



UNIVERSITAT
POLITÈCNICA
DE VALÈNCIA


Escuela Técnica Superior de Ingeniería del Diseño



UNIVERSITAT POLITÈCNICA DE VALÈNCIA

Departamento de Máquinas y Motores Térmicos

TRABAJO DE FIN DE GRADO

OPTIMIZACIÓN DE UNA INSTALACIÓN MÓVIL CAPAZ
DE REPRODUCIR CONDICIONES DE ALTITUD EN
ADMISIÓN Y ESCAPE EN UN MOTOR MCIA.

Curso 2015-2016



Grado de Ingeniería Aeroespacial

Autor del trabajo: Monkerud Garreta, Nicolás Kevin

Director del trabajo: Dr. José Ramón Serrano Cruz

Codirector del trabajo: Javier Gómez Gil

Valencia, Julio de 2016

Prólogo

La realización del presente Trabajo de Fin de Grado ha sido una de las experiencias más enriquecedoras de mi carrera. A diferencia de los trabajos demandados por las distintas asignaturas de la titulación, este proyecto me ha servido para entrar, por primera vez, en contacto con un mundo distinto al habitual: El mundo profesional. Este proyecto me ha permitido involucrarme parcialmente en el Departamento CMT-Motores Térmicos, pudiendo comprobar cómo funciona el mundo laboral, a la vez que adquiriría nuevos conocimientos. Si bien es cierto que, en muchas situaciones ha sido complicado trabajar debido a que no se conseguían resultados satisfactorios o por problemas relacionados con el hardware, puedo afirmar que hoy en día sé un poco más tanto a nivel académico, como a nivel profesional.

En primer lugar, me gustaría mostrar mi agradecimiento al grupo de Renovación de Carga del departamento del CMT-Motores Térmicos, al ofrecerme la oportunidad de trabajar en este proyecto. Quisiera agradecer a Dr. José Ramón Serrano Cruz la oportunidad que me ha brindado para trabajar en este increíble departamento y la posibilidad de acceder a los equipos dentro del departamento. Mención especial merecen otras personas del departamento, como Javier Gómez Gil, quien ha sido un gran apoyo para ayudarme en resolver las dudas y problemas que han ido surgiendo a lo largo del proyecto, así como en la revisión de la presente memoria.

Agradecer también a todos los compañeros del despacho, que han conseguido crear un buen ambiente y también han estado dispuestos a ayudar en cualquier tipo de circunstancia.

Quisiera mencionar a otras personas que, de forma indirecta, han sido un gran apoyo para mí. Estos han sido Salvador Belenguer y Fabián Quintero, grandes amigos a la vez que compañeros de clase y quienes hemos sido un apoyo mutuo para las frustraciones de nuestros propios proyectos.

Finalmente, agradecer todo el apoyo de mi familia y otros amigos, quienes también han estado animándome para continuar con el proyecto y no dejarlo nunca atrás, entre ellos: Ryan Monkerud Garreta, Gloria Montañes Garrido, Anthony Monkerud y Yolanda Van Cotthem.

Resumen

El contenido de este trabajo se basa en el análisis y optimización de una instalación móvil capaz de reproducir condiciones de altitud en la admisión y escape para un motor de combustión interna alternativo (MCIA).

La instalación estudiada es un diseño propio del instituto CMT-Motores Térmicos. En ella, se aprovechan elementos de turbomaquinaria y válvulas para simular a la entrada y salida del motor estudiado diferentes condiciones de presión, temperatura y gasto másico. Aprovechando debidamente estos elementos, es posible simular condiciones en vacío (presión inferior al nivel del mar), y en sobrepresión (presión superior al nivel del mar). Utilizando la atmósfera ISA, es posible hacer trabajar dicho motor en condiciones de diferente altitud.

En este trabajo se estudiará la instalación móvil con el fin de optimizar el funcionamiento de la instalación y tratar de buscar alternativas para aumentar su rango de operación, centrándonos principalmente en el cambio del sistema de control de la instalación. Para ello, se hará uso de herramientas de simulación, como son el modelo de acción de ondas OpenWAM y el software GT-Power. Finalmente, se realizarán una serie de conclusiones en base a los resultados obtenidos.

Palabras Clave. *Simulación de operación en altura de motores alternativos, Prototipos para realizar la simulación de altura, Emisiones y consumo operando en altura, Optimización, Sistema de control, PID, Modo operación vacío y sobrepresión, MCIA, Atmósfera ISA, GT-Power, Simulación.*

Índice general

Prólogo	1
Resumen	3
Índice de figuras.....	9
Índice de tablas.....	11
Nomenclatura.....	13
Memoria	1
Introducción.....	1
1.1. Objetivos y metodología del proyecto	2
1.2. Antecedentes	3
1.3. Viabilidad del proyecto.....	4
1.4. Desarrollo del proyecto.....	5
Estado del arte en simuladores de altitud para MCIA.....	7
2.1. Introducción	7
2.2. Efecto de la altitud sobre las prestaciones del motor	7
2.3. La atmósfera estándar internacional (ISA)	8
2.4. Turbomaquinaria y elementos de la instalación	10
2.4.1. Introducción.....	10
2.4.2. Descripción de un turbogruppo. Funcionamiento.....	11
2.4.2.1. Turbina.....	12
2.4.2.2. Compresor Centrífugo.....	14
2.4.2.3. Turbina de geometría variable (TGV)	17
2.4.3. Turbomaquinaria utilizada en la instalación	18
2.5. Patentes desarrolladas	19
2.5.1. Patente WO/2012/104454	19
2.5.1.1. Elementos de la instalación	20
2.5.1.2. Realización particular 1	22
2.5.1.3. Realización particular 2	24
2.5.1.4. Realización particular 3	25
2.5.2. Patente con fecha de prioridad 24/01/2014	26
2.5.2.1. Funcionamiento en condiciones de vacío o depresión	26
2.5.2.2. Funcionamiento en condiciones de sobrepresión.....	30
2.5.2.3. Configuración del control para funcionar en depresión/sobrepresión.....	32
2.5.2.4. Realizaciones adicionales.....	35
2.5.3. Patente P-201530075	36
2.5.3.2. Funcionamiento en condiciones de vacío o depresión	36
2.5.3.3. Funcionamiento en condiciones de sobrepresión.....	38
2.5.3.3. Otras realizaciones	39

Modelos de simulación numérica	41
3.1. Introducción.....	41
3.2. Métodos numéricos	41
3.2.1. Ecuaciones de conservación.....	41
3.2.2. Tipos de métodos numéricos	43
3.3. Modelo de acción de ondas. OpenWAM	46
3.3.1. Introducción. Metodología de cálculo	46
3.3.2. Discretización Temporal común.....	47
3.3.3. Discretización Temporal Independiente.....	49
3.3.4. Discretización Temporal Independiente para las condiciones de contorno.....	51
3.4. Diseño y modelado en GT-Power.....	52
3.4.1. GT-Suite. Introducción	52
3.4.2. Motivación	53
3.4.2. Descripción del programa GT-ISE	54
3.4.3. Cuadro de funciones y herramientas	56
3.4.4. Modelado de la instalación.....	57
3.4.4.1. Esquema de la instalación en <i>GT-Suite</i>	57
3.4.4.2. Elementos y piezas de la instalación.....	59
Sistema de control de la instalación.....	65
4.1. Introducción.....	65
4.2. Sistema de control en la instalación real	65
4.2.1. Introducción. Rango de operación	65
4.2.2. Sistema de control en vacío.....	69
4.2.3. Sistema de control en sobrepresión	71
4.2.4. Sensores y Actuadores de la instalación	72
4.3. Sistema de control en el simulador <i>GT-Suite</i>	73
4.3.1. Introducción. Sistema PID.....	73
4.3.3. Elementos del sistema de control en <i>GT-Suite</i>	74
4.3.2. Funcionamiento del sistema de control	76
Optimización del sistema de control de la instalación.....	79
5.1. Introducción.....	79
5.1.1. Metodología del ajuste del lazo PID.....	79
5.2. Propuesta inicial del sistema de control.....	81
5.2.2. Cálculos previos al sistema de control.....	81
5.2.3. Acople de los PIDs.....	83
5.3. Cambio en el control: Propuesta tipo I.....	84
5.3.1. Implementación y ajuste de PIDs	84
5.3.2. Conclusión	85
5.4. Cambio en el control: Propuesta tipo II.....	86
5.4.1. Implementación y ajuste de PIDs	86
5.4.2. Conclusión	87
5.4.3. Estudio de la Propuesta II	87
5.5. Cambio en el control. Propuesta tipo III.....	90
5.5.1. Implementación y ajuste de PIDs	90
5.5.2. Conclusión	94
Conclusiones. Trabajos futuros.....	97

ANEXO I. Mapas turbomaquinaria GT-Power	99
ANEXO II. Tablas PIDs GT-Power	109
ANEXO III. Gráficas PIDs GT-Power.....	111
Bibliografía	131
Pliego de condiciones.....	133
II.1. Ordenanzas generales de seguridad e higiene de trabajo	135
II.1.1. Artículo I. Derechos y obligaciones de los trabajadores.....	135
II.1.2. Artículo II. Seguridad Estructural.....	136
II.1.3. Artículo III. Superficies y cubicación.....	136
II.1.4. Artículo IV. Suelos, techo y paredes	136
II.1.5. Artículo V. Disposiciones generales	136
II.1.6. Artículo VI. Iluminación de emergencia	137
II.1.7. Artículo VII. Ventilación, temperatura y humedad.....	137
II.1.8. Artículo VIII. Ruidos, vibraciones y trepidaciones	138
II.1.9. Artículo IX. Protección contra contactos de tipo eléctricos.....	138
II.1.10. Artículo X. Electricidad estática	139
II.1.11. Artículo XI. Recomendaciones sobre materiales inflamables.....	139
II.1.12. Artículo XII. Prevención y extinción de incendios.....	140
Presupuesto	143
III.1. Introducción	145
III.2. Catálogo de tareas.....	145
III.3. Costes.....	146
III.3.1. Costes de inversión	146
III.3.2. Coste parcial de las reuniones	147
III.3.3. Coste de simulación	147
III.3.4. Coste total del proyecto.....	148

Índice de figuras

Figura 1. Representación de la presión y temperatura en función de la altitud (ISA).....	10
Figura 2. Ejemplo de un turbocompresor de un Motor Alternativo.....	11
Figura 3. Turbina radial de álabes de geometría fija.	12
Figura 4. Ejemplo mapa de turbina.	12
Figura 5. Diagrama h-s de una turbina centrípeta.....	13
Figura 6. Ejemplo de un compresor centrífugo.	14
Figura 7. Diagrama h-s de un compresor centrífugo.	15
Figura 8. Mapa de un compresor y sus límites de diseño.....	15
Figura 9. Representación esquemática del fenómeno de bombeo.	16
Figura 10. Turbina de geometría variable. A la izquierda, los álabes completamente abiertos. A la derecha, álabes totalmente cerrados.	17
Figura 11. Turbogrupos Holset HY40V.....	18
Figura 12. Compresor Rotrex.....	19
Figura 13. Realización particular 1 de la patente WO/2012/104454.	22
Figura 14. Realización particular 2 de la patente WO/2012/104454.	24
Figura 15. Realización particular 3 de la patente WO/2012/104454.	25
Figura 16. Patente P201430071 en modo vacío.....	27
Figura 17. Patente P201430071 en modo sobrepresión.	31
Figura 18. Configuración para funcionar en depresión y sobrepresión con control automático de la instalación.	33
Figura 19. Realizaciones adicionales en la turbina (izq.) y el turbocompresor (der.).....	35
Figura 20. Patente P-201530075 en modo vacío.....	36
Figura 21. Patente P-201530075 en condición de sobrepresión.	38
Figura 22. Otras realizaciones de la patente: turbina (izq.) y turbocompresor (der.).....	39
Figura 23. Mallado espacial (abscisas) y temporal (ordenadas) del método Lax-Wendroff.....	44
Figura 24. Mallado espacial (abscisas) y temporal (ordenadas) del método MacCormack.	45
Figura 25. Precisión de los métodos numéricos.	46
Figura 26. Diagrama de flujo del diseño de programa CTD.	48
Figura 27. Objetivo de conseguir un equilibrio entre precisión y esfuerzo computacional (trade off) de la nueva metodología de cálculo.....	49
Figura 28. Ejemplo de estructura de cálculo ITD.	49
Figura 29. Diagrama de flujo del método ITD.....	50
Figura 30. Programa GT-ISE.....	52
Figura 31. Picos de presión observados en tuberías en OpenWAM.	53
Figura 32. Panel principal de GT-ISE.	54
Figura 33. A la izquierda, panel de Partes. A la derecha, panel de Librerías.	55
Figura 34. Main del Run Setup.....	56
Figura 35. Main de Case Setup.....	57
Figura 36. Instalación de simulación de condiciones de altitud en GT-Power.	58
Figura 37. Esquema de los elementos utilizados en la instalación.....	59
Figura 38. Main de PipeRound.	60
Figura 39. Opciones de PipeRound.	60

Figura 40. Propiedades a estudiar en un PipeRound.....	61
Figura 41. Ventana Coefficients del WG en GT-Power.....	62
Figura 42. Mapa de Compresor implementado en GT-Power.....	63
Figura 43. Rango de operación de la instalación más reciente.....	65
Figura 44. Mapa de Temperatura-Presión de la instalación en vacío y sobrepresión.....	66
Figura 45. Esquema del sistema de control en vacío.....	69
Figura 46. Bucle de control en condiciones de vacío.....	70
Figura 47. Sistema de control en condiciones de sobrepresión.....	71
Figura 48. Bucle de control en condiciones de sobrepresión.....	72
Figura 49. Actuadores, sensores y parámetros de control.....	72
Figura 50. Bucle de un sistema de control por PID.....	73
Figura 51. Ejemplo sistema de control: Sensor (verde), PID (rojo), Actuador (azul).....	75
Figura 52. Ventana Initialization del PIDController.....	75
Figura 53. Ventana Converge del PIDController.....	76
Figura 54. Simulador GT-Suite.....	77
Figura 55. Gráfica del controlador PID. Ejemplo de control de presión en WG.....	77
Figura 56. GT-Post.....	78
Figura 57. Diferentes comportamientos del PID en el sistema.....	80
Figura 58. Mapa de funcionamiento de una de las últimas instalaciones. En rojo, los puntos de la tabla 6.....	82
Figura 59. Esquema de los actuadores del sistema de control.....	84
Figura 60. Regulador PID T-TGVb. a la izquierda, P e I positivo. A la derecha, P e I negativo. .	86
Figura 61. Estrategia de control para la temperatura.....	90
Figura 62. Estrategia de control para la presión.....	90
Figura 63. Sistema de control de la Propuesta III en GT-Suite.....	91
Figura 64. Main del elemento Switch.....	91
Figura 65. Rotrex en situación de sobrerregimen.....	94

Índice de tablas

Tabla 1. Capas de la atmósfera y sus propiedades.....	9
Tabla 2. Avisos y actuaciones del sistema sobre cada una de las condiciones que supongan un riesgo para el sistema.	68
Tabla 3. Variables fundamentales controladas en condiciones de vacío.....	69
Tabla 4. Variables fundamentales controladas en sobrepresión.	71
Tabla 5. Actuadores y Sensores de la instalación.....	73
Tabla 6. Puntos de funcionamiento de la instalación con sus parámetros.	81
Tabla 7. Resumen PIDs propuesta inicial.....	82
Tabla 8. Resultados obtenidos del acople de PIDs.....	83
Tabla 9. Resumen PIDs propuesta 1.....	84
Tabla 10. Caso prueba para el ajuste del PID.	85
Tabla 11. Caso fuera de diseño.	85
Tabla 12. Resultados finales del caso fuera de diseño (Propuesta I).....	86
Tabla 13. Resultado final del caso fuera de diseño (Propuesta II).....	87
Tabla 14. Puntos fuera de diseño simulados (Propuesta II).....	87
Tabla 15. Valor de los parámetros alcanzados. En rojo, los parámetros que no se han alcanzado.	88
Tabla 16. Valor de los parámetros del caso 2 para distintas posiciones del rack.	88
Tabla 17. Valor de los parámetros del caso 2 para distintas posiciones del rack.	88
Tabla 18. Valor de los parámetros del caso 6 para distintas posiciones del rack.	89
Tabla 19. Valor de los parámetros del caso 8 para distintas posiciones del rack.	89
Tabla 20. PIDs utilizados en la Propuesta tipo III.	93
Tabla 21. Puntos simulados en la Propuesta tipo III.....	93
Tabla 22. Valores finales de los 4 puntos de la Propuesta tipo III.....	94
Tabla 23. Coste de amortización de los equipos.....	146
Tabla 24. Tabla coste de materiales fungibles.....	146
Tabla 25. Coste horas empleadas en reuniones.	147
Tabla 26. Coste amortización de las reuniones.	147
Tabla 27. Coste de simulación por mano de obra.	148
Tabla 28. Resumen del coste del proyecto global.....	148

Nomenclatura

Letras latinas

i	Número de ciclos por revolución
n	Revoluciones por minuto [rpm]
F	Dosado absoluto
PCI	Poder calorífico inferior
ISA	Atmósfera Estándar Internacional
R	Constante de los gases ideales
ρ	Densidad del aire
TGV	Turbina de geometría variable
N	Régimen de giro
\dot{m}	Gasto másico
h	Entalpía
s	Entropía
PID	Regulador Proporcional-Integral-Derivativo
P	Ganancia Proporcional
I	Ganancia Integral
D	Ganancia Derivativa
WG	Válvula <i>Waste-Gate</i>
TC	Turbocompresor
EI	Entrada al motor o <i>engine intake</i>
VA	Modo de operación en vacío
OP	Modo de operación en sobrepresión
CWT	Temperatura del agua del <i>cooler</i>

Letras griegas

η_e	Rendimiento efectivo
η_v	Rendimiento volumétrico
λ_n	Variación de la temperatura con la altitud

Superíndices

N^*	Régimen de giro corregido
\dot{m}^*	Gasto másico corregido

Subíndices

N_e	Potencia efectiva en un MCIA
V_T	Volumen total en el cilindro
h_{gp}	Altitud geopotencial
h_{gm}	Altitud geométrica

T_0	Temperatura a nivel del mar
p_0	Presión a nivel del mar
T_1	Temperatura de entrada a la turbina
p_1	Presión de entrada en la turbina
c_p	Coeficiente de calor específico a presión constante
c_1	Velocidad absoluta del fluido en el rotor (compresor) o estator (turbina)
c_2	Velocidad absoluta del fluido en el estator (compresor) o rotor (turbina)
w_1	Velocidad relativa del fluido en el rotor (compresor) o estator (turbina)
w_2	Velocidad relativa del fluido en el rotor (compresor) o estator (turbina)
TGV_v	Válvula aguas arriba de la TGV
TGV_b	Posición de los álabes de la TGV

Parte I
Memoria

Capítulo 1

Introducción

El presente documento pretende proporcionar una visión global de la importancia que están cobrando hoy en día el consumo y las emisiones de los motores de combustión interna alternativos (MCIA).

Dicha relevancia se debe principalmente a dos causas. Por una parte, la sociedad se muestra más sensibilizada y cada vez se presentan mayores denuncias y problemas de salud debidos a la contaminación ambiental generada por las emisiones de los vehículos, lo que ha llevado a la elaboración de leyes estrictas para su regulación. Por otra parte, cada vez más los consumidores son más exigentes con las prestaciones de los vehículos: quieren que éstas sean lo mayores posibles, pero sin afectar al consumo y manteniendo un precio razonable.

El mercado de los MCIA es extremadamente competitivo. Por ello, apostar y conseguir las medidas citadas puede ocasionar que una empresa esté a la vanguardia.

Los MCIA son empleados en diferentes modos de transporte (terrestre, marítimo y aéreo) por lo que el medio y altitud va a variar en función de la aplicación. Aun así, éstos deben mantener las prestaciones exigidas (mínimo consumo y emisiones y máximas prestaciones), por lo que se requiere un análisis de las prestaciones de los motores de combustión interna cuando se encuentran funcionando a diferentes altitudes.

En la actualidad, existen dos formas de realizar el ensayo mencionado. Una de las maneras es realizar un ensayo *in situ*, es decir, desplazando todo el equipo, tanto humano como material, al lugar donde interesa realizar dicho estudio. Esto supone un gran coste para la empresa y en ciertas ocasiones, especialmente en aplicación aérea, es imposible llevarlo a cabo debido a las elevadas altitudes que se requieren. Además, dada la poca reproducibilidad y repetitividad de los ensayos, los resultados obtenidos no poseen una alta fiabilidad. Otra forma empleada para realizar el ensayo es en el interior de cámaras adiabáticas y térmicas. Esta solución resulta muy cara, pues su construcción y mantenimiento requieren una gran inversión. Además, el sistema es poco compacto.

Para que el ensayo pueda ser llevado a cabo y, por tanto, puedan obtenerse las prestaciones exigidas hay que tener en cuenta la disponibilidad espacial para la instalación y que el balance de costes al final de la realización del ensayo sea positivo para el fabricante.

El Departamento de Máquinas y Motores Térmicos de la Universidad Politécnica de Valencia patentó un sistema para simular las condiciones de altitud en la admisión y escape de MCIA mediante el acoplamiento de diferentes sistemas de turbomaquinaria. Esta instalación, a diferencia

de los procedimientos utilizados actualmente, cumple con las restricciones adicionales, es decir, el coste de la instalación es menor, lo que se traduce en un mayor balance de costes positivos y además es más compacto, por lo que su disponibilidad espacial es mejor.

En el presente Trabajo Fin de Grado se comprobará la viabilidad y prestaciones del sistema patentado por el Departamento, así como las mejoras y optimizaciones que podrían llevarse a cabo para mejorar la instalación, centrándonos esencialmente en cambios en el sistema de control de la temperatura, presión y gasto másico con el fin de aumentar la zona de funcionamiento del mapa y mejorar el funcionamiento de la instalación en general.

1.1. Objetivos y metodología del proyecto

El objetivo principal del proyecto se basa en la optimización de la instalación ya patentada por el departamento. Se han propuesto diferentes técnicas con el fin de ampliar la zona de funcionamiento de la instalación: cambios en la configuración geométrica de la instalación, cambios en el sistema de turbomaquinaria, etc. Sin embargo, apenas se ha investigado en el sistema de control, que es el que nos permite alcanzar una cierta temperatura o presión, según la altitud que nos interese simular.

Por este motivo, en el siguiente Trabajo de Fin de Grado se investigarán diferentes configuraciones del sistema de control de la instalación, con la finalidad de ampliar y optimizar el funcionamiento de éste. Para ello, se hará uso de una herramienta de simulación tipo CAD, conocida comercialmente como GT-Power. Se simularán algunos puntos que se encuentran fuera de la zona de funcionamiento de la instalación actual y comprobaremos si se consiguen alcanzar mejores resultados que la instalación actual.

Este trabajo parte de un proyecto anterior, “Simulación y Optimización de una Instalación para Reproducir Condiciones de Altitud en la Admisión y el Escape de Motores de Combustión Interna Alternativo”, del autor Javier Gómez Gil, en el que se comprobó la aptitud del sistema patentado, corroborándose, por tanto, la viabilidad de construcción de la misma. Por otro lado, el Departamento de Máquinas y Motores Térmicos llevó a cabo la construcción de una maqueta de la instalación similar a la descrita en la patente WO/2012/104454. La toma de medidas procedentes de la misma permite comprobar la fiabilidad del modelo empleado en el cálculo computacional.

Posteriormente, el departamento creó otra patente (“Equipo acondicionador de atmósfera para motores de combustión interna alternativos”, con fecha 24/01/2014) con el fin de simular condiciones atmosféricas tanto a altitudes superiores como inferiores (en condiciones de vacío o sobrepresión).

Por último, el mismo departamento desarrolló una nueva patente (“Dispositivo para acondicionar la atmósfera en ensayos de motores de combustión interna alternativos, procedimiento y uso de dicho dispositivo”, patente P/2015/30075), que tiene como objetivo acondicionar la atmósfera para el ensayo de motores de combustión tratando de solucionar los inconvenientes de la instalación anterior.

Más adelante, en el *Capítulo 2* se describirá el estado del arte de estas patentes, haciendo hincapié en los detalles de la instalación, los problemas y soluciones planteadas a lo largo del desarrollo, etc.

1.2. Antecedentes

Se han realizado numerosas investigaciones sobre de la influencia de la altitud en los motores, desde los motores de combustión interna alternativos (MCIA) hasta los aerorreactores. Algunos de los objetivos que tienen este tipo de estudios son:

- La reparación de posibles fallos en el funcionamiento del motor bajo determinadas condiciones de presión.
- La optimización del consumo de combustible con la optimización del sistema de control electrónico o ECU, debido a que el consumo se ve afectado en gran medida por el aire aspirado por el motor.
- La determinación del funcionamiento idóneo de los apartados de acondicionamiento de aire en los aviones o medios de locomoción que operen en diferentes altitudes.
- La comprobación del funcionamiento de los conductos y otros equipos destinados a la circulación de gases.

En la mayoría de casos las soluciones facilitadas se basan en modelizaciones teóricas sobre el comportamiento de motores, así como pruebas realizadas in situ a una cierta altura. Otro procedimiento empleado para determinar la influencia de la altitud en las prestaciones de los MCIA es el realizado en el interior de cámaras adiabáticas y térmicas. En ellas se consiguen reproducir las condiciones de presión y temperatura dadas para cierta altitud con la ayuda de una bomba de vacío.

Ambos ensayos, *in situ* y en cámaras adiabáticas y térmicas, llevan asociados costes muy elevados. Otras instalaciones que se han desarrollado son las de *Marchitelli et al.*¹, *Simperl*² y *Pircher et al.*³. A continuación, se describirán brevemente cada una de ellas.

La instalación de *Marchitelli et al.* permite variar la presión del aire por medio de dos compresores, uno situado aguas arriba de la conexión del motor y el otro aguas abajo. Dicha instalación cuenta además con una unidad independiente de acondicionamiento de aire instalada a la entrada del sistema, que permite controlar la temperatura y la humedad. Atendiendo a si se quiere elevar altitud (disminuir presión) o disminuir altitud (aumentar presión), los elementos citados funcionarán de forma diferente. En el modo de vacío, el compresor aguas abajo de la conexión del motor gira movido por un motor eléctrico, mientras que el otro compresor opera como una válvula, es decir, genera pérdidas de presión. En el modo de sobrepresión se intercambian sus funciones.

Otro sistema similar es el presentado por *Simperl*. Este sistema, al igual que el descrito anteriormente, consta de dos compresores situados uno aguas abajo y otro aguas arriba de la conexión del motor. Dichos compresores, junto con dos válvulas que también posee este sistema, permiten controlar la presión. En este caso la unidad independiente de acondicionamiento de aire

¹ Marchitelli, M., Buzzi, N. and d'Oulx, A., "Apparatus and Method for Altimetric Conditioning of Internal-combustion Engines". European Patent 2 295 950, March 16, 2011.

² Simperl, J., "Method for Supplying an Internal Combustion Engine with Conditioned Combustion Gas, Device for Carrying Out Said Method, Method for Determining the Quantities of Pollutants in the Exhaust Gases of an Internal Combustion Engine, and Device for Carrying Out Said Method", Mexican Patent 03004561, September 10, 2003.

³ Stommel, P., Widdershoven, J., "Test Bed for Elevation Simulation", US Patent 0 257 924, October 14, 2010.

está instalada entre la primera válvula y la admisión del motor. El funcionamiento de la instalación es similar al presentado por Marchitelli, pero las pérdidas de presión en este caso son generadas por las válvulas.

La solución propuesta por *Pircher et al.* requiere el uso de una habitación, lo que implica que será necesario encontrar un sitio suficientemente grande para dar cabida a la misma, la imposibilidad de su movimiento y su mayor coste. Para generar vacío o sobrepresión, esta propuesta considera un compresor y una válvula y además utiliza una unidad de acondicionamiento de aire para controlar la temperatura y la humedad.

Algunas de las principales ventajas que presenta el banco de pruebas de flujo de nuestra instalación frente a los sistemas descritos son:

- Compactibilidad del equipo por el uso de turbomaquinaria. Esta propiedad le confiere disponibilidad espacial, es decir, no requiere de una sala muy grande como si lo necesita el sistema y el traslado de la misma no se hace tan complejo como el que conlleva el ensayo *in situ*. Todo esto repercutirá de forma positiva en los costes.
- Costes reducidos de los componentes que constituyen el equipo. Este equipo no requerirá de unidad de acondicionamiento de aire para operar.
- Coste reducido de mantenimiento.
- Consumo energético reducido. Al no necesitar unidad de acondicionamiento se eluden los gastos energéticos asociadas a la misma.
- Flexibilidad de la configuración de la instalación. La instalación inicial puede ser reconfigurada atendiendo a las prestaciones y/o necesidades puntuales del usuario.
- Las prestaciones conseguidas con esta instalación son competidoras con las alternativas mencionadas, es decir, permiten analizar los mismos motores (tamaño, tipología, etc.) y pueden plantear y realizar los mismos ensayos.

1.3. Viabilidad del proyecto

La viabilidad del presente trabajo se fundamenta en los recursos tanto tecnológicos, como humanos y económicos de los que dispone el Departamento de Máquinas y Motores térmicos. Cuenta con los medios informáticos (software y hardware) necesarios para la simulación y sistemas de post-tratamiento de resultados para obtener conclusiones de forma eficaz, con un amplio personal competente y cualificado en materias como modelado, simulación y tratamiento e interpretación de datos, avalado por su experiencia y con los recursos económicos suficientes para sufragar los gastos derivados de este proyecto.

1.4. Desarrollo del proyecto

El presente Trabajo Fin de Grado consta de tres documentos: *Memoria*, *Pliego de Condiciones* y *Presupuesto*.

En el documento *Memoria* se describen tanto las bases teóricas que subyacen de las herramientas de cálculo utilizadas para las simulaciones y que permiten entender las aptitudes de las mismas, como las de los elementos empleados en las instalaciones. Finalmente se exponen las simulaciones llevadas a cabo y las conclusiones que pueden extraerse del análisis de las mismas. De esta forma, el documento *Memoria* queda estructurado en los siguientes capítulos.

El *Capítulo 1* es el presente y en él se describe la importancia de la realización del estudio, así como los precedentes de la instalación simuladora de condiciones de altitud.

El *Capítulo 2* describe el estado del arte de la instalación. En él, se describe el principio de funcionamiento del sistema para simular condiciones de altitud en la admisión y escape de un motor MCIA. Por otra parte, también se detallan conocimientos teóricos necesarios para entender los componentes empleados en las configuraciones. Por último, en este mismo capítulo se describen las distintas patentes desarrolladas por el departamento.

El *Capítulo 3* realiza una descripción exhaustiva de los dos softwares utilizados para la simulación de la instalación móvil capaz de simular condiciones de presión y temperatura en admisión y escape. En él, se incide en explicar las ecuaciones y métodos numéricos internos a los programas, se describe los programas, etc. Este capítulo se centra principalmente en la descripción del programa de CAD *GT-Power*, que es con el que se va a trabajar prácticamente en todo el proyecto.

El *Capítulo 4* se encarga de describir el sistema de control en la instalación. Primero se describirá en detalle cómo funciona el control en la instalación real, y posteriormente se explicará la implementación del sistema de control en el simulador *GT-Suite*, explicando los elementos principales que se encuentran involucrados y el esquema de funcionamiento.

El *Capítulo 5* es la parte más importante del presente Trabajo de Fin de Grado. En ella, se estudian diversas arquitecturas del sistema de control de la instalación con el objetivo de ver si, al cambiar el sistema de control, se consigue optimizar y ampliar el mapa de funcionamiento de la instalación. Para ello, se utiliza la herramienta de CAD *GT-Power* y se seleccionan varios puntos fuera de la zona de diseño del simulador.

El *Capítulo 6* se corresponde con la conclusión final del proyecto. Se realizan una serie de conclusiones relacionadas con el proyecto en general, posibles mejoras que no se han considerado, etc.

Posteriormente, aparecen otros dos documentos en la presente memoria. En el documento *Pliego de Condiciones* se describen las condiciones de seguridad e higiene que deben de cumplirse con tal de seguir la normativa vigente. En el documento *Presupuesto* se realiza una estimación de los costes que supondría la realización del presente trabajo, centrándonos sobretodo en materiales fungibles, simulaciones y las reuniones ingeniero *junior*-ingeniero *senior*, considerando amortizaciones.

Capítulo 2

Estado del arte en simuladores de altitud para MCIA

2.1. Introducción

En el siguiente capítulo se desarrollarán los conceptos principales necesarios para comprender en qué consiste la instalación de altitud y cuál es su principio de funcionamiento. Se analizarán conceptos como la atmósfera ISA, principio de funcionamiento de la turbomaquinaria y otros elementos, etc. Por último, se analizarán las diferentes patentes desarrolladas por el departamento, describiendo la propia instalación y las ventajas respecto a las patentes anteriores.

2.2. Efecto de la altitud sobre las prestaciones del motor

En primer lugar, es necesario comprender el efecto de la altitud sobre las prestaciones del motor.

Los motores aspiradores de aire cambian sus prestaciones en función de LAS condiciones que se encuentre dicho aire. En el caso de un motor alternativo (MCIA), la potencia y el par están relacionados de forma directa con la densidad del aire, en adelante ρ_{ref} , que estos motores aspiran. Por tanto, si el aire baja de densidad, las prestaciones del motor también se verán disminuidas:

$$N_e = i \cdot n \cdot \eta_e \cdot F \cdot \eta_v \cdot \rho_{ref} \cdot V_T \cdot PCI \quad (1)$$

Siendo:

- N_e la potencia efectiva desarrollada.
- i , el número de ciclos por revolución.
- n , las revoluciones del turbogrupo.
- η_e , el rendimiento efectivo
- F , el dosado.
- η_v , el rendimiento volumétrico
- V_T , el volumen del cilindro total.
- PCI , el poder calorífico inferior del combustible.

Por ejemplo, un motor no desarrollará la misma potencia en una ciudad costera (nivel del mar) que en una ciudad montañosa (sobre el nivel del mar). Tampoco emitirá contaminantes igual estas dos ciudades, por lo que una puede tener más dificultad de cumplir las normativas que la otra.

Sin embargo, si se comprende cómo afecta la altitud a los motores MCIA, podremos establecer planes de desarrollo y diseño para mejorar el comportamiento frente a cambios en la altitud.

2.3. La atmósfera estándar internacional (ISA)

Para poder simular condiciones de altitud, ya sea en altitudes sobre el nivel del mar (vacío) o debajo del nivel del mar (sobrepresión), es necesario saber cómo varía la presión y la temperatura en función de la altitud. Esta respuesta nos la da el modelo de la atmósfera estándar internacional (también conocido como *International Standard Atmosphere*, ISA). Se trata de un modelo atmosférico terrestre que nos permite estimar los valores de presión, temperatura, densidad y viscosidad para una altitud determinada.

Debido a la importancia de estandarizar las propiedades de la atmósfera para diferentes altitudes en el sector aeronáutico, la Organización de Aviación Civil Internacional (OACI), creó en 1952 el modelo ISA. Este modelo ha sido revisado en varias ocasiones desde mediados del siglo XX. La definición más reciente de dichas variaciones es la Atmósfera Estándar de Estados Unidos de 1976 desarrollada conjuntamente por la NOAA, NASA y la USAF. Consiste en una representación idealizada de estado estacionario de la atmósfera de la Tierra desde la superficie hasta una altura de 1000 km, y supone la existencia de un periodo de actividad solar moderada. Dicha atmósfera es igual a la ISA para los primeros 86 km.

Dicho modelo divide la atmósfera en capas con distribuciones lineales de temperatura, lo que nos permite evitar la integración numérica en el cálculo de las propiedades y simplificar los cálculos. Otras simplificaciones que también asume la atmósfera ISA son las siguientes:

- Gravedad constante con la altitud, $g = 9.80665 \text{ m/s}^2$
- Se considera que no hay vapor de agua en el aire (aire seco).
- El aire obedece a la ley de gases perfectos: $p = \rho RT$
- El aire obedece a la ecuación de la hidrostática: $dp/dh = -pg$

Todas estas simplificaciones relacionan la temperatura, presión y densidad con la altura geopotencial, y no geométrica. La altura geopotencial será la calculada para aceleración de gravedad constante, la cual se asume en la atmosfera ISA hasta los 86 Km de altura. La altura geométrica se obtiene considerando que la gravedad sigue una ley cuadrática inversa. Por este motivo, las altitudes que se utilizan en el modelo son geopotenciales en lugar de geométricas (altura física sobre nivel del mar). La relación entre ambas viene dada por la expresión siguiente:

$$h_{gm} = h_{gp} \left(\frac{R_{tierra}}{R_{tierra} - h_{gp}} \right) \quad (2)$$

Donde h_{gm} y h_{gp} representan la altitud geométrica y geopotencial respectivamente, y R_{tierra} el radio efectivo de la tierra. Cabe destacar que la diferencia entre la altitud geométrica y geopotencial apenas es apreciable a bajas altitudes. Por tanto, se trabajará en general con alturas geopotenciales.

En la siguiente tabla se describen las características de cada una de las capas que comprende la atmósfera ISA: la altura geopotencial y geométrica donde empieza cada capa, su variación lineal de temperatura (λ), presión inicial y temperatura inicial en cada capa.

Capa	Nombre	h_0 geopotencial [km]	h_0 geométrica [km]	λ_n [$^{\circ}C/km$]	T_0 [$^{\circ}C$]	P_0 [Pa]
0	Tropopausa	0	0	-6.5	15	101325
1	Tropopausa	11	11.019	0	-56.5	22632
2	Estratosfera	20	20.063	1	-56.5	5474.9
3	Estratosfera	32	32.162	2.8	-44.5	868.02
4	Estratosfera	47	47.350	0	-2.5	110.91
5	Mesosfera	51	51.413	-2.8	-2.5	67
6	Mesosfera	71	71.802	-2	-58.5	4
7	Mesopausa	84.852	86	-	-86.28	0,3734

Tabla 1. Capas de la atmósfera y sus propiedades.

En general, la instalación del simulador de altitud sólo trabajará en condiciones de la Troposfera, que comprende altitudes de 0 metros hasta 11.000 metros. En dicha capa de la atmósfera, los parámetros característicos son:

- Altura geopotencial, $h_0 = 0.0 \text{ m}$
- Temperatura a nivel del mar, $T_0 = 288.15 \text{ K}$
- Presión a nivel de mar, $p_0 = 101325 \text{ Pa}$
- Gradiente térmico, $a = - 6.5 \text{ K/km}$
- Constante del aire, $R = 287 \text{ J/kgK}$

Las ecuaciones que rigen el comportamiento en dicha capa de la atmósfera son las siguientes.

- **Gradiente térmico:**

$$\lambda_0 = - 6.5 \text{ K/km} \quad (3)$$

- **Temperatura:**

$$T_h = T_0 + \lambda_0 h \quad (4)$$

- **Presión:**

$$p_h = p_0 \left(\frac{T_0 + \lambda_0 h}{T_0} \right)^{\frac{g}{R\lambda_0}} \quad (5)$$

- **Densidad:**

$$\rho_h = \left(\frac{T_0 + \lambda_0 h}{T_0} \right)^{\frac{g}{R\lambda_0} - 1} \quad (6)$$

A continuación, se muestra una figura donde se representa la variación de la temperatura y presión respecto a la altitud a partir de los estándares de la atmósfera ISA. Esta gráfica resume el principal uso de este modelo sobre la instalación de simulación de altitud, donde en principio nos interesa simular las condiciones de presión y temperatura.

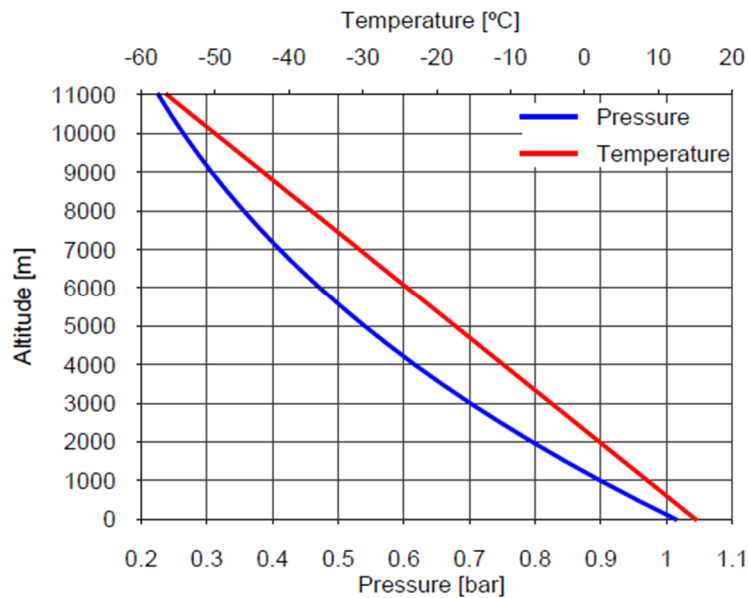


Figura 1. Representación de la presión y temperatura en función de la altitud (ISA).

2.4. Turbomaquinaria y elementos de la instalación

2.4.1. Introducción

En el punto anterior, se han establecido las condiciones de presión y temperatura necesarias para simular una serie de condiciones de altitud concretas. Sin embargo, surge la problemática de cómo conseguir alcanzar estas temperaturas y presiones.

Se han estudiado diferentes configuraciones con el fin de cumplir este objetivo, como por ejemplo el uso de bombas volumétricas, dispositivos de corto rango de operación, instalaciones completamente acondicionadas... sin embargo, la desventaja principal de estos sistemas es el elevado tamaño y peso de las instalaciones, lo que las convierten en instalaciones técnicamente inmóviles (como, por

ejemplo, el sistema propuesto por *Pircher et al.*, que se trata de una instalación completamente acondicionada).

La diferencia de la instalación desarrollada por el CMT y sus antecedentes consiste esencialmente en el uso de turbomaquinaria, que nos permite por un lado reducir el tamaño de la instalación y por otro conseguir que se convierta en una instalación móvil. Por tanto, para comprender cómo funciona la instalación es necesario describir cuál es el principio de funcionamiento de un turbogrupo, quien nos va a permitir alcanzar unas condiciones de presión y temperatura concretas.

2.4.2. Descripción de un turbogrupo. Funcionamiento

El turbogrupo es un elemento de extremada complejidad con tres componentes principales. Primero posee una turbina para generar energía a partir de los gases que pasan a través de ella, como por ejemplo los gases de escape del motor o los gases de entrada a la instalación de altitud. El siguiente elemento es un compresor para aprovechar esa energía absorbida por la turbina. El tercer elemento es un *housing* o eje entre compresor y turbina que mantiene unidas ambas partes. Existen multitud de aplicaciones para los turbocompresores, desde aplicaciones marinas hasta aeronáuticas pasando por sobrealimentación de motores de automoción.

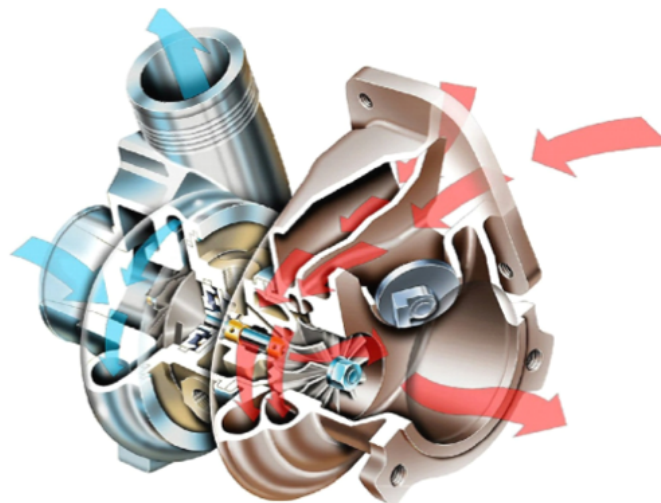


Figura 2. Ejemplo de un turbocompresor de un Motor Alternativo.

Un turbogrupo de automoción se caracteriza por utilizar generalmente un compresor centrífugo y una turbina radial, ya que son elementos muy prácticos al ser de pequeño tamaño y con un nivel de sobrealimentación suficiente para motores alternativos. El hecho de ser de pequeño tamaño es el principal motivo por el que se utiliza en la instalación de simulación de altitud.

A continuación, se describen con detalle el funcionamiento de la turbina y del compresor presente en el turbogrupo, así como una descripción de la turbina de geometría variable (TGV), que es la utilizada en la instalación.

2.4.2.1. Turbina

La turbina es una máquina térmica que permite transformar la energía del fluido de trabajo en energía mecánica en el eje. La turbina aprovecha la energía térmica y de presión del aire de entrada de la instalación de altitud (o la de salida de los gases de escape en el caso de aplicarse en automoción), que se transforma en energía cinética en el estator de la turbina, debido a que se disminuye la sección de paso. Seguidamente, esta energía cinética es cedida al rotor de la turbina haciéndolo girar. Dicho rotor está unido al mismo eje al que va unido el rotor del compresor, que es quien absorbe dicha energía. En la siguiente figura se muestra un ejemplo de una turbina de tipo radial de geometría fija, señalando las partes principales de ésta.

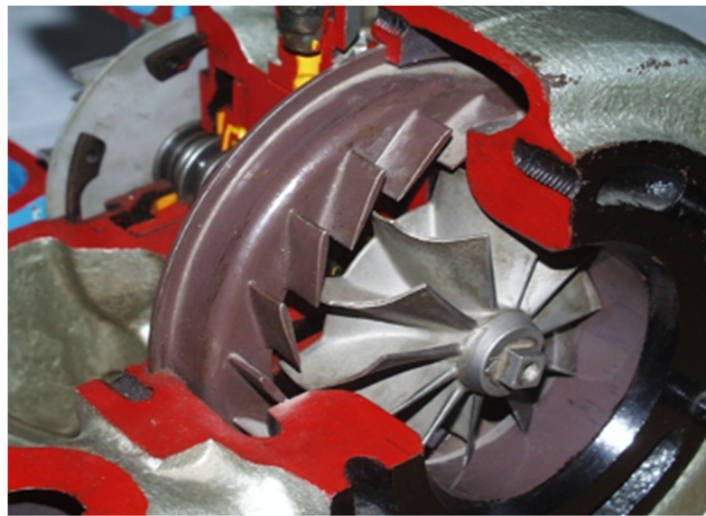


Figura 3. Turbina radial de álabes de geometría fija.

Cada turbina posee su propio mapa de funcionamiento, como el mostrado en la figura 4, donde se representan varias líneas de isorrégimen (continuas) que indican para los valores de gasto másico (mostrado en el eje de abscisas) y el salto de presión (en el eje de ordenadas) en cada momento. Con estos datos se puede obtener el rendimiento de la turbina (líneas discontinuas).

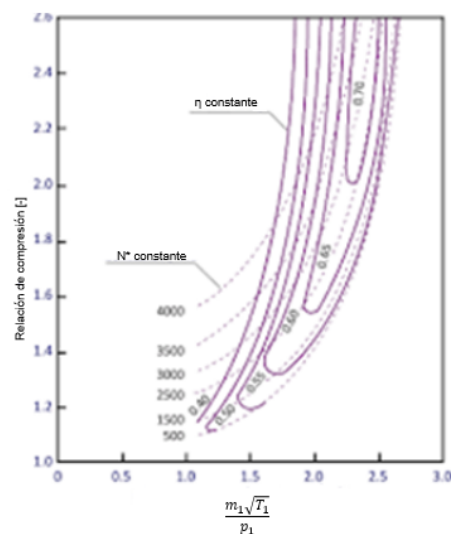


Figura 4. Ejemplo mapa de turbina.

Tal y como se aprecia en el mapa, el régimen de giro de la turbina (N) y el gasto (\dot{m}) se corrigen con la temperatura a la entrada y la presión de entrada (p_1 y T_1 respectivamente). Es útil trabajar con estos parámetros ya que éstos afectan a la mayoría de propiedades como el rendimiento o el trabajo, de manera que se tengan en cuenta su influencia y se puedan analizar tanto en simulaciones como condiciones reales.

Las turbinas radiales tienen una serie de ventajas respecto al resto de turbinas, como por ejemplo las axiales: son compactas y permiten reducir de forma notable el tamaño de la turbomaquinaria y tienen una mejor respuesta al régimen transitorio (más rápida). El principal inconveniente que tienen es que el gasto másico que trasiegan es mucho menor que en el caso de las axiales. Esto nos afectará, en nuestro caso, a que el tamaño del motor ensayado deba ser de reducido tamaño, aunque esto se puede mejorar utilizando dos turbinas en paralelo.

Por último, pasaremos a analizar brevemente cómo varían las condiciones de presión y temperatura en una turbina radial. Para ello, nos apoyaremos del diagrama h-s mostrado en la figura 5. A efectos prácticos, podemos considerar c_p constante y admitir que el eje de ordenadas que representa la entalpía de parada hace referencia a la temperatura, de acuerdo a la expresión:

$$\Delta h = c_p \cdot \Delta T \quad (7)$$

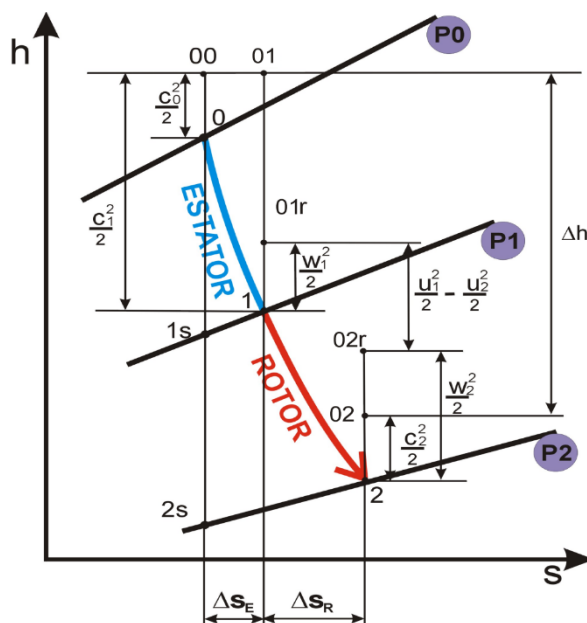


Figura 5. Diagrama h-s de una turbina centrípeta.

A la entrada de la turbina radial, el fluido se encuentra en las condiciones 0 (p_0, T_0). Se hace pasar primero por el estator (estación 0-1), donde la velocidad absoluta del fluido, denotada por c_1 , aumenta debido a la expansión del fluido, aunque el trabajo útil es nulo ya que no hay parte móvil; luego lo que ocurre es que la temperatura disminuye y se traduce en un aumento de la energía cinética. A continuación, el fluido atraviesa el rotor (estación 1-2) donde la velocidad absoluta a la salida c_2 y la velocidad periférica a la salida u_2 disminuye con el fin de transmitir la energía cinética

del fluido a mover el rotor y generar trabajo útil. La velocidad relativa a la salida w_2 aumenta debido a la expansión del fluido en el rotor, por lo que la temperatura también disminuye.

2.4.2.2. Compresor Centrífugo

Un turbocompresor se denomina centrífugo cuando las velocidades periféricas de las secciones medias de entrada y salida son sustancialmente diferentes. El compresor centrífugo puede presentar flujo radial, diagonal o una combinación de ambos. Consta de un rotor y una carcasa, que lleva incorporada una única espiral o difusor (voluta), tal y como se observa en la figura.

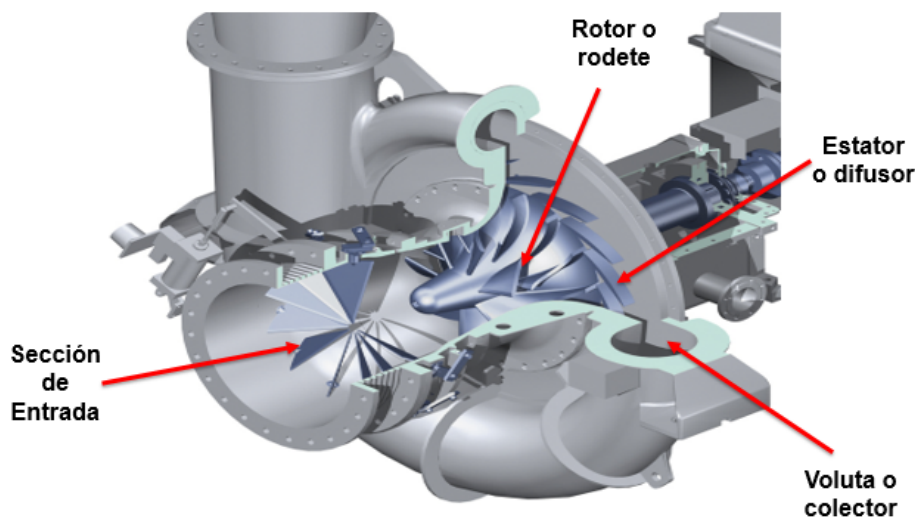


Figura 6. Ejemplo de un compresor centrífugo.

En el compresor centrífugo, el aire entra en la cámara del compresor por la sección de entrada. Aguas abajo se encuentra con el rotor o rodete quien, por efecto de la fuerza centrífuga, lleva el aire desde la dirección axial a la dirección perpendicular al eje. Con esto lo que se consigue es reducir la velocidad del aire e incrementar la presión.

Los compresores centrífugos presentan una serie de ventajas respecto al resto de compresores para ser utilizados en grupos de sobrealimentación: son fáciles de diseñar, tienen una relación de compresión más elevada que los compresores axiales y son más estables frente al fenómeno de bombeo o choque (más adelante se explican ambos fenómenos).

En la figura 7, se representa el diagrama h-s de un compresor centrífugo. La evolución es muy similar al caso de la turbina centrípeta (figura 5), pero en el sentido contrario: el fluido primero atraviesa un rotor, quien le transmite energía cinética al fluido y aumenta la velocidad, temperatura y presión. Más adelante, el estator convierte esta energía cinética ganada por el rotor en presión.

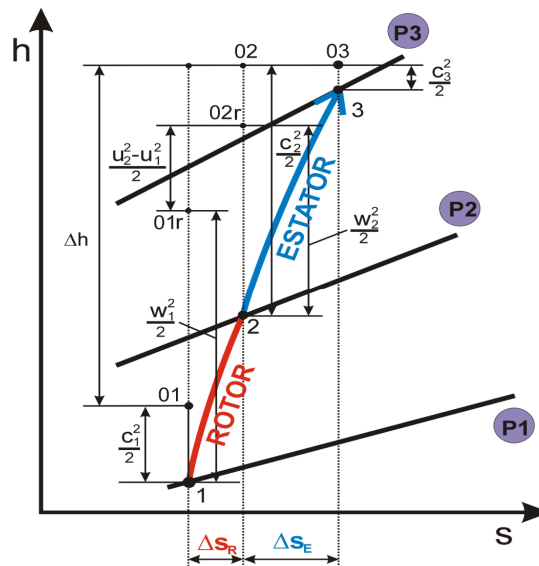


Figura 7. Diagrama h-s de un compresor centrífugo.

En la figura 7 se muestra un mapa de un turbocompresor. En él, se representan el gasto másico de aire corregido (eje de abscisas) frente a la relación de compresión (eje de ordenadas), así como las curvas de isorrendimiento e isorrégimen.

Se puede observar que existen tres límites bien diferenciados en el mapa cuando el compresor no está funcionando en condiciones de diseño: en la zona izquierda, está el límite por bombeo del compresor. En la zona derecha, tenemos el límite por choque. Finalmente, en la zona superior, tenemos el límite por sobrerégimen.

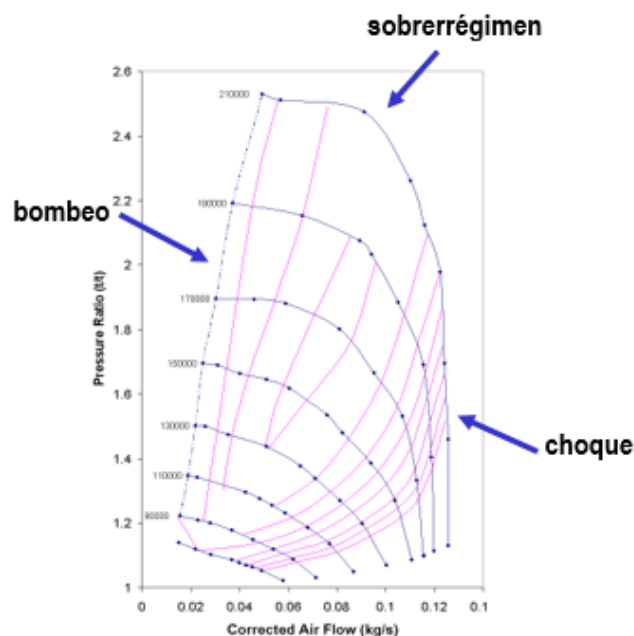


Figura 8. Mapa de un compresor y sus límites de diseño.

El límite por bombeo se alcanza cuando nos encontramos a bajos valores de gasto másico corregido y altos valores de relación de compresión. Debido a la alta sobrepresión aguas abajo del

turbocompresor, el aire trasegado por éste no lo hace de forma correcta, con un ángulo de entrada al rotor que no obedece a la geometría de los álabes. Esto hace que el ángulo con el que el flujo abandona el rotor tampoco sea el óptimo para el estator, por lo que el flujo acaba desprendiéndose de sus álabes y produce un taponamiento. Esto produce un cambio en el gradiente de presión en la entrada del difusor y un cambio de dirección del flujo (reflujo). Cuando este reflujo sale por la entrada del compresor, éste se recupera y se produce un alivio (desaparece el taponamiento) y el flujo recupera el sentido original. Esto sucede debido a que, al existir reflujos, el gasto trasegado en el compresor se reduce y, por tanto, también se reduce la relación de compresión. Sin embargo, al recuperarse el turbocompresor, el gasto vuelve a aumentar y el fenómeno se vuelve oscilatorio, apareciendo flujos y reflujos constantes. Este fenómeno queda esquematizado en la figura 9.

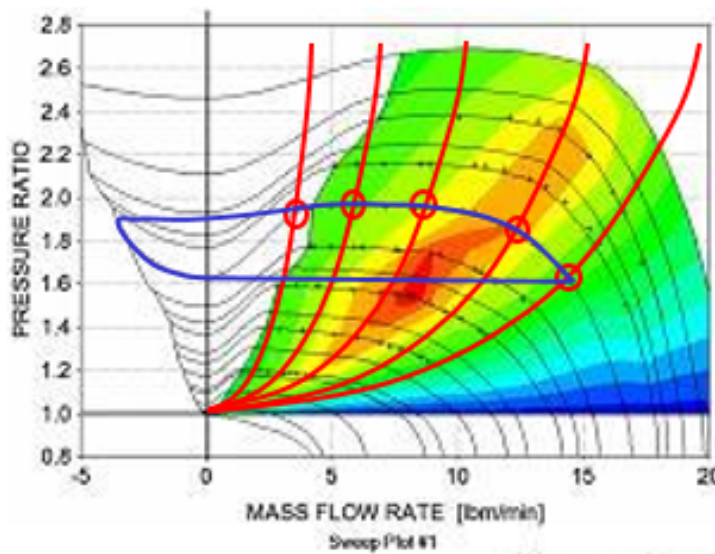


Figura 9. Representación esquemática del fenómeno de bombeo.

Este fenómeno genera importantes esfuerzos axiales en el eje del turbogrupo y puede conducir a la rotura del mismo, bien por deterioro de los cojinetes axiales o por contacto entre la rueda del compresor y la carcasa. Lo que sucede es que el gasto es muy pequeño para mantener la relación de compresión del punto de funcionamiento, generando grandes inercias debido al elevado régimen de giro. Es, por tanto, un fenómeno indeseable en nuestro compresor y altamente peligroso.

Por otro lado, existe el fenómeno de choque, que se produce cuando tenemos altos valores de gasto másico corregido y baja relación de compresión. El fenómeno puede explicarse del siguiente modo: en teoría, para una misma línea de isorrégimen, en turbocompresor tendría un gasto másico máximo que se correspondería con una relación de compresión igual a 1 (el compresor sólo le transmite energía cinética a la masa del fluido). Este punto no es posible alcanzarlo en la práctica ya que debido a que a medida que aumenta la masa de aire trasegada al mismo régimen de giro, existe una menor transferencia de energía al fluido, lo que hace que la presión disminuya al igual que la densidad del fluido. Debido a esto, la velocidad radial del rotor aumenta y la resultante también crece y la incidencia del fluido a los álabes cambia. Por tanto, llegará a un punto en el que, por la propia geometría del álabe, no será capaz de conducir toda la masa aguas abajo del compresor y se producirá un estrangulamiento, impidiendo que la masa del fluido llegue a ser jamás la de una relación de compresión igual a 1.

Otro motivo por el que puede producirse el fenómeno de choque es si aumentamos demasiado el gasto másico. Al aumentar el gasto, se está incrementando la velocidad del fluido, alcanzando un valor máximo en la garganta del difusor (condición sónica) y produciendo un tapón sónico, que nos limita el caudal máximo permitido.

Por último, existe el fenómeno de sobrerégimen. Se produce cuando el compresor trabaja en condiciones de régimen de giro excesivamente elevadas, pudiendo ocasionar la rotura del turbogruppo debido a las fuerzas de inercia. Es, por tanto, un fenómeno altamente peligroso.

Estas tres zonas van a limitarnos claramente la zona de funcionamiento de la instalación ya que, si el turbogruppo tiene que trabajar, por ejemplo, en altas relaciones de compresión y bajo gasto para simular unas condiciones de altitud concretas, estaríamos acercándonos a bombeo. Son, por tanto, fenómenos que se van a tener muy presentes a lo largo de este Trabajo de Fin de Grado.

2.4.2.3. Turbina de geometría variable (TGV)

Las turbinas de geometría variable (TGV), permiten solventar dos de los mayores problemas que tiene la sobrealimentación en los motores alternativos: el mal funcionamiento a bajo régimen cuando se quiere disponer de un salto de presión elevada, y la mala respuesta que tienen ante transitorios. Por ejemplo, si se quiere acelerar es necesario aumentar el combustible inyectado y elevar la potencia. Pero para ello se debe aumentar también el aire inyectado para evitar que el dosado sea superior a 1. Sin embargo, la energía de los gases de escape al inicio de la aceleración es reducida, por lo que el turbogruppo no podrá aspirar suficiente aire y la aceleración no será tan rápida.

Para solucionar este problema se introduce el concepto de turbina de geometría variable. Este sistema permite reducir la sección de paso entre los álabes cuando el motor se encuentra trabajando a bajo régimen y aprovechar al máximo la poca energía que llevan los gases a este régimen. Así se consigue que los gases aumenten su velocidad proporcionando más energía a la turbina, y por tanto un mayor rendimiento, lo que es una directa mejora en el comportamiento del turbogruppo y el par motor.

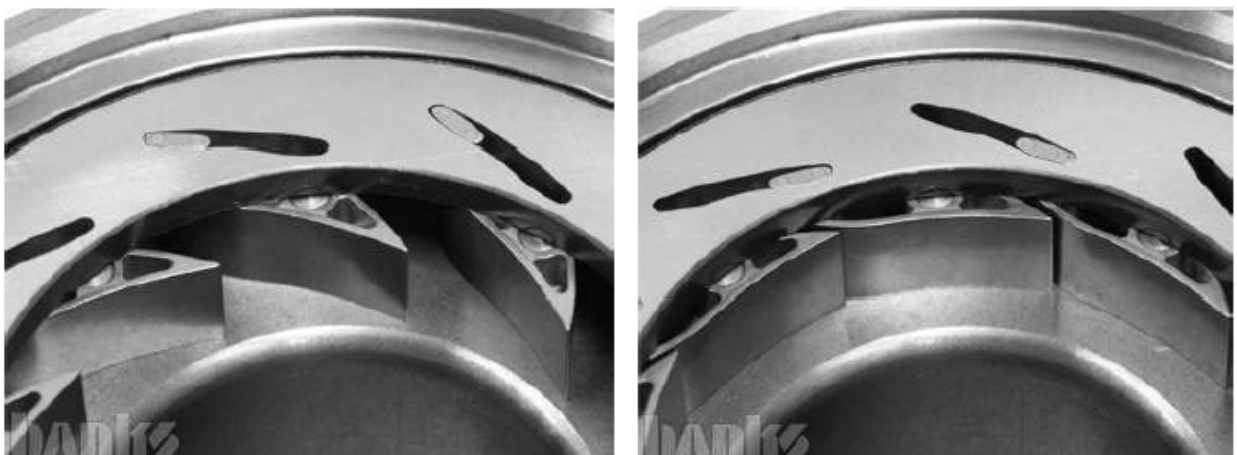


Figura 10. Turbina de geometría variable. A la izquierda, los álabes completamente abiertos. A la derecha, álabes totalmente cerrados.

La TGV también permite mejorar el comportamiento del turbogrupo para altos regímenes de funcionamiento. En este punto, la presión en el colector de admisión es muy elevada y puede generar problemas. Para evitar esto, se puede aumentar la sección de paso entre los álabes, que permite que la energía de los gases de escape no se aproveche del todo y el trabajo de la turbina no sea excesivo. Así, se consigue desacelerar el turbogrupo disminuyendo su presión de admisión.

El movimiento de los álabes de la TGV se puede controlar bien directamente por la presión en el colector de admisión o bien electrónicamente por la ECU del motor. En el caso de la instalación de altitud, este será controlado por un PID que controlará bien la presión o la temperatura, según la configuración determinada.

Se ha decidido utilizar esta tipología de turbina ya que permite un grado más de libertad en la operación del motor y permitiéndonos alcanzar un mayor control en la presión, temperatura y gasto másico en la admisión y escape del MCIA que iría acoplado.

2.4.3. Turbomaquinaria utilizada en la instalación

La turbomaquinaria empleada en las diversas instalaciones se compone de:

- Un **turbogrupo**, integrado por una turbina de geometría variable y un compresor centrífugo.
- Un **compresor mecánico** acoplado a una turbina que se comporta como un motor eléctrico.

El turbogrupo con el que se ha utilizado en las instalaciones, y del cual se parten las simulaciones en GT-Power, es un turbogrupo de Holset, nombre que reciben los fabricados por la empresa Cummins. En este caso se utiliza concretamente el modelo HY40V. Se trata de un turbogrupo grande que permite trasegar un gasto másico máximo de 0.26 Kg/s. De hecho, ha sido diseñado para trabajar en la sobrealimentación de camiones. La razón de esta elección se debe principalmente a que cuanto mayor sea el turbogrupo mayor es el gasto másico máximo que puede trasegar y, por tanto, el tamaño de los motores a ensayar y el rango de operación de la instalación puede ser mayor. Además, permite evitar que cuando el Rotrex esté girando a alto régimen y los álabes de la turbina estén cerrados, ésta entre en bloqueo.

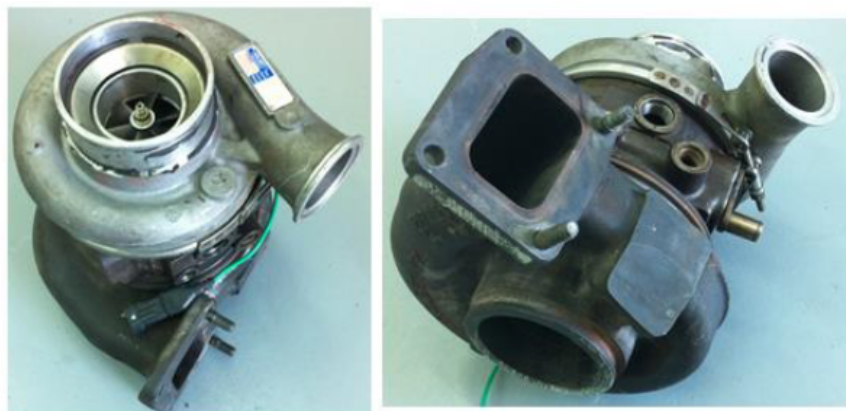


Figura 11. Turbogrupos Holset HY40V.

El compresor mecánico conectado al motor eléctrico es un modelo de la empresa Rotrex, concretamente un C38/91-92. Se trata del Rotrex de mayor tamaño disponible en el catálogo del fabricante. Permite trasegar 0,63 Kg/s con una relación de compresión de 2,94 y una potencia de hasta 530 KW. Además, su rango de regímenes de giro del rotor va desde las 30.000 rpm hasta las 90.000 rpm.



Figura 12. Compresor Rotrex.

Las especificaciones y mapas de funcionamiento tanto de la turbina y del turbocompresor que conforman el turbogrupo, como los del compresor mecánico, aparecen adjuntos en los Anexos.

2.5. Patentes desarrolladas

El siguiente apartado del *Capítulo 2* tiene como objetivo describir las patentes de la instalación que simula condiciones de altitud desarrolladas por el Departamento CMT-Motores Térmicos. En él, se describen los principales elementos de la instalación, cómo funcionan y permiten recrear las condiciones de presión y temperatura adecuadas, y las mejoras que se han generado con el fin de mejorar las versiones anteriores.

2.5.1. Patente WO/2012/104454

La patente WO/2012/104454 se refiere a un sistema y a un método que permite reproducir condiciones de presión y temperatura del aire aspirado por un motor MCIA en función de la altura a la que se opere sobre el nivel del mar (siguiendo los estándares de la atmósfera ISA).

2.5.1.1. Elementos de la instalación

Dicha instalación comprende los siguientes equipos:

- Una **turbina radial centrípeta** (2) para expandir un flujo de aire desde un estado inicial de presión p_0 y temperatura T_0 hasta un segundo estado de presión p_1 y temperatura T_1 , donde p_0 y T_0 corresponden a la presión y temperatura de la atmósfera Al en que se ubica el motor de combustión interna alternativo (1) y donde p_1 y T_1 corresponden a la presión y temperatura del flujo de aire aspirado por el motor de combustión interna alternativo. Preferiblemente, esta turbina deberá ser de **geometría variable (TGV)**, que como ya se ha explicado en el apartado 4 de este capítulo, permite modificar la relación de expansión y conseguir un mayor rango de utilización en la instalación. La turbina radial centrípeta comprende una válvula de control (8) o de regulación de flujo, que puede ser el propio estator de la turbina radial centrípeta. A través de esta válvula de control (8) es posible regular la relación de expansión de la turbina y, de este modo, controlar la presión p_1 en el primer depósito.
- Un **primer depósito** (4) situado a continuación de la turbina radial centrípeta (2) y a la entrada del motor de combustión interna alternativo (1) para proveer al mismo de dicho flujo de aire a una presión p_1 y una temperatura T_1 . Este depósito (4) permite que el flujo de aire se estabilice antes de entrar al motor de combustión interna alternativo (1), y se encuentra conectado a dicho motor de combustión interna alternativo (1) a través de un conducto de admisión diseñado para mantener al mínimo las pérdidas de presión y, preferentemente, de sección sustancialmente igual a la del primer depósito (4).
- Un **segundo depósito** (5) situado a la salida del motor de combustión interna alternativo (1) y conectado al primer depósito (4) a través de al menos un conducto de conexión (7) para equilibrar la presión entre ambos depósitos. El segundo depósito (5) permite de los gases de escape del motor de combustión interna alternativo (1), y se encuentra conectado al mismo a través un conducto de escape, preferentemente de sección sustancialmente igual a la del segundo depósito (5).

Tanto el primer depósito (4) como el segundo depósito (5) se encuentran conectados a través de un conducto de conexión (7) para equilibrar la presión entre ambos depósitos y para que el flujo de aire que no aspire el motor de combustión interna alternativo (1) se dirija del primer depósito (4) al segundo depósito (5) baipaseando al motor de combustión interna alternativo (1). Asimismo, tanto el primer depósito (4) como el segundo depósito (5) consisten en depósitos cilíndricos, preferentemente de acero y más preferentemente, con una longitud tal que cada uno de ellos presenta al menos un volumen igual a dos veces la cilindrada del motor de combustión interna alternativo.

- Un **compresor centrífugo** (3) unido por su eje a la turbina radial centrípeta (2) formando el conjunto un sistema conocido como turbogrupo. El compresor centrífugo (3) se encuentra acoplado a la turbina radial centrípeta (2) de tal forma que el rango útil del compresor centrífugo (3) coincide con el rango de máximo rendimiento de la turbina radial centrípeta (2).
- Una **bomba de vacío** (6) situada a continuación del segundo depósito (5) para mantener una presión igual a la presión del flujo de aire aspirado por el motor de combustión interna alternativo (1). Dicha bomba puede consistir preferentemente en una bomba de paletas movida

por un motor eléctrico con o sin variador de frecuencia para poder regular la presión p_2 en el segundo depósito (5).

- Una **válvula de contrapresión** (9) situada a continuación del compresor centrífugo (3) para descargar el flujo aire aspirado desde la atmósfera (A1) nuevamente a dicha atmósfera (A1).
- Un **sistema acondicionador de temperatura** (10) situado anteriormente a la turbina radial centrípeta (2), donde dicho sistema acondicionador de temperatura (10) es capaz de variar la temperatura de la atmósfera (A1) en el entorno de $\pm 10^\circ\text{C}$. Dicho sistema acondicionador de temperatura (10) consiste en una resistencia eléctrica o en un equipo refrigerante.
- La instalación puede comprender, asimismo, de manera previa a la bomba de vacío (6), al menos un **filtro de partículas** (11), preferentemente, al menos un filtro de partículas de alta eficiencia. Mediante el uso de dicho filtro de partículas (11) es posible filtrar las partículas de los gases de escape antes de que estos entren a la bomba de vacío (6), especialmente cuando el motor a ensayar sea un motor Diésel. Adicionalmente, en caso de emplear un filtro de partículas (11), se llevará a cabo de manera periódica una sustitución de los componentes consumibles que formen parte de dicho filtro de partículas (11).
- Un **intercambiador de calor** (12) preferentemente de aire-agua empleado para enfriar los gases de escape y así evitar que cuando entren en el compresor lo hagan demasiado calientes afectando al rendimiento del mismo. El intercambiador de calor (12) se encontrará preferentemente situado antes del filtro de partículas (11). De manera preferida, el intercambiador de calor (12) puede comprender adicionalmente al menos un drenaje para condensados, el cual puede ser abierto al finalizar el uso de la instalación.

Se han desarrollado varias arquitecturas de la instalación, logrando en todas unas instalaciones versátiles, fiables y energéticamente eficientes. Se analizarán tan sólo las 3 primeras realizaciones, ya que el resto son relativamente complejas y no se han estudiado tan en profundidad como éstas.

2.5.1.2. Realización particular 1

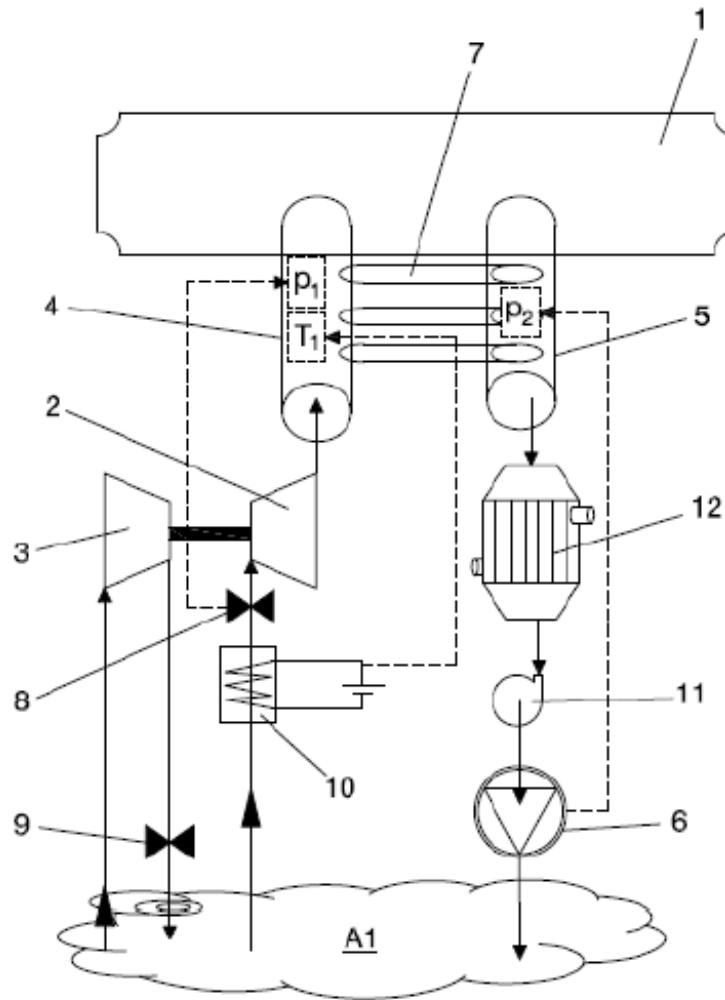


Figura 13. Realización particular 1 de la patente WO/2012/104454.

En la realización particular 1 de la invención, la instalación comprende los siguientes elementos:

1. Motor de Combustión Interna Alternativo (MCIA).
2. Turbina de geometría variable (TGV).
3. Compresor centrífugo acoplado a la TGV.
4. Depósito cilíndrico en la admisión del MCIA.
5. Segundo depósito cilíndrico, éste en el escape del MCIA.
6. Bomba de vacío.
7. Conducto de conexión entre los dos depósitos.
8. Válvula de control, que generalmente forma parte del estator en la TGV.

9. Válvula de contrapresión que genera las pérdidas necesarias para el óptimo funcionamiento de la TGV.
10. Acondicionador de temperatura
11. Filtro de partículas
12. Intercambiador de calor

El procedimiento llevado a cabo por la instalación es el siguiente. Una vez el motor de combustión interna alternativo (1) alcanza su punto de operación, el aire de la atmosfera A1 es expandido en la turbina radial centrípeta (2) hasta que la presión p_1 es la deseada según la altitud de vuelo que se desee simular. La expansión adecuada es garantizada por una selección adecuada de la turbina radial centrípeta (2), atendiendo al caudal y la densidad del aire aspirado por el motor de combustión interna alternativo (1). La válvula de control (8) permite garantizar un ajuste fino de p_1 en el primer depósito (4).

La turbina radial centrípeta (2) extrae energía del flujo durante la expansión de éste y esa energía es consumida por el compresor centrífugo (3) para comprimir el aire y posteriormente disiparla a la atmosfera (A1) donde el compresor descarga el aire comprimido. La válvula de contrapresión (9) se ajusta en una apertura constante de tal forma que el compresor centrífugo (3) trabaje siempre en condiciones operativas estables y en unos puntos de funcionamiento de máximo rendimiento de la turbina radial centrípeta (2). Será, por tanto, la válvula de contrapresión la que se encargue de marcar la curva de carga resistete contra la que trabajará el compresor centrífugo (3).

Gracias a la expansión y la pérdida de energía del fluido en la turbina radial centrípeta (2) hasta la presión p_1 , la temperatura en el primer depósito (4) bajará hasta una temperatura cercana a T_1 . El ajuste con el sistema acondicionador de temperatura (10) de la temperatura aguas arriba de la turbina radial centrípeta (2) en un rango de permitirá alcanzar el valor de la temperatura T_1 deseado. El control preciso de la turbina radial centrípeta (2) se hará con un PID estándar actuando sobre el sistema acondicionador de temperatura (10).

La bomba de vacío (6) garantiza la depresión deseada (p_2) en el segundo depósito (5), siendo el variador de frecuencia del motor eléctrico que mueve la bomba el que permite el control de p_2 . Un PID estándar actuando sobre el variador de frecuencia regula el ajuste fino de p_2 . Los gases de escape succionados por la bomba de vacío (6) son previamente enfriados en el intercambiador de calor (12) y las partículas de estos gases retenidos en el filtro de partículas (11) a fin de garantizar un bajo consumo eléctrico y una mayor fiabilidad de la bomba de vacío.

Por otra parte, el conducto o conductos de conexión (7) actúan a modo de orificios equilibradores de presión, garantizando una presión igual en el primer depósito (4) (p_1) y en el segundo depósito (5) (p_2). De este modo, permiten simular iguales condiciones de vuelo tanto en admisión, como en escape y facilitan el control de la presión p_1 y p_2 . En caso de que la bomba de vacío (6) succione más caudal que el trasegado por el motor de combustión interna alternativo (1), la bomba de vacío (6) podría trabajar sin variador de frecuencia, pues el caudal en exceso pasaría por el conducto o conductos de conexión (7) y la presión seguiría siendo igual a p_1 .

2.5.1.3. Realización particular 2

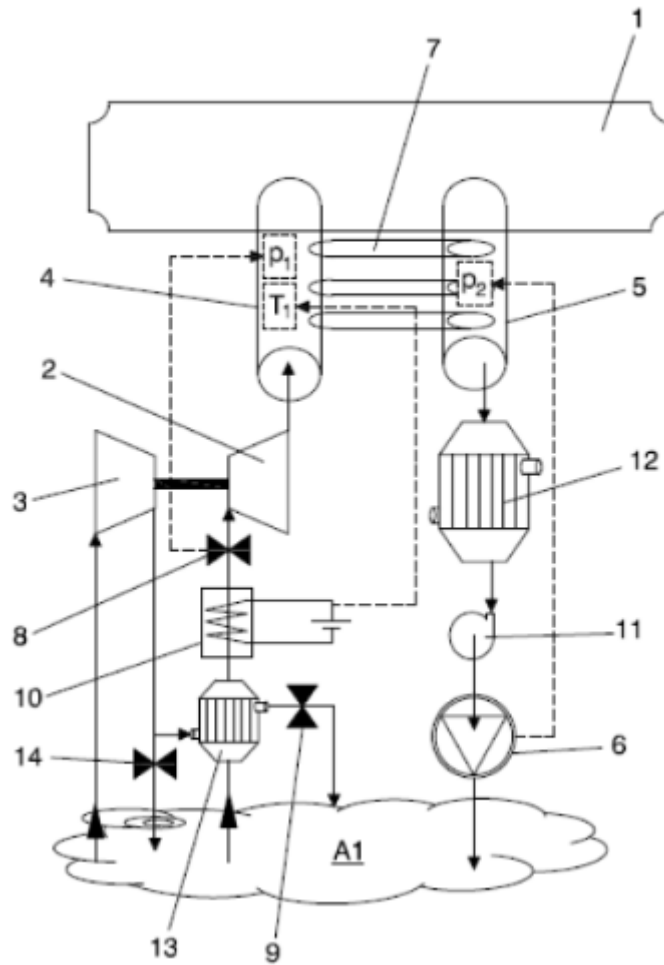


Figura 14. Realización particular 2 de la patente WO/2012/104454.

Esta segunda realización (figura 14), se caracteriza por comprender de manera adicional otros elementos de la instalación respecto a la realización particular 1. Estos elementos son:

13. Intercambiador de calor adicional aire-aire para calentar el flujo de aire a la entrada de la TGV con el flujo de aire a la salida del compresor centrífugo y reducir la necesidad de potencia eléctrica en caso de que se necesite calentar con un sistema acondicionador de temperatura que consista en una resistencia.
14. Válvula para baipasear este segundo intercambiador de calor y evitar calentar el flujo de aire a la entrada de la TGV.

Adicionalmente a lo descrito para el funcionamiento de la realización particular 1, la instalación para la realización particular 2 opera de la siguiente manera:

Cuando se necesite calentar el aire aguas arriba de la TGV para conseguir la temperatura objetivo T_1 , se podrá utilizar el aire caliente que sale del compresor centrífugo. Para ello, se conducirá calor del aire proporcionado por el compresor al aspirado por la TGV en el segundo intercambiador de

calor. En este modo de operación, la válvula de baipás (14) se encuentra cerrada y la de contrapresión abierta en el punto en el que la TGV trabaja con el máximo rendimiento.

Cuando se necesite enfriar el aire aguas arriba de la TGV para conseguir la temperatura objetivo T_1 , no se usará el segundo intercambiador de calor. Para ello, la válvula de contrapresión se cerrará y la de baipás se abrirá, por lo tanto, el modo de operación será igual al de la instalación 1.

2.5.1.4. Realización particular 3

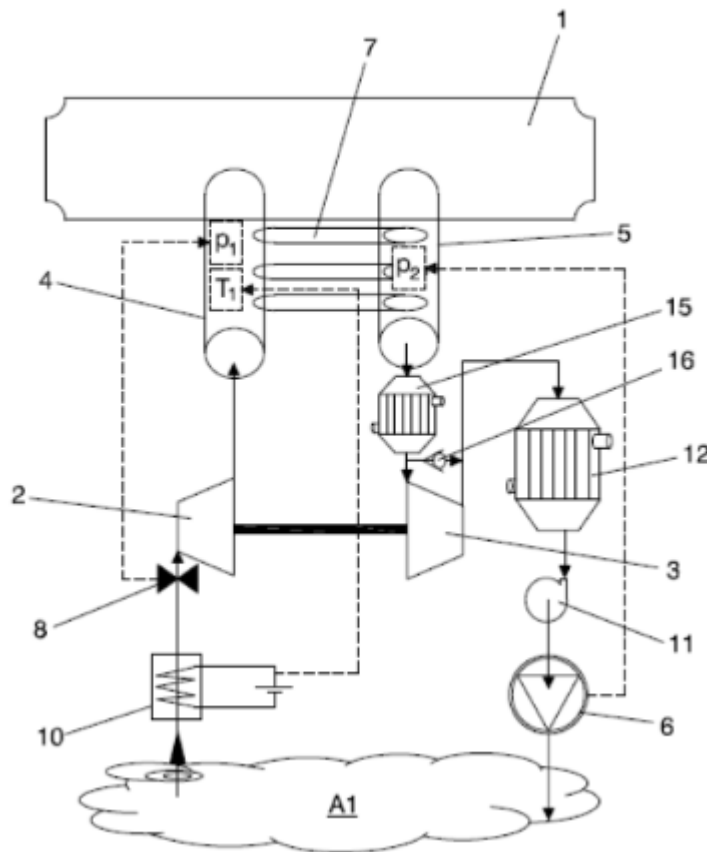


Figura 15. Realización particular 3 de la patente WO/2012/104454.

Esta tercera realización, según se muestra en la figura 15, tiene los siguientes elementos adicionales:

- 15. Otro intercambiador aire-agua
- 16. Válvula de *check* o diodo de flujo.

En primer lugar, el compresor que absorbe la energía extraída al aire por la TGV no la disipa trasegando aire de la atmósfera, si no que trasiega los gases de combustión desde el segundo depósito hasta la entrada a la bomba de vacío. De esta forma, ayuda a trabajar a la bomba de vacío y reduce el consumo eléctrico de la misma.

El segundo intercambiador de calor (15) enfría los gases de combustión succionados del segundo depósito antes de entrar al compresor centrífugo para aumentar la densidad del flujo a la entrada del compresor, mejorar su eficiencia y alejar el riesgo de bombeo del compresor.

La bomba continúa regulando la presión p_2 del segundo depósito mediante un PID. El intercambiador de calor situado entre el compresor y la bomba enfría los gases a la salida del compresor antes de entrar en la bomba de vacío.

Las condiciones de operación del compresor vendrán impuestas por el caudal trasegado por la bomba y por el régimen de giro del turbogrupo. Este régimen de giro es consecuencia del equilibrio energético entre la TGV y el compresor. Como consecuencia de ello, puede ser que en ocasiones no exista suficiente régimen de giro y la presión aguas abajo del compresor sea igual o inferior a la del segundo depósito debido a las pérdidas en el conducto y en el compresor debido al rozamiento. En este caso, la válvula de *check* se abrirá y hará las veces de baipás para una parte del flujo de los gases de escape hasta que la presión de salida del compresor sea igual a la presión objetivo p_2 (que como ya se ha dicho es similar a p_1). Como la válvula de check solo se abre cuando la presión aguas abajo del compresor es menor que aguas arriba, esta válvula solo permite pasar el flujo en una dirección.

2.5.2. Patente con fecha de prioridad 24/01/2014

La patente presentada en el apartado anterior permitía únicamente estudiar el funcionamiento del motor en condiciones de una altitud superior a la del laboratorio del ensayo. Sin embargo, también existe la posibilidad de querer estudiar las condiciones a una altitud inferior, elevando la presión atmosférica.

Aunque se conocen algunos procedimientos y dispositivos para proporcionar una simulación de las condiciones atmosféricas a diferentes altitudes para los ensayos de motores de combustión interna alternativos, sigue existiendo la necesidad en la técnica de procedimientos y dispositivos alternativos que proporcionen ventajas como son un menor gasto energético y un diseño fácil y sencillo de usar, que sin requerir grandes cambios en su configuración permita cambiar su modo de funcionamiento. Para satisfacer algunas de las ventajas descritas el Departamento de Máquinas y Motores térmicos desarrolla la patente P201430071.

Esta nueva patente tiene la ventaja principal de que nos permite generar condiciones de vacío (presión más abajo con respecto a la del nivel del mar) y sobrepresión (presión más alta con respecto a la del nivel del mar) durante el ensayo, sin tener que cambiar de instalación. Es decir, la patente permite simular altitudes superiores e inferiores a la del nivel del mar.

2.5.2.1. Funcionamiento en condiciones de vacío o depresión

En la figura 16, se usa el dispositivo para simular un efecto de mayor altitud con respecto a la cota geográfica en la que se está sometiendo el motor de combustión a ensayo, es decir, a una presión inferior. Este es el caso por ejemplo del funcionamiento del motor en zonas de alta montaña.

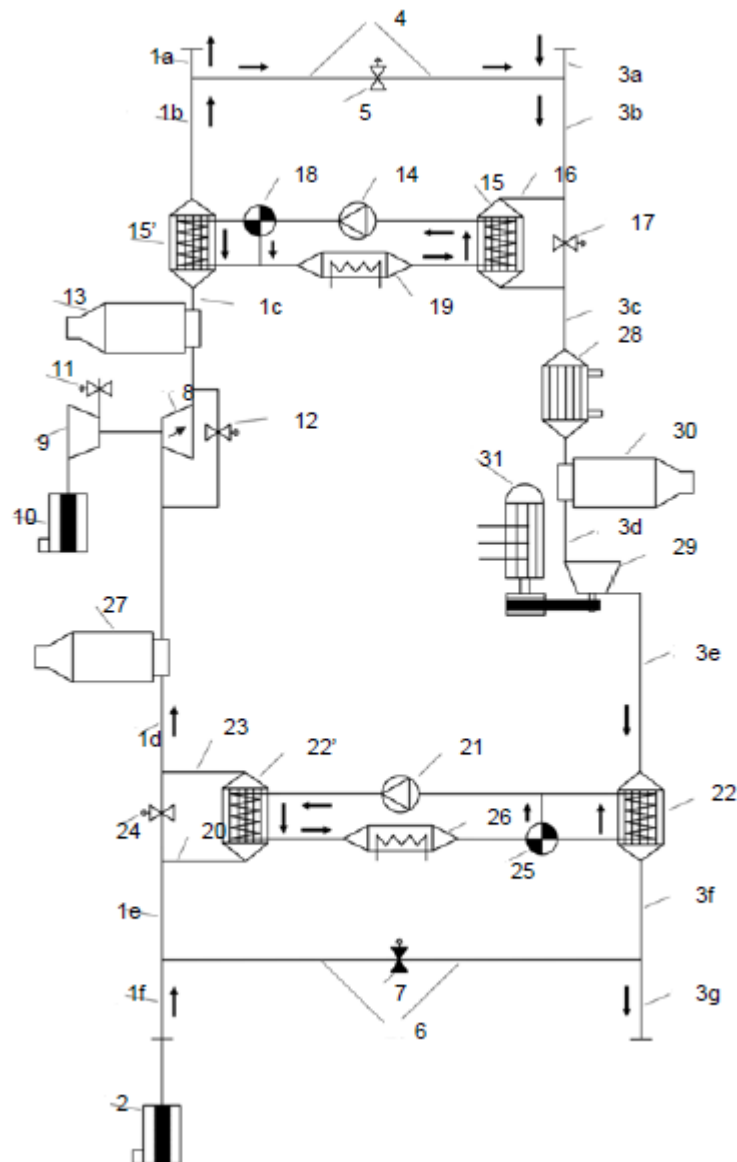


Figura 16. Patente P201430071 en modo vacío.

Tal como se observa en el esquema anterior, el dispositivo comprende un conducto de entrada (1) dispuesto para conectarse en un primer extremo (1a) a una admisión de un motor de combustión (no mostrado) que va a someterse a ensayo. En un segundo extremo (1f) el conducto de entrada (1) presenta un filtro (2) por el que se aspira aire de la atmósfera exterior. El filtro (2) permite evitar la entrada de impurezas en el dispositivo.

También comprende un conducto de salida (3) dispuesto para conectarse en un primer extremo (3a) al escape del motor de combustión y que expulsa por un segundo extremo (3g) los gases de escape a la atmósfera.

Tal como se usa a lo largo de la presente descripción, los números de referencia 1 y 3 se refieren al conducto de entrada y al conducto de salida, respectivamente, en su totalidad. Cuando cada uno de estos números de referencia va seguido por una letra (1a, 1b, 1c...; 3a, 3b, 3c...) se hace referencia a un tramo del conducto correspondiente. Esta notación se emplea únicamente por motivos de

claridad, y el experto en la técnica entenderá que no se trata necesariamente de conductos diferentes sino de tramos de un mismo conducto.

El conducto de entrada (1) y el conducto de salida (3) están comunicados mediante un primer conducto de comunicación (4) situado cerca de los primeros extremos (1a, 3a) respectivos. De este modo, la admisión del dispositivo está en comunicación con el escape del mismo.

El primer conducto de comunicación (4) presenta además una válvula (5) que permite abrir o cerrar la comunicación entre el conducto de entrada (1) y el conducto de salida (3). En el caso de la figura 1, es decir, cuando el dispositivo funciona generando una presión inferior a la atmosférica, la válvula (5) está siempre abierta. Así, por el primer conducto de comunicación (4) circula aire de entrada desde el conducto de entrada (1) hacia el conducto de salida (3), tanto aire como la diferencia entre el aire que aspira el equipo a través del filtro (2) y el que requiera el motor. Por lo tanto, en el conducto de salida (3b) se dispone de una mezcla de aire y gas de escape.

Según la realización mostrada en la figura 1, el dispositivo también presenta un segundo conducto de comunicación (6) que pone en comunicación el conducto de entrada (1) con el conducto de salida (3), dispuesto próximo al segundo extremo (1f, 3g) de los mismos. Dicho segundo conducto de comunicación (6) comprende además una válvula (7) similar a la válvula (5) anteriormente mencionada. Cuando el dispositivo funciona según el modo de funcionamiento mostrado en la figura 1, es decir a una presión de trabajo inferior a la presión atmosférica, la válvula (7) situada en el segundo conducto de comunicación (6) está siempre cerrada, incomunicando así los conductos de entrada (1) y de salida (3) en este punto.

El dispositivo comprende además al menos un turbogrupo de sobrealimentación dispuesto en el conducto de entrada (1), que comprende a su vez una turbina (8) acoplada a un sistema de disipación de la energía generada en la expansión. La turbina (8) es preferiblemente una turbina de geometría variable (TGV) y más preferiblemente del tipo radial centrípeta.

Según la realización preferida de la presente invención, el sistema de disipación de la energía generada en la expansión de la turbina está compuesto por un compresor radial centrífugo (9). El compresor (9) está conectado a un filtro (10) a través del cual aspira aire de la atmósfera y a al menos una válvula de contrapresión (11) a través de la cual el compresor (9) descarga a la atmósfera el aire aspirado.

El dispositivo también comprende una válvula de baipás (12) situada de tal forma que deriva el caudal de aire en el conducto de entrada (1) que circula hacia la turbina (8). La válvula de baipás (12) y la turbina (8) pueden regularse para obtener un valor de caudal másico y de presión deseado en el conducto de entrada (1). Por lo tanto, el caudal de aire de entrada en el conducto de entrada (1c), situado aguas abajo de la turbina (8) y de un separador de condensados (13), es una mezcla de aire que se expande en la turbina (8) y de aire que se deriva a través de la válvula de baipás (12).

De acuerdo con el esquema mostrado en la figura 1, el dispositivo comprende dos regeneradores de calor, uno situado cerca del primer extremo (1a, 3a) de los conductos de entrada (1) y de salida (3), y otro situado cerca del segundo extremo (1f, 3g) de los mismos. Cada regenerador utiliza un fluido térmico, que puede ser por ejemplo agua o aceite, para intercambiar calor entre dos corrientes de gas. Cada regenerador de calor incluye dos intercambiadores de calor, uno dispuesto en el conducto

de entrada y otro en el conducto de salida, conectados por un mismo circuito de fluido térmico, de modo que se facilita el intercambio de calor indirecto entre los gases de escape en el conducto de salida y el aire de admisión en el conducto de entrada.

Cuando el equipo funciona a una presión inferior a la atmosférica, el primer regenerador de calor intercambia calor entre la mezcla de aire y gases de escape que circula por el conducto de salida (3b) y el aire que circula por el conducto de entrada (1c). En el primer regenerador el fluido térmico se impulsa mediante una bomba (14). El fluido térmico recoge el calor en el intercambiador (15) del gas de escape que circula por el conducto (16). El fluido térmico transmite ese calor, en el intercambiador (15'), al aire que circula por el conducto de entrada (1c) de tal forma que la temperatura del aire en el conducto de entrada (1b) es superior a la temperatura del aire en el conducto de entrada (1c).

La temperatura del aire en el conducto de entrada (1b) se regula gracias a una válvula de baipás (17). Si se cierra la válvula de baipás (17), se permite un paso de caudal mayor por el conducto (16) de modo que se permite un mayor aumento de la temperatura del aire en el conducto de entrada (1b). Por el contrario, si se cierra la válvula de baipás (17) se permite un menor caudal en el conducto (16) de modo que el aumento de temperatura del aire en el conducto (1b) es menor.

Si por el contrario se desea reducir la temperatura del aire en el conducto de entrada (1b) por debajo de la temperatura del aire en el conducto de entrada (1c), el regenerador de calor comprende para ello una válvula de tres vías (18) situada aguas arriba del intercambiador de calor (15') y un intercambiador de calor auxiliar (19), situado entre la válvula de tres vías (18) y el intercambiador de calor (15). El intercambiador de calor auxiliar (19) está conectado a un circuito de fluido frigorífico (no mostrado) al cual el fluido térmico transmitirá el calor recogido por éste último en el intercambiador de calor (15'), y que a su vez proviene del aire que circula por el conducto de entrada (1c). En este caso, en el que se desea enfriar el aire en el conducto de entrada (1b) con respecto al conducto de entrada (1c), la válvula de baipás (17) estará totalmente abierta y la válvula de tres vías (18) permitirá el paso hacia el intercambiador de calor (15') y cerrará el camino que, situado antes del intercambiador de calor (15'), deriva el fluido. En resumen, con este primer regenerador de calor puede independizarse la temperatura en el conducto de entrada (1b) de la presión y la temperatura en el conducto de entrada (1c).

Cuando el equipo funciona a una presión inferior a la atmosférica, el segundo regenerador de calor intercambia calor entre la mezcla de aire y gases de escape que circula por el conducto (3e) y el aire de entrada que circula por el conducto (20). En el segundo regenerador el fluido térmico se impulsa mediante una bomba (21). El fluido térmico recoge el calor en el intercambiador de calor (22) del gas de escape que circula por el conducto (3e). El fluido térmico transmite ese calor, en el intercambiador de calor (22'), al aire de entrada que circula por el conducto (20), de tal forma que la temperatura del aire en el conducto (23) es superior a la temperatura del aire de entrada en el conducto (20). La temperatura del aire de entrada en el conducto (1d) se regula gracias a una válvula de baipás (24). Si se cierra la válvula de baipás (24), se permite que pase más caudal por el conducto (20) permitiendo así un aumento de la temperatura del aire en el conducto de entrada (1d). A la inversa, si se abre la válvula de baipás (24) se reduce el efecto de aumento de temperatura producido por el intercambiador de calor (22').

Si se desea reducir la temperatura del aire de entrada en el conducto de entrada (1d) por debajo de la temperatura del aire en el conducto de entrada (1e), el segundo regenerador de calor comprende para ello, como en el caso anterior, una válvula de tres vías (25) situada aguas arriba del intercambiador de calor (22) y un intercambiador de calor auxiliar (26), situado entre el intercambiador de calor (22') y la válvula de tres vías (25). El intercambiador de calor auxiliar (26) está conectado a un circuito de fluido frigorífico (no mostrado) al cual el fluido térmico transmitirá el calor recogido por este último en el intercambiador de calor (22'), y que a su vez proviene del aire que circula por el conducto (20). En este caso, en el que se desea enfriar el aire en el conducto de entrada (1d) con respecto al aire en el conducto de entrada (1e), se regula la posición de la válvula de baipás (24) y se cierra la válvula de tres vías (25) para impedir el paso hacia el intercambiador de calor (22) y abrir el camino que, situado antes del intercambiador de calor (22), deriva el fluido. En resumen, con este segundo regenerador de calor puede independizarse la temperatura en el conducto de entrada (1d) de la presión y la temperatura en la zona de ensayo.

El dispositivo mostrado en la figura 1 también comprende un separador de hielo y condensados (27) situado inmediatamente aguas abajo del conducto de entrada (1d) y antes de la turbina (8).

Pasando ahora al conducto de salida (3), inmediatamente aguas abajo del primer regenerador de calor, los gases de escape, diluidos con aire de entrada, y parcialmente enfriados (mediante el primer regenerador de calor y la dilución), se enfrían nuevamente en un intercambiador de calor (28) hasta una temperatura segura para su introducción en un turbocompresor (29). El intercambiador de calor (28) puede usar como fluido refrigerante cualquier fluido adecuado, tal como agua de red a temperatura ambiente. Posteriormente al intercambiador de calor (28), y antes del turbocompresor (29), se hacen pasar los gases de escape por un separador de condensados (30).

El turbocompresor (29) está alimentado por al menos un motor eléctrico (31). El turbocompresor (29) succiona desde el conducto de salida (3d) la mezcla enfriada de aire y gases de escape para extraerla del dispositivo. El motor eléctrico (31) regula el régimen de giro del turbocompresor (29) hasta que se alcanza un determinado valor deseado de caudal másico y de presión en el aire admitido, regulando estas condiciones junto con la turbina (8) y la válvula de baipás (12).

La mezcla de aire y gases de escape succionada por el turbocompresor (29) pasa por el conducto de salida (3e), a través del intercambiador (22) del segundo regenerador de calor anteriormente descrito, para descargarse en última instancia a la atmósfera a través del conducto de salida (3g).

2.5.2.2. Funcionamiento en condiciones de sobrepresión

En la figura 17 se muestra el dispositivo utilizado para simular el efecto de menor altitud con respecto a la cota geográfica en la que se está sometiendo el motor de combustión a ensayo, es decir, a una presión superior. Este es el caso por ejemplo de un funcionamiento del motor a nivel del mar (cuando la sala de ensayo se encuentra instalada a cotas superiores) o incluso a nivel inferior al nivel del mar, por ejemplo, en el interior de minas.

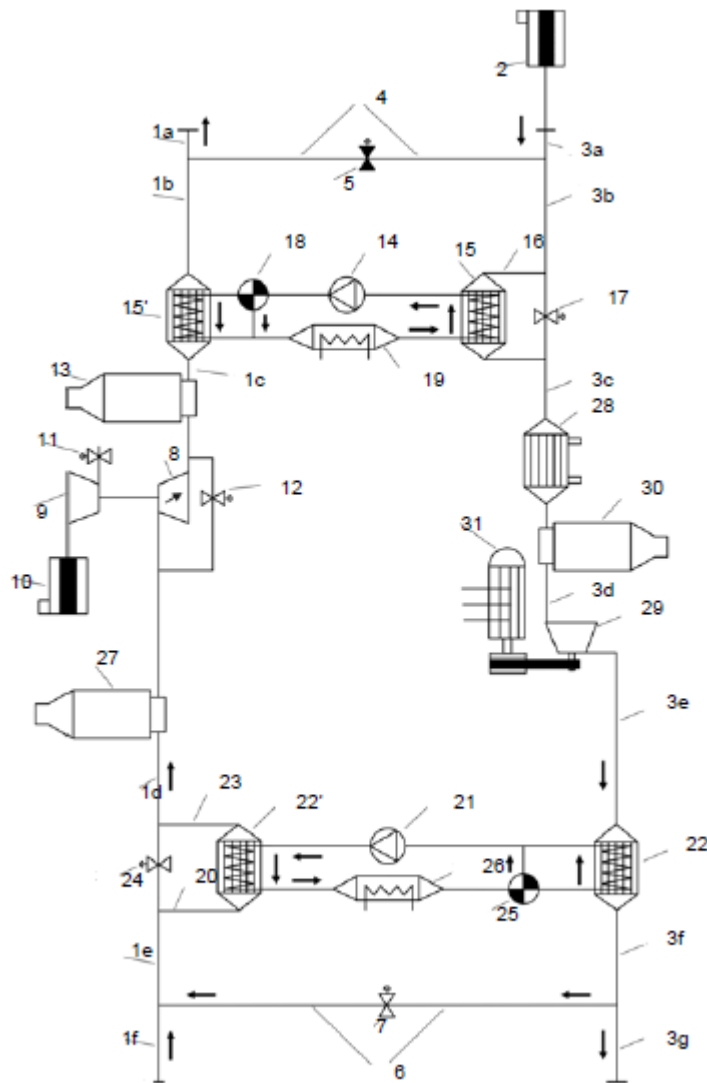


Figura 17. Patente P201430071 en modo sobrepresión.

Se describe el funcionamiento de un dispositivo según la misma realización mostrada en la figura del apartado anterior, pero en un modo de generación de sobrepresión. Es decir, en el modo de funcionamiento de la figura 17 el dispositivo está simulando condiciones atmosféricas a una cota de altitud inferior a la de la sala en la que se está realizando el ensayo, es decir, a una presión superior.

Los elementos principales del dispositivo son los mismos que los mostrados en la figura 16, y por tanto no volverá a realizarse una descripción detallada de los mismos. Los elementos que son iguales en la figura 2 con respecto a la figura 1 se indican con los mismos números de referencia.

La principal diferencia del modo de funcionamiento mostrado en la figura 16 con respecto al mostrado en la figura 17, y que constituye una ventaja sustancial de la presente invención con respecto a los dispositivos conocidos en la técnica anterior, es que se ha permitido instalar el filtro de aire (2) (que anteriormente estaba conectado en el segundo extremo del conducto de entrada (1f)), en el primer extremo del conducto de salida (3a). La admisión del motor de combustión interna que está sometiéndose a ensayo se conecta al segundo extremo del conducto de salida (3g), mientras que el escape del motor de combustión interna se conecta al segundo extremo del conducto de

entrada (1f). Por tanto, en este segundo modo de funcionamiento se ha invertido la función que desempeñan los conductos de entrada y de salida (el conducto (1) actúa ahora como conducto de salida mientras que el conducto (3) actúa ahora como conducto de entrada). De este modo, el aire de entrada, en lugar de pasar a través de la turbina (8) del turbogrupo de sobrealimentación que disminuye su presión, pasa a través del turbocompresor (29) proporcionando así un valor de presión deseado al aire de entrada que es superior al valor de la presión atmosférica en la cota de altitud en la que está realizándose el ensayo.

Cuando el equipo funciona según la presente configuración, es decir comprimiendo el aire aspirado, la válvula (7) situada en el segundo conducto de comunicación (6) está siempre abierta. De esta forma, por el segundo conducto de comunicación (6) circula siempre aire desde el conducto (3) hacia el conducto (1); por lo tanto, en el conducto (1) se dispone de una mezcla de aire y gases de escape.

Dicha mezcla de aire y gases de escape se descarga a la atmósfera a través del conducto (1a). El conducto (1) también está conectado al conducto (3) a través del primer conducto de comunicación (4). Cuando el equipo funciona según la presente configuración, es decir comprimiendo el aire aspirado, la válvula (5) situada en el primer conducto de comunicación (4) está siempre cerrada, de modo que los conductos (1) y (3) están incomunicados en ese punto.

Por tanto, tal como puede observarse a partir de las figuras 16 y 17 comentadas anteriormente, el dispositivo según una primera realización preferida de la presente invención permite simular condiciones atmosféricas de presión tanto superior como inferior, y de temperatura tanto superior como inferior, a la atmósfera de la cota de altitud a la que se realiza el ensayo. Los ajustes que pueden realizarse sobre la presión y la temperatura son independientes entre sí. Además, el aumento de la temperatura del aire de entrada se realiza con un gasto energético mínimo, ya que se aprovecha el calor procedente de los propios gases de escape del motor de combustión interna que está sometándose a ensayo. Un simple cambio en la configuración del dispositivo de la primera realización de la invención permite cambiar fácilmente el modo de funcionamiento, de simular una presión superior a simular una presión inferior a la de la atmósfera circundante.

2.5.2.3. Configuración del control para funcionar en depresión/sobrepresión

Se trata de una segunda realización preferida del dispositivo según la presente invención. En ella, el dispositivo puede funcionar con capacidad de simular una presión inferior o superior a la atmosférica sin necesidad de cambiar la ubicación del filtro (2) y el motor de combustión interna, al contrario de los modos de funcionamiento de las secciones anteriores. A continuación, se muestra el esquema de la invención.

Por último, una cuarta válvula de tres vías (38) conecta el conducto de salida (3e), entre el turbocompresor (29) y el punto en el que desemboca un conducto (35) procedente de la segunda válvula de tres vías (34), y el conducto de entrada (1c), entre la segunda válvula de tres vías (34) y el primer regenerador de calor. Esta conexión se realiza a través de un conducto (39).

Así, en la realización de la figura 16, para funcionar a una presión inferior a la atmosférica, el aire se aspira de la atmósfera a través del filtro de aire (2) y se transporta por el conducto de entrada (1) hasta la admisión del motor de combustión interna que está sometido a ensayo (no mostrado). Para ello, las válvulas de tres vías (32) y (34) permiten el paso de aire aspirado a través del conducto de entrada, cerrando el paso de flujo hacia los conductos (33) y (35) respectivamente. El conducto de comunicación (4) conecta el conducto de entrada (1b) con el conducto de salida (3b) para mantener la misma presión en ambos.

El conducto de escape del motor descarga los gases de escape del motor al conducto de salida (3a). En el conducto de salida (3b) se mezclan los gases de escape y aire aspirado de dilución (trasegado por el conducto de comunicación (4)). Estos gases se evacúan a la atmósfera haciéndolos llegar hasta el conducto de salida (3f), manteniendo las válvulas de tres vías (36) y (38) abiertas en el sentido del flujo del conducto de salida (3) y cerrando el paso de flujo hacia los conductos (37) y (39) respectivamente.

En el caso contrario, es decir, en el caso de un funcionamiento del dispositivo generando sobrepresión, el aire se aspira a través del filtro de aire (2). En este caso, la primera válvula de tres vías (32) se encuentra cerrada en el sentido de entrada a la turbina (8) y abierta para desviar el flujo hacia el conducto (33). La tercera válvula de tres vías (36) se encuentra cerrada en el sentido hacia el conducto (3c) de modo que el flujo procedente del conducto (33) se descarga en el conducto (3d) y no retrocede; teniendo como único camino libre el flujo hacia el turbocompresor (29). A la salida del turbocompresor (29), la cuarta válvula de tres vías (38) se encuentra cerrada en el sentido hacia el conducto (3f), de modo que el flujo de aire aspirado se desvía por el conducto (39), y se descarga en el conducto (1c). La segunda válvula de tres vías (34) se encuentra cerrada impidiendo el trasiego de flujo desde la turbina (8) hacia el primer regenerador de calor. Por lo tanto, el aire aspirado procedente del conducto (39) se descarga a la entrada del primer regenerador de calor y no retrocede; teniendo como único camino libre el flujo con sentido hacia el conducto de entrada (1a) acoplado a la admisión del motor.

Los gases de escape del motor se descargan en el conducto de salida (3a) con sentido de flujo hacia la tercera válvula de tres vías (36). Como se ha indicado, esta válvula de tres vías (36) evita el paso de flujo hacia el conducto (3c) derivándolo por el conducto (37) hacia la entrada de la turbina (8). Como se ha indicado, la primera válvula de tres vías (32) se encuentra cerrada en el sentido de entrada a la turbina (8) y abierta para que el flujo se derive al conducto (33). De este modo el flujo procedente del conducto (37) no retrocede; teniendo como único camino libre el flujo hacia la turbina (8) y la válvula de baipás (12). Al llegar a la segunda válvula de tres vías (34), el flujo se desvía hacia el conducto (35), estando el paso hacia el conducto de entrada (1c) cerrado. La cuarta válvula de tres vías (38) está cerrada en el sentido hacia el conducto (3e) de modo que la mezcla de gases de escape y aire no retrocede; teniendo como único camino libre el flujo hacia la atmósfera por el conducto de salida (3f).

La realización mostrada en la figura 18 presenta además varios cambios adicionales con respecto a la realización mostrada en las figuras 16 y 17. En primer lugar, entre el conducto de entrada (1), aguas arriba de la primera válvula de tres vías (32) se encuentra un intercambiador de calor adicional (40) conectado a un circuito frigorífico. Este intercambiador de calor (40) permite reducir la temperatura del aire de entrada hasta un valor deseado.

En segundo lugar, en la segunda realización mostrada en la figura 17 tan sólo se necesita un regenerador de calor, y además éste es más sencillo que los mostrados en las figuras 16 y 17. En este caso, el regenerador de calor está compuesto por el intercambiador (15'), el intercambiador (15), la bomba (14) y la válvula de baipás (17). Este regenerador de calor tan sólo se usa para calentar en el intercambiador de calor (15') el aire que se descarga al conducto (1b), usando para ello la energía de la mezcla de gases de escape y aire de dilución que circula por el intercambiador de calor (15).

2.5.2.4. Realizaciones adicionales

Se han analizado diversas configuraciones adicionales con el fin de optimizar el funcionamiento de las dos realizaciones anteriores. Estas realizaciones son las mostradas en la figura 19.

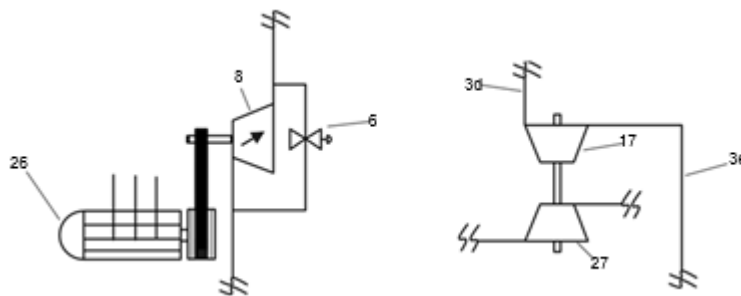


Figura 19. Realizaciones adicionales en la turbina (izq.) y el turbocompresor (der.).

En la figura 19, se observa que la turbina (8) también puede acoplarse a un generador eléctrico (41) que absorbe la energía obtenida en la expansión en la turbina.

Según otra realización preferida, mostrada en la figura 19, el turbocompresor (29), se impulsa mediante una turbina (42). El conjunto turbina (42) y turbocompresor (29) acoplados en el mismo eje puede ser un turbogrupo de sobrealimentación. La turbina (42) se acciona 25 mediante un caudal de gases generados para ello en un banco de flujo. En esta realización de la presente invención, la turbina (42) regula el régimen de giro del turbocompresor (29) hasta que se alcanza un determinado valor deseado de caudal másico y de presión en el aire admitido, regulando estas condiciones junto con la turbina (8) y la válvula de baipás (12).

Tal como puede desprenderse de la descripción anterior, el dispositivo según la 30 presente invención presenta una serie de ventajas con respecto a la técnica anterior. Por ejemplo, una ventaja del dispositivo de la presente invención es que presenta un funcionamiento reversible. Es decir, el equipo dado a conocer en las realizaciones preferidas de la presente invención permite el funcionamiento, con un bajo coste energético, para simular condiciones de presión tanto superior como inferior a la atmosférica. Esta capacidad es necesaria para simular la atmósfera al nivel del mar en aquellos motores ubicados en instalaciones situadas en cotas geográficas altas. También sirve para simular

la atmósfera de trabajo propia de aquellos motores que operan en minas ubicadas a cotas inferiores al nivel del mar. Otra ventaja adicional es que, gracias a la inclusión de la válvula de baipás a la turbina de geometría variable, se permite disponer de mayor caudal de flujo másico a altitudes reducidas.

2.5.3. Patente P-201530075

Posteriormente a la patente P-201430071, el departamento CMT-Motores Térmicos desarrolló la patente P-201530075, con el objetivo de optimizar el funcionamiento de la instalación, tanto en condiciones de vacío como en sobrepresión, y ampliar la zona de funcionamiento. A continuación, se describirá el funcionamiento de la instalación para los modos de funcionamiento en vacío y sobrepresión, así como otras realizaciones de cierto interés.

2.5.3.1. Funcionamiento en condiciones de vacío o depresión

En la figura 20, se muestra una primera realización preferida de la invención que permite el cambio de vacío a sobrepresión sin tener que cambiar la posición del motor ni la del filtro de aire (2).

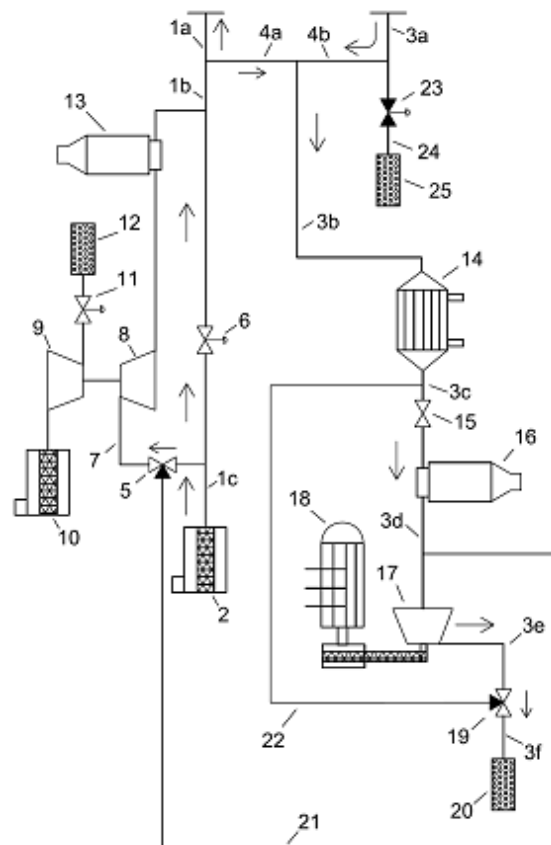


Figura 20. Patente P-201530075 en modo vacío.

Tal y como se observa en la figura 20, el dispositivo comprende un conducto de entrada (1) dispuesto para conectarse en un primer extremo (1a) a una admisión de un motor de combustión (no mostrado) que va a someterse a ensayo. En un segundo extremo (1c) el conducto de entrada (1) presenta un

filtro (2) por el que se aspira aire de la atmósfera exterior. El filtro (2) permite evitar la entrada de impurezas en el dispositivo.

También comprende un conducto de salida (3) dispuesto para conectarse en un primer extremo (3a) al escape del motor de combustión y que expulsa por un segundo extremo (3g) los gases de escape a la atmósfera. El conducto de entrada (1) y el conducto de salida (3) están comunicados mediante un conducto de comunicación (4), dividido en dos tramos (4a) y (4b), situado cerca de los primeros extremos (1a, 3a) respectivos. De este modo, la admisión del dispositivo está en comunicación con el escape del mismo.

Tal como se usa a lo largo de la presente descripción, los números de referencia 1, 3 y 4 se refieren al conducto de entrada, al conducto de salida y al conducto de comunicación, respectivamente, en su totalidad. Cuando cada uno de estos números de referencia va seguido por una letra (1a, 1b, 1c...; 3a, 3b, 3c...) se hace referencia a un tramo del conducto correspondiente. Esta notación se emplea únicamente por motivos de claridad, y el experto en la técnica entenderá que no se trata necesariamente de conductos diferentes sino de tramos de un mismo conducto.

Así, en la figura 20, que es cuando el dispositivo se encuentra generando vacío, por el conducto de comunicación (4a) circula aire de entrada desde el conducto de entrada (1) hacia el conducto de salida (3), tanto aire como la diferencia entre el aire que aspira el equipo a través del filtro (2) y el que requiera el motor. Por lo tanto, en el conducto de salida (3b) se dispone de una mezcla de aire y gas de escape. Para ello, la válvula con regulación (23) se encuentra completamente cerrada.

El dispositivo comprende además al menos un turbogruppo de sobrealimentación dispuesto en el conducto de entrada (1), que comprende a su vez una turbina (8) acoplada a un sistema de disipación de la energía generada en la expansión. La turbina (8) es preferiblemente una turbina de geometría variable (TGV) y más preferiblemente del tipo radial centrípeta.

Según la realización preferida de la presente invención, el sistema de disipación de la energía generada en la expansión de la turbina está compuesto por un compresor radial centrífugo (9). El compresor (9) está conectado a un filtro (10) a través del cual aspira aire de la atmósfera y a al menos una válvula de contrapresión (11) y un silenciador (12) a través de los cuales el compresor (9) descarga a la atmósfera el aire aspirado.

Además, aguas arriba de la turbina (8) se encuentra una válvula de tres vías (5) posicionada para esta configuración de tal forma que permite el paso del aire desde el conducto de entrada (1c) hacia la turbina (8) e impide su paso hacia el conducto (21).

El dispositivo también comprende una válvula de baipás (6) situada de tal forma que deriva el caudal de aire en el conducto de entrada (1) que circula hacia la turbina (8) y el separador de condensador (13). La válvula de baipás (6) y la turbina (8) pueden regularse para obtener un valor de caudal másico y de presión deseado en el conducto de entrada (1b). Por lo tanto, el caudal de aire de entrada en el conducto de entrada (1c), situado aguas abajo de la válvula de tres vías (5) y de la válvula de baipás (6), es una mezcla de aire que se expande en la turbina (8) y de aire que se deriva a través de la válvula de baipás (6).

Pasando ahora al conducto de salida (3), donde, para el modo de funcionamiento generando vacío, la válvula (23) con capacidad de regulación se encuentra cerrada y la válvula todo o nada (15) se encuentra abierta. Por lo tanto, los gases de escape procedentes de (3a), diluidos con aire de entrada

procedente de (4a), se enfrían en un intercambiador de calor (14) hasta una temperatura segura para su introducción en un turbocompresor (17). El intercambiador de calor (14) puede usar como fluido refrigerante cualquier fluido adecuado, tal como agua de red a temperatura ambiente. Posteriormente al intercambiador de calor (14), y antes del turbocompresor (17), se hacen pasar los gases de escape a través de un separador de condensados (16). El turbocompresor (17) está alimentado por al menos un motor eléctrico (18). El turbocompresor (17) succiona desde el conducto de salida (3d) la mezcla enfriada de aire y gases de escape para extraerla del dispositivo. El motor eléctrico (18) regula el régimen de giro del turbocompresor (17) hasta que se alcanza un determinado valor deseado de caudal másico y de presión en el aire admitido, regulando estas condiciones junto con la turbina (8) y la válvula de baipás (6).

La mezcla de aire y gases de escape succionada por el turbocompresor (17) pasa por el conducto de salida (3e), donde la válvula de tres vías (19) impide su paso hacia el conducto (22) y se lo permitiendo hacia (3f), para descargarse en última instancia a la atmósfera a través del silenciador (20).

La mezcla de aire y gases de escape succionada por el turbocompresor (17) pasa por el conducto de salida (3e), donde la válvula de tres vías (19) impide su paso hacia el conducto (22) y se lo permitiendo hacia (3f), para descargarse en última instancia a la atmósfera a través del silenciador (20).

2.5.3.2. Funcionamiento en condiciones de sobrepresión

En la figura 21, se describe el funcionamiento de un dispositivo según la misma realización mostrada en la figura 1, pero en un modo de generación de sobrepresión. Es decir, en el modo de funcionamiento de la figura 2 el dispositivo está simulando condiciones atmosféricas a una cota de altitud inferior a la de la sala en la que se está realizando el ensayo, es decir, a una presión superior.

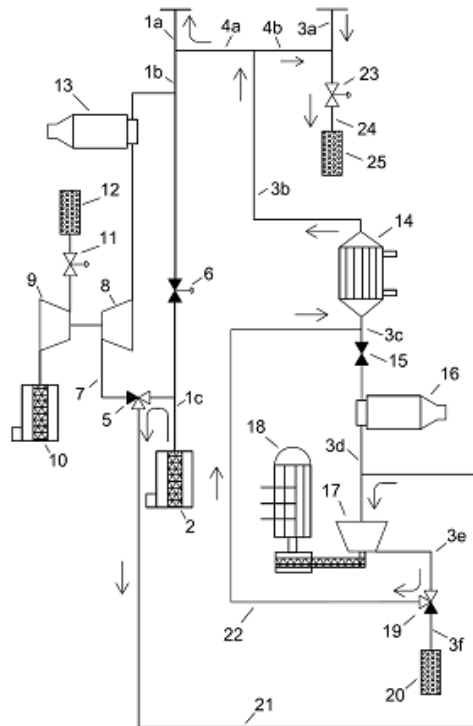


Figura 21. Patente P-201530075 en condición de sobrepresión.

Los elementos en la figura 2 son los mismos que los mostrados en la figura 1 y llevan los mismos números de referencia, por lo que no se describirán con más detalle. La única diferencia entre la figura 1 y la 2 es la posición de la apertura de las válvulas y por tanto el camino seguido por el aire en su paso a través de la instalación.

Así, en la realización de la figura 2, para funcionar a una presión superior a la atmosférica, es decir, en el caso de un funcionamiento del dispositivo generando sobrepresión, el aire se aspira a través del filtro de aire (2). En este caso, la primera válvula de tres vías (5) se encuentra cerrada en el sentido de entrada a la turbina (8) y abierta para desviar el flujo hacia el conducto (21); y la válvula de baipás (6) se encuentra cerrada, impidiendo el paso de aire hacia el conducto (1b). Además, la válvula (15) se encuentra cerrada, de manera que el flujo de aire aspirado tiene como único camino libre su paso por el turbocompresor (17). La segunda válvula de tres vías (19) se encuentra cerrada en el sentido hacia el conducto (3f), de modo que el flujo de aire aspirado se desvía por el conducto (22), y se descarga en el conducto (3c). Por lo tanto, el aire aspirado procedente del conducto (22) se descarga al intercambiador de calor (14) y no retrocede porque la válvula (15) está cerrada; teniendo como único camino libre el flujo con sentido hacia el conducto de entrada (1a) acoplado a la admisión del motor.

Los gases de escape del motor se descargan en el conducto de salida (3a) y se mezcla con el aire aspirado de dilución del conducto (4b). Por último, los gases salen a la atmósfera a través de la válvula (23) de regulación que se encuentra al menos parcialmente abierta y a través del silenciador (25).

2.5.3.3. Otras realizaciones

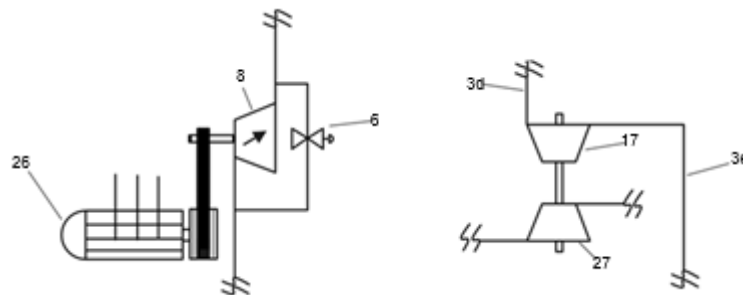


Figura 22. Otras realizaciones de la patente: turbina (izq.) y turbocompresor (der.).

En esta misma patente, se han desarrollado diferentes reivindicaciones de la instalación con el fin de optimizarla respecto a la configuración original. Estas mejoras son las mismas que las descritas en la segunda patente (sección 2.5.2), pero se vuelven a recalcar en esta sección.

A la izquierda de la figura 22 se muestra un esquema de una realización alternativa para disipar la energía generada en la expansión de la turbina del dispositivo de la presente invención. La turbina (8) también puede acoplarse a un generador eléctrico (26) que absorbe la energía obtenida en la expansión en la turbina.

A la derecha de la figura 22 se muestra un esquema de una realización alternativa del turbocompresor (17) del dispositivo de la presente invención, impulsado mediante una turbina (27). El conjunto turbina (27) y turbocompresor (17) acoplados en el mismo eje puede ser un turbogrupo de

sobrealimentación. La turbina (27) se acciona mediante un caudal de gases generados para ello en un banco de flujo. En esta realización de la presente invención, la turbina (27) regula el régimen de giro del turbocompresor (17) hasta que se alcanza un determinado valor deseado de caudal másico y de presión en el aire admitido, regulando estas condiciones junto con la turbina (8) y la válvula de baipás (6).

Capítulo 3

Modelos de simulación numérica

3.1. Introducción

En el presente capítulo se realiza una descripción de los programas de modelados utilizados en este Proyecto Fin de Grado, que tienen como objetivo optimizar y mejorar las características de la instalación de simulación de altitud desarrollada por el departamento del CMT.

Dado que en este proyecto no se ha realizado ensayos experimentales sobre la instalación, es importante informar sobre los detalles de los softwares utilizados en la simulación. Estos son el OpenWAM, o modelo de acción de ondas, y el GT-Power. Este último es con el que se han realizado la gran mayoría de cálculos, por lo que nos centraremos sobretodo en explicar éste.

3.2. Métodos numéricos

Ambos softwares de cálculo se centran en el uso de métodos numéricos con el fin de resolver las ecuaciones fluidodinámicas que rigen el sistema y poder modelar de forma eficiente la instalación. Por ello, es importante describir las ecuaciones utilizadas en los programas anteriores.

Para ello, explicaremos qué ecuaciones y métodos numéricos utiliza en OpenWAM, o modelo de acción de ondas. En el caso del GT-Power, al ser un programa de una mayor complejidad, no se detallarán todos los sistemas que resuelve durante el proceso de cálculo. Además, al ser utilizado con la misma finalidad que el OpenWAM, las ecuaciones que resuelve son esencialmente las mismas. Si existe interés en conocer el método de cálculo interno del GT-Power, se facilita la documentación en la sección de *Bibliografía* de este Trabajo de Fin de Grado.

3.2.1. Ecuaciones de conservación

OpenWAM es un software que modela la evolución de un fluido compresible circulante en régimen no estacionario, concretamente de fluidos unidimensionales y no viscosos. Por lo tanto, para definir el fluido son necesarias cuatro ecuaciones: ecuación de continuidad o conservación de la masa, conservación de la cantidad de movimiento, conservación de la energía y ecuación de estado.

A continuación, se plantean estas ecuaciones para el caso de flujo compresible, no-estacionario y no homoentrópico (sin fricción ni transferencia de calor).

➤ **Ecuación de conservación de la masa**

La ecuación de conservación de la masa enuncia que la masa que entra más la de la salida (con signo) es igual a la variación de masa en el volumen de control. Teniendo en cuenta esta definición y las simplificaciones que conlleva el tratar con el fluido definido, la ecuación de continuidad queda como sigue.

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \rho \frac{\partial u}{\partial x} + u \frac{\partial \rho}{\partial x} + \frac{\rho u}{S} \frac{\partial S}{\partial x} = 0 \quad (8)$$

Siendo:

ρ : Densidad del fluido.

u : Velocidad del fluido a lo largo del conducto.

x : La dimensión espacial.

S : Sección transversal del conducto.

t : La dimensión temporal.

➤ **Ecuación de conservación del movimiento**

La ecuación de conservación de movimiento enuncia que la cantidad de movimiento respecto al tiempo en el interior del volumen de control y el flujo neto de cantidad de movimiento que se introduce a través de la superficie del volumen de control.

Haciendo uso de las simplificaciones citadas anteriormente, la ecuación de conservación de la cantidad de movimiento se puede definir como sigue.

$$\frac{\partial u}{\partial t} + u \frac{\partial u}{\partial x} + \frac{1}{\rho} \frac{\partial \rho}{\partial x} + G = 0 \quad (9)$$

Donde G representa el rozamiento con las paredes del tubo. En este software, se considera que la fricción genera un esfuerzo cortante (definido como τ_w), proporcional a la energía cinética.

$$\tau_w = f \frac{1}{2} \rho u^2 \quad (10)$$

Siendo f el factor de fricción de Froude. Por tanto, el parámetro G tomará la siguiente forma.

$$G = f \frac{u^2}{2} \frac{u}{|u|} \frac{4}{F} \quad (11)$$

Siendo F el área de sección transversal del cilindro.

➤ **Ecuación de conservación de la energía**

Tomando en consideración la definición de la ecuación de conservación de la energía “la transmisión de calor al volumen de control menos el trabajo aplicado al mismo (siguiendo el criterio de signos de la Termodinámica) es igual a la variación de la energía respecto al tiempo en el volumen de control más el flujo neto de entalpía a través de la superficie del volumen de control” y las hipótesis asumidas, la ecuación de conservación de la energía responderá a la siguiente expresión.

$$\left[\frac{\partial p}{\partial t} + u \frac{\partial p}{\partial x} \right] - a^2 \left[\frac{\partial p}{\partial t} + u \frac{\partial p}{\partial x} \right] - \rho (\gamma - 1)(q + uG) = 0 \quad (12)$$

Siendo p la presión, a la velocidad del sonido y q el flujo de calor entre el fluido y las paredes del conducto.

➤ **Ecuación de estado**

Por último, para cerrar el sistema de ecuaciones se requiere el uso de la ecuación de estado. Esta ecuación, como su propio nombre indica, describe el comportamiento del gas en lo que se refiere a sus variables de estado.

$$p = \rho RT \quad (13)$$

La R presente en la ecuación superior no es exactamente la constante universal de los gases perfectos, sino que está dividida por el peso molecular del gas que, en general, será una ponderación de las distintas especies que conforman la mezcla. La T se corresponde con la temperatura del fluido.

Estas expresiones constituyen un sistema de ecuaciones diferenciales en derivadas parciales de tipo hiperbólico, cuya información se propaga en ondas de presión.

3.2.2. Tipos de métodos numéricos

El sistema de ecuaciones expuesto la sección anterior puede ser resuelto por diversos métodos numéricos. El método clásico es el Método de las Características, pero actualmente se han propuesto otros basados en diferencias finitas que parten de la formalización de las ecuaciones del flujo en forma de leyes de conservación, siendo los de mayor aceptación los esquemas de McCormak y de Lax-Wendroff.

Es conveniente expresar el sistema de ecuaciones en forma matricial previa aplicación de los métodos numéricos citados. Por ello, se desarrollan los siguientes vectores.

$$W(x, t) = \begin{bmatrix} \rho \\ \rho u \\ \rho \frac{u^2}{2} + \frac{p}{\gamma - 1} \end{bmatrix} \quad (14)$$

$$F(W) = \begin{bmatrix} \rho u \\ \rho u^2 + p \\ u \left(\rho \frac{u^2}{2} + p \frac{\gamma}{\gamma - 1} \right) \end{bmatrix} \quad (15)$$

$$C(W) = \begin{bmatrix} \rho u \\ \rho u^2 \\ u \left(\rho \frac{u^2}{2} + p \frac{\gamma}{\gamma - 1} \right) \end{bmatrix} + \frac{1}{S} \frac{\partial S}{\partial x} + \begin{bmatrix} 0 \\ G\rho \\ q\rho \end{bmatrix} \quad (16)$$

Siendo W el vector solución, S el vector de flujo y C el vector que incluye la contribución del cambio de área y los procesos de fricción y transmisión de calor. Teniendo en cuenta estos parámetros, el sistema de ecuaciones a resolver es el siguiente.

$$\frac{\partial W}{\partial t} + \frac{\partial F}{\partial x} + C = 0 \quad (17)$$

A continuación, se detallan los métodos numéricos de Lax-Wendroff y MacCormak.

➤ **Método de Lax-Wendroff**

El método de Lax-Wendroff de dos pasos se trata de un método simétrico explícito de segundo orden. Despreciando los términos fuente el sistema de ecuaciones de conservación, la ecuación queda simplificado del siguiente modo.

$$\frac{\partial W}{\partial t} = - \frac{\partial F}{\partial x} \quad (18)$$

Empleando las series de Taylor para aproximar la solución W en el instante t^{n+1} obtenemos la siguiente expresión.

$$w_i^{n+1} = W_i^n + \left. \frac{\partial W}{\partial t} \right|_n \Delta t + \left. \frac{\partial^2 W}{\partial^2 t} \right|_n \frac{\Delta t^2}{2!} + O(\Delta t^3) \quad (19)$$

Reordenando los términos y desarrollando la expresión (19), se obtiene la expresión de Lax-Wendroff en dos pasos.

▪ **Primer paso**

$$W_{i+\frac{1}{2}}^{n+\frac{1}{2}} = \frac{1}{2} \left[W_i^n + W_{i+1}^n - \frac{\Delta t}{\Delta x} (F_{i+1}^n - F_i^n) - \frac{\Delta t}{2} (c_i^n + c_{i+1}^n) \right] \quad (20)$$

▪ **Segundo paso**

$$W_i^{n+1} = W_i^n + \frac{\Delta t}{\Delta x} \left(F_{i+\frac{1}{2}}^{n+\frac{1}{2}} - F_{i-\frac{1}{2}}^{n+\frac{1}{2}} \right) - \frac{\Delta t}{2} \left(c_{i+\frac{1}{2}}^{n+\frac{1}{2}} - c_{i-\frac{1}{2}}^{n+\frac{1}{2}} \right) \quad (21)$$

En el primer paso se halla la solución en un punto intermedio, en el instante $n + 1/2$ en los puntos de la malla espacial $j - 1/2$ y $j + 1/2$. En el segundo paso se obtienen los valores en $(j, n + 1)$ a partir de los anteriores puntos calculados.

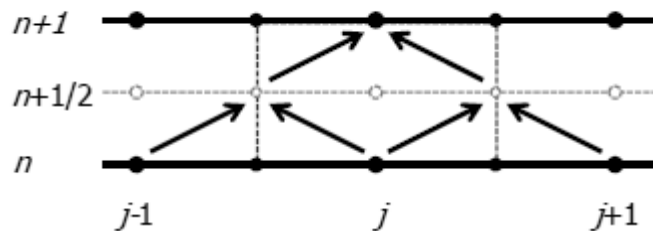


Figura 23. Mallado espacial (abscisas) y temporal (ordenadas) del método Lax-Wendroff.

➤ **Método de MacCormak**

Por su parte, el método de MacCormak también es un esquema simétrico, explícito y de segundo orden. Lo que hace este método es predecir la solución en un primer paso utilizando información a un lado del nodo y corregir dicha solución con la información del otro lado. Es una variación del método en dos pasos de Lax-Wendroff pero de aplicación más simple. Los dos pasos que tiene son los siguientes.

▪ **Paso predictor**

$$\bar{W}_i^{n+1} = W_1^n - \frac{\Delta t}{\Delta x}(F_{i+1}^n - F_i^n) - \frac{\Delta t}{2}(C_{i+1}^n + C_i^n) \quad (22)$$

▪ **Paso corrector**

$$W_i^{n+1} = \frac{1}{2}(W_1^n + \bar{W}_i^{n+1}) - \frac{\Delta t}{2\Delta x}(F_i^{n+1} - F_{i-1}^{n+1}) - \frac{\Delta t}{4}(\bar{C}_i^{n+1} + \bar{C}_{i-1}^{n+1}) \quad (23)$$

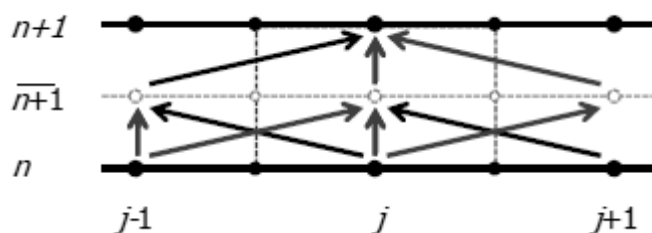


Figura 24. Mallado espacial (abscisas) y temporal (ordenadas) del método MacCormak.

Estos dos métodos son de segundo orden y generan oscilaciones en la solución alrededor de las ondas de choque y las discontinuidades de contacto. Para resolver este inconveniente surgen los métodos en diferencias finitas de alta resolución, que consisten en una combinación de resolución de primer orden y de segundo. En las partes suaves se resuelven mediante métodos de segundo orden, en las discontinuidades se resuelven con métodos de primer orden, por lo que no presentan sobreoscilaciones. La principal desventaja es que requieren de criterios de estabilidad más restrictivos, por lo que el coste computacional aumenta.

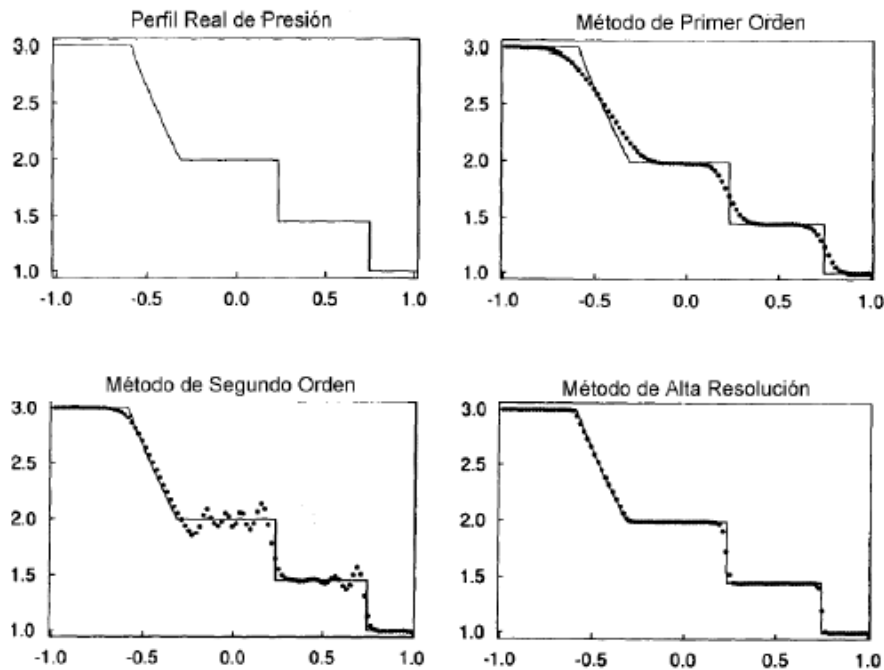


Figura 25. Precisión de los métodos numéricos.

3.3. Modelo de acción de ondas. OpenWAM

El OpenWAM (*Wave Action Model*) es un programa de modelado fluidodinámico de código abierto, desarrollado por CMT-Motores Térmicos de la Universidad Politécnica de Valencia que permite, entre otras muchas aplicaciones, predecir el movimiento del flujo a través de los elementos de un motor de combustión interna alternativo y, por tanto, calcularlo. Atendiendo a las necesidades de este trabajo, OpenWAM permite obtener con una precisión suficiente los requerimientos exigidos en el mismo. Además, esto puede conseguirse con una velocidad de cálculo moderadamente alta.

El uso de este programa se ve facilitado por una interfaz gráfica de usuario, WAMer, que el Instituto CMT desarrolló paralelamente.

A continuación, se explica la metodología de cálculo utilizada por el software para el modelado fluidodinámico de la instalación.

3.3.1. Introducción. Metodología de cálculo

El modelo de acción de ondas (WAM) permite calcular la termodinámica y fluidodinámica de las distintas partes que conforman el motor. Los elementos son representados por condiciones de contorno, elementos 0-dimensionales (0D) y 1-dimensionales (1D). Los elementos 1D poseen un mallado axial que define los nodos en los que se llevará a cabo la resolución de los sistemas de ecuaciones de conservación. Quien debe elegir el tipo de mallado es el propio usuario, atendiendo a la precisión, fiabilidad y coste computacional que se desee en el modelo. Sin embargo, la estructura

de cálculo que gestiona el avance temporal del modelo de acción de ondas viene impuesta por el propio programa, el cual impone un máximo incremento temporal para evitar problemas de estabilidad numéricos.

Esta condición de estabilidad se fundamenta en el criterio de estabilidad CFL (Courant-Friedrichs-Lewy) que establece que la información, en forma de turbulencias u ondas, no puede viajar más de una longitud de malla (distancia entre dos nodos) en el incremento de tiempo empleado para el cálculo. Por tanto, cada nodo deberá cumplir la siguiente condición.

$$\Delta t \leq \nu \frac{\Delta x}{c^p} \quad (24)$$

Siendo:

ν : número de Courant o CFL, cuyo valor está comprendido entre $[0,1]$.

c^p : Representa la velocidad de la onda más grande en el nodo durante el periodo p .

En la práctica, todos los nodos del tubo son resueltos con el mismo incremento de tiempo. Por tanto, la ecuación queda:

$$\Delta t = \nu \frac{\Delta x}{c_{max}^p} \quad (25)$$

De la expresión del criterio de estabilidad CFL (25), se deduce que, con respecto al coste computacional, éste será menor cuando el valor de este parámetro esté cerca de 1. Y en cualquier caso, la reducción espacial de la malla (Δx) incrementa el coste computacional debido al incremento de los nodos de cálculo y, tal y como se ve en el criterio de CFL, el incremento de tiempo para el cual es posible resolver las ecuaciones de conservación también se reduce. Esto significa que para alcanzar el final de la ejecución será necesario resolver un mayor número de veces los sistemas de ecuaciones de conservación.

En el caso de los elementos 0-dimensionales (0D), el criterio de estabilidad se aplica para evitar que se vacíen completamente durante un incremento de tiempo Δt .

3.3.2. Discretización Temporal común

La metodología de cálculo del modelo de acción de ondas surge debido a la manera en la que se gestionan los resultados de la aplicación de criterios de estabilidad a los elementos 0D y 1D. La Discretización Temporal Común (CTD) es la estructura de cálculo más extendida en los modelos de ondas debido a su simplicidad. En el cálculo de la estructura CTD se aplica el criterio de estabilidad más restrictivo como paso de integración global para todos los elementos del modelo, es decir, todos los elementos se calculan con el mínimo periodo de tiempo, garantizando así la estabilidad del cálculo. El diagrama de flujo del modelo CTD está representado en la figura 26.

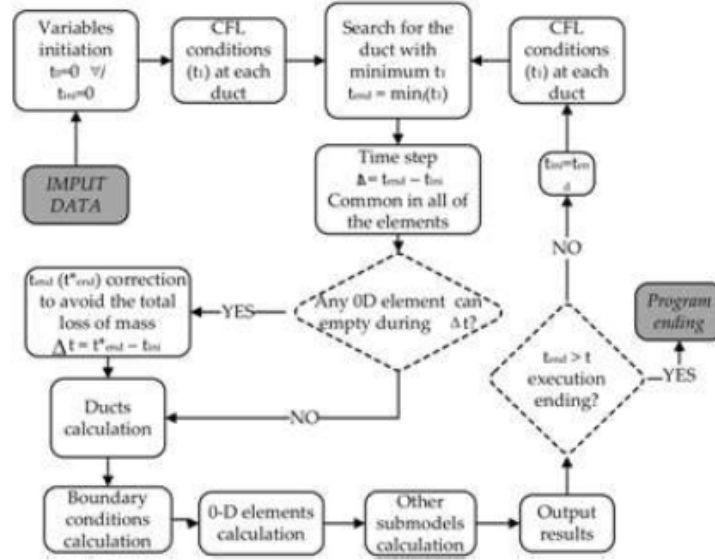


Figura 26. Diagrama de flujo del diseño de programa CTD.

A continuación, se pasa a describir el modelo en detalle. En primer lugar, se lleva a cabo la inicialización de las variables del modelo ($t_0 = 0$ para los tubos y elementos del modelo) como también el tiempo inicial del incremento $t_{ini} = 0$. Después de aplicar el criterio CFL para todos los tubos del modelo se obtiene el tiempo máximo t_1 a los que cada uno puede moverse. Después, se busca el tubo con el mínimo tiempo t_1 , y este será el máximo tiempo con el cual el modelo puede avanzar en su incremento de tiempo $t_{fin} = t_1$. Por lo tanto, el incremento de tiempo común será:

$$\Delta t = t_{fin} - t_{ini} \quad (26)$$

Es necesario comprobar que con este incremento de tiempo el criterio de estabilidad se cumple para todos los elementos 0D. En caso contrario, sería necesario una corrección en el incremento de tiempo para cumplir las condiciones más restrictivas. Tras conseguir el incremento de tiempo adecuado, las condiciones termodinámicas y fluidodinámicas en los conductos, las condiciones de contorno y elementos 0D se calculan con el incremento de tiempo común. Por último, otros sub-modelos como la posición de la TGV o de la válvula de EGR son calculados. Con esto, todos los cálculos correspondientes al incremento de tiempo son resueltos, quedando únicamente por comprobar si el programa ha terminado. De no haber finalizado se inicia el cálculo del siguiente incremento de tiempo.

Desde el punto de vista de la programación de la estructura de control, el cálculo CTD es muy simple, pero esto supone una penalización del coste computacional muy importante. Esto es debido a que normalmente hay tubos que podrían ser calculados con una malla más espaciada, de acuerdo al criterio CFL, y por lo tanto en menos pasos, pero debido a la restricción del cálculo CTD el mallado debe ser más fino y por lo tanto utilizar más pasos. El objetivo del siguiente modelo propuesto es optimizar esta estructura de cálculo del modelo de acción de ondas y disminuir el coste computacional sin perder precisión ni exactitud.

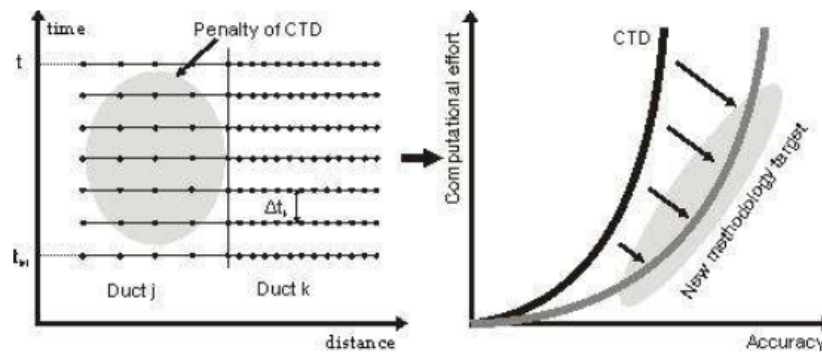


Figura 27. Objetivo de conseguir un equilibrio entre precisión y esfuerzo computacional (*trade off*) de la nueva metodología de cálculo.

3.3.3. Discretización Temporal Independiente

Con el objetivo de optimizar la estructura de cálculo de los modelos de acción de ondas (y así poder reducir su coste computacional), se propone otra estructura computacional en la cual cada elemento 1D del modelo se calcula con el incremento de tiempo que resulta de aplicar su propio criterio de estabilidad CFL. Por lo tanto, cuando sea necesaria una malla más fina para lograr una mayor precisión local, el coste computacional local aumenta, pero sin afectar al resto de los elementos de la simulación. A esta filosofía de computación se le llama Discretización Temporal Independiente (ITD).

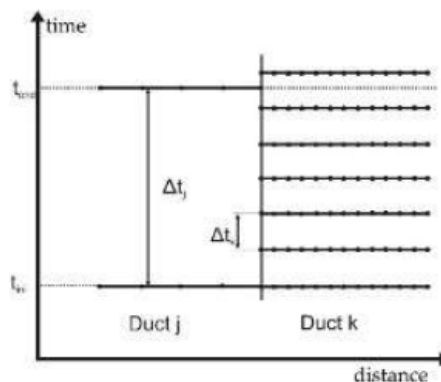


Figura 28. Ejemplo de estructura de cálculo ITD.

Tal y como puede observarse en la figura anterior, cuando el incremento de tiempo del cálculo se lleva a cabo en el conducto j , no es posible asegurar que el conducto k se encuentre en el mismo instante de tiempo. Esto conlleva mayor complejidad en la estructura de cálculo, hecho que aparece reflejado en el diagrama de flujo. En él, se muestra la necesidad de definir un bucle interno en el que se resuelva, con un incremento de tiempo particular, el sistema de ecuaciones de conservación tanto para los elementos 1D como los 0D, así como también las condiciones de contorno de los elementos 1D. Los pasos que sigue este modelo se definen a continuación y quedan resumidos en la figura 29.

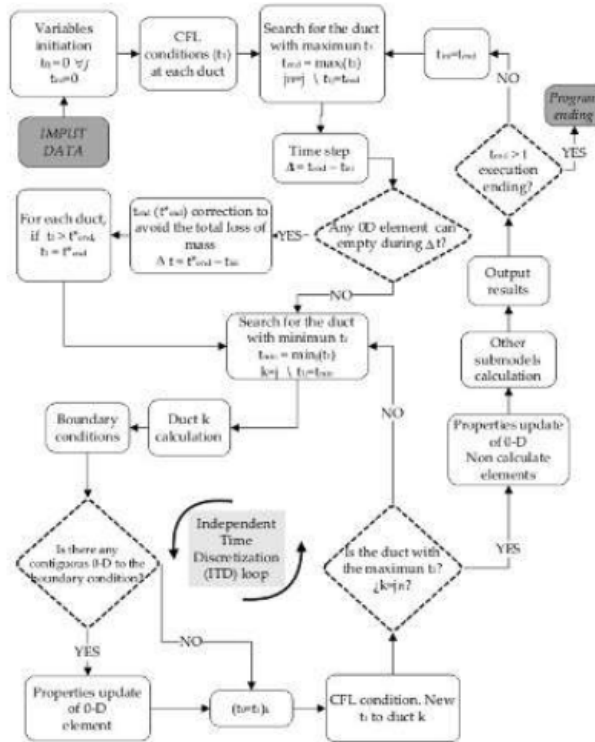


Figura 29. Diagrama de flujo del método ITD.

En primer lugar, se inicializarán las variables del modelo y se le asignará a cada tubo las variables t_0 y t_1 , donde t_0 hace referencia al instante inicial del cálculo y t_1 al instante de tiempo hasta el cual puede avanzar el cálculo de cada tubo según el criterio de estabilidad CFL.

Por otro lado, se deben definir las variables t_{ini} y t_{fin} que representan el tiempo de cálculo inicial y final después de un incremento de tiempo global del modelo. A continuación, se busca el conducto con máxima t_1 que será quien defina el t_{fin} . Conocido este valor, es posible calcular el incremento de tiempo global mediante la siguiente ecuación (también utilizada en la otra estructura computacional).

$$\Delta t = t_{fin} - t_{ini} \quad (27)$$

Durante el incremento de tiempo global, cada elemento del modelo es calculado al menos una vez. Para cada elemento, el incremento de tiempo global se divide en múltiples incrementos de tiempo locales de acuerdo a sus propios criterios. Al igual que en la estructura de cálculo anterior, el incremento de tiempo global debe ser modificado si algún elemento 0D requiere un tiempo más restrictivo para satisfacer sus propios criterios de estabilidad.

A continuación, se resuelven las ecuaciones de los tubos cuyo t_1 sea el mínimo, así como también se determinarán sus condiciones de contorno. Sin embargo, debe considerarse que el resto de elementos del modelo están en un tiempo de cálculo diferente. En caso de que algún elemento 0D se encuentre contiguo al tubo, se hallan sus propiedades termodinámicas mediante la resolución del balance de masa y energía, sirviéndose de los resultados logrados en las condiciones de contorno. Se asume que cualquier otro tubo conectado al tubo, para el que se están resolviendo las ecuaciones, mantendrá

sus propiedades termodinámicas y su flujo másico constante, tomando como valor el último instante para el que se calculó este tubo.

Posteriormente, el siguiente valor de t_1 del tubo se obtiene aplicando el criterio de estabilidad CFL. Estos cálculos se realizarán tantas veces como sea preciso hasta el punto en el que el tubo alcance el incremento de tiempo global, finalizándose el bucle de la ITD y calculándose entonces otros submodelos y resultados de salida. Además, se realizará el incremento temporal de los elementos 0D que han estado cerrados durante el incremento de tiempo del cálculo (reduciendo el coste computacional).

Finalmente, el programa comprueba si la ejecución ha terminado. En caso contrario, se busca el tubo cuyo t_1 es máximo para definir el nuevo incremento de tiempo global, empezando de nuevo el bucle de la ITD, proceso iterativo que se prolonga hasta alcanzar el final del cálculo.

3.3.4. Discretización Temporal Independiente para las condiciones de contorno

El uso de la metodología de cálculo ITD requiere la adaptación de la resolución en las condiciones de contorno. Existen tres tipos de condiciones de contorno para esta metodología, dependiendo del tipo de componente del modelo a la que la condición de contorno va conectada:

- **Condición de contorno extrema de los elementos 1D.** Este grupo incluye las condiciones de contorno que representan extremos de conductos cerrados, sin resonancia o abiertos a una atmósfera particular. Su resolución no tiene diferencias con la estructura de cálculo CTD.
- **Condición de contorno de elemento 1D conectado a otro elemento 0D.** En este caso no hay ninguna diferencia en la forma en la que la condición de contorno se resuelve con respecto al diseño del programa de CTD. Sin embargo, se necesita tener en cuenta algunas consideraciones en cómo es afectada la resolución de los balances de masa y energía que determinan las condiciones termodinámicas dentro del elemento 0D. Cada vez que se resuelve un tubo continuo, el elemento 0D debe ser actualizado al momento de cálculo actual. Para llevar a cabo los balances de conservación de energía y masa dentro del elemento 0D, se debe considerar cada tubo conectado al elemento 0D. Este hecho conduce a tener en cuenta los últimos resultados calculados para cada condición de contorno asumiendo que la información está congelada desde la última vez que todos ellos se calcularon hasta el tiempo de cálculo actual.
- **Condición de contorno entre elementos 1D.** En este caso, cuando se resuelve la condición de contorno se debe considerar que cada tubo conectado a la condición de contorno tiene un tiempo de cálculo diferente. Esta situación se representa en la figura 28, que muestra las líneas de características y el nivel de entropía entre dos tubos. Cada punto representa un nodo del tubo y el sentido del gas es de derecha a izquierda. En esta situación, el tubo k se está resolviendo. Su tiempo de cálculo es t_{0k} y el cálculo tiene que avanzar hasta el instante t_{1k} . Debido al hecho de que cada tubo tiene un tiempo de cálculo diferente, hace falta distinguir dos incrementos de tiempo: Δt_k y Δt_j .

3.4. Diseño y modelado en GT-Power

3.4.1. GT-Suite. Introducción

El segundo programa de simulación y modelado utilizado en este Proyecto Fin de Grado es el programa comercial *GT-Suite*, de la compañía *Gamma Technologies*. Dicho programa tiene un gran potencial a nivel mundial en la industria del automóvil por su versatilidad y realismo a la hora de modelar diferentes sistemas, utilizado por compañías como BMW, Mercedes, Jaguar, etc. Por ello, además de utilizar el OpenWAM, el departamento CMT-Motores Térmicos decidió realizar parte de las simulaciones con este programa.

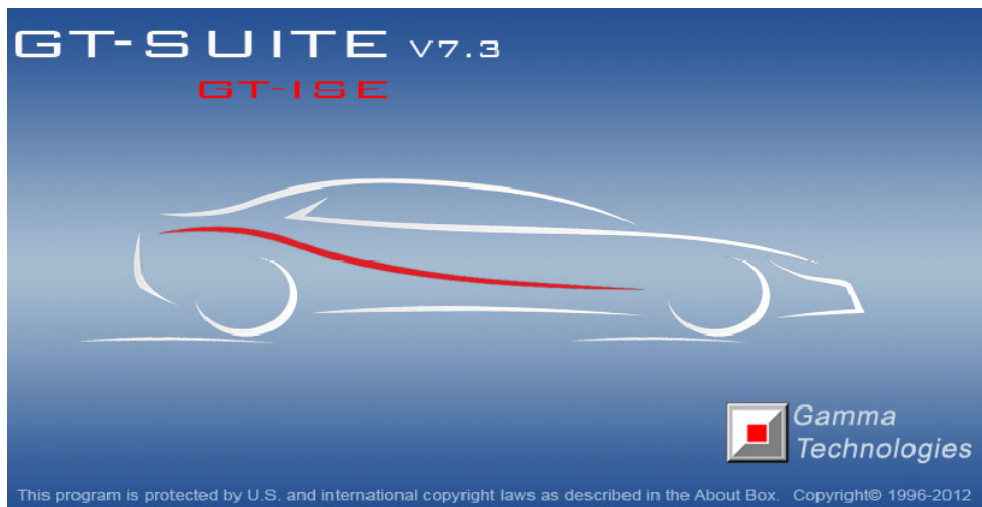


Figura 30. Programa GT-ISE.

GT-Suite es un software de tipo CAE, del inglés *Computer Aided Engineering*, es decir programas informáticos que permiten analizar y simular los diseños de ingeniería realizados con el ordenador, o creados de otro modo e introducidos en el ordenador, para valorar sus características, propiedades, viabilidad y rentabilidad. Además, es un programa que puede aplicarse para problemas tipo 0D, 1D y 3D.

Sin embargo, lo que hace que *GT-Suite* sea un programa de cálculo especialmente potente es que permite integrar elementos de modelos 3D en sistemas tipo 1D/0D. Esto suministra al sistema condiciones de contorno más precisas y aseguran una mejor interacción con los subsistemas de la instalación. Todo ello permite optimizar el desarrollo de modelos, disminuir los consecuentes costes de fabricación y reducir al máximo las pruebas para la obtención del producto deseado.

Estos componentes del *GT-Suite* se basan en un conjunto común de varias bibliotecas de leyes y ecuaciones físicas, que se comentarán más adelante a lo largo del capítulo.

GT-Suite está compuesto por diferentes paquetes de programas. Entre ellos, el *GT-Power* es el paquete utilizado para modelar motores, realiza simulaciones de motor para un análisis del rendimiento y de acústica, compuesto por *GT-ISE* para generar el modelo y el utilizado para analizar y post-procesar los resultados *GT-Post*. Este paquete es el que se utilizará a lo largo del proyecto.

3.4.2. Motivación

A lo largo del Trabajo de Fin de Grado se realizaron una serie de cálculos en OpenWAM con el fin de optimizar las características de la instalación actual. Entre ellos, se intentó eliminar algunos picos de presión que aparecían en la fase del transitorio, cuando se conectaba el motor. Se probaron varias técnicas, como cambiar el método numérico de las tuberías y depósitos, o modificar el mallado de estos. Sin embargo, al final resultó ser un problema relacionado con las dimensiones de la instalación: aumentando las dimensiones de las tuberías donde surgía este problema, se consiguió reducir estos picos de presión.

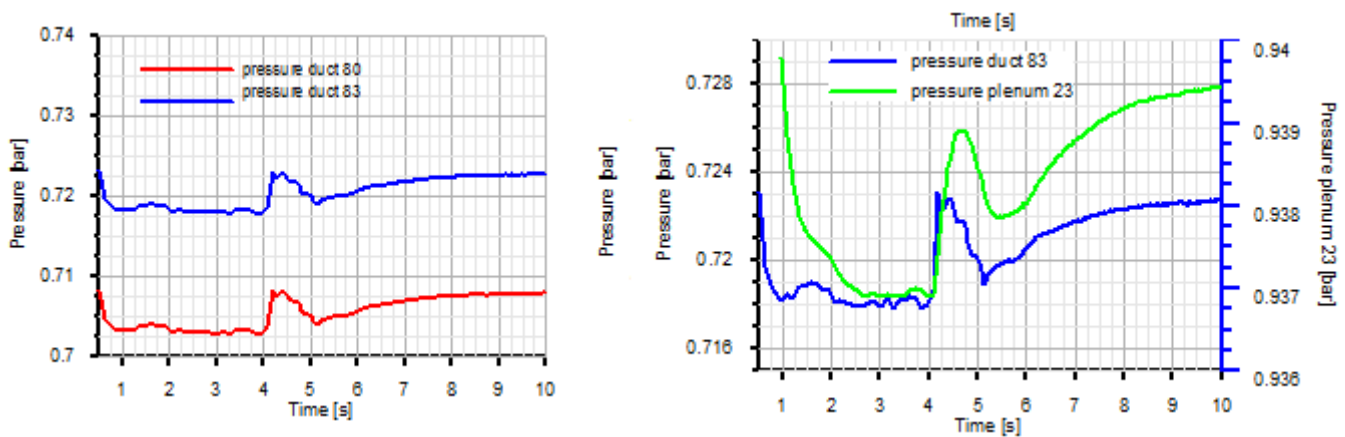


Figura 31. Picos de presión observados en tuberías en OpenWAM.

Después de solucionar este problema, se decidió abordar la optimización de la instalación de simulación desde el punto de vista del sistema de control de la presión, temperatura y gasto másico con el fin de ver si de este modo, se conseguía ampliar la zona de funcionamiento del mapa actual. Este sistema de control se realiza en la instalación mediante la implementación de una serie de PIDs.

Aunque el modelo de acción de ondas OpenWAM permite el uso de este tipo de sistema de control, no ofrece tantas posibilidades como el GT-Power. Este último tiene mayor potencia de cálculo, con lo que nos permite simular en menor tiempo, más puntos que el OpenWAM. Por otro lado, GT-Power tiene una interfaz más intuitiva y amigable que el caso del OpenWAM. Finalmente, GT-Power ofrece un mayor abanico de posibilidades que el modelo de acción de ondas, que se encuentra bastante limitado en cuanto a sistemas de control y otros elementos.

Por estos motivos, se ha decidido que el estudio del control de la instalación del simulador de altitud se realizará mediante el programa comercial *GT-Suite*, dejando el uso del OpenWAM para otras aplicaciones, más relacionadas con los antecedentes de este Proyecto Fin de Grado.

Dado que es en este programa donde se realizaron prácticamente todos los cálculos, en esta parte del trabajo se describirá con detalle los diferentes pasos y conceptos utilizados para modelar la instalación. Se comentarán los elementos utilizados en la instalación y cómo se obtienen los resultados. Así, no sólo es interesante como guía para futuros proyectos sino también para comprender mejor las futuras explicaciones de la instalación. En cuanto a los detalles del sistema de control, estos se explicarán en profundidad en los capítulos 4 y 5.

3.4.2. Descripción del programa GT-ISE

En este apartado se van a explicar las partes básicas del programa para poder entender los subapartados siguientes. A continuación, se explica paso a paso como se ha llegado a diseñar la instalación del simulador de altitud.

Al abrir el programa *GT-ISE* (Figura 31) tras cargarse, se pulsa en el menú la tecla *File* y a continuación con en el desplegable *New* → *GT project Map* (formato .gtm).

Aparecerá una solicitud sobre el tipo de programa que se desea abrir para realizar el proyecto. Se elige *GT-SUITE*, y el programa dará a elegir una serie de especialidades. Una vez seleccionadas las librerías y plantillas correspondientes, aparecerá un menú como el de la figura 32. A continuación, se procede a explicar las opciones más importantes de este programa.

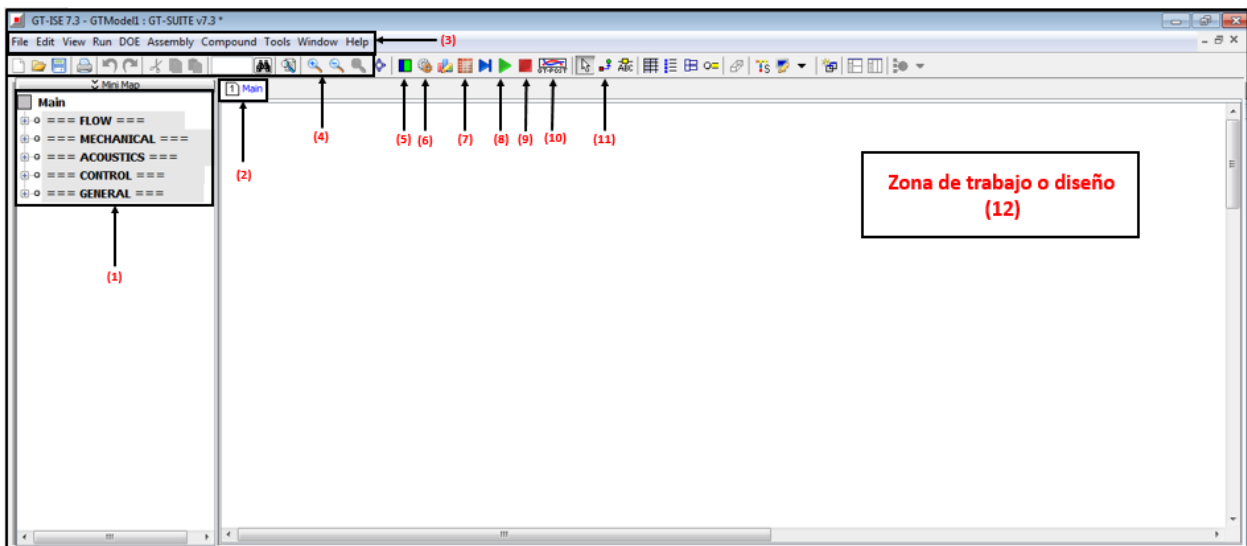


Figura 32. Panel principal de GT-ISE.

- **Partes o *Mini-Map* (1).** Desplegable en el que se encuentran los componentes que se han utilizado en el sistema. Es la base de datos del sistema diseñado, de rápido acceso en la que se pueden modificar parámetros de una manera rápida. Se puede utilizar para ver directamente datos como los mapas de la turbina y compresor, válvulas, etc. Se muestran algunos de los elementos presentes en el *Mini-Map*, en la sección *Flow*.
- **Estructuras (2).** Durante el diseño se pueden crear subsistemas con el fin de facilitar el mismo. Es decir, si tenemos muchos componentes pueden dividir en subgrupos para acceder a un punto del sistema.
- **Menú I (3).** En la barra menú se realizan las acciones básicas, como crear un fichero nuevo, guardarlo, abrir otro fichero, lanzar/ejecutar un fichero o varios (con el *Run Batch*), acceder a otros programas o a la ayuda del propio programa (*help*), etc.

- **Menú II (4).** Conjunto de acciones básicas muy utilizadas, como son: crear un nuevo archivo, abrir un archivo existente, copiar, cortar, retroceder, etc.
- **Librería (5).** A partir de la librería se puede acceder a los diferentes componentes, sistemas o elementos que dispone el programa de diseño. En ella aparecen todo tipo de elementos de flujo, como tuberías, válvulas, depósitos, filtro de aire, compresores, intercambiadores de calor y sistemas de control como los PID. Más adelante, se detallan los elementos utilizados en la instalación simulada en *GT-Suite*.

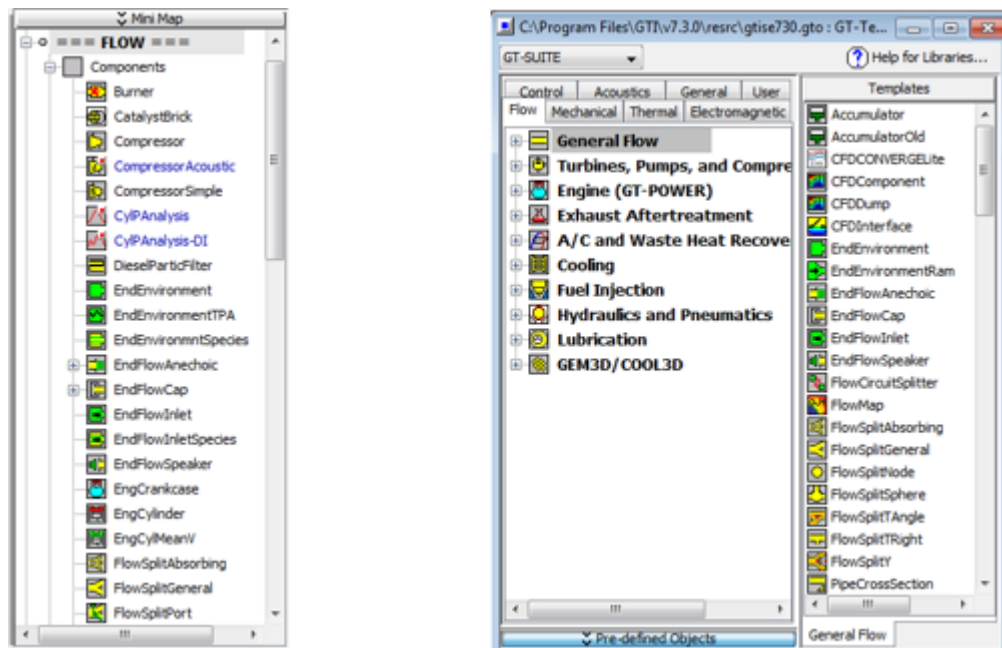


Figura 33. A la izquierda, panel de Partes. A la derecha, panel de Librerías.

- **Run Setup (6).** Esta opción nos permite modificar los parámetros de ejecución de la simulación, como puede ser el tiempo de simulación que desea el usuario que calcule el programa, automatizar el inicio y final de la simulación mediante definición de convergencia de resultados, etc.
- **Case Setup (7).** En ocasiones al sistema se le quiere estudiar en diferentes condiciones, casos, diferentes inputs, outputs, etc. Por ejemplo, en el modelado de este proyecto, es imprescindible estudiar diferentes posiciones del *Rack* de la turbina o la apertura del WG para ver qué temperaturas o presiones se consiguen alcanzar con la instalación. Así pues, habrá diferentes casos a ejecutar. Por tanto, en *Case Setup* aparece una tabla en la que cada columna es un caso, y cada fila es un parámetro (definido por el usuario) que se va modificando (como por ejemplo la temperatura, presión, apertura de válvula, mapa del compresor, etc).
- **Compilación y ejecución (8).** El botón de compilación (izquierda de (8)), se encarga de leer con el código interno del programa el diseño creado y verifica si se ha cometido algún error. Compilación y ejecución, a diferencia de este último, una vez compilado en caso de haber fallos se pondrá a calcular la simulación durante el tiempo definido en el *Run Setup*. Se abrirá una pantalla de ejecución, paralela a la pantalla de diseño. No confundir el tiempo definido de

simulación, con el tiempo que dure el cálculo que según el ordenador será mayor o menor. Por ejemplo, en este proyecto algunas veces se simulaban los primeros 25 segundos de funcionamiento para estabilizar los parámetros del motor, cuyo resultado tardaba 45 minutos en calcularlo el ordenador.

- **Parar ejecución (9).** Interrupción total del cálculo del proceso. Se cerrará la pantalla de ejecución, pero el programa seguirá abierto.
- **GT-Post (10).** Acceso al programa *GT-Post*.
- **Unir-Link (11).** Cuando Se requiere unir dos piezas o elementos, se clicca sobre dicho botón y después se clicca primero sobre la pieza inicial de la conexión y después en la final. Si no se consigue conectar, aparecerá un posible aviso de no-conexión.
- **Zona de trabajo o diseño (12).** Es la zona de la pantalla sobre la que se diseña y se unen diferentes partes del sistema que quiere componer.

3.4.3. Cuadro de funciones y herramientas

Algunas de las herramientas explicadas anteriormente merecen ser detalladas en profundidad, debido al peso que éstas tienen dentro del programas. Estas son las siguientes.

➤ Run Setup (Pulsando sobre (6) o tecla F12).

Esta pestaña (Ver figura 34) se ha utilizado para indicar el tiempo de simulación máximo (*TimeControl & Maximum Simulation Duration (Time)* en segundos, y *Time Control & Minimum Simulation Duration (Time)* en segundos, para definir el tiempo mínimo de simulación en caso de que todos los parámetros de *ConvergenceRLT* hayan convergido. En caso de querer simular unos segundos exactos, poner mismo valor en ambas opciones. En *ConvergenceRLT* se colocan (si fuera necesario) los parámetros que se busca convergencia, principalmente en los que se busca regulación por PID. Se pide el parámetro, el error mínimo buscado, si dicho error se busca en absoluto o relativo, etc.

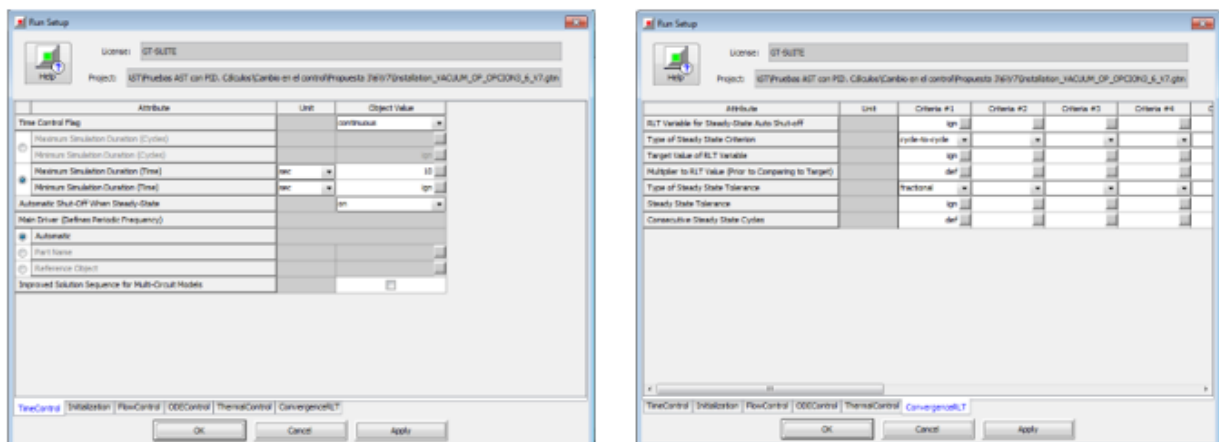


Figura 34. Main del Run Setup.

3.4.4.2. Elementos y piezas de la instalación

Una vez mostrado el esquema de la instalación implementado en *GT-Suite*, se analizan los elementos principales utilizados en la instalación. Se explican siguiendo la nomenclatura de la figura 37.

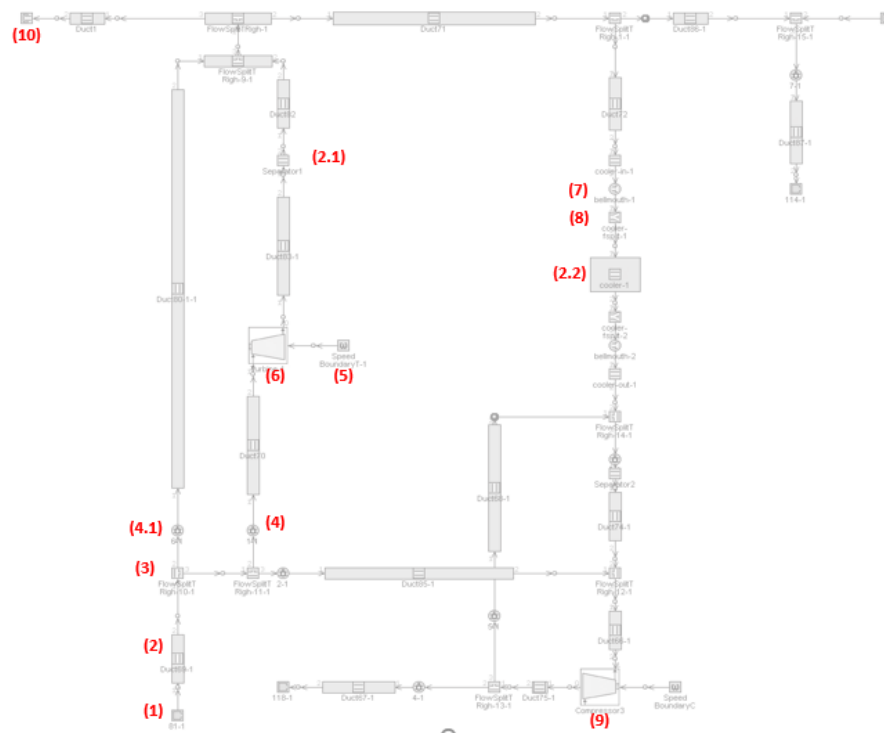


Figura 37. Esquema de los elementos utilizados en la instalación.

- **EndEnvironment (1).**

Con este elemento se definen las condiciones de contorno de la entrada y la salida del volumen de control. En la instalación define las condiciones de entrada del aire en el simulador y también define las condiciones de contorno en la salida de gases de escape. Queda definido por el tipo de fluido entrante, temperatura, presión y humedad.

- **PipeRound (2)**

Representa físicamente un tubo de sección circular. Son elementos 1D que se resuelven a partir de las ecuaciones de Navier-Stokes en la dimensión axial. Para definir la geometría es necesario acceder a la pestaña del *Main* (figura 37). Se elige el diámetro, longitud, discretización (es decir, nodos a simular), temperatura de pared, etc. Para añadir o modificar el valor se clica el icono de la parte superior *Edit Object*.

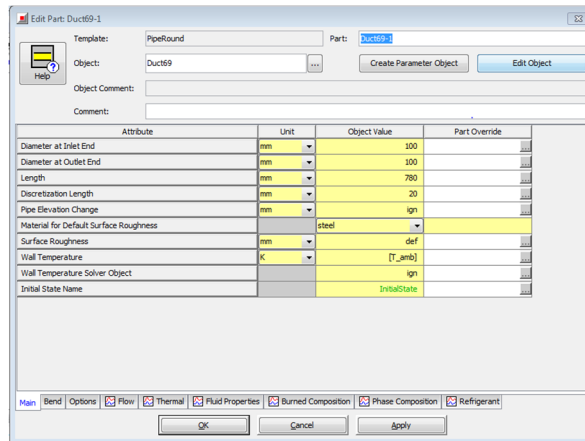


Figura 38. Main de PipeRound.

Las dimensiones de los tubos generalmente se basan en las medidas de las tuberías de la instalación real, aunque puede diferir un poco con respecto a alguna de las patentes.

Por otro lado, este elemento también se ha utilizado para simular otros componentes de la instalación. Por ejemplo, el separador de condensador (7), se ha modelado con este elemento, definiéndose un coeficiente de pérdida de presión estimado. También se ha definido con este elemento el intercambiador de calor (9), definiéndose un número de tuberías equivalente (al ser un *intercooler*, se ha optado por utilizar 200 en el caso de (9)), y el modelo de transferencia de calor.

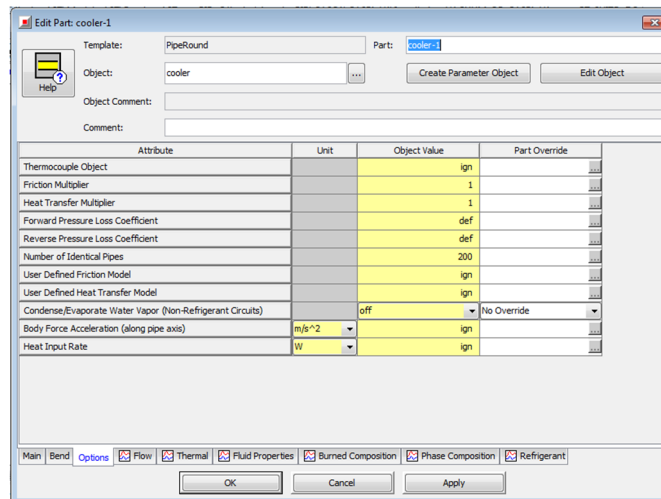


Figura 39. Opciones de PipeRound.

En este tipo de elementos se pueden estudiar toda una serie de propiedades. Se puede estudiar cómo varía la temperatura, el caudal, la presión, etc. Sin embargo, el usuario debe seleccionar el tipo de información que desea obtener en el GT-Post. En caso contrario, no se verá reflejado en el archivo obtenido. Par ello, se accede a las distintas opciones del programa (flujo, calor o termometría, propiedades del fluido, composición de la combustión, composición de los estados del flujo y refrigeración), y se marca la casilla que es la variable correspondiente. Esto se ve reflejado en la figura 40.

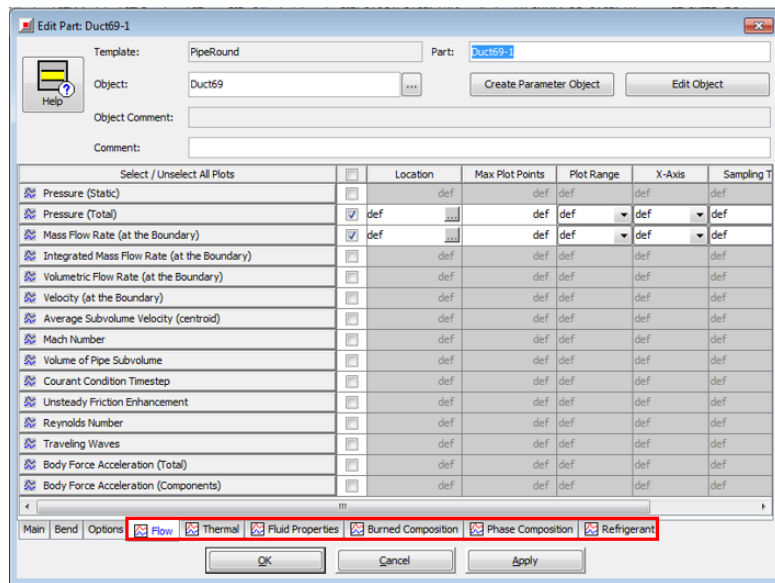


Figura 40. Propiedades a estudiar en un PipeRound.

- **FlowSplit (3)**

Este elemento sirve de depósito, vaso de expansión o enlace de dos entradas hacia una salida. En él se define el volumen de flujo contenido. Se ha utilizado como nodo en múltiples puntos de la instalación.

- **Ball_Valve_Conn (4)**

Este objeto se utiliza con el objetivo de simular una válvula esférica. En el programa, este tipo de elementos se modelan como un plano. Para implementarlos, es necesario definir en el *Main* un diámetro de referencia y el ángulo de la válvula (ángulo de la posición de la bola o elemento; 0° indica que la válvula está completamente cerrada, y 90° totalmente abierta).

En la ventana *Coefficients*, es necesario definir el valor de coeficiente de descarga para cada valor de ángulo de la válvula. Este se puede definir mediante la siguiente expresión.

$$C_D = \frac{A_{efectiva}}{A_{referencia}} \quad (28)$$

Es decir, el área efectiva de paso del fluido a través de la válvula se obtiene con el producto del coeficiente de descarga y el área de referencia, definida a partir del diámetro de referencia (que puede ser el diámetro de la tubería que hace conexión con la válvula).

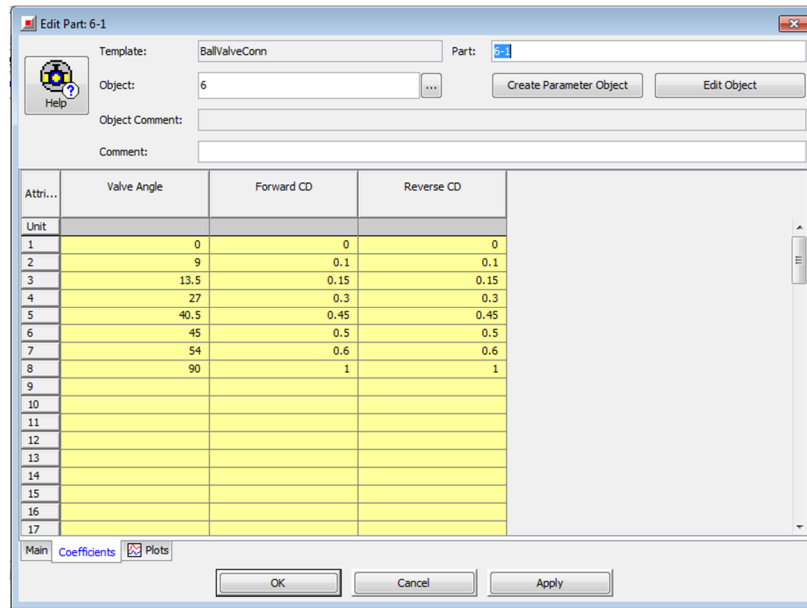


Figura 41. Ventana *Coefficients* del WG en GT-Power.

Tal y como ya se ha comentado en capítulos anteriores, uno de los elementos más importantes de la instalación es el *waste-gate* (WG), representado por (4.1) en la figura 41. Este elemento nos permite aumentar el gasto másico a altas presiones y contribuye a aumentar de forma considerable el rango de operación de la instalación, ya que nos permite mejorar el control sobre la temperatura o presión de la instalación.

En los ensayos es habitual querer alcanzar altas temperaturas en admisión y escape. Al incluir la válvula WG, parte del caudal másico que entra es baipaseado hacia ésta donde se expande isoentálpicamente, es decir, la temperatura no cambia a diferencia de lo que ocurre al atravesar la turbina, donde el aire se enfría al expandirse. Por lo tanto, cuanto mayor sea la apertura del *waste-gate* para una misma apertura de la turbina centrípeta, mayor será la temperatura alcanzada.

Por tanto, en el programa se ha implementado esta válvula con un *Ball Valve Conn*, definiéndose una serie de coeficientes de descarga para distintos ángulos de apertura (ver figura 41). Con ello, podremos aprovechar las propiedades de la válvula del sistema real.

- **Speed_Boundary_Rot (5)**

Este elemento permite transmitir a un compresor o a una turbina, una velocidad angular fija a lo largo de la simulación. Para ello, se accede a la ventana del *Main*, y se pone el valor del *Imposed Speed* y la velocidad inicial del sistema.

Se ha optado por utilizar este elemento en vez de diseñar un turbogruppo en (5) con el fin de simplificar la instalación, además de que a efectos de la simulación no tiene apenas relevancia utilizar un elemento u otro. También se ha utilizado este elemento para imponer una velocidad angular al Rotrex, ubicado en (9).

- **Turbine (6)**

Este elemento nos permite definir una turbina. En él, se deben especificar en el *Main* el mapa de la turbina para cada *rack*, la posición del *rack* o álabes, dimensiones, configuraciones, parámetros, etc. En la instalación, se utiliza la turbina como parte del turbogruppo.

Se han definido una serie de mapas de turbina para determinadas posiciones del rack. De este modo, los puntos intermedios a estos mapas se extrapolarán gracias a la ayuda de GT-Power. Estos mapas, junto con los valores de la posición del *rack*, se facilitan en el apartado de Anexos en forma de tabla.

- **Orifice_Conn (7)**

Es un elemento que describe un orificio entre dos componentes de flujos, de forma similar a una garganta. Se deben de definir el diámetro del agujero, el valor del coeficiente de descarga, etc.

- **Flow_Split_General (8)**

Cuando un tubo se divide en dos, se produce una división de flujo; con este elemento se enlaza la entrada con las dos salidas.

- **Compressor (9)**

Este elemento nos permite definir una turbina. En él, se deben especificar en el *Main* el mapa del compresor, dimensiones, configuraciones, parámetros, etc. En la instalación, se utiliza el compresor para simular el Rotrex, que también tiene un *Speed_Boundary_Root* al igual que la turbina. El mapa utilizado se facilita en el apartado de Anexos. En la figura siguiente se muestra el mapa del compresor del Rotrex utilizado en la simulación en *GT-Suite*.

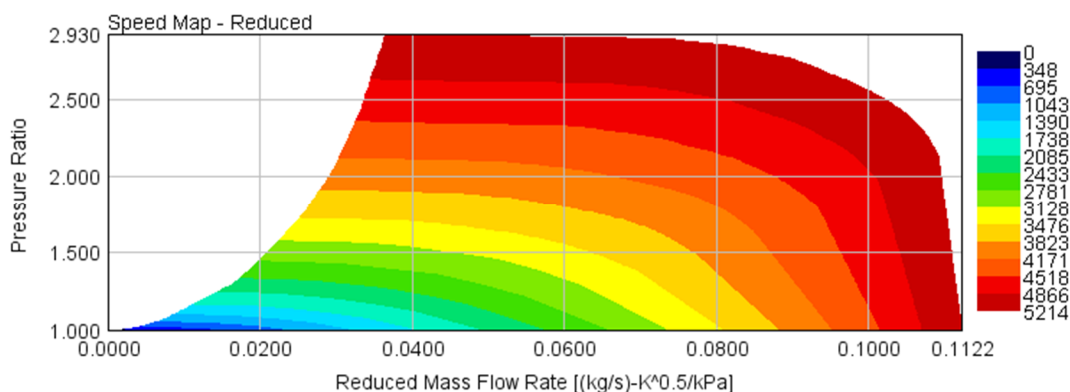


Figura 42. Mapa de Compresor implementado en GT-Power.

- **End_Flow_Cap (10)**

Se utiliza para cubrir la entrada a la admisión del motor y el escape del mismo. Cuando se utiliza la instalación con el motor acoplado, estos elementos desaparecen. Pero si la simulación se realiza sin un motor es conveniente tenerlas para evitar interferencias de la atmósfera.

Capítulo 4

Sistema de control de la instalación

4.1. Introducción

En los anteriores capítulos se ha explicado el estado del arte de la instalación, detallando qué elementos son utilizados en la instalación y cuáles han sido las patentes desarrolladas previamente. También se han explicado con cierto grado de detalle los softwares utilizados para la simulación de la instalación.

Sin embargo, el núcleo de este proyecto se centra esencialmente en la optimización del sistema de control de la instalación, con el objetivo de ampliar la zona de funcionamiento en condiciones de vacío. Por este motivo, en el presente capítulo del Trabajo de Fin de Grado se describe el sistema de control de la instalación, basándonos en el funcionamiento de la patente más reciente. En primer lugar, se explicará cómo funciona el sistema de control de la instalación real con el objetivo de comprender el sistema de control, y más adelante se explicará el modelado del sistema de control desarrollado en el programa *GT-Suite*.

4.2. Sistema de control en la instalación real

4.2.1. Introducción. Rango de operación

A continuación, se describe el sistema de control del MEDAS-5012 VO (*Mobile Efficient Dynamic Altitude Simulator*), que se trata del simulador de altitud más reciente desarrollado por el departamento. En la figura 43, se muestra el mapa de funcionamiento de la instalación más reciente. En ella, se representa el gasto másico trasegado frente a la presión simulada, para condiciones tanto en vacío como en sobrepresión.

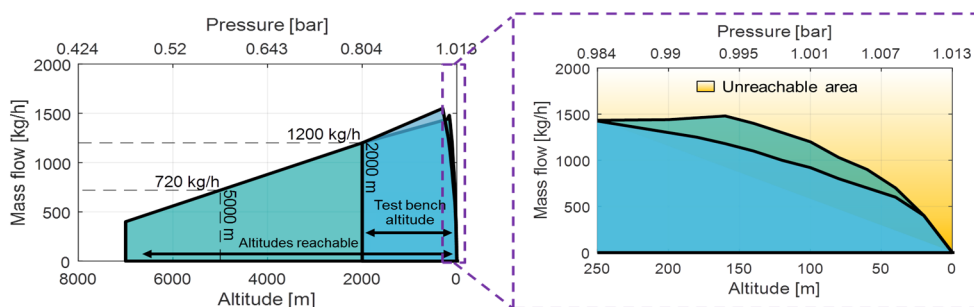


Figura 43. Rango de operación de la instalación más reciente.

La instalación permite controlar de forma paralela e independiente la presión, gasto másico y la temperatura. Cada una de estas tres variables se controla de forma diferente dependiendo del tipo de operación (vacío/sobrepresión). Además, existen otras variables operativas que se controlan con el fin de asegurar el buen funcionamiento de la instalación.

Por otra parte, la instalación tiene dos modos de operación diferentes en cuanto a la actuación del control:

- **Modo automático.** El usuario selecciona puntos de operación o *Set-Points* de la presión, gasto másico y temperatura, y la instalación alcanza los valores de consigna de forma automática.
- **Modo manual.** En este tipo de modo de operación, el actuador puede ajustarse de forma manual para alcanzar el valor deseado. Para operar en modo manual es necesario tener un conocimiento avanzado de la instalación y una completa comprensión de los riesgos que puede llevar utilizar este modo. Por tanto, el uso de la instalación en modo manual puede acabar en la rotura del equipo si ésta es manejada por una persona no experimentada.

El modo automático se diseña para que la instalación funcione de forma autónoma e independiente para alcanzar unas condiciones concretas del mapa. Los *inputs* necesarios para este modo de operación son los siguientes.

- **Presión de entrada al motor.** Se corresponde con la presión de la instalación aguas abajo del turbogruppo y WG, cuando en teoría se han debido de alcanzar las condiciones requeridas. Es la variable principal controlada por el sistema y la que predomina sobre el resto.
- **Temperatura de entrada al motor.** El rango de temperaturas dependerá sobretodo de la altitud a simular, por lo que vendrá marcado por la presión de entrada al motor. Este mapa se representa en la figura 44.

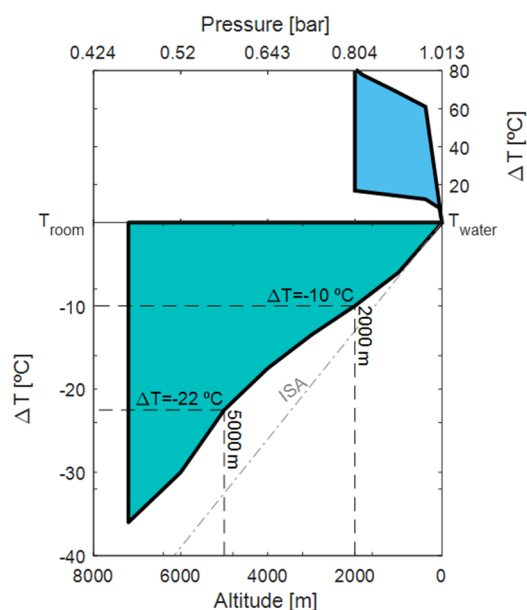


Figura 44. Mapa de Temperatura-Presión de la instalación en vacío y sobrepresión.

- **Gasto másico máximo.** El gasto másico máximo que puede desarrollar el MEDAS debe ser superior al máximo gasto trasegado por el motor con el fin de optimizar el consumo energético y garantizar la dilución del flujo másico de los gases de escape. Se recomienda que este valor sea alrededor de un 10% superior al gasto másico del motor.

El sistema de control de los dos modos de operación (VA y OP), funciona de la manera siguiente. En primer lugar, el usuario define los *set-points* de la presión, gasto másico y temperatura. A continuación, atendiendo a los sensores de presión atmosférica y la temperatura de entrada de Rotrex, la instalación ajusta el ángulo de la válvula del WG y la velocidad del Rotrex como primera aproximación a los valores del *set-point*. Después, los tres PIDs comienzan a controlar la presión, temperatura y gasto másico en paralelo. En la fase de estabilidad, el error de la presión es de $\pm 2 \text{ mbar}$ y el error de temperatura es de $\pm 0.5 \text{ }^\circ\text{C}$. Una vez el MEDAS alcanza los valores del *set-point* de presión, temperatura y gasto másico, se pone automáticamente el modo manual.

Si alguna de las variables alcanza un valor peligroso (pero no crítico) mientras se trabaja con el modo automático, el sistema enseñará un mensaje en la pantalla informando de ello. Sin embargo, si el valor de la variable puede dañar algún componente del sistema, también enseñará un mensaje y pondrá el sistema en un estado que sea seguro. Los avisos y actuaciones del sistema para cada modo de operación y en caso común se resumen en la tabla 2.

En los siguientes apartados de esta sección, se explica cómo funciona el sistema de control de los dos modos de funcionamiento de la instalación, explicando las variables que se controlan y cómo se realiza el bucle de control. La instalación diferencia automáticamente en que bucle debe operar en función de la presión atmosférica y la consigna de presión.

Modo de operación	Evento	Aviso	Acción
COMÚN	$T_{RO} > 175\text{ }^{\circ}\text{C}$	Riesgo daño Rotrex	↓ Velocidad Rotrex
	$T_{RO} > 200\text{ }^{\circ}\text{C}$	Muy alta T Rotrex	Modo paro automático
	$T_{CW} > 90\text{ }^{\circ}\text{C}$	Muy alta CWT	↑ flujo de agua o ↓ velocidad del motor
	$T_{OR} < 30\text{ }^{\circ}\text{C}$ $T_{OR} > 60\text{ }^{\circ}\text{C}$	↑↑ / ↓↓ T del aceite del Rotrex	Bajo: aumentar T . Alto: ↑ flujo agua con válvula del <i>cooler</i> .
	$T_{OR} > 80\text{ }^{\circ}\text{C}$	Alta T aceite Rotrex	Modo paro automático
VACÍO	$P_{OT} - P_{EI} < 0.3\text{ bar}$ $P_{OT} - P_{EI} > 2\text{ bar}$	Subir/bajar presión del aceite con válvula de recirculación	Comprobar correcto funcionamiento de la bomba
	$T_{RI} < 50\text{ }^{\circ}\text{C}$	Riesgo condensación	El desagüe se condensa después de parar el MEDAS
	$T_{OT} < 40\text{ }^{\circ}\text{C}$ $T_{OT} > 80\text{ }^{\circ}\text{C}$	↑/↓ T aceite del turbogruppo	Calentar si $T < 40\text{ }^{\circ}\text{C}$.
	$T_{OT} > 120\text{ }^{\circ}\text{C}$	↑ T del aceite del turbogruppo	Modo paro automático
	$T_{EI} > T_{amb}$	Recirculación gases escape	↑ \dot{m} del <i>set-point</i> . Si no es posible, paro automático
SOBRE-PRESIÓN	$T_{EI} > T_{CO}$	Recirculación de gas de escape	↑ \dot{m} del <i>set-point</i> . Si no es posible, paro automático
	$T_{EE} > 450\text{ }^{\circ}\text{C}$	<i>Set-point</i> , la disolución del \dot{m}	↑ \dot{m} del <i>set-point</i> . Si no es posible, paro automático
	$T_{EE} > 550\text{ }^{\circ}\text{C}$	↑↑ T en las válvulas de OP	Pasar al modo vacío

Tabla 2. Avisos y actuaciones del sistema sobre cada una de las condiciones que supongan un riesgo para el sistema.

4.2.2. Sistema de control en vacío

A continuación, se muestra el esquema de la instalación de simulación de altitud del MEDAS con los actuadores en funcionamiento para el modo vacío.

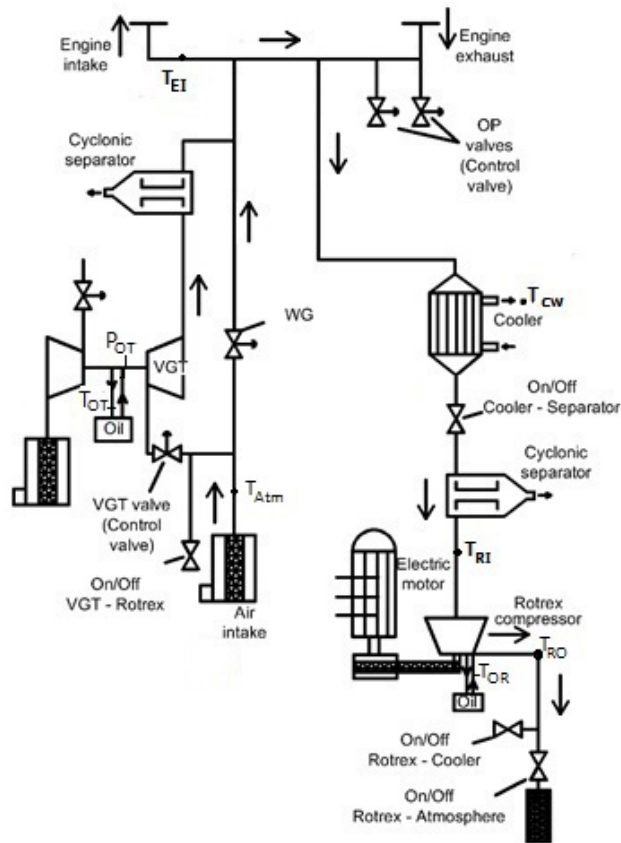


Figura 45. Esquema del sistema de control en vacío.

En la tabla 3, se muestran las variables principales involucradas en este modo de funcionamiento y cómo son controladas atendiendo a la información suministrada por los sistemas de medida.

Variable	Sistema de medida	Actuador/Acción
T y p de la sala (p_{atm} & T_{amb})	Sensores	Modo control MEDAS
p entrada motor (p_{EI})	Sensores	Apertura WG
T entrada motor (T_{EI})	Sensores	Válvula TGV /álabes TGV
Gasto másico	Observación mapa Rotrex	Velocidad Rotrex (variador)
T de entr. /sal. del Rotrex (T_{RI} & T_{RO})	Sensores	Flujo de agua en el cooler

Tabla 3. Variables fundamentales controladas en condiciones de vacío.

Existen otra serie de variables que deben ser monitorizadas para un buen funcionamiento del sistema. Se muestran a continuación.

Aceite del turbogrupo

- **Presión (P_{OT}).** Se controla de forma manual. Si se pone a 2 bar no hay necesidad de cambiar su posición para ningún punto de operación. Existe el riesgo de rotura del TGV si no hay aceite, debido al efecto de la presión.
- **Temperatura (T_{OT}).** No se puede controlar, pero debe estar monitorizado. Si la temperatura es muy alta, el TGV puede romperse.

Temperatura de entrada/salida del Rotrex (T_{RI} & T_{RO})

Se controlan de forma automática dentro de un rango mediante flujo de agua del *cooler*. Pueden surgir una serie de problemas: Si $T_{RO} > 200^{\circ}C$ existe el riesgo de que el Rotrex se pueda dañar. Por otro lado, si $T_{RI} < 50^{\circ}C$ se pueden generar condensados en el separador ciclónico, debido a la baja temperatura del gas del *cooler* a la salida de éste.

Aceite del Rotrex

Los parámetros del Rotrex se controlan tanto para el modo de operación en vacío como en sobrepresión (ver esquemas). Las variables a estudiar son las siguientes.

- **Presión (P_{OR}).** No se puede controlar ni es necesario su constante monitorizado, ya que el Rotrex tiene su propio sistema de bombeado de aceite. Sin embargo, es necesario garantizar que haya aceite para evitar la posible rotura del mismo.
- **Temperatura (T_{OR}).** Se controla manualmente por medio de una válvula que controla el flujo de agua (que es diferente de la válvula del *cooler*).

El bucle de control en condiciones de vacío se resume en el esquema de la figura 46. En general, los bucles utilizados tanto en vacío como en sobrepresión se controlan de forma muy similar. La única diferencia son los actuadores que controlan la presión y temperatura en los PIDs.

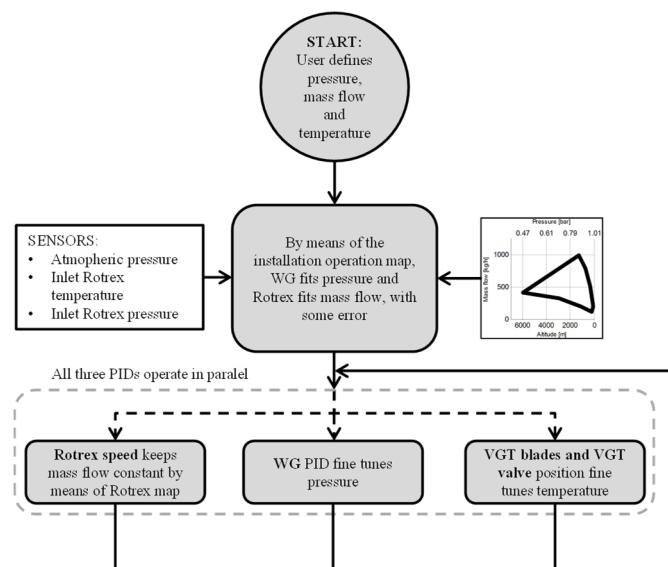


Figura 46. Bucle de control en condiciones de vacío.

4.2.3. Sistema de control en sobrepresión

A continuación, se muestra el esquema de la instalación de simulación de altitud del MEDAS con los actuadores en funcionamiento para el modo sobrepresión.

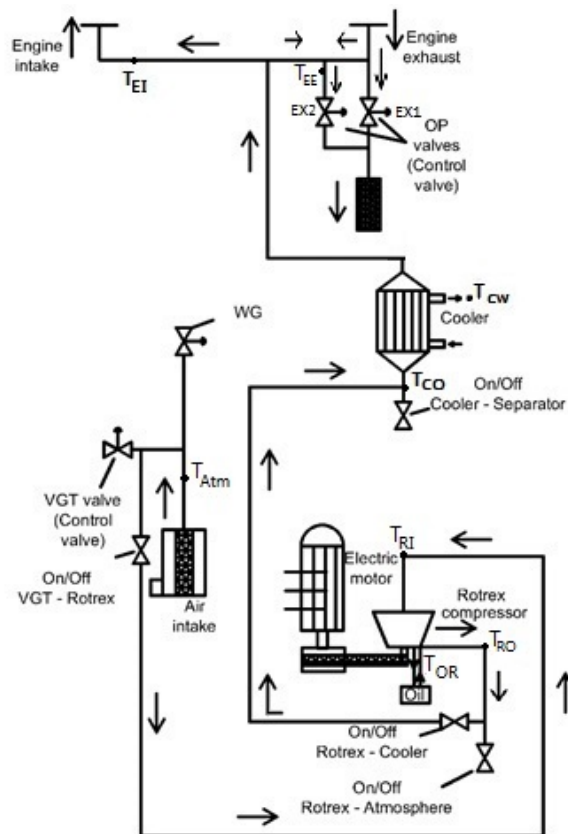


Figura 47. Sistema de control en condiciones de sobrepresión.

En la tabla 4, se muestra las variables principales involucradas en este modo de funcionamiento y de cómo de se deben controlar atendiendo a la información suministrada por los sistemas de medida.

Variable	Sistema de medida	Actuador/Acción
T y p de la sala (p_{atm} & T_{amb})	Sensores	Modo control MEDAS
p entrada motor (p_{EI})	Sensores	Abertura de las válvulas OP
T entrada motor (T_{EI})	Sensores	Flujo de agua en el cooler
Gasto másico	Observación mapa Rotrex	Velocidad Rotrex (inversor)

Tabla 4. Variables fundamentales controladas en sobrepresión.

A continuación, se muestra el bucle de control de la instalación en sobrepresión en la figura 48.

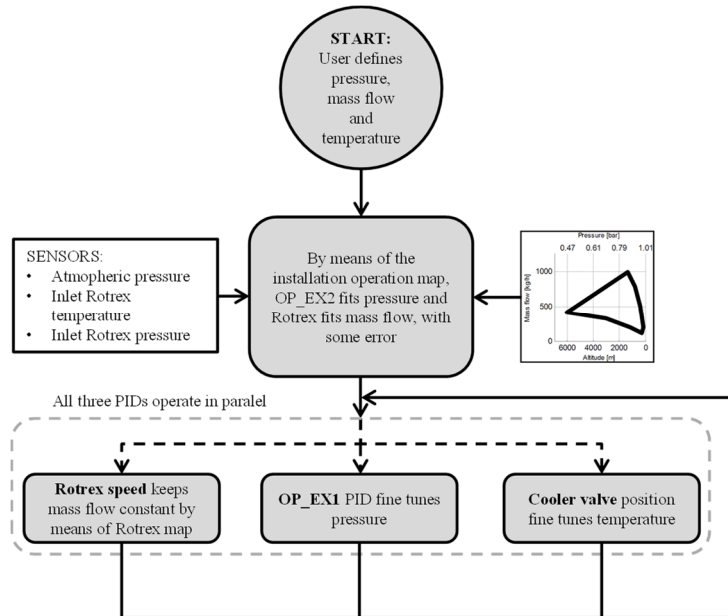


Figura 48. Bucle de control en condiciones de sobrepresión.

4.2.4. Sensores y Actuadores de la instalación

En la siguiente tabla, se resumen los sensores y actuadores implementados en la instalación del simulador de altitud. Se describe la nomenclatura de cada uno de los actuadores, sensores y variables en la figura 49.

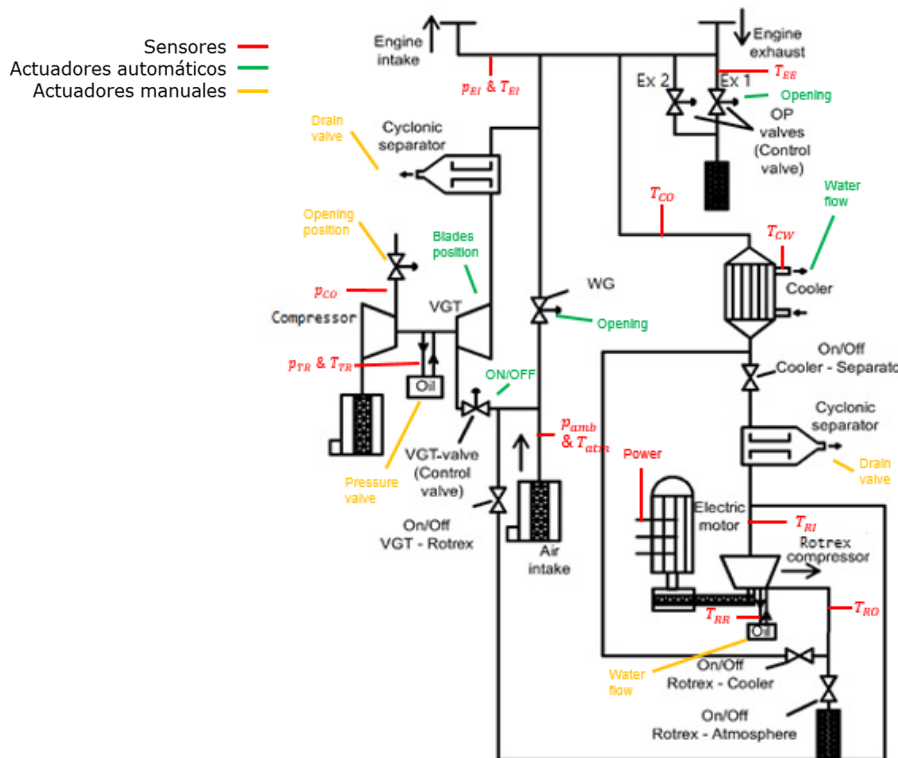


Figura 49. Actuadores, sensores y parámetros de control.

Actuadores controlados automáticamente	Sensores	
	Temperatura	Presión
<ul style="list-style-type: none"> ▪ Apertura WG ▪ Posición álabes TGV ▪ Velocidad Rotrex ▪ Válvula del agua del <i>cooler</i> ▪ Apertura OP válvula 	<ul style="list-style-type: none"> ▪ T de la habitación (T_{amb}) ▪ Entrada/salida motor (T_{EI} y T_{EE}) ▪ Salida <i>cooler</i> (T_{CO}) ▪ Agua del <i>cooler</i> (T_{CW}) ▪ Entrada/salida Rotrex (T_{RI} y T_{RO}) ▪ Aceite Rotrex (T_{RR}) ▪ Aceite turbogrupo (T_{TR}) 	<ul style="list-style-type: none"> ▪ P de la habitación (P_{atm}) ▪ Entrada del motor (P_{EI}) ▪ Salida compresor (P_{CO}) ▪ Aceite Turbogruppo (P_{TR})

Tabla 5. Actuadores y Sensores de la instalación.

4.3. Sistema de control en el simulador *GT-Suite*

4.3.1. Introducción. Sistema PID

En el apartado 4.2 se realizó una descripción del funcionamiento el sistema de control de la instalación MEDAS. Para la simulación de la instalación, es necesario modelar un sistema de control lo más parecido al de la instalación. En esta sección se describirá el sistema implementado en *GT-Suite* centrándonos en los elementos utilizados para el control del simulador.

Se ha visto que el sistema de control real utiliza reguladores PIDs actuando en paralelo. Por lo tanto, es necesario explicar en qué consiste este tipo de sistema de regulación.

Se trata de un mecanismo de control por retroalimentación ampliamente utilizado en la industria. Éste calcula la desviación o error entre un valor medido (el valor real) y un valor de consigna (o *target*). En la figura 50 se muestra el sistema de control por regulación PID.

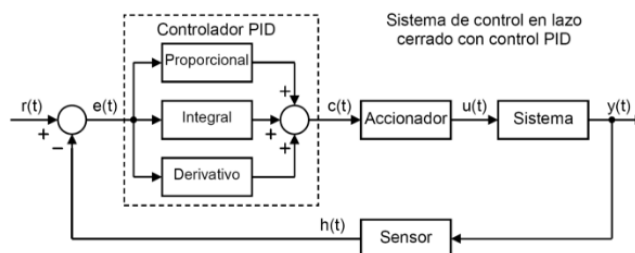


Figura 50. Bucle de un sistema de control por PID.

La señal $r(t)$ se denomina **referencia** e indica el estado que se desea conseguir en la salida del sistema $y(t)$. En un sistema de control de temperatura, la referencia $r(t)$ será la temperatura deseada y la salida $y(t)$ será la temperatura real del sistema controlado. Como puede verse en el esquema anterior, la entrada al controlador PID es la señal de **error** $e(t)$. Esta señal indica al controlador la diferencia que existe entre el estado que se quiere conseguir o referencia $r(t)$ y el estado real del sistema medido por el sensor, señal $h(t)$. Si la señal de error es grande, significa que el estado del sistema se encuentra lejos del estado de referencia deseado. Si por el contrario el error es pequeño, significa que el sistema ha alcanzado el estado deseado.

El algoritmo del control PID consiste en la combinación de tres parámetros: el valor Proporcional (P), Integral (I) y Derivativo (D). El valor **Proporcional** depende del error actual, y es la acción de la regulación PID cuando no hay cambio ni en el punto de consigna ni en el proceso. El valor **Integral** depende de los errores pasados, y es la acción de la regulación PID para corregir y reducir el error estacionario entre el punto de consigna y el valor medido si el valor Proporcional fuera nulo. Finalmente, el valor **Derivativo** se basa en la predicción de errores futuros y es posiblemente la más compleja de estas tres, ya que el valor Derivativo suele causar problemas de ruido afectando a la estabilidad del sistema. Cabe destacar que muchos de estos reguladores no son propiamente PIDs, sino que pueden tener sólo una parte proporcional (P), Proporcional-Integral (PI), etc.

De las expresiones de proporcionalidad, integral y derivativo se obtienen las constantes de proporcionalidad (K_p), integración (K_i) y derivación (K_d). La combinación de la salida de estas tres constantes define la salida del controlador PID, siguiendo la siguiente expresión.

$$y(t) = K_p e(t) + K_i \int_0^t e(\tau) d\tau + K_d \frac{de}{dt} \quad (29)$$

Una posible desventaja de este tipo de sistema de control es la necesidad de ajustar, para cada sistema diferente, los parámetros del PID. El objetivo es conseguir que el bucle de control corrija eficazmente y en el menor tiempo posible el error respecto al valor de consigna. Si estas constantes no se escogen de forma adecuada, el proceso puede sufrir inestabilidades en la salida.

Por lo tanto, es necesario saber cómo ajustar un lazo de PID, es decir, ajustar los parámetros del sistema de control a los valores óptimos para la respuesta del sistema deseada de forma que no aparezcan oscilaciones en la fase estacionaria. Normalmente se ajusta a partir de algún modelo dinámico ya que realizarlo de forma manual suele ser muy ineficiente. Sin embargo, para el presente proyecto se realizará el ajuste de forma manual ya que la respuesta dinámica del sistema no está caracterizada y, por tanto, no es posible realizar el modelo dinámico.

4.3.3. Elementos del sistema de control en *GT-Suite*

Para la simulación del sistema de control en *GT-Suite*, se ha hecho uso del elemento que representa el PID en *GT-Suite*, denominado *PIDController*. Otro de los elementos utilizados en el sistema de control es el bloque *Switch*, pero éste se tratará más en detalle en el *Capítulo 5* (propuesta 3). A continuación, se explicará el regulador PID del software.

El sistema *PIDController* está constituido por el PID en sí, un actuador o *ActuatorConn* y un sensor o *SensorConn*. La entrada del sistema y salida se definen al conectar con el *Link* los elementos que

queremos definir como actuador o variable de entrada. En el ejemplo de la figura 51, se ha definido como actuador la posición del *rack* de la turbina y como sensor, la temperatura de la tubería que conecta admisión y escape del sistema.

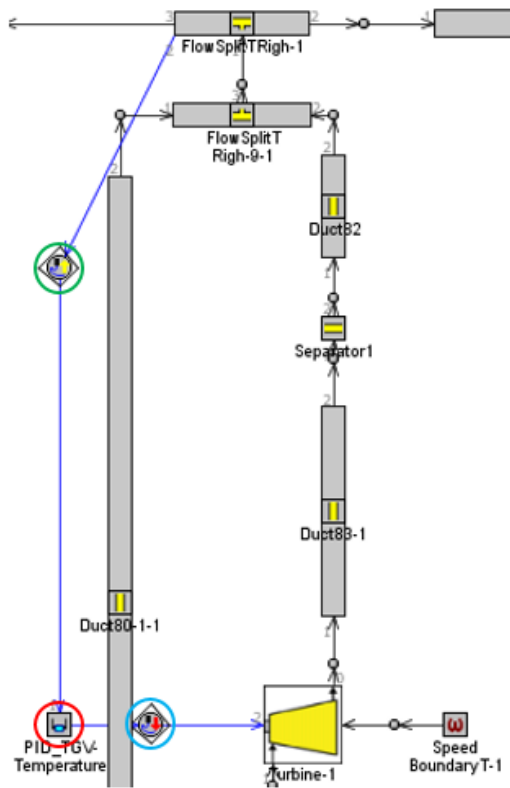


Figura 51. Ejemplo sistema de control: Sensor (verde), PID (rojo), Actuador (azul).

En el *Main* del *PIDController* se deben definir las constantes P, I, D (en el capítulo 5 se explica la metodología empleada para seleccionar los valores utilizados). En la ventana *Limits*, se determinan los límites mínimo y máximo de la salida sobre el que el PID puede actuar. El sistema también está equipado con un sistema *anti-windup*, para cuando el sistema alcance el valor límite, el valor integral no siga aumentando (*wind-up*).

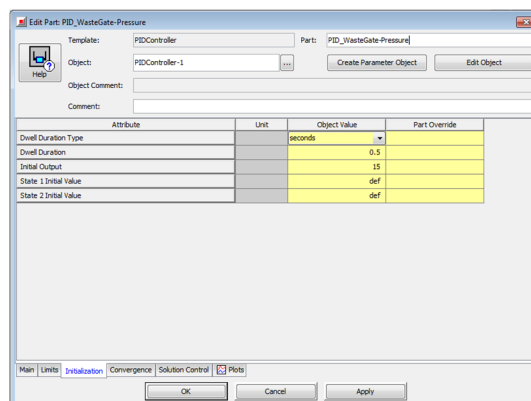


Figura 52. Ventana *Initialization* del *PIDController*.

En la ventana *Initialization* (figura 51), se fija el valor de retraso o *Dwell time* por el que el PID empieza a actuar, así como la salida inicial antes de ponerse a actuar sobre el sistema. Se utiliza este tiempo de retraso para evitar sobreoscilaciones en el arranque el sistema.

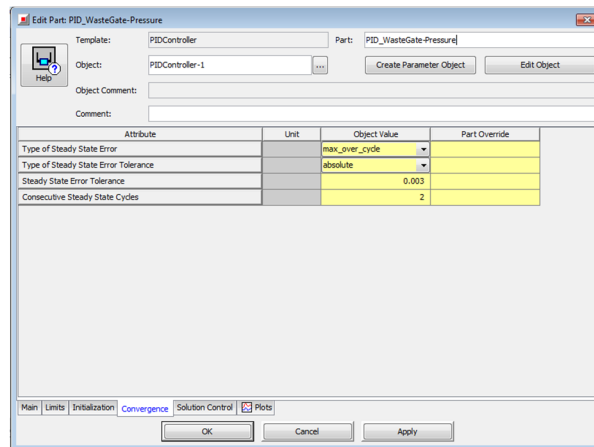


Figura 53. Ventana *Converge* del PIDController.

Finalmente, en la ventana *Converge* (figura 53), se fija el criterio del error por el que se considera que el PID ya ha alcanzado el valor estacionario del sistema. Se debe determinar el tipo de error estable (*max_over_cycle*, *last_cycle_step*, etc), qué tipo de tolerancia de error se admite (un error porcentual o absoluto), y qué valor se considera.

4.3.2. Funcionamiento del sistema de control

Una vez explicado los fundamentos del sistema de control en GT-Suite, se describe la distribución de los PIDs en la instalación y el proceso de control realizado.

El sistema de control implementado se basa en el modo automático en condiciones de vacío. Al igual que en la instalación real, la instalación en GT-Suite realiza el control con la regulación de PIDs en paralelo.

Mediante una serie de sensores, los reguladores se encargarán de controlar tres variables fundamentales: la presión y la temperatura del sistema la admisión y escape, y el gasto másico trasegado. Para el control de la presión y la temperatura, se utilizan unos sensores conectados en la tubería que unen la admisión y escape de la instalación; para el control del gasto trasegado, se utiliza un sensor conectado en el tubo de entrada a la atmósfera.

Al igual que en la instalación real, se utilizan la válvula del WG para controlar la presión y la posición del *rack* de la turbina para controlar la temperatura. Por otro lado, para controlar la cantidad de gasto trasegado, se controlan las revoluciones del turbocompresor.

Cabe destacar que esta es la implementación inicial del control. Sin embargo, en el *Capítulo 5* se hacen variaciones con el fin de optimizar la instalación y ver si, al cambiar la variable de control, se consigue ampliar el rango de operación y mejorar el funcionamiento.

Una vez se implementa el sistema y se ajusta el lazo de los PIDs, se lanza una simulación con el *Run Setup*, ajustando el tiempo de simulación y otros parámetros. Se accederá a un panel como el de la figura 53, el simulador *GT-Suite*. En él, se ofrece una gran cantidad de datos para monitorizar la instalación y los PIDs ajustados. En la ventana *Messages*, se informa de la estabilidad del flujo y si converge o no y del error (en porcentaje) del valor de salida respecto al valor de consigna en cada uno de los PIDs. En la ventana *Calculation Status* se informa del tiempo que lleva simulando el programa para dicho caso, etc.

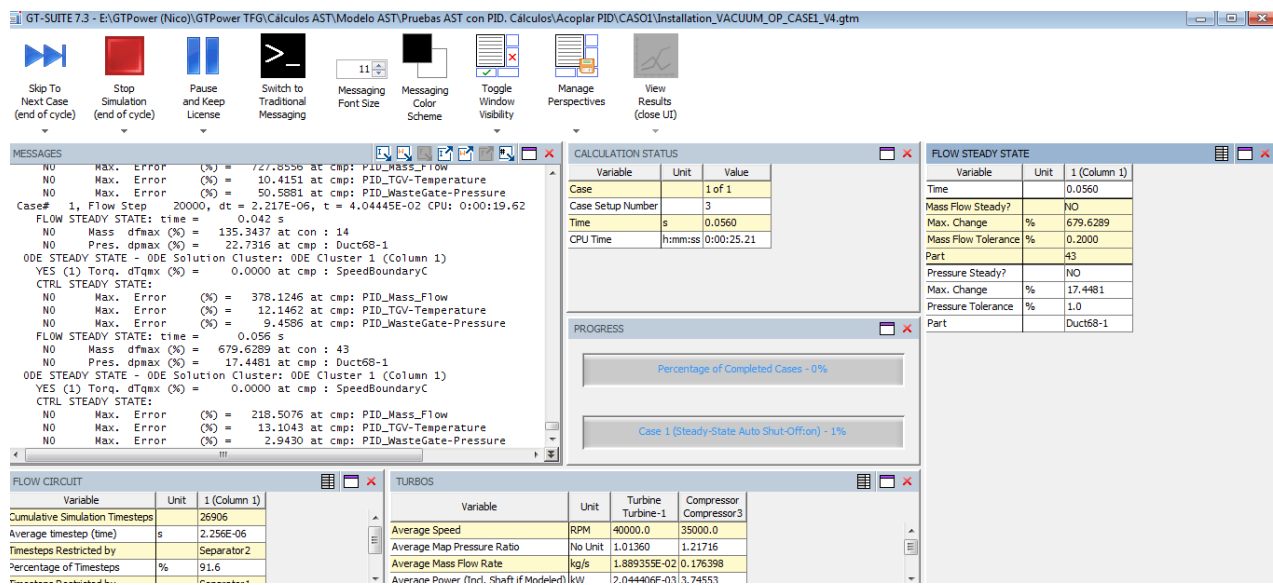


Figura 54. Simulador *GT-Suite*.

También es posible monitorizar directamente los PIDs de forma gráfica, sin necesidad de estar pendiente de los valores de este panel. Activando la casilla *Error* dentro de la ventana *Plots* del *PIDController*, es posible obtener gráficas de simulación como la de la figura 55. En ella se representan, en función del tiempo de simulación, el valor de consigna (rojo), el valor actual (azul), valor de salida del actuador (verde), y los valores máximo y mínimo definidos para el actuador (azul y violeta, respectivamente).

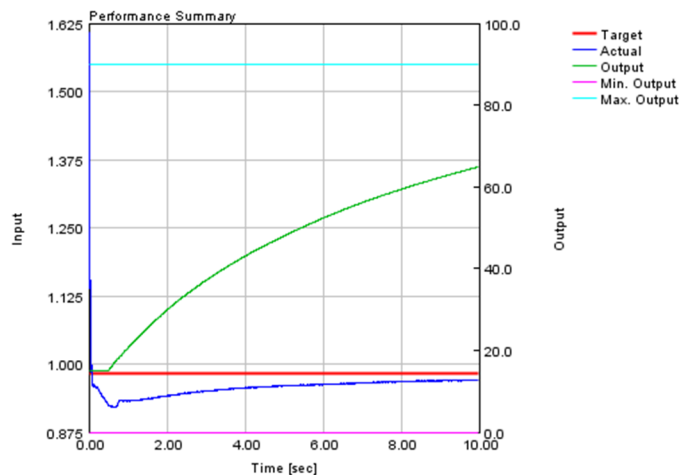


Figura 55. Gráfica del controlador PID. Ejemplo de control de presión en WG.

Una vez se finaliza el cálculo, bien porque finaliza el tiempo de simulación o bien porque el PID alcanza el valor de consigna, se puede acceder a los resultados de presión, temperatura y gasto a través del *GT-Post*. En él, se pueden estudiar todas las variables que se han seleccionado previamente en el *GT-Power*, pudiendo conocer tanto los valores instantáneos como medios.

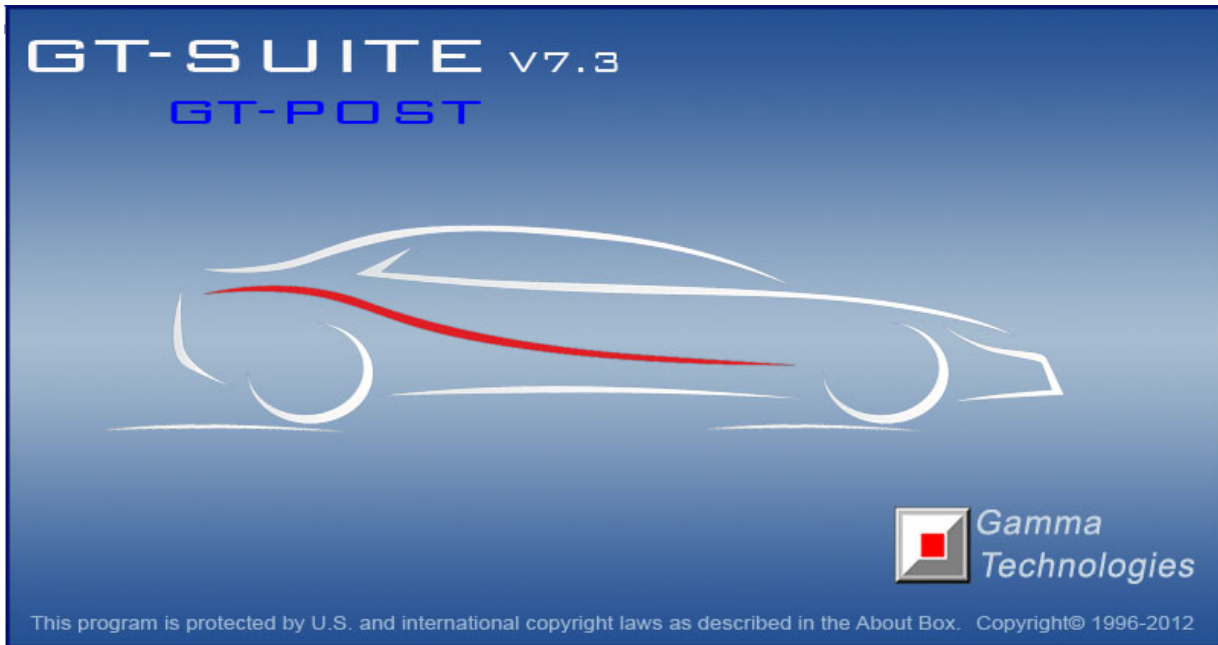


Figura 56. GT-Post.

Capítulo 5

Optimización del sistema de control de la instalación

5.1. Introducción

En el *Capítulo 4* se analizaron las principales características del sistema de control implementado en la instalación de simulación de altitud, tanto en la instalación real como simulada. El presente capítulo tiene como objetivo el estudio del efecto del sistema de control sobre el rango de operación de la instalación.

Para ello, se abordará el problema siguiendo el siguiente esquema. En primer lugar, se implementará el sistema de control actual de la instalación. Para ello, se realizará la simulación de diversos puntos dentro del rango de operación de la instalación actual, fijando la posición de los actuadores con la finalidad de conocer los valores de presión, temperatura y gasto másico alcanzados. Con ello, se estudiará si al fijar como valor de consigna o *target* ese valor, el regulador PID posiciona el actuador en la posición obtenida sin control.

El siguiente paso será comprobar si el sistema modelado en *GT-Suite* es capaz de alcanzar las condiciones de una serie de puntos fuera del diseño de la instalación. Dado que se ha observado en ensayos experimentales que el actual sistema de control es incapaz de alcanzar estos valores, es de esperar que suceda lo mismo para el *GT-Suite*, por lo que se procederá a realizar nuevas configuraciones del control, para ver si se consigue mejorar los resultados y si, efectivamente, se requiere cambiar el sistema de control para mejorar las prestaciones de la instalación.

El sistema de control estudiado en este proyecto es en el modo de funcionamiento en vacío, debido a que es la zona donde hay mayor interés en ampliar el mapa de funcionamiento y donde, en general, más se trabaja. Por otro lado, el sistema de control de las variables fundamentales es muy similar en ambos modos, por lo que su uso en sobrepresión es análogo.

5.1.1. Metodología del ajuste del lazo PID

Para alcanzar las condiciones de temperatura, presión y gasto másico, será necesario ajustar el lazo de los PIDs. Dado que no tenemos ningún modelo dinámico que nos permita predecir el valor de las ganancias de proporcionalidad, integración y derivación, el método utilizado para su ajuste es el de *ensayo-error*. Este tipo de método puede resultar muy ineficiente ya que existen múltiples combinaciones de P, I, D para conseguir que el regulador sea capaz de alcanzar las condiciones deseadas. Esto ha complicado enormemente la agilidad del cálculo y del proyecto en general.

Sin embargo, se han establecido algunas estrategias con el fin que facilitar el proceso. Éstas se detallan a continuación.

➤ **Conocer previamente el comportamiento de un PID al variar las ganancias.**

Gracias a la ayuda que ofrece *GT-Suite 7.3*, según el comportamiento que tiene el sistema, el usuario puede ajustar las constantes de un modo u otro con conocimiento de su futuro comportamiento.

La salida debe de alcanzar de forma gradual el valor estable, con pequeñas oscilaciones que se van amortiguando hasta alcanzar un valor estable (figura 56.a). Si la respuesta es inestable (las oscilaciones no decrecen, figura 56.b), se debe reducir la ganancia proporcional e integral hasta alcanzar el valor estable. Si la salida tarda mucho tiempo en alcanzar un valor final estable (figura 56.c), se puede aumentar los valores de proporcional e integral para aumentar la respuesta. Si la salida alcanza un valor, y después oscila hasta un valor estable (figura 56.d), el valor integral puede aumentarse con el objetivo de reducir el tiempo requerido para alcanzar el valor estable. Si la salida alcanza el valor rápidamente, pero oscila sobre éste bastante tiempo (figura 56.e), el valor derivativo puede aumentarse. Sin embargo, utilizar esta constante trae bastantes problemas de estabilidad, luego se considerará el valor nulo.

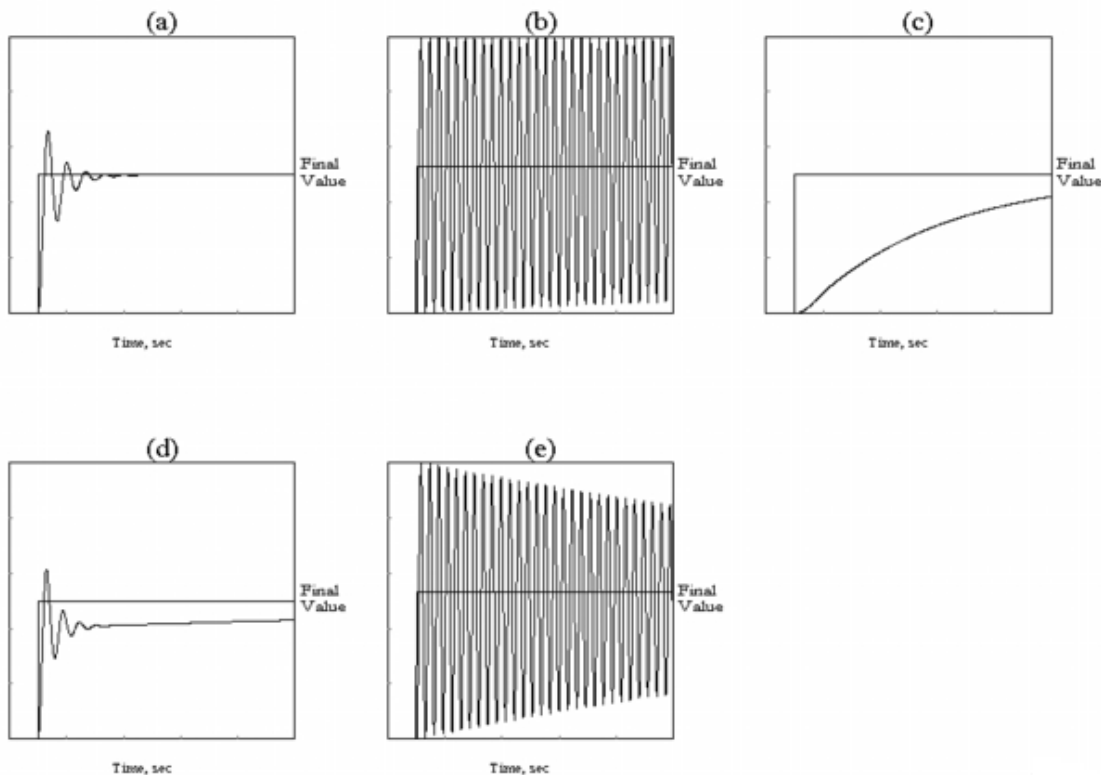


Figura 57. Diferentes comportamientos del PID en el sistema.

➤ **Establecer un orden de magnitud de las constantes**

Por experiencia, se sabe que el valor de la ganancia de proporcionalidad es del orden de la relación del parámetro de salida con el de la entrada. Esta lógica también se puede extrapolar para conocer el signo de la constante (que puede ser bien positivo o negativo).

Se pone como ejemplo un regulador PID que tiene como variable de entrada, o sensor, la presión en admisión/escape y como variable de salida, o actuador, el ángulo de apertura de la válvula de WG. Si la presión se toma en bares y el ángulo de la válvula en grados, se puede decir que el valor de la proporcional estará en el orden de 100. Por otro lado, se sabe que si aumentamos la apertura del WG, la presión aumentará. Luego, al ser la relación entre ambas positiva, la constante será positiva.

Por experiencia, también se sabe que el valor integral suele rondar del mismo orden. Además, viendo las gráficas de la figura 56, se ve que aumentar el valor integral sirve para conseguir que el regulador alcance el valor de consigna lo más rápido posible. Luego, se puede jugar con este valor sin temor a problemas de ruido o saturación.

Por último, como ya se comentó, el valor derivativo lo consideraremos siempre nulo, ya que se ha comprobado que trabajar con esta constante trae problemas de ruido y complica el ajuste.

➤ Realización de varias simulaciones de un mismo caso

Gracias a que GT-Power permite realizar varias simulaciones de forma simultánea, se pueden probar distintas combinaciones de las constantes de PID. Una vez se simulan, se analizan si el valor se estabiliza hacia la respuesta (no hace falta probar más simulaciones), si oscila o si definitivamente se pierde cualquier tipo de control. Con ayuda del software *Excel*, organizamos el valor de todas las constantes utilizadas y, en función de lo obtenido, se sube el valor de la P y/o I, se baja, se suben las dos o se bajan las dos.

5.2. Propuesta inicial del sistema de control

5.2.2. Cálculos previos al sistema de control

Tal y como se especificaba en la Introducción del presente capítulo, previamente ha sido necesario realizar una serie de simulaciones de la instalación sin los controladores PID.

El objetivo de estas simulaciones es obtener una serie de valores de presión, temperatura y gasto másico realistas a partir de una serie de posiciones de los actuadores, para posteriormente realizar el ajuste de los lazos PIDs. Si bien es cierto que el regulador puede encontrar estabilidad en otro punto diferente de la combinación de los actuadores, nos sirven para confirmar que la instalación puede estabilizarse en dichos puntos del mapa. Utilizando el *Case Setup* de *GT-Suite*, se obtienen los valores promedio de los parámetros anteriores para 5 puntos dentro del mapa de funcionamiento. Se muestra una tabla con dichos puntos y los valores de los actuadores (la apertura de la válvula del WG [%], La posición del *rack* [-] y el régimen de giro del turbocompresor [rpm]).

	WG [%]	<i>Rack Position</i> [-]	Velocidad TC [rpm]	<i>P</i> [bar]	<i>T</i> [K]	<i>m</i> [kg/hr]
CASO 1	20	0.3	40000	0.9497	287.749	699.156
CASO 2	80	0.9	70000	0.9765	287.644	1173.665
CASO 3	10	0.4	40000	0.9072	287.608	621.119
CASO 4	10	0.4	80000	0.7623	283.938	957.373
CASO 5	40	0.7	50000	0.9669	287.595	898.074

Tabla 6. Puntos de funcionamiento de la instalación con sus parámetros.

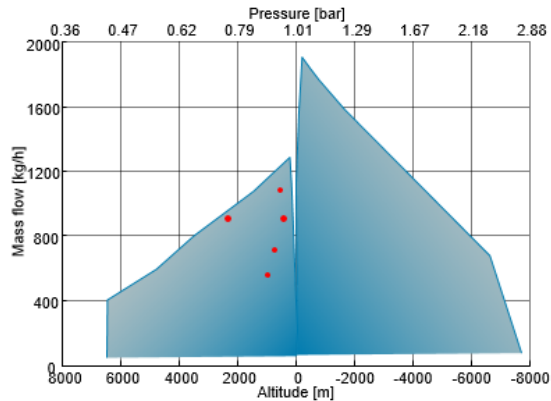


Figura 58. Mapa de funcionamiento de una de las últimas instalaciones. En rojo, los puntos de la tabla 6.

Una vez se obtienen los valores de consigna, se comienza la implementación del sistema de control. En esta sección del *Capítulo 5* se implementará el sistema de control de la instalación, que se basa en la regulación de 3 PIDs actuando en paralelo sobre las variables fundamentales. Éstos se resumen en la siguiente tabla, junto con el criterio de convergencia utilizado en cada caso.

	Sensor	Actuador	Criterio de convergencia
1º PID	Presión	Apertura WG	0.003 bar de error consigna/salida
2º PID	Temperatura	Apertura <i>rack</i> turbina	1 % de error consigna/salida
3ºPID	Gasto másico	Velocidad Rotrex	1 % de error consigna/salida

Tabla 7. Resumen PIDs propuesta inicial

Para facilitar el ajuste de los PIDs y obtener un valor aproximado, primero se ajusta cada uno de los PIDs por separado y más tarde se acoplan entre ellos para que actúen en paralelo. Para desactivar los otros dos PIDs cuando se quiere ajustar sólo uno de ellos, se pone en el panel de control un tiempo de retraso o *Dwell Time* muy elevado y el error de convergencia al 100 %.

En primer lugar, se ajustará el 1º PID, que es el encargado de ajustar la presión de la instalación. Si aumentamos la apertura de la válvula conseguimos aumentar la presión aguas abajo; por lo tanto, el signo de las constantes es positivo. A continuación, se ajusta el 2º PID. De nuevo, se realiza el mismo proceso que en el caso anterior, pero en este caso el signo es negativo, ya que si se desea bajar la temperatura se necesita aumentar la apertura de los álabes de la turbina, y viceversa. Finalmente, se ajusta el 3º PID, siendo posiblemente el más conflictivo. El signo es positivo ya que, si se desea aumentar el gasto, necesariamente se debe aumentar las revoluciones del turbocompresor.

No se va a incidir en más detalle sobre los resultados de la convergencia de cada uno de los PIDs, ya que no es el objetivo de este proyecto. Los valores de las constantes se pueden encontrar en el Anexo II.

5.2.3. Acople de los PIDs

Tal y como se ha especificado en la sección anterior, la última fase del sistema de control de la instalación es el acople de los tres PIDs para que éstos actúen en paralelo en la instalación. Al tener los valores de las constantes para la actuación independiente de cada PID, acoplarlos entre sí es una tarea más sencilla.

Se configuran los PIDs para que tengan un tiempo de retraso similar y el criterio de convergencia de la tabla anterior. En el Anexo II, se facilitan el valor de las constantes obtenidas para cada uno de los PIDs de los 5 casos, así como la gráfica donde se muestra la convergencia de los reguladores. En la siguiente tabla se muestran la posición de los actuadores que los reguladores PID ajustan para alcanzar los valores de consigna.

	WG[%]	<i>Rack Position</i> [-]	Velocidad TC [rpm]	<i>P</i> [bar]	<i>T</i> [K]	<i>m</i> [kg/hr]
CASO 1	20.22	0.789	40000	0.9719	287.797	697.914
CASO 2	65.55	0.44	71000	0.9697	287.466	1175.933
CASO 3	9.44	0.5	40000	0.9070	287.545	619.448
CASO 4	8.46	0.456	78000	0.7596	283.774	932.440
CASO 5	36.67	0.5	50200	0.9666	287.663	898.214

Tabla 8. Resultados obtenidos del acople de PIDs.

En general, se puede concluir que no hay mucha diferencia en el ajuste de las constantes al acoplar los tres PIDs a la vez. Por otro lado, también se observa que la convergencia en los 5 casos anteriores es buena, ya que alcanzan el valor estacionario en relativamente poco tiempo (las simulaciones lanzadas suelen estar entre los 5s y 10s).

Se puede observar que en los casos 1,2, y 5 el PID consigue ajustar perfectamente los valores de consigna estipulados (existe un pequeño error en todos los casos, pero apenas apreciable). Tan sólo se observan en algunos PIDs pequeñas oscilaciones que son apenas visibles. Sin embargo, en los casos 3 y 4 no se ha conseguido alcanzar la estabilidad en el gasto másico, ya que las oscilaciones son mayores. Esto puede deberse a que nos encontramos en una zona límite en el mapa de funcionamiento en el caso 4 (ver figura 57), y con el sistema de control actual, no es posible regular el lazo para alcanzar dichos parámetros (ver figura 58 y gráficas del Anexo III).

Esto es precisamente lo que este Trabajo de Fin de Grado pretende solventar: la mejora del funcionamiento de la instalación a partir del propio sistema de control. En los siguientes apartados se proponen nuevas arquitecturas con el objetivo de optimizar el simulador de altitud.

5.3. Cambio en el control: Propuesta tipo I

5.3.1. Implementación y ajuste de PIDs

Vista la necesidad de implementar un nuevo sistema de control para mejorar las características de la instalación, se proponen en esta parte del *Capítulo 5* nuevas arquitecturas del sistema de control, especificando la metodología realizada, los resultados obtenidos y conclusiones sobre éstos.

En la Propuesta inicial, tan sólo existían dos grados de libertad que permitían alcanzar una temperatura y presión de consigna: la apertura de los álabes de la turbina TGV_b (T) y la apertura del WG (p). Con el objetivo de mejorar las posibilidades de funcionamiento, se añade un nuevo grado de libertad: el control de la apertura de la válvula aguas arriba de la turbina, la TGV_v (figura 59).

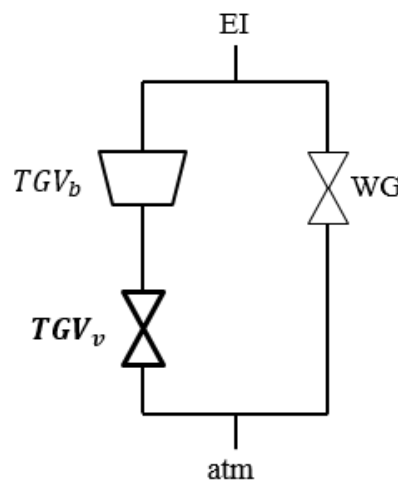


Figura 59. Esquema de los actuadores del sistema de control.

De este modo, las estrategias de control cambian. El WG y el Rotrex seguirán controlando la presión y gasto másico del motor, respectivamente. Sin embargo, ahora la TGV_v y TGV_b se utilizan alternativamente para controlar la presión y la temperatura de la instalación.

En la Propuesta tipo I, que es la presente de este capítulo, se propone utilizar la válvula de la TGV (TGV_v) para controlar la presión en el EI, y la apertura de los álabes de la turbina (TGV_b) para controlar la temperatura (tal y como se había hecho en la propuesta inicial). Se resume en la tabla siguiente los PIDs utilizados para esta propuesta, así como el criterio de convergencia aplicado en GT-Power.

	Sensor	Actuador	Criterio de Convergencia
1º PID	Presión	Apertura WG	0.003 bar de error consigna/salida
2º PID	Presión	Apertura TGV_v	0.5 % de error consigna/salida
3º PID	Gasto másico	Revoluciones del Rotrex	1 % de error consigna/salida
4º PID	Temperatura	Apertura TGV_b	1 % de error consigna/salida

Tabla 9. Resumen PIDs propuesta 1.

Existe una cierta incertidumbre sobre qué signo deben tener las ganancias P e I para el ajuste de del 2º PID, ya que no se sabe a priori si se enfriará más reduciendo el gasto másico y aumentando la relación de expansión, y viceversa. Por este motivo, se prueba lanzar los diferentes cálculos con la opción de que, al cerrar los álabes de la turbina la temperatura suba (Opción A), o que al cerrarse los álabes de la turbina la temperatura baje (Opción B).

Por este motivo, simularemos un punto que se encuentra a baja presión y baja temperatura con idénticas constantes del lazo PID. De este modo, se observarán sobreoscilaciones en el sistema si el signo es diferente y estabilidad en el caso contrario. El punto escogido es el mostrado en la siguiente tabla.

CASO	Prueba
Presión [bar]	0.55
Temperatura [K]	243
Gasto másico [kg/hr]	648

Tabla 10. Caso prueba para el ajuste del PID.

Finalmente, analizaremos si el sistema de control escogido es el adecuado o no para implementarlo como sistema de control. Para ello, escogemos otro punto (tabla 11), que se encuentra alejado de la zona de diseño de la instalación. Un punto de estas características nos permite conocer los límites de temperatura y presión mínima de la Propuesta I, y así comparar con otras arquitecturas.

CASO	Off-Design
Presión [bar]	0.55
Temperatura [K]	243
Gasto másico [kg/hr]	400

Tabla 11. Caso fuera de diseño.

5.3.2. Conclusión

En las gráficas de la figura 60 se muestra el comportamiento del 4º PID a lo largo del tiempo para el punto de la tabla 10, tomando como positivos el valor de las constantes de este regulador en la gráfica de la izquierda, y negativos en la parte de la derecha.

Se observa que, en el caso de la gráfica de la izquierda, el comportamiento es a cerrarse hasta que aparecen grandes oscilaciones. En cambio, en la gráfica de la derecha apenas existen oscilaciones y el sistema tiende a un valor estable. Este hecho nos permite concluir que el signo correcto es el negativo, por lo que se usará este criterio para el resto de cálculos.

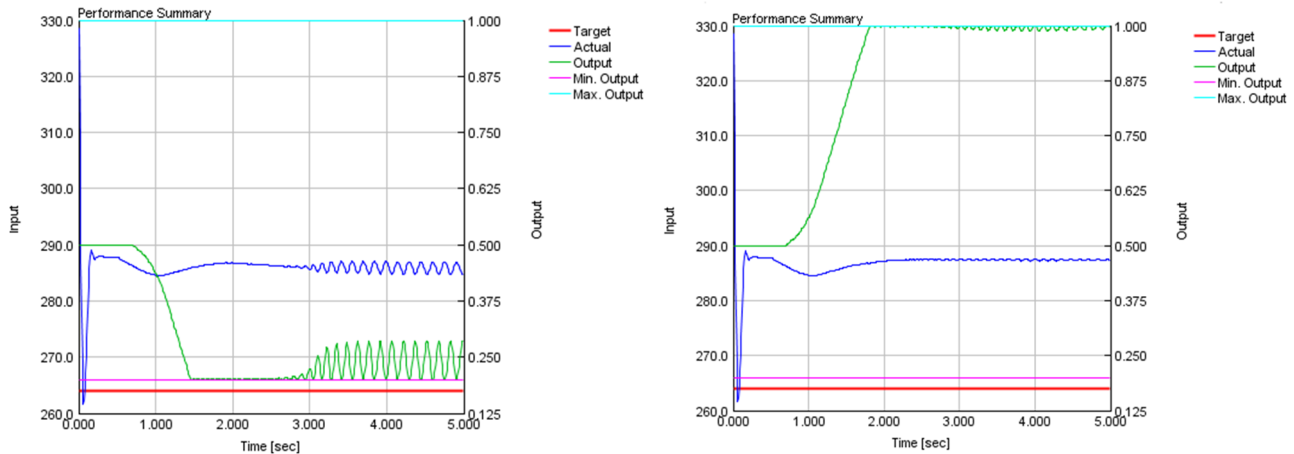


Figura 60. Regulador PID T-TGVb. a la izquierda, P e I positivo. A la derecha, P e I negativo.

Por otro lado, en la simulación lanzada para el caso fuera de diseño (tabla 11) se observa que la tendencia es buena. Aunque no consiguen alcanzar los valores de consigna en presión y temperatura, no se observan sobreoscilaciones en el sistema, salvo en la parte final que trata de forzar al sistema a alcanzar las condiciones sin tener posibilidad física de ello. Esto nos permite corroborar que el signo es el correcto. Se muestran los valores alcanzados en la siguiente tabla.

CASO	<i>Off-Design</i>
Temperatura [K]	287.665
Presión [bar]	0.5497
Gasto másico [kg/hr]	400.374

Tabla 12. Resultados finales del caso fuera de diseño (Propuesta I).

Se observa que la temperatura alcanzada apenas cambia con respecto a la atmosférica, además de no alcanzar la presión de consigna. Este hecho nos hace cuestionarnos si la presente configuración es la que nos permite obtener la *menor* presión y la *menor* temperatura. Para comprobarlo, se estudiará la otra configuración del sistema de control: La Propuesta tipo II.

5.4. Cambio en el control: Propuesta tipo II

5.4.1. Implementación y ajuste de PIDs

La siguiente propuesta del control de la instalación está basada en la misma arquitectura que la propuesta tipo I. Sin embargo, en este caso se va a utilizar la TGV_v para el control de la temperatura y la TGV_b para el control de la presión. Debido al nuevo uso de los PIDs, no hay conflicto acerca del signo de las constantes del controlador PID para la TGV_b : en este caso, si se desea aumentar la presión del sistema, la única posibilidad es abrir los álabes de la turbina. Por este motivo sólo se lanzará la simulación para el caso fuera de diseño de la tabla 11, sin necesidad de comprobar el signo. Una vez realizada la simulación, se compara los valores alcanzados de la Propuesta I con la Propuesta II. A continuación, se muestra una tabla donde se resume los PIDs utilizados en la instalación, junto con su criterio de convergencia.

	Sensor	Actuador	Criterio de Convergencia
1º PID	Presión	Apertura WG	0.003 bar de error consigna/salida
2º PID	Temperatura	Apertura TGV_v	0.5 % de error consigna/salida
3º PID	Gasto másico	Revoluciones del Rotrex	1 % de error consigna/salida
4º PID	Presión	Apertura TGV_b	1 % de error consigna/salida

5.4.2. Conclusión

<i>CASO Off-Design</i>	
Temperatura [K]	272.03
Presión [bar]	0.5497
Gasto másico [kg/hr]	399.711

Tabla 13. Resultado final del caso fuera de diseño (Propuesta II).

Se muestra en la tabla los resultados del caso fuera de diseño en la Propuesta tipo II. Se observa una clara mejora a la hora de alcanzar la temperatura de consigna. En la Propuesta I, apenas se conseguía bajar la temperatura. Sin embargo, con esta arquitectura se mejora el rango de operación. Se observan oscilaciones en el sistema, pero éstas se reducen mejorando el ajuste del lazo PID de la TGV_v (Ver Anexo III).

Por este motivo, se concluye que está configuración tiene un mayor potencial a la hora de ampliar el rango de funcionamiento. En la siguiente sección se analizará el funcionamiento de esta nueva configuración del sistema de control simulando varios puntos fuera de diseño del mapa actual, para confirmar si realmente se consigue optimizar el funcionamiento de la instalación.

5.4.3. Estudio de la Propuesta II

Para el estudio de la Propuesta tipo II se han seleccionado 8 puntos fuera del mapa de funcionamiento de la instalación actual para comprender los límites de la instalación actual. Estos puntos se resumen en la tabla 14. Los valores finales alcanzados por la instalación se encuentran en la tabla 15.

Punto	p consigna [bar]	T consigna [K]	\dot{m} consigna [kg/hr]
1	0.983	288	1202.4
2	0.55	264	648
3	0.55	258	648
4	0.55	300	1202.4
5	0.55	258	1202.4
6	0.8	258	648
7	0.8	288	1202.4
8	0.8	258	1202.4

Tabla 14. Puntos fuera de diseño simulados (Propuesta II).

Punto	p final [bar]	T final [K]	\dot{m} final[kg/hr]	$Rack$ Position [-]
1	0.9704	287.442	1204.0488	1
2	0.5499	265.107	648.5292	0.5381
3	0.55	265.105	648.5616	0.5388
4	0.5499	287.426	670.3128	0.9953
5	0.5499	273.052	681.5016	0.3496
6	0.8	284.603	648.1656	0.3417
7	0.7999	287.34	1061.3844	0.998
8	0.7999	284.043	1064.0556	0.589

Tabla 15. Valor de los parámetros alcanzados. En rojo, los parámetros que no se han alcanzado.

La Propuesta II permite alcanzar los valores de consigna de los puntos 1,2,4. En el resto de puntos, que se encuentran muy alejados del mapa de funcionamiento actual, no se alcanzan los valores de temperatura de consigna, aunque sí se alcanza la presión en todos los puntos.

Sin embargo, no podemos asegurar que el sistema esté alcanzando las mínimas temperaturas con este sistema de control. Para verificar si se están alcanzando las mínimas temperaturas, se hará un barrido de los puntos 2, 5, 6 y 8 fijando distintas posiciones del *rack* de la turbina y anulando el PID que controla la temperatura con la TGV_b . Las posiciones del *rack* se harán desde 0.2 (mínima abertura) hasta 1 (máxima abertura), en espaciados de 0.2. Los resultados obtenidos se muestran en las siguientes tablas.

➤ CASO 2

$Rack$ Position [-]	0.2	0.4	0.6	0.8	1
T [K]	278.188	269.997	267.839	277.376	278.408
p [bar]	0.549	0.549	0.615	0.751	0.791
\dot{m} [kg/hr]	646.4052	645.7392	639.1368	645.4692	646.9164

Tabla 16. Valor de los parámetros del caso 2 para distintas posiciones del *rack*.

➤ CASO 5

$Rack$ Position [-]	0.2	0.4	0.6	0.8	1
T [K]	278.607	270.979	264.99	264.461	271.061
p [bar]	0.549	0.549	0.549	0.605	0.634
\dot{m} [kg/hr]	677.2644	683.0172	685.764	780.5736	825.462

Tabla 17. Valor de los parámetros del caso 2 para distintas posiciones del *rack*.

➤ CASO 6

<i>Rack Position</i> [-]	0.2	0.4	0.6	0.8	1
T [K]	285.616	284.163	281.105	280.567	279.081
p [bar]	0.8	0.8	0.8	0.799	0.8
\dot{m} [kg/hr]	647.9928	648.1044	648.2376	647.6652	647.9424

Tabla 18. Valor de los parámetros del caso 6 para distintas posiciones del *rack*.

➤ CASO 8

<i>Rack Position</i> [-]	0.2	0.4	0.6	0.8	1
T [K]	286.258	285.569	283.585	283.516	282.657
p [bar]	0.799	0.799	0.799	0.799	0.799
\dot{m} [kg/hr]	1058.4	1062	1062	1062	1065.6

Tabla 19. Valor de los parámetros del caso 8 para distintas posiciones del *rack*.

Tal y como se puede apreciar en las tablas anteriores, existen casos en los que la temperatura alcanzada al cambiar la posición del *rack* es inferior a la que el propio PID había conseguido alcanzar con el sistema de control en marcha.

Un ejemplo es el punto 5, donde se ha conseguido bajar la temperatura hasta 265 K con el *rack* en 0.6 y el resto de variables de consigna alcanzadas. Sin embargo, el control ajustó la posición en 0.4, obteniendo una temperatura mayor.

A la vista de los resultados anteriores, se puede concluir que la Propuesta tipo II mejora el rango de operación. Sin embargo, hemos observado que el control no siempre ajusta a la temperatura más baja. Por tanto, es necesario diseñar otro tipo de control en el que sea selectivo y se consiga bajar la temperatura al mínimo. Este será, en parte, el objetivo de la Propuesta tipo III.

5.5. Cambio en el control. Propuesta tipo III

5.5.1. Implementación y ajuste de PIDs

La Propuesta tipo III supone un cambio en la filosofía del sistema de control de la instalación real y de las anteriores dos propuestas. En ella, se utiliza el WG para controlar la presión y la TGV_v para controlar la temperatura. Sin embargo, la TGV_b se va a utilizar para controlar ambos parámetros cuando alguno de sus actuadores de sature.

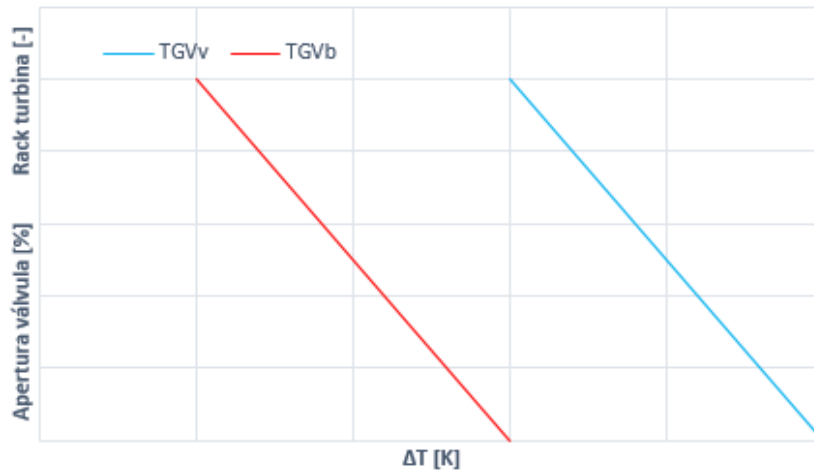


Figura 61. Estrategia de control para la temperatura.

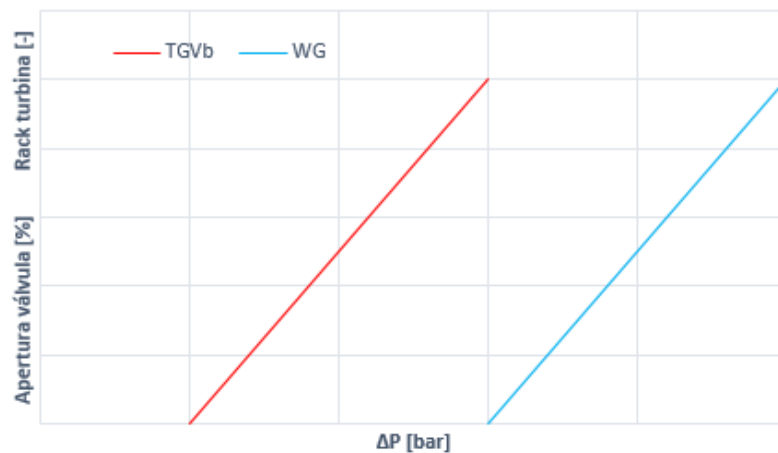


Figura 62. Estrategia de control para la presión.

En la figura 61 y 62 se esquematiza el funcionamiento del sistema de control de la Propuesta III. A medida que desciende la presión y la temperatura, el WG se va cerrando y la TGV_v se va abriendo de manera progresiva, hasta llegar a un punto en el que se satura (la válvula WG se cierra y la TGV_v se abre al máximo). Una vez se saturan, la TGV_b comenzará a actuar sobre uno de estos parámetros: si se cierra antes el WG, la TGV_b actuará controlando la presión y lo mismo con la temperatura. Se ha decidido, además, que cuando ambas válvulas se saturan la TGV_b dará prioridad al control de la presión, es decir, si satura el WG tomará el control sobre la presión siempre.

Se ha implementado la arquitectura de este sistema de control en *GT-Suite*. En la figura 63 se muestra el esquema realizado.

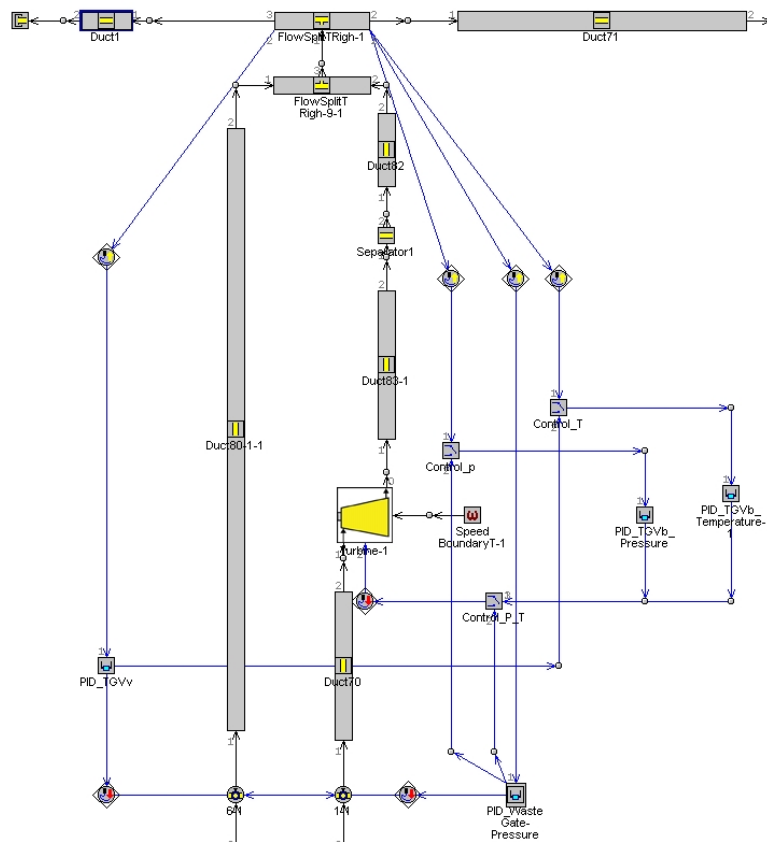


Figura 63. Sistema de control de la Propuesta III en *GT-Suite*.

Para conseguir que el sistema de control sea capaz de decidir cuándo controlar la presión o la temperatura, se ha hecho uso de un elemento presente en la Librería de *GT-Suite*, el *Switch*.

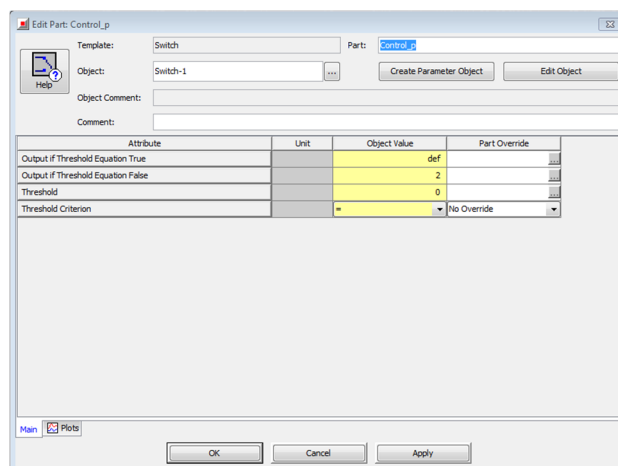


Figura 64. Main del elemento *Switch*.

Este elemento actúa de forma similar a un *if*, de manera que si el sistema cumple una cierta condición (en el software, *threshold*, *threshold criterion*), obtendremos una salida concreta (*Output if Threshold Equation True*). Del mismo modo, habrá otra salida en el caso de que el criterio no se cumpla (*Output if Threshold Equation False*).

Los valores de salida pueden ser o bien un número concreto o alguna conexión de algún parámetro de la instalación para llevarlo directamente a la salida, como por ejemplo la presión o la temperatura en admisión/escape. Para ello, lo que se debe hacer es usar el *Link* y conectar una tubería con el *Switch*, y seleccionar la condición que queremos que sea (*Input passed to Output if Threshold Equation True/False*). Por otro lado, es necesario definir cuál es el parámetro sobre el que se está estableciendo el criterio. Para ello, es necesario usar de nuevo el *Link* y conectar el parámetro de control (que puede ser, por ejemplo, la abertura de la válvula del WG) con el propio *Switch*.

Una vez explicado este elemento del sistema de control, se procede a detallar la arquitectura del sistema de control siguiendo el orden de funcionamiento.

1. **Control-P.** En primer lugar, se conecta la salida del PID que controla el WG al *Switch* Control-P con el objetivo de tener una variable de control sobre la que establecer el criterio. De este modo, establecemos el siguiente criterio: Si $WG=0^\circ$, la salida del *Switch* será la presión de la tubería de admisión/escape, que irá directamente a un PID que controla la presión a través de la TGV_b . En caso contrario, se enviará a la salida del sistema 2 bares de presión, con el objetivo de mandarle al PID una presión tan alta que sea incapaz de realizar ningún tipo de control.

Entrada de control	Apertura del WG [°]
Condición	$WG=0^\circ$
Salida si la condición es falsa	2 bares
Salida si la condición es verdadera	Presión en la admisión de la instalación

2. **Control-T.** La explicación es análoga al control anterior. Se toma la salida del PID_TGV_v y se une al *Switch* que controla la temperatura del tubo de admisión. Si el ángulo de apertura llega a los 90° , se mete la temperatura al PID que controla la temperatura. Si es falso, se pone un valor de $T= 350$ K para que el PID no actúe sobre el sistema.

Entrada de control	Apertura del TGV_v [°]
Condición	$TGV_v=90^\circ$
Salida si la condición es falsa	350 K
Salida si la condición es verdadera	T en la admisión de la instalación

3. **Control_P_T.** Aquí es donde se decide si la TGV_b va a controlar la presión o la temperatura. Tal y como se ha explicado anteriormente se prioriza el control sobre la presión. Por lo tanto, la condición que debe cumplirse es que, si $WG=0^\circ$ (que es la variable de control), entonces la salida del *Switch* será la presión (que es la línea que indica *Output if Threshold Equation True*). En caso contrario se controla la temperatura (*Output if Threshold Equation False*). De este modo, si se cierra antes la TGV_b el sistema controlará la temperatura, y si se cierra el WG, se controlará la presión antes que la temperatura.

Entrada de control	Apertura del WG [$^\circ$]
Condición	$WG=0^\circ$
Salida si la condición es falsa	TGV_b del $PID_{TGV_b_Pressure}$
Salida si la condición es verdadera	TGV_b del $PID_{TGV_b_Temperature}$

Los PIDs utilizados en la Propuesta tipo III se resumen en la siguiente tabla, junto con los criterios de convergencia de cada uno de ellos.

	Sensor	Actuador	Criterio de Convergencia
1º PID	Presión	Apertura WG	0.003 bar de error consigna/salida
2º PID	Temperatura	Apertura TGV_v	0.5 % de error consigna/salida
3º PID	Gasto másico	Revoluciones del Rotrex	1 % de error consigna/salida
4º PID	Presión	Apertura TGV_b	1 % de error consigna/salida
5º PID	Temperatura	Apertura TGV_b	1% de error consigna/salida

Tabla 20. PIDs utilizados en la Propuesta tipo III.

Para estudiar la eficiencia de la Propuesta tipo III, se han seleccionado 4 puntos fuera de diseño, similares a los puntos conflictivos de la Propuesta II, con el objetivo de ver si se consigue mejorar los resultados obtenidos en la anterior propuesta y si aparecen más ventajas. Los parámetros de estos puntos se resumen en la tabla siguiente.

Punto	p consigna [bar]	T consigna [K]	\dot{m} consigna [kg/hr]
1	0.983	288	1202.4
2	0.4	264	648
3	0.55	288	1202.4
4	0.8	258	648

Tabla 21. Puntos simulados en la Propuesta tipo III.

Dado que los PIDs utilizados en la Propuesta III se han utilizado, de una forma u otra, en las propuestas I y II, los signos y órdenes de magnitud quedan explicados en las anteriores secciones.

Los valores de las ganancias se facilitan en el Anexo III. A continuación, se muestra una tabla con los valores de presión, temperatura y gasto másico alcanzados por la instalación.

Punto	p final [bar]	T final [K]	m final [kg/hr]
1	0.979	287.432	1205.4
2	0.429	268	412.182
3	0.549	287.433	670
4	0.799	279	623.721

Tabla 22. Valores finales de los 4 puntos de la Propuesta tipo III.

5.5.2. Conclusión

El punto 1 se ha simulado con el objetivo de estudiar si la Propuesta III está configurada correctamente en *GT-Suite*. Tal y se observa en la tabla anterior y en las gráficas del Anexo III, el sistema consigue alcanzar los valores de consigna rápidamente. La presión final se queda ligeramente por debajo del valor de consigna, pero esto se soluciona ampliando el tiempo de simulación. Los puntos 2, 3 y 4 representan puntos fuera de la zona de diseño de la instalación, concretamente puntos donde la Propuesta tipo II tenía problemas a la hora de funcionar correctamente.

El punto 2 representa el Caso 2 pero con una presión de consigna inferior, hasta los 0.4 bar. El comportamiento obtenido es el deseado; a costa de sacrificar la temperatura (un error de 4 K), el sistema alcanza la presión deseada. Esto puede solucionarse, ampliando el tiempo de simulación y reajustando ligeramente las constantes para reducir las pequeñas oscilaciones.

El punto 3 es un punto de baja presión y temperatura ambiente. La Propuesta tipo II no conseguía estabilizar el valor de la temperatura a la temperatura ambiente, por lo que se tuvo que añadir una temperatura superior para que convergiera. Este problema se soluciona con este control. Sin embargo, seguimos sin poder solucionar la convergencia en el gasto másico. Es posible que el motivo de no alcanzar el gasto trasegado se deba a los propios límites del Rotrex y no a la configuración del control, ya que éste alcanza 90000 rpm y no consigue llegar al valor de consigna (figura 65).

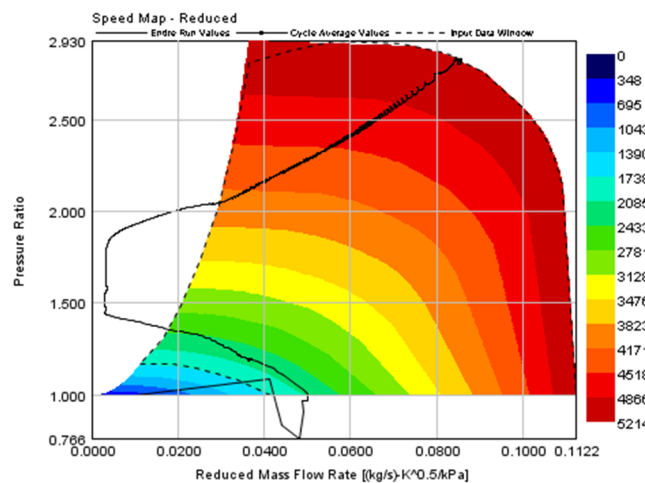


Figura 65. Rotrex en situación de sobrerégimen.

El punto 4 se corresponde con el caso 6 de la Propuesta tipo II. Como se observó, el sistema de control era incapaz de calibrar la posición del *rack* para alcanzar la temperatura mínima (que se comprobó que se encontraba, para las condiciones de valor de consigna, en 279 K). Gracias a esta arquitectura, se consigue alcanzar este valor priorizando la presión de consigna. El error debido al gasto másico puede reducirse aumentándose el tiempo de simulación, vista la tendencia creciente y estando el compresor alejado de las zonas fuera de diseño (ver Anexo III).

Como posible desventaja de esta arquitectura del sistema de control, es el incremento de la complejidad de programación del mismo, ya que se requieren nuevos elementos con respecto a las anteriores propuestas además del ajuste de un mayor número de lazos de PID.

Capítulo 6

Conclusiones. Trabajos futuros

En el siguiente capítulo se exponen las principales conclusiones extraídas a lo largo de este Trabajo de Fin de Grado.

Con el objetivo de optimizar el funcionamiento de la instalación simuladora de altitud del departamento CMT-Motores Térmicos, se decidió enfocar esta mejora desde el punto de vista del sistema de control.

Estudios previos al presente se centraron sobretodo en la mejorar el sistema de turbomaquinaria, proponiendo nuevas arquitecturas y disposiciones. Sin embargo, apenas se había estudiado cambiar el esquema de funcionamiento del sistema de control de la instalación con el objetivo de ampliar el mapa de funcionamiento en modo vacío. Por este motivo, el presente proyecto es un estudio de diferentes propuestas del sistema de control y analizar si, efectivamente, cambiar la disposición del control conlleva mejoras relevantes en el funcionamiento de la instalación.

En la propuesta inicial, se simularon puntos que se encontraban en la zona del mapa con el objetivo de ajustar el lazo PID del sistema de control, proceso relativamente lento y complejo. Se observó que, en ciertos puntos cercanos al límite de diseño, aparecían importantes oscilaciones y desajustes. Por este motivo, se estudiaron tres configuraciones diferentes para puntos fuera de diseño, y ver si otras configuraciones eran capaces de alcanzar los valores de consigna.

En las Propuestas I y II se utilizó la válvula aguas arriba de la TGV con el fin de controlar la temperatura y la presión, respectivamente. Para ver cuál de las dos resultaba ser más eficaz a la hora de alcanzar las consignas, se lanzó un caso con una presión y una temperatura muy baja, de modo que la mejor propuesta alcanzaría valores estaciones más cercanos a los deseados. Tal y como se puede comprobar, la propuesta II obtuvo mejores resultados y además una mayor estabilidad en el sistema. Por este motivo, se lanzaron varias simulaciones de puntos fuera de diseño para profundizar en esta propuesta.

La Propuesta tipo II demostró poder alcanzar los valores de consigna en varios puntos, por lo que se dedujo que, efectivamente, cambiar la configuración del sistema de control mejoró notablemente el mapa de funcionamiento de la instalación. Si bien es cierto que en otros puntos era incapaz de alcanzar los parámetros, se debía esencialmente al límite del régimen de giro del Rotrex o porque los puntos simulados se encontraban muy alejados de las condiciones de diseño.

Sin embargo, posteriormente se comprobó que no siempre el sistema de control alcanzaba las condiciones en estacionario más óptimas. En los puntos en los que la instalación no alcanzó la

temperatura de consigna por ser demasiado baja, se lanzaron una serie de simulaciones que barrían distintas posiciones de los álabes de la turbina sin el control del PID para ver si, con los mismos valores de gasto másico y presión de consigna, el sistema conseguía una temperatura más baja. Se observó que no siempre alcanzaba la temperatura más baja. Por tanto, esta una desventaja para la Propuesta tipo II.

Con el objetivo de mejorar esta desventaja y tratar, de nuevo, ampliar el mapa de funcionamiento del sistema de control, se realizó una propuesta con una filosofía diferente a las otras dos: la Propuesta tipo III. En general, esta configuración consiguió arreglar el problema de la Propuesta tipo II y eliminar comportamientos extraños en ciertos puntos, como por ejemplo temperatura ambiente y baja presión.

Por tanto, se concluye que la Propuesta tipo III es un esquema de control contundente y permite mejorar el comportamiento y el mapa de instalaciones previas, por lo que convendría en un futuro seguir estudiando nuevas arquitecturas del control y ver si se consigue simular puntos mucho más alejados de la zona de diseño.

Como trabajo futuro, convendría estudiar en distintos ensayos las distintas configuraciones, comprobar que funcionan tal y como se ha visto en las simulaciones y, si la respuesta es positiva, implementarlo en nuevas unidades producidas.

También resultaría interesante estudiar estas configuraciones en el modo de funcionamiento en sobrepresión. En el presente Trabajo de Fin de Grado, tan sólo se han simulado puntos en condiciones de vacío al ser una zona de mayor interés. Sin embargo, es necesario comprobar si este sistema de control puede ser igual de útil tanto en vacío en sobrepresión. En caso contrario de serlo, habría de proponer nuevas alternativas y mejoras.

ANEXO I. Mapas turbomaquinaria GT-Power

I.1. Mapa Turbina. Posición *rack* 0.2

N^* [rps/\sqrt{K}]	m^* [$(kg/s)\sqrt{K}/kPa$]	r_c [-]	η [-]
9.599099	0.00679	1.05	0.069921
9.599099	0.009575	1.111681	0.432752
9.599099	0.012222	1.200651	0.455442
9.599099	0.014259	1.312009	0.405466
28.59729	0.007639	1.08	0.07
28.59729	0.011034	1.166704	0.35
28.59729	0.012939	1.25478	0.432752
28.59729	0.014768	1.376886	0.455442
28.59729	0.015956	1.481977	0.43
36.728661	0.008148	1.1	0.07
36.728661	0.011543	1.2	0.32
36.728661	0.01358	1.312009	0.415
36.728661	0.01537	1.448294	0.45
36.728661	0.016211	1.534522	0.455442
36.728661	0.016975	1.639613	0.42
49.779202	0.008487	1.12	0.07
49.779202	0.012731	1.28	0.32
49.779202	0.015277	1.481977	0.43
49.779202	0.016296	1.587068	0.45
49.779202	0.017145	1.692159	0.455442
49.779202	0.017824	1.78848	0.43
58.519642	0.008827	1.15	0.07
58.519642	0.012222	1.29	0.25
58.519642	0.016466	1.639613	0.44
58.519642	0.017145	1.744704	0.45
58.519642	0.017824	1.849796	0.455442
58.519642	0.018503	1.954887	0.44

I.2. Mapa Turbina. Posición *rack* 0.5

N^* [rps/\sqrt{K}]	m^* [$(kg/s)\sqrt{K}/kPa$]	r_c [-]	η [-]
24.200001	0.007656	1.01	0.05166
24.200001	0.015311	1.13869	0.716475
24.200001	0.020076	1.20931	0.762726
24.200001	0.019733	1.22801	0.777377
24.200001	0.023096	1.29623	0.729977
24.200001	0.025463	1.44162	0.625103
24.200001	0.028857	1.6617	0.555556
24.200001	0.031404	2.13183	0.477366
24.200001	0.031743	3.0914	0.409422
33.799999	0.00859	1.05	0.05
33.799999	0.01718	1.19988	0.516676
33.799999	0.018768	1.2304	0.578799
33.799999	0.019578	1.24686	0.590075
33.799999	0.024934	1.47023	0.7289
33.799999	0.027456	1.65126	0.7131
33.799999	0.029027	1.8	0.675543
33.799999	0.030894	2.1	0.628112
33.799999	0.031234	2.5	0.585688
43.299999	0.009757	1.1	0.02
43.299999	0.019515	1.29862	0.464823
43.299999	0.022381	1.40904	0.61715
43.299999	0.023907	1.46783	0.636326
43.299999	0.028735	1.76167	0.717624
43.299999	0.030291	2.06508	0.739026
43.299999	0.031064	2.25	0.718878
43.299999	0.031404	2.5	0.696494
52.900002	0.011097	1.19	0.03
52.900002	0.022194	1.45138	0.497501
52.900002	0.02537	1.61595	0.618299
52.900002	0.030261	2.13315	0.757124
52.900002	0.030509	2.35652	0.750302
52.900002	0.031351	2.54937	0.753677
63.299999	0.012452	1.3	0.04
63.299999	0.024904	1.68656	0.539299
63.299999	0.027114	1.90051	0.663401
63.299999	0.031226	2.54234	0.779675
63.299999	0.031319	2.86909	0.759351
63.299999	0.031849	3.17235	0.783051

I.3. Mapa Turbina. Posición *rack* 0.63

N^* [rps/\sqrt{K}]	m^* [$(kg/s)\sqrt{K}/kPa$]	r_c [-]	η [-]
24.200001	0.007794	1.01	0.066392
24.200001	0.015588	1.098383	0.653188
24.200001	0.01817	1.12457	0.842973
24.200001	0.020885	1.186855	0.862727
24.200001	0.024554	1.224622	0.638948
24.200001	0.026638	1.280334	0.617031
24.200001	0.031064	1.5	0.549286
24.200001	0.035647	1.7	0.492984
24.200001	0.037345	1.9	0.456014
33.700001	0.009333	1.04	0.044034
33.700001	0.018666	1.154095	0.565449
33.700001	0.020568	1.186855	0.632387
33.700001	0.023831	1.237663	0.833062
33.700001	0.025958	1.283568	0.812262
33.700001	0.030307	1.436098	0.619195
33.700001	0.033114	1.577048	0.611517
33.700001	0.036496	1.75	0.634369
33.700001	0.037684	1.9	0.604514
43.299999	0.010918	1.06	0.037275
43.299999	0.021837	1.250809	0.519381
43.299999	0.024511	1.321335	0.634551
43.299999	0.028223	1.398331	0.782597
43.299999	0.03008	1.468858	0.792508
43.299999	0.03642	1.688576	0.651024
43.299999	0.038415	1.903286	0.651024
53	0.012573	1.1	0.039756
53	0.025145	1.38529	0.510586
53	0.02895	1.537715	0.692694
53	0.031486	1.636098	0.794672
53	0.035968	1.947627	0.803467
53	0.035968	1.947627	0.803467
53	0.038144	2.042671	0.678455
53	0.040499	2.36891	0.672941
63.599998	0.01427	1.13	0.032368
63.599998	0.015855	1.3	0.199189
63.599998	0.02854	1.603339	0.500745
63.599998	0.031711	1.867293	0.70805
63.599998	0.034383	2.005008	0.795789
63.599998	0.035651	2.182055	0.838576
63.599998	0.037101	2.285342	0.825384
63.599998	0.039683	2.375483	0.682783
63.599998	0.040723	2.637767	0.706933

I.4. Mapa Turbina. Posición *rack* 0.75

N^* [rps/ \sqrt{K}]	m^* [(kg/s) \sqrt{K} /kPa]	r_c [-]	η [-]
19.4	0.007989	1.001	0.01712
19.4	0.015977	1.037968	0.65
19.4	0.018903	1.061007	0.77
19.4	0.022293	110165	0.875515
19.4	0.025428	114376	0.776224
19.4	0.030555	1.3	0.515979
19.4	0.037345	1.5	0.428853
19.4	0.039891	1.7	0.3816
19.4	0.042437	1.9	0.351332
33.700001	0.010068	1.03	0.052072
33.700001	0.020136	1.153252	0.532009
33.700001	0.026353	1.168094	0.55763
33.700001	0.029537	1.225046	0.666927
33.700001	0.0338	136475	0.690348
33.700001	0.038066	1.522058	0.662456
33.700001	0.039891	1.7	0.616911
33.700001	0.042437	1.9	0.575918
43.299999	0.011815	1.07	0.040088
43.299999	0.02363	1.249466	0.476224
43.299999	0.030874	1.298307	0.615614
43.299999	0.036729	1.499018	0.77956
43.299999	0.038527	1.574954	0.787367
43.299999	0.042329	1.751246	0.695955
43.299999	0.043286	1.9	0.692426
53	0.013973	1.12	0.027969
53	0.027945	1.383734	0.447197
53	0.040479	1.676605	0.674734
53	0.04161	177023	0.695955
53	0.045105	2.053608	0.698155
53	0.043307	2.216352	0.689212
63.5	0.01595	1.2	0.032395
63.5	0.019649	1.4	0.307755
63.5	0.031901	1.619653	0.501845
63.5	0.039299	1.828476	0.602271
63.5	0.041044	196.818	0.643506
63.5	0.042689	2.293582	0.697019
63.5	0.043666	2.487477	0.70149

I.5. Mapa Turbina. Posición *rack* 0.88

N^* [rps/\sqrt{K}]	m^* [$(kg/s)\sqrt{K}/kPa$]	r_c [-]	η [-]
19.299999	0.008333	1.001	0.017963
19.299999	0.016666	1.044283	0.795469
19.299999	0.019187	1.062795	0.840589
19.299999	0.022677	1.121234	0.764643
19.299999	0.026109	1.15971	0.690869
19.299999	0.033101	1.3	0.447587
19.299999	0.038194	1.5	0.349905
19.299999	0.04074	1.7	0.30039
19.299999	0.042437	1.9	0.269962
33.700001	0.010587	1.05	0.030623
33.700001	0.021174	1.15118	0.462961
33.700001	0.029008	1.205354	0.646801
33.700001	0.035875	1.355082	0.671042
33.700001	0.03899	1.480581	0.651214
33.700001	0.039365	1.523412	0.626973
33.700001	0.04074	1.7	0.57471
33.700001	0.042437	1.9	0.522715
43.299999	0.012759	1.16	0.042967
43.299999	0.025518	1.25245	0.451962
43.299999	0.030671	1.285209	0.632508
43.299999	0.032764	1.332305	0.701868
43.299999	0.040438	1.634574	0.675455
43.299999	0.042852	1.827133	0.675455
43.299999	0.043286	1.9	0.676578
53	0.015067	1.24	0.041786
53	0.030135	1.400726	0.465133
53	0.034106	1.472051	0.643508
53	0.036951	1.531942	0.676506
53	0.039956	1.64882	0.706282
53	0.042852	1.91833	0.682041
53	0.045	2.217786	0.673213
63.5	0.016865	1.35	0.052883
63.5	0.033731	1.628857	0.475082
63.5	0.040759	1.839927	0.621509
63.5	0.042586	1.983938	0.653386
63.5	0.044515	2.276316	0.68092
63.5	0.044139	2.464519	0.690869

I.6. Mapa Turbina. Posición *rack* 1

N^* [rps/\sqrt{K}]	m^* [$(kg/s)\sqrt{K}/kPa$]	r_c [-]	η [-]
19.299999	0.008286	1.003	0.044064
19.299999	0.016571	1.051188	0.751839
19.299999	0.017263	1.054448	0.756436
19.299999	0.018831	1.062077	0.911208
19.299999	0.019522	1.066447	0.929597
19.299999	0.02009	1.069707	0.985785
19.299999	0.024237	1.093706	0.828678
19.299999	0.027	1.119854	0.791973
19.299999	0.030555	1.2	0.625127
19.299999	0.042437	1.35	0.508385
19.299999	0.044984	1.5	0.445686
19.299999	0.049227	1.7	0.395588
33.700001	0.011239	1.09	0.025318
33.700001	0.022477	1.148223	0.416973
33.700001	0.025492	1.156893	0.515563
33.700001	0.02694	1.166742	0.594732
33.700001	0.029387	1.196151	0.742644
33.700001	0.030647	1.21252	0.761033
33.700001	0.03121	1.219039	0.785114
33.700001	0.031902	1.226669	0.761033
33.700001	0.033474	1.243038	0.743812
33.700001	0.038248	1.302965	0.679597
33.700001	0.041643	1.385781	0.685289
33.700001	0.044135	1.5	0.711997
33.700001	0.045832	1.6	0.67761
33.700001	0.046681	1.7	0.649184
43.299999	0.014004	1.17	0.027376
43.299999	0.028008	1.256078	0.412376
43.299999	0.031902	1.288816	0.529349
43.299999	0.035985	1.350962	0.598161
43.299999	0.036237	1.365112	0.709369
43.299999	0.036928	1.377111	0.716302
43.299999	0.039004	1.423929	0.736953
43.299999	0.043462	1.510075	0.677262
43.299999	0.046733	1.680076	0.685289
52.799999	0.015889	1.25	0.038658
52.799999	0.031778	1.39563	0.407852
52.799999	0.036805	1.480666	0.548832
52.799999	0.039128	1.543853	0.609618
52.799999	0.040259	1.559112	0.614215
52.799999	0.041703	1.59941	0.648657
52.799999	0.046353	1.771632	0.684194

52.799999	0.05132	1.977631	0.652087
63.400002	0.017649	1.32	0.043123
63.400002	0.035297	1.42	0.198099
63.400002	0.035297	1.622299	0.419308
63.400002	0.041391	1.837038	0.570651
63.400002	0.04447	1.992891	0.64749
63.400002	0.044406	2.053928	0.639463
63.400002	0.044974	2.109554	0.67843
63.400002	0.045222	2.147702	0.654349

I.7. Mapa Compresor *Rotrex*

N^* [rpm]	m^* [g/s]	r_c [-]	η [-]
30000	0.06482	1.17353	0.64
30000	0.07787	1.17225	0.65
30000	0.09497	1.16841	0.68
30000	0.10908	1.16617	0.7
30000	0.14029	1.146	0.7
30000	0.15214	1.13447	0.68
30000	0.16804	1.11942	0.65
30000	0.18455	1.09925	0.6
30000	0.194	1.08933	0.57
30000	0.24	1	0.4
40000	0.09617	1.308	0.65
40000	0.11613	1.30704	0.68
40000	0.13023	1.30192	0.7
40000	0.14974	1.29296	0.72
40000	0.1898	1.25902	0.72
40000	0.2087	1.23661	0.7
40000	0.21935	1.22124	0.68
40000	0.23406	1.20235	0.65
40000	0.24936	1.17353	0.6
40000	0.26062	1.15464	0.58
40000	0.32	1	0.35
50000	0.11973	1.48666	0.63
50000	0.13263	1.49434	0.65
50000	0.15154	1.48922	0.68
50000	0.16624	1.4841	0.7
50000	0.18515	1.47673	0.72
50000	0.19685	1.46777	0.73
50000	0.26287	1.40245	0.73
50000	0.27232	1.38613	0.72
50000	0.28417	1.35987	0.7
50000	0.29467	1.33714	0.68
50000	0.30653	1.308	0.65
50000	0.32303	1.2667	0.6
50000	0.32948	1.25293	0.59
50000	0.4	1	0.33
60000	0.14614	1.73063	0.6
60000	0.17749	1.73447	0.65
60000	0.20105	1.72967	0.68
60000	0.22161	1.7207	0.7
60000	0.24696	1.70438	0.72
60000	0.26167	1.69061	0.73
60000	0.30893	1.6365	0.75

60000	0.34014	1.57983	0.73
60000	0.34959	1.55838	0.72
60000	0.36369	1.52316	0.7
60000	0.37374	1.49306	0.68
60000	0.38545	1.45144	0.65
60000	0.40255	1.39381	0.6
60000	0.47	1	0.3
70000	0.17149	2.04023	0.56
70000	0.1946	2.04408	0.6
70000	0.23406	2.04536	0.65
70000	0.26827	2.04023	0.68
70000	0.29647	2.02391	0.7
70000	0.33128	1.99253	0.72
70000	0.35664	1.96211	0.73
70000	0.4132	1.85902	0.73
70000	0.43031	1.81772	0.72
70000	0.44681	1.76233	0.7
70000	0.45746	1.71302	0.68
70000	0.46692	1.65283	0.65
70000	0.47517	1.6	0.625
70000	0.54	1	0.26
80000	0.1928	2.40619	0.54
80000	0.2051	2.41131	0.55
80000	0.24816	2.43404	0.6
80000	0.31118	2.44013	0.65
80000	0.35964	2.42508	0.68
80000	0.3937	2.39626	0.7
80000	0.43676	2.33447	0.72
80000	0.49332	2.19744	0.72
80000	0.52288	2.07545	0.7
80000	0.53518	2.01238	0.68
80000	0.54944	1.91697	0.65
80000	0.55709	1.86414	0.63
80000	0.6	1	0.22
90000	0.2111	2.81121	0.52
90000	0.26767	2.87428	0.55
90000	0.32663	2.92455	0.6
90000	0.4162	2.91174	0.65
90000	0.47622	2.85667	0.68
90000	0.52693	2.75838	0.7
90000	0.58004	2.56467	0.7
90000	0.6072	2.4238	0.68
90000	0.62251	2.28805	0.65
90000	0.63196	2.14205	0.63
90000	0.65	1	0.2

ANEXO II. Tablas PIDs GT-Power

II.1. Tablas configuración inicial

En el siguiente Anexo se muestran el valor de las constantes de los PIDs obtenidos en el programa *GT-Power* para las distintas configuraciones utilizadas durante el Trabajo de Fin de Grado.

	1º PID	2º PID	3º PID
Proporcional (P)	110	-0.078	400
Integral (I)	60	-0.05	800
Derivativo (D)	0	0	0

		CASO 1	CASO 2	CASO 3	CASO 4	CASO 5
1º PID	Proporcional (P)	110	110	110	80	110
	Integral (I)	400	400	700	100	600
2º PID	Proporcional (P)	-0.078	-0.078	-0.078	-0.039	-0.078
	Integral (I)	-0.04	-0.04	-0.04	-0.02	-0.04
3º PID	Proporcional (P)	300	300	300	200	300
	Integral (I)	700	700	700	400	700

II.2. Tablas configuración propuesta tipo I

		CASO Prueba	CASO Off-design
1º PID	Proporcional (P)	30	30
	Integral (I)	90	90
2º PID	Proporcional (P)	30	30
	Integral (I)	90	90
3º PID	Proporcional (P)	200	300
	Integral (I)	400	700
4º PID	Proporcional (P)	-0.039	-0.078
	Integral (I)	-0.02	-0.04

II.2. Tablas configuración propuesta tipo II

CASO Off-design		
1º PID	Proporcional (P)	15
	Integral (I)	45
2º PID	Proporcional (P)	-6
	Integral (I)	-15
3º PID	Proporcional (P)	75
	Integral (I)	120
4º PID	Proporcional (P)	0.5
	Integral (I)	2

PUNTOS		1	2	3	4	5	6	7	8
1º PID	Proporcional (P)	7.5	7.5	7.5	6	7.5	7.5	7.5	3
	Integral (I)	200	200	200	100	200	200	200	100
2º PID	Proporcional (P)	-6	-6	-6	-3	-6	-6	-1.5	-3
	Integral (I)	-15	-100	-200	-100	-200	-200	-50	-100
3º PID	Proporcional (P)	200	200	200	25	200	200	200	100
	Integral (I)	600	600	600	75	600	600	600	300
4º PID	Proporcional (P)	1	1	1	0.75	1	1	1	0.5
	Integral (I)	200	200	200	100	200	200	200	100

II.2. Tablas configuración propuesta tipo III

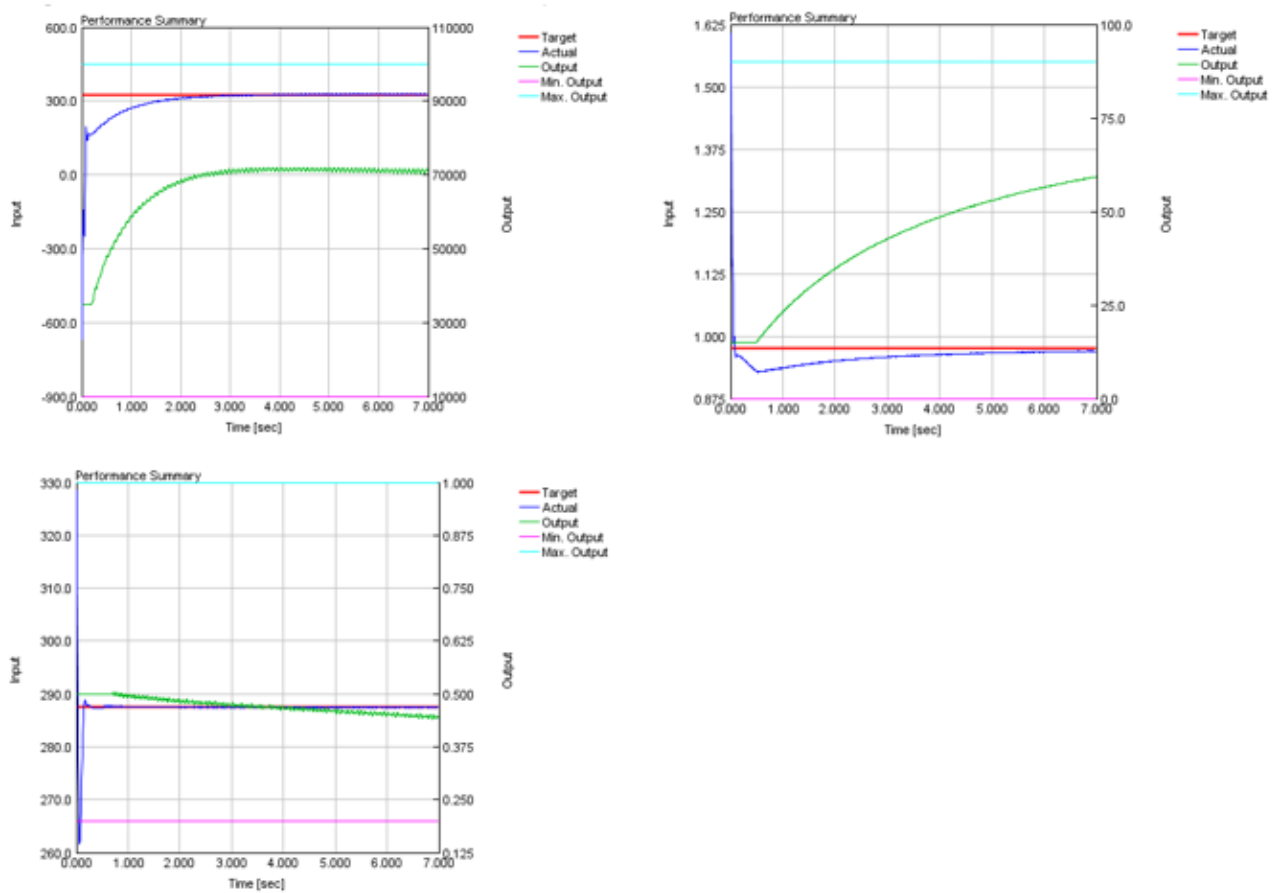
PUNTOS		1	2	3	4
1º PID	Proporcional (P)	7.5	7.5	7.5	7.5
	Integral (I)	200	200	200	200
2º PID	Proporcional (P)	-6	-3	-6	-6
	Integral (I)	-15	-100	-200	-200
3º PID	Proporcional (P)	200	60	10	10
	Integral (I)	600	150	50	50
4º PID	Proporcional (P)	1	1	1	1
	Integral (I)	200	200	200	200
5º PID	Proporcional (P)	-0.039	-0.039	-0.039	-0.039
	Integral (I)	-0.02	-0.02	-0.02	-0.02

ANEXO III. Gráficas PIDs GT-Power

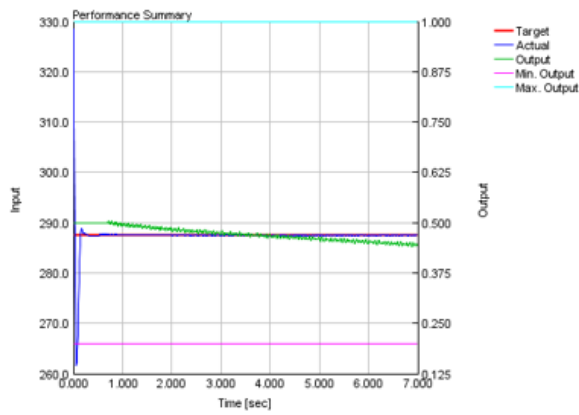
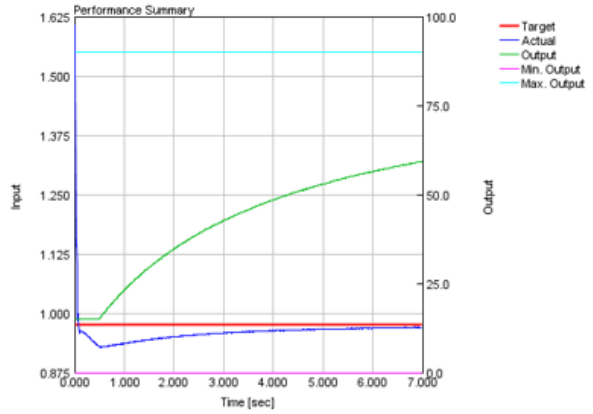
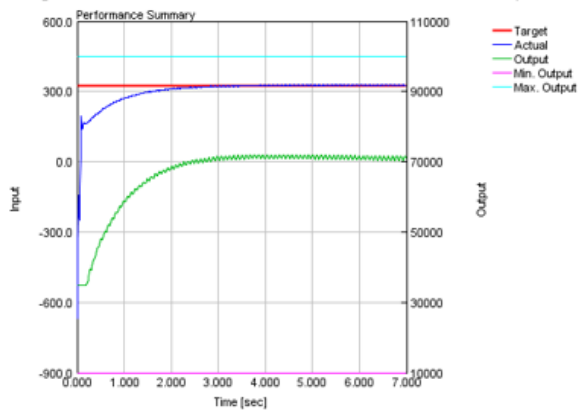
III.1. Gráficas configuración inicial

Se muestran los PIDs de los puntos de la propuesta inicial. De izquierda a derecha y de arriba abajo:
 n [rpm] - \dot{m} [g/s], WG [°] - P [bar], TGV_b [-] - T [K].

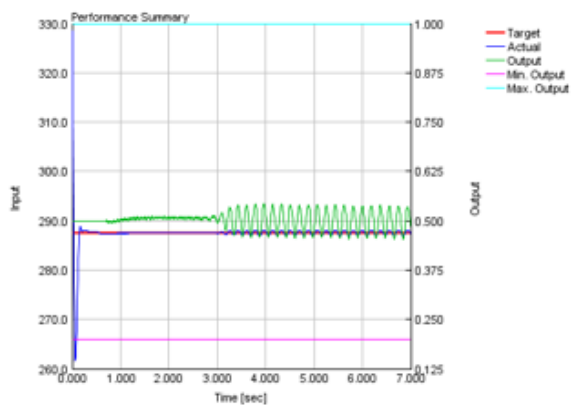
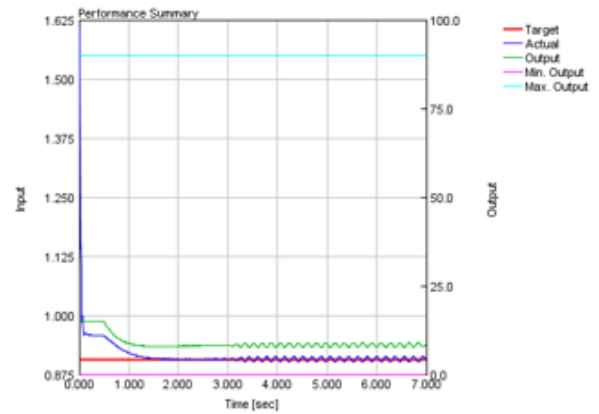
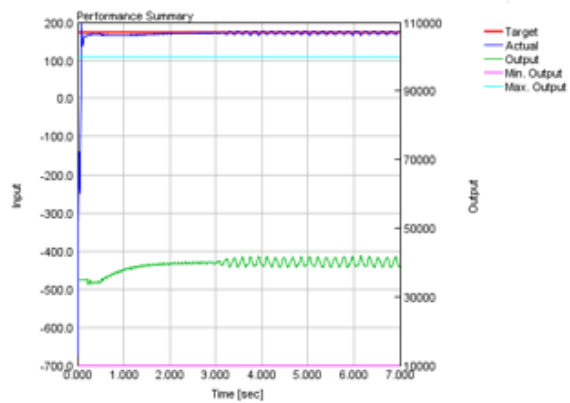
▪ Caso 1



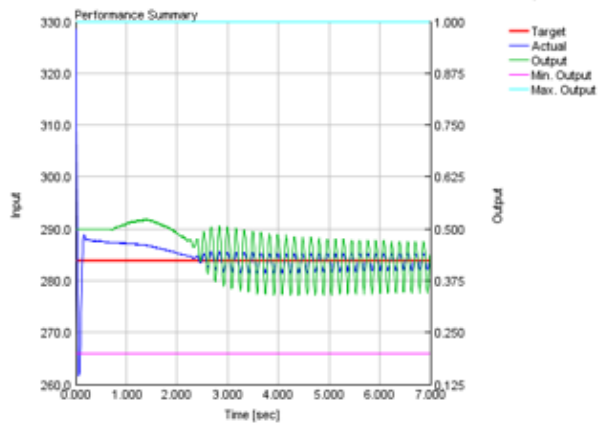
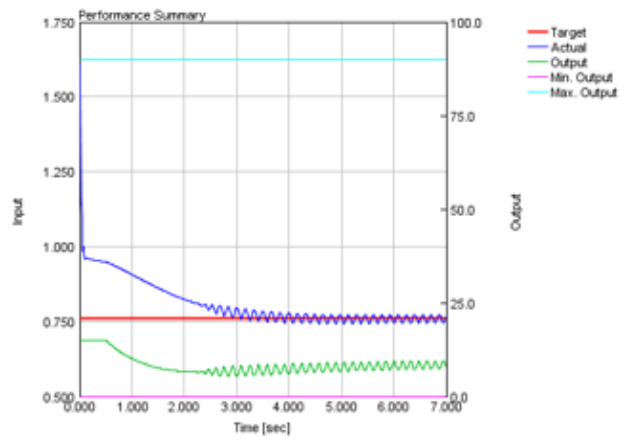
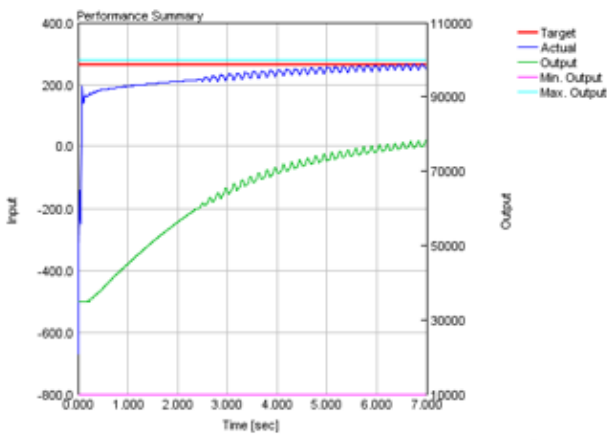
▪ Caso 2



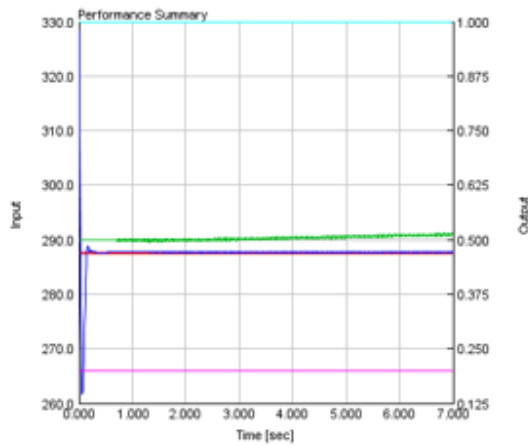
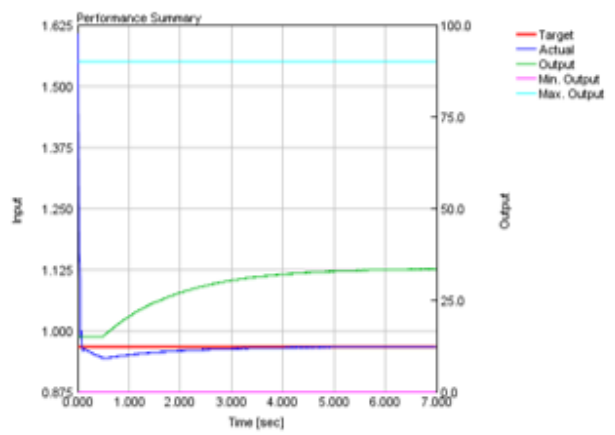
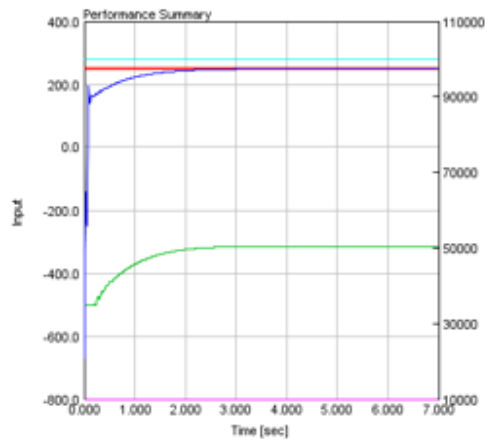
▪ Caso 3



▪ Caso 4



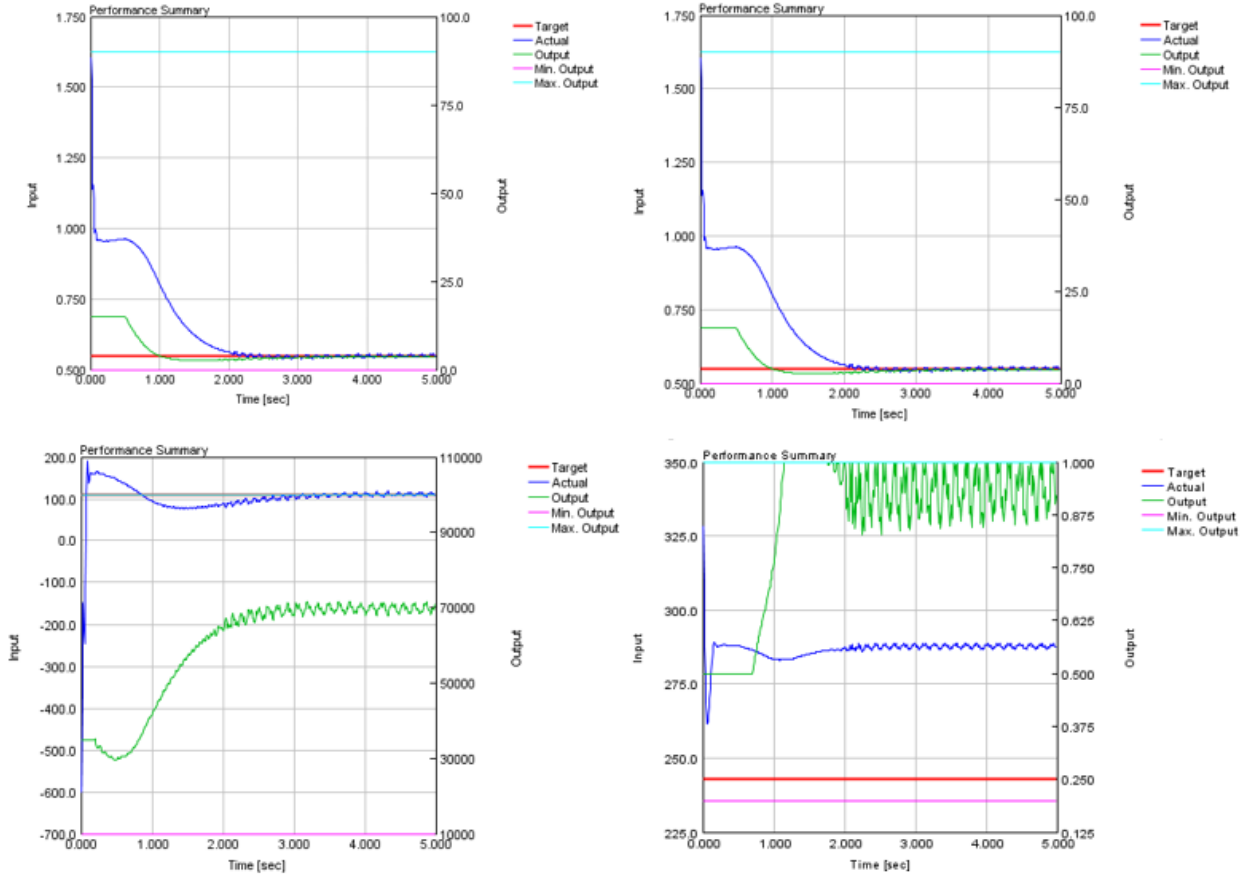
▪ Caso 5



III.2. Gráficas de la propuesta tipo I

Se muestran los PIDs de los puntos de la propuesta III. De izquierda a derecha y de arriba abajo: TGV_v [°] -P [bar], WG [°] -P [bar], n [rpm] - \dot{m} [g/s], TGV_b [-] - T [K].

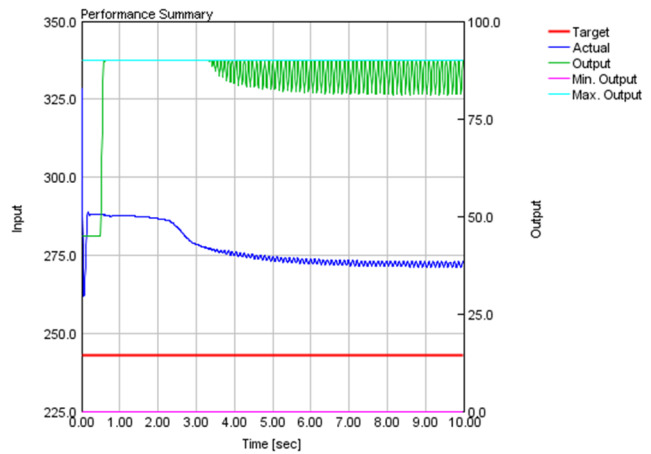
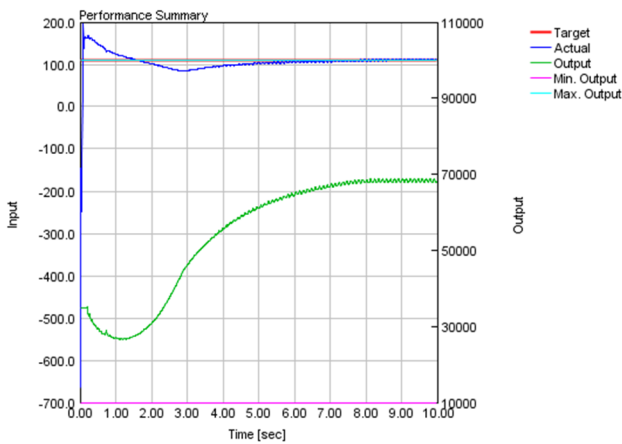
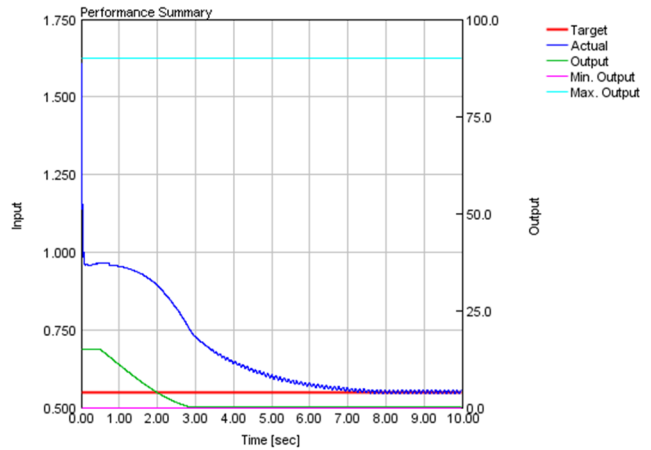
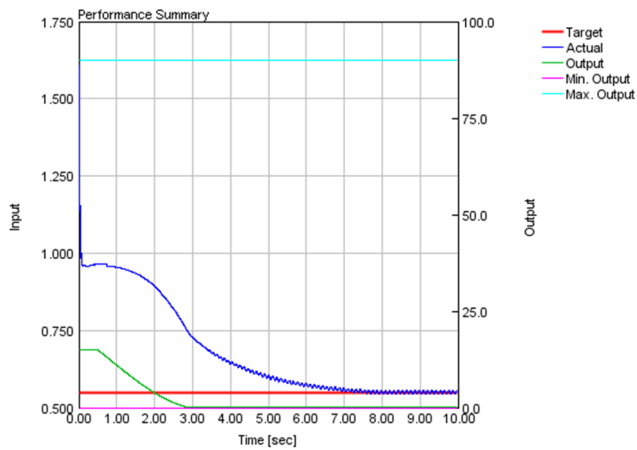
▪ *Caso Off-design*



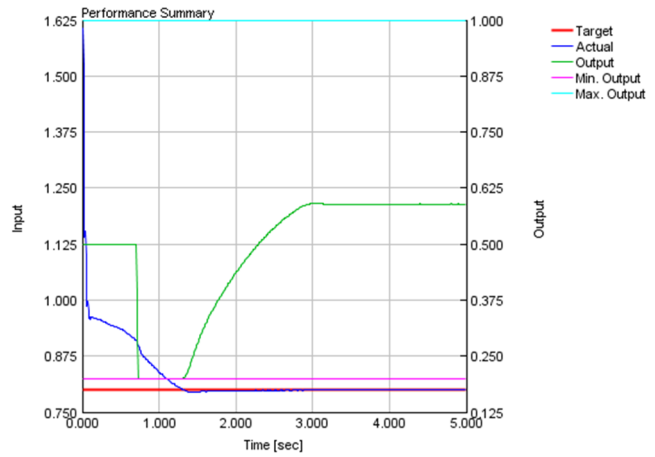
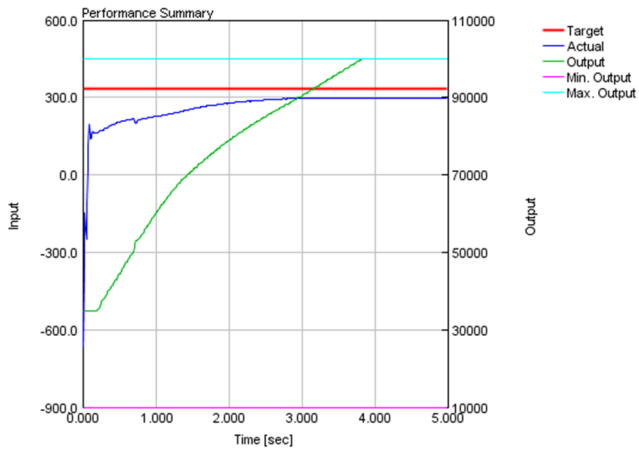
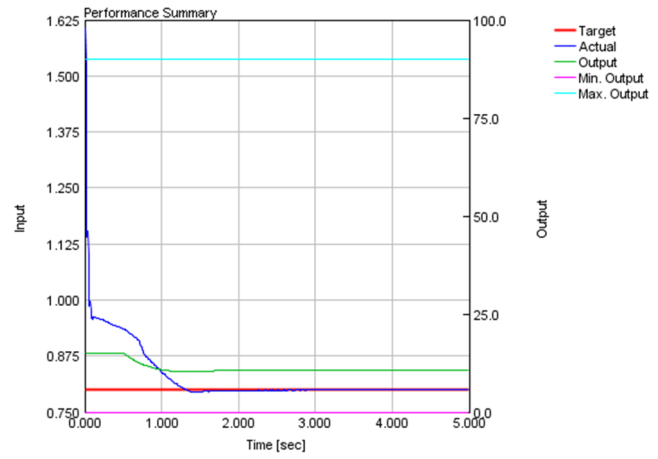
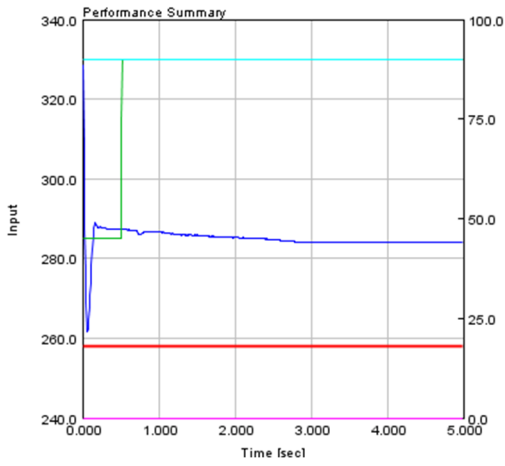
III.3. Gráficas de la propuesta tipo II

Se muestran los PIDs de los puntos de la propuesta II. De izquierda a derecha y de arriba abajo: TGV_v [°] - T [K], WG [°] - P [bar], \dot{m} [g/s] - n [rpm], TGV_b [-] - P [bar].

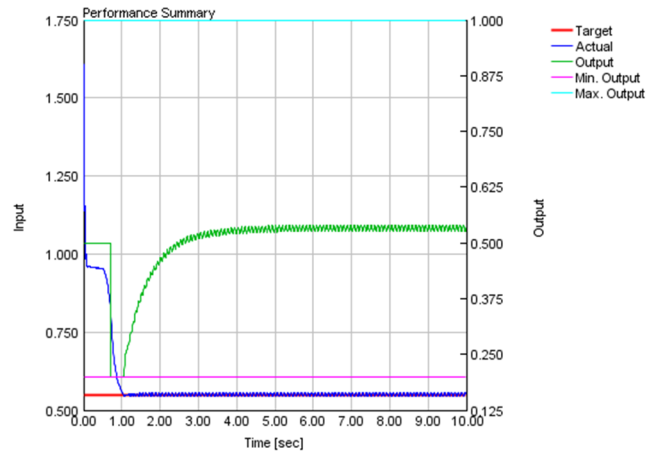
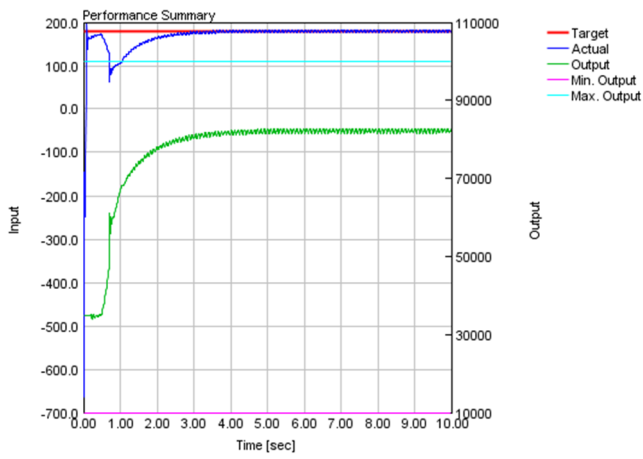
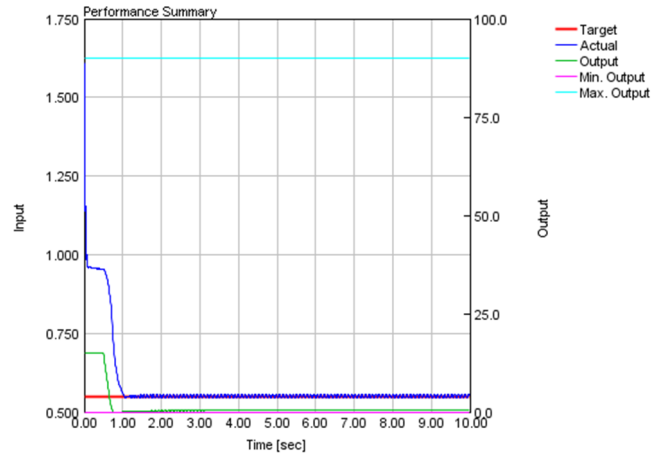
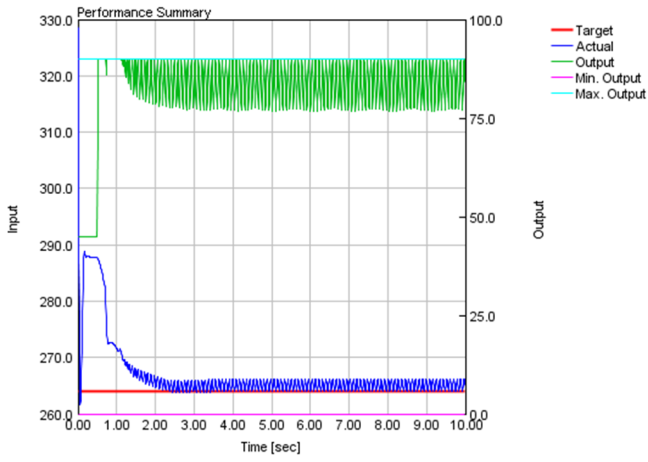
▪ *Caso Off-design*



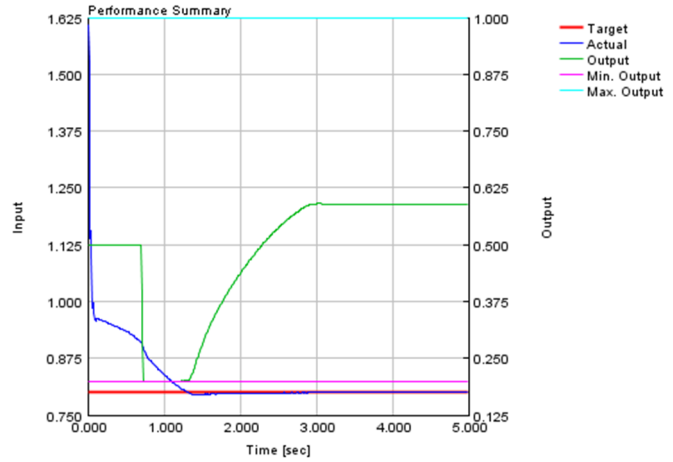
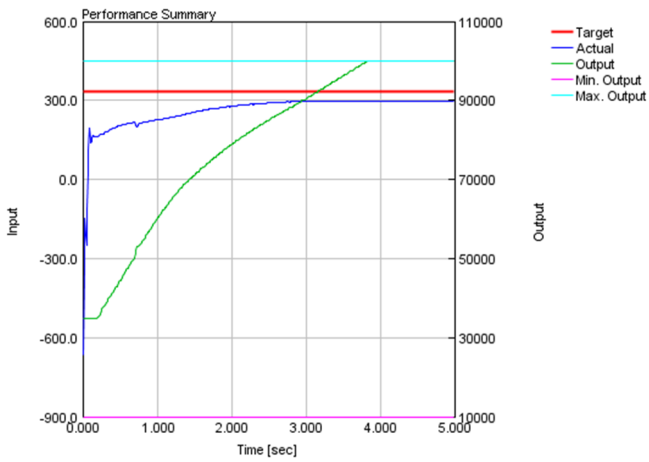
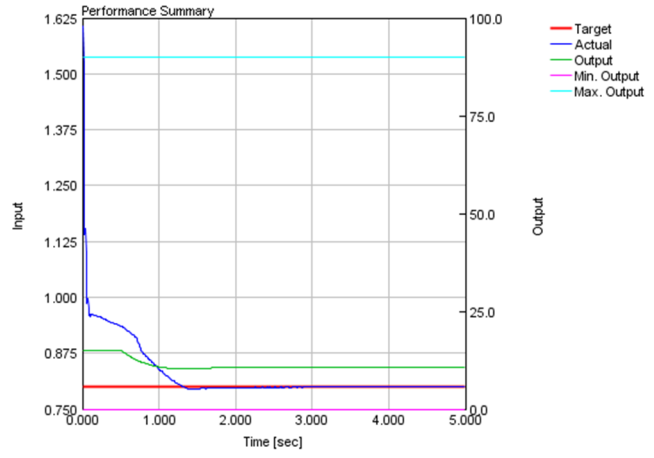
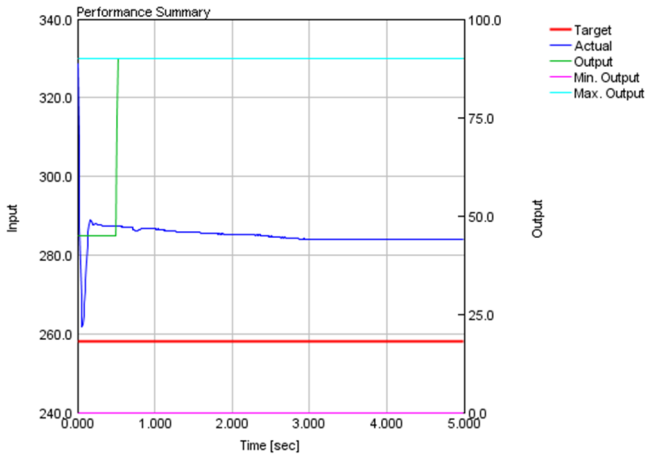
▪ Punto 1



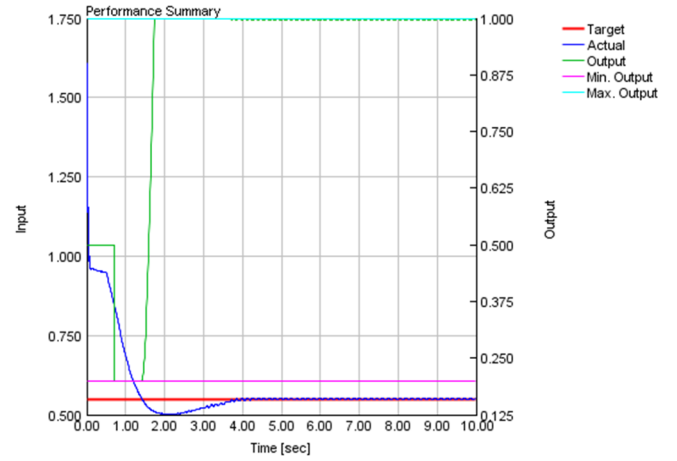
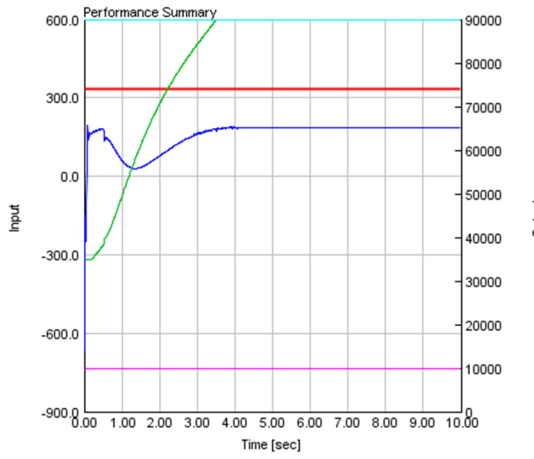
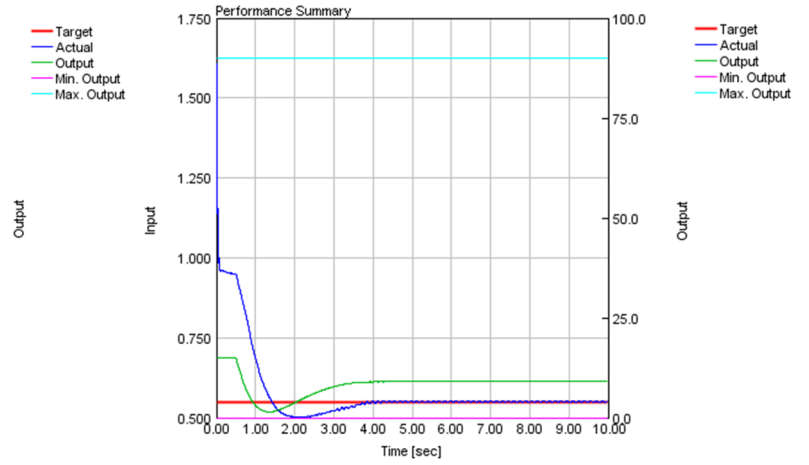
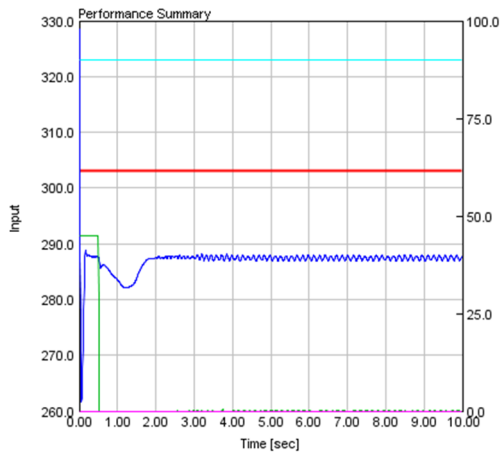
▪ Punto 2



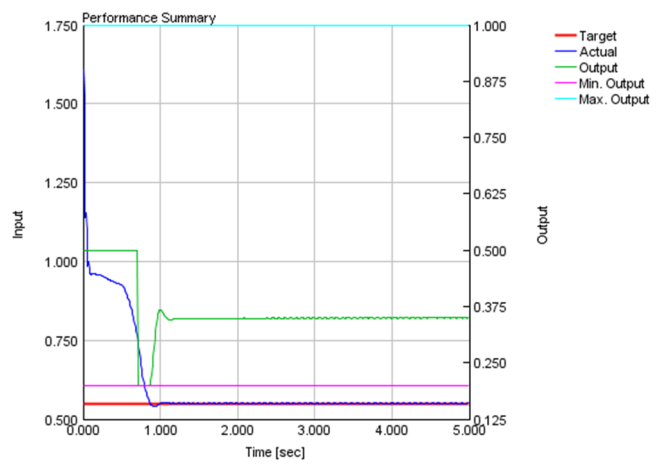
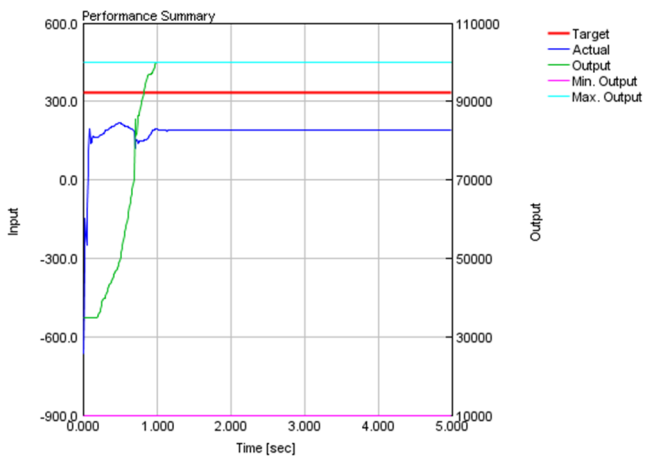
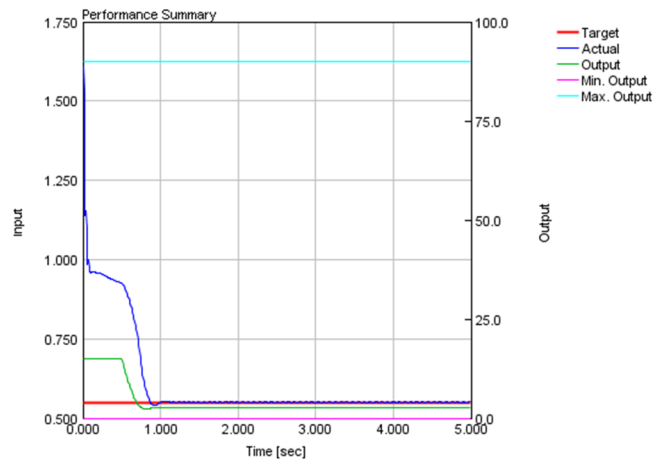
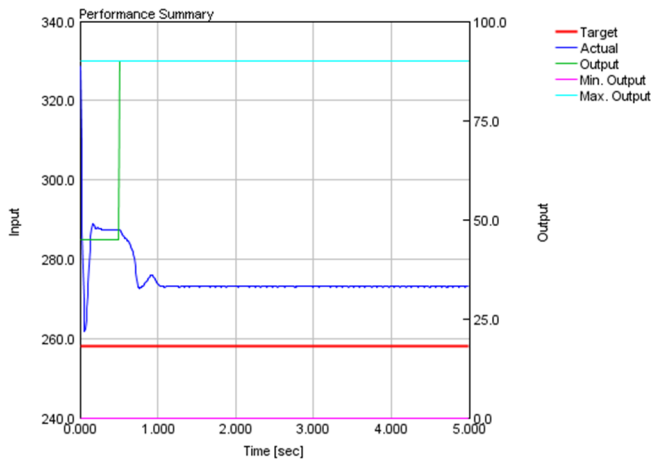
▪ Punto 3



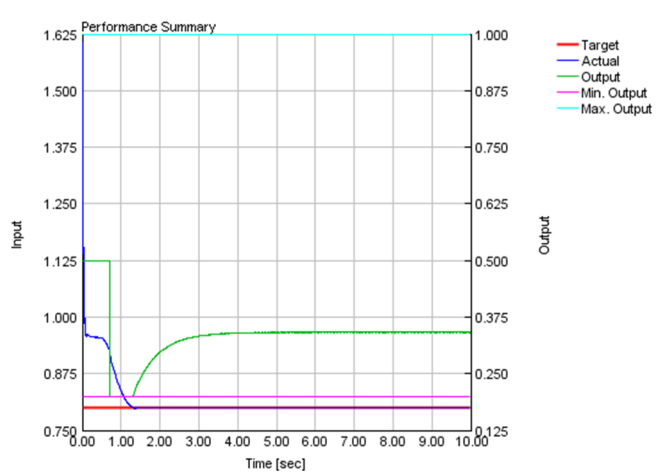
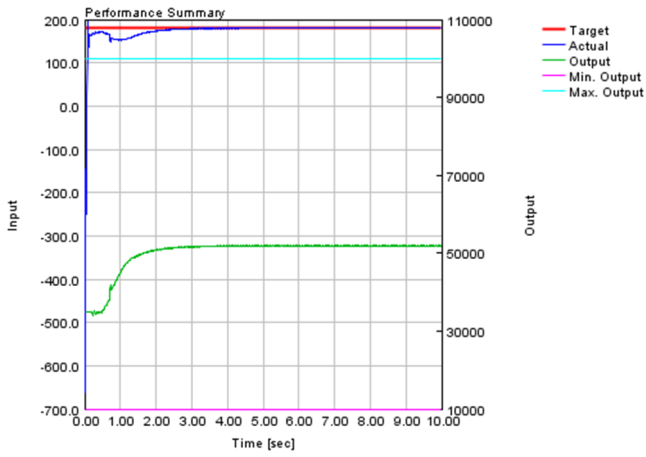
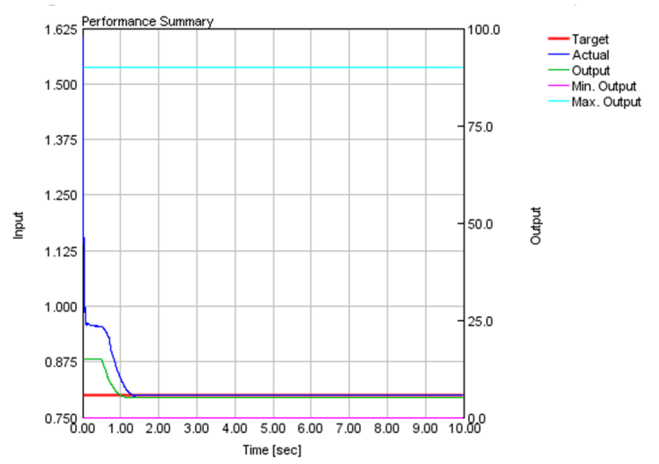
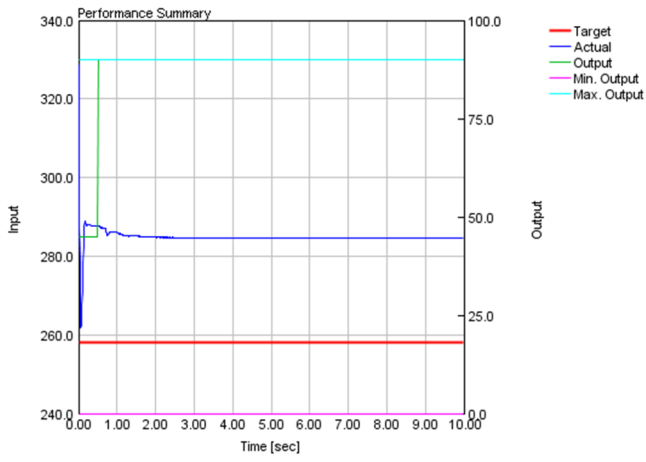
▪ Punto 4



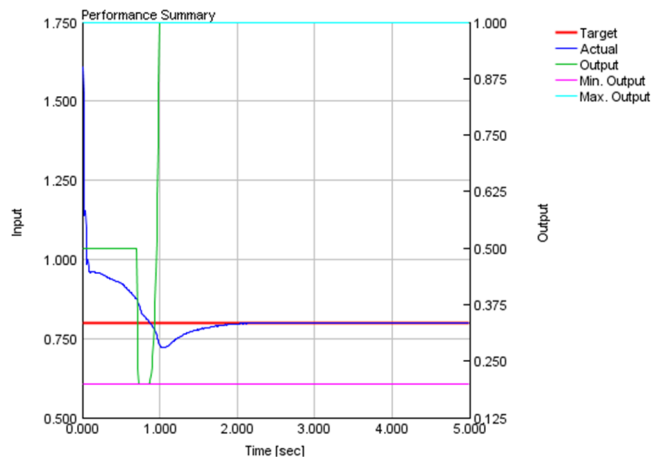
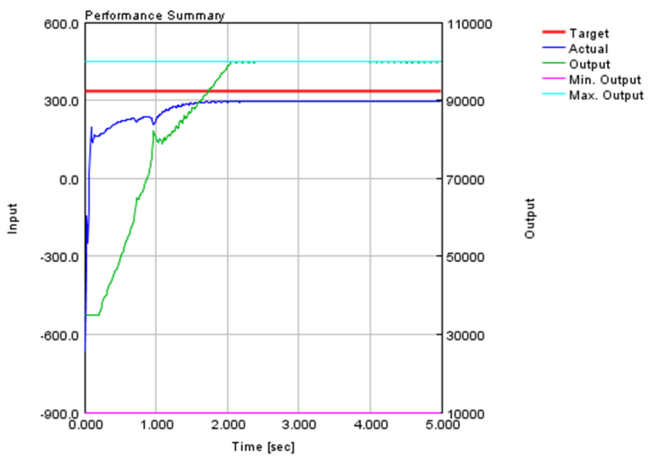
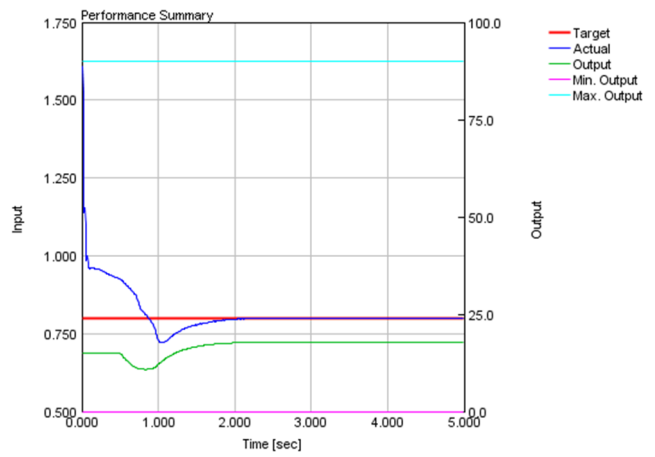
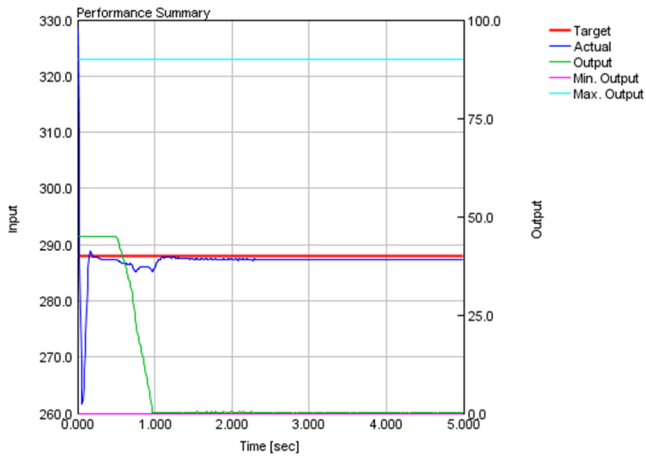
▪ Punto 5



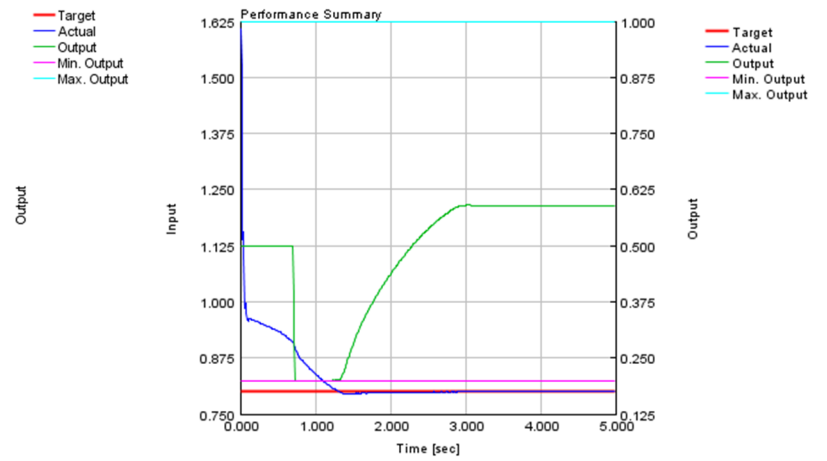
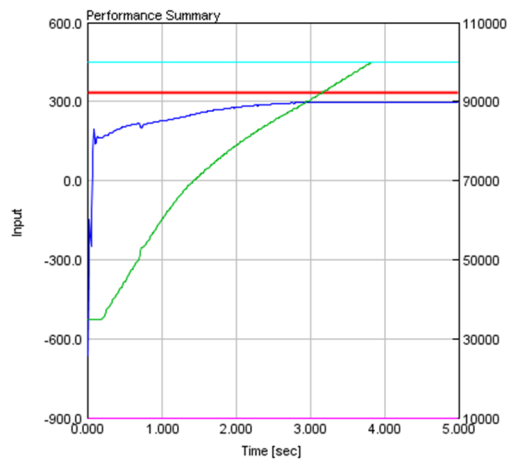
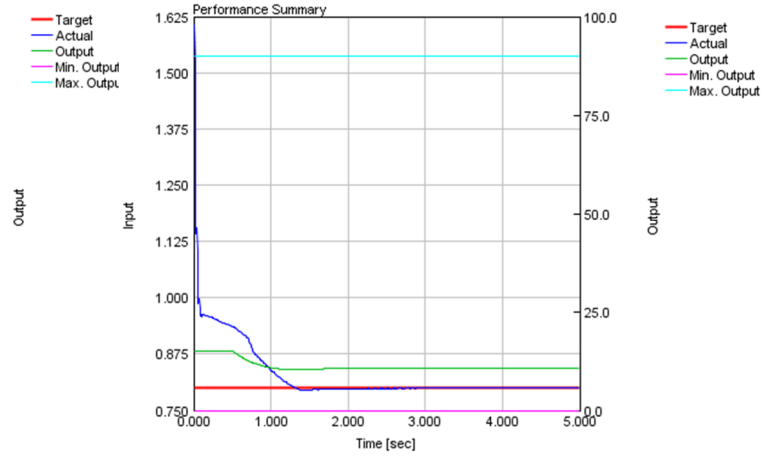
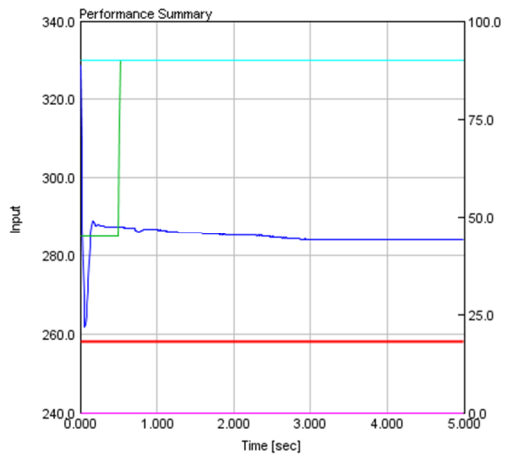
▪ Punto 6



▪ Punto 7



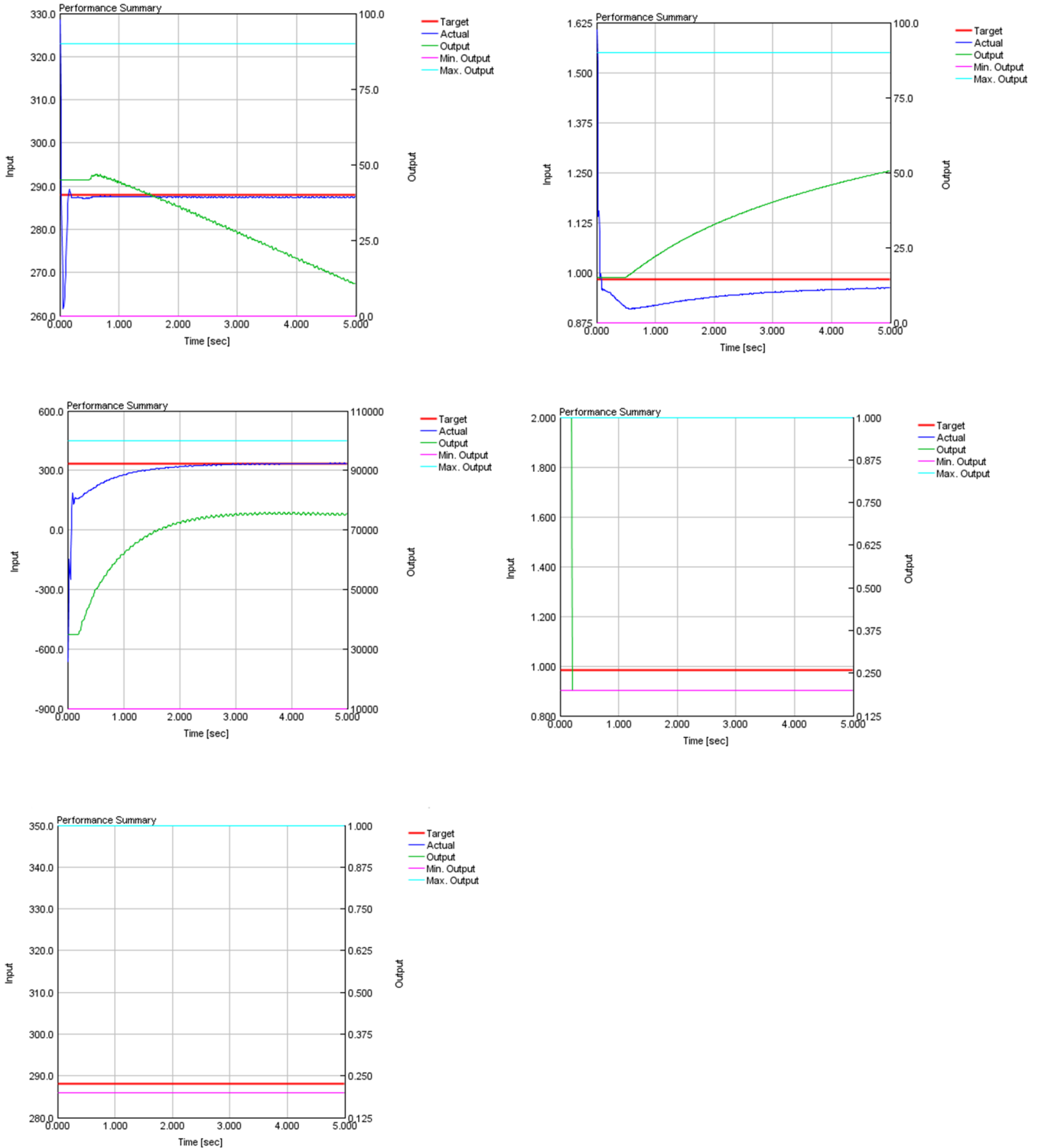
▪ Punto 8



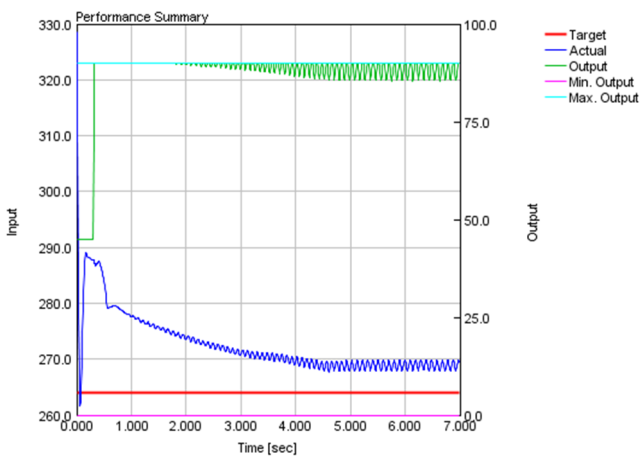
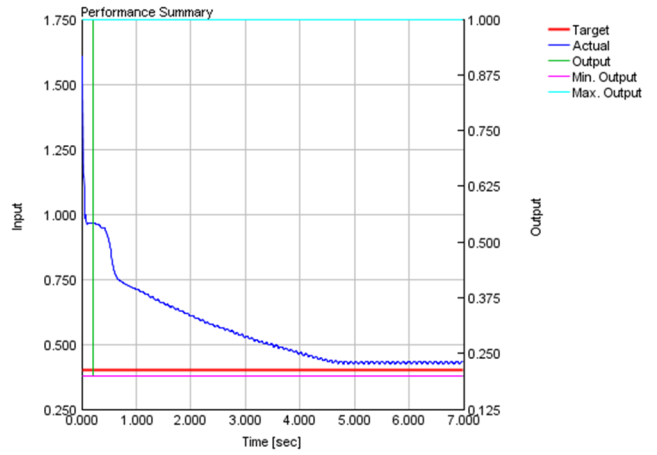
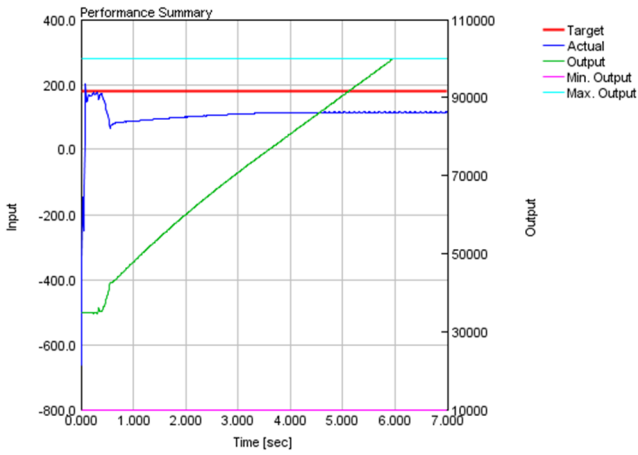
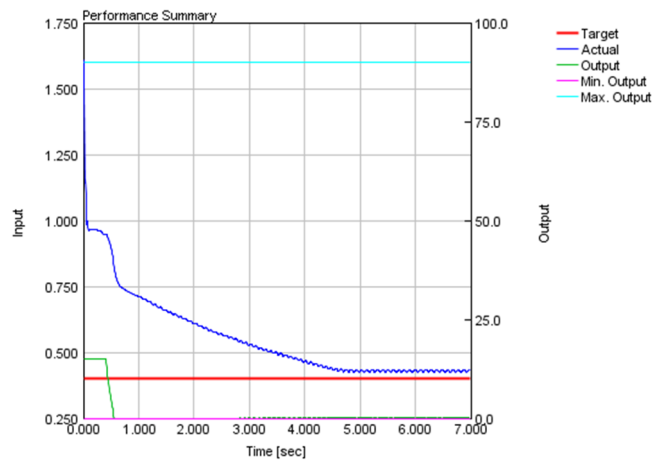
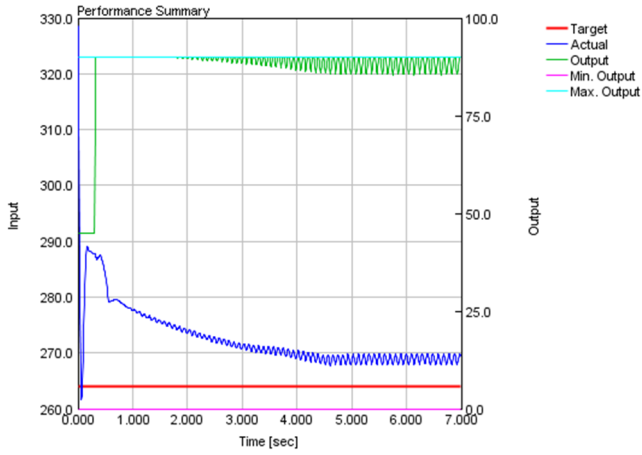
III.4. Gráficas de la propuesta tipo III

Se muestran los PIDs de los puntos de la propuesta III. De izquierda a derecha y de arriba abajo: TGV_v [°] - T [K], WG [°] - P [bar], n [rpm] - \dot{m} [g/s], TGV_b [-] - P [bar], TGV_b [-] - T [K].

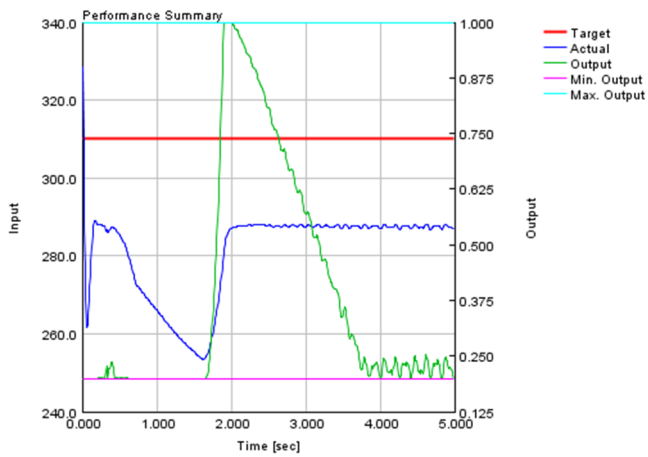
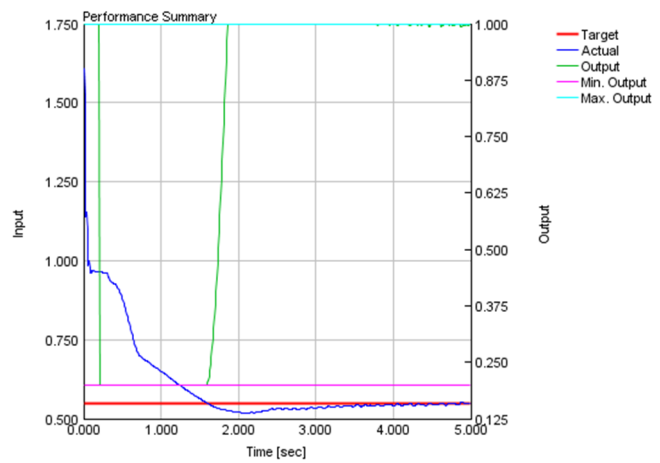
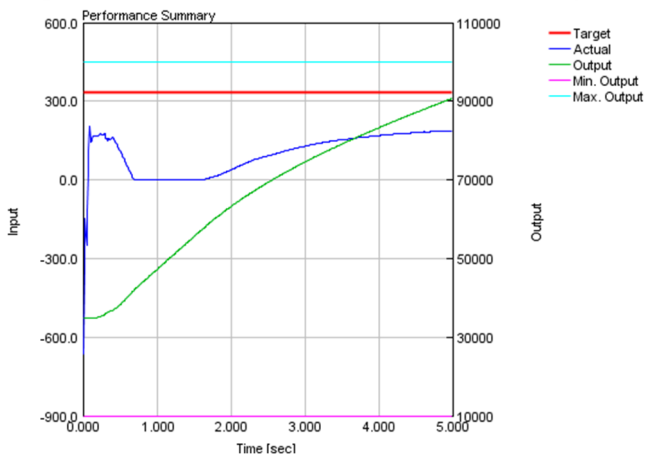
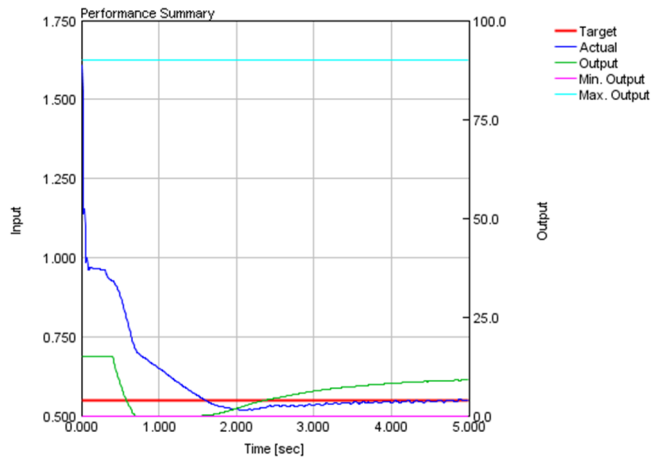
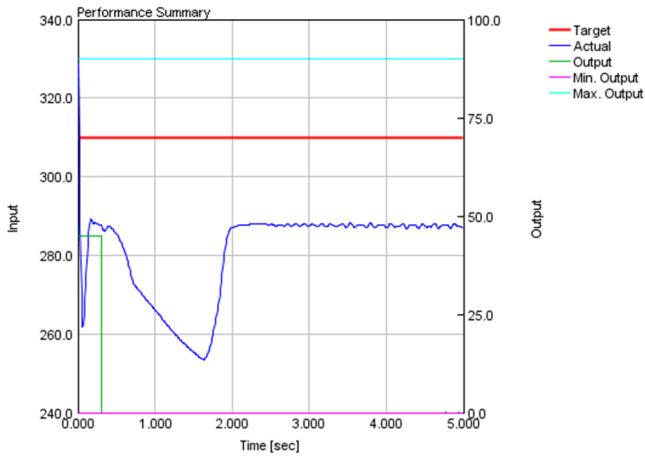
▪ Punto 1



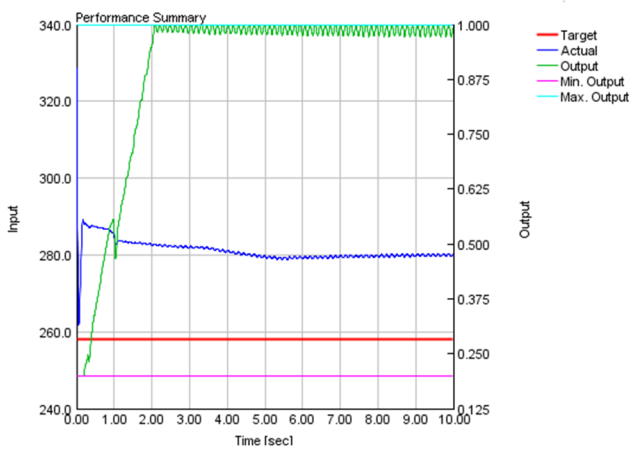
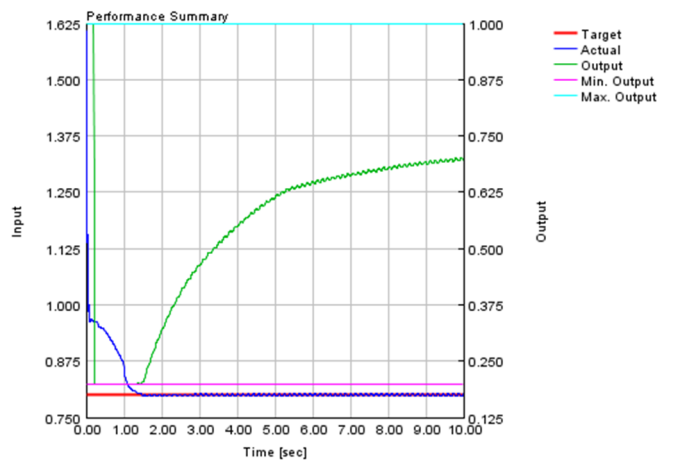
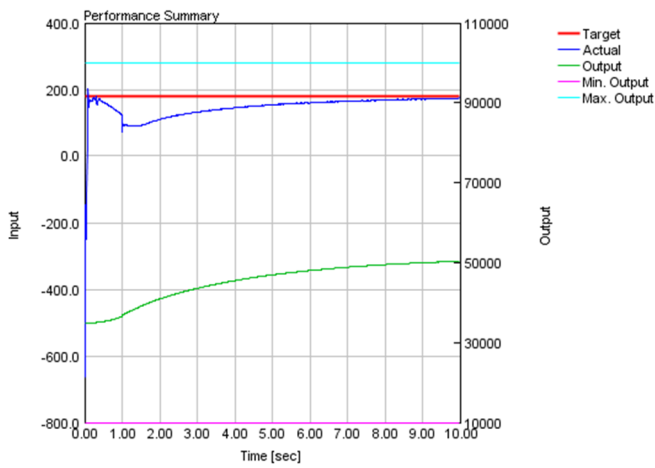
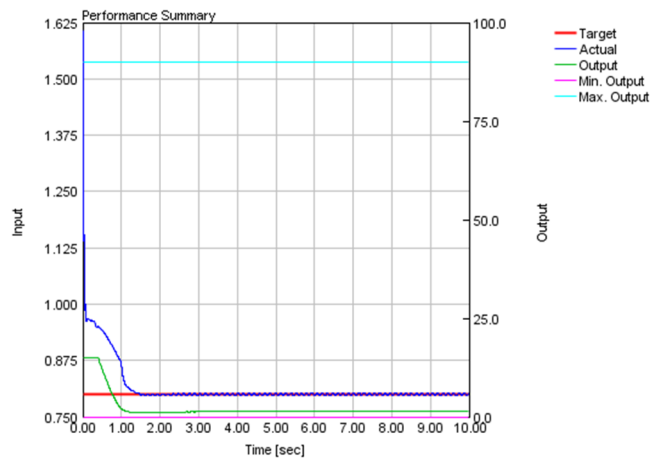
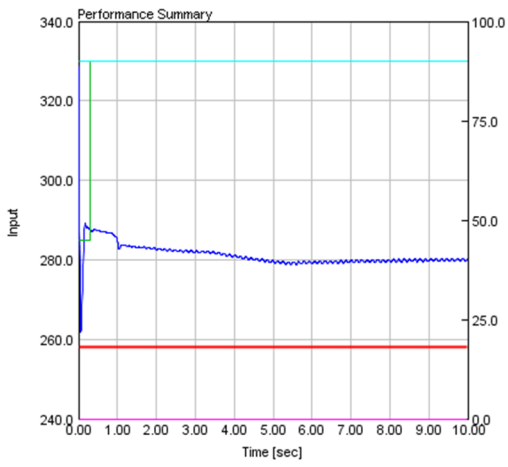
▪ Punto 2



▪ Punto 3



▪ Punto 4



Bibliografía

- [1] F. Payri, «Motores de Combustión Interna Alternativos,» CMT-UPV, València, 2011.
- [2] Payri, F.; Desantes, J.M.; Galindo, J. & Serrano, J.R. Patente «Instalación para simular las condiciones de presión y temperatura del aire aspirado por un motor de combustión interna alternativo,». Patente WO/2012/104454, CMT-UPV, València.
- [3] Payri, F.; Desantes, J.M.; J. & Serrano, J.R. «Equipo acondicionar de atmósfera para motores de combustión interna alternativos,». Patente 201430071, CMT-UPV, València, 2014.
- [4] Payri, F.; Desantes, J.M.; Galindo, J.; J. & Serrano, J.R.; Piqueras, P. «Dispositivo para acondicionar la atmósfera en ensayos de motores de combustión interna alternativos, procedimiento y uso de dicho dispositivo,». Patente 201530075, CMT-UPV, València, 2015
- [5] Gómez, J. «Simulación y optimización de una instalación para reproducir condiciones de altitud en la admisión y el escape de motores de combustión interna alternativo,». Proyecto Final de Carrera, CMT-UPV, València, 2014.
- [6] Piqueras, P. «Contribución al modelado termofluidodinámico de filtros de partículas Diésel de flujo de pared,». Tesis Doctoral, CMT-UPV, València, 2010.
- [7] Muñoz, M.; Payri, F. «Turbomáquinas Térmicas,». Universidad Politécnica de Madrid, 1978.
- [8] Vergara, E. «Evaluación y caracterización de una instalación para la simulación de las condiciones de altitud en el ensayo de motores de combustión interna alternativos,». Trabajo Final de Grado, CMT-UPV, València, 2015.
- [9] Buigues, A. «Elaboración de un modelo 1D de un motor diesel sobrealimentado. Análisis de la influencia de la transmisión de calor en el turbogrupo,». CMT-UPV, València, 2013.
- [10] Gamma Technologies. *CGT-Power User's Manuals and Tutorials, GT-SUITE Version 7.3*,». 2012.
- [11] Serrano, J.R.; Abbad, A.; Gómez, J.; Cárdenas, R. «*Operation Manual MEDAS-5012 VO*,». CMT-UPV, València, 2016.
- [12] Serrano, J.R. «Apuntes de la asignatura *Turbomáquinas Térmicas*,». Grado en Ingeniería Aeroespacial, CMT-UPV, València, 2015.

Parte II

Pliego de condiciones

Pliego de condiciones

II.1. Ordenanzas generales de seguridad e higiene de trabajo

El presente documento se detalla los artículos relevantes de la normativa de las ordenanzas de seguridad e higiene en el puesto de trabajo. Únicamente se tendrán en cuenta los artículos relacionados con el puesto de trabajo, ya que no se ha llevado a cabo ninguna parte experimental.

II.1.1. Artículo I. Derechos y obligaciones de los trabajadores

Incumbe a los trabajadores la obligación de cooperar en la prevención de riesgos profesionales en la empresa y el mantenimiento de la máxima higiene en la misma, a cuyos fines deberán cumplir fielmente los preceptos de esta Ordenanza y de sus instrucciones complementarias, así como las órdenes e instrucciones, que a tales efectos les sean dados por sus superiores. Los trabajadores, expresadamente, están obligados a:

- Recibir las enseñanzas sobre materia en Seguridad e Higiene y sobre salvamento y socorrismo en los centros de trabajo que les sean facilitados por la empresa o en las instrucciones del plan nacional.
- Usar correctamente los medios de protección personal y cuidar de su perfecto estado de conservación.
- Dar cuenta inmediatamente a sus superiores de las averías y las deficiencias que puedan ocasionar peligros en cualquier centro o puesto de trabajo.
- Cuidar y mantener su higiene personal para evitar enfermedades contagiosas o molestias a los compañeros de trabajo.
- Someterse a los reconocimientos médicos preceptivos y vacunaciones o inmunizaciones ordenados por las Autoridades Sanitarias competentes o por el Servicio Médico de las Empresas.
- No introducir bebidas u otras sustancias no autorizadas en los centros de trabajo. Tampoco se podrá presentar o permanecer en los mismos en estado de embriaguez o de cualquier otro género de intoxicación.
- Cooperar en la extinción de siniestros y en el salvamento de las víctimas de accidentes de trabajo en las condiciones que, en cada caso, fueren racionalmente exigibles.
- Todo trabajador, después de solicitar de su inmediato superior medios de protección personal de carácter preceptivo para la realización de su trabajo, queda facultado para demostrar la ejecución de éste, en tanto no le sean facilitados dichos medios, si bien deberá dar cuenta del hecho al

Comité de Seguridad e Higiene o a uno de sus compañeros, sin perjuicio, además de ponerlo en conocimiento de la Inspección Provincial de Trabajo.

II.1.2. Artículo II. Seguridad Estructural

Todos los edificios permanentes o provisionales, serán de construcción segura y firme para evitar riesgos de desplome y los derivados de los fenómenos atmosféricos. Por este motivo los cimientos, pisos y demás elementos de los edificios ofrecen resistencia suficiente para sostener y suspender con seguridad, las cargas para los que han sido calculados.

Además, para preservar esta seguridad, se indicará por medio de rótulos o inscripciones las cargas que los locales pueden soportar o suspender, quedando totalmente prohibido sobrecargar los pisos y plantas de los edificios.

II.1.3. Artículo III. Superficies y cubicación

Los locales de trabajo reunirán las siguientes condiciones mínimas:

- Tres metros de altura desde el piso al techo.
- Dos metros cuadrados de superficie por cada trabajador.
- Diez metros cúbicos para cada trabajador.

No obstante, en los establecimientos comerciales, de servicios y locales destinados a oficinas y despachos la altura a que se refiere el apartado 1 podrá quedar reducida hasta 2.5 m., pero respetando la cubicación que se establece en el tercer apartado y siempre que el aire se renueve lo suficiente.

Para el cálculo de la superficie y el volumen, no se tendrá en cuenta los espacios ocupados por máquinas, aparatos, instalaciones y materiales.

II.1.4. Artículo IV. Suelos, techo y paredes

El pavimento constituirá un conjunto homogéneo, llano y liso, sin soluciones de continuidad; será de material consistente, no resbaladizo o susceptible de serlo con el uso y además de fácil limpieza. Estará al mismo nivel, y de no ser así, se salvarán las diferencias de altura por medio de rampas con pendientes no superiores al 10%.

Por otro lado, tanto los techos como las paredes, deberán reunir las condiciones suficientes para resguardar a los trabajadores de las inclemencias del tiempo. Si han de soportar o suspender cargas deberán reunir las condiciones que se establecen para estos en el artículo segundo.

II.1.5. Artículo V. Disposiciones generales

Todos los lugares de trabajo o tránsito tendrán iluminación natural, artificial o mixta, pero en cualquier caso apropiado a las operaciones que en ellos se esté realizando. Aunque la luz, como se acaba de comentar puede ser natural o artificial, se intentará en la medida de lo posible que sea natural. Se deberá intensificar la iluminación en máquinas peligrosas, lugares de tránsito con riesgo de caídas, escaleras y salidas de urgencia.

II.1.6. Artículo VI. Iluminación de emergencia

En todos los centros de trabajo, se dispondrá de medios de iluminación de emergencia adecuados a las dimensiones de los locales y al número de trabajadores ocupados simultáneamente, capaces de mantener al menos durante una hora la intensidad de cinco luces y mediante una fuente de energía que será independiente del sistema normal de iluminación.

II.1.7. Artículo VII. Ventilación, temperatura y humedad

En los lugares de trabajo y sus anexos se mantendrá, por medios naturales o artificiales, unas condiciones atmosféricas adecuadas, evitando el aire viciado, exceso de calor o de frío, humedad o sequía y los olores desagradables.

En ningún caso, el anhídrido carbónico ambiental, podrá sobrepasar la proporción de 50/10.000, y el monóxido de carbono, la de 1/10.000.

En los locales de trabajo cerrados, el suministro de aire fresco y limpio por hora y por trabajador, será al menos de 30 metros cúbicos, salvo que se efectúe una renovación total del aire varias veces por hora, no inferior a seis veces para trabajos sedentarios, ni a diez veces para trabajos que exijan un esfuerzo físico superior al normal. En el otro extremo, la circulación de aire en locales cerrados se acondicionará de modo que los trabajadores no estén expuestos a corrientes molestas y que la velocidad del aire no exceda de 15 metros por minuto con temperatura normal, ni de 45 metros por minuto en ambientes extremadamente calurosos.

En los centros de trabajo expuestos a altas y bajas temperaturas, serán evitadas las variaciones bruscas por el medio que se considere más eficaz. Cuando la temperatura sea extremadamente distinta entre los lugares de trabajo, deberán existir locales de paso para que los operarios se adapten gradualmente de unas condiciones a las otras.

De acuerdo con todo lo anterior, se fijan como límites de temperatura y humedad en locales y para los distintos trabajos, siempre que el procedimiento de fabricación lo permita, los siguientes:

- Para trabajos sedentarios: de 17 a 22 °C.
- Para trabajos ordinarios: de 15 a 18 °C.
- Para trabajos que exija acusado esfuerzo muscular: de 12 a 15 °C.

A pesar de estas limitaciones, todos los trabajadores estarán debidamente protegidos contra las irradiaciones directas y excesivas del calor. La humedad relativa de la atmósfera oscilará del 40 al 60 %, salvo en instalaciones que haya peligro de generarse electricidad estática, en cuyo caso este valor se deberá limitar necesariamente por debajo del 50 %.

En aquellos trabajos, en los que por exigencias del proceso los locales están sometidos a un calor o frío extremo, se eliminará la permanencia de los operarios estableciendo, en cada caso, los turnos adecuados.

II.1.8. Artículo VIII. Ruidos, vibraciones y trepidaciones

Los ruidos y vibraciones se evitarán o reducirán en la medida de lo posible en su foco de origen, tratando de aminorar su propagación en los locales en los que se encuentren personas trabajando.

De esta forma, el anclaje de las máquinas y aparatos que produzcan ruidos, vibraciones y trepidaciones se realizarán con las técnicas más eficaces, a fin de lograr su óptimo equilibrio estático y dinámico, tales como bancadas cuyo peso sea superior entre 1.5 y 2.5 veces el peso de la máquina que soportan, por aislamiento de la estructura general o por otros recursos técnicos.

Además del anclaje, las máquinas que produzcan ruidos o vibraciones molestas se aislarán adecuadamente y en el recinto de aquéllas sólo trabajará el personal para su mantenimiento durante el tiempo indispensable.

Se extremará el cuidado y mantenimiento de las máquinas o aparatos que produzcan vibraciones molestas o peligrosas a los trabajadores y muy especialmente los órganos móviles y los dispositivos de transmisión de movimiento de las vibraciones que generan estas máquinas.

El control de ruidos agresivos en los centros de trabajo no se limitará al aislamiento del foco que los produce, sino que también deberán adoptarse las prevenciones técnicas necesarias para evitar que los fenómenos de reflexión y resonancia alcancen niveles peligrosos para la salud de los trabajadores.

Las máquinas-herramienta que originen trepidaciones deberán además estar provistas de horquillas u otros dispositivos amortiguadores, y al trabajador que las utilice se les proveerá de equipo de protección personal antivibratorio (cinturón, guantes, almohadillas y botas).

II.1.9. Artículo IX. Protección contra contactos de tipo eléctricos.

En las instalaciones y equipos eléctricos, para la protección de las personas contra los contactos con partes habitualmente en tensión, se adoptarán alguna de las siguientes prevenciones:

- Se alejarán las partes activas de la instalación a distancia suficiente del lugar donde las personas habitualmente se encuentran o circulan, para evitar un contacto fortuito o por la manipulación de objetos conductores, cuando éstos puedan ser utilizados cerca de estas partes activas de la instalación.
- Se recubrirán las partes activas con el aislamiento apropiado, que permita conservar indefinidamente las propiedades del conductor y que limiten la corriente de contacto a un valor inocuo para las personas.
- Se interpondrán obstáculos que impidan todo contacto accidental con las partes activas de la instalación. Los obstáculos de protección deben estar fijados en forma segura y ser capaces de resistir los esfuerzos mecánicos usuales. Para la protección contra los riesgos de contacto con las masas de las instalaciones que puedan quedar accidentalmente con tensión, se adoptarán, en corriente alterna uno o varios de los siguientes dispositivos de seguridad:
 1. Puesta a tierra de las masas. Las masas deben estar unidas eléctricamente a una toma de tierra o a un conjunto de tomas de tierra interconectadas, que tengan una resistencia apropiada. Las instalaciones, tanto con neutro aislado como con neutro unido a tierra, deben estar permanentemente controladas por un dispositivo que indique

automáticamente la existencia de cualquier defecto de aislamiento, o que separe automáticamente la instalación o parte de la misma, en la que esté el defecto de la fuente de energía de la que alimenta.

2. Dispositivos de corte automático o de aviso, sensibles a la corriente de defecto (interruptores diferenciales), o a la tensión de defecto (relés de tierra).
3. Unión equipotencial o por superficie aislada de tierra o de las masas (conexiones equipotenciales).
4. Separación de los circuitos de utilización de las fuentes de energía, por medio de transformadores o grupos convertidores, manteniendo aislados de tierra todos los conductores del circuito de utilización, incluso el neutro.
5. Poner doble aislamiento a los equipos y máquinas eléctricas.

En el caso de que existan en la empresa circuitos alimentados mediante corriente continua, se adoptarán sistemas de protección adecuados para cada caso, similares a los que se acaban de mencionar para la corriente alterna.

II.1.10. Artículo X. Electricidad estática

Para evitar peligros por la acumulación de electricidad estática, y especialmente aquellos que pueden venir propiciados por la producción de una chispa en ambientes inflamables, se adoptarán en general algunas o incluso ambas precauciones que a continuación se especifican:

- La humedad relativa del aire se mantendrá siempre con un valor por debajo del 50 %.
- Las cargas de electricidad estática que puedan acumularse en los cuerpos metálicos, serán neutralizadas por medio de la conexión de conductores a tierra. La forma de realizar estas conexiones puede variar dependiendo del tipo de máquina.

II.1.11. Artículo XI. Recomendaciones sobre materiales inflamables

Con respecto al almacenamiento y a la manipulación de las sustancias inflamables, dado su peligrosidad, estas serán todas las precauciones que se deberán cumplir para evitar cualquier accidente:

- Se prohíbe el almacenamiento conjunto de materiales que al reaccionar entre sí puedan originar incendios.
- Sólo podrán almacenarse materias inflamables en los lugares y con los límites cuantitativos señalados por los reglamentos técnicos vigentes. De esta forma se almacenarán en locales distintos a los de trabajo. Si el local de trabajo es único, se deberán construir recintos aislados. En los puestos de trabajo, sólo se depositará la cantidad estrictamente necesaria para el proceso de fabricación.
- En los almacenes de materias inflamables, los pisos deberán ser incombustibles y además impermeables, a fin de evitar la propagación del posible fuego y evitar escapes hacia sótanos, sumideros o desagües respectivamente.

- Antes de almacenar sustancias inflamables pulverizadas, se comprobará su enfriamiento.
- El llenado de los depósitos de líquidos inflamables, se efectuará lentamente y evitando la caída libre desde orificios de la parte superior, para evitar la mezcla de aire con los vapores explosivos. Estos recipientes de líquidos, además se rotularán indicando su contenido y las precauciones necesarias que se deberán tomar para su manipulación.
- Antes de almacenar envases de productos inflamables, se comprobará su cierre hermético y si han sufrido algún deterioro o rotura, para evitar posibles fugas.
- El envasado y embalaje de sustancias inflamables se efectuará, siempre que sea posible, fuera de los almacenes de donde procedan, con las preocupaciones y equipo de protección adecuado a cada caso.
- El transporte de materias inflamables, se efectuará con estricta sujeción a las normas fijadas en dispositivos legales vigentes y acuerdos internacionales sobre tal materia, ratificados por el Estado Español.

II.1.12. Artículo XII. Prevención y extinción de incendios

En los centros de trabajo que ofrezcan peligro de incendios, con o sin explosión, se adoptarán las prevenciones que se indican a continuación, combinando su empleo con la protección general más próxima que puedan prestar los servicios públicos contra incendios:

- Donde existan conducciones de agua a presión, se instalarán suficientes tomas o bocas de agua a distancia conveniente entre si y cercanas a los puestos fijos de trabajo y lugares de paso del personal, colocando junto a tales tomas las correspondientes mangueras, que tendrán la sección y resistencia adecuadas para soportar la presión.
- Cuando se carezca normalmente de agua a presión o ésta sea insuficiente, se instalarán depósitos con un volumen suficiente para poder combatir los posibles incendios.
- En los incendios provocados por líquidos, grasas, pinturas inflamables o polvos orgánicos, sólo se deberá emplear agua, y ésta deberá estar además muy pulverizada.
- No se empleará agua para extinguir fuegos en polvos de aluminio o magnesio en presencia de carburo de calcio u otras sustancias que al contacto con el agua produzcan explosiones, gases inflamables o incluso nocivos.
- En la proximidad a los puestos de trabajo con mayor riesgo de incendio, se dispondrán, colocados en sitio visible y accesible fácilmente, extintores portátiles o móviles sobre ruedas, de espuma física o química, mezcla de ambas o polvos secos, anhídrido carbónico o agua, según convenga a la causa determinante del fuego a extinguir que sea más probable que haga su aparición.
- En incendios que afecten a instalaciones eléctricas con tensión, se prohibirá el empleo de extintores de espuma química, soda ácida o agua.
- Cuando se empleen distintos tipos de extintores serán rotulados con carteles indicadores del lugar o clase de incendio en el que deban emplearse. Estos extintores serán revisados periódicamente y cargados según las normas de las casas constructoras inmediatamente después de usarlos.

- Se instruirá al personal, cuando sea necesario, del peligro que presenta el empleo de tetracloruro de carbono y cloruro de metilo en atmósferas cerradas y de las reacciones químicas peligrosas que puedan producirse en los locales de trabajo entre los líquidos extintores y las materias sobre las que puedan proyectarse.
- En las dependencias con alto riesgo de incendio, queda terminantemente prohibido fumar o introducir cerillas, mecheros o útiles de ignición. Esta prohibición se indicará con carteles visibles a la entrada y en los espacios libres de las paredes de tales dependencias.
- Se prohíbe igualmente al personal introducir o emplear útiles de trabajo, no autorizados por la empresa que puedan ocasionar chispas por contacto o proximidad a sustancias inflamables.
- Es obligatorio el uso de guantes, manoplas, mandiles o trajes ignífugos, y de calzado especial contra incendios, que las empresas facilitarán a los trabajadores para uso individual.

Parte III

Presupuesto

Presupuesto

III.1. Introducción

En el presente documento se realiza un breve estudio sobre los costes que conllevan la realización del presente Trabajo de Fin de Grado. Para ello, se realizará una descripción de los costes individuales y posteriormente se expondrá el presupuesto total del proyecto.

Dado que en este proyecto no se han realizado análisis experimental ni modelado de turbomaquinaria, sólo se retratarán los costes relacionados con el material fungible (es decir, todo aquel material que se ha requerido para la realización del proyecto), y los costes relacionados con la simulación (en los que incluyen reuniones, tiempo de modelado y simulación y licencias de programa).

III.2. Catálogo de tareas

En este apartado se presenta una clasificación donde se agrupan las distintas tareas realizadas a lo largo del proyecto. Se ha intentado mantener un orden cronológico de cada una de ellas. Estas son:

- **Tareas Tipo I: Análisis del problema a resolver.** Este tipo de tareas comprende conocer cómo es la instalación actual y qué estrategias son necesarias con tal de mejorar sus características.
- **Tareas Tipo II: Implementación y modelado de la instalación en GT-Power.** Esta fase del proyecto consiste en la implementación de la instalación en el GT-Power, por lo que requiere conocer datos de la instalación real e implementarlos en el software.
- **Fase Tipo III: Implementación del sistema de control.** Una vez se modela la instalación, es necesario modelar el sistema de control que comprende: Ajuste de PIDs, *ensayo-error*, propuesta de nuevas arquitecturas, etc.
- **Fase Tipo IV: Cálculo computacional del sistema de control.** Dentro de éste tipo de tareas se incluye el lanzamiento de los diferentes puntos fuera de diseño, que requieren un elevado tiempo de simulación en el cómputo total.
- **Fase Tipo V: Postprocesado y análisis de los resultados obtenidos.** Finalizada las simulaciones, queda realizar el Postprocesado y extraer conclusiones acerca de los resultados obtenidos. Dentro de este tipo de tareas se incluye la redacción de la presente memoria. Para el análisis del coste, se incluyen el precio de las distintas licencias utilizadas para realizar esta parte del proyecto y el tiempo aplicado para cada una de ellas.

Atendiendo a descripción de las tareas realizadas a lo largo de este Trabajo de Fin de Grado, es posible realizar una estimación del coste total del proyecto centrándonos en los costes parciales de inversión, de simulación y reuniones.

III.3. Costes

III.3.1. Costes de inversión

Dentro de esta categoría, se incluyen los costes derivados del uso de material fungible (es decir, el coste de todo material utilizado con el objetivo de la realización del presente trabajo), y los costes relacionados con las licencias y programas. Se tiene en cuenta, además, el valor de la amortización de cada uno de los elementos.

➤ **Coste de amortización de los equipos y licencias**

Concepto	Coste equipo
Portátil HP Notebook r102ns	
Procesador 3i-4005U	400 €
Memoria RAM DDR3L de 4.00GB	
Impresora	200 €
Licencia Office	400 €
Licencia Excel	400 €
Licencia GT-Suite	13333 €
Licencia Grapher	500 €
Coste total equipos	15233 €
Periodo de amortización	5 años
Periodo amortizado	8 meses
Coste anual amortización	3046.6 €/año
Coste mensual amortización	253.88 €/mes
Coste de amortización de los equipos	2031.06 €

Tabla 23. Coste de amortización de los equipos.

➤ **Coste de materiales fungibles**

Concepto	Unidades	Coste unitario	Importe
Paquete 500 folios	1 paquete	20 €/paq.	20 €
Tóner tinta impresora	1 ud.	75 €/ud.	75 €
CD-ROM	2 ud.	2 €/ud.	4 €
Otros papelería	1 ud.	20 €/ud.	20 €
	Coste total		117 €

Tabla 24. Tabla coste de materiales fungibles.

III.3.2. Coste parcial de las reuniones

A lo largo del presente proyecto, se han realizado varias reuniones con el objetivo de guiar y comprobar los resultados obtenidos en las simulaciones. De este modo, el ingeniero *junior* (que es quien ha lanzado las simulaciones del programa y estudiado las configuraciones) se ha reunido con el ingeniero superior *senior* para analizar los resultados obtenidos y tratar de marcar nuevos objetivos en función de los resultados.

Se muestra una tabla con las horas empleadas en la reunión con el ingeniero senior.

Concepto	Unidades	Coste unitario	Importe
Total ingeniero junior	96	30.00 €/h.	2,880.00 €
Total ingeniero senior	96	60.00 €/h.	5,760.00 €
		Coste total	8,640.00 €

Tabla 25. Coste horas empleadas en reuniones.

También es necesario estimar los posibles costes de amortización en las reuniones. Estos se resumen en la siguiente tabla.

Concepto	Coste equipo
Portátil HP Notebook r102ns	
Procesador 3i-4005U	400 €
Memoria RAM DDR3L de 4.00GB	
Impresora	200 €
Licencia Office	400 €
Licencia Excel	400 €
Coste total equipos	1,400.00 €
Periodo de amortización	5 años
Periodo amortizado	8 meses
Coste anual amortización	280 €/año
Coste mensual amortización	23.33 €/mes
Coste de amortización de los equipos	186.67 €

Tabla 26. Coste amortización de las reuniones.

III.3.3. Coste de simulación

Una vez se han concretado los precios de las licencias y materiales fungibles utilizados a lo largo del trabajo de fin de grado, se concretan las horas empleadas para la realización de las simulaciones. Para ello, se realiza una estimación en función de las horas invertidas dentro del departamento CMT-Motores Térmicos, añadiéndole otras horas fuera del departamento y suprimiendo las horas invertidas en reuniones. En la tabla también se incluyen las horas invertidas en implementar el esquema de la instalación, postprocesado, etc.

Concepto	Unidades	Coste unitario	Importe
Total ingeniero junior	380 h	30.00 €/h.	11,400.00 €
Coste total			11,400.00 €

Tabla 27. Coste de simulación por mano de obra.

III.3.4. Coste total del proyecto

En la siguiente tabla, se muestra el coste total del presente Trabajo de Fin de Grado.

Concepto	Descripción	Coste unitario
Materiales	Material fungible	117,00 €
	Licencias y equipos	15.233,00 €
Reuniones	Ingeniero junior	2.880,00 €
	Ingeniero senior	5,760.00 €
Simulaciones	Total Ingeniero junior	11,400.00 €
Subtotal		35,390.00 €
21% I.V.A		7,431.90 €
Subtotal B		42,821.90 €
Amortización reuniones		186.67 €
Amortización simulaciones		2,031.06 €
Total proyecto		45,039.63 €

Tabla 28. Resumen del coste del proyecto global.

Por lo tanto, El coste total del proyecto asciende a #CUARENTA Y CINCO MIL TREINTA Y NUEVE EUROS CON SESENTA Y TRES CÉNTIMOS#.

