

## Resumen

Para lograr una correspondencia óptima entre el turbocompresor y el motor de combustión interna en un amplio rango del mapa de operación del motor, su compleja interacción se analiza comúnmente por medio de modelos transitorios unidimensionales. El flujo pulsante de los gases de escape del motor causa altas variaciones de caudal, presión total y temperatura total en la entrada de la turbina. Esto lleva a la turbina del turbocompresor hacia condiciones extremadamente fuera de diseño. Por lo tanto, se requieren amplios mapas de operación de turbina como entrada para estos modelos unidimensionales. La medida de los mapas de turbinas suele estar restringida por el choque y el bombeo del compresor.

En esta tesis, el compresor del turbocompresor se convirtió en una turbina centrífuga para ayudar a la rotación del eje cuando la turbina produce o incluso consume baja potencia. Para aumentar la potencia de salida de la rueda del compresor, se colocó una IGV aguas arriba de la entrada del compresor. Para reducir el esfuerzo de adiabaticación de la significativa transferencia de calor interna en estas condiciones de operación, se desarrolló una correlación simple que solo depende de las medidas de temperatura de fluidos.

Con los datos obtenidos fuera del diseño, se validó una configuración de CFD para el logro de resultados convergentes en condiciones extremadamente fuera del diseño. Para reducir la problemática de los elevados ángulos de flujo en la salida de la turbina, cuando se opera con bajos caudales másicos, el conducto de salida se extendió y se tuvo que colocar un conducto cónico justo antes de la salida del dominio. Por medio de los resultados de CFD bien validados, se analizaron los efectos tridimensionales del flujo. Operando en condiciones fuera del diseño, el remolino de salida, y por lo tanto, el gradiente de presión estática es tan alto que el flujo colapsa y se produce un flujo reverso. Esta reversión del flujo regresa al interior del rotor y se mezcla nuevamente con el flujo principal. Por un lado, este efecto produce pérdidas de presión y un par localmente negativo en el rodete. Por otro lado, el flujo revertido aumenta localmente el flujo de masa y restringe la sección de flujo cerca de la carcasa. Por lo tanto, la carga del alabe y la producción de torsión local aumentan cerca del espacio por encima del alabe. Aunque se notó un cambio claro en la gráfica de la carga de la etapa en función del coeficiente de flujo tan pronto como ocurre el flujo reverso, no se puede notar un impacto claro en la eficiencia. El análisis adicional del flujo de fuga de la punta en un amplio rango mostró la importancia del flujo impulsado por fricción y el flujo de fuga inducido por incidencia en una condición fuera del diseño. En general, se observó que las pérdidas por fugas en la punta se volvieron más importantes a medida que la turbina opera lejos del punto de diseño.

Finalmente, los efectos observados fueron modelados unidimensionalmente. Se desarrolló un modelo de pérdida de fugas en la punta que es capaz de reproducir las tendencias encontradas y muestra una buena capacidad de extrapolación. Los resultados fueron validados con los datos tridimensionales de CFD. A continuación, fue posible desarrollar un método novedoso para la caracterización del flujo de fuga de la punta, que puede modelar el momento y las velocidades del flujo de fuga de la punta para diferentes alturas de separación de la punta en condiciones de diseño y fuera del diseño. Siguiendo con lo anterior, se desarrolló un modelo de extrapolación unidimensional completo para mapas de eficiencia de turbinas adiabáticas. Aprovechando el modelo de fuga de puntas recientemente desarrollado y otros hallazgos de la campaña CFD, se logró una buena calidad de extrapolación en términos de velocidad, relación cinemática de BSR y apertura de VGT. La alta calidad de los resultados se estableció mediante la comparación con el amplio rango de datos medidos en primer lugar.