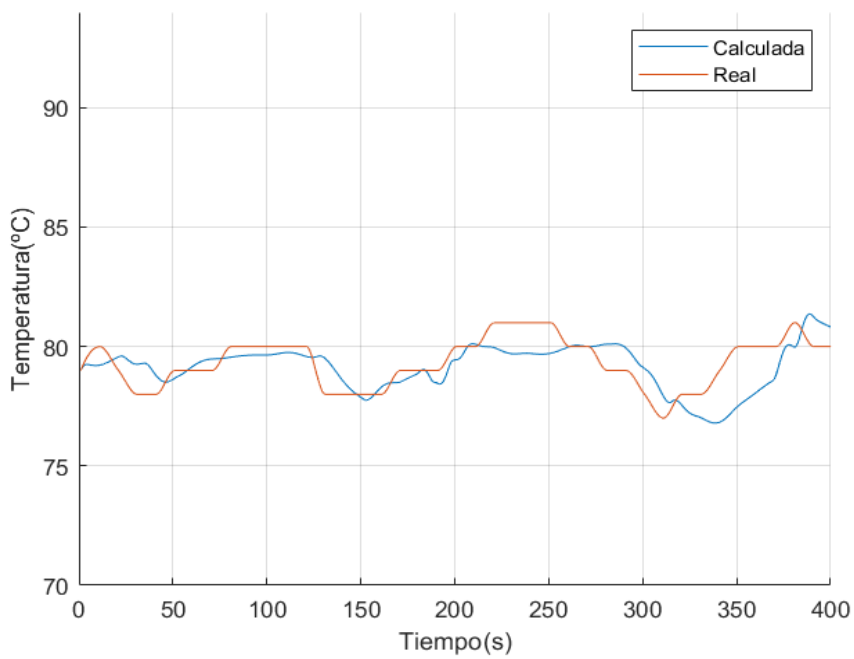


Ilustración 7-5. Curva resultante 23/01/2018

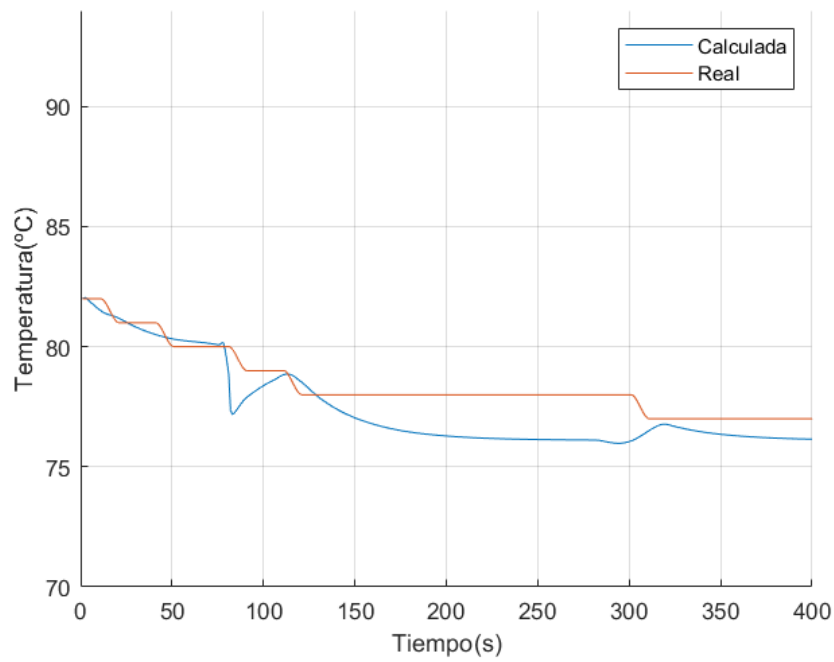


Ilustración 7-6. Curva resultante 25/02/2018

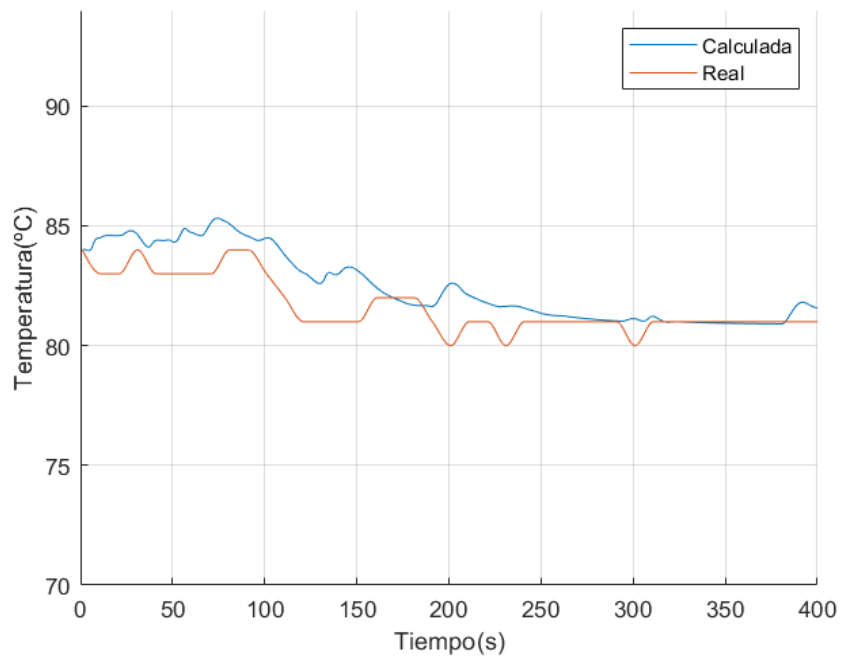


Ilustración 7-7. Curva resultante 25/02/2018

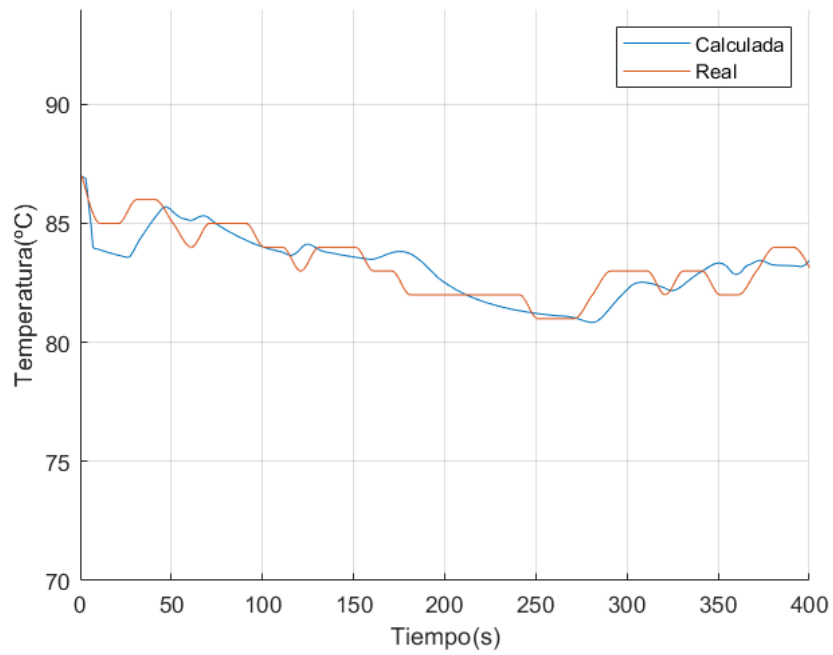


Ilustración 7-8. Curva resultante 31/07/2018

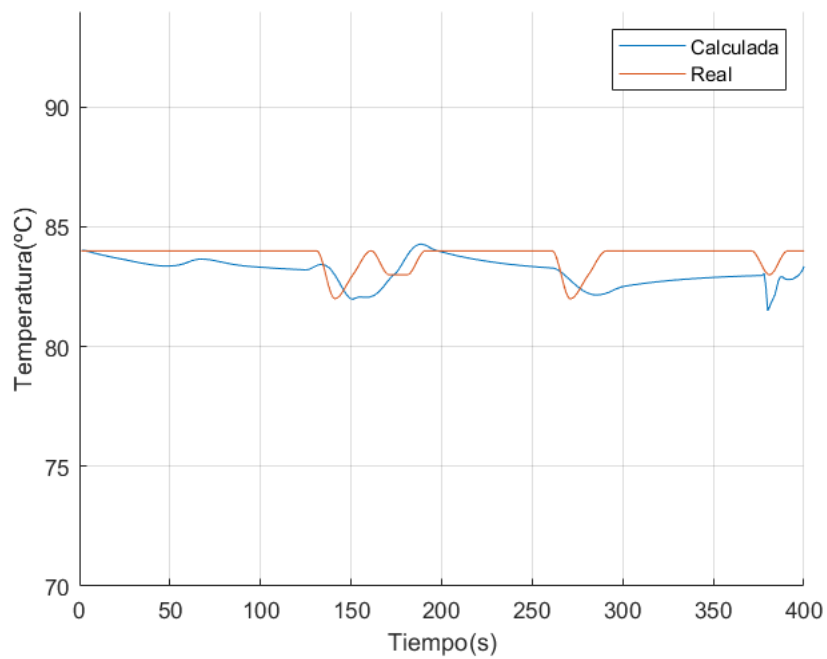


Ilustración 7-9. Curva resultante 31/07/2018

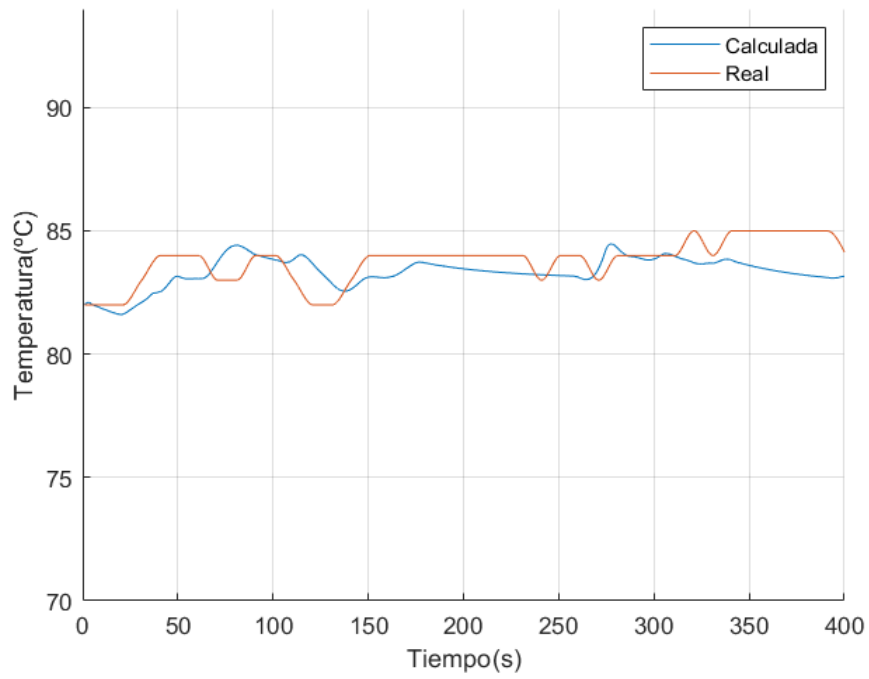


Ilustración 7-10. Curva resultante 31/07/2018

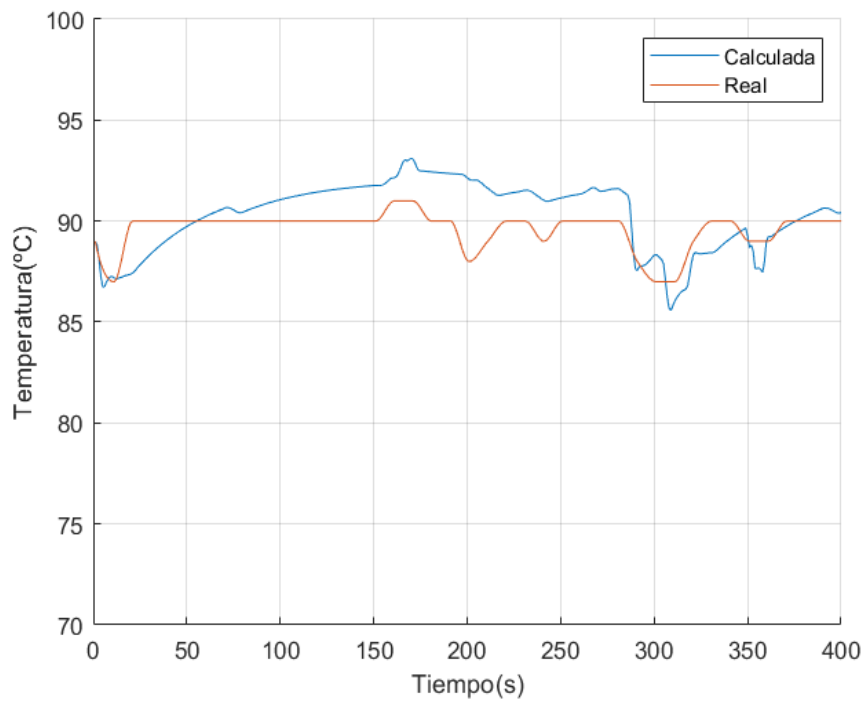


Ilustración 7-11. Curva resultante 01/08/2018

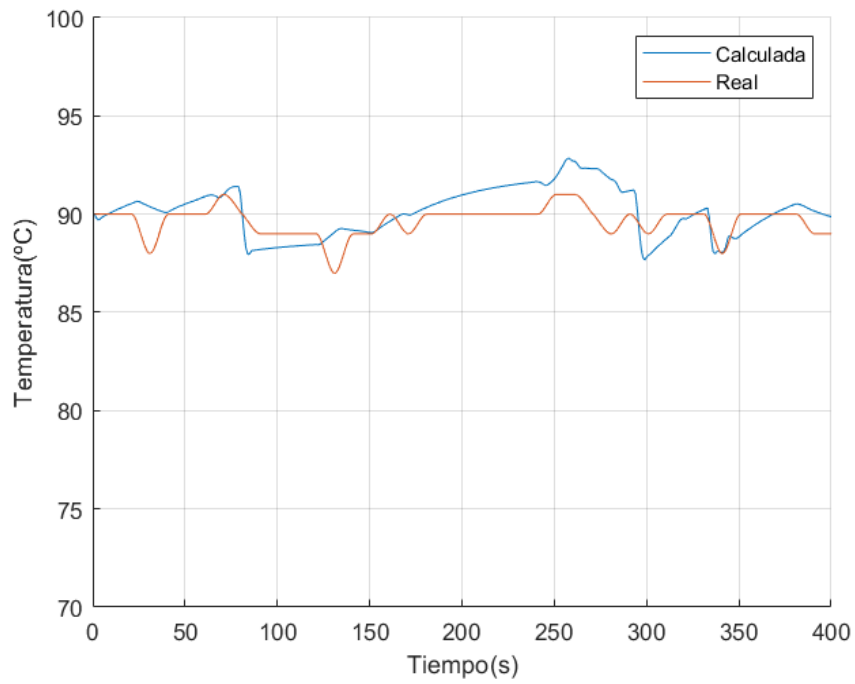


Ilustración 7-12. Curva resultante 01/08/2018

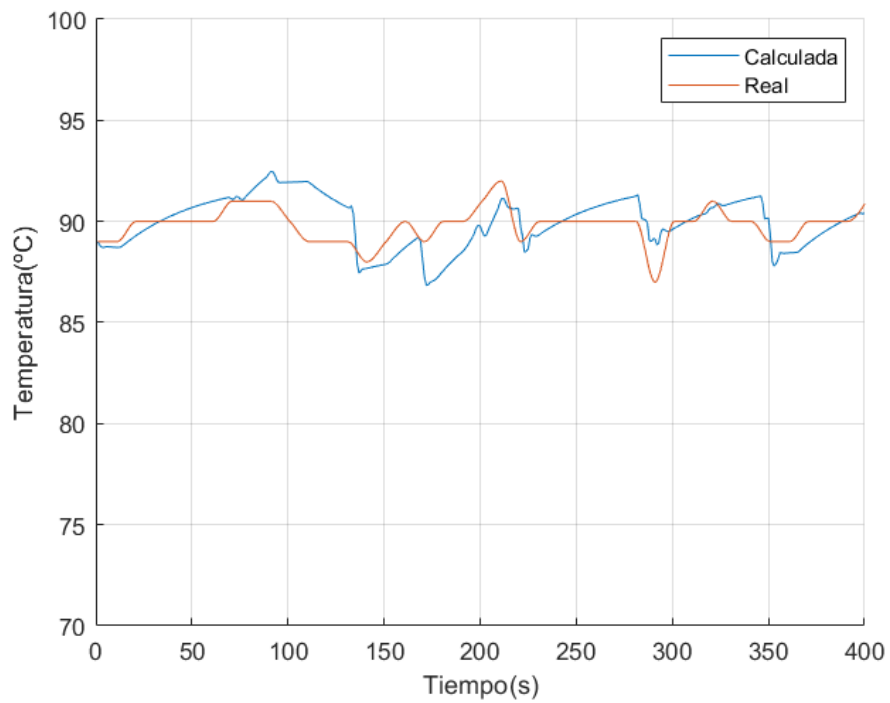


Ilustración 7-13. Curva resultante 01/08/2018

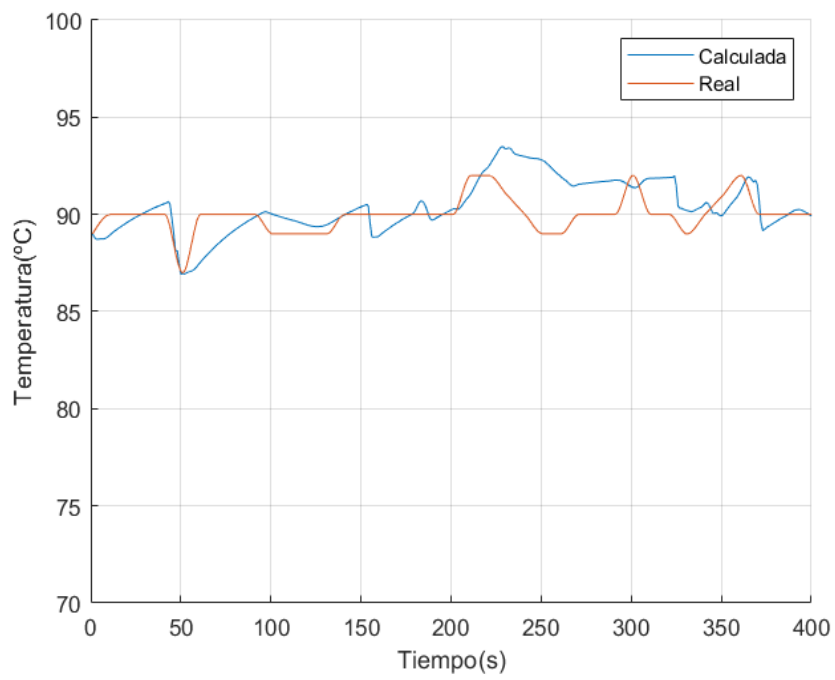


Ilustración 7-14. Curva resultante 02/08/2018

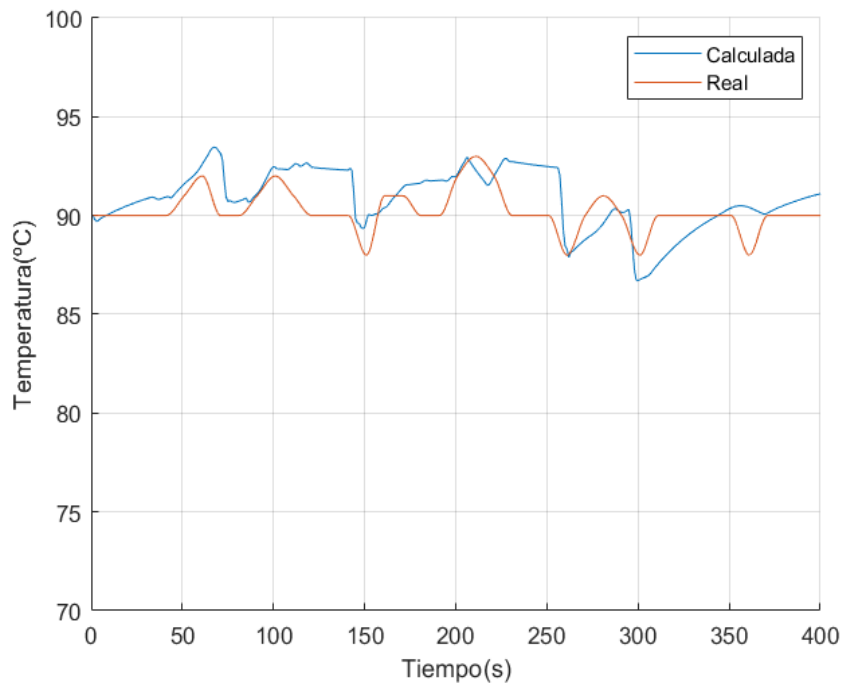


Ilustración 7-15. Curva resultante 02/08/2018

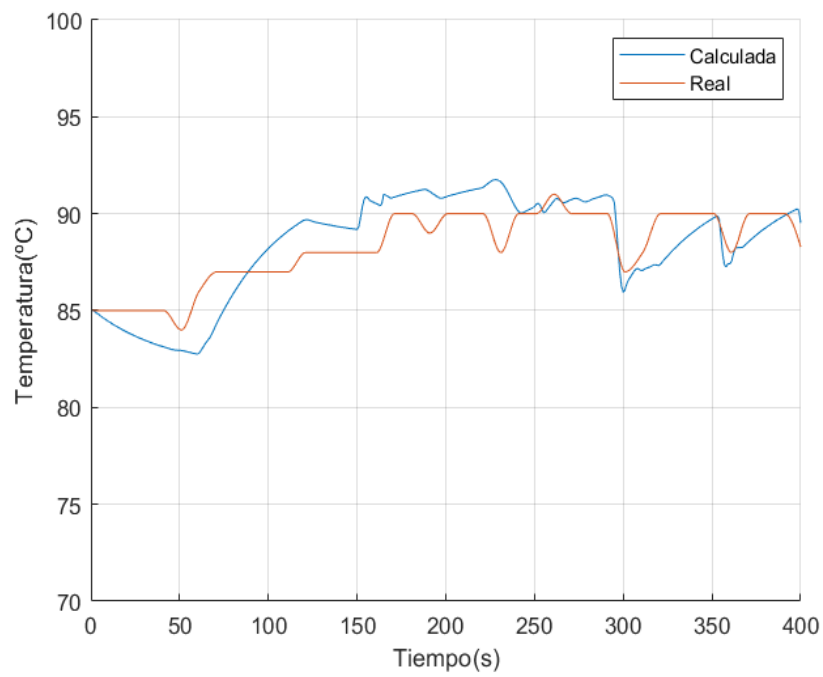


Ilustración 7-16. Curva resultante 02/08/2018

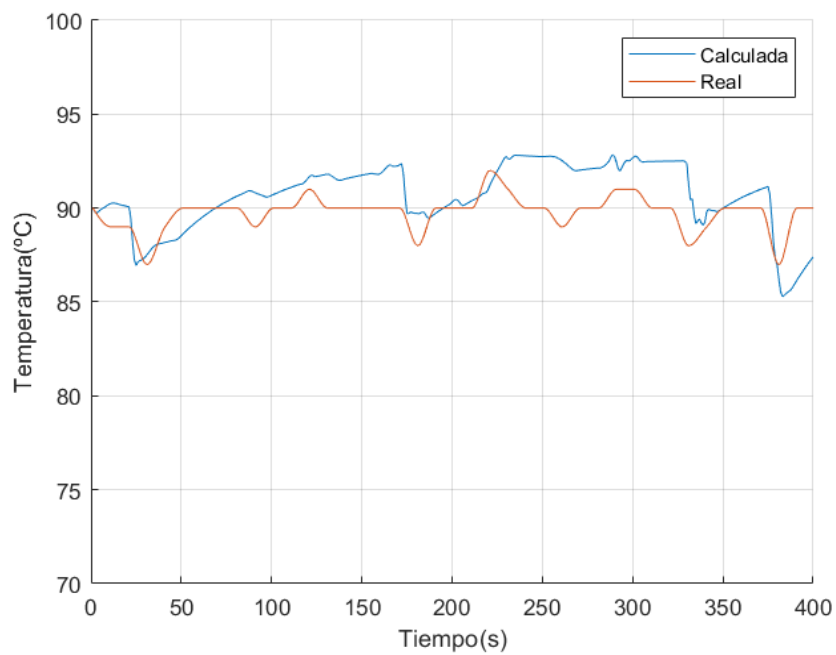


Ilustración 7-17. Curva resultante 02/08/2018

A la vista de los resultados obtenidos y que han sido ilustrados en las gráficas anteriores, podemos comprobar como el modelo establecido en el proyecto es capaz de alcanzar con cierto grado de precisión la dinámica del comportamiento del sistema, llegando a ser en ciertas ocasiones la medida calculada idéntica a la medida real. Aún así cabe resaltar que en ciertos momentos se aprecia cierto retraso o adelanto en la temperatura calculada, indicio que se podría asociar a la falta de consideración de algún mecanismo a la hora de establecer el modelo.

En lo que respecta a los valores que se han obtenido para los parámetros que eran desconocidos al principio del estudio, debemos precisar que estos resultados no se encuentran en los extremos de los valores preestablecidos, hecho que nos permite concluir que el mínimo de la función que debíamos minimizar se encontrada dentro de dicho rango. En cuanto a la magnitud de estos parámetros, se puede determinar que es razonable, y que podrían tratarse de valores reales encontrados en un vehículo con una planta propulsiva y un sistema de refrigeración de prestaciones similares al estudiado en este proyecto.

Con todo ello, podemos considerar válido al modelo aquí desarrollado, teniendo en cuenta que el valor calculado se ajusta bien al valor real, aún con las hipótesis y parámetros desconocidos que presentaba dicho modelo.

A continuación ilustraremos algunos de los resultados anteriores completados con las condiciones de operación, como son la potencia desarrollada por el par motor, la velocidad de giro del motor, el par de frenado, las temperaturas de aceite en la transmisión y el retarder y la temperatura ambiente.

Comenzaremos anexionando las condiciones de operación a la ilustración 7-2:

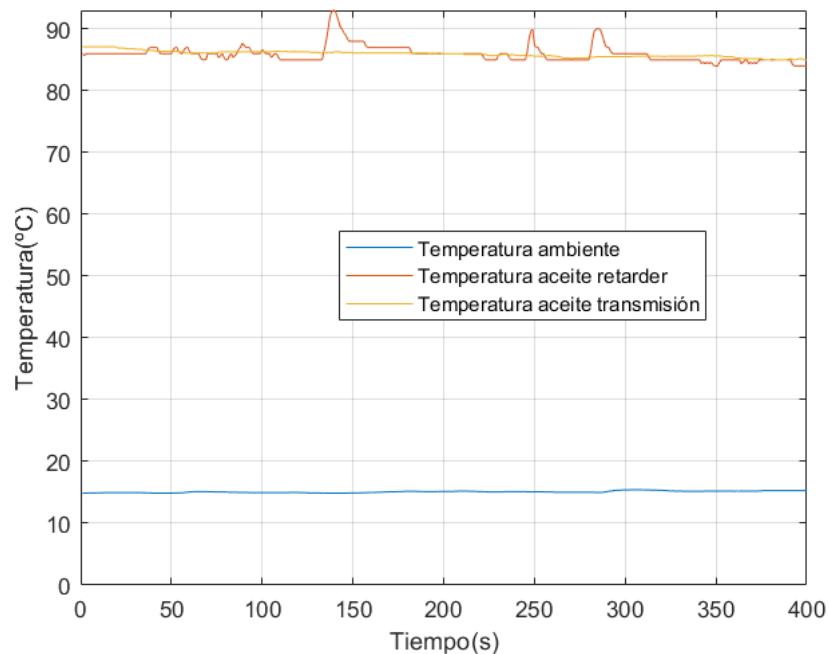


Ilustración 7-18. Evolución temperaturas 23/01/2018

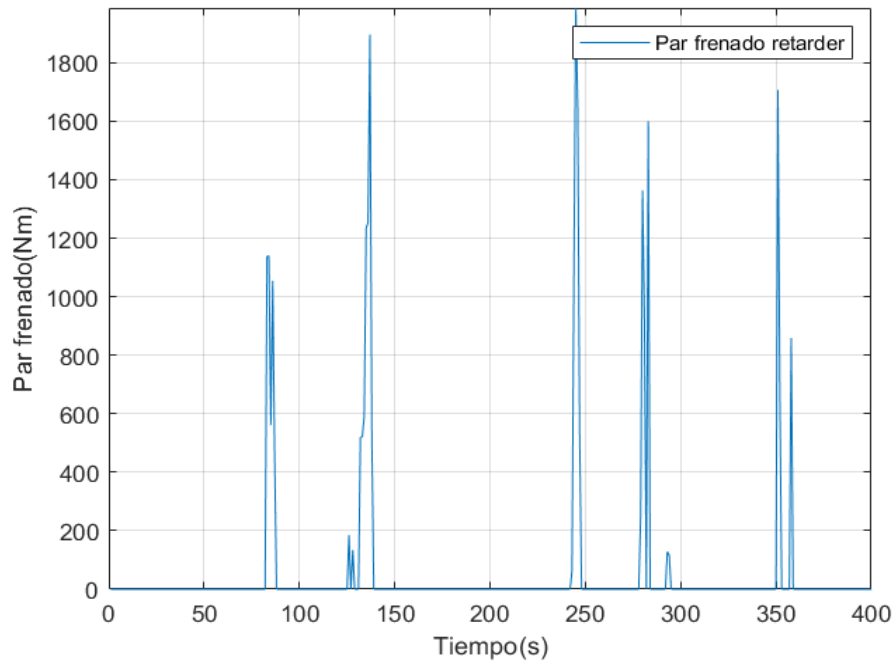


Ilustración 7-19. Evolución par frenado 23/01/2018

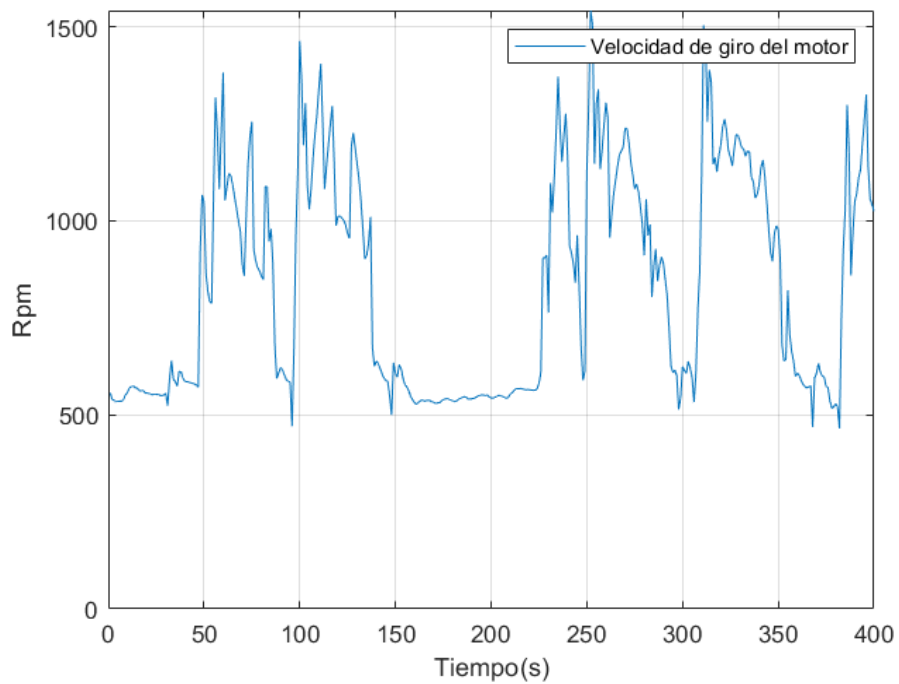


Ilustración 7-20. Evolución velocidad de giro del motor 23/01/2018

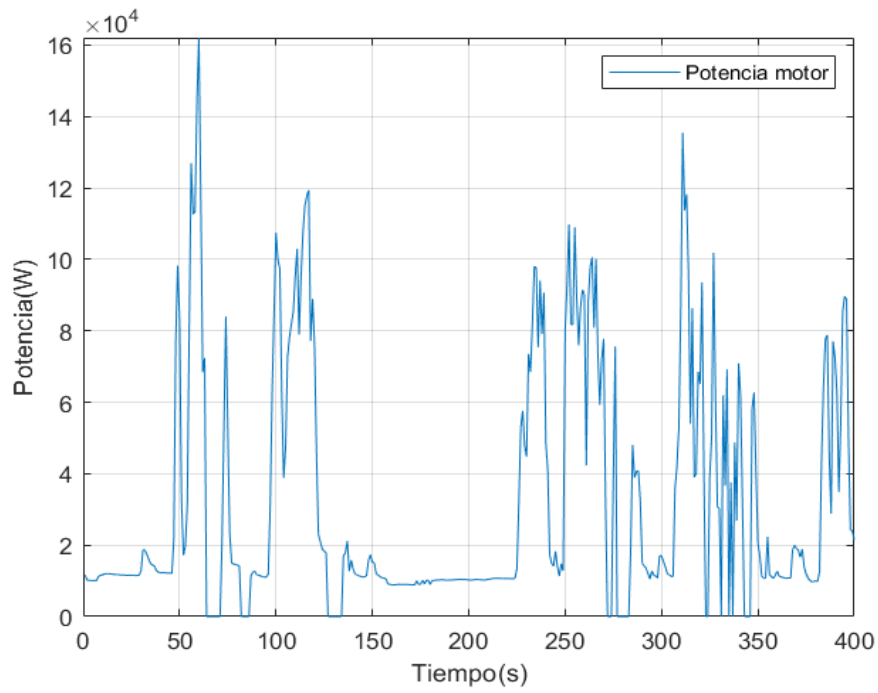


Ilustración 7-21. Evolución potencia par motor 23/01/2018

En Segundo lugar, presentaremos las condiciones de operación para la ilustración 7-9:

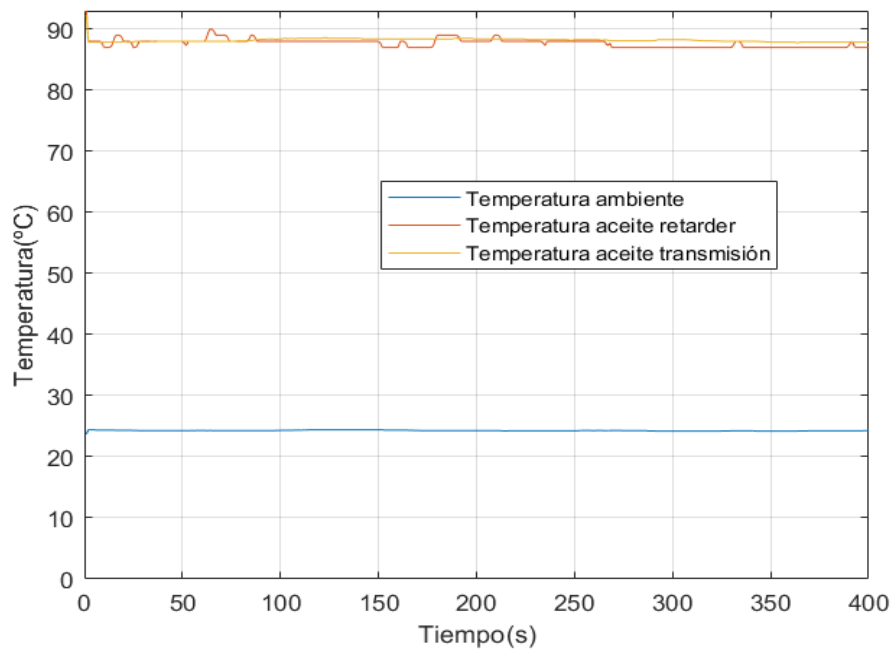


Ilustración 7-22. Evolución temperaturas 31/07/2018

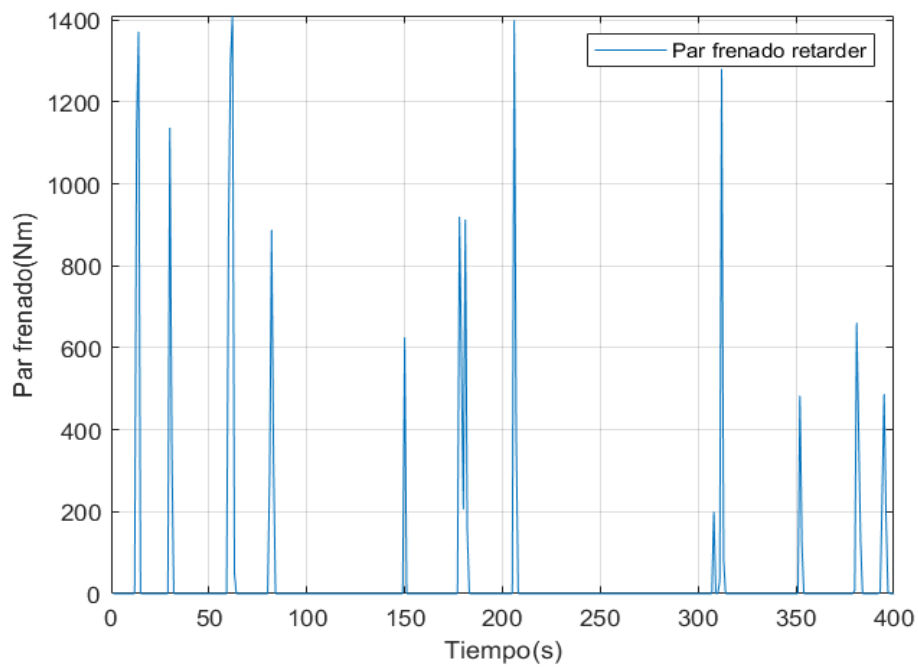


Ilustración 7-23. Evolución par frenado 31/07/2018

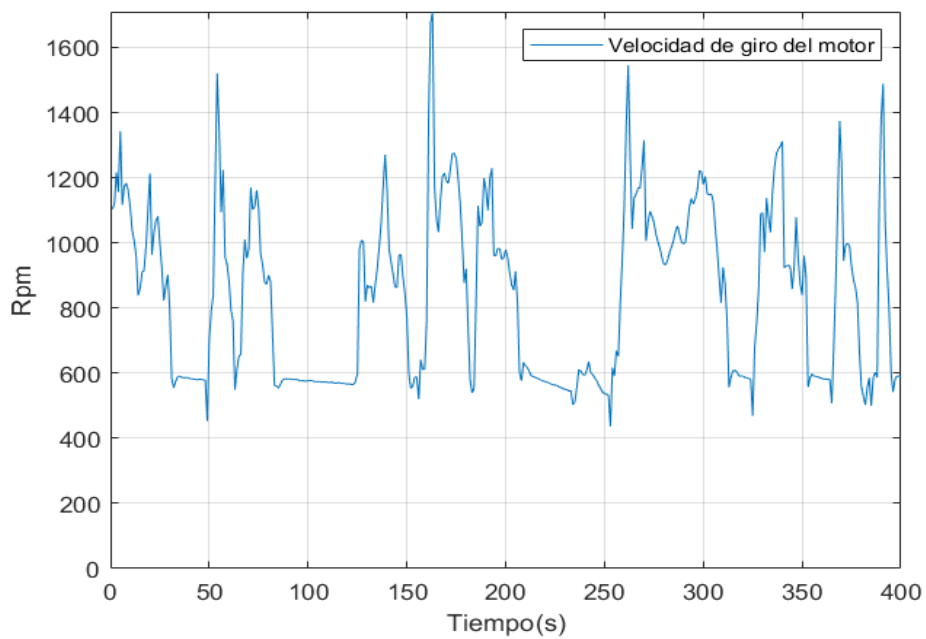


Ilustración 7-24. Evolución velocidad de giro del motor 31/07/2018

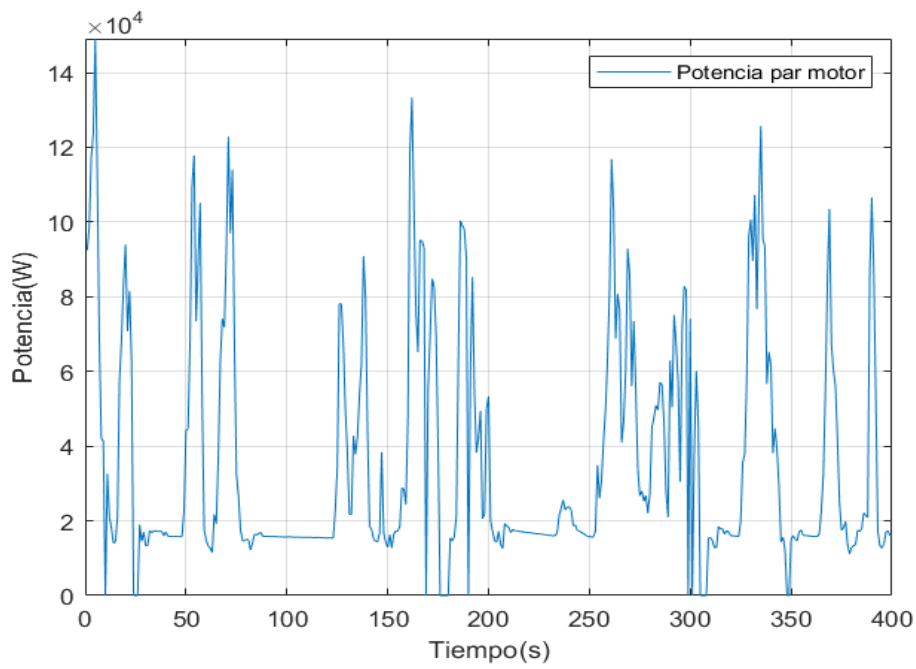


Ilustración 7-25. Evolución potencia par motor 31/07/2018

En tercer lugar, se representan las condiciones de operación para el caso de la ilustración 7-11:

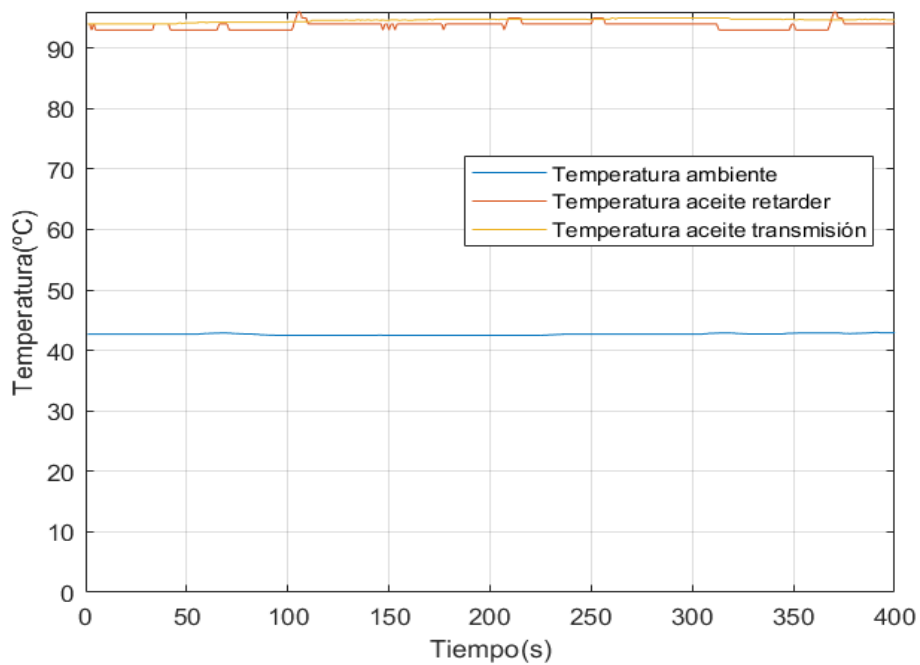


Ilustración 7-26. Evolución temperaturas 01/08/2018

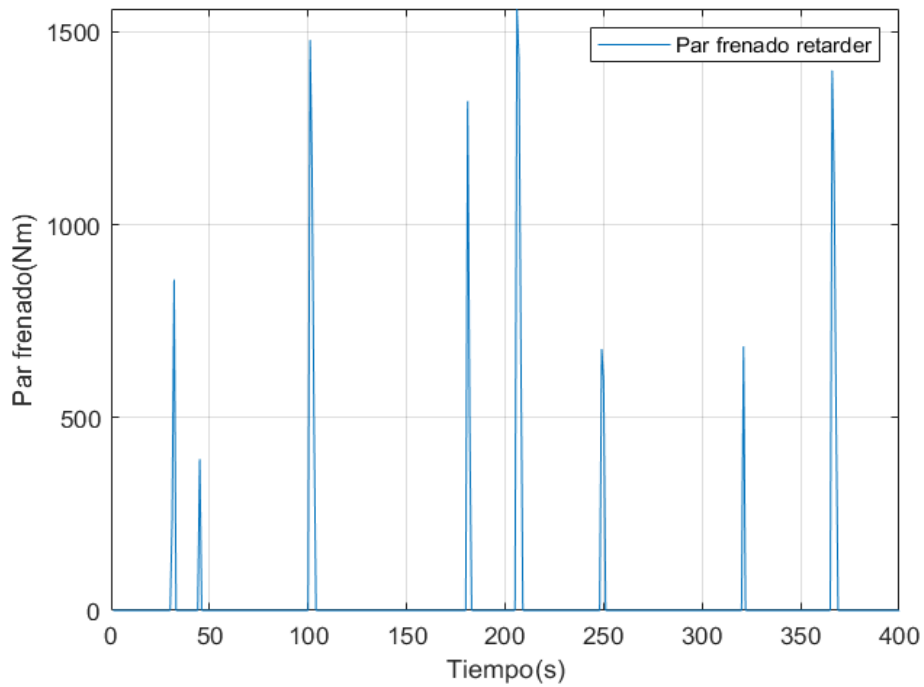


Ilustración 7-27. Evolución par frenado 01/08/2018

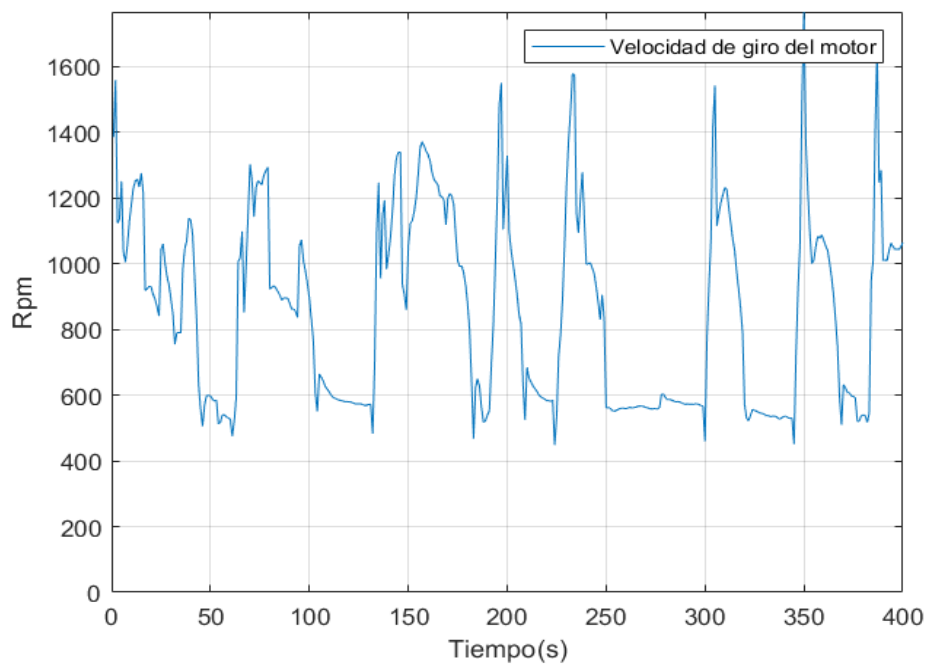


Ilustración 7-28. Evolución velocidad de giro del motor 01/08/2018

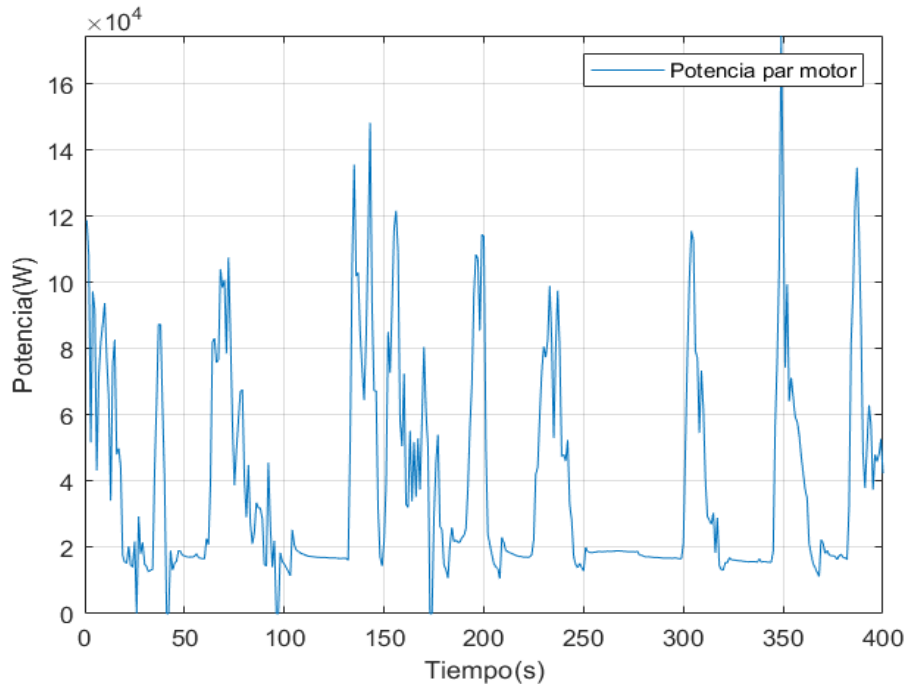


Ilustración 7-29. Evolución potencia par motor 01/08/2018

Por ultimo, se complementará a la ilustración 7-14:

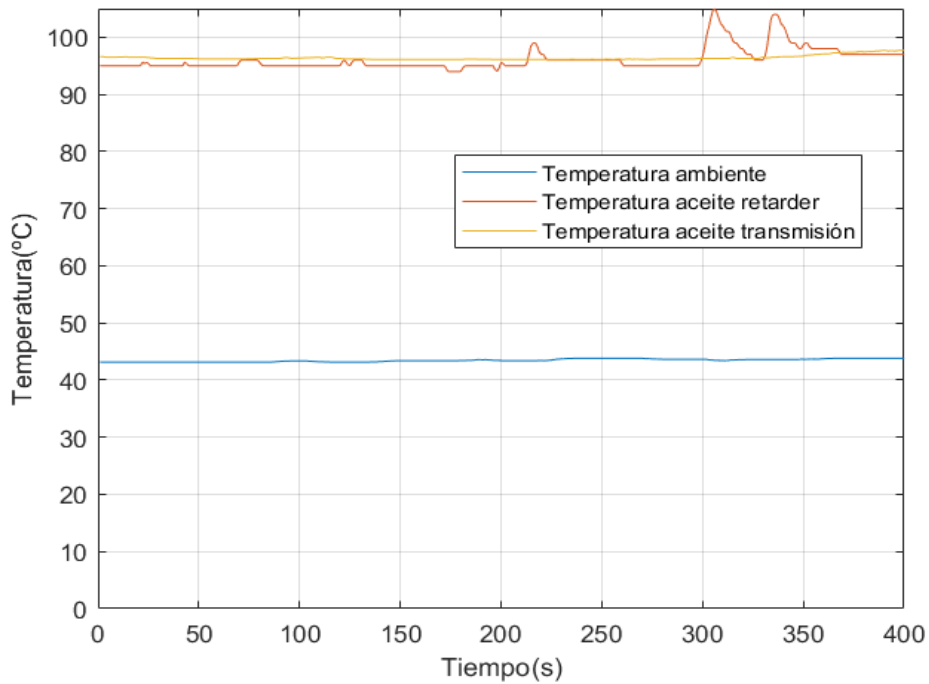


Ilustración 7-30. Evolución temperaturas 02/08/2018

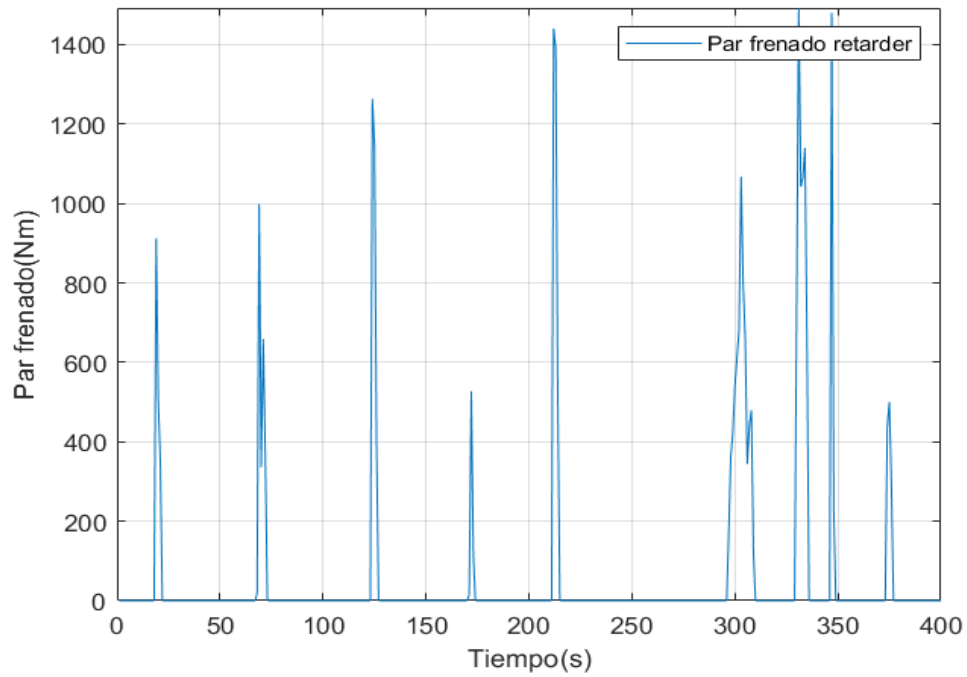


Ilustración 7-31. Evolución par frenado 02/08/2018

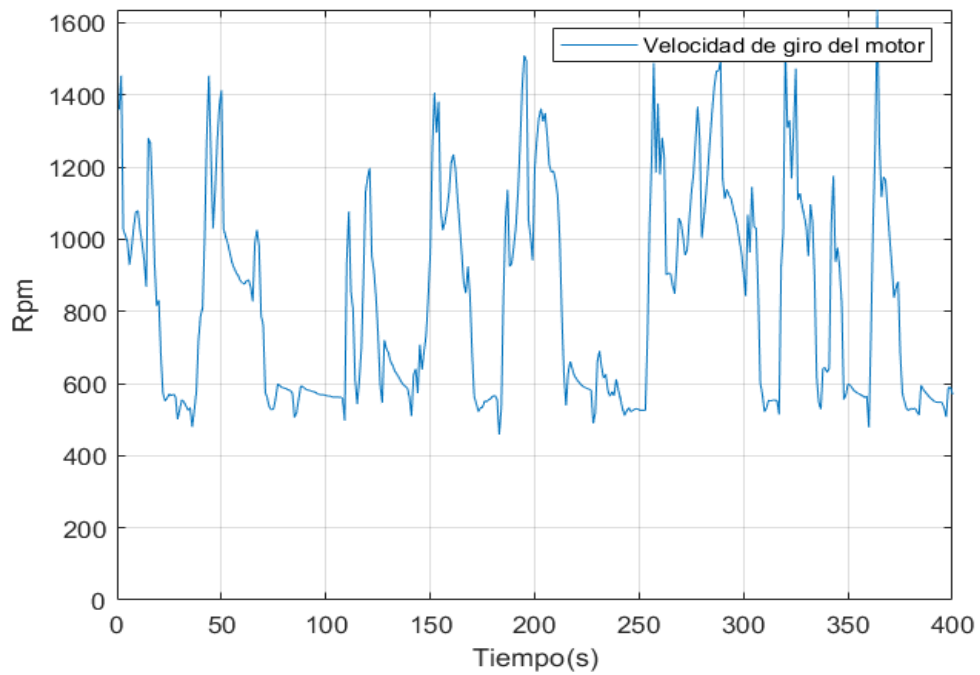


Ilustración 7-32. Evolución velocidad de giro 02/08/2018

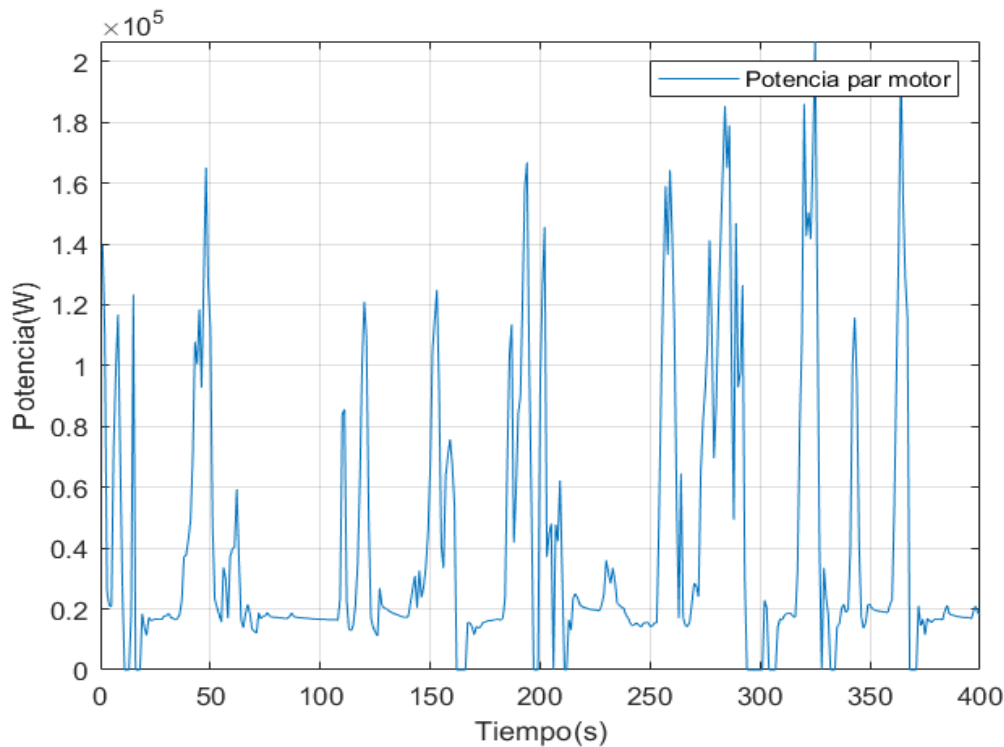


Ilustración 7-33. Evolución potencia par motor 02/08/2018

Cabe destacar que los instantes de tiempo en los que existe par frenado se corresponden con aquellos en los que la temperatura del aceite de retarder aumenta, provocando a su vez un incremento en la temperatura de refrigerante a la salida de motor calculada. Otro hecho relevante mostrado a través de las ilustraciones viene dado por la definición de la ley de la bomba hidráulica, que impulsa un mayor caudal de refrigerante en función de la velocidad de giro del motor. Esto se traduce en una disminución de la temperatura del líquido refrigerante.

Para finalizar este capítulo, seleccionaremos algunos de los resultados conceptualmente malos que han sido representados en ilustraciones anteriores con el fin de acotar el error.

Empezaremos haciendo uso de la ilustración 7-15, en la cual aparecen ciertas diferencias apreciables entre la temperatura medida y la calculada. Esta diferencia se da en los instantes de tiempos comprendidos entre los 100-150 segundos a raíz del inicio de la simulación, en la que el error alcanza un valor de 2.5 °C aproximadamente.

La ilustración 7-17 también presenta resultados conceptualmente malos alrededor de los 100-1500 segundo, en los que el error vuelve a alcanzar el valor mencionado anteriormente. Es importante resaltar que dicho valor es la máxima diferencia encontrada en los resultados obtenidos, por lo que se estimará como error máximo del estudio.

8 APLICACIONES

En este último capítulo se tratarán las posibles aplicaciones que podría tener asociada el desarrollo de esta herramienta. Principalmente, el uso del programa desarrollado en este proyecto estaría vinculado a la simulación del comportamiento del sistema de refrigeración con un grado de precisión alto, siendo el error relativamente pequeño, en torno a uno o dos grados centígrados, como se ha podido comprobar en las ilustraciones del capítulo anterior.

De esta manera, conocidos los datos de entrada reales necesarios para emplear la herramienta, medidos durante un intervalo de tiempo significativo en un vehículo con un sistema de refrigeración y un bloque motor similares a los empleados en este trabajo, se podría usar como herramienta de diagnóstico para detectar posibles deterioros o fallos en los elementos de dicho sistema.

Por nombrar algún ejemplo, se podría destacar una avería en el radiador, como las que tienen que ver con pérdidas de hermeticidad o con fugas de agua localizadas en las juntas, que supondría un mal funcionamiento del sistema, de manera que la temperatura alcanzada en el motor sería superior a la óptima, disminuyendo el rendimiento de este. Otros fallos se podrían deber a un mal funcionamiento del termostato, que podría quedarse siempre abierto, advirtiendo temperaturas siempre bajas en el motor, o permanece siempre cerrado, ocasionando un calentamiento excesivo, lo que podría llegar a afectar seriamente al funcionamiento del vehículo o incluso a un problema en la bomba, que no sería capaz de aportar la suficiente cantidad de líquido refrigerante al circuito. Otro problema que contemplar, podría ser el ensuciamiento del radiador, que supondría una pérdida de eficiencia del sistema de refrigeración, provocando algunas diferencias notables entre las temperaturas recogidas por los sensores y la calculada por el programa.

Aparte de detectar posibles fallos en sistemas que se encuentran ya en uso, la herramienta podría emplearse para comprobar el correcto funcionamiento de los nuevos sistemas de refrigeración antes de su puesta en marcha.

Como una aplicación alternativa, se podría hacer uso del proceso de optimización, para obtener las medidas óptimas de ciertos componentes del sistema, como son el volumen de refrigerante permitido tanto en el motor como en el radiador, o el área de los radiadores de agua y aire en contacto con el aire que mueve el ventilador. El objetivo de esta aplicación consistiría en obtener el mejor rendimiento posible en el motor dentro del rango de temperaturas deseado por el cliente.

9 DESARROLLOS FUTUROS

Es frecuente que en este tipo de documentos que recogen el desarrollo de una herramienta de diagnóstico a través de un modelo implementado en el software informático MATLAB incluya un apartado de sugerencias y propuestas con el objetivo de mejorar el código y a su vez los resultados obtenidos mediante este. A continuación, se detallan una serie de posibles desarrollos futuros para mejorar el trabajo:

- En primer lugar, se podrían incorporar un mayor número de retrasos en los diferentes puntos del sistema de refrigeración en los que la distancia puede ser considerable como para que se produzca. Esto añadiría complejidad al modelo, debido a que se incorporarían parámetros referentes a la longitud equivalente para incorporar el tiempo de retraso.
- Respecto a los parámetros que forman parte del tiempo de retraso, en realidad se podrían tratar como un único parámetro, ya que no aporta nada tratarlos como variables independientes, consumiendo recursos en la optimización.
- Si se desean obtener unos resultados más precisos, resultaría conveniente no despreciar el término de la inercia térmica en la ecuación correspondiente al radiador aire-aire. Esto conllevaría una mayor complejidad en el modelo, que ahora dispondría de tres ecuaciones diferenciales en lugar de dos, lo cual se traduciría a su vez en una velocidad de cálculo mayor.
- Podría darse la opción de modificar la función a minimizar y analizar los resultados obtenidos para cada caso.
- Sería interesante poder realizar un estudio basado en un autobús que presentase alguno de los problemas mencionados en el capítulo anterior con el objetivo de intentar diagnosticar cuál es el posible fallo del sistema analizando los resultados obtenidos y comparándolos con la medida obtenida a través del CAN bus.
- Es conveniente resaltar el hecho de que este mismo proyecto se podría plantear desde el punto de vista de las redes neuronales artificiales, que necesitan una gran base de datos o conocimientos que describan el funcionamiento del sistema de refrigeración junto a un análisis lógico, en lugar del análisis matemático desarrollado en esta memoria, para controlar el sistema y facilitar la toma de decisiones.

REFERENCIAS

- [1] ZF-Ecolife [En línea]. Disponible: www.zf.com [Último acceso: 10 de junio de 2019].
- [2] TUSSAM [En línea]. Disponible: www.tussam.es [Último acceso: 20 de mayo de 2019].
- [3] Vehicle Application Layer [En línea]. Disponible: www.sae.org [Último acceso: 10 de junio de 2019].
- [4] Robert Staimer, *Clean Air Bus Transport*, Enero 2013.
- [5] Knorr, *Curvas motor E 2876 LUH02*, 2004
- [6] J1939 Message [En línea]. Disponible: www.csselectronics.com [Último acceso: 20 de junio de 2019].
- [7] RO-DES [En línea]. Disponible: www.ro-des.com [Último acceso: 20 de junio de 2019].

