

Capítulo 3

ANÁLISIS DEL MODELO. MOTOR SOBREALIMENTADO vs. MOTOR ATMOSFÉRICO.

3.1 Introducción

En este punto se va a estudiar la evolución de las magnitudes físicas como consecuencia de la introducción de la sobrealimentación en un motor frente a la evolución de las mismas en el caso de un motor idéntico pero de aspiración atmosférica. A través de la comparación de los resultados obtenidos en ambas situaciones, se estará en condiciones de evaluar la calidad del modelo e identificar los puntos fuertes y débiles del mismo. Para concretar este análisis se efectuará una comparación de múltiples motores con distintas cilindradas, número de cilindros y configuración de los conductos y se visualizará la evolución de la presión, temperatura, masa, densidad, etc. en los cilindros, en los conductos y en la entrada y salida al grupo de turbosobrealimentación. Este análisis enlaza directamente con la pretensión ya manifiesta de poder aplicar el modelo a la mayor cantidad de casos posible.

3.2 Resultados obtenidos

3.2.1. Modelo 1. Motor de cuatro cilindros sobrealimentado (plena carga)

El modelo que se presenta en este punto reúne unas características asimilables a un motor de automoción diesel sobrealimentado. Los datos referentes al motor que se han introducido en el modelo son principalmente:

| | |
|---------------------------------------|------------|
| ❖ Cilindrada: | 1.973 c.c. |
| ❖ N° de cilindros: | 4 |
| ❖ Régimen de giro: | 3.000 rpm |
| ❖ Relación de Compresión: | 16,5 |
| ❖ Diámetro del cilindro: | 8,7 cm |
| ❖ Carrera del pistón: | 8,3 cm |
| ❖ Distribución (desde el PMS): | |
| - Apertura de la válvula de escape: | 131,0 ° |
| - Cierre de la válvula de escape: | 369,0 ° |
| - Apertura de la válvula de admisión: | 351,0 ° |
| - Cierre de la válvula de admisión: | 589,0 ° |

La configuración de los conductos de admisión y escape, así como su conexión al grupo de turbosobrealimentación se pueden apreciar en la Figura 3.1.

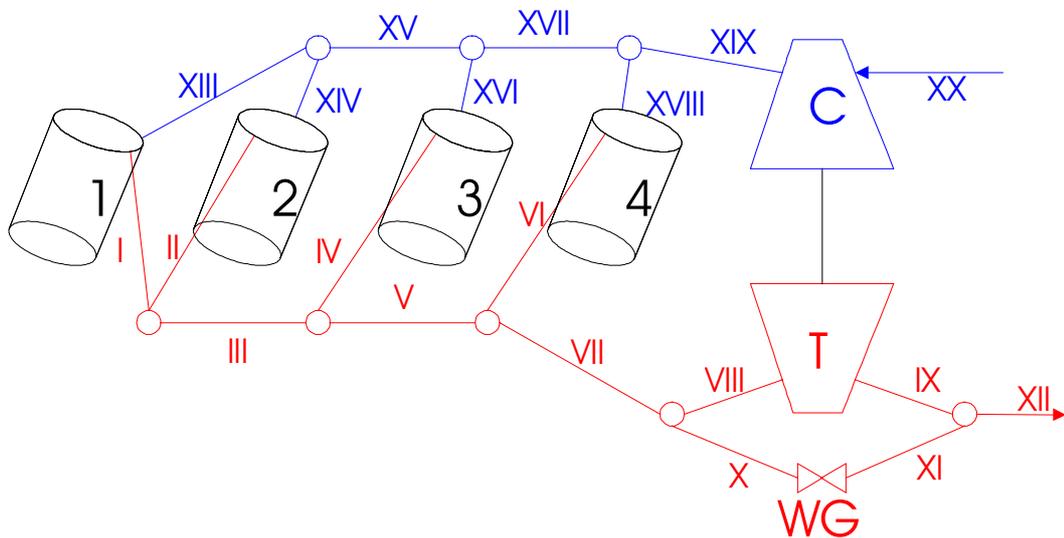


FIGURA 3.1
MODELO 1 SOBREALIMENTADO

En el caso del motor de aspiración atmosférica se aplica el mismo esquema donde tanto el compresor como la turbina son sustituidos por uniones entre los conductos de entrada y salida a estos elementos. Las longitudes y los diámetros de los conductos son idénticos para ambas situaciones con lo que se pretende evaluar únicamente la contribución de la sobrealimentación al sistema.

Diseño y geometría de los conductos:

- I Longitud: 30 cm $D_{inicial}$: 3,7 cm D_{final} : 3,7 cm N° de celdas: 30
- II Longitud: 30 cm $D_{inicial}$: 3,7 cm D_{final} : 3,7 cm N° de celdas: 30
- III Longitud: 30 cm $D_{inicial}$: 3,7 cm D_{final} : 3,7 cm N° de celdas: 30
- IV Longitud: 30 cm $D_{inicial}$: 3,7 cm D_{final} : 3,7 cm N° de celdas: 30
- V Longitud: 30 cm $D_{inicial}$: 3,7 cm D_{final} : 3,7 cm N° de celdas: 30
- VI Longitud: 30 cm $D_{inicial}$: 3,7 cm D_{final} : 3,7 cm N° de celdas: 30
- VII Longitud: 15 cm $D_{inicial}$: 3,7 cm D_{final} : 3,7 cm N° de celdas: 30
- VIII Longitud: 35 cm $D_{inicial}$: 5,7cm D_{final} : 6,3 cm N° de celdas: 50
- IX Longitud: 35 cm $D_{inicial}$: 9,0 cm D_{final} : 7,0 cm N° de celdas: 50
- X Longitud: 25 cm $D_{inicial}$: 2,2 cm D_{final} : 2,2 cm N° de celdas: 50
- XI Longitud: 25 cm $D_{inicial}$: 2,2 cm D_{final} : 2,2 cm N° de celdas: 50
- XII Longitud: 30 cm $D_{inicial}$: 5,5 cm D_{final} : 5,5 cm N° de celdas: 30
- XIII Longitud: 14 cm $D_{inicial}$: 4,4 cm D_{final} : 4,4 cm N° de celdas: 30
- XIV Longitud: 14 cm $D_{inicial}$: 4,4 cm D_{final} : 4,4 cm N° de celdas: 30
- XV Longitud: 14 cm $D_{inicial}$: 4,4 cm D_{final} : 4,4 cm N° de celdas: 30
- XVI Longitud: 14 cm $D_{inicial}$: 4,4 cm D_{final} : 4,4 cm N° de celdas: 30
- XVII Longitud: 14 cm $D_{inicial}$: 4,4 cm D_{final} : 4,4 cm N° de celdas: 30
- XVIII Longitud: 14 cm $D_{inicial}$: 4,4 cm D_{final} : 4,4 cm N° de celdas: 30
- XIX Longitud: 30 cm $D_{inicial}$: 6,7 cm D_{final} : 6,7 cm N° de celdas: 50
- XX Longitud: 30 cm $D_{inicial}$: 6,8 cm D_{final} : 6,8 cm N° de celdas: 50

El grupo de sobrealimentación se describe mediante las curvas características de la turbina y del compresor que se recogen a continuación en las figuras siguientes. Otros datos que caracterizan al modelo del turbocompresor son los siguientes:

- Diámetro medio del rotor del compresor: 6 cm
- Rendimiento mecánico del turbocompresor: 99 %
- Inercia del turbocompresor: $3 \cdot 10^{-5} \text{ kgm}^2$
- Relación de compresión de apertura de válvula waste gate: 1,6

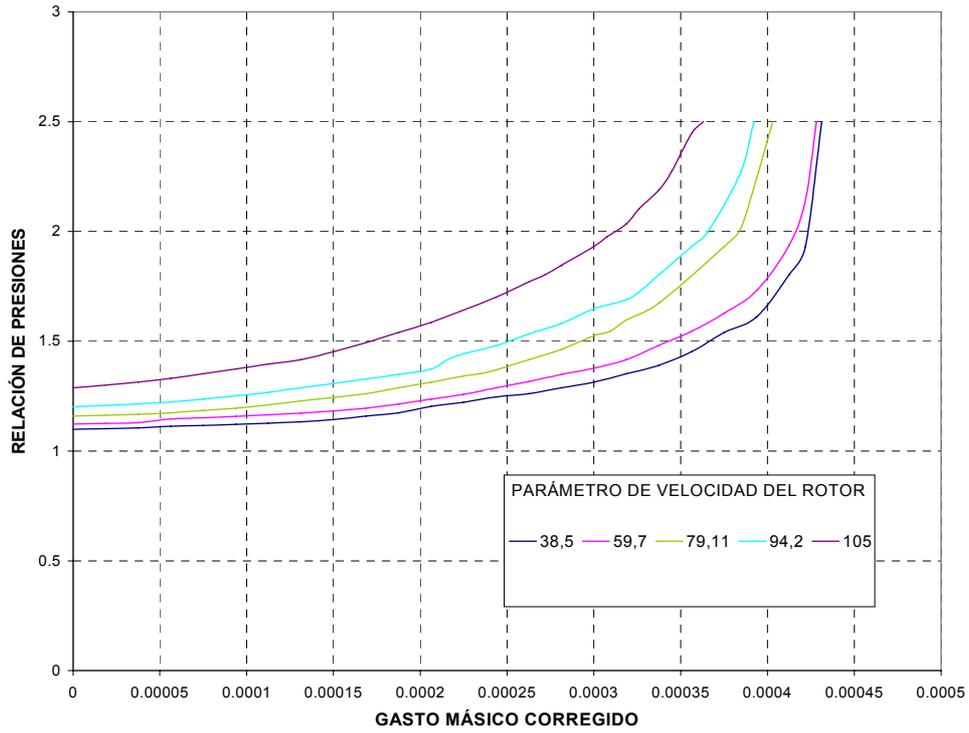


FIGURA 3.2
CURVAS CARACTERÍSTICAS DE LA TURBINA

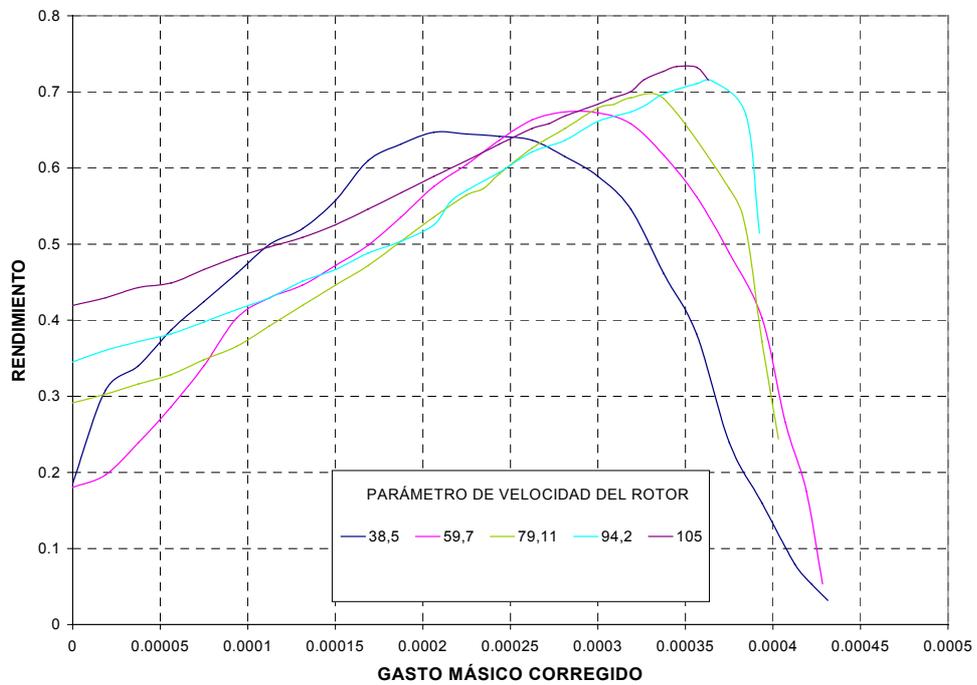


FIGURA 3.3
CURVAS DE RENDIMIENTO DE LA TURBINA

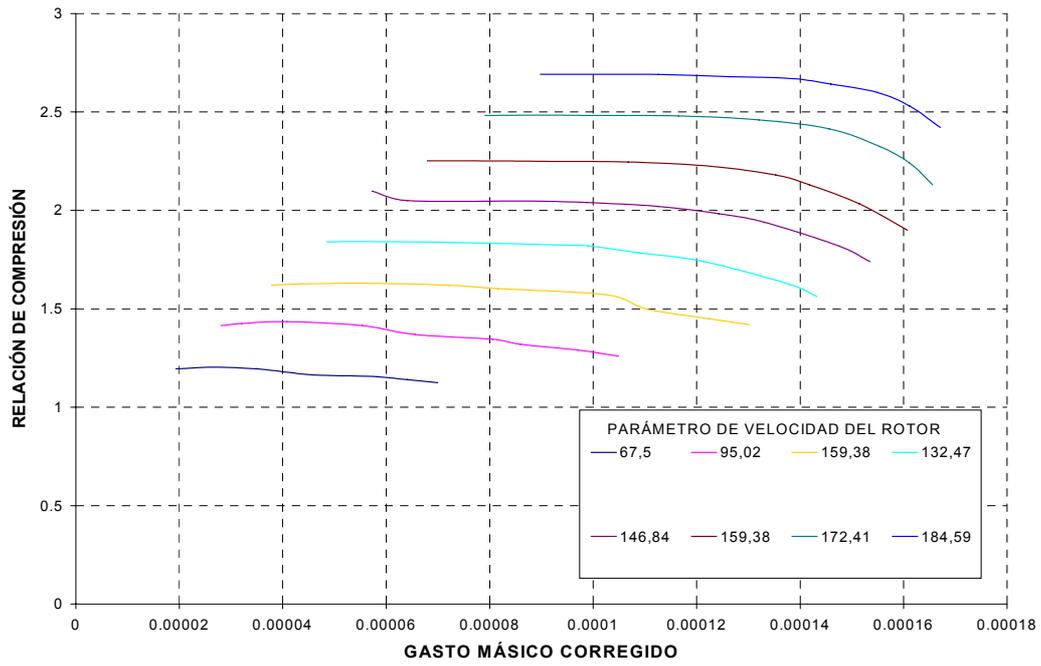


FIGURA 3.4.
CURVAS CARACTERÍSTICAS DEL COMPRESOR

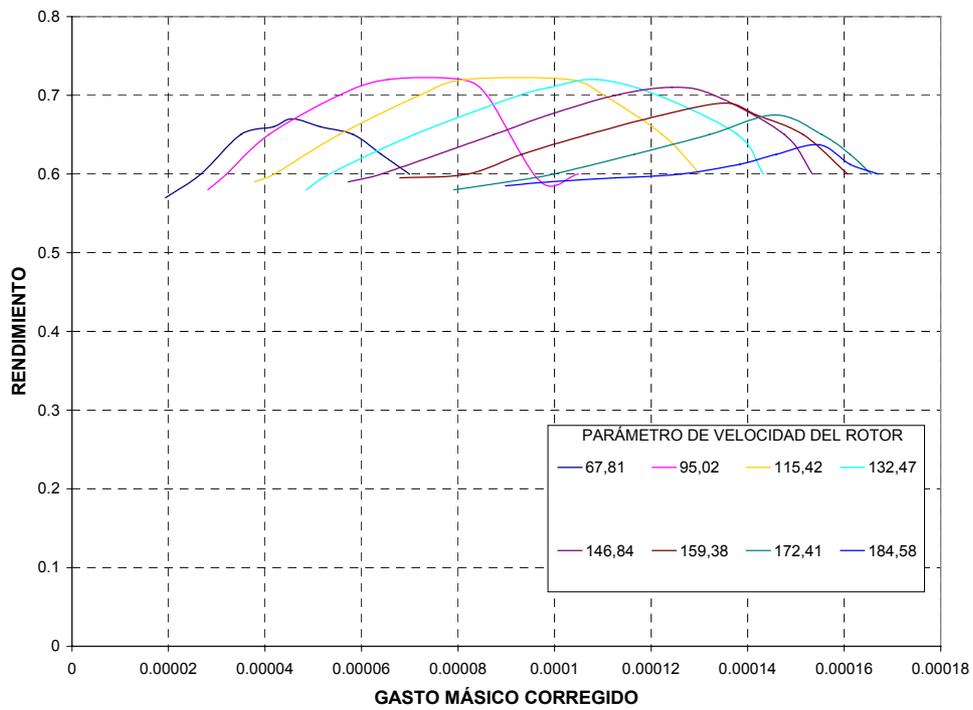
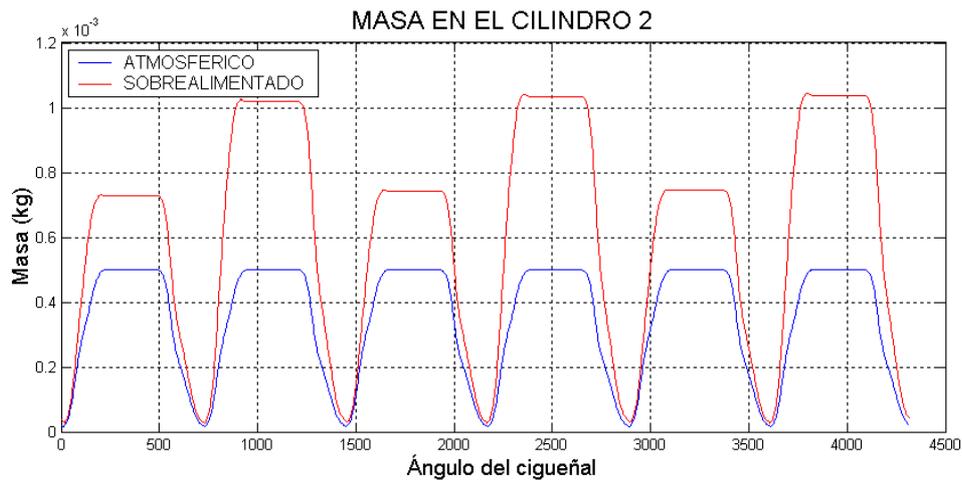


FIGURA 3.5
RENDIMIENTO DEL COMPRESOR

Evolución de las magnitudes físicas (masa, temperatura y presión en al interior de los cilindros).

Los resultados que se muestran a continuación recogen la evolución de las magnitudes físicas en el interior de los cilindros. Los valores de la presión y la temperatura en los cilindros y la masa de mezcla que evoluciona en el interior de los mismos determinan en gran medida las prestaciones que se pueden esperar de ese motor y muchos de los condicionantes de diseño en cuanto a resistencia mecánica y térmica, necesidades de refrigeración, etc. que se deben tener en cuenta en la concepción de un determinado motor.



Se puede observar directamente de la gráfica anterior como la sobrealimentación supone una aportación considerablemente superior de aire al cilindro frente al caso atmosférico. La evolución de una mayor cantidad de masa en el cilindro supone una mayor cantidad de combustible quemado y por lo tanto una potencia extra considerable.

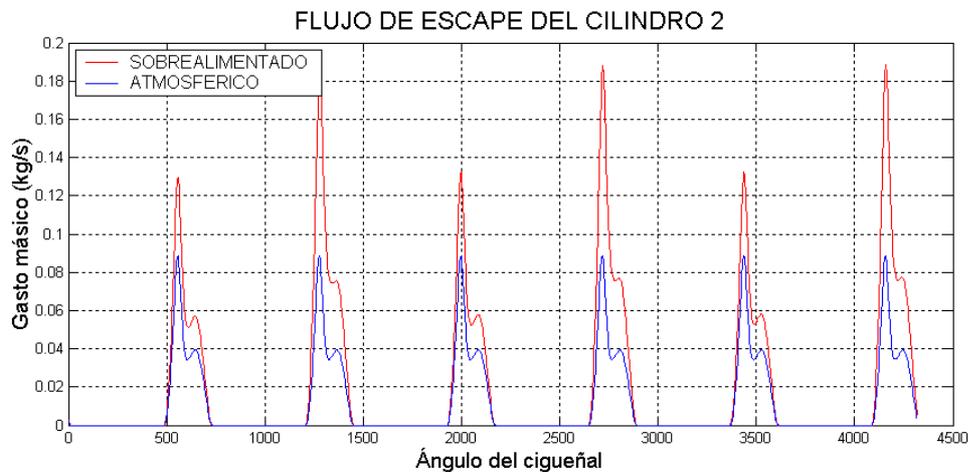
Resulta claramente identificable un comportamiento oscilatorio en la evolución de la masa confinada en el cilindro en el caso del motor sobrealimentado. A diferencia del caso atmosférico cuyas magnitudes oscilan con cada ciclo de combustión (unos 720° de giro del cigüeñal), se muestra como la masa que se confina en el cilindro lleva se repite cada par de ciclos de combustión. Este comportamiento se explica si atendemos a como se modifica el régimen de giro de turbocompresor que se aprecia en una figura posterior. Dado que el régimen de giro del turbocompresor imponen en gran medida el funcionamiento del mismo, las magnitudes asociadas como la relación de compresión o el gasto que evoluciona está afectado por la variación de la velocidad de mismo. En el primer ciclo la masa se incrementa en un 40% aproximadamente mientras que en el 2° donde la sobrealimentación alcanzada es aún mayor el incremento ronda el 100%.

Una mayor cantidad de masa en el cilindro da lugar al desarrollo de mayores presiones, lo cual es lógico si tenemos en cuenta que se ha quemado mucho más combustible. Este mayor pico de presión impone unas mejores características mecánicas del cilindro, pistón, válvulas, etc. lo que incrementa el coste de fabricación del motor.

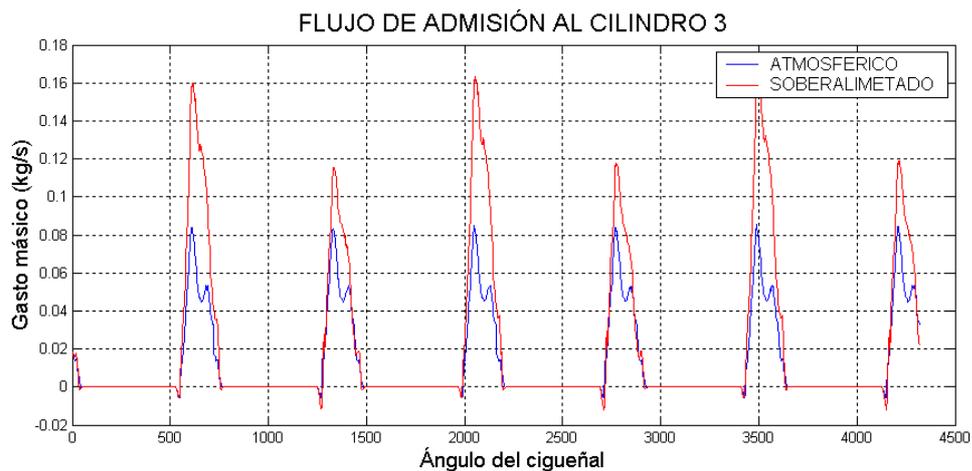
La temperatura en el cilindro también se ve incrementada respecto al caso atmosférico. De hecho, uno de los problemas más importantes de sobrealimentar un motor es aliviar la carga térmica derivada de las grandes temperaturas alcanzadas el la zona de la válvula de escape.

Flujos de entrada y salida a los cilindros

El proceso de llenado y renovación de la carga de los cilindros se va a visualizar en las gráficas siguientes.



Dado que la masa que evoluciona por el cilindro es mayor, los gastos de entrada y salida al mismo deben también incrementarse tal y como se observa en las figuras.

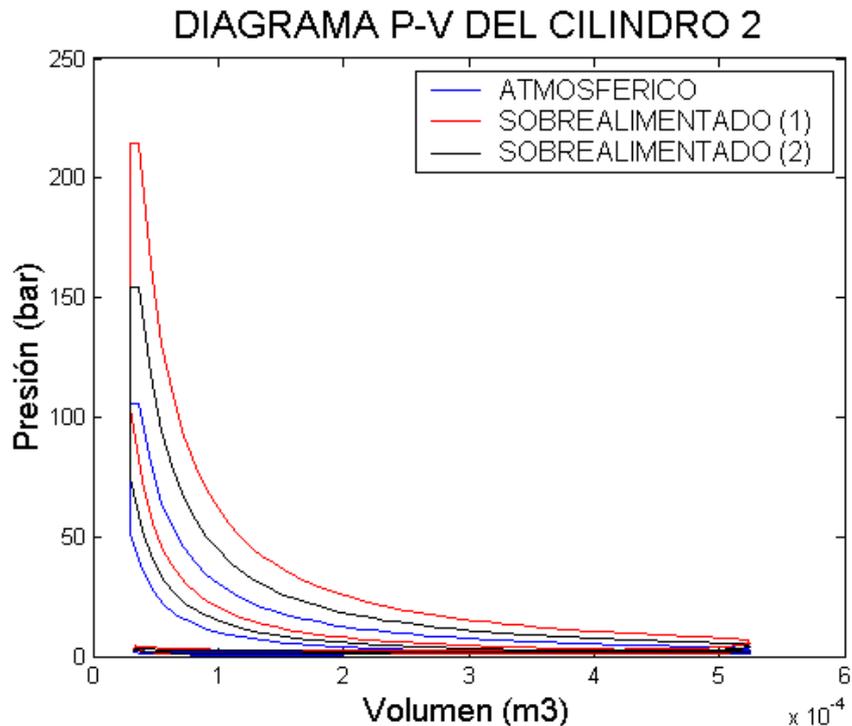


El llenado del cilindro difiere entre ambas situaciones. En el caso del motor atmosférico el llenado está básicamente condicionado por la ley de apertura de las válvulas y por el diagrama de distribución. En el motor sobrealimentado, al efecto de la válvula de admisión hay que añadir las condiciones del flujo impuestas por el compresor lo que hace que se suavice la curva. Se puede apreciar también una pequeña inversión en el flujo en ambos casos.

Las dos representaciones resultan acordes con la evolución de la masa en los cilindros presentando también ese carácter oscilatorio para cada 1500° de giro del cigüeñal aproximadamente. Se aprecia que en general el flujo tanto de salida como de escape en el cilindro es bastante similar al principio de la apertura y al final del cierre. Durante los instantes de máxima apertura de las válvulas es donde el flujo se incrementa bastante y permite que la masa confinada sea mucho mayor. Esto es debido a una mayor presión reinante en el colector de admisión para el llenado y a una mayor presión en el cilindro que facilita el escape de los gases de combustión.

Diagrama del indicador

El diagrama $p-v$ permite observar el importante incremento del trabajo útil que proporciona la sobrealimentación. Los resultados se acompañan de la determinación de las presiones medias indicada, de pérdidas mecánicas y efectivas correspondientes al ciclo representado.



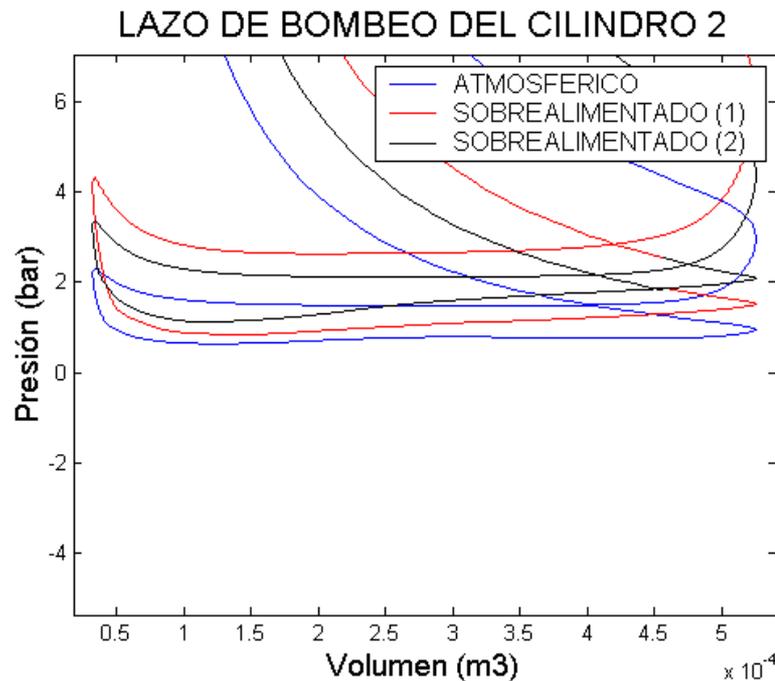
Dado que tal y como se ha observado en las gráficas anteriores nos podemos encontrar con dos situaciones distintas en el cilindro sobrealimentado en función de si la masa que evoluciona en el cilindro se incrementa en un 40 o en 100 % respecto del caso atmosférico se han incluido dos diagramas $p-v$ sobrealimentados. El caso 1 hace referencia a la situación de máximo grado de sobrealimentación. Los incrementos son notables.

En el estado actual del modelo de combustión que se aplica en el programa no se han considerado algunas de las pérdidas que afectan directamente al lazo de trabajo del indicador. Estas son las pérdidas de tiempo, las pérdidas de calor, las pérdidas por combustión progresiva y las derivadas de una combustión incompleta. El desarrollo de un modelo de combustión más complejo y que pueda tener en consideración todos estos fenómenos, y otros como la combustión detonante o la emisión de contaminantes puede ser una línea de trabajo adecuada para la mejora de la simulación que se plantea en este trabajo.

Por las razones anteriores los resultados de presión media indicada quizás resulten bastante superiores a los que nos podemos encontrar en los motores reales.

Se puede apreciar en la figura que por un lado el lazo de trabajo es notablemente mayor en el caso del motor sobrealimentado por lo que la potencia disponible es

superior al caso atmosférico mientras que el lazo de bombeo es similar en los tres casos tal y como se representa a continuación.



Las presiones medias del ciclo son:

Motor sobrealimentado (1)

Presión media indicada: 23,31 bar
 Presión med. pérd. mec.: 1,03 bar
Presión media efectiva: 22,28 bar

Motor sobrealimentado (2)

Presión media indicada: 16,67 bar
 Presión med. pérd. mec.: 0,37 bar
Presión media efectiva 16,30 bar

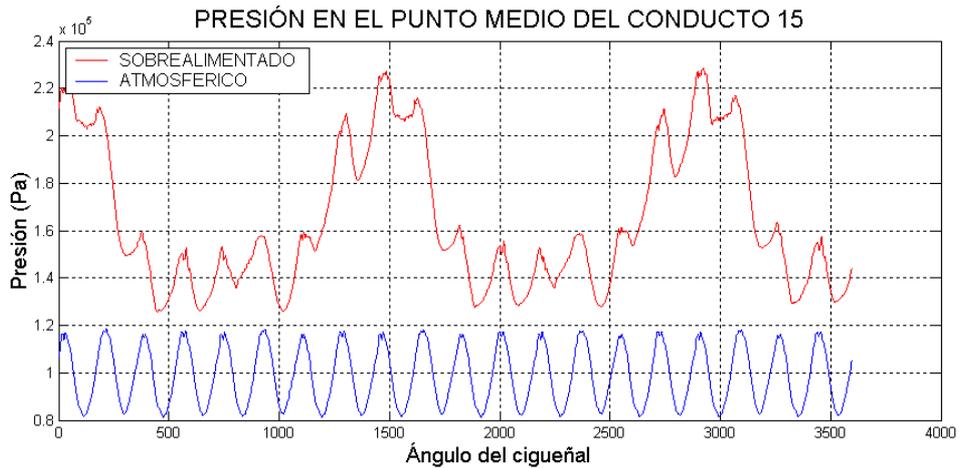
Motor atmosférico

Presión media indicada: 11,42 bar
 Presión med. pérd. mec.: 0,49bar
Presión media efectiva: 10,93 bar

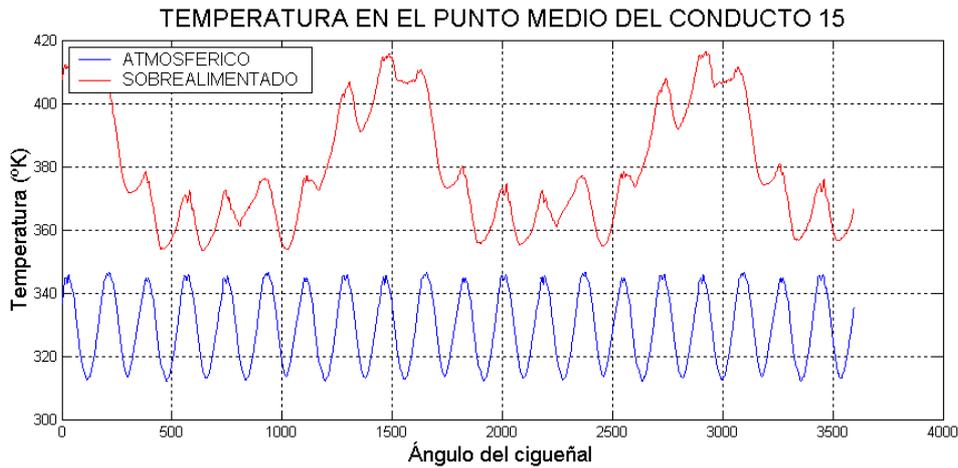
Estos valores (aunque por exceso) dan una idea de la potencia desarrollada por el motor sobrealimentado frente al equivalente atmosférico. En función de los valores de presiones medias estaríamos hablando de un incremento de la potencia de un 65% aproximadamente. Las presiones indicadas aumentan mucho más que las presiones de pérdidas mecánicas al ser estas más dependientes de la velocidad de fluido que en los tres casos no difiere tanto como el estado energético (mayor densidad y presión) del mismo.

Presión, temperatura, velocidad y densidad en la zona de admisión

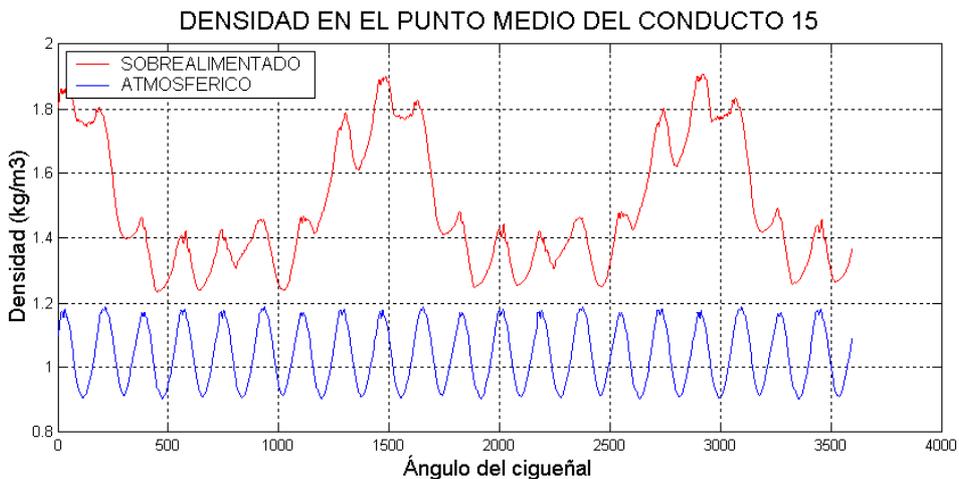
Se van a representar, para ambos motores, las distintas magnitudes en algún punto de la admisión al motor para la evolución de las magnitudes al implementar la sobrealimentación.



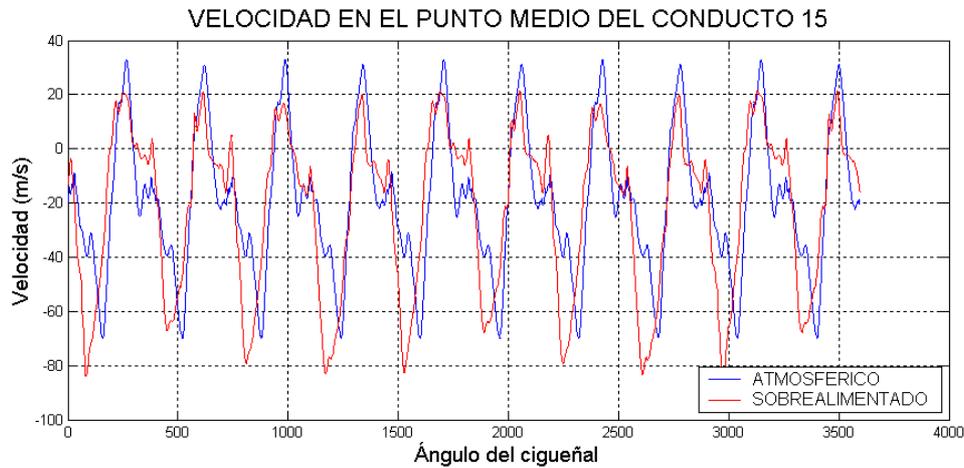
Vemos como la presión en la admisión evoluciona en valores superiores al sobrealimentar el motor. Los picos quedan asociados también a la evolución del régimen de giro del turbocompresor. La evolución de la densidad y de la temperatura resulta análoga a la de la presión tal y como se aprecia en las figuras siguientes.



La evolución de la temperatura puede modificarse respecto de la de la presión en aquellos casos donde exista una transferencia de calor significativa. En caso contrario, las magnitudes evolucionan de forma similar pero en otros valores absolutos.



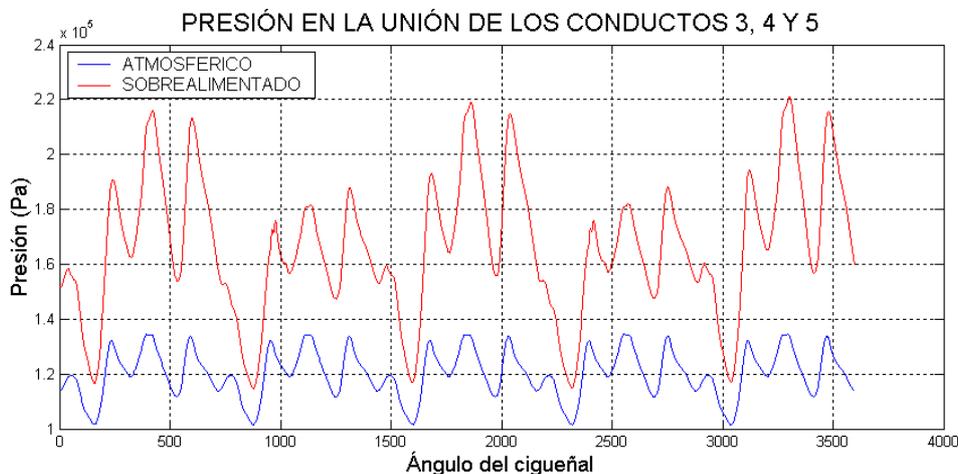
Un aumento de densidad en la admisión tal y como se visualiza en esta gráfica permite introducir bastante más combustible para un cierto dosado constante y por tanto desarrollar mas potencia sin que las pérdidas asociadas a la fricción y el incremento de la velocidad del fluido se incrementen.



Se puede apreciar como la presión, la temperatura y la densidad siguen una evolución parecida pero sometida en un alto grado a las variaciones de velocidad del grupo de turbocompresor causante a su vez de que estas magnitudes tengan unos valores superiores. Estas magnitudes son representativas de un mayor estado energético del fluido a la entrada de los cilindros. La velocidad se mantiene un cambio en unos valores similares para el motor atmosférico y para el sobrealimentado siendo el movimiento del gas más dependiente de las condiciones operativas del motor (apertura y cierre de las válvulas de admisión y régimen de giro del motor). Los valores positivos y negativos hacen referencia a que el conducto se encuentra entre dos uniones desde las que se alimenta a los cilindros 2 y 3. Por lo tanto el conducto refleja las condiciones de succión de uno y otro cilindro que provocan el cambio de signo de la velocidad en el conducto. La velocidad negativa va asociada a que el fluido recorre el conducto en sentido contrario a como se han contabilizado las mallas al modelarlo.

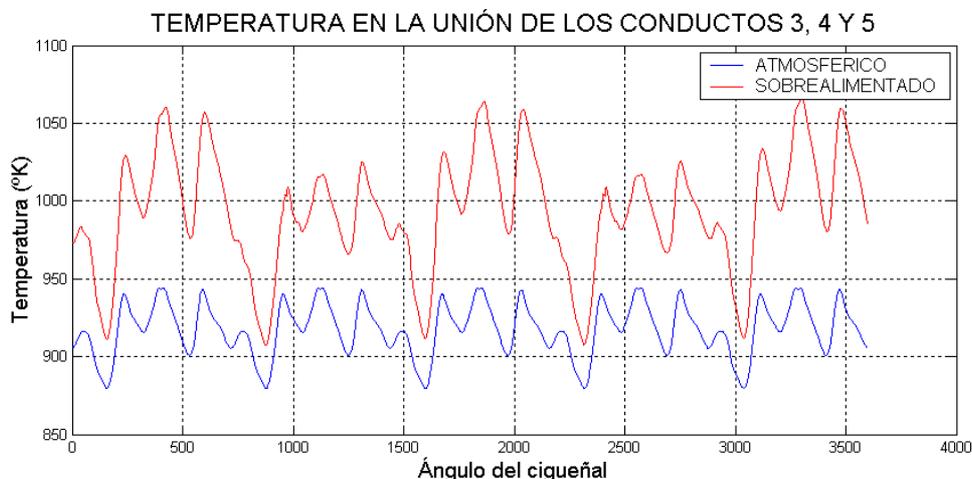
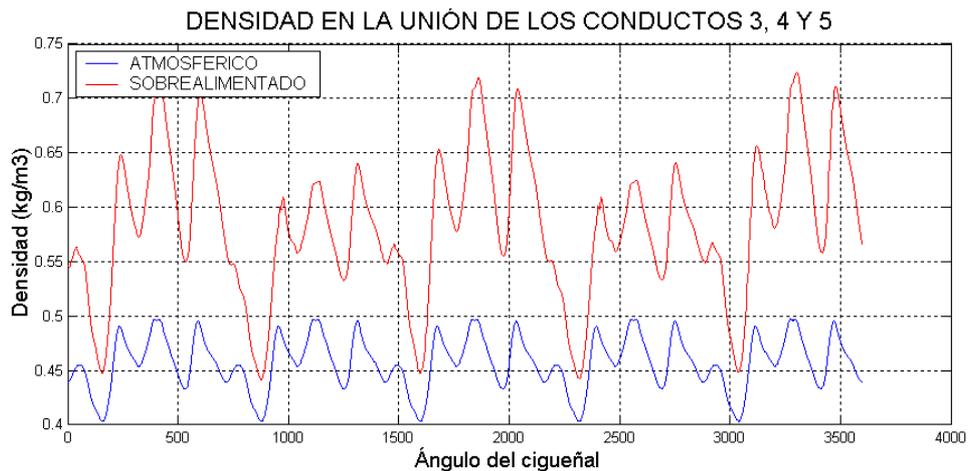
Presión, temperatura, velocidad y densidad en la zona de escape

Los resultados en el escape son similares a los obtenidos en la admisión y son representativos del estado el fluido en una de las uniones de la zona de escape.



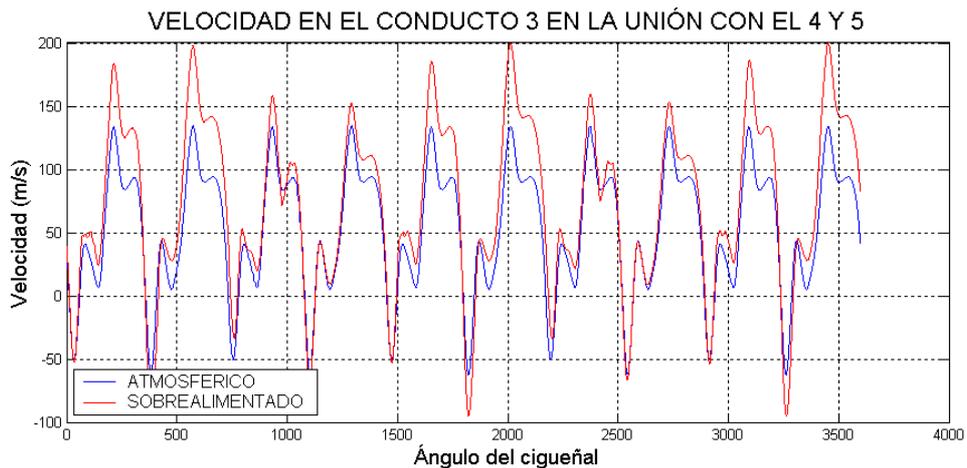
Mientras que en la zona de admisión los modelos diferían no sólo en el valor absoluto de las magnitudes sino además en el comportamiento de las mismas, en este caso los valores son distintos aunque no existe apenas modificación en la frecuencia de las ondas.

Esto puede ser debido a que la unión que se está representando queda relativamente alejada de la turbina y desacoplada de la misma a través de otras dos uniones. Además, el proceso de expansión que se da en la turbina se asemeja bastante a la expansión que el modelo atmosférico sufre al variar los conductos de descarga que son idénticos a los empleados en el modelo sobrealimentado.



Al igual que sucedía en la admisión, los valores de la densidad y la temperatura siguen una evolución idéntica a la de la presión.

La representación de la velocidad es acorde también con el resto de resultados obtenidos. Aunque en este caso sí que se puede afirmar que las velocidades asociadas al modelo sobrealimentado resultan superiores a la del modelo atmosférico. Se observa como los valores son similares a la evolución de los flujos de escape que se representaron con anterioridad pero afectados por el acoplamiento de la apretura de las válvulas de más de un cilindro y del régimen cambiante del turbocompresor (y con ello de las condiciones reinantes en el cilindro). No obstante la variación es mucho menor que en el resto de las magnitudes dándose únicamente en los ángulos de cigüeñal correspondientes a los picos.

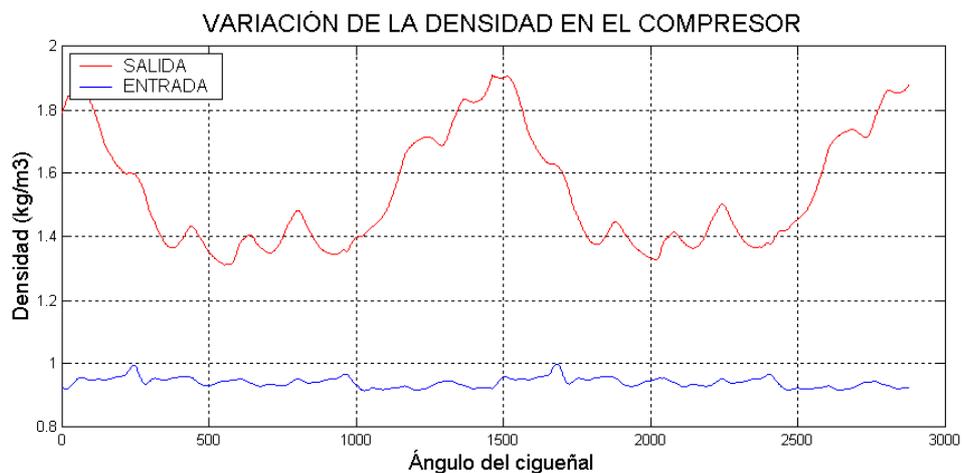


En el caso de la velocidad, las evoluciones son idénticas ya que están más influenciadas por la cercanía a los cilindros y a la ley de apertura de las válvulas de escape que por la variabilidad que introduce régimen de giro el compresor.

Resultados del grupo de turbosobrealimentación.

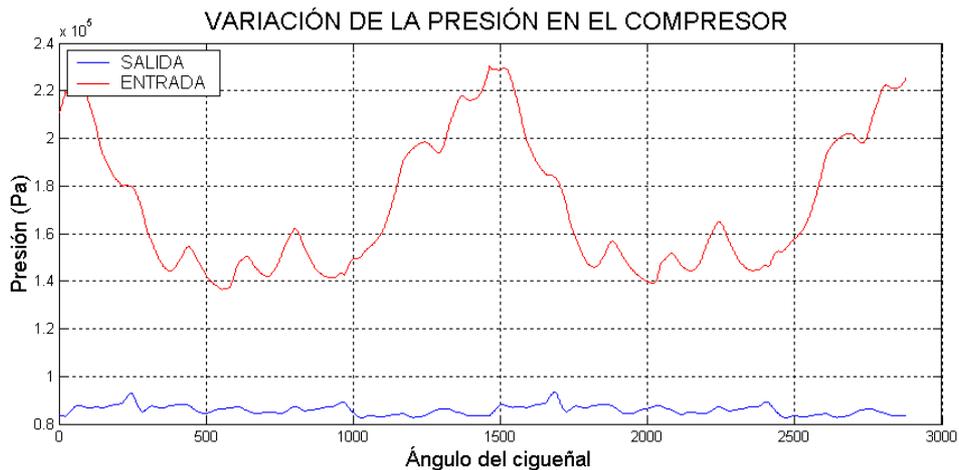
En adelante se recogen algunos de los resultados obtenidos representado la evolución de las magnitudes a lo largo de los elementos que constituyen el grupo de sobrealimentación.

En primer lugar se representa la modificación de las características del fluido al atravesar el compresor.

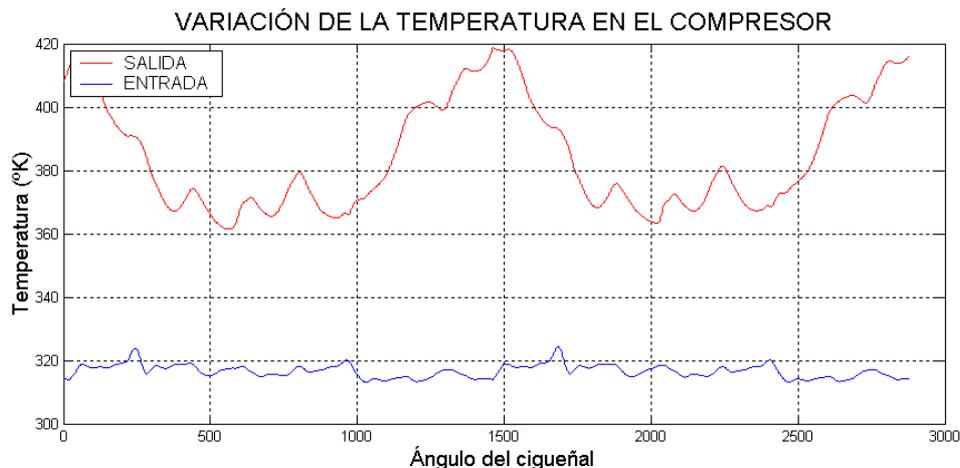


El régimen variable de giro del turbocompresor incrementa notablemente la variabilidad de las magnitudes. Se puede apreciar como al atravesar el compresor la densidad se incrementa en más de un 50% aproximadamente.

La presión también aumenta como es natural tras la compresión efectuada en la turbomáquina. En este caso el aumento de presión es mayor ya que la presión a la salida es del orden del doble de la existente a la entrada.



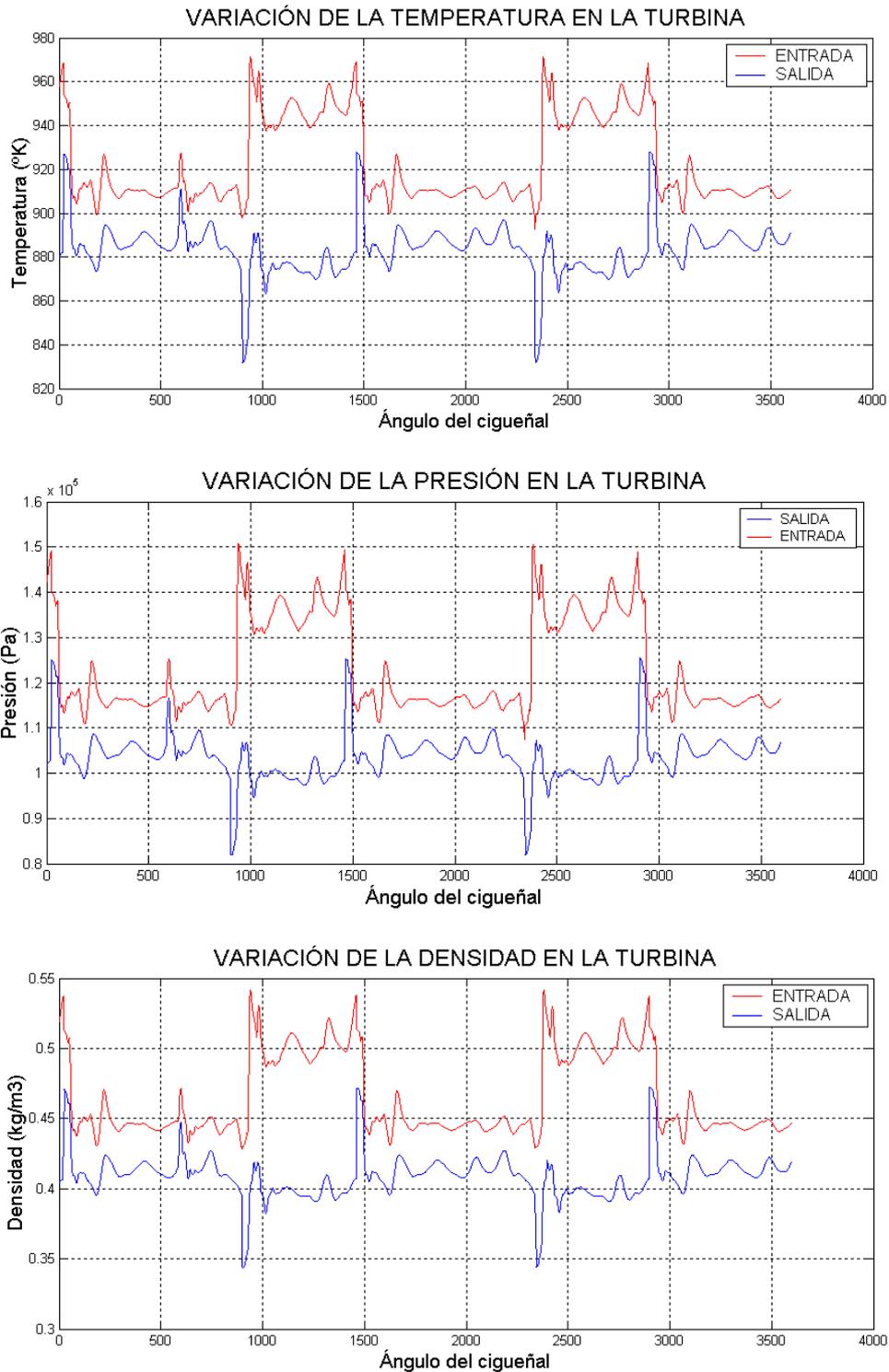
La presión, la densidad y la temperatura se incrementan como consecuencia de la introducción del compresor. El incremento de la temperatura está íntimamente ligado al rendimiento del compresor. Como consecuencia de un rendimiento distinto del 100 % parte del trabajo aportado en el compresor no se transforma en energía de presión sino que se produce un ligero incremento del nivel térmico del fluido en su evolución a lo largo de la turbomáquina. Esto en el caso de los motores de encendido provocado introduce un exceso de temperatura que nos acercaría peligrosamente a las condiciones de detonación en el cilindro. Se suele montar por tanto una refrigeración a la salida del compresor o intercooler que enfría al fluido antes de su introducción al cilindro.



Veamos como evoluciona el fluido a través de la turbina.

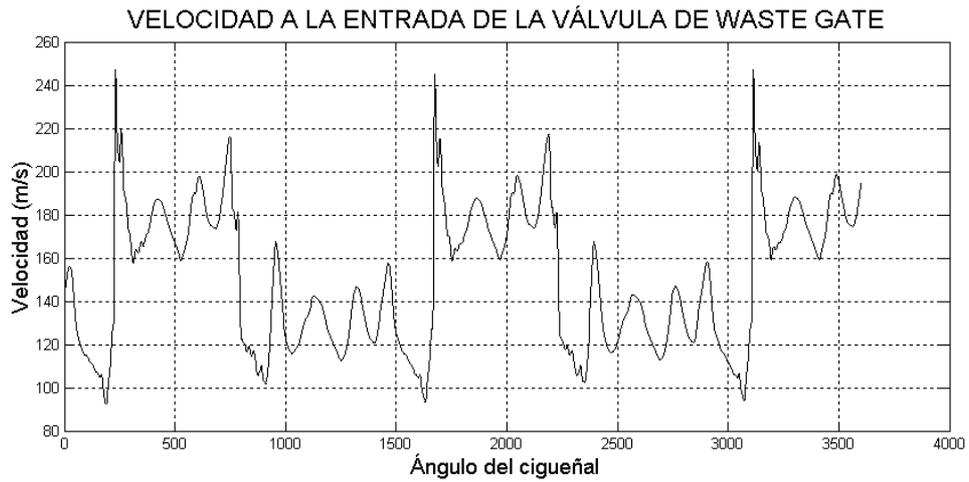
Las magnitudes representadas muestran que en general la variación de las magnitudes no es tan significativa como reflejan las gráficas anteriores para el caso del compresor, estando los valores más cercanos entre la entrada y la salida.

Las curvas características de la turbina empleada son bastante más planas en la mayor parte de las mismas que la del compresor por lo que frente a la modificación de la velocidad o el gasto la relación de presiones no varía tanto.

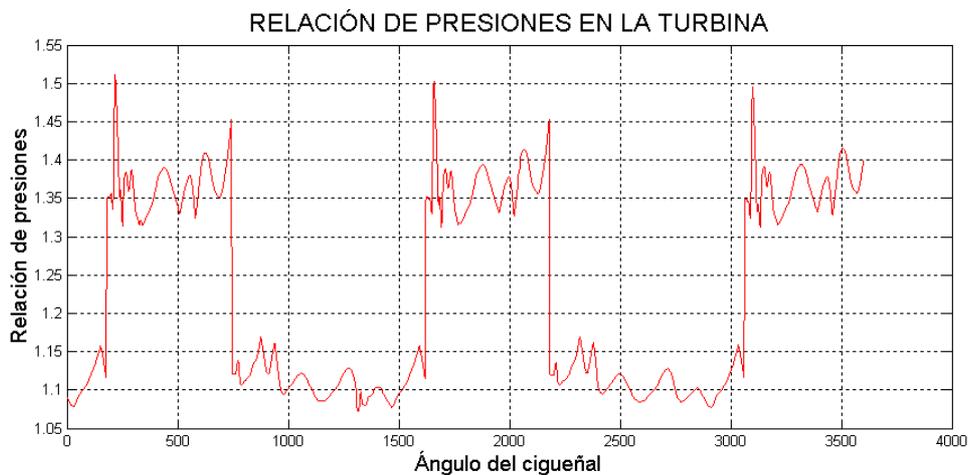
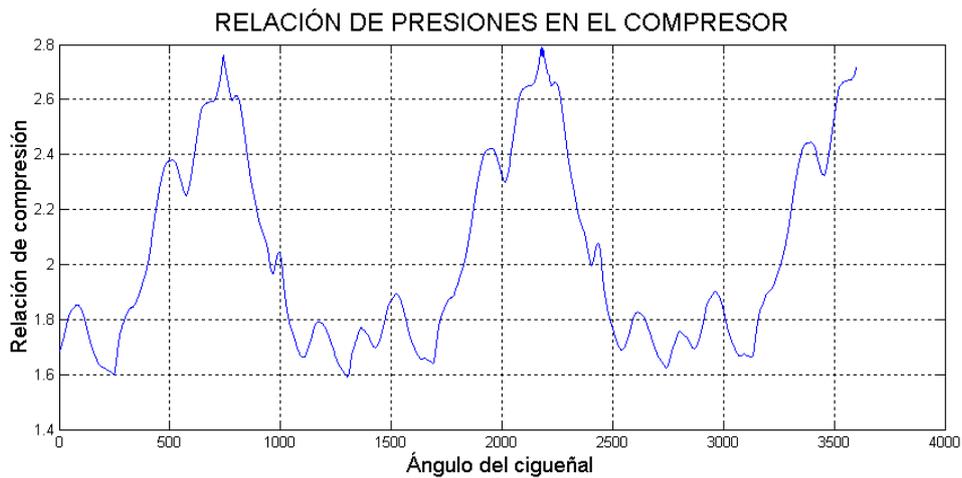


La presión, la densidad y la temperatura sufren una evolución similar. Aunque las tendencias son similares entre la entrada y la salida, la variabilidad de las magnitudes disminuye a la salida de la turbina.

Se puede ver que la evolución está profundamente afectada por la existencia de la válvula de waste gate tal y como se aprecia en la siguiente figura. Se observa que la válvula permanece abierta permanentemente al ser la relación de compresión suministrada por el compresor superior al valor de apertura de la válvula de 1,6.



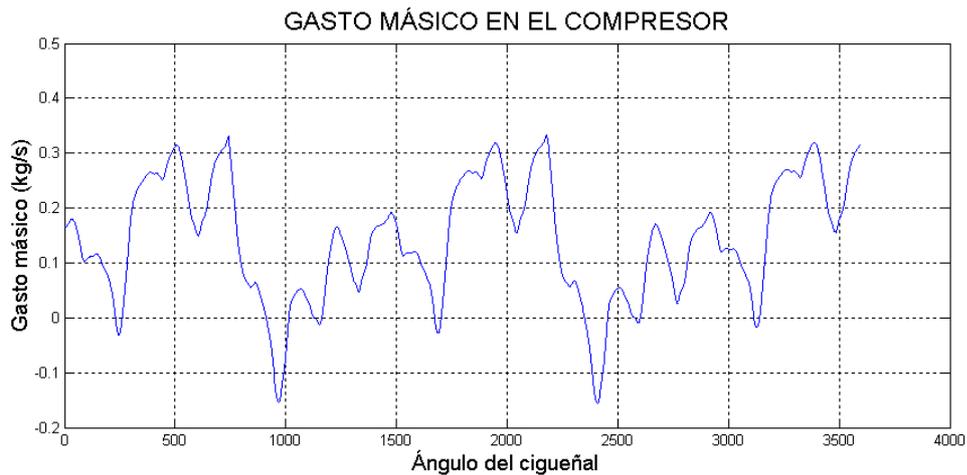
En este punto se recoge información relativa al grupo de sobrealimentación y a la evolución de algunos de sus parámetros de funcionamiento tales como el régimen de giro del grupo de sobrealimentación, las potencias generadas y consumidas en la turbina y el compresor así como la evolución de la relación de compresión suministrada por el compresor.



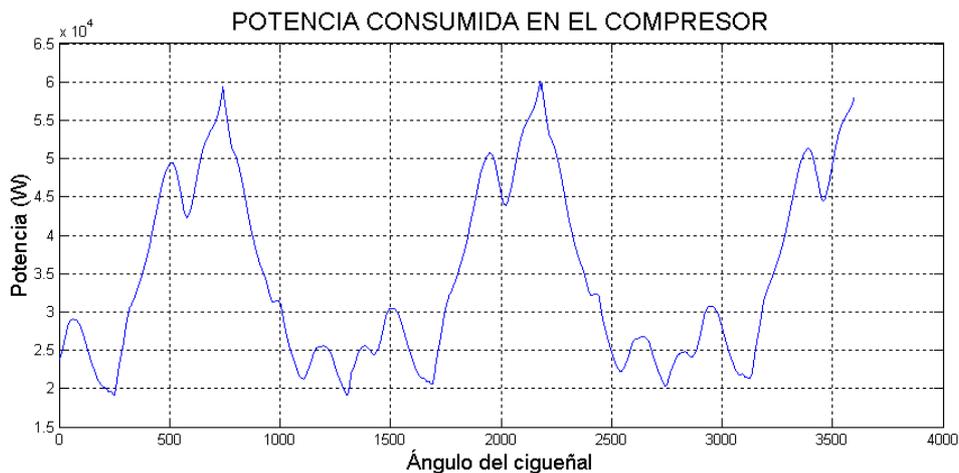
Los valores tan elevados de la relación de compresión dada por el compresor hacen suponer que el compresor seleccionado se encuentra en el límite de tamaño apropiado a las condiciones reinantes en el motor.

Mientras que la relación de compresión en el compresor sigue una evolución más o menos suave en función principalmente del punto de funcionamiento del grupo, en el caso de la turbina, la variabilidad es mucho mayor. Esto es debido a que el funcionamiento de la turbina está íntimamente acoplado al dispositivo de descarga o válvula de waste gate. La apertura y cierre de la válvula supone una modificación brusca de las condiciones reinantes lo que conlleva evoluciones de las magnitudes como las que se han representado.

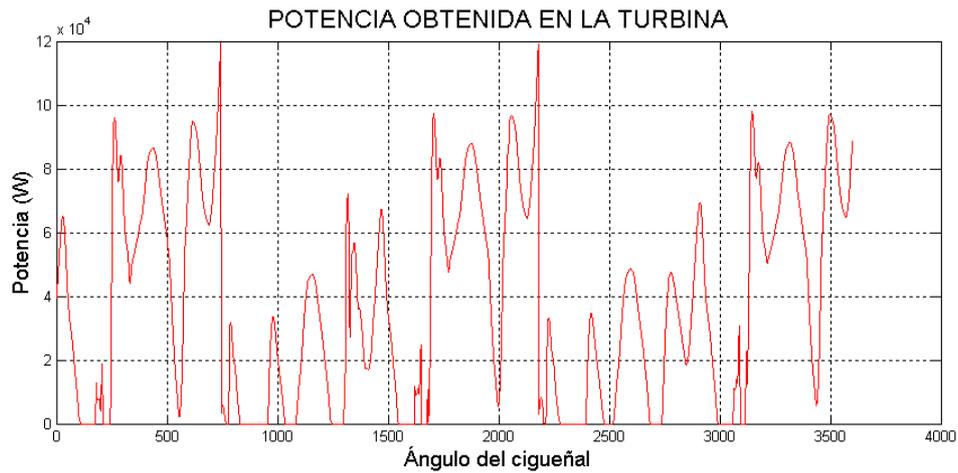
El gasto que evoluciona por el compresor se muestra en la siguiente figura.



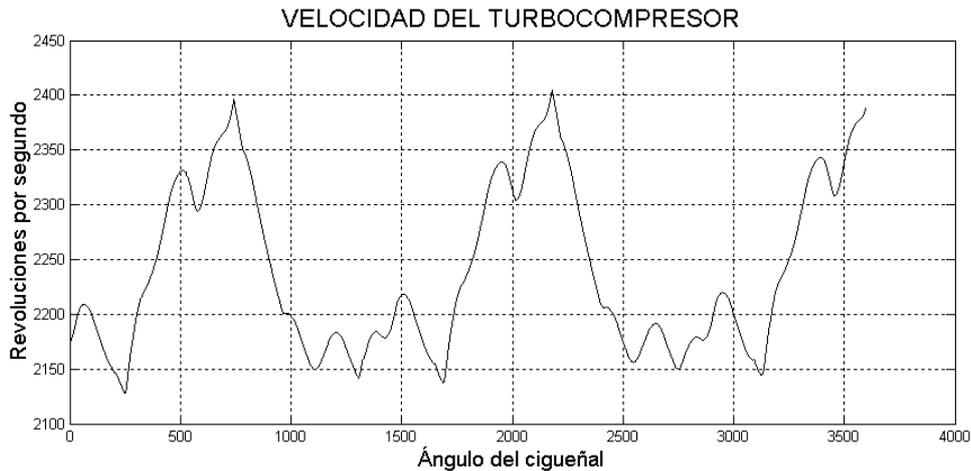
El balance de potencias entre el trabajo desarrollado por la turbina y el consumido por el compresor determinan el punto de funcionamiento del grupo ed sobrealimentación.



Mientras la potencia consumida en el compresor, aunque sujeta a una gran variabilidad fruto del régimen cambiante de giro y a las fluctuaciones de presión en los conductos de entrada y salida tiene una cierta continuidad, la potencia desarrollada por la turbina adolece de esa continuidad.



Pese a lo anterior, en términos absolutos la potencia desarrollada, aún con este carácter discontinuo es mayor que potencia consumida permitiendo que el grupo de turbocompresión se acelere desde la velocidad inicial de giro impuesta hasta alcanzar un comportamiento oscilatorio.



Los picos en la velocidad de giro del turbocompresor son coincidentes con las puntas de potencia desarrollada en la turbina. Se observa claramente como existe un periodo de variación de la velocidad de unos 1500° de giro del cigüeñal que se trasmite al resto de magnitudes a través del eje de acoplamiento de ambas turbomáquinas.

3.2.2. Modelo 2. Motor de tres cilindros sobrealimentado (plena carga)

El modelo 2 corresponde a un motor de tres cilindros sobrealimentado. Este motor tiene una menor cilindrada que el considerado para el modelo 1 pero el motor funciona a una velocidad sustancialmente mayor. Los parámetros que definen el motor son:

| | |
|---------------------------------------|------------|
| ❖ Cilindrada: | 1.498 c.c. |
| ❖ N° de cilindros: | 3 |
| ❖ Régimen de giro: | 5.500 rpm |
| ❖ Relación de Compresión: | 18,5 |
| ❖ Diámetro del cilindro: | 8,6 cm |
| ❖ Carrera del pistón: | 8,2 cm |
| ❖ Distribución (desde el PMS): | |
| - Apertura de la válvula de escape: | 131,0 ° |
| - Cierre de la válvula de escape: | 369,0 ° |
| - Apertura de la válvula de admisión: | 351,0 ° |
| - Cierre de la válvula de admisión: | 589,0 ° |

La configuración del motor y del grupo de turbosobrealimentación se puede apreciar en la Figura 3.6.

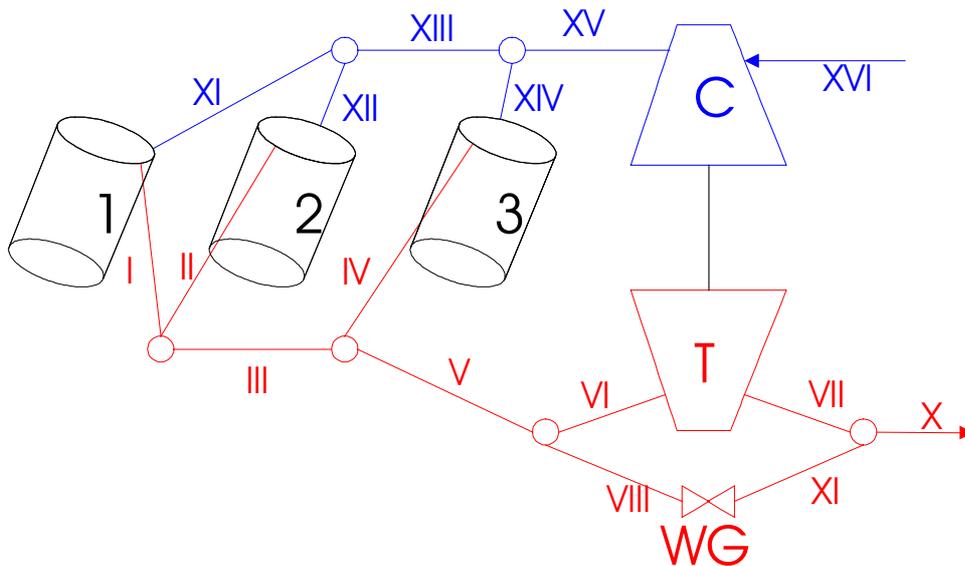


FIGURA 3.6
MODELO 2 SOBREALIMENTADO

Tal y como se a realizado para el modelo 1, en el caso del motor de aspiración atmosférica se aplica el mismo esquema donde tanto el compresor como la turbina son sustituidos por uniones entre los conductos de entrada y salida a estos elementos siendo el resto de los componentes del motor idénticos en ambos casos.

Diseño y geometría de los conductos:

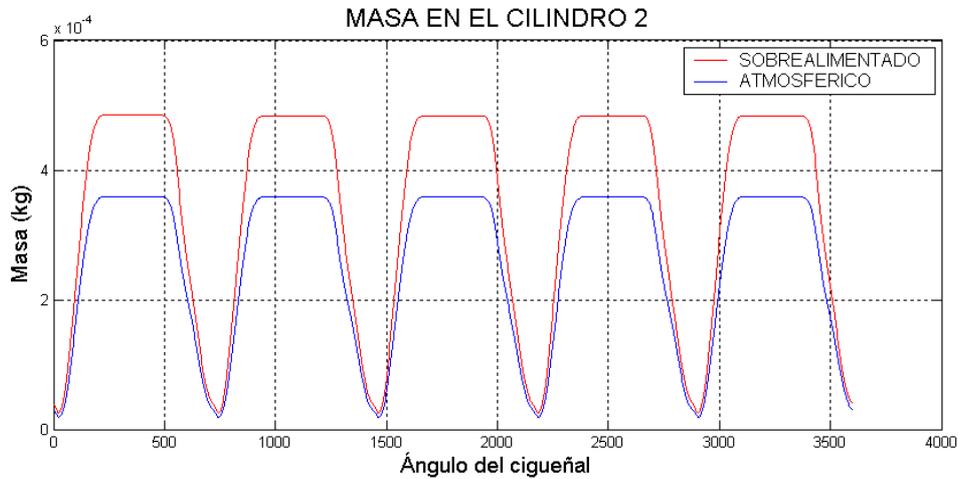
- I Longitud: 28 cm $D_{inicial}$: 3,6 cm D_{final} : 3,6 cm N° de celdas: 30
- II Longitud: 28 cm $D_{inicial}$: 3,6 cm D_{final} : 3,6 cm N° de celdas: 30
- III Longitud: 28 cm $D_{inicial}$: 3,6 cm D_{final} : 3,6 cm N° de celdas: 30
- IV Longitud: 28 cm $D_{inicial}$: 3,6 cm D_{final} : 3,6 cm N° de celdas: 30
- V Longitud: 15 cm $D_{inicial}$: 3,8 cm D_{final} : 3,8 cm N° de celdas: 30
- VI Longitud: 25 cm $D_{inicial}$: 5,6 cm D_{final} : 6,2 cm N° de celdas: 50
- VII Longitud: 25 cm $D_{inicial}$: 7,5 cm D_{final} : 7,5 cm N° de celdas: 50
- VIII Longitud: 15 cm $D_{inicial}$: 1,3cm D_{final} : 1,3 cm N° de celdas: 50
- IX Longitud: 15 cm $D_{inicial}$: 1,3 cm D_{final} : 1,3 cm N° de celdas: 50
- X Longitud: 30 cm $D_{inicial}$: 5,5 cm D_{final} : 5,5 cm N° de celdas: 30
- XI Longitud: 16 cm $D_{inicial}$: 3,7 cm D_{final} : 3,7 cm N° de celdas: 30
- XII Longitud: 16 cm $D_{inicial}$: 3,7 cm D_{final} : 3,7 cm N° de celdas: 30
- XIII Longitud: 16 cm $D_{inicial}$: 3,7 cm D_{final} : 3,7 cm N° de celdas: 30
- XIV Longitud: 16 cm $D_{inicial}$: 3,7 cm D_{final} : 3,7 cm N° de celdas: 30
- XV Longitud: 30 cm $D_{inicial}$: 6,2 cm D_{final} : 6,2 cm N° de celdas: 30
- XVI Longitud: 30 cm $D_{inicial}$: 6,3 cm D_{final} : 6,3 cm N° de celdas: 30

La sobrealimentación se ha realizado mediante el acople del mismo grupo descrito para el modelo 1 por lo que las curvas características son idénticas y no se han representado. Dado que el motor va a girar bastante más rápido esto compensa en cierto modo la reducción en los gastos debido a la menor cilindrada. Otros datos que caracterizan al modelo del turbocompresor son los siguientes:

- Diámetro medio del rotor del compresor: 6 cm
- Rendimiento mecánico del turbocompresor: 99 %
- Inercia del turbocompresor: $3 \cdot 10^{-5} \text{ kgm}^2$
- Relación de compresión de apertura de waste gate: 1,5

Evolución de la masa en al interior de los cilindros

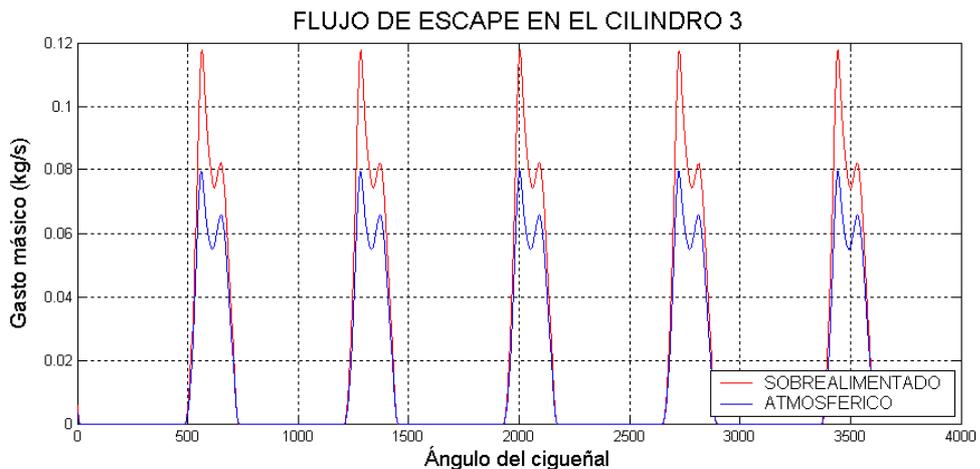
Las siguientes figuras representan la evolución de las magnitudes en los cilindros, permitiendo una comparación directa entre ambos motores.



Al igual que en el caso del modelo 1, se visualiza el incremento de masa en los cilindros que proporciona la sobrealimentación. También se puede observar que a diferencia del caso anterior el periodo con el que oscilan las magnitudes deja de ser de unos 1500° de giro de cigüeñal y se aprecia como los ciclos duran unos 700° que vienen a ser los ángulos necesarios para que se de un ciclo completo (combustión y renovación de la carga) en los cilindros. Este comportamiento distinto puede venir asociado a que en este modelo hay menos cilindros y el decalaje entre los mismos este más ajustado con el ir y venir de las ondas además hay menos longitud de conducto que en el caso anterior por lo que los efectos de ondas se ven menos amortiguados.

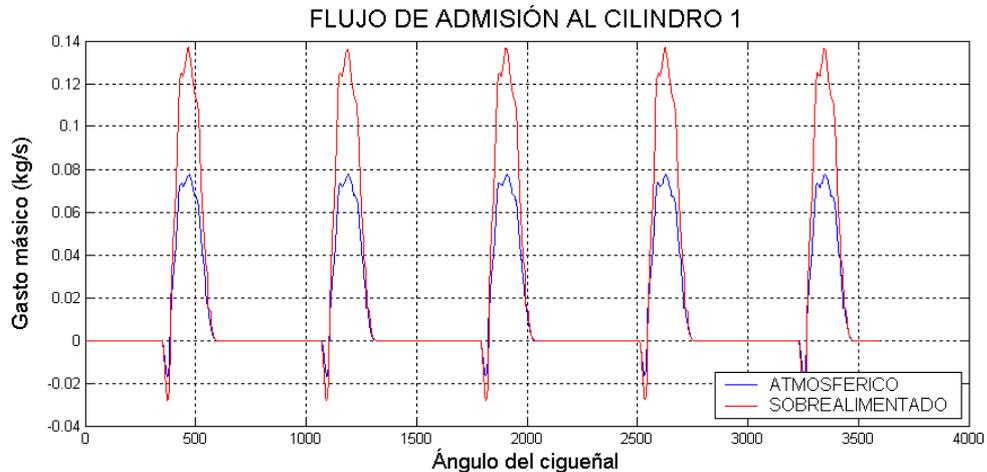
Flujos de entrada y salida a los cilindros

El proceso de llenado y renovación de la carga de los cilindro se va a visualizar en las gráficas siguientes.



Este resultado muestra como la evacuación de los gases se realiza a una mayor velocidad que en el caso atmosférico. El hecho de que la presión reinante tras la combustión en el cilindro sea notablemente mayor hace que la expulsión de los gases de

escape se ve favorecida. La forma de las curvas es idéntica ya que no se ha aplicado cambio alguno sobre la ley de apertura y cierre. En los instantes iniciales en la apertura y finales del cierre la capacidad de tránsito del fluido en la válvula es muy pequeña y se hace bastante independiente del gradiente de presiones por lo que ambas curvas son casi coincidentes.



Debido al elevado régimen de giro se produce un cierto flujo inverso a la entrada del cilindro1. La sobrealimentación acentúa ligeramente este comportamiento tal y como se aprecia en la figura, pero este efecto se compensa de sobra con el incremento bastante significativo en el gasto de admisión. Estas gráficas muestran otro de los efectos derivados de la sobrealimentación que no es otro que el de poder mantener un llenado admisible de los cilindros aún a grandes velocidades de giro. Los rendimientos volumétricos asociados a cada cilindro para cada motor son:

Motor sobrealimentado

$\eta_{\text{volumetrico}}$ cilindro 1: 67,918 %
 $\eta_{\text{volumetrico}}$ cilindro 2: 64,726 %
 $\eta_{\text{volumetrico}}$ cilindro 3: 71,032 %
 $\eta_{\text{volumetrico}}$ medio: **67,892 %**

Motor atmosférico

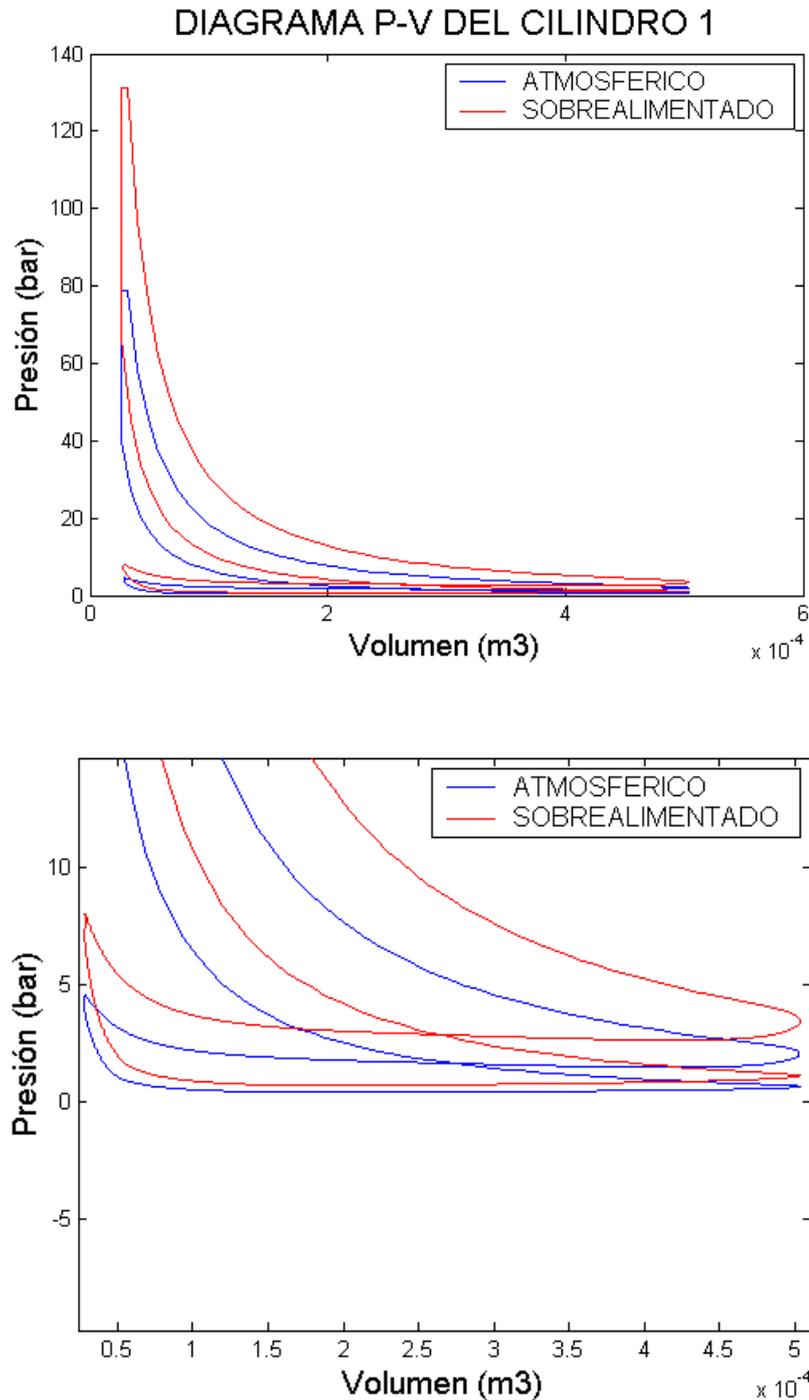
$\eta_{\text{volumetrico}}$ cilindro 1: 50,116 %
 $\eta_{\text{volumetrico}}$ cilindro 2: 58,404 %
 $\eta_{\text{volumetrico}}$ cilindro 3: 66,104 %
 $\eta_{\text{volumetrico}}$ medio: **58,208 %**

El proceso de compresión que se produce en el compresor da lugar a un ligero incremento de la temperatura a la salida del mismo. Esto mejora ligeramente el rendimiento volumétrico respecto al motor atmosférico. Los valores en sí resultan bastante bajos dado que el motor gira a una velocidad respetable de 5.500 rpm. Los rendimientos volumétricos en el caso del motor sobrealimentado se refieren a las condiciones de salida del compresor. Además se puede ver también que los valores numéricos oscilan mucho entre un cilindro y otro (sobre todo en el caso del motor de aspiración atmosférica) debido a configuración adoptada que establece unas longitudes de admisión bastante diferentes para cada cilindro. En el modelo sobrealimentado esto sigue sucediendo si bien las diferencias son menores.

Diagrama del indicador

A continuación se muestra el diagrama *p-v* de unos de los cilindros del motor. Se han determinado también las presiones medias indicadas, efectivas y de pérdidas mecánicas asociadas a los resultados representados. El análisis de estas magnitudes

permite conocer la mejora de prestaciones derivada de la sobrealimentación de motores en cuanto a potencia desarrollada.



En el desarrollo actual del modelo de combustión no se tienen en cuenta algunas pérdidas por lo que las presiones indicadas son ligeramente superiores a las esperadas.

Las figuras del diagrama *p-v* ponen de manifiesto un incremento significativo de la potencia desarrollada en el motor sobrealimentado respecto al motor atmosférico acorde con el resto de resultados obtenidos. Llama la atención el aumento de tamaño que experimenta el lazo de bombeo en comparación a la situación mostrada en el modelo 1. Esto tiene su origen en el notable incremento que sufren las pérdidas

(recordemos que el lazo de bombeo está asociado a pérdidas) como consecuencia del incremento de velocidad en los conductos al girar a mayor velocidad el motor y con ello la disipación de energía por fricción. Aunque el lazo de bombeo en el motor sobrealimentado sea mayor, esto se compensa de sobra con el trabajo extra obtenido en el diagrama del indicador.

Las presiones medias asociadas al ciclo son:

Motor sobrealimentado

Presión media indicada: 12,64 bar
Presión med. pérd. mec.: 1,81 bar
Presión media efectiva: 10,83 bar

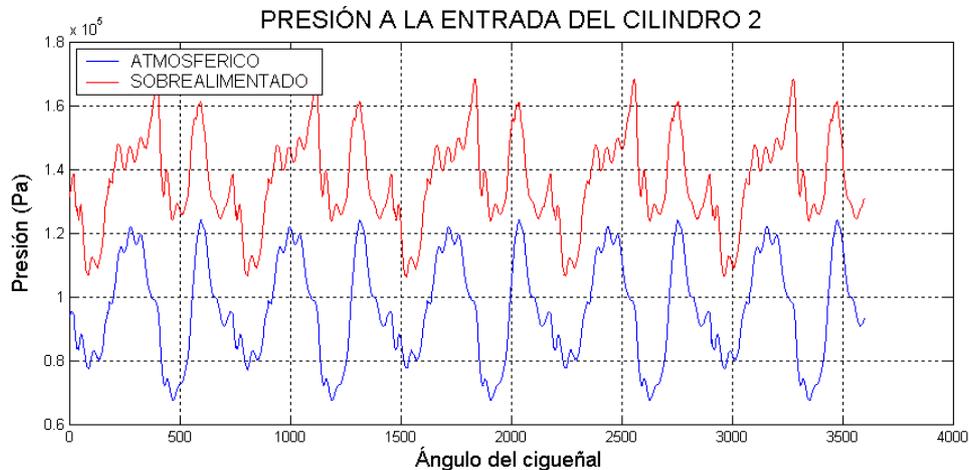
Motor atmosférico

Presión media indicada: 7,59 bar
Presión med. pérd. mec.: 1,04 bar
Presión media efectiva 6,55 bar

En realidad la presión media de pérdidas mecánicas que aparece reflejada aquí no tienen en cuenta más que las pérdidas asociadas al lazo de bombeo, por lo que los valores están minorados respecto a la realidad. Aunque el valor de la presión de pérdidas mecánicas prácticamente se doble respecto al modelo atmosférico el incremento en el trabajo indicado da lugar a que la presión efectiva se incremente en un 40%.

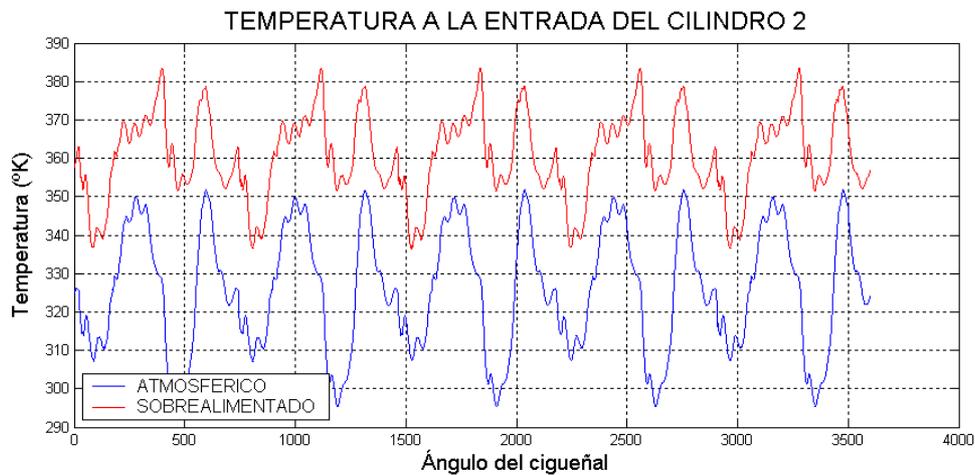
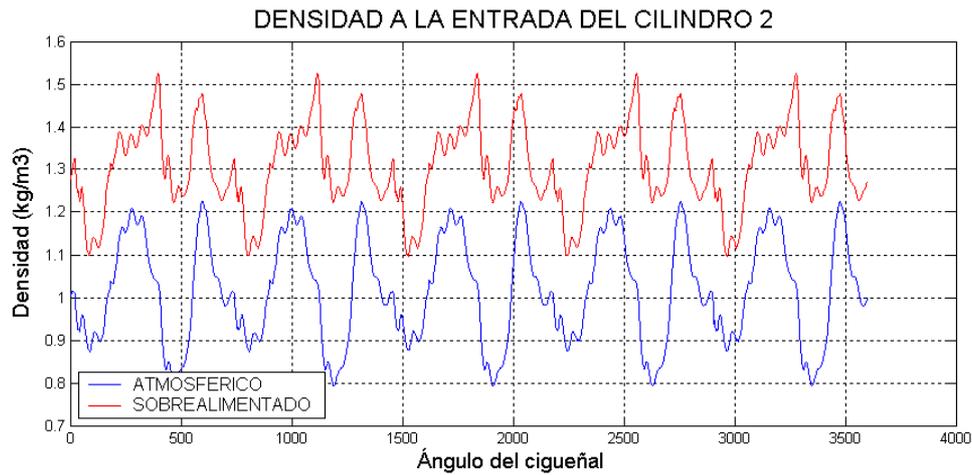
Presión, temperatura, velocidad y densidad a la zona de admisión

Se van a representar, para ambos motores, las distintas magnitudes en algunos puntos de la admisión del motor, en concreto en a la entrada de un cilindro.

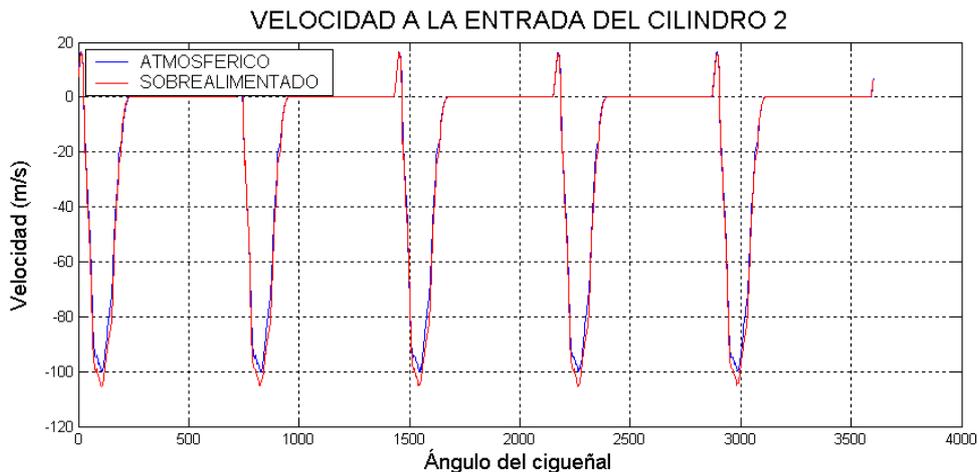


La evolución de la temperatura, presión y densidad es similar. Los valores más elevados en el caso del motor sobrealimentado son representativos de un mayor estado energético del fluido como consecuencia del trabajo cedido en la compresión.

Las tres magnitudes evolucionan de forma idéntica excepto en los valores absolutos de las misma.



Las variaciones en la densidad son de entre el 20 y el 30% mientras que la temperatura observada en el caso sobrealimentado respecto al atmosférico resulta ser unos 30° C superior.

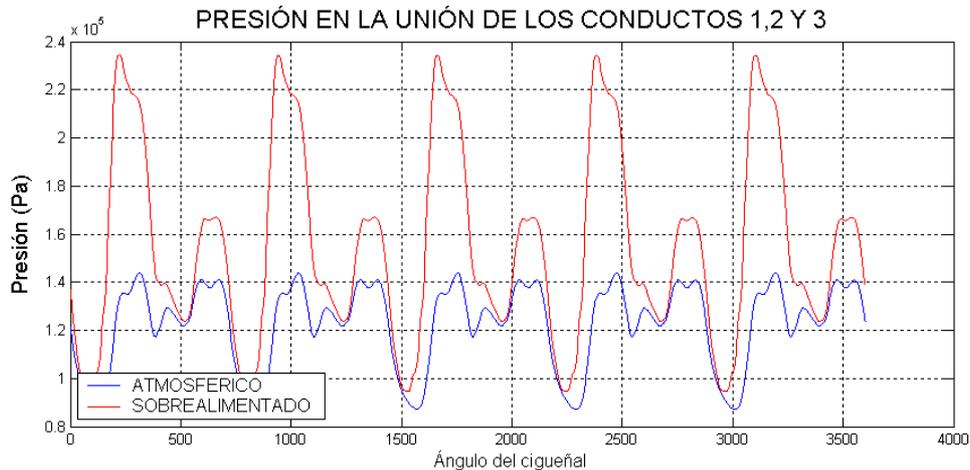


La velocidad es prácticamente idéntica en ambos casos. El signo negativo tiene su origen en que el sentido del flujo es inverso a como se numeran las mallas del conducto. Se puede observar un cierto flujo de retorno al colector de admisión que penaliza el llenado del cilindro. En el pico de cada ciclo se puede apreciar como la velocidad es mayor en el caso sobrealimentado, por lo que la mayor masa de aire que

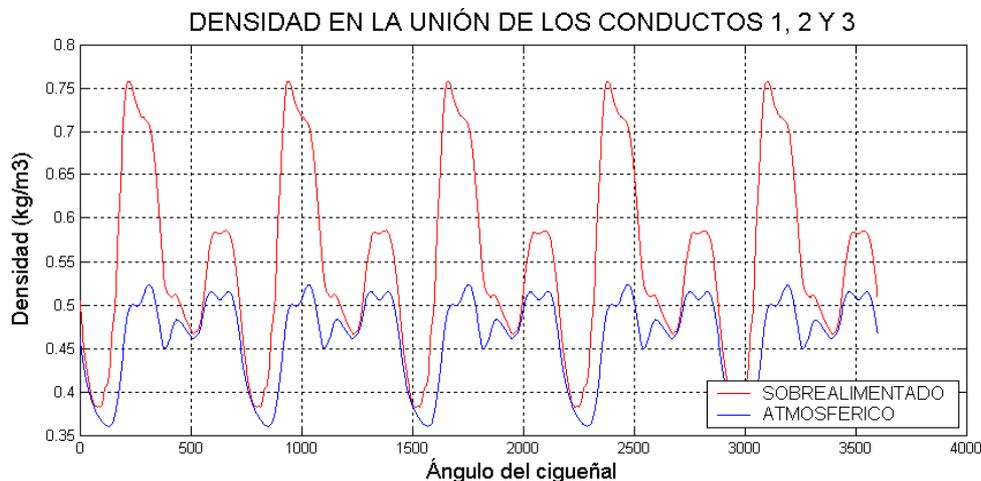
entra se confina en el cilindro se debe a principalmente una mayor densidad pero también en mucho menor grado a una mayor velocidad (por lo que no se penaliza en exceso las pérdidas por fricción).

Presión, temperatura, velocidad y densidad en la zona de escape

En las figuras siguientes se comparan la evolución de las magnitudes del fluido en la zona de escape para ambos motores.

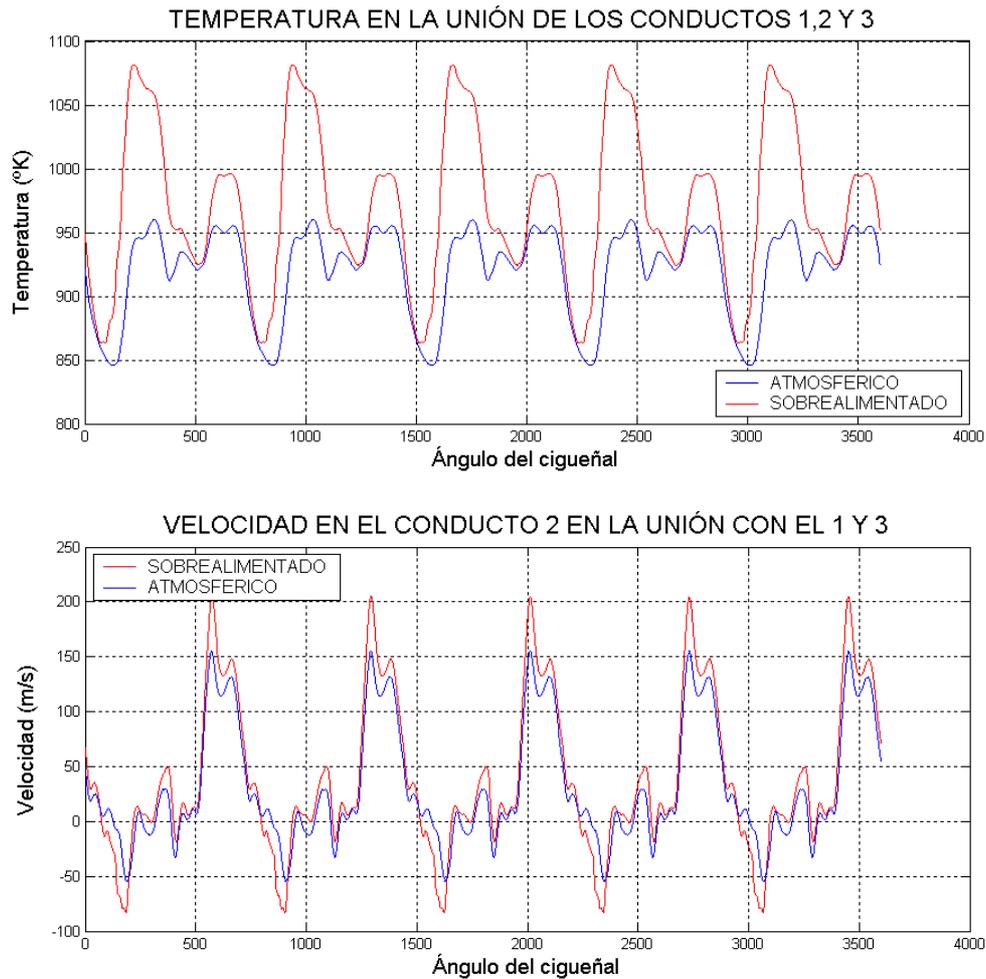


En algunos momentos la presión llega a casi el doble de la existente en el motor atmosférico. Esto da una idea de los requisitos constructivos que se deben considerar al montar un motor sobrealimentado.



La sobrealimentación provoca un incremento muy importante de las magnitudes en el escape como consecuencia de una combustión más intensa en los cilindros.

Como se muestra en la Figura adyacente, las temperaturas que se registran en la unión se incrementan en unos 100° C respecto del mismo modelo de aspiración natural. Mayores temperaturas requieren una mejor refrigeración y someten a los materiales a mayores esfuerzos térmicos y posibles problemas de corrosión.

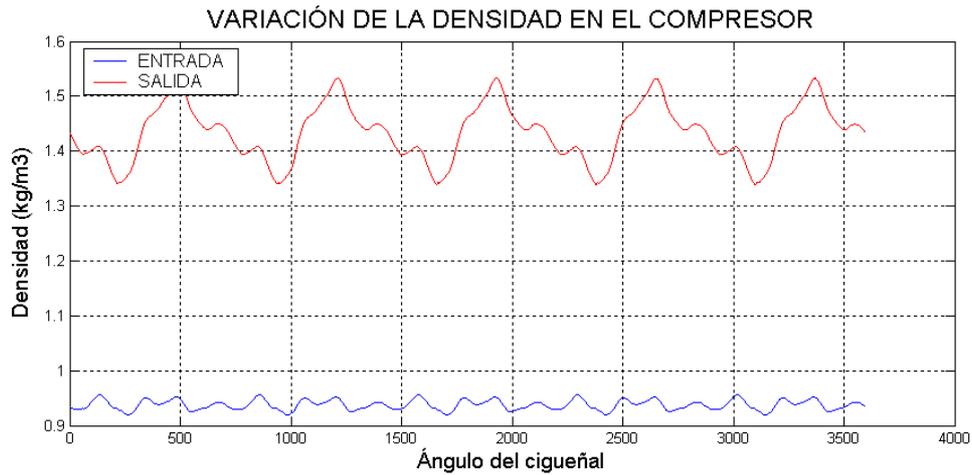


La evolución de la velocidad es bastante pareja si bien en el caso de la sobrealimentación las velocidades resultan ligeramente superiores. El hecho de incrementar notablemente la potencia no suponga un incremento importante de la velocidad del fluido y por tanto de los efectos de fricción resulta en una mejora importante de las prestaciones del motor. Se observa también como la evolución recuerda en cierto grado a la forma del gasto másico que abandona el cilindro que se representó con anterioridad.

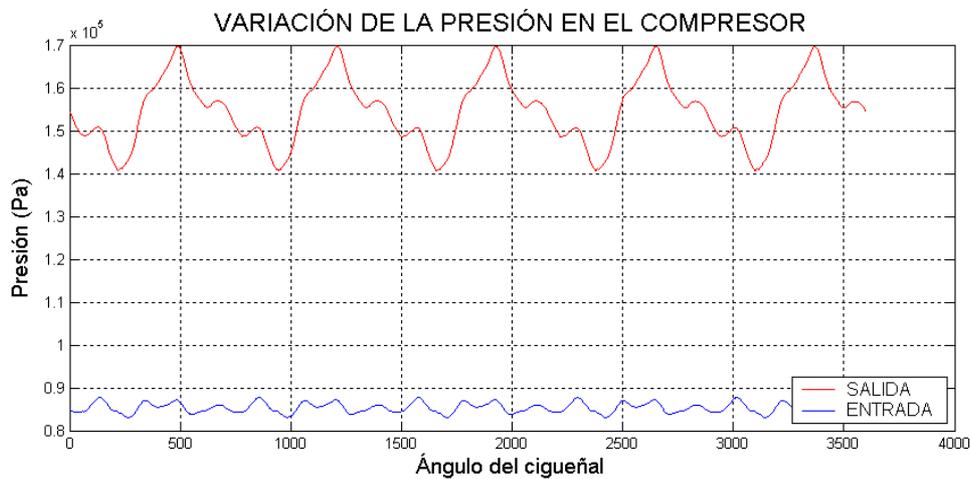
Resultados del grupo de turbosobrealimentación.

En primer lugar se muestra el salto en las magnitudes del fluido al atravesar el compresor

Todas las representaciones muestran como se agudiza la variabilidad en las condiciones a la salida del compresor al hacerse patente la dependencia de la velocidad de giro del turbocompresor.

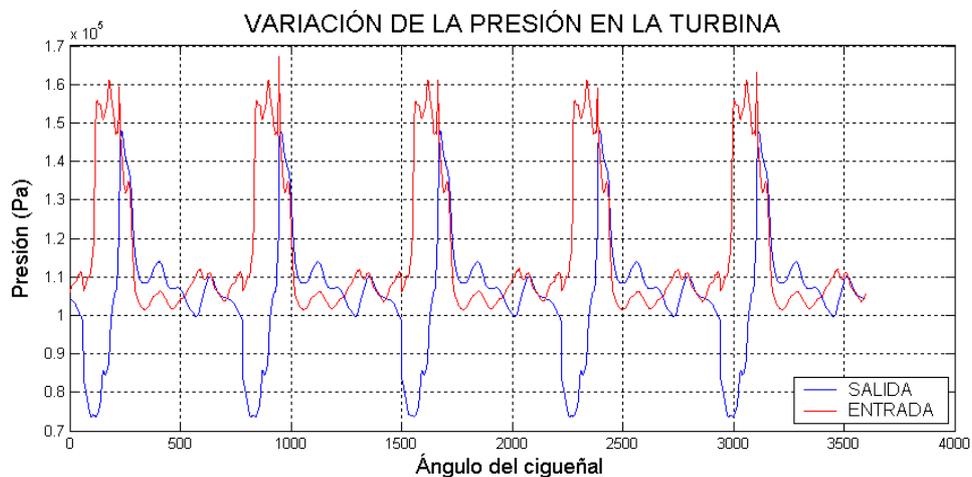


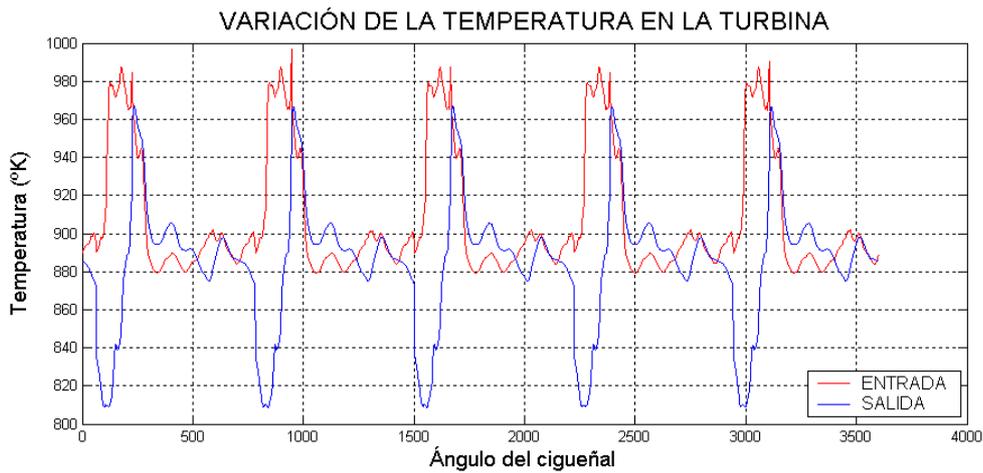
La densidad se ha incrementado en más de un 50% por el hecho de introducir el compresor.



Nuevamente las figuras muestran el incremento absoluto de la presión y la densidad como consecuencia de la introducción del compresor.

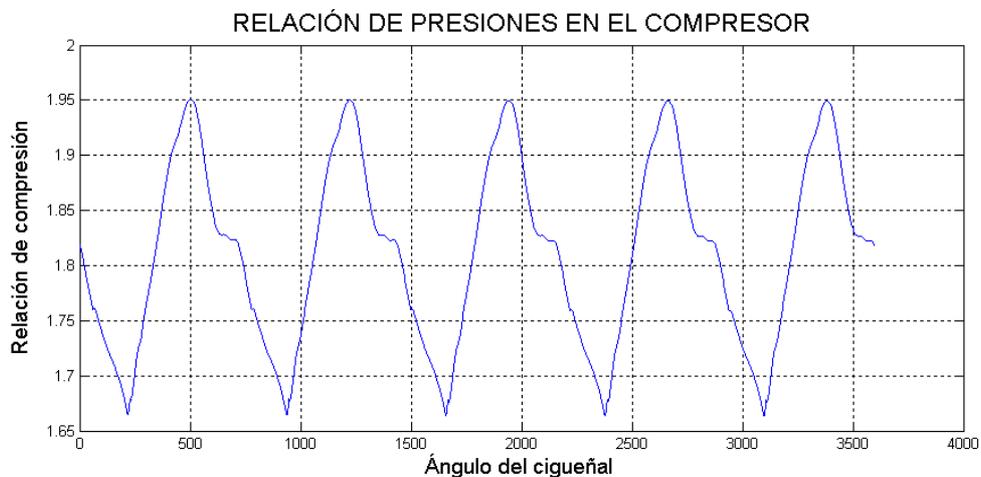
El fluido a su paso por la turbina sufre también una modificación importante en sus características.





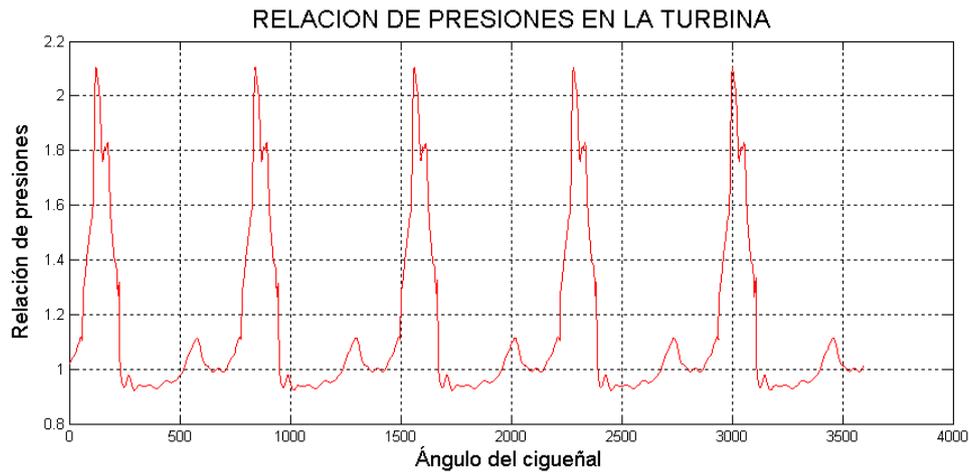
Lo que muestran estas representaciones es que en el caso de la turbina los valores en la salida pueden ser similares entre la salida y la entrada para ciertos ángulos de giro del cigüeñal. Debido a esto, la obtención de potencia en la turbina tiene un carácter discontinuo bastante condicionado por la existencia del by-pass en la válvula de waste gate, en comparación con la evolución mucho menos variable de las magnitudes al atravesar el compresor, siendo la potencia consumida por este de un carácter menos aleatorio.

Las relaciones de compresión y expansión en el compresor y en la turbina evolucionan conforme a las siguientes figuras:

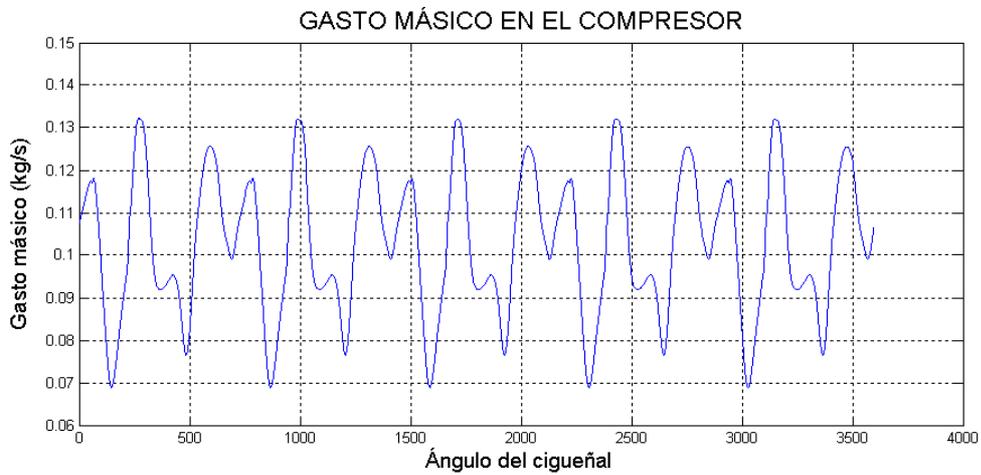


Los valores instantáneos de la relación de compresión son bastante elevados oscilando entre un valor máximo de 1,85 y uno mínimo de 1,67.

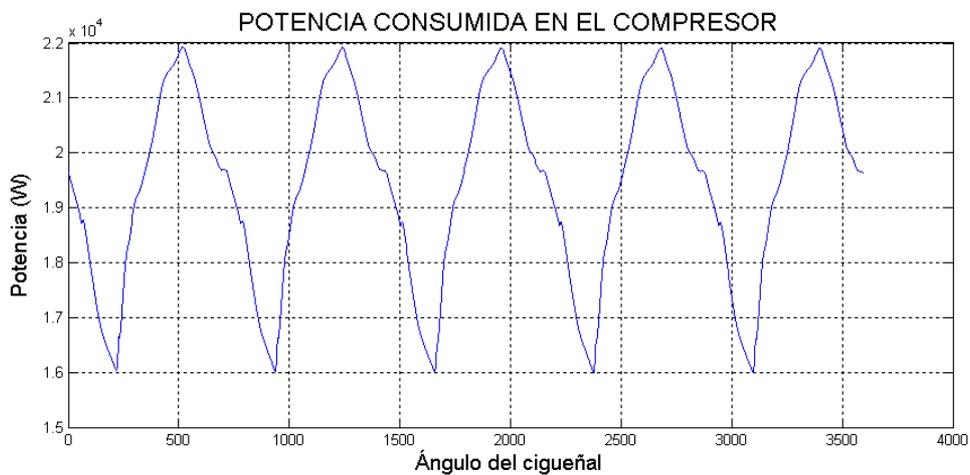
Al igual que en el modelo anterior la evolución de la relación de presiones en el compresor difiere notablemente de la observada en la turbina como consecuencia de la existencia del by-pass que supone la válvula de waste gate.



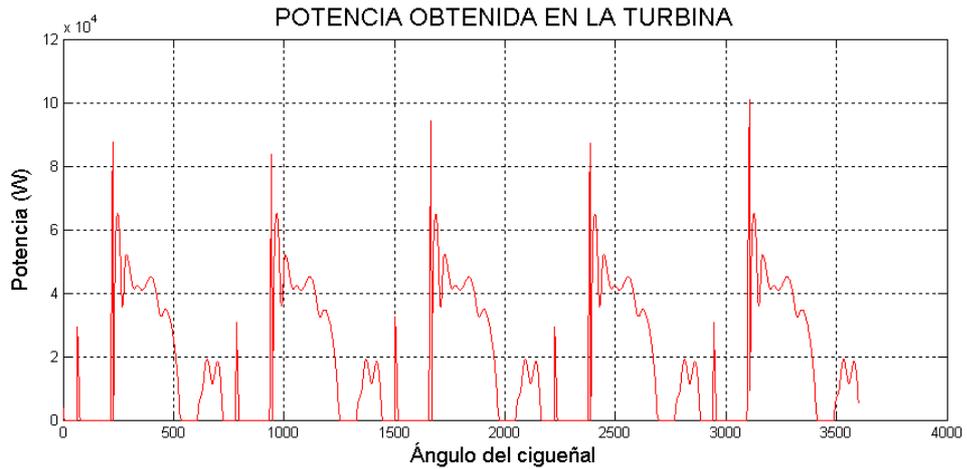
El gasto másico que evoluciona por el compresor se representa a continuación:



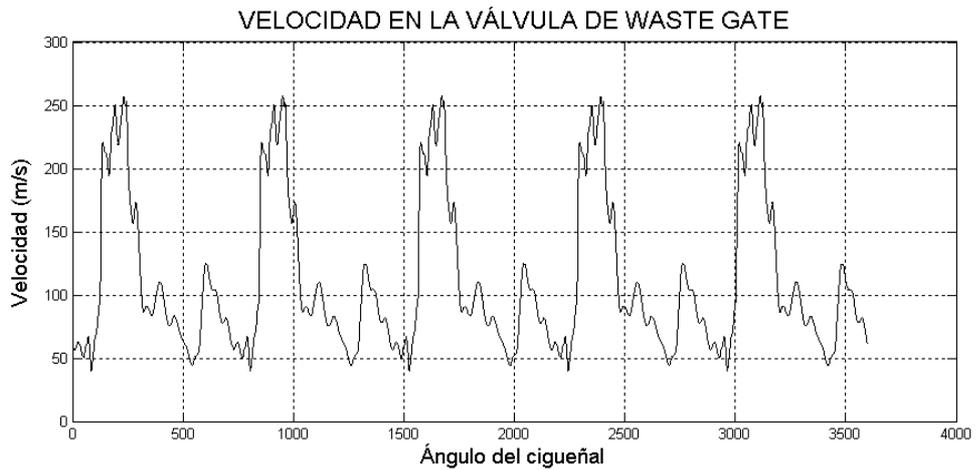
La evolución de las potencias instantáneas en turbina y compresor determinan la variación del régimen de giro del grupo de sobrealimentación. De nuevo se puede apreciar una cierta discontinuidad en la generación de potencia en la turbina.



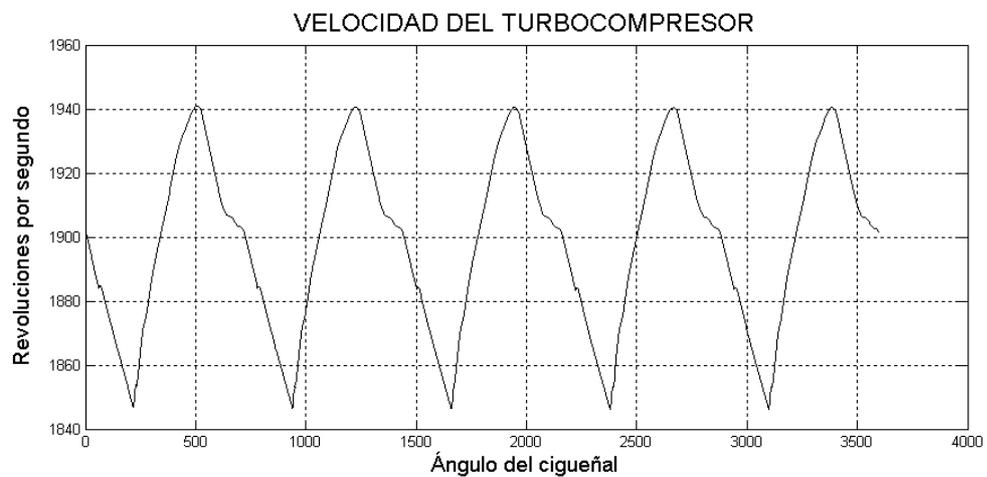
Los valores más bajos de la potencia que consume el compresor en comparación con los que reflejan la potencia obtenida en la turbina se compensan en que está potencia que consume el compresor tiene un carácter mucho más continuado.



La velocidad del fluido en la válvula de waste gate se muestra a continuación. Dado que la relación de compresión que está suministrando el compresor se hace permanentemente superior a la de apertura de la válvula el fluido se descarga con continuidad aunque afectado por la acción de las ondas.



El balance de potencias da lugar a una oscilación de la velocidad de giro del turbocompresor.



Aunque la válvula de waste gate limita el grado de sobrealimentación está queda permanentemente abierta introduciendo variaciones importantes. Quizás sería necesario desarrollar algún tipo de actuación adicional para la limitar la sobrealimentación como por ejemplo algún tipo de limitación a la inyección de combustible. De hecho muchos dispositivos de descarga incorporan una señal de enclavamiento o control sobre el sistema de inyección del combustible. La incorporación de tal mecanismo al modelo puede formar parte del desarrollo de un sistema de control de la combustión que puede desarrollarse como mejora del actual modelo.

3.2.3. Modelo 3. Motor de dos cilindros sobrealimentado (plena carga)

En la línea de los modelos presentados con anterioridad, el modelo 2 corresponde a un motor de dos cilindros sobrealimentado. La disminución en la cilindrada respecto a los dos anteriores resulta bastante significativa y el régimen de giro no es tampoco excesivo por lo que se ha acoplado un grupo de turbocompresión con flujos máscicos más reducidos que en el caso del empleado para los modelos 1 y 2. Los parámetros que definen el modelo 3 son:

| | |
|---------------------------------------|-----------|
| ❖ Cilindrada: | 919 c.c. |
| ❖ N° de cilindros: | 2 |
| ❖ Régimen de giro: | 2.300 rpm |
| ❖ Relación de Compresión: | 19,5 |
| ❖ Diámetro del cilindro: | 8,5 cm |
| ❖ Carrera del pistón: | 8,1 cm |
| ❖ Distribución (desde el PMS): | |
| - Apertura de la válvula de escape: | 131,0° |
| - Cierre de la válvula de escape: | 369,0° |
| - Apertura de la válvula de admisión: | 351,0° |
| - Cierre de la válvula de admisión: | 589,0° |

La configuración del motor y del grupo de turbosobrealimentación se puede apreciar en la Figura 3.7.

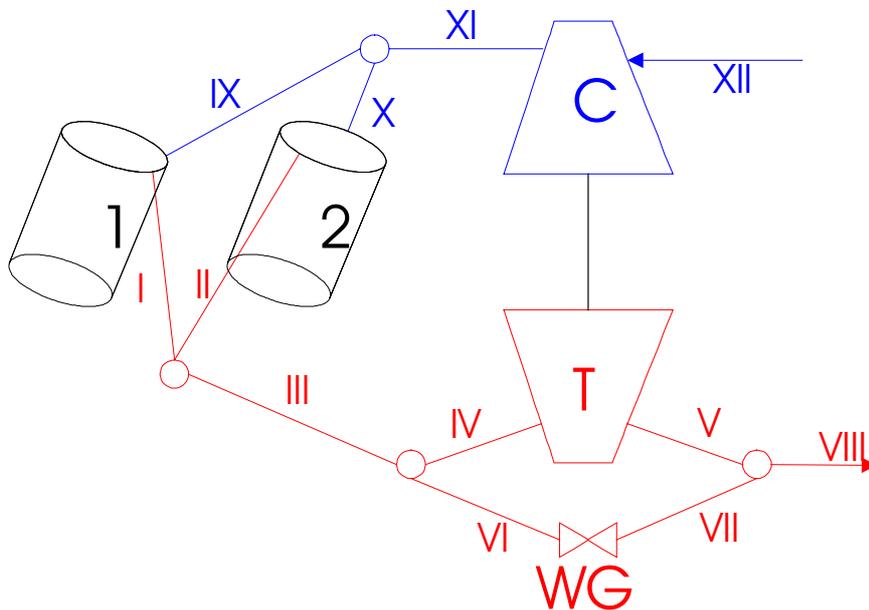


FIGURA 3.7
MODELO 3 SOBREALIMENTADO

Se van a presentar los resultados obtenidos para el modelo sobrealimentado y para la misma configuración pero atmosférico donde los elementos de sobrealimentación han sido reemplazados por uniones entre los conductos implicados.

Diseño y geometría de los conductos:

- I Longitud: 25 cm $D_{inicial}$: 3,5 cm D_{final} : 3,5 cm N° de celdas: 30
- II Longitud: 25 cm $D_{inicial}$: 3,5 cm D_{final} : 3,5 cm N° de celdas: 30
- III Longitud: 25 cm $D_{inicial}$: 3,5 cm D_{final} : 3,5 cm N° de celdas: 30
- IV Longitud: 38 cm $D_{inicial}$: 6,1 cm D_{final} : 6,6 cm N° de celdas: 50
- V Longitud: 38 cm $D_{inicial}$: 7,8 cm D_{final} : 6,3 cm N° de celdas: 50
- VI Longitud: 18 cm $D_{inicial}$: 1,2 cm D_{final} : 1,2 cm N° de celdas: 50
- VII Longitud: 18 cm $D_{inicial}$: 1,2 cm D_{final} : 1,2 cm N° de celdas: 50
- VIII Longitud: 30 cm $D_{inicial}$: 5,0cm D_{final} : 5,0 cm N° de celdas: 30
- IX Longitud: 18 cm $D_{inicial}$: 3,3 cm D_{final} : 3,3 cm N° de celdas: 30
- X Longitud: 18 cm $D_{inicial}$: 3,3 cm D_{final} : 3,3 cm N° de celdas: 30
- XI Longitud: 29 cm $D_{inicial}$: 6,0 cm D_{final} : 6,0 cm N° de celdas: 50
- XII Longitud: 29 cm $D_{inicial}$: 6,3 cm D_{final} : 6,3 cm N° de celdas: 50

Los flujos asociados a este modelo resultan inferiores a los manejados en los dos modelos anteriores debido a la reducción de cilindrada y a la menor velocidad de giro. Estas condiciones de funcionamiento del motor pueden hacer que los gastos no sean acordes a los que manejaba el grupo de sobrealimentación empleado en los modelos 1 y 2. Para solventar este problema se va a aplicar las mismas curvas pero en el caso de la turbina los gastos que evolucionan en ella resultan ser algo menores tal y como se representan a continuación. La aplicabilidad de este razonamiento a un motor real no parece del todo fundamentada más aún si tenemos en cuenta la dificultad para escalar rendimientos pero parece necesario tal actuación a este modelo para garantizar un funcionamiento razonable del turbocompresor. El resto de parámetros que caracterizan al turbocompresor empleado son los siguientes:

- Diámetro medio del rotor del compresor: 6 cm
- Rendimiento mecánico del turbocompresor: 99 %
- Inercia del turbocompresor: $2,55 \cdot 10^{-5} \text{ kgm}^2$
- Relación de compresión de apertura de waste gate: 1,6

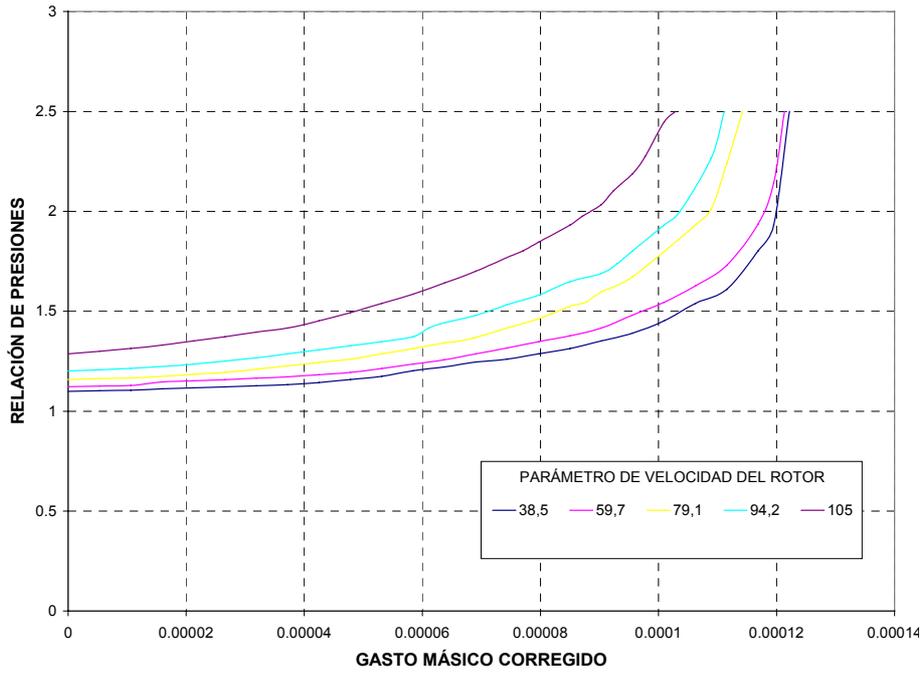


FIGURA 3.8

CURVAS CARACTERÍSTICAS DE LA TURBINA

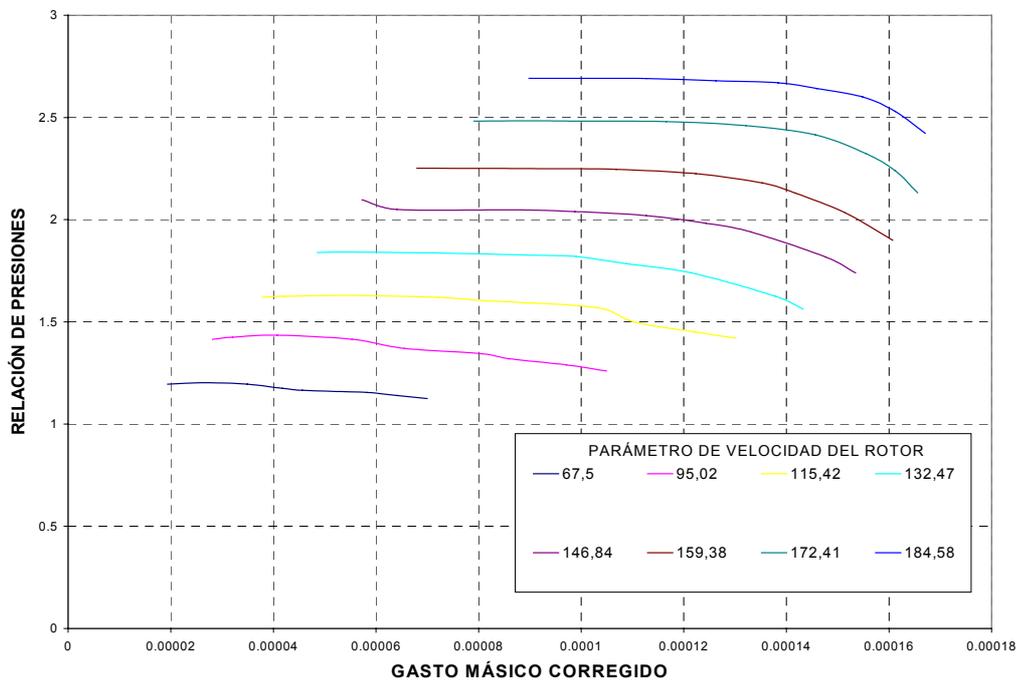
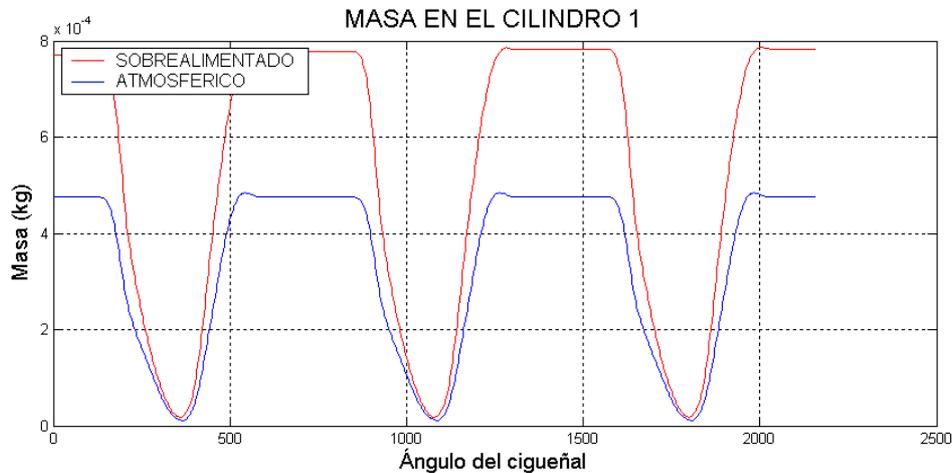


FIGURA 3.9

CURVAS CARACTERÍSTICAS DEL COMPRESOR

Evolución de las magnitudes físicas (masa, temperatura y presión en al interior de los cilindros).

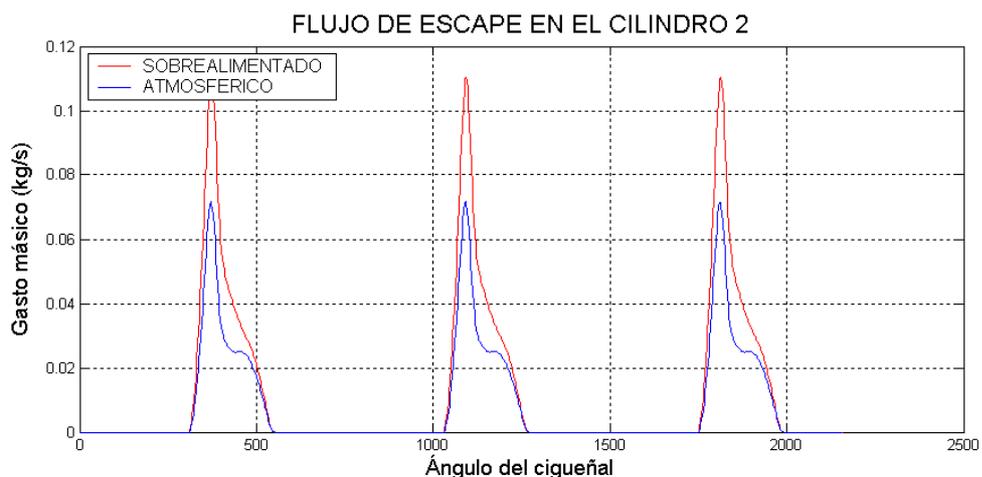
En la misma línea que en los modelos anteriores, se representan las evoluciones de las magnitudes en los distintos cilindros.



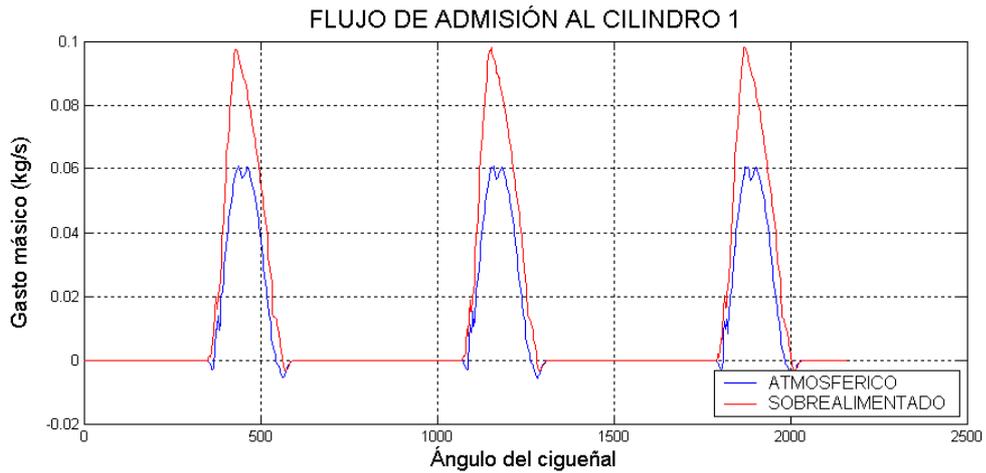
La masa que evoluciona en el cilindro se incrementa notablemente (más de un 30 %) debido a la implementación del compresor en la admisión del motor. A diferencia de otros casos, se observa como la masa que evoluciona en el cilindro resulta ser notablemente mayor no solo en el cierre de válvulas sino que en los tramos de renovación de la carga también por lo que los flujos de admisión y escape al cilindro han de ser superiores durante todo el periodo de apertura y cierre de válvula y no únicamente para la máxima apertura de la válvula.

Flujos de entrada y salida a los cilindros

Tanto la admisión como el escape de los cilindros son acordes con el incremento de masa anteriormente reflejado.



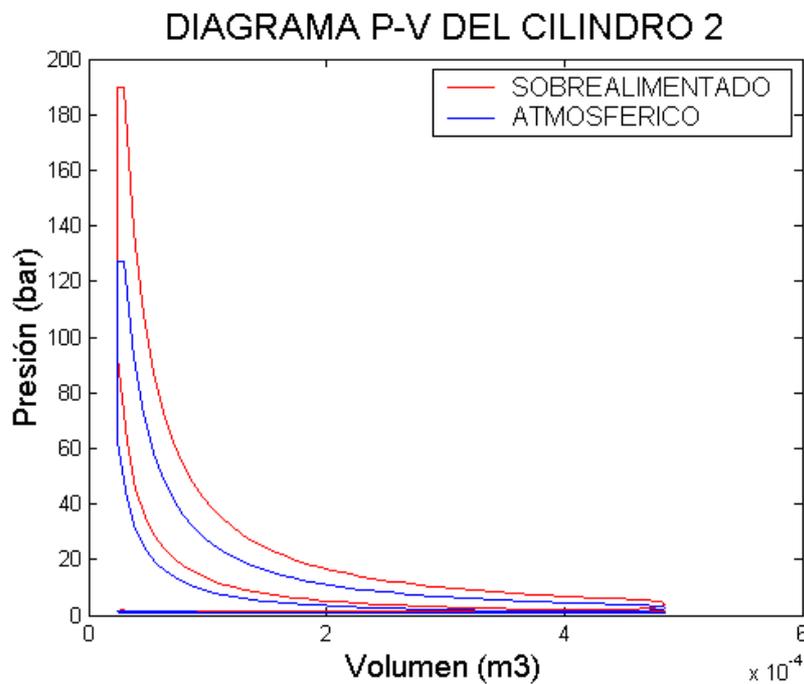
En primer lugar la evolución de los flujos de escape es muy similar si bien en el caso de la sobrealimentación son mayores asociados a la evacuación de más masa en el cilindro. El caso de la admisión es bastante distinto.



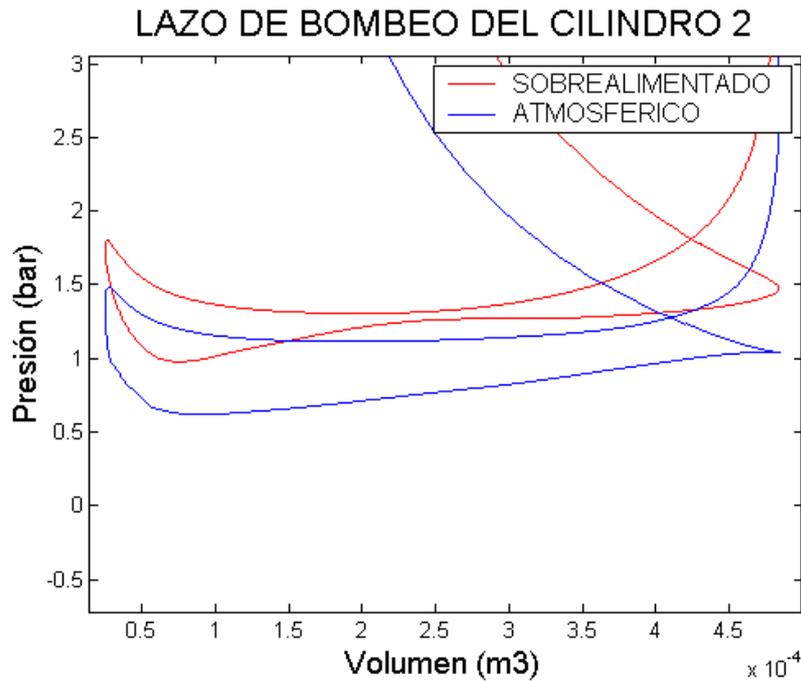
Se puede apreciar como la evolución, aunque similar, difiere apreciablemente separándose ambas líneas prácticamente desde el principio. También se aprecia como la sobrealimentación prácticamente reduce totalmente la inversión de flujo que se aprecia en el motor atmosférico. El flujo de admisión al cilindro en el caso del motor atmosférico presenta ciertas discontinuidades que se han suavizado notablemente en el caso del motor sobrealimentado.

Diagrama del indicador

Al igual que en los casos anteriores se representa el diagrama indicador y el lazo de bombeo en los cilindros.



Las figuras del diagrama $p-v$ vuelven a manifestar el incremento significativo de la potencia desarrollada en el motor sobrealimentado respecto al motor atmosférico.



Las presiones medias asociadas al ciclo son:

Motor sobrealimentado

Presión media indicada: 18,25 bar

Presión med. pérd. mec.: 0,07 bar

Presión media efectiva: 18, 18 bar

Motor atmosférico

Presión media indicada: 12,16 bar

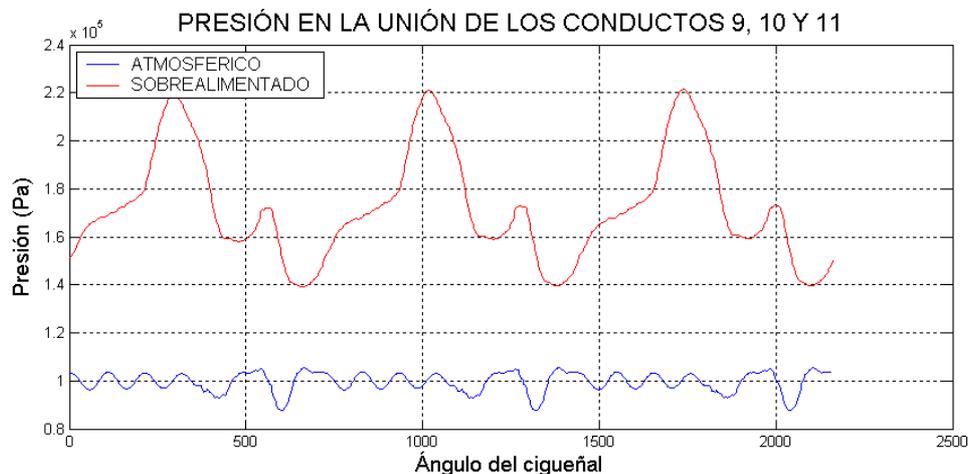
Presión med. pérd. mec.: 0,12 bar

Presión media efectiva 12,04 bar

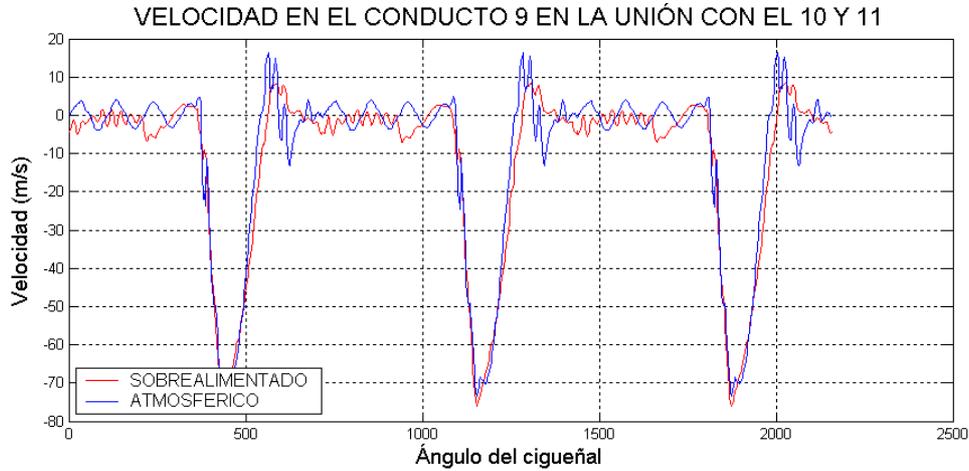
El lazo de bombeo del ciclo que corresponde al motor sobrealimentado se estrecha notablemente por lo que el valor de la presión media de pérdidas mecánicas es muy bajo. Estos valores son excesivos pese a la sobrealimentación debido a la no consideración de múltiples pérdidas.

Presión, temperatura, velocidad y densidad a la zona de admisión

Las siguientes figuras muestran la evolución de algunas magnitudes en la zona de admisión.



La evolución de la temperatura y densidad es similar sólo que con otros valores absolutos por lo que no se han representado. El hecho de presentar una amplitud bastante más significativa de oscilación es debido a la variación de la velocidad del grupo de turbocompresión.

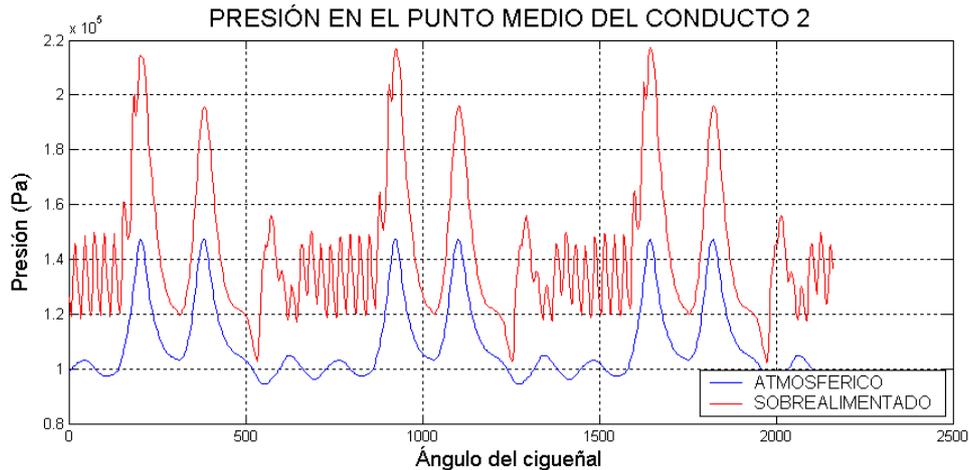


La velocidad es prácticamente idéntica en ambos casos. El signo negativo tiene su origen en que el sentido del flujo es inverso a como se numeran las mallas del conducto.

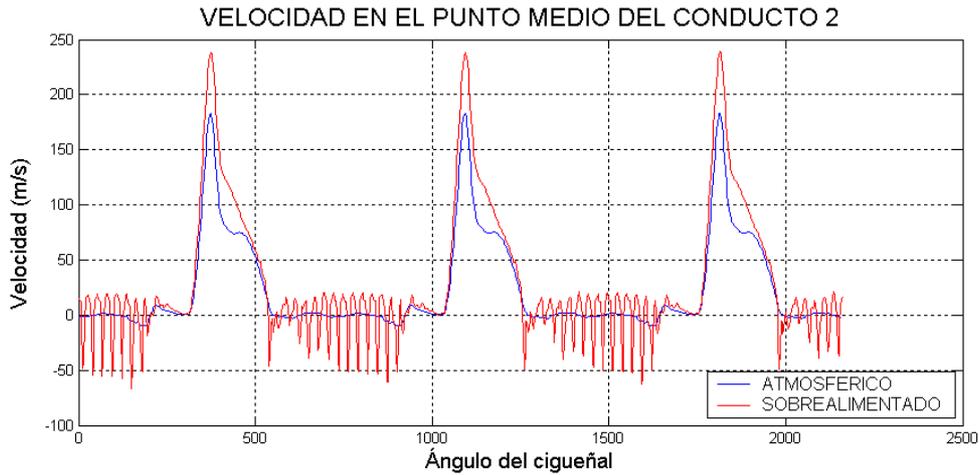
Se aprecia un incremento importante en la frecuencia de variación de la velocidad en torno al cero debida a la transmisión de las perturbaciones en el escape mediante el acoplamiento con la turbina.

Presión, temperatura, velocidad y densidad en la zona de escape

En las figuras siguientes se comparan la evolución de las magnitudes del fluido en la zona de escape para ambos motores.



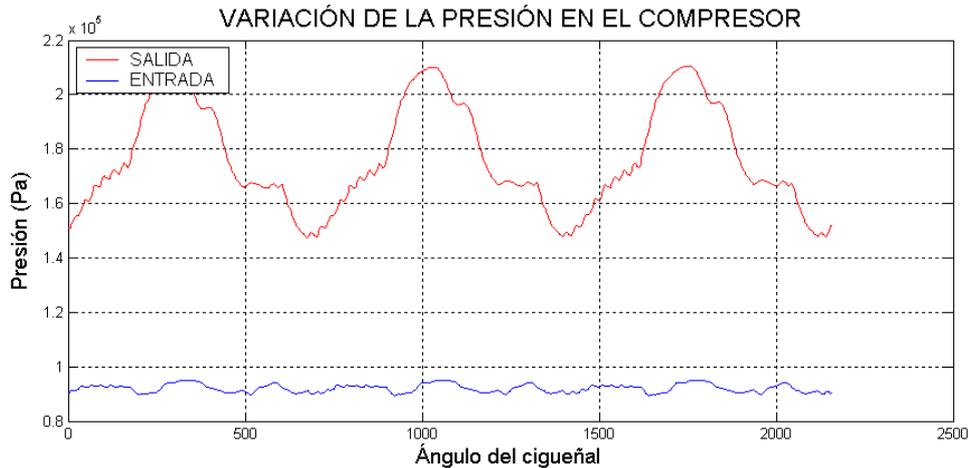
La sobrealimentación provoca un incremento muy importante de las magnitudes en el escape como consecuencia de una combustión más intensa en los cilindros. Además el comportamiento oscilatorio se incrementa notablemente. La evolución de la densidad y de la temperatura es similar a la de la presión.



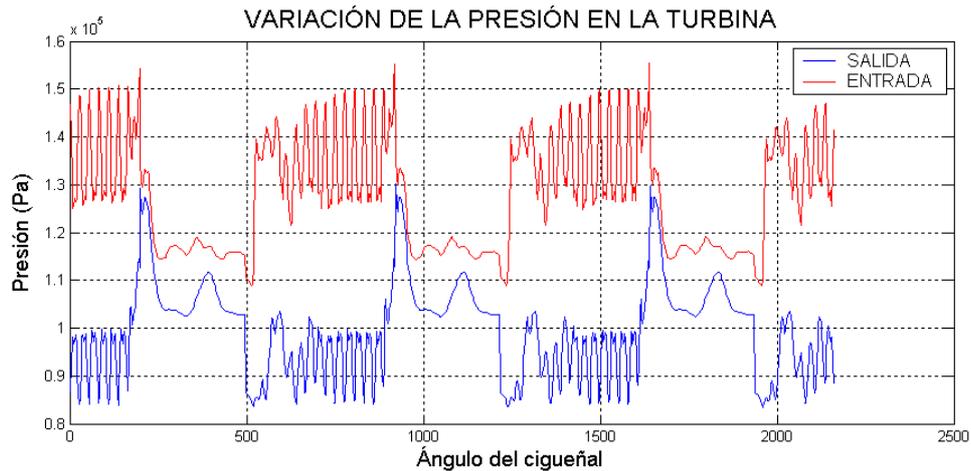
La evolución de la velocidad es bastante pareja asociada a la apertura de la válvula de escape del cilindro. Llama la atención las perturbaciones oscilatorias existentes durante el cierre de la válvula de escape. Este comportamiento puede justificarse por las condiciones reinantes en la válvula de waste gate. Las pequeñas dimensiones de los conductos que la integran y la alternancia en la condición de contorno entre extremo cerrado y estrangulamiento podría provocar la perturbación observada en la onda. Este comportamiento es extensivo a toda la zona del escape, quedando la admisión menos afectada por el desacople que se establece con el cierre de los cilindros.

Resultados del grupo de turbosobrealimentación.

En primer lugar se muestra el salto en la presión del fluido al atravesar el compresor siendo similar la evolución de la densidad y la temperatura.



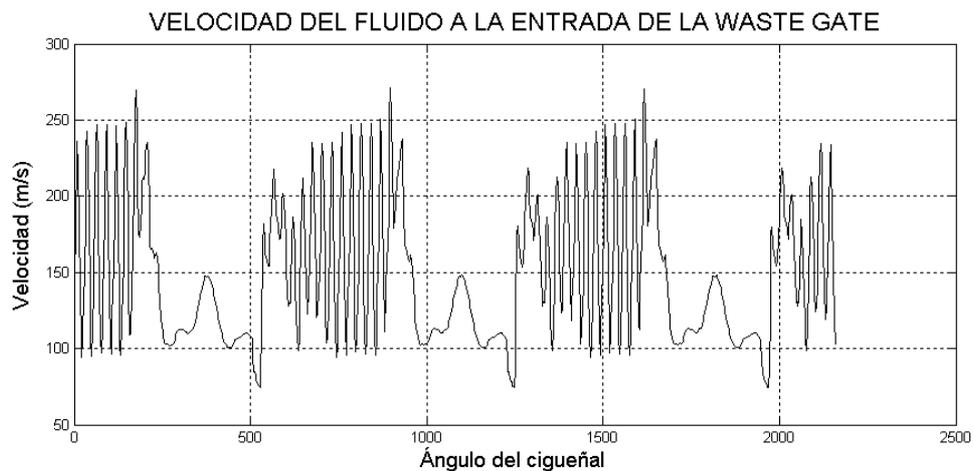
El fluido a su paso por la turbina sufre también una modificación importante en sus características.



Estos resultados muestran como la obtención de potencia en la turbina tiene un carácter discontinuo bastante condicionado por la existencia del by-pass en la válvula de waste gate, en comparación con la evolución mucho menos variable de las magnitudes al atravesar el compresor, siendo la potencia consumida por este de un carácter menos aleatorio.

La siguiente figura muestra la velocidad del fluido a la entrada de la válvula de waste gate.

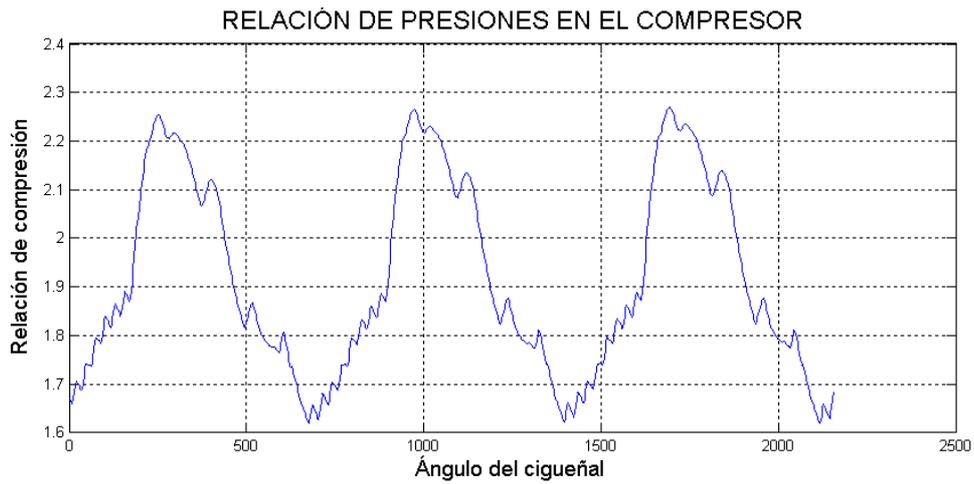
1



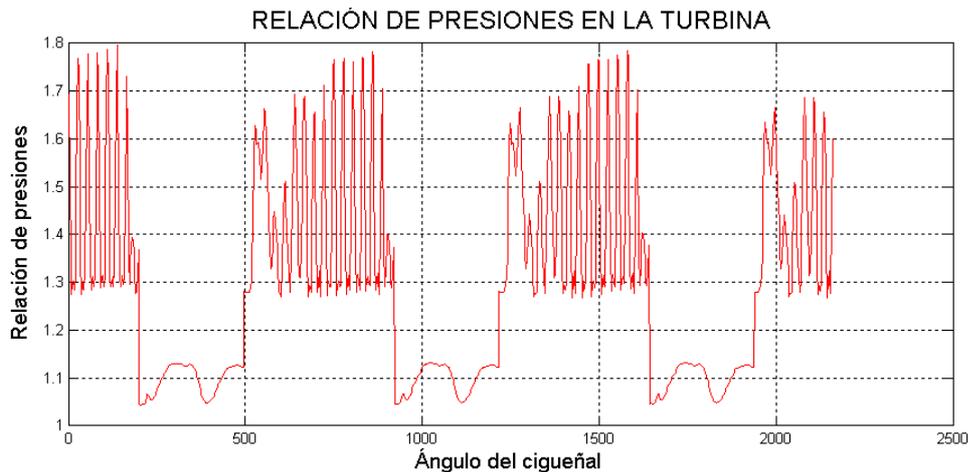
La existencia de este flujo pulsante que bypasa la turbina es la razón del carácter tan oscilatorio que registran la mayor parte de las propiedades físicas del fluido en la zona del escape del motor. La velocidad no se llega a anular en ningún instante debido a que la apertura de la válvula de waste gate se verifica para relaciones de compresión en suministradas por el compresor superiores a 1,6 cosa que sucede de forma permanente tal y como se observa en los resultados posteriores.

Las relaciones de compresión y expansión en el compresor y en la turbina evolucionan conforme a las siguientes figuras:

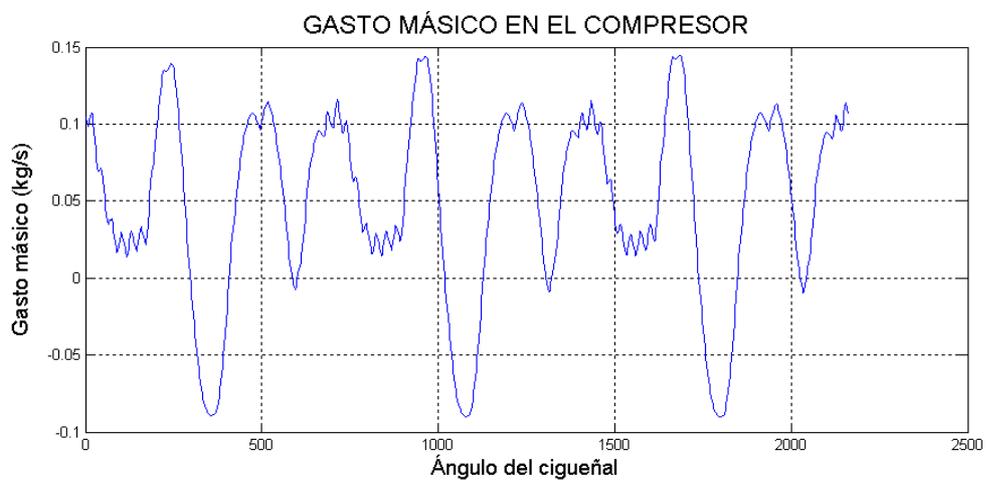
En el caso de la relación de compresión suministrada por el compresor se aprecia que existe una zona escalonada que refleja el acoplamiento del mismo con las evoluciones en la turbina a través del eje de giro



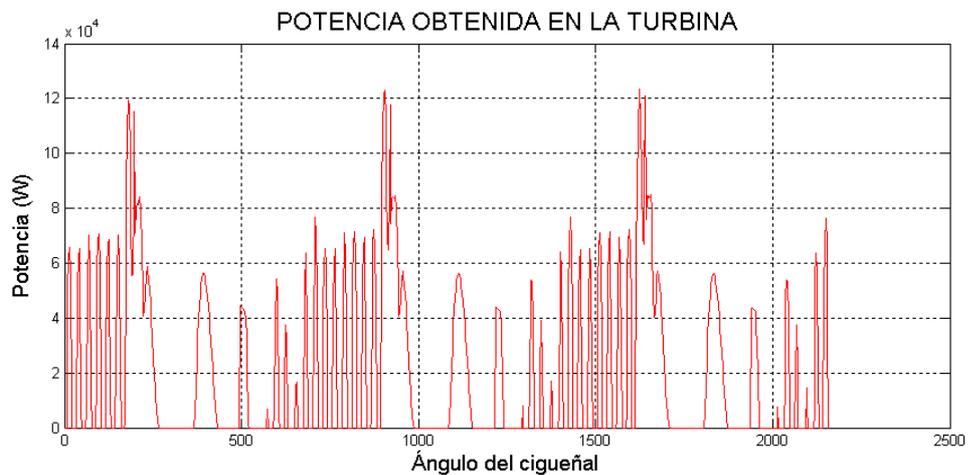
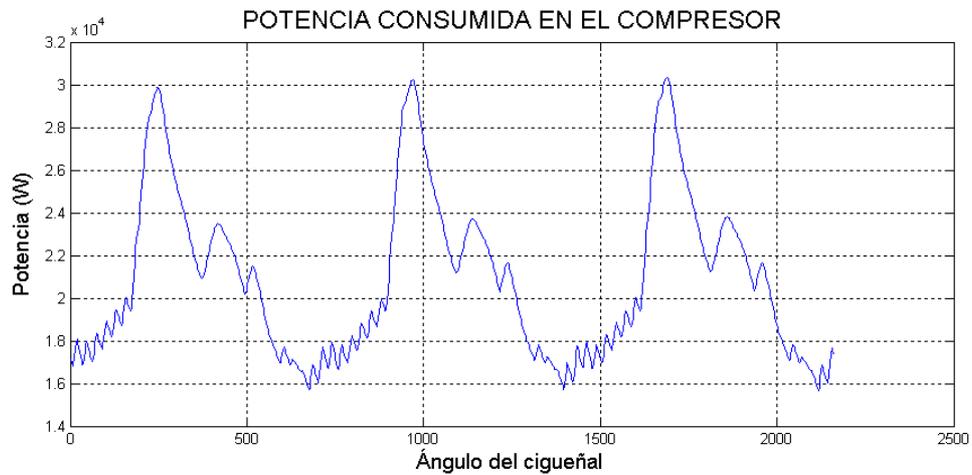
Al igual que en el modelo anterior la evolución de la relación de presiones en el compresor difiere notablemente de la observada en la turbina como consecuencia de la existencia del by-pass que supone la válvula de waste gate aunque debido al acoplamiento se ve también afectado en cierta medida.



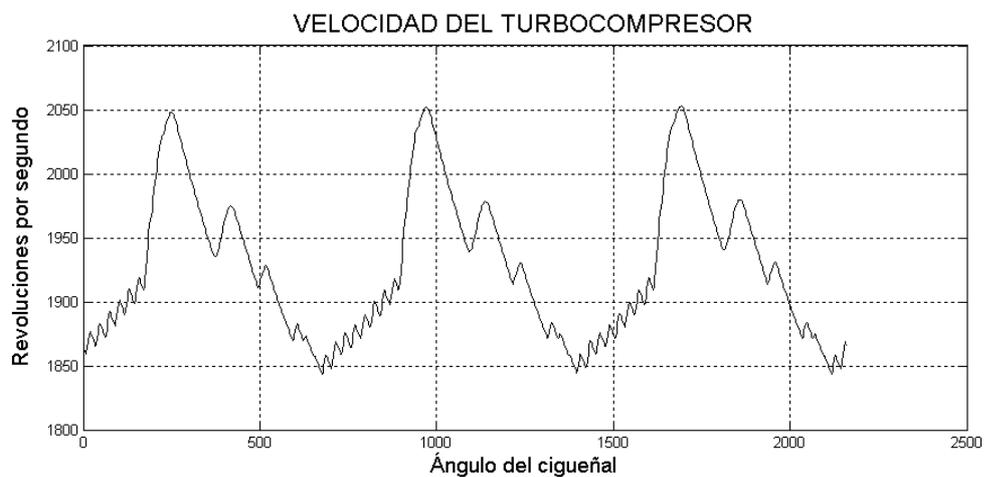
El gasto másico que evoluciona por el compresor se representa a continuación:



La evolución de las potencias instantáneas en turbina y compresor determinan la variación del régimen de giro del grupo de sobrealimentación. De nuevo se puede apreciar una gran oscilación en la generación de potencia en la turbina.



Del balance entre la potencia desarrollada por la turbina y la consumida en cada instante por el compresor se obtiene la evolución del régimen de giro del grupo de turbocompresión que presenta el siguiente aspecto. Las puntas de velocidad corresponden con importantes extracciones de potencia en la turbina y confieren ese aspecto de dientes de sierra.



Los principales resultados hacen referencia a la comparación para las distintas magnitudes entre la situación atmosférica y el motor sobrealimentado en distintos elementos del motor así como la visualización de algunos parámetros del turbocompresor.

La configuración del motor se caracteriza por la siguiente geometría de los conductos:

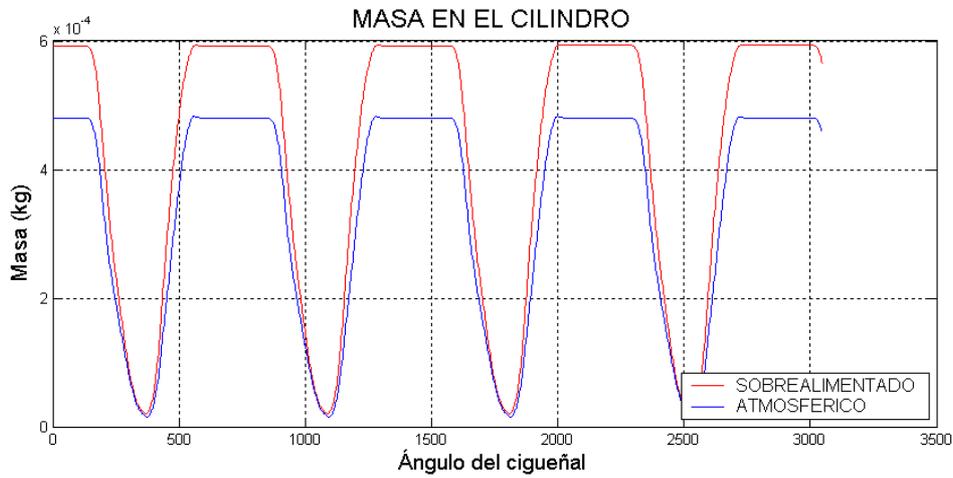
- I Longitud: 25 cm $D_{inicial}$: 3,3 cm D_{final} : 3,3 cm N° de celdas: 30
- II Longitud: 40 cm $D_{inicial}$: 5,5 cm D_{final} : 5,6 cm N° de celdas: 50
- III Longitud: 40 cm $D_{inicial}$: 7,0 cm D_{final} : 5,5 cm N° de celdas: 50
- IV Longitud: 20 cm $D_{inicial}$: 2,0 cm D_{final} : 2,0 cm N° de celdas: 50
- V Longitud: 20 cm $D_{inicial}$: 2,0 cm D_{final} : 2,0 cm N° de celdas: 50
- VI Longitud: 30 cm $D_{inicial}$: 5,0 cm D_{final} : 5,0 cm N° de celdas: 30
- VII Longitud: 35 cm $D_{inicial}$: 5,1 cm D_{final} : 5,1 cm N° de celdas: 50
- VIII Longitud: 35 cm $D_{inicial}$: 5,2cm D_{final} : 5,2 cm N° de celdas: 50

El grupo de sobrealimentación es el mismo que el empleado en el modelo 3 por lo que no han representado las curvas. El resto de parámetros que caracterizan al turbocompresor empleado son los siguientes:

- Diámetro medio del rotor del compresor: 4,5 cm
- Rendimiento mecánico del turbocompresor: 99 %
- Inercia del turbocompresor: $2,25 \cdot 10^{-5} \text{ kgm}^2$
- Relación de compresión de apertura de waste gate: 1,5

Evolución de las magnitudes físicas (masa, temperatura y presión en al interior de los cilindros).

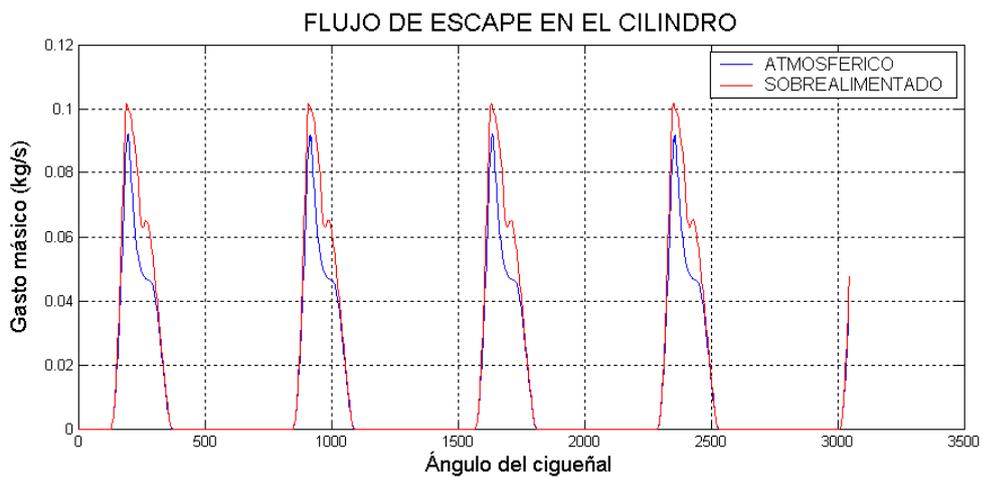
En la misma línea que en los modelos anteriores, se representan las evoluciones de las magnitudes en los distintos cilindros.



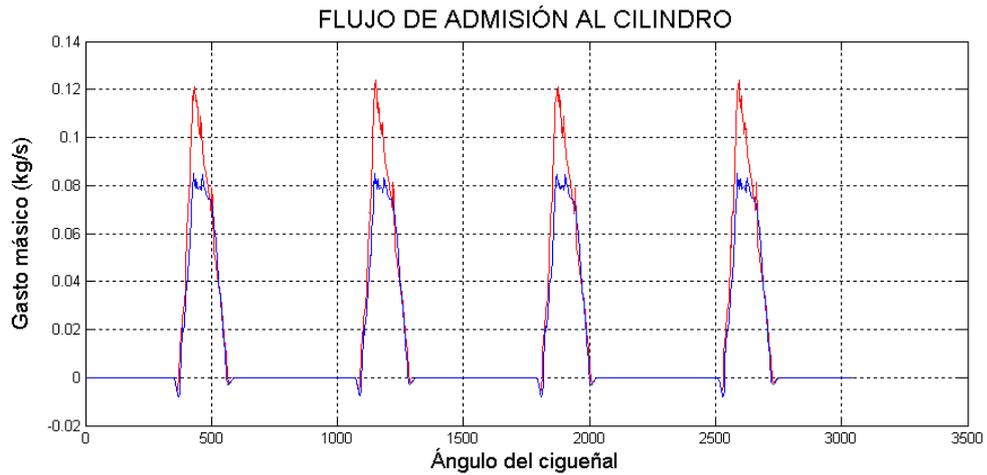
La masa que evoluciona en el cilindro se incrementa significativamente, en la misma línea que en las representaciones anteriores.

Flujos de entrada y salida a los cilindros

Los flujos de entrada y salida al único cilindro del motor se visualizan a continuación:



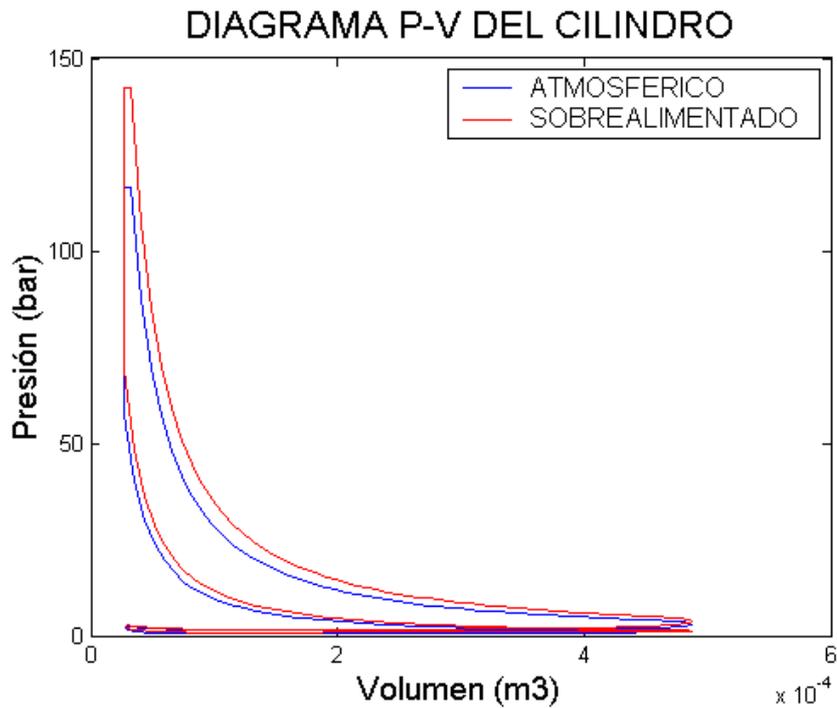
En esta ocasión el flujo aumenta más en la zona de mayor apertura. Aparece también un escalón inexistente en el modelo atmosférico.



Los resultados para el caso del flujo en el escape son idénticos a los registrados en los otros modelos. En la admisión de fluido al cilindro se aprecia como en este caso la inversión de flujo no se ve reducida por el hecho de sobrealimentar.

Diagrama del indicador

El diagrama de indicador se representa a continuación:



Las presiones medias asociadas al ciclo son:

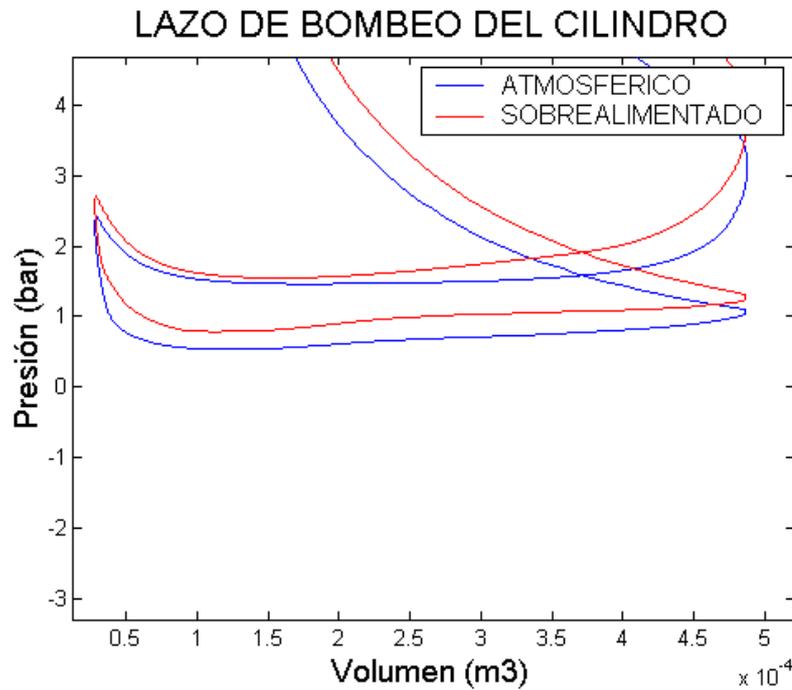
Motor sobrealimentado

Presión media indicada: 14,83 bar
 Presión med. pérd. mec.: 0,45 bar
Presión media efectiva: 14,38 bar

Motor atmosférico

Presión media indicada: 12,00 bar
 Presión med. pérd. mec.: 0,57 bar
Presión media efectiva: 11,43 bar

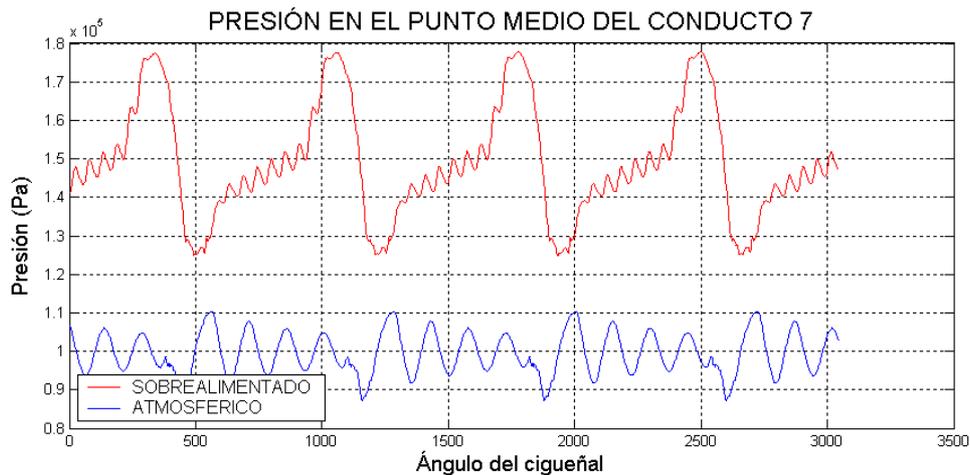
Las figuras del diagrama $p-v$ vuelven a manifestar el incremento significativo de la potencia desarrollada en el motor sobrealimentado respecto al motor atmosférico al elevarse la presión media efectiva en un 26%.



El lazo de bombeo muestra también como las presiones en el caso sobrealimentado son superiores no sólo mientras el fluido queda confinado sino también durante la renovación de la carga.

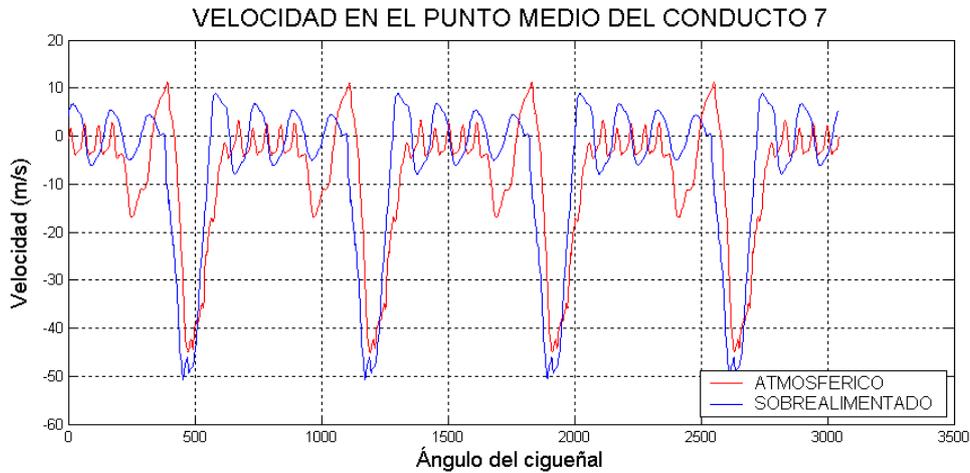
Presión, temperatura, velocidad y densidad a la zona de admisión

Las siguientes figuras muestran la evolución de algunas magnitudes en la zona de admisión.



La evolución de la temperatura y densidad es similar sólo que con otros valores absolutos por lo que no se han representado. El hecho de presentar una amplitud bastante más significativa de oscilación es debido a la variación de la velocidad del grupo de turbocompresión. La sobrealimentación introduce notables perturbaciones en estas magnitudes en comparación a la evolución que presentan en el caso del motor

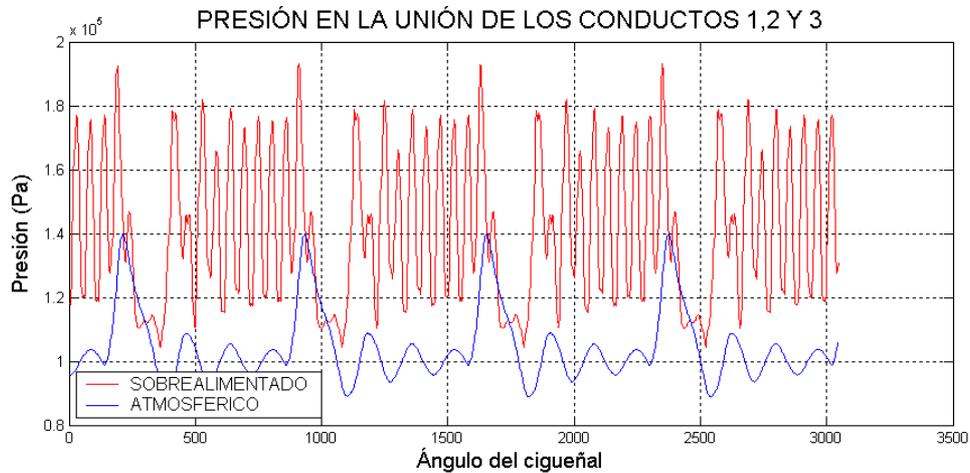
atmosférico, de hecho se ve que las evoluciones de la presión son bastante diferentes. En el caso atmosférico se observa como una onda se va amortiguando de ciclo a ciclo de combustión (720°) mientras que en el sobrealimentado aparecen los dientes de sierra.



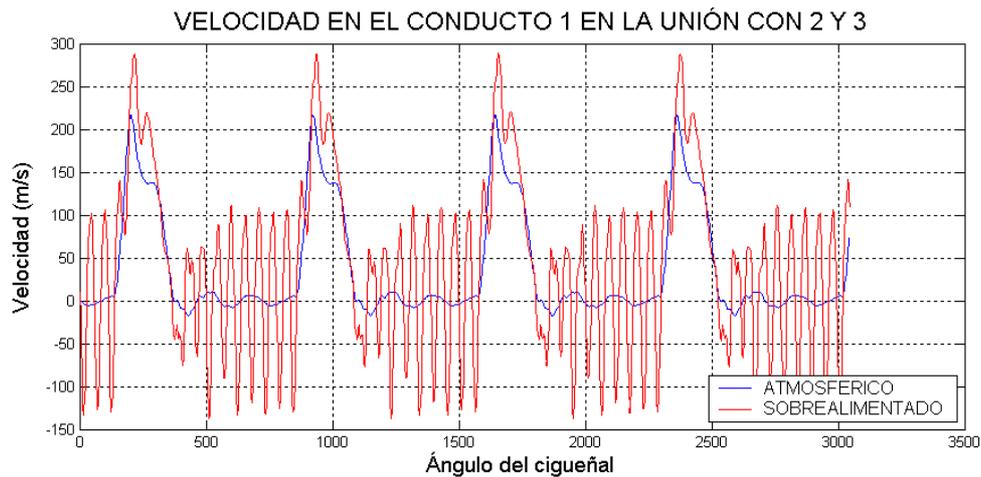
Se aprecia un incremento importante en la frecuencia de variación de la velocidad en torno al cero debida a la transmisión de las perturbaciones en el escape mediante el acoplamiento con la turbina.

Presión, temperatura, velocidad y densidad en la zona de escape

Las magnitudes en la zona del escape presentan las siguientes características:



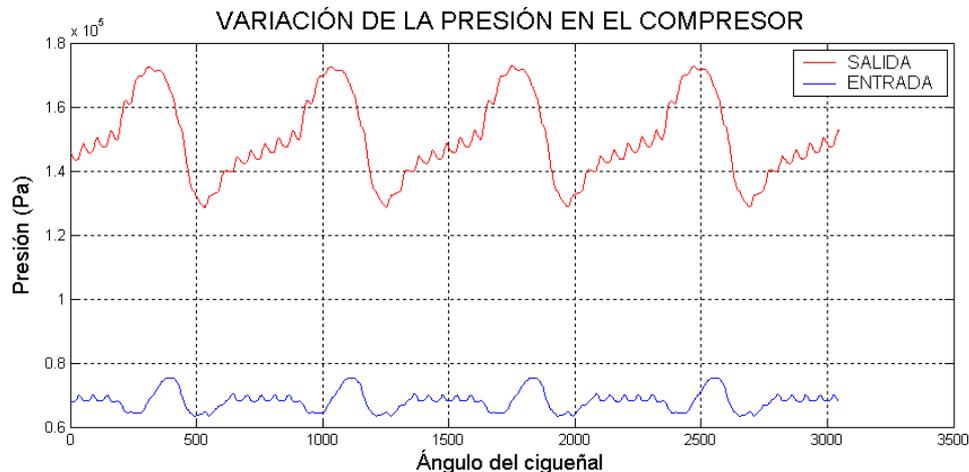
Las evoluciones observadas para la densidad y la temperatura son similares. También estas magnitudes difieren notablemente respecto al caso atmosférico. El comportamiento de la presión en el caso atmosférico es el correspondiente a una onda que se amortigua mientras que en el caso sobrealimentado la fluctuación de las magnitudes es mucho más significativa.



El comportamiento reflejado en el modelo 2 de oscilación de las magnitudes se ve potenciado para este modelo monocilíndrico incrementándose las perturbaciones oscilatorias existentes durante el cierre de la válvula de escape. La reducción del número de cilindros acentúa el carácter de máquina alternativa del motor en contraposición a la continuidad de flujo existente en las turbomáquinas y ante tal situación el modelo exhibe un comportamiento atípico.

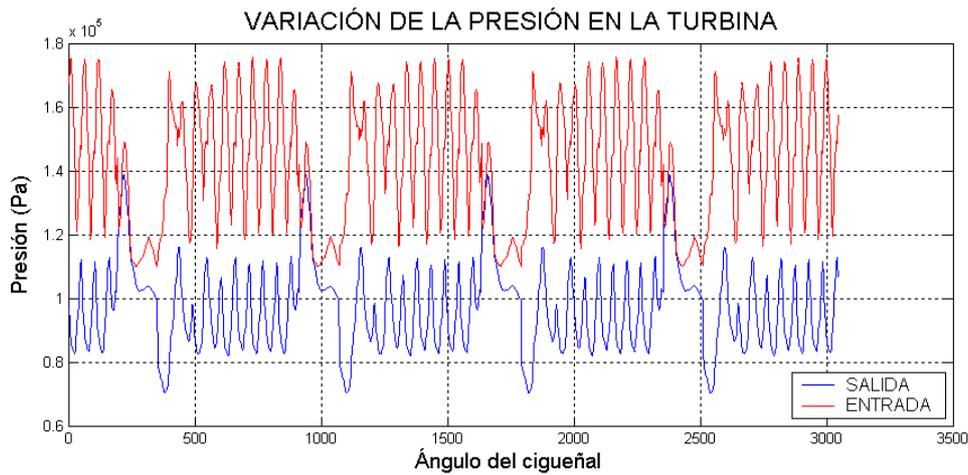
Resultados del grupo de turbosobrealimentación.

En primer lugar se muestra el salto en la presión y temperatura del fluido al atravesar el compresor siendo similar la evolución de la densidad.

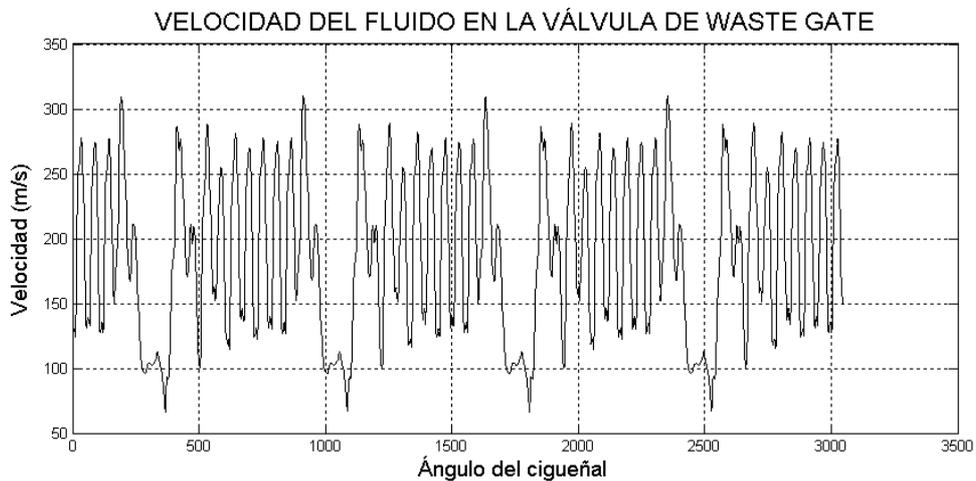


Nuevamente en la evolución de las magnitudes al atravesar a turbina se observa una comportamiento mucho más fluctuante que en el caso del compresor con cierto grado de sintonización con el flujo variable que se tiene en la válvula de waste gate.

La existencia de este flujo pulsante que bypassa la turbina introduce un cierto carácter oscilatorio que registran la mayor parte de las propiedades físicas del fluido en la zona del escape del motor.

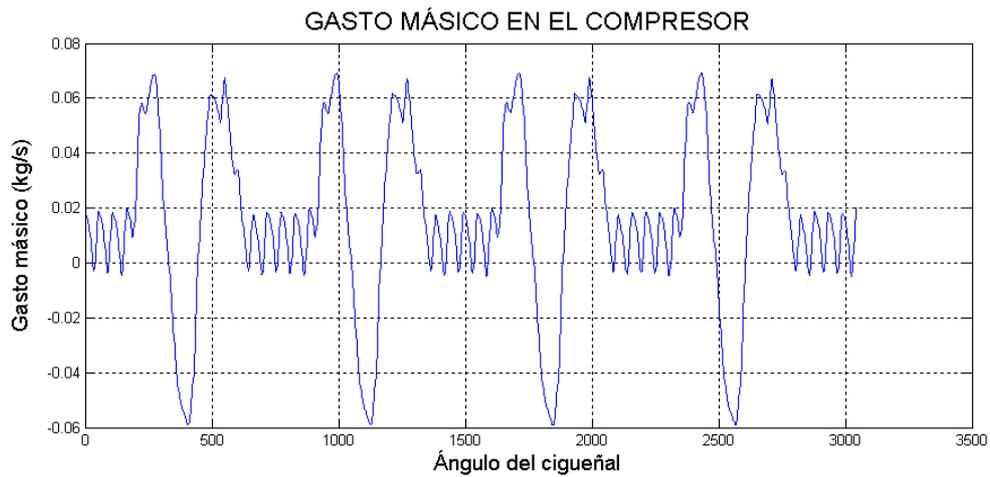


En la siguiente figura se aprecia la velocidad con la que el fluido atraviesa la válvula de waste gate y como este flujo pulsante introduce provoca la existencia de estas oscilaciones.

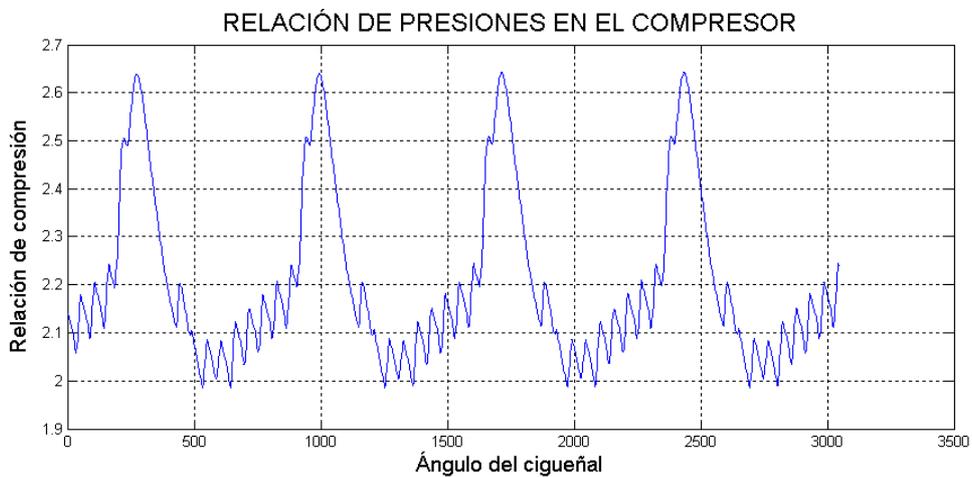


Otra estrategia para limitar el grado de sobrealimentación de un motor que no introduzca tales perturbaciones puede ser la implementación de turbinas de geometría variable. Parece razonable pensar que al modificarse la geometría de los álabes se puede limitar la potencia generada en la turbina y con ello el grado de sobrealimentación, sin introducir estos cambios de condiciones de contorno tan bruscos asociados a la existencia de un extremo cerrado o un bypass alternativamente al disponer el control mediante válvula de waste gate.

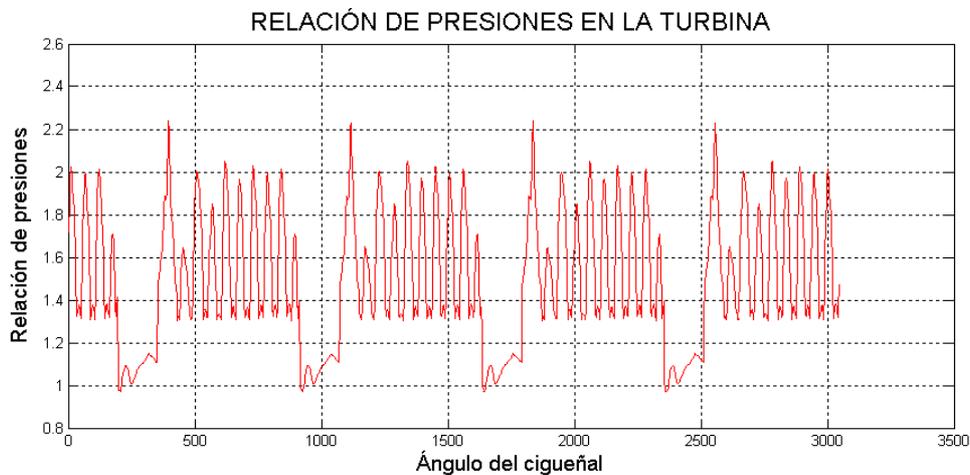
El gasto másico que evoluciona por el compresor sigue la evolución siguiente.



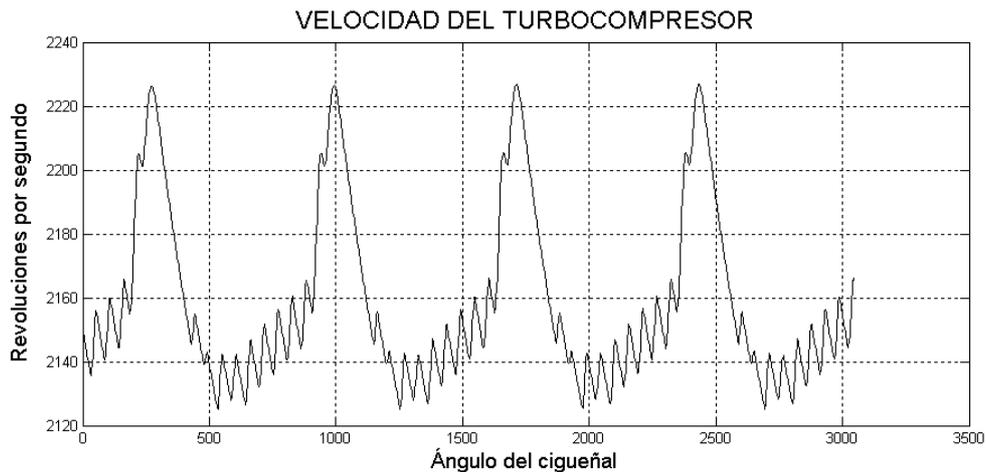
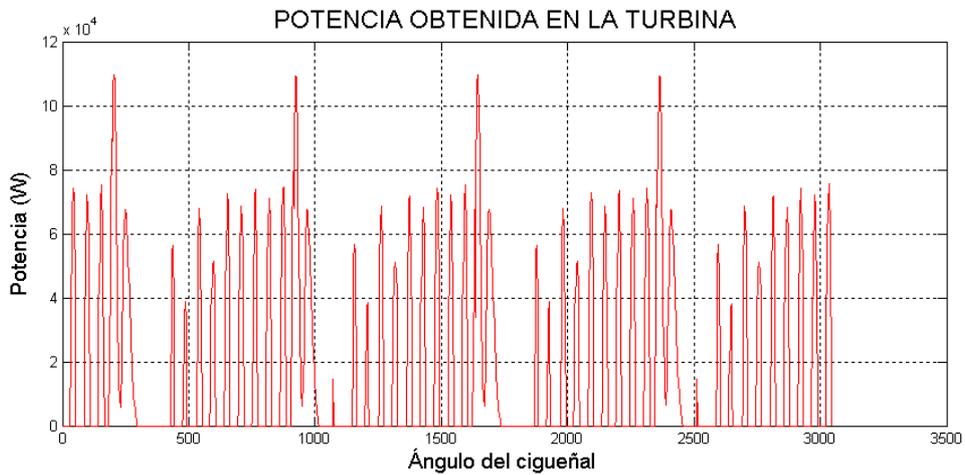
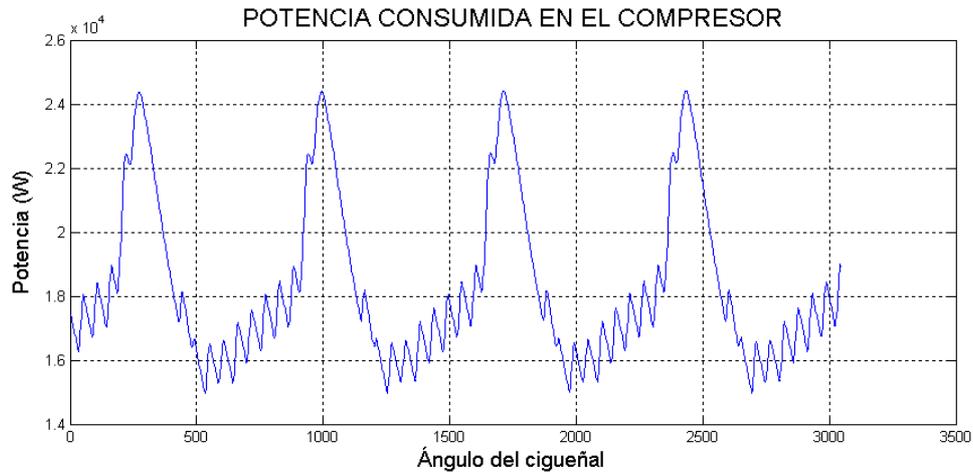
La relación de presiones en el compresor y en la turbina siguen evoluciones bastante distintas.



Los valores tan elevados de la reacción de compresión que permanentemente resultan superiores a 2 y presentan un pico de 2,6 dan una idea del elevado grado de sobrealimentación existente. En este caso quizás habría que considerar que la selección del grupo de compresión resulta poco apropiada.



Finalmente el balance energético entre las potencias generadas instantáneamente en la turbina y compresor que se muestran a continuación da lugar a la siguiente evolución de la velocidad de giro del turbocompresor



La evolución de la velocidad mantiene por un lado la tendencia oscilatoria de la potencia consumida en el compresor y por otro la tendencia a aumentar dada la mayor potencia que se desarrolla en la turbina.

3.2.5. Modelo 5. Motor tetracilíndrico sobrealimentado de encendido provocado (90 % carga)

Este modelo pretende recabar algunas de las características típicas de los motores de encendido provocado (MEP) y analizar los resultados obtenidos al sobrealimentar tales motores. Sin embargo, dadas las limitaciones del modelo de combustión que se aplica en el programa algunos de los resultados más interesantes y que de hecho limitan significativamente la aplicabilidad de la sobrealimentación a estos motores no pueden ser visualizados aquí. En concreto, los problemas derivados de la aparición de la combustión detonante en el motor no se pueden visualizar, dado que el modelo no es sensible al octanaje del combustible y la combustión se modela como un fenómeno instantáneo en un volumen de control.

La sobrealimentación de los MEP está limitada por el incremento de temperatura que sufre el fluido en el proceso de compresión por lo que son habituales esquemas de refrigeración intermedia antes de la introducción en el cilindro y el empleo de menores relaciones de compresión. La simulación de dicha refrigeración puede constituir una mejora en cuanto a la aplicabilidad del modelo presente para poder simular estos motores. A pesar de ello, se puede comprobar que el modelo es capaz de tratar este tipo de motores con igual solvencia que en los casos anteriores según muestran los resultados obtenidos. Para que el presente modelo adquiriera ese cierto carácter de motor de encendido provocado se han modificado algunos de los parámetros definitorios de la combustión respecto a los anteriores.

En primer lugar se ha introducido una pérdida de carga en la admisión que simula el accionamiento de la válvula de mariposa que regula el grado de carga del motor. En este caso se ha modelado mediante la introducción de un estrangulamiento con una relación de áreas del 90%. Respecto a la situación de dicha válvula existen dos posibilidades en función de que se sitúe antes o después del compresor. En el caso de que el carburador se sitúe antes del compresor se dice que el carburador es aspirado, mientras que si se encuentra tras él se dice que el carburador es soplado. En el primer caso se comprimiría mezcla en lugar de aire fresco. Inicialmente, en los montajes se optaba por disponer el carburador aspirado, no obstante, al haber ido creciendo la necesidad de refrigerar el fluido tras la compresión se ha ido imponiendo la configuración de carburador soplado. En este caso dado que no se dispone de simulación de la etapa de refrigeración se ha simulado un carburador aspirado. Otro parámetro que se ha modificado es el exceso de aire en el cilindro, al operar el motor de encendido provocado en unas condiciones bastante más estequiométricas, por lo que se ha reducido considerablemente. Por último, la combustión también difiere pudiendo considerarse que en los MEP el proceso de combustión es prácticamente a volumen constante. Para terminar se ha reducido la relación de compresión respecto a los anteriores modelos. El resto de parámetros adoptan los siguientes valores:

| | |
|---------------------------|-----------|
| ❖ Cilindrada: | 1974 c.c. |
| ❖ Nº de cilindros: | 4 |
| ❖ Régimen de giro: | 3.500 rpm |
| ❖ Relación de Compresión: | 13,5 |
| ❖ Diámetro del cilindro: | 8,7 cm |
| ❖ Carrera del pistón: | 8,3 cm |

❖ Distribución (desde el PMS):

- Apertura de la válvula de escape: 131,0 °
- Cierre de la válvula de escape: 369,0 °
- Apertura de la válvula de admisión: 351,0 °
- Cierre de la válvula de admisión: 589,0 °

En este caso la configuración del motor responde al siguiente esquema:

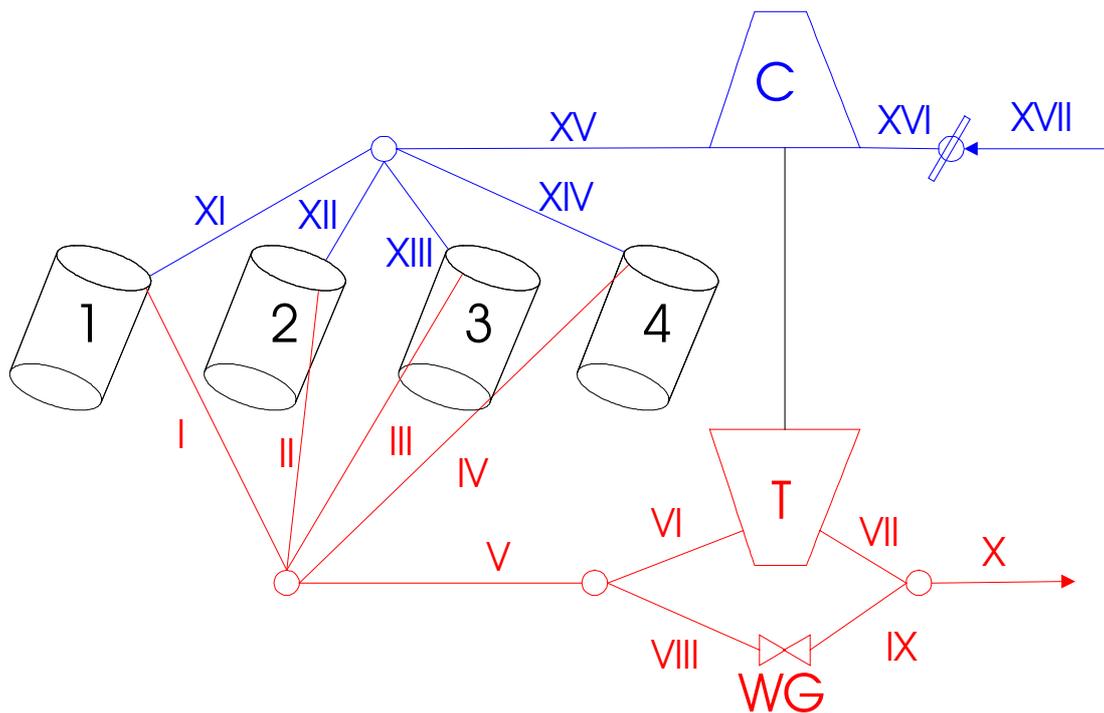


FIGURA 3.11
MODELO 5 SOBREALIMENTADO

La geometría de los conductos es la siguiente:

- I Longitud: 20 cm $D_{inicial}$: 3,5 cm D_{final} : 3,5 cm N° de celdas: 30
- II Longitud: 20 cm $D_{inicial}$: 3,5 cm D_{final} : 3,5 cm N° de celdas: 30
- III Longitud: 20 cm $D_{inicial}$: 3,5 cm D_{final} : 3,5 cm N° de celdas: 30
- IV Longitud: 20 cm $D_{inicial}$: 3,5 cm D_{final} : 3,5 cm N° de celdas: 30
- V Longitud: 15 cm $D_{inicial}$: 4,1 cm D_{final} : 4,1 cm N° de celdas: 30
- VI Longitud: 25 cm $D_{inicial}$: 5,7 cm D_{final} : 5,7 cm N° de celdas: 50
- VII Longitud: 30 cm $D_{inicial}$: 9,0 cm D_{final} : 7,0 cm N° de celdas: 50
- VIII Longitud: 15 cm $D_{inicial}$: 1,4cm D_{final} : 1,4 cm N° de celdas: 50
- IX Longitud: 15 cm $D_{inicial}$: 1,4cm D_{final} : 1,4 cm N° de celdas: 50

- X Longitud: 30 cm D_{inicial}: 5,5cm D_{final}: 5,5 cm N° de celdas: 30
- XI Longitud: 14 cm D_{inicial}: 4,0cm D_{final}: 4,0 cm N° de celdas: 30
- XII Longitud: 14 cm D_{inicial}: 4,0cm D_{final}: 4,0 cm N° de celdas: 30
- XIII Longitud: 14 cm D_{inicial}: 4,0cm D_{final}: 4,0 cm N° de celdas: 30
- XIV Longitud: 14 cm D_{inicial}: 4,0cm D_{final}: 4,0 cm N° de celdas: 30
- XV Longitud: 30 cm D_{inicial}: 6,1cm D_{final}: 6,1 cm N° de celdas: 50
- XVI Longitud: 30 cm D_{inicial}: 6,2cm D_{final}: 6,2 cm N° de celdas: 50
- XVII Longitud: 30 cm D_{inicial}: 6,2cm D_{final}: 6,2 cm N° de celdas: 50

El grupo de sobrealimentación empleado presenta las siguientes curvas características de la turbina y el compresor. El resto de parámetros que caracterizan al turbocompresor empleado son los siguientes:

- Diámetro medio del rotor del compresor: 4,0 cm
- Rendimiento mecánico del turbocompresor: 99 %
- Inercia del turbocompresor: $2,25 \cdot 10^{-5} \text{ kgm}^2$
- Relación de compresión de apertura de waste gate: 1,5
- Relación de áreas en el estrangulamiento: 0.90

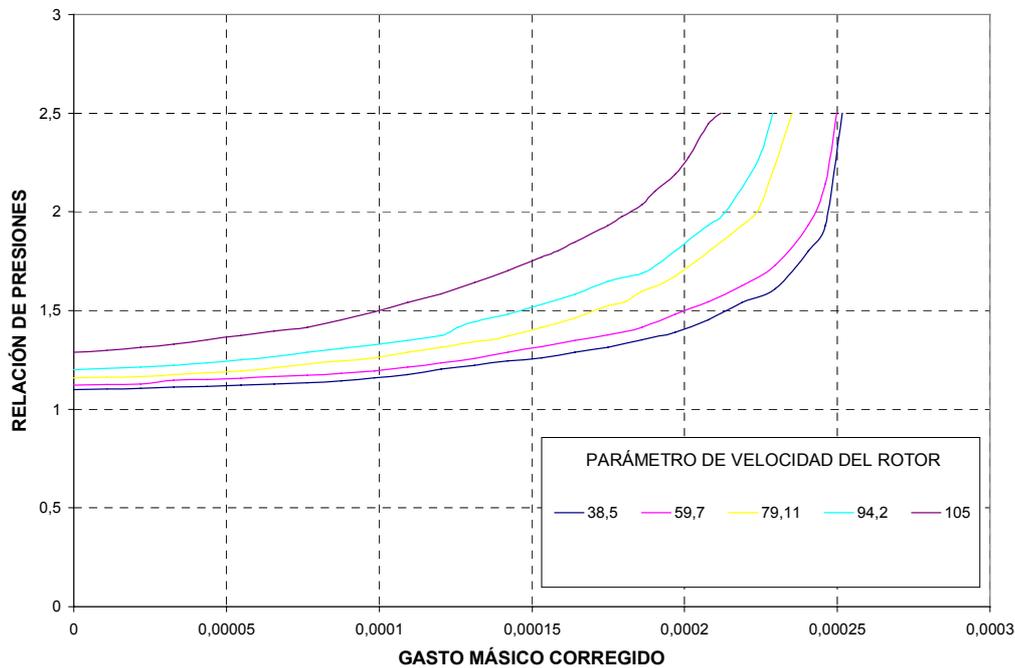


FIGURA 3.12

CURVAS CARACTERÍSTICAS DE LA TURBINA

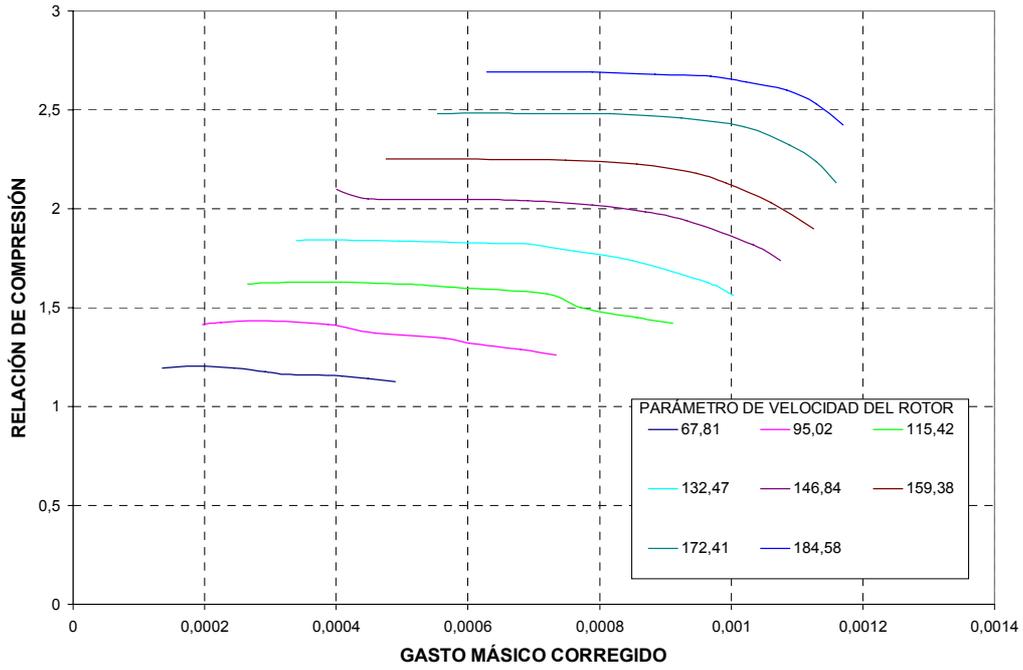
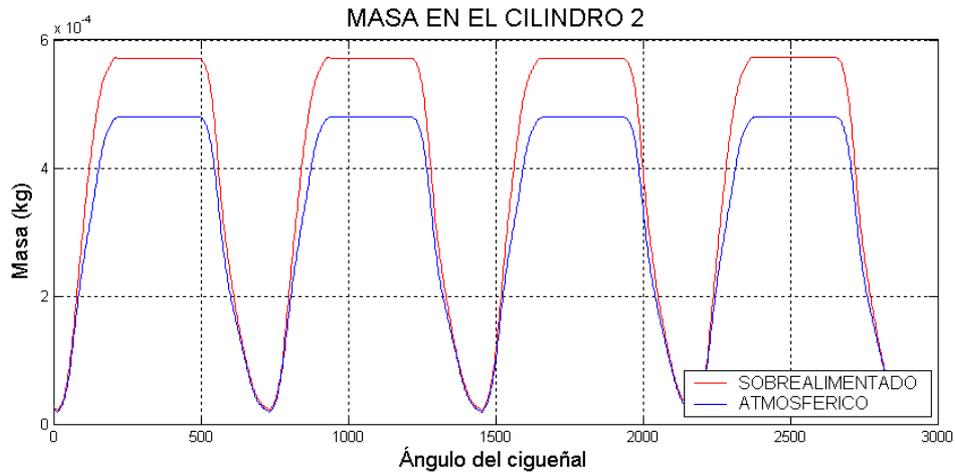


FIGURA 3.13

CURVAS CARACTERÍSTICAS DEL COMPRESOR

Evolución de las magnitudes físicas (masa, temperatura y presión en al interior de los cilindros).

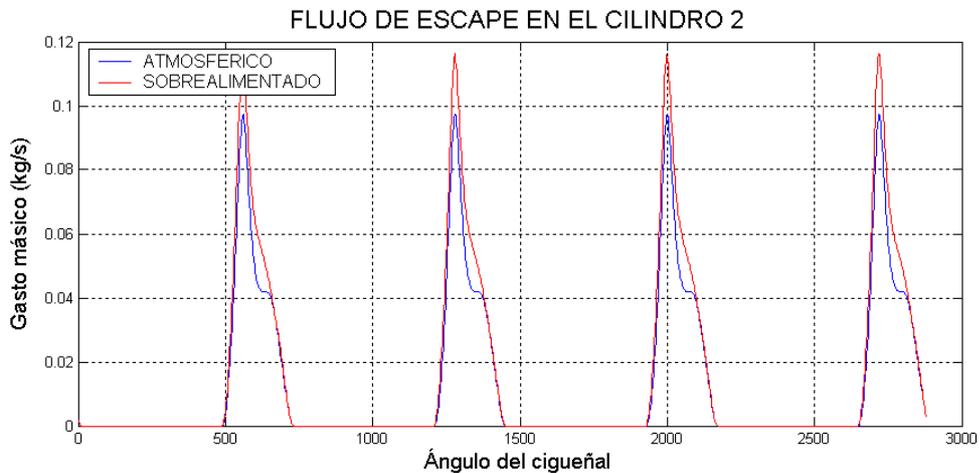
El análisis que se realiza es análogo al planteado para los modelos anteriores.



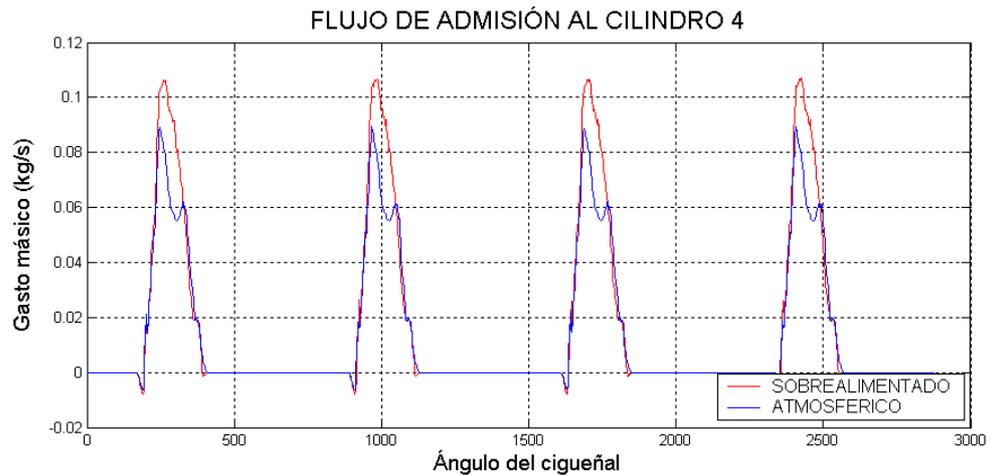
Al igual que en el resto de modelos que se han analizado, la sobrealimentación se traduce en una mayor cantidad de masa confinada en el cilindro.

Flujos de entrada y salida a los cilindros

El llenado y vaciado de los distintos cilindros se realiza conforme a los siguientes resultados que muestra la evolución de los flujos de admisión y escape.



La sobrealimentación hace que se suavicen un poco ambas curvas. En el caso del escape las curvas son muy similares mientras que en la admisión difieren un poco eliminándose en el caso sobrealimentado la existencia de una disminución del flujo que se puede apreciar en el caso atmosférico.



Los rendimientos volumétricos asociados al llenado de cada uno de los motores son:

Motor sobrealimentado

$\eta_{\text{volumétrico}}$ cilindro 1: 90,738 %
 $\eta_{\text{volumétrico}}$ cilindro 2: 90,658 %
 $\eta_{\text{volumétrico}}$ cilindro 3: 90,738 %
 $\eta_{\text{volumétrico}}$ cilindro 4: 90,706 %

$\eta_{\text{volumetrico}}$ motor: **90,710 %**

Motor atmosférico

$\eta_{\text{volumétrico}}$ cilindro 1: 78,808 %
 $\eta_{\text{volumétrico}}$ cilindro 2: 78,790 %
 $\eta_{\text{volumétrico}}$ cilindro 3: 78,804 %
 $\eta_{\text{volumétrico}}$ cilindro 4: 78,802 %

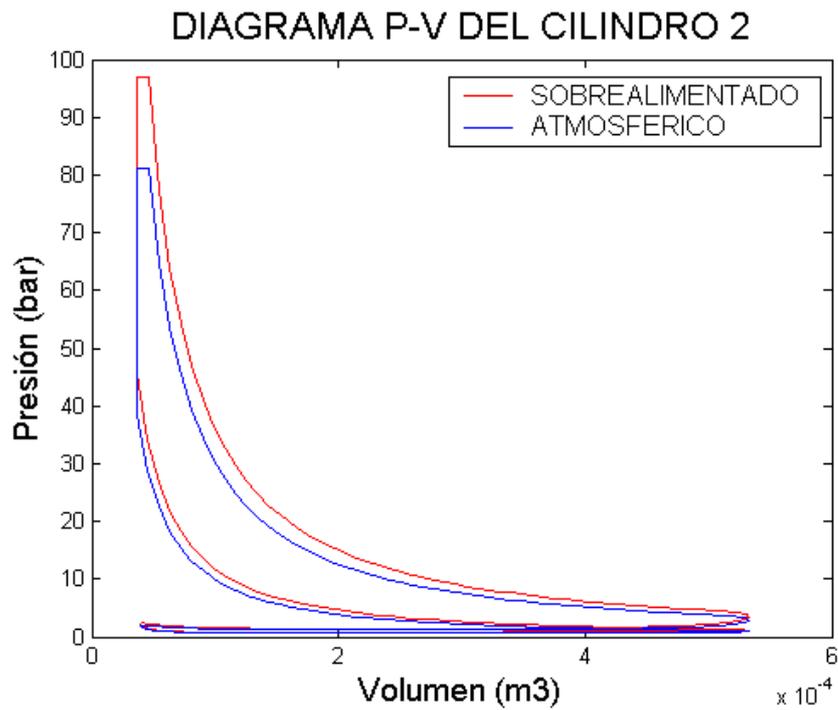
$\eta_{\text{volumetrico}}$ motor: **78,801 %**

Los valores del rendimiento volumétrico de los cuatro cilindros resultan similares debido a que a diferencia de otras configuraciones como la ensayada en el modelo 1 en este caso el aire en la admisión debe hacer un recorrido de idéntica longitud para cada uno de los cilindros.

Diagrama del indicador

El diagrama de indicador se representa a continuación.

Las figuras del diagrama $p-v$ ponen de manifiesto que el proceso de combustión se produce a volumen constante principalmente como corresponde a motores de encendido provocado.



Las presiones medias asociadas al ciclo son:

Motor sobrealimentado

Presión media indicada: 12,25 bar

Presión med. pérd. mec.: 0,41 bar

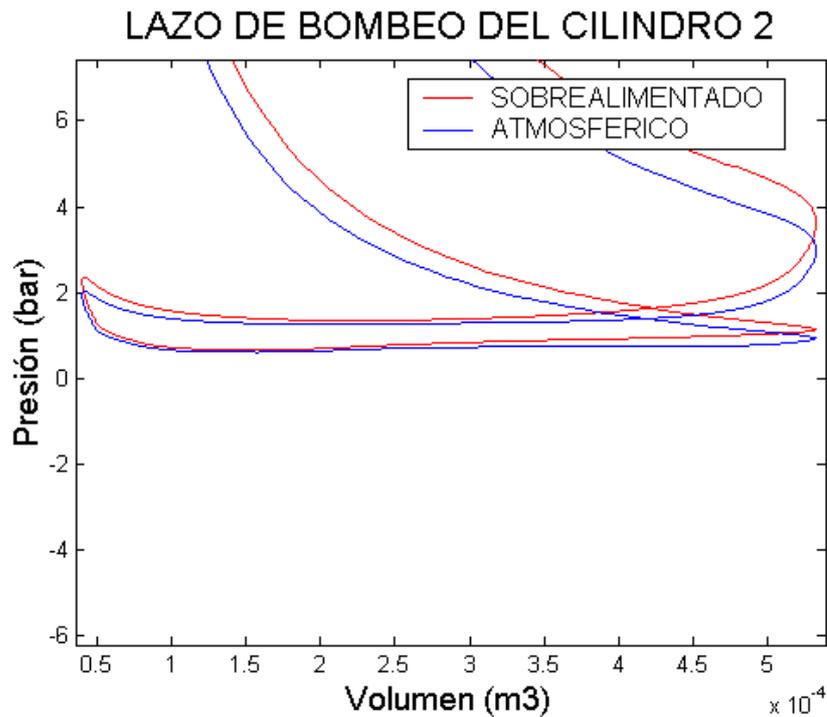
Presión media efectiva: 11,84 bar

Motor atmosférico

Presión media indicada: 10,28 bar

Presión med. pérd. mec.: 0,36 bar

Presión media efectiva 9,92 bar



Magnitudes en la zona de admisión

Comparemos la evolución del fluido para ambos motores en la zona de admisión.



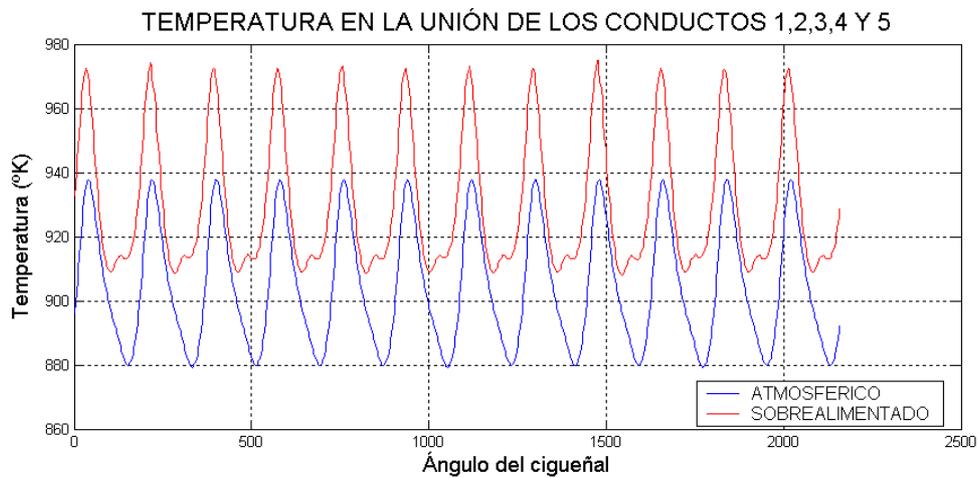
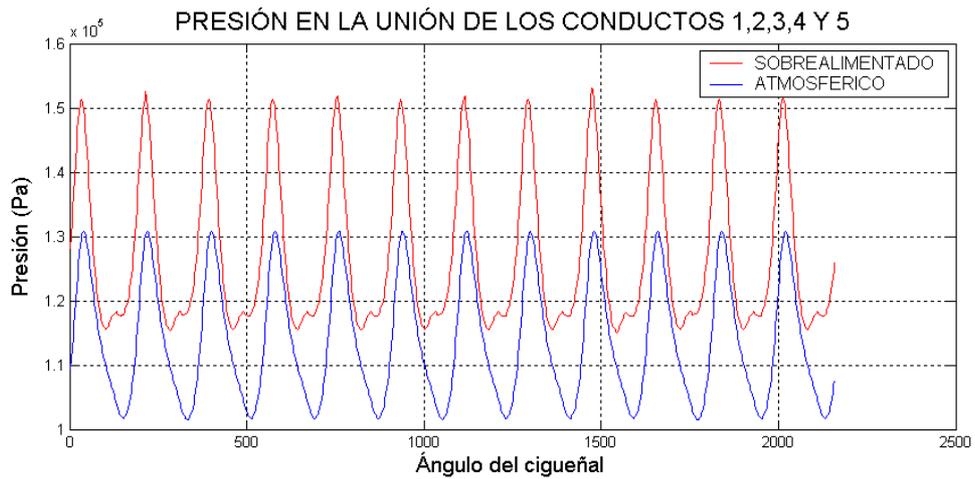
La evolución de la temperatura y densidad es similar sólo que con otros valores absolutos por lo que no se han representado. La evolución es absolutamente análoga siendo representativa de un mayor nivel energético en el caso del motor sobrealimentado.



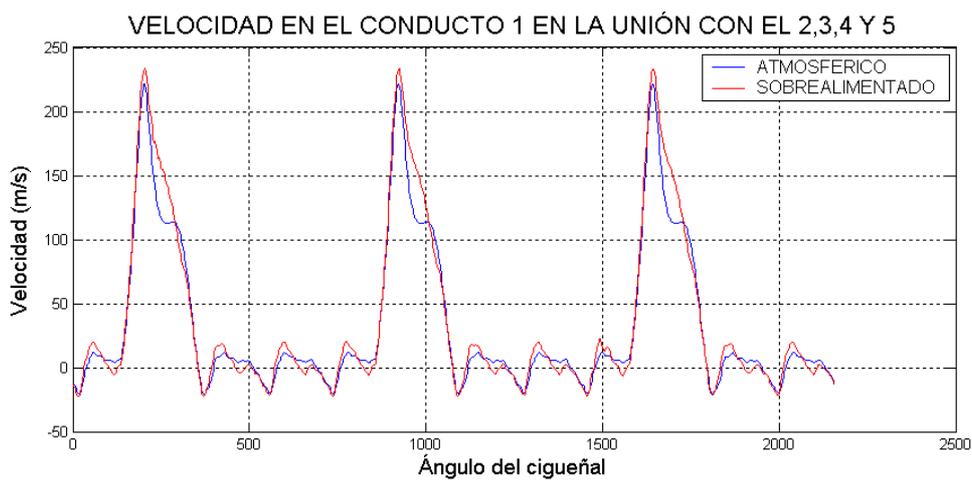
La velocidad sigue una evolución similar en ambos casos con un ligero incremento en el caso de la sobrealimentación (la velocidad es negativa al numerarse los nodos en sentido inverso a como los recorre el flujo).

Presión, temperatura, velocidad y densidad en la zona de escape

Las magnitudes en la zona del escape aparecen en las figuras siguientes. En este modelo el ajuste entre el grupo de sobrealimentación, las características del motor y la válvula de waste gate ha sido tal que no se produce apertura alguna de este último dispositivo, por lo que han desaparecido de la zona de escape las oscilaciones de perturbación asociadas al cierre y apertura de la misma tal y como se visualiza a continuación.



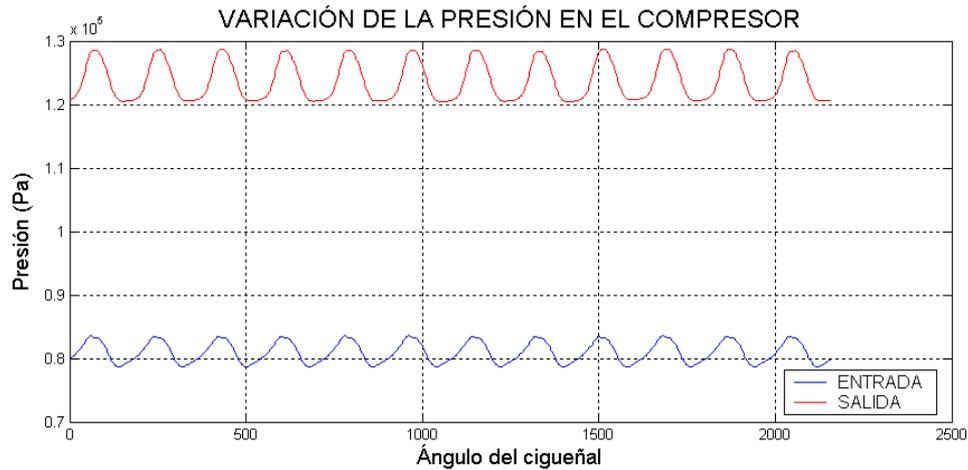
La densidad evoluciona conforme a las dos gráficas anteriores.



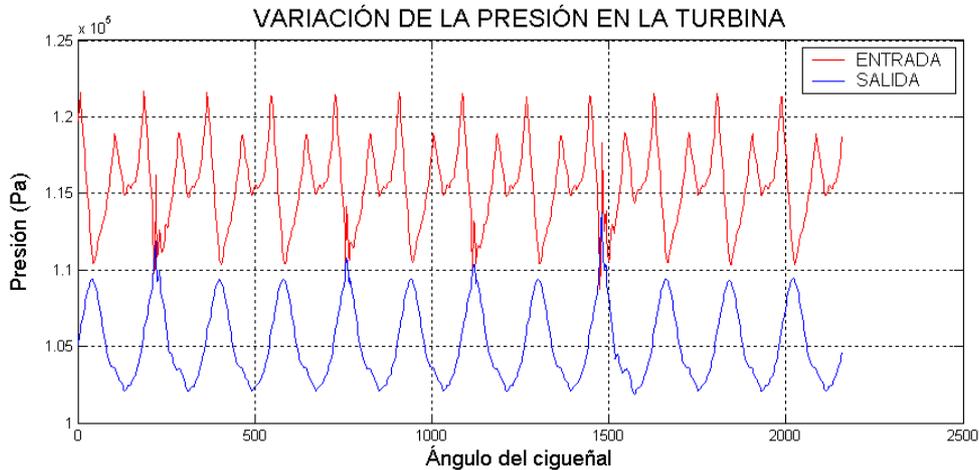
Ahora la evolución de las velocidades es absolutamente pareja en ambos casos.

Resultados del grupo de turbosobrealimentación.

El salto en las magnitudes del fluido al atravesar el compresor se recoge a continuación.

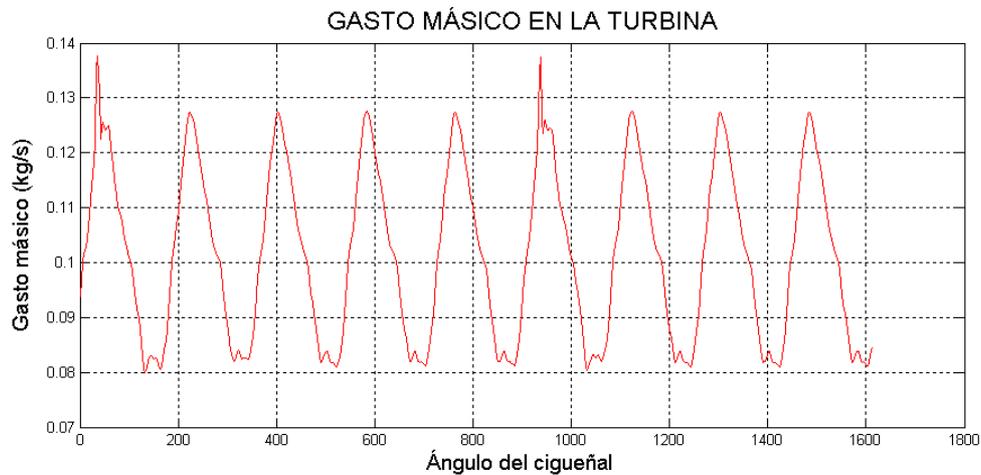
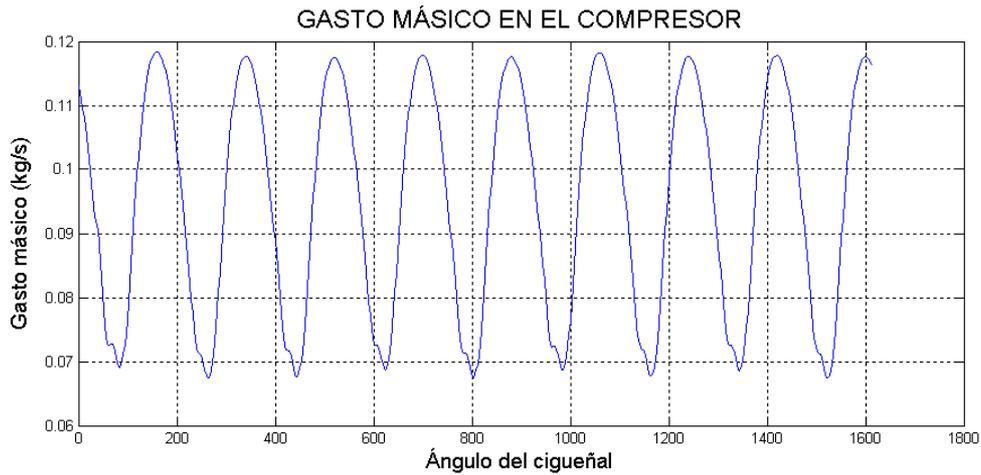


La presión se incrementa sin introducir fluctuaciones significativas en el caso del compresor. En la turbina sucede prácticamente lo mismo pero reduciéndose la presión como consecuencia de la expansión.



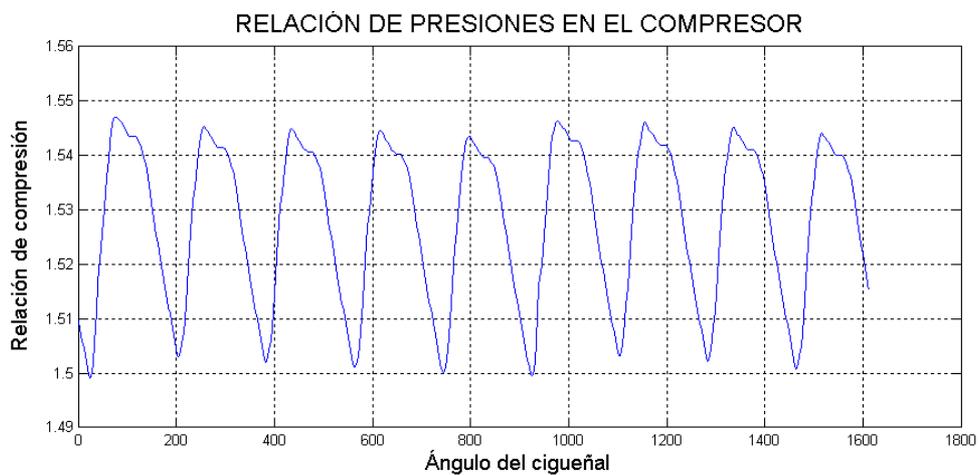
A diferencia de los modelos anteriores, la variación de las magnitudes al atravesar la turbina está libre de perturbaciones.

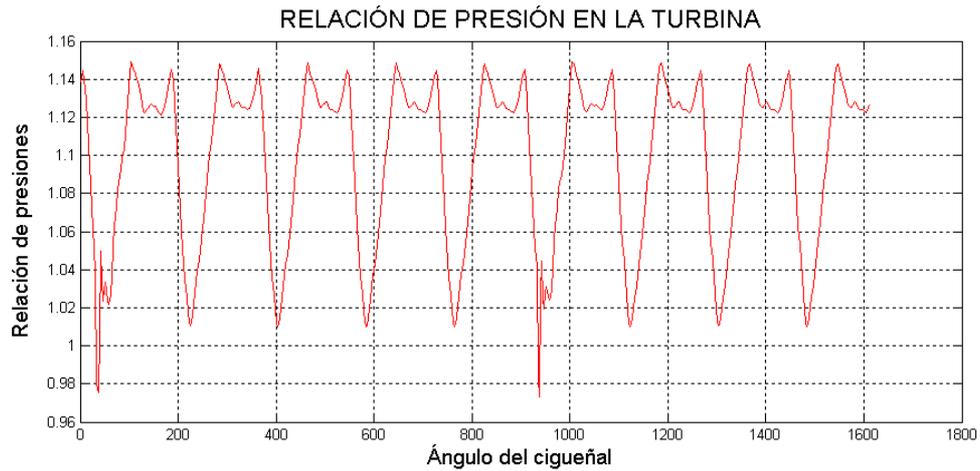
El gasto másico que evoluciona por el compresor y por la turbina sigue la evolución siguiente.



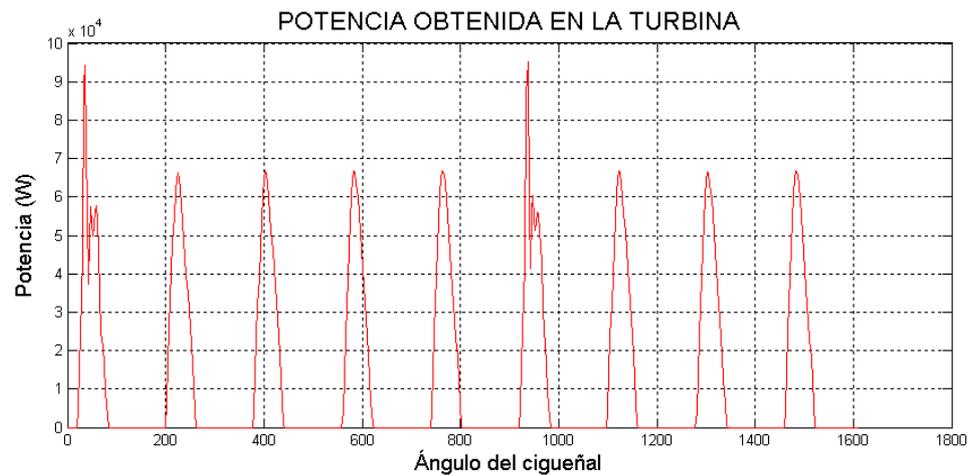
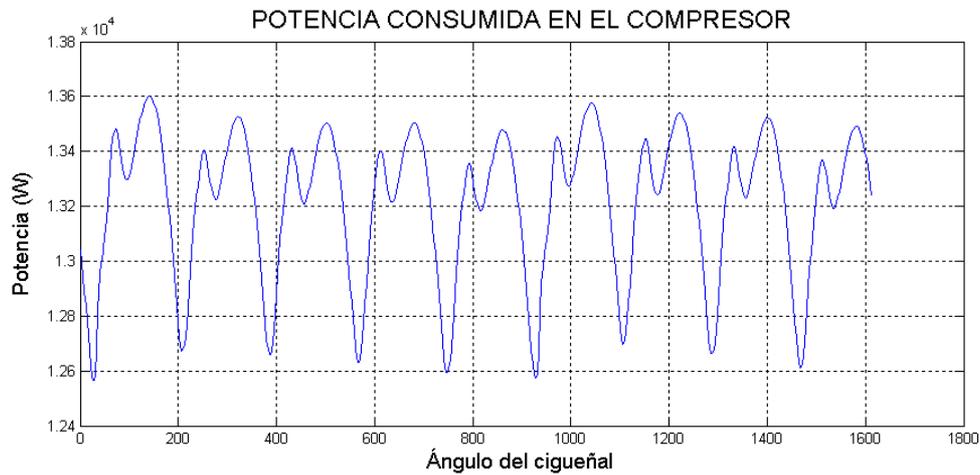
Los valores del gasto que recorre la turbina y el compresor son similares, ligeramente superiores en el caso de la turbina debido a la adición del combustible ya que no se produce bypass al no tener lugar la apertura de la válvula.

La relación de presiones en el compresor y en la turbina siguen evoluciones bastante distintas.

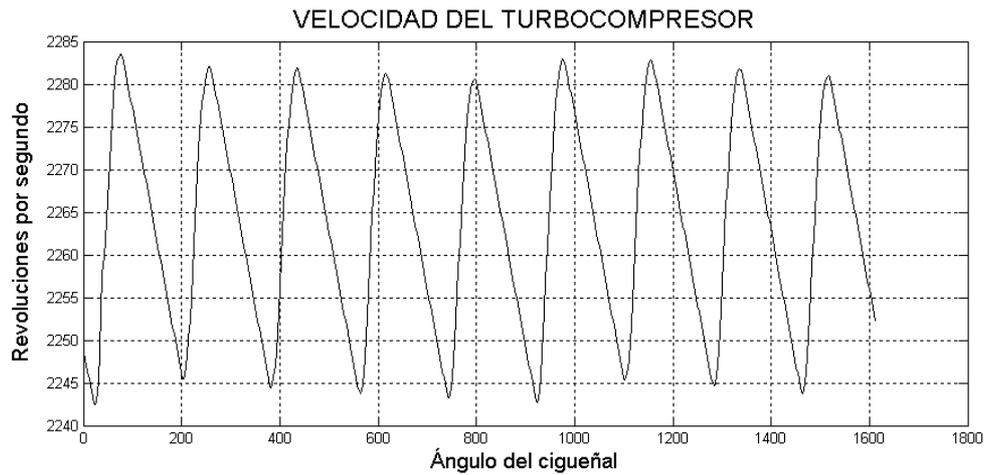




Finalmente el balance energético entre las potencias generadas instantáneamente en la turbina y compresor que se muestran a continuación da lugar a la siguiente evolución de la velocidad de giro del turbocompresor.



La potencia consumida en el compresor se incrementa con la velocidad creciente del grupo de turbocompresor. Aunque de forma discontinua, la potencia media desarrollada en la turbina resulta superior a la potencia media que se consume en el compresor.



El trabajo obtenido en la turbina tiene un carácter absolutamente discontinuo que da lugar a una evolución en dientes de sierra de la velocidad del turbocompresor. En los picos de potencia generada en la turbina la velocidad de giro del turbocompresor se dispara mientras que baja en las zonas de potencia nula. La pendiente con la que se realizan estos picos depende fuertemente de la inercia del turbocompresor.

3.2.6. Modelo 6. Motor tetracilíndrico sobrealimentado mediante compresor de presión constante en la admisión (plena carga)

A la hora de plantear los modelos sobrealimentados presentados a lo largo de este capítulo se ha hecho uso únicamente de la turbina de presión variable en la descarga y del compresor de presión variable en la admisión. Aunque planteadas como base para el desarrollo de las subrutinas para el modelado de los elementos de presión variable, tanto el compresor de presión constante como la turbina de presión uniforme en la descarga se pueden implementar directamente en los esquemas.

Este apartado pretende mostrar dicha aplicabilidad, visualizando los resultados obtenidos para un modelo que se va a sobrealimentar mediante una turbina de presión variable acoplado a un compresor de admisión a presión constante.

El resto de características es similar a los otros modelos planteados con anterioridad y se muestran a continuación:

- ❖ Cilindrada: 1974 c.c.
- ❖ N° de cilindros: 4
- ❖ Régimen de giro: 2.500 rpm
- ❖ Relación de Compresión: 16,5
- ❖ Diámetro del cilindro: 8,7 cm
- ❖ Carrera del pistón: 8,3 cm

- ❖ Distribución (desde el PMS):
 - Apertura de la válvula de escape: 131,0 °
 - Cierre de la válvula de escape: 369,0 °
 - Apertura de la válvula de admisión: 351,0 °
 - Cierre de la válvula de admisión: 589,0 °

En este caso la configuración del motor responde al siguiente esquema:

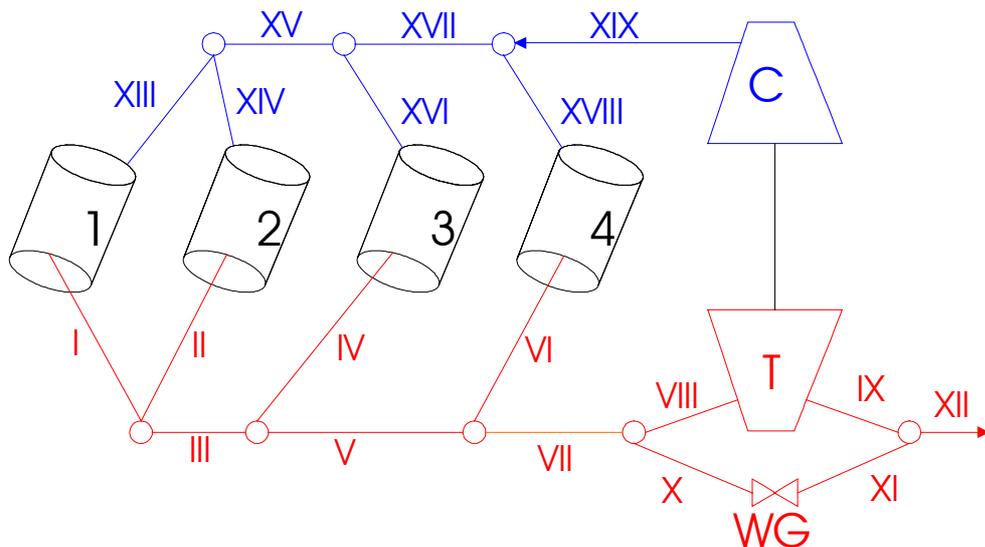


FIGURA 3.14
MODELO 6 SOBREALIMENTADO

La geometría de los conductos es la siguiente:

- I Longitud: 30 cm $D_{inicial}$: 3,7 cm D_{final} : 3,7 cm N° de celdas: 30
- II Longitud: 30 cm $D_{inicial}$: 3,7 cm D_{final} : 3,7 cm N° de celdas: 30
- III Longitud: 30 cm $D_{inicial}$: 3,7 cm D_{final} : 3,7 cm N° de celdas: 30
- IV Longitud: 30 cm $D_{inicial}$: 3,7 cm D_{final} : 3,7 cm N° de celdas: 30
- V Longitud: 30 cm $D_{inicial}$: 3,7 cm D_{final} : 3,7 cm N° de celdas: 30
- VI Longitud: 30 cm $D_{inicial}$: 3,7 cm D_{final} : 3,7 cm N° de celdas: 30
- VII Longitud: 15 cm $D_{inicial}$: 3,7 cm D_{final} : 3,7 cm N° de celdas: 30
- VIII Longitud: 35 cm $D_{inicial}$: 5,7cm D_{final} : 6,3 cm N° de celdas: 50
- IX Longitud: 35 cm $D_{inicial}$: 9,0cm D_{final} : 7,0 cm N° de celdas: 50
- X Longitud: 25 cm $D_{inicial}$: 2,0cm D_{final} : 2,0 cm N° de celdas: 50
- XI Longitud: 25 cm $D_{inicial}$: 2,0cm D_{final} : 2,0 cm N° de celdas: 50
- XII Longitud: 30 cm $D_{inicial}$: 5,5cm D_{final} : 5,5 cm N° de celdas: 30
- XIII Longitud: 14 cm $D_{inicial}$: 4,0cm D_{final} : 4,0 cm N° de celdas: 30
- XIV Longitud: 14 cm $D_{inicial}$: 4,0cm D_{final} : 4,0 cm N° de celdas: 30
- XV Longitud: 14 cm $D_{inicial}$: 4,0cm D_{final} : 4,0 cm N° de celdas: 30
- XVI Longitud: 14 cm $D_{inicial}$: 4,0cm D_{final} : 4,0 cm N° de celdas: 30
- XVII Longitud: 14 cm $D_{inicial}$: 4,0cm D_{final} : 4,0 cm N° de celdas: 30
- XVIII Longitud: 14 cm $D_{inicial}$: 4,0cm D_{final} : 4,0 cm N° de celdas: 30
- XIX Longitud: 30 cm $D_{inicial}$: 6,7cm D_{final} : 6,7 cm N° de celdas: 50

El grupo de sobrealimentación empleado presenta las siguientes curvas características de la turbina y el compresor. El resto de parámetros que caracterizan al turbocompresor empleado son los siguientes:

- Diámetro medio del rotor del compresor: 6,0 cm
- Rendimiento mecánico del turbocompresor: 99 %
- Inercia del turbocompresor: $2,25 \cdot 10^{-5} \text{ kgm}^2$
- Relación de compresión de apertura de waste gate: 1,25
- Presión constante de admisión en el compresor: 1,00

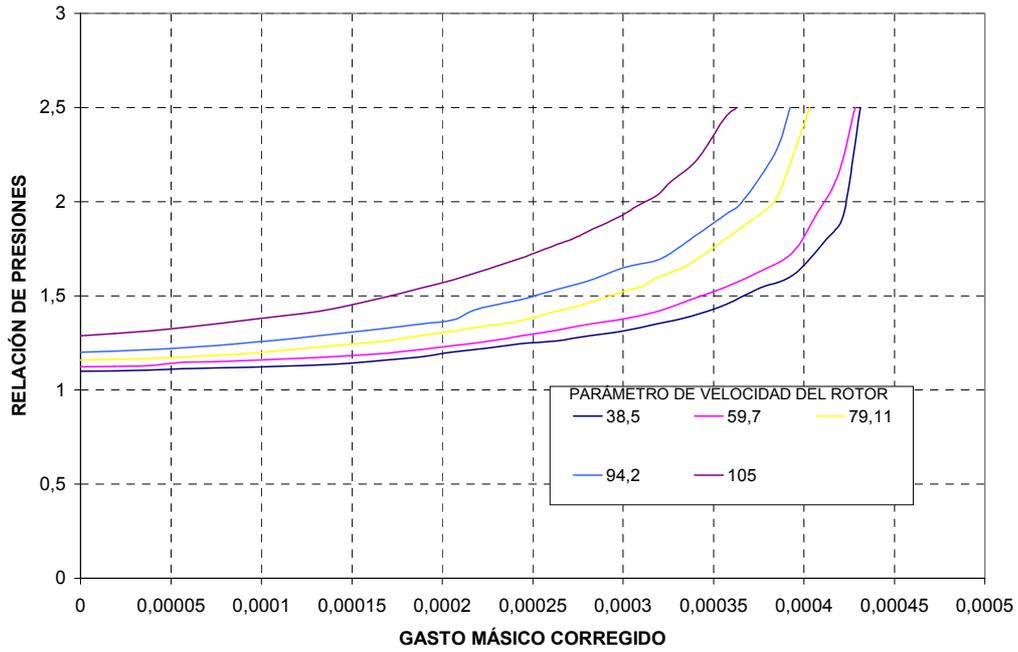


FIGURA 3.15

CURVAS CARACTERÍSTICAS DE LA TURBINA

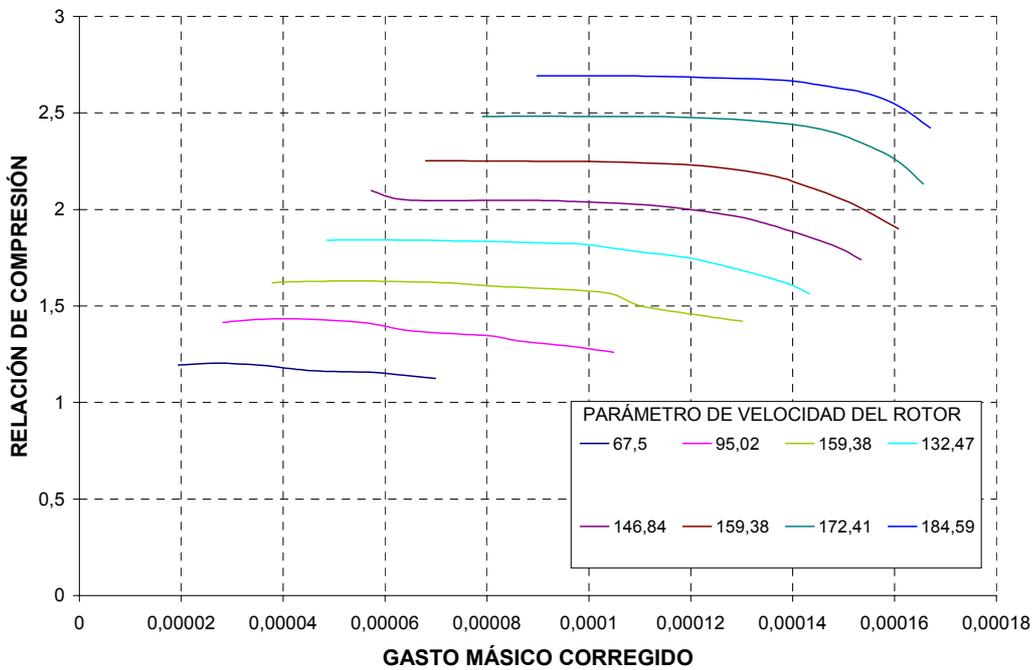
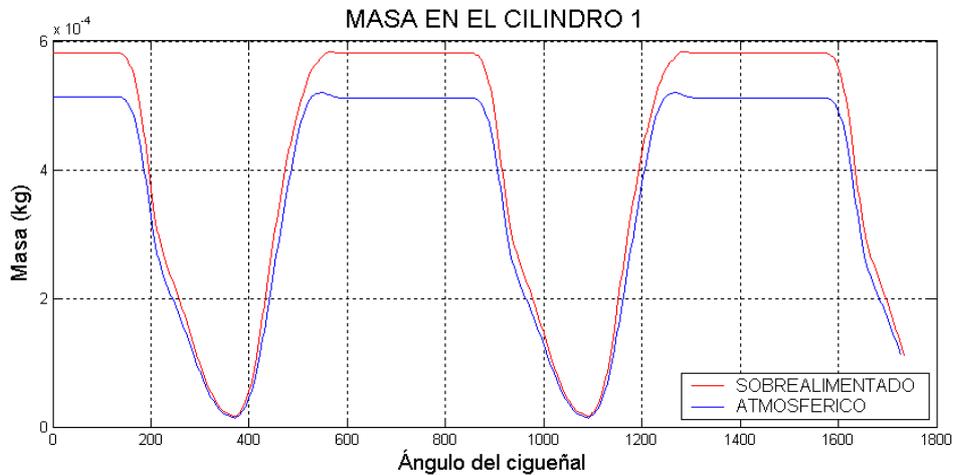


FIGURA 3.16

CURVAS CARACTERÍSTICAS DEL COMPRESOR

Evolución de las magnitudes físicas (masa, temperatura y presión en al interior de los cilindros).

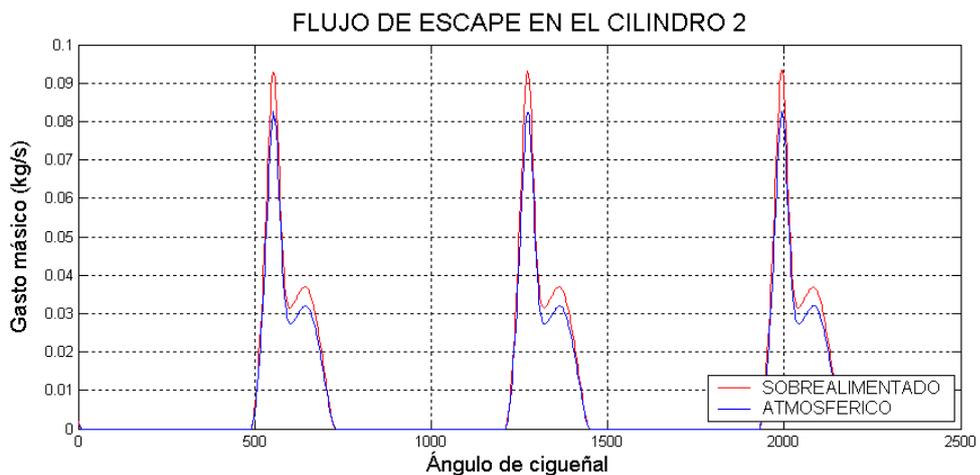
El análisis que se realiza es análogo al planteado para los modelos anteriores..



La masa que evoluciona en el cilindro crece notablemente con el grado de sobrealimentación. La figura anterior confirma que ya sea a presión constante o presión variable, las subrutinas que simulan al compresor dan lugar a unos resultados acordes a lo esperado.

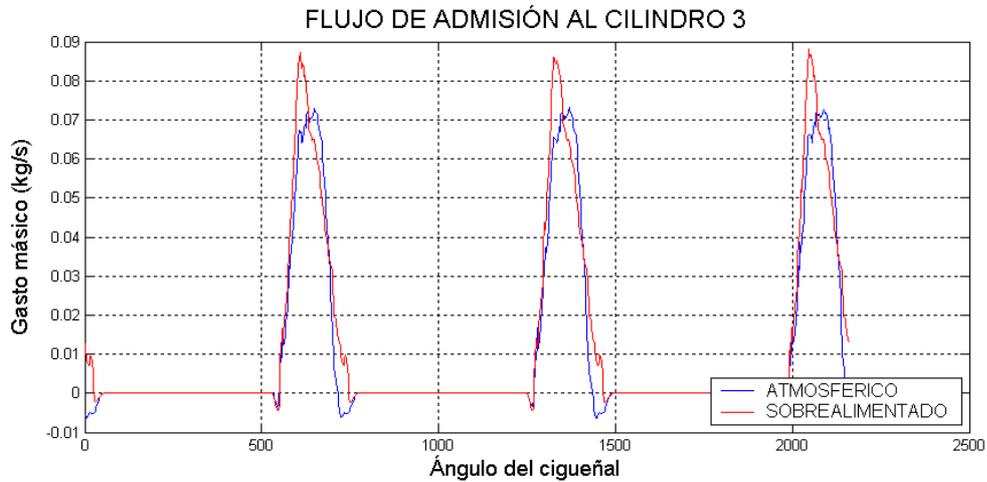
Flujos de entrada y salida a los cilindros

El llenado y vaciado de los distintos cilindros se realiza conforme a los siguientes resultados que muestra la evolución de los flujos de admisión y escape.



Ambas curvas son prácticamente coincidentes durante una parte importante de la representación puesto que la ley de apertura y cierre de la válvula de escape es idéntica. Sin embargo debido a la mayor masa y presión en el cilindro sobrealimentado, fluye una mayor masa por unidad de tiempo tal y como se aprecia tanto en el pico correspondiente a la máxima apertura como durante el cierre de la misma.

La evolución del flujo de admisión que se muestra a continuación es consistente también con la sobrealimentación mediante el compresor de presión constante.



En este caso, también se incrementa notablemente al gasto máximo que corresponde a la máxima abertura de la válvula de admisión. Pese a que las leyes de apertura y cierre de la válvula de admisión no se han modificado se puede apreciar como el llenado se modifica bastante en la zona del cierre de la válvula. El modelo atmosférico incurre en una importante inversión de flujo al finalizar el cierre de la válvula. El modelo sobrealimentado subsana este problema prácticamente en su totalidad debido a una mayor presión en el colector de admisión que establece un gradiente que se opone al retorno del fluido confinado en el cilindro.

Estas modificaciones del llenado del cilindro se aprecian cuantitativamente en los rendimientos volumétricos alcanzados en el modelo atmosférico y en el sobrealimentado.

Los rendimientos volumétricos asociados al llenado de cada uno de los motores son:

Motor sobrealimentado

$\eta_{\text{volumétrico}}$ cilindro 1: 96,802 %
 $\eta_{\text{volumétrico}}$ cilindro 2: 97,081 %
 $\eta_{\text{volumétrico}}$ cilindro 3: 96,947 %
 $\eta_{\text{volumétrico}}$ cilindro 4: 97,239 %

$\eta_{\text{volumetrico}}$ motor: **97,017 %**

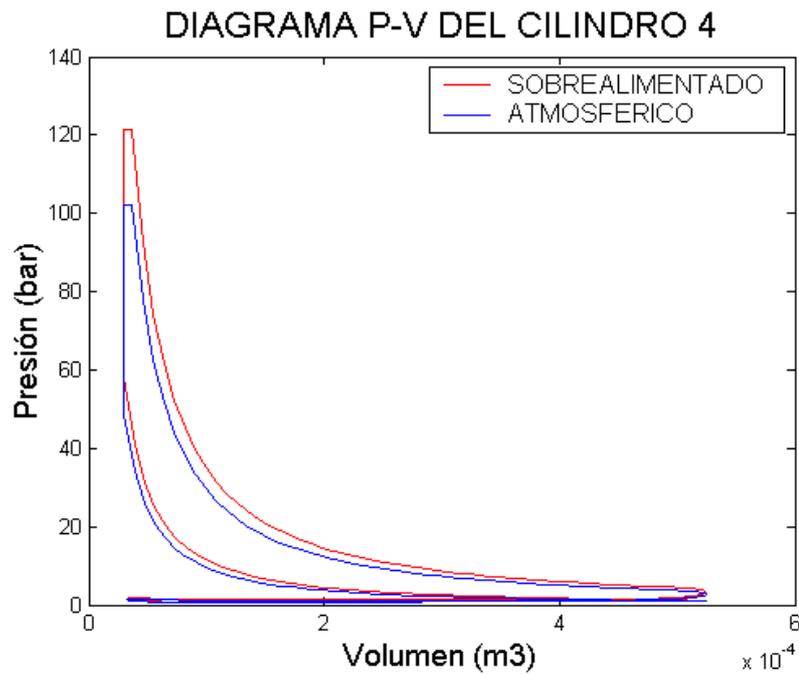
Motor atmosférico

$\eta_{\text{volumétrico}}$ cilindro 1: 85,320 %
 $\eta_{\text{volumétrico}}$ cilindro 2: 85,163 %
 $\eta_{\text{volumétrico}}$ cilindro 3: 83,783 %
 $\eta_{\text{volumétrico}}$ cilindro 4: 81,989 %

$\eta_{\text{volumetrico}}$ motor: **84,064 %**

Diagrama del indicador

A continuación se representan los diagramas $p-v$ de ambos modelos así como las presiones medias asociadas al mismo. Los valores ponen de manifiesto el incremento de la potencia desarrollada por ciclo en el caso sobrealimentado asociado a la mayor presión y temperatura reinante como consecuencia de poder inyectar más combustible.



Las presiones medias asociadas al ciclo son:

Motor sobrealimentado

Presión media indicada: 13,33 bar

Presión med. pérd. mec.: 0,17 bar

Presión media efectiva: 13,16 bar

Motor atmosférico

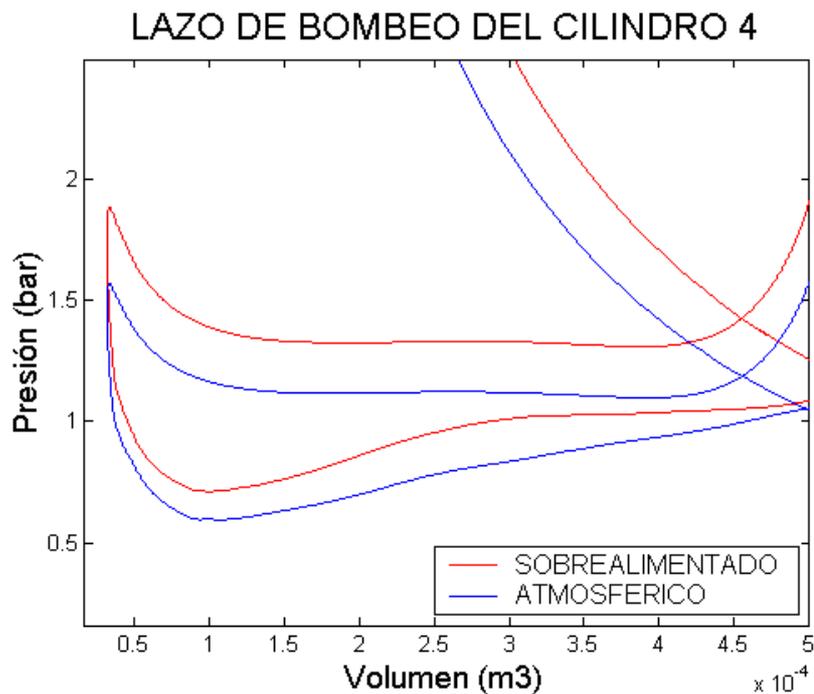
Presión media indicada: 11,26 bar

Presión med. pérd. mec.: 0,07 bar

Presión media efectiva: 11,18 bar

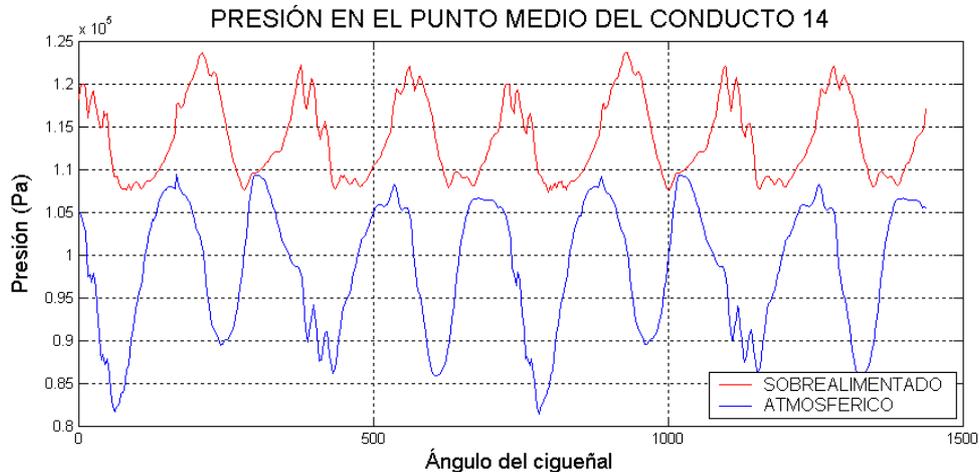
La introducción del esquema de sobrealimentación incrementa en un 18% aproximadamente la presión media efectiva.

A continuación se muestra el lazo de bombeo.

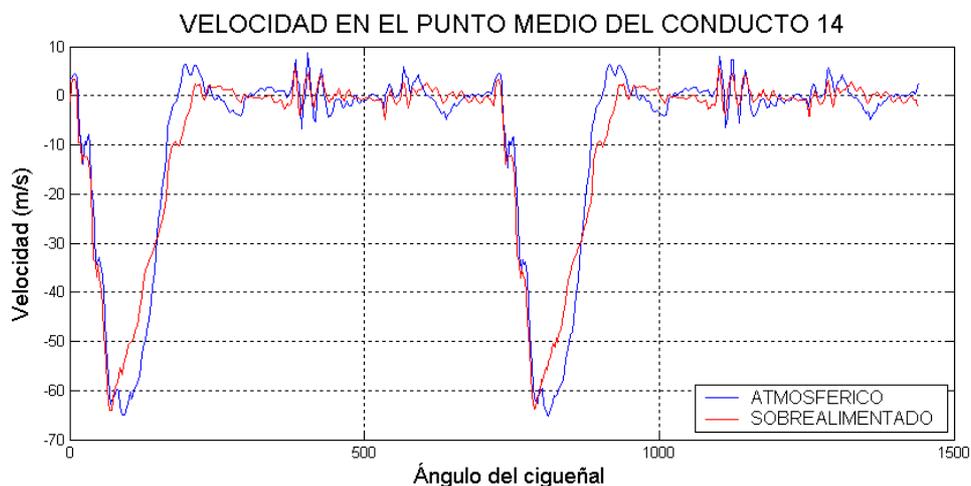


Presión y velocidad en la zona de admisión

Al igual que se ha planteado en el resto de modelos se va a comparar como evolucionan las magnitudes para ambos modelos en algún punto característico de la zona de admisión.



La evolución de la temperatura y densidad es similar sólo que con otros valores absolutos por lo que no se han representado. La evolución es bastante análoga siendo representativa de un mayor nivel energético en el caso del motor sobrealimentado. En ambos casos, aunque los valores de presión sean distintos se aprecia como en gran medida están sometidos a idéntica frecuencia de oscilación asociada a la ida y venida de las ondas de presión.

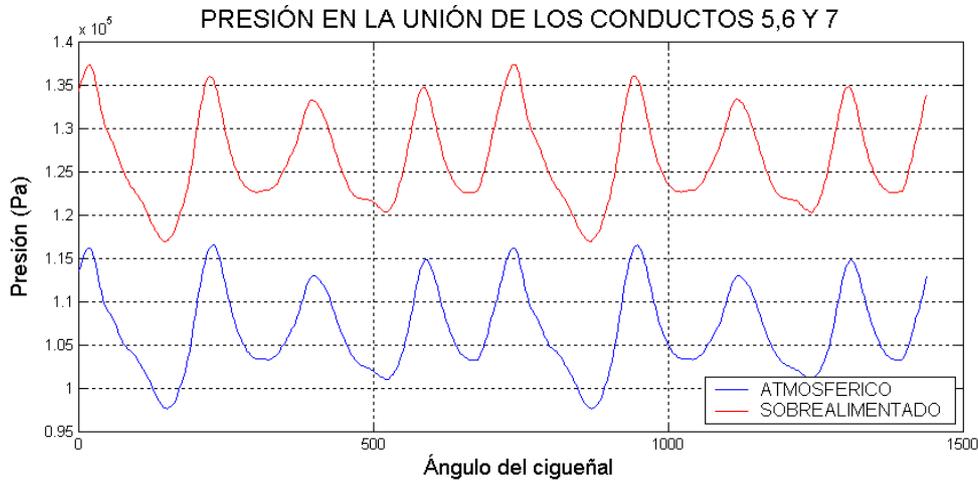


La velocidad sigue una evolución similar en ambos casos (la velocidad es negativa al numerarse los nodos en sentido inverso a como los recorre el flujo).

La representación difiere ligeramente y se hace acorde a las diferencias que se manifestaron en la representación del flujo de admisión a los cilindros, puesto que como se puede apreciar en el caso atmosférico al existencia de flujo inverso en bastante más significativa que en el caso sobrealimentado.

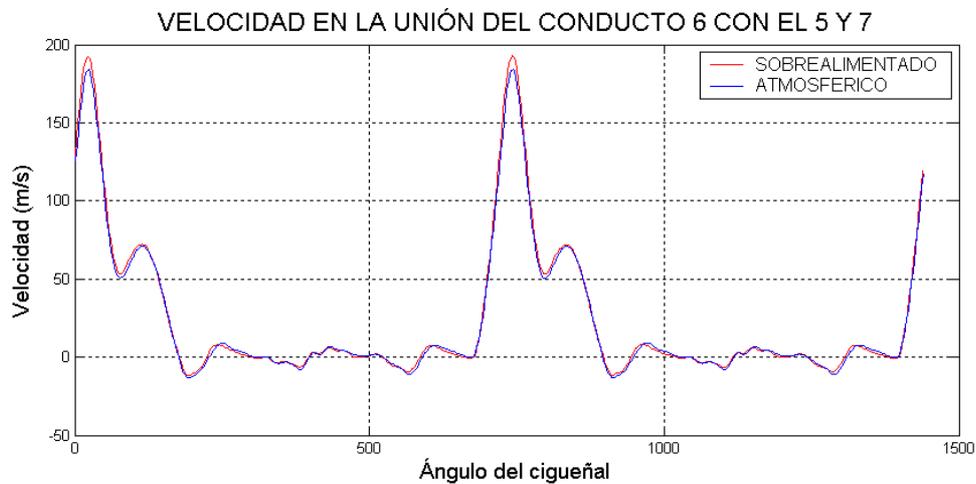
Presión y velocidad en la zona de escape

Se muestran a continuación algunos resultados recabados en una de las uniones entre los conductos de la zona de escape.



La densidad y temperatura evolucionan de un modo absolutamente análogo a la presión representada con anterioridad

Ahora la evolución de las velocidades es absolutamente pareja en ambos casos.



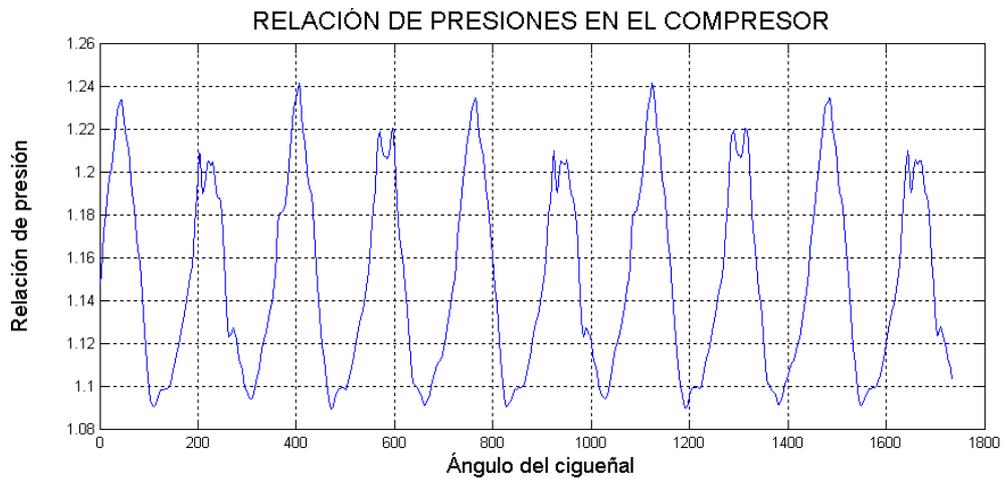
Se puede observar como la representación es similar y acorde a la del flujo que abandonaba el cilindro. Aunque minorado respecto al flujo se aprecia como la velocidad máxima en el caso sobrealimentado es ligeramente superior al modelo atmosférico.

Resultados del grupo de turbosobrealimentación.

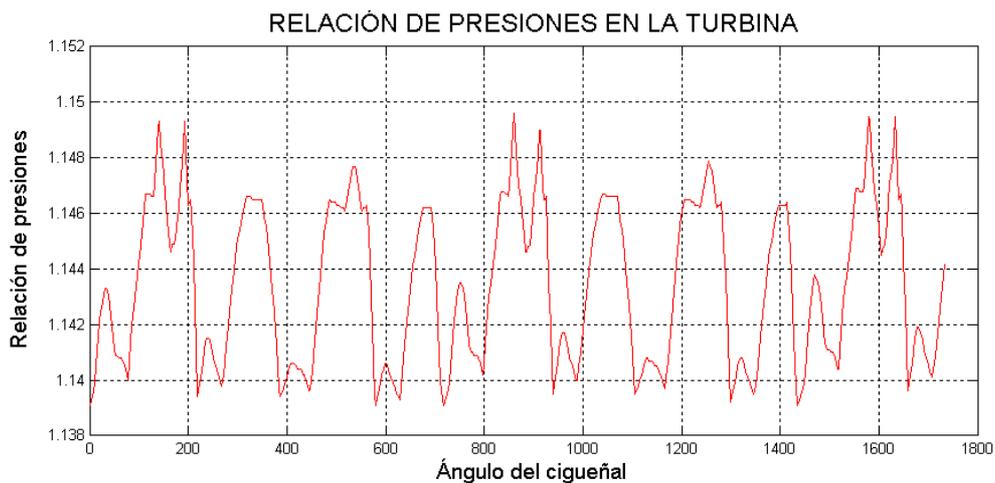
A continuación se muestra como evolucionan las magnitudes directamente relacionadas con el turbocompresor. En este caso particular donde se ha hecho uso de la subrutina de compresor de presión variable es necesario hacer alguna puntualización.

En el planteamiento de la potencia consumida por el compresor, se ha hecho un balance mediante el cálculo de gasto másico que evoluciona por la máquina y la

diferencia en el nivel energético del fluido entre las condiciones en el exterior (a una cierta presión, temperatura y estado de reposo) y las alcanzadas a la salida del compresor.

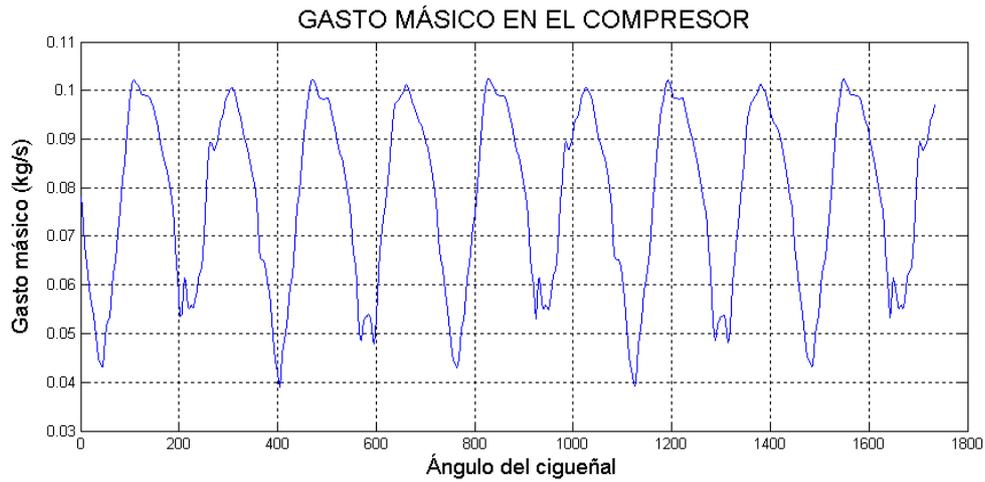


La presión se incrementa con respecto a las condiciones ambientales exteriores. Las fluctuaciones que se observan son similares a las que presentan el resto de magnitudes en la zona de admisión.

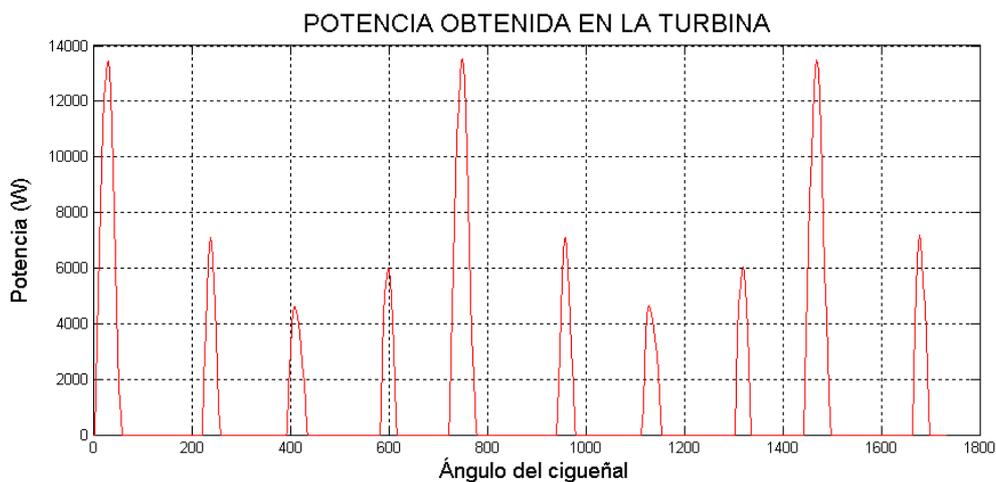
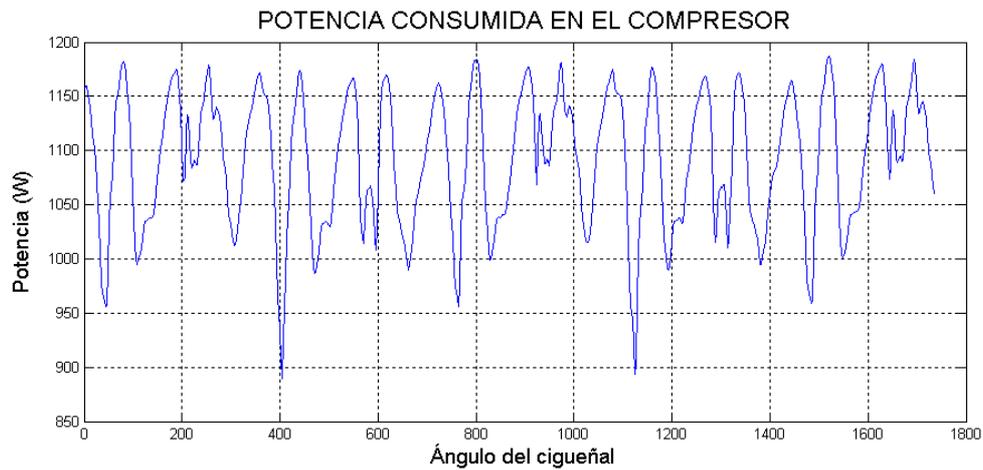


Los valores de la relación de presiones en la turbina son en términos absolutos ligeramente inferiores a los del compresor. También se observa una periodicidad similar en la fluctuación de las magnitudes si bien los valores quedan condicionados a su vez por el régimen de apertura de la válvula de waste gate.

El gasto másico que evoluciona por el compresor sigue la evolución siguiente. La frecuencia de oscilación de los valores es idéntica a la de la variación de la relación de compresión.

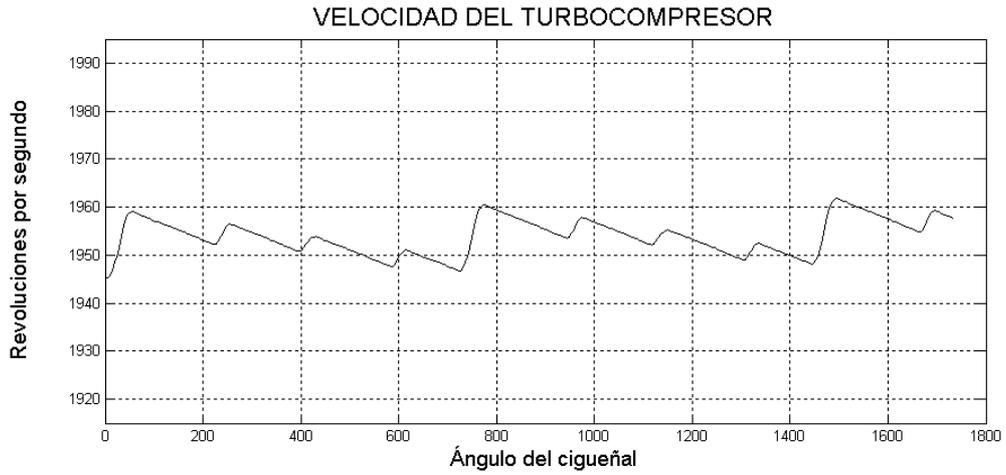


En este caso, la potencia consumida en el compresor se ha obtenido mediante la evaluación del gasto másico y la diferencia entre el estado energético del fluido en las condiciones de reposo exteriores y las observadas a la salida del compresor.



La potencia en la turbina tiene el mismo carácter discontinua que se apreciado en el resto de modelos presentados. Además en este caso concreto, el hecho de tarar la apertura de la válvula de waste gate a una relación de presiones relativamente baja ha provocado que la obtención de potencia sea bastante discontinua.

La velocidad de giro del grupo de sobrealimentación se representa a continuación.



Se puede ver claramente como los escalones ascendentes son plenamente coincidentes con las puntas de potencia que se han obtenido en la turbina. En los ángulos intermedios a la generación de potencia la velocidad desciende debido a la potencia que se consume en el compresor.

3.2.7. Comparación de la sobrealimentación desarrollada por un turbocompresor acoplado a un motor tetracilíndrico con turbina de presión constante y con turbina de presión variable en la descarga.

En el apartado anterior ya se visualizaron resultados obtenidos con las subrutinas que aún modelando elementos del turbocompresor, no resultan de tanta aplicabilidad como en los primeros modelos presentados. En concreto, en este punto se ha considerado apropiado mostrar la capacidad de simulación de la subrutina TURBPCTE para modelar turbinas con presión constante en escape.

En este caso además de realizar una comparativa con el respectivo modelo atmosférico tal y como se ha planteado en los modelos anteriores, se va a realizar una comparación con los resultados obtenidos al disponer de una turbina de presión variable. Para poder realizar tal análisis, se han empleado idénticas curvas características para ambos tipos de turbina con las mínimas diferencias en la zona de escape e idéntica configuración en la zona de admisión. El compresor que se acopla a la turbina es idéntico en ambos casos.

Las características básicas de motor consideradas se recogen a continuación:

| | |
|---------------------------------------|-----------|
| ❖ Cilindrada: | 1974 c.c. |
| ❖ N° de cilindros: | 4 |
| ❖ Régimen de giro: | 4.000 rpm |
| ❖ Relación de Compresión: | 16,5 |
| ❖ Diámetro del cilindro: | 8,7 cm |
| ❖ Carrera del pistón: | 8,3 cm |
| ❖ Distribución (desde el PMS): | |
| - Apertura de la válvula de escape: | 131,0 ° |
| - Cierre de la válvula de escape: | 369,0 ° |
| - Apertura de la válvula de admisión: | 351,0 ° |
| - Cierre de la válvula de admisión: | 589,0 ° |

Los esquemas de funcionamiento de ambos modelos se recogen en las Figuras 3.14 y 3.15.

Las curvas características de turbina y compresor son idénticas a las presentadas en el modelo 6 anterior por lo que no se han representado de nuevo.

A la hora de comparar ambos tipos de turbina se debe considerar la evaluación de la potencia obtenida en la turbina de presión constante de modo distinto a como se evalúa en el caso de la turbina de presión variable. En este caso la potencia desarrollada por la turbina se obtiene de la cuantificación del gasto másico que atraviesa la turbina y de la diferencia en el estado energético del fluido entre las dos secciones de la misma (entrada y salida). Esto se puede plantear así porque ambas secciones son puntos de los respectivos conductos de entrada y salida donde se puede conocer el valor de las magnitudes en cada instante. La salida de la turbina de presión constante no se puede considerar como un punto de alguno de los conductos. Las condiciones en la salida se pueden considerar idénticas a las condiciones exteriores. Sin embargo, suponer que se

va a producir una expansión desde el nivel térmico a la entrada de la turbina (unos 800 °K) hasta las condiciones ambientales resulta bastante irreal, además de dar lugar a una potencia desarrollada en la turbina muy grande. Para solucionar esta situación se ha considerado que las condiciones a la salida de la turbina se corresponden con un fluido en reposo a una presión constante de referencia que se introduce con el archivo que define la curva característica de la turbina. Estas condiciones se completan con suponer un salto constante de temperatura entre la entrada y la salida lo que permite que se pueda establecer un salto energético.

Otra diferencia radica en que los esquemas de descarga resultan ligeramente distintos ya que con la implementación de la turbina de presión constante no se puede montar el bypass de la válvula de waste gate, por lo que se produce una descarga directa a la atmósfera.

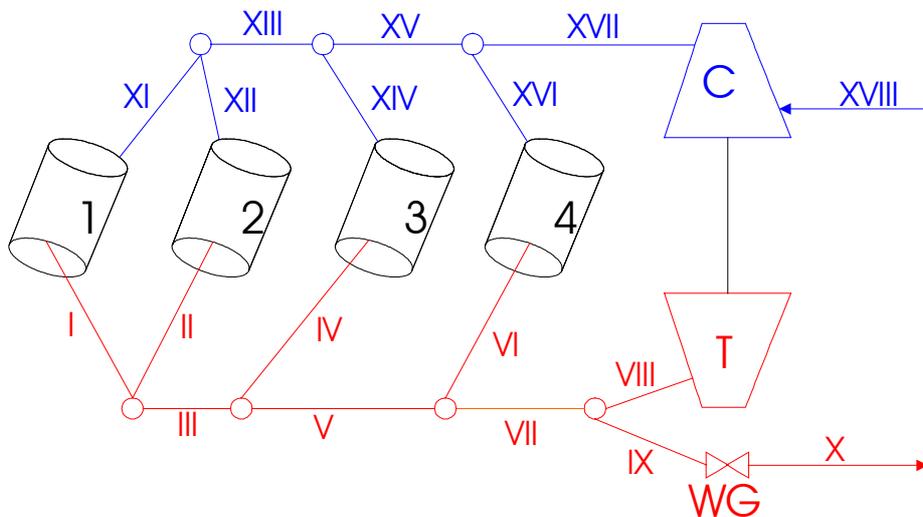


FIGURA 3.17

MODELO SOBREALIMENTADO CON TURBINA DE PRESIÓN CONSTANTE

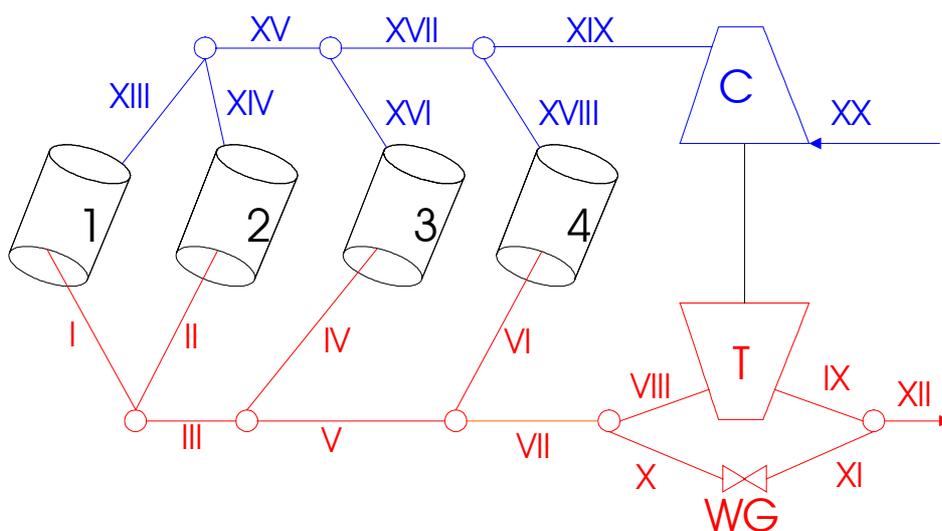


FIGURA 3.18

MODELO SOBREALIMENTADO CON TURBINA DE PRESIÓN VARIABLE

La geometría de los conductos (modelo con turbina de presión variable) es la siguiente:

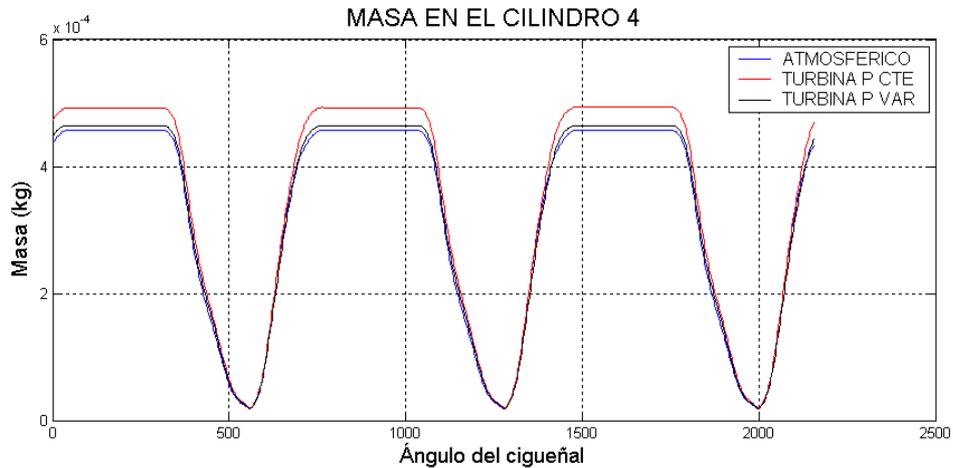
- I Longitud: 30 cm $D_{inicial}$: 3,7 cm D_{final} : 3,7 cm N° de celdas: 30
- II Longitud: 30 cm $D_{inicial}$: 3,7 cm D_{final} : 3,7 cm N° de celdas: 30
- III Longitud: 30 cm $D_{inicial}$: 3,7 cm D_{final} : 3,7 cm N° de celdas: 30
- IV Longitud: 30 cm $D_{inicial}$: 3,7 cm D_{final} : 3,7 cm N° de celdas: 30
- V Longitud: 30 cm $D_{inicial}$: 3,7 cm D_{final} : 3,7 cm N° de celdas: 30
- VI Longitud: 30 cm $D_{inicial}$: 3,7 cm D_{final} : 3,7 cm N° de celdas: 30
- VII Longitud: 15 cm $D_{inicial}$: 3,7 cm D_{final} : 3,7 cm N° de celdas: 30
- VIII Longitud: 35 cm $D_{inicial}$: 5,7cm D_{final} : 6,3 cm N° de celdas: 50
- IX Longitud: 35 cm $D_{inicial}$: 7,4cm D_{final} : 7,4 cm N° de celdas: 50
- X Longitud: 25 cm $D_{inicial}$: 2,1cm D_{final} : 2,1 cm N° de celdas: 50
- XI Longitud: 25 cm $D_{inicial}$: 2,1cm D_{final} : 2,1 cm N° de celdas: 50
- XII Longitud: 30 cm $D_{inicial}$: 5,5cm D_{final} : 5,5 cm N° de celdas: 30
- XIII Longitud: 14 cm $D_{inicial}$: 4,0cm D_{final} : 4,0 cm N° de celdas: 30
- XIV Longitud: 14 cm $D_{inicial}$: 4,0cm D_{final} : 4,0 cm N° de celdas: 30
- XV Longitud: 14 cm $D_{inicial}$: 4,0cm D_{final} : 4,0 cm N° de celdas: 30
- XVI Longitud: 14 cm $D_{inicial}$: 4,0cm D_{final} : 4,0 cm N° de celdas: 30
- XVII Longitud: 14 cm $D_{inicial}$: 4,0cm D_{final} : 4,0 cm N° de celdas: 30
- XVIII Longitud: 14 cm $D_{inicial}$: 4,0cm D_{final} : 4,0 cm N° de celdas: 30
- XIX Longitud: 30 cm $D_{inicial}$: 5,5cm D_{final} : 5,5 cm N° de celdas: 50
- XX Longitud: 30 cm $D_{inicial}$: 5,6cm D_{final} : 5,6 cm N° de celdas: 50

El resto de parámetros que caracterizan al turbocompresor empleado son los siguientes:

- Diámetro medio del rotor del compresor: 6,0 cm
- Rendimiento mecánico del turbocompresor: 99 %
- Inercia del turbocompresor: $2,25 \cdot 10^{-5} \text{ kgm}^2$
- Relación de compresión de apertura de waste gate: 1,22
- Presión constante de escape en la turbina: 1,00

Evolución de las magnitudes físicas (masa, temperatura y presión en al interior de los cilindros).

La masa que evoluciona en los cilindros es representativa de la aplicación del turbocompresor.



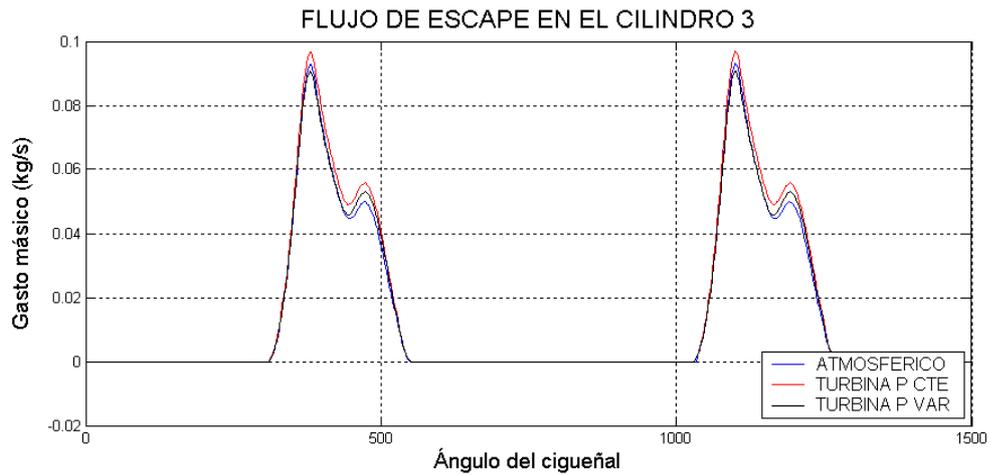
Tanto el esquema que hace uso de la turbina de presión constante como el que implementa la turbina de presión variable en la descarga dan muestras de una mayor cantidad de aire evolucionando por el cilindro (sobre todo en el primer caso). Esto es debido a la mayor velocidad de giro del turbocompresor que se alcanza con la turbina de presión constante como veremos con posterioridad.

Flujos de entrada y salida a los cilindros

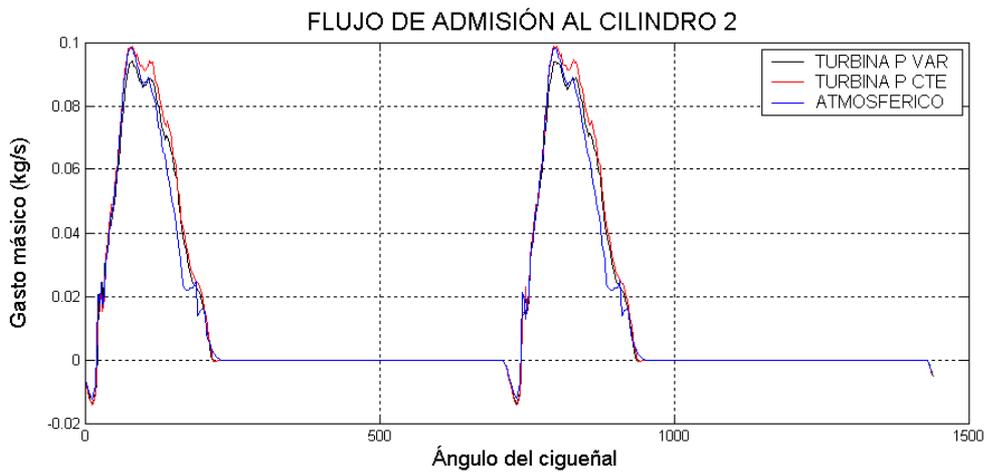
Las siguientes gráficas muestran también el mismo efecto de mayor masa en el cilindro y por tanto mayores flujos de admisión y escape en los mismos.

Las curvas tienen la misma forma debido a que no se han modificado las leyes de apertura y cierre de las mismas pero difieren principalmente en la zona de máxima apertura de la misma. El mayor flujo se obtiene para el caso de sobrealimentación con turbina de presión constante, luego para la incorporación de una turbina de presión variable y por último el flujo correspondiente al modelo atmosférico.

Las gráficas de flujo en el escape del cilindro son prácticamente coincidentes a excepción de los picos que corresponden a las mayores aberturas. La evolución del flujo de admisión en cambio es mayor no sólo en los picos sino en el conjunto de los puntos es decir desde el momento en que se abre hasta el cierre de las mismas



En esta ocasión se aprecia que la introducción de la sobrealimentación no introduce efectos significativos en la inversión del flujo que se visualiza en la apertura de la válvula de admisión.



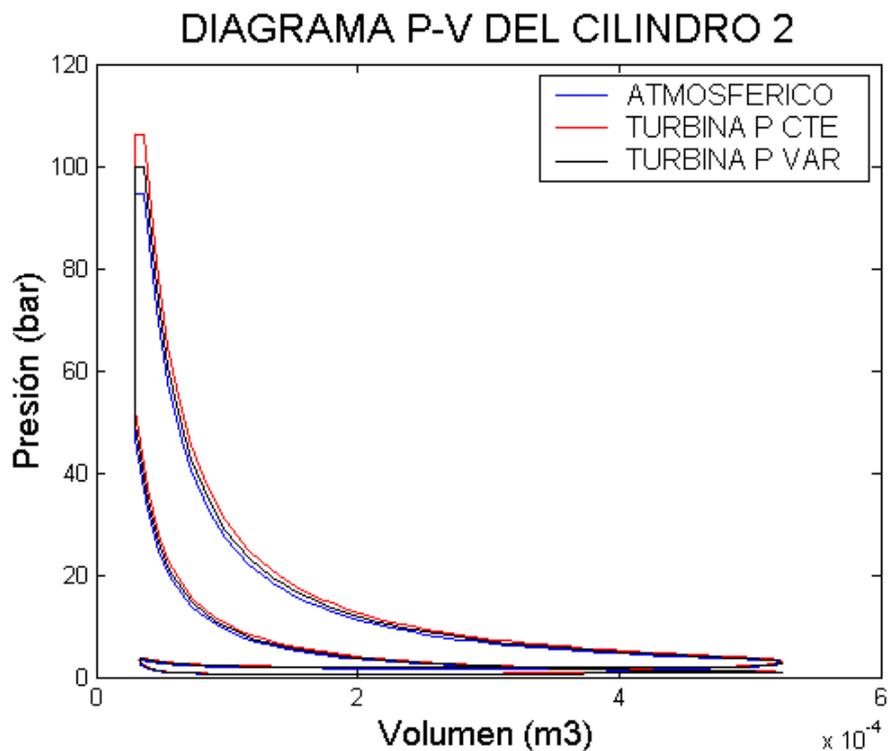
Estas modificaciones del llenado del cilindro se aprecian cuantitativamente en los rendimientos volumétricos alcanzados en el modelo atmosférico y en los sobrealimentados cuyos valores se recogen a continuación.

| Modelo | Cilindro 1 | Cilindro 2 | Cilindro 3 | Cilindro 4 | Ren. Vel. medio |
|---------------|------------|------------|------------|------------|-----------------|
| Atmosférico | 71,495 % | 71,812 % | 74,343 % | 76,261 % | 73,216 % |
| Turbina p var | 79,400 % | 78,768 % | 78,909 % | 79,332 % | 79,102 % |
| Turbina p cte | 81,583 % | 81,435 % | 81,321 % | 82,089 % | 81,583 % |

TABLA 3.1
RENDIMIENTOS VOLUMÉTRICOS DE LOS MODELOS CONSIDERADOS

Diagrama del indicador

A continuación se representan los diagramas $p-v$ de los tres modelos así como las presiones medias asociadas. Los valores ponen de manifiesto el incremento de la potencia desarrollada por ciclo en los casos sobrealimentados. No obstante, debido a que la apertura de la válvula de waste gate se ha fijado en un valor relativamente bajo los incrementos alcanzados no son tan significativos como en otros modelos presentados.

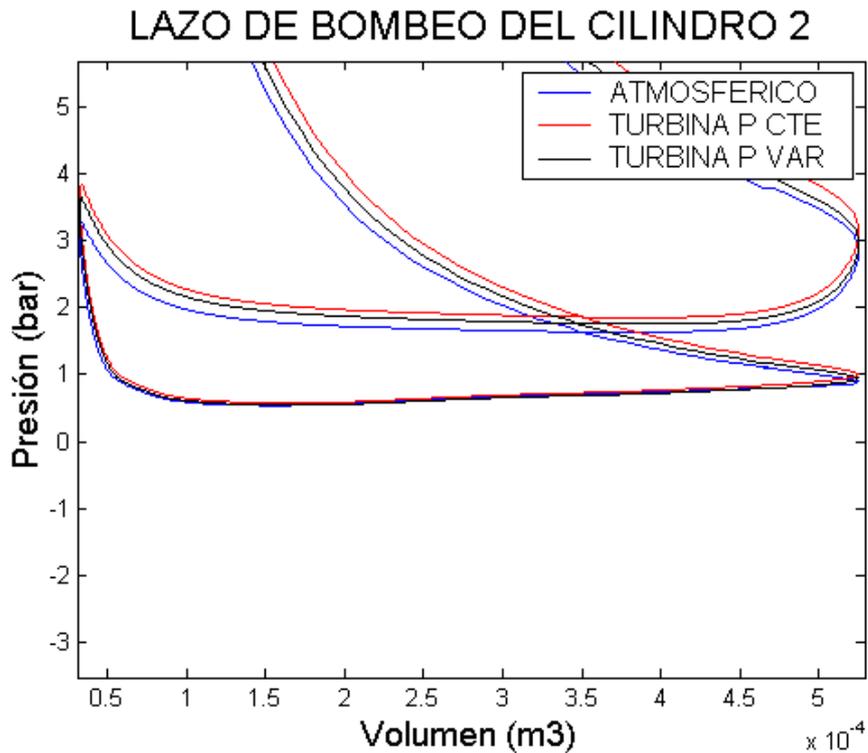


Las presiones medias asociadas al ciclo son se recogen en la Tabla 3.2.

| Modelo | Presión media indicada | Presión media perd. mecánicas | Presión media efectiva |
|---------------|------------------------|-------------------------------|------------------------|
| Atmosférico | 10,16 bar | 0,83 bar | 9,32 bar |
| Turbina p var | 10,68 bar | 0,91 bar | 9,77 bar |
| Turbina p cte | 11,35 bar | 0,96 bar | 10,39 bar |

La sobrealimentación mediante turbina de presión constante da lugar a una presión media efectiva un 10 % superior a la considerada en el modelo atmosférico.

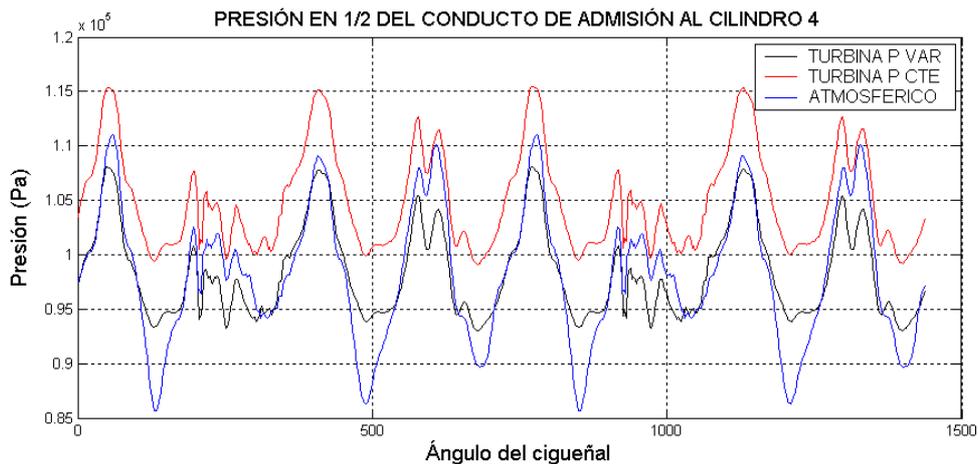
A continuación se muestra el lazo de bombeo.



Dado que el lazo de bombeo es similar en los tres modelos considerados las diferencias en los valores de las pérdidas mecánicas son poco significativas.

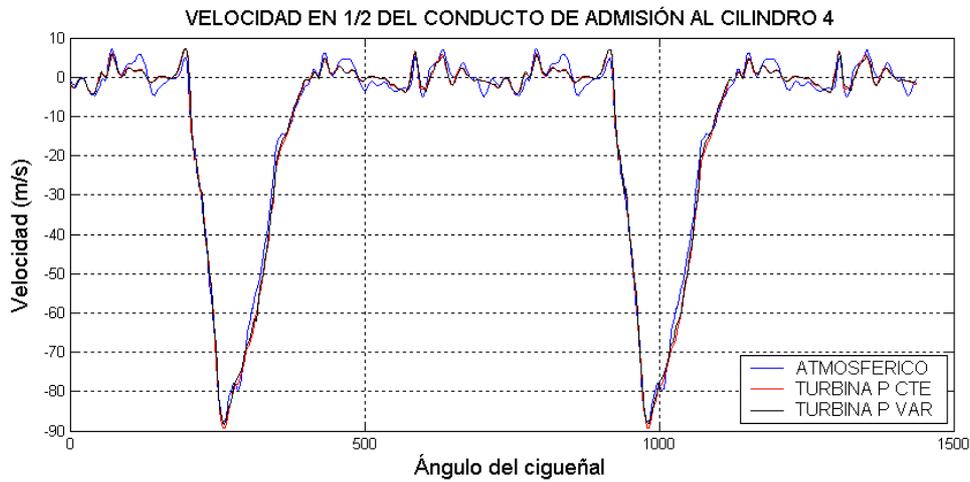
Presión y velocidad en la zona de admisión

Al igual que se ha planteado en el resto de modelos se va a comparar como evolucionan las magnitudes para ambos modelos en algún punto característico de la zona de admisión.



La presión en el colector de admisión en el modelo sobrealimentado con turbina de presión constante resulta notablemente superior a los otros dos. El modelo con turbina de presión variable tiene unos valores similares pero no tienen los picos inferiores que muestra el modelo atmosférico.

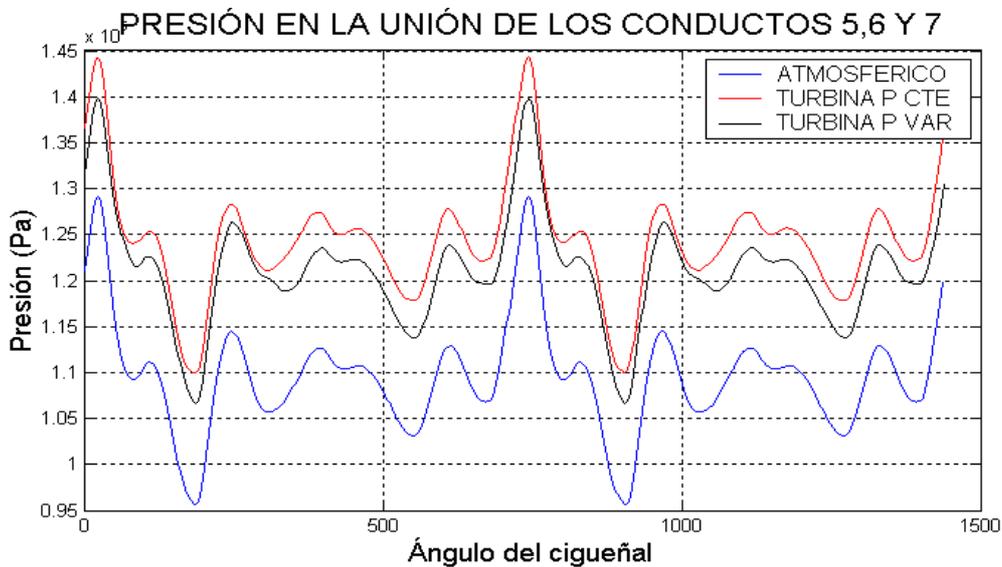
La evolución de la temperatura y densidad es similar sólo que con otros valores absolutos por lo que no se han representado. La evolución es bastante análoga siendo representativa de un mayor nivel energético en el caso del motor sobrealimentado.



Al igual que en la mayoría de las representaciones anteriores la velocidad sigue una evolución similar en los tres casos (la velocidad es negativa al numerarse los nodos en sentido inverso a como los recorre el flujo).

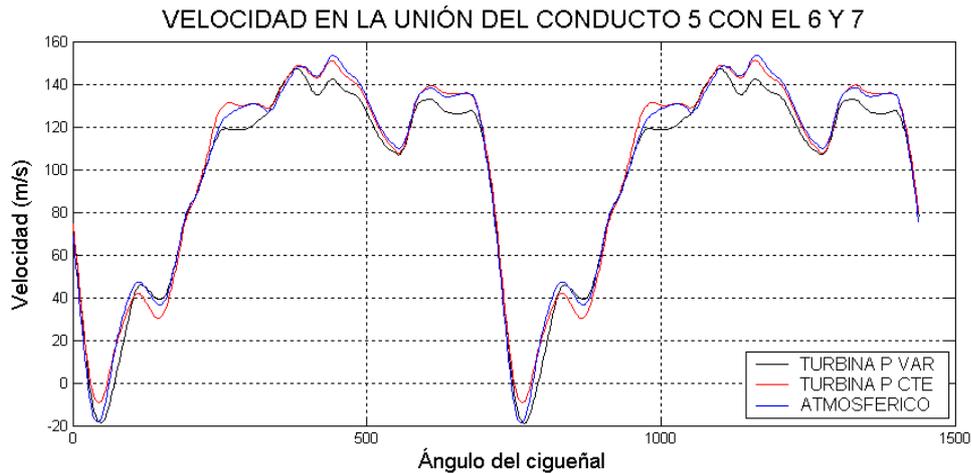
Presión y velocidad en la zona de escape

Se muestran a continuación algunos resultados recabados en una de las uniones entre los conductos de la zona de escape.



La densidad y temperatura evolucionan de un modo absolutamente análogo a la presión representada con anterioridad. Los valores se escalonan conforme al grado de sobrealimentación suministrado por el compresor.

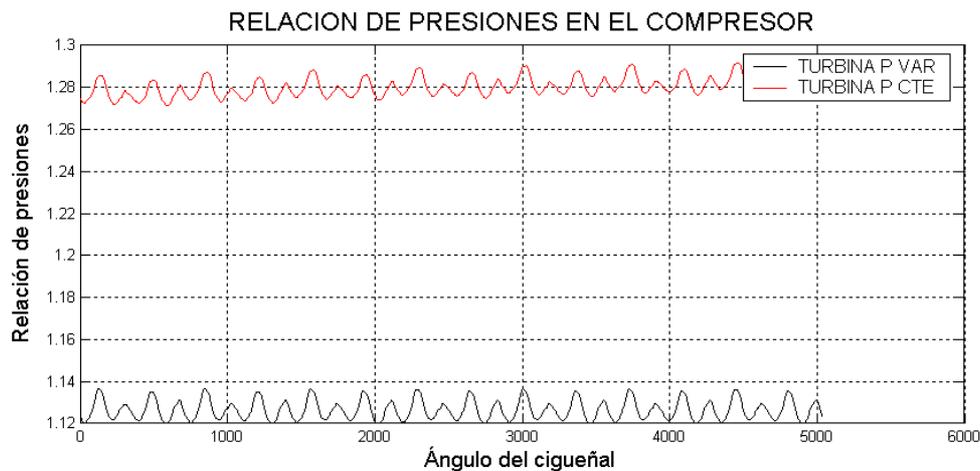
La evolución de las velocidades se presenta a continuación.

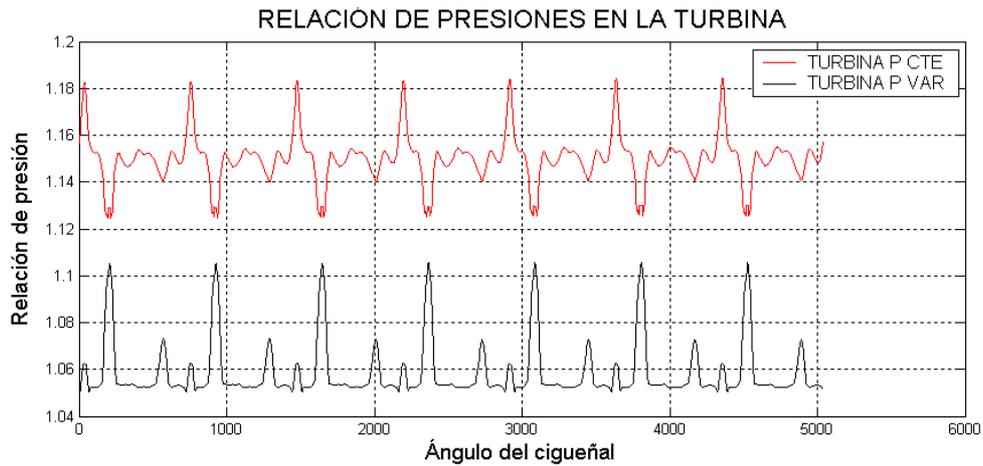


Resultados del grupo de turbosobrealimentación.

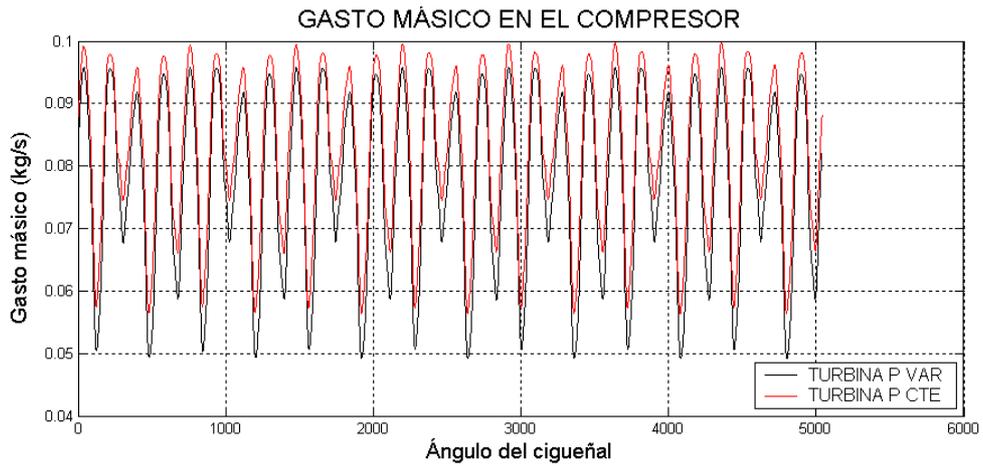
A continuación se muestra como evolucionan las magnitudes directamente relacionadas con el turbocompresor. En concreto se ha recogido una comparativa entre las situaciones observadas al acoplar la turbina de presión constante frente a la turbina de presión variable. La mayor parte de los resultados están afectados por el hecho de que el montaje con la turbina de presión constante desarrolla una mayor velocidad de giro del turbocompresor que en el caso de aplicar la turbina de presión variable en el escape como se puede visualizar a continuación. El desarrollo de una mayor potencia en la turbina es el causante de tal situación. Esta mayor potencia debe considerarse con prudencia ya que en gran parte tiene su origen en como se ha determinado el salto entálpico en la máquina. El hecho de asumir que en todo instante la temperatura de descarga es varios grados inferior a la de entrada da lugar a que la evolución de la potencia sea mucho más continua que en la caso de la turbina de presión variable lo que hace que la velocidad alcanzada por el turbocompresor sea bastante mayor.

En primer lugar se muestra como evolucionan la relación de presiones entre las secciones de entrada y salida de ambas máquinas.

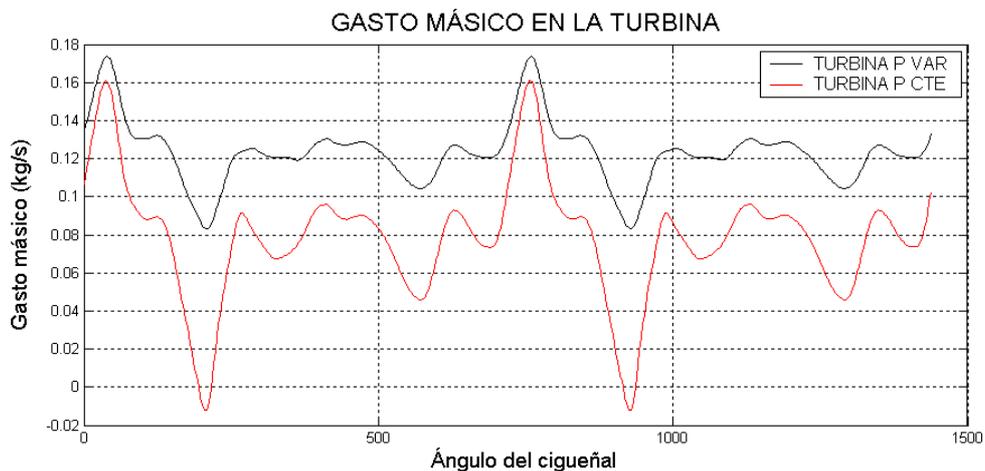




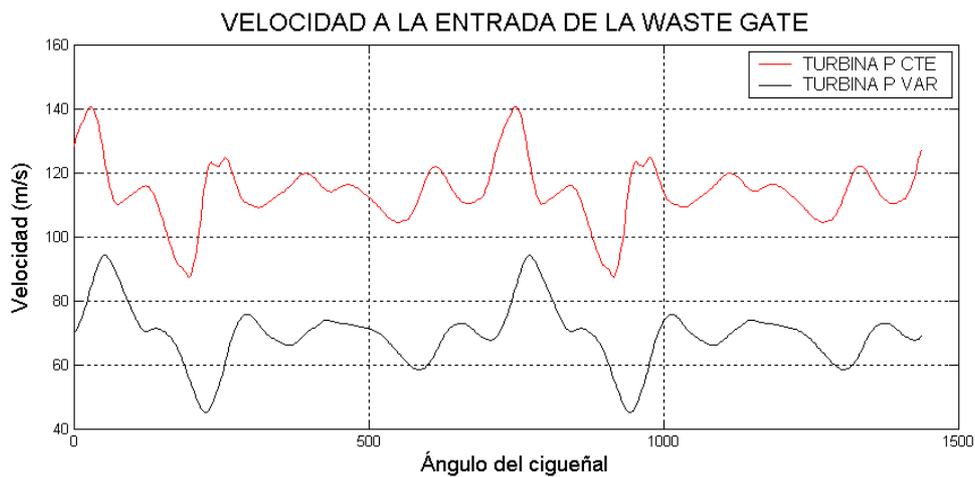
En el caso de la relación de presiones en la turbina se observa como además de la diferencia en el valor absoluto, se observa como el carácter es distinto ya que no existen los picos de bajada tan visibles en la turbina de presión constante. Ese comportamiento puede estar asociado al hecho de que la válvula de waste gate descargue directamente al exterior mientras que en el caso de la turbina de presión variable a la salida la válvula de waste gate descarga mediante un bypass.



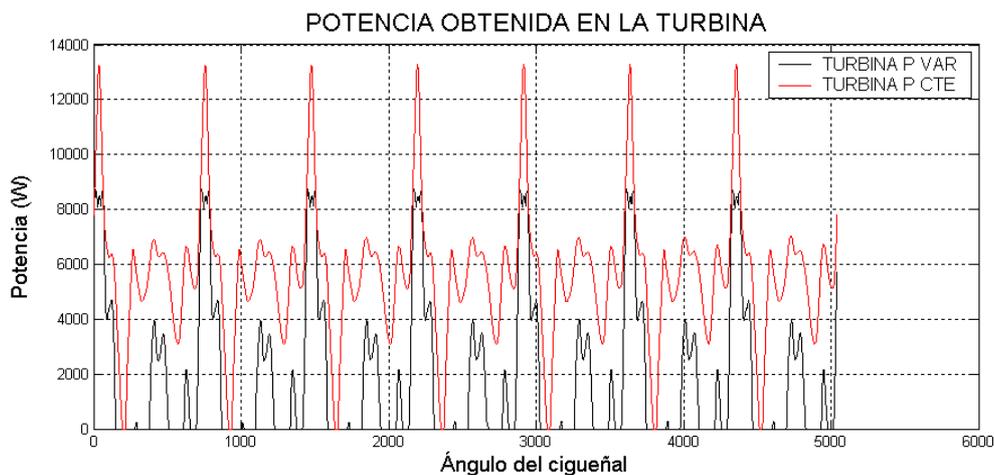
La mayor velocidad de giro del turbocompresor que acopla la turbina de presión constante da lugar a la evolución de un mayor gasto en el compresor tal y como se observa.



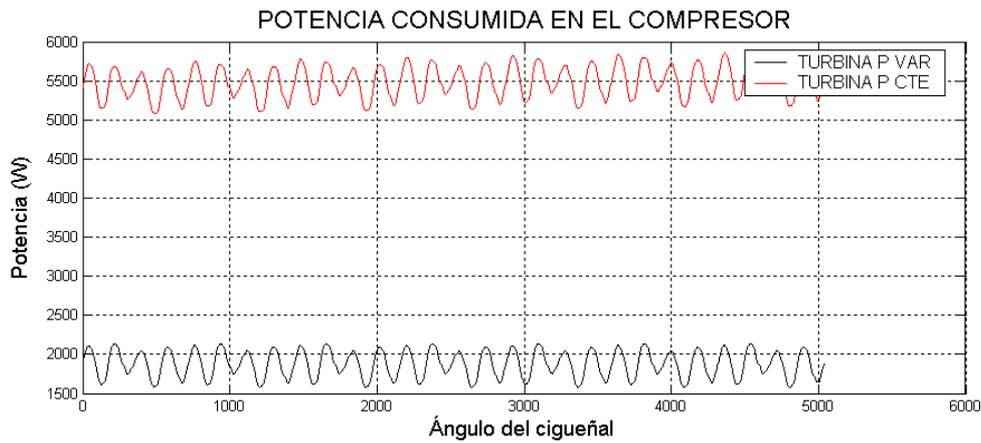
El gasto que evoluciona por las turbinas discrepa de todos los datos recogidos con anterioridad. Si realmente las velocidades de giro de ambos grupos son diferentes el gasto asociado a la turbina que gira a una mayor velocidad debería ser superior. Sin embargo como la relación que da el compresor en este caso es mayor, la descarga existente en la válvula de waste gate será considerablemente mayor por lo que el gasto que circula por la turbina puede verse disminuido. Este razonamiento se sustenta en el siguiente resultado que muestra la velocidad del fluido a la entrada de la válvula de waste gate.



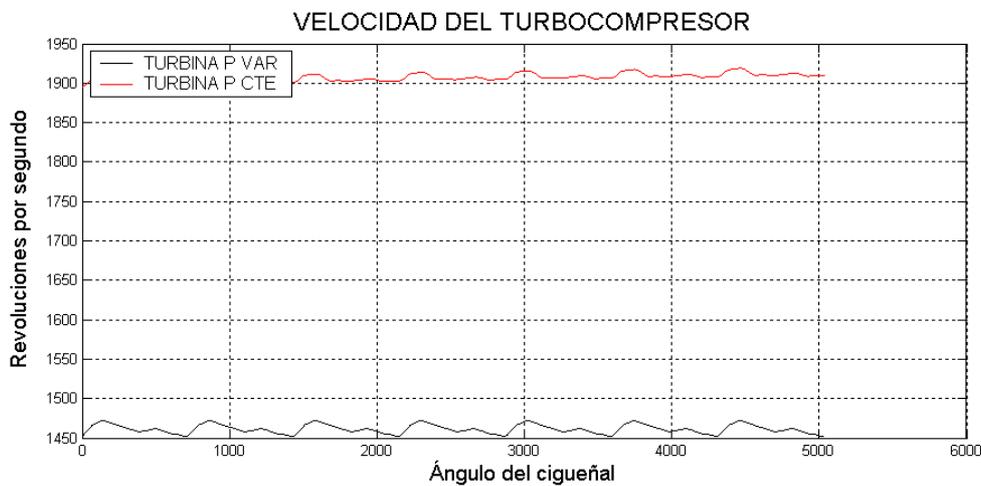
La potencia en la turbina de presión variable tiene el mismo carácter discontinua que se apreciado en el resto de modelos presentados. En el caso de la turbina de presión constante esto no sucede por las particularidades que se han mencionado anteriormente.



El compresor consume potencia de forma continua tal y como se muestra a continuación. Las diferencias son notables habida cuenta de que la velocidad de giro y las relaciones de compresión suministradas con también notablemente distintas.



La velocidad de giro del grupo de sobrealimentación se representa a continuación.



La velocidad es muy diferente en uno y otro caso, aunque se observa que la oscilación es bastante similar. El hecho de que la turbina proporcione de forma constante una potencia significativa da lugar a que el equilibrio de potencia consumida por el compresor y la descarga a la atmósfera se verifique a velocidades notablemente mayores.

Se podría afrontar el cálculo de la potencia desarrollada por la turbina de un modo alternativo suponiendo por ejemplo una temperatura de descarga constante (obviamente razonablemente superior a la temperatura exterior) que no de lugar a una potencia excesiva que no sea capaz de equilibrarse con la potencia consumida en el compresor.

3.3. *Valoración de los resultados*

En este capítulo se ha pretendido confirmar la validez del modelo de sobrealimentación que se ha implementado en el programa. Para poder afirmar que el modelo es válido se ha procedido a realizar una comparación entre las magnitudes del fluido con y sin dicha sobrealimentación. Esta comparativa se ha extendido a distintas configuraciones y también a diversos aspectos del motor (magnitudes en conductos, uniones, cilindros, etc.). También se ha llevado a cabo una extensa representación de magnitudes asociadas al grupo de turbosobrealimentación (variación de las propiedades del fluido al atravesar los distintos elementos, potencias desarrolladas o consumidas etc.)

El incremento de las prestaciones del motor sobrealimentado respecto al atmosférico vía mejora del rendimiento volumétrico, cantidad de combustible inyectado y superior presión media desarrollada ha sido común a todos los modelos que se han probado.

La reducción del número de cilindros ha introducido también una divergencia en el comportamiento de ambas máquinas puesto que se acentúa el carácter de máquina alternativa del motor. Esto incrementa la oscilación en las magnitudes frente al carácter de máquina “continua“ de las turbomáquinas implicadas. Se ha visto también como la solución de limitar el grado de sobrealimentación mediante la válvula de descarga en su aplicación a este programa tiene un éxito relativo, ya que la limitación puede ser insuficiente y se introducen fuertes fluctuaciones en la zona del escape que se pueden llegar a propagar a la zona de admisión mediante el eje de acoplamiento de turbina y compresor.

La ausencia de fundamentos para asignar un valor inicial de algunas magnitudes (sobre todo en lo relativo al régimen inicial de giro del turbocompresor) ha provocado que en la mayoría de las representaciones la evolución de las magnitudes en los primeros 720° de giro del cigüeñal (primer ciclo de combustión) difiera bastante de la evolución posterior por lo que en la mayoría de las representaciones se ha obviado el primer ciclo.

En este sentido se han observado variaciones importantes en la evolución de las magnitudes entre uno y otro modelo atribuibles a diversas causas. En el alcance de este trabajo se ha planteado la implementación de la sobrealimentación pero han quedado fuera del desarrollo del mismo algunos aspectos íntimamente relacionados con la sobrealimentación. En este trabajo para acoplar las turbomáquinas, los parámetros del motor y la regulación de la válvula de waste gate no se ha empleado metodología alguna por lo que ha habido que realizar muchas experiencias hasta que, mediante un proceso de prueba y error se ha conseguido dotar de cierto grado de compatibilidad para todos los parámetros involucrados. Precisamente mediante la modificación de estos parámetros se han identificado algunas tendencias que han permitido que el acoplamiento entre el motor y las turbomáquinas no se realice básicamente al azar. Se abre por tanto una puerta para mejorar el programa dotándolo de algún mecanismo que permita la aplicación de criterios de selección y ajuste de las distintas curvas empleadas y que podría integrarse en el desarrollo de un sistema que optimice la regulación de la combustión del motor.

También se ha puesto de manifiesto la aplicabilidad de las subrutinas para modelar la turbina de presión constante de descarga y el compresor de presión constante en la admisión. Estos planteamientos, aunque considerados más como base del desarrollo de las correspondientes funciones para modelar los elementos de presión variable, se pueden implementar de forma directa. Los resultados obtenidos deben considerarse con cautela en virtud de las particularidades mencionadas en el desarrollo de las máquinas de presión constante (sobre todo en lo referente al balance energético) que se han mencionado con anterioridad.

Con independencia de lo anterior y de que la elección de un grupo de sobrealimentación sea todo lo fina que debería ser para un determinado motor, se puede afirmar que el modelo dispone de una cierta robustez para tratar distintas configuraciones y modelos tal y como se ha probado en el presente capítulo. En el capítulo siguiente se ahondará en esta idea mediante la aplicación de un análisis sobre los factores más influyentes en la sobrealimentación.