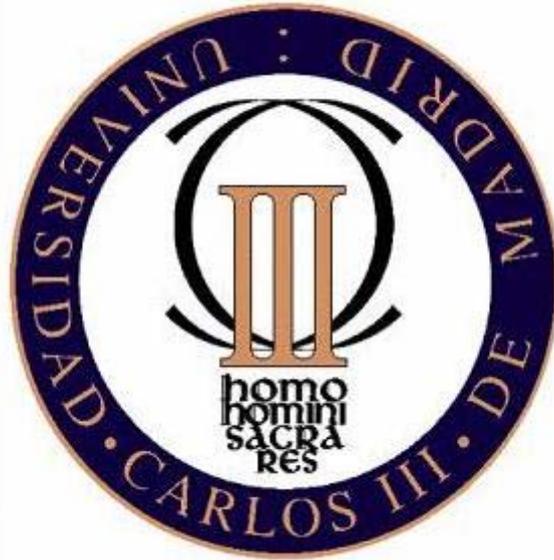


Universidad Carlos III de Madrid

Escuela Politécnica Superior



Ingeniería Técnica Industrial: Mecánica

Departamento de Ingeniería Térmica y de Fluidos

Proyecto de fin de carrera

MODELIZACION TERMODINAMICA DE UN MOTOR TURBOALIMENTADO Y PROPULSADO POR BIOETANOL

Autor: Eleder Antuñano García
Tutor: Dr. Pedro Rodríguez Aumente

PROYECTO DE FIN DE CARRERA
MODELIZACION TERMODINAMICA DE UN
MOTOR TURBOALIMENTADO
Y PROPULSADO POR BIOETANOL

Autor: Eleder Antuñano García
Tutor: Dr. Pedro Rodríguez Aumente





INDICE

INDICE

| | | |
|--------|---|----|
| 1. | DEFINICION DE LA APLICACIÓN..... | 5 |
| 1.1. | INTRODUCCION: OBJETIVOS Y APLICACIÓN..... | 6 |
| 1.1.1. | OBJETIVO PRIMERO..... | 6 |
| 1.1.2. | OBJETIVO SEGUNDO..... | 6 |
| 1.1.3. | APLICACIÓN..... | 7 |
| 1.2. | BIOCOMBUSTIBLES..... | 9 |
| 1.2.1. | INTRODUCCION..... | 9 |
| 1.2.2. | FORMACION DEL BIOETANOL..... | 10 |
| 1.2.3. | BIOETANOL COMO FUENTE DE ENERGIA SOSTENIBLE Y RENOVABLE..... | 12 |
| 1.3. | TRANSFORMACION DE VEHICULO DE GASOLINA A BIOETANOL...15 | |
| 1.3.1. | REAJUSTE ELECTRONICO DE INYECCION..... | 16 |
| 1.3.2. | AUMENTO DE LA PRESION DEL TURBOCOMPRESOR..... | 16 |
| 1.3.3. | RECTIFICADO DE LA CULATA (V _{cc}) Y AUMENTO DE LA RELACION DE COMPRESION..... | 16 |
| 1.3.4. | REAJUSTE ELECTRONICO DE ENCENDIDO (AVANCE ENCENDIDO)..... | 17 |
| 1.3.5. | MATERIAL DE INYECTORES Y BOMBA DE ALIMENTACION DE COMBUSTIBLE..... | 18 |
| 1.3.6. | TUBERIAS DE ALIMENTACION DE COMBUSTIBLE Y DEPOSITO DE COMBUSTIBLE..... | 18 |
| 1.4. | COMPARACION DE MOTORES SIMILARES..... | 18 |
| 1.4.1. | FICHA COMERCIAL DEL MOTOR CON GASOLINA..... | 19 |
| 1.4.2. | FICHA COMERCIAL DEL MOTOR CON BIOETANOL..... | 22 |
| 2. | MODELIZACION DEL CICLO TERMODINAMICO..... | 25 |
| 2.1. | INTRODUCCION..... | 28 |
| 2.2. | CALCULOS INICIALES..... | 30 |
| 2.3. | CALCULO DE FUNCIONES GEOMETRICAS..... | 36 |
| 2.4. | CALCULO DE LAS PROPIEDADES DE LAS SUSTANCIAS..... | 39 |
| 2.4.1. | CALCULO DE LAS PROPIEDADES DEL AIRE..... | 39 |
| 2.4.2. | CALCULO DE LAS PROPIEDADES DEL COMBUSTIBLE Y DE LA MEZCLA..... | 43 |
| 2.5. | MODELIZACION DEL CICLO OTTO..... | 47 |
| 2.5.1. | CICLO OTTO IDEAL..... | 47 |
| 2.5.2. | HIPOTESIS HECHAS PARA EL CICLO OTTO MODELIZADO..... | 50 |
| 2.6. | RESULTADOS DE LA MODELIZACION DEL CICLO OTTO..... | 67 |
| 3. | ESTUDIO DE RENOVACION DE LA CARGA..... | 73 |
| 3.1. | INTRODUCCION..... | 74 |
| 3.2. | PROCESO DE RENOVACION DE LA CARGA..... | 74 |
| 3.3. | DEFINICION DEL ARBOL DE LEVAS..... | 74 |
| 3.4. | FACTORES QUE ALTERAN EL RENDIMIENTO VOLUMETRICO..... | 76 |
| 3.4.1. | FACTORE DE FUNCIONAMIENTO Y DISEÑO..... | 76 |
| 3.4.2. | FACTORES DE DISEÑO..... | 76 |
| 3.4.3. | PARAMETRO ADIMENSIONALES..... | 76 |
| 3.4.4. | EFFECTOS DE DISEÑO..... | 78 |

| | |
|--|-----|
| 3.5. CALCULO DEL RENDIMIENTO VOLUMETRICO..... | 79 |
| 3.6. PRESENTACION DE GRAFICAS USADAS..... | 82 |
| 3.7. PRESENTACION DE RESULTADOS INTERMEDIOS..... | 83 |
| 3.8. PRESENTACION DE RESULTADOS FINALES OBTENIDOS..... | 85 |
| 4. TURBOALIMENTACION..... | 86 |
| 4.1. INTRODUCCION A MOTORES TURBOALIMENTADOS..... | 87 |
| 4.2. ESTUDIO DE UN TURBOCOMPRESOR..... | 88 |
| 4.2.1. TURBINA..... | 89 |
| 4.2.2. COMRESOR..... | 89 |
| 4.2.3. VALVULA DE CORTOCIRCUITO O WASTEGATE..... | 89 |
| 4.2.4. PROBLEMAS DE LA TURBOALIMENTACION..... | 91 |
| 4.2.5. TURBOCOMPRESOR DE GEOMETRIA VARIABLE..... | 93 |
| 4.2.6. INTERCAMBIADOR DE CALOR..... | 95 |
| 4.3. CALCULO DE PARAMETROS DEL TURBOCOMPRESOR..... | 95 |
| 4.3.1. COMPRESOR..... | 96 |
| 4.3.2. INTERCAMBIADOR DE CALOR..... | 98 |
| 4.3.3. MOTOR Y COLECTOR DE ESCAPE..... | 99 |
| 4.3.4. TURBINA..... | 99 |
| 4.3.5. EQUILIBRIO DEL TURBOCOMPRESOR..... | 100 |
| 4.4. PRESENTACION DE RESULTADOS OBTENIDOS..... | 100 |
| 5. REQUERIMIENTOS DEL COMBUSTIBLE..... | 104 |
| 5.1. INTRODUCCION..... | 105 |
| 5.2. REQUERIMIENTOS DE COMBUSTIBLE..... | 105 |
| 5.3. CARACTERISTICAS DEL BIOETANOL..... | 109 |
| 5.4. OBTENCION DEL BIOETANOL..... | 110 |
| 5.5. SISTEMAS DE INYECCION ELECTRONICOS..... | 111 |
| 5.6. TIPOS DE INYECCION..... | 113 |
| 5.7. MODOS DE INYECCION..... | 115 |
| 6. EVALUACION DE PERDIDAS MECANICAS..... | 117 |
| 6.1. INTRODUCCION..... | 118 |
| 6.2. CALCULO DEL RENDIMIENTO MECANICO A PLENA CARGA..... | 120 |
| 6.3. PRESION MEDIA RESISTENTE A PLENA CARGA..... | 122 |
| 7. ANALISIS DE ACTUACIONES..... | 124 |
| 7.1. INTRODUCCION..... | 125 |
| 7.2. CURVAS A PLENA CARGA..... | 125 |
| 7.2.1. POTENCIA EFECTIVA..... | 125 |
| 7.2.2. PAR MOTOR EFECTIVO..... | 128 |
| 7.2.3. RENDIMIENTO EFECTIVO..... | 129 |
| 7.2.4. CONSUMO EFECTIVO..... | 131 |
| 7.3. CURVAS A CARGA PARCIAL..... | 132 |
| 7.3.1. PRESION MEDIA EFECTIVA..... | 132 |
| 7.3.2. POTENCIA EFECTIVA..... | 134 |
| 7.3.3. RENDIMIENTO EFECTIVO..... | 134 |
| 7.3.4. CONSUMO ESPECIFICO..... | 136 |
| 7.3.5. CURVAS EN DOS DIMENSIONES..... | 137 |



| | |
|---|-----|
| 7.4. VARIACION DE LAS ACTUACIONES CON LAS CONDICIONES ATMOSFERICAS..... | 139 |
| 7.4.1. VARIACION DE LAS ACTUACIONES CON LA ALTURA..... | 140 |
| 7.4.2. VARIACION DE ACTUACIONES CON LA TEMPERATURA..... | 145 |
| 8. MEJORAS DEL MOTOR. INSTALACION DE UN SISTEMA EGR..... | 147 |
| 8.1. INTRODUCCION..... | 148 |
| 8.2. FUNCIONAMIENTO DEL DISPOSITIVO..... | 148 |
| 8.3. FUNCIONAMIENTO DE LA VALVULA EGR DE TIPO ELECTRICA.... | 150 |
| 8.4. VARIACION DE LAS ACTUACIONES CON SISTEMA EGR..... | 151 |
| 9. CONCLUSIONES..... | 157 |
| 9.1. DEFINICION DE LA APLICACIÓN..... | 158 |
| 9.1.1. JUSTIFICACION DEL MODELO..... | 158 |
| 9.1.2. MODIFICACIONES DEL MOTOR ESTUDIADO..... | 158 |
| 9.1.3. VALORACION DE DATOS DEL MOTOR ESTUDIADO Y OTROS SEMEJANTES..... | 159 |
| 9.1.4. VALORACION REFERENTE AL COMBUSTIBLE..... | 159 |
| 9.2. VALORACION DE MODELOS Y HERRAMIENTAS DE CALCULO.... | 160 |
| 9.2.1. HIPOTESIS EMPLEADAS EN LA SIMULACION..... | 160 |
| 9.2.2. PROCEDIMIENTOS DE CALCULO..... | 161 |
| 9.3. ANALISIS DE LAS ACTUACIONES..... | 163 |
| 9.3.1. ACTUACIONES A PLENA CARGA DEL MOTOR MOVIDO POR BIOETANOL E85..... | 163 |
| 9.3.2. COMPARACION DE LAS ACTUACIONES A PLENA CARGA ENTRE EL MOTOR DE GASOLINA Y EL MOTOR DE BIOETANOL E85..... | 164 |
| 9.3.3. ACTUACIONES A CARGA PARCIAL DEL MOTOR MOVIDO POR BIOETANOL E85..... | 165 |
| 9.3.4. VARIACION DE LAS ACTUACIONES CON LAS CONDICIONES ATMOSFERICAS..... | 166 |
| REFERENCIAS BIBLIOGRAFICAS..... | 167 |
| FUNCIONES..... | 169 |
| ANEXO..... | 183 |



CAPÍTULO 1

DEFINICIÓN DE LA APLICACIÓN

1.1. INTRODUCCION: OBJETIVOS Y APLICACIÓN

1.1.1. OBJETIVO PRIMERO

El primer objetivo de este proyecto es el de la concienciación ecológica. En los últimos años están apareciendo nuevos retos en el campo de la ingeniería que vienen impuestos por el agotamiento de los recursos naturales. Además de los problemas energéticos que esto conlleva, los problemas ecológicos plantean el respeto al medio ambiente como una meta a corto plazo. Con este proyecto se pretende indagar en la utilización del biocombustible bioetanol como una fuente de energía alternativa a la gasolina convencional desde el punto de vista energético. Por otro lado se pretende ver si realmente este combustible representa una fuente de energía sostenible (que no contamina o que medioambientalmente no compromete el futuro), renovable (que es un recurso inagotable o que existe la capacidad de regeneración infinita), y respetuosa con el medio ambiente.

1.1.2. OBJETIVO SEGUNDO

También es un objetivo principal de este proyecto el estudio comparativo de dos motores similares que funcionen con gasolina y bioetanol. Para responder a la pregunta de si el bioetanol es una alternativa real a la gasolina, hay que analizar si ambos motores consiguen prestaciones comparables con los dos combustibles. Con este segundo objetivo, se compararán termodinámicamente los dos motores similares usando los dos combustibles, también se compararán parámetros como el rendimiento del ciclo, la potencia, o el consumo específico entre otros parámetros.

Para comprender un poco mejor esta idea de comparar ambos motores similares, basta decir que la marca cuyo automóvil se va a analizar comercializa dos modelos con la denominación Saab 95 2.0t frente al 2.0t biopower, el primero funciona con gasolina sin plomo de 95 octanos frente al segundo que funciona con bioetanol E85, que es una mezcla al 85% de etanol de 106 octanos y al 15% de gasolina sin plomo de 95 octanos. Aunque los dos motores no son semejantes, son comparables porque uno representa la alternativa ecológica al otro. La propia marca diseña uno de los motores a partir del otro tal y como se explicará posteriormente

A continuación se muestra una imagen del vehículo que se va a analizar:



Figura 1.1.: Imagen del vehículo estudiado (Ref. 1)



A continuación se van a mostrar también unos datos comparativos ofrecidos por la propia marca Saab en comparación de los dos modelos y será más adelante cuando se tratará cómo se consigue la mejora de prestaciones en el vehículo:

| ESPECIFICACIONES TÉCNICAS | BIOETANOL E85 | GASOLINA 95 OCT. |
|------------------------------|-----------------------|-----------------------|
| VELOCIDAD MÁXIMA | 225 Km/h | 215 Km/h |
| ACELERACIÓN | 8.5 seg | 9.8 seg |
| MOTOR | 4 cilindros con turbo | 4 cilindros con turbo |
| CILINDRADA | 1985 cm ³ | 1985 cm ³ |
| POTENCIA MÁXIMA | 180 CV | 150 CV |
| REGIMEN DE POTENCIA MÁXIMA | 5500 rpm | 5500 rpm |
| PAR MÁXIMO | 280 Nm | 240 Nm |
| REGIMEN DE PAR MÁXIMO | 1800 rpm | 1800 rpm |
| CONSUMO ESTIMADO CICLO MIXTO | 11.6 l/100Km | 9 l/100Km |
| PRESIÓN MAXIMA DEL TURBO | 2 bar | 1.4 bar |

Figura 1.2.: Tabla comparativa de datos oficiales publicados por Saab (Ref. 1)

Los cálculos que se van a realizar en este proyecto estarán, en cierta medida, orientados a contrastar estos datos que ofrece la marca, pero también a dar un análisis de estos datos que resultan ser tan alentadores para el medio ambiente y la automoción.

1.1.3. APLICACION

La aplicación del motor ya se ve de manera obvia, ésta es la de conseguir que un motor originariamente pensado para funcionar con gasolina, que ahora usa una fuente de energía potencialmente sostenible y renovable, mueva un turismo para el transporte de personas con unas prestaciones similares a las de otro turismo con cualquiera de los combustibles habituales. Como ya se ha mostrado anteriormente, la marca Saab anuncia una mejora de prestaciones mecánicas a costa de un mayor consumo, claro que hay que tener en cuenta que esta subida de consumo no repercute en el gasto de combustible porque el bioetanol E85 es más barato que la gasolina, y aproximadamente, hay una compensación económica del gasto. Todo esto que aquí se anuncia es algo que está debidamente documentado a lo largo de este escrito.

El hecho de que el motor tenga una fuente de energía potencialmente sostenible y renovable es algo que merece explicación aparte. Los estudios más pesimistas presentados en la ponencia sobre combustibles alternativos en la semana de la ciencia de 2006, en la Universidad Carlos III de Madrid, afirman que la tierra no es capaz de ofrecer el cultivo de las hectáreas suficientes para mantener en movimiento todo el parque automovilístico mundial de manera permanente. Por tanto que sea una fuente de energía renovable es algo subjetivo e incierto al no tener la capacidad de ser un recurso energético inagotable. En las notas de prensa publicadas por Saab se contraponen a esto último el buen funcionamiento del combustible en países como Suecia o Brasil. Por otro lado, hay que analizar si es un recurso sostenible, para esto hay que apuntar que el CO₂ que genera la combustión del bioetanol E85 puede ser compensado con la cantidad de CO₂ que se ha consumido de la atmósfera para el cultivo destinado a la producción del combustible, aunque esto último es cierto no se puede decir que haya poca polémica al respecto.



El modo en que opera este combustible en un motor de 4 tiempos de ciclo Otto es muy similar al modo de operación de la gasolina, una de las diferencias está en que como el octanaje es mucho mayor pues se puede utilizar mucha mas presión en el turbocompresor del motor sin peligro de detonación, por otro lado, se puede adelantar el encendido de la mezcla sin este último peligro de detonación ni de picado de bielas. Hay que señalar que la razón para que la mezcla sea de un 85% etanol y un 15% en gasolina es el de los problemas de arranque en frío. Si se usara etanol al 100% de pureza, pues el motor no sería capaz de arrancar en estas condiciones porque la combustión no daría suficiente energía o ni siquiera se llegaría a producir.

Por otro lado también hay que recordar, para que quede completamente definida esta aplicación, las diferencias que hay entre estos motores de bioetanol y los de gasolina. Para que un motor de gasolina pueda funcionar con bioetanol hay que hacer los ajustes pertinentes en la centralita electrónica que gestiona el encendido de la mezcla. Por otro lado, hay que disminuir el volumen de la cámara de combustión para aumentar la relación de compresión sin variar la cilindrada, y que además así se consiga hacer esto con un simple mecanizado de la culata. También hay que cambiar el turbocompresor del motor incrementando la presión.

La admisión de combustible pasa también por cambiar los inyectores para incrementar el dosado, y cambiar la centralita que gestiona el inyector para adelantar la inyección de combustible. Además, hay que sustituir el material del que están hechos los conductos de alimentación de combustible y el depósito del mismo porque el bioetanol es altamente corrosivo y en caso contrario, pues todos estos conductos se oxidarán el cambio de material es desde el cobre al acero inoxidable. Por último hay que cambiar el material de la bomba de combustible porque también se puede oxidar siendo en este caso también el acero inoxidable el material más recomendable.

Todo esto se deduce, en primer lugar por los comunicados de la propia marca Saab, y también de las diferentes empresas que se dedican a transformar los coches de gasolina en coches de combustible flexible.

| ESPECIFICACIONES TÉCNICAS | BIOETANOL E85 | GASOLINA 95 OCT. |
|---|--------------------|--------------------|
| ADELANTO ENCENDIDO (°) | 40° | NO DISPONIBLE |
| RELACION COMPRESION r (adim.) | 9.3 | 8.8 |
| DOSADO F (adim.) | 1:7 | 1:14 |
| PRESION TURBOCOMPRESOR (bar) | 2.0 bar | 1.4 bar |
| VOLUMEN CAMARA COMBUSTION V_{CC} (cm ³) | 59 cm ³ | 63 cm ³ |

Figura 1.3.: Tabla comparativa de datos oficiales publicados por Saab (Ref. 1)

A continuación, se podría contestar a la pregunta de porqué funcionará el motor correctamente con todas estas modificaciones. En primer lugar, el aumento del índice de octanaje RON (RESEARCH OCTANE NUMBER) implica una mejor calidad del combustible y de la reacción de combustión, y por esto mismo se puede aumentar la relación de compresión sin problemas de detonación ni picado de bielas. Esto es debido a que los problemas de detonación y picado que provoca el aumento de la relación de compresión se compensan con el mayor índice de RON del bioetanol.

Otras de las ventajas del aumento de RON es que permite aumentar el adelanto al encendido, de este modo se consigue mejorar el rendimiento de la reacción de combustión y el avance de llama. Por otro lado, además de aumentar la relación de compresión se aumenta el dosado incrementando el gasto másico de combustible, pero también el de aire, se deduce a partir de esto que el incremento que sufren ambos es diferente. Tal como se muestra a lo largo de este documento, el dosado cambia de 1:14 a 1:7, y por otro lado el dosado estequiométrico cambia de 0,0685 a 0,01048. Para conseguir meter más cantidad de aire en el motor y hacerlo a más presión se incrementa la presión del turbocompresor de 1,4 a 2 bares.

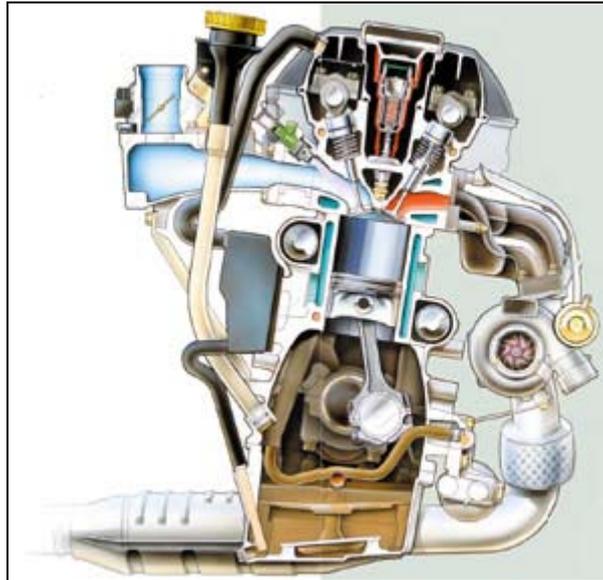


Figura 1.4.: Imagen del motor objeto de estudio adecuado al funcionamiento con bioetanol (Ref. 11)

1.2. BIOCOMBUSTIBLES

1.2.1. INTRODUCCION

En este segundo apartado se pretende dar una visión un poco más extensa de los biocombustibles, para poder así enjuiciar de algún modo si este combustible puede ser un sustituto de la gasolina. Como introducción se puede decir que el bioetanol es un combustible obtenido a partir de productos como el maíz, la patata, la vid, o el sorgo entre otros, además es un combustible que ya está disponible en muchas estaciones de servicio españolas, y que, a diferencia de otros combustibles alternativos como el hidrógeno, el bioetanol no presenta problemas de almacenamiento. En cambio ya empiezan a aparecer problemas como la subida del precio de las materias primas que lo originan, es por esto que uno de los productores más importantes a nivel mundial, Abengoa, ya ha tenido que cortar la producción durante un tiempo. Por otro lado hay estudios que dicen que este combustible no puede sustituir a la gasolina porque, aunque es respetuoso con el medio ambiente, no puede producirse al mismo ritmo que se consume, es decir que no hay hectáreas suficientes en todo el mundo para producir el cereal necesario que requiere el parque automovilístico mundial. Estas fluctuaciones en el mercado y estos estudios pesimistas cuestionan la viabilidad del producto como alternativa a la gasolina.

A pesar de todo lo expuesto anteriormente por la prensa especializada (Ref. 3), en la actualidad y a corto plazo, el bioetanol se presenta como la única alternativa viable a la gasolina. Países como Brasil o Suecia son un claro ejemplo de uso del combustible ecológico. Brasil es el mayor productor y consumidor de bioetanol debido a una industria que empezó a desarrollarse en los años 80. Este país tiene a la caña de azúcar como la principal materia prima nacional, y es de ahí de donde sacan todo el bioetanol necesario. Otros países como Suecia usan, además de la caña de azúcar, el maíz y el cereal para la obtención del combustible, el país escandinavo tiene más de 40.000 vehículos movidos por biocombustible, y esto le convierte en el país con el mayor número de coches ecológicos del mundo.

En España existe un mercado que puede que sea muy floreciente debido a las posibilidades de cultivo que ofrece el clima ibérico. Actualmente hay varias plantas de producción importantes en Curtis (A Coruña), en Cartagena (Murcia), y en Babilafuente (Salamanca), estas tienen una capacidad de producción de unas 80.000 toneladas. El Instituto de Ahorro y Energía concluyó en un estudio en 2006 que con estas plantas productoras y siendo Abengoa uno de los productores mundiales más importantes, España se podría encargar de gran parte de la producción de toda la Unión Europea, cuya demanda podría llegar a estar en torno unos 2,5 millones de toneladas (Ref. 7).

En la presentación a los medios del Saab 95 2.0 T Biopower, Atisae afirmó que, esta tecnología presenta problemas actualmente, tales como que este vehículo supone un incremento de precio de unos 2.000 € con respecto a la versión normal, esta diferencia de precio está justificada por los elementos de nuevo diseño que lleva el modelo propulsado por bioetanol y por los cambios en la cadena de montaje. Además de esto, la red de estaciones de servicio con este combustible es completamente despreciable.

1.2.2. FORMACION DEL BIOETANOL

Ahora se puede explicar algo más técnico en referencia a la obtención de esta planta y el ciclo de los biocombustibles. En primer lugar se muestra como es la estructura molecular del etanol, porque el bioetanol está compuesto en un 85% de etanol y un 15% de gasolina. Como se puede ver en la representación, la fórmula del etanol es C_2H_6O .

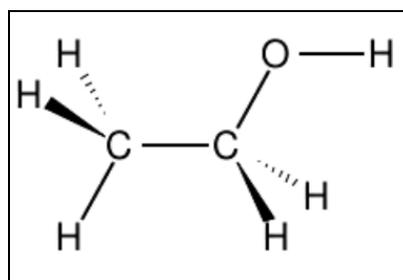


Figura 1.5.: Representación de la molécula de etanol (Ref. 3).

Durante el proceso de fermentación del maíz, la caña de azúcar u otros elementos que contienen glucosa se obtiene el etanol y se forma dióxido de carbono, la reacción es la siguiente:



(Ref. 3) Ecuación química 1.1.

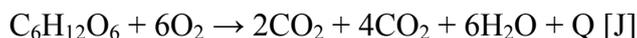


Por otro lado, la reacción de combustión que ocurrirá en el motor se puede simplificar como:



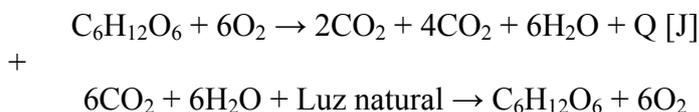
(Ref. 3) Ecuación química 1.2.

Sumando ambas reacciones se obtiene la siguiente:



(Ref. 3) Ecuación química 1.3.

Lo que hay que tener en cuenta es que esta última reacción que se ha escrito es exactamente la reacción inversa a la que ocurre en el proceso de fotosíntesis de la planta que genera el etanol.



(Ref. 3) Ecuación química 1.4.

Habría que puntualizar que el proceso por el cual se obtiene el preciado combustible no es tan sencillo como las simples reacciones que se acaban de mostrar. Además de esto, hay que indicar que, en el ciclo completo de la vida del etanol que se acaba de representar, no se está teniendo en cuenta que la cantidad de moles involucrados en la fermentación y combustión no tienen que ser los mismos que los de la reacción de la fotosíntesis, por tanto esto cuestiona que el balance sea nulo.

El bioetanol es un combustible vegetal y esto implica que se produce a partir de sustancias ricas en almidón o azúcares, y este es el caso de la viña tan extendida en España. La viña, por poner un ejemplo, se somete a un proceso de fermentación del que se obtiene el vino. Este, posteriormente, es destilado para obtener alcohol bruto de 92°, después este alcohol es sometido a un proceso industrial que elimina el azufre que posee, o sea una desulfuración, tras esto se le somete a una deshidratación para eliminar casi todo el agua que tiene, finalmente con la desmetilización se extrae el alcohol que contiene.

Con este proceso se obtiene un alcohol etanol de 99,9° que se mezcla con la gasolina para dar finalmente el combustible bioetanol E85 al 85% de alcohol y 15% de gasolina. A continuación se muestra una imagen en la que se ve el ciclo del bioetanol de un modo más preciso.

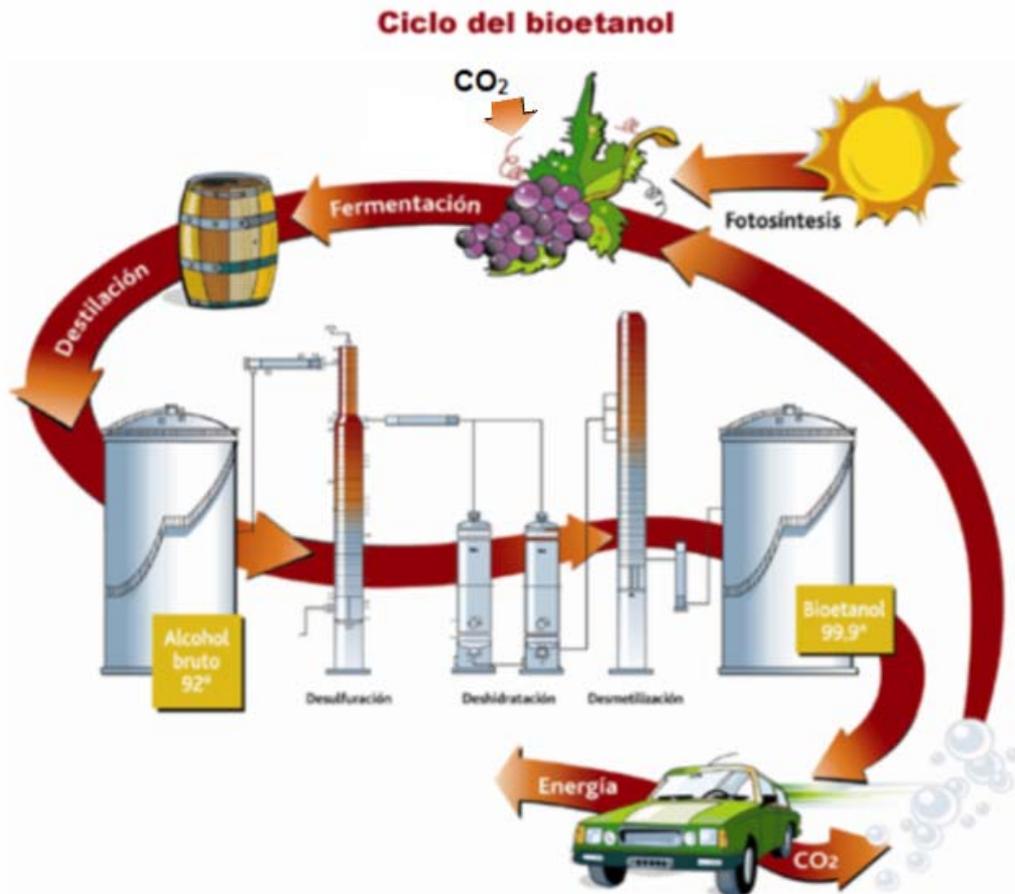


Figura 1.6.: Representación del ciclo del bioetanol a partir de la uva (Ref. 7).

1.2.3. BIOETANOL COMO FUENTE DE ENERGÍA SOSTENIBLE Y RENOVABLE

Para saber si este combustible es una alternativa real a los combustibles de origen fósil, hay que preguntarse si es sostenible y renovable, es decir hay que saber si el cultivo de plantaciones necesarias no compromete el futuro, o si el balance nulo de emisiones de CO₂ anunciado anteriormente es posible, en definitiva si esta fuente de energía respeta al medio ambiente y puede sustituir al petróleo.

En principio hay que decir que no es poca la controversia que hay al respecto, además de esto parece que hay conflicto de intereses políticos para que haya un sustituto real al petróleo. Por tanto es este un tema complicado de tratar, igualmente no es fácil acceder a este tipo de información. En Estados Unidos trabajan asociaciones como la American Coalition for Ethanol, mientras que Europa la asociación Bio Ethanol Sustainable Transportation impulsa proyectos de transporte público ecológico en varias ciudades.

Según se ha ido desarrollando la industria del bioetanol han aparecido varios problemas y dudas al respecto. En primer lugar se ha empezado a especular con la idea de que el cultivo de las plantaciones necesarias para producir el alcohol puede terminar con la agricultura tradicional y poner en peligro el abastecimiento de alimentos a la población. En el caso concreto de España, ya se ha visto como afecta esta situación al precio del pan. En segundo lugar se está cuestionando que, ni poniendo en peligro la agricultura tradicional, exista etanol suficiente para abastecer a la población.

Desde la American Coalition for Ethanol se acepta que, a pesar de las claras y grandes ventajas de este combustible, hay un límite real en la cantidad de plantaciones de las que se dispone. Es por tanto evidente que un incremento del precio del bioetanol podría hacer que muchos agricultores por todo el mundo decidieran adecuarse a esta situación, y consecuentemente el sector de la alimentación se viera gravemente afectado. Aunque por otro lado esta misma asociación muestra una postura optimista ante el desarrollo de nuevas tecnologías agrarias que permitan incrementar la producción agrícola. A pesar de este mensaje positivo esta asociación afirma que el bioetanol no será el único combustible que usará el mundo para mover automóviles.

En cierto modo y viendo que el sector del bioetanol todavía está en fase de crecimiento, pues se puede deducir que el presente pasa por poder incrementar la producción de plantaciones sin comprometer el futuro, y esto implica el desarrollo de nuevas tecnologías. En este sentido se puede citar que ya se ha descubierto una nueva forma de producir etanol a partir de la celulosa, y este parece ser ahora el camino en el que hay que avanzar.

A continuación se intentará aclarar un poco más todo lo expuesto en referencia al bioetanol con algunos datos y tablas. En primer lugar hay que pensar en el origen del problema de los combustibles fósiles. Los medios de transporte son los responsables del 55.8% de la contaminación medioambiental. En la tabla siguiente se pueden ver el porcentaje de gases contaminantes originados por los medios de transporte.

| COMPUESTOS | % DEBIDOS A VEHICULOS |
|----------------------|-----------------------|
| OXIDOS DE CARBONO | 77,30% |
| OXIDOS DE NITROGENO | 44,50% |
| OXIDOS DE AZUFRE | 35,60% |
| COMPUESTOS ORGANICOS | 35,60% |
| MICROPARTICULAS | 26,30% |

Figura 1.7.: Tabla con porcentajes de emisiones de vehículos sobre total de emisiones mundiales (Ref. 6).

El consumo de gasolina y gasoil es la causa de aproximadamente el 41% de los gases de efecto invernadero [Fuente: American Coalition for Bioethanol]. Dentro de estos gases nocivos, el dióxido de carbono es el gas más emitido por vehículos de motor de combustión interna, por tanto este gas es el principal causante del efecto invernadero, en consecuencia la composición de la atmósfera ha cambiado en los últimos años y se está dañando el aire. A pesar de que el resto de los gases citados en la tabla anterior son más perjudiciales para la salud que el propio dióxido de carbono, lo cierto es que el efecto de las emisiones de este último gas es muy preocupante por ser el que más emite un vehículo de motor de combustión interna.

Como consecuencia de usar bioetanol E85 en, por ejemplo, unos 5 millones de vehículos durante todo un año, las emisiones de dióxido de carbono CO₂ se podrían reducir en torno a unos 20 millones de galones anuales. Por decirlo de otro modo, se puede decir que la reducción está en torno a las 4 toneladas de CO₂ por vehículo y año. Como se ha anunciado anteriormente, acaba de aparecer en el mercado un nuevo etanol precedente de la celulosa (biomasa maderera y herbácea), y éste ofrece unas emisiones todavía mucho mejores que las que se acaban de anunciar.

Según American Coalition for Bioethanol las reducciones pueden llegar a estar en torno al 85% en el caso del bioetanol precedente de la celulosa. Hay que tener en cuenta que lo que se muestra en la siguiente tabla son las reducciones de emisiones de gases de efecto invernadero de un motor genérico, pero éstas comparan el uso de gasolina convencional frente a los bioetanoles de distintas procedencias.

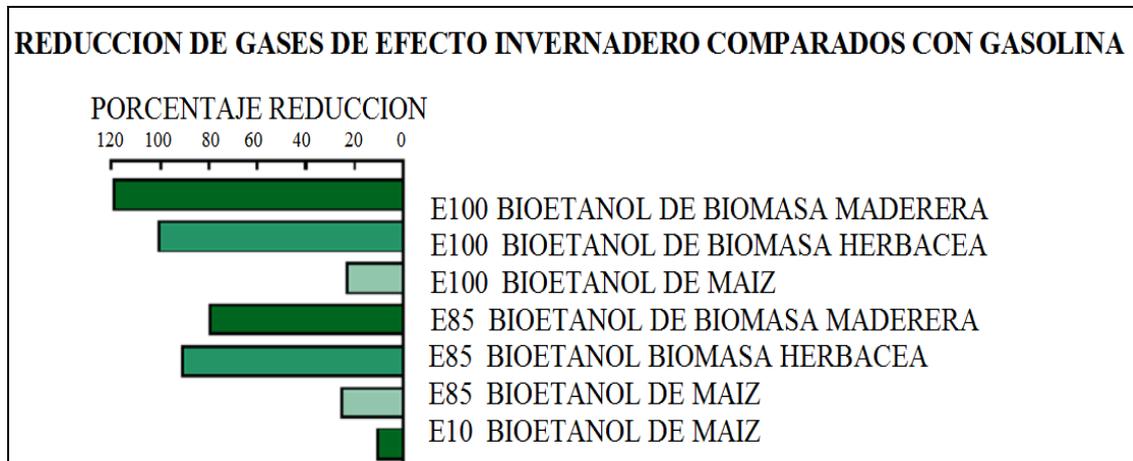


Figura 1.8.: Tabla con porcentajes de reducciones de emisiones de gases de efecto invernadero (Ref. 6).

Según se puede ver en la gráfica anterior, los resultados son buenos. La reducción de los gases de efecto invernadero de una reacción de combustión de bioetanol E85 oscilan entre un 20% y un 90% aproximadamente, estos valores son cercanos a los que promete Saab para el modelo 95 2.0t biopower (80% de reducción de emisiones de CO₂), pero hay que hacer varias puntualizaciones. En primer lugar hay que tener en cuenta que los datos de la tabla que se acaba de mostrar tienen en cuenta las emisiones en el proceso de formación del alcohol, es decir que los procesos energéticos involucrados en la formación del alcohol consumen energía y generan gases nocivos. Por otro lado, la tabla contempla la recuperación de CO₂ debida a la fotosíntesis de las plantas que dieron lugar al alcohol, mientras que Saab no lo tiene en cuenta. En conclusión, no se puede establecer de forma clara si el balance de emisiones real del vehículo será fiel a lo que dice el cuadro anterior.

Hasta este punto se puede concluir que hay una mejora considerable con respecto a las emisiones que se consiguen, aunque no se ve de manera clara hasta cuanto se podrán reducir las emisiones del vehículo, enclavando el estudio de estas en el ciclo de vida del bioetanol. Es decir, que aunque la reducción de emisiones sea de un 80% aproximadamente, si se tiene en cuenta las demás etapas de la vida del etanol la reducción de gases contaminantes sigue siendo excelente e incluso se puede intuir que estas lleguen a desaparecer. Por tanto si que se puede hablar de un combustible completamente limpio y ecológico, o lo que es lo mismo, sostenible. Lo que ya parece quedar más como una cuestión sin resolver es que el combustible se presente como una fuente de energía renovable.

Es posible que el reciente descubrimiento del etanol con origen en la celulosa convierta al combustible en una fuente de energía renovable. Con este nuevo método se pueden utilizar restos de plantas (biomasa herbácea), restos agrícolas de cualquier tipo (biomasa maderera), residuos animales, e incluso los residuos de las aguas fecales de las ciudades.

La biomasa procedente de la madera, según hemos visto en la tabla anterior consigue reducciones de emisiones de más del 100%. La celulosa puede ser transformada a etanol usando enzimas, azúcares, o microorganismos, y se pueden crear por medio de procesos termoquímicos. Comparando los dos diferentes orígenes de estos dos bioetanoles, el bioetanol de origen en la celulosa es más caro de producir, pero los avances futuros podrán reducir costes porque actualmente hay ya varias compañías a nivel mundial que trabajan en esto.

En la siguiente gráfica se muestra una relación de las cantidades de etanol que se pueden obtener a partir de varios de los compuestos que, de hecho, pueden formar bioetanol, y también se muestra como la cantidad obtenida a partir de cada uno de ellos va ir evolucionando. Según el material elegido se puede sacar más o menos partido al material porque se produce en más o menos cantidad.

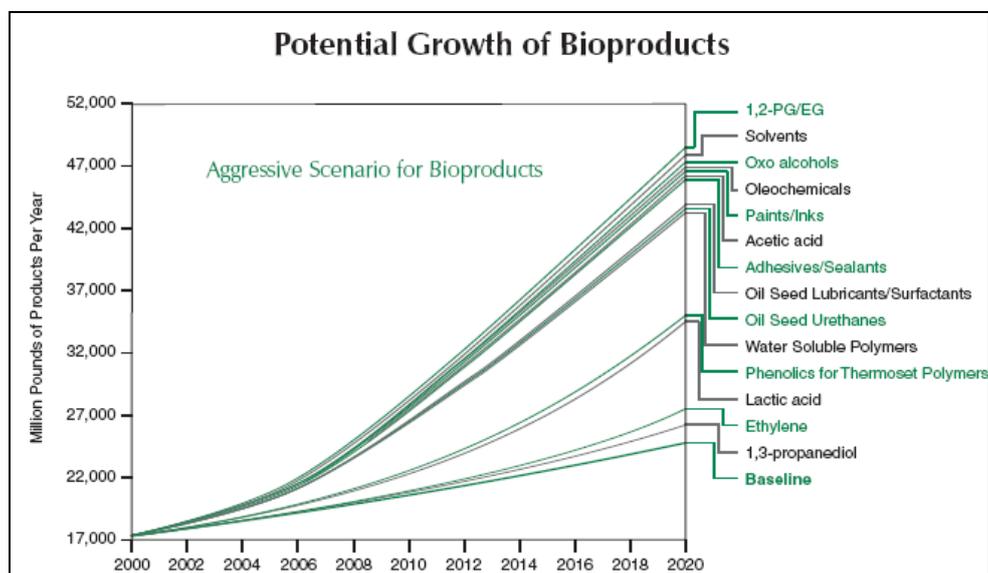


Figura 1.9.: Tabla con cantidades de etanol producido según el material de origen (Ref. 6).

Para concluir este apartado hay que señalar que la utilización de este combustible si parece ser respetuoso con el medio ambiente o lo que es lo mismo sostenible, porque teniendo en cuenta el balance nulo de emisiones pues resulta ser un combustible ecológico, en cambio por otro lado no está demasiado claro que sea una fuente de energía renovable. En cambio este descubrimiento de la producción de etanol a partir de la celulosa da al etanol un futuro prometedor.

1.3. TRANSFORMACION DE UN VEHICULO DE GASOLINA A BIOETANOL

En este apartado se pretende dar una idea de las modificaciones que tiene que sufrir un vehículo para poder funcionar con bioetanol. Tal como se ha anunciado anteriormente Saab partió del modelo de gasolina para rediseñar el motor y otros componentes y darle la capacidad de funcionar con bioetanol.

En primer lugar se va a dar una relación de todos los elementos afectados en este vehículo de bioetanol con respecto al que es propulsado con gasolina.

| ELEMENTOS AFECTADOS |
|--|
| TURBOCOMPRESOR |
| REAJUSTE ELECTRONICO DE ENCENDIDO (AVANCE ENCENDIDO) |
| MATERIAL DE INYECTORES |
| RECTIFICADO DE LA CULATA (V_{cc}) |
| REAJUSTE ELECTRONICO DE INYECCION (DOSADO) |
| TUBERIAS DE ALIMENTACION DE COMBUSTIBLE |
| DEPOSITO DE COMBUSTIBLE |
| BOMBA DE ALIMENTACION DE COMBUSTIBLE |

Figura 1.10.: Tabla con los elementos afectados en un vehículo que funciona a bioetanol (Ref. 1).

1.3.1. REAJUSTE ELECTRONICO DE INYECCION (DOSADO)

Como consecuencia del aumento del octanaje de la mezcla, se aumenta el dosado sin problemas de detonación ni picado de bielas. En este vehículo particular no se sube el dosado a costa de reducir la cantidad de aire inyectada en cada ciclo. El dosado sube porque el cociente entre la cantidad de combustible y aire consumido por el motor de bioetanol es mayor que en el motor de gasolina. El límite de dosado máximo sin detonación es difícil de determinar, éste está relacionado con la velocidad de propagación de la llama.

1.3.2. AUMENTO DE LA PRESION DEL TURBOCOMPRESOR

La presión del compresor se puede aumentar considerablemente aunque esto se haga a costa de un mayor consumo. El fabricante tiene dos opciones, la primera es dejar la presión del compresor en el mismo valor que en el caso del motor de gasolina, y con esto ganar capacidad de compresión (se entiende que es un incremento en la capacidad de compresión mayor al que se produce en realidad). La segunda opción es la de no incrementar tanto la relación de compresión y subir la presión de aire en la admisión, y es esta opción por la que se decanta.

1.3.3. RECTIFICADO DE LA CULATA (V_{CC}) Y AUMENTO DE LA RELACION DE COMPRESION

Hay que decir que este cambio es consecuencia del aumento de octanaje del combustible. Lo que se hace es un rectificado de la culata, es decir, se eliminan unos milímetros de espesor a la culata y se deja intacto el bloque, como se quita la misma cantidad de volumen a V_{PMI} que a $V_{PMS} = V_{CC}$, pues se consigue aumentar la relación de compresión sin cambiar la cilindrada del motor.

A continuación se muestra el razonamiento matemático. Si restamos un valor X a V_{PMS} y también a $V_{PMS} = V_{CC}$, pues lo que ocurre es que la relación será menor independientemente del valor que tome X .

$$r_{INICIAL} = \frac{V_{PMI}}{V_{CC}} \langle r_{FINAL} = \frac{V_{PMI} - X}{V_{CC} - X}$$

(Ref.15) Ecuación 1.1.

$$Q_{INICIAL} = Q_{FINAL} = V_{PMI} - V_{CC} = (V_{PMI} - X) - (V_{CC} - X)$$

(Ref.15) Ecuación 1.2.

Donde:

V_{PMI} = Volumen del punto muerto inferior o volumen máximo [cm^3].

$V_{PMS} = V_{CC}$ = Volumen del punto muerto superior o de la cámara de combustión [cm^3].

$r_{INICIAL}$ = Relación de compresión antes del cambio.

r_{FINAL} = Relación de compresión después del cambio.

$Q_{INICIAL}$ = Cilindrada antes del cambio o rectificado de la culata [cm^3].

Q_{FINAL} = Cilindrada después del cambio o rectificado de la culata [cm^3].

1.3.4. REAJUSTE ELECTRONICO DE ENCENDIDO (AVANCE ENCENDIDO)

En la siguiente imagen se puede ver como hay zonas no quemadas en el interior del cilindro, si en esas zonas aumenta mucho la presión y temperatura, pues puede ocurrir que se detone la mezcla y como consecuencia puede explotar, existiendo varias explosiones simultáneamente, desde el puesto de conducción se notará un golpeteo o picado bielas. Si se avanza mucho el encendido se favorece esto porque los gases que están todavía sin quemar alcanzan temperaturas muy altas y pueden detonar. El etanol es muy permisivo en este sentido debido al alto octanaje RON. Por este motivo se puede avanzar el encendido de la mezcla con respecto a la versión de gasolina, y de este modo asegurar que se queme toda la mezcla.

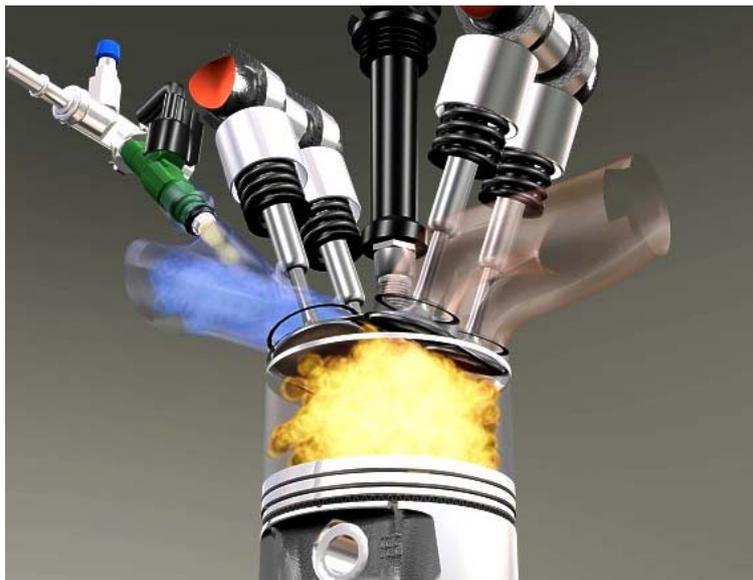


Figura 1.11.: Imagen que muestra como avanza la explosión (Ref. 3).



1.3.5. MATERIAL DE INYECTORES Y BOMBA DE ALIMENTACION DE COMBUSTIBLE

El problema que hay con los inyectores es el de la corrosión, el etanol resulta ser muy corrosivo y si no se cambia el material del que están hechos los inyectores, estos no tendrían una duración comparable a la vida del motor. Con la bomba de alimentación del combustible ocurre lo mismo.

1.3.6. TUBERIAS DE ALIMENTACION DE COMBUSTIBLE Y DEPOSITO DE COMBUSTIBLE

Con estos componentes ocurre lo mismo que con la bomba de combustible y con los inyectores, es decir que pueden oxidarse con el tiempo. En este caso el material más recomendable a usar es el acero inoxidable.

1.4. COMPARACION DE MOTORES SIMILARES

A continuación se muestran tablas comerciales de los dos vehículos que se van a estudiar.



1.4.1. FICHA COMERCIAL DEL MOTOR CON GASOLINA (Ref. 10)

| Motor y transmisión |
|---|
| Ubicación: delantera |
| Orientación: transversal |
| Tipo de turbo: turbocompresor con intercambiador de calor |
| Relación compresión: 8,8:1 |
| Sistema de distribución: doble árbol de levas |
| Sistema de alimentación: gasolina - inyección multipunto |
| Tipo de combustible: gasolina sin plomo 95 octanos |
| Batería: 70 amperios/h |
| Caja de cambios: manual |
| Cambio: 5 velocidades |
| Cilindrada: 2 litros (1.985 cc) |
| Consumo: carretera/ciudad/mixto |
| 6,9 l/100km a 120 Km/h |
| 12,6 l/100km |
| 9 l/100km |
| Cilindros: |
| Disposición: en línea |
| Número: 4 |
| Diámetro: 90 mm |
| Válvulas por cilindro: 4 |
| Carrera: 78 mm |
| Materiales: |
| De la culata: aluminio |
| Del bloque de motor: acero |
| Prestaciones y pesos: |
| Número asientos: 5 |
| Autonomía: 1.014 Km |
| Aceleración 0-100: 9,8 seg |
| Velocidad máxima: 215 Km/h |
| Capacidad del deposito de combustible: 70 l |
| Coefficiente penetración: 0,32 |
| Pesos: |
| En vacío: 1.520 Kg |
| Máximo autorizado: 2.060 Kg |
| A remolcar con freno: 1.800 Kg |
| A remolcar sin freno: 750 Kg |



| |
|---|
| Ratio Peso/Kw : |
| Con carga: 18 Kg |
| Sin carga: 13 Kg |
| Potencia: |
| Potencia: 150 cv |
| Régimen máximo: 5.500 rpm |
| Potencia fiscal: 13,26 |
| Potencia específica: 75 Cv/l |
| Relación peso potencia: 10,133333 Kg/Cv |
| Par máximo: 240 Nm a 1.800 rpm |
| Dosado F = 1:14 |
| Carga: |
| Carga útil: 455 Kg |
| Sobre el techo: 100 Kg |
| Dimensiones y medidas: |
| Exterior: |
| Longitud / Anchura / Altura: 4.827 / 1.792 / 1.475 mm |
| Distancia entre ejes: 2.703 mm |
| Vía delantera / trasera: 1.522 / 1.522 mm |
| Giro entre paredes: 11,3 m |
| Interior, delantero: |
| Ancho: 1.446 mm |
| Alto: 971 mm |
| Espacio para piernas: 1.078 mm |
| Interior, trasero: |
| Ancho: 1.435 mm |
| Alto: 941 mm |
| Espacio para piernas: 930 mm |
| Maletero: |
| Método VDA |
| Capacidad : 500 l |
| Anchura máxima / mínima: 1.380 / 1.014 mm |
| Longitud máxima : 1.714 mm |
| Longitud hasta asiento: 1.092 mm |
| Ayuda a la frenada: |
| ABS en las cuatro ruedas |
| Neumáticos: |
| Neumáticos: 225/45 R17 W |
| Velocidad máxima de neumáticos: (hasta 270 km/h) |



| |
|--|
| Llantas: |
| Aleación ligera |
| Llanta ancho/diámetro: 7 / 17 mm |
| Rueda de repuesto con herramientas de reparación |
| Frenos: |
| Delanteros: disco ventilado |
| Traseros: disco |
| Suspensión, tracción y dirección: |
| Tracción: delantera |
| Programa electrónico de estabilidad por control electrónico |
| Suspensión: |
| Delantera: independiente |
| Trasera: independiente |
| Dirección Asistida con endurecimiento progresivo en función de las rpm |
| Carrocería: BERLINA |
| Galvanización: parcial |
| Puertas: 4 |
| Normas medioambientales: |
| Normas de emisiones: EURO 3 |
| Emisiones CO2: 214 g/km |



1.4.2. FICHA COMERCIAL DEL MOTOR CON BIOETANOL (Ref. 10)

| Motor y transmisión |
|---|
| Ubicación: delantera |
| Orientación: transversal |
| Tipo de turbo: turbocompresor con intercambiador de calor |
| Relación compresión: 9,3:1 |
| Sistema de distribución: doble árbol de levas |
| Sistema de alimentación: bioetanol E85 - inyección multipunto |
| Tipo de combustible: bioetanol E85 |
| Batería: No disponible |
| Caja de cambios: manual |
| Cambio: 5 velocidades |
| Cilindrada: 2 litros (1.985 cc) |
| Consumo: carretera/ciudad/mixto |
| 9,0 l/100km a 120 Km/h |
| 16,4 l/100km |
| 11,6 l/100km |
| Cilindros: |
| Disposición: en línea |
| Número: 4 |
| Diámetro: 90 mm |
| Válvulas por cilindro: 4 |
| Carrera: 78 mm |
| Materiales: |
| De la culata: acero inoxidable |
| Del bloque de motor: acero inoxidable |
| Prestaciones y pesos: |
| Número asientos: 5 |
| Autonomía: No disponible |
| Aceleración 0-100: 8,5 seg |
| Velocidad máxima: 220 Km/h |
| Capacidad del deposito de combustible: 70 l |
| Coefficiente penetración: 0,32 |
| Pesos: |
| En vacío: No disponible |
| Máximo autorizado: No disponible |
| A remolcar con freno: No disponible |
| A remolcar sin freno: No disponible |



| |
|---|
| Ratio Peso/Kw : |
| Con carga: No disponible |
| Sin carga: No disponible |
| Potencia: |
| Potencia: 180 cv |
| Régimen máximo: 5.500 rpm |
| Potencia fiscal: No disponible |
| Potencia específica: 90 Cv/l |
| Relación peso potencia: No disponible |
| Par máximo: 280 Nm a 1.800 rpm |
| Dosado F = 1:7 |
| Carga: |
| Carga útil: 455 Kg |
| Sobre el techo: 100 Kg |
| Dimensiones y medidas: |
| Exterior: |
| Longitud / Anchura / Altura: 4.827 / 1.792 / 1.475 mm |
| Distancia entre ejes: 2.703 mm |
| Vía delantera / trasera: 1.522 / 1.522 mm |
| Giro entre paredes: 11,3 m |
| Interior, delantero: |
| Ancho: 1.446 mm |
| Alto: 971 mm |
| Espacio para piernas: 1.078 mm |
| Interior, trasero: |
| Ancho: 1.435 mm |
| Alto: 941 mm |
| Espacio para piernas: 930 mm |
| Maletero: |
| Método VDA |
| Capacidad : 500 l |
| Anchura máxima / mínima: 1.380 / 1.014 mm |
| Longitud máxima : 1.714 mm |
| Longitud hasta asiento: 1.092 mm |
| Ayuda a la frenada: |
| ABS en las cuatro ruedas |
| Neumáticos: |
| Neumáticos: 225/45 R17 W |
| Velocidad máxima de neumáticos: (hasta 270 km/h) |



| |
|--|
| Llantas: |
| Aleación ligera |
| Llanta ancho/diámetro: 7 / 17 mm |
| Rueda de repuesto con herramientas de reparación |
| Frenos: |
| Delanteros: disco ventilado |
| Traseros: disco |
| Suspensión, tracción y dirección: |
| Tracción: delantera |
| Programa electrónico de estabilidad por control electrónico |
| Suspensión: |
| Delantera: independiente |
| Trasera: independiente |
| Dirección Asistida con endurecimiento progresivo en función de las rpm |
| Carrocería: BERLINA |
| Galvanización: parcial |
| Puertas: 4 |
| Normas medioambientales: |
| Normas de emisiones: EURO 5 |
| Emisiones CO2: 42,8 g/km |



CAPÍTULO 2 MODELIZACIÓN DEL CICLO TERMODINÁMICO

| SAAB 95 2.0 TURBO BIOPOWER (Ref. 10) | |
|---|---|
| FICHA TECNICA DEL MOTOR | |
| APLICACIÓN | |
| TIPO DE VEHICULO | TURISMO FAMILIAR ECOLOGICO |
| CARACTERISTICAS GENERALES Y COMBUSTIBLE | |
| CICLO DE TRABAJO | OTTO 4 TIEMPOS |
| DISPOSICION DE LOS CILINDROS | 4 CILINDROS EN LINEA |
| TIPO DE MOTOR | MIF (MOTOR DE IGNICION FORZADA) |
| COMBUSTIBLE | BIOETANOL E85 (85% ETANOL - 15% GASOLINA) |
| INDICE OCTANAJE (RON) | 85% · 106 RON + 15% · 95 RON = 104 RON |
| PODER CALORIFICO DEL COMBUSTIBLE (L_i) | 32,34 [MJ/Kg] |
| RENOVACION DE LA CARGA | |
| ASPIRACION | TURBOCOMPRESOR DE GEOMETRIA VARIABLE |
| INTERENFRIADOR | SI |
| PRESION ADMISION (P_{adm}) | 2 [bar] |
| DISTRIBUCION | |
| NUMERO DE VALVULAS POR CILINDRO | 4 |
| ACCIONAMIENTO DE VALVULAS | DOBLE ARBOL DE LEVAS CON CADENAS |
| ANGULOS DE LA DISTRIBUCION | AAA = 25° |
| | RCA = 75° |
| | AAE = 65° |
| | RCE = 20° |
| ADELANTO AL ENCENDIDO | AE = 40° |
| SISTEMA DE COMBUSTIBLE | |
| TIPO DE SISTEMA | PRESURIZADO CON CONTROL ELECTRONICO |
| INYECCION DE BAJA PRESION | BOMBA DE COMBUSTIBLE |
| INYECCION DE ALTA PRESION | INYECCION MULTIPUNTO EN PRECAMARA |
| SISTEMA DE REFRIGERACION | |
| FLUIDO REFRIGERANTE | AGUA |
| REFRIGERACION DE LA CAMISA | CAMISA HUMEDA |
| PARAMETROS GEOMETRICOS Y CARACTERISTICAS | |
| CILINDRADA UNITARIA (q) | 496,25 [cm ³] |
| CILINDRADA TOTAL (Q) | 1985[cm ³] |
| NUMERO DE CILINDROS (N) | 4 |
| NUMERO DE TIEMPOS (T) | 4 |
| CALIBRE (D) | 9 [cm] |
| CARRERA (L) | 7,8 [cm] |
| ALTURA DE LA CAMARA DE COMBUSTION (h_{CC}) | 0,93cm] |
| VOLUMEN CAMARA COMBUSTION ($V_{PMS}=V_{CC}$) | 59 [cm ³] |
| VOLUMEN MAXIMO (V_{PMI}) | 556 [cm ³] |
| RELACION DE COMPRESION (r) | 9,30 |
| RELACION DE COMPRESION EN RCA (r_c) | 6,83 |
| POTENCIA MAXIMA (We) | 180 [CV] |
| PAR MAXIMO (Cm_{MAX}) | 280 [N·m] |
| LONGITUD DE BIELA (l_b) | 14,80 [cm] |
| RELACION DE LONGITUDES DE BIELA ($\lambda=l_b/L$) | 1,9 |
| RADIO DE MANIVELA O CIGÜEÑAL (r_a) | 4,26 [cm] |
| DIAMETRO VALVULA ($\Phi_{ADMISION}$) | 3,40 [cm] |
| DIAMETRO VALVULA (Φ_{ESCAPE}) | 2,80 [cm] |
| VOLUMEN EN RCA (V_{RCA}) | 403 [cm ³] |
| COEFICIENTE DE LLENADO (a) | 0,7 |
| CILINDRADA EFECTIVA (q') | 349 [cm ³] |



| SAAB 95 2.0 TURBO BIOWPOWER | |
|---|-------------------------------|
| FICHA TECNICA DEL MOTOR (CONTINUACION) | |
| DOSADOS | |
| DOSADO (F) | $1 / 7 = 0,143$ |
| DOSADO ESTEQUIOMETRICO (F_e) | 0,1048 |
| DOSADO RELATIVO (F_r) | 1,3632 |
| REGIMEN MAXIMA POTENCIA | |
| REGIMEN MAXIMO (n_{max}) | 5500 [rpm] |
| POTENCIA MAXIMA (We_{max}) | 180 [CV] |
| PRESION MEDIA EFECTIVA (PME) _{REG max pot} | 1456,158 [KPa] |
| PAR EN REGIMEN MAXIMO (C_m) _{REG max pot} | 230 [N·m] |
| POTENCIA ESPECIFICA ($W_{esp_{max}}$) | 66740,56 [Kw/m ³] |
| VELOCIDAD DEL EMBOLO (U_m) _{REG max pot} | 14,3 [m/seg] |
| CARGA TERMICA (C_T) _{REG max pot} | 5206,1 [KW/m ²] |
| REGIMEN MINIMO CONSUMO ESPECIFICO | |
| REGIMEN MINIMO (n_{min}) | 1500[rpm] |
| POTENCIA MINIMA (We_{min}) | 55 [CV] |
| PRESION MEDIA EFECTIVA (PME) _{REG min cons} | 1631,436 [KPa] |
| PAR EN REGIMEN MINIMO (C_m) _{REG min cons} | 240 [N·m] |
| POTENCIA ESPECIFICA ($W_{esp_{min}}$) | 20392,95[Kw/m ³] |
| VELOCIDAD DEL EMBOLO (U_m) _{REG min cons} | 3,9 [m/seg] |
| CARGA TERMICA (C_T) _{REG min cons} | 1590,7 [KW/m ²] |

2.1. INTRODUCCION

En este capítulo se va a proceder a la realización de una simulación termodinámica del ciclo de trabajo del motor. El objetivo será la obtención del ciclo representando la presión frente al volumen del cilindro. En un ciclo, la energía química de la reacción del combustible con el aire se transforma en energía mecánica para mover la biela y el cigüeñal del motor. La simulación del ciclo se hará con el programa Mathcad 7.

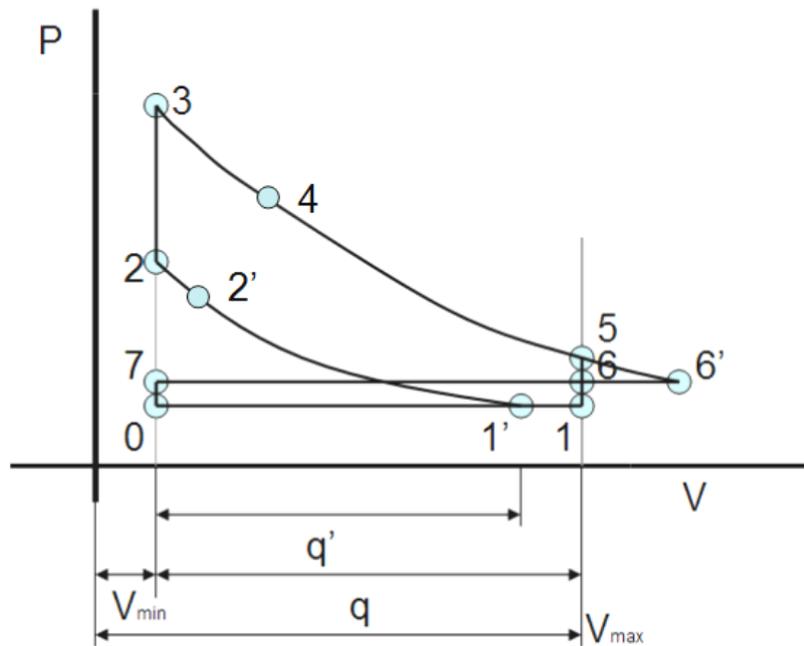


Figura 2.1.: Función del ciclo termodinámico indicado.

Como más adelante se verá, el ciclo indicado que se simula, no se parece demasiado a este ciclo teórico porque en la simulación se tienen en cuenta las pérdidas que ocurren en el motor a lo largo de la combustión mientras que en esta imagen solo se simula el retraso al cierre de la admisión.

A continuación se hace un breve resumen de los diferentes procesos que ocurren en la simulación.

PROCESO 0-1-1'

El proceso que va del punto 0 al 1 y después al 1' es el llenado del cilindro con la respectiva variación de volumen desde el punto muerto superior V_{PMS} hasta el punto muerto inferior V_{PMI} , y después al punto de V_{RCA} . Realmente el llenado se inicia antes de estar en el punto 0 aunque éste no esté indicado, este punto define el adelanto a la apertura de admisión. Por otro lado, no hay que olvidar que mientras el cilindro reduce su volumen desde V_{PMI} hasta V_{RCA} sigue entrando aire y combustible.

Tanto en la representación mostrada como en la simulación que se va a hacer en Mathcad se tiene en cuenta el retraso al cierre de la admisión. El proceso simulado ocurrirá a presión constante tal como se ve en la imagen.



PROCESO 1'-2'-2

En este proceso la mezcla, encerrada en el cilindro por todas las válvulas, se comprime de manera adiabática hasta el punto 2 o V_{PMS} . Debido a esto, la mezcla eleva mucho la presión y la temperatura en el proceso. En un punto 2' anterior al punto 2 la combustión de la mezcla se inicia porque el adelanto al encendido ocurre en ese punto 2'.

En la simulación se estudia un proceso que tiene en cuenta el retraso al cierre de admisión, y además se considera el adelanto al encendido.

PROCESO 2'-2-3-4

El proceso de combustión de la mezcla empieza en el punto 2', después el pistón llega al punto muerto superior, punto 2. La combustión continúa hasta el punto 3, punto que está situado ya en la carrera de expansión del cilindro. La reacción de combustión no terminará hasta que se llega al punto 4, y aunque la reacción termine en este punto los gases producto de la reacción siguen impulsando el cilindro hacia el punto muerto inferior. Como se deduce de esto la reacción no ocurre de manera espontánea.

En la simulación se tendrá en cuenta la condición de no espontaneidad de la reacción, el adelanto al encendido, y la pérdidas de calor a través de la paredes del cilindro.

PROCESO 4-5

Desde el final de la combustión hasta que el pistón llega al punto muerto inferior los gases que resultan de la combustión se expanden empujando al pistón hacia el punto muerto inferior.

En la simulación se consideran las pérdidas de calor por las paredes del cilindro, por tanto el proceso no es adiabático. Como se puede comprobar, esta situación es extensible al estudio del ciclo completo.

PROCESO 5-6

Cuando los gases ya han empujado el cilindro hasta el punto muerto inferior, éstos han perdido la capacidad de empuje que han tenido antes, en ese momento el ciclo está en el punto 5 que es el punto muerto inferior y se produce la apertura de las válvulas de escape, al abrir estas válvulas se produce una descompresión de los gases de escape hasta llegar al punto 6.

En el ciclo viene representado el punto 6' debido a que este punto define la temperatura de los gases residuales producto de la combustión, estos gases residuales condicionan la temperatura del punto 1' porque no todos los gases residuales son capaces de salir fuera del cilindro al término del escape. El proceso desde el punto 5 al punto 6' es el definitorio de la descompresión que sufren los gases residuales cuando se abren las válvulas de escape.



PROCESO 6-7

En este proceso los gases de escape salen del cilindro mientras el pistón sube desde el punto muerto inferior, punto 6, hasta el punto muerto superior, punto 7.

PROCESO 7-0

Este proceso solo marca la diferencia de presión que existe entre los gases de escape y la mezcla que entra para el siguiente ciclo. Es un proceso que en la representación del ciclo se muestra a volumen constante.

2.2. CALCULOS INICIALES

Para completar todos los datos que existen en la ficha técnica expuesta se han tenido que calcular algunos de ellos. Los procedimientos de cálculo, que están extraídos de la bibliografía, se exponen a continuación.

CALCULO DE RELACION DE LONGITUD ENTRE CENTROS DE BIELAS

Para hacer este cálculo solo se han tenido que consultar la longitud entre centros de biela (l_B) y la carrera del cilindro (L). Esta relación (λ) está acotada por un valor máximo y mínimo, la longitud l_B ha de ser mayor que la carrera, y por otro lado, el valor máximo viene impuesto por el hecho de que cuanto mayor sea la longitud l_B mayor será el par que hay que aplicar, para un diámetro de cigüeñal determinado.

$$\lambda = \frac{l_B}{L}$$

(Ref. 15) Ecuación 2.1.

Donde:

λ = Relación entre centros de biela.

l_B = Longitud entre centros de biela [m].

L = Carrera del cilindro [m].

El resultado final es:

$$\lambda = 1,9$$

CALCULO DE VOLUMENES MAXIMO Y MINIMO

Los volúmenes máximo y mínimo son los correspondientes al volumen del punto muerto inferior V_{PMI} y al punto muerto superior V_{PMS} . El cálculo se ha hecho a partir de los datos correspondientes a la relación de compresión r y de la cilindrada. Se obtiene un sistema de dos ecuaciones con dos incógnitas.

$$\left. \begin{aligned} r &= \frac{V_{PMI}}{V_{PMS}} \\ \frac{Q}{4} &= q = V_{PMI} - V_{PMS} \end{aligned} \right\} \rightarrow q = (r \cdot V_{PMS}) - V_{PMS}$$

(Ref. 15) Ecuación 2.2.

Donde:

V_{PMI} = Volumen del punto muerto inferior [m^3].

$V_{PMS} = V_{CC}$ = Volumen del punto muerto superior o de la cámara de combustión [m^3].

Q = Cilindrada total del motor de 4 cilindros [m^3].

q = Cilindrada unitaria del motor [m^3].

r = Relación de compresión del motor.

El resultado final es:

$$\begin{aligned} V_{PMI} &= 5,56 \cdot 10^{-4} [m^3] \\ V_{PMS} = V_{CC} &= 0,59 \cdot 10^{-4} [m^3] \end{aligned}$$

CALCULO DE LA ALTURA DE LA CAMARA DE COMBUSTION

La altura de la cámara de combustión se calcula a partir del volumen de la cámara.

$$V_{PMS} = V_{CC} = \pi \cdot \left(\frac{D}{2}\right)^2 \cdot h_{CC}$$

(Ref. 15) Ecuación 2.3.

Donde:

$V_{PMS} = V_{CC}$ = Volumen del punto muerto superior o de la cámara de combustión [m^3].

D = Calibre del cilindro del motor [m].

h_{CC} = Altura de la cámara de combustión [m].

El resultado final es:

$$h_{CC} = 0,0093 [m]$$

CALCULO DE PRESION MEDIA EFECTIVA EN REGIMEN DE POTENCIA MAXIMA Y DE CONSUMO ESPECIFICO MINIMO

Para el régimen de giro máximo, este motor entrega su potencia máxima. Para calcular la presión media efectiva se dispone de estos dos datos suficientes. Por otro lado, para el cálculo de la presión media efectiva en régimen de consumo específico mínimo se necesitan los mismos datos que en el caso anterior.



El consumo específico mínimo se mide cuando el motor esta a régimen mínimo y potencia efectiva mínima de forma simultánea.

$$PME = \frac{W_E \cdot 30 \cdot T}{Q \cdot n}$$

(Ref. 15) Ecuación 2.4.

Donde:

W_E = Potencia efectiva [W].

PME = Presión media efectiva [Pa].

T = Número de tiempos del motor.

Q = Cilindrada del motor [m³].

n = Régimen de giro del motor [rpm].

El resultado final es:

$$\begin{aligned} PME_{REG \text{ max pot}} &= 1,456 \cdot 10^6 \text{ [Pa]} \\ PME_{REG \text{ min cons}} &= 1,631 \cdot 10^6 \text{ [Pa]} \end{aligned}$$

CALCULO DE LA VELOCIDAD DEL EMBOLO EN REGIMEN DE POTENCIA MAXIMA Y DE CONSUMO ESPECIFICO MINIMO

Al igual que en el caso de la presión media efectiva, se calculan dos velocidades de émbolo, una para el régimen de potencia máxima y otra para el régimen de consumo específico mínimo. En este caso las dos velocidades corresponden a la máxima y mínima que puede llevar el propio émbolo. Para el cálculo se necesitan los regimenes de giro correspondientes y además la carrera del cilindro.

$$U_m = \frac{n \cdot L}{30}$$

(Ref. 15) Ecuación 2.5.

Donde:

U_m = Velocidad media de desplazamiento del émbolo [m/seg].

L = Carrera del cilindro [m].

n = Régimen de giro del motor [rpm].

El resultado final es:

$$\begin{aligned} U_{m \text{ REG max pot}} &= 14,3 \text{ [m/seg]} \\ U_{m \text{ REG min cons}} &= 3,9 \text{ [m/seg]} \end{aligned}$$



CALCULO DE LA CARGA TERMICA EN REGIMEN DE POTENCIA MAXIMA Y DE CONSUMO ESPECIFICO MINIMO

La carga térmica se puede definir como la cantidad de potencia que soporta cada unidad de área del pistón. Como este parámetro depende de la potencia, pues también se calculan dos valores. Para el cálculo se necesitan las potencias correspondientes a los regimenes de giro en los que se evalúa el parámetro, pero además se necesita el número de cilindros y el diámetro del pistón.

$$C_T = \frac{W_E \cdot 4}{N \cdot \pi \cdot D^2}$$

(Ref. 15) Ecuación 2.6.

Donde:

C_T = Carga térmica [W/m^2].

W_E = Potencia efectiva [W].

N = Número de cilindros del motor.

D = Diámetro de los cilindros del motor [m].

El resultado final es:

$$\begin{aligned} C_{T \text{ REG max pot}} &= 5.206.100 \text{ [W/m}^2\text{]} \\ C_{T \text{ REG min cons}} &= 1.590.700 \text{ [W/m}^2\text{]} \end{aligned}$$

CALCULO DE LA POTENCIA ESPECIFICA EN REGIMEN DE POTENCIA MAXIMA Y DE CONSUMO ESPECIFICO MINIMO

El cálculo de este parámetro se hace a partir de la potencia efectiva y la cilindrada total. Este dato no es necesario para la simulación del ciclo, pero se puede usar para validarlo, permitirá predecir las actuaciones al resto de condiciones de carga y régimen de giro del motor.

$$W_{esp} = \frac{W_E}{Q}$$

(Ref. 15) Ecuación 2.7.

Donde:

W_{esp} = Potencia específica [W/m^3].

W_E = Potencia efectiva [W].

Q = Cilindrada del motor [m^3].

El resultado final es:

$$\begin{aligned} W_{esp \text{ REG max pot}} &= 6.6740.560 \text{ [Kw/m}^3\text{]} \\ W_{esp \text{ REG min cons}} &= 20.392.950 \text{ [Kw/m}^3\text{]} \end{aligned}$$

CALCULO DEL VOLUMEN AL RETRASO DEL CIERRE DE LA ADMISION

El volumen de retraso al cierre de admisión define la demasía de aire que es capaz de admitir el cilindro desde que sobrepasa el punto muerto inferior hasta que se llega al cierre de las válvulas de admisión. Para el cálculo se ha utilizado (V_{PMS}), (q) y (λ).

Para que esto ocurra se produce el llamado efecto Ariete. Este fenómeno consiste en que mientras el pistón se mueve desde el punto muerto inferior hasta el cierre de admisión se produce una caída de presión en las zonas cercanas a las bases de las válvulas de admisión. De este modo la presión de los gases del conducto de admisión es mayor que la presión que hay justo en el interior del cilindro, con esto se consigue que a pesar de disminuir el volumen geométrico, sigan entrando gases al cilindro.

$$V_{RCA} = V_{PMS} + \left(\frac{q}{2}\right) \cdot \left(1 + 2 \cdot \lambda - \sqrt{4 \cdot \lambda^2 - \text{sen}^2 \lambda}\right)$$

(Ref. 15) Ecuación 2.8.

Donde:

V_{RCA} = Volumen del retraso al cierre de admisión [m^3].

V_{PMS} = Volumen del punto muerto superior o de la cámara de combustión [m^3].

q = Cilindrada del motor unitaria [m^3].

λ = Relación entre centros de biela.

El resultado final es:

$$V_{RCA} = 4,03 \cdot 10^{-4} [\text{m}^3]$$

CALCULO DE LA RELACION DE COMPRESION EFECTIVA

La relación de compresión efectiva define la relación de compresión cuando el pistón llega al punto de retraso al cierre de admisión.

La diferencia entre esta relación efectiva y la normal es que ésta se refiere a la compresión que sufre la mezcla y no a la compresión puramente geométrica. Para el cálculo se necesitan los dos volúmenes ya citados.

$$r_C = \frac{V_{RCA}}{V_{PMS}}$$

(Ref. 15) Ecuación 2.9.

Donde:

V_{RCA} = Volumen del retraso al cierre de admisión [m^3].

V_{PMS} = Volumen del punto muerto superior o de la cámara de combustión [m^3].

r_C = Relación de compresión efectiva.



El resultado final es:

$$r_c = 6,83$$

CALCULO DEL COEFICIENTE DE LLENADO

Para el cálculo del coeficiente de llenado se utilizan la relación de compresión normal y la relación de compresión al cierre de admisión. El coeficiente de llenado relaciona el valor del volumen al retraso de cierre de la admisión frente al valor del volumen del cilindro, define el grado de compresión que alcanza la mezcla dentro del cilindro.

$$r_c = 1 + (a \cdot (r - 1))$$

(Ref. 15) Ecuación 2.10.

Donde:

r = Relación de compresión.

a = Coeficiente de llenado.

r_c = Relación de compresión efectiva.

El resultado final es:

$$a = 0,70$$

CALCULO DE LA CILINDRADA EFECTIVA

La relación (a) es el cociente entre la cilindrada efectiva y la cilindrada real del motor. Por tanto, define el valor del volumen al retraso de cierre de la admisión frente al valor del volumen del cilindro. Es evidente que la cilindrada efectiva será menor que la cilindrada normal debido a que sigue entrando aire hasta el retraso al cierre de la admisión. Utilizando esta relación entre cilindradas y teniendo los datos (a) y (q) se puede calcular la cilindrada efectiva (q').

$$a = \left(\frac{q'}{q} \right)$$

(Ref. 15) Ecuación 2.11.

Donde:

q = Cilindrada del motor unitaria [m^3].

q' = Cilindrada unitaria efectiva del motor [m^3].

a = Coeficiente de llenado.

El resultado final es:

$$q' = 3,49 \cdot 10^{-4} [m^3]$$

2.3. CALCULO DE FUNCIONES GEOMETRICAS

Hay que aclarar antes de empezar que todos los cálculos se han hecho conforme a la documentación bibliográfica.

CALCULO DE LA ALTURA INSTANTANEA DEL CILINDRO

La distancia desde la base del pistón hasta el punto más alto del cilindro (incluyendo en esta distancia la altura de la cámara de combustión) es la altura instantánea del cilindro. En este motor se considera la altura de la cámara de combustión porque ésta está mecanizada en la culata. La distancia se mide, por tanto, desde la base del pistón hasta el punto más alto del cilindro, perteneciendo este punto a la culata.

Además de la fórmula se expone una evolución temporal del parámetro. Es evidente que el valor máximo corresponde a h_{PMI} o la carrera más altura de la cámara de combustión, y el valor mínimo a h_{PMS} que es la altura de la cámara de combustión.

$$y(\alpha) = h_{CC} + \lambda \cdot L + \frac{L}{2} - \frac{L}{2} \cdot \cos\left(\frac{\alpha \cdot \pi}{180}\right) - \sqrt{(\lambda \cdot L)^2 - \left(\frac{L}{2} \cdot \sin\left(\frac{\alpha \cdot \pi}{180}\right)\right)^2}$$

(Ref. 15) Ecuación 2.12.

Donde:

$y(\alpha)$ = Altura instantánea del cilindro [m].

h_{CC} = Altura de la cámara de combustión [m].

λ = Relación entre centros de biela.

L = Carrera del cilindro [m].

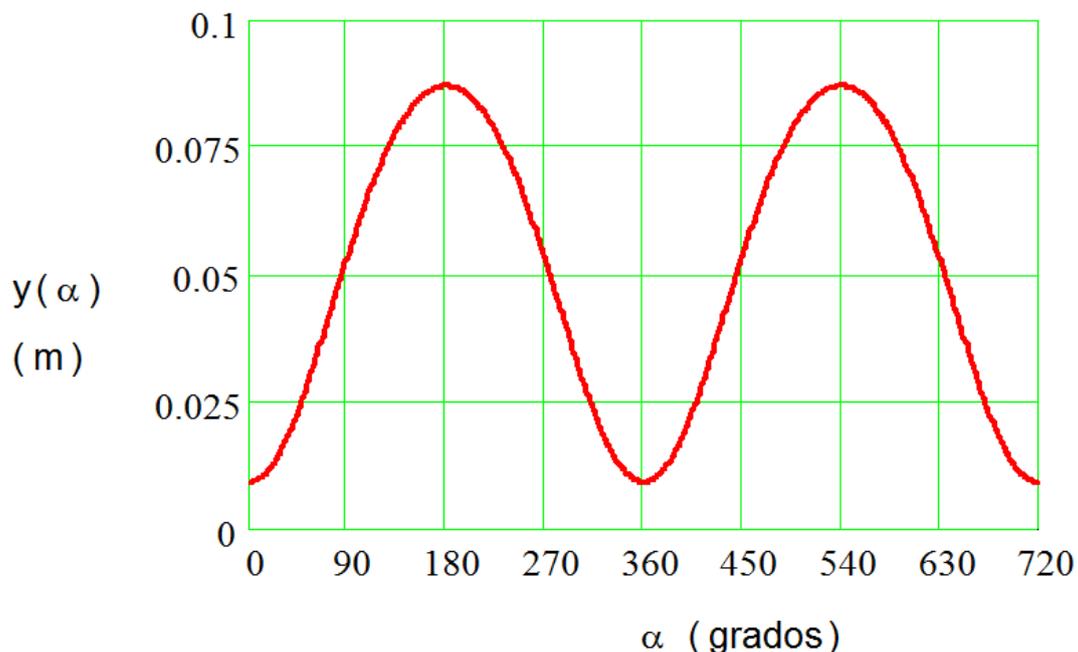


Figura 2.2.: Función de la altura variable $y(\alpha)$ frente a α .

Los valores máximo y mínimo que aparecen debajo y en la función anterior son h_{PMI} y h_{PMS} respectivamente, los valores se muestran en unidades del sistema internacional:

$$y(0) = 9.3 \cdot 10^{-3} \text{ [m]} \quad y(180) = 0.087 \text{ [m]}$$

CALCULO DEL VOLUMEN INSTANTANEO DEL CILINDRO

La ecuación que se muestra a continuación muestra con una gráfica la evolución del volumen que ocupan los gases del cilindro según el pistón se va moviendo a través del propio cilindro y según va variando el ángulo del cigüeñal. Se expone la evolución para un ciclo completo.

$$V(\alpha) = V_{pms} + \frac{\pi \cdot D^2}{4} \left[\lambda \cdot L + \frac{L}{2} - \frac{L}{2} \cdot \cos\left(\frac{\alpha \cdot \pi}{180}\right) - \sqrt{(\lambda \cdot L)^2 - \left(\frac{L}{2} \cdot \text{sen}\left(\frac{\alpha \cdot \pi}{180}\right)\right)^2} \right]$$

(Ref. 15) Ecuación 2.13.

Donde:

$V(\alpha)$ = Volumen instantáneo del cilindro [m^3].

V_{PMS} = Volumen del punto muerto superior o de la cámara de combustión [m^3].

λ = Relación entre centros de biela.

L = Carrera del cilindro [m].

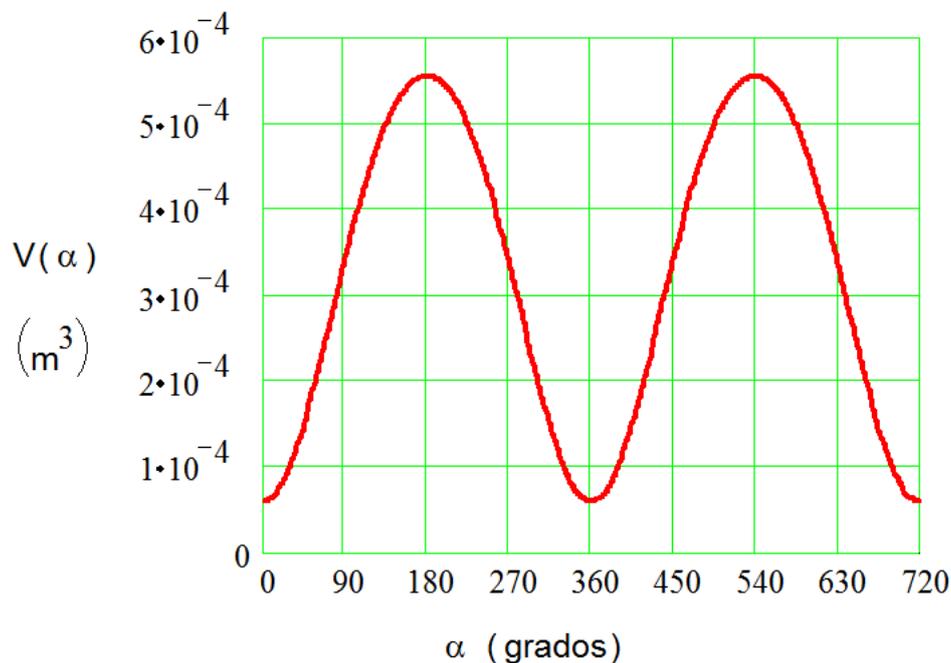


Figura 2.3.: Función del volumen instantáneo del cilindro $V(\alpha)$ frente a α .

En la gráfica se puede ver el valor máximo y mínimo dentro de lo esperado, y que coinciden con el volumen del punto muerto superior e inferior respectivamente:

$$V(0) = 5.978 \cdot 10^{-5} \text{ [m}^3\text{]} \quad y(180) = 5.56 \cdot 10^{-4} \text{ [m}^3\text{]}$$

CALCULO DEL AREA INSTANTANEA DE TRANSFERENCIA DE CALOR DEL CILINDRO

Esta magnitud mide el área de contacto de la mezcla con el cilindro, es decir que da la evolución de como se va empapando la mezcla por las paredes del cilindro y la base del pistón y la culata. El resultado se puede obtener fácilmente a partir del volumen instantáneo del cilindro y expresa el área a través del cual se pierde calor.

$$A(\alpha) = \frac{2 \cdot \pi \cdot D^2}{4} + V(\alpha) \cdot \left(\frac{4}{D} \right)$$

(Ref. 15) Ecuación 2.14.

Donde:

$A(\alpha)$ = Área instantánea del cilindro [m^2].

$V(\alpha)$ = Volumen instantáneo del cilindro [m^3].

$y(0)$ = Altura mínima del cilindro [m].

D = Diámetro del cilindro [m].

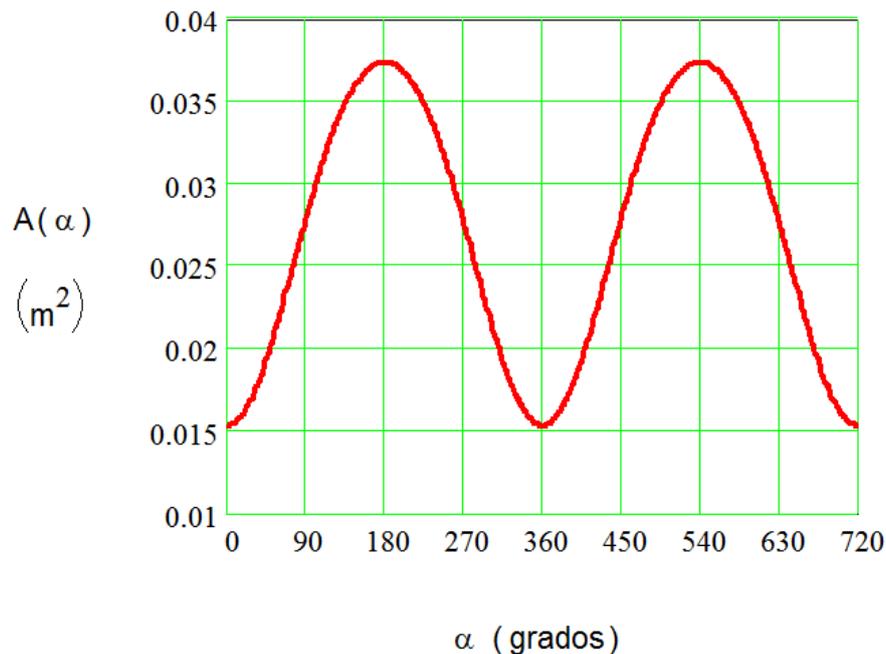


Figura 2.4.: Función del área instantánea del cilindro $A(\alpha)$ frente a α .

Los valores máximo y mínimo son A_{PMI} y A_{PMS} respectivamente, los valores se muestran en unidades del sistema internacional:

$$A(0) = 0.015 \text{ [m}^2\text{]}$$

$$A(180) = 0.037 \text{ [m}^2\text{]}$$

CALCULO DEL AREA DE LA CAMARA DE COMBUSTION

El área de la cámara de combustión es un parámetro que sirve para el cálculo del área instantánea de transferencia de calor. Este parámetro da la superficie del cilindro interior cuando éste está en el punto muerto superior. Este parámetro ya está calculado porque coincide con el valor mínimo del área instantánea de combustión, y se muestra a continuación en unidades del sistema internacional.

$$A_{cc} = 0,015 \text{ [m}^2\text{]}$$

2.4. CALCULO DE LAS PROPIEDADES DE LAS SUSTANCIAS

En este apartado se va a hacer un estudio de las propiedades de las diferentes sustancias que hay en el cilindro en el momento de la combustión. Entre los reactivos hay aire de la atmósfera, y por otro lado hay bioetanol (etanol más gasolina). Tras la combustión aparecen unos productos diferentes a los reactivos iniciales, y estos tienen unas propiedades que también son relevantes en este estudio. Una vez más cabe decir que los cálculos están extraídos de la bibliografía consultada.

El aire que entra en el cilindro proveniente del compresor y del intercambiador de calor se considera gas ideal caloríficamente no perfecto, esto es lo mismo que decir que los calores específicos varían con la temperatura.

2.4.1. CALCULO DE LAS PROPIEDADES DEL AIRE

En referencia al aire, se va a hacer una estimación de la variación de las relaciones de C_p y de C_v con la temperatura, para poder dar la variación γ de con la temperatura.

Para hacer el cálculo, en primer lugar se muestran los pesos moleculares de los elementos que componen el aire para así poder calcular el peso molecular de este.

$$\begin{aligned} P_{\text{atómico Nitrógeno}} &: 14 \cdot 10^{-3} \text{ [Kg/mol]} \\ P_{\text{atómico Oxígeno}} &: 16 \cdot 10^{-3} \text{ [Kg/mol]} \\ P_{\text{atómico Argón}} &: 40 \cdot 10^{-3} \text{ [Kg/mol]} \end{aligned}$$

Para el cálculo del peso molecular del aire hay que tener en cuenta la composición estimada y aproximada del propio aire, de este modo se puede saber en qué proporción está cada uno de los elementos.

$$\begin{aligned} &\text{COMPOSICIÓN DEL AIRE} \\ &21\% \text{ O}_2 + 78\% \text{ N}_2 + 1\% \text{ Ar} \end{aligned}$$

Una vez que se tiene la composición se puede calcular el peso molecular con una simple operación.

$$\begin{aligned} P_{\text{molecular aire}} &= 0,21 \cdot 2 \cdot 16 + 0,78 \cdot 2 \cdot 14 + 0,01 \cdot 40 \\ P_{\text{molecular aire}} &= 29,00 \text{ [gr/mol]} \end{aligned}$$

Una vez se ha calculado el peso molecular del aire, se puede seguir con el cálculo de los calores específicos del aire. Para ello, primeramente, se necesita el valor de la constante R_g del aire, y para este cálculo se necesita la fórmula que relaciona las constantes según las diferentes unidades.

$$R_{g \text{ aire}} = \frac{R_u}{P_{\text{molecular}} \text{ aire}}$$

(Ref. 15) Ecuación 2.15.

Donde:

$R_{g \text{ aire}}$ = Constante del aire como gas ideal [J/Kg·K].

R_u = Constante de los gases ideales [J/mol·K].

$P_{\text{molecular}} \text{ aire}$ = Peso molecular del aire [Kg/mol].

Con esta ecuación y teniendo en cuenta que el peso molecular del aire es un dato conocido, se puede calcular la constante R_g del modo en que sigue.

$$R_u = 8,314 \left[\frac{J}{\text{mol} \cdot K} \right] \rightarrow R_{g \text{ aire}} = \frac{R_u}{P_{\text{molecular}} \text{ aire}} = 287,15 \left[\frac{J}{\text{Kg} \cdot K} \right]$$

Con este valor de R_g ya se puede calcular el calor a presión constante y a volumen constante. En primer lugar hay que recordar que el aire se estudia como si fuera una gas ideal calorificamente no perfecto, esto repercute en que R_g es constante pero los calores específicos varían con la temperatura, esto es importante porque uno se va a estudiar en función del otro mediante la relación que se muestra a continuación.

$$R_{g \text{ aire}} = C_p(T) - C_v(T)$$

(Ref. 15) Ecuación 2.16.

Donde:

$R_{g \text{ aire}}$ = Constante del aire como gas ideal [J/Kg·K].

C_p = Calor específico a presión constante [J/Kg·K].

C_v = Calor específico a volumen constante [J/Kg·K].

T = Temperatura [K].

Se va a hacer una representación gráfica de C_p y de C_v del aire frente a T . En la bibliografía (detallada al final), se han encontrado las fórmulas que definen el comportamiento de C_p y de C_v con respecto a la temperatura. Este comportamiento atiende a diferentes ecuaciones según el rango de temperaturas que se estudia. Para el caso concreto que ocupa este trabajo, los cálculos serán válidos para temperaturas de entre 300 [K] y 1000 [K], en el ciclo que se simula la temperatura se sale algo de este rango de validación y en este caso se extrapolan las funciones a los valores requeridos. Por último hay que mencionar que el C_p y C_v del aire serán considerados iguales a los de la mezcla con el objeto de simplificar los cálculos.

$$C_p / T : \{ 300 \text{ [K]} \leq T \leq 1000 \text{ [K]} \}$$

$$C_p(T) = \left[3.653 - 1.334 \cdot 10^{-3} (T) + 3.291 \cdot 10^{-6} (T)^2 - 1.91 \cdot 10^{-9} (T)^3 + 0.275 \cdot 10^{-12} \cdot (T)^4 \right] \cdot R_g$$

(Ref. 15) Ecuación 2.17.

Donde:

$R_{g \text{ aire}}$ = Constante del aire como gas ideal [J/Kg·K].

C_p = Calor específico a presión constante [J/Kg ·K].

T = Temperatura [K].

A continuación se muestra la representación gráfica de la relación estudiada anteriormente.

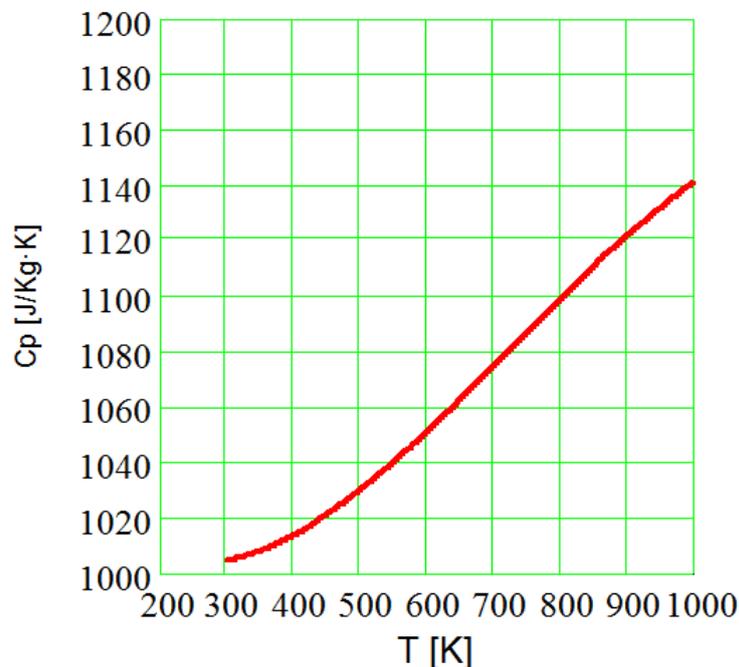


Figura 2.5.: Función del calor Cp frente a la temperatura [K].

A continuación se hace el estudio del calor a volumen constante, para ello se usa la relación (2.16.) mostrada anteriormente.

$$C_v(T) = C_p(T) - R_{g \text{ aire}}$$

(Ref. 15) Ecuación 2.18.

Donde:

$R_{g \text{ aire}}$ = Constante del aire como gas ideal [J/Kg·K].

C_p = Calor específico a presión constante [J/Kg ·K].

C_v = Calor específico a volumen constante [J/Kg ·K].

T = Temperatura [K].

$$C_v / T : \{ 300 \text{ [K]} \leq T \leq 1000 \text{ [K]} \}$$

$$C_v(T) = \left[\left[3.653 - 1.334 \cdot 10^{-3} (T) + 3.291 \cdot 10^{-6} (T)^2 - 1.91 \cdot 10^{-9} (T)^3 + 0.275 \cdot 10^{-12} \cdot (T)^4 \right] \cdot R_g \right] - R_g$$

(Ref. 15) Ecuación 2.19.

Donde:

$R_{g \text{ aire}}$ = Constante del aire como gas ideal [J/Kg·K].

C_v = Calor específico a volumen constante [J/Kg ·K].

T = Temperatura [K].

A continuación se muestra la representación gráfica de la relación estudiada anteriormente.

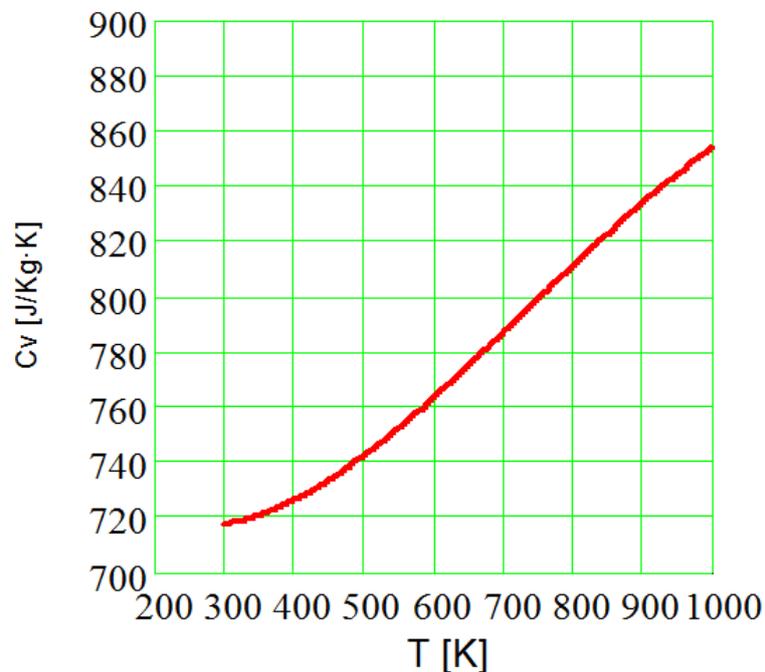


Figura 2.6.: Función del calor C_v frente a la temperatura [K].

Una vez que se tienen las dos relaciones solo queda dar el cociente entre ambas, o lo que es lo mismo, la relación $\gamma (T)$. En primer lugar se muestra la relación y después se muestra la representación gráfica.

$$\gamma(T) = \frac{C_p(T)}{C_v(T)}$$

(Ref. 15) Ecuación 2.20.

Donde:

$\gamma (T)$ = Relación de calores específicos.

$C(T)$ = Calores específico a presión “p” y volumen “v” constante [J/Kg ·K].

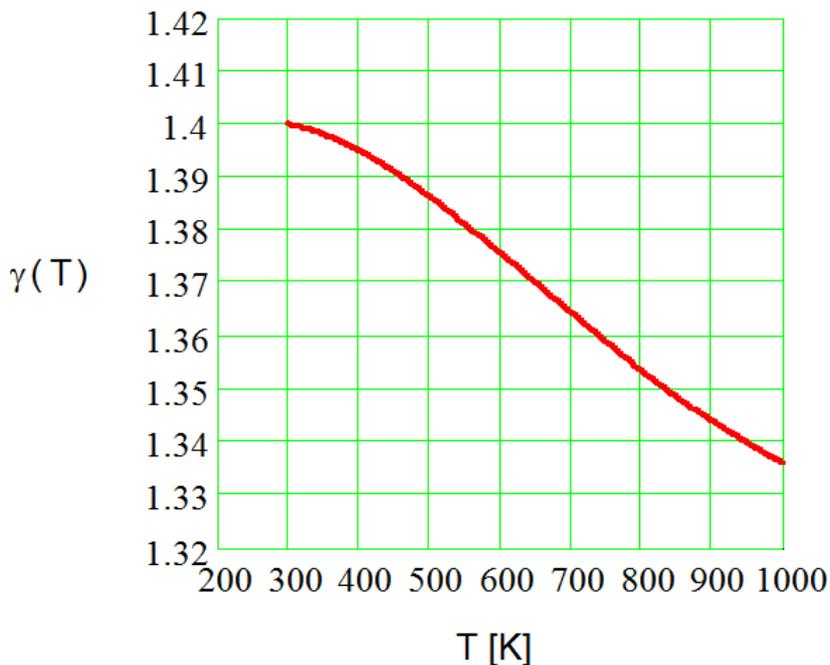


Figura 2.7.: Función del $\gamma(T)$ frente a la temperatura [K].

2.4.2. CALCULO DE LAS PROPIEDADES DEL COMBUSTIBLE Y DE LA MEZCLA

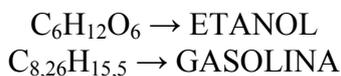
En este apartado, debido a que es fundamental para la simulación del ciclo termodinámico del motor, se darán algunos de los datos referentes al combustible.

Hay que recordar que en el funcionamiento del motor acontecen varias alteraciones. Como consecuencia del alto octanaje que tiene el bioetanol ocurre en primer lugar que, el avance al encendido se adelanta algo sin problemas de detonación, además de esto, se puede aumentar la relación de compresión. Finalmente, el alto octanaje del combustible permite que se pueda elevar el dosado con el objeto de poder obtener más potencia del motor aunque sea a costa del consumo específico. De manera simplificada se dan las alteraciones que afectan al funcionamiento del motor como consecuencia de usar este combustible en vez de usar gasolina normal.

| ALTERACIONES EN EL FUNCIONAMIENTO DEL MOTOR |
|--|
| AUMENTO DE LA PRESION DEL TURBOCOMPRESOR |
| REAJUSTE ELECTRONICO DE ENCENDIDO (AVANCE ENCENDIDO) |
| RECTIFICADO DE LA CULATA (V_{cc}) |
| REAJUSTE ELECTRONICO DE INYECCION (DOSADO) |

Figura 2.8.: Tabla con los elementos afectados del funcionamiento del motor.

El combustible que utiliza este vehículo es bioetanol E85, y está compuesto en un 85% de masa por etanol de 106 octanos y en un 15% de masa por gasolina de 95 octanos.





El combustible tiene un peso molecular que se tendrá en cuenta para los cálculos posteriores. Para hacer el cálculo, en primer lugar se muestran los pesos moleculares de los elementos que componen ambos combustibles para así poder calcular el peso molecular de estos.

$$\begin{aligned} P \text{ atómico Nitrógeno: } & 14 \cdot 10^{-3} \text{ [Kg/mol]} \\ P \text{ atómico Oxígeno: } & 16 \cdot 10^{-3} \text{ [Kg/mol]} \\ P \text{ atómico Carbono: } & 12 \cdot 10^{-3} \text{ [Kg/mol]} \end{aligned}$$

Teniendo en cuenta estos pesos atómicos se puede calcular el peso molecular de los combustibles que utiliza este motor.

$$\begin{aligned} P \text{ molecular etanol} &= 46,00 \text{ [g/mol]} \\ P \text{ molecular gasolina} &= 114,60 \text{ [g/mol]} \end{aligned}$$

Para el cálculo del peso molecular del bioetanol E85 hay que tener en cuenta la proporción en la que se encuentra cada uno de los dos componentes de este combustible.

COMPOSICIÓN DEL BIOETANOL E85

$$85\% \text{ C}_6\text{H}_{12}\text{O}_6 + 15\% \text{ C}_{8,26}\text{H}_{15,5}$$

Una vez que se tiene la composición se puede calcular el peso molecular con una simple operación.

$$\begin{aligned} P \text{ molecular BIOETANOL E85} &= 0,85 \cdot 46 + 0,15 \cdot 114,60 \\ P \text{ molecular BIOETANOL E85} &= 56,36 \text{ [g/mol]} \end{aligned}$$

A continuación se facilita el poder calorífico superior del combustible, en esta ocasión también hay que hacer una operación para la obtención del mismo. El poder calorífico superior de la gasolina y del etanol han sido consultados en los libros detallados en la bibliografía.

$$\begin{aligned} Li \text{ SUPERIOR gasolina} &= 47,30 \text{ [MJ/Kg]} \\ Li \text{ SUPERIOR etanol} &= 29,70 \text{ [MJ/Kg]} \end{aligned}$$

Con una simple operación se puede calcular el poder calorífico superior resultante, se hace el cálculo del mismo modo en que se ha hecho con anterioridad debido a que en este caso Li también se da en función de la masa.

$$\begin{aligned} Li \text{ SUPERIOR bioetanol E85} &= 0,85 \cdot 29,70 + 0,15 \cdot 47,30 \\ Li \text{ SUPERIOR bioetanol E85} &= 32,34 \text{ [MJ/Kg]} \end{aligned}$$

De igual manera que con el poder calorífico superior se calcula el inferior, para esto se facilita el poder calorífico superior de los dos combustibles. El poder calorífico inferior de la gasolina y del etanol también han sido consultados en los libros detallados en la bibliografía.

$$\begin{aligned} Li \text{ INFERIOR gasolina} &= 44,00 \text{ [MJ/Kg]} \\ Li \text{ INFERIOR etanol} &= 26,90 \text{ [MJ/Kg]} \end{aligned}$$



Con una simple operación se puede calcular el poder calorífico inferior resultante, se hace del mismo modo en que se ha hecho con anterioridad debido a que en este caso L_i también se da en función de la masa.

$$L_i \text{ INFERIOR bioetanol E85} = 0,85 \cdot 26,90 + 0,15 \cdot 44,00$$

$$L_i \text{ INFERIOR bioetanol E85} = 29,47 \text{ [MJ/Kg]}$$

Otro de los datos importantes a tener en cuenta es el dosado estequiométrico y relativo de la reacción que ocurre en el cilindro. Nuevamente ocurre que al tener dos combustibles hay que hacer dos cálculos por separado y luego la media proporcional.

La reacción genérica para la combustión de un hidrocarburo es la siguiente (según consulta en los libros citados en la bibliografía).



Ecuación química 2.1.

Una vez conocida la reacción química se puede utilizar la siguiente ecuación para el cálculo del dosado estequiométrico.

$$F_e = \frac{c \cdot P_{MOLEC C} + h \cdot P_{MOLEC H} + \theta \cdot P_{MOLEC O}}{\left(\frac{h}{4} - \frac{\theta}{2} + C\right) \cdot (P_{MOLEC AIRE})}$$

(Ref. 15) Ecuación 2.21.

Donde:

c = Subíndice del carbono.

h = Subíndice del hidrógeno.

θ = Subíndice del oxígeno.

P_{MOLEC} = Peso molecular de los distintos elementos indicados [Kg/mol].

A continuación hay que particularizar y ajustar ambas ecuaciones para los casos particulares de los combustibles que ocupan este estudio. Se empieza con el caso de la gasolina.

GASOLINA



Ecuación química 2.2.

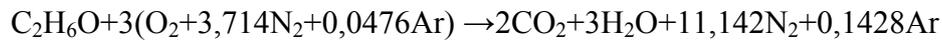
Una vez que es conocida la ecuación química se sustituyen los datos pertinentes en la ecuación del dosado estequiométrico y se obtiene el resultado final.

$$F_e \text{ GASOLINA} = 0,0685$$



A continuación se repite el mismo proceso con el caso del etanol.

ETANOL



Ecuación química 2.3.

Nuevamente, una vez que es conocida la ecuación química se sustituyen los datos pertinentes en la ecuación del dosado estequiométrico y se obtiene el resultado final.

$$\text{Fe}_{\text{ETANOL}} = 0,0111$$

Para dar el dosado del combustible real que opera en este motor, no queda más que hacer la operación de reparto del dosado de cada uno los combustibles.

$$\begin{aligned}\text{Fe}_{\text{BIOETANOL E85}} &= 0,85 \cdot \text{Fe}_{\text{ETANOL}} + 0,15 \cdot \text{Fe}_{\text{GASOLINA}} \\ \text{Fe}_{\text{BIOETANOL E85}} &= 0,1048\end{aligned}$$

Finalmente para calcular el dosado relativo no hay más que utilizar el dato del dosado que ya es conocido. Mediante la fórmula que relaciona los distintos tipos de dosados se obtienen todos ellos.

$$F = \text{Fe} \cdot \text{Fr}$$

(Ref. 15) Ecuación 2.22.

Donde:

F = Dosado.

Fe , Fr = Dosado estequiométrico , relativo.

El dosado relativo tiene el siguiente valor para el combustible real del motor estudiado.

$$\text{Fr}_{\text{BIOETANOL E85}} = 1,3630$$

Hay que recordar con respecto al dosado relativo que éste expresa el porcentaje de dosado estequiométrico que se está midiendo en el motor. El dosado relativo con valor unidad es el que solo devuelve gases que son productos de la reacción, es decir que se quema todo lo que entra al cilindro, y esto es debido a que el dosado del motor F coincide con el dosado estequiométrico Fe.

Puede parecer que un dosado relativo unitario es lo que más interesa para el funcionamiento del vehículo con un rendimiento óptimo, en cambio no es así, dosados relativos por encima de la unidad provocan la entrega de más potencia, pero solo ocurre esto hasta un cierto punto en que empieza a haber una cantidad de gases sin quemar considerable. Por otro lado, dosados por debajo de la unidad implican una falta de combustible para que reaccione todo el aire, esto conlleva que una parte de aire sale del motor sin reaccionar, esto mejora el rendimiento pero también es un efecto con un límite inferior.

Existe un rango de puntos en donde el dosado relativo alcanza un compromiso óptimo entre una buena entrega de potencia a un buen rendimiento, y en este caso que ocupa este estudio este valor está por encima de la unidad.

2.5. MODELIZACION DEL CICLO OTTO

Para la modelización del ciclo se va a dar una explicación de los procesos que sigue la mezcla una vez que está dentro del cilindro. Todos estos procesos conllevan un estudio matemático importante dado que están basados en simplificaciones y consideraciones. Tras esta explicación del modelo matemático se hará la simulación del rendimiento del ciclo y se expondrán las prestaciones que de la propia simulación se extraen.

La simulación del ciclo se hará con el motor a plena carga y en régimen de máxima potencia, de este modo los resultados serán comparables con los datos oficiales ofrecidos por la marca. Por otro lado también se compararán los resultados obtenidos de la simulación con los datos ofrecidos para el motor en modo de funcionamiento con gasolina.

2.5.1. CICLO OTTO IDEAL

En primer lugar se van a definir termodinámicamente como serían los procesos que suceden a lo largo del ciclo. Aunque no son objeto de estudio dan una idea de cómo debería ser el comportamiento ideal. La simulación que se va a realizar se construye a partir de estos procesos ideales haciendo las modificaciones que más tarde se estudiarán.

PROCESO DE ADMISION

Proceso adiabático $\rightarrow Q = 0$

Movimientos espontáneos de válvulas en los puntos muertos

La presión de admisión es constante $\rightarrow P_{adm} = \text{CONSTANTE}$

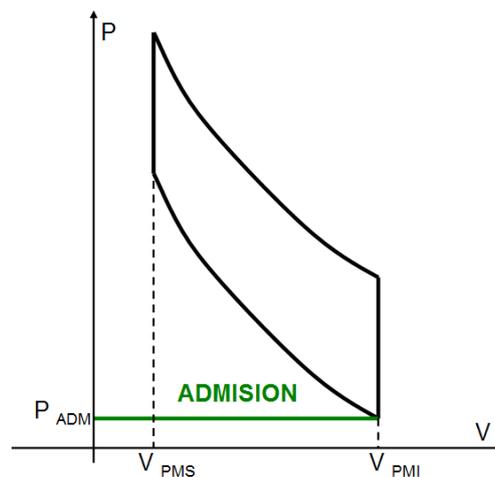


Figura 2.9.: Representación de la admisión del ciclo Otto ideal.

PROCESO DE COMPRESION

Proceso adiabático y reversible o lo que es igual, isentrópico $\rightarrow Q = \Delta S = 0$

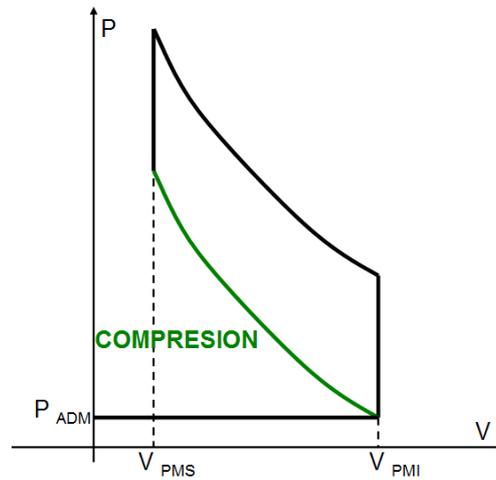


Figura 2.10.: Representación de la compresión del ciclo Otto ideal.

PROCESO DE COMBUSTION

Se produce a volumen constante $\rightarrow V = \text{CONSTANTE}$
 La combustión es completa, o el dosado relativo tiene valor $\rightarrow Fr = 1$

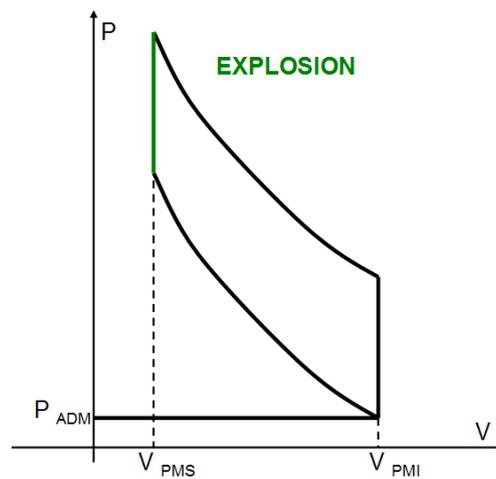


Figura 2.11.: Representación de la combustión del ciclo Otto ideal.

PROCESO DE EXPANSION

Proceso adiabático y reversible o lo que es igual, isentrópico $\rightarrow Q = \Delta S = 0$

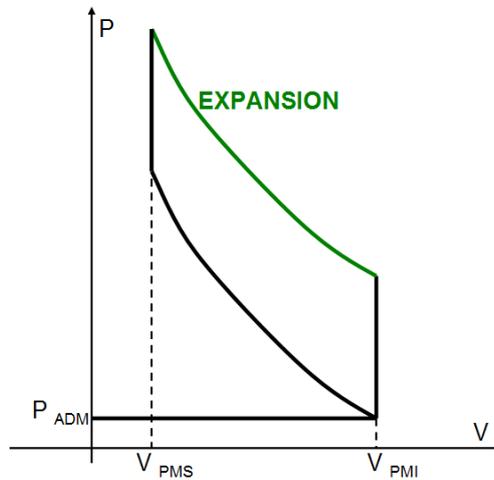


Figura 2.12.: Representación de la expansión del ciclo Otto ideal.

PROCESO DE ESCAPE

Movimientos espontáneos de válvulas en los puntos muertos
 La presión de escape es constante $\rightarrow P_{esc} = \text{CONSTANTE}$

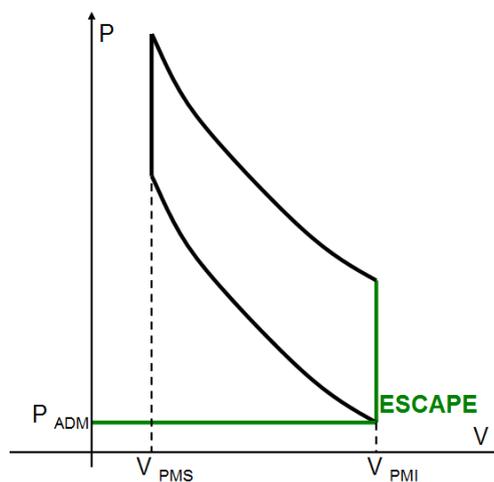


Figura 2.13.: Representación de la expansión del ciclo Otto ideal.

FLUIDO DE TRABAJO

Gas ideal caloríficamente perfecto con un coeficiente $\gamma=1,4$

2.5.2. HIPOTESIS HECHAS PARA EL CICLO OTTO MODELIZADO

HIPOTESIS PARA EL BUCLE DE RENOVACION DE LA CARGA

El bucle de renovación de la carga está comprendido entre los ángulos de AAE o adelanto a la apertura del escape y RCA o retraso al cierre de admisión. Todo este intervalo define la cantidad de tiempo que el cilindro está expulsando y admitiendo aire, además incluye el cruce de válvulas.

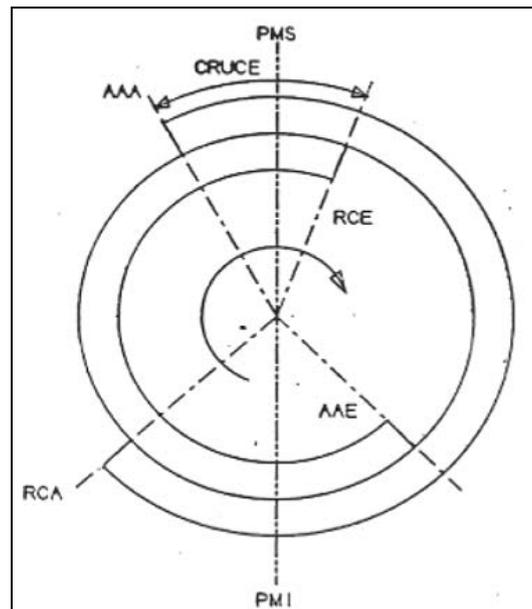


Figura 2.14.: Representación de los ángulos del ciclo Otto.

En el ciclo que se va a simular se van a hacer unas hipótesis iniciales que se detallan a continuación.

1. $RCA \neq 0^\circ$
2. $AAA = AAE = RCE = 0^\circ$
3. $P_{adm} = \text{CONSTANTE}$
4. $P_{esc} = \text{CONSTANTE}$

CONDICIONES DE INICIO DEL BUCLE DE ALTA PRESION (RCA)

En el ciclo simulado, al igual que un ciclo real cualquiera, no se expulsan todos los gases quemados nunca, la rapidez con la que se produce el cruce de válvulas es la responsable de que cuando entran los gases frescos, todavía no se hayan expulsado todos los gases calientes producto de la reacción del ciclo anterior.

Como consecuencia de esto, la mezcla de gases que hay al inicio de un ciclo tiene una fracción que corresponde a gases de la combustión anterior o gases residuales. Estos gases repercuten en el motor disminuyendo la potencia que entrega este mismo, por tanto, hay que tener en cuenta la fracción másica de estos gases residuales para el estudio del punto de inicio del ciclo.

Para el cálculo de la cantidad de gases que hay en el punto de inicio del ciclo indicado (Figura 2.1), se necesita saber la cantidad de gases residuales que hay del ciclo anterior. Todas las hipótesis y cálculos se han hecho conforme a la documentación bibliográfica.

Para el propósito descrito se estudia un ciclo ideal Otto (con algunas particularidades que se detallan después), pero lo primero que hay que tener en cuenta son las hipótesis que se van a hacer para el cálculo de este punto del diagrama. Estas son las siguientes:

1. Los gases residuales que se escapan desde el interior del cilindro hacia el conducto de admisión en el llenado de los propios cilindros vuelven a entrar de nuevo al cilindro en la propia admisión.
2. La admisión P_{adm} y el escape P_{esc} ocurren a presión constante igual que para la simulación del resto del ciclo. $P_{adm} = \text{constante}$ y $P_{adm} = \text{constante}$.
3. La temperatura al cierre de la admisión o punto de inicio del ciclo solo depende de los gases frescos de entrada y de los gases residuales. $T_{1'} = f(T_f, P_{adm}, T_r, P_{esc})$.
4. Para este cálculo, igual que para el resto de la simulación del ciclo se considerará que $RCA \neq 0^\circ$ y por otro lado que $AAA = AAE = RCE = 0^\circ$.
5. Para la obtención del punto de inicio del ciclo se considerará que la temperatura de los gases de escape está en torno a $T_r = 1400$ [K], y la de admisión de gases frescos o aire $T_f = 293$ [K]. Esta consideración se hace tras consultar modos de simulación de ciclos termodinámicos en la bibliografía indicada.
6. La relación entre los calores específicos a presión y a volumen constante se va a considerar constante para este cálculo.
7. Punto de inicio del ciclo modelo está a una presión dependiente solo de los gases frescos. $P_{adm} = P_{1'}$.

A continuación se va a mostrar una recopilación de los datos que se necesitan para el inicio del ciclo que se va a calcular después:

Presión en el retraso al cierre de admisión (ya disponible como dato) $\rightarrow P_{1'} = P_{adm}$

Volumen en el retraso al cierre de admisión (ya disponible como dato) $\rightarrow V_{1'} = V_{RCA}$

Temperatura en retraso al cierre de admisión (a calcular) $\rightarrow T_{1'} = f(T_f, P_{adm}, T_r, P_{esc})$

CALCULO DEL PUNTO DE INICIO DEL BUCLE DE ALTA PRESION (RCA)

Una vez que ya se ha planteado como se va resolver este problema, los datos disponibles y los resultados buscados, se puede proceder a hacer el cálculo. Para la obtención de la P_{esc} se empieza el cálculo por el punto 1' y se va simulando el ciclo hasta llegar el punto ESC, de este modo se obtienen los datos de los gases residuales.

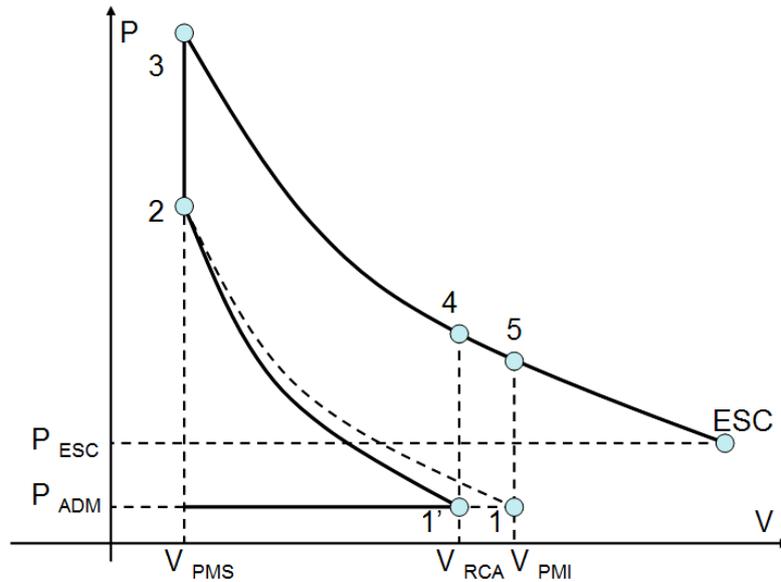


Figura 2.15.: Función del ciclo termodinámico indicado usado para el cálculo de residuales.

El cálculo se empieza desde el punto 1' del cual se sabe lo siguiente:

$$P_{1'} = P_{adm} \quad , \quad V_{1'} = V_{RCA} \quad , \quad T_f$$

Hay que aclarar que la temperatura de este punto 1' que se busca en este cálculo, no es la que se acaba de indicar como T_f , esto es así porque T_f es la temperatura de partida del cálculo, mientras que $T_{1'}$ es la temperatura que se busca como resultado. $T_{1'}$ será la temperatura válida para el modelo de ciclo. Siguiendo con el cálculo, una vez que el punto inicial es conocido, se hace una compresión isentrópica hasta el punto 2 del que ya es conocido el volumen, y se puede calcular la presión y la temperatura con los siguientes procedimientos de cálculo.

$$V_2 = V_{PMS} \rightarrow P_{1'} \cdot V_{1'}^\gamma = P_2 \cdot V_2^\gamma$$

(Ref. 15) Ecuación 2.23

$$m_{1'} = m_2 = \frac{P_{1'} \cdot V_{1'}}{R_g \cdot T_f} \rightarrow T_2 = \frac{P_2 \cdot V_2}{m_2 \cdot R_g}$$

(Ref. 15) Ecuación 2.24.

Donde:

$m_{1'} / m_2 =$ Masa en el punto 1' / 2 [Kg].

$P_{1'} / P_2 =$ Presión en el punto 1' / 2 [Pa].

$V_{1'} / V_2 = V_{PMS} =$ Volumen en el punto 1' / 2 [m^3].

$T_f / T_2 =$ Temperatura en el punto 1' / 2 [K].

$R_g =$ Constante universal del aire como gas ideal [J/Kg·K].

$\gamma =$ Constante de los gases ideales.

Una vez que se tienen los datos del punto 2, se procede al cálculo del calor aportado por la reacción de combustión que transcurre desde el punto 2 al 3. La reacción de combustión será estudiada aplicando el primer principio de la termodinámica para un sistema cerrado y aislado (sin intercambio de materia ni energía con el exterior). Además el proceso será espontáneo y ocurrirá a volumen constante, y no se producirá ningún trabajo mecánico.

$$\Delta U = Q_c - W_{eje} \rightarrow \Delta U = Q_c = L_i \cdot m_c \cdot \eta_{comb}$$

(Ref. 15) Ecuación 2.25.

Donde:

ΔU = Incremento de energía interna en el proceso de combustión [J].

Q_c = Calor aportado por la combustión [J].

W_{eje} = Trabajo mecánico hecho sobre el eje [J].

L_i = Poder calorífico del combustible [J/Kg].

m_c = Masa de combustible [Kg].

η_{comb} = Rendimiento de la reacción medido en tanto por uno.

Por otro lado, hay que considerar el proceso que sufre el aire mientras recibe el calor aportado por la combustión. Como el aire es considerado un gas ideal caloríficamente perfecto, C_v y C_p serán estimados y tendrán un valor correspondiente a T_2 , que es el inicio de la combustión, y además este valor será constante. Este proceso que sufren los gases del interior del cilindro, es una compresión isócara (a volumen constante). Para estudiarlo se aplica la siguiente ecuación.

$$\Delta U_{2 \rightarrow 3} = C_v \cdot (T_3 - T_2)$$

(Ref. 15) Ecuación 2.26.

Donde:

$\Delta U_{2 \rightarrow 3}$ = Incremento de energía interna en el proceso de combustión [J].

Q_c = Calor aportado por la combustión [J].

C_v = Calor a volumen constante [J/Kg·K].

T_2 = Temperatura el punto 2 [K].

T_3 = Temperatura el punto 3 [K].

Finalmente, con los datos que se han calculado hasta este momento, se puede realizar una expansión adiabática hasta el punto denominado (en la figura 2.15) como punto de escape.

Con respecto a esta última expansión isentrópica es fácil ver que el cálculo que se va a aplicar tiene validez si se piensa en que cuando las válvulas de escape se abren, los gases de escape sufren una expansión que es parecida a la considerada, la diferencia está en que en el caso real la expansión ocurre cuando los gases salen al conducto de escape.

$$T_{esc} = T_r \rightarrow P_3 \cdot T_3^{\frac{\gamma}{1-\gamma}} = P_{esc} \cdot T_{esc}^{\frac{\gamma}{1-\gamma}}$$

(Ref. 15) Ecuación 2.27.

Donde:

P_3 = Presión en el punto 3 [Pa].

T_3 = Temperatura en el punto 3 [K].

$T_r = T_{esc}$ = Temperatura el punto de escape [K].

P_{esc} = Presión el punto de escape [Pa].

γ = Constante de los gases ideales.

Una vez que se han obtenido los datos del punto de escape para el ciclo modelizado, se procede al cálculo de la temperatura $T_{1'}$, para este propósito se aplica la siguiente fórmula. El problema que aparece es que falta el dato de f .

$$T_{1'} = T_f \cdot (1 - f) + f \cdot T_r \cdot \left(1 - \frac{\gamma - 1}{\gamma} \cdot \left(1 - \frac{P_{adm}}{P_{esc}} \right) \right)$$

(Ref. 15) Ecuación 2.28.

Donde:

$T_{1'}$ = Temperatura de los gases en el punto de inicio del ciclo [K].

T_f = Temperatura del aire en la admisión [K].

f = fracción másica de gases residuales.

$T_r = 1400$ [K] = Temperatura de los gases residuales [K].

P_{adm} = Presión del aire en la admisión [Pa].

P_{esc} = Presión de los gases en el escape [Pa].

γ = Relación de calores específicos.

El cálculo de la fracción de gases residuales “ f ” que hay en ciclo se hace a partir de la siguiente fórmula.

$$f = \frac{1}{1 + \frac{T_f}{T_r} \cdot \left[\frac{P_{adm}}{P_{esc}} \cdot r_c - \left(1 - \frac{\gamma - 1}{\gamma} \cdot \left(1 - \frac{P_{adm}}{P_{esc}} \right) \right) \right]}$$

(Ref. 15) Ecuación 2.29.

Donde:

T_r / T_f = Temperatura de los gases residuales/frescos [K].

P_{adm} / P_{esc} = Presión del aire en la admisión/escape [Pa].

γ = Relación de calores específicos.

r_c = Relación de compresión al cierre de la admisión.

Con estos datos se obtiene la temperatura de inicio del ciclo que se va a simular realmente $T_{1'}$. Para terminar de calcular los datos del punto 1' habrá que corregir la presión $P_{1'}$ porque al cambiar la temperatura desde T_f a $T_{1'}$ (debido a la consideración de gases residuales) también habrá que estudiar la repercusión de esto en la presión. Para esta corrección basta con aplicar la ecuación de estado de gases ideales.

HIPOTESIS TERMODINAMICAS VALIDAS PARA EL BALANCE DE ENERGIA

Una vez que son conocidos los datos referentes al punto de inicio del ciclo, se muestra la ecuación que define el comportamiento de los gases a lo largo del ciclo. A partir de aquí, y tras unas operaciones, se obtendrá otra expresión que da la función matemática deseada para la representación de presión frente a volumen.

$$\frac{dP(\alpha)}{d\alpha} = \frac{\gamma(T)-1}{V(\alpha)} \cdot \frac{dQ(\alpha)}{d\alpha} - \gamma(T) \cdot \frac{P(\alpha)}{d\alpha} \cdot \frac{dV(\alpha)}{d\alpha}$$

(Ref. 15) Ecuación 2.30.

Donde:

α = Ángulo de giro del cigüeñal [rad].

γ = Relación de calores específicos.

T = Temperatura [K].

Q = Calor neto en el transcurso del ciclo de trabajo [J].

V = Volumen del cilindro [m^3].

P = Presión dentro del cilindro [Pa].

En el transcurso de todo el ciclo se va a aplicar el primer principio de la termodinámica a todos los procesos involucrados. Es obvio que la aportación y pérdida de calor provocan incrementos de energía y a su vez cambios en las características de los gases. Por otro lado los procesos en lo que se realiza trabajo mecánico también generan cambios en los gases.

$$\frac{dE}{dt} = \dot{Q} - \dot{W}_{eje} - P \cdot \frac{dV}{dt} + \dot{m}_e \cdot h_e - \dot{m}_s \cdot h_s$$

(Ref. 15) Ecuación 2.31.

Donde:

P = Presión dentro del cilindro o volumen de control [Pa].

\dot{m}_e / \dot{m}_s = Flujo másico de entrada / salida al cilindro [Kg/seg].

E = Energía del ciclo [J].

\dot{Q} = Flujo de calor en el transcurso del ciclo de trabajo [W].

V = Volumen del cilindro [m^3].

\dot{W}_{eje} = Trabajo realizado sobre un eje y por unidad de tiempo en el ciclo de trabajo [W].

t = Tiempo [seg].

h_e / h_s = Entalpía del flujo másico de entrada / salida al cilindro [J/Kg].

Por otro lado, los procesos en los que hay cambios de energía interna vienen definidos por la siguiente ecuación.

$$\frac{dU(\alpha)}{dt} = m \cdot C_v(T) \frac{dT(\alpha)}{dt}$$

(Ref. 15) Ecuación 2.32.

Donde:

U = Energía interna del ciclo [J].

t = Tiempo [seg].

α = Ángulo de giro del cigüeñal [rad].

m = Masa del ciclo [Kg].

C_v = Calor específico a volumen constante [J/Kg ·K].

T = Temperatura [K].

En la aplicación de las ecuaciones que darán como resultado el ciclo, se establecen las hipótesis siguientes.

$$\frac{dm_e}{dt} = \frac{dm_s}{dt} = \dot{m}_e = \dot{m}_s, \quad E = U, \quad \frac{\delta Q}{\delta t} = \dot{Q} = \dot{Q}_C - \dot{Q}_h, \quad \frac{\delta W_{eje}}{\delta t} = \dot{W}_{eje} = 0, \quad w = \frac{d\alpha}{dt}$$

(Ref. 15) Ecuación 2.33.

Donde:

$\dot{m}_e = \dot{m}_s$ = Flujos máxicos de entrada y de salida al cilindro [Kg/seg].

w = Velocidad angular [rad/seg].

\dot{Q} = Flujo de calor en el transcurso del ciclo de trabajo [W].

α = Aceleración angular [rad/seg²].

\dot{Q}_C = Flujo de calor generado por la combustión en el ciclo [W].

E = Energía del ciclo [J].

\dot{Q}_h = Flujo de calor evacuado por las paredes del cilindro en el ciclo [W].

U = Energía interna del ciclo [J].

\dot{W}_{eje} = Trabajo realizado sobre un eje y por unidad de tiempo en el ciclo de trabajo [W].

t = Tiempo [seg].

Teniendo en cuenta todas las consideraciones anteriores, la aplicación del primer principio de la termodinámica podría quedar expresada de la siguiente forma para cualquier proceso del ciclo.

$$\frac{dU(\alpha)}{dt} = \dot{Q}_C - \dot{Q}_h - P \cdot \frac{dV}{dt} + \dot{m} \cdot (h_e - h_s)$$

(Ref. 15) Ecuación 2.34.

Donde:

\dot{Q}_c = Flujo de calor generado por la combustión en el ciclo [W].

P = Presión dentro del cilindro o volumen de control [Pa].

\dot{Q}_h = Flujo de calor evacuado por las paredes del cilindro en el ciclo [W].

V = Volumen del cilindro [m³].

\dot{m} = Flujos máscicos de entrada y de salida al cilindro [Kg/seg].

U = Energía interna del ciclo [J].

h_e / h_s = Entalpía del flujo máscico de entrada al cilindro [J/Kg].

t = Tiempo [seg].

LEYES DE LIBERACION DE CALOR

En el diagrama resultante de P frente a V hay que distinguir los distintos procesos que sigue el ciclo. De este modo se puede entender con facilidad como el tiempo de explosión tiene una diferencia con respecto a los demás. Esta radica en el aporte de calor de la combustión y en la pérdida de calor que se produce al exterior.

Anteriormente se ha hecho el cálculo de los gases residuales para la obtención del punto de inicio del ciclo a modelizar. Para el cálculo de las leyes de liberación de calor también hay que hacer unos cálculos previos, se deben calcular la fracción de masa que se quema en la combustión, el ángulo ocupado por la propia combustión en sus fases laminar y turbulenta, y ya con esto se pueden obtener los flujos de calor involucrados.

LEYES DE LIBERACION DE CALOR, FRACCION DE MASA QUEMADA (WIEBE)

La fracción de masa quemada de la combustión está en función del ángulo y viene dada por la siguiente ecuación.

$$X_q(\alpha) = 1 - e^{-a_q \cdot \left(\frac{\alpha - \alpha_i}{\Delta\alpha} \right)^{m_q + 1}}$$

(Ref. 15) Ecuación 2.35.

Donde:

X_q = Fracción de masa quemada en la combustión.

m_q = Parámetro para optimizar la combustión.

a_q = Parámetro para optimizar la combustión.

α = Angulo medido desde el inicio del ciclo en el PMS [rad].

$\alpha_i = 2\pi - \alpha_{AE}$ = Angulo de inicio de la combustión [rad].

$\Delta\alpha$ = Angulo o duración total de la combustión [rad].

Los valores de a_q , y de m_q se ajustan intentando obtener valores cercanos a 7 y 2 respectivamente. Para el ajuste hay que tener en cuenta que la mejor combustión se obtiene cuando el ángulo ocupado por la misma es simétrico con respecto al punto muerto superior.

Teniendo en cuenta la simetría de la combustión se pueden hacer el cálculo con las siguientes hipótesis y premisas.

1. El proceso de combustión es simétrico con respecto al punto PMS y, teniendo en cuenta que el ángulo de AE es conocido, el dato $\Delta\alpha$ también será conocido.
2. Una vez que sean conocidos los ángulos que ocupan las fases laminar $\Delta\alpha_{\text{laminar}}$ y turbulenta $\Delta\alpha_{\text{turbulento}}$ (aspecto a tratar en otro apartado), se podrán obtener los parámetros a_q , y también m_q . Esto se explica porque las fracciones de masa quemada al término de ambas fases son datos conocidos (según la bibliografía consultada). Conociendo estos valores de X_q al término de ambas fases, se ajustará gráfica mediante el ajuste de los valores de a_q y también m_q .

$$X_q(\alpha_{AE} + \Delta\alpha_{\text{laminar}}) = 0,01 = 1 - e^{\left[-a_q \cdot \left(\frac{\Delta\alpha_{\text{laminar}}}{\Delta\alpha} \right)^{m_q + 1} \right]}$$

(Ref. 15) Ecuación 2.36.

$$X_q(\alpha_{AE} + \Delta\alpha_{\text{laminar}} + \Delta\alpha_{\text{turbulento}}) = 1 = 1 - e^{\left[-a_q \cdot \left(\frac{\Delta\alpha}{\Delta\alpha} \right)^{m_q + 1} \right]}$$

(Ref. 15) Ecuación 2.37.

Donde:

$X_q(\alpha_{AE} + \Delta\alpha_{\text{laminar}})$ = Fracción de masa quemada al final de la fase laminar.

$X_q(\alpha_{AE} + \Delta\alpha_{\text{laminar}} + \Delta\alpha_{\text{turbulento}})$ = Expresión de masa totalmente quemada al final.

a_q, m_q = Parámetro para optimizar la combustión.

α_{AE} = Angulo de inicio de la combustión [rad].

$\Delta\alpha$ = Angulo o duración total de la combustión [rad].

$\Delta\alpha_{\text{laminar}}, \Delta\alpha_{\text{turbulento}}$ = Angulo ocupado por combustión laminar, y turbulento [rad].

Con esto ya se obtiene la función definitiva que expresa la evolución de la fracción de combustible quemada. Esta función define el calor aportado por la combustión, de modo que el cálculo de la fracción de masa quemada es fundamental.

LEYES DE LIBERACION DE CALOR, ANGULO OCUPADO POR LA COMBUSTION

Tal como se ha explicado en el apartado anterior, la combustión es simétrica respecto al punto muerto superior, en cambio, la distribución de las fases laminar y turbulenta no se dividen en dos partes iguales. Llegado este punto es obvio que se van a calcular los ángulos ocupados por cada una de las fases de la combustión, la suma de ambas fases da como resultado el ángulo total de la combustión.

$$\Delta\alpha = \Delta\alpha_{\text{laminar}} + \Delta\alpha_{\text{turbulento}}$$

(Ref. 15) Ecuación 2.38.

Donde:

$\Delta\alpha_{\text{laminar}}$, $\Delta\alpha_{\text{turbulento}}$ = Angulo ocupado por combustión laminar, y turbulento[rad].

Para hacer el cálculo del ángulo ocupado por toda la fase laminar se aplica una fórmula diferente al caso en el que se calcula el ángulo ocupado por la fase turbulenta. Como se puede ver a continuación, este parámetro depende de la geometría del motor, del combustible, del comburente y del régimen de giro del propio motor.

$$\Delta\alpha_{\text{laminar}} = C \cdot (U_m \cdot \nu)^{\frac{1}{3}} \cdot \left(\frac{y(\alpha_{AE})}{S_L} \right)^{\frac{2}{3}}$$

(Ref. 15) Ecuación 2.39.

Donde:

$\Delta\alpha_{\text{laminar}}$ = Angulo ocupado por combustión en régimen laminar [rad].

C' = C = Constante dependiente de la geometría del motor.

U_m = Velocidad media del émbolo [m/s].

ν = (μ/ρ) = Viscosidad cinemática del aire [m²/s].

$y(\alpha_{AE})$ = Altura de la cámara de combustión en el adelanto al encendido [m].

S_L = Velocidad de propagación de la llama [m/s].

El cálculo de la fórmula que se acaba de mostrar conlleva una serie de hipótesis y premisas.

1. La viscosidad del aire depende de la temperatura, en este cálculo se va a considerar una expresión tomada de la bibliografía. Con la expresión que se muestra a continuación y con una estimación de la temperatura en el punto final de la fase laminar se calcula la viscosidad μ y luego se calcula la ν . La densidad necesaria para la obtención de ν se obtendrá por medio de la ecuación de estado de los gases ideales y con los datos utilizados para la obtención del punto 1' de inicio del ciclo modelizado.

$$\mu = 3,3 \cdot 10^{-7} \cdot T^{-7} \text{ [Kg/m}\cdot\text{seg]}$$

(Ref. 15) Ecuación 2.40.

2. Para el cálculo de la velocidad de propagación de la llama se harán las siguientes consideraciones, que también están consultadas en la bibliografía. Esta velocidad depende del dosado relativo y del tipo de combustible y toman los siguientes valores para el caso que ocupa este caso.

$$S_{L \text{ GASOLINA}} = 26 \text{ [cm/seg]}$$

$$S_{L \text{ ETANOL}} = 35 \text{ [cm/seg]}$$

3. El parámetro C dependiente de la geometría del motor es igual en el caso del régimen laminar y turbulento.

$$C' = C$$

En el caso del ángulo ocupado por la fase turbulenta, éste también depende de la geometría del motor, del combustible, del comburente y del régimen de giro del motor. La fórmula cambia y el ángulo se obtiene con la ecuación que se muestra.

$$\Delta\alpha_{turbulento} = C' \cdot \frac{D}{y_{PMS}} \cdot \left(\frac{\rho(\alpha_{AE})}{\rho_{PMS}} \right)^{\frac{10}{9}} \cdot (U_m \cdot \nu_{PMS})^{\frac{1}{3}} \cdot \left(\frac{y(\alpha_{AE})}{S_L} \right)^{\frac{2}{3}}$$

(Ref. 15) Ecuación 2.41.

Donde:

$\Delta\alpha_{turbulento}$ = Angulo ocupado por combustión en régimen turbulento [rad].

C' , C , D = Constantes dependientes de la geometría del motor.

y_{PMS} = Altura media de la cámara en el punto muerto superior [m].

$\rho(\alpha_{AE})$ = Densidad del aire en el adelanto al encendido [Kg/m^3].

ρ_{PMS} = Densidad del aire en el punto muerto superior [Kg/m^3].

U_m = Velocidad media del émbolo [m/s].

ν_{PMS} = Viscosidad cinemática en el punto muerto superior [m^2/s].

$y(\alpha_{AE})$ = Altura de la cámara de combustión en el adelanto al encendido [m].

S_L = Velocidad de propagación de la llama [m/s].

El cálculo de la fórmula que se acaba de mostrar conlleva una serie de hipótesis y premisas.

1. Como ya se ha anunciado anteriormente, la constante $C = C'$ es igual en el caso laminar que en el turbulento.

$$C = C'$$

2. La combustión empieza y termina en puntos que son simétricos con respecto al punto muerto superior, y también ocurre lo mismo con la fracción de masa quemada, que llega a su punto medio cuando el cilindro está en el punto muerto superior. Hay que recordar que, aunque la reacción ocurre de manera simétrica, el cambio de fase laminar a turbulenta no es simétrico.

$$X_q(\alpha_{AE} + \Delta\alpha / 2) = 0,5$$

(Ref. 15) Ecuación 2.42.

3. El cálculo de las densidades del aire se hace del mismo modo que en el caso anterior, es decir, que se usa la ecuación de estado de los gases ideales. Los datos necesarios para la resolución de la ecuación se toman del apartado en el que se calculó el punto de inicio del ciclo 1'.

4. En este caso la viscosidad del aire también depende de la temperatura igual que en el caso anterior. Con la expresión que se muestra a continuación y con una estimación de la temperatura en el punto final de la fase turbulenta se calcula la viscosidad μ y luego se calcula la v .

$$\mu = 3,3 \cdot 10^{-7} \cdot T^{0.7} \text{ [Kg/m}\cdot\text{seg]}$$

(Ref. 15) Ecuación 2.43.

5. Para el cálculo del ángulo en fase turbulenta se necesita saber la velocidad de propagación de la llama, para este cálculo se van a usar las siguientes fórmulas. Hay que apuntar que esta velocidad será mayor cuanto menor sea el ángulo ocupado por la combustión.

$$S_L = S_{L,0} \cdot \left(\frac{T_{AE}}{T_0} \right)^\alpha \cdot \left(\frac{P_{AE}}{P_0} \right)^\beta$$

(Ref. 15) Ecuación 2.44.

Donde α , β y $S_{L,0}$ se calculan con las siguientes expresiones, y los datos requeridos para el cálculo se consultan en la bibliografía consultada.

$$\alpha = 2,18 - 0,8 \cdot (F_R - 1)$$

(Ref. 15) Ecuación 2.45.

$$\beta = -0,16 + 0,22 \cdot (F_R - 1)$$

(Ref. 15) Ecuación 2.46.

$$S_{L,0} = B_m + B_F \cdot (F_R - F_{Rm})^2$$

(Ref. 15) Ecuación 2.47.

Donde:

S_L = Velocidad de propagación de la llama [m/s].

$S_{L,0}$ = Constante de velocidad dependiente del tipo de combustible [m/s].

α = Constante.

β = Constante.

T_{AE} = Temperatura en el adelanto al encendido AE [K].

T_0 = Temperatura de la admisión [K].

P_{AE} = Presión en el adelanto al encendido AE [Pa].

P_0 = Presión de la admisión [Pa].

F_R = Dosado relativo.

F_{Rm} = Dosado relativo para el caso en el que $S_{L,0} = B_m$.

B_m = Constante de velocidad dependiente del tipo de combustible [m/s].

B_F = Constante de velocidad dependiente del tipo de combustible [m/s].

LEYES DE LIBERACION DE CALOR, CALOR APORTADO POR LA COMBUSTION

Tal como se ha mostrado anteriormente, la presión está en función del volumen, pero también está en función del calor aportado por la reacción de combustión.

$$\frac{d Q_c(\alpha)}{d \alpha} = F_R \cdot F_e \cdot L_i \cdot \eta_{comb} \cdot \frac{P_{1'} \cdot V_{1'}}{R_{g \text{ aire}} \cdot T_{1'}} \frac{d X_q(\alpha)}{d \alpha}$$

(Ref. 15) Ecuación 2.48.

Donde:

Q_c = Calor generado por la combustión [J].

α = Ángulo [rad].

F_e / F_r = Dosado estequiométrico / relativo.

L_i = Poder calorífico (inferior) del combustible [J/Kg].

η_{comb} = Rendimiento de la combustión.

$P_{1'}$ = Presión en el inicio del ciclo de trabajo [Pa].

$V_{1'}$ = Volumen en el inicio del ciclo de trabajo [m³].

$T_{1'}$ = Temperatura en el inicio del ciclo de trabajo [K].

$R_{g \text{ aire}}$ = Constante del aire como gas ideal [J/Kg·K].

Como se ha podido ver en la fórmula anterior el término del rendimiento de la reacción aparece en la misma. El cálculo del mismo se hace a partir de la siguiente función, en la que se aprecia que el propio rendimiento depende del dosado relativo, de modo que conocido este dosado para el máximo régimen, pues el rendimiento se saca consultando en la propia función.

RENDIMIENTO DE LA COMBUSTION

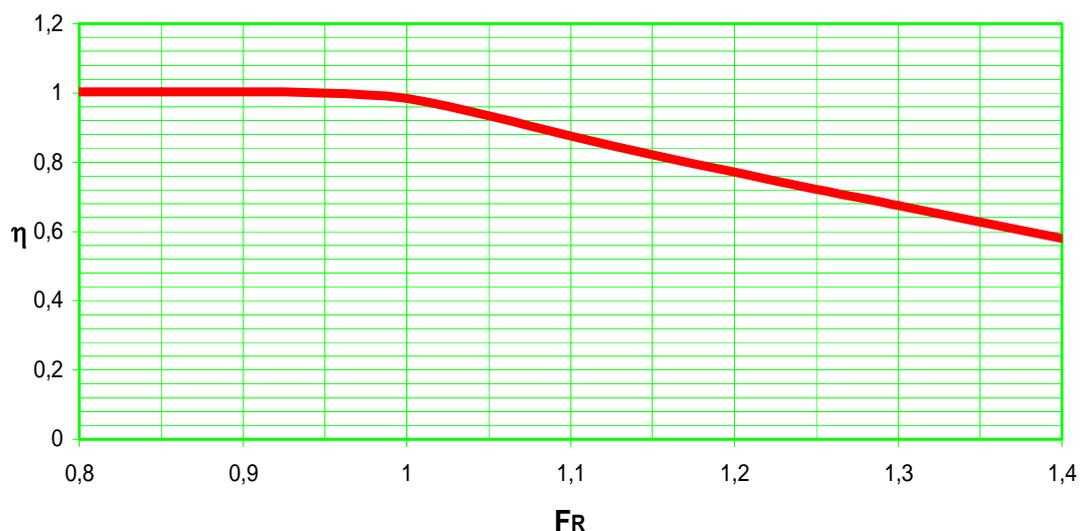


Figura 2.16.: Función del rendimiento de la reacción de combustión en función del dosado relativo.

Falta otro cálculo más aparte del necesario para la obtención del rendimiento. El cálculo de la derivada que aparece en la ecuación se obtiene con la fórmula que aparece a continuación.

$$\frac{d X_q(\alpha)}{d \alpha} = \frac{a_q (m_q + 1)}{\Delta \alpha} \cdot \left(\frac{\alpha - \alpha_{AE}}{\Delta \alpha} \right)^{m_q} \cdot e^{\left(-a_q \cdot \left(\frac{\alpha - \alpha_{AE}}{\Delta \alpha} \right)^{m_q + 1} \right)}$$

(Ref. 15) Ecuación 2.49.

Donde:

$X_q(\alpha)$ = Fracción de masa quemada.

m_q = Parámetro para optimizar la combustión.

a_q = Parámetro para optimizar la combustión.

α_{AE} = Angulo de inicio de la combustión [rad].

$\Delta \alpha$ = Angulo o duración total de la combustión [rad].

Con estas últimas ecuaciones se puede calcular el valor del calor liberado por la combustión y además queda claro el intervalo angular en el cual se produce esta liberación de calor y la fracción de masa quemada en este proceso. Estos dos últimos cálculos se hacen de manera previa a la representación del ciclo.

LEYES DE LIBERACION DE CALOR, CALOR EVACUADO HACIA EL EXTERIOR DEL CILINDRO

En la representación del ciclo se debe tener en cuenta el calor que se pierde a través de las paredes del cilindro y no solo el calor que aporta la reacción de combustión. De forma que el calor neto que interviene en la relación se puede expresar de la siguiente forma. Repetir una vez más que los cálculos se extraen de la bibliografía.

$$Q = Q_C - Q_h$$

(Ref. 15) Ecuación 2.50.

Donde:

Q = Calor en el transcurso del ciclo de trabajo [J].

Q_C = Calor generado por la combustión en el ciclo [J].

Q_h = Calor evacuado por las paredes del cilindro en el ciclo [J].

El cálculo del término correspondiente al calor evacuado se hace con la siguiente ecuación.

$$\frac{d Q_h(\alpha)}{d \alpha} = (T_g(\alpha) - T_p) \cdot \frac{A(\alpha) \cdot h_c(\alpha)}{\varpi}$$

(Ref. 15) Ecuación 2.51.

Donde:

Q_h = Calor evacuado por la combustión [J].

α = Angulo [rad].

$A(\alpha)$ = Área instantánea de transferencia de calor [m^2].

$h_c(\alpha)$ = Coeficiente instantáneo de convección [$W/K \cdot m^2$].

$T_g(\alpha)$ = Temperatura en el interior del cilindro en el ciclo de trabajo [K].

$T_p = 493$ [K] para este motor particular, y debido al material del que está hecho.

T_p = Temperatura media en las paredes de la cámara de combustión y el cilindro [K].

ω = Velocidad angular [rad/seg].

Para el cálculo del calor perdido al entorno en el transcurso del ciclo se han hecho las siguientes hipótesis. Hay tres tipos de pérdidas, las que se producen por radiación, por convección y por el escape de los gases residuales, que están a una cierta temperatura. En cambio, sólo se van a calcular las pérdidas por convección y esto es lo que se ha mostrado en la ecuación anterior.

En la fórmula que se acaba de mostrar faltan parámetros que se calculan a continuación.

$$T_g(\alpha) = \frac{P(\alpha) \cdot V(\alpha)}{R_{g \text{ aire}} \cdot m_1}$$

(Ref. 15) Ecuación 2.52.

Donde:

$$m_1 = m_{\text{gases ciclo}} + m_{\text{combustible}} = m_{\text{aire}} + m_{\text{residuales}} + m_{\text{combustible}}$$

(Ref. 15) Ecuación 2.53.

Donde:

m_1 = Masa total de gases del ciclo [Kg].

$m_{\text{combustible}}$ = Masa total de combustible del ciclo [Kg].

$m_{\text{gases ciclo}}$ = Masa total de gases del ciclo [Kg].

m_{aire} = Masa de aire del ciclo [Kg].

$m_{\text{residuales}}$ = Masa de residuales del ciclo [Kg].

$R_{g \text{ aire}}$ = Constante del aire como gas ideal [$J/Kg \cdot K$].

$T_g(\alpha)$ = Temperatura media de los gases en el transcurso del ciclo [K].

$V(\alpha)$ = Volumen del cilindro en el retraso al cierre de admisión [m^3].

$P(\alpha)$ = Presión del aire en la admisión [Pa].

Otro de los parámetros que aparecen en la ecuación del calor evacuado es el coeficiente instantáneo de convección. El cálculo del mismo se hace con la correlación de Woschni:

$$h_c(\alpha) = A \cdot D^{-0.2} \cdot P(\alpha)^{0.8} \cdot T(\alpha)^{-0.55} \cdot \omega(\alpha)^{0.8}$$

(Ref. 15) Ecuación 2.54.

Donde:

$h_c(\alpha)$ = Coeficiente instantáneo de convección [$W/K \cdot m^2$].

A = Constante a ajustar.

D = Diámetro del cilindro [m].

$P(\alpha)$ = Presión del aire en el transcurso del ciclo [KPa].

$T(\alpha)$ = Temperatura media de los gases en el transcurso del ciclo [K].

$w(\alpha)$ = Velocidad de los gases en el interior del cilindro [rad/seg].

El cálculo de la velocidad de los gases en el interior del cilindro se hace con la siguiente ecuación:

$$\omega(\alpha) = 2,28 \cdot U_m + 3,24 \cdot 10^{-3} \cdot \left(\frac{q \cdot T_{AE}}{P_{AE} \cdot V_{AE}} \right) \cdot (P(\alpha) - P_{CICLO\ AIRE}(\alpha))$$

(Ref. 15) Ecuación 2.55.

Donde:

U_m = Velocidad media del embolo del cilindro [m/seg].

q = Cilindrada unitaria [m^3].

T_{AE} = Temperatura en el adelanto al encendido [K].

V_{AE} = Volumen en el adelanto al encendido [m^3].

P_{AE} = Presión en el adelanto al encendido [Pa].

$P(\alpha)$ = Presión de los gases del cilindro en cada instante [Pa].

$P_{CICLO\ AIRE}(\alpha)$ = Presión de los gases del cilindro en cada instante [Pa].

Para el cálculo de los parámetros referidos al adelanto al encendido basta con utilizar la ecuación que define el proceso de compresión desde el retraso al cierre de admisión hasta el encendido.

Por último hay que explicar como se ha hecho para el cálculo de la temperatura T_p de las paredes del cilindro. Esto conlleva un razonamiento más complicado. En las distintas partes del pistón se producen diferentes pérdidas de calor, esto implica que según la dirección que se elija habrá un proceso de conducción de calor a través del propio pistón concreto. Con esto ya se deduce que el cálculo es complicado y la estimación de T_p también.

Para estimar un valor medio de la temperatura T_p de las paredes del cilindro, se consultan los valores en las siguientes gráficas pertenecientes a los documentos citados en la bibliografía, y así se obtiene el valor definitivo que se ha citado anteriormente.

Para obtener ese valor estimado se hace una media de las diferentes temperaturas que aparecen en las gráficas, pero solo se tendrán en cuenta aquellas que se pueden medir en las zonas por las que se pierde calor del cilindro hacia el exterior.

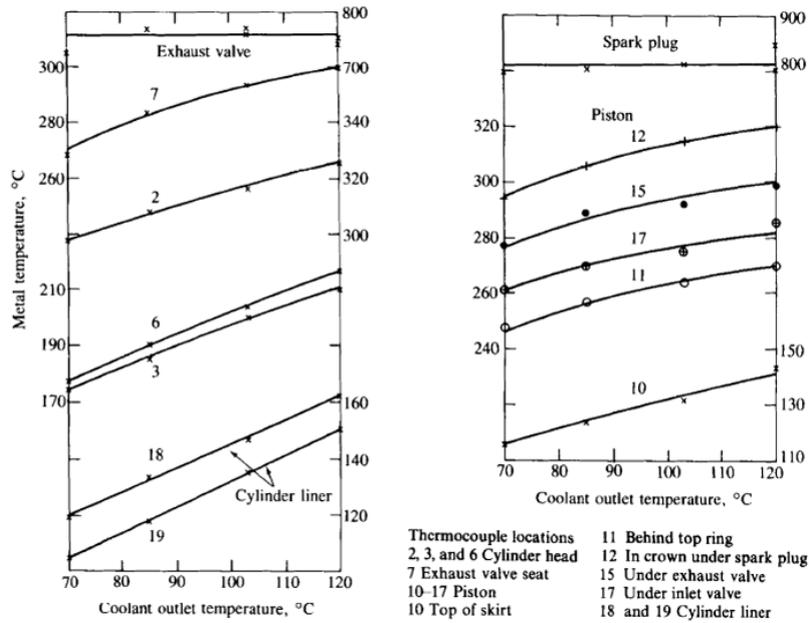


Figura 2.17.: Temperatura en el cilindro frente a la temperatura del refrigerante (Ref. 15).

INTEGRACION DE LA ECUACION DE LA ENERGIA PARA DETERMINAR $P(\alpha)$

Como último paso para la representación del ciclo solo queda volver a mostrar la ecuación que ya se mostró antes y constatar que en esta ocasión se disponen de todos los datos necesarios para obtener la función.

$$\frac{dP(\alpha)}{d\alpha} = \frac{\gamma(T)-1}{V(\alpha)} \cdot \frac{dQ(\alpha)}{d\alpha} - \gamma(T) \cdot \frac{P(\alpha)}{d\alpha} \cdot \frac{dV(\alpha)}{d\alpha}$$

(Ref. 15) Ecuación 2.56.

Donde:

α = Ángulo de giro del cigüeñal [rad].

γ = Relación de calores específicos.

T = Temperatura [K].

Q = Calor en el transcurso del ciclo de trabajo [J].

V = Volumen del cilindro [m³].

P = Presión dentro del cilindro o volumen de control [Pa].

Hay que apuntar que la representación se inicia en el punto en que se estimó anteriormente que se iniciaba el bucle, éste es el punto de retraso al cierre de admisión. Por otro lado, el último punto del bucle será el punto final del ciclo ideal, es decir que se producirá a un ángulo de unos 540°.

Para la obtención de la función, se representarán varios puntos y para todos esos puntos se aplicará una ecuación deducida a partir de la (Ref. 15) Ecuación 2.56 con el objeto de obtener la presión y el volumen en un punto concreto.

El primer punto ya es conocido, en presión y en volumen, esto es así porque se ha estimado anteriormente, y para el cálculo de los demás puntos se utiliza el método explícito, éste ofrece una ecuación en la que se puede calcular cada punto del ciclo a partir del anterior (según avanza el ángulo recorrido).

Para hacer el cálculo se estimarán variaciones pequeñas de ángulo recorrido, y para estos pequeños intervalos el método explícito calculará el punto siguiente. Como hay una expresión $V(\alpha)$ que expresa el volumen del cilindro en función del ángulo recorrido, pues para cada incremento de ángulo que sufra la ecuación del método explícito el volumen será calculable y una vez conocido este, el método explícito dará la presión. Conocidos presión y volumen se tendrá un nuevo punto de la función.

La ecuación que da el método explícito de resolución es la siguiente.

$$P_{n+1} = P_n \cdot \left[1 - \Delta\alpha \cdot \frac{\gamma(T_n)}{V(\alpha_n)} \cdot \frac{dV(\alpha_n)}{d\alpha} \right] + \frac{\gamma(T_n) - 1}{V(\alpha_n)} \cdot \frac{dQ(\alpha_n)}{d\alpha}$$

(Ref. 15) Ecuación 2.57.

Donde:

α = Ángulo de giro del cigüeñal [rad].

α_n = Ángulo de giro del cigüeñal en el punto "n" [rad].

γ = Relación de calores específicos.

$\Delta\alpha$ = Ángulo de giro del cigüeñal entre el punto "n" y el punto "n+1" [rad].

T_n = Temperatura [K].

Q = Calor en el transcurso del ciclo de trabajo [J].

V = Volumen del cilindro [m³].

P_n = Presión dentro del cilindro en el punto "n" [Pa].

P_{n+1} = Presión dentro del cilindro en el punto "n+1" [Pa].

Esta ecuación irá dando los distintos puntos que definen el ciclo, pero habrá que comprobar que el parámetro correspondiente al incremento de ángulo no se salga de un límite establecido y que se muestra a continuación. Si este criterio se cumple el proceso se dice que es estable.

$$\Delta\alpha \leq 1,43$$

2.6. RESULTADOS DE LA MODELIZACION DEL CICLO OTTO

En este apartado se van a ir presentando las distintas funciones referentes al estudio del ciclo.

LEY DE WIEBE DE LIBERACION DE CALOR, FRACCION DE MASA QUEMADA

Con esta ley se obtiene la proporción de masa de combustible que se va quemando según el ángulo del cigüeñal aumenta, estará limitado entre el ángulo de adelanto al encendido y el de final de la combustión.

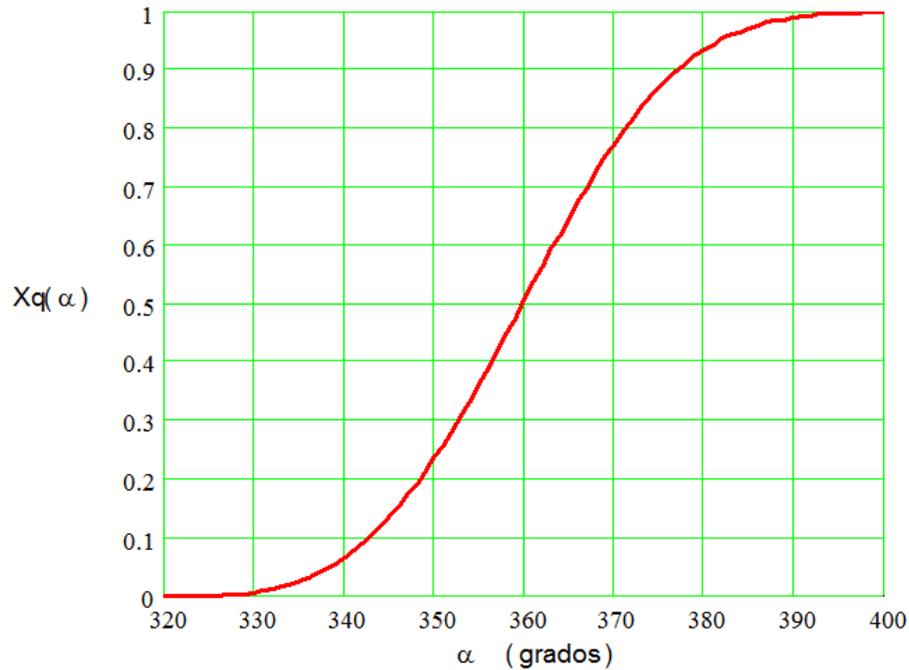


Figura 2.18.: Ley de Wiebe de liberación de calor frente a α .

LEYES DE LIBERACION DE CALOR, CALOR APORTADO POR LA COMBUSTION

Dependiendo de la forma de la ley de Wiebe se obtiene una función que define el aporte de calor procedente de la reacción. Cuando se haya terminado la reacción y se alcance el valor de 1 en la ley de Wiebe se habrá aportado todo el calor y la reacción habrá terminado.

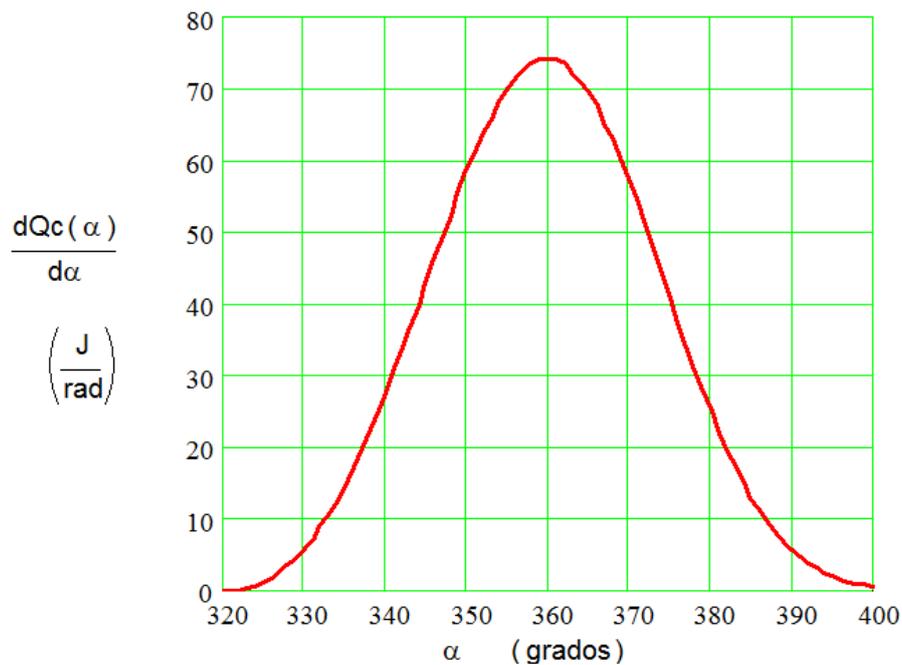


Figura 2.19.: Ley de aporte instantáneo de calor frente a α .

Tal como se puede ver en la fórmula anterior cuando el ángulo llega al valor de 400° la reacción ha terminado y el aporte de calor también. No obstante en la siguiente figura se puede ver representado el aporte de calor que se va realizando de manera instantánea. El aporte máximo se hace cuando la reacción está en la parte media, es decir en el punto muerto superior.

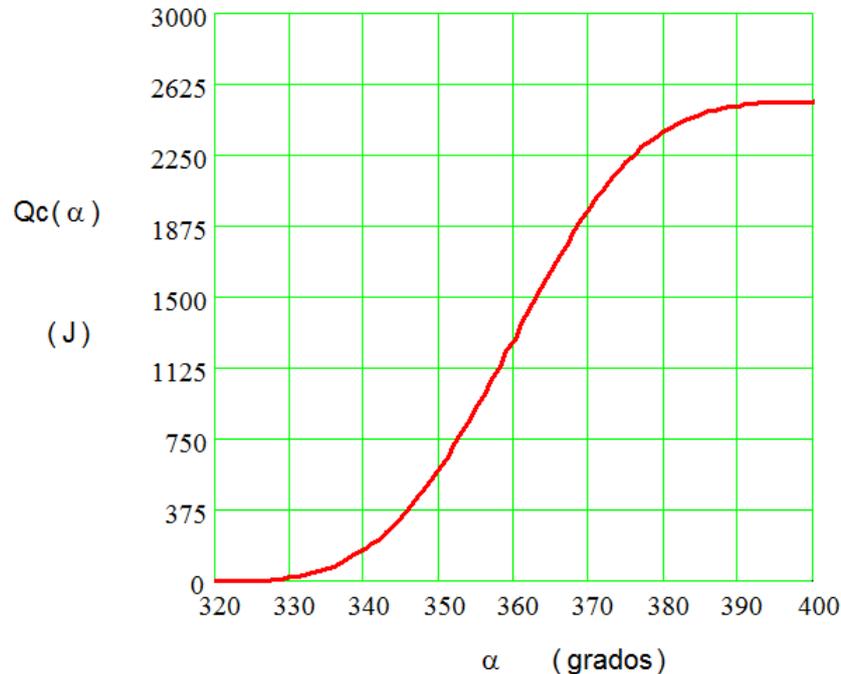


Figura 2.20.: Ley de aporte total de calor frente a α .

LEYES DE LIBERACION DE CALOR, ANGULO OCUPADO POR LAS FASES DE LA COMBUSTION LAMINAR Y TURBULENTO

Cabe indicar en este punto el resultado obtenido para los ángulos ocupados por el régimen laminar y el régimen turbulento.

$$\Delta\alpha_{\text{laminar}} = 11,4^\circ$$

$$\Delta\alpha_{\text{turbulento}} = 68,6^\circ$$

LEYES DE LIBERACION DE CALOR, CALOR EVACUADO HACIA EL EXTERIOR DEL CILINDRO

A continuación se muestra la gráfica correspondiente a las pérdidas de calor que se producen por convección a lo largo de la reacción. Como se puede ver el pico más alto se produce un poco después de que el pistón pase por el punto muerto superior, es decir que las pérdidas de calor llevan un cierto retraso con respecto al aporte de calor.

En cuanto a las pérdidas de calor por convección también hay que aclarar que estas pérdidas de calor no se paralizan al término de la reacción de combustión si no que en la carrera de expansión posterior sigue siendo un fenómeno de una importancia mayor.

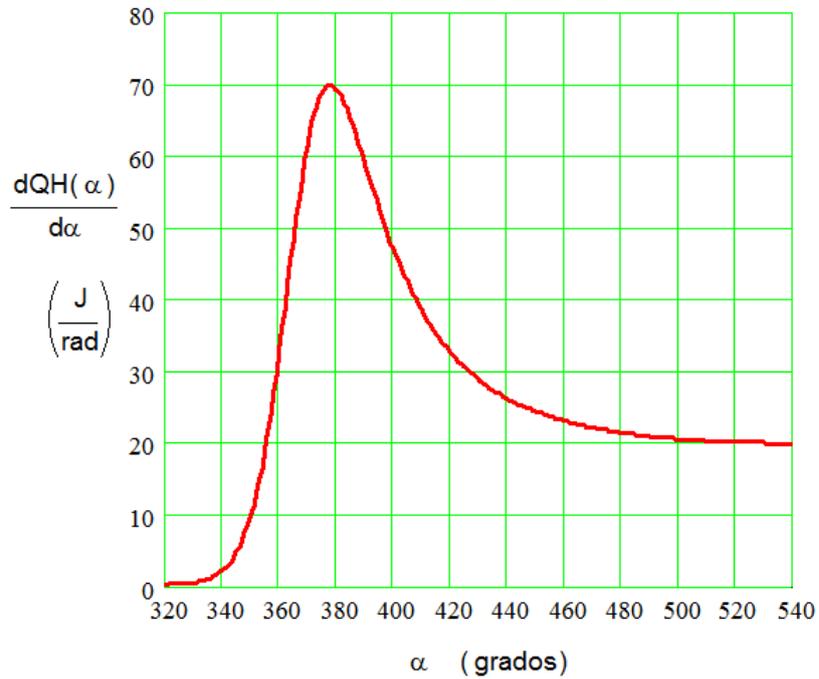


Figura 2.21.: Ley de pérdida instantánea de calor frente a α .

En la siguiente gráfica se puede ver la función del coeficiente de convección que presenta las diferentes zonas por las que se evacua el calor hacia el propio bloque.

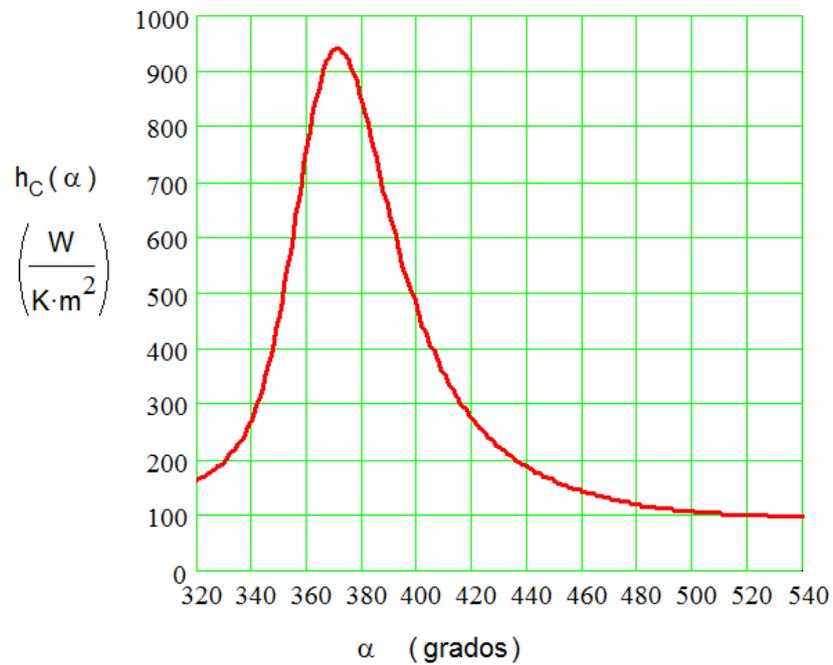


Figura 2.22.: Coeficiente de convección.

INTEGRACION DE LA ECUACION DE LA ENERGIA PARA DETERMINAR $P(\alpha)$

A continuación se muestran dos funciones que comparan la evolución de la presión y de la temperatura cuando en el cilindro transcurre la reacción de combustible y por otro lado cuando no hay reacción química. Hay que aclarar que en ambos casos el ciclo sin reacción química viene nombrado como ciclo admisión residual.

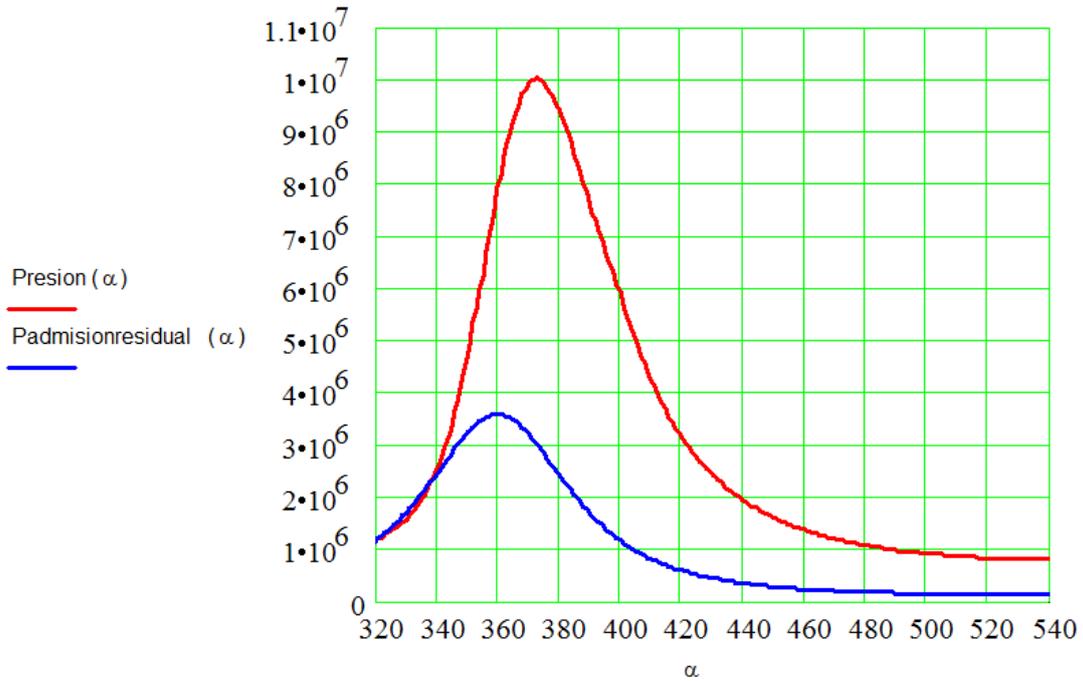


Figura 2.23.: Presión [Pa] del ciclo con y sin reacción.

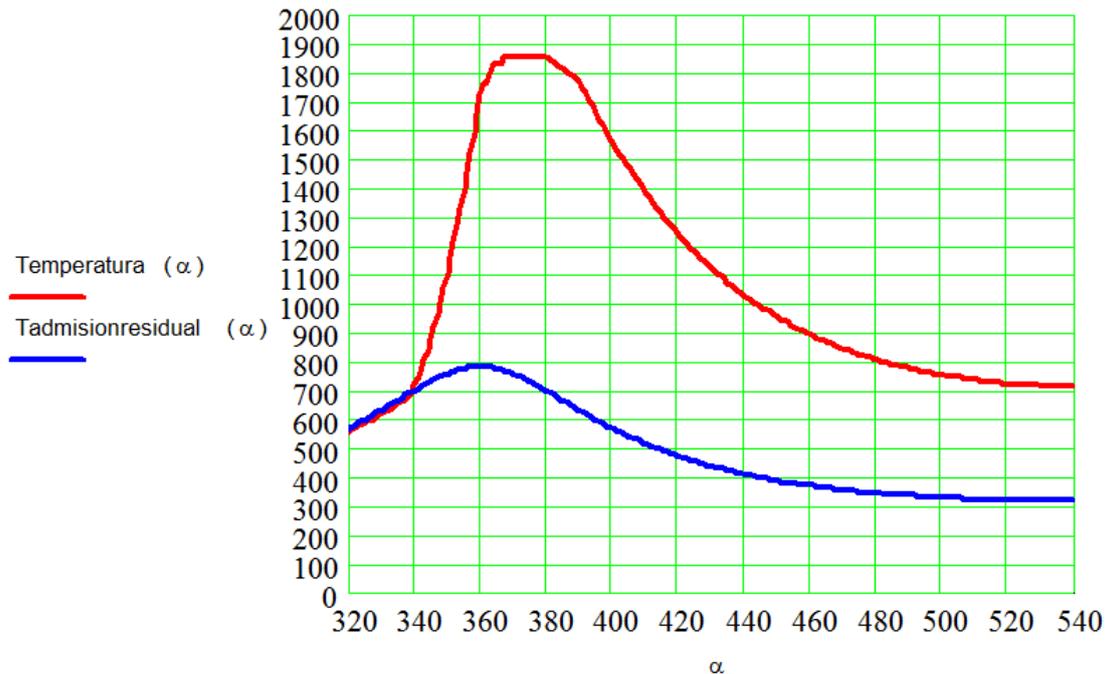


Figura 2.24.: Temperatura [K] del ciclo con y sin reacción.

Finalmente se representa la evolución de la temperatura frente a la relación de compresión. Este es el objetivo final del capítulo que más tarde dará el valor del rendimiento y de la potencia efectiva del motor.

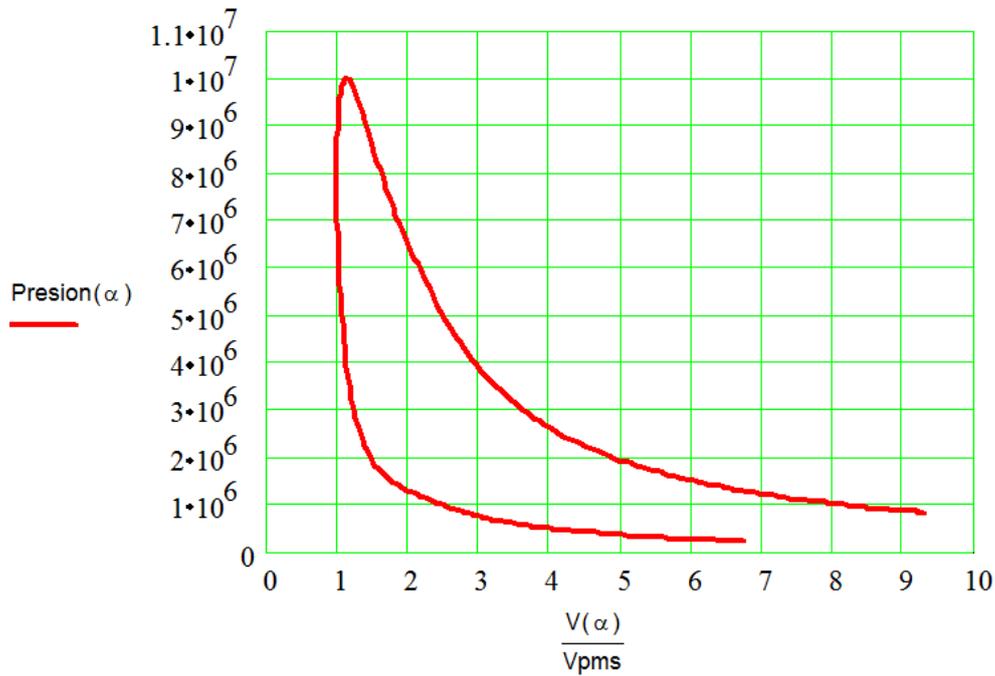


Figura 2.25.: Diagrama de Presión frente a relación de compresión.



CAPÍTULO 3 RENOVACIÓN DE LA CARGA



3.1. INTRODUCCION

En este capítulo se va a calcular el rendimiento volumétrico, para esto se dispondrán de los datos de potencia y rendimiento específico. La renovación de la carga consiste en la sustitución de los productos de la combustión por los gases frescos de entrada y esto está relacionado con el rendimiento volumétrico. Existen varios fenómenos que hacen que la renovación no sea total, uno de estos es el de la existencia de gases residuales en el momento en el que se cierran las válvulas de admisión. Además de este fenómeno hay que considerar otros tantos que se verán después, todos estos factores determinan el rendimiento volumétrico.

La importancia de la renovación de la carga está en que la potencia que se puede desarrollar viene dada por la cantidad de combustible inyectado, y esta cantidad de combustible está dada a su vez por la cantidad de aire admitida.

3.2. PROCESO DE RENOVACION DE LA CARGA

Los gases de escape empiezan a salir del cilindro cuando se llega al ángulo de AAE (adelanto a la apertura del escape). En este momento se abre la válvula a pesar de que el cilindro no ha llegado al PMI (punto muerto inferior), los gases empiezan a salir en un primer momento por la diferencia de presiones existente entre el cilindro y el conducto de escape, después de pasar el PMI, además de este fenómeno hay que añadir el movimiento ascendente del cilindro que también impulsa a los gases de escape hacia el conducto de escape.

Cuando el cilindro está llegando al PMS (punto muerto superior) se abre la válvula de admisión y empieza a entrar aire fresco y combustible al interior. Este ángulo es el AAA (adelanto a la apertura de admisión), a partir de este momento el motor se encuentra en el cruce de válvulas, y también a partir de este momento los productos de la combustión escapan más difícilmente del cilindro. Cuando el pistón ha sobrepasado el PMS y ha empezado la carrera descendente, se cierra la válvula de escape y termina el cruce de válvulas, este ángulo es el RCE (retraso al cierre del escape). En este momento los gases de escape que no hayan sido expulsados quedarán atrapados en el interior del cilindro reduciendo el rendimiento y la potencia del motor debido a que las condiciones de inicio del ciclo serán más desfavorables.

La renovación de la carga no termina hasta el momento en el que el cilindro se cierra justo después de pasar el punto PMI, es decir al llegar al ángulo RCA (retraso al cierre de admisión).

3.3. DEFINICION DEL ARBOL DE LEVAS

El árbol de levas es el mecanismo que se encarga de la apertura y cierre sincronizados de las válvulas de admisión y/o escape, se expresa de esta manera porque en ocasiones se monta sólo árbol y en otras ocasiones se monta uno para la admisión y otro para el escape. Las válvulas de este tipo de motores tienen la forma de una varilla que termina en una base circular y de perfil cónico, esta base es la que se apoya directamente sobre la culata del motor para cerrar el conducto de admisión o escape, en el caso del motor que ocupa este estudio hay que notar que el material del que están fabricadas estas válvulas ha de ser resistente a la oxidación que provoca el combustible utilizado.

Las válvulas del motor tienen un movimiento solidario al propio árbol de levas que está asegurado por medio de un resorte, éste además asegura que las válvulas se queden bien asentadas cuando éstas están cerradas. Por otro lado, la leva del árbol es la encargada de desplazar la válvula cuando se necesita que ésta abra el conducto bien de escape o bien de admisión. Las válvulas de admisión suelen tener mayor área efectiva de paso que las válvulas de escape.

El árbol de levas está accionado por una cadena o polea que se mueve solidariamente al eje de giro del propio motor, de modo que el movimiento de apertura y cierre de la válvula siempre está en función del giro del motor. Cada válvula tiene una leva que está dispuesta en el árbol de manera que la forma de la propia leva se encarga de que la válvula se abra o se cierre durante los grados de cigüeñal que le corresponden.

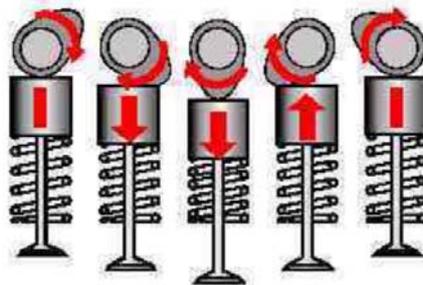


Figura 3.1.: Movimiento normal de una válvula (Ref. 4).

En el caso del motor que se estudia aquí, cada cilindro dispone de dos válvulas de admisión y otras dos de escape, y además de esto el motor tiene 2 árboles de levas, de modo que la relación de movimientos entre el eje del motor y los árboles ha de ser de 2 a 1 para que cada leva gire una sola vez por cada 2 revoluciones del cigüeñal, o lo que es lo mismo, por cada ciclo.

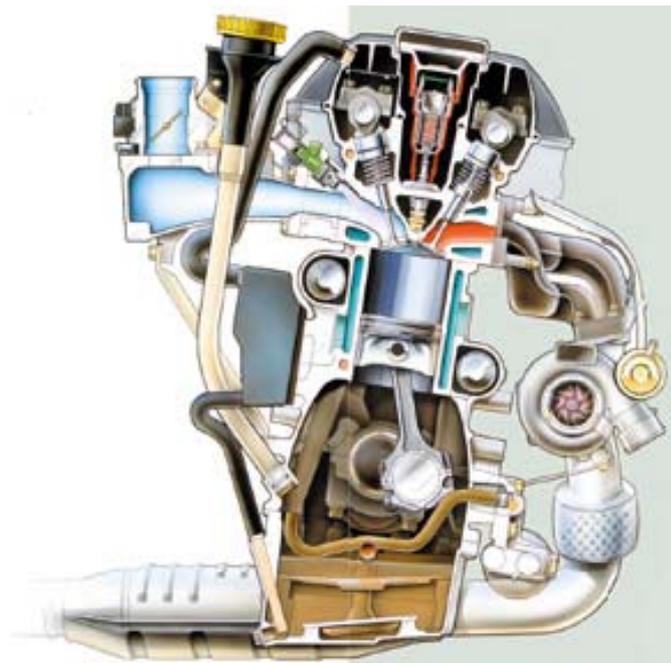


Figura 3.2.: Imagen del motor SAAB 2.0 TURBO BIOPOWER (Ref. 10).

3.4. FACTORES QUE ALTERAN EL RENDIMIENTO VOLUMETRICICO

Existen diferentes factores que determinan el rendimiento volumétrico. A continuación se muestran estos factores agrupados según diferentes criterios.

3.4.1. FACTORES DE FUNCIONAMIENTO Y DISEÑO

- Régimen del motor. En regímenes de giro altos, se cumple cuanto mayor sea la velocidad de giro del motor, menor será el rendimiento volumétrico.
- Temperatura de admisión. A mayor temperatura del aire de admisión, menor será la densidad, esto empeora el llenado de los cilindros y baja el rendimiento volumétrico. Suele ocurrir porque los gases de escape dan calor a los frescos.
- Temperatura del líquido refrigerante. Al igual que en el caso anterior, un aumento de la temperatura del refrigerante repercute negativamente sobre el rendimiento volumétrico.

3.4.2. FACTORES DE DISEÑO

- Sistema de admisión. El sistema de admisión está condicionado por su propia geometría, unos colectores de admisión que minimicen las pérdidas de carga y que mejoren la inercia de los gases y el coeficiente de descarga de las válvulas mejorarán el rendimiento volumétrico. Si se aumenta la sección de las válvulas de admisión y se optimiza el recorrido del colector de admisión se habrá resuelto el problema.
- Distribución. En función de los ángulos de la distribución el rendimiento volumétrico puede mejorarse. De este modo, cada uno de los ángulos tiene un efecto diferente. El ángulo RCA influye en el llenado. El AAE influye en las pérdidas por bombeo y en la renovación de la carga, y el RCE influye en el llenado del cilindro porque provoca depresión en el cilindro.

3.4.3. PARAMETROS ADIMENSIONALES

El rendimiento volumétrico η_v depende de varios parámetros adimensionales.

$$\eta_v = f\left(\text{Re}, Z, \frac{P_{adm}}{P_{esc}}, F\right)$$

(Ref. 15) Ecuación 3.1.

Donde:

P_{adm} = Presión de admisión [Pa].

P_{esc} = Presión de escape [Pa].

Z = Índice de Mach.

Re = Número de Reynolds.

F = Dosado.

A continuación se explica como es la influencia de estos parámetros adimensionales.

- Número de Reynolds. Compara las fuerzas dinámicas con las viscosas. Este parámetro define el tipo de flujo. Hay que recordar que según el número de Reynolds el flujo puede tener dos regímenes de caudal, el régimen laminar o régimen turbulento.

$$Re = \frac{\rho \cdot V \cdot D}{\mu}$$

(Ref. 15) Ecuación 3.2.

Donde:

ρ = Densidad [Kg/m^3].

V = Velocidad del fluido [m/seg].

D = Diámetro de la sección por la que avanza el fluido [m].

μ = Viscosidad [$\text{Kg}/\text{m}\cdot\text{seg}$].

- Índice de Mach. Este índice relaciona la velocidad a la que entra la mezcla a través de las válvulas de admisión con la velocidad del sonido. Existe un valor del índice de Mach para el cual el comportamiento del motor cambia algo, cuando el índice de Mach toma el valor de 0.6 se produce el bloqueo sónico, en ese momento la velocidad de la mezcla es igual que la velocidad del sonido. A partir de este punto cuando se suba el régimen de giro el rendimiento volumétrico bajará debido a que la cada vez mayor velocidad del motor no permitirá que se llene el cilindro la cantidad requerida para el mejor funcionamiento. Consecuentemente el rendimiento volumétrico caerá.

$$Z = \frac{U_v}{\sqrt{\gamma_{adm} \cdot R_{g adm} \cdot T_{adm}}}$$

(Ref. 15) Ecuación 3.3.

Donde:

Z = Índice de Mach.

U_v = Velocidad de los gases de entrada por las válvulas de admisión [m/seg].

T_{adm} = Temperatura de los gases en la admisión [K].

$R_{g adm}$ = Constante del aire como gas ideal [K].

γ_{adm} = Rendimiento volumétrico.

- Relación de presiones de admisión y escape. Este cociente influye en la cantidad de gases residuales con la que trabaja el motor, a mayor cantidad de gases residuales menor será el η_v , por tanto para evitar este problema se intenta que el cruce de válvulas sea lo menor posible. En el motor estudiado la presión de escape es menor que la presión de admisión, y es conveniente que el cruce sea un ángulo pequeño para que esto sea así.

- Dosado. Si se sube la cantidad de combustible inyectado manteniendo constante la cantidad de aire se consiguen dos cosas, la primera es aumentar el dosado, la segunda es disminuir el volumen de aire que ocupa la masa que se inyecta. Con esto se consigue que el rendimiento volumétrico baje debido a que baja el volumen de aire ocupado.

3.4.4. EFECTOS DE DISEÑO

En la siguiente gráfica se ven varios de los efectos que causan algún cambio en la evolución del rendimiento volumétrico frente a la velocidad del pistón.

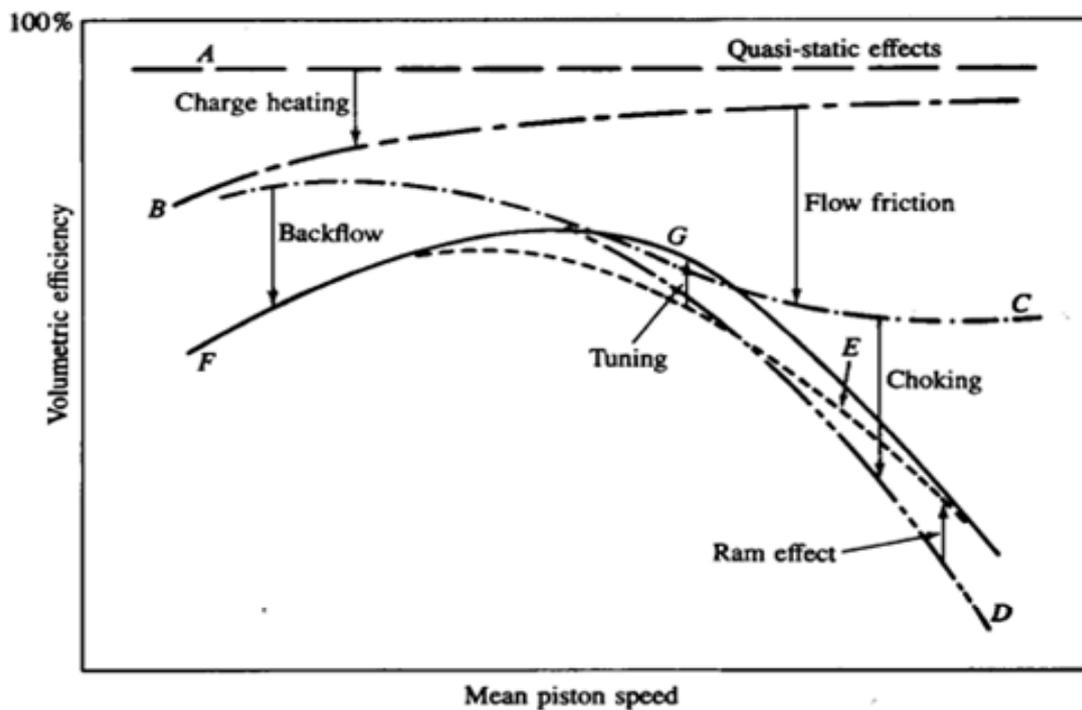


Figura 3.3.: Diagrama de la evolución del rendimiento volumétrico frente a la velocidad del pistón.

- **CHARGE HEATING.** Calentamiento de la carga. Existe transferencia de calor desde los gases residuales y las superficies que estos tocan a los gases frescos que entran al motor. Como consecuencia, disminuye la densidad de la mezcla, aumenta el volumen y los cilindros se llenan menos. Este efecto tiene mayor importancia a bajas revoluciones porque la menor velocidad a la que se mueven los gases permite una mayor transferencia de calor entre los gases residuales y los frescos. Finalmente se puede concluir que este fenómeno disminuye el rendimiento volumétrico a bajas revoluciones.
- **FLOW FRICTION.** Fricción en conductos y válvulas. Este efecto se produce debido al rozamiento de los gases con los colectores, las válvulas y otras partes del sistema de admisión, además también se producen pérdidas de presión en el filtro de aire, esto conlleva una bajada de la presión de admisión. A altas revoluciones el efecto de disminución del rendimiento volumétrico se hace más importante.

- **BACFLOW.** Reflujo. Si el ángulo de RCA es muy alto puede que los gases frescos de entrada vuelvan al colector de admisión, esto ocurre porque los gases son empujados por el émbolo en la carrera de compresión. En los motores que tienen turbo alimentación este efecto es menor porque la presión de los gases en la entrada al cilindro es más alta. Este efecto provoca una caída importante del rendimiento volumétrico a bajas revoluciones.
- **CHOKING.** Bloqueo sónico. Se produce un bloqueo sónico cuando la velocidad de los gases se aproxima a la del sonido impidiendo la entrada de aire en el cilindro. A partir de pasar el bloqueo sónico el caudal de aire no podrá seguir aumentando aunque lo haga el régimen de giro.
- **TUNNING.** Efectos dinámicos. En los colectores de admisión y escape aparecen pulsos debidos a los aumentos y bajadas de presión cíclicos que se producen en el cilindro. Estas ondas mecánicas avanzan por los colectores impactando con codos y otras irregularidades que tengan los colectores, estas ondas tienen la propiedad de rebotar y moverse, y estos movimientos generan sobrepresión en la admisión. Consecuentemente aumentan la presión de admisión y producen un incremento del rendimiento volumétrico, pero esto no quiere decir que sea un efecto que no haya controlar.
- **RAM EFFECT.** Efectos de Ariete. A altas velocidades se produce una sobrepresión que mejora el llenado, este fenómeno se produce por la inercia que tienen los propios gases en su movimiento. Este fenómeno provoca una subida del rendimiento volumétrico a altas velocidades, en cambio este efecto se ve alterado de manera dependiente para con el efecto del reflujo.

3.5. CALCULO DEL RENDIMIENTO VOLUMETRICO

El objetivo principal de este apartado es el cálculo del rendimiento volumétrico y su evolución con respecto a la velocidad de giro del motor. El objetivo de este capítulo no es el de modelizar el proceso de llenado si no el de calcular el rendimiento antes citado a partir del rendimiento efectivo y la potencia, que son datos conocidos. Cabe decir que todos los cálculos están hechos de acuerdo a la bibliografía consultada.

Para el cálculo del rendimiento existen varios procedimientos, probablemente el más utilizado es el de llenado-vaciado, este procedimiento admite la simulación de procesos no estacionarios, en cambio no describe las variaciones de velocidad ni de presión. Este método no es válido en el caso en el que se quiera considerar el efecto TUNING. En el caso que ocupa a este texto se ha dispuesto de las curvas de potencia y de rendimiento efectivo y, teniendo en cuenta esto, el cálculo es razonablemente más sencillo.

Por otro lado hay que aclarar que el rendimiento volumétrico que se va a calcular es el global, para esto se considerará al aire como gas ideal en unas condiciones de presión y temperatura ambiente.

$$P_{\text{ext}} = 1 \text{ [bar]}$$
$$T_{\text{ext}} = 293 \text{ [K]}$$

Para la representación del rendimiento a partir de los datos conocidos se va a utilizar la siguiente ecuación.

$$\eta_{vg} = \frac{V_a}{Q} = \frac{m_{adm} \cdot R_{g adm} \cdot T_{ext}}{P_{ext} \cdot Q}$$

(Ref. 15) Ecuación 3.4.

Donde:

η_{vg} = Rendimiento volumétrico global.

Q = Cilindrada del motor [m^3].

V_a = Volumen de aire fresco admitido en la admisión [m^3].

P_{ext} = Presión de los gases en la entrada al motor [Pa].

T_{ext} = Temperatura de los gases en la entrada al motor [K].

$R_{g adm}$ = Constante del aire como gas ideal [J/mol·K].

m_{adm} = Masa de aire en la entrada de un ciclo [Kg].

El cálculo de masa de aire se calcula a partir de la siguiente ecuación en la que se observa como el consumo de aire depende del rendimiento del motor.

$$\dot{W}_e = \eta_e \cdot L_i \cdot \dot{m}_{adm} \cdot F$$

(Ref. 15) Ecuación 3.5.

Donde:

F = Dosado.

η_e = Rendimiento efectivo del motor.

\dot{W}_e = Potencia específica del motor [W].

L_i = Poder calorífico del combustible [J/Kg].

\dot{m}_{adm} = Gasto másico de aire en la entrada de un ciclo [Kg/seg].

De este modo se obtiene directamente el consumo de aire del motor, pero queda por calcular la masa de aire de un ciclo. Este cálculo se hace a partir de la siguiente fórmula en la que se aprecia como se relaciona gasto másico con masa.

$$m_{adm} = \dot{m}_{adm} \cdot \left(\frac{30 \cdot T}{n} \right)$$

(Ref. 15) Ecuación 3.6.

Donde:

n = Régimen de giro del motor [rpm].

T = Número de tiempos del motor.

m_{adm} = Masa de aire en la entrada de un ciclo [Kg].

\dot{m}_{adm} = Gasto másico de aire en la entrada de un ciclo [Kg/seg].



La última fórmula que se va a considerar para el cálculo es la de la densidad del aire.

$$\rho_{adm} = \frac{P_{adm}}{R_{g adm} \cdot T_{adm}}$$

(Ref. 15) Ecuación 3.7.

Donde:

P_{adm} = Presión de los gases en la admisión [Pa].

T_{adm} = Temperatura de los gases en la admisión [K].

$R_{g adm}$ = Constante del aire como gas ideal [J/mol·K].

ρ_{adm} = Densidad del aire en la admisión [Kg/m³].

Finalmente se vuelve a mostrar la fórmula del rendimiento volumétrico y se constata que ya se disponen de datos suficientes para la obtención del rendimiento volumétrico.

$$\eta_{vg} = \frac{V_a}{Q} = \frac{m_{adm}}{\rho_{adm} \cdot Q}$$

(Ref. 15) Ecuación 3.8.

Donde:

ρ_{adm} = Densidad del aire en la admisión [Kg/m³]

η_{vg} = Rendimiento volumétrico global.

Q = Cilindrada del motor [m³].

m_{adm} = Masa de aire en la entrada de un ciclo [Kg].

V_a = Volumen de aire fresco admitido en la admisión [m³].

3.6. PRESENTACION DE GRAFICAS USADAS

A continuación se muestra la curva de potencia, que es un dato usado para el cálculo.

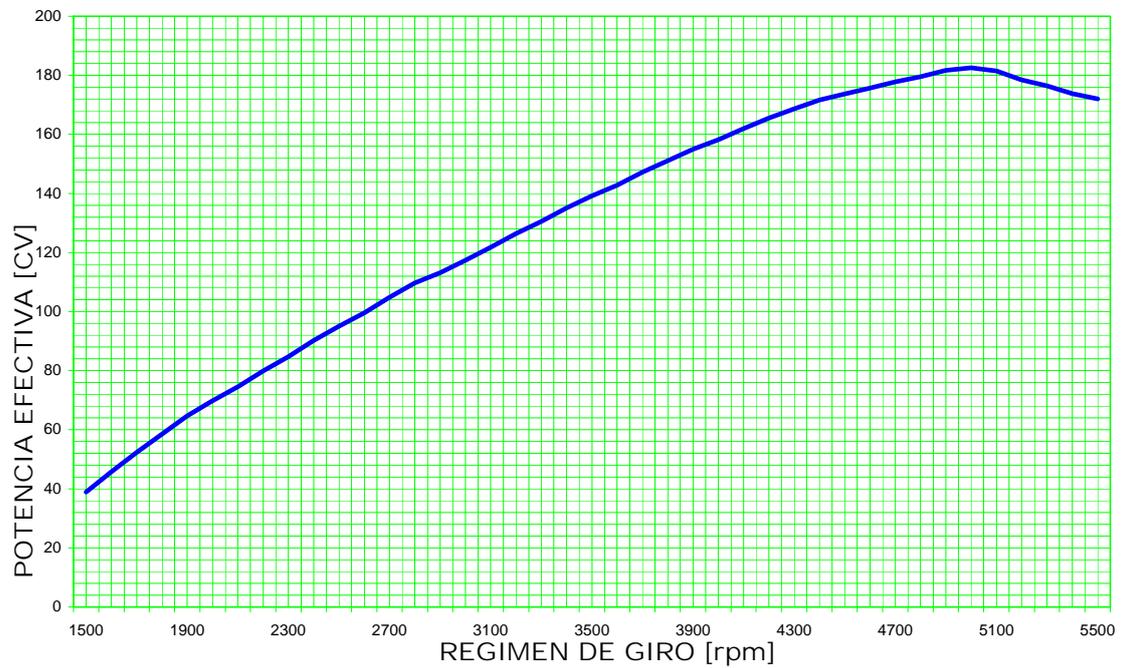


Figura 3.4.: Curva de potencia efectiva frente a régimen de giro del motor.

Además de la curva de potencia se dispone de la curva de rendimiento efectivo.

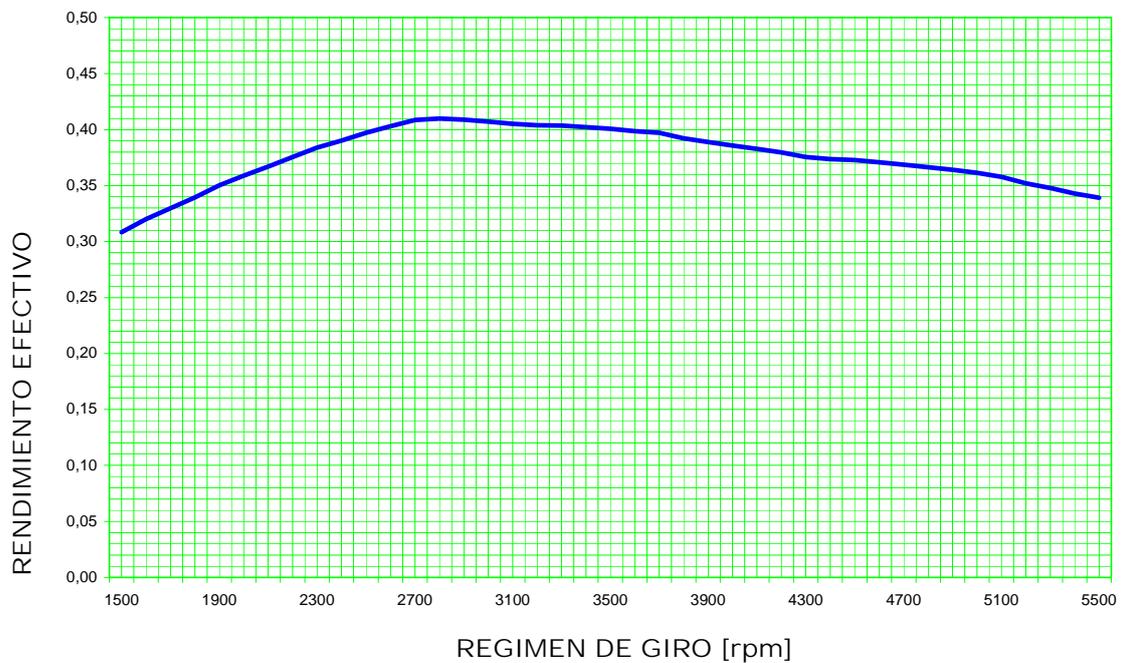


Figura 3.5.: Curva de rendimiento efectivo frente a régimen de giro del motor.

3.7. PRESENTACION DE RESULTADOS INTERMEDIOS

Con los datos que se han mostrado antes y el procedimiento de cálculo que se ha descrito se han obtenido los siguientes resultados. En primer lugar se muestra el gasto másico de combustible y el gasto másico de aire del motor.

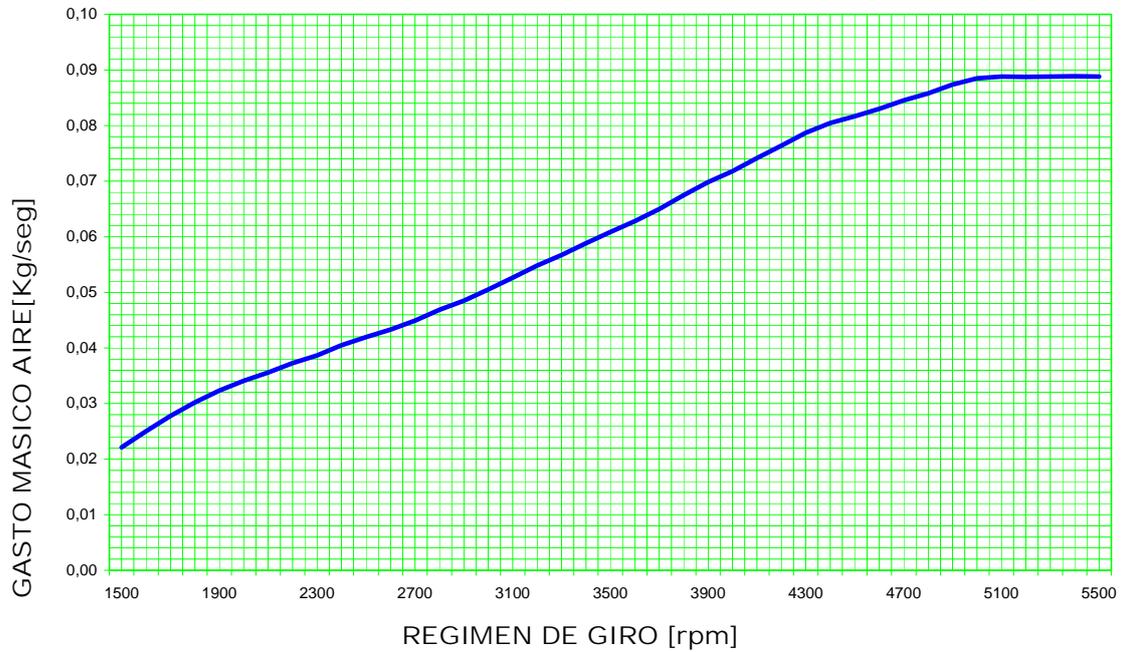


Figura 3.6.: Gasto másico de aire frente a régimen de giro.

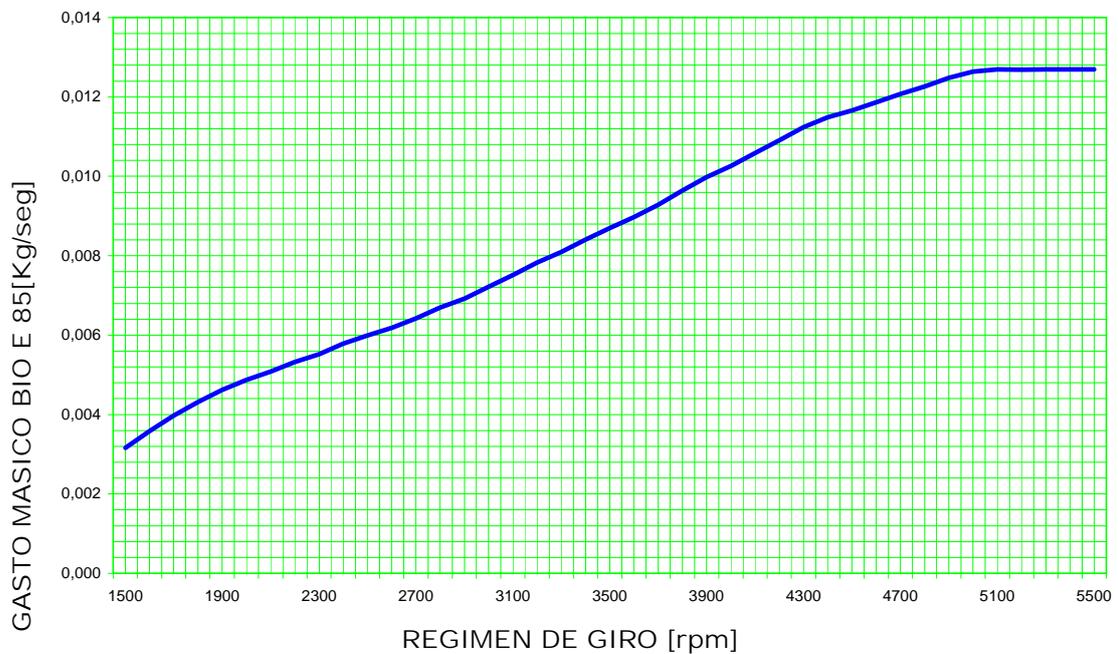


Figura 3.7.: Gasto másico de bioetanol frente a régimen de giro.

A continuación se muestran los resultados del cálculo de la masa de aire y finalmente del rendimiento volumétrico.

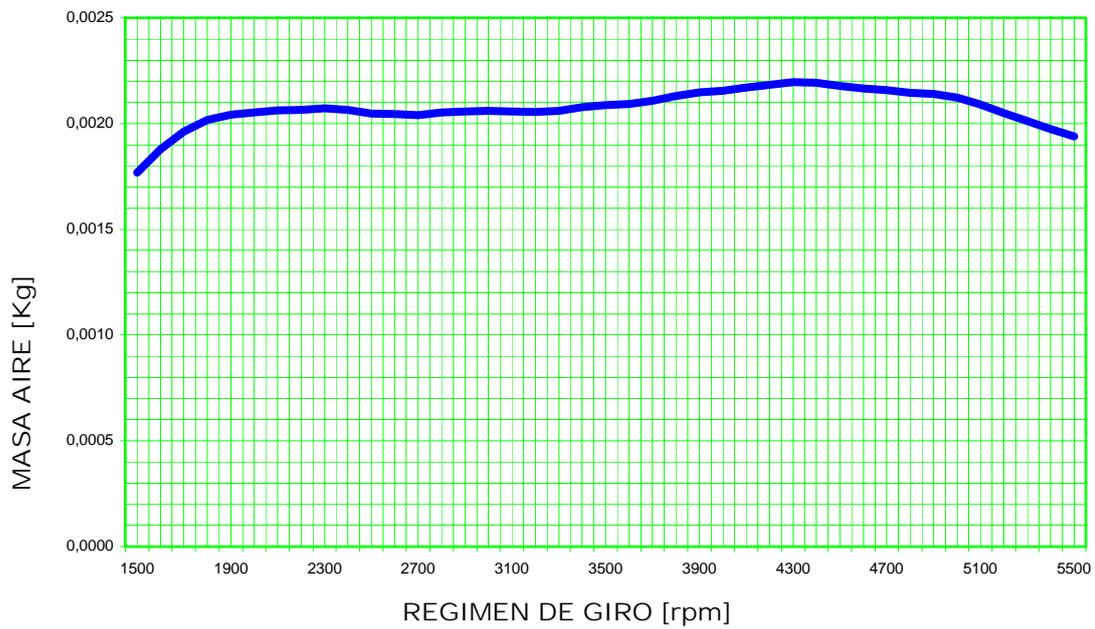


Figura 3.8.: Masa de aire frente a régimen de giro.

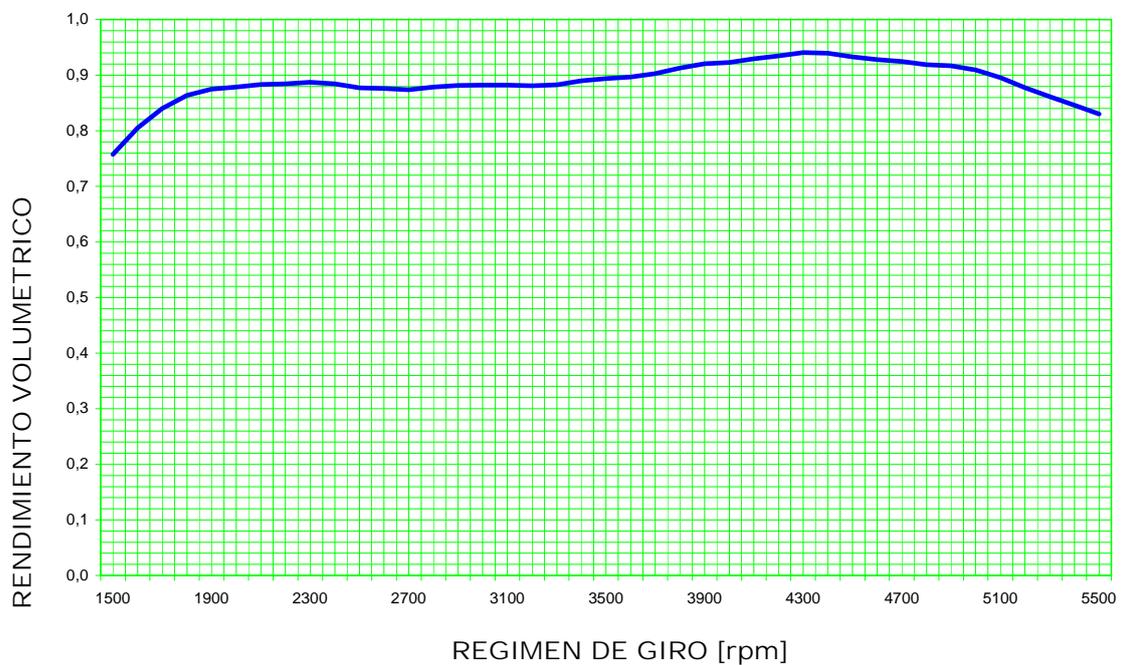


Figura 3.9.: Rendimiento volumétrico global frente a régimen de giro.

3.8. PRESENTACION DE RESULTADOS FINALES OBTENIDOS

En el caso de que se cambien las condiciones exteriores o ambientales por las de la entrada del aire al motor, se obtendrá el rendimiento volumétrico a la entrada.

En este caso la presión a considerar es la presión de la salida del compresor, esto es así porque se van a despreciar las pérdidas de presión entre la salida del compresor y la entrada al cilindro. Del mismo modo en que se desprecian las pérdidas de presión, se supondrá que el intercambiador de calor colocado tras el compresor consigue dejar la mezcla a temperatura ambiente.

Los resultados obtenidos en este caso son los siguientes.

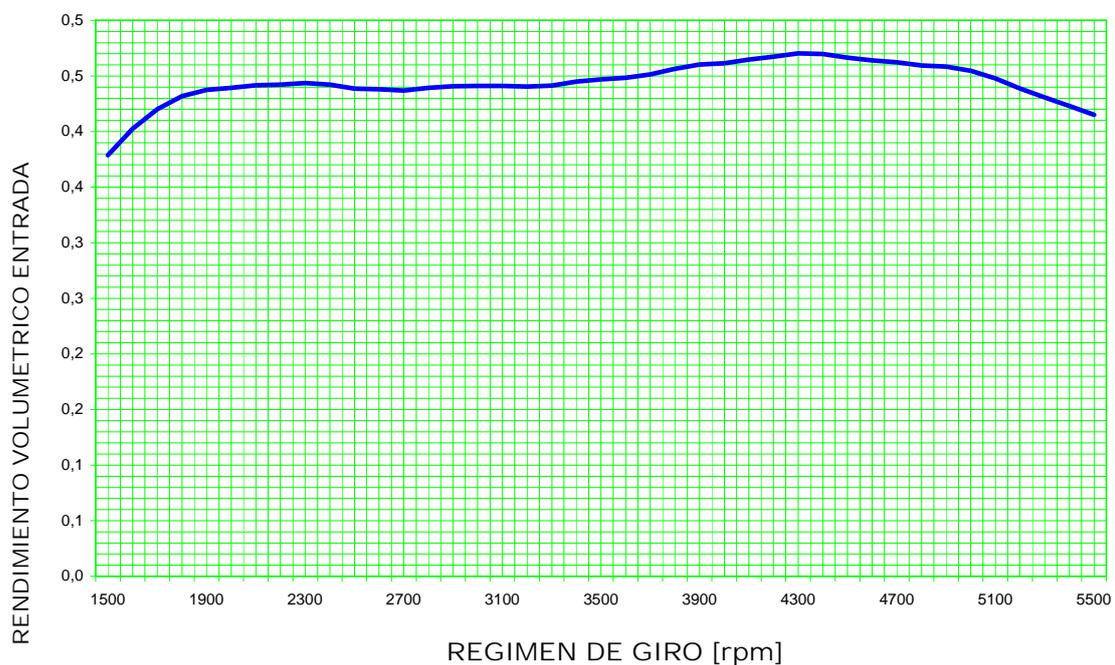


Figura 3.10.: Rendimiento volumétrico a la entrada frente a régimen de giro.



CAPÍTULO 4 TURBOALIMENTACION

4.1. INTRODUCCION A MOTORES TURBOALIMENTADOS

El objetivo principal que tiene un compresor es el de que la densidad del aire de admisión sea mayor, con esto se consigue que entre más masa de aire al cilindro, al meter más aire al motor pueden ocurrir dos cosas, la primera es que esta masa extra de aire mejore la reacción, pero además también se puede decir que una mayor masa de aire, acompañada de más combustible, dará lugar a una reacción con más energía liberada. Finalmente se puede concluir que el motor entregará una mayor potencia al estar equipado con un turbocompresor.

La energía necesaria para mover el compresor se saca de una turbina instalada en el conducto de escape del motor. Los gases de escape tienen unas condiciones de presión y temperatura que les confieren una energía interna alta, esta la transforman en energía mecánica por medio del giro del eje de la propia turbina. Este eje está acoplado mecánicamente al eje del compresor, y con la potencia que este eje del compresor desarrolla, los gases de la admisión suben su presión para poder comprimirse. Al conjunto completo se le denomina turbocompresor, y cuando un motor tiene turbocompresor se dice que está turboalimentado o sobrealimentado.

Los gases de escape de la combustión entran a la turbina de forma tangencial impulsando el eje de la turbina, con esto se produce su expansión, pierden presión que han transformado en movimiento del eje. Los gases se reparten por la garganta de la carcasa y salen axialmente del rotor hacia el escape. En la parte del compresor el aire entra axialmente por acción del campo centrífugo que es generado por el movimiento del eje cuya potencia tiene su origen en la turbina. Una vez que los gases salen por el difusor, este desacelera los gases convirtiendo su energía cinética en presión.

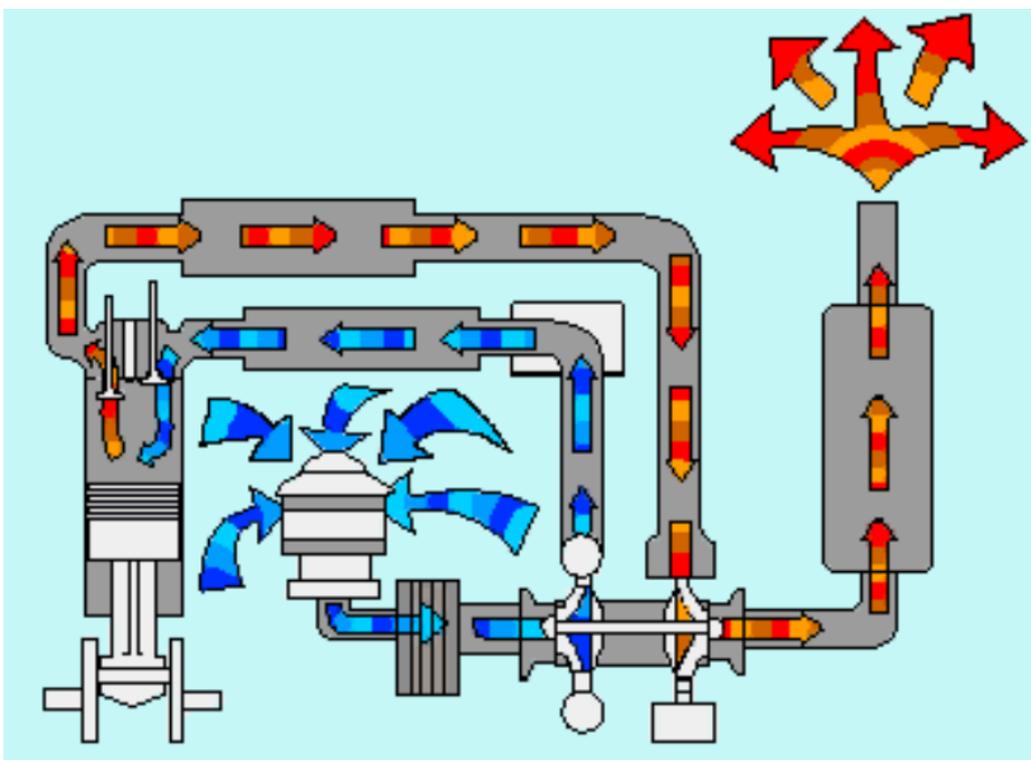


Figura 4.1.: Imagen de un turbocompresor de geometría fija (Ref. 3).

Existe una peculiaridad que es la de que la presión de salida del compresor suele ser muy parecida a la presión de entrada de la turbina, cuanto más parecidas sean estas dos propiedades, mejor será el modo de operación del conjunto motor más turbocompresor. Pero no hay que olvidar que en ningún caso podrá ocurrir que la presión de entrada de la turbina sea mayor que la de salida del compresor, podría provocar flujo de gases de escape hacia la admisión en el cruce de válvulas. Normalmente se suele cumplir la siguiente relación.

$$P_{escape} = 0.9 \cdot P_{admisión}$$

(Ref. 15) Ecuación 4.1.

Uno de los inconvenientes que suele tener el compresor es el de que sube mucho la temperatura del aire que sale de él mismo, dicho de otro modo, el incremento de presión producido en el compresor va siempre acompañado de una subida de la temperatura. Este efecto de la temperatura alta se puede paliar colocando un intercambiador de calor que consiga bajar la temperatura sin apenas bajar la presión conseguida en el compresor. Para conseguir que el aire que entra en el cilindro tenga una densidad alta, habrá que usar un intercambiador porque el aire caliente que sale del compresor no tiene una densidad alta como consecuencia de la alta temperatura.

4.2. ESTUDIO DETALLADO DE UN TURBOCOMPRESOR

En este apartado se hará una descripción algo más exhaustiva de cada uno de los componentes del turbocompresor.

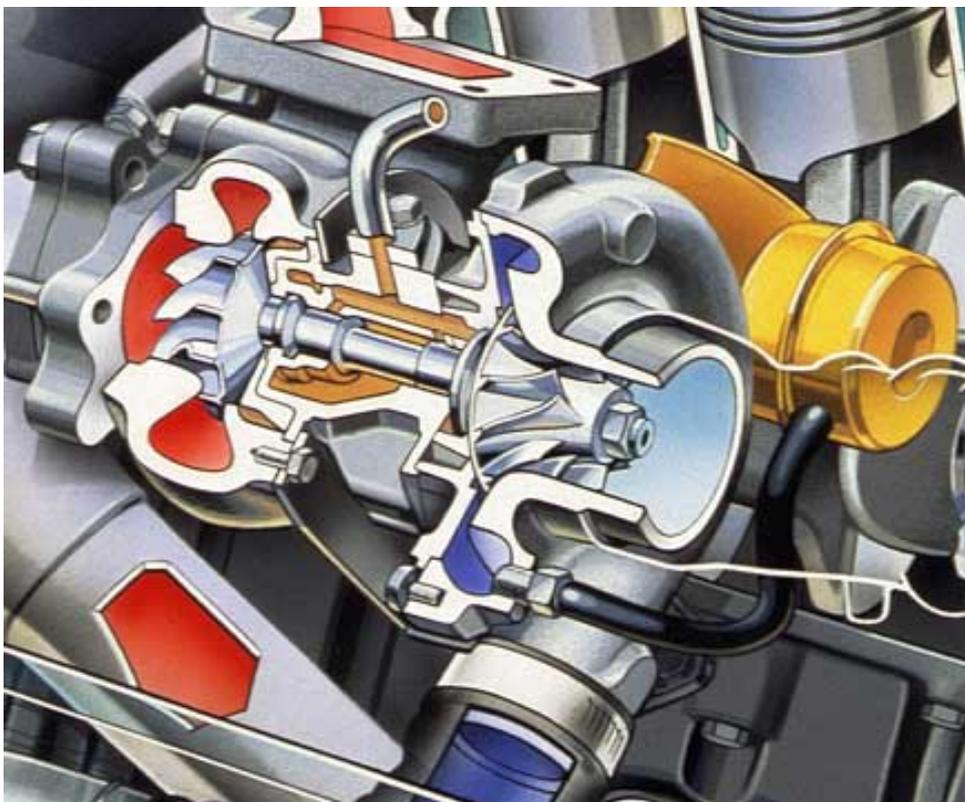


Figura 4.2.: Imagen de un turbocompresor de geometría fija (Ref. 3).



4.2.1. TURBINA

La turbina del motor que hay instalada en este motor consigue proporcionar altos caudales y presiones de aire. Esta turbina tiene los álabes tallados y está unida directamente al compresor a través de un eje, este eje es solidario al turbocompresor entero.

El turbocompresor tiene que estar dispuesto con mecanismos que eviten que haya transmisión de aire o de calor del compresor a la turbina o viceversa. Para esto el turbocompresor dispone de apantallamiento para el calor y unos segmentos de estanqueidad para evitar flujos de aire.

La entrada de los gases a la turbina se produce por un orificio que está dispuesto de forma que los gases entran de manera tangencial. Este orificio suele tener una forma ligeramente convergente de forma que es una tobera, y esta tobera generan un incremento de velocidad en los gases de entrada. Después que los gases entran a la turbina, se distribuyen por los conductos en espiral que conforman los álabes de la propia turbina, el flujo de los gases por el interior de la turbina implica una pérdida de presión de los mismos que se va transformando en movimiento del eje.

Los gases que van atravesando los conductos en espiral de la turbina se van encontrando con una sección de paso que cada vez es menor, esto implica que les cuesta escapar hacia la salida y en consecuencia van ejerciendo una presión sobre los álabes que repercute en una caída de la presión que los propios gases tienen, es decir que sufren una expansión.

4.2.2. COMPRESOR

El compresor funciona de manera inversa a como lo hace la turbina, es decir que se alimenta de aire a una presión baja y lo expulsa a una alta presión ayudándose, para ello, del trabajo mecánico que entra por el eje. El aire de alimentación suele entrar filtrado a una presión cercana a la ambiente.

La entrada de aire se produce de manera axial, el efecto del campo centrífugo del rotor del compresor es el que provoca la subida de presión que descarga los gases por un difusor situado en la propia salida tangencial del compresor.

La temperatura de los gases cuando salen del compresor es alta, de modo que la refrigeración de los gases de salida del compresor es un aspecto importante en muchos casos. Normalmente estos gases van refrigerados con agua del sistema de refrigeración o aire del exterior.

4.2.3. VALVULA DE CORTOCIRCUITO O WASTEGATE

En un turbocompresor que trabaje a plena carga la temperatura y presión de los gases de escape puede ser más alta de lo requerido. En este supuesto se estaría sobrecargando a la turbina y también al compresor. Para evitar este tipo de problemas se suele usar una válvula que limita la máxima presión de salida del compresor, para esto se desvía parte del flujo de los gases de escape que al no pasar por la turbina no generan exceso de potencia en el eje del propio turbocompresor.

El funcionamiento de esta válvula consiste en que cuando la presión de los gases de admisión excede un valor concreto, pues ocurre que parte del caudal de los gases de escape se deriva por esta válvula y de este modo ese caudal no trabaja en la turbina.

Normalmente estas válvulas suelen constar de un diafragma con un pequeño resorte comprimido que un valor de presión concreta se abre y libera parte del caudal de gas. El valor de apertura de esta válvula suele estar determinado por el fabricante del propio motor.

En el caso de que esta válvula fallase provocaría sobrecarga en la turbina, después en el compresor, y esto consecuentemente provocaría un exceso de temperatura que finalmente repercutiría en el motor haciéndolo funcionar de manera inadecuada.

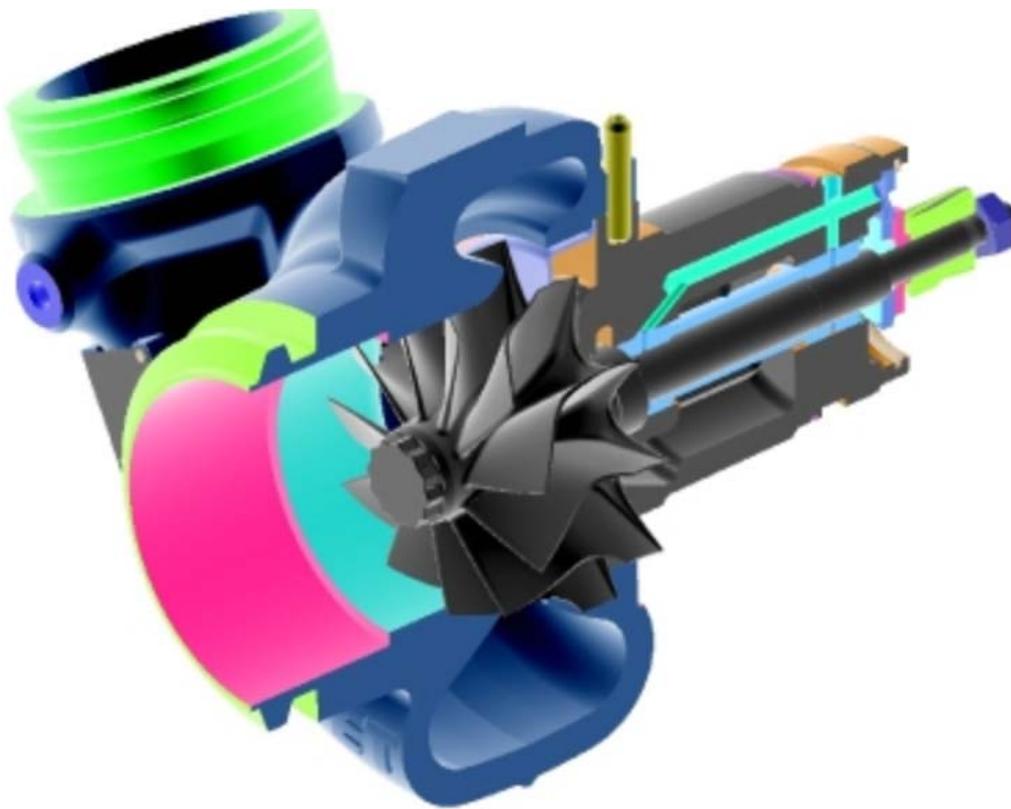


Figura 4.3.: Imagen de un turbocompresor (Ref. 3).

En la siguiente imagen se muestra un sistema de sobrealimentación con válvula de WASTEGATE. Pero de manera previa se muestra el detalle de la válvula dentro de la propia turbina.

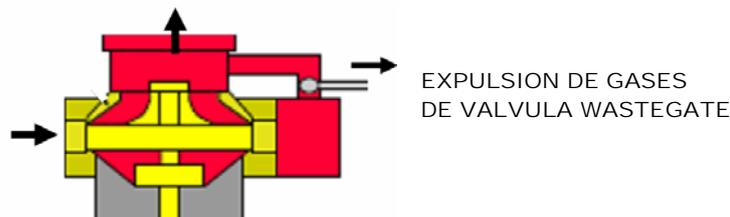


Figura 4.4.: Imagen de una válvula WASTEGATE (Ref. 3).

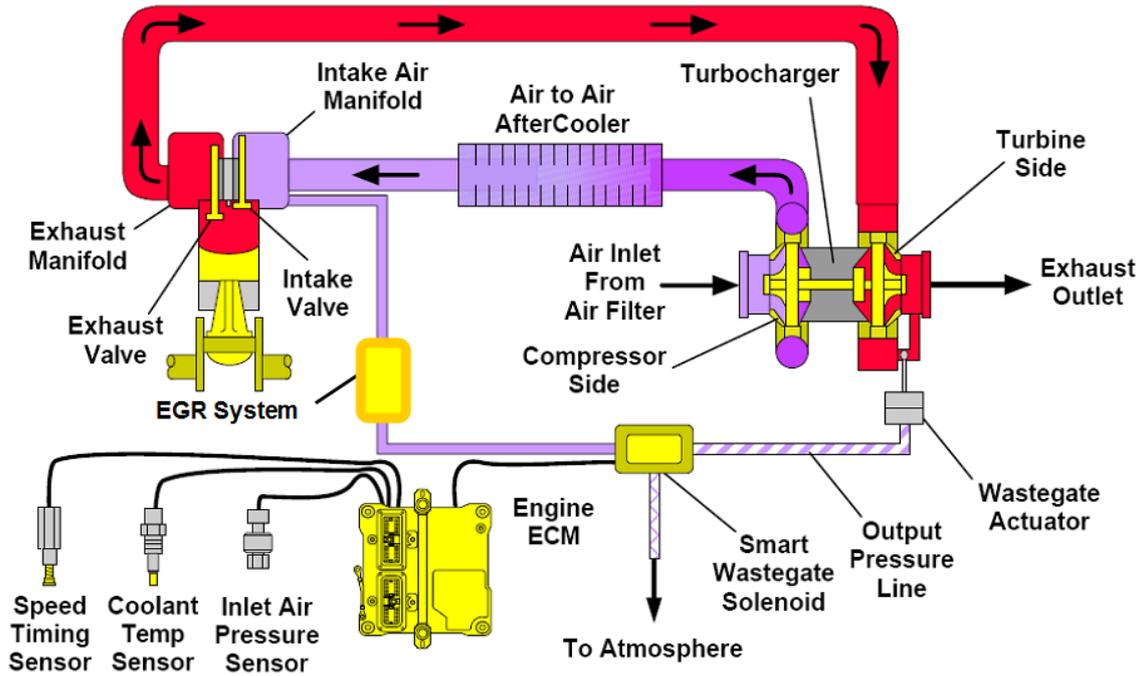


Figura 4.5.: Imagen de un turbocompresor de geometría fija con WASTEGATE (Ref. 3).

4.2.4. PROBLEMAS DE LA TURBOALIMENTACION

Una de las limitaciones de la sobrealimentación es que está limitada por un máximo que si se sobrepasa puede dar lugar a detonación en la cámara de combustión, esto ocurrirá debido a las altas temperaturas que se generan en la combustión pero también debido a las altas presiones. Para solventar esto se puede seguir diseñando el motor con presiones del compresor altas pero obligatoriamente habrá que disminuir la relación de compresión y también habrá que disminuir el ángulo de adelanto al encendido.

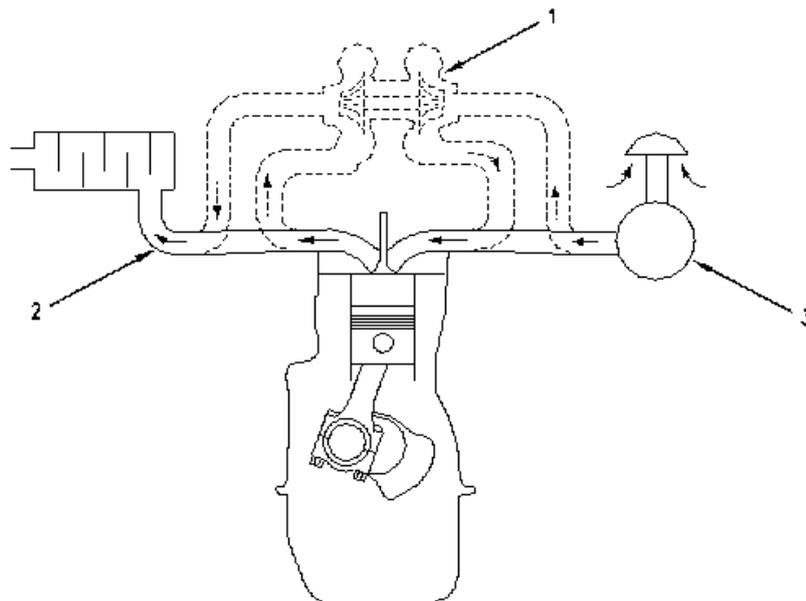


Figura 4.6.: Imagen de un turbocompresor (Ref. 3).

Cuando un motor actúa a régimen bajo y carga parcial, el turbocompresor también girará despacio, esto es consecuencia de la poca presión que tienen los gases de escape en estas circunstancias. El resultado de esto es que el par del motor es bajo. La capacidad de respuesta del turbocompresor en estas circunstancias es lenta. Al solicitar más carga al motor en régimen de giro bajo y carga parcial, la mariposa se abre permitiendo el paso de aire al motor. Consecuentemente la turbina registrará más caudal de aire pero el aumento de régimen de giro que posteriormente aumenta la relación de presiones del compresor es algo que se hace esperar un poco más.

Lo que se acaba de explicar obedece a que, aunque el caudal de aire sube, la presión no hace lo mismo tan rápidamente. La turbina no consigue extraer mucha energía de los gases de escape y el compresor no mejorará su respuesta de manera instantánea. La solución estaría en colocar en el motor dos turbocompresores, uno para bajas presiones de gases de escape y otro para altas presiones de gases de escape. Esta solución implica que sólo funcione cada uno de los grupos de manera independiente, es fácil entender esto si se piensa en que el turbocompresor pequeño estará excesivamente sobrecargado si se le somete a las condiciones de funcionamiento del turbocompresor grande. Otra solución puede ser una turbina de geometría variable que fuera capaz de extraer energía de los gases de escape en un rango de regímenes de giro mayor.

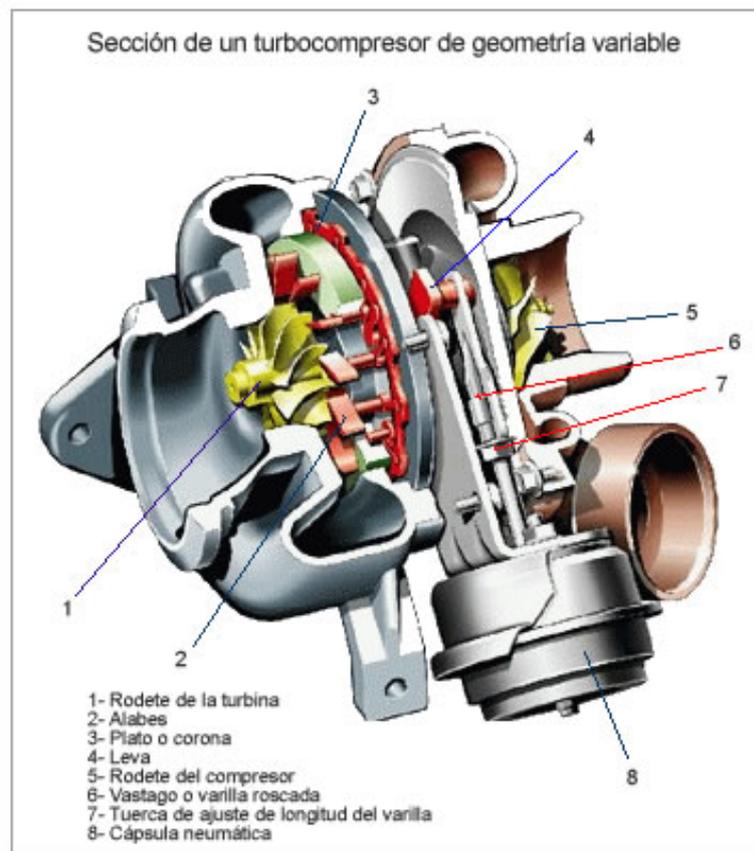


Figura 4.7.: Imagen de un turbocompresor de geometría variable (Ref. 3).

4.2.5. TURBOCOMPRESOR DE GEOMETRÍA VARIABLE

Los turbocompresores de geometría variable consiguen una buena eficiencia a bajas y altas revoluciones por minuto. Utilizan un plato o corona en el que se montan álabes móviles que pueden orientarse al mismo tiempo con un ángulo mediante un mecanismo determinado.

Para lograr la máxima compresión de aire a bajas revoluciones del motor deben cerrarse los álabes para que disminuyan la sección entre ellos, así aumenta la velocidad de los gases de escape que inciden con fuerza mayor sobre las paletas del rodete de la turbina, a menor sección mayor velocidad.

A medida que el motor aumenta las revoluciones por minuto y se incrementa la presión de soplado en el colector de admisión, un dispositivo cambia el ángulo de los álabes, hace que éstos se abran y se disminuya la velocidad de los gases que intentan pasar a través de la propia turbina, al ofrecer mayor resistencia, a mayor sección menor velocidad.

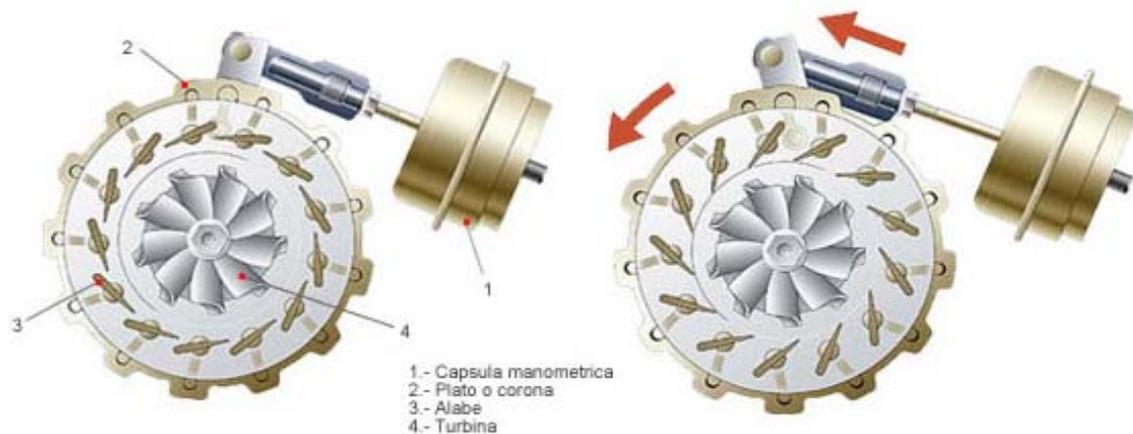


Figura 4.8.: Posiciones de los álabes de la turbina de geometría variable (Ref. 3).

Los álabes o paletas van insertados sobre una corona y se pueden regular con un vástago roscado de unión a la cápsula neumática para que se abran antes o después. Cuando los álabes están completamente abiertos indican que hay una avería porque la máxima inclinación es para emergencia. Las diferentes posiciones que pueden adoptar los álabes se caracterizan tal como se muestra a continuación.

Posición de álabes en poca apertura:

Como se ha comentado anteriormente, a pocas revoluciones por minuto la apertura de los álabes restringe mucho el paso de aire, la ventaja conseguida frente a los turbocompresores de geometría fija es de la que mejora la respuesta frente a cambios de régimen de giro del motor.

Posición de álabes en apertura normal:

Esta es la posición de los álabes cuando el motor funciona a media carga. Esta posición es una posición intermedia para regímenes de giro medios, en esta posición el funcionamiento es semejante a la de un turbo de geometría fija. Las paletas se ubican en un punto intermedio y eso permite que el paso de los gases sea el normal.

Posición de álabes en apertura máxima:

Esta posición es la normal cuando el motor está funcionando a plena carga. En este caso, los gases de escape se mueven a una velocidad alta y hacen girar la turbina muy rápidamente. Los álabes aquí funcionan con el mismo objetivo de las válvulas WASTEGATE de los turbocompresores convencionales. Hay alta presión en el colector de admisión. Los turbocompresores de geometría variable no usan válvulas de descarga porque la propia turbina se puede llegar a comportar haciendo que la caída de presión que sufren los gases en la propia turbina sea siempre segura para con ella misma y el motor.

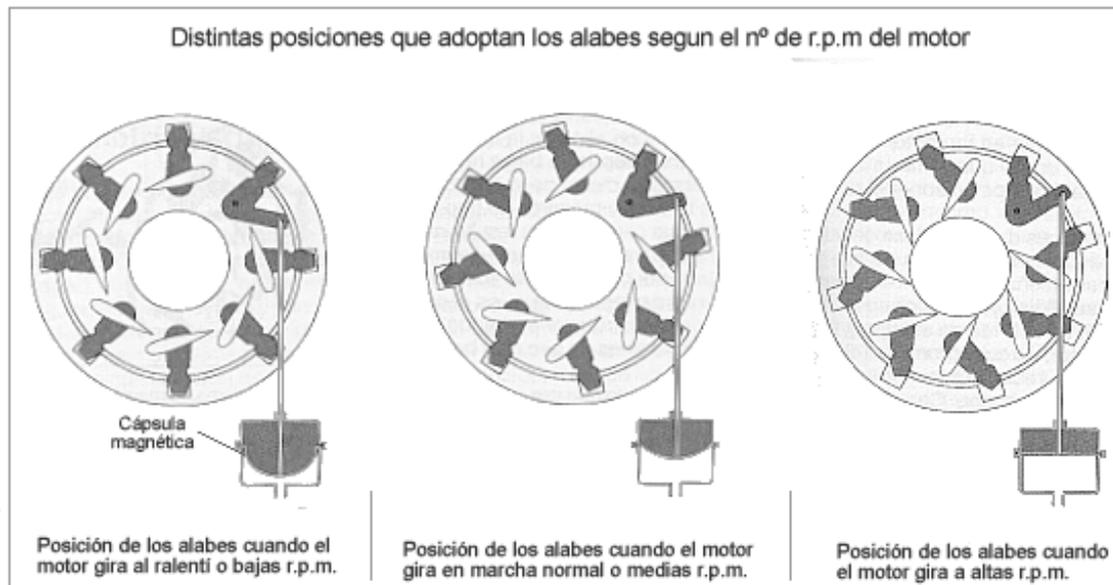


Figura 4.9.: Posiciones de los álabes de la turbina de geometría variable (Ref. 5).

Los turbocompresores de geometría variable tienen la ventaja de ofrecer un funcionamiento progresivo en los motores sobrealimentados. Esta ventaja es más evidente al comparar este tipo de turbocompresores con los de geometría fija, estos últimos presentan un salto de potencia muy grande cuando entran en funcionamiento.

En contraposición, no se puede olvidar que este tipo de turbocompresores requieren un diseño más complicado, más caro y además tiene unas necesidades de lubricación más desfavorables.

Hay que comentar que de manera análoga al funcionamiento de la válvula WASTEGATE, los álabes adoptan una posición concreta que protege a la turbina de sobrepresiones.

Por último, hay que explicar que los motores de gasolina no suelen ser indicados para el uso de turbocompresores de geometría variable, esta tecnología se aplica normalmente en motores diesel que ofrecen la posibilidad de trabajar con mucha sobrealimentación, es decir con mucha presión de aire. El vehículo que es objeto de este trabajo podría estar equipado con turbocompresor de geometría variable si se piensa en que el etanol acepta un grado de sobrealimentación más alto que el de la gasolina, pero como el motor está diseñado a partir de un motor de gasolina pura pues el fabricante opta por un turbocompresor de geometría fija y válvula WASTEGATE. El motor va equipado con un dispositivo electrónico, gobernado por el módulo de control electrónico que gestiona el tipo de combustible que hay en el tanque y de este modo determina el modo de funcionamiento del sistema de admisión y escape.

4.2.6. INTERCAMBIADOR DE CALOR

En este tipo de motores es necesaria la instalación de intercambiadores de calor para bajar la temperatura de los gases que salen del compresor. Hay que pensar que una alta temperatura disminuye la densidad del aire y lo mejor es tener altas presiones con densidades altas. El intercambiador de calor que suele ser aire-aire estará colocado entre el compresor y la admisión del motor, y se suele instalar en paralelo con los otros radiadores del motor para que compartan el mismo ventilador. Este proceso es comúnmente conocido como post enfriamiento.

Como el intercambiador de calor se diseña para que no haya una caída importante de presión pues éste tiene un efecto muy positivo debido a la caída de temperatura que provoca sin que provoque caída de presión importante. Normalmente la temperatura de salida del intercambiador de calor es la temperatura ambiente, o una temperatura muy cercana a esta.



Figura 4.10.: Imagen de un intercambiador de calor (Ref. 3).

4.3. CALCULO DE PARAMETROS DEL TURBOCOMPRESOR

Para la obtención de los valores de las variables que definen el sistema de renovación de la carga hay que calcular todas las ecuaciones que se va a ir presentando a continuación.

Los cálculos que se van a mostrar a continuación ponen de manifiesto como los parámetros que definen el funcionamiento del compresor están relacionados con los parámetros que definen el modo de operación de la turbina. Los cálculos realizados se mostrarán para distintos regímenes de giro del motor.

En primer lugar se ve como el aire entra en el punto 0 en condiciones ambientales. Después, pasa a través del compresor con el consiguiente aumento de la temperatura y la presión, este es el punto número 1. Tras esto se enfría la masa de aire mediante un intercambiador de calor, llegando al punto 2. Posteriormente, el aire se mezcla con el combustible para entrar en el cilindro todo mezclado, la mezcla llega al punto 3. Una vez finalizada la combustión, los gases de escape se dirigen a la turbina pasando por el punto 4 y por el colector de escape. Cuando las condiciones de funcionamiento de la turbina lo requieran ocurrirá que se abrirá la válvula WASTEGATE dejando pasar una parte del flujo de los gases de escape por el punto 7 evitando que vayan a la turbina. La turbina mueve el compresor y los gases producto de la combustión se dirigen al escape a través del punto 6.

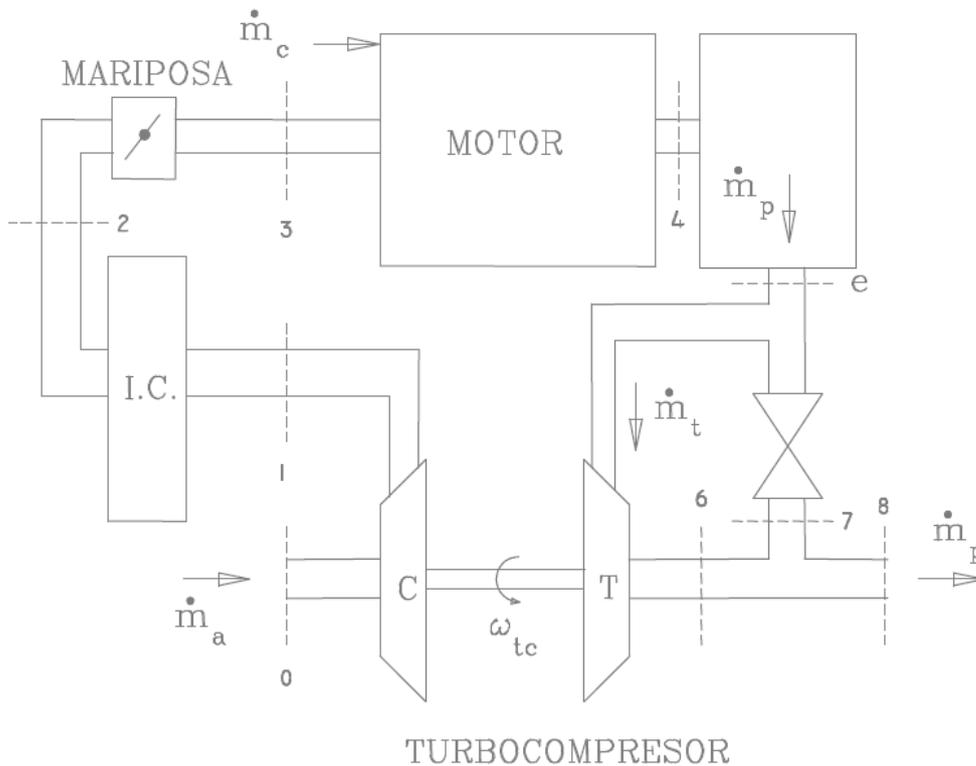


Figura 4.11.: Imagen con el esquema de la turboalimentación sin EGR (Ref. 3).

4.3.1. COMPRESOR

El compresor se mueve mediante un eje accionado por la turbina. La relación de compresión del compresor se define como se ve en la siguiente ecuación.

$$P_1 = \Pi_c \cdot P_0$$

(Ref. 15) Ecuación 4.2.

Donde:

P_0 = Presión de entrada al compresor [Pa].

P_1 = Presión de salida del compresor [Pa].

Π_c = Relaciones de presiones del compresor.

El rendimiento isentrópico del compresor se puede definir como sigue.

$$\eta_c = \frac{\Pi_c^{\frac{\gamma_a-1}{\gamma_a}} - 1}{\frac{T_1}{T_0} - 1}$$

(Ref. 15) Ecuación 4.3.

Donde:

T_0, T_1 = Temperatura de entrada y salida del compresor [K].

Π_C = Relaciones de presiones del compresor.

γ_a = Relación de calores específicos del aire a temperatura ambiente.

η_c = Rendimiento del compresor. Valor establecido en 0,8.

A continuación se muestra la relación de la potencia consumida por el compresor.

$$\dot{W}_c = \dot{m}_a \cdot \frac{cp_a \cdot T_0}{\eta_c} \cdot \left\{ \Pi_c^{\frac{\gamma_a-1}{\gamma_a}} - 1 \right\}$$

(Ref. 15) Ecuación 4.4.

Donde:

\dot{W}_C = Potencia consumida por el compresor [W].

T_0 = Temperatura de entrada al compresor [K].

Π_C = Relaciones de presiones del compresor.

γ_a = Relación de calores específicos del aire a temperatura ambiente.

η_c = Rendimiento del compresor.

Cp_a = Calor a presión constante del aire en condiciones atmosféricas [J/Kg·K].

\dot{m}_a = Gasto másico de aire en el compresor [Kg/seg].

El gasto másico de aire que pasa del compresor se puede ver en la siguiente expresión.

$$\dot{m}_a = Q \cdot \frac{n}{T \cdot 30} \cdot \frac{P_2}{Rg_a \cdot T_2} \cdot \eta_{ve}$$

(Ref. 15) Ecuación 4.5.

Donde:

Q = Cilindrada del motor [m³].

T = Número de tiempos del motor.

n = Número de revoluciones por minuto del motor [rpm].

T_2, P_2 = Temperatura y Presión a la salida del intercambiador de calor [K] [Pa].

η_{ve} = Rendimiento volumétrico de entrada.

\dot{m}_a = Gasto másico de aire en el compresor [Kg/seg].

Hay que apuntar que la presión y la temperatura en los puntos 2 y 3 son iguales cuando el motor está funcionando a plena carga, caso este último que ocupa este estudio. La fórmula anterior está normalmente escrita con los puntos de presión y temperatura 3.

4.3.2. INTERCAMBIADOR DE CALOR

El aire que sale del compresor está muy caliente, a unos 100 °C casi para cualquier régimen de giro, antes de enviarlo al motor pasa por un intercambiador de calor donde se enfría para aumentar su densidad. El INTERCOOLER, nombre habitual de los intercambiadores de calor, suelen estar emplazados en la parte delantera del vehículo aprovechando así el aire que entra por las rejillas que suelen tener en los parachoques delanteros, en caso de que este caudal de aire sea insuficiente entran en funcionamiento los ventiladores que suelen estar emplazados en el mismo lugar. Este intercambiador de calor es por tanto de tipo aire-aire.

Eficiencia del intercambiador es la que se muestra en la siguiente fórmula:

$$\varepsilon = \frac{\dot{m}_a \cdot c_{p_{pa}} \cdot (T_1 - T_2)}{\dot{m}_r \cdot c_{p_{pr}} \cdot (T_1 - T_0)}$$

(Ref. 15) Ecuación 4.6.

Donde:

T_2 = Temperatura a la salida del intercambiador de calor [K].

ε = Eficiencia del intercambiador de calor.

T_0 = Temperatura de entrada al compresor [K].

\dot{m}_a = Gasto másico de aire en el compresor [Kg/seg].

T_1 = Temperatura de salida del compresor [K].

\dot{m}_r = Gasto másico de refrigerante en el intercambiador de calor [Kg/seg].

$C_{p_{pa}}$ = Calor a presión constante del aire en la entrada del intercambiador [J/Kg·K].

$C_{p_{pr}}$ = Calor a presión constante del refrigerante al entrar al intercambiador [J/Kg·K].

La pérdida de carga que se produce en el intercambiador de calor está diseñada para que sea mínima comparada con la presión a la que trabaja el compresor. El diseño de un compresor está supeditado al hecho de que la pérdida de presión que se produzca en su interior sea la menor posible. Indicar, una vez más que los cálculos se hacen según la bibliografía.

$$\Delta P_{IC} = P_1 - P_2$$

(Ref. 15) Ecuación 4.7.

Donde:

P_2 = Presión a la salida del intercambiador de calor [Pa].

P_1 = Presión de salida del compresor [Pa].

ΔP_{IC} = Incremento de presión sufrida en el intercambiador de calor [Pa].

4.3.3. MOTOR Y COLECTOR DE ESCAPE

Para el cálculo de la temperatura a la salida del colector se usa el balance de energía del motor más colector de escape.

$$T_e = T_2 + \frac{F \cdot L_i}{C_{p_e} \cdot (1 + F)} \cdot (1 - \eta_e) - \frac{\dot{Q}_r}{L_i \cdot \dot{m}_p}$$

(Ref. 15) Ecuación 4.8.

Donde:

T_e = Temperatura en el colector de escape [K].

\dot{m}_p = Gasto másico de combustible [Kg/seg].

T_2 = Temperatura a la salida del intercambiador de calor [K].

\dot{Q}_r = Flujo de calor perdido [W].

F = Dosado.

C_{p_e} = Calor a presión constante de los gases de escape [J/Kg·K].

L_i = Poder calorífico inferior del combustible [J/Kg].

η_e = Rendimiento efectivo del motor.

Cuando el motor funciona a plena carga la relación entre las presiones de escape y de admisión es de 0,9. Cuando el motor funciona a carga parcial el valor es prácticamente unitario.

$$\frac{P_e}{P_2} = 0.9$$

(Ref. 15) Ecuación 4.9.

Donde:

P_2 = Presión a la salida del intercambiador de calor [Pa].

P_e = Presión en el colector de escape [Pa].

4.3.4. TURBINA

La turbina se encarga de dar movimiento al compresor, y para este propósito se sirve del paso de los gases de escape a través de si misma. La turbina que lleva este motor es de geometría fija, y lleva una válvula WASTEGATE para el drenaje de exceso de caudal de aire no necesitado para generar potencia en la turbina.

A la salida de la turbina se contempla la siguiente condición, o lo que es lo mismo, la presión de los gases que salen de la turbina están a presión ambiente.

$$P_6 = P_0$$

(Ref. 15) Ecuación 4.10.

Donde:

$P_6 = P_0$ = Presión a la salida de la turbina igual a la atmosférica [Pa].

La relación de presiones en la turbina es la siguiente que se muestra.

$$\Pi_t = \frac{P_e}{P_6}$$

(Ref. 15) Ecuación 4.11.

Donde:

P_6 = Presión a la salida de la turbina [Pa].

P_e = Presión en el colector de escape [Pa].

Π_t = Relaciones de presiones de la turbina.

El rendimiento isentrópico de la turbina es el siguiente.

$$\eta_t = \frac{1 - \frac{T_6}{T_e}}{1 - \Pi_t^{\frac{1-\gamma_e}{\gamma_e}}}$$

(Ref. 15) Ecuación 4.12.

Donde:

T_e = Temperatura del colector de escape [K].

T_6 = Temperatura de salida del motor [K].

Π_t = Relaciones de presiones de la turbina.

γ_e = Relación de calores específicos de los gases de escape.

η_t = Rendimiento de la turbina. Valor establecido en 0,72.

La potencia consumida por la turbina es la siguiente.

$$\dot{W}_t = \dot{m}_p \cdot v \cdot c_{p_e} \cdot T_e \cdot \eta_t \cdot \left\{ 1 - \Pi_t^{\frac{1-\gamma_e}{\gamma_e}} \right\}$$

(Ref. 15) Ecuación 4.13.

Donde:

T_e, T_4 = Temperatura del colector de escape y salida del motor [K].

v = Fracción de gases de escape que entran a la turbina.

Π_t = Relaciones de presiones de la turbina.

γ_e = Relación de calores específicos de los gases de escape.

η_t = Rendimiento de la turbina.

4.3.5. EQUILIBRIO DEL TURBCOMPRESOR

Como el compresor y la turbina están unidos por un eje se necesita una ecuación que relacione a ambos para resolver el sistema de ecuaciones. Esta relación no es más que la división entre las potencias del compresor y la turbina.

Esta relación llamada equilibrio del turbocompresor tiene un valor muy elevado porque las pérdidas de potencia que se producen desde la turbina al compresor a lo largo del eje son muy pequeñas. El eje que los une es corto en longitud y está lubricado, y es por esto que las pérdidas son mínimas.

$$\dot{W}_c = \dot{W}_t \cdot \eta_{mtc}$$

(Ref. 15) Ecuación 4.14.

Donde:

\dot{W}_c = Potencia del compresor [W].

\dot{W}_t = Potencia de la turbina [W].

η_{mtc} = Equilibrio del grupo turbocompresor.

4.4. PRESENTACION DE RESULTADOS OBTENIDOS

A continuación se muestran las gráficas correspondientes a los resultados obtenidos del cálculo anteriormente descrito. En primer lugar se muestra la gráfica con los datos de presiones en la admisión y en el escape.

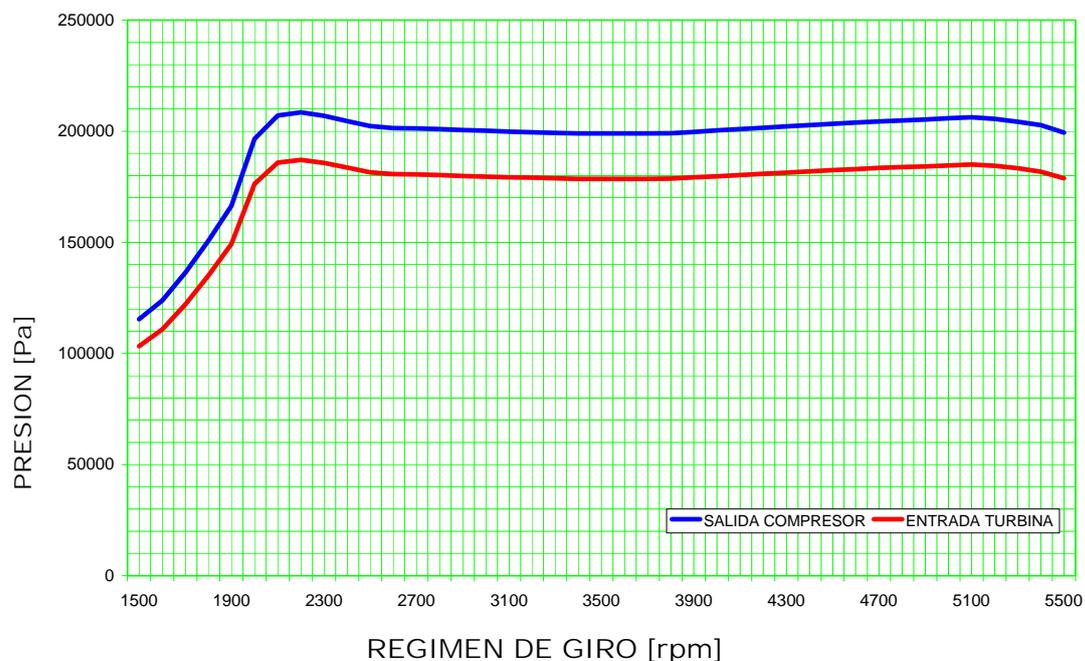


Figura 4.12.: Presión frente a régimen de giro.

A continuación se muestran las relaciones de compresión de la turbina y el compresor.

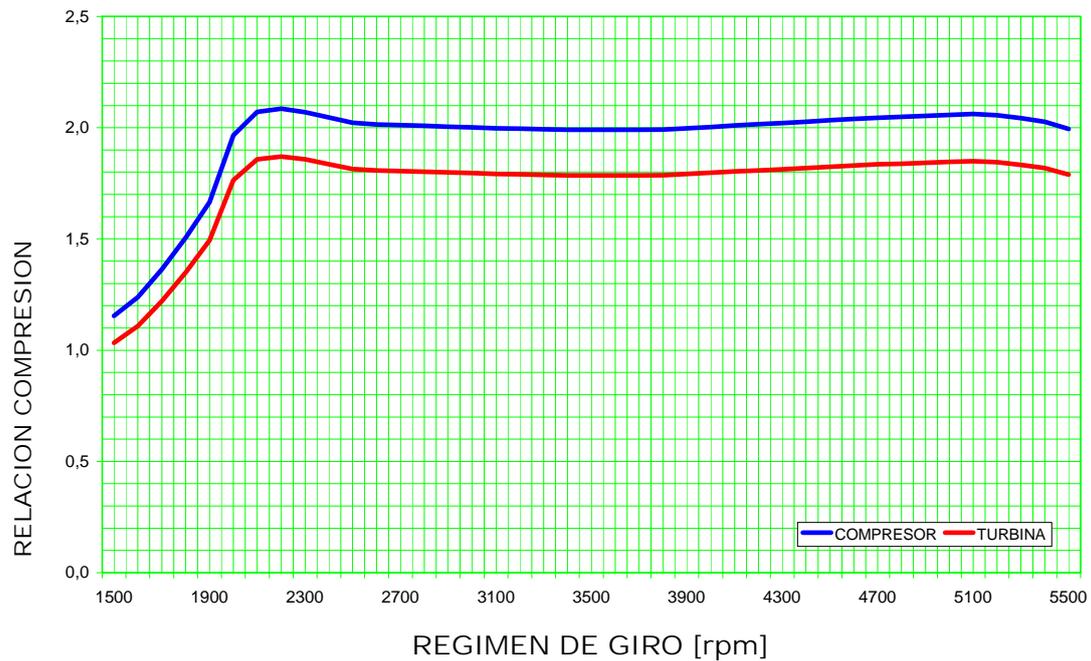


Figura 4.13.: Relación de compresión frente a régimen de giro.

En este caso se muestran las evoluciones de las distintas temperaturas analizadas.

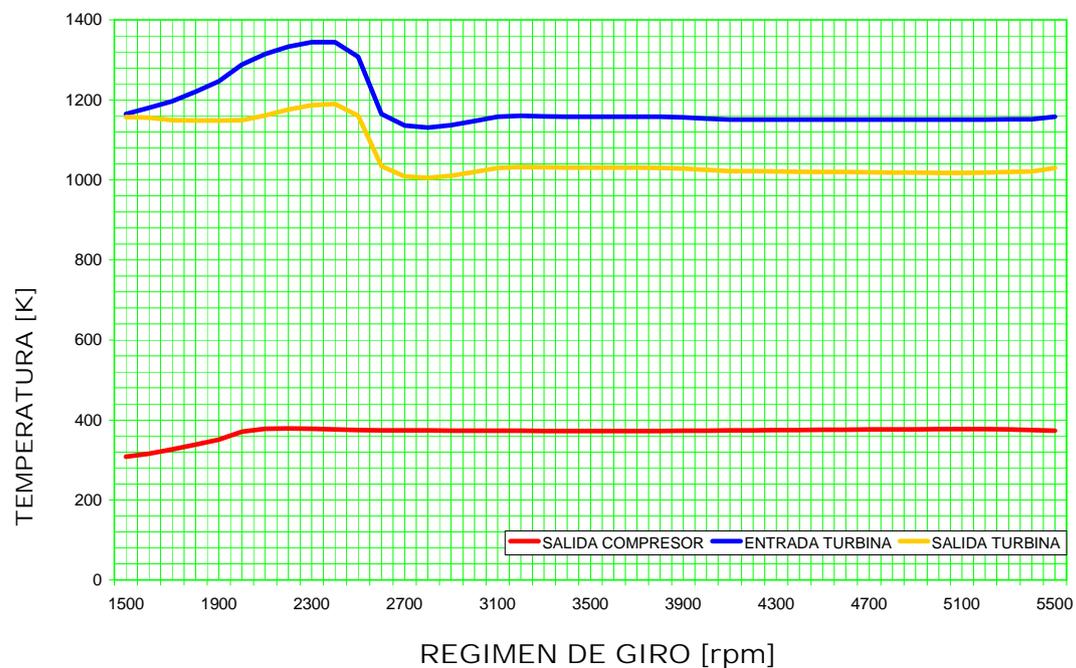


Figura 4.14.: Temperatura frente a régimen de giro.

Por último se muestra la potencia consumida por el compresor del grupo.

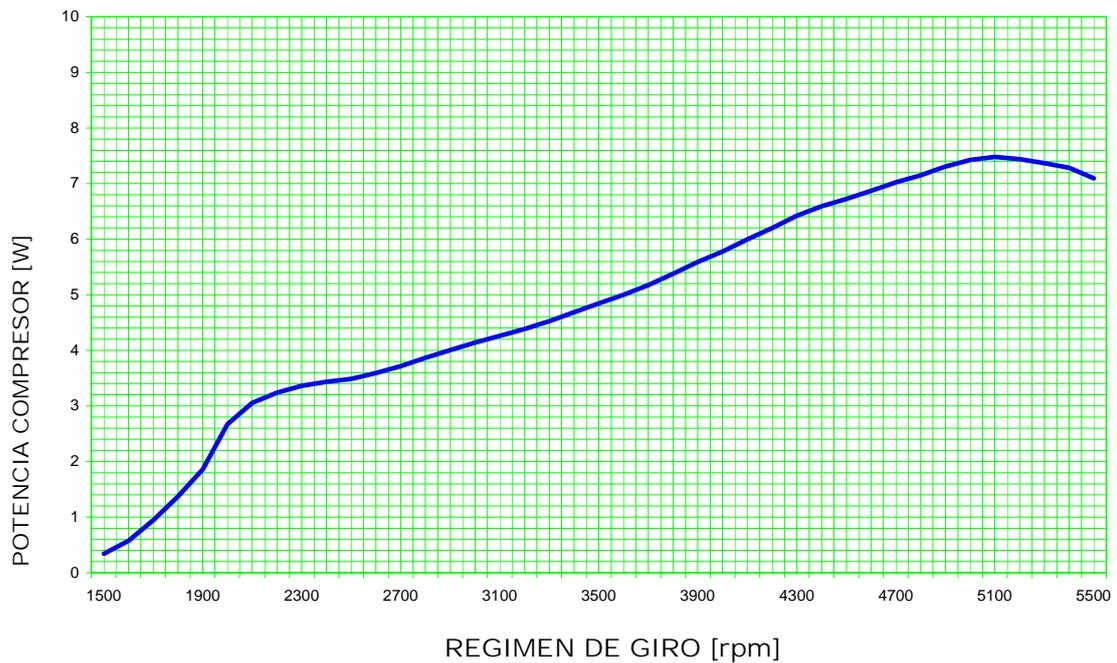


Figura 4.15.: Potencia del compresor frente a régimen de giro.

Finalmente se muestra la fracción másica de los gases que pasan a través de la turbina.

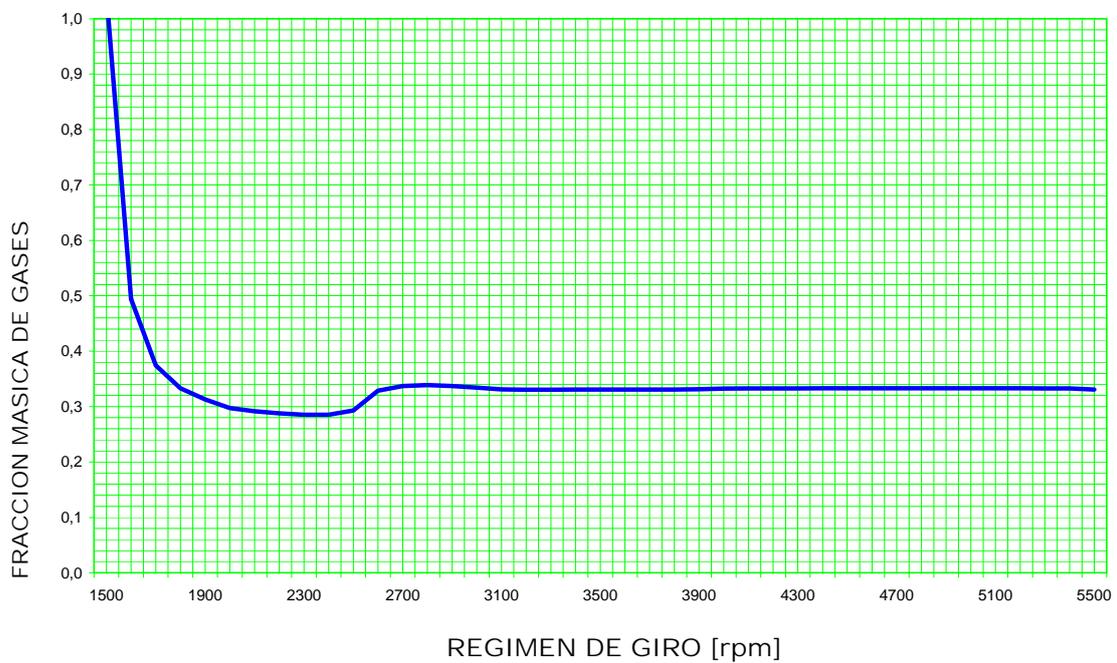


Figura 4.16.: Fracción másica de los gases de entrada a la turbina.



CAPÍTULO 5

REQUERIMIENTOS DEL COMBUSTIBLE



5.1. INTRODUCCION

En este proyecto, este capítulo cobra una especial relevancia debido a lo inusual que es el combustible usado en este coche. En este tipo de motores la potencia entregada por el propio motor cambia según el gasto másico de aire, por tanto también cambiará según el gasto másico de combustible.

En cada explosión que se produce en el interior del cilindro y en cada uno de los ciclos se libera una energía, y ésta es la encargada de realizar el trabajo mecánico sobre el pistón. De modo que se deduce que según el combustible utilizado, el trabajo mecánico hecho en cada una de las explosiones será diferente.

En un motor de combustión interna los parámetros más relevantes para la definición de la propia potencia son la velocidad de giro del motor, la densidad del aire de admisión, y el dosado.

La velocidad de giro es un parámetro que varía dentro de un rango determinado de valores. La densidad del aire de admisión es un parámetro que es fácilmente alterable si se tiene en cuenta que ésta cambia con la carga que se le demanda al motor. Finalmente, en lo que al dosado se refiere existen diferentes leyes que determinan como repercute este parámetro sobre la entrega de potencia del motor.

5.2. REQUERIMIENTOS DE COMBUSTIBLE

REQUERIMIENTOS DEL COMBUSTIBLE SEGÚN LAS EMISIONES

La reacción de combustión que se produce en el interior del cilindro da lugar a una serie de productos, en cambio estas sustancias obtenidas a partir de la combustión del propio combustible no es lo único que se expulsa en el motor.

La siguiente ecuación es la que da la explicación al hecho de que las emisiones a la atmósfera contengan más sustancias que las que se obtiene de la reacción del combustible.

$$F = F_R \cdot F_E$$

Ecuación 5.1.

Donde:

F = Dosado

F_R = Dosado relativo.

F_E = Dosado estequiométrico.

El dosado estequiométrico es la relación entre la masa de combustible y comburente que requiere la propia reacción química. El dosado relativo indica el porcentaje de dosado estequiométrico que está operando en el motor, si tiene un valor unitario será debido a que el dosado del motor F coincide con el dosado estequiométrico F_E. Si ocurriera esto los gases de escape serían solamente los productos de la reacción de combustión.



Un dosado relativo unitario puede parecer óptimo para obtener la máxima liberación de energía en la reacción, en cambio no es así, dosados relativos por encima de la unidad mejoran la entrega de potencia, pero solo ocurre esto hasta un cierto punto en que empieza a haber una cantidad alta de gases sin quemar. En este caso, se estará aumentando en el cilindro la proporción de combustible/aire por encima de la proporción correspondiente al dosado estequiométrico. De este modo se asegura la entrega de potencia inherente al dosado estequiométrico, aunque, como consecuencia de esto aparecen en el escape productos que no son atribuibles a la reacción de combustión, o incluso combustible sin quemar.

Una vez asumida la explicación anterior, se entiende como es posible que aparezcan sustancias entre los gases que no son producto de la reacción. A continuación se da una lista de las sustancias producidas operando en dosado relativo unitario.

CO_2 → Dióxido de carbono.

H_2O → Agua.

N_2 → Nitrógeno.

Ar → Argón.

Además se ofrece una lista de las sustancias expulsadas cuando el dosado relativo no tiene valor unitario. Tal como se ha anunciado antes, aparecen sustancias que no son reactivos, si no que son sustancias que no son producto de la reacción de combustión. Estas sustancias que se muestran a continuación son las emisiones que se encargaría de reducir el catalizador del vehículo en caso de que lo tuviera, pero éste no es el caso del vehículo que ocupa este estudio.

CO → Monóxido de carbono.

HC → Hidrocarburos sin quemar total o parcialmente.

NO_x → Óxidos de Nitrógeno.

HUMOS → Partículas de carbono en suspensión, a tener en cuenta en dosados altos.

En este proyecto no se ha dispuesto de datos referentes al comportamiento de las emisiones de combustión de etanol frente a otros parámetros, no obstante si se han consultado datos de emisiones de combustión de gasolina que es el 15 % de la composición del bioetanol E85. Hay que aclarar, llegado este punto, que el comportamiento de algunas de las emisiones de gasolina frente a determinados parámetros no tiene porque ser parecido al que presente el etanol.

La marca SAAB anuncia reducciones de emisiones de CO_2 que están en torno al 80 % con respecto a la versión de gasolina. SAAB hace este cálculo sin considerar el CO_2 consumido en la fotosíntesis requerida para la formación del alcohol. Al margen de esta última afirmación, se puede tener una idea de que la concentración de CO_2 en los gases de escape será diferente.

La gráfica que se muestra a continuación está referida a las emisiones de gasolina, en ésta se aprecia claramente que las emisiones de óxidos de nitrógeno son máximas para dosados relativos intermedios. Esto se explica porque la cantidad de oxígeno que hay en el cilindro cuando el motor está funcionando en estas condiciones favorece la aparición de estos óxidos.

Los hidrocarburos no quemados son mayores cuando el dosado es alto, esto es debido a que un exceso de combustible inyectado generará la existencia de reactivos no quemados entre los gases de escape. Pero además, la mala calidad de un combustible es la que explica que a dosados bajos suban ligeramente estas emisiones.

El monóxido de carbono tiende a formarse cuando la mezcla es rica, es decir cuando hay dosados altos. Esto es debido a que no existe suficiente oxígeno para llegar a formar dióxido de carbono.

No se puede pasar por alto el hecho de que el motor lleva una sonda lambda en el escape cuya señal es gestionada por el modulo de control electrónico para incidir sobre el dosado.

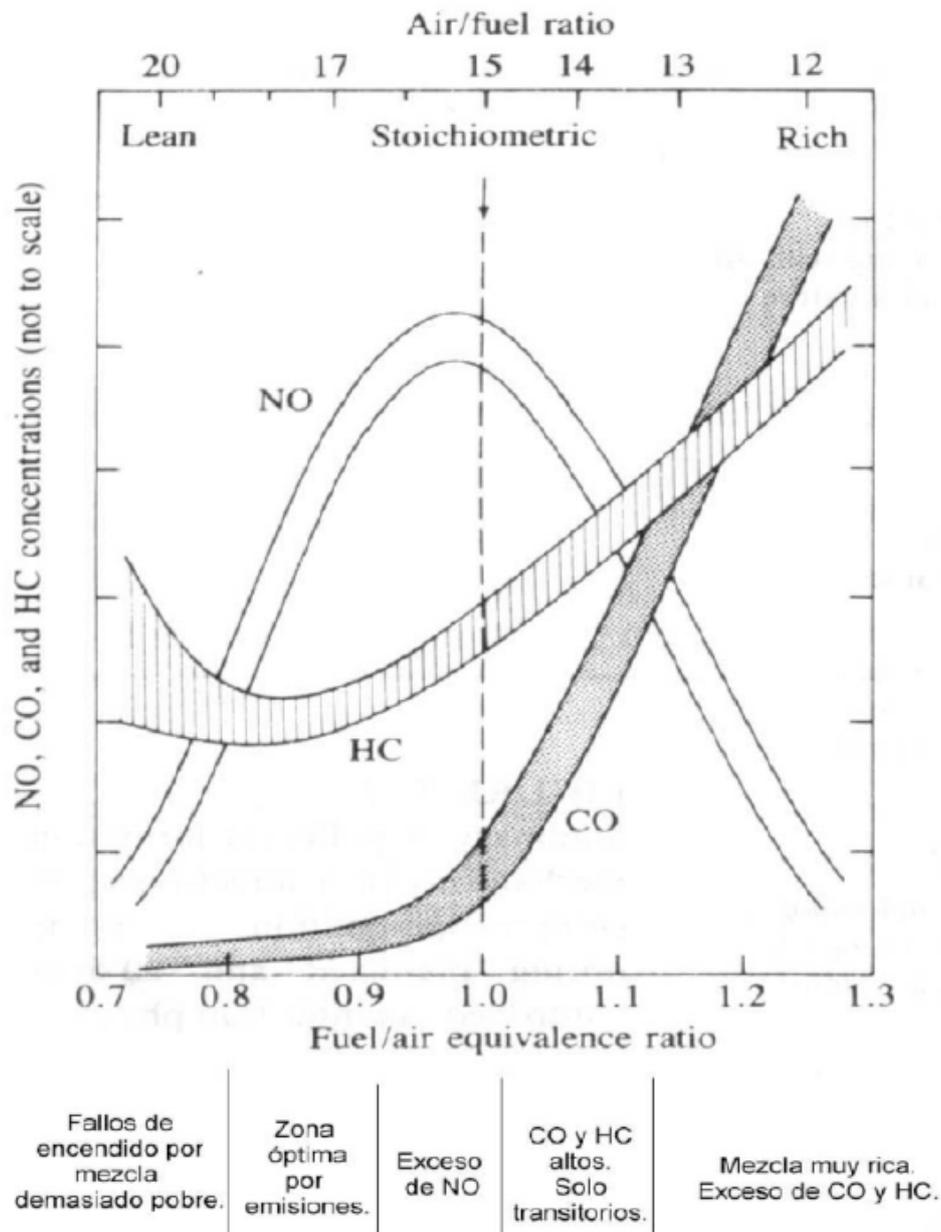


Figura 5.3.: Imagen de las emisiones de un motor de gasolina en función del dosado (Ref. 14).



REQUERIMIENTOS DEL COMBUSTIBLE AL RALENTI

Además de las leyes de dosado óptimo que disminuyen el consumo y emisiones aumentando la potencia, existe el régimen de funcionamiento de ralenti. El ralenti implica que el motor gira al régimen de giro mínimo que permita al motor seguir funcionando con una sollicitación de carga mínima.

En el cilindro va a haber unas malas condiciones de turbulencia en la explosión, además la baja presión de admisión hace que la cantidad de gases residuales en el cilindro al inicio de la combustión sea alta. Esta circunstancia hace que el motor deba operar con un dosado relativo más alto que en el caso de un motor de gasolina.

REQUERIMIENTOS DEL COMBUSTIBLE EN ARRANQUE Y CALENTAMIENTO DEL MOTOR

En estas condiciones de funcionamiento, el motor opera a bajas revoluciones con lo que el nivel de turbulencia sigue siendo malo, la temperatura también es baja, y en consecuencia la vaporización del combustible no es buena.

En los primeros instantes en los que el motor todavía está frío será necesario subir el dosado para paliar los efectos que se acaban de comentar, en cambio, según la temperatura del motor vaya subiendo se va a volver a bajar un poco el dosado.

REQUERIMIENTOS DEL COMBUSTIBLE EN ACELERACION

Cuando se acelera el motor y se aumenta la cantidad de aire que va hacia el cilindro, aparecen problemas de vaporización de combustible. Este fenómeno es debido a que el aumento de caudal de admisión de aire hace que dosificar el combustible en esta corriente sea algo difícil, la consecuencia es que el combustible se queda depositado en las paredes de los conductos en forma líquida y por tanto no va dosificado en la mezcla que llega al interior del cilindro.

Para paliar este efecto que se acaba de explicar y conseguir que la aceleración provoque un incremento de gasto másico de combustible se sube el dosado inyectando combustible en exceso.

Un sistema con control electrónico de la inyección es el encargado de cambiar el dosado en esta circunstancia para mejorar el funcionamiento del motor, los sistemas convencionales inyectan una cantidad de combustible proporcional a la cantidad de aire admitido, y por supuesto que un sistema electrónico de inyección se comportará del mismo modo cuando no haya unas condiciones de operación especiales.

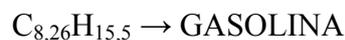
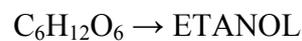
REQUERIMIENTOS DE COMBUSTIBLE EN DECELERACION

Al cerrar la mariposa se produce un descenso del aire de entrada al motor, con la caída de caudal también se produce una caída de la presión de admisión. Como consecuencia de la caída de la presión de admisión se genera un exceso de gases residuales. En estas condiciones aumentan mucho las emisiones de hidrocarburos sin quemar, estos se van a reducir cuando el sistema de inyección electrónica disminuya la cantidad de combustible inyectada.

5.3. CARACTERISTICAS DEL BIOETANOL

En este apartado se pretende recordar algunos de los aspectos que ya se vieron en el capítulo correspondiente a la simulación del ciclo termodinámico. Una de las diferencias fundamentales entre la gasolina y el etanol es el diferente índice de octanaje que tienen ambos combustibles, esto presenta diferencias importantes en el funcionamiento del motor, primeramente, el avance al encendido se adelanta algo sin problemas de detonación, además se puede aumentar la relación de compresión. Por otro lado, el alto octanaje del combustible permite que se pueda elevar el dosado con el objeto de poder obtener más potencia del motor aunque sea a costa del consumo específico.

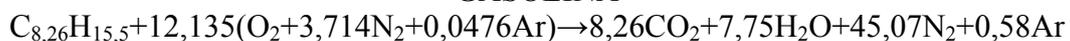
El combustible es bioetanol E85, tal como se ha explicado en determinadas ocasiones éste está compuesto en un 85% de masa por etanol de 106 octanos y en un 15% de masa por gasolina de 95 octanos.



Tal como se acaba de ver en este mismo capítulo, el dosado del combustible es una dato de suma importancia, al tener dos combustibles en la composición del propio bioetanol E85 hay que hacer la media proporcional para obtener el dato.

Primeramente se recuerda la reacción de combustión de la gasolina.

GASOLINA



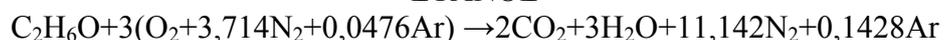
(Ref. 15) Ecuación química 5.1.

El dosado estequiométrico correspondiente a esta ecuación es el siguiente.

$$Fe_{\text{GASOLINA}} = 0,0685$$

A continuación se repite lo mismo con el caso del etanol.

ETANOL



(Ref. 15) Ecuación química 5.2.

En este caso el dosado estequiométrico correspondiente a la ecuación es el siguiente.

$$Fe_{\text{ETANOL}} = 0,0111$$

El dosado estequiométrico del combustible que se usa en el motor que es objeto de estudio será el siguiente.

$$Fe_{\text{BIOETANOL E85}} = 0,1048$$



El dosado relativo tiene el siguiente valor para el combustible real del motor estudiado.

$$Fr_{\text{BIOETANOL E85}} = 1,3630$$

5.4. OBTENCION DEL BIOETANOL

A continuación se pretende recordar el conjunto de reacciones químicas que dan como resultado el ciclo de vida de este combustible. El bioetanol es un combustible obtenido a partir de productos como el maíz, la patata, la vid, o el sorgo entre otros.

A continuación se muestra la reacción de fermentación ya estudiada en el capítulo pertinente.



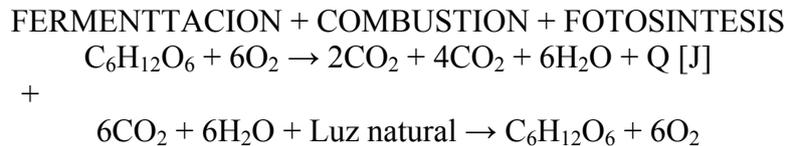
(Ref. 15) Ecuación química 5.3.

Por otro lado, la reacción de combustión de etanol que ocurrirá en el motor se puede simplificar como sigue:



(Ref. 15) Ecuación química 5.4.

La suma de las dos reacciones anteriores es exactamente la reacción inversa a la que ocurre en el proceso de fotosíntesis de la planta que genera el etanol.



(Ref. 15) Ecuación química 5.5.

La fermentación de la viña da como resultado el vino, pero si posteriormente es destilado se puede obtener alcohol bruto de 92°, después este alcohol es sometido a una desulfuración en la que se le quita el azufre, y tras esto se le somete a una deshidratación para eliminar casi todo el agua que tiene, finalmente con la desmetilización se extrae el alcohol que contiene.

Con este proceso se obtiene un alcohol etanol de 99,9° que se mezcla con la gasolina para dar finalmente el combustible bioetanol E85 al 85% de alcohol y 15% de gasolina.

5.5. SISTEMAS DE INYECCION ELECTRONICOS

Los sistemas de inyección que se utilizan en automoción suelen ser ya frecuentemente de tipo electrónico. Los sistemas electrónicos de inyección aseguran el cumplimiento de normativas de emisiones contaminantes que cada día son más estrictas.

El sistema de inyección del vehículo estudiado en este documento es de control electrónico, la inyección se produce en el conducto de admisión, es decir que es de inyección indirecta, y es de tipo multipunto, lo cual implica que tiene un inyector para cada uno de los cilindros del motor.

El funcionamiento del sistema de inyección de combustible se puede resumir del siguiente modo. El combustible proviene del depósito, y se dirige hacia la bomba de transferencia o de alimentación, de ahí el combustible se limpia al atravesar un filtro, y también atraviesa un decantador para quitar agua al combustible. Finalmente, el combustible llega a la bomba de la inyección, aquí se retiene a gran presión a la espera de que los inyectores dejen pasar al propio combustible al conducto de admisión.

Normalmente estos sistemas de inyección suelen tener un dispositivo que hace que el exceso de combustible no necesitado en la inyección vuelva al depósito.

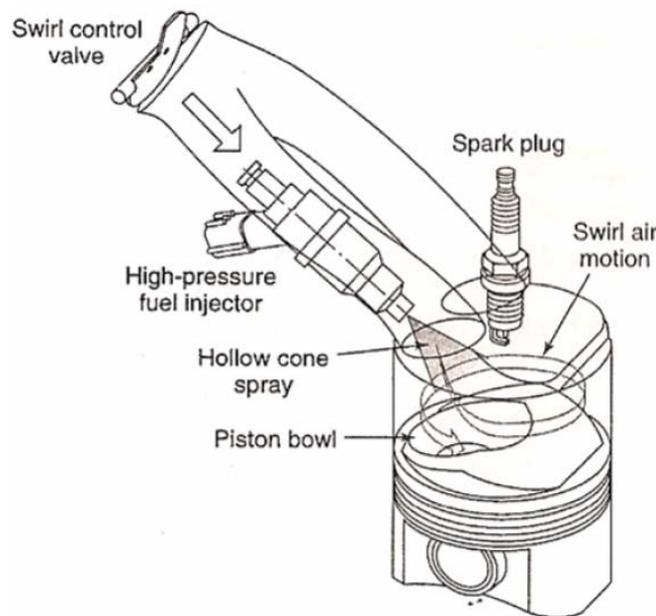


Figura 5.4.: Imagen genérica de un inyector en la entrada de un cilindro (Ref. 14).

El control de dosificación de la mezcla permite variar la cantidad de combustible inyectado y el tiempo de inyección en función de una serie de parámetros. Toda esta información debe ir a parar a una unidad de control electrónico que se encarga de decidir cuanta cantidad de combustible hay que inyectar y en cuanto tiempo, por tanto incide sobre el dosado. Normalmente, estas unidades de control electrónico trabajan con un determinado número de sensores y con unas leyes de inyección que están en función de unas variables de operación del propio motor, estas leyes están previamente desarrolladas para el motor específico.

En la siguiente imagen se ve un ejemplo de modulo o unidad de control electrónico que controla la inyección de combustible en el motor.

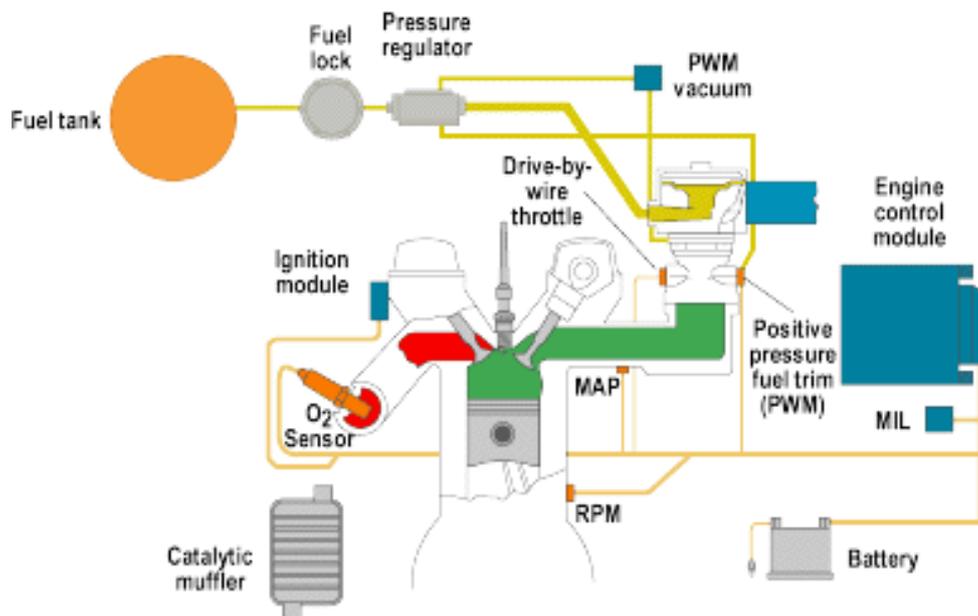


Figura 5.5.: Imagen de un esquema genérico de inyección (Ref. 3).

Los mapas de inyección al menos manejan datos de presión de aire de admisión, o caudal de aire de admisión, y por otro lado también usan el régimen de giro del motor. En el caso particular que ocupa este proyecto, además de todo esto los mapas de inyección consideran el tipo de combustible usado. Con lo cual un sistema de inyección electrónica estará equipado con todos los sensores necesarios que le posibiliten trabajar en función de los parámetros antes citados. Estos sensores envían señales al modulo de control electrónico y éste a su vez actúa sobre los inyectores en función de los mapas de inyección.

Los mapas de inyección suelen tener tres parámetros, que son el tiempo de inyección de los inyectores, el régimen de giro del motor, y finalmente la cantidad de aire que permite meter en el motor el sistema de admisión. Los sistemas modernos de inyección electrónica cuentan además con sensores de presión de aceite, temperatura de agua, velocidad del vehículo, humedad del ambiente, y otros, todo esto ayuda notablemente a mejorar el rendimiento del motor.

En el caso particular del motor estudiado, los mapas de inyección deben ser reprogramados con respecto a la versión de gasolina considerando el dosado que hace que el funcionamiento del motor sea el óptimo, lo cual implica inyectar más combustible, por otro lado ya se explicó anteriormente que el adelanto al encendido es diferente que la versión análoga de gasolina, consecuentemente el tiempo de inyección es mayor.

En la siguiente imagen se ve como los mapas de inyección son simplemente una función en tres dimensiones que está grabada en el propio módulo de control electrónico para gestionar el funcionamiento de los inyectores.

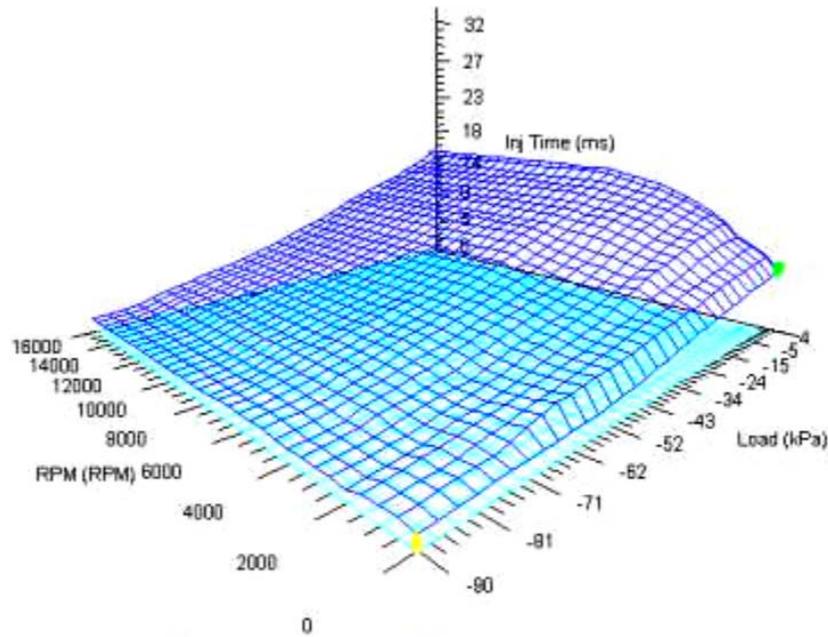


Figura 5.6.: Imagen del mapa de inyección (Ref. 3).

5.6. TIPOS DE INYECTORES

Ya se ha comentado anteriormente que los diferentes sistemas se diseñan con distintas disposiciones de los inyectores. El modo en que se inyecta el combustible ha ido evolucionando con el tiempo tal y como se aprecia en el siguiente gráfico a pesar de que hay que mencionar alguna excepción, y es que cuando lo más extendido era la utilización del carburador existía algún turismo que usaba ya la inyección directa de combustible. Además de esto, la evolución de los sistemas de inyección ha sido algo diferente en turismos diesel y en turismos de gasolina.

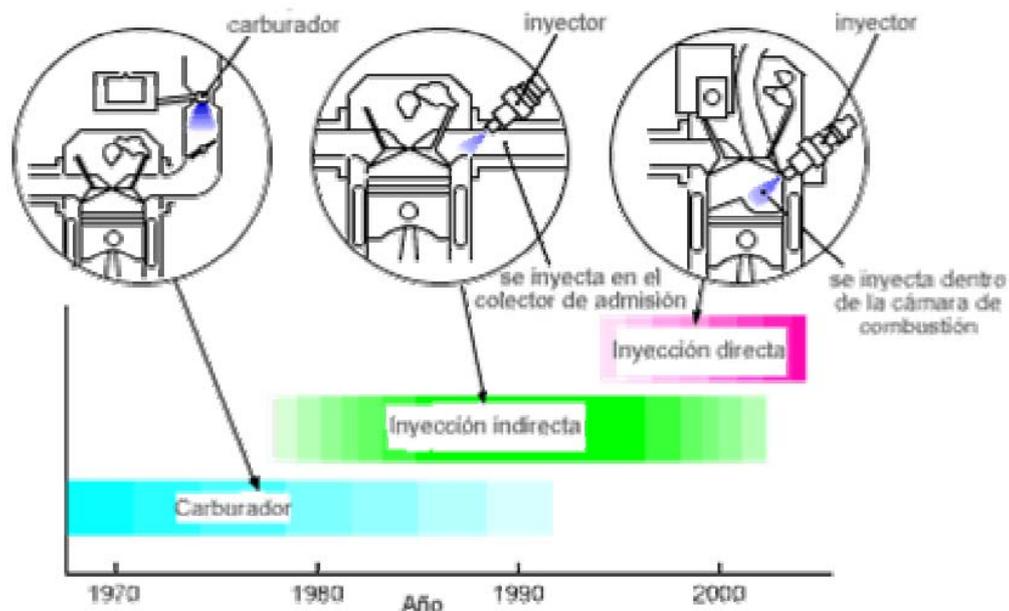


Figura 5.7.: Imagen de los tipos de inyección (Ref. 14).

El primer tipo de inyección que surgió fue la inyección monopunto, en ésta sólo había un inyector para todos los cilindros, el combustible se almacenaba a gran presión y luego existían unos pulverizadores que introducían la mezcla en los diferentes colectores de admisión. Este sistema está ya prácticamente en desuso por lo poco eficiente que resulta ser.

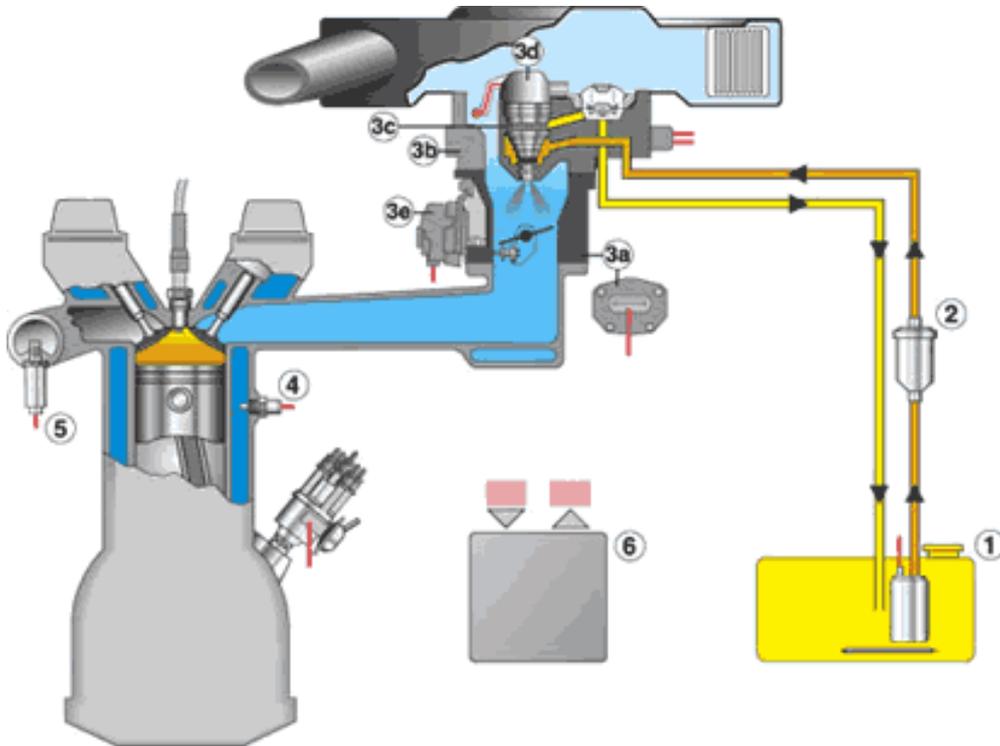


Figura 5.8.: Imagen de sistema de inyección monopunto (Ref. 14).

La inyección indirecta no requiere inyectores muy resistentes, caso contrario al de los inyectores de un sistema de inyección directa. En la inyección indirecta multipunto cada cilindro tiene su propio inyector y éste está situado en el colector de admisión detrás de la mariposa de regulación de caudal de admisión de aire. El inyector tiene un ángulo determinado con respecto a la corriente de aire, este ángulo está predeterminado para que la mezcla que se forme sea homogénea.

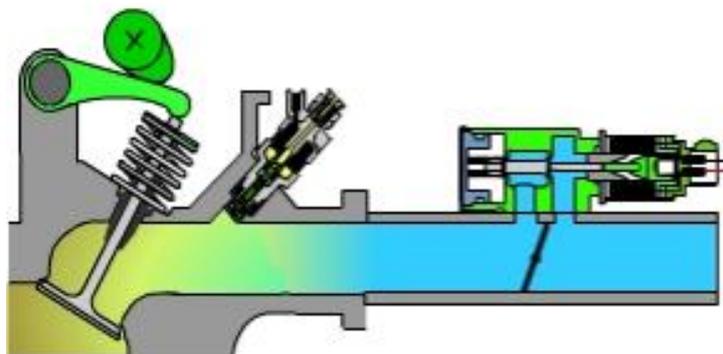


Figura 5.9.: Imagen de sistema de inyección multipunto indirecta (Ref. 14).

La inyección directa exige la utilización de inyectores de mucha resistencia a las altas presiones de la propia cámara y también de mucha resistencia a la temperatura. Los sistemas de inyección directa permiten un gran control de la inyección, además consiguen que exista reacción de combustión con mezcla pobre, condición que no es alcanzada por los sistemas de inyección indirecta. Las cámaras de combustión de inyección directa tiene una forma algo peculiar para favorecer la inyección de combustible, la mezcla del mismo con el aire y que el régimen sea turbulento.

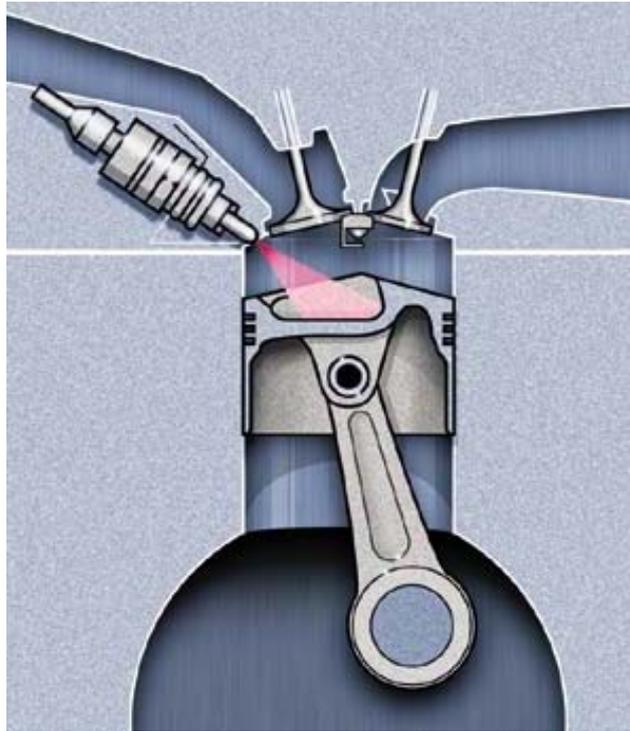


Figura 5.10.: Imagen de sistema de inyección directa (Ref. 3).

Hay que puntualizar que en el caso del motor que aquí se estudia que los inyectores al igual que el resto de los componentes que integran el sistema de inyección están fabricados con materiales que soportan la alta corrosión del bioetanol.

5.7. MODOS DE INYECCION

La inyección del combustible se puede hacer de manera continua o intermitente. En general, el módulo de control electrónico determina cuando se abre y cuando se cierra el inyector (inyección intermitente).

La inyección intermitente simultánea consiste en que los inyectores de todos los cilindros se abren y cierran a la vez sin tener en cuenta la fase del ciclo de cada uno de los cilindros. Con esto se consigue que el combustible esté almacenado detrás de la válvula de admisión hasta que ella misma le abra el paso.

La inyección intermitente por bancada o semisecuencial consiste en que el módulo de control electrónico identifica los cilindros de la misma bancada para motores con disposición en V o bien aquéllos que suben y bajan simultáneamente cuando la disposición es lineal, como en el caso de un 4 cilindros.



La inyección secuencial o temporizada se define perfectamente porque el inyector abre o cierra. Esto permite que cada cilindro sea alimentado en la fase de admisión y en el momento más apropiado de ésta, definiendo momento de apertura y cierre en grados de cigüeñal. Estas ventajas reducen considerablemente la adhesión de combustible a las paredes de colector, mejoran la mezcla y por consiguiente las emisiones contaminantes. Las ventajas que presenta la inyección secuencial son importantes valorando el aspecto de las emisiones aunque no ofrece grandes ventajas cuando se trata de analizar un motor funcionando a plena carga.

Esto último se entiende bien si se piensa en que un motor funcionando plena carga no tiene mucho tiempo para realizar la admisión, en consecuencia, el tiempo destinado a la inyección de combustible es también corto. Cuando el sistema secuencial está trabajando en las condiciones antes descritas, éste puede funcionar de dos formas diferentes, se puede mantener el inyector abierto mucho tiempo a costa de perder las ventajas que ofrece este sistema de inyección temporizada, y por otro lado, se pueden usar inyectores de un caudal de inyección alto, con esto se ataja el problema pero se pierde capacidad de pulverización debido al aumento de tamaño del inyector. Con esto se entiende que los inyectores temporizados no ofrecen grandes ventajas cuando el motor trabaja a plena carga.

Para concluir solo queda decir que el coche objeto de estudio lleva un sistema de inyección indirecta multipunto y el modo de inyección se produce de manera secuencial con un módulo de control electrónico y su correspondiente mapa de inyección.



CAPÍTULO 6 EVALUACIÓN DE PÉRDIDAS MECÁNICAS

6.1. INTRODUCCION

En este capítulo se hace un estudio de las pérdidas mecánicas que sufre el motor. El trabajo indicado se ve disminuido por las propias pérdidas mecánicas. Las pérdidas mecánicas vienen representadas por la fricciones de los elementos del motor como por ejemplo el rozamiento entre los pistones y el bloque motor. Además también vienen representadas por elementos como la distribución, el encendido, o la bomba de combustible, que son elementos que van acoplados al propio motor. Finalmente hay que tener en cuenta aquellos componentes auxiliares que puede equipar un motor como puede ser el compresor del aire acondicionado.

Una vez descontadas todas estas pérdidas se puede pensar en la diferencia que hay entre la potencia indicada y la potencia efectiva. De este modo se puede entender que la potencia que se obtiene directamente en el eje del motor no es la potencia indicada si no la potencia efectiva y esta será algo inferior a la indicada.

Con el objetivo de poder evaluar las pérdidas mecánicas se calcula el rendimiento mecánico, este da un porcentaje de la cantidad de trabajo indicado que no es perdido en pérdidas mecánicas, es decir da la proporción de trabajo indicado que se transforme en efectivo. La fórmula del rendimiento mecánico es la siguiente y hay que apuntar que su valor siempre será inferior a la unidad.

$$\eta_m = \frac{W_e}{W_i} = \frac{PME}{PMI}$$

(Ref. 15) Ecuación 6.1.

Donde:

W_e = Trabajo efectivo neto de un cilindro [J].

W_i = Trabajo indicado neto de un cilindro [J].

PME = Presión media efectiva [Pa].

PMI = Presión media indicada [Pa].

η_m = Rendimiento mecánico.

La ecuación anterior también se puede definir en función de la potencia efectiva e indicada.

$$\eta_m = \frac{P_e}{P_i}$$

(Ref. 15) Ecuación 6.2.

Donde:

P_e = Potencia efectiva neta [W].

P_i = Potencia indicada neta [W].

η_m = Rendimiento mecánico.

Con respecto a esta última fórmula hay que puntualizar que la potencia entregada por un motor se puede definir del siguiente modo.

$$P_e = \frac{W_e \cdot n}{30 \cdot T}$$

(Ref. 15) Ecuación 6.3.

Donde:

W_e = Trabajo efectivo neto de un cilindro [J].

T = Número de tiempos del motor.

n = Régimen de giro del motor [rpm].

P_e = Potencia efectiva neta [W].

Como se entiende viendo las fórmulas, cuanto menores sean las pérdidas mecánicas, el rendimiento mecánico y efectivo del motor será mayor. Las pérdidas mecánicas tienen un valor que es dependiente del régimen de giro del motor. En la siguiente imagen se puede ver una comparación de las diferentes pérdidas mecánicas que originan motores de ignición forzada (SI) y motores de ignición espontánea (CI). Estas pérdidas se pueden ver como presión media resistente, que es la diferencia entre la presión media efectiva e indicada.

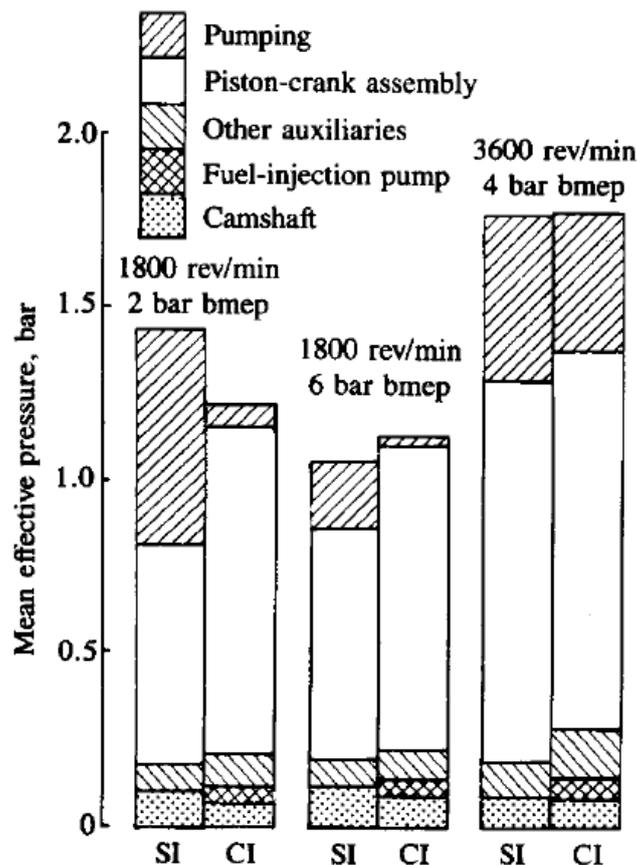


Figura 6.1.: Pérdidas mecánicas medidas como presión media resistente para motores de ignición forzada (SI) e ignición espontánea (CI) en diferentes regimenes de giro (Ref. 14).

Como se ve en la imagen la mayor parte de las pérdidas son debidas al rozamiento entre el pistón y el cilindro. Además, en regimenes bajos y altos, las pérdidas por bombeo son importantes, este último fenómeno es más acusado en el caso de motores de ignición forzada, y este es el caso que se estudia aquí.

6.2. CALCULO DEL RENDIMIENTO MECÁNICO A PLENA CARGA

Para el cálculo del rendimiento mecánico se va a usar la siguiente expresión. Recordar una vez más que todos los cálculos se extraen de la documentación bibliográfica.

$$\eta_m = \frac{1 - \frac{0.07 \cdot X(n)}{PMI}}{1 - Y(n)}$$

(Ref. 15) Ecuación 6.4.

Donde:

PMI = Presión media indicada [Pa].

η_m = Rendimiento mecánico.

En la ecuación anterior existen dos funciones que se definen a continuación.

$$X(n) = 16.3761 + 2.28629 \cdot \left(\frac{n}{1000}\right) + 0.297053 \cdot \left(\frac{n}{1000}\right)^2$$

(Ref. 15) Ecuación 6.5.

$$Y(n) = \frac{1}{100} \cdot \left(5.44659 + 0.02495 \cdot \left(\frac{n}{1000}\right) - 0.174376 \cdot \left(\frac{n}{1000}\right)^2 \right)$$

(Ref. 15) Ecuación 6.6.

Donde:

n = Régimen de giro del motor [rpm].

X(n) = Función que define el rendimiento mecánico.

Y(n) = Función que define el rendimiento mecánico.

Tal como se puede apreciar en la fórmula anterior se necesita la presión media indicada. Hay que recordar que esta presión es la presión que se tendría que hacer sobre el pistón si se quisiera hacer el trabajo indicado, pero haciéndolo tan solo en la carrera de expansión. Para calcularla se puede usar la siguiente fórmula.

$$PMI = \frac{W_i}{q}$$

(Ref. 15) Ecuación 6.7.

Donde:

W_i = Trabajo indicado neto de un cilindro [J].

PMI = Presión media indicada [Pa].

q = Cilindrada unitaria [m^3].

Para el cálculo del trabajo indicado se procede del siguiente modo. La resolución de la integral de la presión respecto del volumen de todo el ciclo indicado da el resultado buscado. Para hacer este cálculo se puede acudir al capítulo en el que se hace la modelización del ciclo termodinámico. En la siguiente ecuación se muestra lo explicado, para hacer el cálculo hay que tener en cuenta que en algunas ocasiones el trabajo es negativo y en otras positivo.

$$W_i = \int_0^{720} P(V) dV$$

(Ref. 15) Ecuación 6.8.

Donde:

W_i = Trabajo indicado neto de un cilindro [J].

$P(V)$ = Presión dependiente [Pa].

V = Volumen [m^3].

Una vez que es conocido el trabajo indicado se puede calcular la presión media indicada con la ecuación pertinente mostrada anteriormente. Finalmente, una vez que es calculada esta presión se puede hacer el cálculo del rendimiento mecánico usando las ecuaciones detalladas también anteriormente.

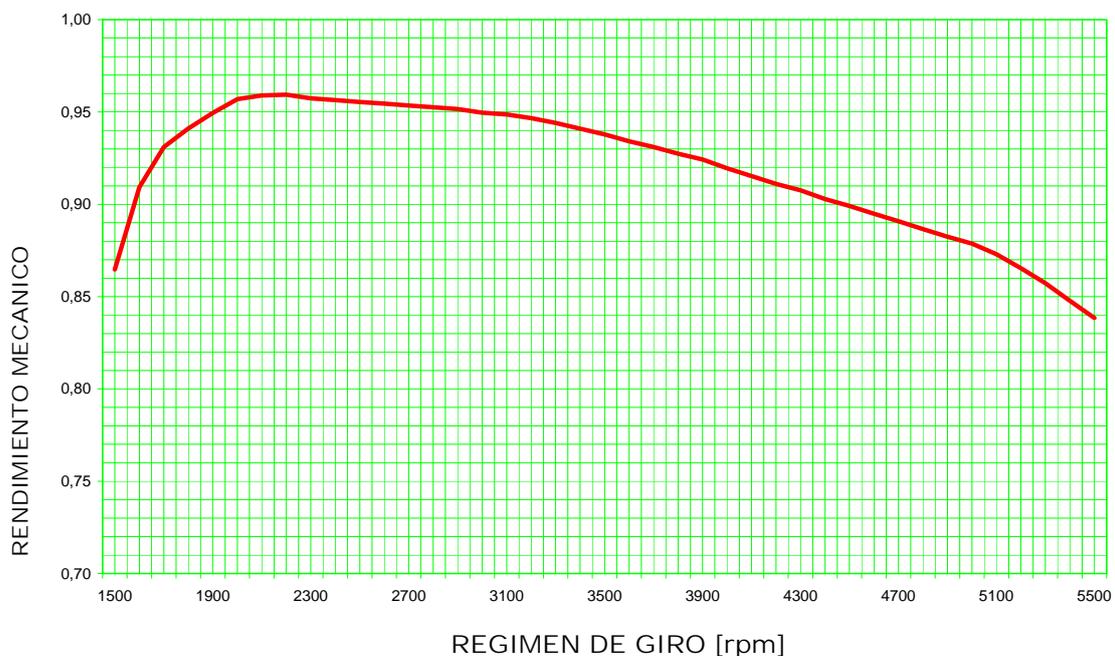


Figura 6.2.: Rendimiento mecánico en función del régimen de giro y a plena carga.

En la gráfica se puede ver que el rendimiento mecánico a bajos regímenes de giro es también bajo, esto es debido a que en estas condiciones la potencia indicada es mayor que la potencia efectiva.

De forma contraria a lo que pasa con el régimen de giro bajo, desde medias revoluciones por minuto y hasta el régimen de giro máximo se aprecia que el rendimiento mecánico va bajando, esto es debido a que cuanto mayor sea la velocidad de giro, las pérdidas que se producen también crecen.

Las pérdidas que se observan son principalmente debidas a las fricciones entre los elementos móviles, por otro lado se aprecia que se pierde capacidad de trabajo debido al rozamiento de los gases de admisión y escape con las paredes de las zonas por donde se mueven.

En menor medida también aumenta la potencia demandada por elementos tales como la bomba del líquido refrigerante, o la potencia demandada por el ventilador del radiador.

En conclusión, desde el punto de máximo rendimiento mecánico, que está a unas 2000 [rpm] el valor del rendimiento cae hasta el régimen de giro máximo y las pérdidas mecánicas aumentarán. En cambio desde el ralentí y hasta el punto óptimo, el valor del rendimiento mecánico sube desde un valor que es bajo debido principalmente a que la potencia indicada es ligeramente superior a la efectiva.

6.3. PRESION MEDIA RESISTENTE A PLENA CARGA

Una vez que se ha calculado el rendimiento mecánico, la obtención de la presión media resistente es prácticamente inmediata. Para el cálculo se usa la siguiente ecuación, y

$$\eta_m = \frac{W_e}{W_i} = \frac{PME}{PMI}$$

(Ref. 15) Ecuación 6.9.

Donde:

W_e = Trabajo efectivo neto de un cilindro [J].

W_i = Trabajo indicado neto de un cilindro [J].

PME = Presión media efectiva [Pa].

PMI = Presión media indicada [Pa].

η_m = Rendimiento mecánico.

Como se puede ver en la siguiente imagen las pérdidas mecánicas son muy altas. El comportamiento de la función es normal, es decir que la forma de la función es la esperada solo que los valores son anómalos.

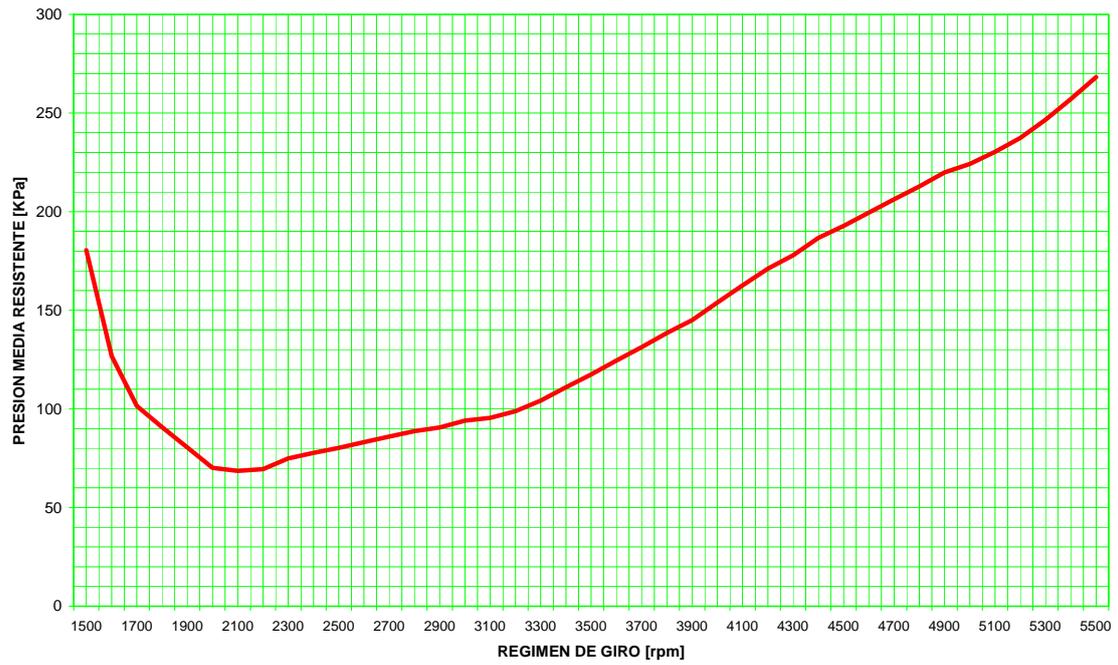


Figura 6.3.: PMR en función del régimen de giro y a plena carga.



CAPÍTULO 7

ANALISIS DE ACTUACIONES

7.1. INTRODUCCION

Las curvas características muestran la variación de ciertos parámetros de interés en un motor con respecto al régimen de giro. Las curvas más populares son las que muestran par y potencia del motor, y ambas están relacionadas matemáticamente. El par da una idea de la capacidad de aceleración que tiene el motor, por otro lado la potencia da capacidad de realizar trabajo de forma rápida.

Otra curva que también es popular es la del consumo específico en función del régimen de giro, que establece una relación entre el combustible que se introduce en el cilindro para suministrar la unidad de potencia en un tiempo determinado.

Las curvas características se pueden representar a plena carga o a carga parcial, de este modo se observa como varían los parámetros estudiados en función de la demanda que se le hace al motor.

Otro aspecto que tiene relevancia en el estudio de estas curvas son las condiciones ambientales del motor. Esto es así porque los cambios de presión y temperatura pueden provocar alteraciones en los valores de estos parámetros.

Normalmente estas curvas se obtienen acoplando un freno dinamométrico al motor por medio de una transmisión flexible. Este freno es capaz de absorber la potencia suministrada de forma continuada y estable. Por otro lado el dinamómetro se encarga de medir el par del motor, y finalmente se suele medir el régimen de giro del motor con un tacómetro.

7.2. CURVAS A PLENA CARGA

7.2.1. POTENCIA EFECTIVA

En este apartado se van a dar las curvas de los parámetros más significativos para el motor que se estudia en este documento, y estas curvas se van a definir con el motor funcionando a plena carga.

Tal como se ve en otro capítulo, la expresión de la potencia efectiva es la siguiente.

$$\dot{W}_e = \eta_e \cdot L_i \cdot \dot{m}_{adm} \cdot F$$

(Ref. 15) Ecuación 7.1.

Donde:

F = Dosado.

η_e = Rendimiento efectivo del motor.

\dot{W}_e = Potencia efectiva del motor [W].

L_i = Poder calorífico del combustible [J/Kg].

\dot{m}_{adm} = Gasto másico de aire en la entrada de un ciclo [Kg/seg].

El cálculo del gasto másico de aire de se hizo a partir de la siguiente fórmula, en esta se aprecia como se relaciona gasto másico con masa.

$$m_{adm} = \dot{m}_{adm} \cdot \left(\frac{30 \cdot T}{n} \right)$$

(Ref. 15) Ecuación 7.2.

Donde:

n = Régimen de giro del motor [rpm].

T = Número de tiempos del motor.

m_{adm} = Masa de aire en la entrada de un ciclo [Kg].

\dot{m}_{adm} = Gasto másico de aire en la entrada de un ciclo [Kg/seg].

Por otro lado considerando las dos ecuaciones siguientes se calculó la potencia efectiva.

$$\rho_{adm} = \frac{P_{adm}}{R_{g adm} \cdot T_{adm}}$$

(Ref. 15) Ecuación 7.3.

Donde:

P_{adm} = Presión de los gases en la admisión [Pa].

T_{adm} = Temperatura de los gases en la admisión [K].

$R_{g adm}$ = Constante del aire como gas ideal [J/mol·K].

ρ_{adm} = Densidad del aire en la admisión [Kg/m³].

$$\eta_{vg} = \frac{V_a}{Q} = \frac{m_{adm}}{\rho_{adm} \cdot Q}$$

(Ref. 15) Ecuación 7.4.

Donde:

ρ_{adm} = Densidad del aire en la admisión [Kg/m³]

η_{vg} = Rendimiento volumétrico global.

Q = Cilindrada del motor [m³].

m_{adm} = Masa de aire en la entrada de un ciclo [Kg].

V_a = Volumen de aire fresco admitido en la admisión [m³].

La fórmula final obtenida de la primera ecuación mostrada quedaba del siguiente modo.

$$\dot{W}_e = \eta_{ve} \cdot Q \cdot \rho_{adm} \cdot \frac{2 \cdot n}{T} \cdot L_i \cdot \eta_e$$

(Ref. 15) Ecuación 7.5.

Donde:

ρ_{adm} = Densidad del aire en la admisión [Kg/m^3]

η_{ve} = Rendimiento volumétrico a la entrada.

Q = Cilindrada del motor [m^3].

n = Régimen de giro del motor [rpm].

T = Número de tiempos del motor.

η_e = Rendimiento efectivo del motor.

\dot{W}_e = Potencia efectiva del motor [W].

Li = Poder calorífico del combustible [J/Kg].

Viendo a la última fórmula planteada se observa que la potencia del motor se ve influida por el régimen de giro o por la densidad de los gases de entrada, es decir la cantidad de aire que es capaz de renovar el motor.

Cuando el motor trabaja a plena carga la densidad del aire de entrada es la máxima posible y ésta es una de las causas de que a plena carga se entregue el valor de máxima potencia. A esta circunstancia hay que añadirle el hecho de que cuando el motor trabaja a plena carga el dosado relativo es el que posibilita que el motor entregue su potencia máxima.

La entrega de potencia se hace conforme a la siguiente función.

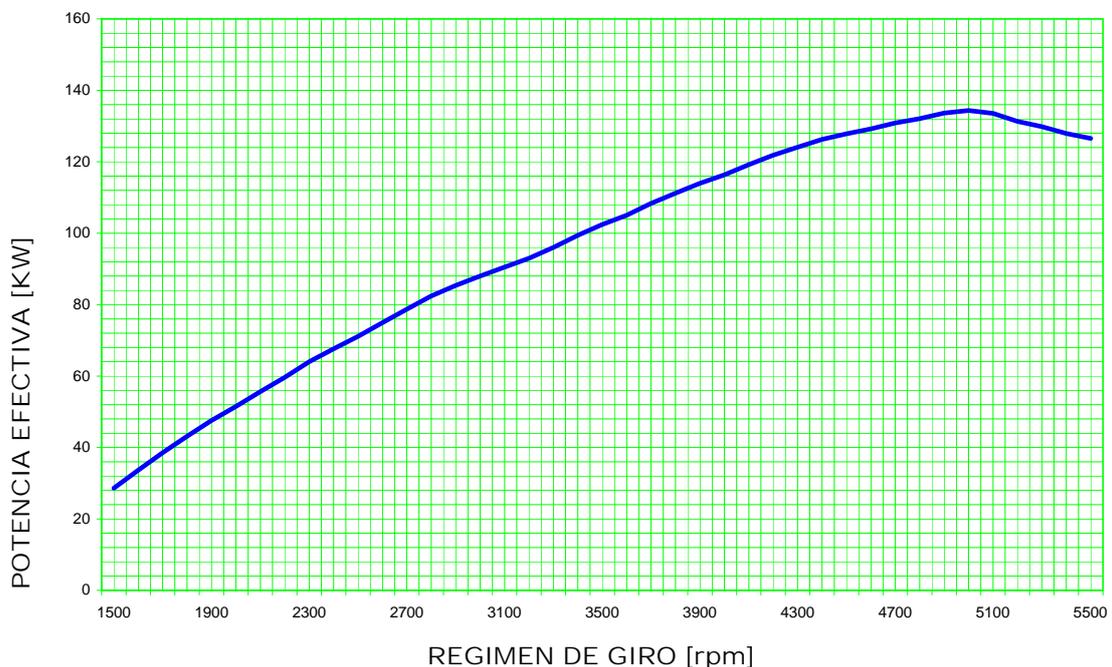


Figura 7.1.: Representación de potencia efectiva frente al régimen de giro.

Para prácticamente cualquier régimen de giro de funcionamiento del motor se establece que la potencia es proporcional al propio régimen de giro, pero en cambio también se observa que antes de llegar al régimen de giro máximo la potencia empieza a caer durante un intervalo de funcionamiento corto.

El fenómeno que se acaba de exponer obedece a varias causas, una de las más importantes es la rapidez con la que se mueven los pistones de los cilindros provoca que el llenado de los propios cilindros no se llegue a completar. Se puede decir que los pistones se mueven tan rápido que los cilindros no se llegan a llenar con todo el aire que debieran. El rendimiento volumétrico cae y con el también caerá la entrega de potencia.

Por otro lado existen dos efectos más que no se pueden pasar por alto. El descenso del rendimiento indicado provoca que se entregue menor potencia, y a su vez la caída del rendimiento indicado se debe a que a estos regimenes de giro se pierde mucho calor por las paredes del cilindro y la combustión se produce de manera menos eficaz. Por otro lado, el aumento de pérdidas mecánicas por fricción entre los elementos del motor también influye en que la entrega de potencia caiga algo.

7.2.2. PAR MOTOR EFECTIVO

El par motor efectivo del motor viene expresado según la siguiente expresión.

$$C_{m_e} = \frac{\dot{W}_e}{\omega} \rightarrow C_{m_e} = \left(\eta_{ve} \cdot Q \cdot \rho_{adm} \cdot \frac{2 \cdot n}{T} \cdot F \cdot L_i \cdot \eta_i \cdot \eta_m \right) \frac{1}{\omega}$$

(Ref. 15) Ecuación 7.6.

Donde:

ρ_{adm} = Densidad del aire en la admisión [Kg/m³]

η_{ve} = Rendimiento volumétrico a la entrada.

Q = Cilindrada del motor [m³].

n = Régimen de giro del motor [rpm].

T = Número de tiempos del motor.

η_e = Rendimiento efectivo del motor.

\dot{W}_e = Potencia específica del motor [W].

L_i = Poder calorífico del combustible [J/Kg].

η_i = Rendimiento indicado del motor.

ω = Velocidad angular [rad/seg].

C_{m_e} = Par motor [Nm].

F = Dosado.

η_m = Rendimiento mecánico del motor.

El par efectivo del motor da una idea de la capacidad de aceleración que tiene el motor, esta magnitud expresa la capacidad de generar torsión en el eje de giro del motor. El par motor no es directamente proporcional a la potencia efectiva del propio motor aunque si que es ésta una de las variables influyentes.

El turbocompresor es otro de los responsables de que se consigan buenas cifras de par en este motor. La presión de entrada al cilindro es un parámetro que está directamente relacionado con el funcionamiento del turbocompresor, el turbocompresor sube la presión y además hace que la densidad del aire sea mayor.

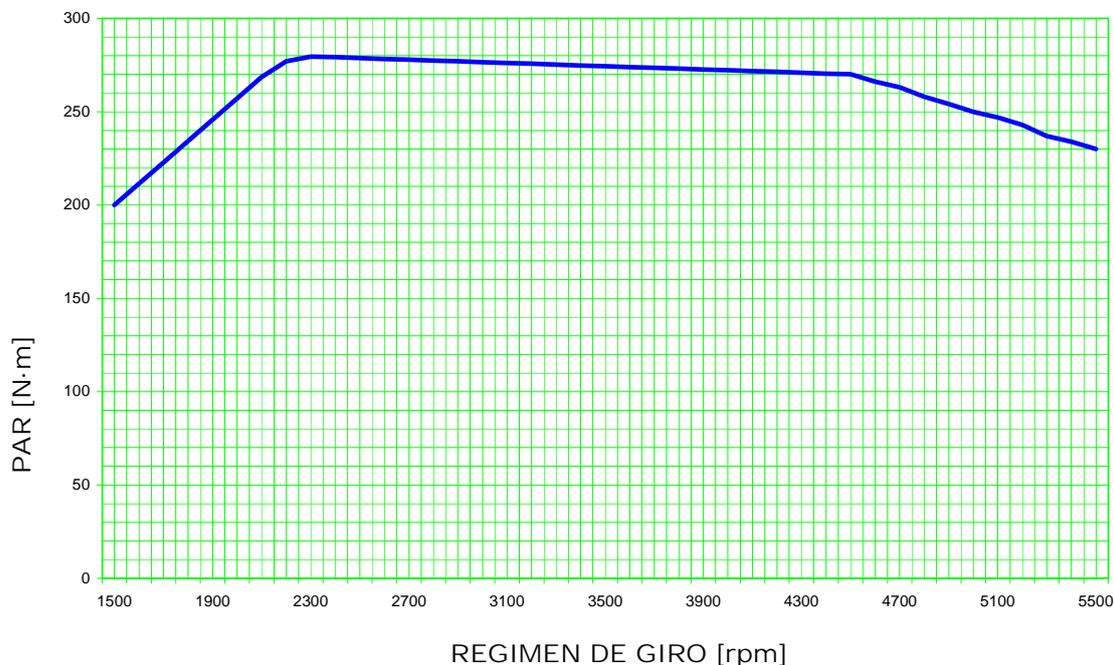


Figura 7.2.: Representación del par efectivo frente al régimen de giro.

En la gráfica se puede ver que el comportamiento del par frente al régimen de giro cuando el motor está funcionando a plena carga presenta varios tramos muy lineales. En zonas de bajos regimenes de giro la entrega de par sube hasta un punto en el que se estabiliza un poco, este punto coincide aproximadamente con el punto en el cual el turbocompresor abre la válvula WASTEGATE porque ha llegado a la máxima entrega de presión de aire. Lo que ocurre es que hasta ese punto el incremento de par y presión de soplado crece de forma proporcional al régimen de giro.

La caída de par desde el punto de máximo par obedece a varios factores. En primer lugar, el aumento de las pérdidas mecánicas genera que también caiga la entrega de par. Por otro lado hay que tener en cuenta partir del punto en que se abre la WASTEGATE del turbocompresor la presión de soplado del mismo cae ligeramente, y este efecto también se repite en el comportamiento del par frente al régimen de giro.

Existen dos factores más que hay que tener en cuenta, por un lado las pérdidas de carga en la admisión producen que caiga el rendimiento volumétrico y esto repercute en la entrega de par. Finalmente, existen pérdidas por transferencia de calor que también generan una disminución del rendimiento indicado y también repercute en la entrega de par.

7.2.3. RENDIMIENTO EFECTIVO

El rendimiento efectivo del motor viene expresado en la siguiente expresión.

$$\dot{W}_e = \eta_e \cdot L_i \cdot \dot{m}_{adm} \cdot F$$

(Ref. 15) Ecuación 7.7.

Donde:

F = Dosado.

η_e = Rendimiento efectivo del motor.

\dot{W}_e = Potencia específica del motor [W].

L_i = Poder calorífico del combustible [J/Kg].

\dot{m}_{adm} = Gasto másico de aire en la entrada de un ciclo [Kg/seg].

A partir de esta ecuación se puede despejar ahora el valor del rendimiento efectivo, teniendo en cuenta, para ello, que existen otras magnitudes en la expresión que varían con el régimen de giro cuando el motor funciona a plena carga.

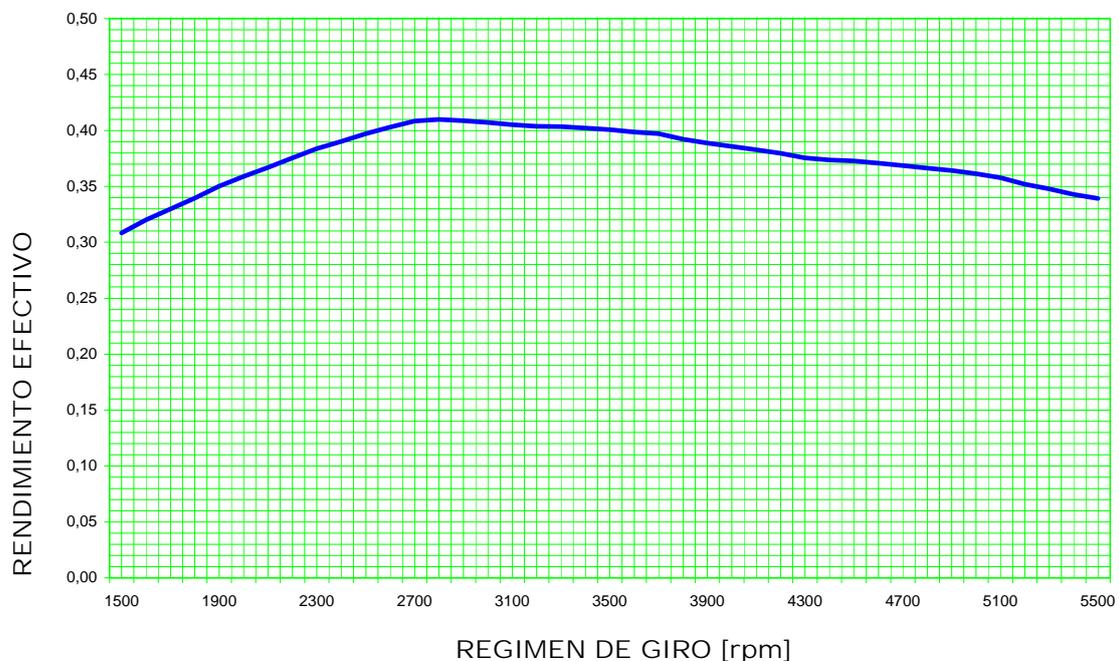


Figura 7.3.: Representación rendimiento efectivo frente al régimen de giro.

El comportamiento del rendimiento efectivo se muestra creciente hasta un régimen de giro algo inferior a las 3000 [rpm], después presenta un comportamiento descendente hasta el régimen de giro máximo.

El rendimiento efectivo se muestra creciente debido al comportamiento también creciente que tiene el rendimiento indicado y mecánico, después son las pérdidas mecánicas y la caída del rendimiento mecánico el que hace que el rendimiento efectivo caiga, la caída es casi exclusivamente debida a las pérdidas mecánicas porque la caída que sufre el rendimiento indicado no es importante.

Cabe recordar, llegado este punto, la ecuación que relaciona todos los rendimientos.

$$\eta_e = \eta_i \cdot \eta_m$$

(Ref. 15) Ecuación 7.8.

Donde:

η_i = Rendimiento indicado del motor.

η_e = Rendimiento efectivo del motor.

η_m = Rendimiento mecánico del motor.

7.2.4. CONSUMO ESPECÍFICO

El consumo específico viene expresado por la siguiente ecuación.

$$C_e = \frac{1}{\eta_e \cdot L_i}$$

(Ref. 15) Ecuación 7.9.

Donde:

C_e = Consumo específico de combustible [Kg/W·h].

η_e = Rendimiento efectivo del motor.

L_i = Poder calorífico del combustible [J/Kg].

A continuación se muestran el comportamiento del consumo con el régimen de giro.

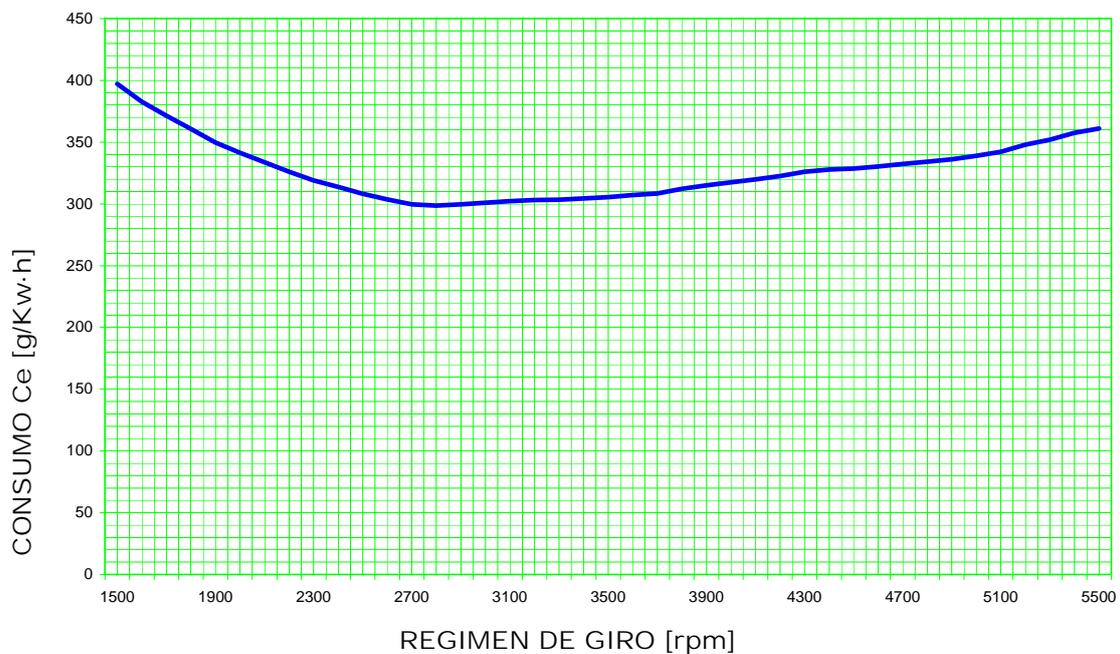


Figura 7.4.: Representación consumo específico frente al régimen de giro.

El consumo específico suele presentar un comportamiento inversamente proporcional al rendimiento efectivo. El mínimo consumo específico debe coincidir con el máximo rendimiento efectivo.

7.3. CURVAS A CARGA PARCIAL

La curva más característica a carga parcial es la que representa el consumo específico frente a la carga del motor y frente al régimen de giro del mismo.

El grado de carga del motor viene determinado por la petición de más velocidad de giro que se le hace al mismo, en términos menos técnicos cabría decir que la carga del motor es mayor cuanto más se aprieta el acelerador del coche.

El grado de carga del motor viene determinado por la apertura del conducto de admisión hacia los cilindros, el grado de carga será mayor cuanto mayor sea la cantidad de aire y de combustible que se mete al motor. Para expresarlo en términos matemáticos se divide la presión media efectiva correspondiente al grado de carga que se quiere analizar entre la presión media efectiva máxima.

$$GRADO DE CARGA = \left(\frac{PME}{PME_{MAX}} \cdot 100 \right) \%$$

(Ref. 15) Ecuación 7.10.

Donde:

PME = Presión media efectiva correspondiente al grado de carga [KPa].

PME_{MAX} = Presión media efectiva máxima [KPa].

La repercusión que tiene el grado de la carga en el consumo específico se ve de dos maneras. En primer lugar se aprecia que el trabajo realizado en cada ciclo es menor porque la menor cantidad de combustible y comburente que hay en el cilindro provocan que la reacción química libere una menor cantidad de energía.

Por otro lado, una disminución de la presión media efectiva implica una disminución de la presión media indicada y esto a su vez provoca un aumento de la presión media resistente y de las pérdidas por rozamiento.

7.3.1. PRESION MEDIA EFECTIVA

En primer lugar se facilita la curva que relaciona la presión media efectiva con el régimen de giro y el grado de carga. Posteriormente se calculará la curva correspondiente a la potencia efectiva a partir de esta primera curva. La fórmula que relaciona ambos parámetros es la siguiente.

$$\dot{W}_e = \frac{PME \cdot Q \cdot n}{30 \cdot T}$$

(Ref. 15) Ecuación 7.11.

Donde:

PME = Presión media efectiva [Pa].

Q = Cilindrada del motor [m³].

n = Régimen de giro [rpm].

T = Número de tiempos del motor.

\dot{W}_e = Potencia efectiva [W].

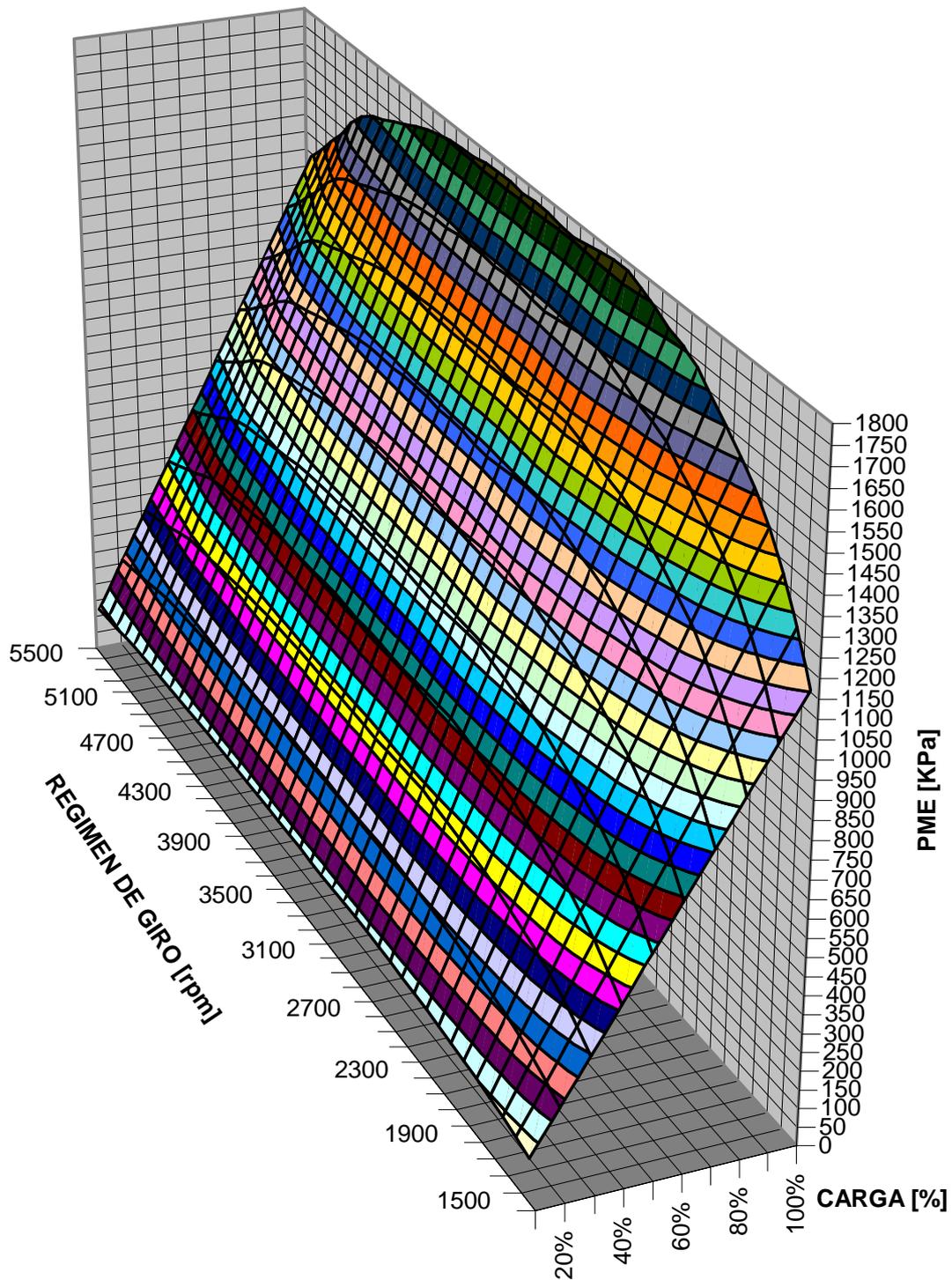


Figura 7.5.: Presión media efectiva frente a carga y régimen de giro.

7.3.2. POTENCIA EFECTIVA

Por otro lado la curva de la potencia efectiva obtenida es la siguiente.

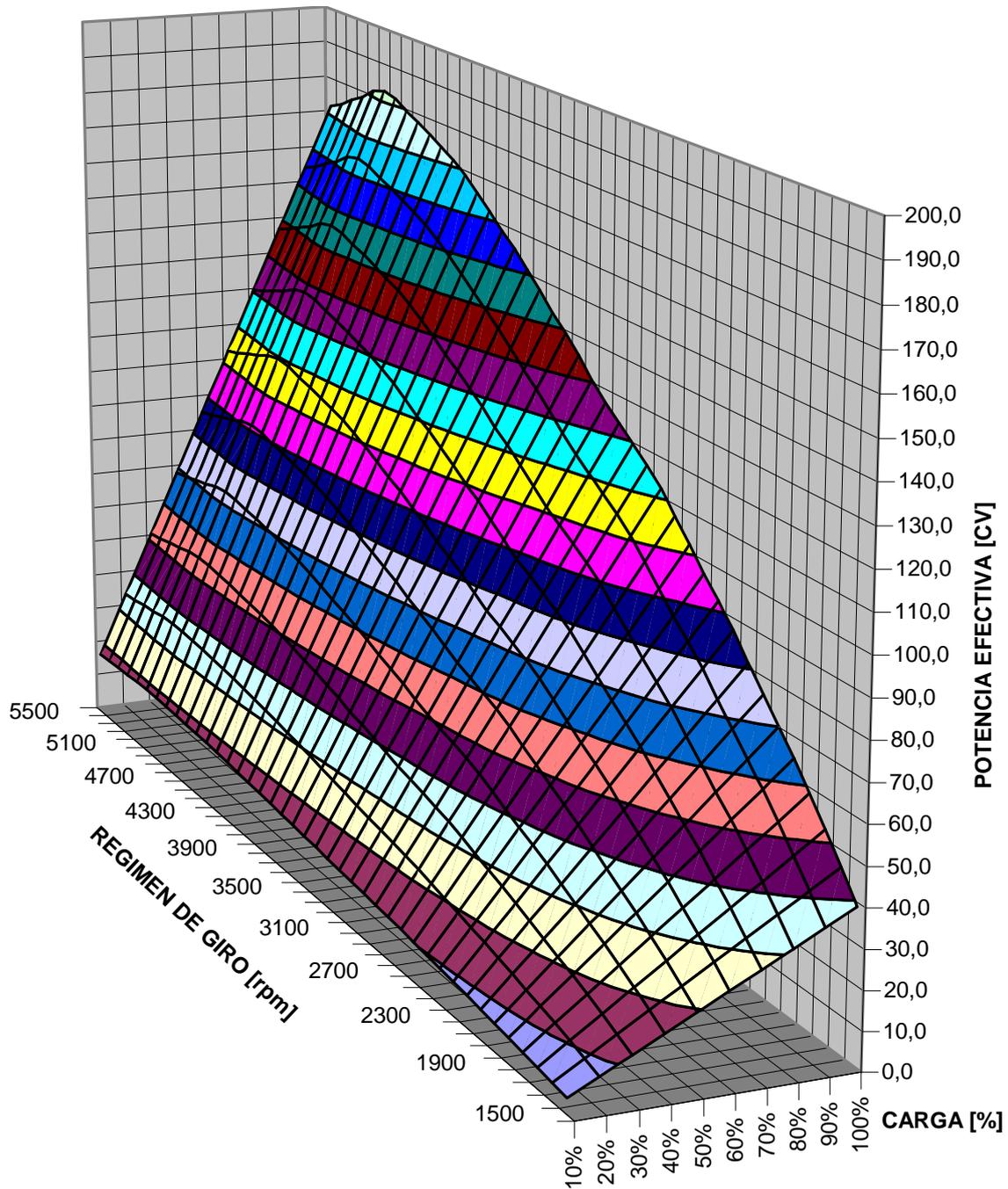


Figura 7.6.: Potencia efectiva frente a carga y régimen de giro.

7.3.3. RENDIMIENTO EFECTIVO

Tras haber mostrado estas dos curvas quedan por mostrar las de rendimiento efectivo y la de consumo específico. Disponiendo de la primera, la segunda se podrá calcular a partir de la relación matemática entre el consumo específico y el rendimiento efectivo ya mostrada anteriormente en este capítulo. El resultado obtenido para el rendimiento efectivo es el siguiente.

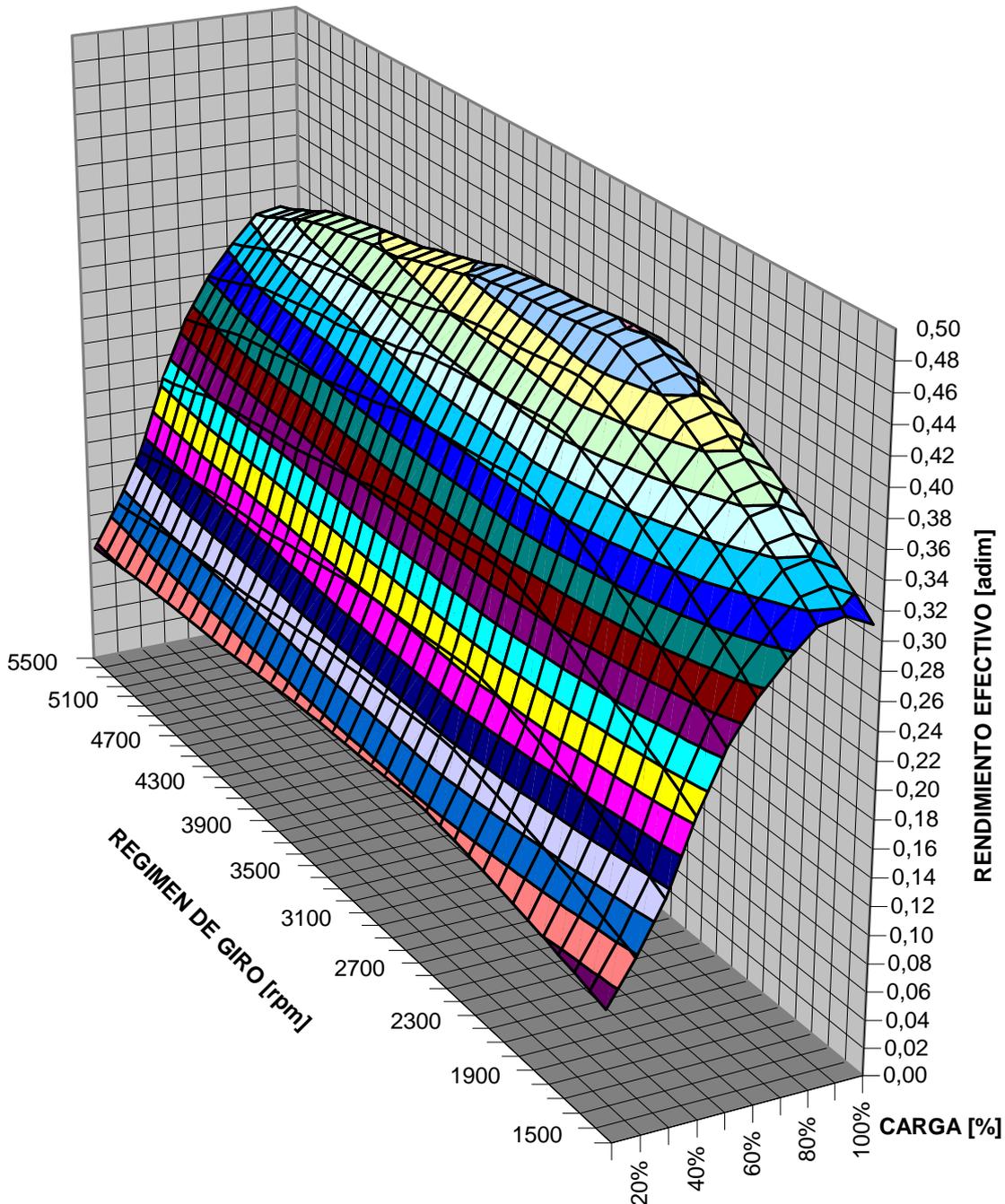


Figura 7.7.: Rendimiento efectivo frente a carga y régimen de giro.

7.3.4. CONSUMO ESPECÍFICO

Tal como se ha indicado anteriormente, se calcula el consumo específico y se obtiene lo siguiente.

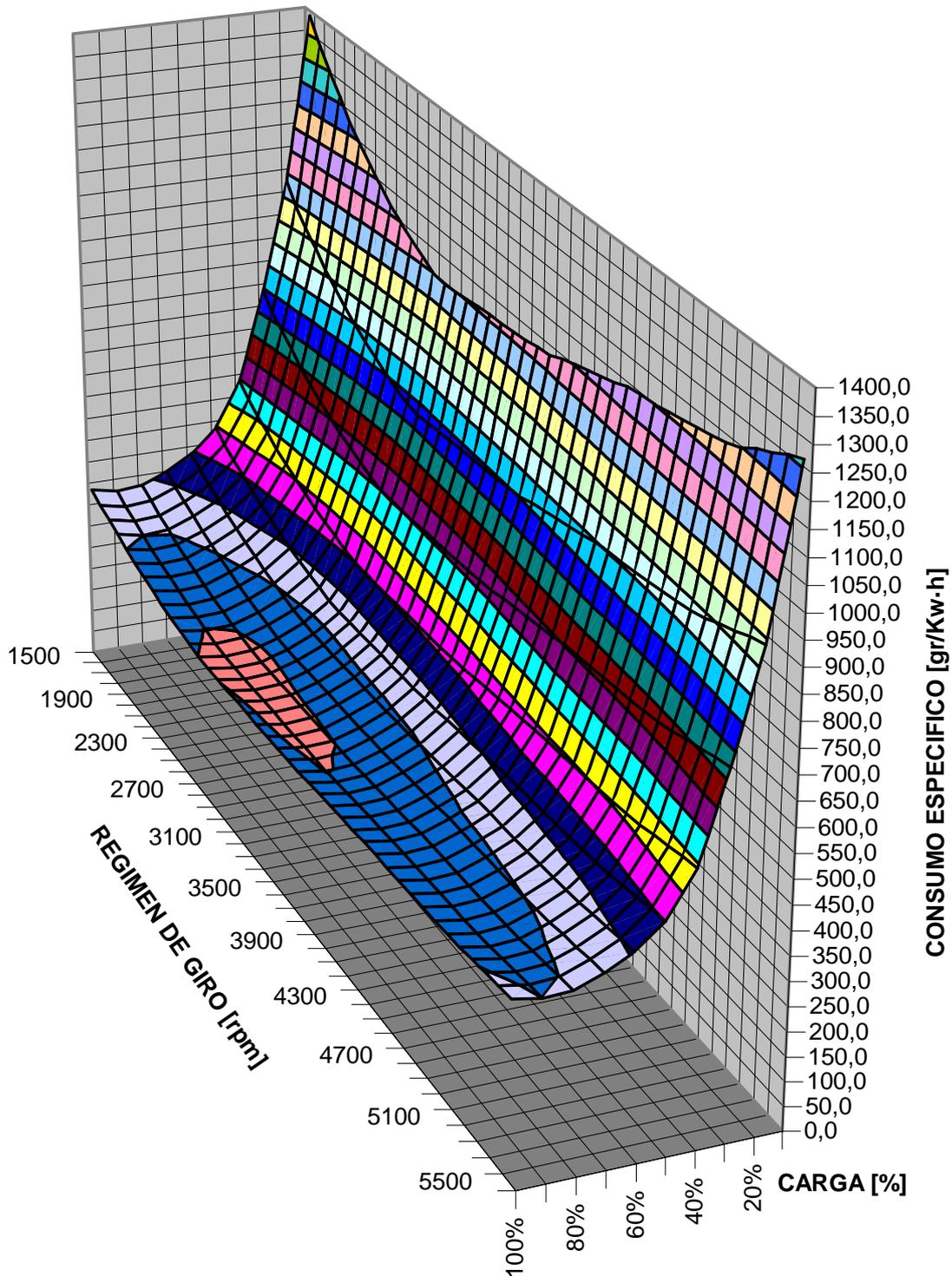


Figura 7.8.: Consumo específico frente a carga y régimen de giro.

7.3.5. CURVAS EN DOS DIMENSIONES

Para finalizar este apartado del temario y así clarificar más los resultados se muestran a continuación las diferentes funciones obtenidas pero representadas en este caso en el plano bidimensional.

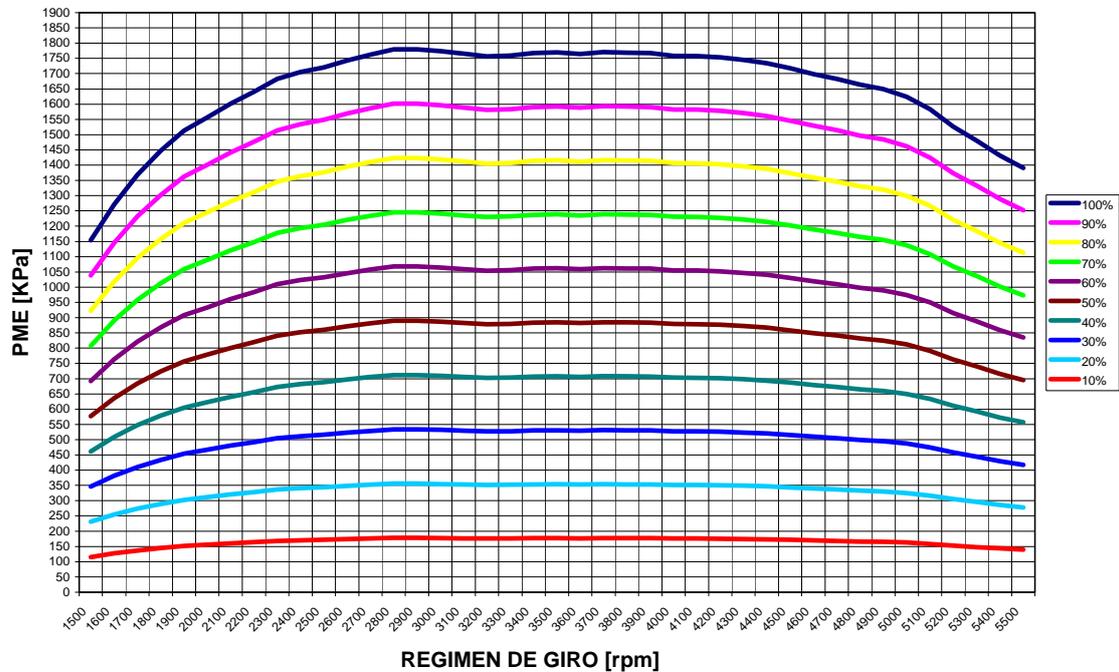


Figura 7.9.: Presión media efectiva frente a régimen de giro.

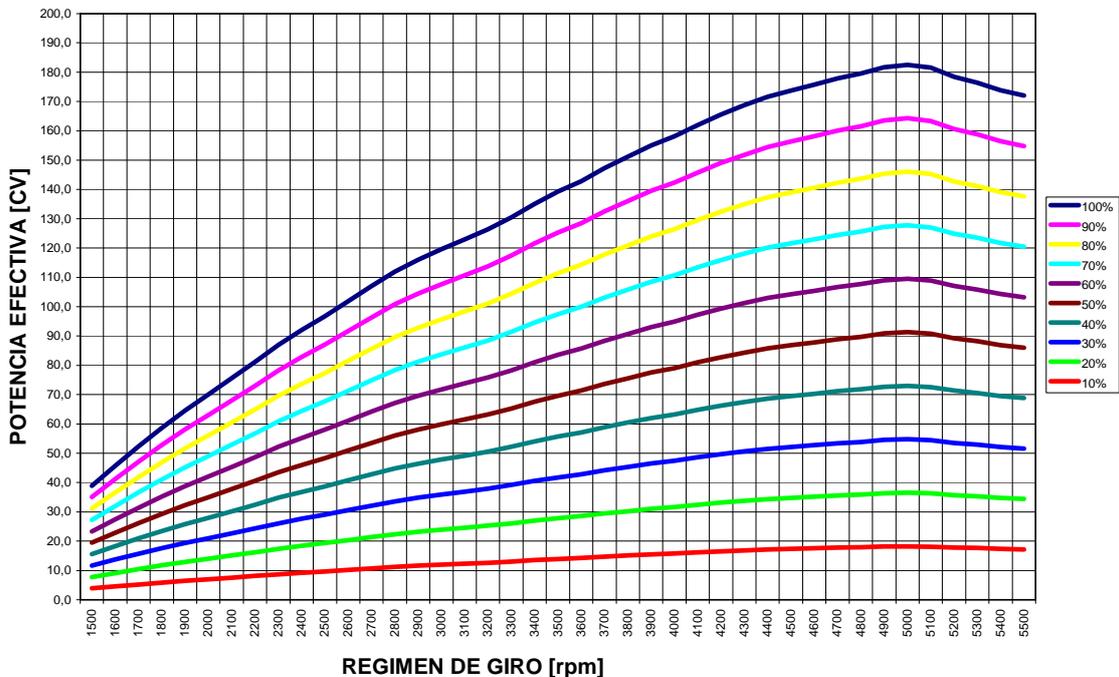


Figura 7.10.: Potencia efectiva frente a régimen de giro.

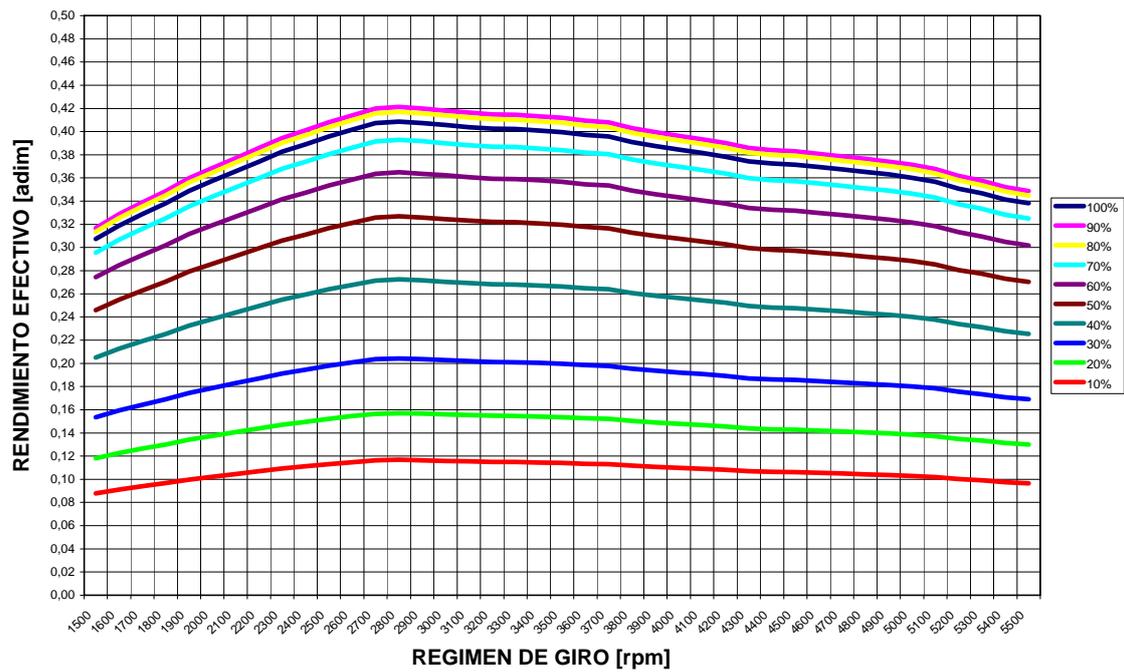


Figura 7.11.: Rendimiento efectivo frente a régimen de giro.

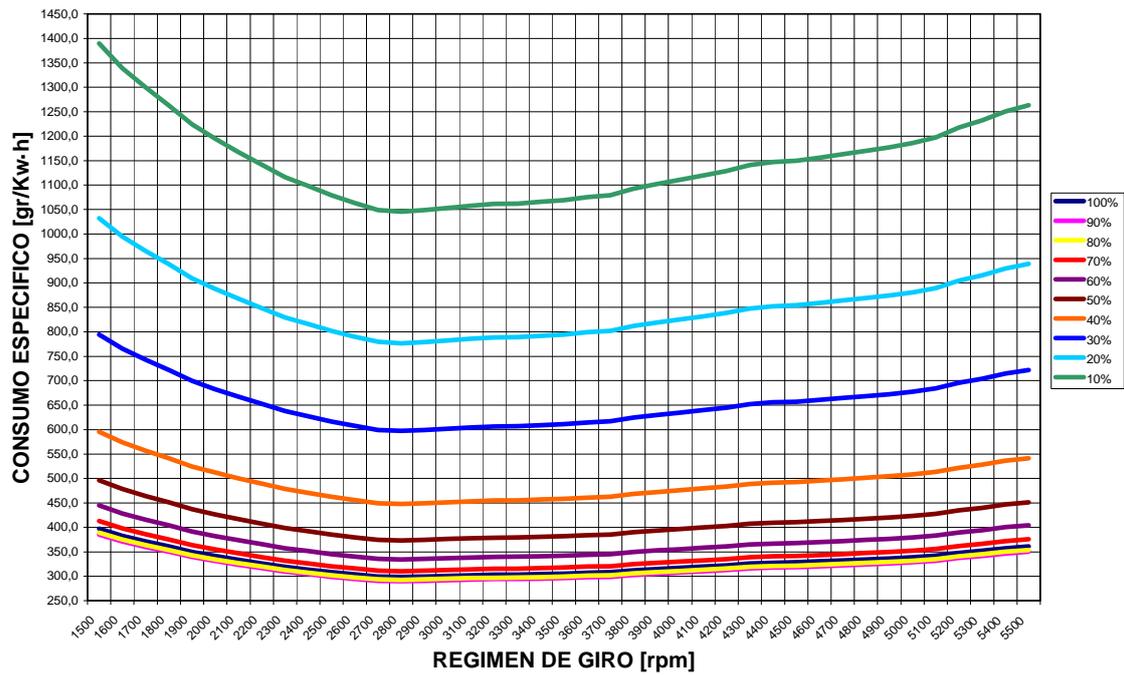


Figura 7.12.: Consumo específico frente a régimen de giro.

7.4. VARIACION DE LAS ACTUACIONES CON LAS CONDICIONES ATMOSFERICAS

En este apartado se intentará ver como influye la variación de la presión y temperatura atmosférica en el funcionamiento del motor. Con el propósito de analizar estos cambios se analizan dos situaciones. En una de ellas se estudia un cambio en la altitud a la que trabaja el motor, se considera que el motor va a trabajar a una presión y a una temperatura diferentes a como lo hace cuando está a la altura del mar. Esta situación es muy realista si se piensa en como se comportará un coche cuando sube un puerto de montaña.

La otra situación que se quiere analizar es el efecto de la temperatura ambiente a la que opera el motor. En este caso se quiere averiguar como reacciona el motor ante temperaturas que son muy altas.

Tanto la presión como la temperatura tienen un papel importante en el rendimiento de un motor, éste puede cambiar según estas dos propiedades. Para los dos comportamientos que se quieren analizar habrá que hacer varios cálculos y ver las funciones que se obtienen, a partir de estas se observará cual es el comportamiento de los diferentes parámetros a analizar.

El caso que ocupa este documento es el de un motor turboalimentado, en estos motores el efecto que provoca el cambio de presión es menor que en el caso de motores atmosféricos, esto es así porque la presión del aire que entra a los cilindros está mayormente determinada por el funcionamiento del turbocompresor.

El estudio se va a realizar con el motor a plena carga y para el régimen de giro máximo del motor (5500 rpm). Hay que puntualizar que el turbocompresor estará funcionando a la máxima potencia posible y que tendrá la válvula WASTEGATE abierta drenando por ella misma una fracción de los gases de escape.

7.4.1. VARIACION DE LAS ACTUACIONES CON LA ALTURA

Según se ha visto antes la variación de altitud implicará un cambio importante en la temperatura y en la presión del aire de admisión.

El organismo SAE (SOCIETY AUTOMOBILES ENGINEERS) ofrece la siguiente correlación para aproximar el valor de presión y temperatura en función de la altitud

$$T(z) = T_0 \cdot (1 - 22.5569 \cdot 10^{-6} \cdot z)$$

(Ref. 15) Ecuación 7.13.

Donde:

$T(z)$ = Temperatura en función de la altura [K].

T_0 = Temperatura de referencia al nivel del mar de 303 [K].

Z = Altura [m].

Utilizando la correlación anterior se obtiene la siguiente función. Tal como se puede ver la temperatura sufre un descenso importante entre los 0 y 3000 metros de altitud. Una vez más cabe citar que todos los cálculos están hechos con respecto a la documentación bibliográfica.

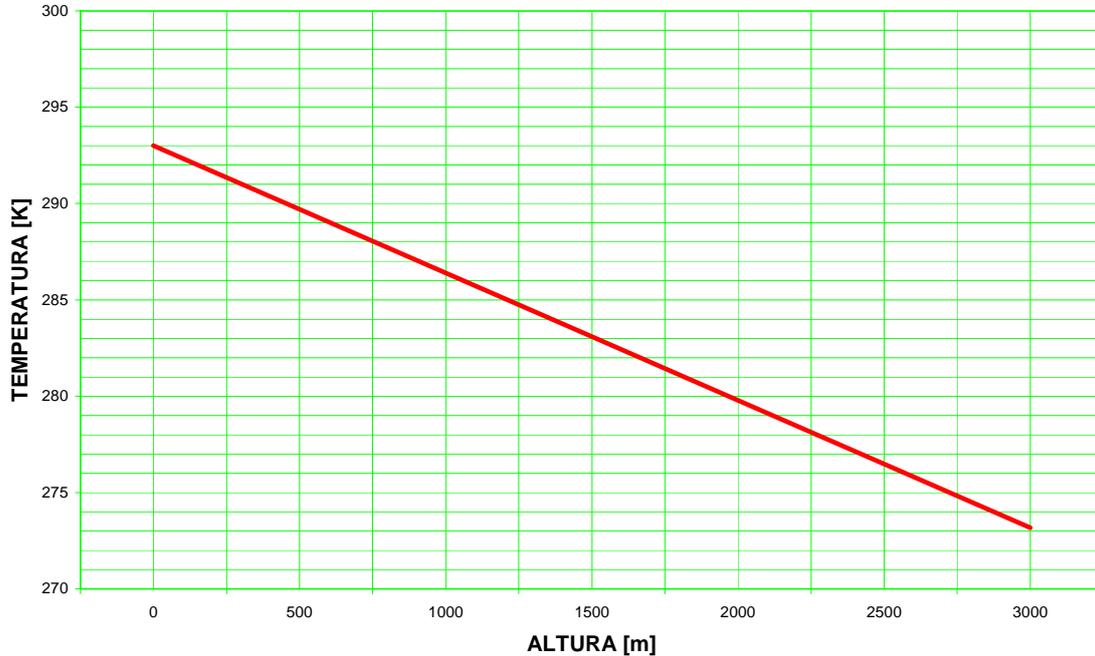


Figura 7.13.: Variación de la temperatura con la altura.

Para la presión también existe otra correlación ofrecida por SAE.

$$P(z) = P_0 \cdot \left(\frac{T(z)}{T_0} \right)^{5.2561}$$

(Ref. 15) Ecuación 7.14.

Donde:

$P(z)$ = Presión en función de la altura [Pa].

$T(z)$ = Temperatura en función de la altura [K].

P_0 = Presión de referencia al nivel del mar de 1013000 [Pa].

T_0 = Temperatura de referencia al nivel del mar de 303 [K].

Z = Altura [m].

Como se puede ver en la figura anterior y también en la siguiente, tanto la presión como la temperatura sufren caídas importantes con la altura. La pérdida de presión de admisión que se analiza a continuación también se estudia hasta los 3000 metros de altitud. Hay que recordar que todos estos cálculos se hacen partiendo de la base de que el motor está funcionando a plena carga y en el régimen de giro máximo.

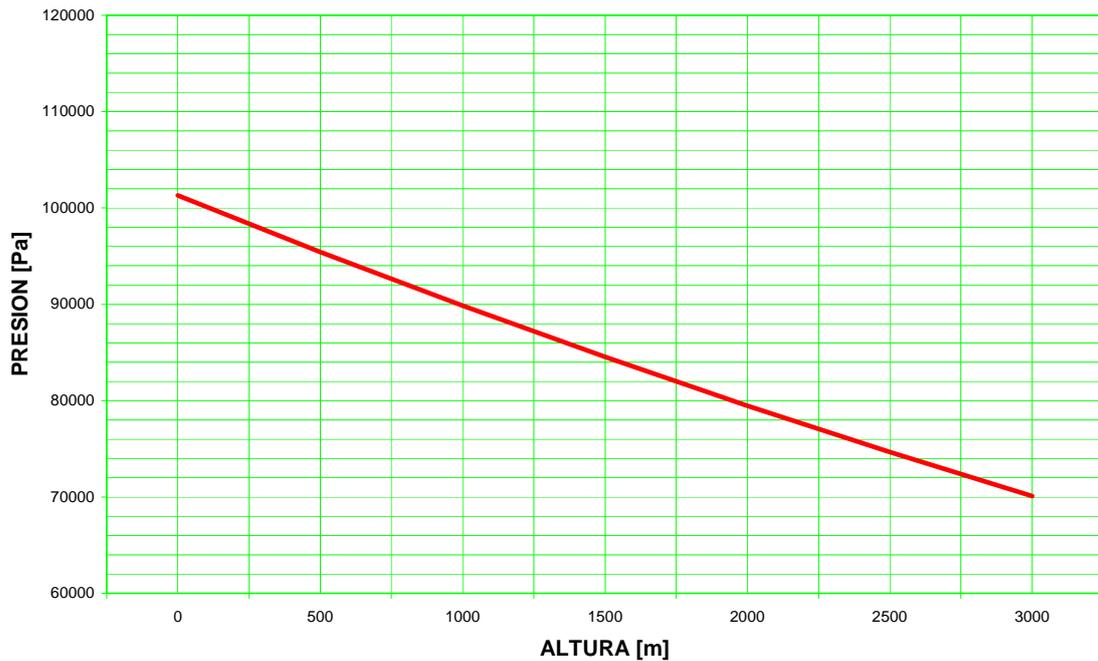


Figura 7.14.: Variación de la presión con la altura.

Además de los cambios anunciados anteriormente a continuación se muestra la variación de la densidad del aire con la altura. La caída de presión y temperatura del aire repercuten en un descenso de la densidad del aire que entra al motor.

$$\rho(z) = \frac{P(z)}{T(z)} \cdot \frac{T_0}{P_0} \cdot \rho_0$$

(Ref. 15) Ecuación 7.15.

Donde:

$P(z)$ = Presión en función de la altura [Pa].

$T(z)$ = Temperatura en función de la altura [K].

P_0 = Presión de referencia al nivel del mar de 1013000 [Pa].

T_0 = Temperatura de referencia al nivel del mar de 303 [K].

ρ_0 = Densidad del aire al nivel del mar [Kg/m^3].

$\rho(z)$ = Densidad del aire en función de la altura [Kg/m^3].

Como se puede observar en la siguiente función, la densidad también cae al igual que ocurre con la presión y la temperatura, del mismo modo que pasa con estos parámetros, el rendimiento volumétrico se verá también afectado.

Nuevamente se recuerda que se presenta una función hasta los 3000 metros de altura, con el motor funcionando a régimen de giro máximo y a plena carga.

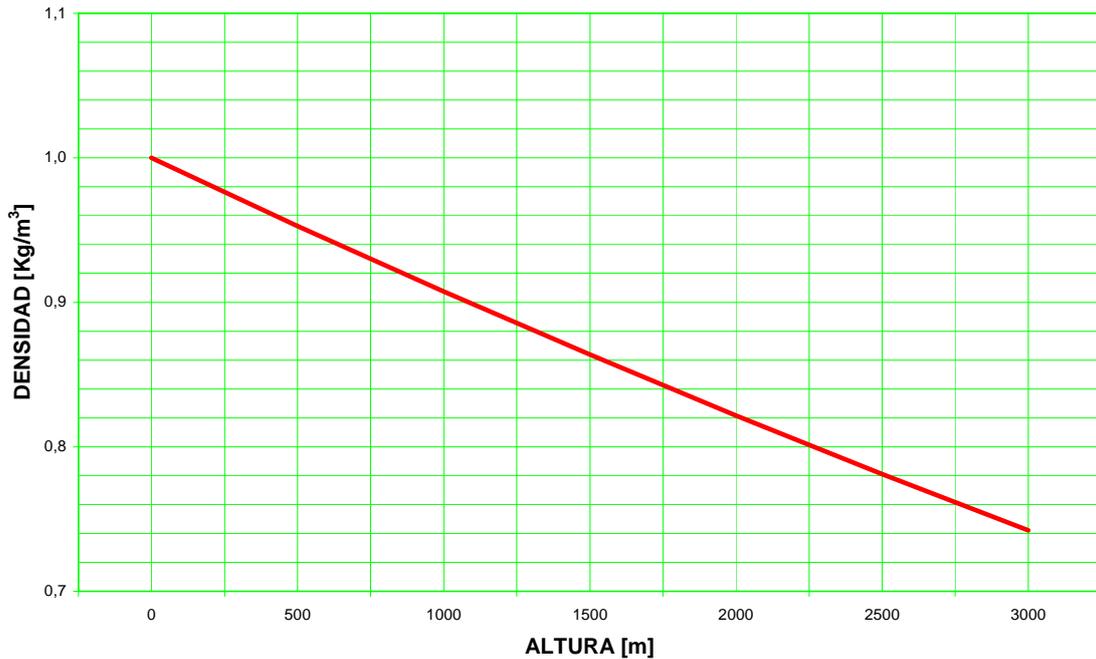


Figura 7.15.: Variación de la densidad con la altura.

Tras haber hecho los cálculos anteriores, se puede calcular la variación del rendimientos volumétrico con la altura. Como dato se necesita el rendimiento volumétrico del motor y la siguiente ecuación da la función buscada para la condición de régimen de giro máximo y motor a plena carga.

$$\eta_v(z) = \sqrt{\frac{T(z)}{T_0}} \cdot \eta_{v0}$$

(Ref. 15) Ecuación 7.16.

Donde:

$T(z)$ = Temperatura en función de la altura [K].

T_0 = Temperatura de referencia al nivel del mar de 303 [K].

η_{v0} = Rendimiento volumétrico al nivel del mar.

$\eta(z)$ = Rendimiento volumétrico en función de la altura.

Con el cálculo que se hace a partir de la ecuación anterior se obtiene la siguiente función en la que se aprecia como cae el rendimiento volumétrico con la altura. Como en los casos anteriores se presenta la función hasta los 3000 metros de altura y el cálculo se ha hecho con el motor funcionando en régimen de giro máximo y a plena carga.

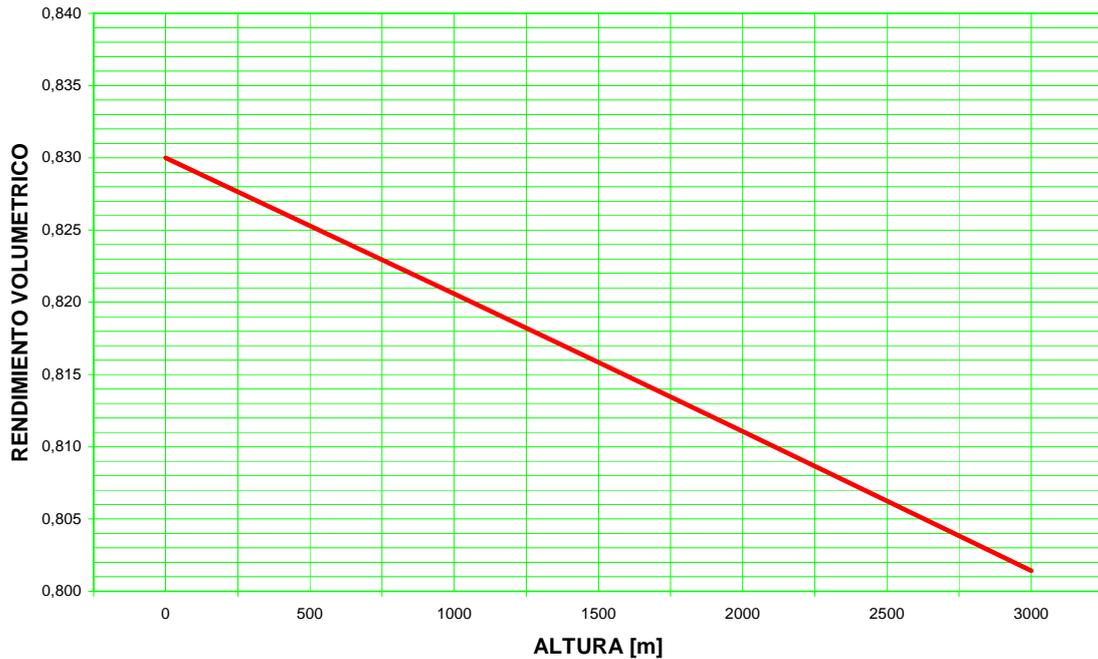


Figura 7.16.: Variación del rendimiento volumétrico con la altura.

A continuación se da una aproximación del cambio de potencia que sufre el motor cuando funciona a más altura de lo normal. Para esto se hace el cálculo con las siguientes ecuaciones. En primer lugar se calcula el coeficiente δ .

$$\delta(z) = \frac{P(z)}{P_0} \sqrt{\frac{T_0}{T(z)}}$$

(Ref. 15) Ecuación 7.17.

Donde:

$P(z)$ = Presión en función de la altura [Pa].

$T(z)$ = Temperatura en función de la altura [K].

P_0 = Presión de referencia al nivel del mar de 1013000 [Pa].

T_0 = Temperatura de referencia al nivel del mar de 303 [K].

$\delta(z)$ = Coeficiente adimensional expresado como función de la altura.

Tras conocer el valor del coeficiente anterior hay que conocer otro coeficiente más para estimar la variación de la potencia con la altura.

$$v(z) = \delta(z) - k \cdot \left(\frac{1}{\eta_{m0}} - 1 \right) \cdot (1 - \delta(z))$$

(Ref. 15) Ecuación 7.18.

Donde:

K = Coeficiente de valor igual a 0,7.

η_{m0} = Rendimiento mecánico al nivel del mar, a plena carga y régimen de giro máximo.

$\delta(z)$ = Coeficiente adimensional expresado como función de la altura.

$\nu(z)$ = Coeficiente adimensional expresado como función de la altura.

Una vez que son conocidos estos dos coeficientes ya se puede calcular la variación de potencia con la altura. Para este propósito se usa la siguiente ecuación.

$$\nu(z) = \frac{W(z)}{W_0}$$

(Ref. 15) Ecuación 7.19.

Donde:

W_0 = Potencia efectiva a la altura del mar, plena carga y régimen de giro máximo [CV].

$W(z)$ = Potencia efectiva expresada en función de la altura [CV].

$\nu(z)$ = Coeficiente adimensional expresado en función de la altura.

Según la ecuación se obtiene la siguiente función que da la variación de potencia efectiva con la altura.

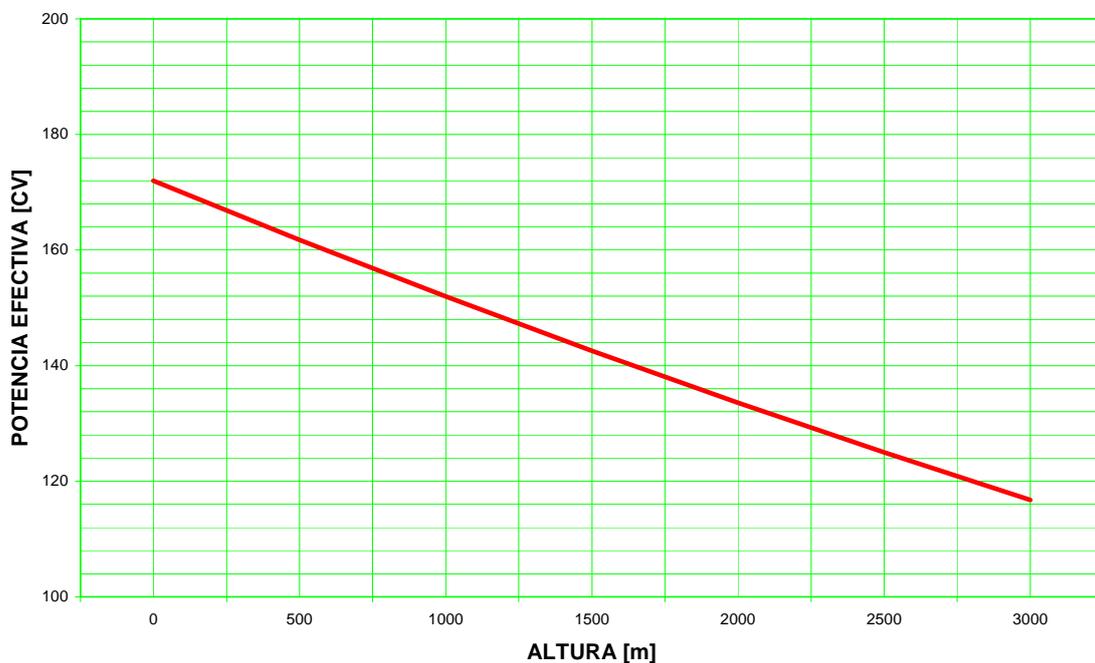


Figura 7.17.: Variación de la potencia efectiva con la altura.

Tal como se puede ver en la función anterior la potencia cae al subir la altitud en la que trabaja el motor. Hay que volver a recordar que los cálculos están hechos con las suposiciones del motor funcionando a plena carga y régimen de giro máximo.

Finalmente se va a ver como afecta al consumo específico el cambio de altura a la que funciona el motor. La ecuación que se usa es la siguiente y se recuerda una vez más que los cálculos se hacen para el motor funcionando a régimen de giro máximo y con el motor a plena carga.

$$C_e(z) = C_{e0} \cdot \frac{\delta(z)}{\nu(z)}$$

(Ref. 15) Ecuación 7.20.

Donde:

$\nu(z)$ = Coeficiente adimensional expresado en función de la altura.

$\delta(z)$ = Coeficiente adimensional expresado como función de la altura.

$C_e(z)$ = Consumo específico dependiente de la altitud.

C_{e0} = Consumo específico al nivel del mar.

La función adopta la siguiente forma. Tal como se puede ver el consumo sube porque para poder generar la misma potencia habrá que suministrar más combustible al motor.

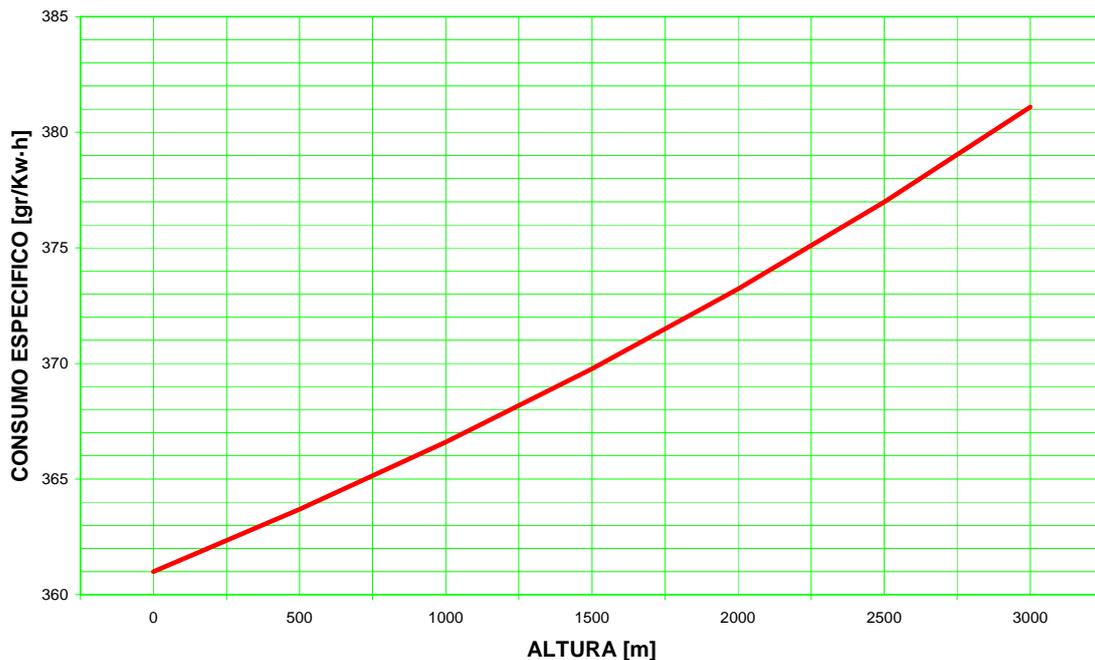


Figura 7.18.: Variación del consumo específico con la altura.

7.4.2. VARIACION DE LAS ACTUACIONES CON LA TEMPERATURA

En este apartado se da la función en la que se aprecia qué es lo que le pasa al funcionamiento del motor cuando la temperatura ambiente es alta. El comportamiento es el de que la potencia cae.

A continuación se muestra la variación de la potencia efectiva con la temperatura, el cálculo se hace igual en el apartado anterior considerando que el motor está en régimen de giro máximo y a plena carga.

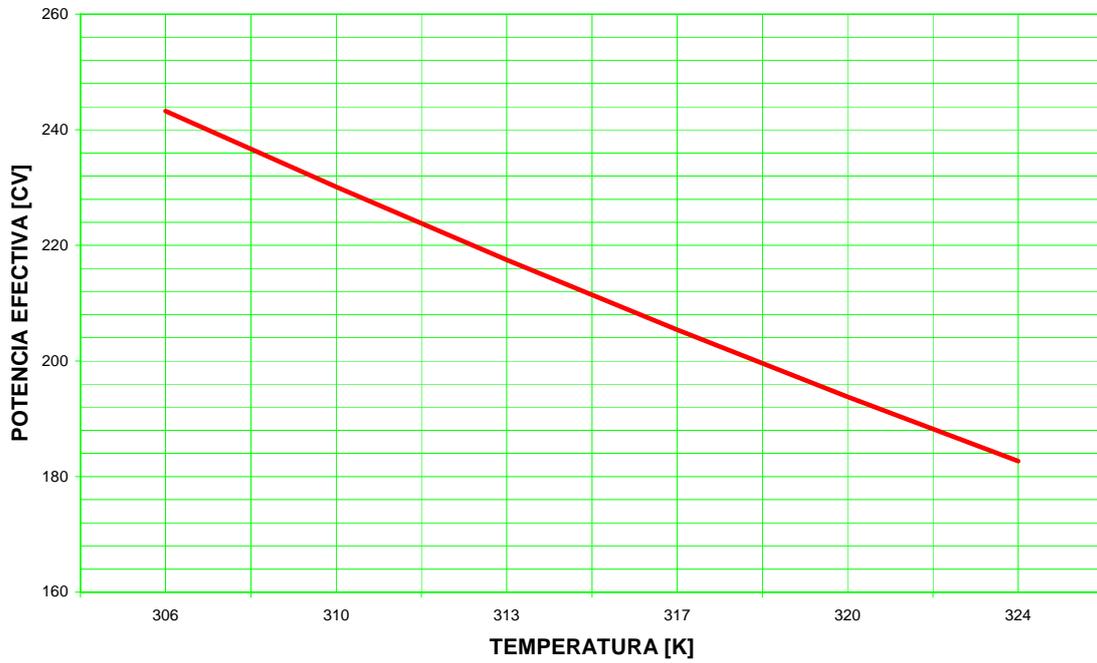


Figura 7.19.: Variación de la potencia efectiva con la temperatura.



CAPÍTULO 8
MEJORAS DEL MOTOR
INSTALACION DE UN SISTEMA EGR

8.1. INTRODUCCION

La recirculación de los gases de escape (EGR EXHAUST GAS RECIRCULATION) consiste en drenar una parte del caudal de los gases de escape y volver a introducirlos al conducto de admisión del motor. Allí se mezclan con los gases frescos y vuelven a introducirse en el cilindro. El sistema EGR suele estar equipado con un enfriador y una válvula que ayuda a que los gases de escape extraídos del propio colector de escape se mezclen con los gases frescos de admisión. En resumen se puede decir que este sistema aumenta la proporción de gases residuales que hay en la cámara de combustión cuando se inicia la propia reacción.

El funcionamiento normal de este sistema hace que la concentración de oxígeno en los gases de admisión sea más baja de lo normal, y de este modo se consigue bajar la formación de óxidos de nitrógeno NO_x .

Cuando la mezcla tiene F_R mayor a la unidad o cuando hay sistema EGR funcionando, la mezcla de entrada al motor es rica, en el caso del sistema EGR, el sistema está restringiendo la entrada de O_2 al motor y esto además de enriquecer la mezcla está eliminando la posibilidad de que el oxígeno del aire O_2 forme NO_x en el transcurso de la reacción de combustión. En cambio, cuando el sistema quiere obtener la máxima potencia efectiva, se desconecta el sistema para dar la máxima potencia posible, en este caso se dejará que el motor genere emisiones de NO_x .

El sistema EGR empezó a ser utilizado para disminuir las emisiones nocivas para el medio ambiente, después los catalizadores les sustituyeron porque eran más efectivos reduciendo emisiones. La normativa de emisiones EURO II impuso la instalación de este tipo de sistemas para disminuir las emisiones.

A pesar de que este dispositivo está presentado como una mejora, en realidad la potencia que entrega el motor con este dispositivo es menor, pero las emisiones también caen y precisamente este es el objetivo mayor de este motor así que es un dispositivo cuya instalación está plenamente justificada.

8.2. FUNCIONAMIENTO DEL DISPOSITIVO

Como ya se ha explicado anteriormente existen varios tipos de dispositivos, el objetivo que persigue el propio sistema es el mismo en todos ellos, es decir, aumentar la proporción de gases residuales en la cámara de combustión. Muchos de estos sistemas extraen parte del caudal del colector de escape, y lo introducen en la admisión, pero no todos hacen la extracción y la inyección en el mismo punto del colector. Este aspecto cobra especial importancia en motores con sobrealimentación. Este aspecto se diseña de forma que los gases extraídos del escape tengan la posibilidad de avanzar debido a su propia presión.

En el caso que ocupa este motor, el sistema extrae una parte de los gases de escape de la entrada de la turbina y lo introduce directamente a la salida del radiador de aire que está colocado a la salida del compresor. El módulo de control electrónico del motor es el que decide cuando debe entrar en funcionamiento este sistema, para esto el módulo usa las señales de los sensores del régimen de giro del motor, de la cantidad de combustible inyectado, del aire aspirado, de la temperatura del motor y de la presión ambiente.

Hay que aclarar que cuando el sistema quiere obtener la presión media efectiva máxima, el motor está funcionando a plena carga y no se estarán metiendo gases de escape a la admisión porque esto disminuye la potencia del motor. De este modo se puede decir que la disminución de potencia ocurre cuando el motor no trabaja a plena carga.

En la siguiente imagen se puede ver un esquema del sistema. La válvula EGR CONTROL VALVE abre según las órdenes que le manda el módulo de control electrónico. Esta electro válvula se abre más o menos dejando pasar más o menos caudal, lo que implica que la válvula no es de apertura o cierre total si no que es de control proporcional a la señal del módulo de control electrónico.

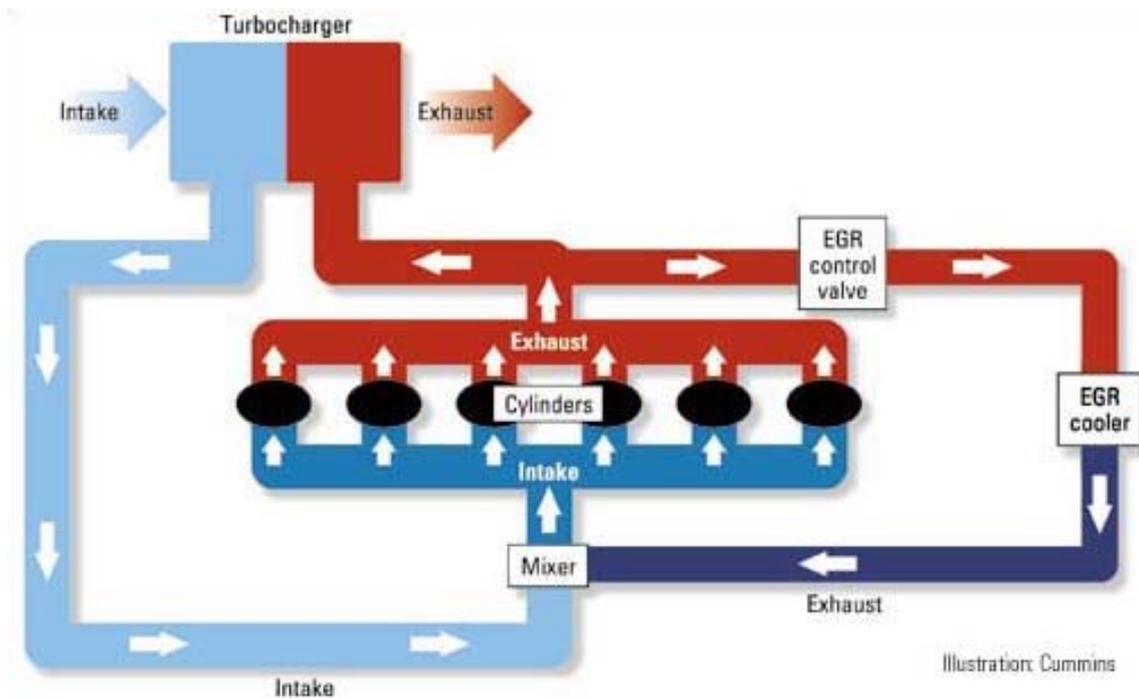


Figura 8.1.: Esquema de un sistema EGR (la imagen no incluye válvula WASTEGATE) (Ref. 3).

A continuación se muestra el aspecto que tiene el refrigerador del caudal que es enviado desde el colector de escape al de admisión. Mención y estudio aparte merece el funcionamiento de la propia válvula.



Figura 8.2.: Imagen de un refrigerador de aire del sistema EGR (Ref. 3).

8.3. FUNCIONAMIENTO DE LA VALVULA EGR DE TIPO ELECTRICA

Existen varios tipos de válvulas EGR, la válvula que lleva este vehículo es una electro válvula de control proporcional, esto implica que la válvula puede tomar infinitas posiciones entre la apertura y el cierre máximo. Cuando la apertura es máxima el caudal que se drena es máximo también y al revés pues el sistema EGR está desconectado, de este modo, se entiende que el control que se puede hacer sobre el caudal que se drena del escape a la admisión es muy preciso.

La forma en la que estas válvulas están construidas es muy sencilla, no es más que un solenoide o bobina con un cilindro metálico en su interior y el modo en que este cilindro se mueve está basado en la inducción electromagnética. Cuando al solenoide o bobina le llega una señal eléctrica desde el módulo de control electrónico, éste genera un campo magnético en su interior y es este campo magnético el que empuja al cilindro al exterior de la propia bobina.

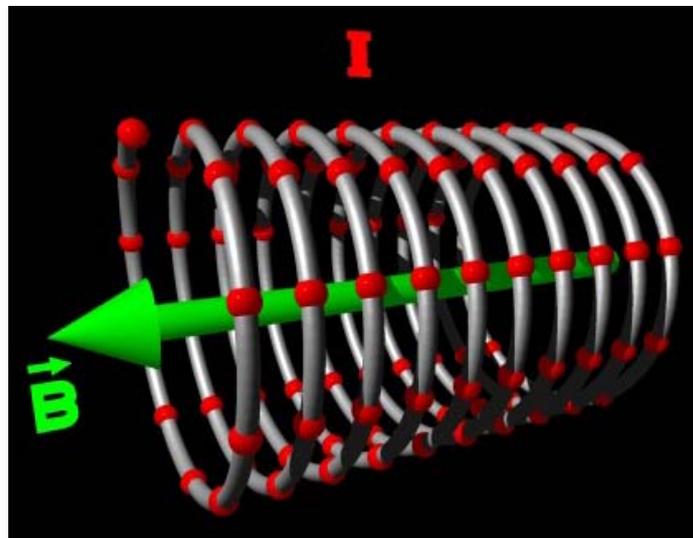


Figura 8.3.: Imagen de una bobina con inducción electromagnética (Ref. 3).

En la figura anterior se puede ver el bobinado y el efecto de inducción electromagnética, mientras que en la siguiente figura el mismo solenoide con su bobinado y su cilindro interior vienen representados en la zona izquierda de la figura, como se puede ver en la misma figura 8.4 este solenoide está gobernado eléctricamente por el módulo de control electrónico, y además de esto, la flecha oblicua que tiene el solenoide indica que la válvula es de infinitas posiciones.

El movimiento del cilindro provoca, mediante un dispositivo mecánico, la apertura, cierre y mantenimiento de la válvula, dejando pasar todo, nada o algo de caudal en función de la posición del carrete en el interior de la bobina y también en función de la corriente eléctrica que le llega a la bobina. Dentro del rectángulo principal de la siguiente figura, se ven dos casillas, una derecha y otra izquierda. A la casilla izquierda le corresponde la activación total del sistema EGR y a la casilla derecha le corresponde la posición de cerrado.

Físicamente, estas dos casillas son una cavidad cilíndrica en la que hay un cilindro que es empujado por el solenoide y dependiendo de la posición hasta donde le empuje el propio solenoide se activará más o menos la casilla de la derecha o la de la izquierda. Cuando el cilindro está a la derecha del todo, la posición activada es la de la casilla izquierda, es decir la de apertura total del sistema EGR, y cuando está en la izquierda ocurre lo contrario. Para posiciones intermedias pues la apertura o cierre será también intermedia.

También se pueden ver en la siguiente figura el radiador al que se envía el caudal drenado desde el colector de escape al de admisión, y además se ve el muelle que tiene la electro válvula para devolver el carrete a la posición de sistema cerrado.

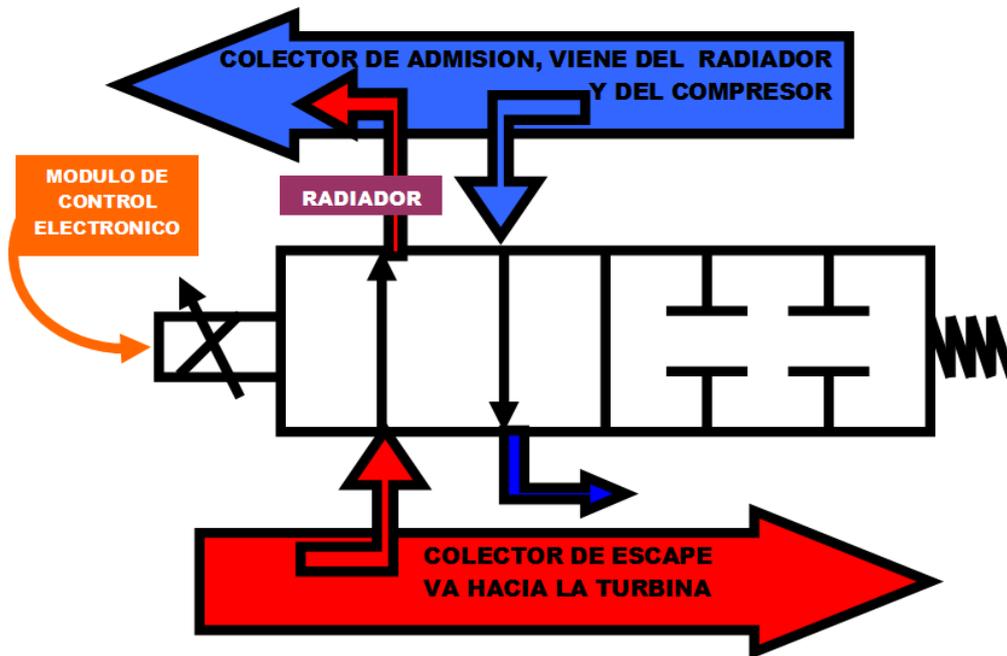


Figura 8.4.: Representación de la electro válvula EGR.

Cuando se quiere mover el carrete, el módulo de control electrónico envía una señal eléctrica de una intensidad determinada, y la posición que llega a alcanzar el carrete es directamente proporcional a la intensidad eléctrica que le llega a la bobina. Mientras el módulo de control electrónico siga mandando esa señal a la bobina, la válvula permanecerá abierta en la posición que le corresponda, ahora bien, si el módulo deja de enviar señal, entonces el resorte devuelve al cilindro a su estado de reposo y consecuentemente la válvula se cierra.

8.4. VARIACION DE LAS ACTUACIONES CON SISTEMA EGR

Tal como se ha explicado anteriormente, cuando empieza la reacción de combustión en el cilindro existen varios tipos de gases, por un lado existe el aire que viene de la admisión, además habrá combustible, y existirán gases que son producto de la reacción anterior, es decir gases residuales.



Existen circunstancias en las que se provoca que la cantidad de gases residuales que se quedan en el interior del cilindro sea una cantidad alta. Si el cruce de válvulas transcurre en un ángulo pequeño, por ejemplo, puede ocurrir que no de tiempo a que todos los productos de la reacción salgan fuera por la válvula de escape. No obstante, tal como se ha indicado al inicio de este capítulo, el aumento de la fracción de gases residuales trae consigo un efecto positivo que es el de la reducción de algunas emisiones contaminantes como el NO_x . Este es precisamente el efecto deseado con la instalación de un sistema EGR.

Se puede decir de forma concluyente que cuando empieza la reacción en el interior del cilindro debe haber aire de la admisión, combustible, gases residuales debidos a la falta de tiempo para que sean expulsados en el escape, y finalmente, cuando el motor no esté trabajando a plena carga habrá una fracción más de gases residuales inyectada por el dispositivo EGR. Con toda esta idea se va a plantear la siguiente formulación para expresar la cantidad de combustible que habrá en el motor en función del porcentaje de masa recirculada por el sistema EGR.

Primeramente se define la cantidad masa que entra en el cilindro.

$$m_{\text{ADM}} = m_{\text{AIRE}} + m_{\text{COMB}}$$

(Ref. 15) Ecuación 8.1.

Donde:

m_{ADM} = Masa total admitida al cilindro sin considerar EGR [Kg].

m_{COMB} = Masa total de combustible del ciclo [Kg].

m_{AIRE} = Masa de aire fresco admitida [Kg].

No se puede obviar, tal como se ha explicitado antes, que en el cilindro existe una fracción de gases residuales que el sistema EGR dosifica en la propia admisión, de modo que la masa real entrante en el cilindro es algo mayor que lo que se acaba de indicar. Esto ocurre cuando el sistema no trabaje a plena carga.

$$m_{\text{ADM+EGR}} = m_{\text{ADM}} + m_{\text{EGR}}$$

(Ref. 15) Ecuación 8.2.

Donde:

$m_{\text{ADM+EGR}}$ = Masa total admitida al cilindro considerando el aporte del sistema EGR [Kg].

m_{ADM} = Masa total admitida al cilindro sin considerar EGR [Kg].

m_{EGR} = Masa de gases residuales dosificada en la admisión por el sistema EGR [Kg].

Si se consideran los gases residuales que el motor no es capaz de evacuar, se obtiene.

$$m_{\text{ADM+EGR+RES}} = (1-f) \cdot m_{\text{ADM+EGR}} + f \cdot m_{\text{ADM+EGR}}$$

(Ref. 15) Ecuación 8.3.



Donde:

$m_{ADM+EGR}$ = Masa total admitida al cilindro considerando el aporte del sistema EGR [Kg].

$m_{ADM+EGR+RES}$ = Masa total que hay en el cilindro cuando empieza la combustión [Kg].

f = Fracción de gases residuales que hay en el motor.

A continuación se pueden dar las siguientes relaciones de masas.

$$F = \frac{m_{COMB}}{m_{AIRE}}$$

(Ref. 15) Ecuación 8.4.

Donde:

F = Dosado de la mezcla.

m_{COMB} = Masa total de combustible del ciclo [Kg].

m_{AIRE} = Masa de aire fresco admitido [Kg].

Por otro lado se tiene la siguiente relación.

$$EGR = \frac{m_{EGR}}{m_{ADM+EGR}}$$

(Ref. 15) Ecuación 8.5.

Donde:

EGR = Fracción de masa derivada por el sistema EGR en tanto por uno.

$m_{ADM+EGR}$ = Masa total admitido al cilindro considerando el aporte del sistema EGR [Kg].

m_{EGR} = Masa de gases residuales dosificada en la admisión por el sistema EGR [Kg].

A partir de todas las ecuaciones que se acaban de mostrar, se obtiene la siguiente ecuación que relaciona fracción de masa derivada por el sistema EGR con la masa de combustible inyectada en la admisión.

$$m_{COMB} = m_{ADM+EGR+RES} \cdot \frac{F}{(F + 1)} \cdot (1 - EGR) \cdot (1 - f)$$

(Ref. 15) Ecuación 8.6.

Donde:

F = Dosado de la mezcla.

m_{COMB} = Masa total de combustible del ciclo [Kg].

f = Fracción de gases residuales que hay en el motor.

$m_{ADM+EGR+RES}$ = Masa total que hay en el cilindro cuando empieza la combustión [Kg].

EGR = Fracción de masa derivada por el sistema EGR en tanto por uno.

Con esta última fórmula ya se puede ver como afecta el sistema EGR a la cantidad de masa de combustible que se introduce en el motor, y como consecuentemente bajará la potencia que entrega el mismo. Los resultados se muestran para la condición de funcionamiento del motor a carga parcial, al 90%, y a régimen de giro máximo, es decir 5500 [rpm].



Figura 8.1.: Variación de la masa de combustible al 90% de carga y régimen máximo frente al EGR.

Hay que aclarar que a pesar de que la representación se hace con fracciones másicas derivadas por el sistema EGR de hasta el 40% esta cifra no indica que el máximo grado de apertura sea ese, lo cierto es que la máximo de apertura no es objeto de estudio, en este documento solo se pretende ver la relación que hay entre los distintos parámetros.

Como se puede ver cuanto mayor es el grado de apertura del sistema EGR, pues menor será la masa de combustible que entra en el motor. El hecho de que entre menos masa de combustible implica obligatoriamente que la cantidad de energía liberada por la reacción de combustión va a ser también menor, esto es lógico puesto que la liberación de energía que se produce en la combustión es proporcional a la cantidad de masa que reacciona.

En la siguiente función se representa la variación de potencia efectiva frente a la fracción másica de gases residuales derivados por el sistema EGR. En este caso ocurre lo mismo que con la masa, es decir que al abrir más la válvula de recirculación EGR de los gases de escape se disminuye la potencia que entrega el motor. Esto se puede deducir a partir de la función anterior. En la siguiente función también se hace la representación con el motor funcionando al 90% y en régimen de giro máximo.



Figura 8.2.: Variación de la potencia efectiva al 90% de carga y régimen máximo frente al EGR.

Por último se muestra como varía el consumo específico en función de la fracción de masa derivada por la válvula EGR y el calcula está nuevamente hecho para régimen de giro máximo y funcionamiento a carga parcial, al 90%.



Figura 8.3.: Variación del consumo específico al 90% de carga y régimen máximo frente al EGR.



Capítulo 8: Mejoras del motor. Instalación de un sistema EGR.

En esta última función se ve como el consumo específico sube según se activa el sistema de recirculación de gases residuales. Este comportamiento es lógico puesto que ahora es más difícil obtener potencia a partir cada gramo de combustible inyectado.

Como conclusión se puede decir que este motor es muy sensible al sistema de recirculación de gases de escape, con esto ya se puede ver que aplicar una derivación de gases recirculados por encima del 10% parece excesivo, no obstante esto es una cuestión relativa a las intenciones del fabricante.



CAPÍTULO 9 CONCLUSIONES

9.1. DEFINICION DE LA APLICACION

9.1.1. JUSTIFICACION DE LA ELECCION

En primer lugar se va a justificar el porqué de esta elección. La situación actual en referencia a los combustibles derivados del petróleo está en plena decadencia y esto hace que toda la industria de la automoción esté intentando desarrollar tecnologías alternativas a los combustibles fósiles. Esta situación parece interesante cuando se piensa en como afectará esto a los motores de combustión interna. Las alternativas que plantean muchas de las empresas de automoción pasan por la utilización de la energía eléctrica. Por otro lado, uno de los combustibles que parece encajar con los principios de funcionamiento de los motores térmicos de combustión interna es el etanol. Esto es lo que hace interesante la elección de esta aplicación. De momento este combustible plantea algunos problemas, por ejemplo de arranque en frío del motor, en cambio es algo que también se va solucionando con el paso del tiempo.

SAAB anuncia que su modelo 95 2.0 TURBO con combustible gasolina ofrece peores prestaciones que otro modelo del que deriva y que funciona con bioetanol E85, el SAAB 95 2.0 TURBO BIOPOWER, esto es cierto pero también es algo con respecto a lo cual se puede discutir. Establecer un criterio de enjuiciamiento con respecto a esta tecnología usada por SAAB es otro de los motivos que determinan la elección de esta aplicación.

9.1.2. MODIFICACIONES DEL MOTOR ESTUDIADO

Tal como se acaba de explicar SAAB diseña un nuevo motor a partir de otro ya existente que funciona con gasolina. Este desarrollo hecho por SAAB si tiene precedentes puesto que usar el bioetanol como combustible para este tipo de motores no es algo nuevo, FORD y VOLVO también tienen vehículos de estas características comercializados. Por otro lado en Brasil existen múltiples marcas de coches que comercializan vehículos propulsados con bioetanol desde hace ya varios años.

Los elementos modificados por SAAB para que el motor de gasolina pueda funcionar con bioetanol son los que se muestran en la siguiente tabla.

| ELEMENTOS AFECTADOS |
|--|
| TURBOCOMPRESOR |
| REAJUSTE ELECTRONICO DE ENCENDIDO (AVANCE ENCENDIDO) |
| MATERIAL DE INYECTORES |
| RECTIFICADO DE LA CULATA (Vcc) |
| REAJUSTE ELECTRONICO DE INYECCION (DOSADO) |
| TUBERIAS DE ALIMENTACION DE COMBUSTIBLE |
| DEPOSITO DE COMBUSTIBLE |
| BOMBA DE ALIMENTACION DE COMBUSTIBLE |

Figura 9.1.: Tabla con los elementos afectados en un vehículo que funciona a bioetanol.

SAAB decide aumentar la presión del compresor para así aumentar la potencia a pesar de que el gasto másico de aire aumentará. Por otro lado, el mayor octanaje del nuevo combustible permite subir el dosado sin problemas de detonación ni picado de bielas. El aumento del dosado acompañado del aumento del gasto másico de aire implica obligatoriamente que el gasto másico de combustible subirá también. Todo esto también permite reajustar el encendido de la mezcla, adelantando el momento en el que la mezcla se enciende, de este modo se optimiza la reacción facilitando que se quemé todo el combustible inyectado.

El mayor octanaje del etanol también permite aumentar la relación de compresión del cilindro, y para esto basta con rectificar la culata sin que por ello haya que alterar físicamente el bloque motor. Otros cambios destacables se fundamentan en la diferente elección de materiales de algunos componentes susceptibles de ser corroídos por el propio combustible. Habrá que cambiar el material de fabricación de materiales como los inyectores, bomba de combustible, tuberías de alimentación y depósito del propio combustible.

9.1.3. VALORACION DE DATOS DEL MOTOR ESTUDIADO Y OTROS SEMEJANTES

En lo que respecta a la valoración de motores semejantes hay que decir que el objetivo de este trabajo ha sido el de comprobar si el cambio que hace SAAB entre el motor de gasolina y el de bioetanol es algo incuestionable desde el punto de vista ecológico y desde el punto de vista de evaluación de las prestaciones del motor. Por tanto la comparación no se establece entre dos motores semejantes si no entre los dos motores ya mencionados.

La calidad de los datos que se han usado para hacer el trabajo ha sido suficiente para poder hacer los cálculos expuestos. Algunos de ellos se han obtenido porque la marca los expone y son de dominio público, por otro lado existen datos que se han obtenido por otros medio alternativos.

En lo que respecta a los parámetros de actuaciones, los valores de gasto másico de aire y combustible están dentro de los esperado. Las curvas de consumo específico también tienen valores normales. No obstante las conclusiones inherentes a las actuaciones se desarrollarán posteriormente.

9.1.4. VALORACION REFERENTE AL COMBUSTIBLE

En este proyecto parece necesario un apartado adicional destinado al combustible. Este presenta dudas importantes. En primer lugar se consideran los aspectos económicos y políticos relacionados con la implantación de este combustible como alternativa a los combustibles derivados del petróleo. En este aspecto se puede decir claramente que el gran desarrollo agrícola que requiere este combustible puede producir fluctuaciones en el mercado preocupantes, y la reacción política antes estas situaciones puede serlo más todavía. Por otro lado hay que valorar si la capacidad de cultivo que ofrece la tierra es suficiente como para mantener en marcha todo el parque automovilístico mundial con este combustible, la respuesta según quien la de es si o no, o sea que este aspecto parece no tener una respuesta clara en el presente.

Con esto se puede concluir que la afirmación de que esta fuente de energía es renovable es como poco de relativa credibilidad.

Por otro lado está el aspecto de plantear este combustible como sostenible. Parece que las reducciones de emisiones son importantes cuando se trata de analizar las emisiones que generan el efecto invernadero. Pero no hay que considerar emitidas por el vehículo si no que hay que considerar las emisiones producidas en el proceso industrial de la obtención del propio combustible y por otro lado el consumo que hace la planta que da origen al combustible cuando ésta está haciendo la fotosíntesis

Considerando todo el proceso global de emisión de gases de efecto invernadero, desde que nace la planta hasta que salen gases de escape por el tubo de escape del vehículo hay que valorar este combustible de una forma absolutamente positiva. Según el origen del que provenga el combustible existen estudios que barajan balances nulos, todo esto se expuso en el capítulo destinado al combustible, y la conclusión es la de que el etanol se puede presentar como una fuente de energía completamente sostenible.

9.2. VALORACION DE LOS MODELOS Y HERRAMIENTAS DE CALCULO

9.2.1. HIPOTESIS EMPLEADAS EN LA SIMULACION

En lo que respecta a las hipótesis que se han hecho hay que indicar que en algunos casos quedan justificadas debido a la complicación de los cálculos que habría que hacer en caso de que no se hicieran estas simplificaciones. En otros casos, las hipótesis quedan justificadas por la poca influencia que tendría el cálculo real sobre el resultado final perseguido. A continuación se detallan las hipótesis más importantes que se han hecho.

- El comportamiento de C_p y C_v del aire cambia a partir de los 1000 [K] y en vez de usar otra ley distinta, pues se ha optado por extrapolar los resultados con respecto a la función que es válida entre los 300 y 1000 [K]. Se ha considerado, por tanto, que el aire es un gas ideal caloríficamente no perfecto.
- Se han hecho las siguientes consideraciones con respecto a los ángulos de la simulación del propio ciclo. $RCA \neq 0^\circ$, por otro lado, $AAA = AAE = RCE = 0^\circ$.
- Los gases residuales que se escapan desde el interior del cilindro hacia el conducto de admisión en el llenado de los propios cilindros vuelven a entrar de nuevo al cilindro en la propia admisión.
- La admisión P_{adm} y el escape P_{esc} ocurren a presión constante igual que para la simulación del resto del ciclo. $P_{adm} = \text{constante}$ y $P_{adm} = \text{constante}$.
- La temperatura al cierre de la admisión o punto de inicio del ciclo solo depende de los gases frescos de entrada y de los gases residuales que no han sido capaces de salir por las válvulas de escape. $T_{1'} = f(T_f, P_{adm}, T_r, P_{esc})$.
- Punto de inicio del ciclo modelo está a una presión dependiente solo de los gases frescos. $P_{adm} = P_{1'}$.

- Para la obtención del punto de inicio del ciclo se considerará que la temperatura de los gases de escape está en torno a $T_r = 1400$ [K], y la de admisión de gases frescos o aire $T_f = 293$ [K]. Esta consideración se hace tras consultar modos de simulación de ciclos termodinámicos en la bibliografía indicada.
- La relación entre los calores específicos a presión y a volumen constante se va a considerar constante para este cálculo.
- El proceso de combustión es simétrico con respecto al punto PMS. Los valores a_q y también m_q se ajustan para poder obtener los ángulos que ocupan las fases laminar y turbulenta de la reacción. Se intentan obtener valores cercanos a 7 y 2 respectivamente. El cambio de fase laminar a turbulento no se produce en el punto muerto superior, es decir que el cambio de fase laminar a turbulento no es simétrico.
- Las velocidad de propagación de la llama, la viscosidad cinemática del aire, y también su densidad son parámetros estimados durante todo el proceso de combustión, y para este propósito se usan fórmulas tomadas de la bibliografía.
- La fracción de masa quemada llega a su punto medio cuando el cilindro está exactamente en el punto muerto superior
- En lo referente a las pérdidas de calor a través del bloque motor durante el proceso de combustión hay que apuntar que solo se han calculado las pérdidas por convección. La temperatura de las paredes del cilindro ha sido estimadas según la bibliografía indicada.
- Para los cálculos referidos a la turboalimentación se ha considerado que la presión a la salida de la turbina es la ambiente. Además, la temperatura del aire a la salida del intercambiador de calor es la atmosférica, finalmente también se ha considerado que la potencia mecánica que trasmite la turbina al compresor no presenta pérdidas.

Las hipótesis más importantes son las que se acaba de detallar, con esto se puede concluir que el grado de precisión es sensato teniendo en cuenta la dificultad de los cálculos.

La repercusión de estas hipótesis sobre los resultados obtenidos en las actuaciones es que se obtienen resultados algo distorsionados con respecto a la realidad, menos precisos, no obstante no se puede decir que a partir de estos resultados no se puedan extraer conclusiones. Los resultados obtenidos van a tener comportamientos más suaves que si los datos de origen hubieran sido datos empíricos. No se han estudiado regimenes transitorios debido a la complejidad de los mismos.

9.2.2. PROCEDIMIENTOS DE CÁLCULO

El programa matemático usado para los cálculos hechos ha sido MATHCAD 7.0. A partir de las diferentes posibilidades que ofrece este programa se han ido obteniendo los diferentes resultados requeridos. Para algunos cálculos también se ha usado EXCEL.

CALCULO DEL CICLO TERMODINAMICO

Para la obtención del diagrama de presión frente a volumen, que es el que se usa para definir el rendimiento indicado, se ha hecho un cálculo basado en diferencias finitas y pequeñas entre todos los puntos angulares del ciclo. Se ha usado una relación matemática que relaciona la presión con la variación de volumen del cilindro, y a su vez éstos están definidos como funciones del ángulo α que define el giro del cigüeñal.

Para este cálculo se han ido representando estos puntos, y entre un punto y el inmediatamente siguiente se ha estudiado una variación de ángulo pequeña para poder tener precisión en la forma final de la función. De este modo se ha ido obteniendo el volumen y la presión de un ángulo determinado a partir del inmediatamente anterior, con esto se deduce que para iniciar la simulación hubo que hacer de manera previa todos los cálculos correspondientes al primer punto del ciclo. Evidentemente este procedimiento lleva un error de cálculo pero es despreciable considerando la magnitud de los resultados obtenidos.

Para este cálculo se dispuso de todos los datos referentes a la forma geométrica del motor, también se pudieron conseguir los ángulos de avance al encendido de la mezcla. En cambio, la temperatura de los gases residuales tuvo que ser estimada según consulta hecha en la bibliografía debido a que no existía ese dato y era necesario para obtener el punto de inicio del ciclo termodinámico.

Donde se puede encontrar más vulnerabilidad en lo que respecta a la obtención del ciclo termodinámico puede ser en los cálculos para obtener el punto de inicio del ciclo termodinámico. Por otro lado las, hipótesis hechas también restan precisión al estudio realizado pero no obstante se puede concluir que la precisión de los cálculos hechos es buena pues todas las hipótesis están documentadas en la bibliografía consultada.

CALCULO DE LA RENOVACION DE LA CARGA

En lo que respecta al procedimiento de cálculo referente a la renovación de la carga hay que decir que el estudio partió de datos de potencia y de rendimiento efectivo, de modo que los cálculos hechos de rendimiento volumétrico son razonablemente precisos. Cabe una puntualización con respecto a la presión y también a la temperatura de admisión consideradas, los dos datos han sido utilizados sin tener en cuenta que el intercambiador de calor o que el paso del aire a través de los conductos de admisión puedan alterarlos.

CALCULO DE LA TURBOALIMENTACION

Los cálculos hechos con respecto a la turboalimentación presentan las limitaciones ya anunciadas referentes a las hipótesis de cálculo, por otro lado la desestimación de las pérdidas de presión en los conductos de admisión es un fenómeno que no desvirtúa demasiado los resultados obtenidos pudiendo concluir que los resultados son buenos.

CALCULOS DE LAS PERDIDAS MECANICAS

Estos cálculo se han hecho a partir de relaciones tomadas de la bibliografía y a partir de datos obtenidos del capítulo de la simulación del ciclo, de modo que no hay nada nuevo que añadir con respecto a estos cálculos.

CALCULO DE LAS ACTUACIONES

Todas las curvas a plena carga ofrecidas en este capítulo están ya calculadas de manera previa, o no plantean ninguna limitación al cálculo importante por ser un cálculo sencillo. Las curvas a carga parcial se obtienen de una forma fácil y directa, y finalmente las variaciones con la altura y la temperatura son curvas que se obtienen a partir de relaciones matemáticas tomadas de la bibliografía. Como conclusión se puede decir que no aparecen limitaciones nuevas a los cálculos.

CALCULOS DEL SISTEMA EGR

Estos cálculos no interfieren en los anteriores pues en este caso no se plantea ninguna hipótesis nueva. La única limitación pudiera ser que no se conocen datos de porcentaje de caudal máximo que puede derivar el sistema EGR, pero esto no es problema porque no interfiere en el objetivo del capítulo. Los cálculos que se han llevado a cabo no son complicados.

9.3. ANALISIS DE LAS ACTUACIONES

9.3.1. ACTUACIONES A PLENA CARGA DEL MOTOR MOVIDO POR BIOETANOL E85

En las curvas características se muestra el comportamiento de las variables de interés frente al régimen de giro del motor. Dentro de estas curvas, las más populares son las de par y potencia a plena carga. Además de éstas, también se han ofrecido las de consumo específico y rendimiento efectivo. Las curvas de potencia y rendimiento efectivo han sido datos obtenidos, de modo que son de una fiabilidad subjetiva.

En lo que respecta a la curva obtenida de par motor hay que indicar que el resultado obtenido en este estudio entra dentro de lo esperable teniendo en cuenta el tipo de aplicación y comparando los resultados del estudio con lo datos oficiales de la marca.

Hay que pensar que uno de los objetivos de la marca al diseñar este coche es el de que pueda ofrecer unas características de funcionamiento comparables a las de cualquier otro turismo que funcione con una gasolina convencional. Se puede concluir que las cifras de par conseguidas por el motor propulsado por bioetanol E85 son completamente normales y comparables a las que puede ofrecer otro turismo de gasolina.

El par máximo, según este estudio, está en torno a los 280 [N·m] y se alcanza a un régimen de giro de unas 2300 [rpm]. Este valor se mantiene casi sin descender hasta las 4500 [rpm] y a partir de ahí cae hasta el régimen de giro máximo del motor 5500 [rpm], en donde ofrece 230 [N·m]. SAAB anuncia un par máximo igual al obtenido en este proyecto pero a un régimen de giro algo inferior, a unas 1800 [rpm].

Con respecto a la función de potencia efectiva se puede decir que se entrega de una forma bastante lineal, en la conducción normal del vehículo se percibirá que la entrega de potencia se produce de manera proporcional al apriete del acelerador, ésta es una característica funcional no conseguida por cualquier turismo. Existe un punto a partir del cual la entrega de potencia cae, principalmente por que se ha alcanzado el bloqueo sónico, fenómeno que provoca un llenado ineficiente de los cilindros.

La máxima potencia se entrega a unas 5000 [rpm] y asciende a casi 183 [CV] a pesar de que la marca anuncia unos 180 [CV] (como dato y no en la función). Desde las 5000 [rpm] hasta las 5500 [rpm] de régimen máximo, la potencia efectiva cae.

Con respecto al consumo específico hay que apuntar que este consumo es notablemente superior al consumo del vehículo de gasolina del que deriva. Esto entra dentro de lo que la marca anuncia para esta versión de bioetanol. El valor mínimo está ligeramente por debajo de los 300 [gr/Kw·h] y se produce a unas 2800 [rpm]. La marca no se centra tanto en anunciar el consumo si no las reducciones de emisiones conseguidas y en remarcar que el precio del combustible consumido no se resiente al pasar de la versión de gasolina a la de bioetanol.

9.3.2. COMPARACION DE LAS ACTUACIONES A PLENA CARGA ENTRE EL MOTOR DE GASOLINA Y EL MOTOR DE BIOETANOL E85

En este apartado de se va a hacer una comparación de las diferentes variables de interés cuando se analizan en el motor de bioetanol E85 y en el motor de gasolina del que deriva. Nuevamente, ocurre que las curvas de potencia y rendimiento efectivo son datos disponibles, y las curvas de par motor y consumo específico han sido calculadas.

Este apartado es de cierta relevancia puesto que uno de los objetivos de este proyecto es el de comparar uno de los motores frente al otro. Se muestran las potencias.

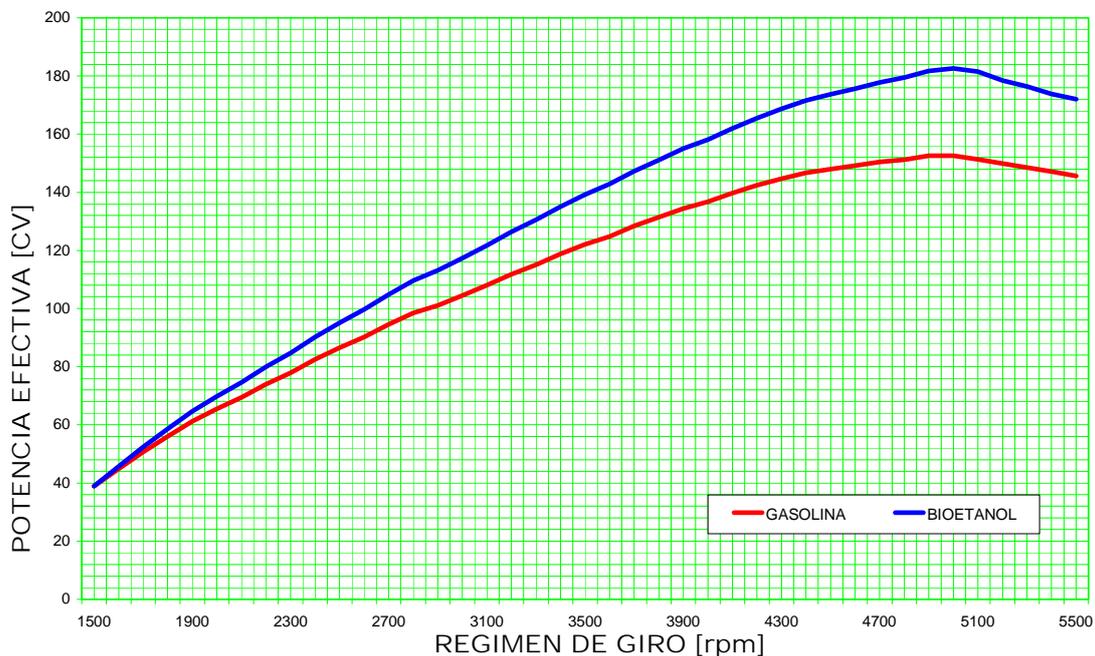


Figura 9.2.: Potencias a plena carga de los dos motores.

Tal como anuncia la marca uno de los dos motores ofrece una potencia mayor que el otro, el aumento es de un 17% a 5500 [rpm] a favor del motor de bioetanol. La potencia máxima pasa de 150 [CV] a 180 [CV]. Ahora se comparan los rendimientos efectivos.

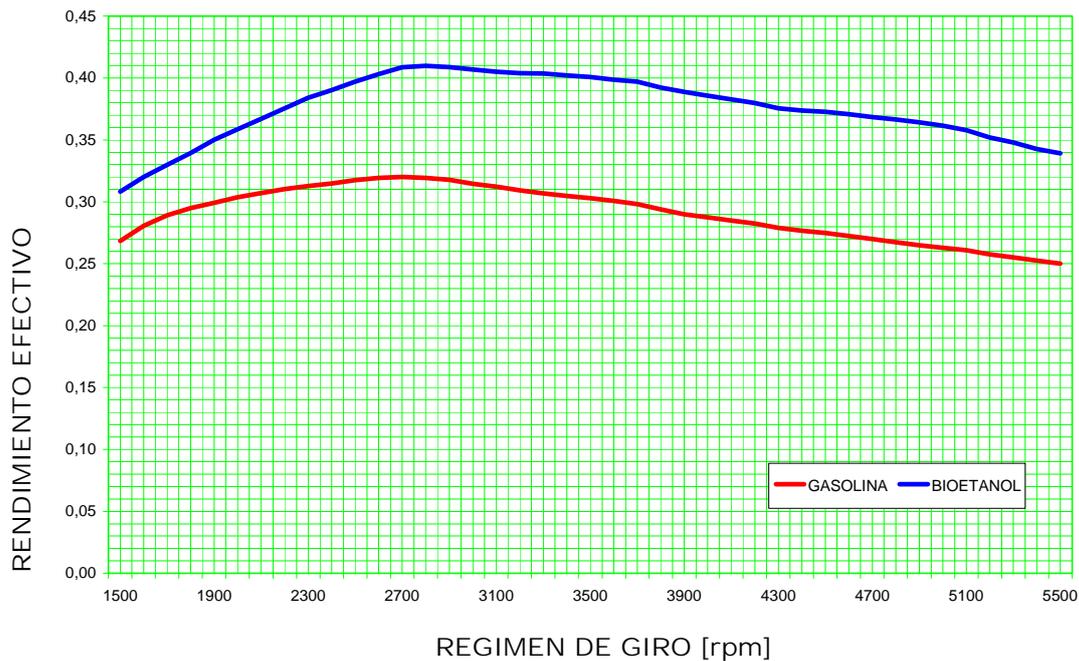


Figura 9.3.: Rendimientos efectivos a plena carga de los dos motores.

La conclusión que se puede extraer de estas dos funciones que se acaban de mostrar es muy relevante. SAAB anuncia ventajas para el motor propulsado por bioetanol sin ningún tipo de reserva, pero mirando a esta función que se acaba de mostrar se deduce que el motor propulsado por bioetanol da mayor potencia en parte debido a que el rendimiento efectivo es mayor. Tampoco hay que olvidar que estas dos funciones mostradas no son cálculos hechos si no datos conseguidos para este estudio.

El bioetanol tiene un poder calorífico menor que la gasolina, esto puede indicar que ofrecerá menos potencia comparado con la gasolina, pero no es así. SAAB usa el poder antidetonante del bioetanol para subir la presión de turbo, dosado, gasto másico de combustible y aire, y para adelantar el encendido, pero no incrementa esto buscando igualar las prestaciones del motor de gasolina si no para mejorarlas. Así, consigue entregar más potencia y un mejor rendimiento efectivo, se deduce que si SAAB hubiera perseguido igualar la potencia obtenida con bioetanol a la obtenida con gasolina habría menos diferencia en el rendimiento efectivo de ambos motores.

9.3.3. ACTUACIONES A CARGA PARCIAL DEL MOTOR MOVIDO POR BIOETANOL E85

En referencia a las curvas de carga parcial, la curva de mayor difusión es la de consumo específico. En esta curva se representa el consumo específico del motor frente al grado de carga y el régimen de giro del motor.

El grado de carga del motor viene expresado como el cociente entre la presión media efectiva correspondiente al grado y la presión media efectiva máxima del motor. El grado de carga da una idea de la demanda de potencia que el conductor hace al motor por medio del apriete del acelerador.

En lo que respecta a esta función que resulta ser tridimensional hay que buscar un punto que es de suma importancia, este es el polo económico. Este punto no es más que el punto para el cual el consumo específico es mínimo.

El polo económico se consigue para un régimen de giro de 2800 [rpm], a un grado de carga del 90% y el valor alcanzado es de 289,70 [gr/Kw·h].

El polo se encuentra en grados de carga altos porque cuando el grado de carga es bajo ocurre que el trabajo realizado por cada ciclo es también bajo aunque el gasto másico de combustible es también menor, no obstante también hay influye un mal rendimiento de la combustión como consecuencia de una mayor presencia de gases residuales. Finalmente el rendimiento efectivo cae y el consumo específico sube.

Por otro lado el polo tiende a encontrarse en regimenes de giro intermedios porque es en esos regimenes cuando el rendimiento efectivo es máximo. A regimenes de giro altos las pérdidas por fricción suben mucho y el rendimiento mecánico consecuentemente bajo provoca una caída del rendimiento efectivo, subiendo finalmente el consumo específico. A regimenes de giros bajos el rendimiento efectivo es también bajo provocando el mismo efecto negativo en el consumo específico debido principalmente al bajo nivel de turbulencia obtenido en la admisión, lo que provoca una combustión más lenta.

9.3.4. VARIACION DE LAS ACTUACIONES CON LAS CONDICIONES ATMOSFERICAS

Para hacer este análisis se completaron dos estudios, uno de ellos centrado en las variaciones con respecto a la altura y el segundo con respecto a la temperatura.

En el caso del cambio de altura se usan funciones que muestran como cae la presión, temperatura y también la densidad del aire que entra al motor. De aquí se deduce el comportamiento del vehículo cuando sube un puerto de montaña, por poner un ejemplo. En el segundo caso se estudia solo un cambio de temperatura intentando predecir cual será el comportamiento del vehículo al funcionar en un clima muy cálido o muy gélido.

Como conclusión, se puede decir que el motor reacciona negativamente ante la subida de altura porque el rendimiento volumétrico cae, y esto hace que la entrega de potencia caiga también. Por otro lado, la simulación de cambios de temperatura indicó que la subida de temperatura disminuye la entrega de potencia efectiva del motor.



REFERENCIAS BIBLIOGRAFICAS



REFERENCIAS BIBLIOGRAFICAS

- Ref.1. WWW.SAAB.COM
- Ref.2. WWW.GM.COM
- Ref.3. WWW.GOOGLE.ES
- Ref.4. WWW.KM77.COM
- Ref.5. WWW.TODOMECANICA.COM
- Ref.6. WWW.ETHANOL.ORG
- Ref.7. WWW.ACCIONA.ES
- Ref.8. WWW.ATISAE.ES
- Ref.9. WWW.HOYMOTOR.COM
- Ref.10. WWW.MOTOR.TERRA.ES
- Ref.11. WWW.SUPERMOTOR.COM
- Ref.12. WWW.BEST-EUROPE.ORG
- Ref.13. APUNTES DE LA ASIGNATURA DE MOTORES TERMICOS. ANTONIO LECUONA NEUMANN. AREA DE INGENIERIA TERMICA.
- Ref.14. APUNTES DE LA ASIGNATURA DE INGENIERÍA TERMICA II. AREA DE INGENIERIA TERMICA.
- Ref.15. APUNTES DE PROYECTO DE FIN DE CARRERA. PEDRO RODRIGUEZ AUMENTE. AREA INGENIERIA TERMICA.
- Ref.16. "INTERNAL COMBUSTION ENGINE FUNDAMENTALS" J.B.HEYWOOD EDITORIAL MC.GRAW HILL ISBN: 0-07-028637-X.
- Ref.17. "BIOFUELS IN THE EUROPEAN UNION, A VISION FOR 2030 AND BEYOND" BIOFUELS RESEARCH ADVISORY COUNCIL.



FUNCIONES

FUNCIONES

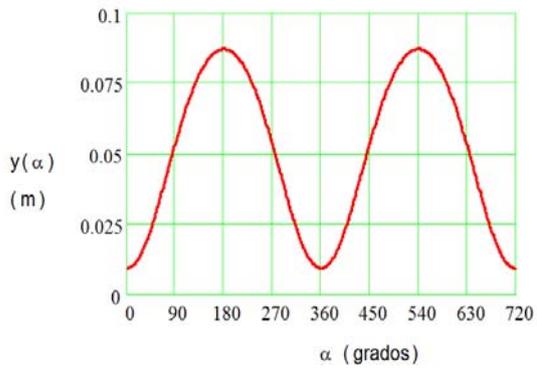


Figura 2.2.: Función de la altura variable $y(\alpha)$ frente a α .

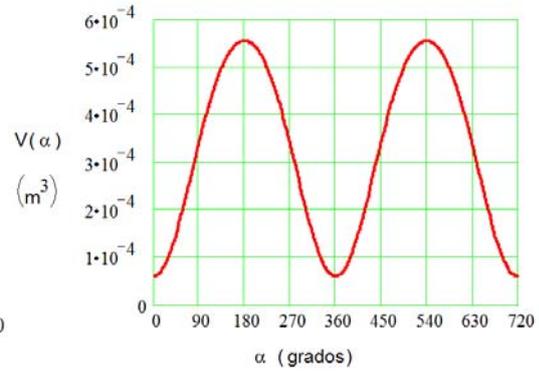


Figura 2.3.: Función del volumen instantáneo del cilindro $V(\alpha)$ frente a α .

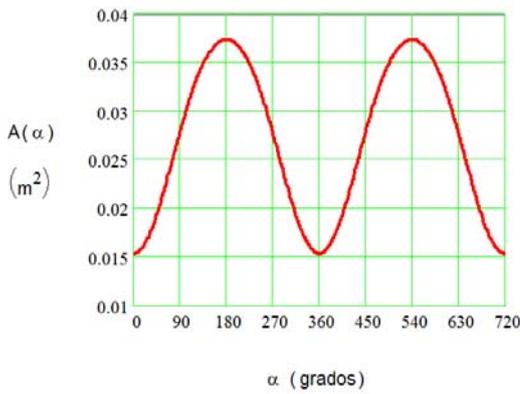


Figura 2.4.: Función del área instantánea del cilindro $A(\alpha)$ frente a α .

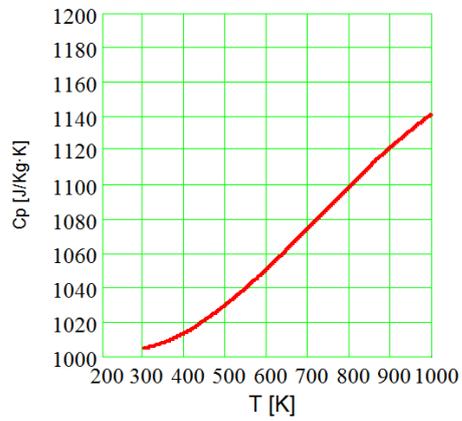


Figura 2.5.: Función del calor C_p frente a la temperatura [K].

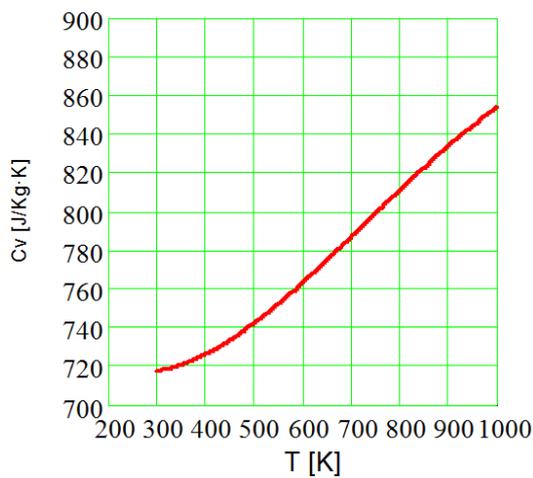


Figura 2.6.: Función del calor C_v frente a la temperatura [K].

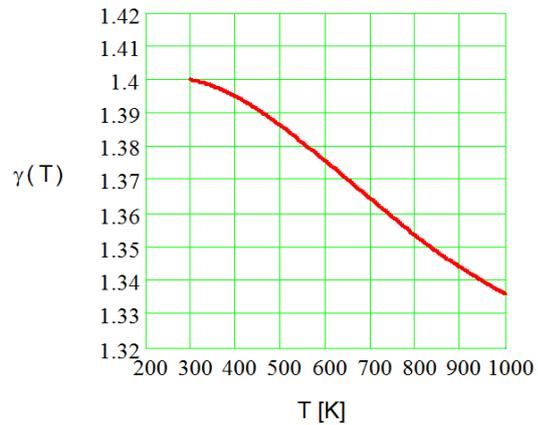


Figura 2.7.: Función del $\gamma(T)$ frente a la temperatura [K].

RENDIMIENTO DE LA COMBUSTION

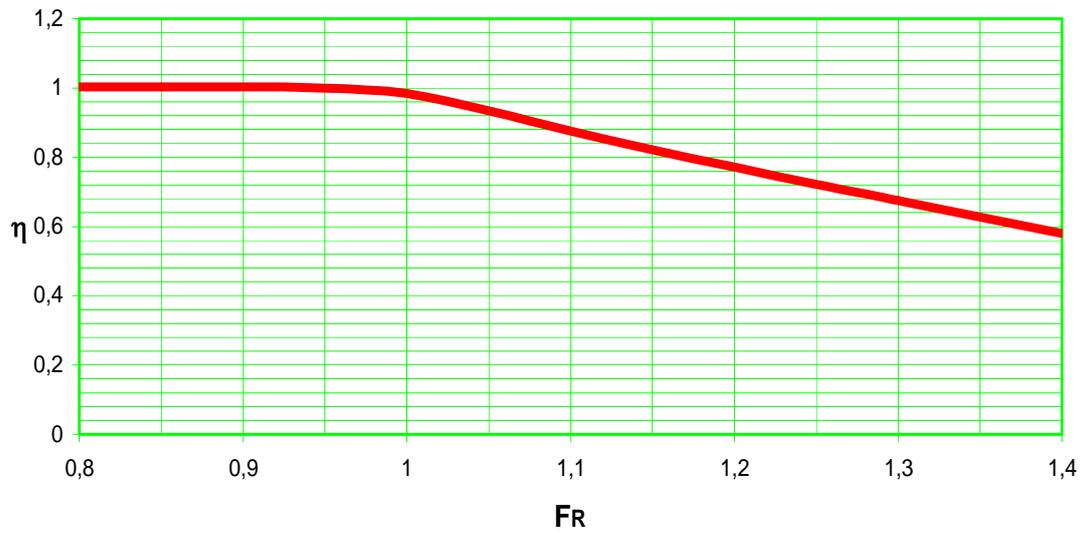


Figura 2.16.: Función del rendimiento de la reacción de combustión en función del dosado relativo.

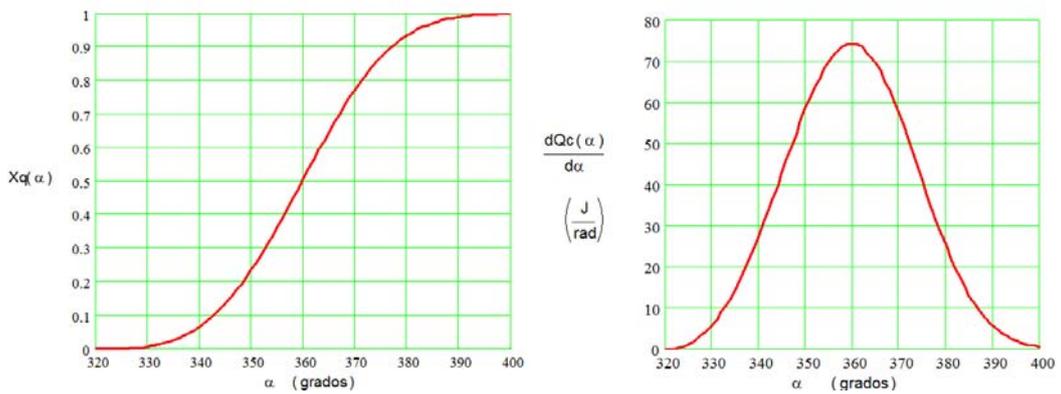


Figura 2.18.: Ley de Wiebe de liberación de calor frente a α .

Figura 2.19.: Ley de aporte instantáneo de calor frente a α .

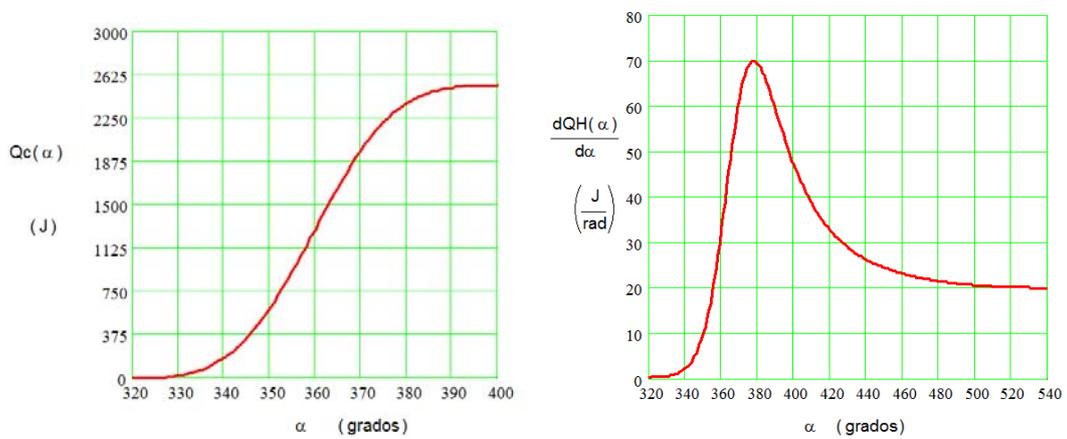


Figura 2.20.: Ley de aporte total de calor frente a α .

Figura 2.21.: Ley de pérdida instantánea de calor frente a α .

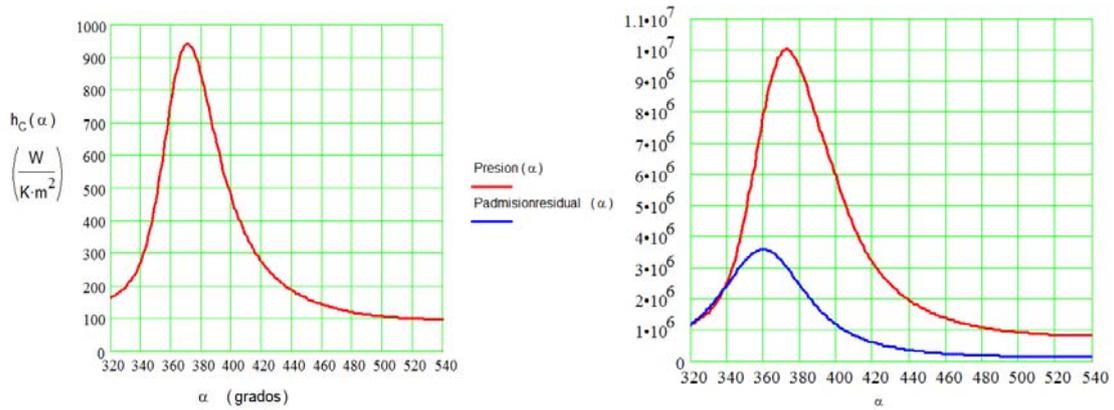


Figura 2.22.: Coeficiente de convección.
 Figura 2.23.: Presión [Pa] del ciclo con y sin reacción.

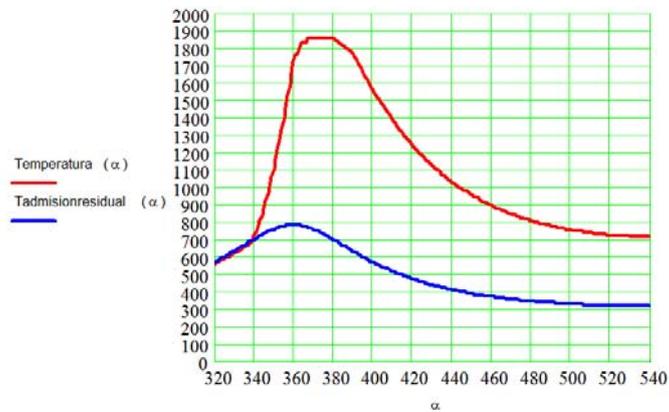


Figura 2.24.: Temperatura [K] del ciclo con y sin reacción.

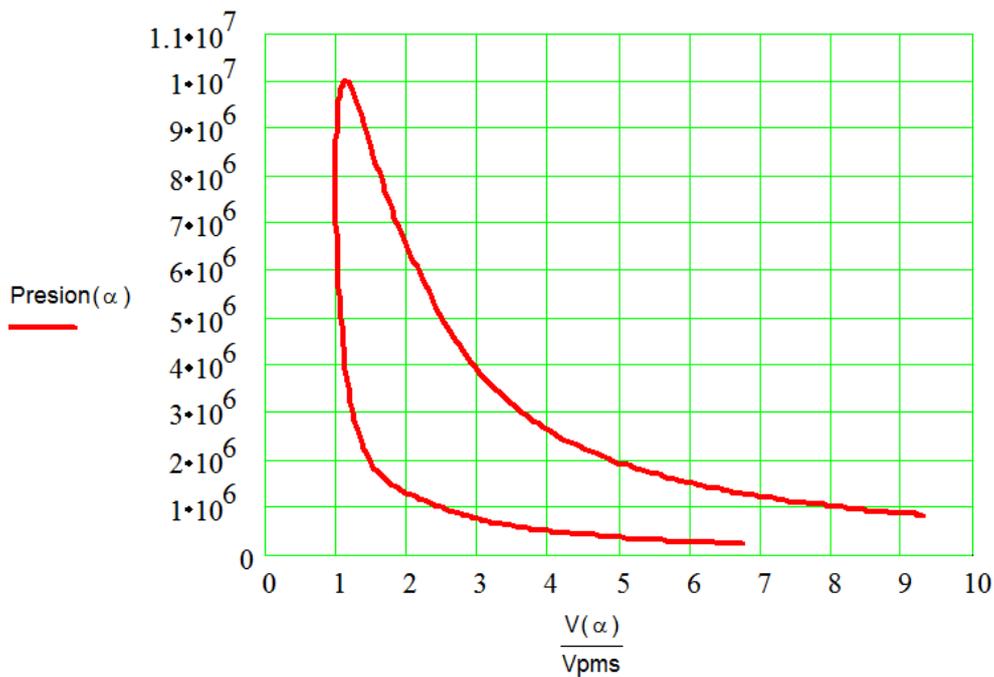


Figura 2.25.: Diagrama de Presión frente a relación de compresión.

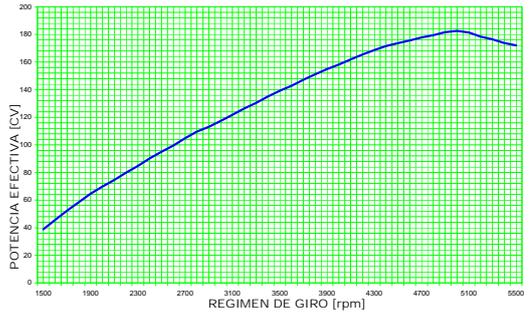


Figura 3.4.: Curva de potencia efectiva frente a régimen de giro del motor.

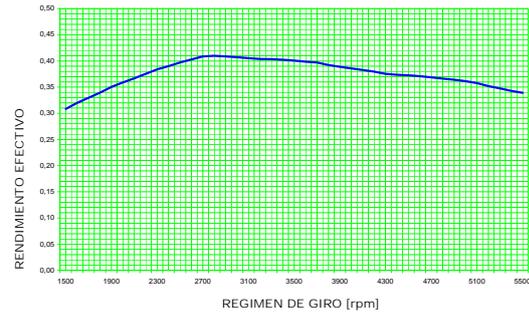


Figura 3.5.: Curva de rendimiento efectivo frente a régimen de giro del motor.

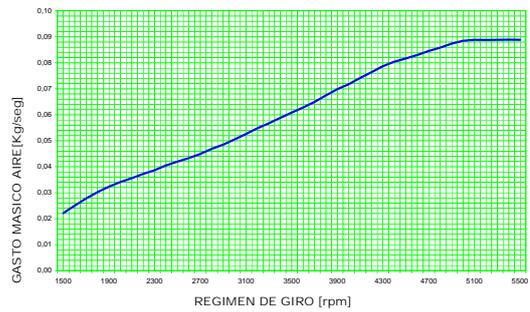


Figura 3.6.: Gasto másico de aire frente a régimen de giro.



Figura 3.7.: Gasto másico de bioetanol frente a régimen de giro.



Figura 3.8.: Masa de aire frente a régimen de giro.

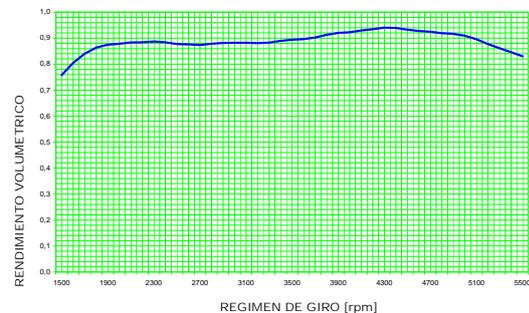


Figura 3.9.: Rendimiento volumétrico global frente a régimen de giro.



Figura 3.10.: Rendimiento volumétrico a la entrada frente a régimen de giro.

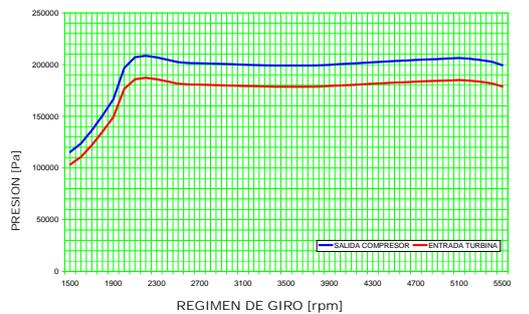


Figura 4.12.: Presión frente a régimen de giro.

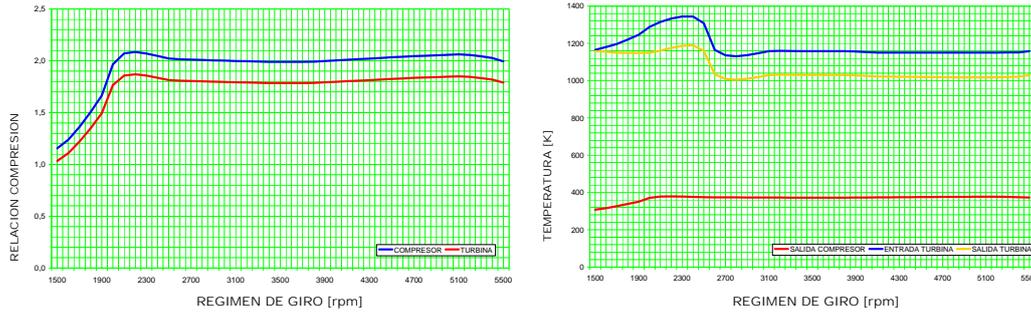


Figura 4.13.: Relación de compresión frente a régimen de giro.
 Figura 4.14.: Temperatura frente a régimen de giro.

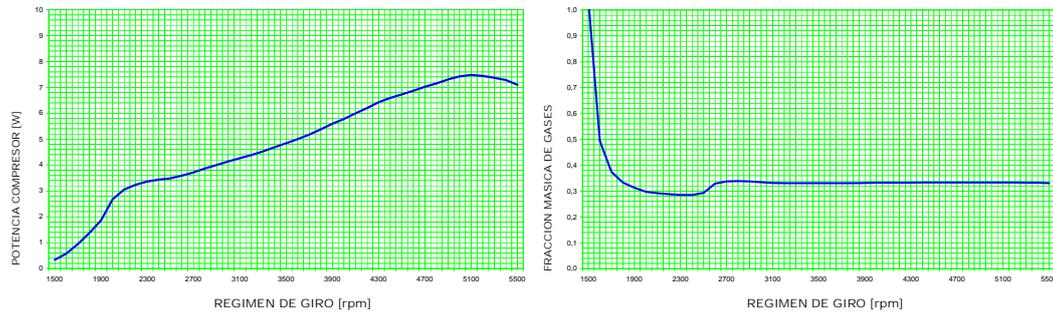


Figura 4.15.: Potencia del compresor frente a régimen de giro.
 Figura 4.16.: Fracción másica de los gases de entrada a la turbina.

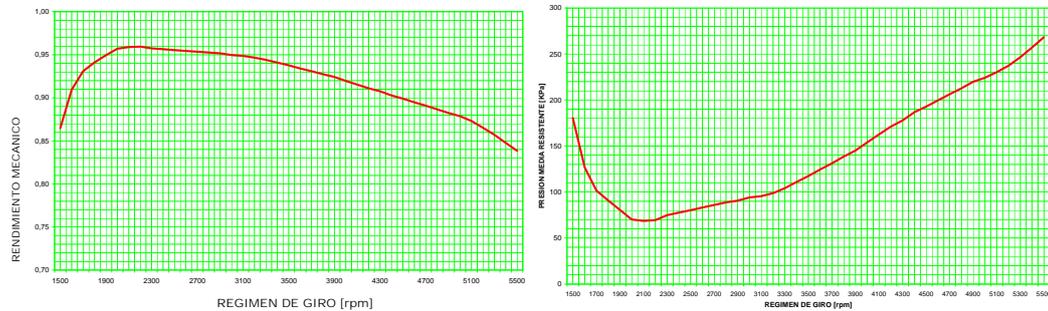


Figura 6.2.: Rendimiento mecánico en función del régimen de giro y a plena carga.
 Figura 6.3.: PMR en función del régimen de giro y a plena carga.

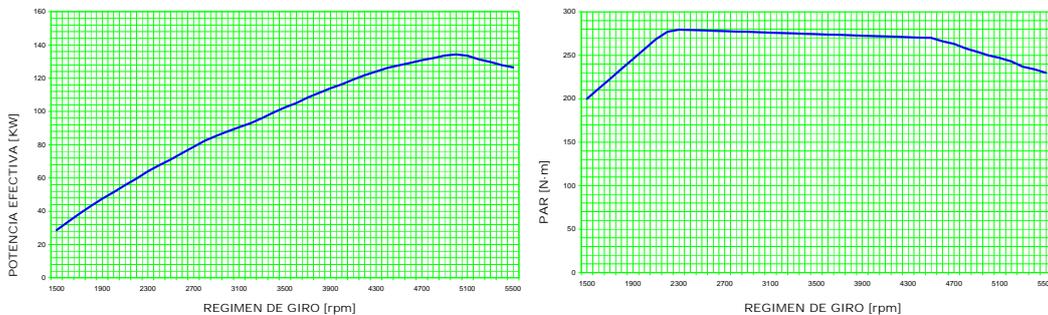


Figura 7.1.: Representación de potencia efectiva frente al régimen de giro.
 Figura 7.2.: Representación del par efectivo frente al régimen de giro.

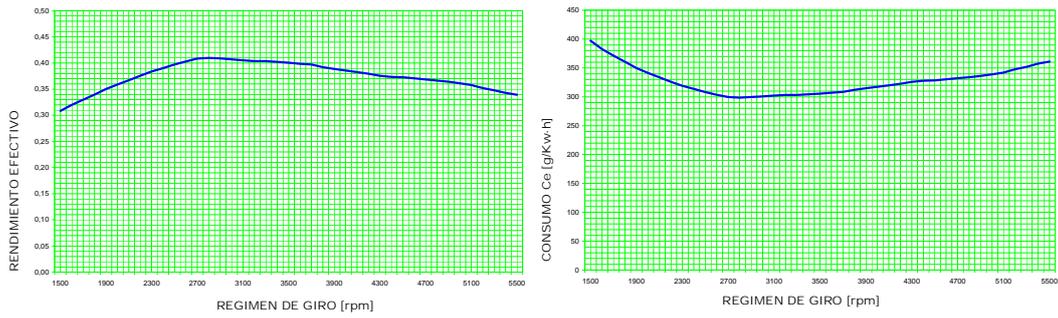


Figura 7.3.: Representación rendimiento efectivo frente al régimen de giro.

Figura 7.4.: Representación consumo específico frente al régimen de giro.

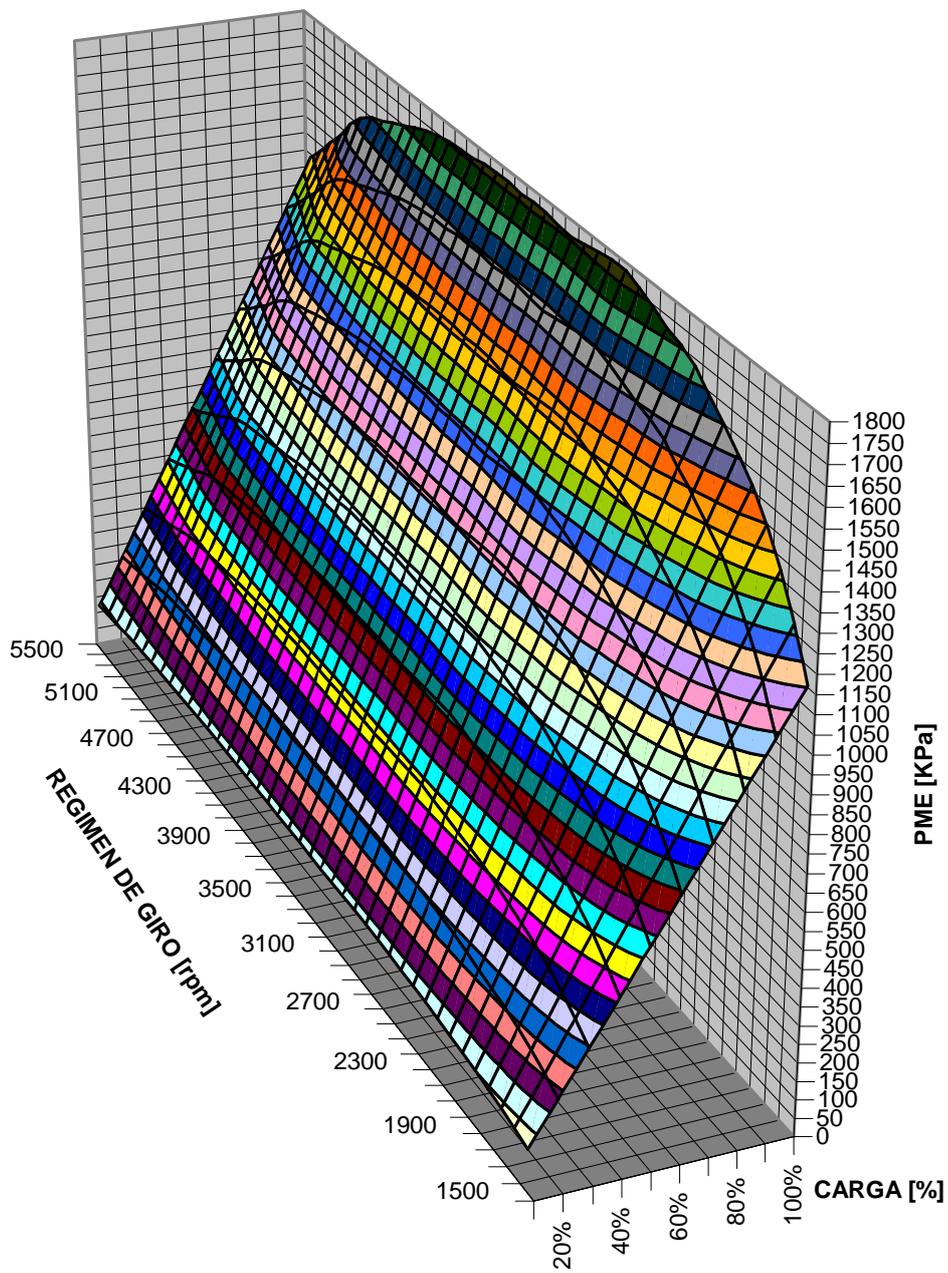


Figura 7.5.: Presión media efectiva frente a carga y régimen de giro.

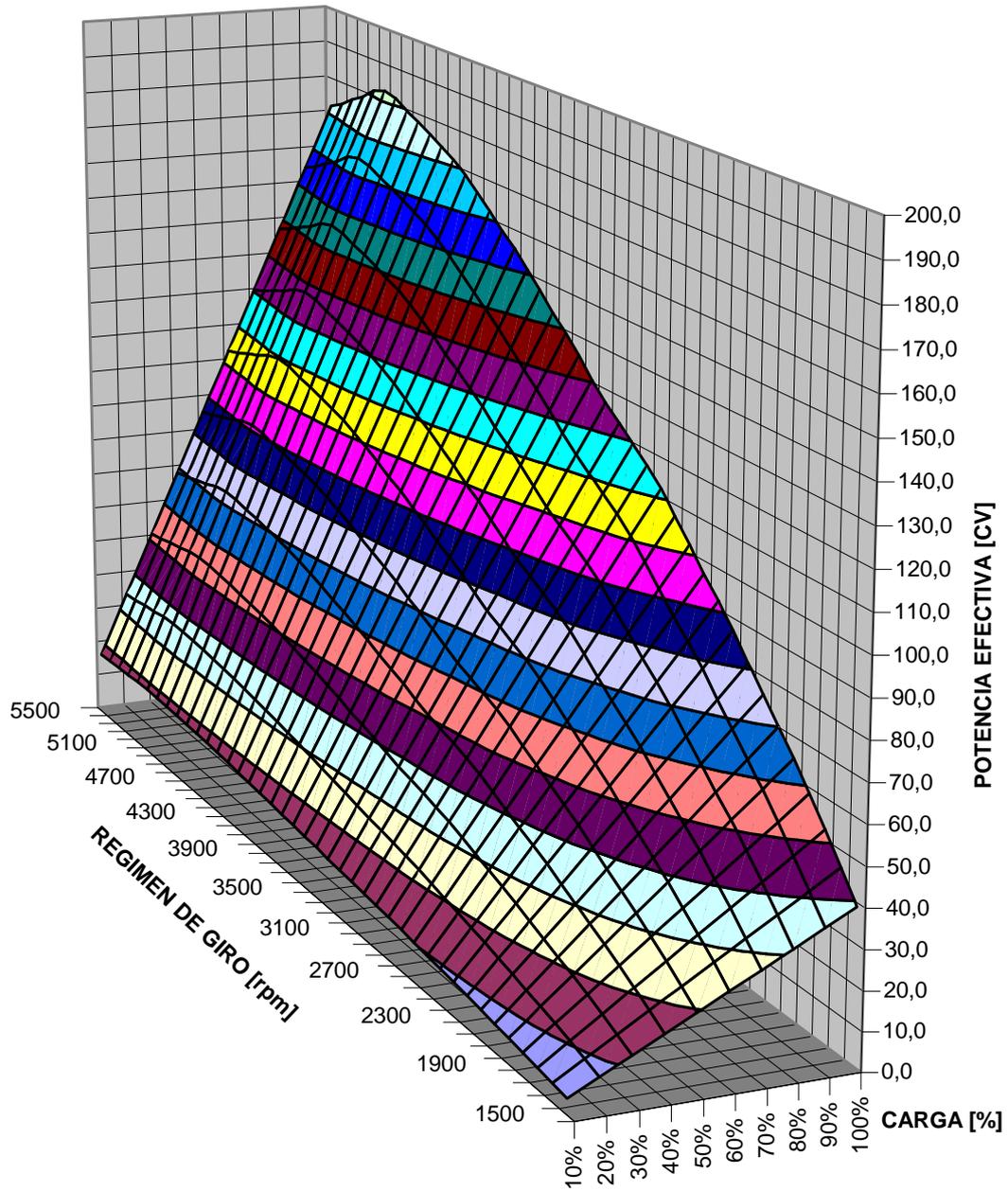


Figura 7.6.: Potencia efectiva frente a carga y régimen de giro.

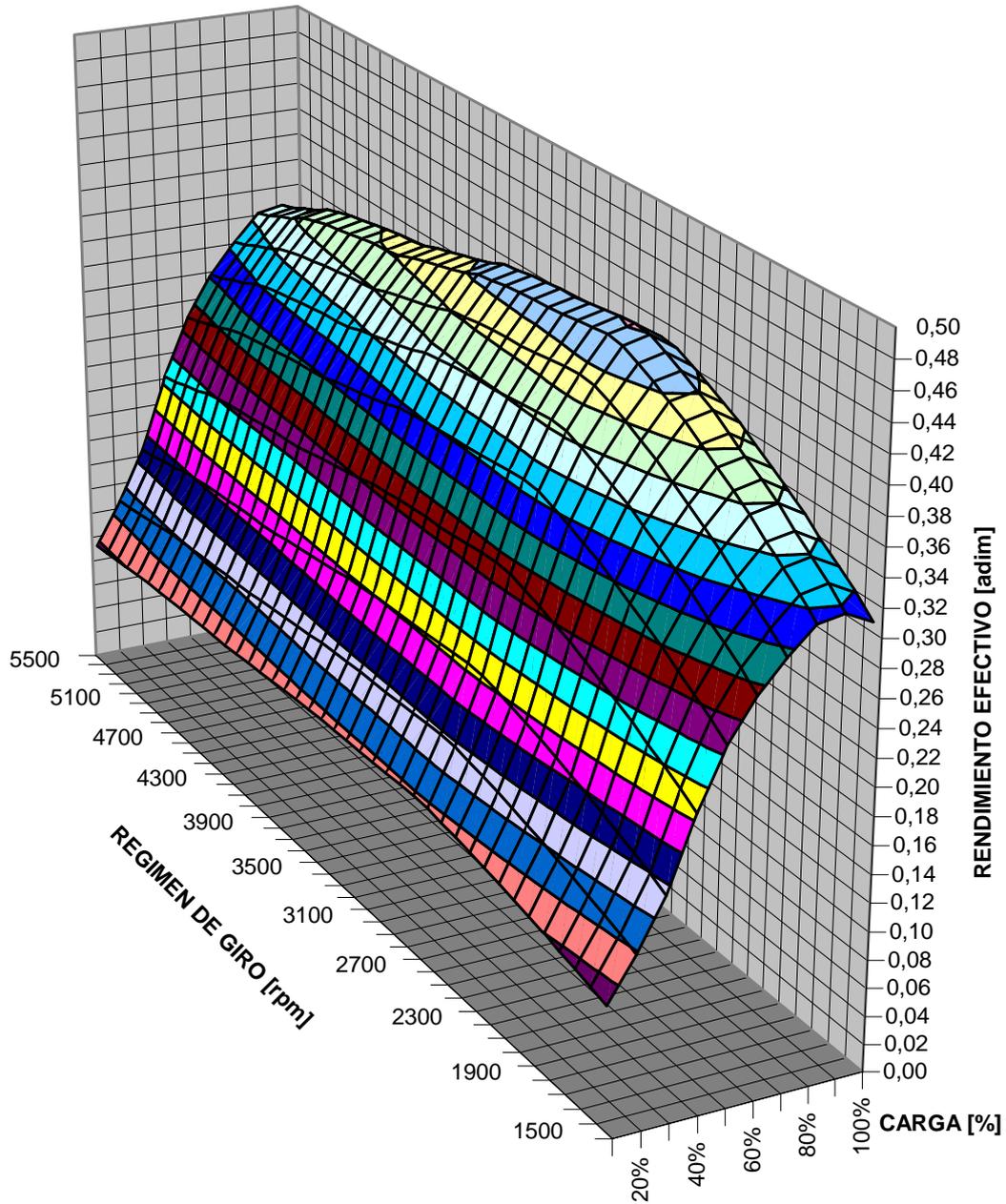


Figura 7.7.: Rendimiento efectivo frente a carga y régimen de giro.

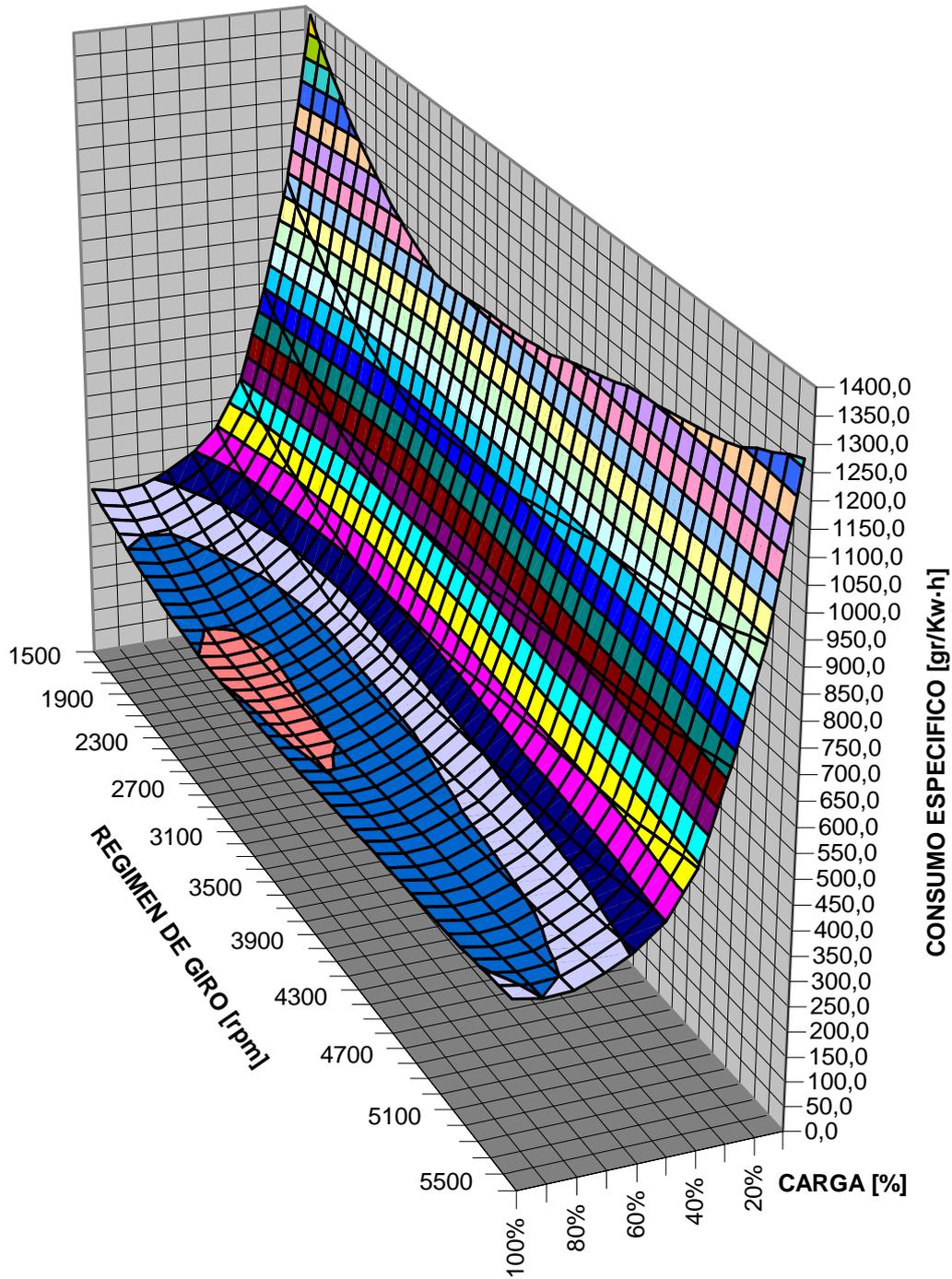


Figura 7.8.: Consumo específico frente a carga y régimen de giro.

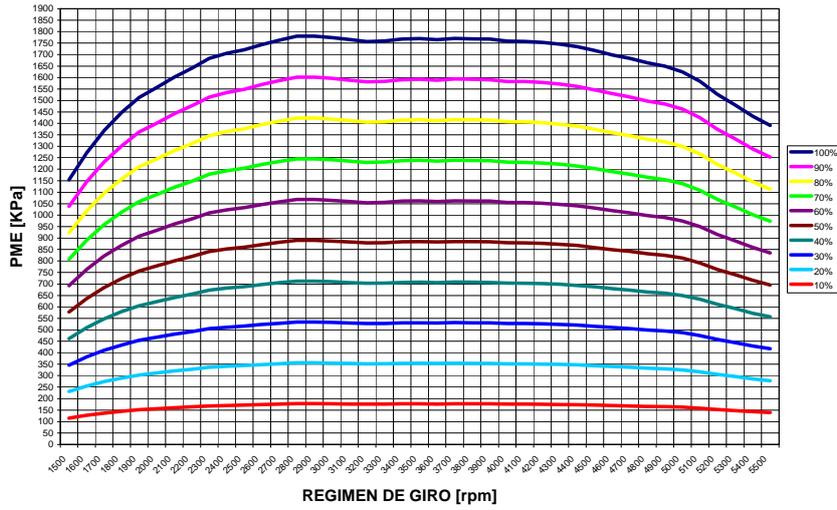


Figura 7.9.: Presión media efectiva frente a régimen de giro.

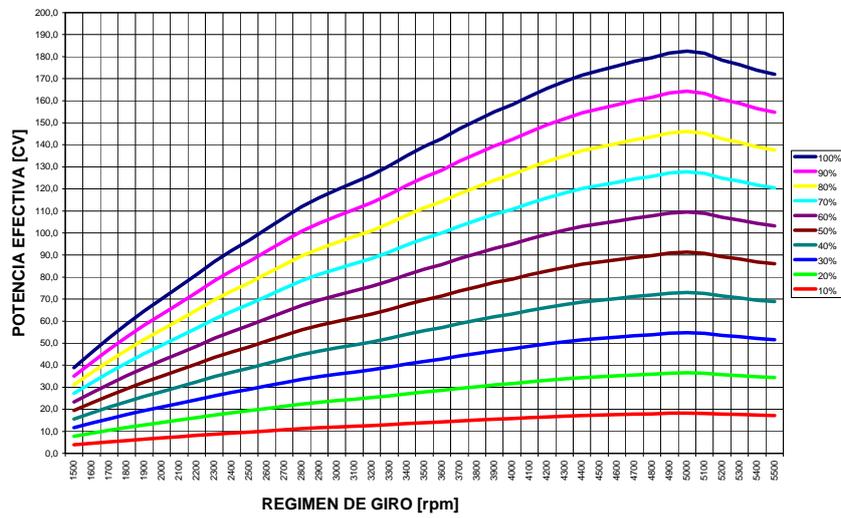


Figura 7.10.: Potencia efectiva frente a régimen de giro.

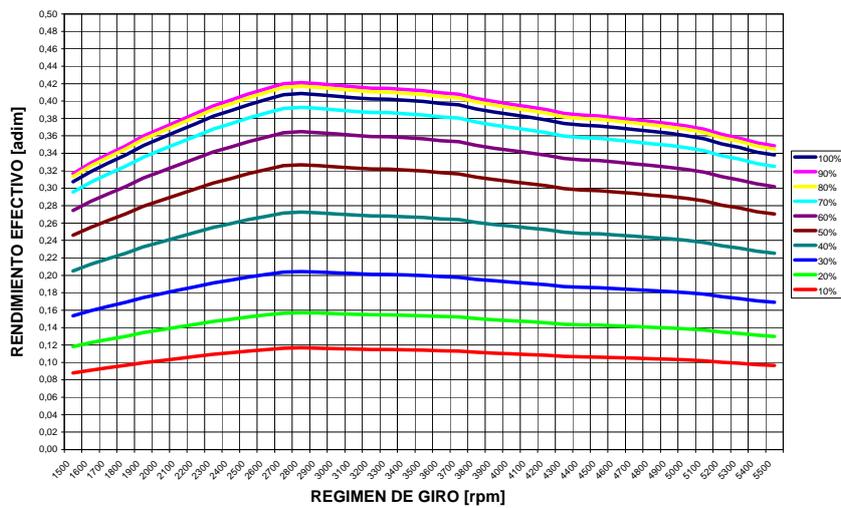


Figura 7.11.: Rendimiento efectivo frente a régimen de giro.

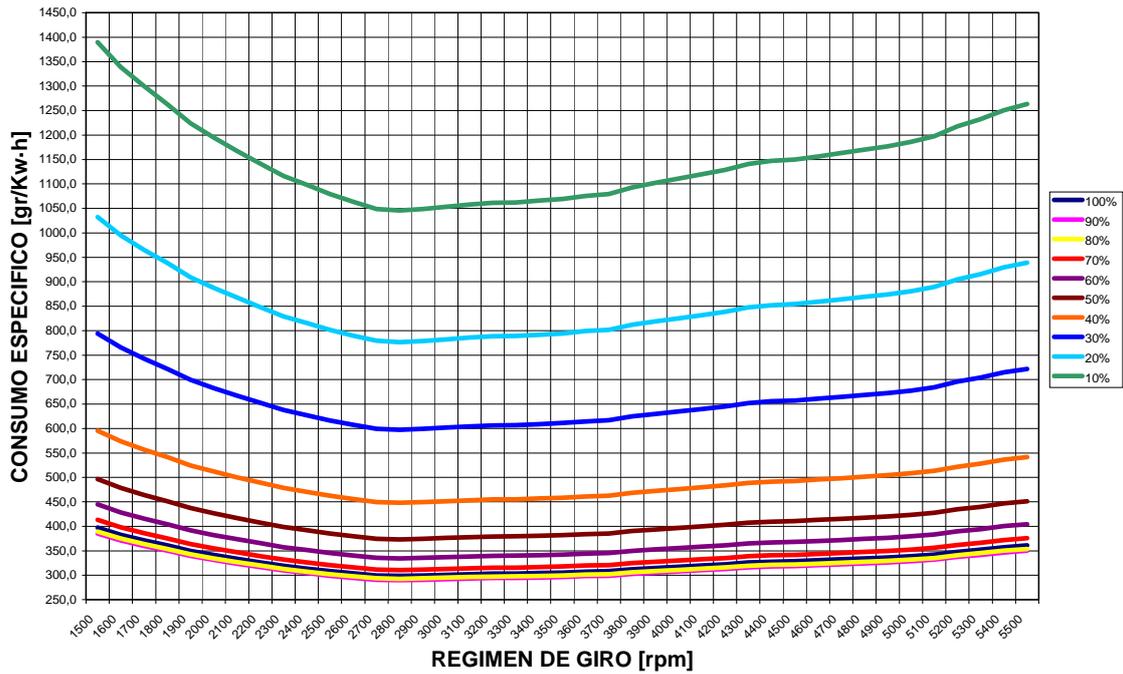


Figura 7.12.: Consumo específico frente a régimen de giro.

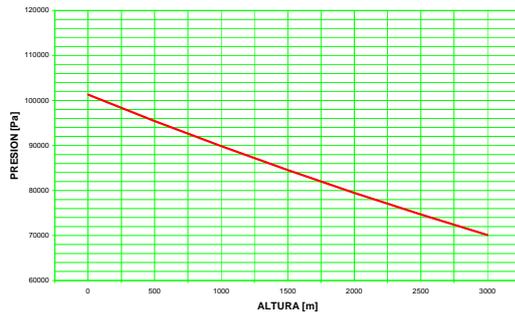
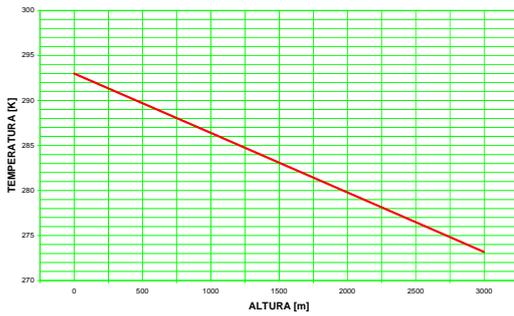


Figura 7.13.: Variación de la temperatura con la altura.

Figura 7.14.: Variación de la presión con la altura.

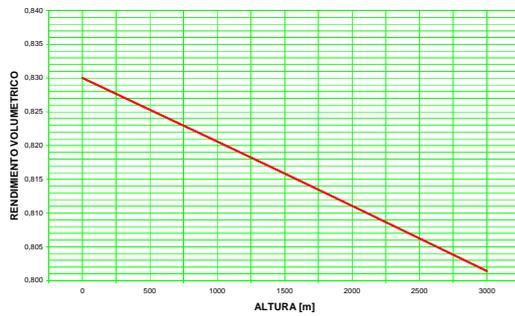
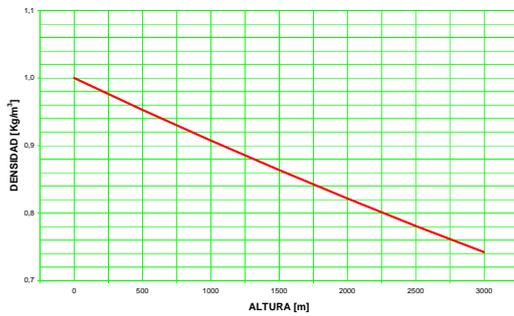


Figura 7.15.: Variación de la densidad con la altura.

Figura 7.16.: Variación del rendimiento volumétrico con la altura.

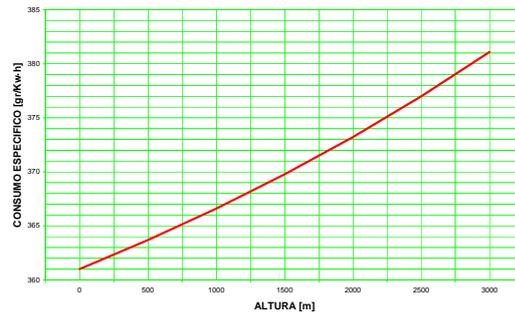
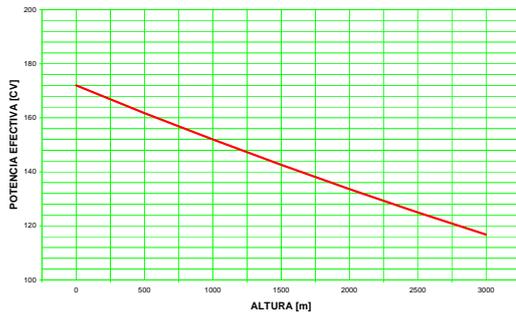


Figura 7.17.: Variación de la potencia efectiva con la altura.
 Figura 7.18.: Variación del consumo específico con la altura.

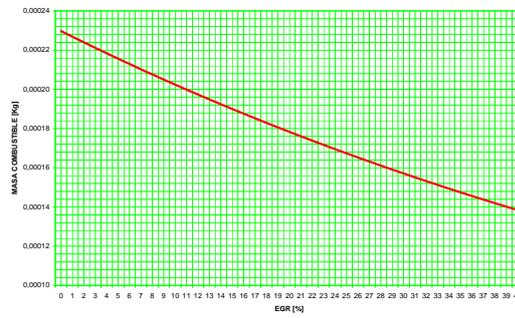


Figura 7.19.: Variación de la potencia efectiva con la temperatura.
 Figura 8.1.: Variación de la masa de combustible al 90% de carga y régimen máximo frente al EGR.

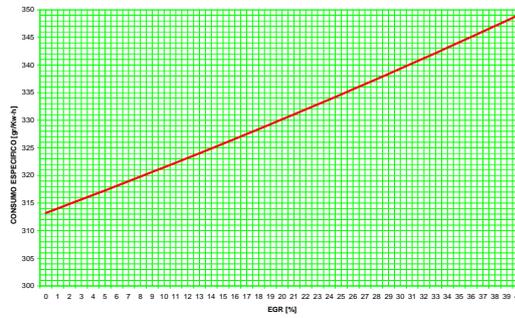
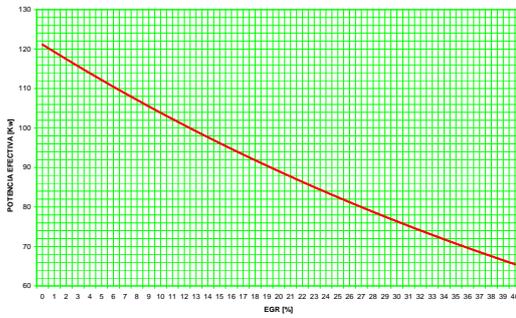


Figura 8.2.: Variación de la potencia efectiva al 90% de carga y régimen máximo frente al EGR.
 Figura 8.3.: Variación del consumo específico al 90% de carga y régimen máximo frente al EGR.

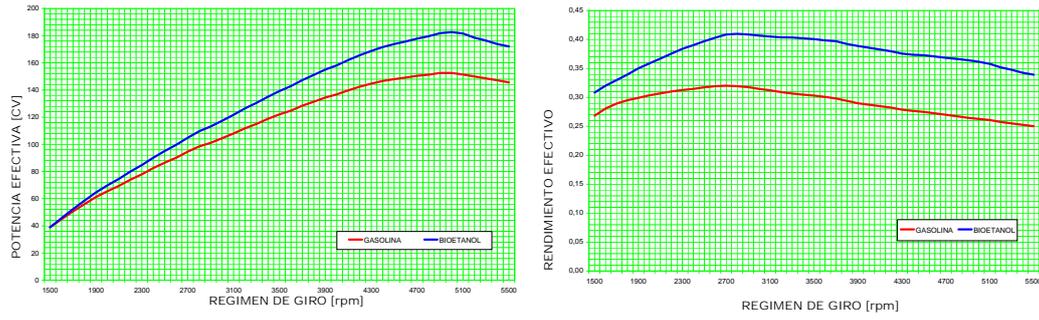


Figura 9.2.: Potencias a plena carga de los dos motores.
 Figura 9.3.: Rendimientos efectivos a plena carga de los dos motores.



ANEXO

ANEXO

MODELO DEL CICLO TERMODINAMICO CALCULADO EN MATHCAD

$$D := 0.09 \quad L := 0.078 \quad N := 4 \quad r := 9.30$$

$$n := 5500 \quad \Omega := \frac{2 \cdot \pi}{60} \cdot n \quad \omega := \frac{n \cdot 360}{60} \quad \Omega = 575.959 \quad \omega = 3.3 \cdot 10^4$$

$$Lb := 0.148 \quad \lambda := \frac{Lb}{L} \quad \lambda = 1.897$$

$$q := \pi \cdot \frac{L \cdot D^2}{4} \quad q = 4.962 \cdot 10^{-4}$$

$$V_{pms} := \frac{q}{r - 1} \quad V_{pms} = 5.978 \cdot 10^{-5}$$

$$V_{pmi} := q + V_{pms} \quad V_{pmi} = 5.56 \cdot 10^{-4}$$

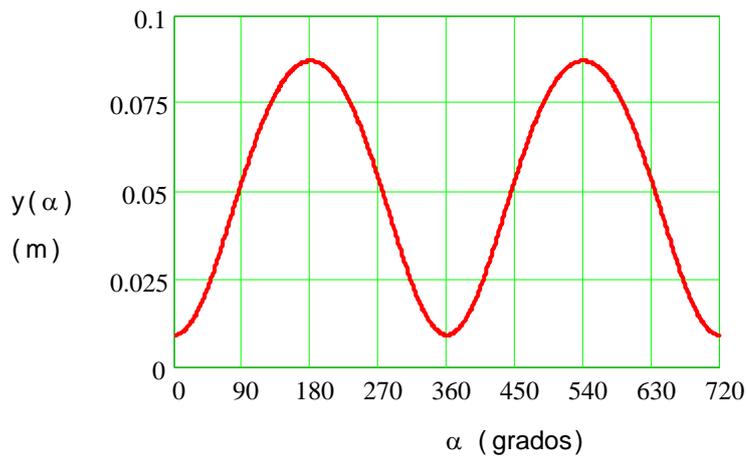
$$Q := N \cdot q \quad Q = 1.985 \cdot 10^{-3}$$

$$AAA := 25 \quad RCA := 75 \quad AAE := 65 \quad RCE := 20$$

$$\alpha := 0..720 \quad hcc := 0.0093$$

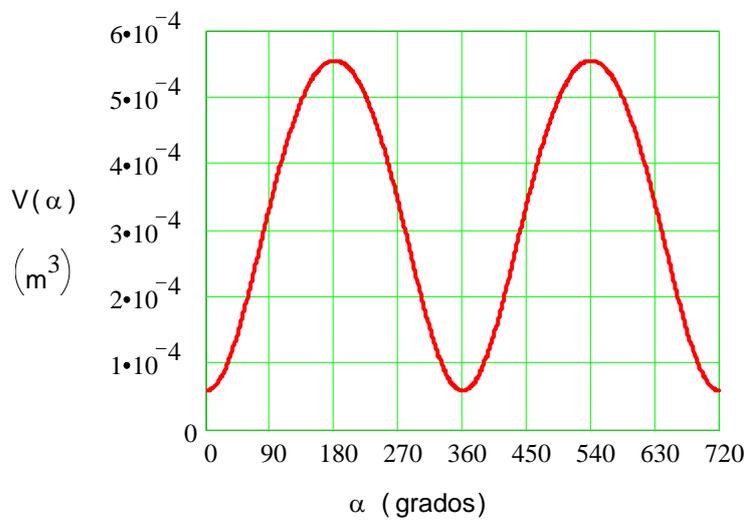
$$y(\alpha) := hcc + \lambda \cdot L + \frac{L}{2} - \frac{L}{2} \cdot \cos\left(\alpha \cdot \frac{\pi}{180}\right) - \sqrt{(\lambda \cdot L)^2 - \left(\frac{L}{2} \cdot \sin\left(\alpha \cdot \frac{\pi}{180}\right)\right)^2}$$

$$y(0) = 9.3 \cdot 10^{-3} \quad y(180) = 0.087$$

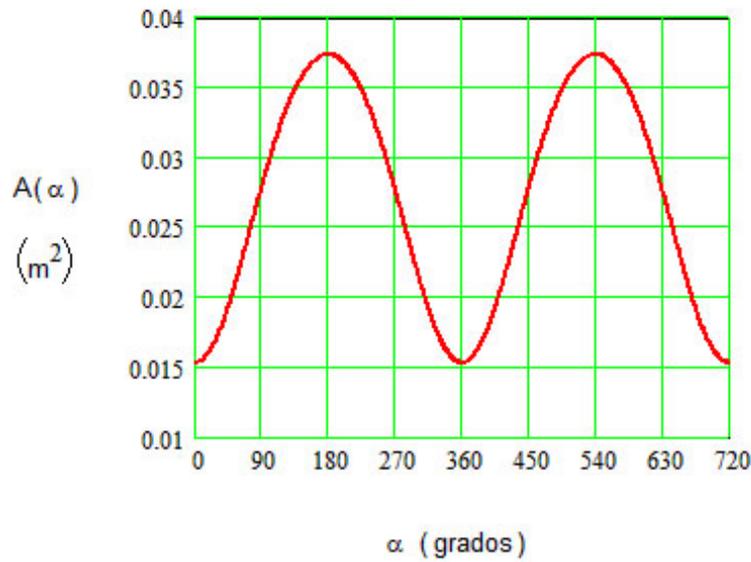


$$V(\alpha) := V_{pms} + \frac{\pi \cdot D^2}{4} \left[\lambda \cdot L + \frac{L}{2} - \frac{L}{2} \cdot \cos\left(\alpha \cdot \frac{\pi}{180}\right) - \sqrt{(\lambda \cdot L)^2 - \left(\frac{L}{2} \cdot \sin\left(\alpha \cdot \frac{\pi}{180}\right)\right)^2} \right]$$

$$V(0) = 5.978 \cdot 10^{-5} \quad V(180) = 5.56 \cdot 10^{-4}$$



$$A(\alpha) := \left[\frac{2 \pi D^2}{4} + V(\alpha) \cdot \left(\frac{4}{D}\right) \right] \quad A(0) = 0.015$$



$$\alpha_{RCA} := 180 + RCA \quad rc := \frac{V(\alpha_{RCA})}{V_{pms}} \quad rc = 6.743$$

$$\alpha_{RCA} = 255 \quad V_{pms} = 5.978 \cdot 10^{-5} \quad V(\alpha_{RCA}) = 4.031 \cdot 10^{-4}$$

$$q' := V(\alpha_{RCA}) - V_{pms} \quad q' = 3.433 \cdot 10^{-4} \quad a := \frac{q'}{q} \quad a = 0.692$$

$$PM_{H_2O} := 18.02 \cdot 10^{-3} \quad PM_{Ar} := 39.94 \cdot 10^{-3} \quad PM_C := 12.01 \cdot 10^{-3}$$

$$PM_{CO_2} := 44.01 \cdot 10^{-3} \quad PM_{O_2} := 32 \cdot 10^{-3} \quad PM_H := 1.009 \cdot 10^{-3}$$

$$PM_{H_2} := 2.018 \cdot 10^{-3} \quad PM_{CO} := 28.01 \cdot 10^{-3} \quad PM_{N_2} := 28.01 \cdot 10^{-3}$$

$$PM_{NO} := 30.005 \cdot 10^{-3} \quad PM_N := 14.005 \cdot 10^{-3} \quad PM_{OH} := 17.009 \cdot 10^{-3}$$

$$PM_O := 16 \cdot 10^{-3} \quad PM_{CH_4} := 16.046 \cdot 10^{-3} \quad PM_{air} := 28.97 \cdot 10^{-3}$$

$$PM_{aire} := (.78 \cdot PM_{N_2} + .21 \cdot PM_{O_2} + .01 \cdot PM_{Ar}) \quad PM_{aire} =$$

$$R_u := 8.3178 \quad \left(\frac{\text{J}}{\text{mol}\cdot\text{K}} \right) \quad (\text{aire})$$

$$R_{\text{aire}} := \frac{R_u}{P_{\text{Maire}}} \quad R_{\text{aire}} = 287.145 \quad \left(\frac{\text{J}}{\text{Kg}\cdot\text{K}} \right) \quad (\text{aire})$$

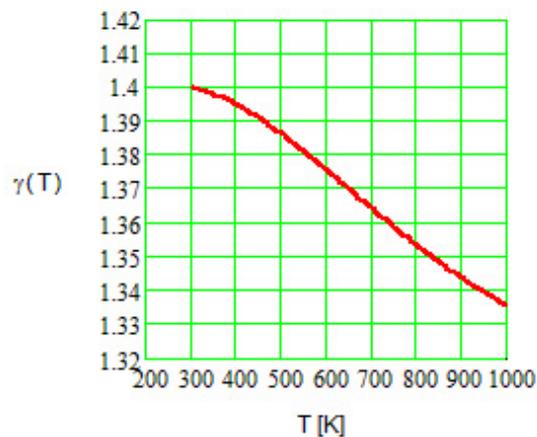
$$C_{\text{paire}}(T) := \left[3.653 - 1.334 \cdot 10^{-3} (T) + 3.291 \cdot 10^{-6} (T)^2 - 1.91 \cdot 10^{-9} (T)^3 + 0.275 \cdot 10^{-12} (T)^4 \right] \cdot R_{\text{aire}}$$

RANGO DE TEMPERATURA ESTUDIADO DESDE 300 [K] HASTA 1000 [K]

$$C_{\text{vair}}(T) := C_{\text{paire}}(T) - R_{\text{aire}}$$

$$\gamma_{\text{aire}}(T) := \frac{C_{\text{paire}}(T)}{C_{\text{vair}}(T)}$$

$$T := 300..1000$$



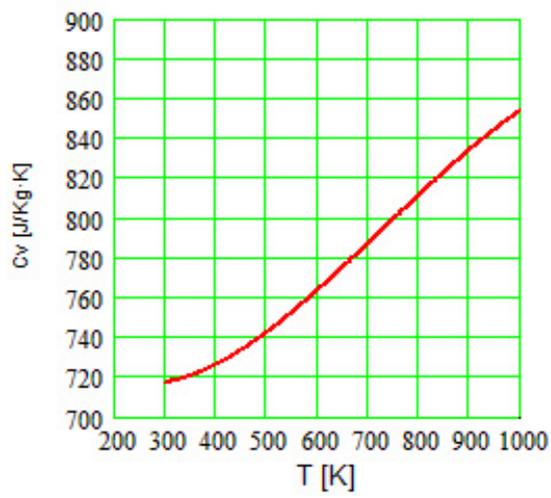
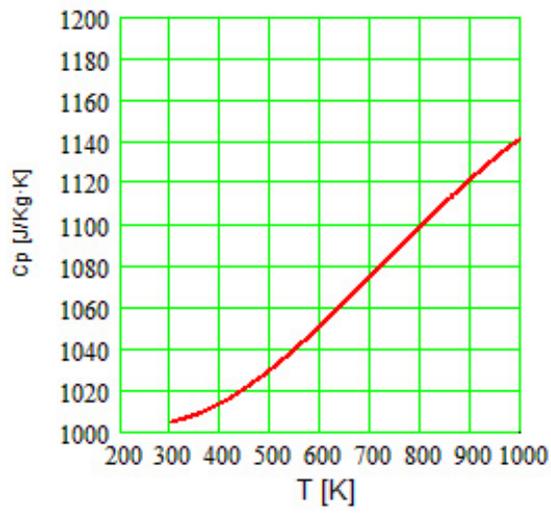
$$h_o(\text{H}_2\text{O}) := -2.3908 \cdot 10^5 \quad h_o(\text{CO}_2) := -3.93405 \cdot 10^5$$

$$h_o(\text{gasoil}) := -1.112 \cdot 10^5 \quad h_o(\text{CO}) := -1.1388 \cdot 10^5$$

COMBUSTIBLE BIOETANOL

$$L_{\text{inf}} := 29470000 \quad L_{\text{sup}} := 32340000$$

$$F_e := 0.1048 \quad F_r := 1.363 \quad F := F_r \cdot F_e \quad F = 0.143$$





$$n := 5500 \quad \Omega := \frac{2 \cdot \pi \cdot n}{60} \quad \omega := \frac{n \cdot 360}{60} \quad N := \frac{n}{60}$$

$$\Omega = 575.959 \quad \omega = 3.3 \cdot 10^4 \quad N = 91.667$$

INICIO DE ADMISION

$$P_{adm} := 2 \cdot 10^5 \quad P1' := P_{adm} \quad P1' = 2 \cdot 10^5$$

$$V(\alpha RCA) = 4.031 \cdot 10^{-4} \quad V1' := V(\alpha RCA) \quad V1' = 4.031 \cdot 10^{-4}$$

$$Tf := 293$$

$$m1' := \frac{P_{adm} \cdot V(\alpha RCA)}{R_{gaire} \cdot Tf} \quad m1' = 9.583 \cdot 10^{-4}$$

$$P_{admresidual} := \left(\frac{m1' \cdot R_{gaire} \cdot 366}{V(\alpha RCA)} \right) \quad P_{admresidual} =$$

$$P_{admisionresidual}(\alpha) := P_{admresidual} \cdot \left(\frac{V(\alpha RCA)}{V(\alpha)} \right)^{1.4} \quad P_{admisionresidual}(320) =$$

$$P_{admisionresidual}(\alpha RCA) =$$

$$T_{admisionresidual}(\alpha) := P_{admisionresidual}(\alpha) \cdot \frac{V(\alpha)}{m2 \cdot R_{gaire}} \quad T_{admisionresidual}(320) =$$

$$T_{admisionresidual}(\alpha RCA) =$$

$$V3 := V2 \quad V3 =$$

$$m3 := m2 \quad m3 =$$

$$QC := Liinf \cdot m3 \cdot 0.63 \cdot \frac{1}{7} \quad QC =$$

$$\Delta U := QC \quad \Delta U =$$

$$T3 := \left[\frac{\Delta U}{(C_{vaire}(1400) \cdot m3)} + T2 \right] \quad T3 =$$

$$\frac{m3 \cdot R_{gaire} \cdot T3}{V_{pms}} = \quad P3 := \frac{m3 \cdot R_{gaire} \cdot T3}{V_{pms}}$$

$$P3 =$$

ESTIMACION T Y P GASES RESIDUALES

$$f := \frac{1}{1 + \frac{Tesc}{Tf} \cdot \left[\frac{Padm}{Pesc} \cdot rc - \left[1 - \frac{\gamma_{aire}(Tesc) - 1}{\gamma_{aire}(Tesc)} \cdot \left(1 - \frac{Padm}{Pesc} \right) \right] \right]} \quad f = 0.081$$

T Y P EN RCA (1')

$$T1' := (1 - f) \cdot Tf + f \cdot Tesc \cdot \left[1 - \frac{\gamma_{aire}(Tf) - 1}{\gamma_{aire}(Tf)} \cdot \left(1 - \frac{Padm}{Pesc} \right) \right] \quad T1' = 365.796$$

$$dAE := \frac{m^2}{V(320)} \quad dAE = 7.291 \quad dPMS := \frac{m^2}{V(360)} \quad dPMS = 16.029$$

$$Tadmisionresidual(320) = 573.018 \quad Padmisionresidual(320) = 1.2 \cdot 10^6$$

$$SLto := 0.33 - 0.12 \cdot \left[(1.36 - 1.15)^2 \right] \quad SLto = 0.325$$

$$\text{alfa} := 2.18 - 0.8 \cdot (1.36 - 1)$$

$$\text{beta} := -0.16 + 0.22 \cdot (1.36 - 1)$$

$$SLt := SLto \cdot \left[\left(\frac{Tadmisionresidual(320)}{298} \right)^{\text{alfa}} \right] \cdot \left[\left(\frac{Padmisionresidual(320)}{100000} \right)^{\text{beta}} \right]$$

$$SLt = 0.915$$

$$\mu(T) := 3.3 \cdot 10^{-7} \cdot T^{0.7} \quad \mu(2000) = 6.749 \cdot 10^{-5}$$

$$C := 17.235$$

$$\Delta\alpha_{turbulento} := C \cdot \left(\frac{D}{y(0)} \right) \cdot \left[\left(\frac{dAE}{dPMS} \right)^{\left(\frac{10}{9} \right)} \right] \cdot \left(\frac{2-n-L}{60} \right) \cdot \left[\left(\frac{\mu(2000)}{dPMS} \right)^{\left(\frac{1}{3} \right)} \right] \cdot \left[\left(\frac{y(320)}{SLt} \right)^{\left(\frac{2}{3} \right)} \right]$$

$$\frac{\Delta\alpha_{turbulento}}{C} = 0.074 \quad \Delta\alpha_{turbulento} = 1.278$$

CALCULO DEL ANGULO OCUPADO POR LA FASE LAMINAR

$$SLI := 0.15 \cdot 0.26 + 0.85 \cdot 0.35 \quad SLI = 0.336$$

$$C := 17.235$$

$$\Delta\alpha_{laminar} := C \cdot \left(\frac{2 \cdot n \cdot L \cdot \mu(600)}{60} \right)^{\left(\frac{1}{3}\right)} \cdot \left(\frac{y(320)}{SLI} \right)^{\left(\frac{2}{3}\right)}$$

$$\frac{\Delta\alpha_{laminar}}{C} = 0.012 \quad \Delta\alpha_{laminar} = 0.2$$

CALCULO DEL SISTEMA DE LAS ECUACIONES LAMINAR Y TURBULENTO

$$\frac{80 \cdot 2 \cdot \pi}{360} = 1.396 \quad \frac{1.396}{(0.012 + 0.069)} = 17.235 \quad \text{DE AQUI SACO C Y LO METO EN LAS ECUACIONES ANTERIORES}$$

$$C := 17.235$$

$$\frac{\Delta\alpha_{laminar} \cdot 360}{2 \cdot \pi} = 11.432 \quad \frac{\Delta\alpha_{turbulento} \cdot 360}{2 \cdot \pi} = 73.22$$

$$\Delta\alpha_{laminargrados} := \frac{\Delta\alpha_{laminar} \cdot 360}{2 \cdot \pi} \quad \Delta\alpha_{laminargrados} = 11.432$$

$$\Delta\alpha_{turbulentogrados} := \frac{\Delta\alpha_{turbulento} \cdot 360}{2 \cdot \pi} \quad \Delta\alpha_{turbulentogrados} = 73.22$$

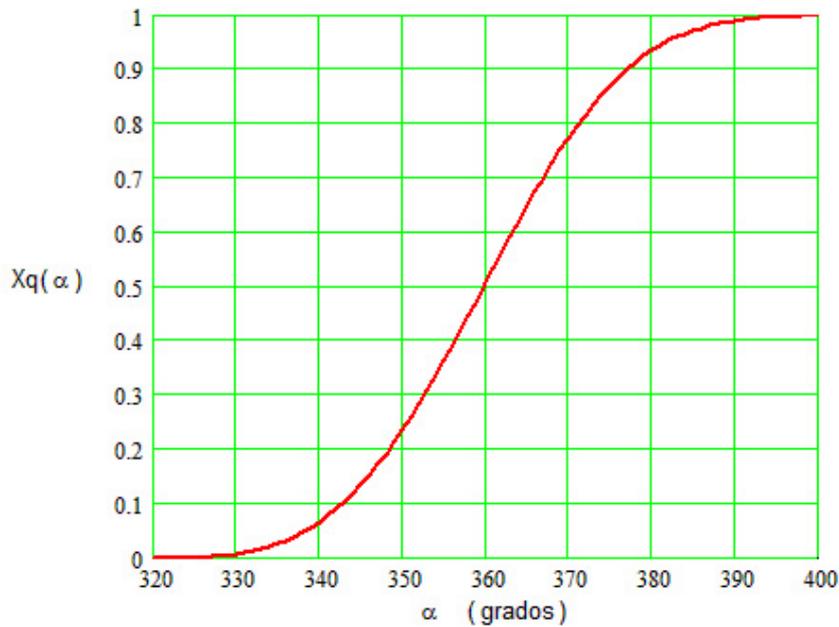
$$\Delta\alpha := (\Delta\alpha_{turbulentogrados} + \Delta\alpha_{laminargrados}) \quad \Delta\alpha = 84.652$$

$$aq := 7.20$$

$$mq := 2.35$$

$$Xq(\alpha) := 1 - e^{\left[(-aq) \cdot \left(\frac{\alpha - 320}{80} \right)^{(mq+1)} \right]}$$

$$\alpha := 0..720$$



$$mc := m2 \cdot \left(\frac{1}{7} \right) \quad mc =$$

$$aq := 7.20$$

$$mq := 2.35$$

$$Liinf =$$

$$Lisup =$$

$$QC := Liinf \cdot m3 \cdot 0.63 \cdot \frac{1}{7} \quad QC =$$

$$QCderivada(\alpha) := \left[e^{(-aq) \cdot \left(\frac{\alpha - 320}{80} \right)^{(mq+1)} \right] \cdot \left[\left(\frac{\alpha - 320}{80} \right)^{mq} \right] \cdot \left[\frac{aq \cdot (mq + 1)}{80} \right] \cdot QC$$

