

## **Capítulo 5**

### **ACOPLAMIENTO DEL MOTOR Y TURBOCOMPRESOR.**

#### *5.1 Introducción*

La sobrealimentación de un motor de combustión interna alternativo mediante la implementación de una turbina y un compresor supone el acoplamiento de diversas máquinas con una problemática y características intrínsecas bien distintas.

En los capítulos anteriores se han vislumbrado múltiples aspectos derivados de la sobrealimentación de un motor, comparándose la evolución de magnitudes en motores sobrealimentados y atmosféricos o la influencia de factores significativos en el modelo que se ha planteado de la sobrealimentación.

Este capítulo abre una nueva vía para analizar los efectos derivados de la sobrealimentación de motores. Se plantea un nuevo punto de vista que no ha sido tratado en los capítulos anteriores, al menos de forma directa. El objetivo es visualizar el acoplamiento existente entre ambas máquinas en una representación conjunta de variables que definen el estado de funcionamiento de cada una de ellas de forma independiente.

Para obtener esta caracterización del grupo de sobrealimentación se suele realizar un barrido de condiciones de operación del motor, en lo referente a distintos grados de carga y regímenes de giro del motor. La evaluación de los gastos máxicos que circulan por el compresor y de la relación de compresión suministrada por el mismo permite la ubicación en el mapa del compresor de un determinado punto de funcionamiento correspondiente a un grado de carga y régimen de giro dado.

## 5.2 Resultados obtenidos

Tal y como se ha mencionado en la introducción, el objetivo de este apartado es mostrar de forma conjunta las evoluciones de motor y grupo de sobrealimentación en distintas situaciones de funcionamiento.

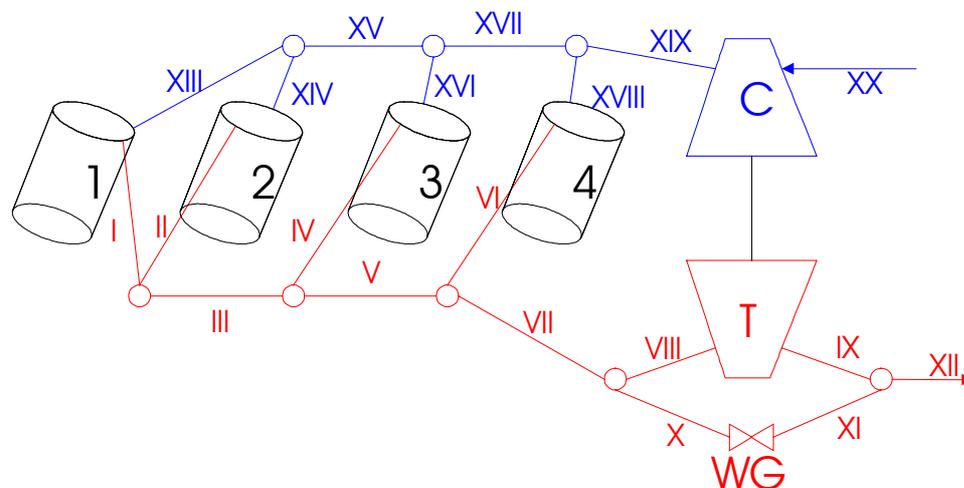
Las magnitudes directamente implicadas son el gasto másico que atraviesa el compresor y la relación de compresión dada por el mismo. Adicionalmente se ha considerado interesante la representación de otras magnitudes representativas del funcionamiento del motor como la presión media efectiva, la potencia demandada por el compresor y la potencia cedida en la turbina.

Para ellos se ha sometido a un modelo de tetracilíndrico a una batería de condiciones de funcionamiento. Estas experiencias pasan por el funcionamiento en distintos grados de carga (desde el 45 % hasta la plena carga) y por el acoplamiento a un motor con diferentes regímenes de giro que van desde las 1.700 rpm hasta las 4.500 rpm.

Todas estas situaciones se han planteado sobre el mismo modelo de motor, sin que se modifique parámetro o configuración del mismo. El único parámetro que se ha modificado en cada caso modelado junto al grado de carga y al régimen de giro ha sido la velocidad de giro inicial del turbocompresor, ya que no parece razonable imponer la misma velocidad ante situaciones tan cambiantes.

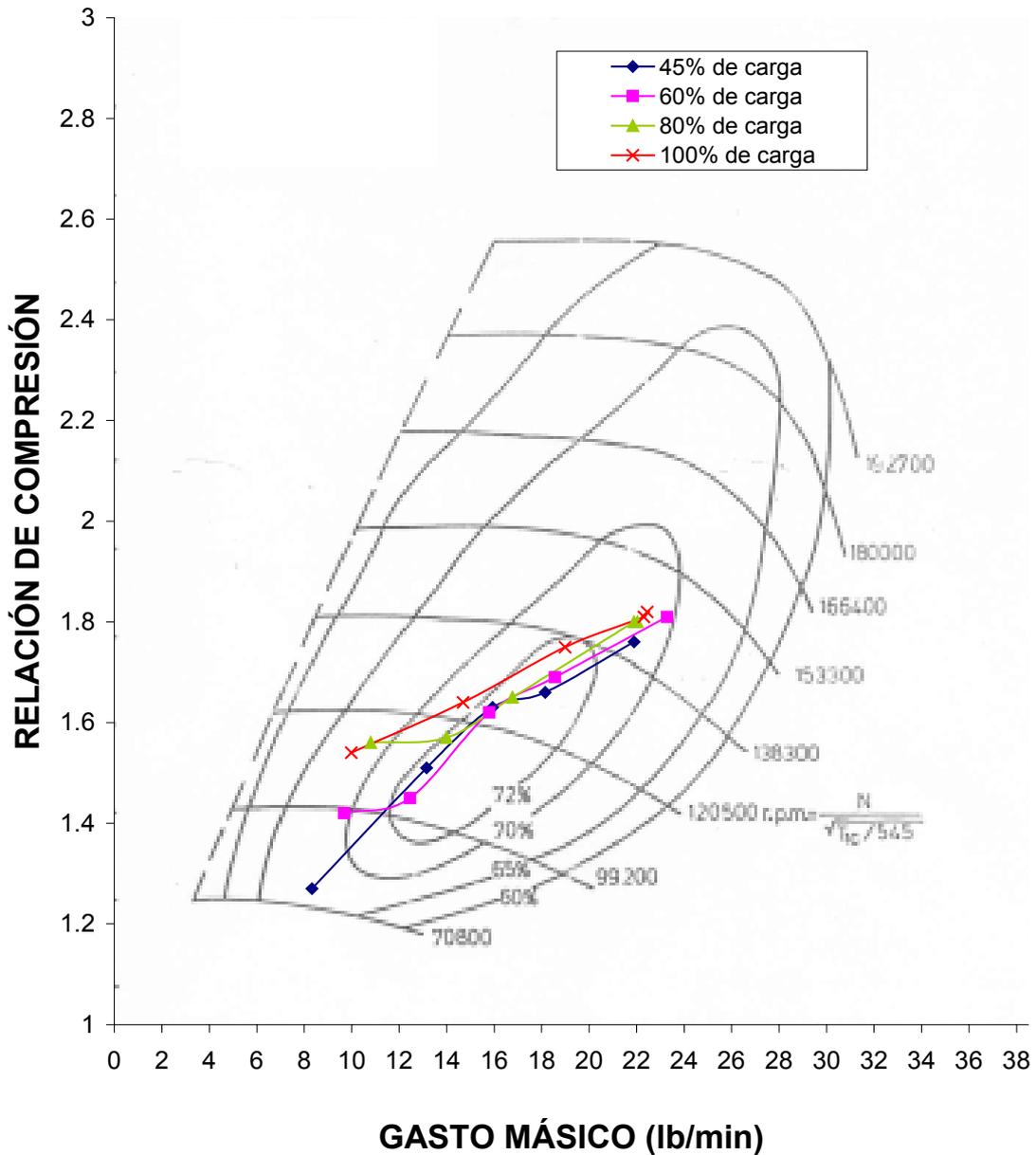
Tras la realización de las pruebas y visualización de los resultados obtenidos se ha considerado interesante plantear un conjunto idéntico de pruebas donde se ha modificado el valor de apertura de la válvula de waste gate con la intención de vislumbrar la influencia en el funcionamiento del mismo. En la primera serie de experiencias (que denominaremos Caso 1 en lo que sigue) dicha válvula estaba modelada para su apertura en el momento en el que la relación de compresión en el compresor superase el valor de 1,7. En el Caso 2 estudiado para que se produjese la apertura de este dispositivo se debía registrar un valor de la compresión superior a 1,9.

En la Figura 5.1 se recoge un esquema del modelo sometido a prueba.



**FIGURA 5.1**  
**MODELO CONSIDERADO EN EL ANÁLISIS DEL ACOPLAMIENTO**

En las Figuras 5.2 y 5.3 se muestran los diagramas de funcionamiento conjunto de ambas máquinas.



**FIGURA 5.2**  
**ACOPLAMIENTO MOTOR TURBOCOMPRESOR (CASO 1)**

Los puntos de funcionamiento que se han representado en las Figuras 5.2 y 5.3 se han obtenido como medias de los valores puntuales a lo largo de todos los puntos del cálculo del gasto que evoluciona por el compresor y de la relación de compresión. Estas magnitudes se registran en unos de los archivos de resultados que genera el programa por lo que la obtención del valor medio es sencilla mediante el empleo de una hoja de cálculo.

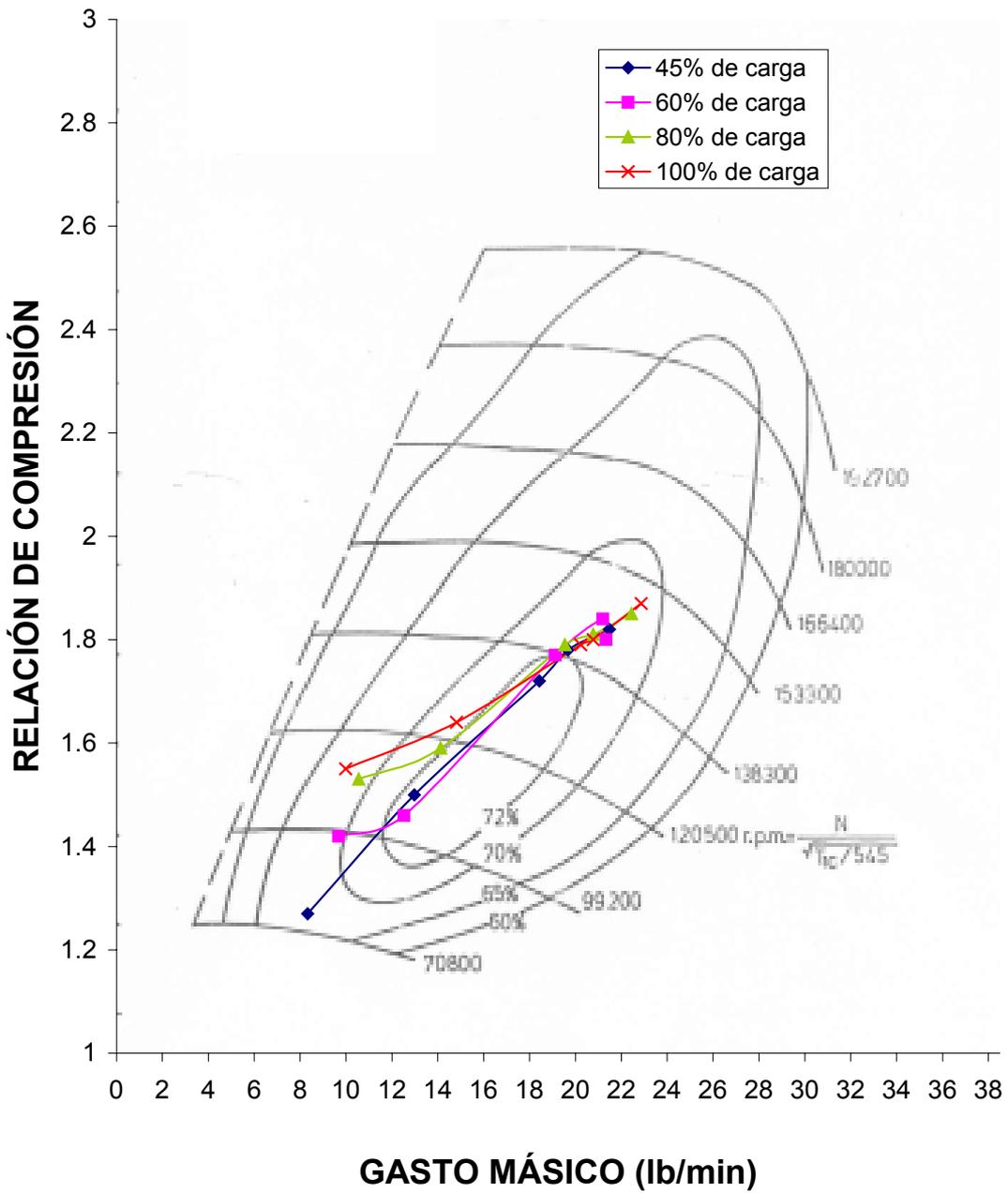


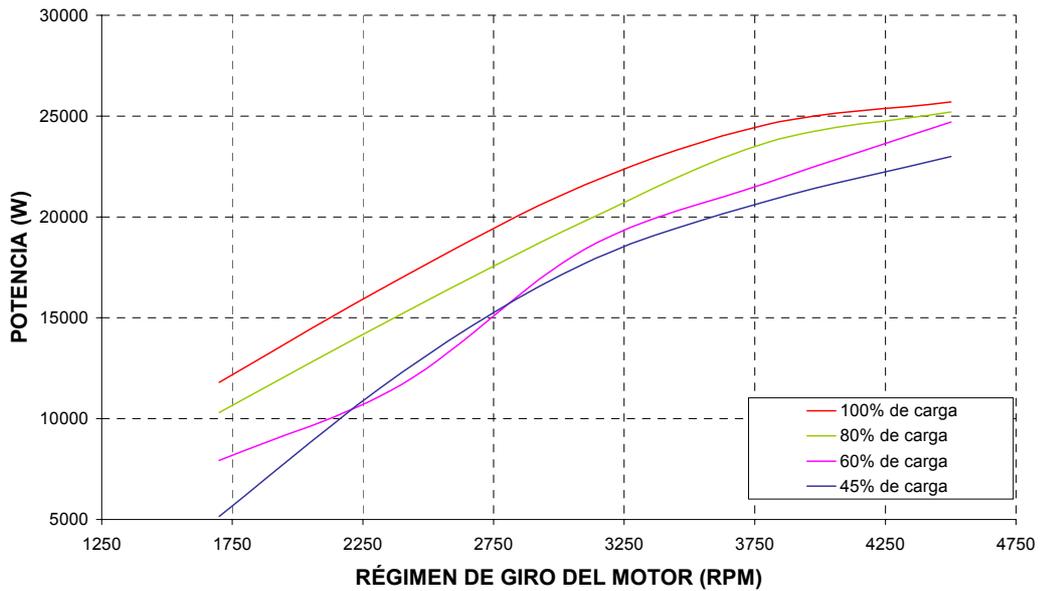
FIGURA 5.3  
ACOPLAMIENTO MOTOR TURBOCOMPRESOR (CASO 2)

Atendiendo a los resultados obtenidos se observa que ambos diagramas de acoplamiento son bastante similares. Existe una pequeña desviación del comportamiento esperado en los regímenes intermedios para cargas parciales. En el Caso 1 las curvas se agolpan para un valor de la relación de compresión próximo a 1,7. Precisamente este valor es el que da lugar a la apertura de la válvula de waste gate. En el Caso 2, se aprecia un comportamiento similar no obstante en general los valores son algo superiores a los obtenidos en el Caso 1 tanto en lo concerniente a relación de compresión como en cuanto a gastos máxicos en el compresor.

En el Caso 2 el fenómeno de agrupamiento de las curvas se da a unos valores ligeramente superiores de la relación de compresión por encima de 1,8. Este fenómeno puede tener su origen en la compensación de dos efectos contrarios. Al aumentar el gasto que evoluciona en el compresor con velocidades crecientes de giro del motor y la potencia en la turbina con el grado de carga debido al mayor estado energético del fluido en el escape al quemarse más combustible, se produce por un lado una mayor relación de compresión por lo que se justifica la tendencia creciente de todas las curvas. Por otro lado llega un momento en el que al aumentar la relación de compresión dada por el compresor la frecuencia en la apertura de la válvula de waste gate se incrementa notablemente. Por eso en el entorno del valor de apertura de la válvula de waste gate se juntan las curvas ya que aunque hay mas potencia en el escape se aprovecha en menor medida al descargarse más fluido al exterior sin que pase por la turbina. Al aumentar más aún el régimen de giro del motor y del turbocompresor resulta que en el mapa del compresor la mayoría de las veces la válvula de waste gate permanece abierta por igual con lo que ahora pesa más el distinto grado de carga y el aprovechamiento térmico en la turbina y las curvas se vuelven a separar. Por esta razón en uno de los casos el agrupamiento de las curvas se da en el entorno del 1,7 y en el otro caso pasado el 1,8.

Otras magnitudes que se suelen representar y nos dan una idea de cómo está funcionando el acoplamiento del turbocompresor con el régimen cambiante del motor suelen ser la potencias desarrolladas por la turbina, la potencia consumida por el compresor y parámetros operativos del motor como las presiones medias indicadas, de pérdidas mecánicas y efectivas del motor. Estas magnitudes se representan a continuación para las distintas condiciones de funcionamiento del motor.

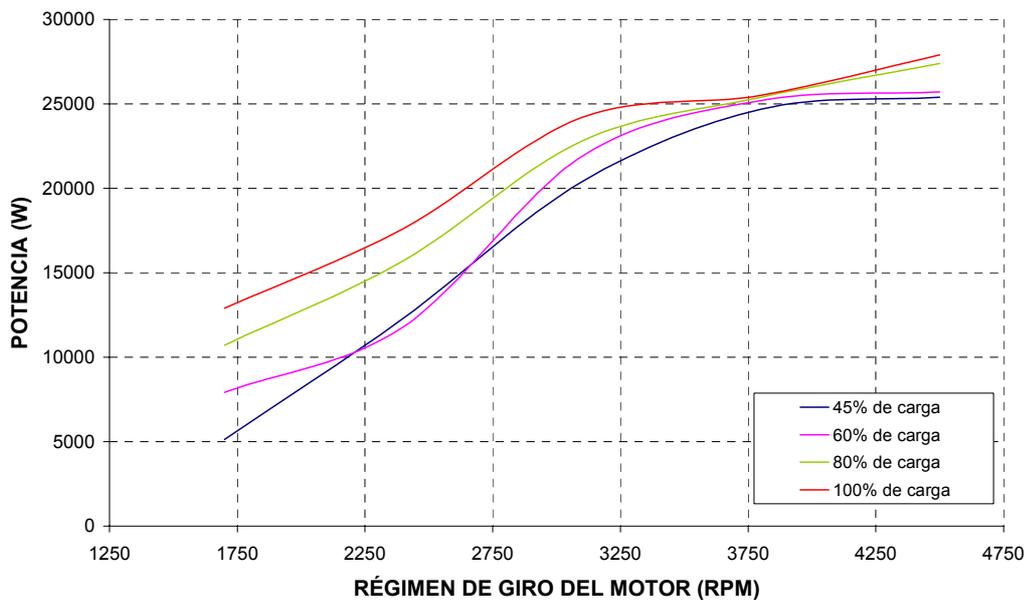
**POTENCIA COMPRESOR (CASO 1)**



**FIGURA 5.4**

Se observa un incremento de la potencia consumida en el compresor para grados de carga crecientes y mayores regímenes de giro del motor. Es obvio que mayores relaciones de compresión y gastos suponen incrementar la potencia en el compresor (salvo esa perturbación inicial). El compresor se encuentra desacoplado en gran medida de las perturbaciones que aparecen en la turbina ya que con independencia de la apertura de la misma se observa como el compresor consume cada vez mas potencia. Un efecto que si que se puede atribuir en cierta medida a la válvula es que a mayores regímenes de funcionamiento y carga en el motor la pendiente de la curva se suaviza bastante debido a que la potencia que trasmite la turbina crece de forma más lenta.

**POTENCIA COMPRESOR (CASO 2)**



**FIGURA 5.5**

En el Caso 2 se identifican las mismas tendencias si bien se acentúa el agrupamiento de las curvas cuando el motor gira más rápido.

Las Figuras anteriores están íntimamente relacionadas con las siguientes que recogen la potencia desarrollada en la turbina para las distintas condiciones de funcionamiento.

POTENCIA TURBINA (CASO 1)

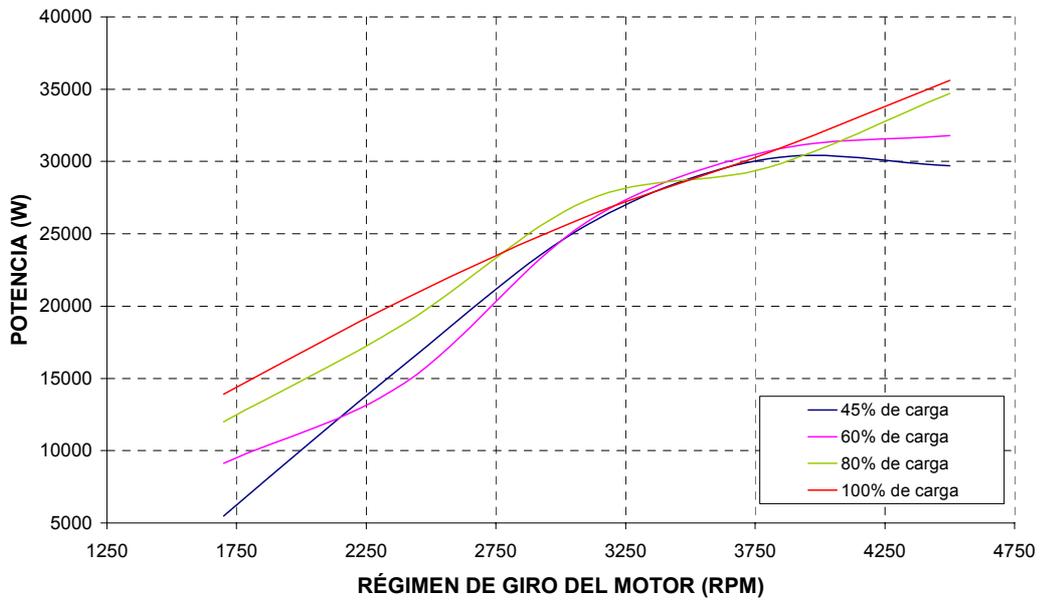


FIGURA 5.6

POTENCIA TURBINA (CASO 2)

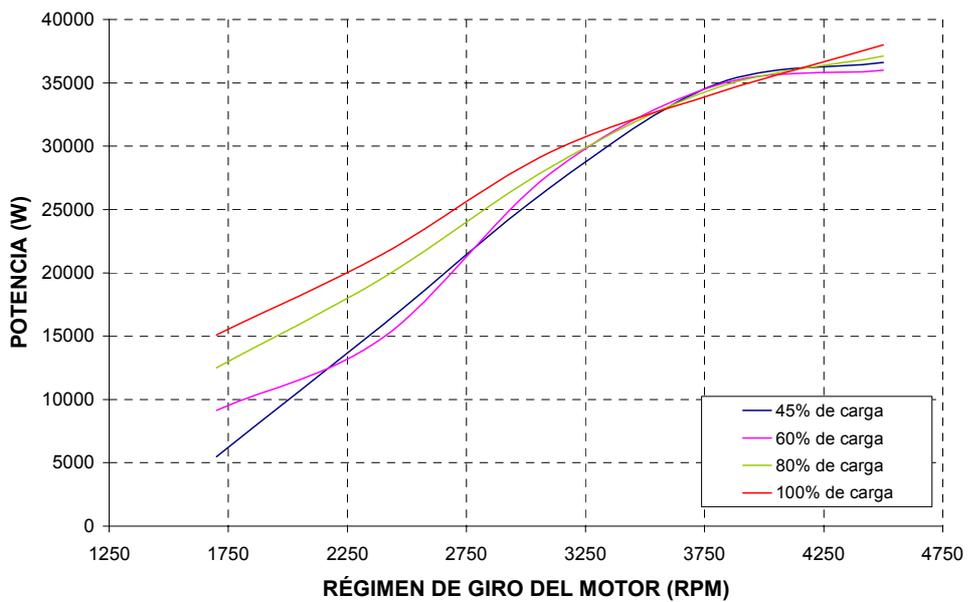


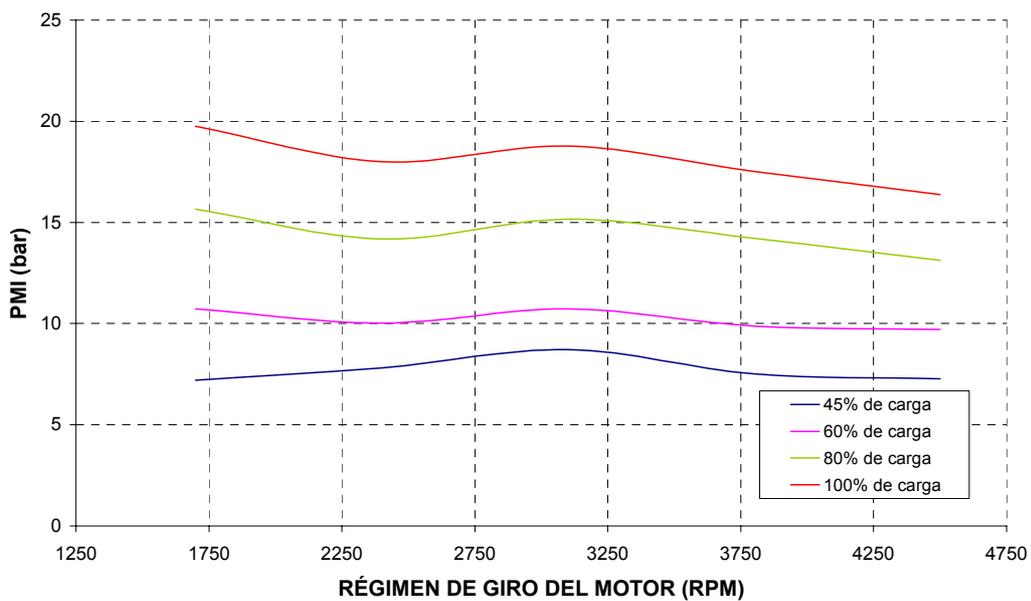
FIGURA 5.7

Las Figuras 5.6 y 5.7 referentes a la potencia que desarrolla la turbina son claves para analizar el acoplamiento de las turbomáquinas. En primer lugar se aprecia como mayores grados de carga que implican un aporte de más combustible y un estado energético más elevado en el escape dan lugar al desarrollo de mayores potencias en la turbina. Se observa claramente también el fenómeno que hemos comentado con anterioridad. Se llega a un punto que la mayor frecuencia en la apertura de la válvula de waste gate da lugar a que se desvíe una mayor fracción de gasto másico en el escape, pese a que su nivel energético sea mayor. Esto provoca que se establezca un equilibrio y la potencia desarrollada se mantenga relativamente constante. En el Caso 2 esto se inicia a mayores regímenes de giro (por encima de las 3.500 rpm) mientras que en el Caso 1 se da al llegar antes de las 3.200 rpm. Esto es así por que la válvula de waste gate en el Caso 2 se abre para mayores relaciones de compresión (y por tanto regímenes del motor) que en el Caso 1. Se aprecia también, sobre todo en el Caso 1 cómo, una vez que las relaciones de compresión son suficientemente elevadas y la frecuencia en la apertura de la válvula de waste gate es la misma (ya que mayoritariamente permanece abierta) se tiene que el grado de carga vuelve a ser la variable que predomina y hace que las curvas se separen de nuevo.

El valor absoluto de la potencia que se obtiene en la turbina bajo cualquier grado de carga o régimen de giro resulta superior en comparación a las potencias que se manejan en el compresor. Los valores se han obtenido como la diferencia entre el nivel energético del fluido entre la entrada y la salida a ambos elementos. La potencia en la turbina se destina a compensar las distintas pérdidas que se producen en el acoplamiento y movimiento de ambas máquinas con un rendimiento del orden del 0,75-0,80.

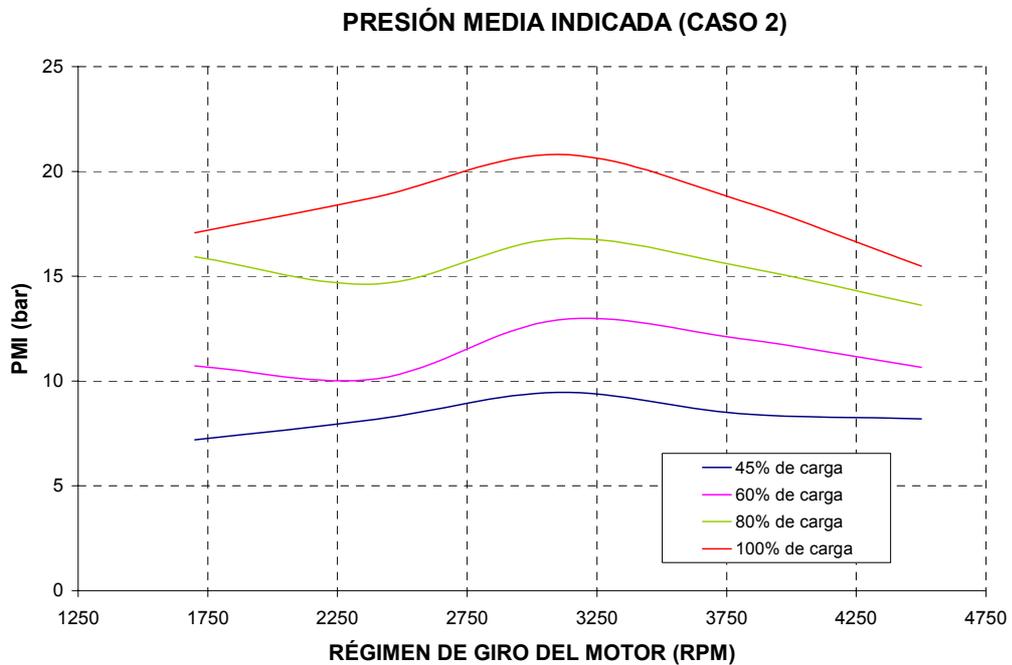
En las Figuras siguientes se muestran resultados relativos a como se realiza el ciclo de trabajo en el motor. Estos resultados tienen un error significativo por exceso debido a que el modelo de combustión no tiene consideración algunas de las pérdidas asociadas al ciclo de combustión como las pérdidas por combustión incompleta, pérdidas de calor, pérdidas por combustión progresiva, etc.

**PRESIÓN MEDIA INDICADA (CASO 1)**



**FIGURA 5.8**

En este caso la variable que más influye en el trabajo que desarrolla el motor es el grado de carga y por tanto la cantidad de combustible que se aporta. La sobrealimentación lo que introduce es un efecto de compensación al incrementarse el régimen de giro. En un motor atmosférico al aumentar la velocidad de giro del motor se producen dos efectos muy negativos a la hora de cuantificar el trabajo que se obtienen en el cilindro. El llenado del cilindro empeora notablemente por lo que se aporta menos aire y se puede quemar menos combustible que resulta ser la variable más importante en el desarrollo de la potencia del motor y además las pérdidas por fricción se incrementan. Esto provoca que la curva típica de la presión media indicada sea marcadamente decreciente con el incremento del régimen de giro del motor. El hecho de sobrealimentar el motor introduce un factor compensatorio de los efectos negativos debido a que al aumentar el régimen de giro del motor se incrementa el grado de sobrealimentación suministrado por el compresor. Esto hace que al incrementarse la densidad del aire que se aporta con mayores regímenes de giro superiores se compense el peor llenado del cilindro sin caer en aumentar las pérdidas por fricción.

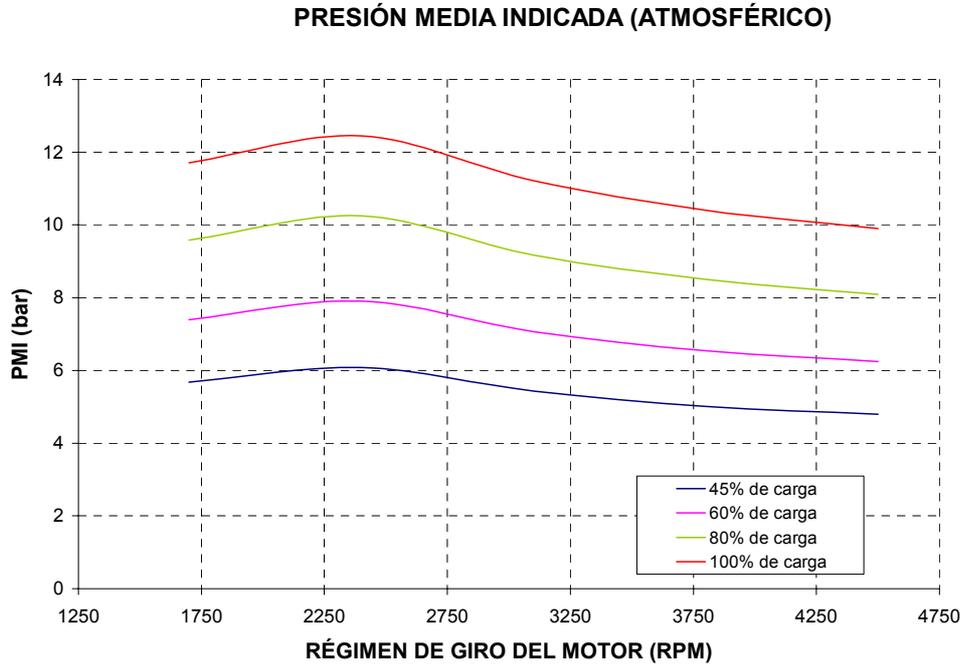


**FIGURA 5.9**

De hecho se observa como para regímenes intermedios del motor donde el llenado del cilindro no se ha degradado demasiado y el compresor proporciona una sobrealimentación notable no sólo se mantienen los valores sino que se mejora un poco la presión media indicada. En el Caso 2 este efecto es mayor debido a que al establecerse una mayor relación de compresión para la apertura de la válvula de waste gate se pueden desarrollar más potencia y lograr una mayor sobrealimentación (y por tanto densidad en el cilindro).

La Figura 5.10 recoge la evolución de la presión media indicada que se obtiene en el modelo equivalente atmosférico, donde las turbomáquinas han sido sustituidas por sendas uniones.

En este caso no existe efecto compensatorio alguno con el incremento de la velocidad de giro del motor por lo que el trabajo desarrollado por el motor por ciclo disminuye.



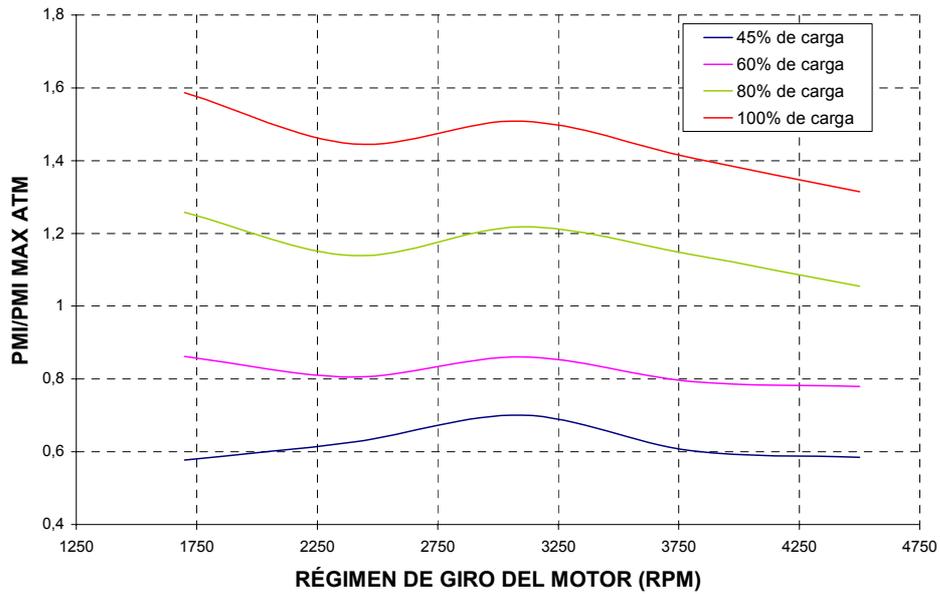
**FIGURA 5.10**

En primer lugar se observa como los valores son menores. Además se confirma como la tendencia a valores menores (salvo en el caso de los 2400 rpm) que quedan por encima del valor inicial.

En las Figuras 5.11 y 5.12 se han representado para ambos casos los ratios entre las presiones medias indicadas que se han obtenido y la máxima presión media indicada que se obtienen en el modelo atmosférico. En estas gráficas se muestran en términos relativos como se incrementa el trabajo indicado por ciclo respecto a la mejor situación posible del modelo atmosférico.

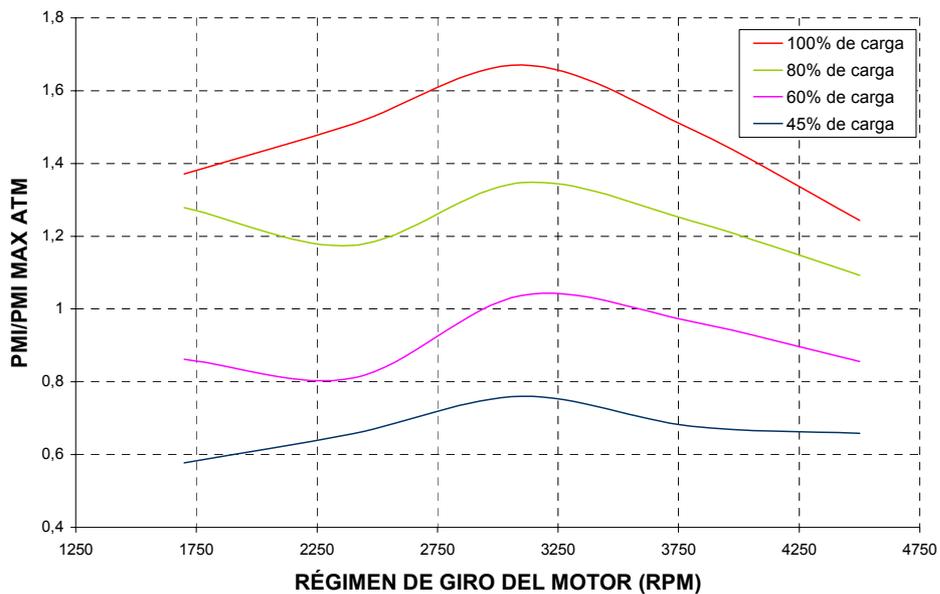
Ambas Figuras ponen de manifiesto que la sobrealimentación introduce una mejora notable en la capacidad de generar trabajo del motor. Funcionando bajo cargas elevadas los incrementos de presión media indicada resultan ser del orden del 50% para plena carga y del 20 al ochenta por ciento de la misma frente al valor más alto que se pueda obtener en el motor atmosférico. Dado que el aporte de combustible es el factor más influyente en la potencia que puede llegar a desarrollar un motor es obvio que aún siendo sobrealimentado un motor al 60 % de la carga desarrollará menos potencia que el mismo motor atmosférico al 100 %, tal y como manifiestan los resultados.

**RATIO PMI/PMI MÁXIMA MODELO ATMOSFÉRICO (CASO 1)**



**FIGURA 5.11**

**RATIO PMI/ PMI MÁXIMA MODELO ATMOSFÉRICO (CASO 2)**



**FIGURA 5.12**

La presión media indicada, aunque representativa de las prestaciones que desarrolla el motor no es suficiente para evaluar la potencia real del motor. Es necesario considerar el efecto de las pérdidas asociadas al lazo de bombeo. En las Figuras 5.13, 5.14 y 5.15 se visualizan los valores de las presiones medias de pérdidas mecánicas asociadas al ciclo. Las presiones de pérdidas mecánicas que se representan tienen en consideración únicamente las pérdidas asociadas al lazo de bombeo sin entrar en la consideración de otras pérdidas mecánicas adicionales.

Con independencia de que el motor se sobrealimente o no se ponen de manifiesto algunas tendencias.

Los valores de presión media de pérdidas mecánicas son bastante inferiores a los valores de presión media indicada. La tendencia que se identifica claramente es un incremento de la presión media de pérdidas mecánicas al aumentar el régimen de giro del motor. Al aumenta el régimen de giro del motor las velocidades se incrementan por lo que los efectos de la fricción en el llenado del cilindro se ven acentuados lo que incrementa el lazo de bombeo y con ello la presión media de pérdidas mecánicas.

Se visualiza también una tendencia que resulta a priori de difícil justificación. El aumento del grado de carga en el cilindro lleva asociado una menor presión de pérdidas mecánicas para la misma velocidad de giro del motor. Dado que el aumento de carga desarrolla un mayor grado de sobrealimentación se podría justificar tal comportamiento atendiendo a la existencia de la sobrealimentación.

### PRESIÓN MEDIA DE PÉRDIDAS MECÁNICAS (CASO 1 )

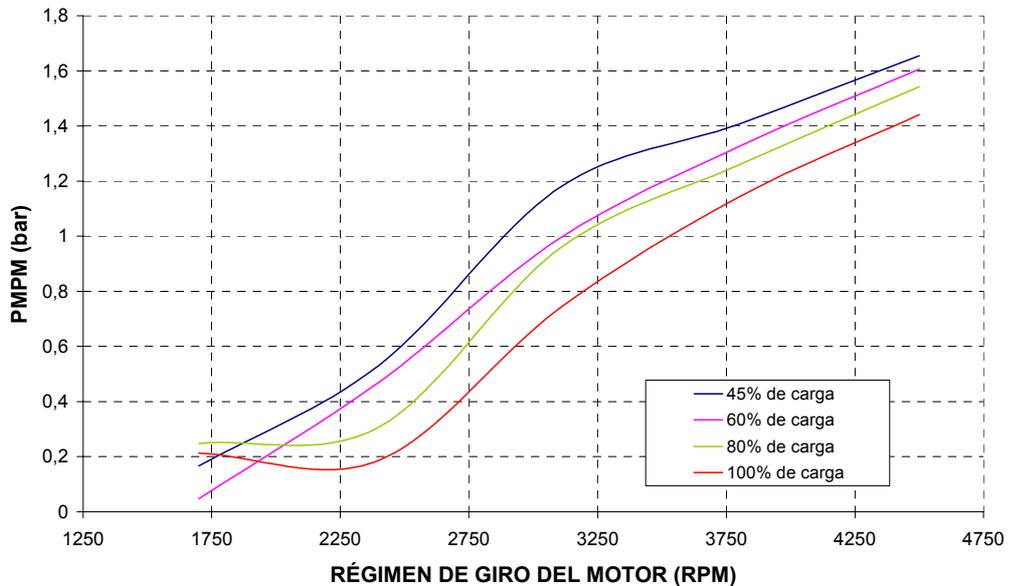
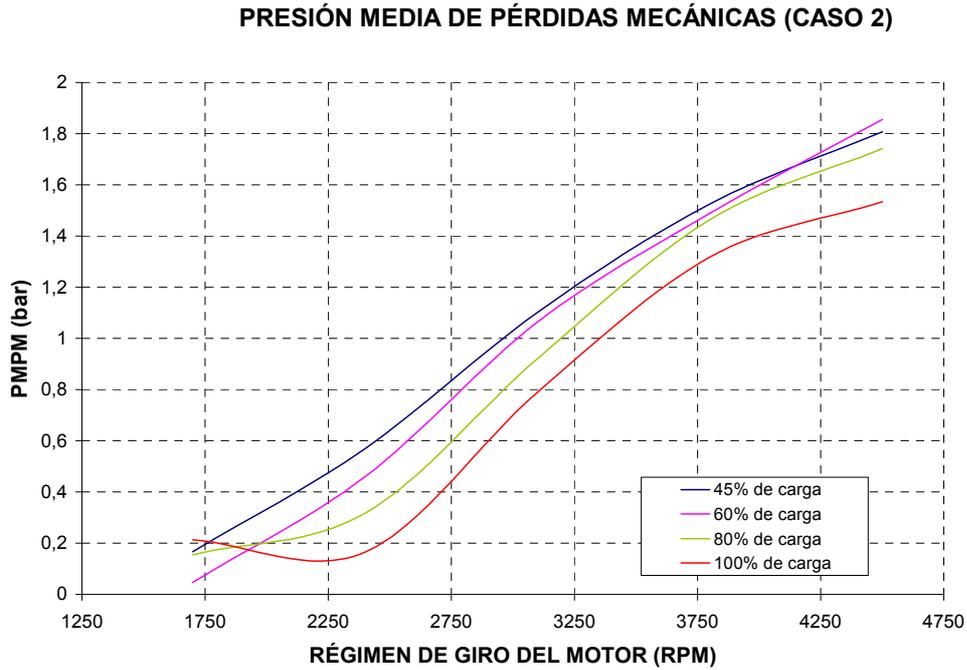


FIGURA 5.13

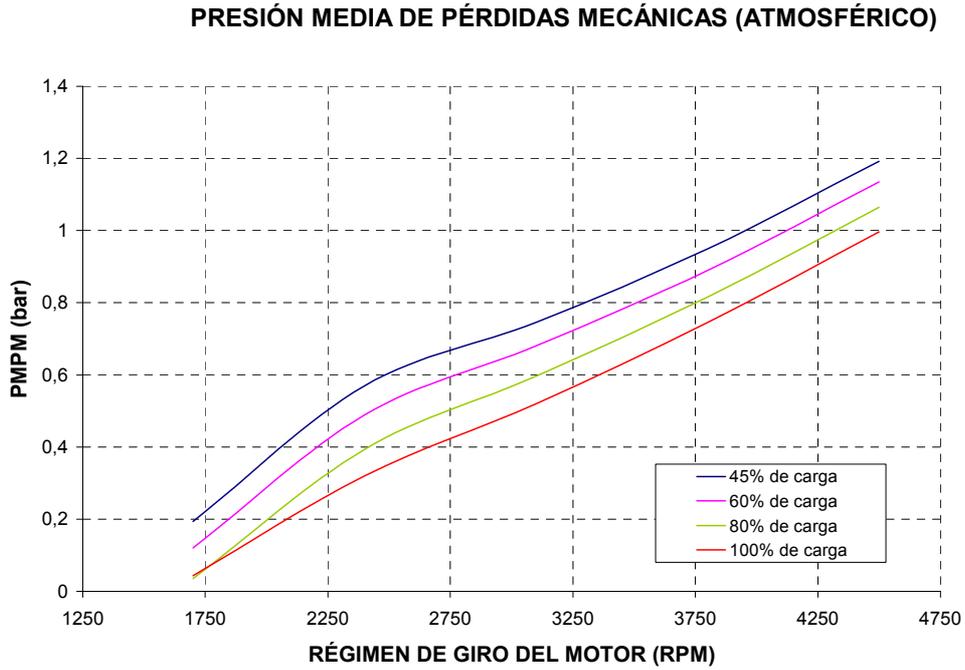


**FIGURA 5.14**

No obstante las curvas de presiones medias asociadas al modelo atmosférico que se recogen en la Figura 5.15 presentan una tendencia idéntica, por lo que parece difícil de justificar el comportamiento en función del grado de sobrealimentación.

Una explicación posible de la tendencia identificada que además resulta independiente de que exista o no exista sobrealimentación puede ser que mayores grados de carga en el cilindro desembocan en mayores presiones en el instante de apertura de la válvula de escape del motor. Con ello el desalajo de los productos de combustión se ve favorecido notablemente y el lazo de bombeo se verifica con menor dificultad.

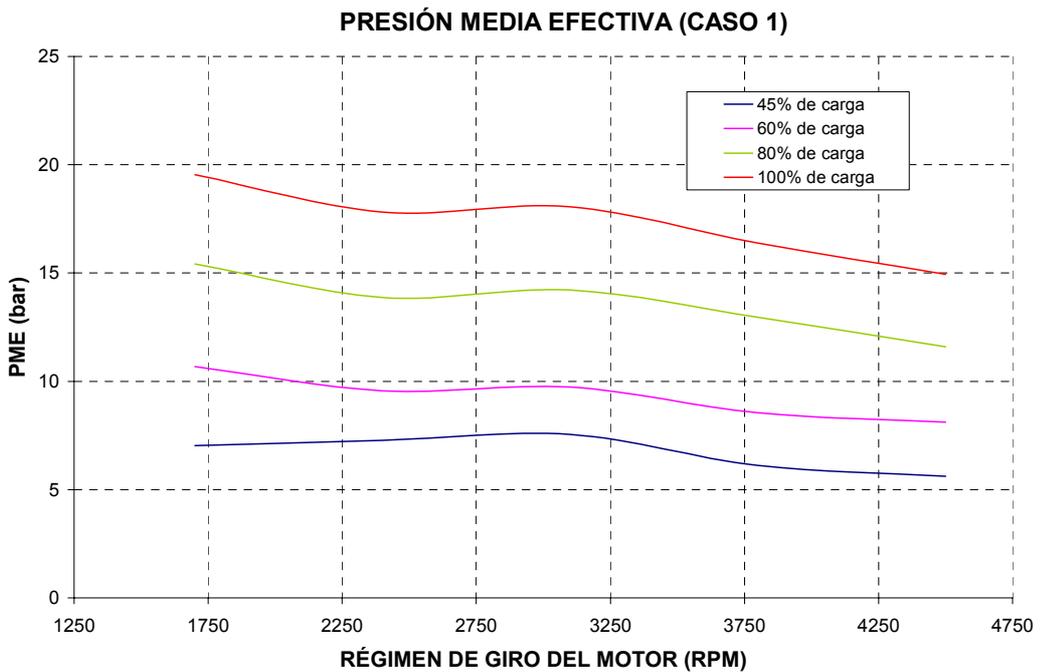
Así mismo como el modelo de combustión no tiene presente el tiempo de retraso parece que puede achacarse este comportamiento también al efecto de los gases de escape sobre los sucesivos ciclos.



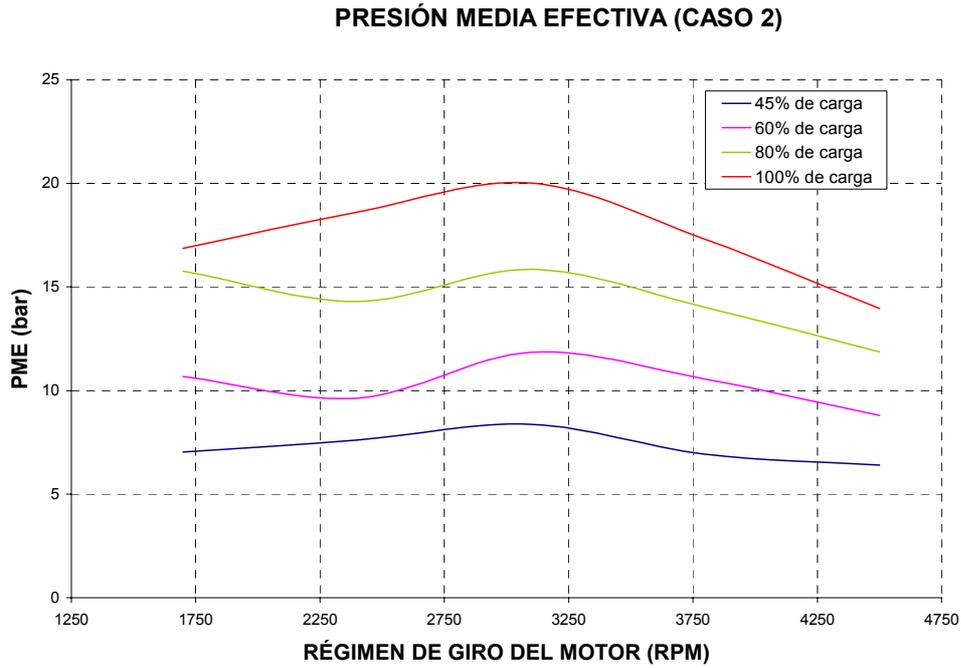
**FIGURA 5.15**

La presión media efectiva es representativa de la potencia real que es capaz de desarrollar el cilindro al tener en consideración tanto el trabajo indicado como las pérdidas asociadas al lazo de bombeo.

Precisamente es en esta magnitud donde se aprecia claramente el carácter compensatorio de la sobrealimentación en especial a elevados regímenes frente a la situación atmosférica.

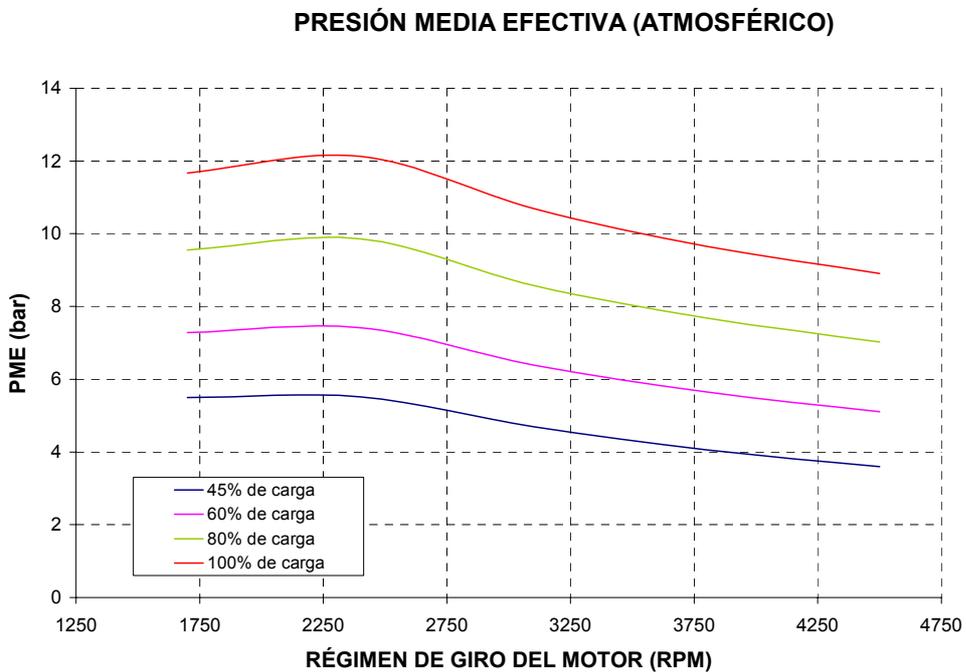


**FIGURA 5.16**



**FIGURA 5.16**

Estos valores son superiores a las que se tienen en el modelo atmosférico equivalente.

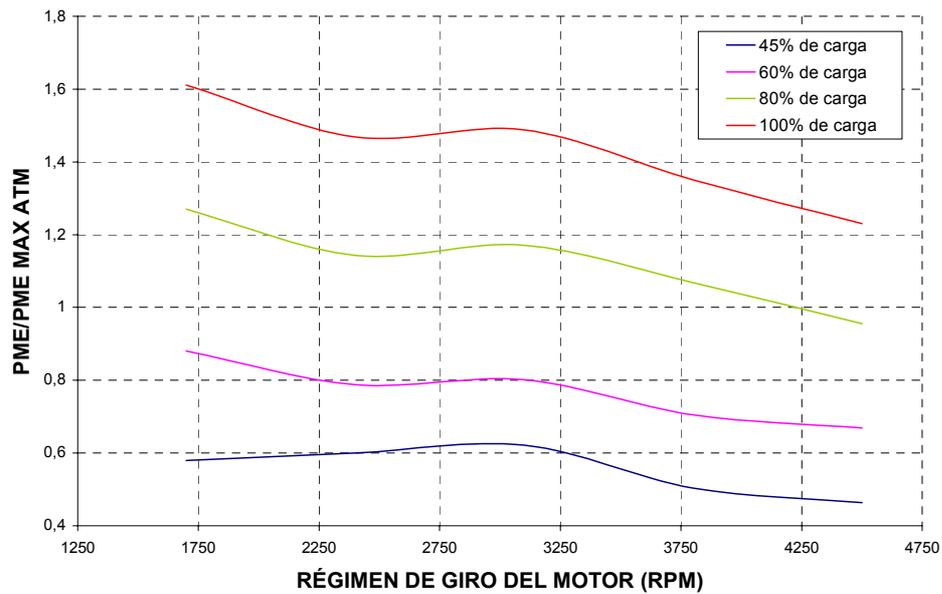


**FIGURA 5.16**

El turbocompresor permite que a plena carga los valores de presión media efectiva se encuentran en un intervalo de 15-20 bar, valores que sin ser inalcanzables resultan un poco elevados debido a que no se han considerado algunas pérdidas, aproximadamente mientras que en el caso atmosférico no se sobrepasan los 13 bar bajo ninguno de los puntos de funcionamiento considerados. El incremento de la densidad

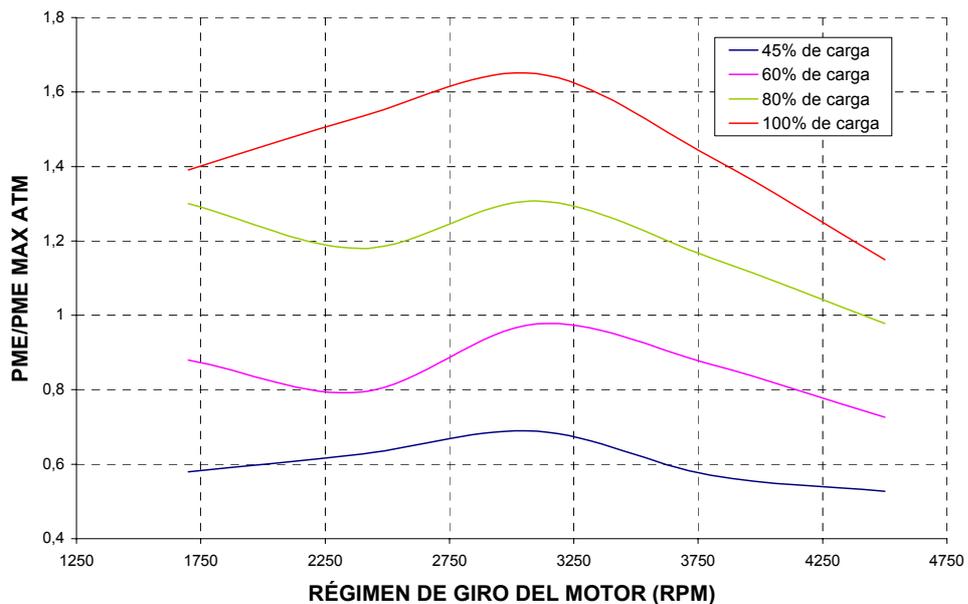
del fluido en el colector de admisión debido a la sobrealimentación permite este aumento del orden de un 50 %. El hecho de que a mayores regímenes de giro del motor se tenga un mayor gasto y relaciones de compresión en el compresor da lugar a que se suavicen las pendientes de las curvas respecto al caso atmosférico. Para visualizar la mejora relativa de las prestaciones de los motores sobrealimentados frente al modelo atmosférico se van a presentar los resultados de los ratios entre las presiones medias efectivas y el máximo valor de presión media efectiva que alcanza el motor atmosférico equivalente.

**RATIO PME/PME MÁXIMA MODELO ATMOSFÉRICO (CASO 1)**



**FIGURA 5.17**

**RATIO PME/PME MÁXIMA MODELO ATMOSFÉRICO (CASO 2)**



**FIGURA 5.18**

Las representaciones anteriores muestran el funcionamiento conjunto de motor y turbocompresor y como evolucionan las prestaciones del motor sobrealimentado con las variaciones de carga y régimen que debe asumir cualquier motor empleado en automoción.

Los resultados obtenidos son acordes a lo esperado para aumentos de régimen y de carga si bien es necesario realizar algunas puntualizaciones. Los resultados obtenidos para distintos grados de carga e idéntico régimen muestran un comportamiento que se aleja un poco de lo esperado. Las diferencias de carga no se han traducido en una variación significativa capaz de llevar al turbocompresor a puntos de funcionamiento notablemente diferentes que evite el agolpamiento de las curvas que muestran las figuras 5.2 y 5.3. Anteriormente en el Capítulo 4 se puso de manifiesto que la modificación del estado térmico del fluido con el grado de carga parecía ser menor de lo que a priori se podría esperar. El hecho de que la válvula de waste gate se abra contribuye aún más a que dos situaciones de funcionamiento del motor con idéntico régimen de giro y distinto grado de carga se igualen en cuanto a la energía que es capaz de desarrollar la turbina. El modelo de combustión empleado que es el gran medida el que fija las condiciones energéticas del fluido a la salida de los cilindros puede ser también responsable en cierta medida del comportamiento mostrado.

Los valores de la relación de compresión son relativamente elevados así como las presiones medias efectivas. Esto también puede ser debido a que por una parte la presión media de pérdidas mecánicas sólo tiene en consideración las pérdidas asociadas al lazo de bombeo. Además en el lazo de trabajo indicado no se contabilizan algunas pérdidas en la combustión del motor que hacen que los valores registrados sean superiores a lo esperado. Este exceso de energía en los ciclos de combustión también puede desembocar en una mayor energía disponible en el escape con lo que el turbocompresor puede llegar a mayores velocidades de giro y por lo tanto suministrar mayores gastos y relaciones de compresión.

Al comparar las magnitudes obtenidas en los casos sobrealimentados frente a las obtenidas para el caso atmosférico a distintos regímenes y cargas se observa que la sobrealimentación da lugar a notables incrementos en cuanto a presiones medias efectivas con independencia de los regímenes y cargas respecto a la situación atmosférica. También se ha mostrado como la sobrealimentación tiene capacidad para contrarrestar en cierta medida la caída acusada que presentan las presiones medias efectivas al incrementarse el régimen de giro del motor. A mayores regímenes el turbocompresor puede llevar el fluido de admisión a mayores densidades por lo que se compensa el pero llenado del cilindro en cierta medida. A muy altas velocidades el efecto es insuficiente aunque la disminución en la presión media efectiva se ralentiza respecto al caso atmosférico.