



Universidad de Valladolid



**ESCUELA DE INGENIERÍAS
INDUSTRIALES**

UNIVERSIDAD DE VALLADOLID

ESCUELA DE INGENIERIAS INDUSTRIALES

Grado en Ingeniería Mecánica

**Diseño básico de un centro técnico para el
ensayo de motores, vehículos y el
desarrollo de catalizadores**

Autor:

Sáez Dorado, Hugo

Tutores:

Villafruela, Jose Manuel

Dpto. Ingeniería energética y fluidomecánica

De Diego, Alberto

AVL Ibérica

Valladolid, Junio de 2020.



Universidad de Valladolid

Universidad de Valladolid
Escuela de ingenierías industriales



ESCUELA DE INGENIERÍAS
INDUSTRIALES



Resumen/Abstract

Este trabajo se basa en un proyecto real realizado para una empresa del sector químico. Esta empresa quiere construir un centro técnico para el ensayo de catalizadores. Para ello, es necesario que en este laboratorio se puedan ensayar motores y vehículos en las mismas condiciones en las que los fabricantes ensayarán su automóviles, así es posible comprobar la efectividad de estos catalizadores.

Por lo tanto el objetivo de este trabajo es dar una primera solución técnica a esta empresa con la información recibida. Siendo esta solución, la que mejor optimice los recursos disponibles del cliente.

Palabras clave: Centro técnico, laboratorio, sala de ensayo, emisiones, WLTP.

This document is based in a real project done for a chemical company. The company wants to build a technical center for catalysts tests. To fulfill that requirement, real engines and vehicles have to be tested in the same way that automakers do. Only then the company is able to check the catalysts effectivity.

The main target of this document is give a first technical solution to customer according the information achieved. In addition this solution has to optimize the customer resources in the best way.

Key words: Technical center, laboratory, test cell, emissions, WLTP



Índice

Resumen/Abstract	3
1. Introducción y objetivos	14
1.1. Justificación del proyecto	15
1.2. Objetivos.....	16
1.3. Estructura del trabajo.....	17
2. Consideraciones de diseño del centro técnico	19
2.1. Logística del centro técnico	20
2.2. Consideraciones en la obra civil.....	22
2.2.1. Cimentación y fosos	22
2.2.2. Estructura del edificio	26
2.2.3. Sistemas de drenajes	26
2.2.4. Definición de suelos por uso	26
2.2.5. Definición de las paredes del edificio.....	27
2.2.6. Piso técnico del centro técnico	28
2.2.7. Aislamiento acústico en las salas de ensayo	30
2.2.8. Puertas y ventanas en las salas de ensayo	33
3. Definición de las áreas de ensayo	35
3.1. Salas de ensayo de motor (Engine test bed)	35
3.2. Sala de ensayo de vehículo (Chassis dyno).....	40
3.3. Sala de emisiones	43
4. Principales contaminantes en los gases de escape.....	44
4.1. Contaminantes en los gases de escape [6] [7].....	44
4.1.1. Productos no tóxicos.....	45
4.1.2. Productos tóxicos	45
4.2. Tratamiento de los gases de escape [10] [6] [11].....	48
5. Ensayos de certificación. Definición y tipos	55
5.1. Ensayo NEDC [14] [15]	55
5.2. Ciclo WLTP [19] [20].....	58
5.3. Comparativa entre los ciclos NEDC y WLTP	65
6. Diseño y cálculo de las instalaciones del centro técnico.....	70
6.1. Cálculo de las necesidades del sistema a ensayar	71



6.1.1.	Motor LD 350 kW ~480CV	73
6.1.2.	Motor HD 550 kW ~748CV	81
6.1.3.	Motor CD 200 kW~ 272 CV	83
6.2.	Cálculo del sistema de ventilación	88
6.2.1.	Sala de ensayo para motores LD 350 kW	89
6.2.2.	Sala de ensayo para motores HD 550 kW	96
6.2.3.	Suministro centralizado de aire de combustión	99
6.2.4.	Sala de emisiones doble	100
6.2.5.	Sala de emisiones simple	103
6.2.6.	Suministro centralizado de aire fresco para las salas de emisiones.....	105
6.2.7.	Salas de ensayo para vehículos CD 200 kW.....	105
6.2.8.	Sala de maceración	110
6.2.9.	Resto de áreas del centro técnico	116
6.3.	Cálculo de las necesidades de suministro de fluidos.....	116
6.3.1.	Cálculo de las necesidades de agua de torre (38/53°C).....	117
6.3.2.	Cálculo de las necesidades de agua helada (6/12°C).....	120
6.3.3.	Cálculo de las necesidades de agua caliente (90/40°C).....	132
6.3.4.	Cálculo de las necesidades de aire comprimido (8 bar).....	137
6.3.5.	Cálculo de las necesidades de combustible	140
6.4.	Cálculo de las necesidades de potencia eléctrica	141
6.4.1.	Bombas para agua de torre, agua helada y agua caliente	141
6.4.2.	Enfriadoras y bombas de calor.....	144
6.4.3.	Compresores de aire.....	145
6.4.4.	Sistema de bombeo de combustible	145
6.4.5.	Unidades de tratamiento de aire y extractores.....	147
7.	Conclusiones y futuros pasos de desarrollo.....	152
	Bibliografía.....	155
	Anexos.....	158
	Anexo 1: Obra civil.....	158
	Anexo 1.1: Planos generales	158
	Anexo 1.2 Pasos en los forjados para las instalaciones	159
	Anexo 1.3 Obra civil sala motor HD 550 kW	160



Anexo 1.4 Obra civil sala motor LD 350 kW.....	161
Anexo 1.5 Sala de vehículo CD 200kW	162
Anexo 2. Cálculos y planos de instalaciones.....	163
Anexo 2.1 Datos técnicos de los motores	163
Anexo 2.2 Planos disposición de equipos	164
Anexo 2.3 Planos de fluidos y electricidad.....	165
Anexo 2.4 Resultados norma ATEX	166
Anexo 2.5 Diagrama psicrométrico.....	167
Anexo 2.6 Resultados de los cálculos	168



Glosario de términos y símbolos

<i>ABS</i>	<i>Sistema de asistencia de frenada</i>
<i>ATEX</i>	<i>Directiva que regula el equipamiento en atmósferas explosivas</i>
<i>EGR</i>	<i>Exhaust Gas Recirculation. Sistema de control de emisiones</i>
<i>ESP</i>	<i>Electronic Stability Program. Sistema de asistencia en la conducción</i>
<i>FTP – 75</i>	<i>Federal Test Procedure (Ensayo de emisiones estadounidense)</i>
<i>HD</i>	<i>Heavy Duty. Motores de gran potencia > 500 kW</i>
<i>LD</i>	<i>Light Duty. Motores de poca potencia < 500 kW</i>
<i>NEDC</i>	<i>New European Driving Cycle (Ensayo de emisiones europeo)</i>
<i>NO_x</i>	<i>Forma general para denominar a los óxidos de nitrógeno</i>
<i>SC03</i>	<i>Supplemental Federal Test Procedure (Ensayo de emisiones estadounidense)</i>
<i>UTA</i>	<i>Unidad de tratamiento de aire</i>
<i>WLTP</i>	<i>World Harmonized Light – Duty Vehicle Test Procedure</i>

Δh Incremento de entalpía $\left(\frac{kJ}{kg}\right)$

ε Rendimiento

ρ Densidad $\left(\frac{kg}{m^3}\right)$

C_{aire} Calor específico del aire a presión constante $\left(\frac{kJ}{^{\circ}C \cdot kg}\right)$

COP Coeficiente de operación frigorífico

e_x Espesor del elemento x (m)

F Dosado

F_e Dosado estequiométrico

F_r Dosado relativo



h_e	Entalpía de entrada $\left(\frac{kJ}{kg}\right)$
h_{int}	Coefficiente de película interior $\left(\frac{W}{m^2K}\right)$
h_{ext}	Coefficiente de película exterior $\left(\frac{W}{m^2K}\right)$
h_s	Entalpía de salida $\left(\frac{kJ}{kg}\right)$
H_{abs}	Humedad absoluta $\left(\frac{g_{H_2O}}{kg_{aire}}\right)$
HR_e	Humedad relativa a la entrada (%)
K	Conductividad efectiva del suelo $\left(\frac{W}{m^2\text{°C}}\right)$
k	Coefficiente de transmisión térmica lineal $\left(\frac{W}{m\text{°C}}\right)$
l	Longitud de perímetro (m)
L_{eq}	Longitud equivalente (m)
M_x	Masa del elemento x (g)
\dot{M}_x	Gasto másico del componente x $\left(\frac{kg}{h}\right)$
\dot{m}_x	Gasto másico del componente x $\left(\frac{kg}{s}\right)$
P_x	Potencia del elemento x (kW)
p_x	Presión del elemento x (bar)
Pm_x	Peso molecular del componente x ($g \cdot mol^{-1}$)
Q_x	Energía del elemento x (kJ)
\dot{Q}	Flujo de calor, Potencia $\left(\frac{kJ}{h}\right)$
R	Constante universal de los gases ideales $\left(\frac{J}{kg \cdot K}\right)$
R_{eq}	Resistencia térmica global equivalente $\left(\frac{m^2K}{W}\right)$
S	Superficie de la solera (m)



T_e	<i>Temperatura de entrada</i> ($^{\circ}C$)
T_s	<i>Temperatura de salida</i> ($^{\circ}C$)
T_x	<i>Temperatura del elemento x</i> ($^{\circ}C$)
v_e	<i>volumen específico</i> $\left(\frac{m^3}{kg}\right)$
\dot{V}_x	<i>Caudal del elemento x</i> $\left(\frac{m^3}{h}\right)$

Lista de Figuras

Figura 1.1 Datos de contaminación Barcelona 2018

Figura 2.1 Distribución de las salas de ensayo de motor

Figura 2.2 Distribución de las salas de ensayo de vehículo

Figura 2.3 Detalle cimentación

Figura 2.4 Foso y banco de ensayo

Figura 2.5 Foso y estructura metálica

Figura 2.6 Detalle estructura metálica

Figura 2.7 Carga máxima para el cálculo de la base de hormigón

Figura 2.8 Ejemplo de foso y fontanería

Figura 2.9 Ejemplo de suelo técnico a base de resina epoxi

Figura 2.10 Suelo técnico fuera de la zona de ensayo

Figura 2.11 Muro de la sala de ensayo en construcción

Figura 2.12 Ejemplo de salientes para evitar fugas

Figura 2.13 Sellado conductos escape

Figura 2.14 Sellado conductos entrada

Figura 2.15 Esquema aislamiento acústico/térmico

Figura 2.16 Esquema perfiles metálicos de aislamiento



- Figura 2.17 Fotos subestructura y equipamiento
- Figura 2.18 Esquema puerta de la sala de ensayo
- Figura 2.19 Esquema ventana de la sala de ensayo
- Figura 3.1 Sala de ensayo HD
- Figura 3.2 Sala de ensayo LD
- Figura 3.3 Ejemplo de dinamómetro activo y su armario eléctrico
- Figura 3.4 Sala de ensayo CD
- Figura 3.5 Sala de emisiones CD
- Figura 3.6 Sala de emisiones salas motor
- Figura 4.1 Disminución de los gases tóxicos en el transporte por carretera
- Figura 4.2 Esquema de un catalizados por oxidación
- Figura 4.3 Esquema de un catalizador de tres vías
- Figura 4.4 Esquema del sistema SCR
- Figura 4.5 Esquema filtros químicos
- Figura 4.6 Esquema funcionamiento de un filtro de partículas
- Figura 5.1 Ciclo ensayo NEDC
- Figura 5.2 Límites emisiones según 70/220/CEE
- Figura 5.3 Niveles permitidos según 91/441/CEE
- Figura 5.4 Fase Low1
- Figura 5.5 Fase Medium1
- Figura 5.6 Fase Low para vehículos de clase 2
- Figura 5.7 Fase Medium para vehículos de clase 2
- Figura 5.8 Fase High para vehículos de clase 2
- Figura 5.9 Fase Extra-High para vehículos de clase 2
- Figura 5.10 Fase Low para los vehículos de la clase 3a
- Figura 5.11 Fase Medium para los vehículos de la clase 3a
- Figura 5.12 Fase High para los vehículos de la clase 3ª
- Figura 5.13 En rojo, fase Extra-high para los vehículos de la clase 3ª



- Figura 5.14 Fase Low para los vehículos de la clase 3b
- Figura 5.15 Fase Medium para los vehículos de la clase 3b
- Figura 5.16 Fase High para los vehículos de la clase 3b
- Figura 5.17 Fase Extra-high para los vehículos de la clase 3b
- Figura 5.18 Comparativa ciclo NEDC y WLTP
- Figura 5.19 Comparativa emisiones de CO₂
- Figura 6.1 Representación de la sala motor
- Figura 6.2 Distribución de energía en el motor LD 350kW Diesel
- Figura 6.3 Distribución de energía en el motor LD350 kW Gasolina
- Figura 6.4 Comparación entre motores Diesel de potencias diferentes
- Figura 6.5 Comparación de las pérdidas térmicas de los motores LD 30kW
- Figura 6.6 Diagrama psicrométrico para la sala LD
- Figura 6.7 Cálculo de la humedad relativa del caudal diluido
- Figura 6.8 Diagrama psicrométrico
- Figura 6.9 Equipos en una sala de emisiones
- Figura 6.10 Diagrama psicrométrico; Sala de emisiones
- Figura 6.11 Sala de emisiones única
- Figura 6.12 Diagrama psicrométrico; Sala de emisiones
- Figura 6.13 Ciclo WLTP
- Figura 6.14 Diagrama psicrométrico
- Figura 6.15 Proceso de maceración de un vehículo
- Figura 6.16 Transferencia de calor durante la maceración
- Figura 6.17 Valores del calor específico y densidad del agua glicolada
- Figura 6.18 Valores del calor específico y densidad del agua glicolada
- Figura 6.19 Esquema compresor
- Figura 6.20 Esquema de una batería de frío/calor
- Figura 6.21 Esquema de una unidad enfriadora/bomba de calor
- Figura 6.22 Esquema del sistema de bombeo para combustible



Lista de Tablas

Tabla 2.1 Distribución de las salas en el edificio

Tabla 5.1 Comparación entre NEDC y WLTP

Tabla 6.1 Distribución de la carga térmica en el motor de 350kW Diesel

Tabla 6.2 Carga térmica ambiente en el motor de 350 kW Diesel

Tabla 6.3 Distribución de la carga térmica en el motor de 350 kW Gasolina

Tabla 6.4 Carga térmica al ambiente en el motor de 350 kW Gasolina

Tabla 6.5 Distribución de la carga térmica en el motor de 550 kW Diesel

Tabla 6.6 Carga térmica al ambiente en el motor de 550 kW Diesel

Tabla 6.7 Distribución de energía motor 300 kW Diesel

Tabla 6.8 Carga térmica al ambiente en el motor de 300 kW Diesel

Tabla 6.9 Comparativa motores Diesel

Tabla 6.10 Distribución de energía motor 300 kW Gasolina

Tabla 6.11 Carga térmica al ambiente en el motor de 300 kW Gasolina

Tabla 6.12 Calor cedido a la sala por todo el sistema. Sala LD 350 kW Gasolina

Tabla 6.13 Datos gases motores 350 kW

Tabla 6.14 Calor cedido a la sala por todo el sistema. Sala HD 550 kW Diesel

Tabla 6.15 Condiciones en el escape para vehículos 550 kW

Tabla 6.16 Caudal total de aire de combustión

Tabla 6.17 Caudal total de aire fresco

Tabla 6.18 Desglose de la carga térmica a la sala

Tabla 6.19 Condiciones en el escape para vehículos 300 kW



- Tabla 6.20 Potencias térmicas en los fluidos del motor
- Tabla 6.21 Potencias necesarias para los equipos de fluidos
- Tabla 6.22 Potencias necesarias para los equipos de fluidos
- Tabla 6.23 Cálculo potencia agua de torre
- Tabla 6.24 Cálculo caudales agua de torre
- Tabla 6.25 Equipos que requieren agua helada 6/12 °C
- Tabla 6.26 Consumos agua helada sala LD
- Tabla 6.27 Consumo agua helada sala HD
- Tabla 6.28 Consumo agua helada UTA para el aire de combustión
- Tabla 6.29 Consumo agua helada sala CD 200 kW
- Tabla 6.30 Consumo agua helada salas de emisiones
- Tabla 6.31 Consumos agua helada sala maceración
- Tabla 6.32 Cálculo potencia agua helada
- Tabla 6.33 Calculo caudal agua helada
- Tabla 6.34 Cálculo potencia requerida de agua caliente
- Tabla 6.35 Cálculo caudal de agua caliente
- Tabla 6.36 Consumos aire comprimido
- Tabla 6.37 Consumo combustible
- Tabla 6.38 Caudal de diseño de combustible
- Tabla 6.39 Caudal de diseño



1. Introducción y objetivos

En este proyecto se pretende realizar el diseño y dimensionamiento básico de un centro técnico para el ensayo y certificación de catalizadores. Para ensayar estos en condiciones reales es necesario tener un motor o vehículo funcionando en condiciones normales. Por ello, todo el cálculo y diseño está enfocado en salas para ensayar motores o vehículos. Y son estos a los que en su línea de escape se les instala el catalizador o sistema anti emisiones que se quiera ensayar. Para conocer la efectividad de los sistemas ensayados se analizan los gases de escape y así conocer su composición (Concentración de inquemados, CO₂, NOx...)

La composición de los gases de escape depende de muchas variables diferentes: temperatura, tipo de combustible, humedad, presión atmosférica, régimen de giro, tamaño del motor, configuración del motor... además de los dispositivos de control y sistemas auxiliares del vehículo. Por ello, es necesario ser capaz de controlar todos los factores necesarios para dejar como variable solamente los que se quieran analizar. Esto también permite que los datos obtenidos de distintos sistemas en distintos ensayos sean comparables entre sí y poder evaluar su efectividad, incluso entre distintos centros técnicos.

Para conseguir este objetivo los ensayos que se realizan son estándar y normalizados, como por ejemplo el WLTP o el NEDC que se tratan en este trabajo en el capítulo 5. Aunque hay muchos más (FTP-75, SC03...) dependiendo fundamentalmente de la legislación de cada país. Estos ensayos definen valores o intervalos para cada factor relevante que influye en el resultado. Definen por ejemplo, el régimen de giro del motor en cada instante en el caso de ensayos de motor, así como la velocidad y la marcha engranada en el caso de vehículos. También definen el rango de temperatura y humedad a las que debe mantenerse la sala/aire de admisión. En estos ensayos normalizados también está especificado en que momentos se recogen las muestras de gases para su análisis.

Con esto el cliente será capaz de desarrollar sus sistemas de control de emisiones y después certificarlos según la norma que corresponda para su posterior comercialización. Por ejemplo, realizando el ensayo WLTP a un modelo concreto de automóvil puede saberse si ese vehículo con un sistema de control de emisiones en concreto cumplirá la normativa EURO 6 y por lo tanto podrá ser comercializado en la Unión Europea.

1.1. Justificación del proyecto

Un proyecto de estas características supone una gran inversión de dinero tanto en la construcción del edificio como en la adquisición y mantenimiento de los equipos, incluyendo el gasto inherente a la producción, esto es, consumo eléctrico, mano de obra, materiales... Por lo tanto, es fácil suponer que si una empresa está interesada en realizar esta gran inversión es que espera un retorno económico derivado de la investigación realizada.

En los últimos años ha cobrado gran importancia política y mediática el tema de las emisiones contaminantes a la atmósfera debido, por ejemplo, al reciente caso Volkswagen o a los frecuentes episodios en los que ciudades europeas sobrepasan los límites permitidos de NO_x, teniendo que tomar medidas como la restricción del tráfico en el centro de las principales capitales. Por ejemplo, en la ciudad de Madrid se produjeron en el año 2019 tres episodios de alta contaminación por NO₂ y dos episodios de alta contaminación por ozono [1]. Otro ejemplo es el caso de Barcelona. En la Fig.1.1 [2] se pueden ver los datos de emisiones de NO₂ en el centro de Barcelona para el año 2018. Dónde las zonas naranjas, rojas, marrones y moradas son áreas que superan los valores límite establecidos por la UE.

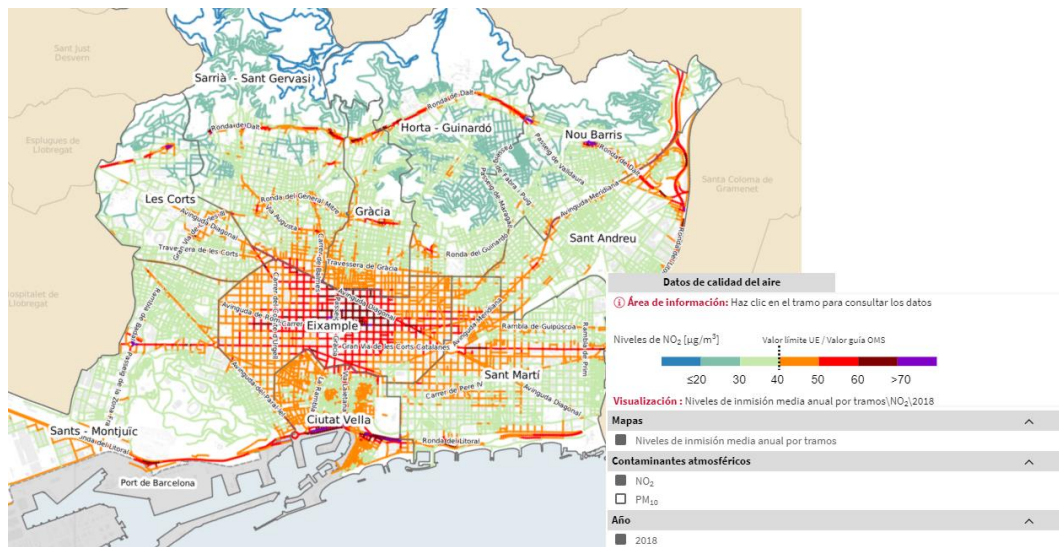


Fig.1.1 Datos de contaminación Barcelona 2018

En España el sector transporte representa aproximadamente el 25% de las emisiones de efecto invernadero y de estas el 95% corresponden al transporte por carretera [3], además, gran parte de estas emisiones se producen cerca de los núcleos de población, por lo que son mucho más perjudiciales para la salud de las personas. Esto provoca que limitar y reducir los valores máximos de los diferentes contaminantes sea una prioridad para los gobiernos de los distintos países y un reto para los fabricantes del sector de la automoción, que tienen que reducir los valores manteniendo las prestaciones y la competitividad de sus productos.



En la Unión Europea se empezó a legislar para limitar los valores de emisiones contaminantes en los años 70, la primera directiva fue la 70/220/EEC. Pero no fue hasta los años 90 cuando se empezó a usar el estándar Euro. Empezando con la Euro 1 y con límites cada vez más restrictivos hasta la legislación actual Euro 6. Actualmente, no es posible comercializar ningún coche en la Unión Europea que no cumpla con este estándar.

Estas normas limitan las emisiones de contaminantes, sin embargo el CO₂ no está considerado, ya que no es directamente perjudicial para la salud. El problema derivado del CO₂ es por su influencia en el efecto invernadero. Para limitar este valor se creó en el 2009 el reglamento CE n° 443/2009 que establece los límites que han de cumplirse a lo largo de los años. Por ejemplo los vehículos ligeros (Turismos) tienen como objetivo de emisiones medias 95g CO₂/km [4] para los años 2020/2021.

Debido a las cada vez más estrictas reducciones en los límites de emisiones, los fabricantes de automóviles se ven obligados a realizar fuertes inversiones para cumplir los objetivos, de otro modo, se quedarían fuera del mercado. Una opción, es invertir en los vehículos eléctricos, pero estos aún sufren de fuertes limitaciones como la autonomía o tiempo de carga que no tienen rápida solución, por lo que hay muchas aplicaciones en las que el motor de combustión interna no tiene un sustituto inmediato. Esto significa que es rentable invertir en la mejora y desarrollo de estos motores o sus sistemas auxiliares para cumplir la normativa. Por ello, es importante desarrollar tecnologías como la de los catalizadores que se encargan de tratar los gases de escape y de eliminar gran parte de los contaminantes.

De lo anterior expuesto se puede deducir la conveniencia y la rentabilidad de un proyecto como este, ya que cada vez va a demandarse en el mercado sistemas de reducción de emisiones más eficaces. Para ello, es necesario disponer de un laboratorio que permita primero el desarrollo de la tecnología, y después la certificación de la misma.

1.2. Objetivos

El objetivo principal de este trabajo es el de realizar el diseño del centro técnico, comprobar la viabilidad del mismo teniendo en cuenta la información dada por el cliente y definir que requerimientos y necesidades va a tener el laboratorio para poder desempeñar su función.

Otros objetivos adicionales pero también importantes para el desempeño del proyecto son:

- Optimización de las instalaciones para ahorrar costes en material, instalación y operación del laboratorio.
- Optimización del espacio disponible y de la logística del centro. Para así reducir los tiempos muertos en durante el funcionamiento del



mismo debido a desplazamientos.

- Estudiar los posibles puntos de mejora para implementarlos en la siguiente fase del proyecto previa discusión con el cliente.

1.3. Estructura del trabajo

La intención de este trabajo no es un diseño completo y detallado del centro, si no, más bien, un primer diseño que entregar al cliente dónde se puedan ver las necesidades básicas del laboratorio y las posibilidades del mismo. Por ello, se hace un análisis y diseño general de todos los elementos pero sin llegar a ser un diseño constructivo. Este será realizado en posteriores etapas junto al análisis y comentarios por parte del cliente de este diseño básico.

En el capítulo 2 se hace un análisis de las características que tiene que cumplir el edificio, tanto desde el punto constructivo: cargas máximas, distancias, requerimientos de aislamiento... Como el diseño espacial: Almacenamiento, logística dentro del centro...

Posteriormente en el capítulo 3 se realiza una descripción del funcionamiento de una sala de ensayo (motor y vehículo) y de la sala de emisiones adyacente. Que son sin duda el núcleo del centro técnico.

A continuación, en el capítulo 4 se exponen los contaminantes que pueden ser encontrados en los gases de escape clasificados como tóxicos y no tóxicos. En este apartado también se analizan las técnicas más comunes de tratamiento de los mismos para la eliminación o reducción de los contaminantes presentes en el escape de un vehículo.

Posteriormente en el capítulo 5 se analizan brevemente dos de los ensayos más importantes el NEDC y el WLTP siendo este último la evolución del primero. En este apartado se exponen sus diferencias y las razones de su implementación con las consecuencias que esto tiene para la implantación de tecnologías en el futuro.

A partir del capítulo 6 se realizan los cálculos para dimensionar los equipos y calcular las necesidades del laboratorio. Primero detallando los motores tipo que van a ser usados en las distintas salas en función de la información obtenida del cliente. Estos motores tienen unas necesidades de combustible, aire, otros fluidos... y generan una serie de productos. Principalmente los gases de escape y calor que hay que evacuar. Los posteriores cálculos que se exponen muestran como suplir las necesidades antes mencionadas y como tratar los productos producidos. Siendo los apartados principales: cálculo del sistema de ventilación, cálculo del sistema de fluidos (Agua de torre, agua helada, agua caliente, combustible, aire comprimido). Por último se hace una estimación de la potencia eléctrica necesaria, ya que, en última instancia todo lo que se necesita en el centro puede traducirse a una serie de kW eléctricos.



Con todos estos apartados más los planos adjuntos, el cliente tiene información suficiente para analizar las capacidades y requerimientos del laboratorio y hacer los cambios pertinentes para un posterior cálculo más fino.

2. Consideraciones de diseño del centro técnico

El centro técnico consta de las siguientes áreas (Tabla 2.1), distribuidas en pisos según lo siguiente. Cabe destacar que de ahora en adelante la planta baja se conocerá como primer piso, ya que, en China que es donde se llevará a cabo este proyecto, se enumeran las plantas de esta manera:

Tabla 2.1 Distribución de salas en el edificio

Primer piso	Segundo piso	Terraza	Fuera del centro técnico
Recepción y área de exposición	Piso técnico para instalaciones	Torres de enfriamiento	Almacén gases de calibración
Oficinas	Armarios eléctricos	Control presión de combustible	
Salas de control (para las salas de ensayo)	Compresores		
Salas de ensayo	Enfriadoras		
Salas de emisiones	Equipos de climatización		
Salas de ensayos para vehículos	Sistemas de extracción de gases		
Sala de maceración	Bombas de agua		
Almacenes	Sistema antincendios		
Taller de motores	Oficinas y baños		
Taller para vehículos	Sala IT		
Salas de gases de calibración	Almacenes		
Cambiadores, baños y áreas de descanso	Centro de transformadores		

En las siguientes imágenes se puede ver el diseño propuesto para las distintas áreas del edificio. El software usado ha sido Sketchup.

En el anexo 1.1 es posible ver más en detalle la distribución de estas salas en el edificio. En las siguientes imágenes (Fig.2.1 y Fig.2.2) se muestra la ubicación de las áreas de ensayo.



-Minimizar los costes del edificio.

-Optimización del área de trabajo, reduciendo el espacio desperdiciado o usado para pasillos.

La solución propuesta se encuentra en el anexo 1 de acuerdo con las consideraciones anteriores. El edificio estará ubicado en la parcela seleccionada donde se encontrarán también las instalaciones auxiliares que permitan el correcto desempeño del centro técnico.

Respecto a las instalaciones necesarias para el funcionamiento del centro, estas tendrán que ser emplazadas cerca de los puntos de consumo, especialmente aquellas que requieran condiciones precisas de presión y/o temperatura. Esto permitirá un ahorro en material e instalación de las mismas, además de una mayor eficiencia, ya que las pérdidas de temperatura y de carga se minimizarán. Requiriendo por lo tanto menores potencias y consumos, que se traducen en un ahorro económico.

Estas instalaciones pueden situarse dentro o fuera del edificio, en este caso, los transformadores, las bombas, enfriadoras y compresores se situarán dentro del edificio mientras que las torres de enfriamiento, parte de los gases de calibración y el control de presión del combustible se instalará en el exterior del mismo.

También es importante tener en cuenta a la hora del diseño los accesos al edificio, aparcamientos y carreteras.

Dentro de la parcela se precisan carreteras que permitan la circulación de los distintos tipos de vehículos y el acceso de materiales y vehículos a los distintos puntos de las instalaciones, como automóviles o camiones. También es necesario diseñar aparcamientos tanto para los trabajadores o visitas como para los vehículos de ensayo.

En cuanto a la estética de la parcela, se pretende que refleje una imagen de acuerdo a un centro de alta tecnología. Por lo tanto, las zonas verdes, los caminos y la iluminación serán tenidas en cuenta en el diseño.

2.2. Consideraciones en la obra civil

2.2.1. Cimentación y fosos

La cimentación se definirá mediante un estudio geotécnico sin ningún requerimiento especial, tal y como se haría para una construcción industrial estándar. Su detalle se ve en la Fig.2.3.

Dependiendo de la resistencia del terreno los fosos para los dinamómetros puede que tengan que estar soportados por pilares

FONDATION BLOC GENERAL DETAIL

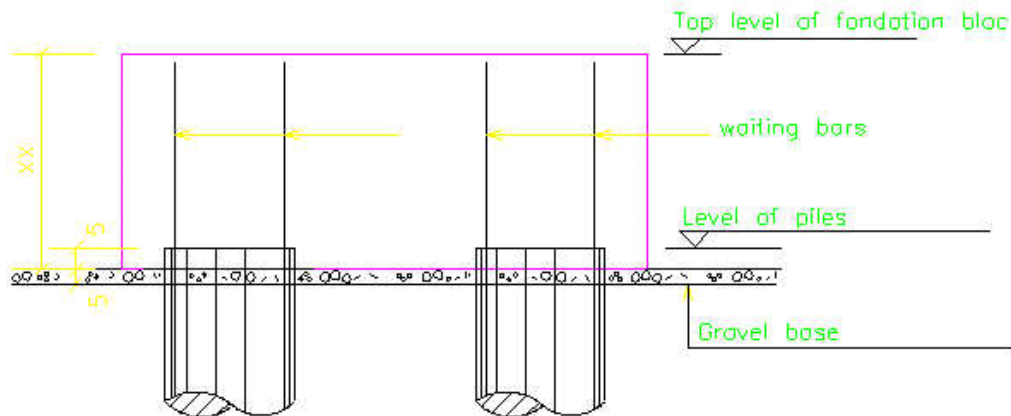


Fig.2.3 Detalle cimentación

La cimentación de las salas de ensayo requiere un diseño que permita evitar la transmisión a la estructura las vibraciones producidas por el motor y el dinamómetro y así se garantiza la precisión en la medida de los equipos. Por lo que se necesita situar el conjunto motor + dinamómetro sobre un soporte aislante mediante unos railes, este apoya sobre el hormigón mediante unos colchones neumáticos que lo aíslan de la estructura. A su vez todo el conjunto se sitúa en un foso de aproximadamente 1 metro de profundidad practicado en la sala de ensayo, esto permite nivelar el soporte. Además, el foso aloja todas las tuberías y cables que alimentan y condicionan al motor, en caso de fuga, los líquidos quedarían en su interior, impidiendo la contaminación del entorno.

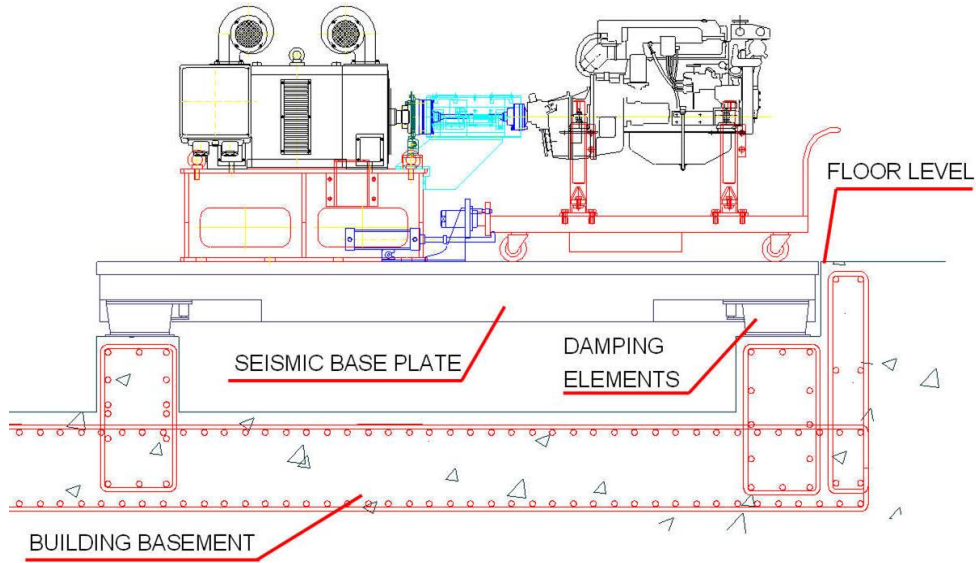


Fig.2.4 Foso y banco de ensayo

Este foso debe conectar con otro practicado en la sala de control, habitualmente llamado trinchera, mediante tuberías de PVC para el cableado de los sistemas de automatización.

Sobre el foso se practica una estructura de vigas metálicas que soporta las planchas que cubren el mismo, estas pueden ser lisas o perforadas. El conjunto no debe tener una resistencia menor de $300\text{kg}/\text{m}^2$. Estas planchas tienen que poder desmontarse rápidamente para permitir las tareas de mantenimiento dentro del foso

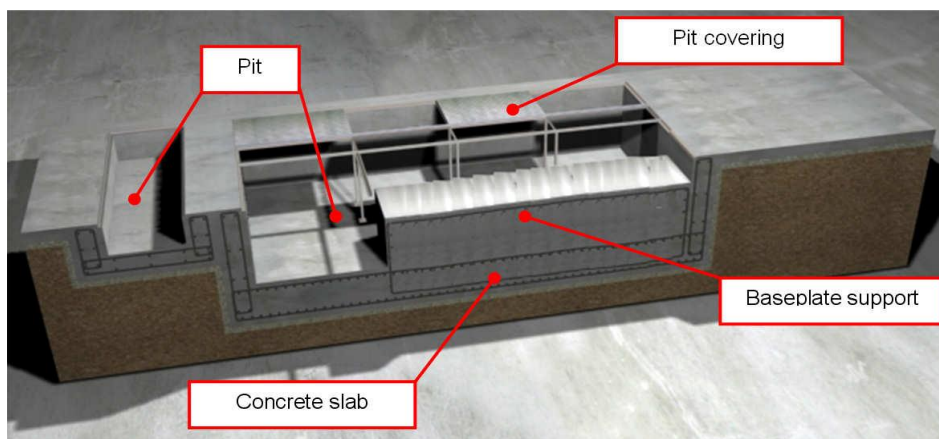


Fig.2.5 Foso y estructura metálica

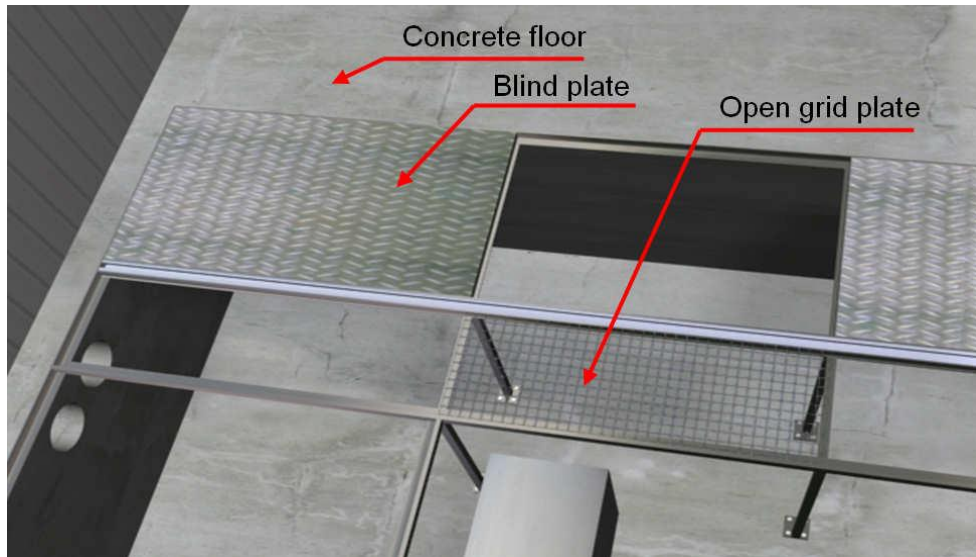


Fig.2.6 Detalle estructura metálica

Para el cálculo de la estructura de hormigón el en foso en la que apoya el soporte se supone una carga máxima de 49kN en cada punto (4 apoyos)

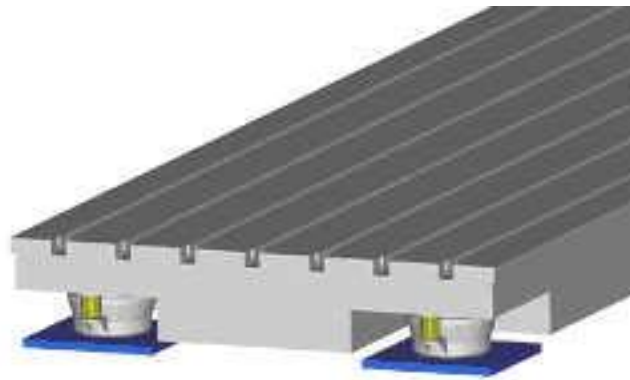


Fig.2.7 Carga máxima para el cálculo de la base de hormigón

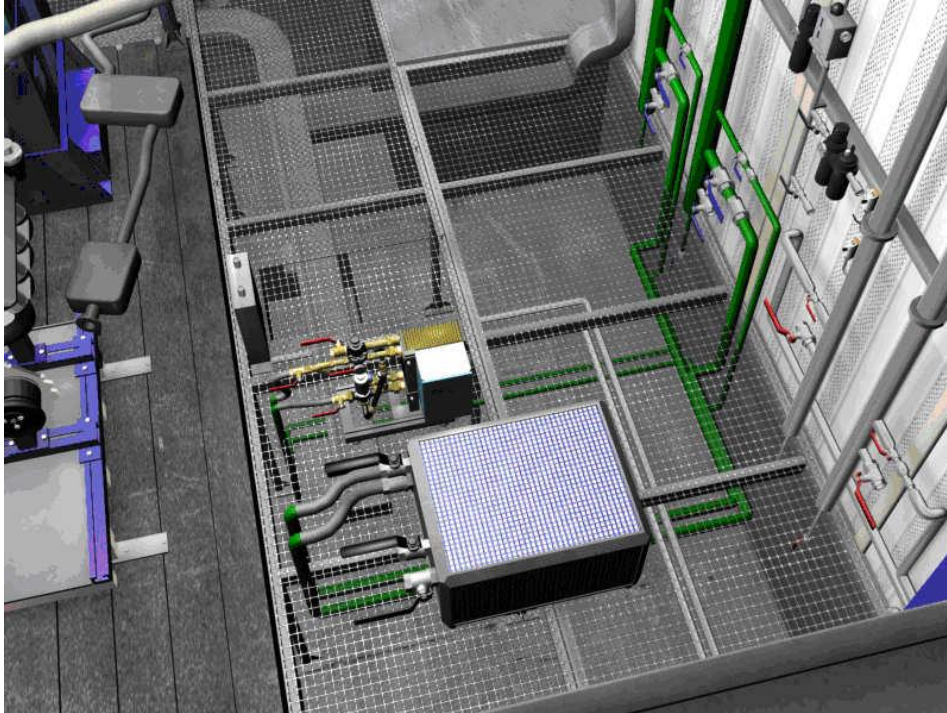


Fig.2.8 Ejemplo de foso y fontanería

Los detalles de los fosos y construcción de las salas de ensayo pueden verse en los anexos 1.3, 1.4 y 1.5.

2.2.2. Estructura del edificio

La estructura del edificio será de pilares de hormigón reforzado y losa de hormigón en el área de oficinas y de vigas de hormigón en la zona de salas de ensayo y talleres.

La estructura puede verse en el anexo 1.1.

Los muros no son estructurales, toda la carga es soportada por los pilares y se preverán juntas de dilatación en los puntos necesarios del edificio.

2.2.3. Sistemas de drenajes

El edificio tiene varias redes de drenaje dependiendo del origen del líquido. La red pluvial está separada del resto, excepto el agua de condensación de las climatizadoras que descargará también en la red de agua pluvial.

En las salas de ensayo o talleres todas las pérdidas de fluido (Gasolina, Diesel, aceite, agua, anticongelante...) se conducen por gravedad a un depósito situado en el foso, aquí se almacenan y un sensor de capacidad avisa cuando tiene que ser vaciado, estos residuos se tratan según la normativa local.

2.2.4. Definición de suelos por uso

El diseño del edificio cuenta con diferentes tipos de suelo dependiendo del uso y las exigencias del área, siendo los siguientes:

-Oficinas, salas de control, pasillos baños... Según especificaciones del cliente, según las áreas pueden ser azulejos, vinilo o suelo técnico.

-Salas de ensayo, pasillos en áreas técnicas y talleres: 30cm de suelo de hormigón con un acabado de resina epoxi antideslizante, resistencia industrial.

-Piso técnico: losa de hormigón con acabado de resina epoxi para facilitar la limpieza ya que el polvo puede causar problemas a los armarios eléctricos debido a su conductividad.



Fig.2.9 Ejemplo de suelo técnico a base de resina epoxi



Fig.2.10 Suelo técnico fuera de la zona de ensayo

2.2.5. Definición de las paredes del edificio

Las paredes de las salas de ensayo están fabricadas con bloques de hormigón de 20 cm de espesor. Las paredes deben ser capaces de soportar una sobrepresión de 350 kg/m^2 , ya que debido a las condiciones de ensayo, hay riesgo de que se formen ambientes explosivos, de incendios o que piezas sean lanzadas a gran velocidad. Las puertas que comunican la sala deben tener la misma resistencia.

Los cristales de observación entre la sala de ensayo y la sala de control deben ser de doble cristal a prueba de balas con una cámara de aire entre ellos como aislamiento acústico.



Fig.2.11 Muro de sala de ensayo en construcción



Resto de paredes: se fabricarán de ladrillo u hormigón con espesores comprendidos entre los 12 y los 20cm, con el adecuado acabado y pintado.

2.2.6. Piso técnico del centro técnico

El piso técnico aloja todo el equipamiento necesario para el funcionamiento de las salas de ensayo como equipo de climatización, armarios eléctricos y tuberías.

El equipamiento que se ha previsto en el piso técnico es el siguiente:

- Armarios eléctricos generales
- Armarios eléctricos del dinamómetro
- UTAs (Unidad de Tratamiento de Aire)
- Instalación de extracción de aire
- Compresores de aire
- Enfriadoras
- Grupos de bombeo

Se han previsto cortes en el forjado para las conexiones entre la sala de ensayo y el equipamiento:

- Conductos de ventilación
- Conductos de escape
- Tubería para fluidos (agua, combustible, aire comprimido...)
- Conexiones eléctricas

Para permitir el paso de las instalaciones entre los pisos se prevén los cortes y pasos necesarios que hay que realizar en el suelo y/o techo. Estos cortes se representan en el anexo 1.2.

Saber dónde colocarlos antes de construir nos permite ahorrar tiempo y dinero en la fabricación y una colocación exacta de los equipos.

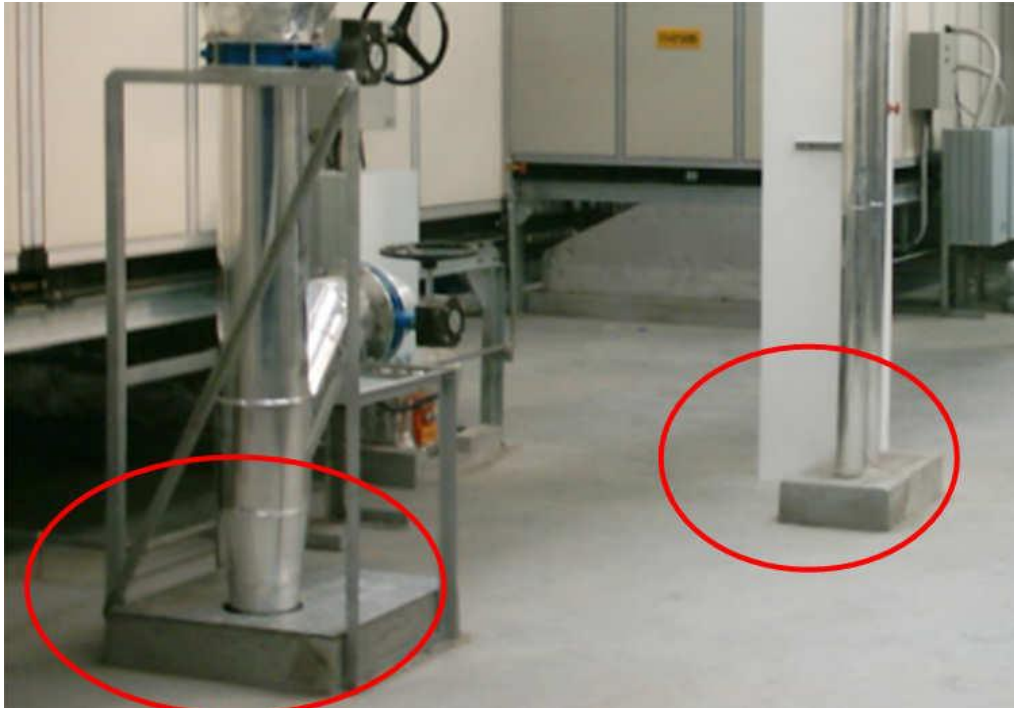


Fig.2.12 Ejemplo salientes para evitar fugas

Todos los cortes del forjado deben tener un saliente de unos 100mm de altura. Esto evita que en caso de que el piso técnico se inunde por alguna fuga de líquido, este pueda caer al piso inferior.

En el caso de los pasos del techo, para las chimeneas por ejemplo se debe poner un acabado que permita sellar el espacio entre el agujero y el tubo.

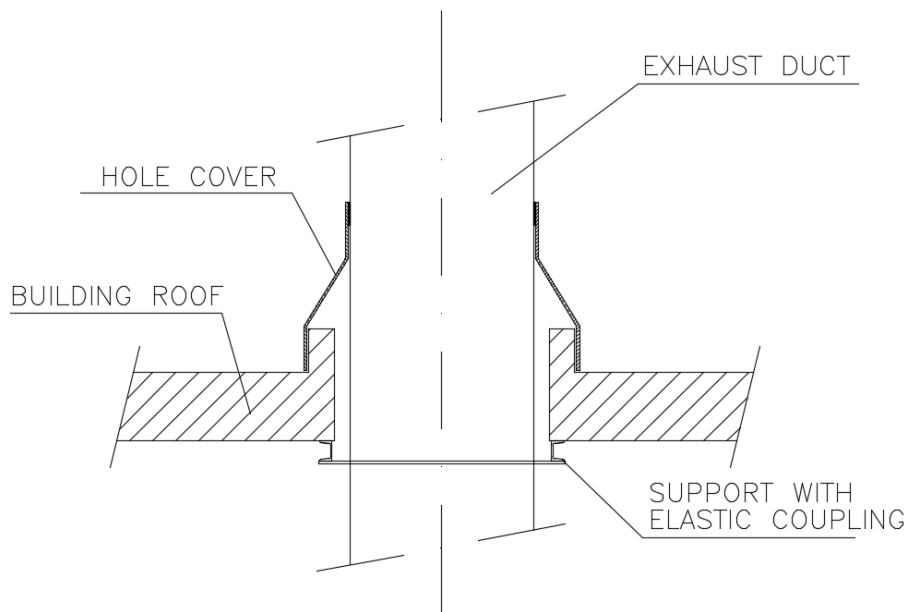


Fig.2.13 Sellado conductos escape

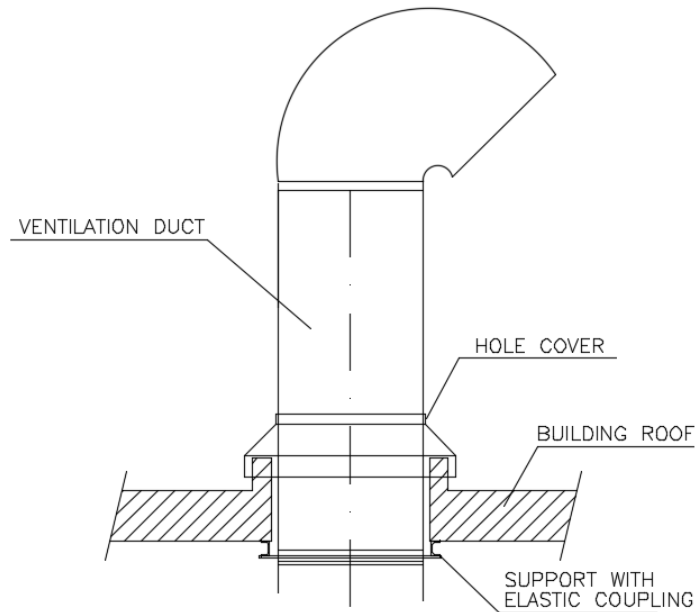


Fig.2.14 Sellado conductos entrada

El piso técnico debe de estar dimensionado para aguantar una carga de al menos $800\text{kg}/\text{m}^2$ para poder colocar todo el equipamiento necesario.

En las áreas donde estén emplazadas las enfriadoras o los transformadores debido a su peso el suelo debe tener una resistencia de al menos $1200\text{kg}/\text{m}^2$

Estas cifras de resistencia son recomendaciones que damos a la arquitectura encargada de realizar los cálculos. Pero cuando el diseño de los equipos está definido se envía a los calculistas un plano con la disposición de cada equipo y de su masa y dimensiones.

Se ha previsto también espacio libre en el piso técnico para permitir la libre circulación de equipamiento, y puertas en las paredes exteriores (Segundo piso) que permitan en caso necesario la extracción o inserción de equipamiento.

Estos accesos pueden verse en los planos del anexo 1.2.

2.2.7. Aislamiento acústico en las salas de ensayo

Para minimizar la transmisión acústica de las salas de ensayo al resto de áreas se aíslan las paredes interiores con 60mm de lana de roca y cubierta con planchas perforadas de metal. Este sistema permite una atenuación del ruido de 40dB.

El ruido estimado en el interior de la sala de control estará por debajo siempre de los 75dBA. Este es un criterio de AVL. Por ejemplo la norma española dictamina que en una jornada laboral de 8 horas el ruido al que está expuesto un trabajador de forma continuada no puede sobrepasar los 85 dB, medidos

estos desde la posición del oído del trabajador. [5]

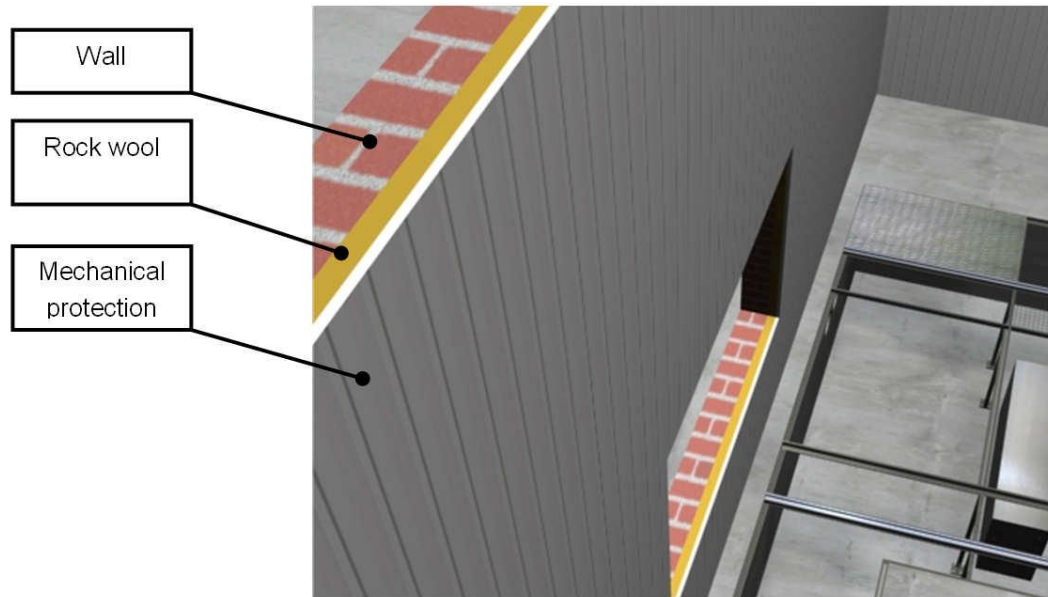


Fig.2.15 Esquema aislamiento acústico/térmico

Para permitir la instalación de las tuberías y el equipamiento se colocarán perfiles metálicos verticales de al menos 4mm de espesor a intervalos de un 1 metro, sobre estos se anclarán otros perfiles metálicos separados al menos 5cm del aislamiento donde se fijarán los equipos y la fontanería. Esta disposición puede verse en las Figuras 2.16 y 2.17.

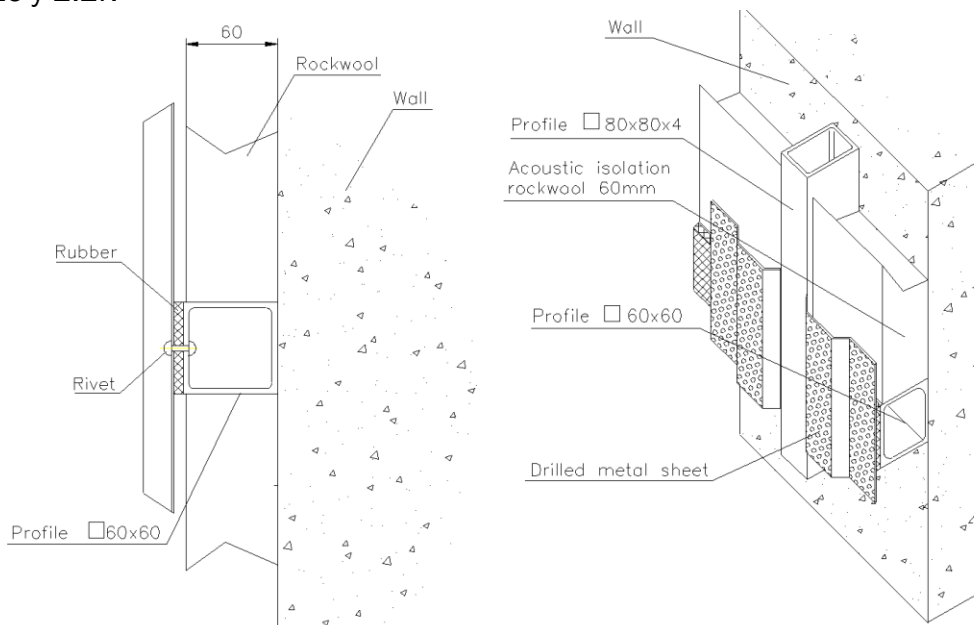


Fig.2.16 Esquema perfiles metálicos de aislamiento

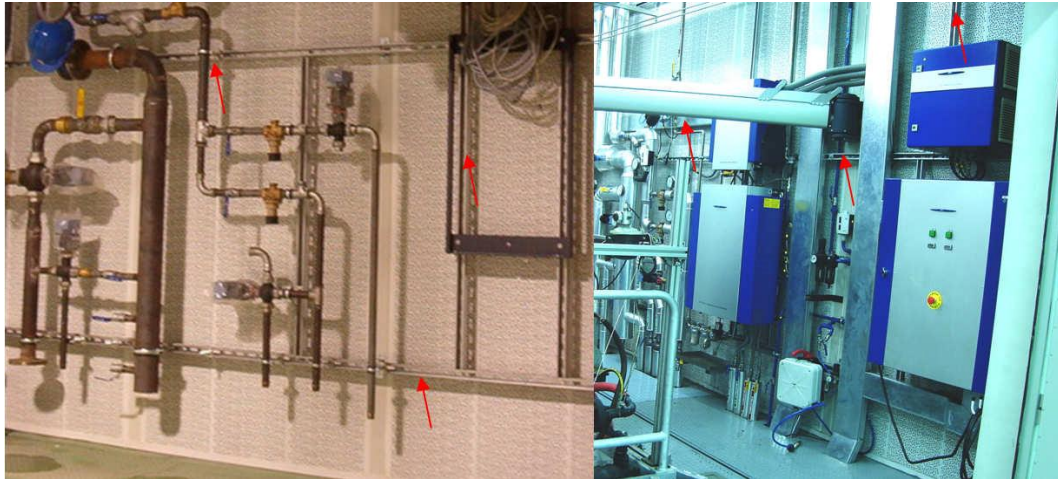


Fig.2.17 Fotos subestructura y equipamiento

2.2.8. Puertas y ventanas en las salas de ensayo

En las salas de ensayo es necesario instalar ventanas y puertas especiales que protejan y aíslen la sala además de resistir al fuego.

-Puertas:

Están fabricadas con doble capa de metal y rellena entre las dos capas con espuma de poliuretano, el sellado con el marco se hace mediante bandas de goma, y el sellado entre la puerta y el suelo se realiza mediante goma adherida a perfiles metálicos embebidos en el hormigón.

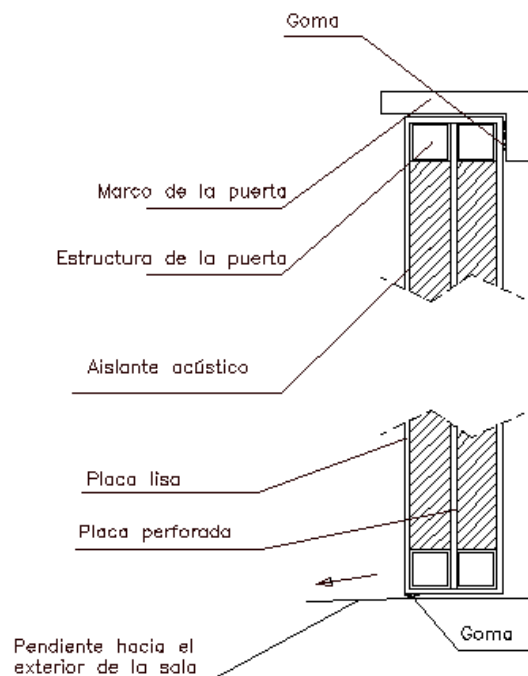


Fig.2.18 Esquema puerta de la sala de ensayo

-Ventanas:

Son ventanas de doble cristal, con un ángulo de 2 grados entre los cristales para reducir la transmisión de ruido y reflejos. Resistencia al fuego de 60 minutos y resistencia al impacto FB4 de acuerdo con EN1522 “Norma EN-1522”

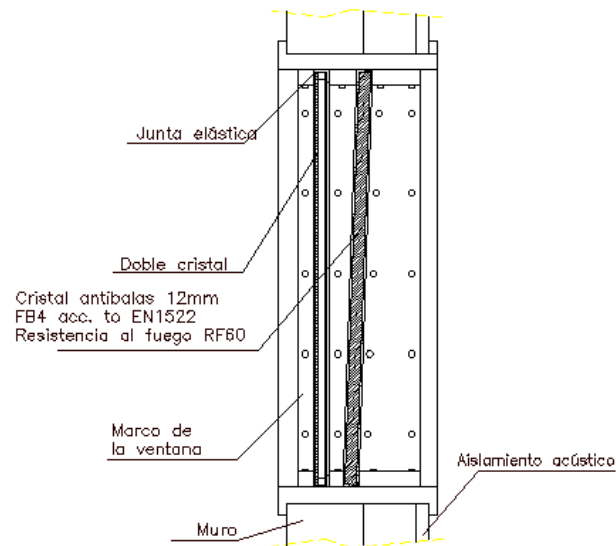


Fig.2.19 Esquema ventana de la sala de ensayo



3. Definición de las áreas de ensayo

En este capítulo vamos a hacer un breve resumen de los distintos tipos de salas que existen en este centro técnico, para entender sus principales características, funcionamiento y la razón de que se usen. Principalmente tenemos dos tipos de salas: salas de ensayo de motor, y salas de ensayo de vehículo. Para ambas como sala auxiliar se encuentra la sala de emisiones, a menudo compartida entre dos salas de ensayo.

3.1. Salas de ensayo de motores (Engine test bed)

Estas son el tipo de salas más sencillas con las que podemos certificar un motor, o en este caso un catalizador, en ellas se conecta el motor a un dinamómetro para simular la carga que tiene que superar el sistema. Este dinamómetro no es más que un generador/motor eléctrico en el que se controla el par y las revoluciones.

En este tipo de ensayo no disponemos de los sistemas auxiliares del motor, por lo que tenemos que controlar todas las variables que afectan al motor, como son: la temperatura, presión y caudal.. de todos los fluidos que intervienen en el funcionamiento del motor. Estos son: combustible, agua de refrigeración, aceite, aire de admisión y gases de escape. Esto amplía enormemente el abanico de posibilidades de condiciones a simular en la sala de ensayo, como sobrecalentamientos o ensayos a diferente altitud. Lo cual sería prácticamente imposible en un entorno real. Por todas estas razones este tipo de salas son muy útiles además de para certificar un motor (ensayos de emisiones) para el desarrollo de nuevas tecnologías. Esto también implica que el nivel de seguridad necesario en estas salas es mayor, ya que no es extraño que incendios o fugas ocurran debido a la prueba de prototipos.

Sala de ensayo HD 550kW

En la Fig.3.1 puede verse el diseño propuesto para la sala de ensayo HD 550kW. En esta puede verse a la derecha los equipos de acondicionamiento de fluidos (combustible, aceite y refrigerante). A la entrada de la sala puede verse el acondicionador del intercooler en gris, y a la izquierda está la línea de escape dónde se incluirían los catalizadores a ensayar. Y por supuesto en el centro está el motor de combustión y el dinamómetro, que son el corazón de la sala de ensayo.

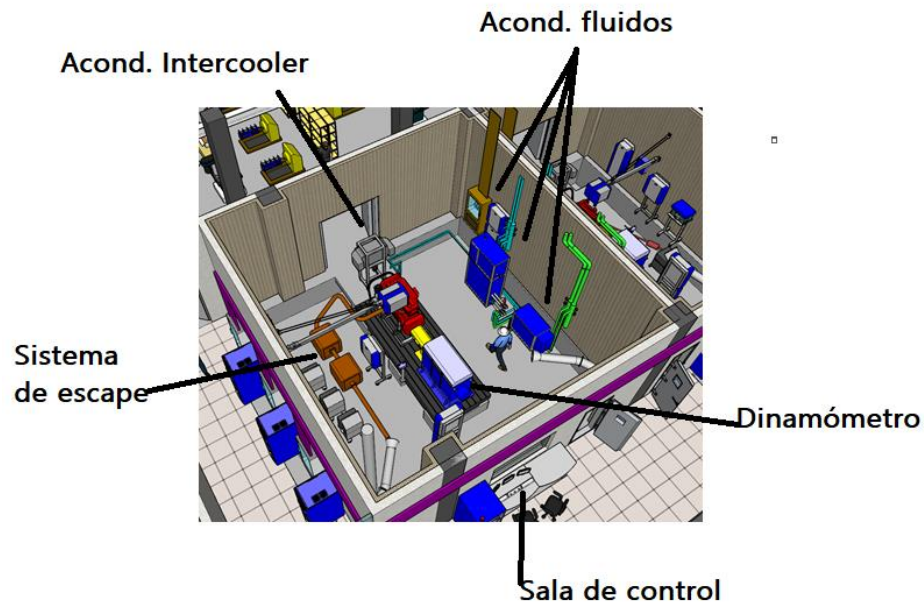


Fig.3.1 Sala de ensayo HD

Sala de ensayo LD 350kW

El diseño de esta sala es análogo a la anterior, la única modificación es la potencia a ensayar en la sala. En la Fig.3.2 se representa una sala tipo.

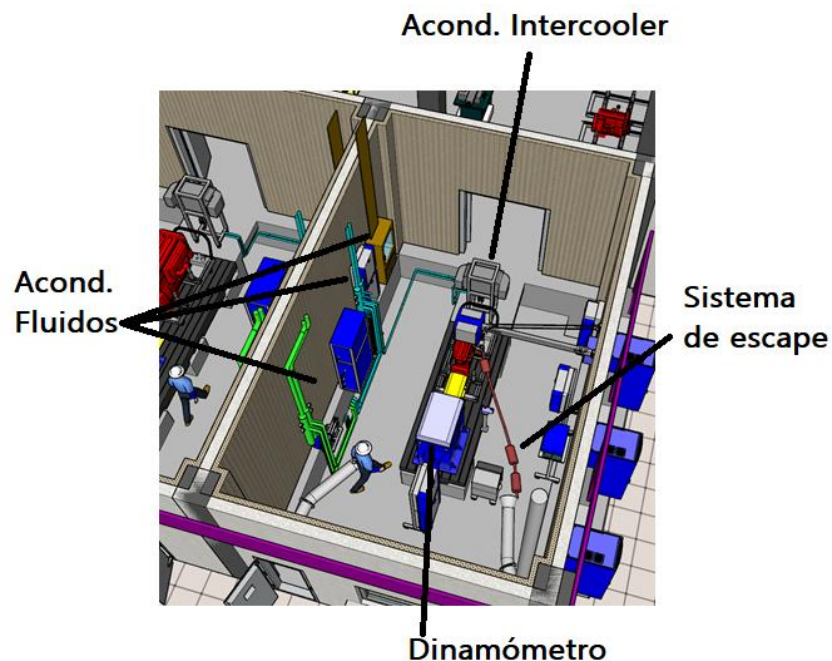


Fig.3.2 Sala de ensayo LD

El equipamiento que hay o puede haber es común en ambos tipos de salas, siendo el siguiente el que se considera en este proyecto. No todo es necesario, depende del motor y del tipo de uso que se vaya a hacer a la sala.



-Dinamómetro:

Este es el elemento principal de la sala, es el que se encarga de realizar los ciclos de ensayo sobre el motor, simula la carga que el motor sufriría a la salida del cigüeñal. Las variables principales que se miden y controlan son la velocidad y el par del motor. Estos equipos funcionan disipando la energía del motor y pueden ser de dos tipos:

- Pasivos: disipan la energía en algún fluido viscoso, normalmente aceite. Un elemento rotativo se mueve en el seno de este fluido transformando su energía mecánica en energía térmica que calienta el fluido. Son los más baratos y simples, pero también los que menos control y precisión permiten.
- Activos: su funcionamiento se basa en un generador/motor eléctrico que ofrece resistencia o aporta trabajo al motor según sea necesario. Por lo tanto produciendo o consumiendo energía eléctrica. La energía producida en este dinamómetro puede ser aprovechada para el consumo de elementos poco sensibles como pueden ser resistencias o luces. Para ello esta corriente debe ser acondicionada y filtrada ya que no es generada de manera constante y tiene mucho ruido, dependiendo de la velocidad del motor. Esto reduce en gran medida el coste de operación de este tipo de dinamómetros y permiten un control total de la carga a la que se somete al motor.

En la Fig.3.3 se representa una foto comercial del equipo.



Fig.3.3 Ejemplo de dinamómetro activo y su armario eléctrico

-Acondicionador de aceite:

Este equipo saca el aceite del motor y lo enfría, devolviéndolo al motor a la temperatura de consigna indicada. Este equipo funciona con lo que llamamos agua de torre, que es un circuito de refrigeración con una temperatura (38/53°C) entrada y salida respectivamente.

-Acondicionador de agua

Este equipo funciona con el mismo suministro de agua refrigerada que el acondicionador de aceite y se encarga de suplir la función del radiador del coche, enfriando el agua del motor hasta la consigna indicada.



-Acondicionador del aire de admisión

Este sistema varía en función de si el motor es atmosférico o sobrealimentado, pero para ambos la función es la misma, cumplir una consigna a la entrada del motor de temperatura, humedad y en algunos casos presión. Con un sistema específico podemos controlar la presión del aire de admisión simulando el funcionamiento en diferentes altitudes, situación más importante en los motores atmosféricos. Este equipo puede situarse en el interior de la sala o bien en el piso técnico si el espacio es más restrictivo.

-Unidad de tratamiento de aire (UTA)

Debido al funcionamiento del motor dentro de la sala, la carga térmica en el interior es considerable, aunque gran parte del calor sea evacuado mediante el agua que refrigera los fluidos del motor. Por lo tanto, es necesario climatizar el aire en el interior. Para ello usamos este equipo que recircula el aire de la sala acondicionándolo en temperatura y humedad. Esta consigna a menudo viene definida por la normativa a cumplir, se analizará en detalle más adelante en el correspondiente capítulo. Este equipo también se encarga de renovar el aire de la sala por temas de seguridad y confort. Estas renovaciones vienen dadas en función del volumen y del tipo de combustible a utilizar.

-Extractor de escape

Este es básicamente un ventilador centrífugo que se encarga de extraer los gases de la línea de escape. Una peculiaridad de este equipo es que su temperatura máxima de funcionamiento ronda los 200°C, por lo que es necesario diluir los gases de escape para bajar su temperatura. Esta dilución puede realizarse con aire de la propia sala o aire exterior, depende de las condiciones de ensayo. Diluir los gases de escape con aire seco también es conveniente para evitar condensaciones en el tubo antes de llegar a los analizadores debido al enfriamiento del gas, esto falsearía las mediciones haciéndolas inservibles.

En la línea de escape podemos colocar una válvula de contrapresión que permite controlar la presión a la salida del motor, simulando diferentes condiciones de funcionamiento.

-Extractor de purga

Durante el ensayo puede haber pequeñas fugas de líquido o vapor que contaminan el aire, que además según el tipo de contaminante puede llegar a ser peligroso por toxicidad o explosividad, por ello se extrae aire de la sala para así evitar la posible acumulación de estos contaminantes, esta extracción se realiza desde el foso que es el lugar donde van a parar las fugas de cualquier parte de la sala, en el caso de usar gases más ligeros que el aire, como el hidrógeno, es posible realizar la purga de la parte superior de la sala



con una toma del extractor de purga o con la propia ventilación. En el caso que usemos la ventilación como extractor de purga estos equipos deben ser clasificados como ATEX (Pueden trabajar en atmosferas explosivas ya que no producen chispa/calor) en el caso de que se encuentren dentro de la sala. Ya que, al detectar un contaminante, como por ejemplo hidrocarburos, se corta cualquier tipo de corriente en la sala desde el armario eléctrico que esta normalmente en el piso técnico. Esto quiere decir que estos equipos ATEX han de estar alimentados por otro armario independiente o tener baterías.

3.2.Sala de ensayo de vehículo (Chassis dyno)

Con el avance de la tecnología en la automoción en el vehículo moderno cada vez el motor tiene menos relevancia relativa. Dónde antes solo había unos pocos sistemas auxiliares entorno al motor ahora tenemos sistemas verdaderamente complejos tanto mecánica como eléctricamente. Sistemas de seguridad (ABS, ESP, Conducción autónoma...), confort (climatización, equipo multimedia, suspensión inteligente...), reducción de emisiones (Sistema EGR, catalizadores) e incluso sistemas de propulsión alternativa como los vehículos híbridos. Esto hace ensayar solo el motor cada vez sea menos representativo del comportamiento total del vehículo.

En este tipo de salas se ensaya en coche completo sobre un banco de rodillos. Eso quiere decir que ensayamos no solo el motor como corazón del coche, si no, el motor, la transmisión, los frenos... incluso el aire acondicionado si es necesario. Con ello puede certificarse un vehículo o ensayar tecnologías en desarrollo de la manera más realista posible dentro del centro técnico. Todo ello simulando cualquier posible condición que pudiera darse en la carretera. En este caso en concreto esta sala permite ensayar el catalizador del coche. Realizar este tipo de ensayos en una carretera real requeriría una inversión mucho mayor en un equipamiento mucho más compacto además de una precisión y repetitividad mucho menor, ya que no se pueden controlar todas las variables en un entorno abierto.

En este tipo de sala el equipamiento es mucho menor que en un banco motor, ya que el vehículo cuenta con todos sus propios sistemas auxiliares.

En la Fig.3.4 se representa el equipamiento de una sala tipo.

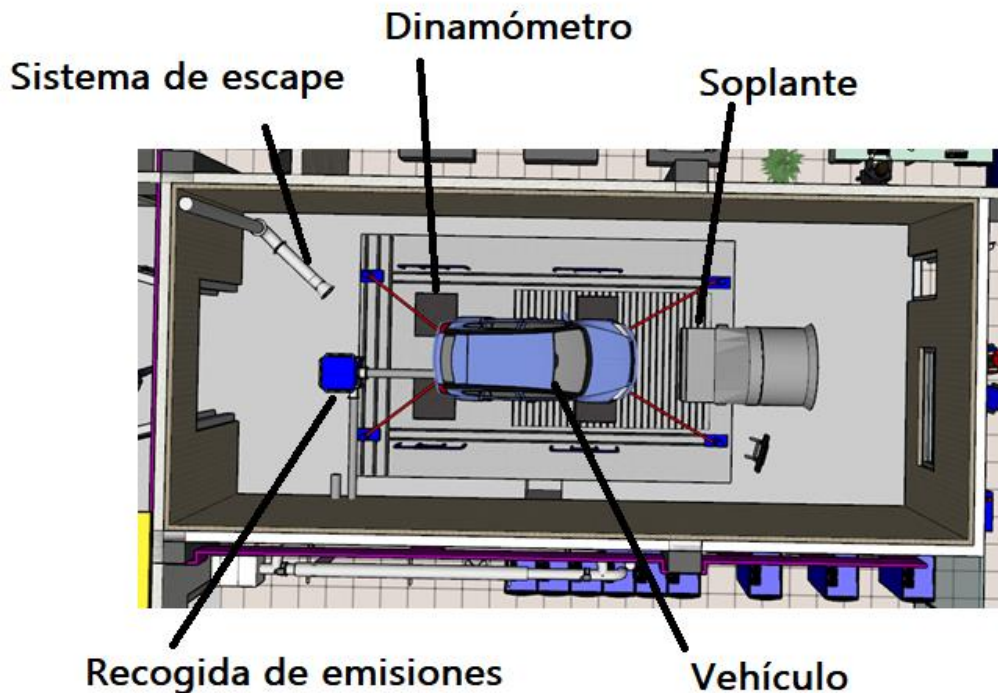


Fig.3.4 Sala de ensayo CD 200kW

El equipamiento presente sería el siguiente:

-Soplante

Básicamente este elemento es un ventilador de grandes dimensiones. Puede ser axial o centrífugo y su tarea es simular el aire sobre el vehículo. Este flujo de aire es soplando principalmente sobre el radiador del coche, pero en algunos tipos de ensayos también es necesario que afecte a otras partes del vehículo como los frenos o la carrocería en sí misma. El caudal necesario viene dado por la velocidad del coche y la sección de paso de la soplante. Ambas variables definidas en la normativa del ensayo a realizar. Por ejemplo, en los ensayos de emisiones europeos la sección de paso debe ser al menos de 0,30 m² y la velocidad máxima es de 130 km/h [6] por lo que el caudal máximo necesario es: 39000 m³/h.

-Unidad de tratamiento de aire (UTA)

Al igual que en un banco motor gran parte de la carga térmica se evacua en la propia sala aumentando rápidamente su temperatura, en esta sala es más importante ya que los sistemas auxiliares del vehículo también refrigeran contra el aire de la sala, y no con agua como en los bancos motor. En este tipo de salas es común tener un equipo de climatización que trata el aire recirculándolo y un equipo más pequeño en el piso técnico que se encarga de hacer las renovaciones, con aire también tratado.



-Extractor de escape

Al igual que en los bancos motor hace falta extraer los gases de escape de la sala, bien para analizarlos o simplemente para expulsarlos al exterior. En el caso de expulsarlos al exterior se usa este extractor. Estos gases han de diluirse con aire del exterior para bajar su temperatura y así no dañar el equipo.

-Extractor de purga

Del mismo modo para evitar que el aire de la sala sea tóxico o peligroso se extrae una cierta cantidad de aire desde el foso. En estas salas el peligro es menor ya que se suelen probar vehículos de producción en serie que ya tienen cierta garantía de seguridad, a diferencia de los motores que pueden ser prototipos llevados al límite sin garantía alguna.

-Dinamómetro

Este es el elemento que simula la carga sobre el vehículo, consta de 2 o 4 rodillos que se sitúan bajo las ruedas del automóvil. Estos rodillos están conectados a un motor eléctrico que funciona como generador o como motor en función de las condiciones a simular.

3.3. Sala de emisiones

Estas salas se sitúan adyacentes a la sala de ensayo, normalmente compartida para dos de estas. En ella se encuentran los equipos de emisiones que se encargan de analizar los contaminantes. Estos toman muestras del escape y lo llevan a diversos analizadores que analizan su composición en función de la legislación pertinente.

En las Fig.3.5 y 3.6 se puede ver la distribución tipo de estas salas.

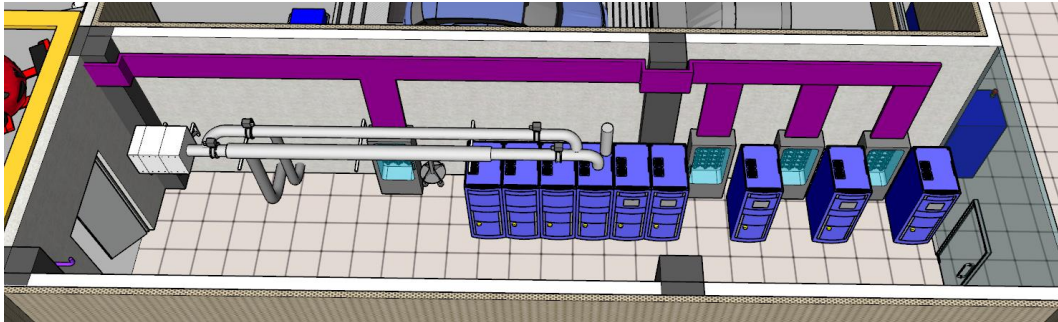


Fig.3.5 Sala de emisiones CD



Fig.3.6 Sala de emisiones salas motor

4. Principales contaminantes en los gases de escape

4.1. Contaminantes en los gases de escape [6] [7]

Desde hace años las mayores agencias reguladoras como la EPA (Environmental Protection Agency) han restringido cada vez más las emisiones de los gases de escape debido a su toxicidad para los seres vivos y por sus consecuencias en el cambio climático global. Por ello es importante dedicar un pequeño capítulo para definir los principales agentes contaminantes que se encuentran en los gases de escape de los vehículos actuales y sus efectos. Esto permitirá entender más en profundidad la importancia de invertir en tecnologías que disminuyan o eliminen por completo estas sustancias.

Las emisiones provenientes de los vehículos pueden dividirse en tres grupos principales:

- Gases de escape: son las que se estudian en este trabajo. Se producen por la reacción de combustión del combustible con el oxígeno en el motor del automóvil.
- Emisiones por abrasión: son las que se producen por el desgaste mecánico de los componentes del vehículo: Ruedas, frenos, asfalto, corrosión del chasis...
- Evaporativas: se producen por la evaporación del combustible del sistema de almacenamiento del vehículo debido a su volatilidad. Se producen aún con el vehículo parado.

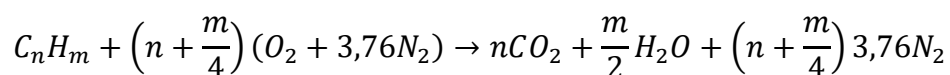
Como se ha comentado en este trabajo se analizan únicamente las emisiones provenientes de los gases de escape del vehículo. En definitiva, del proceso de combustión.

Primero se define que es un proceso de combustión y lo que ello implica. Según la RAE [8] una de las acepciones de combustión es:

“Reacción química entre el oxígeno y un material oxidable, acompañada de desprendimiento de energía y que habitualmente se manifiesta por incandescencia o llama”

Es esta energía la que se usa para el funcionamiento del motor. En el caso de los motores de combustión, el material oxidable es el combustible (gasolina, diésel, CNG, hidrógeno...)

En el caso de usar un hidrocarburo, como son la gasolina y el diésel, la reacción genérica sería:



Como puede verse en la ecuación, en el caso de una reacción perfecta los únicos productos de la combustión de cualquier hidrocarburo son el dióxido



de carbono, agua y el nitrógeno que forma parte del aire. Ninguno de estos productos es tóxico para los seres vivos, aunque tanto el dióxido de carbono como el vapor de agua son gases de efecto invernadero.

Para que el proceso de combustión se lleve a cabo de la forma anteriormente descrita, tienen que darse unas condiciones ideales muy difíciles de conseguir en un motor de combustión, como por ejemplo tener una mezcla perfectamente homogénea. Por lo que en un caso real se generan otro tipo de sustancias que se presentan a continuación.

Se dividen los productos en dos categorías principales:

4.1.1. Productos no tóxicos

Estos productos no son perjudiciales para la salud por si mismos:

- Nitrógeno (N_2): este gas forma parte de la composición del aire en un 79% aproximadamente y en condiciones normales no forma parte de la reacción, solo cuando existen temperaturas muy altas y concentraciones altas de oxígeno reacciona con este, formando óxidos de nitrógeno (NO_x) que son altamente tóxicos.
- Oxígeno (O_2): forma parte de la composición del aire y es el comburente usado por el motor para funcionar. En el caso de que hay un exceso de oxígeno en la admisión o de que la mezcla no sea homogénea, este saldrá junto a los gases de escape.
- Dióxido de carbono (CO_2): es el principal producto de la combustión junto al vapor de agua. No es tóxico para los seres vivos, es más, es necesario para la supervivencia de la vegetación. Lo consideramos un contaminante únicamente por su contribución al efecto invernadero debido a su exceso en la atmósfera.
- Vapor de agua: no es tóxico y se encuentra de manera natural en la atmósfera.

4.1.2. Productos tóxicos

Los productos descritos a continuación son tóxicos y muy peligrosos. Son productos derivados de una mala combustión y hay que intentar evitarlos en todo momento.

- Hidrocarburos (HC): son compuestos orgánicos producto de una combustión parcial o incompleta, contribuyen a la formación de ozono y smog en la atmósfera. En función de su composición tienen distintos efectos en la salud. Por ejemplo, el benceno es un



compuesto cancerígeno y la exposición moderada a este gas puede causar irritación en la piel y mucosas.

- Óxidos de nitrógeno (NO_x): puede ser NO o NO_2 . Se producen por la reacción del nitrógeno con el oxígeno sobrante del proceso de combustión a temperaturas elevadas (1800-2000 K). Causa graves problemas respiratorios y es uno de los principales causantes de la lluvia ácida. Su emisión está muy restringida en la legislación actual.
- Monóxido de carbono (CO): producido por una combustión incompleta a causa de un defecto de oxígeno, su concentración en los gases de escape está directamente relacionada con el dosado del motor. Es altamente venenoso ya que tiene una mayor afinidad por la hemoglobina que el oxígeno, pudiendo llevar rápidamente a alguien a la muerte por asfixia. Sin embargo, los catalizadores actuales son muy eficientes convirtiendo el CO en CO_2 siendo este último inocuo para los seres vivos.
- Dióxido de azufre (SO_2): producido por combustible de mala calidad, uno de los principales causantes de la lluvia ácida junto al NO_x .
- Partículas (PM): son partículas sólidas microscópicas presentes en los gases de escape, como puede ser el hollín producido por una combustión deficiente. Esta se produce cuando al expandirse el gas por el movimiento del pistón la temperatura en el cilindro cae de un cierto valor, parando la reacción de combustión. O en los primeros instantes de inyección de combustible en un vehículo diésel debido a la mezcla deficiente con el oxígeno. Se generan partículas de inquemados que salen por el tubo de escape en forma de humo negro. La toxicidad de estas partículas depende de su composición, pero principalmente de su tamaño. Las partículas más grandes $d > 10 \mu\text{m}$ son filtradas por la nariz, de 3 a $10 \mu\text{m}$ son capaces de depositarse en la tráquea y en los bronquios. Si son menores a $3 \mu\text{m}$ pueden introducirse en los alveolos pulmonares donde realizan intercambios gaseosos con la sangre. Incluso partículas más pequeñas aun $d < 0,1 \mu\text{m}$ pueden llegar al torrente sanguíneo. Estas partículas son las causantes de numerosas enfermedades respiratorias, cáncer y problemas cardiovasculares.
- Otros: dependiendo del origen del combustible este puede contener metales pesados como el plomo y en menor medida genera gases como el amoníaco.

En el siguiente gráfico (Fig.4.1) [9] podemos ver como en los últimos años se ha reducido sensiblemente la producción de estos gases tóxicos a diferencia de los gases de efecto invernadero. Esto se debe a

la mejora de la calidad de los combustibles y de los sistemas del vehículo, tanto en el proceso de combustión como en el postratamiento de los gases de escape.

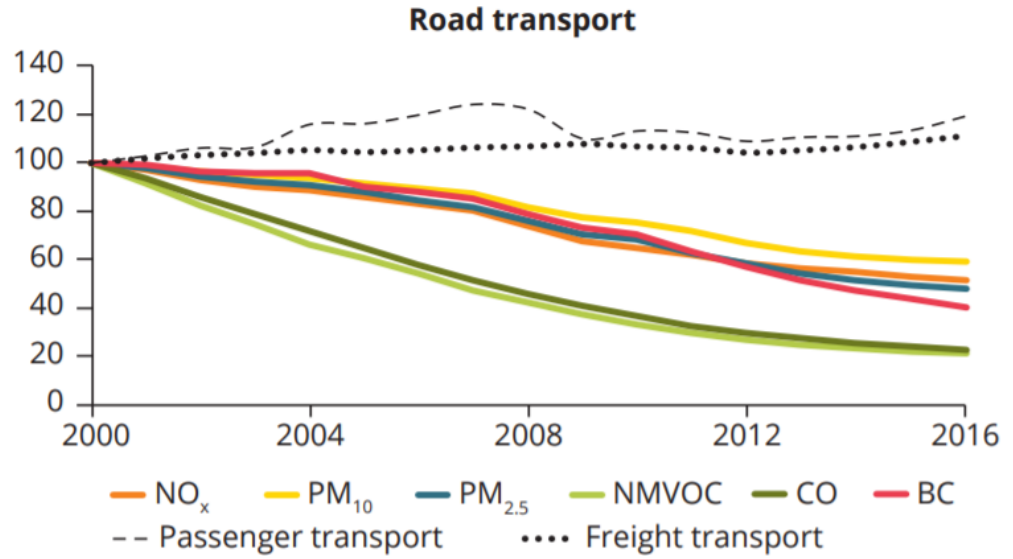


Fig.4.1 Disminución de los gases tóxicos en el transporte por carretera.



4.2. Tratamiento de los gases de escape [10] [6] [11]

Existen diversos métodos para controlar y corregir las emisiones de los gases de escape. Podemos dividirlos en dos grupos principales:

- Reducción en la fuente: estas son medidas que pretenden reducir los contaminantes que se producen en el proceso de combustión del motor. Algunos ejemplos serían la optimización del tiempo de encendido o la inyección y la recirculación de los gases de escape.
- Postratamiento de los gases: el objetivo de estos métodos es eliminar los contaminantes en el tubo de escape antes de su salida al ambiente. Ejemplos podrían ser el catalizador o los filtros de partículas.

Técnicas de postratamiento de los gases

- Reactores térmicos:

Esta técnica se basa en mantener una alta temperatura a la salida del escape para terminar de quemar algunos contaminantes como los Hidrocarburos o el CO. Esta técnica está ya obsoleta y no se usa.

- Catalizadores:

Según la RAE [8], un catalizador se define como

“Dicho de una sustancia: Que, en pequeña cantidad, incrementa la velocidad de una reacción química y se recupera sin cambios esenciales al final de la reacción”

Un catalizador lo que hace fundamentalmente es reducir la energía de activación necesaria para la reacción deseada. Esto provoca una mayor velocidad en la reacción. En este caso el proceso que ocurre es una catálisis heterogénea, ya que hay una superficie sólida que es la que actúa de catalizador para los gases de escape.

En el vehículo, el catalizador consiste en un monolito cerámico con una estructura tipo panal de abeja, la superficie está recubierta de un material poroso y resistente térmicamente como la alúmina por ejemplo, sobre la que se deposita una serie de metales nobles como platino, paladio o rodio que mediante reacciones de oxidación o reducción convierten las emisiones contaminantes en sustancias inocuas, permitiendo que se realicen a temperaturas más bajas (menor energía de activación) que las que serían necesarias si no hubiera catalizador. Aun así, el catalizador necesita de una temperatura mínima para empezar a funcionar de forma efectiva (Entre 300-700°C es la temperatura óptima de funcionamiento). Por lo que cuando un vehículo arranca en frío el catalizador no hace su función



adecuadamente y esos gases salen a la atmósfera sin ser tratados. Lo que se hace a veces, es instalar un catalizador más pequeño antes del principal. Debido a su menor tamaño alcanza la temperatura óptima más rápido, emitiendo el vehículo menos emisiones en los primeros instantes de circulación.

Este elemento se sitúa a la entrada del sistema de escape del vehículo, su estructura en forma de panal de abeja permite que la superficie de contacto entre los gases de combustión y los metales sea la máxima posible. Pero a su vez introduce unas pérdidas de carga en la línea de escape que te traduce en mayor esfuerzo para el motor y por lo tanto un mayor consumo de combustible.

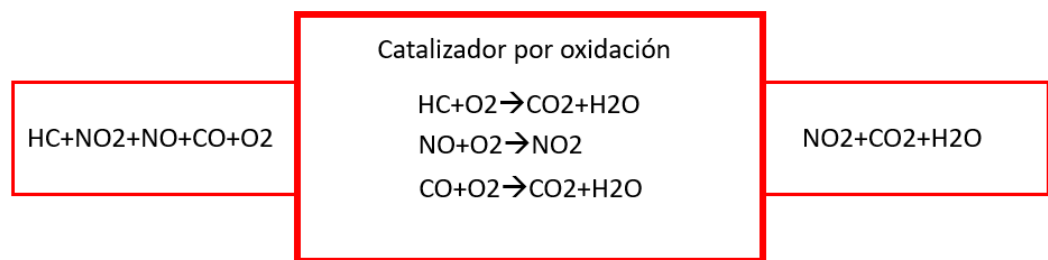
En función de la composición del catalizador existen tres tipos:

- Oxidación: este tipo funciona contra el CO y los hidrocarburos cuando hay suficiente oxígeno en los gases para completar la combustión y así producir CO₂ y agua. No es útil contra los NO_x ya que estos precisan una reacción de reducción para separar el Oxígeno y el Nitrógeno. En el caso de los NO_x, estos catalizadores oxidan el NO a NO₂ para posteriormente realizar otro tipo de postratamiento.
- Reducción: útiles contra los NO_x. Son capaces de separar las moléculas de NO_x en N₂ y O₂. Sin embargo, solo pueden usarse cuando los gases de escape tienen un contenido pobre en oxígeno.
- De tres vías: este tipo permite reacciones tanto de reducción como de oxidación, así que son útiles contra CO, NO_x e hidrocarburos. Estos son efectivos cuando los gases de escape no tienen casi contenido en oxígeno, como cuando se trabaja en condiciones estequiométricas (motores de gasolina).

Los más usados son los de oxidación para motores diésel y los de tres vías para los motores de gasolina. Vamos a analizar un poco más en detalle estos dos sistemas.

Catalizador de oxidación DOC (Diesel)

Por el propio sistema de funcionamiento de los motores diésel, estos trabajan siempre con exceso de aire. Por lo tanto, a la salida habrá bastante oxígeno disponible que no ha reaccionado con el combustible. De esta manera el catalizador es capaz de combinar el oxígeno con el CO y los hidrocarburos resultando CO₂ y agua. No siendo este efectivo contra los NO_x ya que precisan una reacción de reducción y un bajo contenido en oxígeno en el escape. Esquema de funcionamiento en la Fig.4.2. Este es uno de los principales problemas de los motores diésel. Con este sistema no tienen capacidad de eliminar los NO_x. Para eliminar este contaminante en los vehículos diésel existen otras tecnologías como la válvula EGR o reactivos químicos. Otro problema de los motores diésel frente a los de gasolina es que la temperatura a la salida del escape es menor. Esto afecta directamente a la eficiencia del catalizador ya que, para ser eficaces los catalizadores necesitan mantener una temperatura mínima. A mayor temperatura mayor velocidad de reacción.



*Las reacciones solo son esquematicas, no están ajustadas

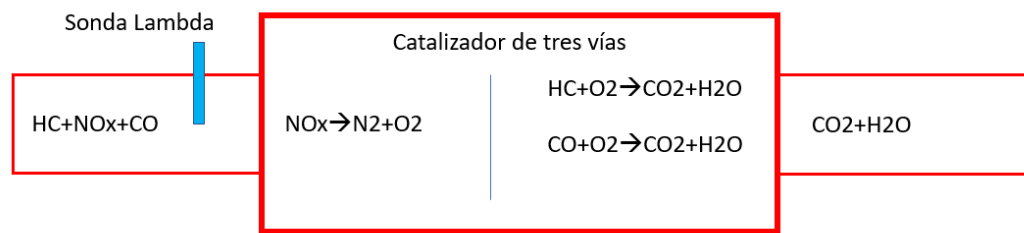
Fig.4.2 Esquema de un catalizador por oxidación.

Uno de los problemas de los DOC es que, si el combustible es de mala calidad y contiene azufre, se emitirá SO₂ que tras pasar por el catalizador se convertirá en SO₃ que además de ser tóxico, en contacto con el agua puede generar ácido sulfúrico además de que es posible en envenenamiento de los metales que ejercen la función catalizadora averiando el sistema. Por ello es importante que la calidad del sea buena. Durante los últimos años la cantidad de azufre en los combustibles ha caído en gran medida.

Catalizador de tres vías TWC (Gasolina)

En el caso de los motores con ciclo Otto, lo normal es que funcionen con la cantidad de aire estequiométrica, esto quiere decir que en el colector de escape la concentración de oxígeno en los gases es muy baja. Esto permite realizar dos tipos de reacción. Primero una de

reducción en la que los NOx se separan en N2 y O2. Después, este O2 se combina con los HC y los CO para formar CO2 y Agua. Para que este funcione con la máxima eficacia es importante que la mezcla aire-combustible sea la estequiométrica. Por esto existe la llamada sonda lambda que se encarga de medir la cantidad de oxígeno en el escape y ajustar así la mezcla en el motor. En la Fig.4.3 se puede ver el esquema de funcionamiento de este catalizador

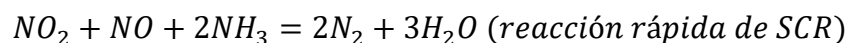
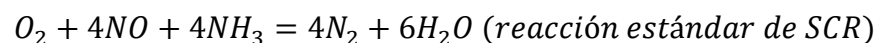
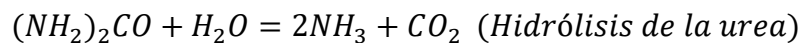


*Las reacciones solo son esquemáticas, no están ajustadas

Fig.4.3 Esquema de un catalizador de tres vías.

- Reactores químicos:

Su funcionamiento radica en añadir ciertas sustancias en la línea de escape con el fin de reducir la concentración de ciertos tipos de contaminantes mediante una reacción química. El ejemplo más común es el sistema SCR (Selective catalytic reduction) que se encuentra en los coches modernos, fundamentalmente en los vehículos diésel. Este sistema se encarga de reducir los NOx que no pueden ser eliminados en los catalizadores de oxidación. Para ello un dosificador introduce urea que se mezcla con los gases de escape en el catalizador SCR, el cual, es necesario que esté a unos 200°C para que funcione correctamente, La ECU del automóvil es la encargada de dosificar correctamente el reactivo. Este compuesto en un 33% de urea se descompone en amoníaco y dióxido de carbono mediante hidrólisis y cuando llega al catalizador SCR se produce la reacción entre en amoníaco (NH3) y los NOx teniendo como productos N2 y H2O. Las reacciones serían las siguientes:



Para favorecer esta reacción rápida es importante que exista una relación adecuada de NO/NO2. Por este motivo es habitual que el catalizador SCR se encuentre después de un catalizador DOC.

Con este sistema más el catalizador de oxidación quedarían neutralizados los tres contaminantes más importantes CO, NO_x y HC. En la Fig.4.4 [12] se representa el esquema de funcionamiento de este sistema.

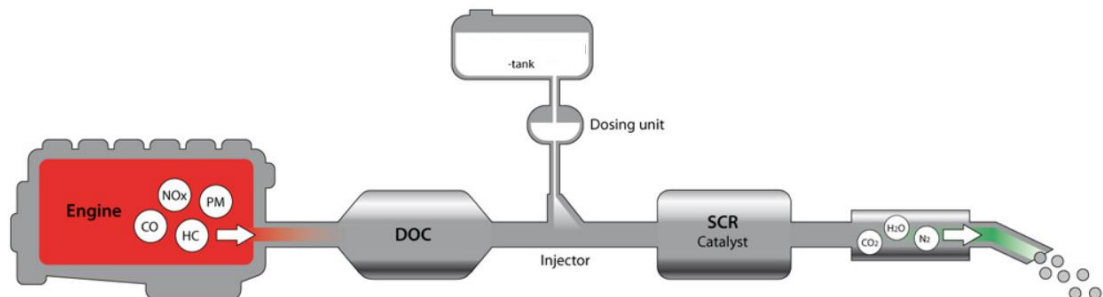


Fig.4.4 Esquema del sistema SCR

Aunque este sistema es muy efectivo contra los óxidos de nitrógeno, el control de la cantidad de urea no es sencillo y este debe ser muy preciso ya que la posible emisión de amoníaco sin reaccionar es muy perjudicial para el medio ambiente. Además, precisa de un depósito adicional de urea que hay que rellenar periódicamente y el sistema de inyección lo que incrementa la complejidad y por lo tanto el coste.

- Filtros químicos (NSR):

Conocido como NSR (NO_x Storage and Reduction). Este sistema es una alternativa al SCR para motores con mezclas pobres, es decir, alto contenido de oxígeno en el escape. El concepto de su funcionamiento es almacenar y luego reducir los NO_x en dos etapas diferenciadas. Primero cuando en el escape hay una atmósfera oxidante ($\lambda > 1$) el catalizador oxida el NO a NO₂ y este es almacenado en forma de nitrato en un metal alcalino como por ejemplo el BaO. Llega un momento que el filtro se satura y es necesario regenerarlo reduciendo los NO₂ como hemos visto antes, para ello, es necesario una mezcla rica en los gases de escape, esto es, sin excedente de oxígeno ($\lambda < 1$). Esto se consigue a expensas de aumentar el consumo de combustible inyectando más combustible en el cilindro o directamente en la línea de escape. En la Fig.4.5 [13] se puede ver un esquema del funcionamiento de este sistema y sus etapas antes explicadas.

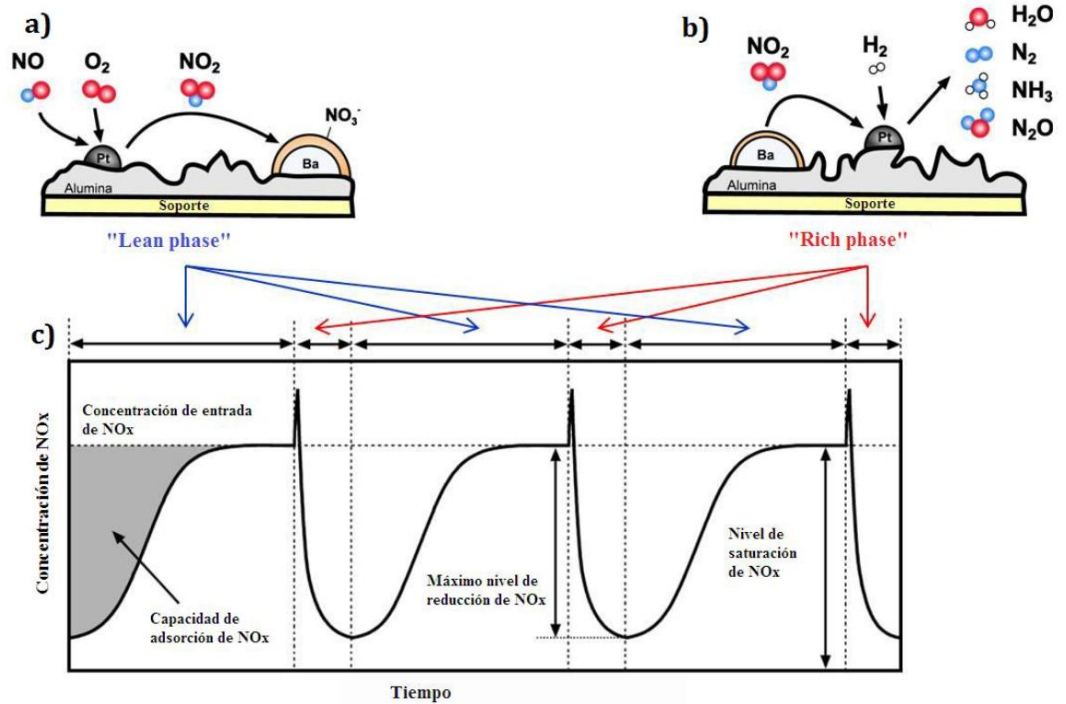


Fig.4.5 Esquema filtros químicos

Como se puede ver en la Fig.4.5b es posible que tras la reducción de los NO_x se genere NH₃ que es altamente tóxico. Una posible solución es almacenar este NH₃ y colocando un catalizador SCR que en la fase oxidante ($\lambda > 1$) actúe contra los NO_x creando así tecnologías híbridas NSR-SCR.

- Filtros de partículas:

Este sistema elimina la carbonilla producida por una combustión incompleta del combustible. Este defecto en la combustión ocurre principalmente en los vehículos diésel por su propio proceso de ignición. En los primeros instantes de la inyección de combustible en el cilindro la mezcla no es adecuada y se produce una combustión incompleta generando partículas de carbonilla. Como se ha visto antes, estas partículas son muy perjudiciales para la salud, por lo que es importante impedir que salgan a la atmósfera. Para ello se sitúan filtros de partículas después de los catalizadores DOC.

Uno de los tipos de filtro más comunes es el conocido como "Wall-flow particulate filter". Este es un monolito cerámico de carburo de silicio o similar que tiene unos canales longitudinales por los que circulan los gases de escape. De estos canales la mitad están bloqueados a la entrada y la otra mitad a la salida. Esto provoca que los gases tengan que atravesar las paredes del filtro impermeables para las partículas sólidas que quedan atrapadas. La eficiencia de este sistema es muy alta, sin embargo, a medida que más partículas se acumulan en el

filtro más pérdida de carga genera este en el sistema. Pudiendo causar daños en la línea de escape si este está muy obstruido y la sobrepresión producida es excesiva. Por ello es necesario regenerarlo periódicamente, es decir, eliminar las partículas retenidas en él.

En la Fig.4.6 se puede ver un esquema de su funcionamiento.

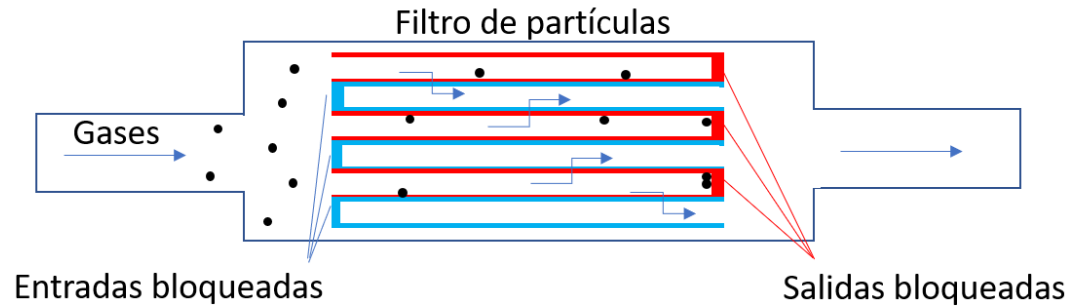


Fig.4.6 Esquema de funcionamiento de un filtro de partículas

Para regenerar estos filtros hay dos vías posibles: Regeneración activa y regeneración pasiva.

La regeneración activa consiste en una aportación externa de calor para quemar las partículas, esto bien puede ser por resistencias eléctricas o sistemas de post-inyección de combustible. Este método tiene un problema a parte del incremento del coste y son las elevadas temperaturas que se pueden llegar a alcanzar que podrían dañar el filtro de partículas.

El otro método la regeneración pasiva tiene por objetivo la eliminación de estos inquemados mediante la oxidación a temperaturas moderadas. Para ello es necesario incorporar un catalizador, puede ser sólido como por ejemplo platino en el filtro de partículas, o se puede incorporar el catalizador en el propio combustible.



5. Ensayos de certificación. Definición y tipos

En este capítulo se tratarán los distintos tipos de ensayos que se realizan para certificar los vehículos, en este caso se usarán para el desarrollo de los catalizadores, por lo que solo vamos a hablar de los ensayos destinados a evaluar los contaminantes en los gases de escape. Estos ensayos permiten la homologación del vehículo o del motor y están normalizados. Para entender mejor que significan estos dos términos vamos a ver su definición. Según la RAE [8] homologar se define como:

“Equiparar, poner en relación de igualdad dos cosas”

por lo que homologar permite la comparación de ensayos realizados en diferentes laboratorios. Para que esta comparación sea viable deben darse unas características comunes en todos los ensayos. Esto es, tienen que seguir unas normas con un procedimiento y unas condiciones de ensayo semejantes en todos los casos, propias de cada tipo de ensayo. El objetivo principal de la legislación europea de emisiones es reducir las emisiones de los vehículos mediante una serie de test que sean capaces de reflejar fielmente la realidad en la que los vehículos son usados. A su vez estos ensayos deben fomentar una competitividad entre los fabricantes cuya consecuencia sea potenciar las tecnologías más ecológicas. Hasta el año 2018 en Europa se realizaba el ensayo NEDC, siglas de (“New European Driving Cycle”) este ensayo diseñado en los años 70 se ha quedado obsoleto, por lo que sus resultados frente a emisiones y consumos de los vehículos ya no son fiables ni representan la realidad actual ya que ahora los coches son bastante más pesados y potentes por lo que debido a su inexactitud, a partir del 1 de septiembre de 2018 se comenzó a aplicar el método WLTP (“Worldwide Harmonized Light-Duty Vehicles Test Procedures”) más realista, exigente y con menos oportunidades para que los fabricantes lo falseen.

Los siguientes puntos son un análisis básico de la normativa sobre emisiones en vehículos, todos los datos expuestos están obtenidos de las correspondientes directivas y son relativos a los vehículos más habituales (categoría M1) y a las pruebas que a mi parecer aporta los datos más relevantes y más comparables, las de circulación con arranque en frío, como son la NEDC y la WLTP.

5.1. Ensayo NEDC [14] [15]

El ensayo NEDC era el procedimiento para homologar vehículos en el marco europeo. Empezó a definirse en los años 70 con la directiva 70/220/CEE en la cual ya se hace referencia a la primera parte del ensayo NEDC (parte 1 ciclo urbano) pero no se implantó por completo hasta la publicación de la directiva 91/441/CEE que modifica a la anterior en la que ya se puede ver el ensayo

NEDC completo, Parte 1 y 2 (Ciclo urbano e interurbano). Este comenzó a ser de obligado cumplimiento a partir del año 1992.

En la Fig. 5.1 [16] vemos el ensayo NEDC tal y como se representa en la norma antes descrita.

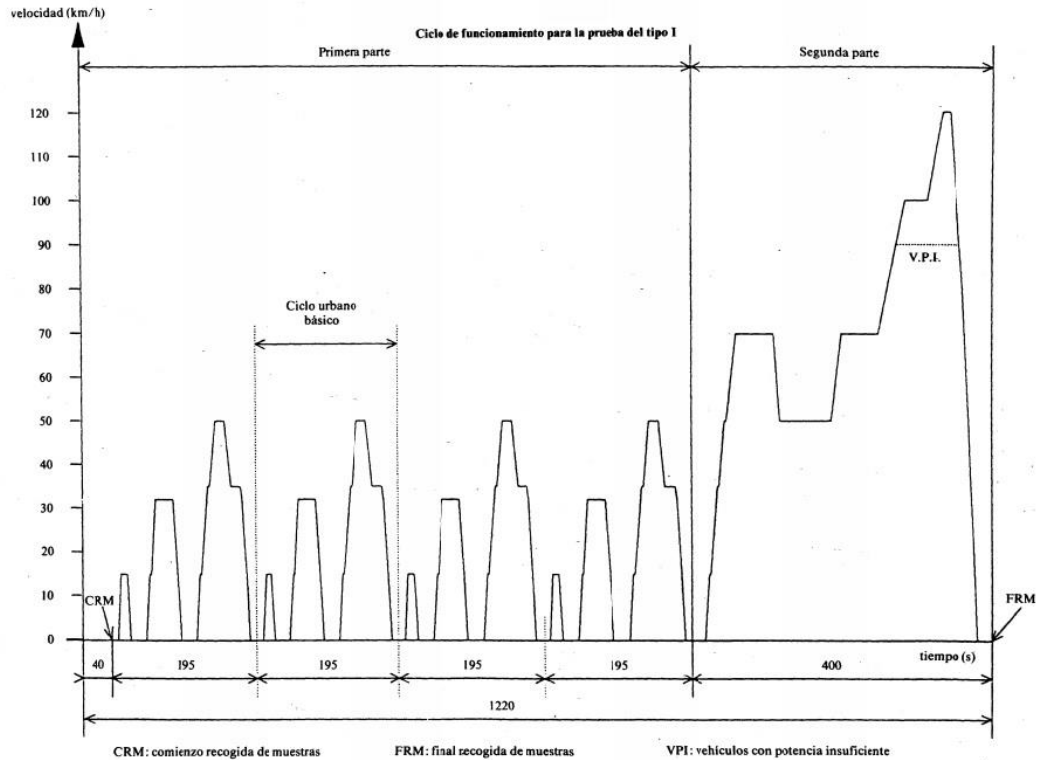


Figura 5.1 ciclo de ensayo NEDC

En este gráfico (Fig. 5.1) se pueden ver los cuatro ciclos que corresponden a la simulación de conducción en carreteras urbanas y el último ciclo que corresponde al ciclo de conducción interurbano. Sus principales características son (considerando vehículos de potencia suficiente):

- Duración total: 1220 s
- Duración conducción urbana: 780 s ~ 64% del ciclo
- Duración conducción interurbana: 400 s ~ 36% del ciclo
- Velocidad máxima: 120 km/h
- Tiempo total parado: 296 s ~24%
 - Ciclo urbano: 276 s ~35% (primera parte)
 - Ciclo interurbano: 20 s ~5% (segunda parte)
- Distancia total recorrida: 11.007 km

Entre los puntos CRM y FRM (ver Fig. 7.1) se realiza la toma de muestras para evaluar el nivel de emisiones del vehículo. Según la norma 70/220/CEE (solo

ciclo urbano) los límites de monóxido de carbono y de masa de hidrocarburos no podían exceder de los límites descritos a continuación en un vehículo de serie Fig.5.2 [17] Refiriéndonos siempre a la prueba tipo I.

- 3.2.2.1. En la prueba del tipo I, efectuada sobre un vehículo tomado de la serie, las masas de monóxido de carbono y de hidrocarburos obtenidas no deberán sobrepasar las cantidades L_1 y L_2 , respectivamente, que figuran en la tabla siguiente:

Peso de referencia Pr kg	Masa de monóxido de carbono g/prueba L_1	Masa de hidrocarburos g/prueba L_2
$Pr \leq 750$	120	10,4
$750 < Pr \leq 850$	131	10,9
$850 < Pr \leq 1 020$	140	11,3
$1 020 < Pr \leq 1 250$	161	12,2
$1 250 < Pr \leq 1 470$	182	13,1
$1 470 < Pr \leq 1 700$	203	14,0
$1 700 < Pr \leq 1 930$	223	14,8
$1 930 < Pr \leq 2 150$	244	15,7
$2 150 < Pr$	264	16,6

Fig.5.2 límites de emisiones según 70/220/CEE

En las directivas posteriores, que son todas modificaciones de la directiva 70/220/CEE se reducen gradualmente los niveles de emisiones permitidos y se tienen en cuenta nuevos contaminantes como los óxidos de nitrógeno. En la directiva 91/441/CEE ya se tenían los siguientes valores (para turismos convencionales) (Fig.5.3) [18].

Masa de monóxido de carbono	Suma de las masas de hidrocarburos y óxidos de nitrógeno	Masa de las partículas ⁽¹⁾
L_1 (g/km)	L_2 (g/km)	L_3 (g/km)
2,72	0,97	0,14

⁽¹⁾ Para vehículos con motor de compresión.

Fig.5.3 Niveles permitidos según 91/441/CEE

Estas modificaciones posteriores son las conocidas como normativa EUROx donde la 'x' es un número arábigo en el caso de los vehículos ligeros y un número romano para los vehículos pesados .



5.2. Ciclo WLTP [19] [20]

Ante la necesidad de un nuevo ciclo adaptado a los nuevos vehículos comerciales, la comisión económica para Europa de las naciones unidas creó el ciclo WLTP. Este ciclo se presenta en el reglamento europeo 2017/1151 que a su vez complementa el reglamento 715/2007 de esta manera:

“Ante esta situación, conviene establecer un nuevo procedimiento de ensayo reglamentario, incorporando a la legislación de la Unión el procedimiento de ensayo de vehículos ligeros armonizado a nivel mundial (WLTP, Worldwide harmonized Light vehicles Test Procedure).”

Este ciclo pretende que los ensayos de homologación de vehículos reflejen datos más cercanos a la realidad en cuanto a emisión de contaminantes y CO₂. Otra particularidad de este ciclo es, que para homologar los vehículos tiene que ensayarse un modelo de cada serie en un banco de rodillos, no siendo válido ensayar solo el motor en un dinamómetro. A excepción de los grandes vehículos como camiones o autobuses que aún es válido certificarlos ensayando solo el motor. A continuación se verá en qué consiste el ciclo WLTP:

Analizando la norma (2017/1151; Subanexo 1) se puede ver en qué consiste el ciclo de ensayo en función del tipo de vehículo.

- Clase 1.

Vehículos con una relación potencia/masa en orden de marcha < 22 W/kg. Para estos el ensayo consta de una fase de velocidad baja (Low₁) otra de velocidad media (Medium₁) y por último otra de velocidad baja (Low₁).

La fase Low₁ se describe en la Fig. 5.4 [21] y la fase Medium₁ se describe en la Fig. 5.5 [22]

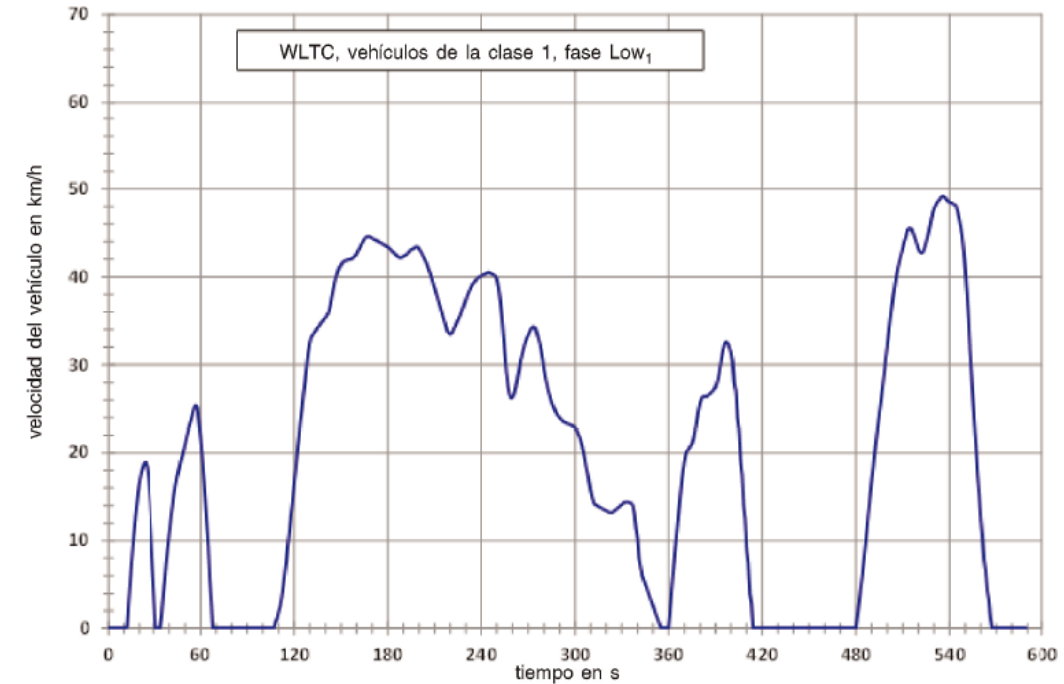


Fig.5.4 Fase Low₁

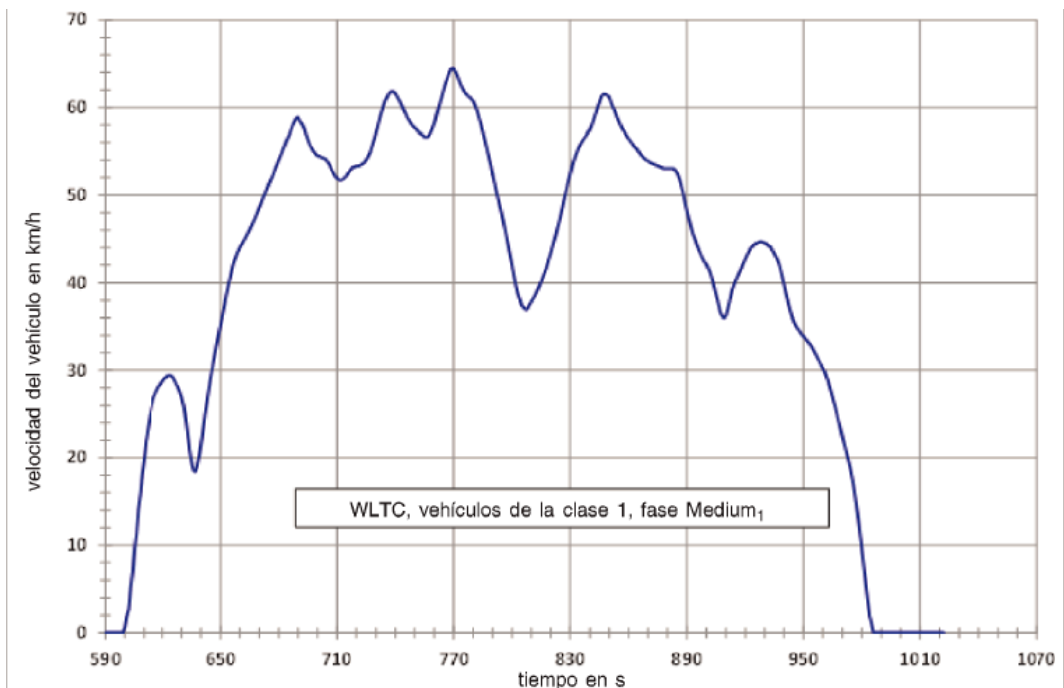


Fig.5.5 Fase Medium₁

- Clase 2

Vehículos con una relación potencia/masa en orden de marcha entre 22 y 34 W/kg. El procedimiento de ensayo de estos vehículos consistirá en una fase de velocidad baja (Low_2) otra de velocidad media ($Medium_2$), una fase de velocidad alta ($High_2$) y por último una fase de velocidad extra alta ($Extra-High_2$). Estos ciclos de ensayo para los vehículos de la clase 2 se representan en las Fig. 5.6/5.7/5.8/5.9 [23] [24]

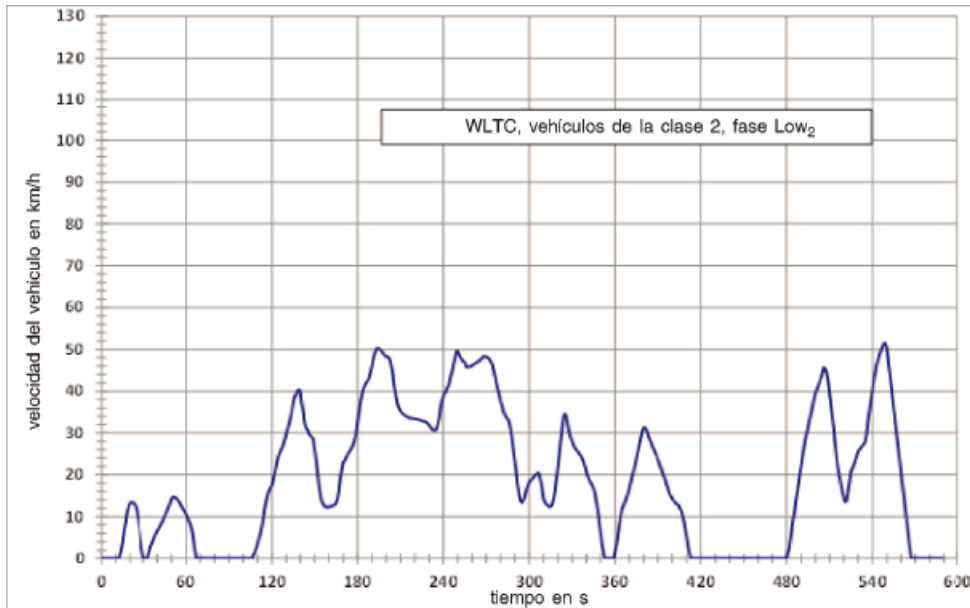


Fig.5.6 Fase Low para vehículos de clase 2

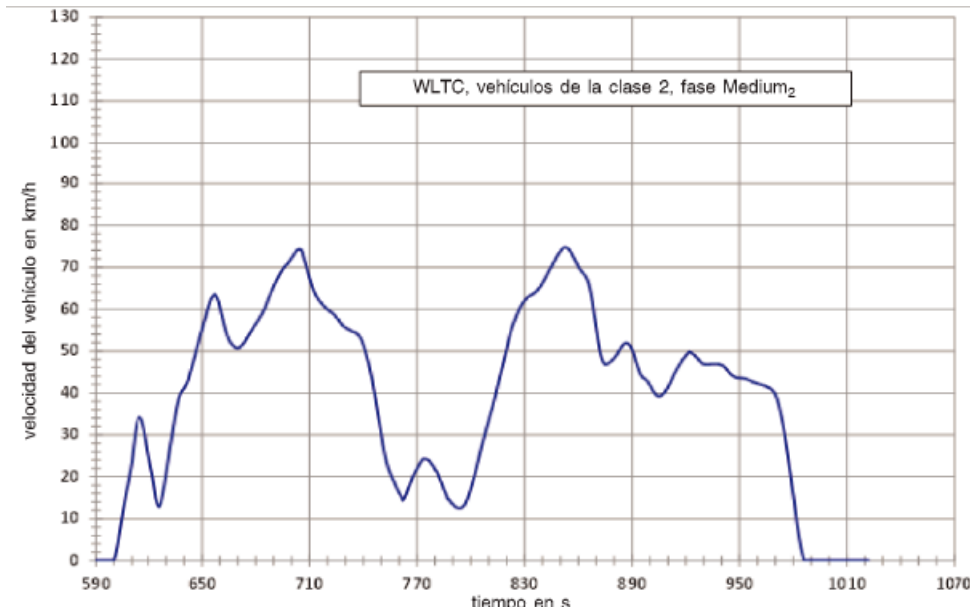


Fig.5.7 Fase Medium para vehículos de clase 2

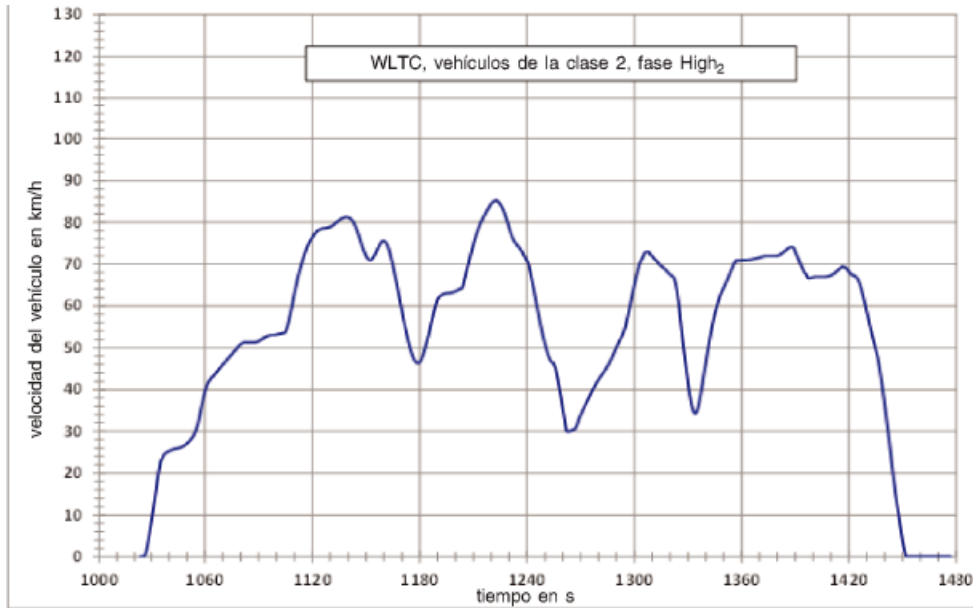


Fig.5.8 Fase High para vehículos de clase 2

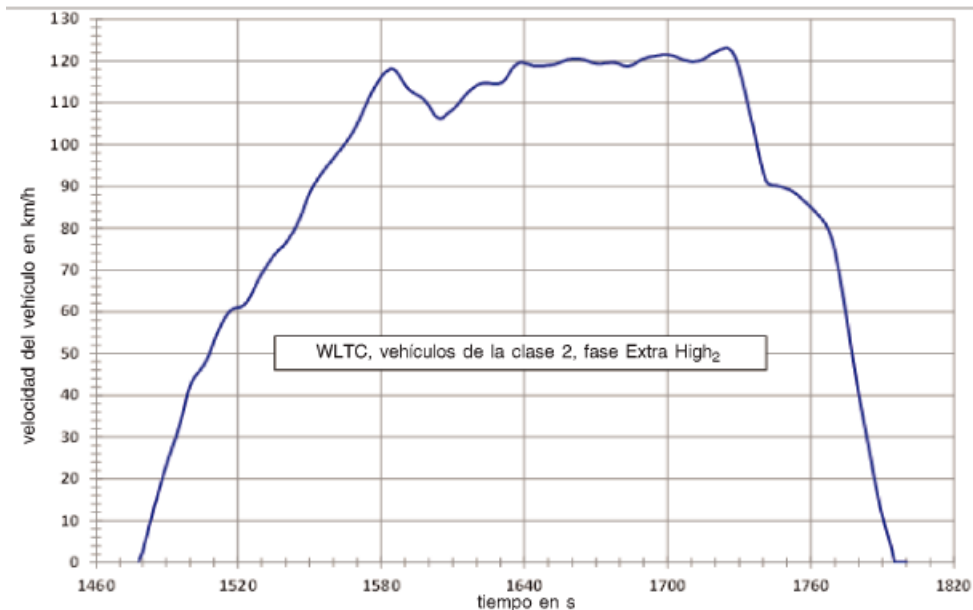


Fig.5.9 Fase Extra-High para vehículos de clase 2

- Clase 3

Son vehículos con una relación de potencia/masa en orden de marcha >34 W/kg. A su vez la clase 3 se divide en 2 subclases en función de la velocidad máxima del vehículo.

- Subclase 3a: $V_{M\acute{a}x} < 120$ km/h

Estos vehículos se someterán a una fase de velocidad baja (Low_3), una fase de velocidad media ($Medium_{3-1}$), una fase de velocidad alta ($High_{3-1}$) y una

fase de velocidad extra alta (Extra-High₃). A esta última fase extra alta se le aplicara una reducción del 20% entre el segundo 1533 y el segundo 1762 debido a la limitación de velocidad.

Las fases se representan en las figuras Fig. 5.10/5.11/5.12/5.13 [25]

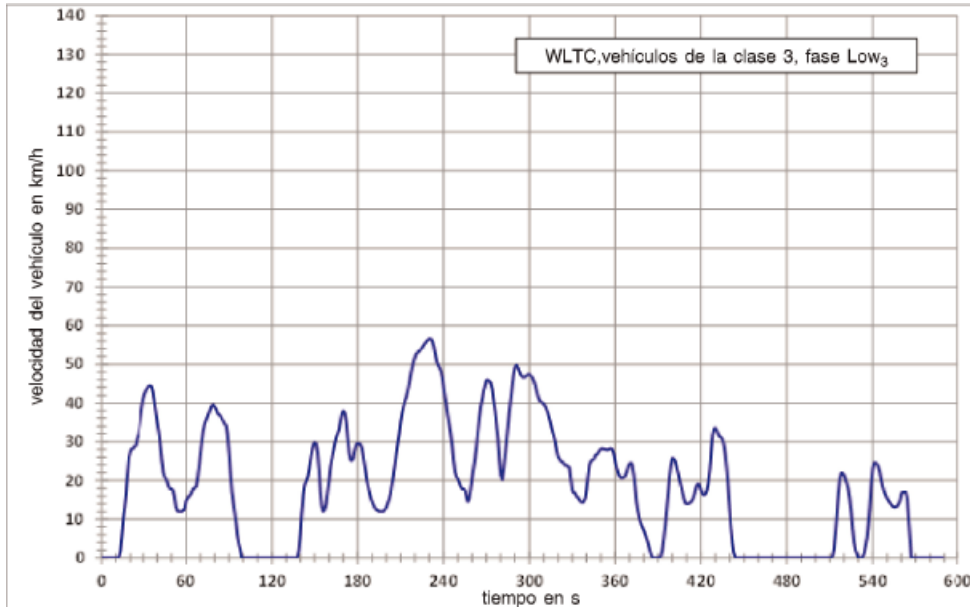


Fig.5.10 Fase Low para los vehículos de la clase 3a

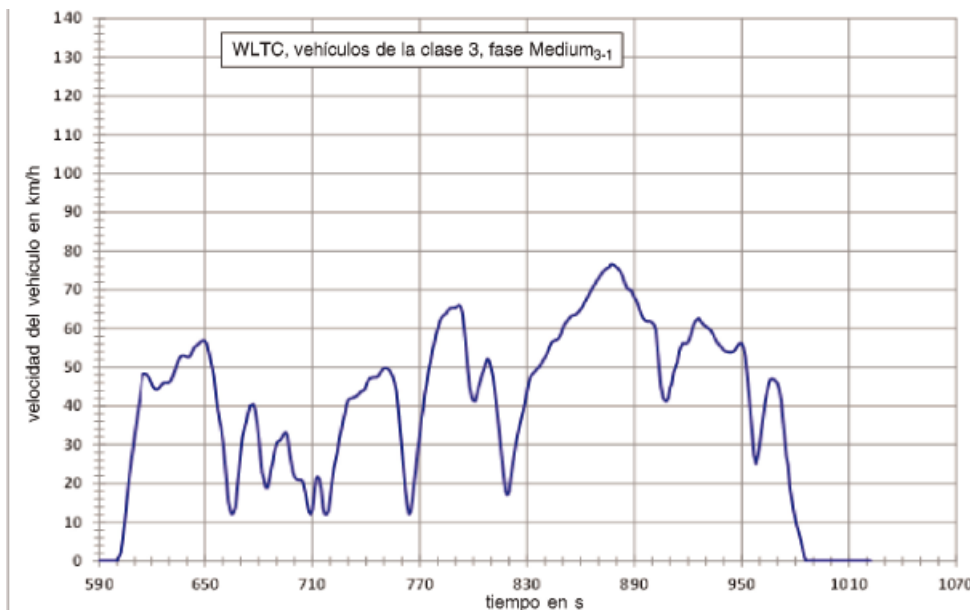


Fig.5.11 Fase Medium para los vehículos de la clase 3a

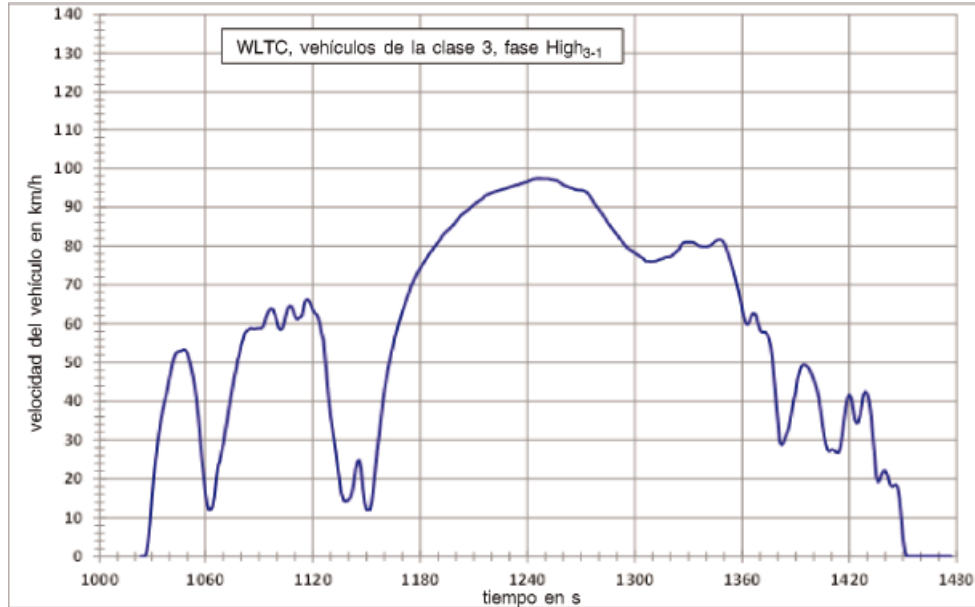


Fig.5.12 Fase High para los vehículos de la clase 3a

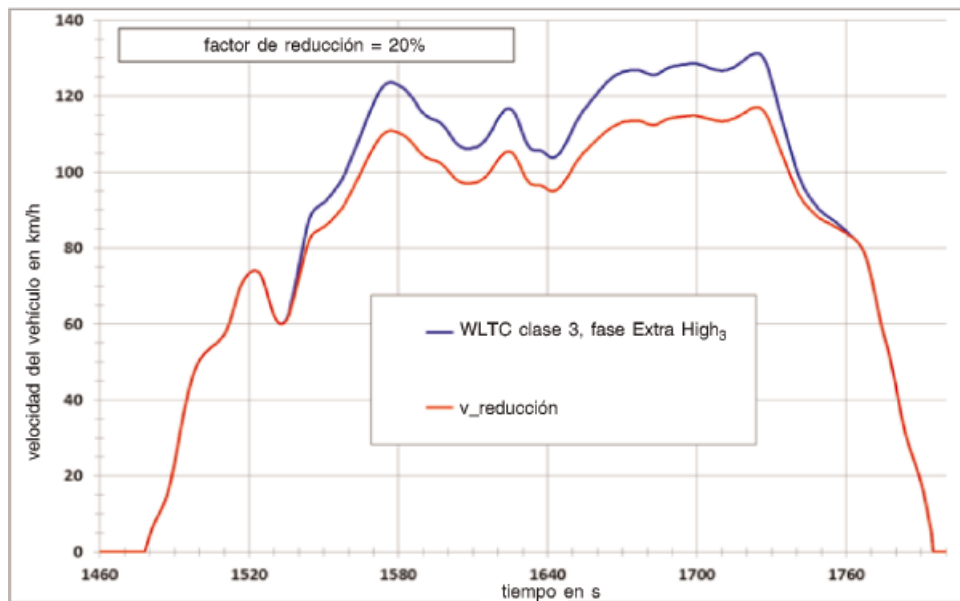


Fig.5.13 En rojo, fase Extra-high para los vehículos de la clase 3a

- Subclase 3b: $V_{M\acute{a}x} \geq 120$ km/h

Estos vehículos se someterán a una fase de velocidad baja (Low_3), una fase de velocidad media ($Medium_{3-2}$), una fase de velocidad alta ($High_{3-2}$) y una fase de velocidad extra alta ($Extra-High_3$)

Las fases se representan en las figuras Fig. 5.14/5.15/5.16/5.17 [26]

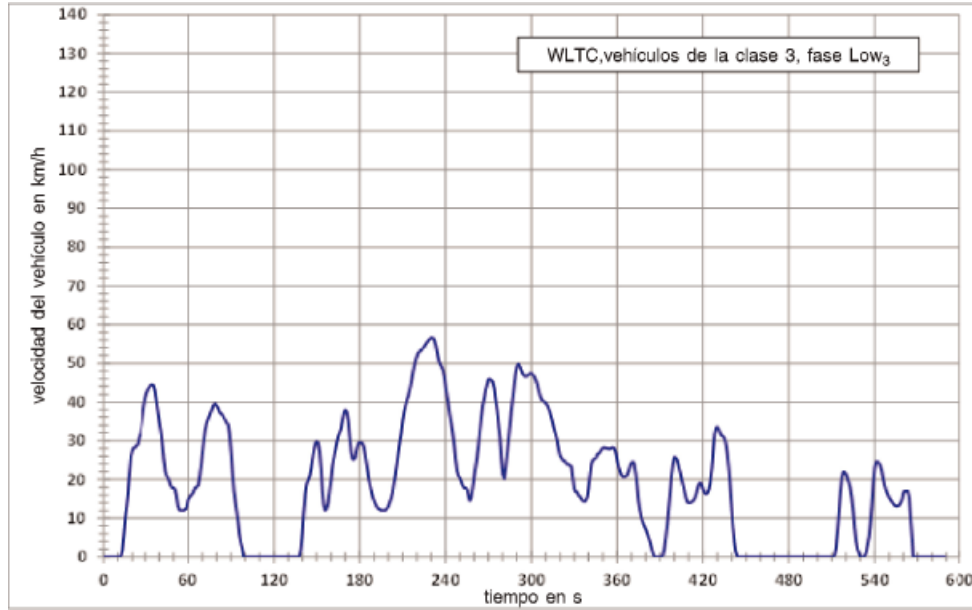


Fig.5.14 Fase Low para los vehículos de la clase 3b

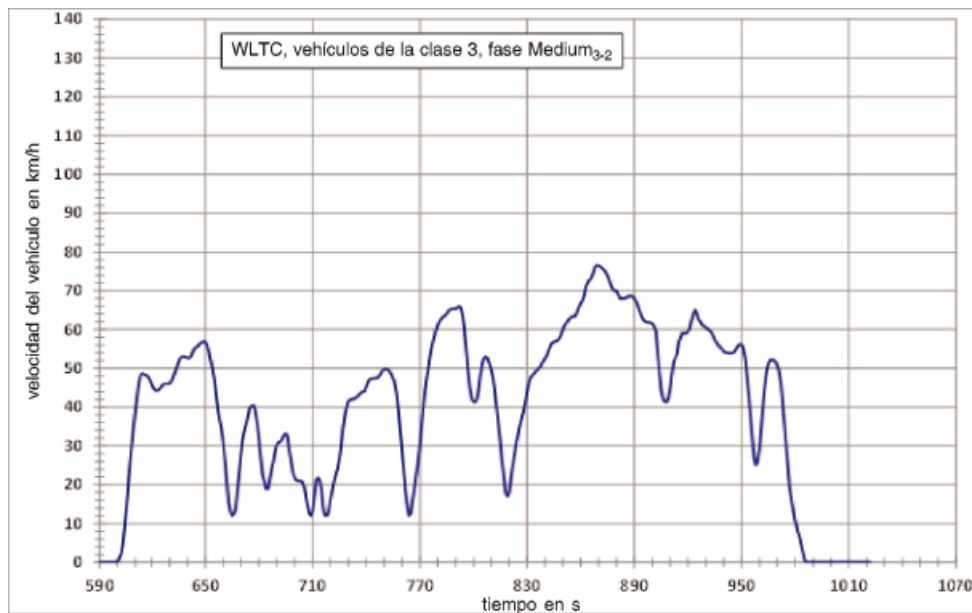


Fig.5.15 Fase Medium para los vehículos de la clase 3b

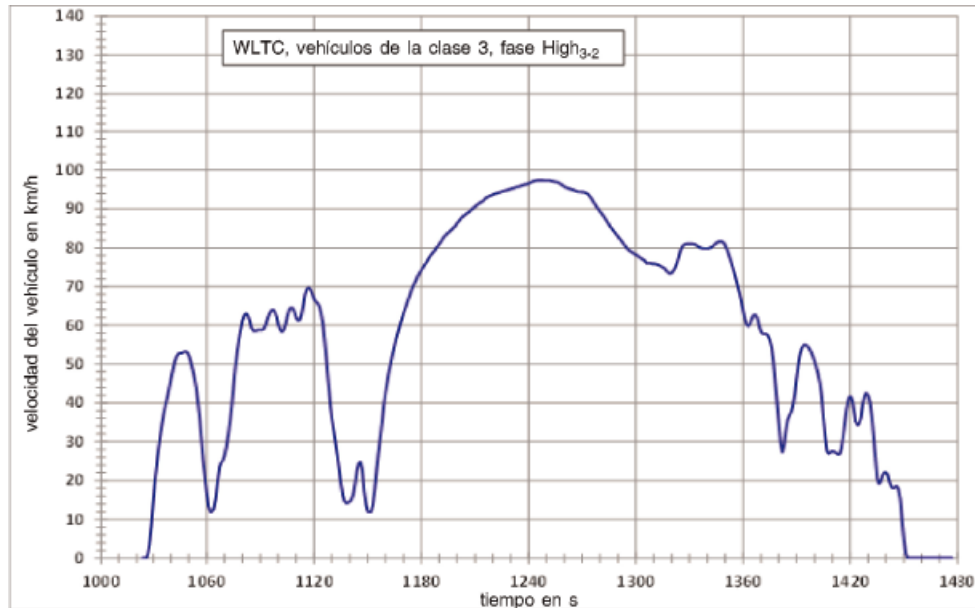


Fig.5.16 Fase High para los vehículos de la clase 3b

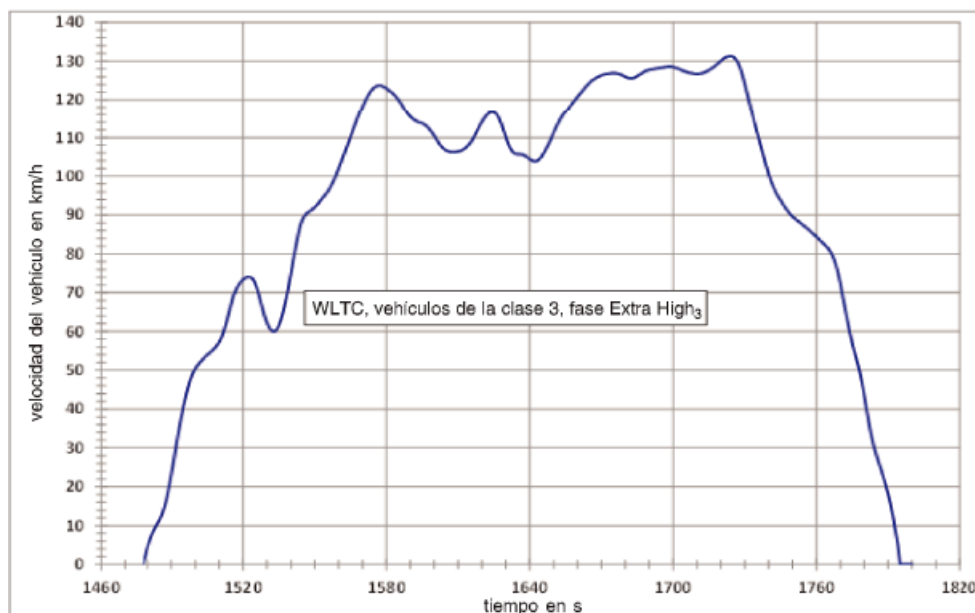


Fig.5.17 Fase Extra-High para los vehículos de la clase 3b

5.3. Comparativa entre los ciclos NEDC y WLTP

Una vez expuestos los dos ciclos se procederá a comparar ambos ciclos y a ver por qué este cambio es necesario y en que va a afectar a las homologaciones de los vehículos.

El ciclo NEDC se creó en los años 70 cuando los coches eran mucho menos potentes, más ligeros y con menos sistemas auxiliares, el ciclo de conducción es suave, con muchas paradas y tiempo al ralentí, tiene también aceleraciones suaves y gran parte del recorrido se hace a velocidad

constante. El ciclo NEDC es solo un ciclo teórico ideal pero que rara vez se cumple en la realidad, por lo que los datos que ofrece no son representativos de los consumos y emisiones de un vehículo actual en un ciclo de conducción real tanto por ciudad como por tramos interurbanos. Debido a la necesidad de hacer vehículos cada vez más limpios por los crecientes problemas de contaminación sobre todo en los cascos urbanos, es preciso tener un nuevo método que permita conocer de manera fiable los consumos y emisiones de cada vehículo comercial pero que a su vez permita que esos datos sean comparables con los de otros vehículos para establecer unos límites de contaminación.

Como se verá a continuación el ciclo WLTP es más dinámico que el NEDC con más velocidad y aceleraciones y menos tiempo parado. Aunque no se entrará en tanto detalle en el análisis del ciclo, este, a diferencia del NEDC tiene en cuenta las nuevas ecotecnologías como los vehículos híbridos o los nuevos tipos de propulsión, vehículos eléctricos, pila de combustible...

Las principales diferencias entre el WLTP y el NEDC se pueden ver en la tabla 5.1- [27].

Tabla 5.1 Comparación entre NEDC y WLTP

	NEDC	WLTP Clase 3
Distancia (km)	11,023	23,262
Duración (s)	1180	1800
Tiempo al ralentí (s)	280	235
Fases	2	4
Velocidad media (km/h)	33,6	46,5
Velocidad máxima (km/h)	120	131,3
Aceleración máxima (m/s ²)	~1	~1,7

- Mayor distancia recorrida en el WLTP.
- Mayor duración del ensayo del WLTP.
- La velocidad máxima y media del WLTP es más alta.
- Menor tiempo de inactividad (ralentí) en el WLTP
- Aceleración máxima mayor en el WLTP

En la Fig. 5.18 [28] se presenta la comparación entre los dos ciclos completos dónde puede verse las diferencias antes descritas.

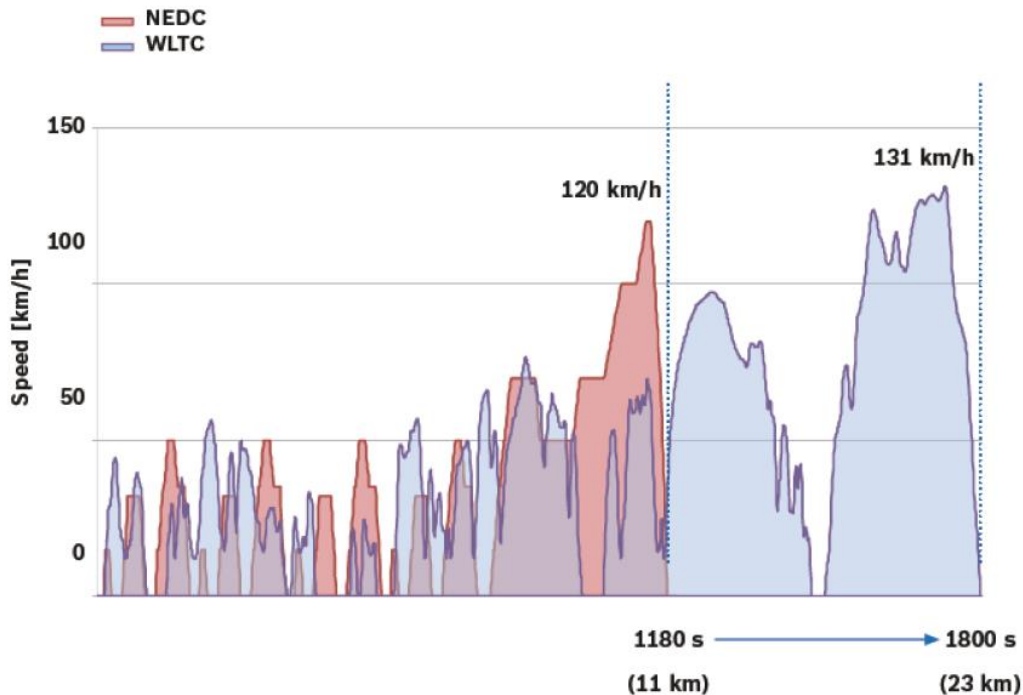


Fig.5.18 Comparativa ciclo NEDC y WLTP

Como se puede deducir de estos datos, los resultados de los ensayos realizados mediante el ciclo WLTP van a tener unas emisiones mayores, más cercanas a la realidad. Y un impacto directo en las nuevas tecnologías. Por ejemplo, el sistema START & STOP, que apaga el coche en momentos de inactividad, tiene un efecto menor en el WLTP ya que estos tiempos muertos son mucho menores.

Aunque no se va a entrar en detalle en el análisis de los diferentes ensayos ya que no es el propósito de este trabajo. Hay muchas más diferencias y mejoras en la metodología del ensayo del WLTP frente al NEDC. Algunas de ellas son.

Como se ha visto antes el ciclo WLTP discrimina los vehículos por su relación potencia/masa y su velocidad máxima ya que el perfil de conducción de un vehículo potente no será el mismo que el de un vehículo económico. Existen fundamentalmente tres clases y la última de ellas se divide en dos subclases. Esto no está considerado en el antiguo NEDC.

En el caso de que el dinamómetro sea de un solo eje, en el WLTP se aplica un coeficiente de +1,5% (inercia equivalente) sobre la masa del vehículo ensayado para compensar la inercia de los elementos rotativos del eje no motriz. Esto tiene un impacto directo sobre el consumo del vehículo siendo más realista.

El WLTP también tiene en cuenta la selección de marcha en cada momento



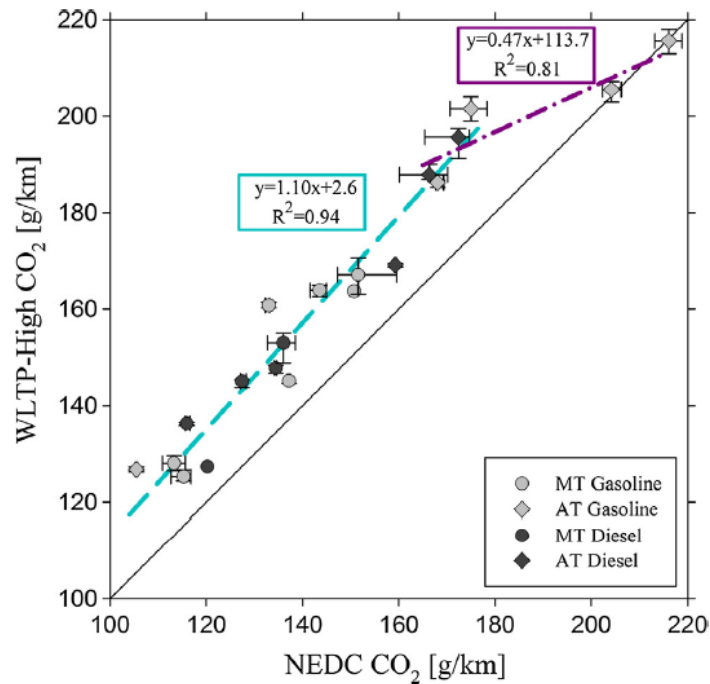
del ciclo (solo aplicable a coches manuales). En el caso del NEDC estos cambios estaban fijados independientemente del vehículo a ensayar. Sin embargo, en el nuevo ciclo se determinan las marchas en cada momento mediante un algoritmo que pretende emular los cambios realizados por un conductor estándar, teniendo en cuenta la relación de marchas de cada vehículo.

Respecto a la temperatura del ensayo. Esta es una variable importante ya que de ella dependen en gran medida las emisiones. Un vehículo que opera a una temperatura menor tarda más tiempo en llegar a la temperatura óptima de funcionamiento. En el ciclo NEDC esta temperatura está en un rango de 20-30°C y en el WLTP está definida a $23 \pm 3^\circ\text{C}$. Sin embargo, estas temperaturas no son representativas de la climatología media en Europa, por lo que se plantea en un futuro definir la temperatura de ensayo a 14°C o incluso ensayos a temperaturas bajo cero.

Otro factor que incluye como novedad el WLTP es la corrección RCB. Esta se encarga de ponderar la recarga de la batería como un consumo más. Es una práctica habitual en los ensayos que la batería del vehículo al comienzo este totalmente cargada, para así, evitar ese consumo extra sobre el motor. Esta corrección depende de variables como el voltaje de la batería, la eficiencia del alternador o la distancia recorrida.

Resultados

Según el artículo de “D.Tsokolis et al.” Referenciado al principio del capítulo los resultados de emisiones obtenidos son de media un 11% mayores en el caso del WLTP. Los ensayos a comparar fueron el cold NEDC CO_2 y el cold WLTP-High CO_2 . Estos incluyeron vehículos diésel y gasolina, con turbo y atmosféricos, de cambio manual y automático, convencionales e híbridos equipados con sistema START & STOP y freno regenerativo. Para el WLTP no fue aplicada la corrección RCB antes descrita, ya que el NEDC no lo contempla. Si esta hubiera sido aplicada, el incremento de CO_2 del WLTP respecto al NEDC hubiera sido entorno al 14%. Los resultados se presentan en la Fig.5.19 [27]

Fig.5.19 Comparativa emisiones de CO₂

Para un mejor entendimiento de la Fig.5.19. MT son las siglas en inglés de transmisión manual y AT las de transmisión automática. En ella podemos ver tres grupos principales que son: vehículos pequeños y medios con emisiones de CO₂ entre 100 y 160 g/km, el segundo grupo consiste en grandes vehículos con emisiones de CO₂ entre 160 y 180 g/km y por último el tercer grupo son vehículos con emisiones mayores de 180 g/km. Casi todos los vehículos del primer grupo son de transmisión manual y en el caso de los siguientes dos grupos casi todos son de transmisión automática. En esta gráfica se puede apreciar como para los mismos vehículos los datos de CO₂ obtenidos son siempre mayores con el WLTP, más cercano a la realidad.



6. Diseño y cálculo de las instalaciones del centro técnico

En este capítulo vamos a describir y dimensionar las necesidades del edificio en cuanto a instalaciones: agua helada, agua de torre, electricidad...

Primero vamos a definir las peculiaridades de algunas instalaciones:

-Agua helada: se usa principalmente para la climatización y ocasionalmente en el acondicionamiento de algunos fluidos. Su temperatura de funcionamiento es 6/12 °C (Suministro/ retorno).

-Agua de torre: usada para el acondicionamiento de equipos. Su temperatura de funcionamiento es 38/53 °C (suministro/ retorno).

-Red sucia: esta forma parte de la red eléctrica y es donde van conectados los dinamómetros y los equipos no sensibles. Esto se debe a que el dinamómetro activo que se usa es un generador eléctrico y motor eléctrico al mismo tiempo, en función el ciclo de ensayo que esté realizando, esto es, que a veces suministra corriente (aprovechable para otros equipos) y otras veces la consume, esto genera mucho ruido en la red, resultando perjudicial para equipos sensibles como los analizadores, por ello se separa el suministro eléctrico en dos redes independientes, cada uno con sus transformadores.

-Red limpia: esta es un suministro de corriente filtrado y acondicionado para no inducir error en los sensibles equipos de medición y adquisición de datos. Es independiente de la red sucia.

Cómo consulta general para este capítulo conviene consultar los planos del anexo 2.2 Planos disposición de equipos, donde todos los equipos del centro técnico están planteados. Este plano junto a las imágenes y planos específicos de cada subcapítulo ayudaran a la comprensión del diseño del edificio.

6.1. Cálculo de las necesidades del sistema a ensayar

Primero para saber que necesitamos suministrar a la sala o al motor necesitamos ver las entradas y las salidas en cada caso. Empecemos por la sala de motor, supongamos esta como una caja negra, sin importar lo que contiene, solo lo que demanda y lo que produce. En la Fig.6.1 puede verse un esquema del motor en la sala.



Fig.6.1 Representación de la sala como una caja negra.

*El dinamómetro según en qué parte del ciclo nos encontremos funciona como generador, simulando carga sobre el motor.

De una manera u otra todo lo que necesita o produce la sala proviene del motor que se encuentra en su interior. Por lo tanto, lo primero que hay que hacer es evaluar el motor. Este usa la energía del combustible para producir energía mecánica como objetivo principal, que a su vez se transforma en electricidad en el dinamómetro (con una pequeña pérdida debido al rendimiento de este), pero por su propio funcionamiento también genera gases de escape a alta temperatura y una gran cantidad de calor. Este calor se cede al agua refrigerante, al aceite y al aire de la propia sala.

Carga térmica en la sala

Empecemos analizando la carga térmica que supone el motor para el sistema. Principalmente la energía del combustible que no es aprovechada para la generación de potencia mecánica se distribuye de la siguiente manera.

-Calor al refrigerante: en el proceso de combustión se genera una gran cantidad de calor que no es utilizada para mover los pistones. Para evitar que el incremento de temperatura dañe el motor hay que evacuar ese calor



mediante agua refrigerante. Esta circula por todo el bloque manteniendo una temperatura de funcionamiento adecuada.

-Aceite: dado que el motor tiene muchas piezas con movimiento relativo entre sí es necesario una buena lubricación para evitar rozamientos que ocasionarían más pérdidas y desgaste prematuro en el sistema. Este aceite también recoge gran parte del calor sobrante del proceso de combustión y para evitar que se quememos tenemos que enfriarlo a una temperatura determinada, habitualmente 90°C.

-Sistema CAC (Intercooler): en los motores diésel casi siempre existe un turbocompresor que incrementa la potencia que es capaz de suministrar el motor metiendo más aire en el cilindro. Para ello usa la energía de los gases de escape para comprimir el aire de admisión. Esta compresión calienta el aire bastante por lo que es necesario enfriarlo. En las salas motor esta refrigeración se hace con agua. Por lo que hay que tenerlo en cuenta en los cálculos.

-Mediante convección al aire de la sala: debido al proceso de combustión el bloque motor está a una temperatura considerable, en el caso de la superficie podemos suponer que se encuentra en torno a 100°C. Por lo que existe una importante transferencia de calor desde la cubierta del motor, que se ve favorecida por el movimiento del aire de la sala alrededor del mismo.

-Mediante radiación: aunque podemos considerar el aire como transparente a la energía transferida por radiación, esta se transfiere al entorno (paredes y techo principalmente) por lo que acaba de todos modos en el aire de la sala (supondremos nula la transferencia de las paredes al exterior por conducción).

-En este punto también es importante considerar la línea de escape. Ya que es un tubo a alta temperatura y emitirá calor al ambiente tanto por convección como por radiación. Cuanto menor sea el recorrido dentro de la sala menor transferencia habrá debido a una menor superficie. Si bien es cierto que es importante que la línea de escape sea lo más semejante posible a la de un coche real para que los datos obtenidos sean fiables, más en este caso que el ensayo se va a realizar para el ensayo de catalizadores.

Para ambos motores tenemos datos de fabricantes por lo que podemos obtener datos fiables de las diferentes cargas térmicas.



6.1.1. Motor LD 350 kW ~480CV

Este motor tiene dos posibilidades en el uso del combustible, diésel o gasolina. Dependiendo el combustible usado, la distribución de energía del combustible será diferente. Y se realizarán los cálculos posteriores con el caso más restrictivo.

Toda la energía del motor procede del combustible quemado, también las pérdidas ocasionadas, por este motivo se analizará la distribución de energía en el motor en función de un porcentaje de la energía total del combustible.

Motor diésel:

El documento de donde se han obtenido los datos se muestra en el anexo 2.1. El resumen de los datos es el siguiente Tabla 6.1 y Fig.6.2

Tabla 6.1 Distribución de la carga térmica en el motor de 350 kW Diesel

	% de la energía del combustible	Distribución de energía (kW)
Potencia en el eje	39,1	350
Calor radiado al ambiente	4,5	40,3
Calor al refrigerante (Aceite + agua)	15,6	139,6
Calor al escape	32,1	287,2
Calor al CAC (Intercooler)	8,7	77,8

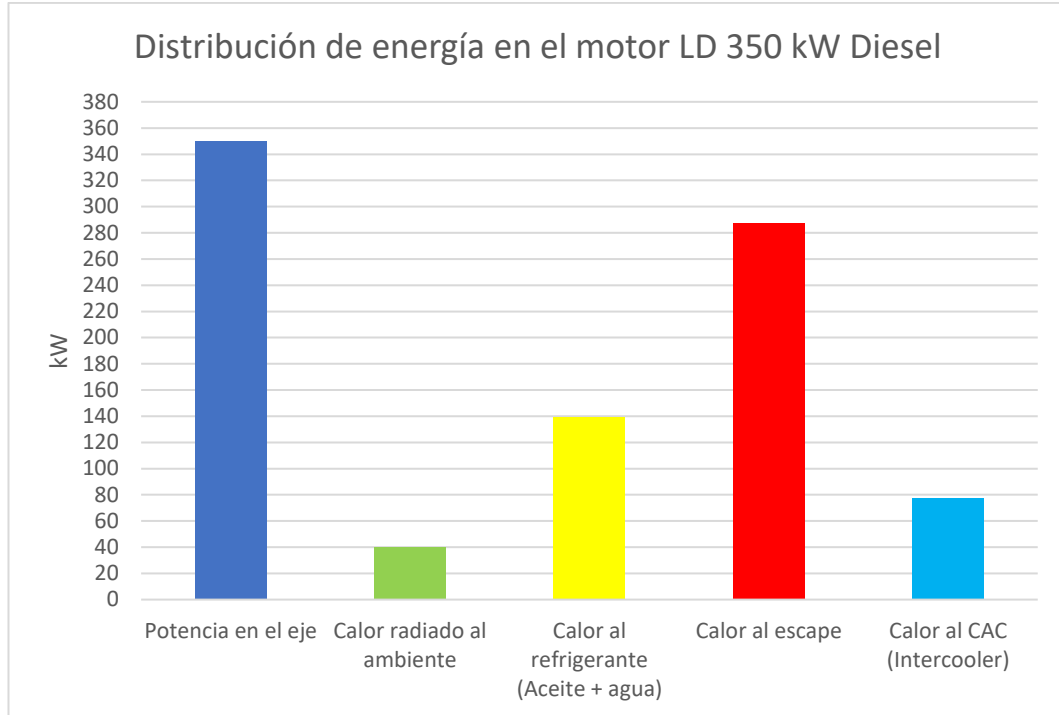


Fig.6.2 Distribución de energía en el motor LD 350 kW Diesel

En la tabla 6.1 podemos ver la distribución de la carga térmica en el motor en función de la energía total del combustible. Ahora a partir de estos datos aplicamos un factor a cada sistema para estimar cuanta de esa energía acaba en el aire de la sala (convección + radiación de los equipos y conductos). Estos factores son estimaciones basadas en la experiencia, aunque no son exactos, ya que el calor radiado al ambiente depende de la distribución de cada sala, son bastante fiables para un primer cálculo.

Tabla 6.2 Carga térmica al ambiente en el motor de 350 kW Diesel

	Factor de transmisión al ambiente	Calor cedido al ambiente (kW)
Potencia en el eje	0	0
Calor radiado al ambiente	1	40,3
Calor al refrigerante (Aceite + agua)	0,1	14
Calor al escape	0,1	28,7
Calor al CAC (Intercooler)	0,2	15,6
Otros (Luz, equipos de medida...)	1	10



Con los datos de las dos tablas anteriores (6.1 y 6.2) ya se podría calcular el sistema de acondicionamiento de aire y de fluidos a excepción del aire de combustión ya que aún no se ha determinado su caudal.

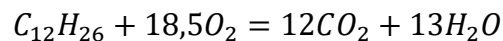
Aire de combustión

El aire que entra al motor puede ser tomado directamente del aire de la sala, pero lo más habitual es tener un conducto independiente que suministra únicamente el aire de combustión al motor. De esta manera es posible controlar su presión, temperatura y humedad, además de medir su caudal con mucha más facilidad.

Este cálculo se realiza a partir del consumo de combustible suministrado por el fabricante. Este viene dado en kg/h de funcionamiento y aunque el consumo no será ni mucho menos constante (excepto en aplicaciones de generadores estacionarios) nos permite tener una idea del punto de funcionamiento del motor y así poder dimensionar el equipo adecuado. Para realizar cálculos más precisos se debería tener la curva de potencia del motor y los ensayos a realizar.

El primer paso es calcular cuánto aire necesita el diésel para realizar una combustión completa, para ellos vamos a ajustar su reacción:

La fórmula genérica del diésel es $C_{12}H_{26}$ usando como comburente oxígeno los productos serían únicamente dióxido de carbono y agua¹.



En el caso de una reacción estequiométrica el consumo de oxígeno sería de 18.5 moles de oxígeno molecular por cada mol de diésel. Dado que el aire (en masa) se compone de un 23% de oxígeno molecular, la cantidad de aire por mol de combustible (estequiométrico) sería:

$$Pm_{C_{12}H_{26}} = 170 \text{ g/mol}; Pm_{O_2} = 32 \text{ g/mol}; M_{O_2} = 0,23 \cdot M_{aire}$$

$$M_{O_2} = Pm_{O_2} \cdot 18,5 = 592 \text{ g}; M_{C_{12}H_{26}} = Pm_{C_{12}H_{26}} \cdot 1 = 170 \text{ g}$$

$$M_{aire} = M_{O_2} / 0,23 = 2574 \text{ g}$$

Con esto es posible hallar el dosado estequiométrico que es una propiedad del combustible y se define como “(Fe) es el dosado que tiene que haber en

¹ Esto es en condiciones ideales en las que podemos asumir que el resto de los gases involucrados son inertes y la composición del combustible es pura. En condiciones reales a altas temperaturas el nitrógeno reacciona generando NOx como se vio en el cap. 4

una mezcla aire combustible para que en la reacción de combustión no sobre aire ni combustible”:

$$F_e = M_{C_{12}H_{26}} / M_{aire} \sim 1/15$$

En el caso real de un motor diésel nunca se trabaja con un dosado estequiométrico ya que parte del combustible no se quemaría y eso generaría muchas partículas y contaminantes. Por lo que se hace es meter todo el aire posible en el cilindro para que todo el combustible se quemara.

Para calcular el caudal de aire real se usa el concepto de dosado relativo (F_r) que es el cociente entre el dosado real y el necesario para tener una reacción estequiométrica:

$$F_r = F / F_e$$

Es el cociente entre el dosado real y el estequiométrico. Para un motor MEC (Diesel) el rango es $F_r \in \{0.04, 0.7\}$. En este caso para el régimen de giro del motor (1800 rpm) que es para el que hay información, se estima un $F_r = 0,6$. Por lo tanto:

$$F = F_r \cdot F_e = 0,04$$

El consumo de combustible lo obtenemos de los datos dados por el fabricante

$$\dot{M}_{C_{12}H_{26}} = 74,9 \frac{kg}{h}$$

$$\dot{M}_{aire} = \dot{M}_{C_{12}H_{26}} / F = 1873 \frac{kg}{h}$$

La densidad ²del aire a 23°C y presión atmosférica (condiciones normales de ensayo)

$$\rho = 1,18 \frac{kg}{m^3}$$

$$\dot{V}_a = \frac{\dot{M}_{aire}}{\rho} = 1587 \frac{m^3}{h}$$

Una vez que se tiene calculado el caudal de aire que va a pasar a través del motor ahora se estima la temperatura de los gases a la salida de la línea de escape. Esto posteriormente servirá para saber cuál es el caudal necesario de aire para reducir la temperatura de los gases a unos niveles que los equipos soporten.

Anteriormente se ha definido la distribución de energía en el motor Tablas 6.1

² Cálculo realizado asumiendo condiciones de gas ideal con la ecuación $PV=nRT$



y 6.2. En este motor el porcentaje de energía que va a la línea de escape es del 32,1% lo que representa 287,2 kW, pero debido a convección y radiación se cede a la sala una carga térmica equivalente al 10%. Lo que da como resultado final 259 kW que se aportan a los gases de escape. Las condiciones iniciales del aire son 23°C. Para simplificar cálculos vamos a considerar solo el aire seco. Esto es un error ya que la humedad propia del aire más el agua generada en el proceso de combustión afecta a la temperatura de salida, pero en todo caso la disminuiría así que considerando que el aire seco soporta toda la carga térmica siempre se estará del lado de la seguridad.

En la siguiente operación se obtiene el valor real de energía en los gases de escape descontando la energía que se cede al ambiente por convección y radiación.

$$\dot{M}_{aire} = 1873 \frac{kg}{h}; \dot{Q} = (287,2 - 28,7) \cdot 3600 = 930600 \frac{kJ}{h}$$

Se calcula la temperatura de salida mediante la siguiente ecuación. Dado la poca variación de C_{aire} con la temperatura asumiremos $C_{aire} = 1 \frac{kJ}{^{\circ}C \cdot kg}$

$$\dot{Q} = \dot{M}_{aire} \cdot C_{aire} \cdot (T_s - T_e)$$
$$T_s = \frac{\dot{Q}}{\dot{M}_{aire} \cdot C_{aire}} + T_e = 520^{\circ}C$$

Con esta temperatura en el cálculo de ventilación se hallará el caudal de aire de dilución necesario.

Motor gasolina:

Los mismos cálculos son aplicables para el caso del motor de 350 kW, pero de gasolina. Por norma general los motores de gasolina tienen un rendimiento térmico menor debido a su menor relación de compresión (para evitar la autoinflamación) y tienen más pérdidas de calor. Por lo que su consumo va a ser sensiblemente mayor y precisan de mayor refrigeración.

La tabla 6.3 y la Fig.6.3 muestran la distribución de energía en el motor.

Tabla 6.3 Distribución de la carga térmica en el motor de 350 kW Gasolina

	% de la energía del combustible	Distribución de energía (kW)
Potencia en el eje	26	350
Calor radiado al ambiente	4,5	60,6
Calor al refrigerante (Aceite + agua)	18,5	249
Calor al escape	46	619,2
Calor al CAC (Intercooler)	5	67,3

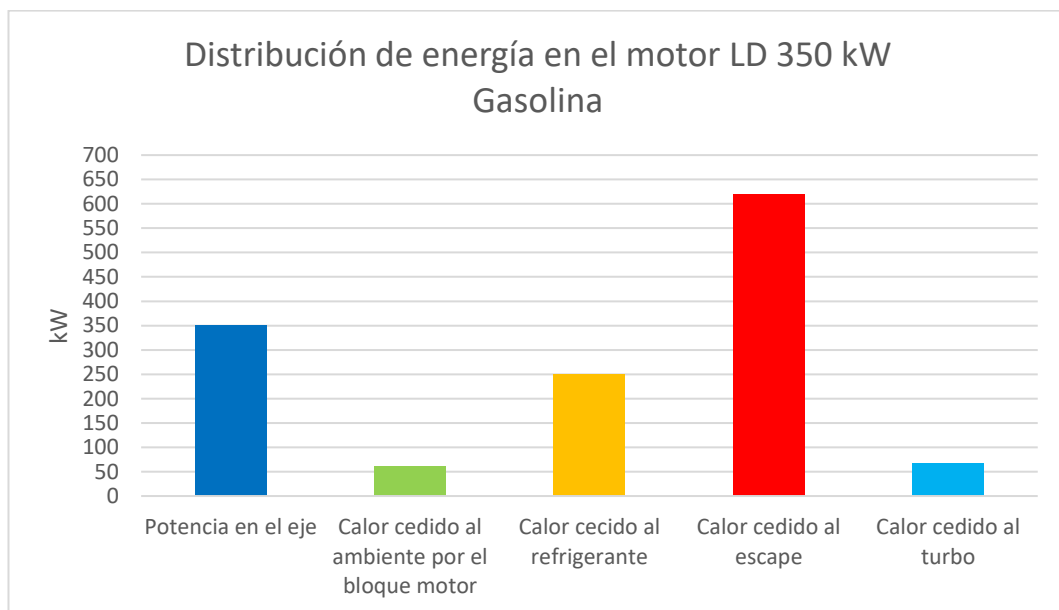


Fig.6.3 Distribución de energía en el motor LD 350 kW Gasolina



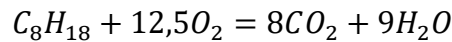
Del mismo modo que antes aplicamos los mismos factores para evaluar la transmisión de calor a la sala. Tabla 6.4

Tabla 6.4 Carga térmica al ambiente en el motor de 350 kW Gasolina

	Factor de transmisión al ambiente	Calor cedido al ambiente (kW)
Potencia en el eje	0	0
Calor radiado al ambiente	1	60,6
Calor al refrigerante (Aceite + agua)	0,1	24,9
Calor al escape	0,1	61,9
Calor al CAC (Intercooler)	0,2	13,5
Otros (Luz, equipos de medida...)	1	10

Aire de combustión

En el caso de los motores de gasolina siempre se intenta trabajar con el dosado estequiométrico. La fórmula general es C_8H_{18} y al reaccionar con el oxígeno del aire los productos son CO_2 y agua. La cantidad de aire estequiométrico por mol de combustible se calcula como:



$$Pm_{C_8H_{18}} = 114 \text{ g/mol}; Pm_{O_2} = 32 \text{ g/mol}; M_{O_2} = 0,23 \cdot M_{aire}$$

$$M_{O_2} = Pm_{O_2} \cdot 12,5 = 400 \text{ g}; M_{C_{12}H_{26}} = Pm_{C_{12}H_{26}} \cdot 1 = 114 \text{ g}$$

$$M_{aire} = M_{O_2} / 0,23 = 1739 \text{ g}$$

Con estos datos obtenemos el dosado estequiométrico:

$$F_e = M_{C_8H_{18}} / M_{aire} \sim 1/15,2$$

Como hemos comentado en el caso de la gasolina se usa este dosado en funcionamiento del motor por lo que, sacando el consumo total del motor de los datos dados, tenemos:

$$\dot{M}_{C_8H_{18}} = 115,4 \frac{kg}{h}$$

$$F = F_e = \dot{M}_{C_8H_{18}} / \dot{M}_{aire} = 1/15,2$$

$$\dot{M}_{aire} = \dot{M}_{C_8H_{18}} \cdot 15,2 = 1754 \frac{Kg}{h}$$

Siendo la densidad del aire³:

$$\rho = 1,17 \frac{kg}{m^3}$$

$$\dot{V}_a = \frac{\dot{M}_{aire}}{\rho} = 1500 \frac{m^3}{h}$$

Como es lógico la demanda de aire de un motor Diesel es mayor ya que trabaja siempre con un factor alto de exceso de aire para garantizar una combustión completa.

Del mismo modo que en el caso del diésel se calcula la temperatura a la salida de la línea de escape. La energía neta cedida a los gases de escape se obtiene de las tablas 8.3 y 8.4 calculadas anteriormente.

$$\dot{M}_a = 1754 \frac{kg}{h}; \dot{Q} = (619 - 62) \cdot 3600 = 2005200 \frac{kJ}{h}$$

Se calcula la temperatura de salida mediante la siguiente ecuación. Dado la poca variación de C_{aire} con la temperatura asumiremos $C_{aire} = 1 \frac{kJ}{^\circ C \cdot kg}$

$$\dot{Q} = \dot{M}_{aire} \cdot C_{aire} \cdot (T_s - T_e)$$

$$T_s = \frac{\dot{Q}}{\dot{M}_{aire} \cdot C_{aire}} + T_e = 1166^\circ C$$

³ Cálculo realizado asumiendo condiciones de gas ideal con la ecuación PV=nRT



6.1.2. Motor HD 550 kW ~748CV

En el caso del motor de 550 kW solo usamos combustible Diesel con un punto de funcionamiento similar al anterior (1800 rpm).

Al igual que antes primero determinamos la distribución de energía del motor en función de los datos dados por el fabricante (Tabla 6.5 y 6.6)

Tabla 6.5 Distribución de la carga térmica en el motor de 550 kW Diesel

	% de la energía del combustible	Distribución de energía (kW)
Potencia en el eje	41,7	550
Calor radiado al ambiente	3,3	43,6
Calor al refrigerante (Aceite + agua)	11,9	157,1
Calor al escape	34,1	450,3
Calor al CAC (Intercooler)	9	118,8

Del mismo modo que antes aplicamos los mismos factores para evaluar la transmisión de calor a la sala.

Tabla 6.6 Carga térmica al ambiente en el motor de 550 kW Diesel

	Factor de transmisión al ambiente	Calor cedido al ambiente (kW)
Potencia en el eje	0	0
Calor radiado al ambiente	1	43,6
Calor al refrigerante (Aceite + agua)	0,1	15,7
Calor al escape	0,1	45
Calor al CAC (Intercooler)	0,2	23,8
Otros (Luz, equipos de medida...)	1	10



Aire de combustión

Del mismo modo que con el motor de 350 kW el aire de combustión necesario se halla de la siguiente manera. Como el dosado estequiométrico es una propiedad del combustible y no del motor es el mismo que para el caso anterior (motor 350 kW diésel).

$$F_e \sim 1/15$$

En este caso el consumo de combustible dado es:

$$\dot{M}_{C_{12}H_{26}} = 110,55 \frac{kg}{h}$$

Mismo dosado relativo que antes $F_r = 0,6$. Por lo tanto:

$$F = F_r \cdot F_e = 0,04$$

Con esto el consumo de aire es:

$$\dot{M}_{C_{12}H_{26}} = 110,55 \frac{kg}{h}$$

$$\dot{M}_{aire} = \dot{M}_{C_{12}H_{26}} / F = 2763,8 \frac{kg}{h}$$

La densidad del aire⁴ a 23°C y presión atmosférica (condiciones normales de ensayo)

$$\rho = 1,18 \frac{kg}{m^3}$$

$$\dot{V}_{aire} = \frac{\dot{M}_{aire}}{\rho} = 2342,2 \frac{m^3}{h}$$

El cálculo de la temperatura a la salida de la línea de escape es el siguiente: La energía neta cedida a los gases de escape se obtiene de las tablas 8.5 y 8.6 calculadas anteriormente.

$$\dot{M}_{aire} = 2342,2 \frac{kg}{h}; \dot{Q} = (450,3 - 45) \cdot 3600 = 1459080 \frac{kJ}{h}$$

Se calcula la temperatura de salida mediante la siguiente ecuación. Dado la poca variación de C_{aire} con la temperatura asumiremos $C_{aire} = 1 \frac{kJ}{^{\circ}C \cdot kg}$

⁴ Cálculo realizado asumiendo condiciones de gas ideal con la ecuación PV=nRT



$$\dot{Q} = \dot{M}_a \cdot C_{aire} \cdot (T_s - T_e)$$

$$T_s = \frac{\dot{Q}}{\dot{M}_a \cdot C_{aire}} + T_e = 646^\circ C$$

6.1.3. Motor CD 200 kW~ 272 CV

Estos motores son los que van a ir instalados en los vehículos que serán ensayados en los bancos de rodillo, Su análisis termodinámico es análogo a los motores anteriores. La única diferencia es el modo de disipar el calor propio de la sala de ensayo. Debido a que lo que se ensaya es el vehículo completo todo el calor de los sistemas auxiliares (Refrigerante, aceite, CAC) que antes se enfriaba contra agua ahora se cede directamente al aire de la sala por los propios sistemas del vehículo.

En este caso también se consideran dos tipos de combustible: gasolina y diésel.

Motor diésel:

En el anexo 2.1 están todos los detalles desglosados, aquí se presentan los resultados en las tablas 6.7 y 6.8

Tabla 6.7 Distribución de energía motor 300 kW Diesel

	% de la energía del combustible	Distribución de energía (kW)
Potencia en el eje	35	200
Calor radiado al ambiente	5,4	30,9
Calor al refrigerante (Aceite + agua)	22	125,7
Calor al escape	28,6	163,4
Calor al CAC (Intercooler)	9	51,4



Tabla 6.8 Carga térmica al ambiente en el motor de 300 kW Diesel

	Factor de transmisión al ambiente	Calor cedido al ambiente (kW)
Potencia en el eje	0	0
Calor radiado al ambiente	1	30,9
Calor al refrigerante (Aceite + agua)	1	125,7
Calor al escape	0,1	16,3
Calor al CAC (Intercooler)	1	51,4
Otros (Luz, equipos de medida...)	1	10

Si hacemos una breve comparación de resultados entre los dos motores diesel para comprobar si son coherentes tenemos los siguientes datos (Tabla 6.9 y Fig.6.4)

Tabla 6.9 Comparativa motores Diesel

	Motor 550 kW % de la energía del combustible	Motor 350 kW % de la energía del combustible	Motor 200 kW % de la energía del combustible
Potencia en el eje	41,7	39,1	35
Calor radiado al ambiente	3,3	4,5	5,4
Calor al refrigerante (Aceite + agua)	11,9	15,6	22
Calor al escape	34,1	32,1	28,6
Calor al CAC (Intercooler)	9	8,7	9

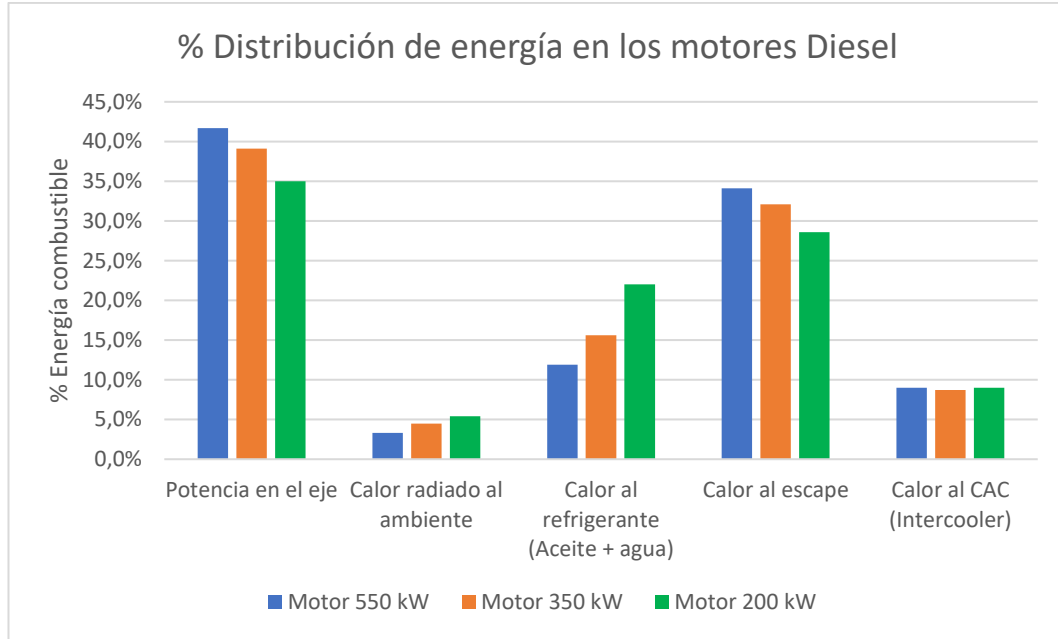


Fig.6.4 Comparación entre motores Diesel de potencias diferentes

Como se puede ver en los datos el rendimiento del motor más grande es mayor y sus pérdidas de calor son menores. Esto tiene sentido ya que para aumentar la potencia la cilindrada es mayor y esta varía con el cubo del tamaño del motor, ya que se refiere al volumen del cilindro. Sin embargo, al aumentar el tamaño las pérdidas de calor varían con el cuadrado del tamaño, ya que dependen de la superficie del motor/cilindro. Por lo tanto, en proporción, al incrementar el tamaño del motor, la potencia crece más que las pérdidas, esto ocasiona que el rendimiento térmico sea mayor cuanto más grande sea el motor.

Aire de combustión

Al igual que antes el aire que consume el motor se halla mediante el dosado estequiométrico, que al ser una propiedad del combustible y no del motor ya ha sido definido con anterioridad, siendo:

$$F_e = M_{C_{12}H_{26}} / M_{aire} \sim 1/15$$

Y siendo el consumo del motor en kg/h:

$$\dot{M}_{C_{12}H_{26}} = 47,8 \frac{kg}{h}$$

Suponiendo el mismo dosado relativo que antes $F_r = 0,6$. Por lo tanto:

$$F = F_r \cdot F_e = 0,04$$



Con esto el consumo de aire:

$$F = F_e = \dot{M}_{C_{12}H_{26}} / \dot{M}_{aire}$$

$$\dot{M}_{aire} = \dot{M}_{C_{12}H_{26}} / 0,04 = 1195 \frac{Kg}{h}$$

Siendo la densidad del aire⁵:

$$\rho = 1,18 \frac{kg}{m^3}$$

$$\dot{V}_a = \frac{\dot{M}_{aire}}{\rho} = 1013 \frac{m^3}{h}$$

El cálculo de la temperatura a la salida de la línea de escape es el siguiente:
La energía neta cedida a los gases de escape se obtiene de las tablas 8.7 y 8.8 calculadas anteriormente.

$$\dot{M}_{aire} = 1195 \frac{kg}{h}; \dot{Q} = (163,4 - 16,3) \cdot 3600 = 529200 \frac{kJ}{h}$$

Se calcula la temperatura de salida mediante la siguiente ecuación. Dado la poca variación de C_{aire} con la temperatura asumiremos $C_{aire} = 1 \frac{kJ}{^{\circ}C \cdot kg}$

$$\dot{Q} = \dot{M}_a \cdot C_{aire} \cdot (T_s - T_e)$$

$$T_s = \frac{\dot{Q}}{\dot{M}_a \cdot C_{aire}} + T_e = 466^{\circ}C$$

⁵ Cálculo realizado asumiendo condiciones de gas ideal con la ecuación PV=nRT



Motor Gasolina:

Los datos en detalle pueden ser considerados en el anexo 2.1. Aquí se muestran los resultados en las tablas 6.10 y 6.11.

Tabla 6.10 Distribución de energía motor 300 kW Gasolina

	% de la energía del combustible	Distribución de energía (kW)
Potencia en el eje	25	200
Calor radiado al ambiente	7	56
Calor al refrigerante (Aceite + agua)	18	144
Calor al escape	45	360
Calor al CAC (Intercooler)	5	40

Tabla 6.11 Carga térmica al ambiente en el motor de 300 kW Gasolina

	Factor de transmisión al ambiente	Calor cedido al ambiente (kW)
Potencia en el eje	0	0
Calor radiado al ambiente	1	56
Calor al refrigerante (Aceite + agua)	1	144
Calor al escape	0,1	36
Calor al CAC (Intercooler)	1	40
Otros (Luz, equipos de medida...)	1	10

Aire de combustión

Al igual que antes el aire que consume el motor se calcula mediante el dosado estequiométrico, que al ser una propiedad del combustible y no del motor ya está calculado de antes, siendo:

$$F_e = M_{C_8H_{18}} / M_{aire} \sim 1/15,2$$

Y siendo el consumo del motor en kg/h:



$$\dot{M}_{C_8H_{18}} = 68,6 \frac{kg}{h}$$

$$F = F_e = \frac{\dot{M}_{C_8H_{18}}}{\dot{M}_{aire}} = 1/15,2$$

$$\dot{M}_{aire} = \dot{M}_{C_8H_{18}} \cdot 15,2 = 1043 \frac{Kg}{h}$$

Siendo la densidad del aire⁶:

$$\rho = 1,18 \frac{kg}{m^3}$$

$$\dot{V}_{aire} = \frac{\dot{M}_{aire}}{\rho} = 834 \frac{m^3}{h}$$

El cálculo de la temperatura a la salida de la línea de escape es el siguiente: La energía neta (descontando el 10% que se cede al ambiente) cedida a los gases de escape se obtiene de las tablas 8.10 y 8.11 calculadas anteriormente.

$$\dot{M}_{aire} = 1043 \frac{kg}{h}; \dot{Q} = (360 - 36) \cdot 3600 = 1166400 \frac{kJ}{h}$$

Se calcula la temperatura de salida mediante la siguiente ecuación. Dado la poca variación de C_{aire} con la temperatura asumiremos $C_{aire} = 1 \frac{kJ}{^{\circ}C \cdot kg}$

$$\dot{Q} = \dot{M}_{aire} \cdot C_{aire} \cdot (T_s - T_e)$$

$$T_s = \frac{\dot{Q}}{\dot{M}_{aire} \cdot C_{aire}} + T_e = 1140^{\circ}C$$

6.2. Cálculo del sistema de ventilación

Para dimensionar el sistema de ventilación primero se debe conocer cuanto caudal de aire es necesario en cada una de las salas. Esto va a depender principalmente del tipo de sala y de la carga térmica de la misma.

Como referencia para este capítulo conviene consultar los planos de ventilación del anexo 2.3.

⁶ Cálculo realizado asumiendo condiciones de gas ideal con la ecuación PV=nRT



6.2.1. Sala de ensayo para motores LD 350 kW

En este tipo de salas, el aire que está dentro de la sala únicamente se utiliza para climatizar la sala ya que el aire de proceso (aire que utiliza el motor para funcionar) se suministra directamente por un conducto desde otra UTA.

Los datos necesarios para el diseño de la climatización de la sala son los siguientes:

- Potencia máxima del motor: 350 kW ~ 480 CV
- Volumen de la sala: 240 m³
- Temperatura de la sala: 20/40°C

Ahora para determinar la carga térmica de la sala es necesario tener en cuenta varias cosas. El motor no es la única fuente de calor. El dinamómetro (en esencia es un motor eléctrico) también cede calor al ambiente, los equipos de acondicionamiento de fluidos, aunque la gran parte de la carga térmica se la lleva el agua de refrigeración, una parte de la misma queda en la sala. El calor que el motor cede al ambiente ya se ha definido antes en el capítulo 6. La otra contribución importante al calentamiento de la sala es el dinamómetro. Este es básicamente un motor eléctrico cuya potencia es la misma que la del motor a ensayar, en este caso 350 kW por lo que asumiendo un rendimiento del motor eléctrico de un 95% tenemos que:

$$P_{pérdidas} = 0.05 \cdot P_{dyno} = 18 \text{ kW}$$

También se tiene en cuenta una potencia de 10 kW para contabilizar el calentamiento de la sala debido a la iluminación, equipos de medida...etc.

En la Tabla 6.12 Se puede ver el resumen de todas las contribuciones al calentamiento de la sala.

Dado que motor de gasolina es el que más energía pierde será el único tenido en cuenta en este cálculo por ser el más crítico: 161 kW frente a los 98 kW del diésel. Como se puede ver en la Fig.6.5 dónde se comparan los motores de 350 kW.

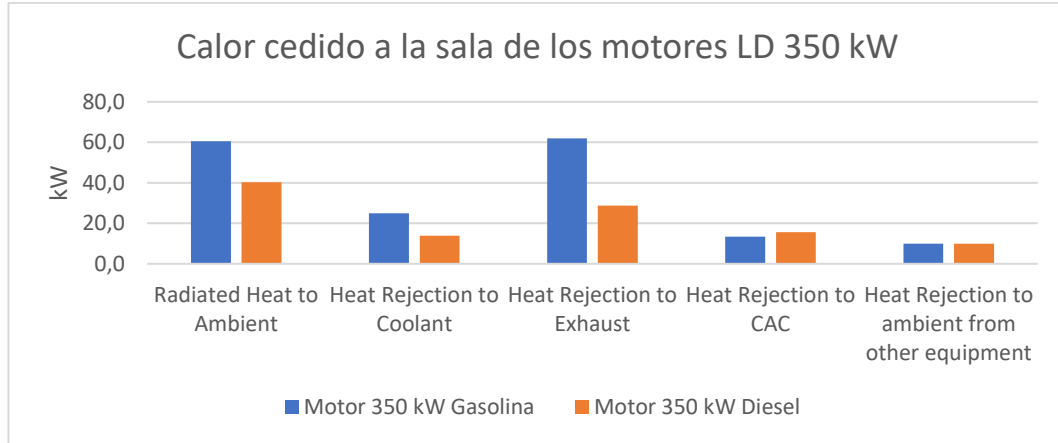


Fig.6.5 Comparación de las pérdidas térmicas de los motores LD 350 kW

Tabla 6.12 Calor cedido a la sala por todo el sistema. Sala LD 350 kW Gasolina

	Calor Cedido al ambiente (kW)
Dinamómetro	18
Calor radiado al ambiente	60,6
Calor del refrigerante (Aceite + agua)	24,9
Calor del escape	61,9
Calor del CAC (Intercooler)	13,5
Otros (Luz, equipos de medida...)	10
Total	189

El objetivo ahora es calcular el caudal necesario para cumplir con las condiciones antes dispuestas. Para ello se usa el diagrama psicrométrico. Los datos de entrada son.

- $T_e = 22^\circ\text{C}$

- $H_{abs} \in (5,5, 12 \text{ gH}_2\text{O/Kg}_{\text{aire}}) = 9 \text{ gH}_2\text{O/Kg}_{\text{aire}}$

- $T_s = 40^\circ\text{C}$

-Humedad absoluta se conserva en la sala

Las condiciones de entrada corresponden a las que se dan en la impulsión de la ventilación y la temperatura de salida es la que se da en el retorno de la ventilación.

En la Fig.6.6 que es un recorte del anexo 2.5 se pueden ver los dos puntos

puestos sobre el diagrama psicrométrico del que se obtienen los datos necesarios para el cálculo.

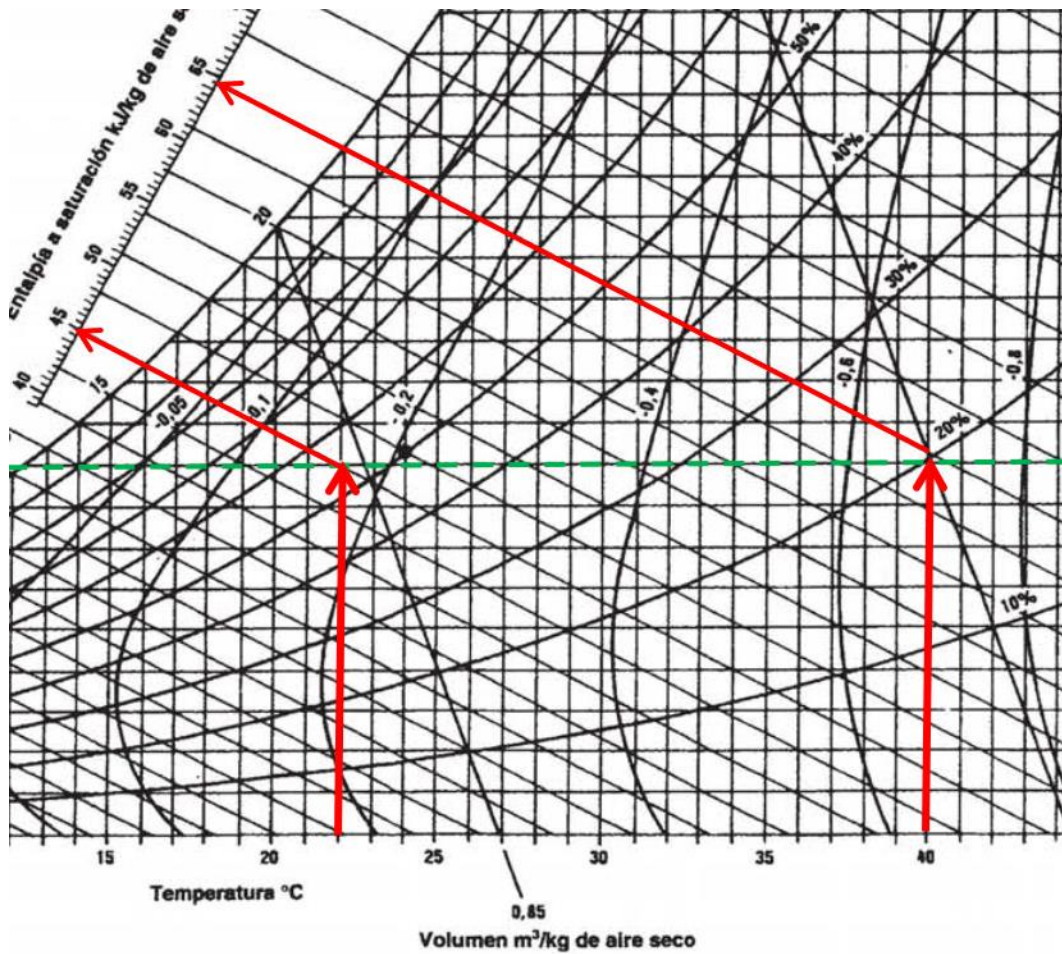


Fig. 6.6 Diagrama psicrométrico para la sala LD

Del diagrama se deduce lo siguiente:

$$-h_e = 45 \text{ kJ/kg}$$

$$-h_s = 65 \text{ kJ/kg}$$

$$-v_e \text{ (volumen específico a } 22^\circ\text{C)} = 0,85 \text{ m}^3/\text{kg}$$

Con estos datos se realiza el siguiente cálculo

$$P = \dot{m}_a \cdot \Delta h$$

Dónde $P = 189 \text{ kW}$ es la carga térmica de la sala, \dot{m}_a es el flujo másico necesario y $\Delta h = h_s - h_e$ es el incremento de entalpía. Y obtenemos:

$$\dot{m}_a = 9,45 \text{ kg/s}$$

Si este valor se multiplica por el volumen específico (ve) y se convierte a m³/h queda:

$$\dot{V}_a = 28917 \frac{m^3}{h}$$

Este es el caudal necesario en la sala durante el ensayo para evacuar todo el calor necesario. De este caudal la mayor parte es recirculado a la sala, pero para garantizar que el ambiente en el interior sea seguro y no se “vicie” hay que garantizar unas renovaciones de todo el aire de la sala por hora, es decir, un caudal de aire fresco mínimo. Es necesario recurrir a una herramienta que calcula el caudal de renovación mínimo en función de las características de la sala, acorde con las normas 1992/92/EC (UE) y NFPA-69 (USA), este informe de cálculo puede consultarse en el anexo 2.4. El caudal mínimo de aire fresco para desclasificar la sala según este informe es:

$$\dot{V}_{min} = 3100 \frac{m^3}{h}$$

Como conclusión de estos cálculos (Condiciones en la impulsión):

$$\dot{V}_T = 28917 \frac{m^3}{h}$$

$$\dot{V}_{fresco\ min.} = 3100 \frac{m^3}{h}$$

$$\dot{V}_{recirculado} = 25817 \frac{m^3}{h}$$

Este caudal de aire fresco es el que se tomará como mínimo en la sala en condiciones normales de ensayo. Sin embargo, el aire de la sala es también utilizado para la dilución de los gases de escape. Por lo que el aire fresco tiene que garantizar un caudal suficiente para que esta dilución se haga de manera correcta. En el cálculo que se va a hacer a continuación se comprobará si este caudal mínimo es suficiente o es necesario incrementarlo.

En este apartado se calculará también el extractor de escape. El motor produce gases a alta temperatura que es necesario evacuar para evitar contaminar la sala, además hace falta diluir estos gases con aire bien de la propia sala o del exterior, ya que el extractor solo aguanta temperaturas de hasta 200°C, por lo que es necesario enfriar estos gases de escape.

Para este cálculo vamos a usar la temperatura de los gases de escape hallada en el apartado 6.1.1

Para el motor de 350 kW tenemos dos opciones; Diesel o gasolina. Y sus resultados son los siguientes (Tabla 6.13).

Tabla 6.13 Datos gases motores 350 kW

	Flujo másico de gases (kg/h)	Temperatura (°C)
Diesel	1873	520
Gasolina	1754	1166

Como puede verse en la tabla el caso más crítico es el de la gasolina ya que es el que más temperatura tiene. Por lo que se va a realizar los cálculos con ese motor.

Existen dos flujos de aire que se mezclan con temperaturas conocidas, para esta primera estimación se considera aire seco. Una vez obtenido el resultado comprobará si difiere mucho del cálculo teniendo en cuenta la humedad y así comprobar si la simplificación es asumible.

Flujo en el escape:

$$\dot{M}_{escape} = 1754 \frac{kg}{h}; T_{escape} = 1166^{\circ}C$$

Flujo de dilución:

$$\dot{M}_{dilución} = ? \frac{kg}{h}; T_{dilución} = 40^{\circ}C$$

Por definición del extractor la temperatura máxima de la mezcla debe ser 200°C. Si planteamos las dos ecuaciones e igualamos el calor intercambiado. Asumimos un C_{aire} constante.

$$\dot{Q}_{escape} = \dot{M}_{escape} \cdot C_{aire} \cdot (200 - T_{escape})$$

$$\dot{Q}_{dilución} = \dot{M}_{dilución} \cdot C_{aire} \cdot (T_{dilución} - 200)$$

$$\dot{M}_{dilución}^7 = \dot{M}_{escape} \cdot \frac{200 - T_{escape}}{T_{dilución} - 200} = 10358 \frac{kg}{h}$$

El mismo cálculo con el motor diésel da un $\dot{M}_{dilución} = 3666 \frac{kg}{h}$

⁷ Este es el peor caso posible. El motor al máximo y con la temperatura de retorno más alta posible. Es un cálculo muy conservador.



Por lo tanto se deduce que:

Suponiendo un volumen específico a 22°C = 0,85 m³/kg

$$\dot{M}_{fresco\ máx.} = 10358 \frac{kg}{h}$$

$$\dot{V}_{fresco\ máx.} = 8804 \frac{m^3}{h}$$

Consideraremos este valor como el necesario para dimensionar la UTA y las necesidades de potencia frigorífica/calorífica.

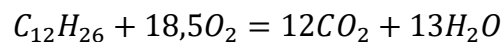
De aquí también se deduce el caudal del escape que tiene que ser el del motor más el de dilución. $T_{máx} = 200\text{ C}$; $\rho = 0.75 \frac{kg}{m^3}$

$$\dot{M}_{escape} = 10358 + 1754 = 12112 \frac{kg}{h}$$

$$\dot{V}_{escape} = 16150 \frac{m^3}{h}$$

Para comprobar si es asumible considerar aire seco en el escape, se calculará el flujo másico de agua generada durante el proceso de combustión, esta, sumada al agua ya existente en el aire de entrada corresponde a la humedad total del aire a la salida (T=200°C). La hipótesis será válida siempre y cuando esta fracción de agua sea despreciable frente a la masa de aire seco.

El caso más desfavorable es el del vehículo diésel ya que es el que más agua genera. Según la reacción:



Cada mol de combustible genera 13 moles de agua. Si usamos los pesos moleculares para calcular la masa sería:

$$Pm_{C_{12}H_{26}} = 170 \frac{g}{mol}; Pm_{H_2O} = 18 \frac{g}{mol}$$

$$m_{C_{12}H_{26}} = 170 \text{ g}; m_{H_2O} = 18 \frac{g}{mol} \cdot 13 \text{ mol} = 234 \text{ g};$$

Si se tiene un flujo másico de combustible de:

$$\dot{M}_c = 74,9 \frac{kg}{h}$$

El flujo másico de agua es:

$$\dot{M}_{H_2O} = 74,9 \cdot \frac{234}{170} = 103 \frac{kg}{h}$$

Sumando la cantidad de agua contenida en el aire de la sala (dilución como aire antes de entrar al motor) asumiendo que el contenido de aire de la sala es aproximadamente 9 g/kg

$$\dot{M}_{H_2O} = 103 + 0.009 \cdot (1873 + 10358) = 213 \frac{kg}{h}$$

Esto dividido entre el flujo total nos da la cantidad de agua por kg de aire seco

$$H_{abs} = \frac{213}{10358 + 1873} = 0.017 \frac{g}{kg}$$

Visto el resultado la fracción de agua en el flujo de aire es muy pequeña, si se pone en forma de humedad relativa (T=200°C) en la Fig.6.7⁸ puede verse que esta es de menos del 1% por lo que la hipótesis de aire seco es correcta.

Psicrometría			
Datos			
Unidades:	<input checked="" type="radio"/> SI	<input type="radio"/> Ing.	
Parámetros	Valor	Unidad	
Temperatura:	200	C	
Temp. b. húmedo:	<input type="radio"/> 199.999959102	C	
Humedad relativa:	<input checked="" type="radio"/> 0.25	%	
Punto de rocío	<input type="radio"/> 28.4655339018	C	
Altitud SNM	0.0	m	
<input type="button" value="Calcular"/>			
Resultados			
Presión Atmosférica	1.01323875979	bar	
Pv sat	15550.6950143	mbar	
Pv	38.8767375357	mbar	
Humedad absoluta	0.02481760392	kg/kg	
Entalpía	272.112078552	kJ/kg	
Volumen específico	-0.09136015576	m ³ /kg	

Fig.6.7 Cálculo de la humedad relativa del caudal diluido

⁸ La herramienta usada para el cálculo es obra de la Universidad del País Vasco “<http://www.sc.ehu.es/nmwmigaj/CartaPsy.htm>”



6.2.2. Sala de ensayo para motores HD 550 kW

En este caso la sala es totalmente análoga a la LD, la única diferencia es la potencia del motor que se va a ensayar en esta sala, por lo tanto, la disipación térmica en la sala será mayor y dado que la temperatura de entrada y salida son las mismas, el caudal tendrá que ser mayor.

Los datos necesarios para el diseño de la climatización de la sala son los siguientes:

- Potencia máxima del motor: 550 kW ~ 748 CV
- Volumen de la sala: 360 m³
- Temperatura de la sala: 22/40°C
- Aire fresco (renovaciones/hora): 32 ren/h

En este caso la potencia del dinamómetro ha de ser de 550 kW por lo que asumiendo un rendimiento del motor eléctrico de un 95% la energía disipada es:

$$P_{p\acute{e}rdidas} = 0.05 \cdot P_{dyno} = 27,5 \text{ kW}$$

También se tiene en cuenta una potencia de 10 kW para contabilizar el calentamiento de la sala debido a la iluminación, equipos de medida...etc.

En la Tabla 6.14 se muestra el resumen de todas las contribuciones al calentamiento de la sala.

Tabla 6.14 Calor cedido a la sala por todo el sistema. Sala HD 550 kW Diesel

	Calor Cedido (kW)
Dinamómetro	27,5
Calor radiado al ambiente	43,6
Calor al refrigerante (Aceite + agua)	15,7
Calor al escape	135,1
Calor al CAC (Intercooler)	23,8
Otros (Luz, equipos de medida...)	10
Total	255,7

Al igual que antes, del diagrama psicrométrico (Fig.6.8) anexo 2.5 se obtienen los datos necesarios restantes para el cálculo de la ventilación.

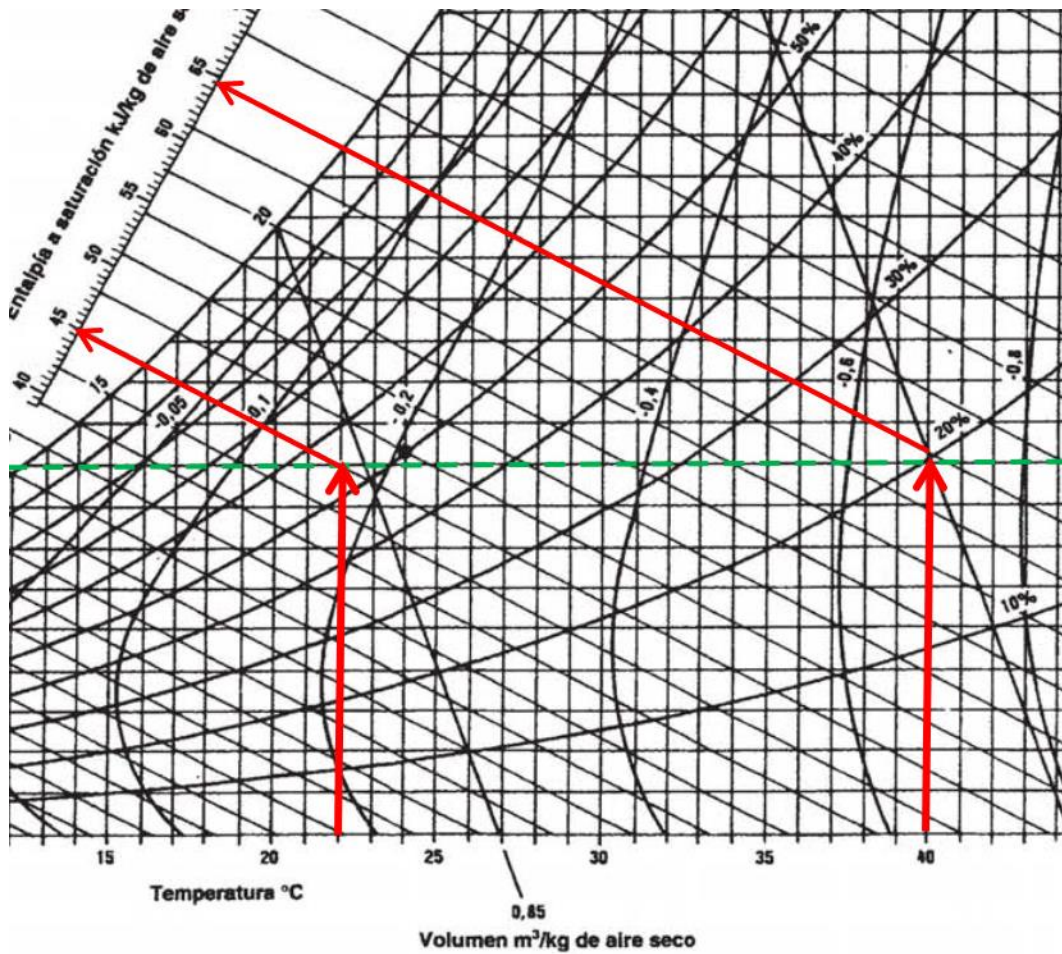


Fig.6.8 Diagrama psicrométrico

Como las condiciones en la sala deben ser las mismas que para la sala LD los puntos sobre el diagrama son los mismos teniendo:

$$-h_e = 45 \text{ kJ/kg}$$

$$-h_s = 65 \text{ kJ/kg}$$

$$-v_e \text{ (volumen específico a } 22^\circ\text{C)} = 0,85 \text{ m}^3/\text{kg}$$

Con estos datos es posible realizar el mismo cálculo que antes

$$P = \dot{m}_a * \Delta h$$

Dónde $P = 255.7 \text{ kW}$ es la carga térmica de la sala, \dot{m}_a es el flujo másico necesario y $\Delta h = h_s - h_e$ es el incremento de entalpía. Resultando:

$$\dot{m}_a = 12,79 \text{ kg/s}$$

Si este valor se multiplica por el volumen específico (v_e) y se convierte a m^3/h queda:

$$\dot{V}_a = 39137 \frac{m^3}{h}$$

Este es el caudal necesario en la sala durante el ensayo para evacuar todo el calor necesario. De este caudal la mayor parte es recirculado a la sala, pero para garantizar que el ambiente en el interior sea seguro y no se “vicie” hay que asegurar unas renovaciones de todo el aire de la sala por hora, es decir, un caudal de aire fresco mínimo. Es necesario recurrir a una herramienta que calcula el caudal de renovación mínimo en función de las características de la sala, acorde con las normas 1992/92/EC (UE) y NFPA-69 (USA), este informe de cálculo puede consultarse en el anexo 2.4. El caudal mínimo de aire fresco para desclasificar la sala según este informe es:

$$\dot{V}_{a_{min}} = 4600 \frac{m^3}{h}$$

Como conclusión de estos cálculos (Condiciones en la impulsión):

$$\dot{V}_{aT} = 39137 \frac{m^3}{h}$$

$$\dot{V}_{a_{fresco\ min.}} = 4600 \frac{m^3}{h}$$

$$\dot{V}_{a\ recirculado} = 34537 \frac{m^3}{h}$$

Para el cálculo del extractor de escape se procederá de igual modo que en el caso anterior. Primero se evalúa la temperatura y caudal de los gases de escape. Del apartado 6.1.2 . Se asume igualmente que en el caso anterior la hipótesis de aire seco (Demostración en el apartado 6.2.1).

Tabla.6.15 Condiciones en el escape para vehículos 550 kW

	Flujo másico de gases (kg/h)	Temperatura (°C)
Diesel	2764	646

Para después calcular el flujo de aire de dilución necesario sabiendo que la temperatura máxima permitida es de 200°C

$$\dot{Q}_{escape} = \dot{M}_{escape} * C_{aire} * (200 - T_{escape})$$

$$\dot{Q}_{dilución} = \dot{M}_{dilución} * C_{aire} * (T_{dilución}^9 - 200)$$

$$\dot{M}_{dilución} = \dot{M}_{escape} * \frac{200 - T_{escape}}{T_{dilución} - 200} = 7705 \frac{kg}{h}$$

Por lo tanto:

Se supone volumen específico a 22°C = 0,85 m³/kg

$$\dot{V}_{mín.} = 7705 \frac{kg}{h} = 6550 \frac{m^3}{h}$$

De aquí también se deduce el caudal del escape que tiene que ser el del motor más el de dilución. $T_{máx} = 200 \text{ C}$; $\rho = 0.75 \frac{kg}{m^3}$

$$\dot{V}_{escape} = 7705 + 2764 = 10469 \frac{kg}{h} = 14000 \frac{m^3}{h}$$

6.2.3. Suministro centralizado de aire de combustión

Para las salas de motor HD y LD se va a instalar un sistema de aire de admisión común para todas las salas. Este consta de una UTA con capacidad para suministrar a todas las salas y una red de distribución de conductos a cada sala.

Para ponderar el flujo másico van a considerarse dos factores:

- Factor de uso: Pondera el que una sala no va a estar siempre trabajando al 100% de capacidad. Tanto porque el ciclo que siga el motor no exija el 100% como por que una sala no está siempre funcionando. Se invierte bastante tiempo en preparar un motor en su interior. Se estima un 0,7 como factor de uso.
- Factor de simultaneidad: Este pondera en que aun estando las salas al 100% no todas las salas estarán al 100% al mismo tiempo. Algunas estarán cambiando el motor, con otra parte del ciclo, mantenimiento... Se estima un 0,7 como factor de simultaneidad.

En la tabla 6.16 puede verse el resumen de las necesidades de aire de admisión de cada sala y su suma ponderada a 22°C y presión atmosférica.

Tabla 6.16 Caudal total de aire de combustión

Aire de combustión	N.º Salas	Flujo máx. kg/h	Flujo máx. m3/h	Flujo total ponderado m3/h
LD	8	1973	1677	11179
HD	4	2764	2349	

⁹ Suponemos el peor caso posible T=40°C

6.2.4. Sala de emisiones doble

Como ya se ha explicado en esta sala se encuentran los analizadores de los gases de escape que en esencia son un montón de ordenadores y una línea de gases calientes por donde circulan los gases de escape, por lo que es necesario evacuar también cierta carga térmica. En esta sala la ventilación se encarga también de mantener una atmósfera segura en su interior ya que los equipos necesitan gases de referencia para su correcto funcionamiento, y aunque algunos no son peligrosos, como el CO₂ o el N₂ otros pueden provocar atmósferas explosivas como el H₂. Para ello lo que se hace tener una alta tasa de renovación de aire, es decir las renovaciones hora de la sala

Del manual de los equipos de emisiones se obtiene que la carga térmica que emiten los equipos al ambiente es de HL=24 kW. Esto es carga térmica por conjunto de equipos. Como vemos en la Fig. 6.9 cada sala de emisiones es compartida por dos salas de ensayo, por lo que hay dos conjuntos de equipos en una misma sala de emisiones, hay que considerar el doble de carga térmica.

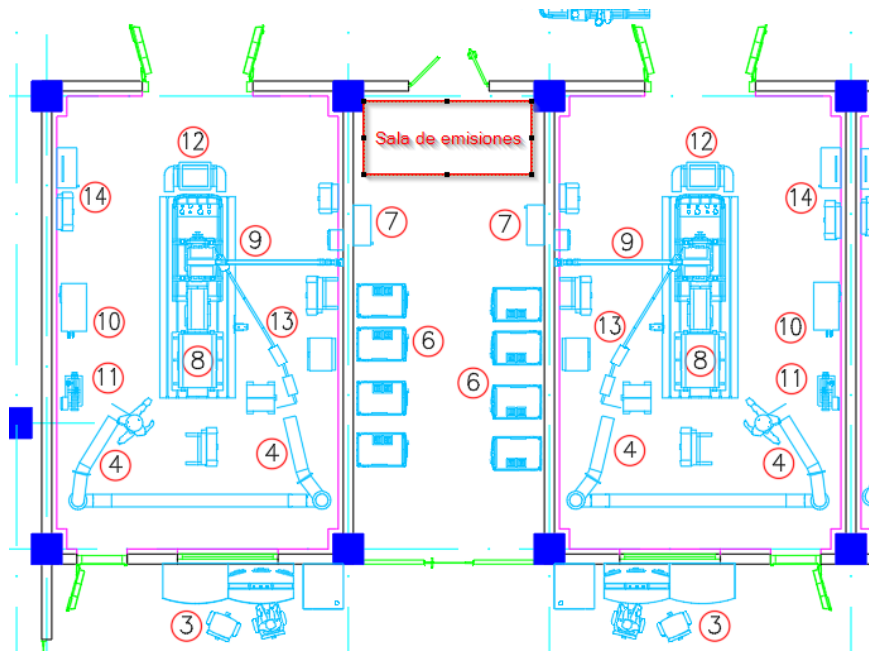


Fig.6.9 Equipos en una sala de emisiones

La temperatura de operación de la sala de emisiones es la misma que la de la sala de ensayo.

Los datos para hacer el cálculo son los siguientes (Fig.6.10):

- Carga térmica en la sala: 42 kW
- Volumen de la sala: 150m³
- Temperatura de la sala: 22/40°C
- H_{abs}=9 gH₂O/Kg_{aire}
- Aire fresco: Según norma Atex 1992/92/EC (UE) y NFPA-69 (USA)

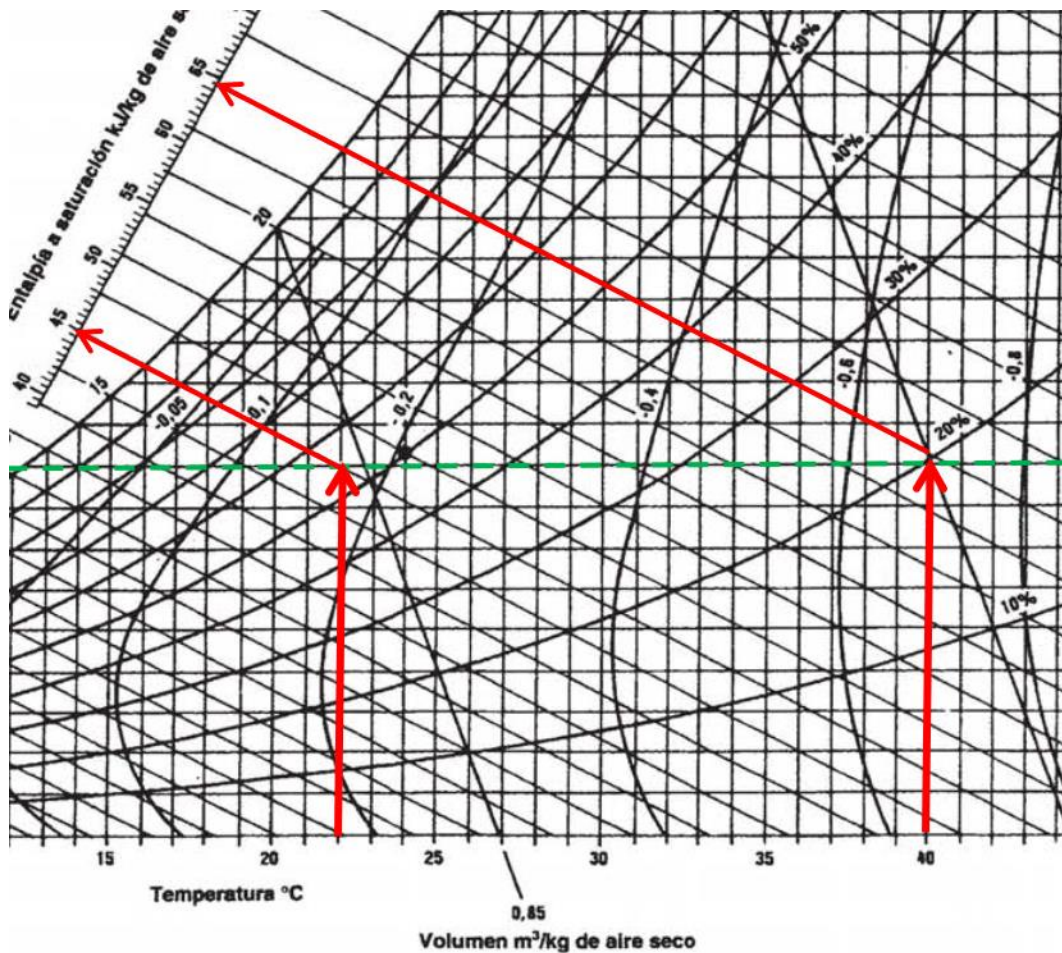


Fig.6.10 Diagrama psicrométrico; Sala de emisiones.



Las condiciones de operación son las mismas que las de la sala de ensayo

$$-h_e = 45 \text{ kJ/kg}$$

$$-h_s = 65 \text{ kJ/kg}$$

$$-v_e \text{ (volumen específico a } 22^\circ\text{C)} = 0.85 \text{ m}^3/\text{kg}$$

El cálculo, realizado de la misma manera que antes da el siguiente resultado

$$\dot{V}_T = 6426 \frac{\text{m}^3}{\text{h}}$$

Para garantizar una atmósfera segura en la sala el cálculo del aire fresco mínimo necesario es:

Aplicando la norma anteriormente mencionada para obtener

Volumen de la sala = 150 m^3

$$\dot{V}_{fresco \text{ mín}} = 4700 \frac{\text{m}^3}{\text{h}}$$

Por lo que al final se tiene:

$$\dot{V}_{Total} = 6426 \frac{\text{m}^3}{\text{h}}$$

$$\dot{V}_{Fresco} = 4700 \frac{\text{m}^3}{\text{h}}$$

$$\dot{V}_{Recirculado} = 1726 \frac{\text{m}^3}{\text{h}}$$

6.2.5. Sala de emisiones simple

En este caso son salas en las que solo hay un conjunto de equipos de emisiones, ya que no es compartida. Estas salas tienen menos carga térmica y son algo más pequeñas Fig.6.11

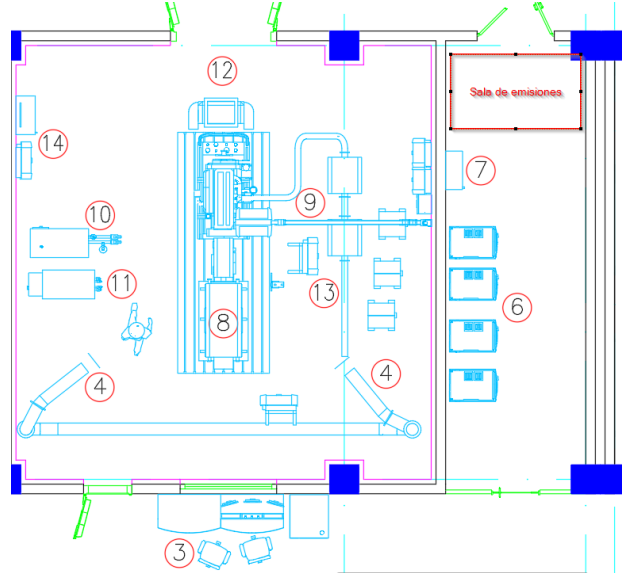


Fig. 6.11 Sala de emisiones única

La temperatura de operación de la sala de emisiones es la misma que la de la sala de ensayo.

Los datos para hacer el cálculo son los siguientes:

- Carga térmica en la sala: 21 kW
- Volumen de la sala: 121 m³
- Temperatura de la sala: 22/40°C
- $H_{abs}=9 \text{ gH}_2\text{O/Kg}_{aire}$
- Aire fresco (renovaciones/hora): 10 ren/h

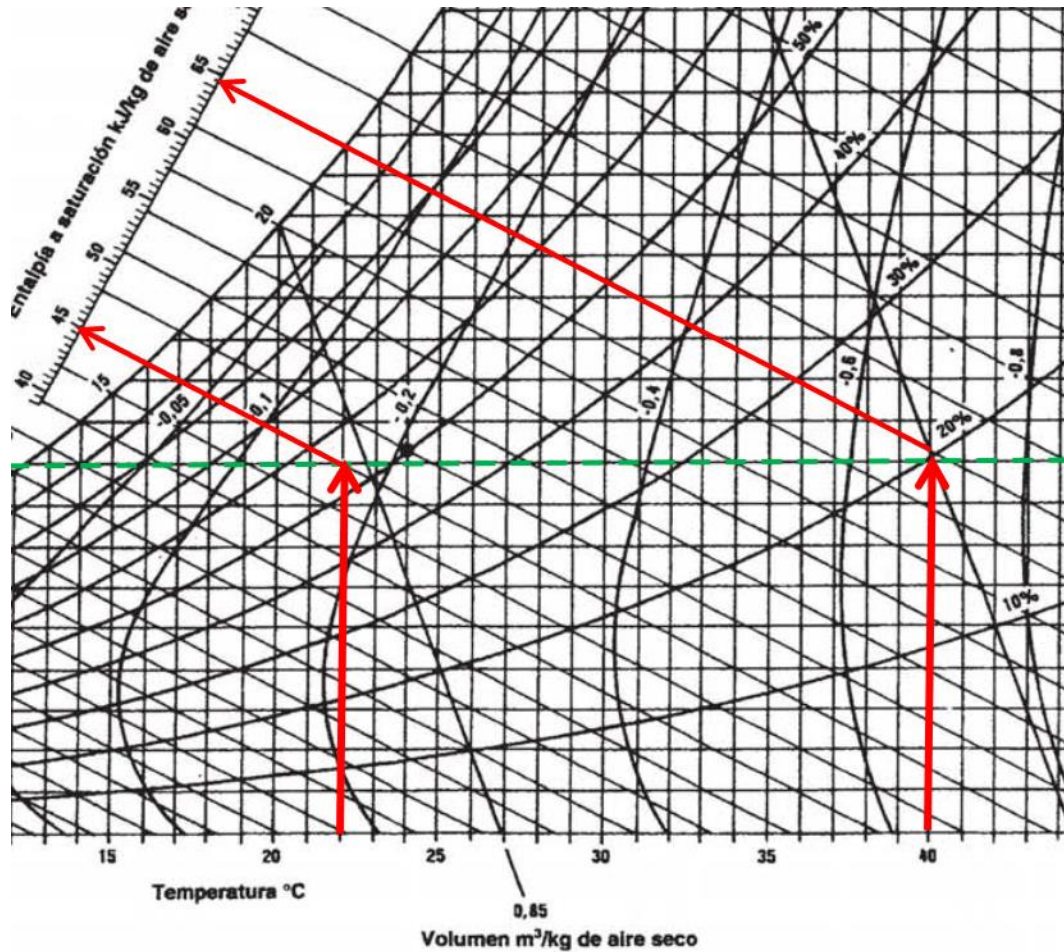


Fig.6.12 Diagrama psicrométrico; Sala de emisiones.

Las condiciones de operación son las mismas que las de la sala de ensayo

-he=45 kJ/kg

-hs=65 kJ/kg

-ve (volumen específico a 22°C) = 0.85 m³/kg

El cálculo, realizado de la misma manera que antes da el siguiente resultado

$$\dot{V}_T = 3213 \frac{m^3}{h}$$

Para garantizar una atmósfera segura en la sala se realiza el cálculo del aire fresco mínimo necesario:

Según la norma antes descrita el caudal de aire fresco mínimo para la sala es:

Volumen de la sala = 121 m³

$$\dot{V}_{fresco} = 3800 \frac{m^3}{h}$$

Como puede verse el caudal necesario para desclasificar la sala es mayor que el caudal necesario para regular la temperatura, por lo que todo el flujo de la sala será aire fresco

$$\dot{V}_{Total} = Q_{Fresco} = 3800 \frac{m^3}{h}$$
$$\dot{V}_{Recirculado} = 0 \frac{m^3}{h}$$

6.2.6. Suministro centralizado de aire fresco para las salas de emisiones

Del mismo modo que para las salas de ensayo LD y HD hay una UTA dedicada para las salas de emisiones. Esta se ubicara en el piso técnico también y para su cálculo se aplican los mismos factores (0,7 *0,7)

Quedando (Tabla 6.17):

Tabla 6.17 Flujo total de aire fresco

Aire fresco	N.º Salas	Flujo máx. m ³ /h	Flujo total ponderado m ³ /h
Doble	4	4700	18522
Simple	5	3800	

6.2.7. Salas de ensayo para vehículos CD 200 kW

En estas salas se ensaya el vehículo completo sobre unos rodillos que simulan la conducción en carretera. Como todos los fluidos del coche son tratados por los propios sistemas auxiliares del vehículo toda la carga térmica que antes se ceda a los fluidos de la sala ahora se cede a los fluidos del coche que a su vez se refrigeran contra el aire de la sala. Por lo tanto, en este tipo de salas en motores de igual potencia y mismos ensayos la carga térmica que se debe evacuar mediante la ventilación es mayor.

Aunque lo normal en este tipo de salas es que se ejecute un ciclo de conducción con control de emisiones (WLTP, NEDC, FTP-75...) para los cálculos se supondrá un ensayo a potencia constante de 300kW al igual que en las salas motor. De esta manera se asegurará que la sala es capaz de mantener las condiciones de ensayo bajo cualquier tipo de ciclo que tenga como potencia máxima los 200 kW del dinamómetro.

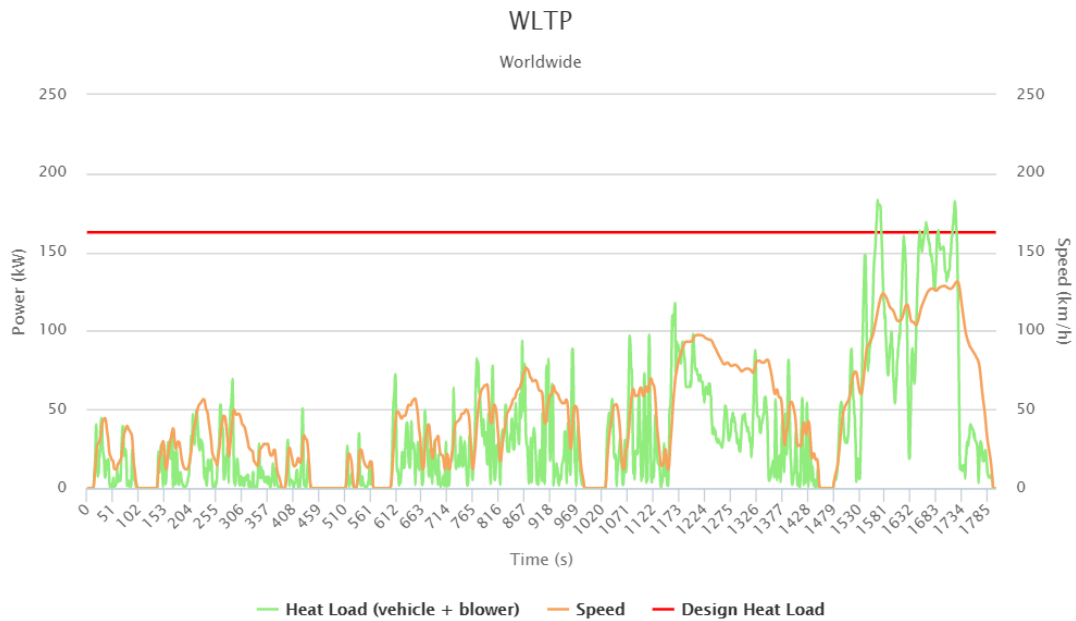


Fig.6.13 Ciclo WLTP

En la Fig.6.13 se representa el ciclo WLTP, la curva en naranja corresponde a la velocidad del vehículo en cada instante de tiempo y en verde la carga térmica asociada a cada punto del ciclo. Como puede observarse la carga térmica de diseño (Línea roja ~160 kW) es inferior a lo que será nuestra carga de diseño.

- $T_e = 23^\circ\text{C}$

- $H_{\text{abs}} \in (5.5, 12 \text{ gH}_2\text{O/Kg}_{\text{aire}}) = 9 \text{ gH}_2\text{O/Kg}_{\text{aire}}$

- $T_s = 40^\circ\text{C}$

-Humedad absoluta se conserva en la sala

En este caso la potencia del dinamómetro ha de ser de 200 kW por lo que asumiendo un rendimiento del motor eléctrico de un 95% se tiene que:

$$P_{\text{pérdidas}} = 0.05 * P_{\text{dyno}} = 10 \text{ kW}$$

También se considera una potencia de 10 kW para contabilizar el calentamiento de la sala debido a la iluminación, equipos de medida...etc.

El caso más crítico es el del motor de gasolina ya que genera una carga térmica mayor que en el caso del motor diésel.

En la Tabla 6.18 se muestra resumen de todas las contribuciones al calentamiento de la sala.



Tabla 6.18 Desglose de la carga térmica a la sala.

	Calor Cedido al ambiente (kW)
Dinamómetro	10
Calor radiado al ambiente	56
Calor del refrigerante (Aceite + agua)	144
Calor del escape	36
Calor del CAC (Intercooler)	40
Otros (Luz, equipos de medida...)	10
Total	296

Con estos datos entramos en la carta psicrométrica Fig.6.14 Dónde obtenemos los puntos del ciclo y con ellos la entalpía específica de cada punto.

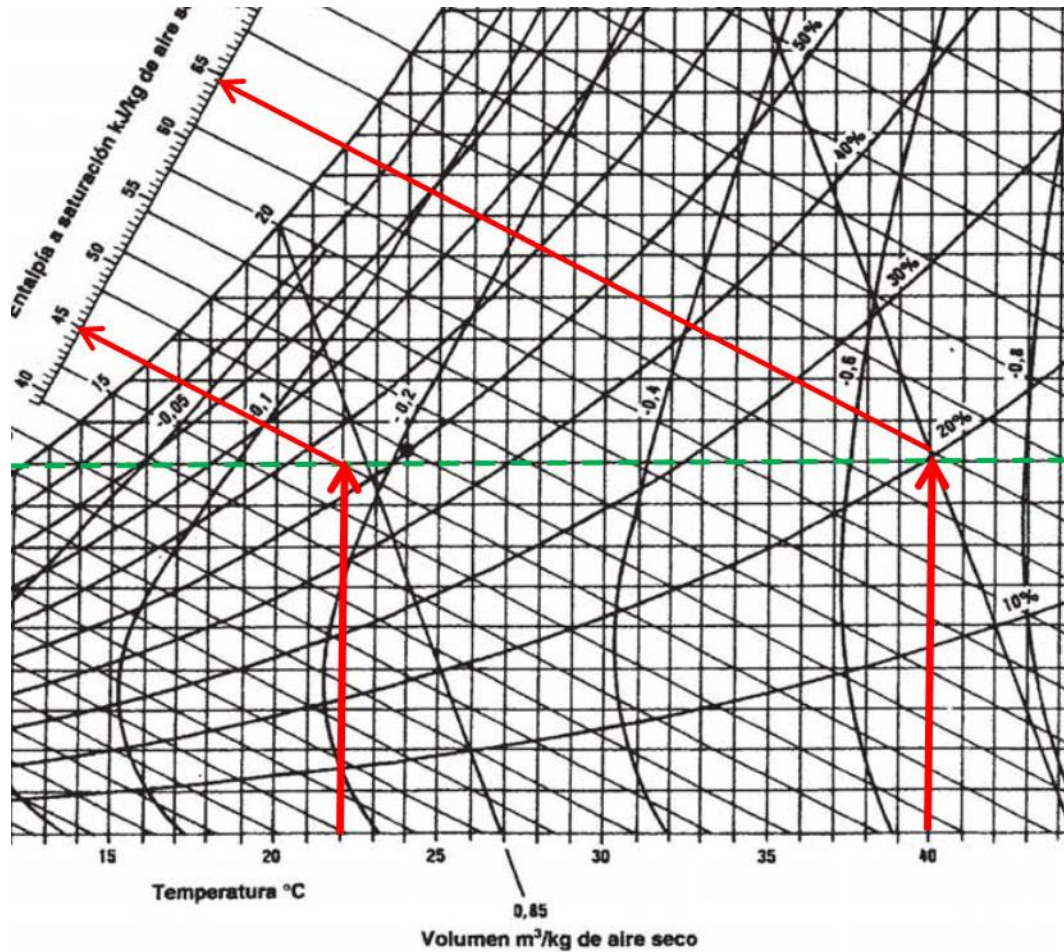


Fig.6.14

Las condiciones de operación son las mismas que las de la sala de ensayo

-he=45 kJ/kg

-hs=65 kJ/kg

-ve (volumen específico a 23°C) = 0.85 m³/kg

El cálculo, realizado de la misma manera que antes da el siguiente resultado:

$$\dot{V}_T = 45288 \frac{m^3}{h}$$

Este es el caudal necesario en la sala durante el ensayo para evacuar todo el calor necesario. De este caudal la mayor parte es recirculado a la sala, pero para garantizar que el ambiente en el interior sea seguro y no se “vicie” hay que asegurar unas renovaciones de todo el aire de la sala por hora, es decir, un caudal de aire fresco mínimo. Es necesario recurrir a una herramienta que

calcula el caudal de renovación mínimo en función de las características de la sala, acorde con las normas 1992/92/EC (UE) y NFPA-69 (USA), este informe de cálculo puede consultarse en el anexo 2.4. El caudal mínimo de aire fresco para desclasificar la sala según este informe es:

$$\dot{V}_{fresco\ min.} = 400 \frac{m^3}{h}$$

Como dato peculiar de esta sala es que la potencia de 200 kW no tiene por qué ser la potencia máxima del motor. Debido a que lo más normal será realizar ensayos normalizados de certificación, se podría ensayar cualquier coche de potencia mayor que en el pico de potencia del ciclo no supere los 200 kW. Por norma general los ensayos simulan condiciones reales de conducción en los que no se exprime al máximo las capacidades del motor.

Para el cálculo del extractor de escape se procederá de igual modo que en el caso de las salas de motor. Primero se evalúa la temperatura y caudal de los gases de escape. Del apartado 6.1.3. Se asume igualmente que en el caso anterior la hipótesis de aire seco (Demostración en el apartado 6.1.1)

Tabla. 6.19 Condiciones en el escape para vehículos 300 kW

	Flujo de gases (kg/h)	Temperatura (°C)
Diesel	1195	466
Gasolina	1043	1140

Para después calcular el flujo de aire de dilución necesario sabiendo que la temperatura máxima permitida es de 200°C. Respecto a la temperatura de dilución suponemos la peor situación posible 40°C

$$\dot{Q}_{escape} = \dot{M}_{escape} \cdot C_{aire} \cdot (200 - T_{escape})$$

$$\dot{Q}_{dilución} = \dot{M}_{dilución} \cdot C_{aire} \cdot (T_{dilución} - 200)$$

$$\dot{M}_{dilución} = \dot{M}_{escape} \cdot \frac{200 - T_{escape}}{T_{dilución} - 200} = 6128 \frac{kg}{h}$$

$$\dot{M}_{dilución\ max.+combustión.} = 6128 + 1043 = 7171 \frac{kg}{h}$$

El mismo cálculo con el motor diésel da un $\dot{M}_{dilución} = 2000 \frac{kg}{h}$

Este caudal de aire supera al mínimo impuesto por la norma Atex, por lo que se tomará como caudal de aire fresco máximo.

Por lo tanto (suponiendo volumen específico= 0,85 kg/m³):

$$\dot{M}_{fresco\ máx.} = 7171 \frac{kg}{h}$$

$$\dot{V}_{fresco\ máx.} = 6100 \frac{m^3}{h}$$

Caudal máximo en el escape $T_{máx} = 200\text{ C}$; $\rho = 0.75 \frac{kg}{m^3}$

$$\dot{M}_{escape\ máx} = 7171 \frac{kg}{h}$$

$$\dot{V}_{escape\ máx.} = 9561 \frac{m^3}{h}$$

Por lo que al final se obtiene (T=23°C; 0,85 m³/kg):

$$\dot{V}_{Total} = 45288 \frac{m^3}{h} \rightarrow \dot{V}_{Total} = 53280 \frac{kg}{h}$$

$$\dot{V}_{Fresco} = 6100 \frac{m^3}{h} \rightarrow \dot{M}_{Fresco} = 7171 \frac{kg}{h}$$

$$\dot{V}_{Recirculado} = 39188 \frac{m^3}{h} \rightarrow \dot{M}_{Recirculado} = 46109 \frac{kg}{h}$$

6.2.8. Sala de maceración

En esta sala se guardan y maceran los coches que van a ser ensayados. Cuando un vehículo va a ser ensayado la norma exige que por razones de homogeneidad este debe pasar un mínimo de horas en una sala a la temperatura de ensayo, para así asegurar que todo el vehículo está a la misma temperatura. Por lo tanto la única carga térmica que hay en esta sala son los vehículos que entran a la temperatura exterior para ser macerados.

Esta sala tiene capacidad para 15 coches. Y como condición de diseño se supone que van a entrar dos coches por hora y estarán 24 horas macerando antes de poder ser ensayado.

Usando una herramienta de cálculo simple es posible estimar la carga térmica del vehículo en el tiempo como se puede ver en la Fig.6.15 y Fig .6.16 Dónde como es lógico la transferencia de calor decrece según la diferencia entre la temperatura del vehículo y la temperatura de la sala se reduzca.

Para los cálculos se han tenido en cuenta ciertas simplificaciones:

- Se considera el vehículo medio como un bloque de acero de 2000 kg

con un $C_p=0,67 \text{ kJ/kg } ^\circ\text{C}$.

- Se considera una superficie del vehículo de 8 m^2 .
- Para garantizar homogeneidad de temperatura en la sala y una adecuada convección forzada en la sala se requiere un mínimo de $80 \text{ m}^3/\text{hm}^2$.
- Coeficiente de película de $40 \text{ W/m}^2\text{k}$.
- El flujo de aire es directo contra el vehículo.

Estas consideraciones han sido validadas experimentalmente en salas de maceración de proyectos previos.

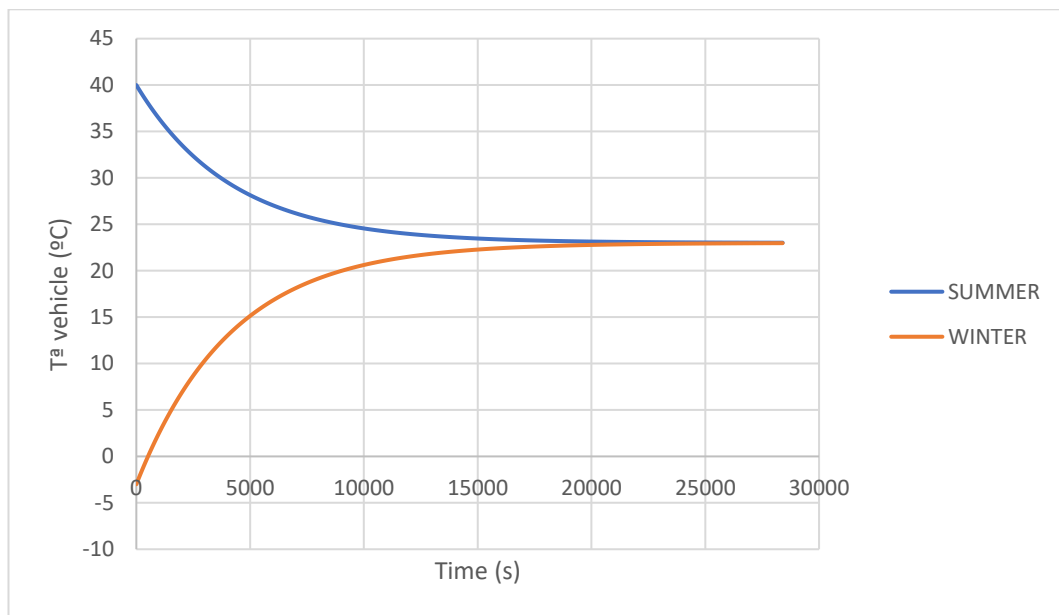


Fig.6.15 Proceso de maceración de un vehículo

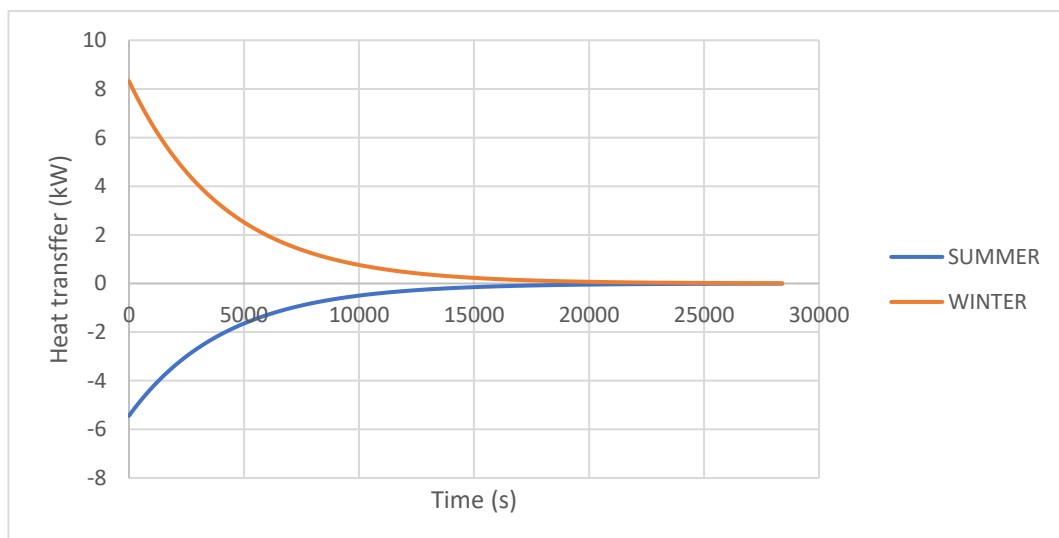


Fig.6.16 Transferencia de calor durante la maceración

Se considera que un vehículo está macerado cuando su temperatura está en $\pm 1^\circ\text{C}$ respecto a la temperatura objetivo. En este caso entre 22°C y 24°C . Para un vehículo según las consideraciones anteriores eso son 14000 s (~ 4 h). Sin embargo, el tiempo que suele estar un vehículo macerando suelen ser un mínimo de 15 h, para asegurar homogeneidad en todo el vehículo. Como criterio de diseño, se va a asumir que el régimen de entrada de vehículos es 1 vehículo por hora. Según las consideraciones iniciales el cálculo de la energía que es necesario transferir sería el siguiente:

$$Q_{vehículo} = M_{vehículo} \cdot C_{vehículo} \cdot (T_{ext} - T_{int})$$

Hay dos situaciones posibles, verano e invierno:

- Verano ($T_{ext}=40^\circ\text{C}$; $T_{int}=23^\circ\text{C}$)

$$|Q_{vehículo}| = 22780 \text{ kJ}$$

Esta energía es absorbida por el aire de la sala, sin embargo, debido a que el flujo de calor depende de la diferencia de temperaturas, esta no se distribuye de manera uniforme en el tiempo (Fig.16.). Para calcular la potencia necesaria para macerar los vehículos realizaremos el siguiente supuesto:

- o Primera hora: Entra un vehículo a 40°C del exterior. Según la gráfica anterior el flujo térmico inicial es de:

$$P_{10} = 5,2 \text{ kW}$$

- o Segunda hora: El primer vehículo ya lleva una hora macerándose y entra un vehículo nuevo del exterior a 40°C también

$$P_{11} = 1,8 \text{ kW}; P_{20} = 5,2 \text{ kW}$$

- o Tercera hora: El primer vehículo (1) lleva dos horas macerando y el segundo (2) una hora. Ahora entra un tercero (3) también a 40°C .

$$P_{12} = 0,5 \text{ kW}; P_{21} = 1,8 \text{ kW}; P_{30} = 5,2 \text{ kW}$$

- o Cuarta hora: El primer vehículo ya no supone una carga térmica apreciable para la sala, aunque haya zonas en el interior que no han alcanzado la temperatura necesaria, el flujo térmico es muy bajo. Por lo tanto al entrar un nuevo coche del exterior ya se alcanza un régimen estacionario de maceración y entrada de vehículos.

Con este razonamiento se puede deducir que la carga térmica máxima en la sala debida a los coches es:



$$P_T = P_{12} + P_{21} + P_{30} \sim 8 \text{ kW}$$

Esta potencia es la debida solamente a la carga térmica de los vehículos. En este caso debido al gran tamaño de la sala, hay que tener en cuenta las pérdidas térmicas al exterior.

Para estas se tendrán en cuenta dos vías:

- Pérdidas a través del suelo bajo las paredes
- Perdidas a través de las paredes exteriores

Dado que no es conocida en detalle la obra civil. Se planteará en función de edificios similares, comprobando el valor una vez realizado el detalle constructivo por parte de la empresa de arquitectura.

- Pérdidas a través del suelo:
El mecanismo de transmisión es ligeramente distinto que las pérdidas a través de las paredes. En este caso, el suelo actúa como un acumulador de calor que solo puede evacuarse al ambiente por debajo de las paredes. Por lo tanto, cuanto mayor sea la relación Perímetro/área mayores serán las pérdidas. Para evaluar estas pérdidas no se emplea un coeficiente de transmisión térmica por m^2 si no que se usa el coeficiente de transmisión térmica lineal. Que es igual al flujo de calor que sale del local por metro lineal de perímetro y por $^{\circ}C$.

Una vez se conoce este coeficiente, medido en $W/m^{\circ}C$ se puede obtener la conductividad efectiva del suelo de la siguiente manera:

$$K = \frac{l \cdot k}{S}$$

- Donde: $l =$ Longitud del perímetro 50 m
 $k =$ Coeficiente de transmisión térmica lineal
 $S =$ Superficie de la solera, 556 m^2

Como de momento el detalle constructivo no es conocido, se supondrá un valor realista para k . En este caso:

$$k = 1,75 \frac{W}{m^{\circ}C}$$

$$K = \frac{50 \cdot 1,75}{556} = 0,16 \frac{W}{m^2^{\circ}C}$$

Ahora es posible tratar este valor como un coeficiente



dependiente de la superficie del suelo de la sala.

Por lo tanto:

$$P_{pérdidas\ suelo} = (T_{out} - T_{in}) \cdot K \cdot S = 1512\ W \sim 2\ kW$$

- Pérdidas a través de las paredes

Para obtener este valor se estimara una conductividad térmica de las paredes exteriores en función de lo conocido de otros proyectos similares.

Se considera que la composición de las paredes exteriores será:

-20 cm de hormigón: $k=1,8\ W/m\ ^\circ C$

-10 cm de aislante de la fachada : $k=0,02\ W/m\ ^\circ C$

-El área de las paredes exteriores es: $S=213,3\ m^2$

Siendo las perdidas:

$$P_{pérdidas\ paredes} = \frac{(T_{out} - T_{in}) \cdot S}{R_{eq}}$$

R_{eq} es la resistencia térmica global equivalente de la pared.

$$R_{eq} = \frac{1}{h_{int}} + \frac{e_1}{k_1} + \frac{e_2}{k_2} + \frac{1}{h_{ext}}$$

Usando el mismo criterio que al principio se definen los coeficientes de película:

$$h_{int} = 40 \frac{W}{m^2 K}$$

$$h_{ext} = 10 \frac{W}{m^2 K}$$

Con todos los datos quedaría:

$$P_{pérdidas\ paredes} \sim 0,7\ kW$$

Por lo tanto la carga térmica total a vencer en verano es:

$$P_{totales\ verano} = P_T + P_{pérdidas\ suelo} + P_{pérdidas\ paredes} = 10,7\ kW \sim 11\ kW$$

- Invierno ($T_{ext}=-3^\circ C$; $T_{int}=23^\circ C$)



$$|Q_{vehículo}| = 34840 \text{ kJ}$$

Para la potencia necesaria en la situación de invierno se hace el mismo razonamiento que en verano.

Para la carga térmica debido a los vehículos esto da:

$$P_T = P_{12} + P_{21} + P_{30} \sim 12 \text{ kW}$$

Las pérdidas por el suelo de la sala:

$$P_{pérdidas \text{ suelo}} = 2313 \text{ W} \sim 3 \text{ kW}$$

Las pérdidas por las paredes:

$$P_{pérdidas \text{ paredes}} = 1059 \sim 1,1 \text{ kW}$$

$$P_{totales \text{ invierno}} = P_T + P_{pérdidas \text{ suelo}} + P_{pérdidas \text{ paredes}} = 16,1 \text{ kW}$$

Una vez halladas las potencias térmicas necesarias es posible calcular la necesidad de caudal en la sala. Se calcula de la misma manera que en los casos anteriores, usando el diagrama psicrométrico. La única diferencia que se va a introducir es la tolerancia en la temperatura. Ya que un requisito para que el coche este macerado será que tenga la temperatura objetivo con un margen de un grado. Por lo tanto se considera en la sala:

$$T_{in} = 22 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$T_{out} = 24 \text{ }^\circ\text{C}$$

Consultando el diagrama psicrométrico:

$$h_e = 45 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$h_s = 47,5 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

Considerando el mayor requisito de carga térmica (16,1 kW)

$$P = \dot{M}_a \cdot \Delta h$$

$$\dot{M}_a = 23200 \frac{\text{kg}}{\text{h}}$$

Siendo el volumen específico = 0,85 m³/kg



$$\dot{V}_a = 19720 \frac{m^3}{h}$$

Teniendo la sala de maceración una superficie de 213 m² el ratio de m³/m²h es igual a 92. Por lo que se cumple el mínimo de 80 m³/m²h establecido en las consideraciones iniciales.

Para determinar el caudal de aire fresco necesario se recurre al código técnico de edificación como referencia. En el documento básico HS3 Tabla 2.2 se especifica que para los garajes es necesario una renovación de aire de 120 l/s plaza. La capacidad de esta sala de maceración es de 15 vehículos por lo que:

$$\dot{V}_{fresco} = 1800 \frac{l}{s} = 6480 \frac{m^3}{h}$$

$$\dot{V}_{Total} = 19720 \frac{m^3}{h}$$

6.2.9. Resto de áreas del centro técnico

Para el resto de las áreas del edificio (talleres, oficinas, pasillos, baños...) se han realizado los cálculos de ventilación de manera similar atendiendo en cada caso a sus necesidades o peculiaridades. Su cálculo está reflejado en el Excel que se puede encontrar en el anexo 2.6 pero por su poco interés en nuestra aplicación y su relativa poca influencia no se van a desglosar en detalle.

6.3. Cálculo de las necesidades de suministro de fluidos

En este apartado se va a calcular las necesidades por sala y para todo el edificio de los distintos fluidos que son necesarios en el centro técnico como son el agua de torre, agua helada, agua caliente y aire comprimido.

Cada sala de ensayo tiene sus propios equipos de acondicionamiento de fluidos, pero abastecimiento de agua glicolada viene un sistema centralizado que suministra el caudal necesario a cada sala. El cálculo más sencillo sería multiplicar directamente la potencia por el número de salas. Pero de este cálculo resultaría una potencia totalmente desproporcionada ya que significaría que todas las salas están funcionando a la vez al 100% de potencia. Como la probabilidad de que pase eso es muy baja se suponen dos factores experimentales para reducir la potencia total requerida:



- Factor de uso: Pondera el que una sala no va a estar siempre trabajando al 100% de capacidad. Tanto porque el ciclo que siga el motor no exija el 100% como por que una sala no está siempre funcionando. Se invierte bastante tiempo en preparar un motor en su interior. Se estima un 0,7 como factor de uso
- Factor de simultaneidad: Este pondera en que aun estando las salas al 100% no todas las salas estarán al 100% al mismo tiempo. Algunas estarán cambiando el motor, con otra parte del ciclo, mantenimiento... Se estima un 0,7 como factor de simultaneidad

6.3.1. Cálculo de las necesidades de agua de torre (38/53°C)

Este fluido se utiliza principalmente para refrigerar los equipos del interior de la sala de motor, como el acondicionador de agua o aceite del motor. Este circuito consta de agua glicolada que recoge la carga térmica de los equipos y se enfría en unas torres de enfriamiento situadas en el tejado del edificio. Estas torres hacen pasar el agua glicolada por unos intercambiadores liquido-aire con ventilación forzada, al igual que el radiador de un automóvil.

Para conocer la cantidad de caudal necesario es preciso recurrir de nuevo a la distribución de energía de motor (Tablas.6.12 y 6.14), este fluido solo se usa en las salas de motor LD 350 kW y HD 550 kW. Aunque parte de este calor se ha considerado que puede ir a la sala por convección/radiación (~10%) para este cálculo se tendrá en cuenta que los tubos están perfectamente aislados y no hay fugas de calor. Así, esta estimación estará del lado de la seguridad (Tabla 6.20).

Tabla.6.20 Potencias térmica en los fluidos del motor

	LD 350 kW (Gasolina)	HD 550kW
Calor al refrigerante (Aceite + agua)	249	157.1

Estos valores recibidos del cliente engloban la carga térmica cedida al refrigerante y al aceite. Ya que los equipos que acondicionan cada fluido son independientes hay que discriminar de algún modo la carga térmica que le corresponde a cada uno. En este caso se supondrá basado en otros proyectos que el 60% de la carga es cedida al refrigerante y el 40% al aceite motor. Aplicando este criterio los números quedan (tabla 6.21):

Tabla.6.21 Potencias necesarias para los equipos de fluidos

	LD 350 kW (Gasolina)	HD 550kW
Calor al aceite	~100	~63
Calor al agua	~150	~95



Como primera estimación se consideran estos números directamente como las potencias necesarias para los equipos. En una tabla quedaría (Tabla 6.22)

Tabla.6.22 Potencias necesarias para los equipos de fluidos.

Potencia del equipo necesaria por sala	LD 350 kW (kW)	HD 550kW (kW)
Acondicionador de aceite	100	63
Acondicionador del refrigerante	150	95

Después de aplicar los factores antes mencionados ($P_{total} * 0.7 * 0.7 = P_{total} * 0.49$) queda que la potencia requerida global es aproximadamente el 50% de la suma de todas las potencias individuales.

Con estas consideraciones las potencias de agua de torre en el edificio para las zonas técnicas quedarían (tabla 6.23).

Tabla.6.23 Cálculo potencia agua de torre

kW AGUA DE TORRE (38/53°C)					
	kW por equipo	Nº salas	kW totales por equipo	kW Consumo total (P_{total})	kW Consumo total ponderado ($P_{total} * 0.49$)
Acond. Aceite LD 350	100	8	800	2632	1290
Acond. Aceite HD 550	63	4	252		
Acond. refrigerante LD 350	150	8	1200		
Acond. refrigerante HD 550	95	4	380		

El siguiente paso es calcular con estas potencias y sabiendo el ΔT (impulsión/retorno) los caudales necesarios. Así pueden estimarse los tubos y las bombas necesarias.



Este cálculo se realizará de la siguiente manera:

$$P = \dot{V}_{Refrigerante} \cdot \frac{\rho}{3,6} \cdot C_{Refrigerante} \cdot (T_s - T_e)$$

Despejando el flujo másico:

$$\dot{V}_{Refrigerante} = \frac{3,6 \cdot P}{(T_e - T_s) \cdot \rho \cdot C_{refrigerante}}$$

Siendo: $P = \text{Carga térmica}$;

$$C_{Refrigerante}^{10} = 3.89 \frac{kJ}{kgK}; (T_s - T_e) = 15K; \rho^{11} = 1030 \frac{kg}{m^3}$$

Los resultados se muestran en la tabla.6.24.

Tabla.6.24 Cálculo caudales agua de torre

m ³ /h AGUA DE TORRE (38/53°C)				
	kW por equipo	Flujo másico (m ³ /h)	Nº Salas	(m ³ /h) Caudal total ponderado (m _{total} *0.49)
Acond. Aceite LD 350	100	6	8	75
Acond. Aceite HD 550	63	3,8	4	
Acond. refrigerante LD 350	150	9	8	
Acond. refrigerante HD 550	95	5,7	4	

¹⁰ Dato obtenido de la Fig.6.17 considerando etilenglicol 30% y un rango de temperaturas 38/53°C

¹¹ Dato obtenido de la Fig 6.17 considerando etilenglicol 30% y un rango de temperaturas 38/53°C

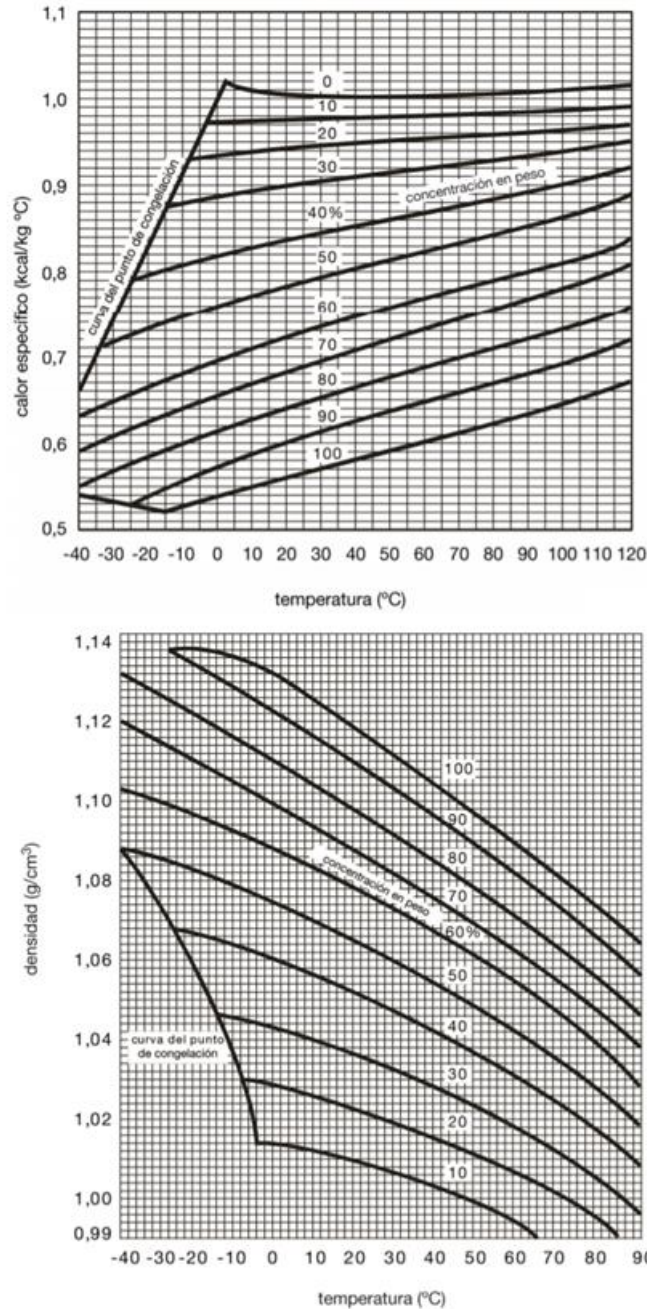


Fig.6.17 [29] Valores del calor específico y densidad del agua glicolada

6.3.2. Cálculo de las necesidades de agua helada (6/12°C)

Este circuito se usa para refrigerar equipos que tienen unas necesidades más específicas o que requieren una temperatura menor. El circuito de agua helada consta a su vez de dos subcircuitos. El primero es el que lleva el agua glicolada que alimenta a los equipos que lo necesitan. El segundo es un circuito de refrigeración por gas, situado habitualmente en el tejado del edificio. Estos dos circuitos se “conectan” mediante un intercambiador que es el que permite que el agua glicolada se suministre a los equipos a 6°C.

Para este cálculo se procederá de la misma manera que en el agua de torre.



Se identificará los equipos que lo requieren y su carga térmica a eliminar y con eso se calcula la potencia ponderada para todas las salas.

En la tabla 6.25 vemos los equipos que necesitar agua helada por tipo de sala.

Tabla.6.25 Equipos que requieren agua helada 6/12°C

Sala motor LD	Sala motor HD	Sala de vehículo CD	Sala de emisiones	Sala de maceración
(CAC) Intercooler	(CAC) Intercooler	UTA	UTA	UTA
UTA	UTA	Unidad de aire fresco	UTA aire fresco	
Acondicionador de combustible	Acondicionador de combustible			
UTA aire fresco para combustión				

Para realizar estos cálculos se tendrán en cuenta los datos obtenidos en apartados anteriores a los que haremos referencia.

Sala Motor LD

En esta sala hay tres equipos que precisan agua helada: El acondicionador del intercooler (CAC), La unidad de tratamiento de aire (UTA) y el acondicionador de combustible.

La potencia necesaria del Acond. Intercooler se obtendrá del apartado 6.1.1 dónde se estimó la carga térmica como un 8,7% de la potencia total del combustible. Esto es 62,2 kW (77,8-15,6) de calor que hay que extraer del equipo, contando con que un 20% (15,6 kW) se cede al ambiente.

Para el acondicionador de combustible se obtiene tras consultar el manual del equipo que para el consumo de combustible esperado la potencia requerida de agua helada es aproximadamente 6 kW

En el caso del consumo de la UTA hay que discriminar varios caudales de aire. Por un lado, está la corriente de aire recirculado que elimina la carga térmica de la sala, por otra parte, está el aire fresco que entra en la sala y que hay que acondicionar desde la temperatura ambiente y por último el caudal de aire de dilución que enfría los gases del escape y de forma indirecta elimina parte de la carga térmica de la sala.

En el peor de los casos según el promedio de temperaturas de la zona dónde va a realizarse el proyecto es que la temperatura ambiente sea de 40°C y un 60% de humedad en verano. Por lo tanto, todo el aire fresco que se introduzca

en la sala ha de tratarse desde esas condiciones a la temperatura de sala $\sim 20^{\circ}\text{C}$. El proceso que va a seguir el flujo en este caso es el siguiente: Se enfría el aire a 15°C , esto va a condensar agua, después mediante una resistencia eléctrica o una batería de agua caliente se regula la temperatura del caudal a 20°C . Aunque esto es una ineficiencia termodinámica (enfriar de más para luego calentar) si no se hace se estaría introduciendo a la sala aire con una humedad del 100% lo que podría ocasionar gotas en el aire de entrada. Introduciendo estos datos en el diagrama psicrométrico queda:

$$T_e = 40^{\circ}\text{C}; HR_e = 60\%; T_s = 15^{\circ}\text{C}$$

$$h_e = 112 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}; h_s = 43 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$\Delta h = 69 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

Del apartado 6.1.1 el gasto másico de aire fresco:

$$\dot{M}_{fresco\ máx.} = 10358 \frac{\text{kg}}{\text{h}}$$

Por lo que la potencia máxima necesaria para enfriar el aire fresco es:

$$P_{fresco\ máx.} = \dot{M}_{fresco\ máx.} * \Delta h \sim 200\text{kW}$$

A esta potencia hay que sumarle lo que cuesta acondicionar el caudal de aire recirculado. Por los cálculos en el apartado de ventilación, es conocida que la temperatura máxima de salida es de 40°C y que el

$$\dot{V}_{total} = 28917 \frac{\text{m}^3}{\text{h}} \rightarrow \dot{M}_{total} = 34020 \frac{\text{kg}}{\text{h}}$$

$$\text{por lo que: } \dot{M}_{recirculado\ mín.} = \dot{M}_{total} - \dot{M}_{fresco\ máx.} = 23662 \frac{\text{kg}}{\text{h}}$$

Y las condiciones del aire son:

$$T_e = 40^{\circ}\text{C}; HR_e = 70\%; T_s = 20^{\circ}\text{C}$$

$$h_e = 67 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}; h_s = 43 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$\Delta h = 24 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$P_{recirculado} = \frac{\dot{M}_{recirculado\ mín.}}{3600} \cdot \Delta h = 158\text{ kW}$$



$$P_{total\ máx} = P_{recirculado} + P_{fresco\ máx.} = 358\ kW$$

Este es el consumo máximo de agua helada del equipo. Cuanto menor será el aire fresco necesario o las condiciones del exterior sean más favorables la potencia necesaria será más similar a la potencia emitida en la sala.

Resumiendo en la tabla 6.26 los consumos de agua helada para las salas LD:

Tabla 6.26 Consumos agua helada sala LD

Equipo	Consumo (kW)
Acond. Intercooler	62,2
Acond. Combustible	6
UTA	358

Sala Motor HD

En esta sala los consumidores son los mismos que en la sala motor LD, solo cambia la potencia necesaria. Por lo tanto, los cálculos realizados serán los mismos.

-Acond. Intercooler: 95 kW

-Acond. Combustible: 8 kW

-UTA: Las condiciones críticas son las mismas que para el motor LD solo cambian los flujos másicos. Que son:

$$\dot{M}_{fresco\ máx.} = 7705 \frac{kg}{h}; \dot{M}_{Total} = 46044 \frac{kg}{h}; \dot{M}_{recirculado\ mín.} = 38339 \frac{kg}{h}$$

Para el caudal de aire fresco:

$$T_e = 40^\circ C; HR_e = 60\%; T_s = 15^\circ C$$

$$h_e = 112 \frac{kJ}{kg}; h_s = 43 \frac{kJ}{kg}$$

$$\Delta h = 69 \frac{kJ}{kg}$$

$$P_{fresco\ máx.} = \frac{\dot{M}_{fresco\ máx.}}{3600} \cdot \Delta h = 148\ kW$$



Para el aire recirculado:

$$T_e = 40^\circ\text{C}; HR_e = 20\%; T_s = 20^\circ\text{C}$$

$$h_e = 67 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}; h_s = 43 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$\Delta h = 24 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$P_{\text{recirculado}} = \frac{\dot{M}_{\text{recirculado mín.}}}{3600} \cdot \Delta h = 256 \text{ kW}$$

$$P_{\text{total máx}} = P_{\text{recirculado}} + P_{\text{fresco máx.}} = 404 \text{ kW}$$

Resumen de los consumos para las salas HD (Tabla 6.27):

Tabla 6.27 Consumos agua helada sala HD

Equipo	Consumo (kW)
Acond. Intercooler	95
Acond. Combustible	8
UTA	404

Suministro centralizado de aire de combustión

Este sistema únicamente consiste en una UTA que suministra aire fresco para la combustión a las salas motor LD y HD. Las condiciones son iguales a los casos anteriores:

$$T_e = 40^\circ\text{C}; HR_e = 60\%; T_s = 15^\circ\text{C}$$

$$h_e = 112 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}; h_s = 43 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$\Delta h = 69 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$\dot{V}_{\text{Combustión}} = 11179 \frac{\text{m}^3}{\text{h}} \rightarrow \dot{M}_{\text{Combustión}} = 13152 \frac{\text{kg}}{\text{h}}$$

$$P_{\text{combustión}} = \frac{\dot{M}_{\text{combustión}}}{3600} \cdot \Delta h = 252 \text{ kW}$$

Resultados en la tabla 6.28.

Tabla 6.28 Consumos agua helada UTA para el aire de combustión

Equipo	Consumo (kW)
UTA	252

Sala de vehículo CD 200 kW

En este caso los únicos consumidores es la unidad de tratamiento de aire. El cálculo es igual que para los casos anteriores.

Aire fresco:

$$T_e = 40^\circ\text{C}; HR_e = 60\%; T_s = 15^\circ\text{C}$$

$$h_e = 112 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}; h_s = 43 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$\Delta h = 69 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$\dot{V}_{fresco\ máx.} = 6095 \frac{\text{m}^3}{\text{h}} \rightarrow \dot{M}_{fresco\ máx.} = 7171 \frac{\text{kg}}{\text{h}}$$

$$P_{fresco\ máx.} = \frac{\dot{M}_{fresco\ máx.}}{3600} \cdot \Delta h = 137\text{kW}$$

Aire recirculado:

$$\dot{V}_{Total} = 45288 \frac{\text{m}^3}{\text{h}}$$

$$\dot{V}_{Recirculado} = \dot{V}_{Total} - \dot{V}_{fresco\ máx.} = 39188 \frac{\text{m}^3}{\text{h}} \rightarrow \dot{M}_{Recirculado} = 46044 \frac{\text{kg}}{\text{h}}$$

Y las condiciones del aire son:

$$T_e = 40^\circ\text{C}; HR_e = 70\%; T_s = 20^\circ\text{C}$$

$$h_e = 67 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}; h_s = 43 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$\Delta h = 24 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$P_{recirculado} = \frac{\dot{M}_{recirculado\ mín.}}{3600} \cdot \Delta h = 300\text{ kW}$$

En la tabla 6.29 está el resumen de los consumos para la sala de vehículo CD 200 kW:

Tabla 6.29 Consumos agua helada sala CD 200 kW

Equipo	Consumo (kW)
Equipo aire fresco	137
UTA	300

Salas de emisiones doble y simple

En este tipo de salas el único consumidor de agua helada es la ventilación, como simplificación se calculará la potencia necesaria como si no se recirculara nada en las salas.

Las condiciones climáticas críticas son las mismas que para las salas de ensayo

$$T_e = 40^\circ\text{C}; HR_e = 60\%; T_s = 15^\circ\text{C}$$

$$h_e = 112 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}; h_s = 43 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$\Delta h = 69 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

-Salas de emisiones doble:

$$\dot{V}_{\text{recirculado}} = 1726 \frac{\text{m}^3}{\text{h}} \rightarrow \dot{M}_{\text{recirculado}} = 2030 \frac{\text{kg}}{\text{h}}$$
$$P_{\text{total máx}} = 39 \text{ kW}$$

-Salas de emisiones simple:

En este caso todo el aire de la sala se considera aire fresco que es suministrado por la UTA común, por lo que no se considera carga térmica en esta sala.

-Suministro centralizado de aire fresco:

$$\dot{V}_{\text{Total}} = 18522 \frac{\text{m}^3}{\text{h}} \rightarrow \dot{M}_{\text{Total}} = 21790 \frac{\text{kg}}{\text{h}}$$
$$P_{\text{total máx}} = 418 \text{ kW}$$

Resumen de los consumos para las salas de emisiones en la tabla 6.30.

Tabla 6.30 Consumos agua helada salas de emisiones

Equipo	Consumo (kW)
UTA sala doble	39
UTA sala simple	0
UTA aire fresco central	418

Sala de maceración

En este caso los únicos consumidores es la unidad de tratamiento de aire. El cálculo es igual que para los casos anteriores.

Aire fresco:

$$T_e = 40^\circ\text{C}; HR_e = 60\%; T_s = 15^\circ\text{C}$$

$$h_e = 112 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}; h_s = 43 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$\Delta h = 69 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$\dot{V}_{fresco\ máx.} = 6480 \frac{\text{m}^3}{\text{h}} \rightarrow \dot{M}_{fresco\ máx.} = 7623 \frac{\text{kg}}{\text{h}}$$

$$P_{fresco\ máx.} = \frac{\dot{M}_{fresco\ máx.}}{3600} \cdot \Delta h = 146 \text{ kW}$$

Aire recirculado:

$$\dot{V}_{Total} = 19720 \frac{\text{m}^3}{\text{h}}$$

$$\dot{V}_{Recirculado} = \dot{V}_{Total} - \dot{V}_{fresco\ máx.} = 13240 \frac{\text{m}^3}{\text{h}} \rightarrow \dot{M}_{Recirculado} = 15576 \frac{\text{kg}}{\text{h}}$$

Y las condiciones del aire son:

$$T_e = 24^\circ\text{C}; HR_e = 70\%; T_s = 22^\circ\text{C}$$

$$h_e = 45 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}; h_s = 47,5 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$\Delta h = 2,5 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$



$$P_{recirculado} = \frac{\dot{M}_{recirculado\ mín.}}{3600} \cdot \Delta h = 11\ kW$$

$$P_{Total} = P_{recirculado} + P_{fresco\ máx.} = 157\ kW$$

Resumen de los consumos para la sala de maceración (Tabla 6.31):

Tabla 6.31 Consumos agua helada sala maceración

Equipo	Consumo (kW)
UTA	157

Resto de áreas del centro técnico

Para el resto de las áreas del edificio (talleres, oficinas, pasillos, baños...) se han realizado los cálculos de manera similar atendiendo en cada caso a sus necesidades o peculiaridades. Su cálculo está reflejado en el Excel que se puede encontrar en el anexo 2.6. Pero por su poco interés en nuestra aplicación y su relativa poca influencia no se van a desglosar en detalle.

Caudales necesarios

Una vez se ha calculado la potencia necesaria en cada equipo de cada sala, ya es posible hallar los caudales necesarios. Para ello se sigue el mismo procedimiento que para el agua de torre, se suman todas las potencias y se aplica el factor de uso y el factor de simultaneidad ($0,7 \cdot 0,7 = 0,49$).

En la tabla 6.32 se muestra una tabla con la potencia requerida en cada equipo y la potencia total.

Tabla.6.32 Cálculo potencia agua helada.

kW AGUA DE HELADA (6/12°C)					
	kW por equipo	Nº salas	kW totales por equipo	kW Consumo total (P _{total})	kW Consumo total ponderado (P _{total} *0.49)
Intercooler LD	62,2	8	497,6	8469,7	4150,2
UTA LD	358	8	2864		
Acond. Combustible LD	6	8	48		
Intercooler HD	95	4	380		
UTA HD	404	4	1616		
Acond. Combustible HD	8	4	32		
UTA aire combustión	252	1	252		
UTA CD	300	2	600		
Unidad aire fresco CD	137	2	274		
UTA sala maceración	157	1	157		
UTA emisiones doble	39	4	156		
UTA aire fresco emisiones	418	1	418		
Resto de areas	1175,1	1	1175,1		

Este cálculo se realizará de la siguiente manera:

$$P = \dot{V}_{refrigerante} \cdot \frac{\rho}{3,6} \cdot C_{Refrigerante} * (T_s - T_e)$$

Despejando el flujo másico:

$$\dot{V}_{refrigerante} = \frac{3,6 \cdot P}{(T_e - T_s) \cdot \rho \cdot C_{refrigerante}}$$

Siendo: $P = \text{Carga térmica};$



$$C_{Refrigerante}^{12} = 3.76 \frac{kJ}{kgK}; (Ts - Te) = 6 K; \rho^{13} = 1045 \frac{kg}{m^3}$$

Los resultados se muestran en la tabla.6.33

Tabla.6.33 Cálculo caudal de agua helada.

	kW por equipo	m kg/h	m m3/h	Nº salas	m kg/h Consumo total (m total)	m3/h Consumo total ponderado (mtotal*0.49)
Intercooler LD	62,2	9920,3	9,5	8	79362	633
UTA LD	358	57097,3	54,6	8	456778	
Acond. Combustible LD	6	956,9	0,9	8	7656	
Intercooler HD	95	15151,5	14,5	4	60606	
UTA HD	404	64433,8	61,7	4	257735	
UTA aire combustión	252	40191,4	38,5	1	40191	
Acond. Combustible HD	8	1275,9	1,2	4	5104	
UTA CD	300	47846,9	45,8	2	95694	
Unidad aire fresco CD	137	21850,1	20,9	2	43700	
Sala de maceración	157	25039,9	24,0	1	25040	
UTA aire fresco emisiones	418	66666,7	63,8	1	66667	
UTA emisiones doble	39	6220,1	6,0	4	24880	
Resto de áreas	1175,1	187416,3	179,3	1	187416	

¹² Dato obtenido de la Fig.6.18 considerando etilenglicol 30% y un rango de temperaturas 6/12°C

¹³ Dato obtenido de la Fig 6.18 considerando etilenglicol 30% y un rango de temperaturas 6/12°C

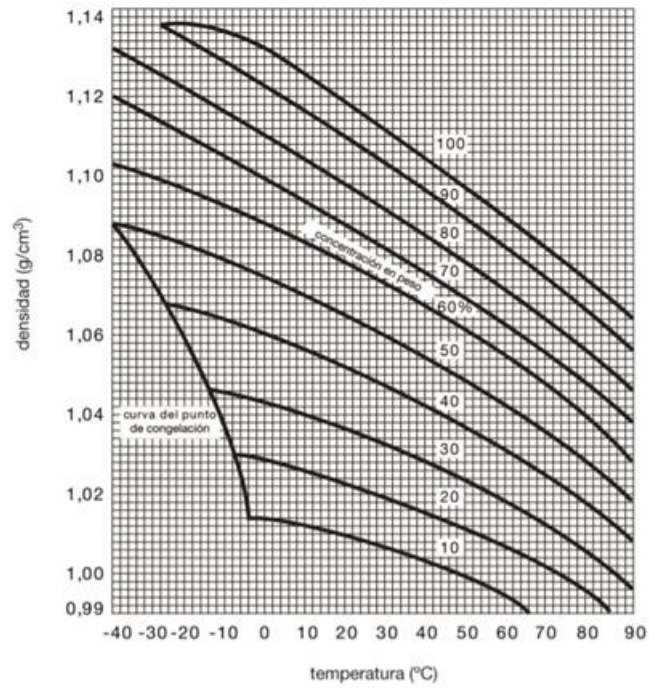
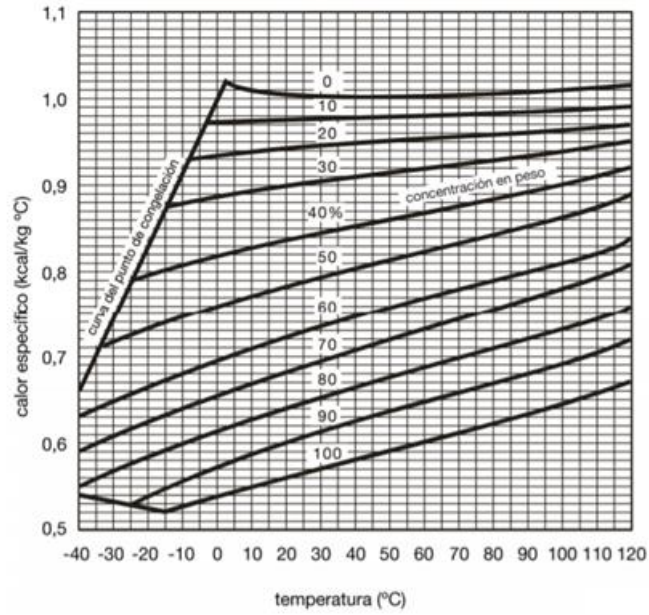


Fig.6.18 [29] Valores del calor específico y densidad del agua glicolada



6.3.3. Cálculo de las necesidades de agua caliente (90/40°C)

De igual manera que se necesita eliminar la carga térmica de la sala para mantener las condiciones necesarias. En ciertos casos es necesario calentar el aire para conseguir el mismo punto. Si bien es cierto que la potencia necesaria es mucho menor ya que la propia carga generada por el funcionamiento de la sala calienta la sala.

Normalmente este calentamiento se hace mediante resistencias eléctrica en la UTA, pero debido a que hay un gran número de salas, compensa instalar un sistema de calentamiento de agua similar al de una enfriadora pero con el circuito invertido. Aunque la instalación es más compleja y costosa, el consumo es mucho menor.

Los cálculos realizados son similares a los anteriores, basados en las diferencias de entalpías del diagrama psicrométrico entre los dos estados del aire.

Para todos las salas el único equipo que precisa de agua caliente es la UTA o la unidad de aire fresco en caso de tenerla.

Como simplificación en los cálculos se considerara como que la única corriente de aire que se caliente es la de aire fresco. Esto es debido a que las salas están aisladas térmicamente con lana de roca, además que las salas contiguas tienen una temperatura similar a la de las salas de ensayo por lo que se pueden suponer las pérdidas térmicas despreciables comparándolas con la potencia necesaria para acondicionar el aire fresco que viene del exterior.

Sala Motor LD

Las condiciones climáticas críticas en invierno son:

$$T_e = -3^\circ\text{C}; HR_e = 80\%; T_s = 20^\circ\text{C}$$

Introduciendo estos valores en el diagrama psicrométrico:

$$h_e = 3 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}; h_s = 28 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$\Delta h = 25 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

El aire fresco máximo a tratar es:

$$\dot{M}_{fresco\ máx.} = 10358 \frac{\text{kg}}{\text{h}}$$



Por lo tanto la potencia de calor necesaria:

$$P_{fresco\ máx.} = \frac{\dot{M}_{fresco\ máx.}}{3600} \cdot \Delta h = 72\ kW$$

Sala Motor HD

Las condiciones climáticas críticas en invierno son:

$$T_e = -3^\circ C; HR_e = 80%; T_s = 20^\circ C$$

Introduciendo estos valores en el diagrama psicrométrico:

$$h_e = 3 \frac{kJ}{kg}; h_s = 28 \frac{kJ}{kg}$$

$$\Delta h = 25 \frac{kJ}{kg}$$

El aire fresco máximo a tratar es:

$$\dot{M}_{fresco\ máx.} = 7705 \frac{kg}{h}$$

Por lo tanto la potencia de calor necesaria:

$$P_{fresco\ máx.} = \frac{\dot{M}_{fresco\ máx.}}{3600} \cdot \Delta h = 54\ kW$$

Sistema centralizado de aire de combustión

Las condiciones climáticas críticas son las mismas que para las salas de ensayo

$$T_e = -3^\circ C; HR_e = 80%; T_s = 20^\circ C$$

$$h_e = 3 \frac{kJ}{kg}; h_s = 28 \frac{kJ}{kg}$$

$$\Delta h = 25 \frac{kJ}{kg}$$

-UTA aire fresco:

$$\dot{V}_{combustión} = 11179 \frac{m^3}{h} \rightarrow \dot{M}_{combustión} = 13152 \frac{kg}{h}$$
$$P_{combustión} = 91\ kW$$



Salas de emisiones doble y simple

Las condiciones climáticas críticas son las mismas que para las salas de ensayo

$$T_e = -3^{\circ}\text{C}; HR_e = 80\%; T_s = 20^{\circ}\text{C}$$

$$h_e = 3 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}; h_s = 28 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$\Delta h = 25 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

-Salas de emisiones doble:

$$\dot{V}_{\text{Recirculado}} = 1726 \frac{\text{m}^3}{\text{h}} \rightarrow \dot{M}_{\text{Recirculado}} = 2030 \frac{\text{kg}}{\text{h}}$$
$$P_{\text{recirculado}} = 14 \text{ kW}$$

-Salas de emisiones simple:

$$\dot{V}_{\text{Total}} = 3800 \frac{\text{m}^3}{\text{h}} \rightarrow \dot{M}_{\text{Total}} = 4523 \frac{\text{kg}}{\text{h}}$$
$$P_{\text{total máx}} = 31 \text{ kW}$$

-Suministro centralizado de aire fresco:

$$\dot{V}_{\text{Total}} = 18522 \frac{\text{m}^3}{\text{h}} \rightarrow \dot{M}_{\text{Total}} = 21790 \frac{\text{kg}}{\text{h}}$$
$$P_{\text{total máx}} = 151 \text{ kW}$$

Sala de ensayo para vehículos CD 200 kW

Las condiciones climáticas críticas en invierno son:

$$T_e = -3^{\circ}\text{C}; HR_e = 80\%; T_s = 20^{\circ}\text{C}$$

Introduciendo estos valores en el diagrama psicrométrico:

$$h_e = 3 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}; h_s = 28 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$



$$\Delta h = 25 \frac{kJ}{kg}$$

El aire fresco máximo a tratar es:

$$\dot{M}_{fresco\ máx.} = 7171 \frac{kg}{h}$$

Por lo tanto la potencia de calor necesaria:

$$P_{fresco\ máx.} = \frac{\dot{M}_{fresco\ máx.}}{3600} \cdot \Delta h = 50\ kW$$

Sala de maceración

Las condiciones climáticas críticas en invierno son:

$$T_e = -3^\circ C; HR_e = 80%; T_s = 22^\circ C$$

Introduciendo estos valores en el diagrama psicrométrico:

$$h_e = 3 \frac{kJ}{kg}; h_s = 30 \frac{kJ}{kg}$$

$$\Delta h = 27 \frac{kJ}{kg}$$

El aire fresco máximo a tratar es:

$$\dot{M}_{fresco\ máx.} = 7623 \frac{kg}{h}$$

Por lo tanto la potencia de calor necesaria:

$$P_{fresco\ máx.} = \frac{\dot{M}_{fresco\ máx.}}{3600} \cdot \Delta h = 58\ kW$$

Resto de áreas del centro técnico

Para el resto de las áreas del edificio (talleres, oficinas, pasillos, baños...) se han realizado los cálculos de manera similar atendiendo en cada caso a sus necesidades o peculiaridades. Su cálculo está reflejado en el Excel que se puede encontrar en el anexo 2.6. Pero por su poco interés en nuestra aplicación y su relativa poca influencia no se van a desglosar en detalle.

Caudales necesarios

Una vez se ha calculado la potencia necesaria en cada equipo de cada sala, ya es posible hallar los caudales necesarios. Para ello se sigue el mismo procedimiento que para el agua de torre y el agua helada, se suman todas las potencias y se aplica el factor de uso y el factor de simultaneidad (0,7·0,7=0,49). En este caso debido a las temperaturas no se usa agua glicolada. Por lo que se asume la capacidad calorífica y la densidad del agua.

En la tabla 6.33 se muestra una tabla con la potencia requerida en cada equipo y la potencia total.

Tabla. 6.34 Cálculo potencia requerida de agua caliente.

kW AGUA DE CALIENTE (90/40°C)					
	kW por equipo	Nº salas	kW totales por equipo	kW Consumo total (P _{total})	kW Consumo total ponderado (P _{total} *0.49)
UTA LD	72	8,0	576,0	1443	707
UTA HD	54	4,0	216,0		
UTA combustión	91	1,0	91,0		
Sala de Maceración	58	1,0	58,0		
UTA aire fresco emisiones	151	1,0	151,0		
UTA emisiones doble	14	4,0	56,0		
Unidad aire fresco CD	50	2,0	100,0		
Resto de áreas	195,4	1,0	195,4		

Este cálculo se realizará de la siguiente manera:

$$P = \dot{V}_{Refrigerante} \cdot \frac{\rho}{3600} \cdot C_{Refrigerante} \cdot (T_s - T_e)$$

Despejando el flujo másico:

$$\dot{V}_{Refrigerante} = \frac{3600 \cdot P}{(T_e - T_s) \cdot \rho \cdot C_{refrigerante}}$$

Siendo: $\dot{Q} = \text{Carga térmica}$;

$$C_{Refrigerante} = 4,18 \frac{kJ}{kgK}; (T_s - T_e) = 50^\circ C; \rho = 1000 \frac{kg}{m^3}$$

Los resultados se muestran en la tabla.6.34

Tabla.6.35 Cálculo caudal de agua caliente.

	kW por equipo	m kg/h	m m3/h	Nº salas	m kg/h Consumo total (m total)	m3/h Consumo total ponderado (m total*0.49)
UTA LD	72	1240,2	1,2	8,0	9922	12
UTA HD	54	930,1	0,9	4,0	3721	
UTA combustión	91	1567,5	1,6	1,0	1567	
Sala de Maceración	58	999,0	1,0	1,0	999	
UTA aire freco emsiones	151	2601,0	2,6	1,0	2601	
UTA emisiones doble	14	241,1	0,2	4,0	965	
Unidad aire fresco CD	50	861,2	0,9	2,0	1722	
Resto de áreas	195,4	3365,7	3,4	1	3366	

6.3.4. Cálculo de las necesidades de aire comprimido (8 bar)

Para obtener las necesidades de aire comprimido y la definición completa del circuito se precisa de dos parámetros de diseño. Valor medio y valor pico. Se definen como sigue:

- Valor medio: Es el consumo medio estimado del equipo, generalmente dado en litros por minuto (lpm) con este valor se dimensionan los compresores que van a ser necesarios para abastecer al sistema y el tanque de inercia asociado. A este valor se le aplica el factor de uso y simultaneidad a la hora de ponderar el consumo total.
- Valor pico: Es el consumo máximo del dispositivo en funcionamiento. Este valor se usa para dimensionar las tuberías de suministro y así garantizar unas pérdidas de carga máximas aceptables. Para evitar un sobredimensionamiento en la línea general se aplica el factor de simultaneidad ya que es muy poco probable que todas las válvulas o equipos consuman al mismo tiempo.

En algunos dispositivos, como las válvulas neumáticas, la diferencia entre el valor medio y el valor pico es muy grande. Esto es debido a

que necesitan un gran caudal para abrir o cerrar el actuador pero solo durante un periodo de tiempo muy corto y pocas veces cada hora. Por lo que su consumo a lo largo de una hora es muy pequeño.

El objetivo de este diseño básico no es dimensionar la red de distribución si no los consumos y la potencia necesaria en los equipos. Por ello aunque se dan los dos valores como parámetros de diseño solo se usa para el cálculo el calor medio para así definir el compresor más adecuado.

A la salida del tanque de inercia es necesario que haya una presión disponible de 6-8 bar como parámetro de diseño. Para ello se usara un sistema de compresores que suministre aire a 10 bar al tanque de inercia. Cuando este alcance los 10 bar el sistema de compresores se parará y arrancara de nuevo cuando la presión en el tanque de inercia baje de los 6 bar. En la Fig.6.19 puede verse un esquema de la instalación.

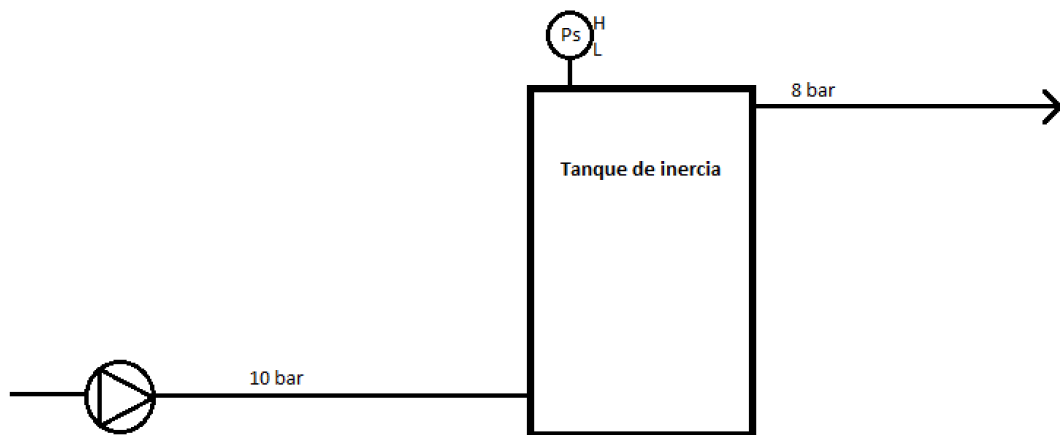


Fig.6.19 Esquema compresor

Este tanque de inercia es necesaria para evitar constantes arranques y paradas de los compresores lo que reduciría su tiempo de vida. Además de evitar fluctuaciones de presión en la línea debido a los mismos compresores.

El cálculo se realizara de la siguiente manera: Mirando los manuales de los equipos a instalar se puede saber el valor pico y medio de consumo que tienen. Para el sistema de válvulas no es tan fácil ya que aún no hay unos planos de detalle de la instalación. Por lo que basándonos en proyectos anteriores se estimará un consumo de aire comprimido (valor pico y valor medio). Con este consumo y la presión de diseño de 10 bar se puede calcular la potencia de los compresores necesaria.

Este consumo se puede ver en el anexo 2.6 el resumen está en la tabla 6.36

Tabla.6.36 Consumos aire comprimido

Valor medio consumo aire comprimido 8 bar (lpm*)				
	lpm por sala	Nº salas	lpm Consumo total (Ptotal)	lpm Consumo total ponderado (Ptotal*0.49)
Sala LD	150	8,0	1200	1438
Sala HD	150	4,0	600	
Sala emisiones simple	75	5,0	375	
Sala emisiones doble	75	4,0	300	
Sala CD	10	2,0	20	
Resto de áreas	572,4	1,0	572	

*Considerando condiciones de 20°C y 1 atm

Considerando el aire comprimido como aire seco aplicamos la ecuación de los gases ideales. (aplicando factores de conversión).

$$\frac{p \cdot 101325}{\rho} = R \cdot (T + 273)$$

Despejando la densidad y calculando para 8 bar y 20 C.

$$\rho_{a \ 8bar} = 9,5 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

Usando esta densidad se calculan los kg/h de gasto partiendo de los lpm hallados anteriormente.

$$\dot{M}_a = 819,66 \frac{\text{kg}}{\text{h}}$$

Del mismo modo la densidad del aire a 10 bar es:

$$\rho_{a \ 10bar} = 11,9 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

Teniendo el mismo gasto másico para ambas presiones el caudal de aire comprimido a 10 bar (Presión a la que trabaja el compresor) es.

$$\dot{V}_{a \ 10bar} = 68,9 \frac{\text{m}^3}{\text{h}}$$



6.3.5. Cálculo de las necesidades de combustible

En este caso el sistema de distribución se planteará de manera diferente. Para evitar variaciones en la presión del combustible debido al propio funcionamiento del sistema de bombeo que dificultaría la medida y control exacto de la cantidad de combustible se hará la distribución por gravedad. Instalando un depósito en la terraza desde el que se suministrara a todas las salas de motor. Para llenar el depósito existirá una bomba que bombee el combustible desde el suelo hasta el depósito.

Para la sala de vehículo es un poco diferente, ya que el propio tanque del vehículo alimenta el motor durante el ensayo, sin embargo el tanque hay que llenarlo antes del ensayo por lo que también hay que incluir ese flujo másico. A la hora de dimensionar la red de distribución sí que es importante, ya que no es el mismo caudal instantáneo suministrar el combustible que consume el motor de forma continua que tener que llenar un tanque tan rápido como se pueda.

De las especificaciones de los motores obtenemos su consumo para cada sala y tipo de combustible.

Tabla 6.37 Consumo combustible

Consumo combustible	N.º Salas	Consumo kg/h	Consumo total ponderado kg/h
HD 550 kW Diesel	4	110,5	534
LD 350 kW Diesel	8	74,9	
LD 200 kW Diesel	2	47,8	
LD 350 kW Gasolina	8	115,4	486
LD 200 kW Gasolina	2	68,6	

Para el posterior cálculo de la potencia de la bomba vamos a incrementar los caudales un 30% aproximadamente. De esta manera en el supuesto caso de un consumo máximo continuado es posible no tener de forma constante la bomba funcionando usando el depósito como “tanque de inercia”. Con esto el flujo quedaría:



$$\rho_{diesel} = 845 \frac{kg}{m^3}; \rho_{gasolina} = 775 \frac{kg}{m^3}$$

Datos de densidad obtenidos de las fichas técnicas de Gasóleo A CEPSA [30] y Gasolina Óptima 98 CEPSA [31]. Resultados en la tabla 6.37

Tabla 6.38 Caudal de diseño de combustible

Consumo total ponderado kg/h	Flujo másico de diseño kg/h	Caudal de diseño m ³ /h
Diesel	694	0,821
Gasolina	632	0,815

6.4. Cálculo de las necesidades de potencia eléctrica

Todo el equipo antes dimensionado funciona con energía eléctrica por lo tanto todos los consumos y potencias se traducen a kVA y kW eléctricos. Todo ello puede traducirse en un coste que será parte del coste de producción del centro técnico. Por ello es importante que los equipos estén bien dimensionados y que no consuman más de lo necesario.

En la mayor parte de los equipos es posible ver en su manual el consumo eléctrico nominal en función del modo de trabajo del equipo. Sin embargo hay otros como las bombas de agua (de torre, helada y caliente) o el compresor/es de aire que es necesario estimar su consumo eléctrico.

Todos los consumos están reflejados en el anexo 2.6. En este apartado solo se van a realizar los cálculos de estos equipos que es necesario dimensionar.

6.4.1. Bombas para agua de torre, agua helada y agua caliente

Para dimensionar las bombas hay que tener en cuenta varios factores. Uno de ellos es la cantidad de caudal necesario, que ya se ha hallado en apartados anteriores y otro es la presión de la línea. Esto depende exclusivamente de las pérdidas de carga en la misma. Estas pérdidas de carga se deben a los metros de tubería, sus accesorios (codos, T, válvulas, reducciones...) y al propio equipo que se suministra, que normalmente consiste en un intercambiador con las válvulas y reguladores necesarios.

Para obtener las pérdidas de carga y con ello la presión necesaria que el sistema de bombeo debe suministrar, es necesario discretizar las distintas "fuentes" de pérdidas. Siendo estas:

-Equipos: Los equipos para su propio funcionamiento necesitan una serie de válvulas y accesorios que inducen pérdidas de carga en el sistema.

-Baterías: Las baterías tanto de agua fría como caliente tienen un funcionamiento similar y precisan de los mismos accesorios. En estos equipos se estima que en funcionamiento nominal la pérdida de carga entre las dos

conexiones es de 2 bar. Como todos los equipos se conectan en paralelo se considerará esta pérdida como la total en el punto de suministro. Esquema en la Fig.6.20 y Fig.6.21

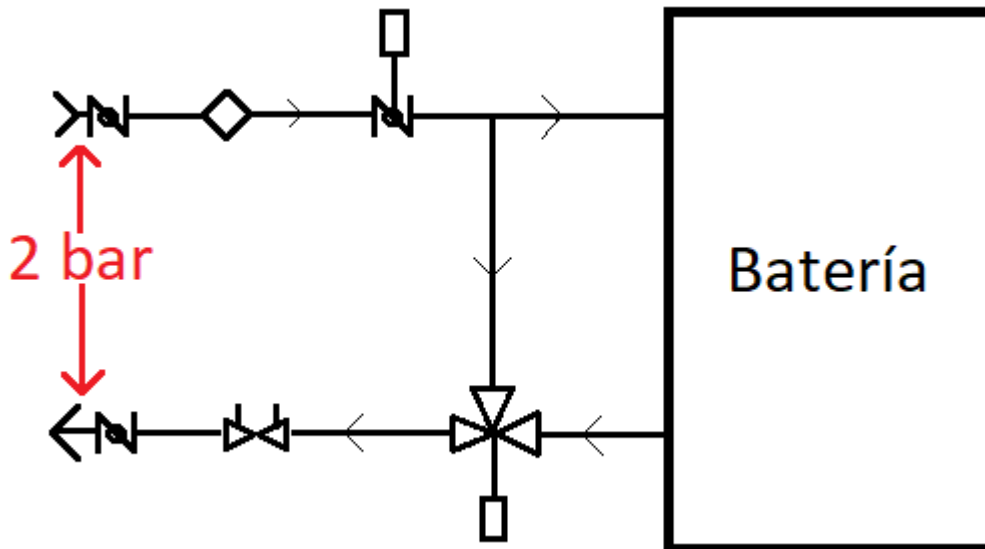


Fig.6.20 Esquema de una batería de frío/calor

-Enfriadoras/Bombas de calor: Del mismo modo que las baterías esta la otra parte del ciclo, dónde el fluido se acondiciona a la temperatura necesaria. En este equipo también se producen unas pérdidas de carga que hay que tener en cuenta. En este caso se considerara que entre la entrada y salida hay aproximadamente 0,5 bar de pérdida.

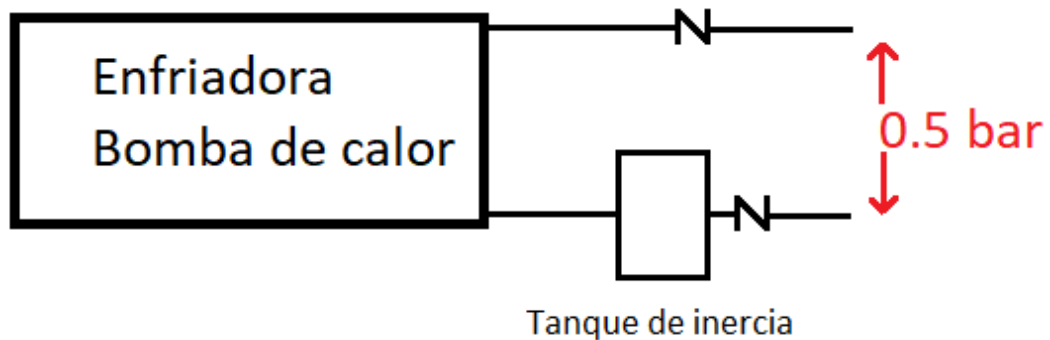


Fig.6.21 Esquema de una unidad enfriadora/bomba de calor

-Tubos y accesorios: Para llevar el fluido desde un punto a otro en circuito cerrado es necesario una red de distribución de tuberías, y estas, producen unas pérdidas de carga que se definen en función del diámetro, caudal, material y recorrido de la línea (codos, T, Y...).

Para dimensionar esta red se va a considerar en los tramos rectos de tubería que las pérdidas para el caudal nominal tienen que ser de 400 Pa/m. Del modelo 3D se estima aproximadamente (siempre una estimación conservadora) unos 100 m de tubería. Esto nos da:



$$p_{p\acute{e}rdidas} = 100 \text{ m} \cdot 400 \frac{\text{Pa}}{\text{m}} = 40000 \text{ Pa} \sim 0.4 \text{ bar}$$

Para el caso de los codos, se ha considerado de la longitud equivalente de un codo es:

$$L_{eq} = 3,5 \text{ m}$$

Se estima del modelo 3D que habrá sobre unos 30 codos aproximadamente. Teniendo en cuenta las pérdidas de 400 Pa/m se tiene:

$$L_{eq.} = 30 \cdot 3,5 = 105 \text{ m}$$

$$p_{p\acute{e}rdidas} = 105 \text{ m} \cdot 400 \frac{\text{Pa}}{\text{m}} = 42000 \text{ Pa} \sim 0.42 \text{ bar}$$

Tenido como pérdidas totales (Equipo más red de distribución)

$$p_{p\acute{e}rdidas \text{ Totales}} = 0,4 + 0,42 + 0,5 + 2 = 3,32 \text{ bar} \sim 4 \text{ bar}$$

Vistos los cálculos es necesario considerar un sistema de bombeo capaz de dar 4 bar de presión para cada circuito (agua helada, agua de torre, agua caliente).

Con este dato y los caudales calculados antes ya se puede estimar la potencia del sistema de bombeo.

Agua de torre

En el apartado 6.3.1 se calculó el caudal que ha de pasar por la bomba, $V_{\text{torre}} = 75 \text{ m}^3/\text{h}$. Con este caudal y la presión que suministra la bomba ya es posible calcular la potencia eléctrica necesaria.

Se considera:

$$P = \text{potencia en W}; \dot{V} = \text{Caudal en } \frac{\text{m}^3}{\text{h}}; p = \text{presion de la bomba en bar};$$

$\varepsilon =$ eficiencia de la bomba ($\sim 85\%$)

$$P = \frac{\dot{V}}{3600} \cdot \frac{p \cdot 101325}{\varepsilon}$$

$$P = 10000 \text{ W} = 10 \text{ kW}$$



Agua helada

Del mismo modo en el apartado 6.3.2 se calculó el caudal para el suministro de agua helada. Siendo este $V_{helada}=633 \text{ m}^3/\text{h}$. Realizando el cálculo se tiene:

$$P = 85 \text{ kW}$$

Agua caliente

Para el cálculo de la bomba para el agua caliente se realiza el mismo cálculo.

$$V_{helada}=12 \text{ m}^3/\text{h}$$

$$P = 2 \text{ kW}$$

6.4.2. Enfriadoras y bombas de calor

Como ya se ha comentado en apartados anteriores, en la terraza del edificio se sitúan unas enfriadoras y bombas de calor que mediante un ciclo de refrigeración de gas acondicionan el agua del circuito. El consumo de estas máquinas lo definimos a través del COP (Coeficiente de operación frigorífico). Este determina la potencia eléctrica de la máquina en función de la potencia frigorífica requerida. Para las condiciones en las que trabaja este sistema se considera un COP de 3:

$$COP = \frac{P_{frigorífico}}{P_{eléctrico}} = 3$$

Por lo tanto el cálculo de la potencia eléctrica que necesitan las máquinas frigoríficas es:

$$P_{frigorífico} = 4150,2 \text{ kW}$$

$$P_{eléctrico} = \frac{P_{frigorífico}}{COP} = \frac{4150,2}{3} = 1383 \text{ kW}$$

Lo mismo para las bombas de calor:

$$P_{calor} = 707 \text{ kW}$$

$$P_{eléctrico} = \frac{P_{calor}}{COP} = \frac{707}{3} = 236 \text{ kW}$$

6.4.3. Compresores de aire

De un modo similar se calculará también la potencia necesaria para el compresor de aire. En este caso por condiciones de suministro la presión es de 10 bar. Y el caudal calculado $\dot{V}_{a\ 10bar} = 68.9 \frac{m^3}{h}$; $\varepsilon = 80\%$

$$P = \frac{\dot{V}}{3600} \cdot \frac{p \cdot 101325}{\varepsilon}$$

$$P = 27700\ W \sim 28\ kW$$

6.4.4. Sistema de bombeo de combustible

En el apartado 6.3.5 se calculó el caudal necesario para suministrar combustible a las salas. Como se consideran dos tipos de combustibles, es necesario dos sistemas independientes de bombeo. Uno para el diésel y otro para la gasolina.

Tabla 6.39 Caudal de diseño

	Caudal de diseño m ³ /h
Diésel	0,821
Gasolina	0,815

En este caso no es un bombeo en flujo cerrado ya que el combustible va a un depósito desde el que luego se consume. Por lo tanto la bomba tiene que vencer la altura geométrica para llegar al depósito más las pérdidas de carga de la tubería. Este depósito está situado en la terraza, a unos 12 metros de altura. Las pérdidas de carga en la tubería dependen principalmente de la longitud del tubo, del material, de su diámetro y de los accesorios que tenga la línea como codos por ejemplo. El criterio de diseño es que la tubería será diseñada para tener unas pérdidas de 400 Pa/m. La longitud equivalente estimada es de 45 m, esta estimación incluye la longitud equivalente de los distintos accesorios. Con estos datos ya es posible realizar el cálculo completo (esquema de funcionamiento en la Fig.6.22):

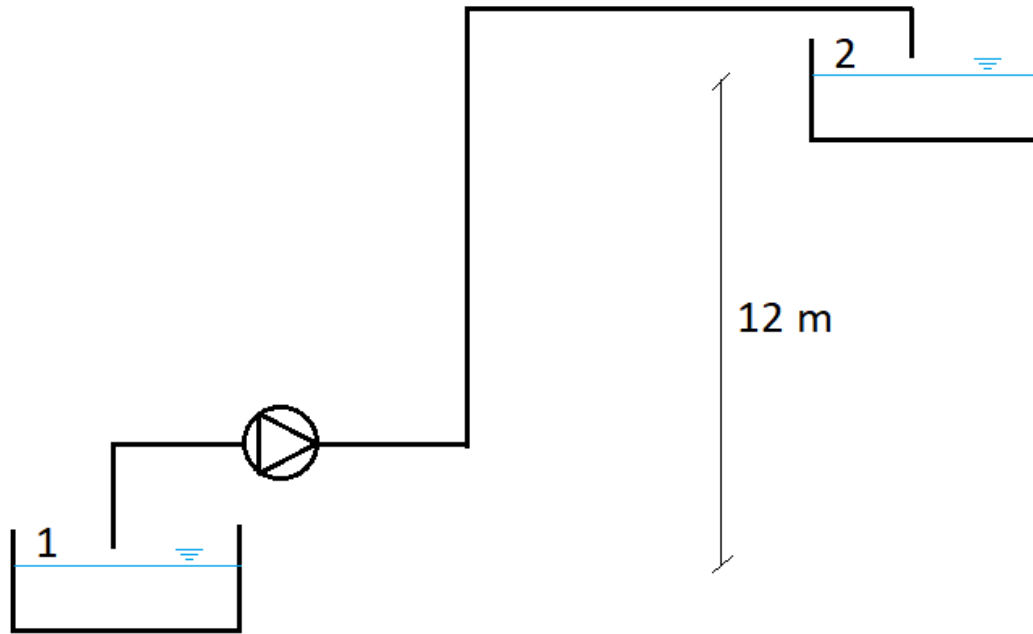


Fig. 6.22 Esquema del sistema de bombeo para combustible

P = potencia eléctrica de la bomba W

$h_{geom.}$ = 12 m diferencia de altura geométrica

$$p_{pérdidas} = 400 \frac{Pa}{m} * 45 m$$

$$\dot{V}_c = \text{Caudal de cada combustible} \frac{m^3}{h}$$

ϵ = Eficiencia de la bomba ~85%

$$P = \frac{\dot{V}_c (\rho_c \cdot g \cdot h_{geom.} + p_{pérdidas})}{\epsilon \cdot 3600}$$

$$\text{Diésel} \rightarrow \rho_{diésel} = 845 \frac{kg}{m^3}$$

$$P_{diésel} = \frac{\dot{V}_{Diésel} (\rho_{Diésel} \cdot g \cdot h_{geom.} + p_{pérdidas})}{\epsilon \cdot 3600} = 32 W$$

$$\text{Gasolina} \rightarrow \rho_{gasolina} = 775 \frac{kg}{m^3}$$

$$P_{gasolina} = \frac{\dot{V}_{gasolina} (\rho_{Gasolina} \cdot g \cdot h_{geom.} + p_{pérdidas})}{\epsilon \cdot 3600} = 30 W$$



6.4.5. Unidades de tratamiento de aire y extractores

El centro técnico cuenta con algunas UTAs que son las encargadas de acondicionar el aire que va a cada área y extractores de escape en las zonas de ensayo. En el apartado 6.2 se calculó las necesidades de caudal de aire para cada zona. Por lo que con esos datos ya es posible calcular el consumo eléctrico estimado de cada unidad.

Siendo:

P = La potencia eléctrica estimada del ventilador en W

\dot{V}_x = El caudal en $\frac{m^3}{h}$

p = La diferencia de presión entre la entrada y salida del ventilador en Pa

ε = Eficiencia del motor $\sim 70\%$

$$P = \frac{\dot{V}_x p}{\varepsilon \cdot 3600}$$

Sala motor LD 350 kW

Para las salas de motor como esta se ha de calcular el consumo del extractor de escape y de la UTA que mantiene el aire de la sala acondicionado.

En el apartado 6.2.1 se halló el caudal de escape más el de dilución, siendo la suma de estos dos el caudal que debe extraer el equipo.

$$\dot{V}_{Extr.LD} = 16150 \frac{m^3}{h} = 4,48 \frac{m^3}{s}$$

Como criterio de diseño se toma que la diferencia de presión para un extractor de escape debe ser:

$$p = 2000 \text{ Pa}$$

Por lo tanto:

$$P_{Extr.LD} = \frac{4,48 \cdot 2000}{0,7} = 12800 \text{ W} = 12,8 \text{ kW}$$

Del mismo modo en el mismo apartado se calculó el caudal total de aire que debe trasegar la UTA siendo este:



$$\dot{V}_{UTA.LD} = 28917 \frac{m^3}{h} = 8 \frac{m^3}{s}$$

Para las UTAs la diferencia de presión que se usa como criterio de diseño es:

$$p = 500 \text{ Pa}$$

$$P_{UTA.LD} = \frac{8 \cdot 500}{0,7} = 5714 \text{ W} \sim 6 \text{ kW}$$

Sala motor HD 550 kW

Del mismo modo que en la sala anterior se va a calcular el extractor de escape y la UTA.

En este caso el caudal calculado para el extractor de escape en el apartado 6.2.2 fue:

$$\dot{V}_{Extr.HD} = 14000 \frac{m^3}{h} = 3,8 \frac{m^3}{s}$$

Y teniendo la misma consideración de 2000 Pa como incremento de presión

$$P_{Extr.HD} = \frac{3,8 \cdot 2000}{0,7} = 10860 \text{ W} = 10,9 \text{ kW}$$

Del mismo modo en el mismo apartado se calculó el caudal total de aire que debe trasegar la UTA siendo este:

$$\dot{V}_{UTA.HD} = 39137 \frac{m^3}{h} = 11 \frac{m^3}{s}$$

Para las UTAs la diferencia de presión que se usa como criterio de diseño es:

$$p = 500 \text{ Pa}$$

$$P_{UTA.HD} = \frac{11 \cdot 500}{0,7} = 7900 \text{ W} \sim 8 \text{ kW}$$

Suministro centralizado de aire de combustión

En este caso una única UTA se encarga de trasegar y acondicionar todo el aire de combustión de las salas de ensayo para motores. Del apartado 6.2.3 se obtuvo que el caudal ponderado de esta UTA es:



$$\dot{V}_{Combustión} = 11179 \frac{m^3}{h} = 3,1 \frac{m^3}{s}$$

Para las UTAs la diferencia de presión que se usa como criterio de diseño es:

$$p = 500 \text{ Pa}$$

$$P_{UTA.combustión} = \frac{3,1 \cdot 500}{0,7} = 2214 \text{ W} \sim 3 \text{ kW}$$

Salas de emisiones

Para la sala de emisiones hay una UTA general que suministra el aire fresco a todas las salas de emisiones. En el apartado 6.2.4, 6.2.5 y 6.2.6 se halló el caudal de diseño ponderado. Siendo este:

$$\dot{V}_{fresco\ emisiones} = 18522 \frac{m^3}{h} = 5,1 \frac{m^3}{s}$$

Para las UTAs la diferencia de presión que se usa como criterio de diseño es:

$$p = 500 \text{ Pa}$$

$$P_{fresco\ emisiones} = \frac{5,1 \cdot 500}{0,7} = 3642 \text{ W} \sim 4 \text{ kW}$$

Para la sala de emisiones doble, además del aire fresco existe una pequeña unidad que recircula y acondiciona parte del aire

$$\dot{V}_{recir.em.doble} = 1726 \frac{m^3}{h} \frac{m^3}{h} = 0,5 \frac{m^3}{s}$$

$$P_{recir.em.doble} = \frac{0,5 \cdot 500}{0,7} = 357 \text{ W} \sim 0,4 \text{ kW}$$

Salas de ensayo para vehículos CD 200kW

Además del extractor de escape, para esta sala se han planteado dos equipos separados que acondicionan el aire. Uno que introduce el aire fresco en la sala y otro que se encarga de recircularlo, cada uno con su ventilador.

En el apartado 6.2.7 se calculó el caudal necesario para el extractor de escape, siendo este:

$$\dot{V}_{\text{Extr. CD.}} = 7171 \frac{\text{kg}}{\text{h}} = 9561 \frac{\text{m}^3}{\text{h}} = 2,7 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}$$

Y teniendo la misma consideración de 2000 Pa como incremento de presión

$$P_{\text{Extr. HD}} = \frac{2,7 \cdot 2000}{0,7} = 7714 \text{ W} \sim 8 \text{ kW}$$

Para la UTA de aire fresco se realiza el mismo cálculo considerando la diferencia de presión de 500 Pa

UTA de aire fresco:

$$\dot{V}_{\text{Fresco CD}} = 6095 \frac{\text{m}^3}{\text{h}} = 7171 \frac{\text{kg}}{\text{h}} = 1,7 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}$$

$$P_{\text{fresco CD}} = \frac{1,7 \cdot 500}{0,7} = 1214 \text{ W} \sim 2 \text{ kW}$$

UTA de aire recirculado:

$$\dot{V}_{\text{Recirculado CD}} = 39193 \frac{\text{m}^3}{\text{h}} = 46109 \frac{\text{kg}}{\text{h}} = 11 \frac{\text{m}^3}{\text{h}}$$

$$P_{\text{fresco CD}} = \frac{11 \cdot 500}{0,7} = 5500 \text{ W} \sim 6 \text{ kW}$$



Sala de maceración

Para la sala de maceración se plantea únicamente una UTA que mediante compuertas regula el aire fresco, recirculado y la extracción. El caudal total es:

$$\dot{V}_{Total} = 19720 \frac{m^3}{h} = 5,5 \frac{m^3}{s}$$

Siendo la diferencia de presión también 500 Pa:

$$P_{Extr.HD} = \frac{5,5 \cdot 500}{0,7} = 3928 W \sim 4kW$$

Resto de áreas del centro técnico

Para los distintos tipos de áreas auxiliares se prevén varias unidades de tratamiento de aire.

Área de oficinas:

Para esta zona se plantea la siguiente UTA

$$\dot{V}_{Oficinas} = 14000 \frac{m^3}{h} = 3,9 \frac{m^3}{s}$$

$$P_{Emisiones} = \frac{3,9 \cdot 500}{0,7} = 2800 W = 3 kW$$

Piso técnico (Zona de máquinas):

$$\dot{V}_{Piso técnico} = 30000 \frac{m^3}{h} = 8,33 \frac{m^3}{s}$$

$$P_{Emisiones} = \frac{8,3 \cdot 500}{0,7} = 5928 W \sim 6 kW$$



7. Conclusiones y futuros pasos de desarrollo

En este trabajo se ha realizado un estudio básico de las necesidades y requerimientos del centro técnico propuesto. De acuerdo con los objetivos fijados al inicio del trabajo se muestran las conclusiones:

Después de los cálculos realizados se ha comprobado la viabilidad del proyecto. Tanto a nivel técnico, los equipos existentes pueden instalarse y cumplir los requerimientos. Como a nivel logístico, ya que es posible construir el centro en la parcela que el cliente tiene disponible.

En el anexo 2.6 se muestran los cálculos que resumen las necesidades del centro técnico y en los planos adjuntos en los anexos 2.2 y 2.3 se puede ver la distribución de equipos propuesta y el diseño de las instalaciones.

Para optimizar la colocación de los equipos y minimizar el material necesario en las instalaciones se han agrupado las salas de ensayo. Por ejemplo, las salas de ensayo para motores LD y HD, dado que comparten la mayoría de los recursos necesarios, se han agrupado en dos filas simétricas. Esto permite agrupar los equipos en el mismo área. Además se simplifica la distribución de fluidos y potencia, ya que permite la instalación de una línea central general de la cual sale una pequeña línea individual para cada sala. Lo mismo sucede con las salas para vehículos, que se han agrupado junto a la sala de maceración en la cual están los vehículos que se van a ensayar.

Respecto a la optimización de la logística. En ambas áreas de ensayo (Motores y vehículos) se ha tenido en cuenta la facilidad de transporte entre las distintas áreas. Así ambas están cerca de los almacenes desde los cuales vendrá material necesario para el ensayo y talleres dónde se ajustarán o repararán los vehículos y/o motores. También se ha procurado en la medida de lo posible que las zonas de ensayo estén conectadas directamente con el exterior para así en caso de emergencia (incendio o explosión) se facilite una evacuación rápida y un acceso eficaz para el equipo de bomberos.

De los cálculos y consideraciones aquí presentados en el capítulo 6 también se pueden deducir varias vías de mejora a realizar en las futuras etapas del proyecto. La forma más simple de minimizar costes es reducir la potencia requerida en las salas de ensayo, sobre todo en las salas de motor. Las salas LD están diseñadas para ensayar motores a potencia constante de 350 kW(480 CV) y las salas HD para motores de 550kW (748CV). Estas potencias son muy grandes, típicas de motores de camiones o deportivos de alta gama. Y aunque no hay ningún problema en que un motor convencional de un turismo, 150 CV por ejemplo, sea ensayado en una de estas salas, es sin duda un desperdicio de recursos. Por lo que el cliente debería ponderar, en



función de su nicho de mercado, la posibilidad de reducir la potencia de alguna de las salas, para solo ensayar este tipo de motores de potencia más reducida típicos de los turismos. Este ajuste de la potencia máxima requerida permitiría ofertar equipos más pequeños y por lo tanto más baratos, aparte de unos consumos menores. Por lo que los sistemas generales del edificio, como las enfriadoras o las bombas de calor también podrían reducirse, abaratando la instalación y el coste de funcionamiento.

Otra forma eficaz de reducir costes sería especificando en la medida de lo posible los ensayos que se van a realizar en cada sala. Esto permitiría ajustar los equipos para los rangos en los que esos ensayos demandan potencia. Además la mayoría de ensayos de certificación simulan condiciones normales de conducción, en las que no se exprime la potencia del motor. Esto reduciría indirectamente la potencia máxima necesaria en la sala. Un ejemplo podría ser especializar las salas. Aquellas que se destinen a ensayos que ponen a prueba las capacidades mecánicas del motor se mantendrían con los requerimientos de potencia máximos, sin embargo, aquellas que se destinen a ensayos de certificación pueden reducir significativamente la potencia máxima aun ensayando el mismo motor.

Por último otra propuesta muy eficaz, aunque más difícil de implantar es la programación de los ensayos en cada sala. Durante este trabajo se han usado dos factores experimentales (factor de uso y factor de simultaneidad) que permiten ponderar el consumo total, teniendo los consumos parciales de cada zona. Pues esta propuesta de programación de ensayos consiste en centrarse en minimizar esos valores. Para ello se hacen coincidir el pico de potencia del ensayo en una sala con el mínimo requerimiento en otra diferente, suavizando así los picos y valles del consumo total. Minimizando el resultado final. Sin embargo, esta programación requiere de un control preciso de los ensayos en cada instante y limita la flexibilidad del laboratorio.

Este trabajo se ha centrado únicamente en la primera parte del desarrollo del proyecto. A partir de estos cálculos es necesario discutir con el cliente. Y en función de los recursos y requerimientos de este se le harán distintas propuestas como las anteriormente mencionadas en este capítulo. Con las modificaciones y actualizaciones acordadas con el cliente se procederá a realizar la ingeniería definitiva. Esto es. Diagramas de fluidos y esquemas eléctricos completos, diseño de detalle del trazado de tuberías, conductos y cables junto con el dimensionamiento de sus elementos. Además es necesario realizar un plan de instalación dentro de los plazos propuestos, coordinándose con el resto de empresas implicadas, como son la ingeniería civil, las instalaciones que no pertenecen a nuestro proyecto... Durante este proceso de detalle el proyecto pasa por sucesivas entregas y revisiones con el cliente para garantizar el buen desarrollo del mismo.



La construcción de un centro de estas características constituye una gran inversión para la empresa propietaria. Una inversión solo justificada por la legislación cada vez más restrictiva con las emisiones y los contaminantes producidos por los motores de combustión interna alternativos como se vio en el capítulo 5. Esta nueva legislación restringe la venta en los territorios de aplicación, como es la Unión Europea, a los vehículos que cumplan con estas limitaciones. Como es lógico esto se debe a los crecientes problemas de contaminación, sobre todo en los grandes núcleos de población como se expuso en el capítulo 4. Por lo tanto, los fabricantes que quieran ser competitivos y no quedarse fuera del mercado actual tienen que realizar este tipo de inversiones como son este centro técnico. Las tecnologías que aquí se desarrollen tendrán un impacto muy beneficioso en el futuro en la calidad del aire en las ciudades reduciendo los tóxicos presentes y disminuyendo la emisión de gases de efecto invernadero, por lo que aparte del beneficio económico que repercutirá al propietario está el beneficio medioambiental que afectará a la población en general.



Bibliografía

- [1] Ayuntamiento de Madrid, «Listado de episodios de contaminación,» 2019. [En línea]. Available: http://www.mambiente.munimadrid.es/opencms/opencms/calaire/Episodios/listados_infor.
- [2] Ayuntamiento de Barcelona, «Mapas de datos ambientales,» 2018. [En línea]. Available: <https://ajuntament.barcelona.cat/mapes-dadesambientals/>.
- [3] Ministerio para la transición ecológica y reto demográfico, «Miteco,» 2020. [En línea]. Available: <https://www.miteco.gob.es/es/cambio-climatico/temas/mitigacion-politicas-y-medidas/transporte.aspx#:~:text=El%20sector%20transporte%20representa%20el>.
- [4] *Reglamento CE N°443/2009*, 2009.
- [5] *Artículo 75 del Decreto Supremo N°594*, 2000.
- [6] E. Galindo, D. Blanco, C. Brace, E. Chappell y R. Burke, Chassis Dynamometer Testing, Warrendale: SAE International, 2017, pp. 110-111.
- [7] M. L. Soria García-Ramos, «Evolución de la reglamentación europea sobre emisiones y homologación de los vehículos,» sernauto, 2017.
- [8] Real academia española, «Diccionario de la lengua española (23.ª ed.),» 2019. [En línea]. Available: <http://www.rae.es/rae.html>.
- [9] European Environment Agency, «Air quality in Europe 2018,» 2018. [En línea]. Available: <https://www.eea.europa.eu/publications/air-quality-in-europe->.
- [10] R. Petrucci, F. Herring, J. Madura y C. Bissonnette, Química General, 11th ed., Pearson Education, 2011.
- [11] J. Giménez Mañogil, «Desarrollo de catalizadores basados en CU/ceria-zirconia para la combustión de carbonilla y eliminación de NOx en motores diésel,» Universidad de Alicante, 2017.



- [12] Greenchem, «AdBlue4you,» 21 Febrero 2017. [En línea]. Available: <https://es.greenchem-adblue.com/greenchem-has-a-new-product-8/>.
- [13] Y. Portilla Nieto, *Envejecimiento hidrotérmico NSR-SCR para aplicaciones DeNOx*, Leioa: Universidad del País Vasco, 2016.
- [14] *Directiva 70/220/EEC*, 1970.
- [15] «Directiva 91-441-CEE,» 1991.
- [16] «Directiva 91-441-CEE pp.34,» 1991.
- [17] «Directiva 70-220-CEE pp.4,» 1970.
- [18] «Directiva 91-441-CEE pp.8,» 1991.
- [19] *Reglamento (UE) 2017/1151*, 2017.
- [20] «Reglamento 715/2007,» 2007.
- [21] «Reglamento 2017/1151 pp371,» 2017.
- [22] «Reglamento 2017/1151 pp.372,» 2017.
- [23] «Reglamento 2017/1151 pp380,» 2017.
- [24] «Reglamento 2017/1151 pp381,» 2017.
- [25] «Reglamento 2017/1151 pp.395-398,» 2017.
- [26] «Reglamento 2017/1151 pp.395-398,» 2017.
- [27] D. Tsokolis, S. Tsiakmakis, A. Dimaratos, G. Fontaras, P. Pistikopoulos, B. Ciuffo y Z. Samaras, «Fuel consumption and CO2 emissions of passenger cars over the New Worldwide Harmonized Test Protocol,» Elsevier Ltd., 2016.



- [28] M. L. Soria, «Sernauto,» Octubre 2017. [En línea]. Available: <https://www.sernauto.es/sala-de-prensa/noticias/articulo-de-fondo-nuevos-procedimientos-de-ensayo-para-la-homologacion-de-vehiculos>.
- [29] «Certificación energética,» [En línea]. Available: ["https://certificacionenergetica.info/ist/pdf/Tablas-del-Etilenglicol-](https://certificacionenergetica.info/ist/pdf/Tablas-del-Etilenglicol-)
- [30] CEPSA, «Ficha técnica Optima 98,» 2019.
- [31] CEPSA, «Ficha técnica Gasoleo A,» 2019.



Anexos

En las siguientes páginas se muestran los resultados del el diseño

Anexo 1: Obra civil

Anexo 1.1: Planos generales



Anexo 1.2 Pasos en los forjados para las instalaciones



Universidad de Valladolid

Universidad de Valladolid
Escuela de ingenierías industriales



ESCUELA DE INGENIERÍAS
INDUSTRIALES

Anexo 1.3 Obra civil sala motor HD 550 kW



Universidad de Valladolid

Universidad de Valladolid
Escuela de ingenierías industriales



ESCUELA DE INGENIERÍAS
INDUSTRIALES

Anexo 1.4 Obra civil sala motor LD 350 kW



Universidad de Valladolid

Universidad de Valladolid
Escuela de ingenierías industriales



ESCUELA DE INGENIERÍAS
INDUSTRIALES

Anexo 1.5 Sala de vehículo CD 200kW



Universidad de Valladolid

Universidad de Valladolid
Escuela de ingenierías industriales



ESCUELA DE INGENIERÍAS
INDUSTRIALES

Anexo 2. Cálculos y planos de instalaciones

Anexo 2.1 Datos técnicos de los motores



Anexo 2.2 Planos disposición de equipos



Universidad de Valladolid

Universidad de Valladolid
Escuela de ingenierías industriales



ESCUELA DE INGENIERÍAS
INDUSTRIALES

Anexo 2.3 Planos de fluidos y electricidad



Anexo 2.4 Resultados norma ATEX



Anexo 2.5 Diagrama psicrométrico