Hipótesis realizadas sobre el funcionamiento del Compresor.

En la presente sección se establecerán las hipótesis realizadas sobre comportamiento real del compresor para hacer posible la construcción del modelo aproximado que formará parte del conjunto completo de la Turbina de Gas.

Con dichas hipótesis se pretende pasar de un comportamiento, que en la realidad es extremadamente complejo, dependiente de multitud de variables, a una aproximación que lo modelará en función de un número de variables mucho menor, en muchos de los casos de carácter global, lo que permitirá la utilización de ecuaciones mucho más simples, que al final aproximarán bastante al comportamiento real.

1. Hipótesis básicas.

Tipo de compresor.

Dadas las características de conjunto Turbina de Gas que se pretende modelar, el compresor que formará parte de conjunto se considerará de flujo axial, debido a los gastos máxicos que se van a manejar. Hay que recordar que el conjunto a modelar formará parte de una estructura de ciclo combinado, con lo que no tiene sentido, en principio, pensar en otro tipo de compresores, como los centrífugos, en los que los gastos admisibles no serían los apropiados.

Compresor concreto.

Para la realización del modelo ha sido necesario partir de un compresor concreto existente en el mercado. De no ser así, se tendría que haber realizado un modelo mucho más complejo, en el cual se pidieran, como entradas, las características geométricas de los escalonamientos del compresor. A partir de dichos datos, se tendría que realizar un estudio del comportamiento fluidodinámico que nos permitiera determinar, en cada condición de funcionamiento, las salidas fundamentales del compresor: la relación de compresión y el rendimiento global del mismo.

Lo anteriormente comentado queda fuera de los objetivos del presente proyecto, por lo que se ha tomado como compresor utilizado el modelo E^3 de *General Electric*. Por lo que a partir de este momento todo lo relacionado con el comportamiento del compresor vendrá determinado por las curvas generalizadas suministradas como información sobre el compresor utilizado.

Energía cinética del aire en el interior del compresor.

Desde el punto de vista termodinámico, a la hora de realizar el balance de entalpías que permita la obtención de las variaciones de temperatura que se produzcan dentro del compresor, habrá que determinar la energía cinética del flujo en cada sección de éste, ya que se tendrán que hacer balances de entalpías de remanso. Para eliminar la incomodidad de tener en todo momento controlado el valor de la energía cinética, se supondrá que el valor de dicha energía permanecerá constante en cada sección de la cámara, con lo cual al plantear las ecuaciones de balance se cancelarán los términos de las energías cinéticas de ambos miembros.

Cuando el compresor se encuentra funcionando fuera de su punto de diseño, en la realidad, aunque haya sido diseñado para que la velocidad axial sea constante en todas sus secciones, dicha velocidad axial variará. Lo que ocurre es que las variaciones en las secciones de paso fueron calculadas en el punto de diseño para que la velocidad axial fuera constante en todo el compresor, por lo que, cuando no se encuentra funcionando en dicho punto la velocidad axial variará a lo largo del compresor.

En el presente modelo se ha obviado dicha cuestión por lo que respecta a la energía cinética, se considerará constante a lo largo del compresor en todas las condiciones de funcionamiento.

Corriente de alimentación.

Para la corriente que alimenta al compresor se tomará una mezcla perfecta de aire seco y vapor de agua cuya proporción vendrá determinada por la humedad relativa de las condiciones ambiente de alimentación. Dichas condiciones de alimentación se verán totalmente caracterizadas conociendo además tanto la presión como la temperatura del ambiente.

Dependencia del calor específico del vapor de agua de la presión.

Otra cuestión a tener en cuenta es el calor específico a presión constante del vapor de agua. Dicho calor específico debe ser obtenido a partir de la entalpía del vapor de agua que viene representada en el diagrama de Molierè. Por lo tanto, el calor específico a presión constante del vapor de agua dependerá además de la temperatura de la presión, ya que la entalpía también lo hace.

Así pues, la ecuación obtenida para la caracterización del proceso isentrópico no sería válida, ya que ésta presupone la dependencia de los calores específicos tan solo de la temperatura, cosa que no ocurre en la realidad, ya que a través del

compresor evolucionará una mezcla de aire seco y vapor de agua.

Una posible solución para dicho problema sería dividir la compresión en tramos utilizando en cada tramo una ecuación de la isentrópica distinta. La diferencia entre una ecuación y la del tramo siguiente estaría en los coeficientes de los polinomios que aproximan los calores específicos, ya que, aunque los del aire permanecen invariables, los del vapor irán variando con la presión.

Pero las variaciones que se producen en realidad no justifican el optar por esta solución. La introducción en el modelo de una compresión por etapas en el compresor no solo da variaciones inapreciables en los resultados, sino que en gran parte de los casos produce problemas de cálculo para el software utilizado. Han existido situaciones en que el cálculo se ralentizaba tanto que se terminaban las simulaciones con errores impidiendo finalizar las mismas.

Hay que tener en cuenta que la cantidad de vapor en el aire será mínima y por lo tanto la solución apuntada complica en mucho el modelo además de la ralentización del cálculo que lleva asociada. Es por esto que se tomará una sola ecuación de la isentrópica para todo el proceso de compresión.