



TESIS DOCTORAL

Aportaciones en la mejora del diseño de los reguladores de velocidad en centrales hidráulicas-eólicas en sistemas eléctricos débiles aislados: Aplicación en la central Hidroeléctrica de El Hierro

MEMORIA PARA OPTAR AL GRADO DE DOCTOR PRESENTADA POR

Agustín Marrero Quevedo

DIRECTORES

Dr. Jaime González Hernández
Dr. José Antonio Carta González





UNIVERSIDAD DE LAS PALMAS DE GRAN CANARIA

Programa de Doctorado en Ingenierías Química, Mecánica y de Fabricación

Escuela de Doctorado de la ULPGC

Tesis doctoral:

Aportaciones en la mejora del diseño de los reguladores de velocidad en centrales hidráulicas-eólicas en sistemas eléctricos débiles aislados: Aplicación en la central Hidroeléctrica de El Hierro

Agustín Marrero Quevedo
Autor

Jaime González Hernández
Director de Tesis

José Antonio Carta González
Director de Tesis

Las Palmas de Gran Canaria, 14 de mayo de 2025

Agradecimientos

Ante todo, quisiera agradecer a todos los familiares, compañeros y amigos que me ayudaron durante el diseño, construcción y puesta en servicio de la central de Gorona del Viento. Pido disculpas si omito a personas a las que debería citar y que participaron en dicho proceso. Creo firmemente que un trabajo de esa índole prospera cuando se trabaja en equipo y esta tesis la he podido realizar gracias a que tuve la oportunidad de contar con ellas durante el proyecto de la central.

Quisiera subrayar mi agradecimiento a los compañeros de las distintas empresas que participaron en el proyecto - el Instituto Tecnológico de Canarias, IDOM, Gorona del Viento, ENDESA, Andritz Hydropower, Red Eléctrica y ELECNOR -, entre ellos, Jesús de León, Gonzalo Piernavieja, Salvador Suárez, Sergio Lastra, Jesús Mantecón, Miguel Ángel Fernández, Jorge Caffer, Miguel Ángel Navas, J. Luis Palencia, Jose M. Cebrián, Juan Falcón, Juan Gil, Juan Manuel Quintero, Rosa Ávila, Jéssica Izquierdo, Alberto Castañeda, Juan Pedro Sánchez, Alberto Barrado, Juan Luis Padrón, Eduardo Silva, Marcelino Parisi, Alberto Álvarez y Eduardo Prieto.

Mi infinito agradecimiento también a mis profesores y directores de tesis, Jaime González, José A. Carta y Pedro Cabrera, puesto que, sin su tutela, no estaría ahora escribiendo estas líneas. Me han apoyado y ayudado mucho más allá de lo necesario. También a otros profesores, como Roque Calero, M. Martínez Melgarejo y José F. Medina (Pepín), que siempre me animaron a realizar la tesis. Y, por supuesto, a Pepe Torres, por estar siempre dispuesto a ayudar en lo que haga falta y a compartir todo su conocimiento.

Para programar y poner en servicio el amortiguador conté con el indispensable trabajo y apoyo de Joaquín Pérez (Andritz Hydropower) y de Hugo Sevilla (ENDESA), sin los cuales hubiera sido imposible que la central de El Hierro mejorase sus prestaciones. Fue un placer trabajar con ellos.

En especial, y a título póstumo, agradezco el ánimo de mi padre, al que le hubiera gustado que presentara la tesis, y a Juan de las Llanderas, compañero y amigo inseparable sin el que no hubiera podido salir adelante durante el proyecto de la central. ¡Menuda alegría se llevaron los dos cuando les conté lo bien que había funcionado el amortiguador!

Por último, y lo más importante, gracias a mi familia, especialmente a mi madre, que siempre está ahí y, sobre todo, a mi mujer y a mis hijos, que me apoyaron siempre e incondicionalmente, a pesar de mis prolongadas ausencias para llevar a cabo el trabajo.

Resumen / Abstract

Con el propósito de reducir la dependencia energética de los combustibles fósiles e incrementar la descarbonización para luchar contra el cambio climático, se han realizado múltiples propuestas para la implementación de centrales de bombeo reversible en sistemas eléctricos aislados.

Estas centrales tienen como objetivo principal facilitar la integración de energía renovable no gestionable en dichos sistemas. Conseguir una correcta estabilidad dinámica de los sistemas eléctricos aislados es fundamental para lograr la seguridad y operación óptima de los mismos. En este contexto, esta tesis propone la implementación de un algoritmo para el control de los reguladores de velocidad de turbinas hidráulicas Pelton que permita optimizar su velocidad de respuesta ante variaciones de generación renovable.

Como caso de estudio se ha utilizado la central Hidroeólica de Gorona del Viento, una instalación que suministra una gran parte de la energía primaria de la isla de El Hierro, Islas Canarias, España. Dicho sistema dispone, además de los sistemas de generación eólica e hidráulica, de un sistema de generación basada en motores diésel, sin embargo, el análisis y la validación de resultados de esta tesis se centra en las situaciones donde el control de frecuencia lo proporciona exclusivamente la central hidroeléctrica. No obstante, el algoritmo propuesto fue integrado a finales de 2017 en los reguladores de velocidad de la Central Hidroeólica de Gorona del Viento, por lo que ha sido probado, tanto en situaciones en las que se opera con la central hidroeléctrica y el parque eólico, como cuando funciona también la central térmica.

Se concluye que el algoritmo propuesto e implementado en el sistema de control de la Central Hidroeólica de Gorona del Viento logra amortiguar la onda de presión que se origina en el circuito hidráulico de la planta hidroeléctrica ante variaciones de generación. Consecuentemente, se ha mejorado la regulación de frecuencia del sistema y se han reducido los deslastes de carga que se requerían para lograr la estabilidad ante las perturbaciones generadas por el parque eólico. El citado algoritmo se implementó en diciembre de 2017 y lleva funcionando desde entonces.

Palabras clave: Sistemas aislados, centrales de bombeo reversibles, regulación de velocidad, regulación primaria, energía renovable, energía eólica, amortiguador.

Índice

1	Capítulo 1: Introducción, objetivos y exposición	17
1.1	Introducción.....	17
1.2	Objetivo y contribuciones de esta tesis	19
1.3	Organización de la exposición.....	20
2	Capítulo 2: Estado del arte	25
3	Capítulo 3: Método utilizado	33
3.1	Configuración del sistema.....	33
3.2	Esquema básico del modelo de simulación y algoritmo de control propuesto	34
3.3	Proceso de modelado.....	35
3.3.1	Tarea 1. Modelado de la tubería forzada.....	37
3.3.2	Tarea 2. Modelado de los reguladores de velocidad.....	38
3.3.3	Tarea 3. Modelado del amortiguador de presión propuesto	40
3.3.4	Tarea 4. Modelado del distribuidor y ramales a turbinas.....	42
3.3.5	Tarea 5. Modelado de las turbinas hidráulicas.....	43
3.3.6	Tarea 6. Modelado del sistema eléctrico	44
3.3.7	Comentarios al modelado del parque eólico	45
3.3.8	Resumen y funcionamiento de modelos desarrollados	46
4	Capítulo 4: Material en caso de estudio; Central Hidroeólica de El Hierro	51
4.1	Descripción general de la planta.....	52
4.1.1	Parque eólico	53
4.1.2	Central hidroeléctrica	54
4.1.3	Sistema de bombeo	54
4.1.4	Transformadores principales	55
4.1.5	Sistema eléctrico	55
4.1.6	Depósitos y circuito hidráulico.....	56
4.2	Regulación de frecuencia de la central	56
4.2.1	Regulación primaria y sistema de deslastre de carga	58
4.2.2	Regulación secundaria y terciara	58
4.2.3	Modo compensador síncrono	59
4.3	Regulación de frecuencia en el sistema eléctrico de El Hierro. Oscilaciones de presión y frecuencia	59
4.3.1	Frecuencia en el sistema eléctrico de El Hierro.....	59
4.3.2	Oscilaciones de presión en el circuito hidráulico y de frecuencia en el sistema eléctrico	60
4.4	Oscilaciones debidas al parque eólico	63
4.5	Oscilaciones de frecuencia y solución adoptada	65
5	Capítulo 5: Análisis de resultados	70
5.1	Funcionamiento del sistema sin grupos térmicos.....	70
5.2	Funcionamiento del amortiguador	73

5.3	Validación del modelo empleado en las simulaciones del sistema.....	76
5.4	Funcionamiento del sistema de El Hierro antes y después de incorporar el algoritmo desarrollado.....	77
6	Capítulo 6: Conclusiones y tendencias futuras	82
7	Referencias Bibliográficas	86
8	ANEXO: Resumen del proceso de ajuste del regulador velocidad	92
8.1	Introducción.....	92
8.2	Proceso de reforma y ajuste del regulador de velocidad	92
8.3	Ajuste de parámetros del PID.....	94
8.4	Comparativa entre tabla 3d y tabla actual	96
8.5	Análisis con amortiguador de presión.....	99
8.6	Evolución del sistema con registros de viento real. Comparativa entre frecuencia real registrada y simulada	102
8.6.1	Registro 7-3T.....	102
8.6.2	Registro 3-3T	106
8.6.3	Registro 5-3T	109
8.7	Conclusiones del proceso de ajuste	112
8.8	Pruebas y puesta en marcha del amortiguador y los nuevos ajustes del regulador en la central.....	114

Índice de tablas

Tabla 1.- Resultados comparativos de parámetros de operación del sistema con y sin amortiguador.	74
Tabla 2.- Número de veces y tiempo acumulado en que la frecuencia del sistema excedió distintos márgenes de seguridad, operando con y sin amortiguador durante un año. Fuente: Datos obtenidos de [10].	79
Tabla 3.- Ajuste del regulador PID anterior a la reforma del regulador.	93
Tabla 4.- Simulaciones y resultados obtenidos con cada una de las configuraciones de PID probadas en escenarios punta sin amortiguador.	95
Tabla 5.- Ajuste PID propuesto en caso de no disponerse de amortiguador.	95
Tabla 6.- Ajuste del regulador PID anterior a la reforma del regulador.	95
Tabla 7.- Comparativa entre ajuste PID propuesto sin amortiguador y ajuste disponible tras puesta en servicio de la central. Escenarios en punta	96
Tabla 8. Comparativa entre ajuste PID propuesto sin amortiguador y ajuste disponible tras puesta en servicio de la central. Escenarios en valle.	99
Tabla 9. Ajuste de PID en caso de disponerse de amortiguador.	100
Tabla 10.- Comparativa entre ajuste PID propuesto con y sin amortiguador. Escenarios en punta	Error! Marcador no definido.
Tabla 11.- Comparativa entre registros reales y simulaciones.	102
Tabla 12.- Ajuste PID propuesto en caso de no disponerse de amortiguador.	112
Tabla 13.- Ajuste de PID en caso de disponerse de amortiguador.	113
Tabla 14.- Comparativa entre ajuste PID propuesto con y sin amortiguador. Escenarios en punta	113
Tabla 15.- Comparativa entre registros reales y simulaciones.	114
Tabla 16.- Resultados pruebas de puesta en servicio del sistema con amortiguador	114

Índice de figuras

Figura 1.- Aumento de la temperatura media global con relación al nivel preindustrial (1850-1900)[1].	17
Figura 2.- Emisiones de gases de efecto invernadero por sector en la unión europea (CO ₂ equivalente 2022)[1]	18
Figura 3.- Gases de efecto invernadero en la UE. Proyecciones y objetivos. [1]	19
Figura 4.- a) Esquema hidroeléctrico de una turbina Pelton. b) Regulación inyector. c) Regulación con deflector.	26
Figura 5.- Esquema general de la configuración del sistema.	34
Figura 6.- Esquema básico del modelo del sistema	35
Figura 7.- Diagrama de bloques con el conjunto de tareas propuestas para modelar el sistema	36
Figura 8.- Diagrama de bloques de la tubería forzada.	38
Figura 9.- Protocolo de actuación del sistema de control en cada instante t.	38
Figura 10.- Esquema de regulador de velocidad para turbina Pelton.	39
Figura 11.- Diagrama de bloques de las funciones detección y actuación del amortiguador	41
Figura 12.- Diagrama de bloques de ramal de distribuidor.	43
Figura 13.- Diagrama de bloques para la estimación de la potencia mecánica de una turbina.	44
Figura 14.- Sistema eléctrico equivalente.	45
Figura 15.-Modelado de parque eólico	46
Figura 16.-Esquema general de tubería, amortiguador, regulador, turbina y deflector	47
Figura 17.- Ubicación de Central de Gorona del Viento. [30]-[31].	51
Figura 18.- Esquema general de Gorona del Viento.	52
Figura 19.- Configuración de la planta de Gorona del Viento [16] https://www.goronadelviento.es/ ...	53
Figura 20.- Oscilación de presión y frecuencia en caso de baja constante proporcional.	62
Figura 21.- Oscilación de presión y frecuencia en caso de alta constante proporcional	62
Figura 22.- Evolución de variaciones de frecuencia en el sistema eléctrico de El Hierro [10].	65
Figura 23.- Número de veces en que los grupos diésel han estado desactivados.	70
Figura 24.- Boxplot de tiempo en que los grupos han estado desactivados.	71
Figura 25.- Boxplot de las demandas mensuales de energía eléctrica	71
Figura 26.- Boxplot de porcentajes de penetración mensual de energías renovables.	72
Figura 27.- Boxplot de demanda diez-minutal diaria de energía eléctrica en el periodo 2017-2021	72
Figura 28.- Demanda de potencia diez-minutal cubierta por las diferentes fuentes de energía eléctrica (1 de marzo de 2021).	73
Figura 29.- Demanda de potencia diez-minutal cubierta exclusivamente por energía eólica y/o hidráulica (30 de julio de 2018).	73
Figura 30.- Evolución ante pérdida de generación con y sin amortiguador. a) Potencia mecánica y frecuencia, b) Apertura de inyector y presión, c) Presión, error de presión y error de velocidad.	75
Figura 31.- Disparo de grupo con y sin deflector - Potencia mecánica y frecuencia. Ambas simulaciones con amortiguador	76
Figura 32.- Evolución de las medidas reales y simuladas de la frecuencia del sistema eléctrico y de la presión de la tubería ante una pérdida de generación de 1,6 MW	77

Figura 33.- Respuesta del sistema eléctrico de El Hierro operando sin amortiguadores ante una pérdida de generación eólica de 1.69 MW (7 de junio de 2017).	78
Figura 34.- Respuesta del sistema eléctrico de El Hierro operando con amortiguadores ante una pérdida de generación eólica de 1.75 MW (12 de diciembre 2017).	79
Figura 35.- Diagrama de bloques de regulador de velocidad clásico y de PID.	92
Figura 36.- Evolución de frecuencia del sistema ante rampa eólica de 3 MW en 15 s.	94
Figura 37.- Evolución ante rampa eólica registrada de 1,2 MW, 0,5 MW/s, regulador sin amortiguador y ajuste según tabla 3d y deflector a 51 Hz	98
Figura 38.- Evolución ante rampa eólica registrada de 1,2 MW, 0,5 MW/s, regulador sin amortiguador y ajuste según tabla 3d y deflector ajustado a 50.4 Hz	98
Figura 39.- Rampa eólica registrada de 1,2 MW, 0,5 MW/s. Potencia en kW, tiempo en segundos.	99
Figura 40.-Evolución ante rampa eólica teórica de 3 MW en 15 s, regulador sin amortiguador y ajuste según tabla 6 y deflector ajustado a 50.4 Hz.	101
Figura 41.- Evolución ante rampa eólica teórica de 3 MW en 15 s, regulador con amortiguador y ajuste según tabla 6 y deflector ajustado a 50.4 Hz.	101
Figura 42.- Registro 7-3T: Evolución del sistema con ajuste PID disponible tras puesta en servicio de la central	104
Figura 43.- Registro 7-3T: Evolución del sistema con ajuste según "tabla 3d"	104
Figura 44.- Registro 7-3T: Evolución del sistema con ajuste según "tabla 3d" con deflector ajustado	105
Figura 45.-Registro 7-3T: Evolución del sistema con ajuste según "tabla 6" con deflector ajustado y amortiguador activado	105
Figura 46.-Registro 7-3T; 8-6-2017. Rampa eólica. Potencia en kW. Tiempo en segundos.	106
Figura 47.-Registro 3-3T: Evolución del sistema con ajuste PID disponible tras puesta en servicio de la central	107
Figura 48.-Registro 3-3T: Evolución del sistema con ajuste según "tabla 3d"	107
Figura 49.-Registro 3-3T: Evolución del sistema con ajuste según "tabla 3d" con deflector ajustado	108
Figura 50.-Registro 3-3T: Evolución del sistema con ajuste según "tabla 6" con deflector ajustado y amortiguador	108
Figura 51.- Registro 3-3T; 7-6-2017. Rampa eólica. Potencia en kW. Tiempo en segundos.	109
Figura 52.- Registro 5-3T: Evolución del sistema con ajuste PID disponible tras puesta en servicio de la central	110
Figura 53.- Registro 5-3T: Evolución del sistema con ajuste según "tabla 3d"	110
Figura 54.-Registro 5-3T: Evolución del sistema con ajuste según "tabla 3d" con deflector ajustado...	111
Figura 55.- Registro 5-3T: Evolución del sistema con ajuste según "tabla 6" con deflector ajustado y amortiguador	111
Figura 56.- Registro 5-3T; 7-6-2017. Rampa eólica. Potencia en kW. Tiempo en segundos.	112
Figura 57.- Disparo de 2 MW con regulador modificado.	115
Figura 58.- Rampa de 1 MW, 5 s con regulador modificado – Respuesta de 2 turbinas	115
Figura 59- Rampa de 1 MW con regulador inicial, 5 s con regulador modificado – Respuesta de 2 turbinas	116

Tabla de nomenclatura y siglas

Se resume a continuación la nomenclatura y siglas utilizadas:

A_{ni}	apertura del inyector, función de la posición del mismo (pni)
A_t	ganancia de la turbina.
a_w	velocidad de la onda en tubería (m/s)
d	diámetro interno de la tubería [m]
D_{net}	constante de amortiguación.
$D_{\omega r}$	$d\omega$ desviación de velocidad de rotor (ev)
E	Módulo de elasticidad del material de la tubería
e_p	error de presión
e_v	error de velocidad
f	espesor de tubería [m]
f_n	frecuencia [Hz]
f_p	factor de pérdidas en tubería
f_{pi}	factor de pérdidas en ramal de tubería i
g	aceleración de la gravedad [m/s ²]
GRP	Potencia base del alternador (MVA)
h	presión de la tubería
H	Constante de inercia
H_b	Presión base del sistema (presión nominal)
h_e	término oscilatorio de la presión en la tubería
h_l	pérdida de presión en la tubería
h_o	presión estática de la tubería, definida por el salto bruto
h_r	salto en la turbina a caudal nominal
J	momento de inercia
k	compresibilidad del agua
k_e	constante de ponderación del error de presión
K_i	Ganancia integral en regulador PID
K_o	Ganancia en lazo de control de deflector.
K_p	Ganancia proporcional en regulador PID
L	longitud de tubería (m)
M_{eq}	Suma de las constantes de inercia de un sistema
P	número de pares de polos del alternador

p_{di}	posición del deflector
PHES	Pumped HydroElectric Energy System.
PID	Controlador proporcional, integral y derivativo.
PL	Potencia de cargas
P_{loss}	Potencia de pérdidas en turbina
P_{mi}	Potencia generada por turbinas hidráulicas
P_m	Potencia mecánica
p_{ni}	posición del inyector
P_p	Potencia consumida por sistema de bombeo
p_{ref}	presión de referencia
P_{ti}	Potencia de entrada a la turbina
PWF	Potencia del parque eólico
Q, q	caudal
Q_b	caudal base
q_i	caudal
q_{nl}	caudal mínimo, para mantener la turbina girando sin producir potencia. (no load flow)
q_r	caudal a carga nominal
R_p, R_i	estatismo
T_1	Parámetro para evaluar si la amplitud de la oscilación de onda es elevada.
T_e	Periodo de la onda de presión en tubería
T_E :	Par eléctrico
T_m :	Par mecánico
T_o	Parámetro para evaluar si se produce oscilación.
T_r	tiempo utilizado para calcular la presión de referencia
TRP	Potencia de la turbina (MW)
T_w	Constante de tiempo del agua en la tubería.
T_{wl}	constante de tiempo del agua en ramales
Z_o	impedancia de la tubería
δ	ángulo del rotor
η	rendimiento
ρ	densidad del agua [kg/m^3]
ω	velocidad de rotación
ω_{ref}	velocidad de rotación de referencia

CAPÍTULO 1

Introducción, objetivos y exposición

1 Capítulo 1: Introducción, objetivos y exposición

Este capítulo presenta una introducción relativa al cambio climático y la reducción de emisiones de dióxido de carbono a través del uso de renovables y sistemas de almacenamiento.

Asimismo, contiene un resumen de los objetivos y contribuciones de esta tesis y una reseña sobre la organización de la misma.

1.1 Introducción

A continuación, se realiza una introducción sobre el cambio climático y la reducción de emisiones de dióxido de carbono a través del uso de renovables y sistemas de almacenamiento. Se toma como referencia la información elaborada por la Unión Europea [1].

Según recoge el portal del Parlamento Europeo; *“La temperatura mundial media ha aumentado significativamente desde la revolución industrial y la última década (2013-2022) fue la década más cálida registrada.”*

“Los datos del Servicio de Cambio Climático de Copérnicus muestran que Europa vivió en 2024 el año más cálido de su historia y su verano más caluroso desde que hay registro. La mayoría de las pruebas indican que esto se debe al aumento de las emisiones de gases de efecto invernadero producidas por la actividad humana. 2024 fue el primer año en que la temperatura media superó claramente el umbral de un aumento de 1,5 °C respecto al nivel preindustrial (1850-1900).” La siguiente figura muestra la evolución de la temperatura media con relación al nivel preindustrial.

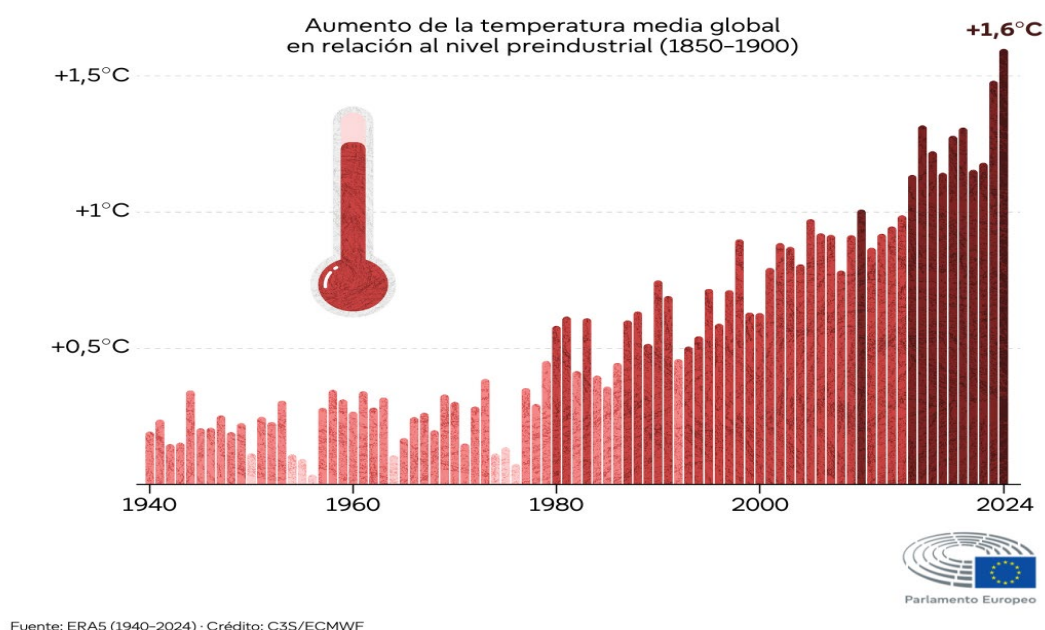


Figura 1.- Aumento de la temperatura media global con relación al nivel preindustrial (1850-1900) [1]

“Los científicos consideran un aumento de 2°C en comparación con los niveles preindustrializados como un umbral con consecuencias peligrosas y catastróficas para el clima y el medio ambiente. Por esta razón, el objetivo marcado en el Acuerdo de París sobre cambio climático es mantenerse por debajo de un aumento de 2 °C y hacer un esfuerzo para que se pueda bajar el umbral límite a 1,5 °C.”

“El cambio climático afecta a las distintas regiones de Europa. Desde el aumento de las temperaturas y el aumento del riesgo de desertificación hasta mayores precipitaciones anuales y riesgos de inundaciones.”

El suministro energético, el transporte y la industria son responsables de un 70% de las emisiones de gases de efecto invernadero de la UE (Figura 2).

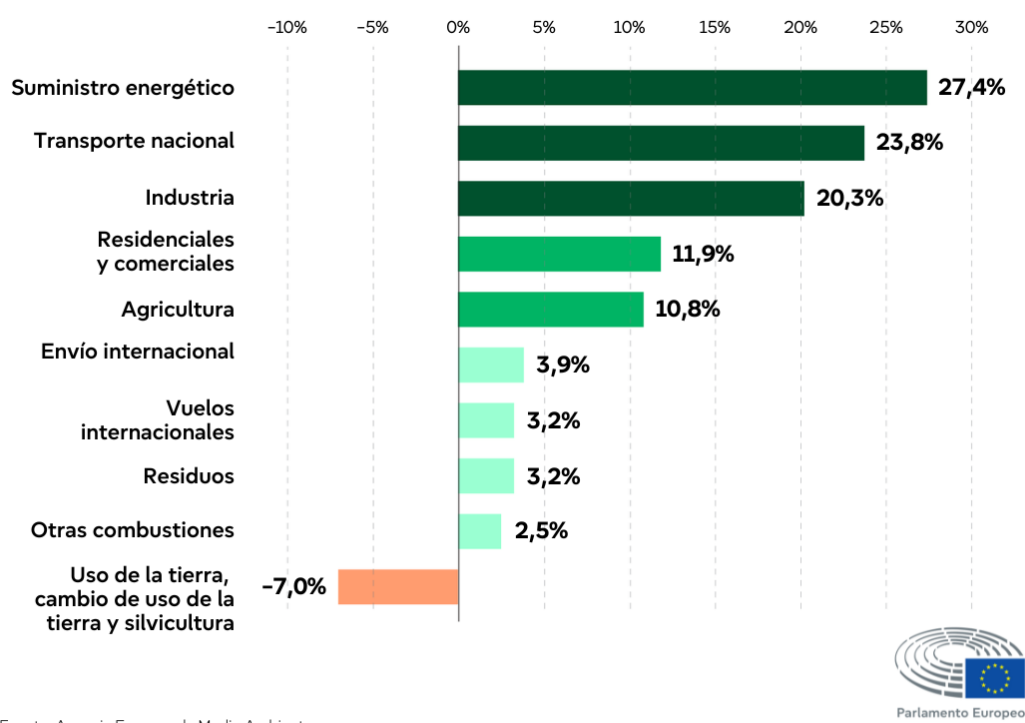


Figura 2.- Emisiones de gases de efecto invernadero por sector en la unión europea (CO₂ equivalente 2022)[1]

Disminuir el consumo de energía y desarrollar fuentes de energía más limpias son claves para alcanzar los objetivos climáticos de la UE, reduciendo, asimismo, la dependencia de la UE de las importaciones de terceros países.

“Las emisiones han disminuido de forma constante entre 1990 y 2023. Se estima que en 2023 las emisiones de la EU fueron un 37% inferiores a las de 1990, tras una importante caída del 8% en comparación con 2022.” En la siguiente figura se muestra la citada evolución, así como una proyección de las emisiones y los objetivos de la Unión Europea al respecto.

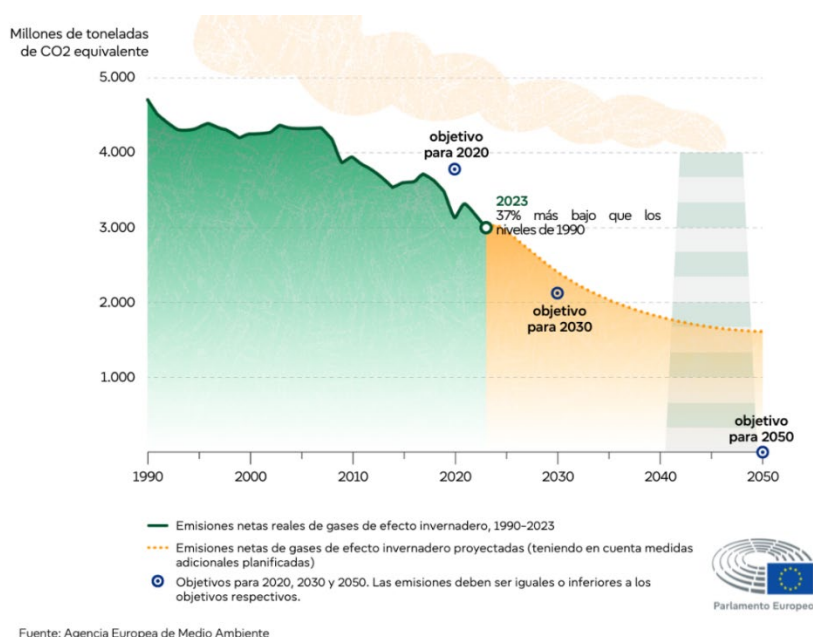


Figura 3.- Gases de efecto invernadero en la UE. Proyecciones y objetivos. [1]

En este aspecto la producción de energía eléctrica y su almacenamiento debería jugar un papel capital a la hora de sustituir la energía basada en combustibles fósiles por energías primarias que no produzcan emisiones como la fotovoltaica y la eólica.

En este marco y con el objetivo de luchar contra el cambio climático, la Unión Europea ha presentado una Hoja de Ruta para lograr reducciones sustanciales de emisiones contaminantes a la atmosfera, estableciendo como fecha objetivo el año 2050 [1]. En este contexto, se señala que uno de los sectores que puede facilitar la transición hacia una economía de baja emisión de carbono de una forma rentable lo constituye la generación de energía. Ello implica, entre otras medidas, la sustitución de los combustibles fósiles por fuentes de energías renovables no contaminantes. Dado el comportamiento variable temporal de la mayoría de dichas fuentes de energía renovable y de la incertidumbre asociada a las mismas, la utilización masiva de las mencionadas fuentes implica la generación de una serie de impactos, tanto técnicos como económicos, en la industria de suministro de energía eléctrica. Los impactos técnicos pueden afectar al correcto funcionamiento del sistema eléctrico y de los equipos conectados, así como a la calidad de la energía ([2]-[3]).

Una de las estrategias para paliar los impactos de índole técnica que se generan con la implementación de dichas fuentes renovables consiste, entre otras actuaciones, en la utilización de sistemas de almacenamiento energético. De hecho, actualmente, la tendencia de la capacidad instalada de almacenamiento de energía crece a nivel mundial a un ritmo exponencial [4].

Entre los diversos sistemas de almacenamiento de energía que han sido propuestos en la literatura ([5]-[7]), solo algunos de ellos permiten, actualmente, almacenar grandes cantidades de ésta. Entre estos pueden señalarse los sistemas hidroeléctricos de bombeo (*Pumped Hydroelectric Energy Storage*; PHES) ([8]-[9]).

1.2 Objetivo y contribuciones de esta tesis

Mitigar los efectos del cambio climático y aprovechar los recursos energéticos endógenos, con el propósito de reducir la dependencia energética, me ha llevado a estudiar sistemas como los que se tratan en esta tesis durante toda mi vida profesional. Espero que este trabajo ayude a mejorar el funcionamiento de dichos sistemas.

Del análisis de la literatura científica consultada y resumida en el capítulo 2 de este documento, se deduce que han sido propuestos diversos modelos para controlar la frecuencia de sistemas eléctricos aislados con gran participación de energías renovables y que utilizan centrales de bombeo (PHES- *Pumped HydroElectric Energy System*) como sistema de regulación de frecuencia. En estos casos, los modelos propuestos se han basado, fundamentalmente, en el empleo de reguladores de velocidad clásicos, basados en controladores PI (Proporcional - Integral). Según se resume en el capítulo 2, se han propuesto algunas mejoras, tanto de topología, como de ajuste en estos reguladores. En la mayoría de las ocasiones, los resultados obtenidos con dichos modelos han sido analizados, pero no han sido validados con datos experimentales.

El objeto de esta tesis es proponer un nuevo algoritmo, desarrollado en el software Matlab-Simulink, para el control de los reguladores de velocidad de las turbinas hidráulicas de impulsión, como la turbina Pelton, que integran muchos de dichos sistemas.

Las centrales de almacenamiento dónde se instalen estas turbinas, que forman parte de sistemas eléctricos con elevada integración de renovables, son esenciales para mantener la estabilidad de éstos y para ello deben responder de forma rápida y adecuada a los cambios de carga y de generación de las renovables en dichos sistemas (parques eólicos o fotovoltaicos).

La oscilación de presión en los circuitos hidráulicos de las centrales hidroeléctricas, originada por la citada respuesta, que es controlada a través de los reguladores de velocidad de las turbinas, puede afectar a la estabilidad del sistema eléctrico en el que se conecta la central.

El regulador de velocidad propuesto en esta tesis incorpora una función amortiguadora, que atenúa dichas oscilaciones, permitiendo, por tanto, incrementar la respuesta del regulador de velocidad y, por tanto, la de la central de bombeo.

Esto se consigue incorporando una nueva variable de control en el regulador de velocidad, que tiene en cuenta la presión de entrada en la turbina con el objeto de detectar y atenuar las citadas oscilaciones.

El regulador propuesto incorpora una señal de referencia y una medida de presión a la entrada de cada turbina, a través de la que se genera un “error de presión” que se suma al “error de velocidad”, que habitualmente se utiliza en los reguladores de velocidad con el fin de controlar la frecuencia. Este error de presión es el que ayuda a amortiguar los efectos de las ondas de presión que se generan en el circuito hidráulico de la central.

Se pretende que dicho algoritmo permita mejorar la velocidad de respuesta de las turbinas ante variaciones de generación renovable no gestionable, especialmente, en el caso de que el control de frecuencia lo proporcione exclusivamente la central de bombeo, de tal manera que se minimicen las variaciones de frecuencias asociadas.

El algoritmo propuesto fue integrado a finales de 2017 en los reguladores de velocidad de la Central Hidroeléctrica de Gorona del Viento. Esta implementación permitió incrementar la velocidad de respuesta de las turbinas, dado que su función amortiguadora permitió ajustar sus constantes proporcional e integral. Esto provocó una disminución considerable de los deslases de bombeo por subfrecuencia en dicho sistema y una mejora de la evolución de la frecuencia en el mismo [10]-[11].

A diferencia de la inmensa mayoría de los interesantes modelos teóricos propuestos en la literatura para el caso de sistemas eléctricos aislados con gran participación de energías renovables y donde las centrales de bombeo participan en la regulación de frecuencia junto con otras fuentes energéticas ([12]- [15]), en este trabajo se han validado los resultados obtenidos de forma teórica con datos experimentales obtenidos en la central hidroeléctrica de Gorona del Viento [16], al implantar dicho algoritmo, que sustituye a los anteriores y que están basados únicamente en un regulador de velocidad clásico.

En la implantación del algoritmo en la citada central participaron Gorona del Viento [16], Endesa [17], Andritz Hydropower [18] y el Instituto Tecnológico de Canarias [19]. Asimismo, Red Eléctrica de España [20], como Operador del Sistema, impulsó los trabajos de cara a mejorar el funcionamiento del sistema eléctrico insular, trabajos que redundaron en la implantación del dispositivo.

Dicha validación se llevó a cabo en las situaciones en que las que la central térmica está desconectada, la energía del parque eólico y del PHES era suficiente para cubrir la demanda y el control de frecuencia lo proporcionaba exclusivamente la central hidroeléctrica. Esta situación puede presentarse con relativa frecuencia en el sistema del caso de estudio y, como señalan Wang *et al.* [21], debe analizarse para garantizar la operación segura y estable del sistema eléctrico.

1.3 Organización de la exposición

Este apartado se redacta en aras de introducir la estructura que se ha dado a esta tesis a lo largo de los distintos capítulos, indicando someramente el contenido de ellos.

Este capítulo 1 incluye una introducción relativa al cambio climático y la reducción de emisiones de dióxido de carbono a través del uso de renovables y sistemas de almacenamiento, destacando como vector de almacenamiento a las de centrales de bombeo hidroeléctrico. Se realiza una breve disertación acerca de la problemática de los mismos con respecto a la regulación de frecuencia y a la aportación de esta tesis a su mejora.

El capítulo 2 presenta una breve exposición del estado del arte, basado en la literatura relativa a la regulación de velocidad en centrales hidroeléctricas de bombeo que se instalan en sistemas con generación renovable no gestionable. El capítulo incluye literatura relativa a la estabilidad de sistemas hidroeléctricos en sistemas aislados.

El capítulo 3 muestra el método utilizado para tratar de validar los resultados de esta tesis. Por una parte, incluye una descripción de la configuración del tipo de sistema estudiado, así como del modelado del mismo, incluyendo el sistema eléctrico, el circuito hidráulico, la turbina hidráulica y el regulador de velocidad. Asimismo, se describe el amortiguador de presión, objeto de esta tesis, presentando su diseño y funciones principales en el apartado 3.3.3.

El capítulo 4 se centra en el material o caso de estudio. En este caso, la Central Hidroeléctrica de El Hierro, planta híbrida que dispone de almacenamiento en forma de central de bombeo reversible y central de generación eólica. El capítulo describe la central de Gorona del Viento y sus particularidades, principalmente en lo que tiene que ver

con su configuración y con la regulación de la frecuencia en el sistema eléctrico. Asimismo, introduce la interacción que se produce entre la presión del circuito hidráulico de la central y la frecuencia del sistema eléctrico al que se conecta y cómo dicha interacción limita la capacidad de respuesta de la central.

El capítulo 5 analiza el funcionamiento del amortiguador, tanto a través de simulaciones como de casos reales. Se resume, asimismo, el proceso de validación del modelo de simulación utilizado.

El capítulo 6 resume las conclusiones de esta tesis y plantea futuras aplicaciones de la central.

Por último, se relacionan las referencias bibliográficas utilizadas y se presenta un anexo que pretende resumir el proceso seguido para mejorar la regulación de velocidad de las turbinas Pelton de la central de El Hierro. Durante dicho proceso se diseñó el amortiguador, que permitió mejorar dicha regulación. Este anexo incluye una serie de simulaciones que se compararon con eventos y datos reales, que ayudaron a evaluar la solución propuesta antes de su implementación.

CAPÍTULO 2

Estado del arte

2 Capítulo 2: Estado del arte

El dispositivo amortiguador asociado a esta tesis se desarrolla porque, en su momento, no se encontraron soluciones existentes para resolver los problemas de regulación de frecuencia en el sistema eléctrico de El Hierro relacionados con la interacción del control de velocidad de las turbinas Pelton, la variación de energía renovable y el circuito hidráulico de la central. Aunque el tecnólogo, fabricante de las turbinas, trató de encontrar soluciones, que también se buscaron infructuosamente en la literatura, hubo que recurrir al citado amortiguador para mejorar el comportamiento de la central.

En esta solución participó también el tecnólogo, Ándritz Hydropower, que la implementó en los reguladores de la central una vez ésta se desarrolló. Andritz Hydropower es uno de los principales proveedores mundiales de equipos y servicios electromecánicos para centrales hidroeléctricas [18].

Por consiguiente, se resume en este capítulo la literatura analizada con relación a la regulación de velocidad en centrales hidroeléctricas que funcionan en sistemas en los que hay una participación importante de generadores renovables intermitentes, o no gestionables.

Las variaciones de frecuencia de un sistema eléctrico son causadas esencialmente por alteraciones en el equilibrio entre generación y demanda [2]. En el caso de fuentes renovables no gestionables, es decir, aquellas en las que no se pueden controlar de forma adecuada la potencia generada, una de las estrategias para paliar los impactos de índole técnica que se generan con la implementación de dichas fuentes consiste, entre otras actuaciones, en la utilización de sistemas de almacenamiento energético. De hecho, actualmente, la tendencia de la capacidad instalada de almacenamiento de energía crece a nivel mundial a un ritmo exponencial [4]. Dichos sistemas juegan un importante papel en los sistemas eléctricos con gran participación de energía renovables [5], ya que deben facilitar el equilibrio, en cada instante, entre la demanda de energía y la oferta energética renovable. Los sistemas de control deben garantizar el objetivo principal de los sistemas de energía eléctrica. Es decir, lograr que la cobertura de la demanda de energía eléctrica se realice con la calidad necesaria [2].

Entre los diversos sistemas de almacenamiento de energía que han sido propuestos en la literatura [5]-[7], solo algunos de ellos permiten, actualmente, almacenar grandes cantidades de ésta. Entre estos pueden señalarse los sistemas hidroeléctricos de bombeo (*Pumped Hydroelectric Energy Storage*; PHES) [8]-[9]. Esta tecnología es la más madura utilizada en aplicaciones de alta potencia y capacidad de almacenamiento [9] y no presenta algunos de los problemas que se han asociado a otras tecnologías [22]. De acuerdo con Yang *et al.* [23], a medida que los sistemas de energía dependen cada vez más de una combinación mayor de energías renovables intermitentes, las unidades de energía hidroeléctrica están siendo llamadas a proporcionar un control de frecuencia más rápido. Según Ayele-Behabtu *et al.* [4], los PHES representan el 92.6% de todas las formas de tecnologías instaladas actualmente. Los PHES son tecnologías aptas para regular la potencia de forma controlada y que pueden participar en servicios relacionados con el soporte y regulación de frecuencia en el caso de alta participación de energía renovables [7]. Por tanto, los PHES pueden jugar un papel clave en sistemas aislados o débiles. Según Xu *et al.* [3] los PHES integrados en un sistema de energía híbrida con energía solar y eólica están en construcción en China para enfrentarse al desafío de lograr el funcionamiento seguro y estable de los sistemas de energía eléctrica. Asimismo, en sistemas eléctricos de potencia débiles, como los son los instalados en la Islas Canarias, se han propuesto PHES con el propósito de incrementar el aprovechamiento de energías renovables [24]-[28], los cuales se encuentran operativos [29]-[31], o en fase de construcción [32].

Dimanchev *et al.* [33] han analizado el papel de los embalses hidroeléctricos en la descarbonización profunda de los sistemas eléctricos. Los autores concluyen que los embalses hidroeléctricos pueden desempeñar un papel importante en la planificación de sistemas de energía con bajas emisiones de carbono. La expansión del empleo de almacenamiento hidroeléctrico reduce la necesidad de plantas de energía de combustibles fósiles que de otro modo sería necesario implementar para equilibrar la intermitencia de las energías renovables. De acuerdo con Xu *et al.* [3], los PHES pueden adaptar rápidamente su generación para cubrir la demanda ante las variaciones de la energía eólica y solar. Los autores [3] indican que el uso de energía eólica y solar, en combinación con PHES de respuesta rápida suponen un enfoque sinérgico para gestionar la transición energética.

Sin embargo, la implantación de PHES que den lugar a una respuesta rápida en este tipo de sistemas, puede originar variaciones de presión en el circuito hidráulico cuando el sistema de control de las PHES trata de paliar las variaciones de potencia generadas por las fuentes renovables no gestionables.

Las ondas de presión se originan, fundamentalmente, al tratar de regular el caudal que pretende conducir a las turbinas hidráulicas, cuando aquél circula por largas tuberías forzadas [34]. Las oscilaciones de la presión pueden influir en la estabilidad dinámica, tanto de la parte mecánica, como de la hidráulica y de la eléctrica, debido a una amortiguación insuficiente causada por condiciones de funcionamiento severas [35].

En este contexto, disponer de adecuados reguladores de velocidad de las turbinas hidráulicas que mejoren la estabilidad dinámica del sistema es primordial. Según Kishor *et al.* [35], los problemas centrados en la regulación de la turbina con una gran variación de carga en el sistema eléctrico no se han resuelto adecuadamente y siguen planteando retos a la hora de desarrollar sistemas de control.

Entre los tipos en los que se suelen clasificar las turbinas hidráulicas, en base al cambio de presión del agua al pasar por el rodete [36], se encuentran las turbinas de impulsión (donde la turbina Pelton es la más común), frente a las de reacción, como las Kaplan y las Francis [37]. Aunque la instalación de las turbinas de impulsión está recomendada en centrales de salto elevado y caudales relativamente pequeños, según Zeng *et al.* [38] y Zhang [39], la turbina Pelton se ha convertido en uno de los tipos de turbina hidráulica más utilizados en el mundo, desde su invención por el estadounidense Lester A. Pelton en 1879 [39]. En las turbinas Pelton el agua es canalizada a alta presión a uno o varios inyectores donde se expande completamente a la presión atmosférica (véase esquema simplificado en Figura 4).

El chorro emergente de cada uno de los inyectores se dirige a las cazoletas del rodete (buckets) espaciadas alrededor de la periferia de un disco circular que constituye el rodete [37]. Dicho rodete generalmente se acopla a un generador eléctrico, que debe funcionar a una velocidad sincrónica, para producir el par y la potencia que se demanda [37]. El control de la potencia mecánica generada por las turbinas Pelton, de tal manera que la frecuencia coincida estrechamente con los valores de la red, puede llevarse a cabo [37]:

- Regulando la tasa de caudal de a través de los inyectores. Una aguja (needle), controlada por medio de un servomecanismo, se desplaza axialmente en el inyector modificando el diámetro y caudal del chorro (Figura 4).
- Regulando a través de deflectores, actuados por medio de servomecanismos, para desviar parte del agua emitida por los inyectores, de tal manera que solo un porcentaje del chorro incida en el rodete.
- Regulando de forma coordinada, tanto los inyectores como los deflectores (Figura 4).

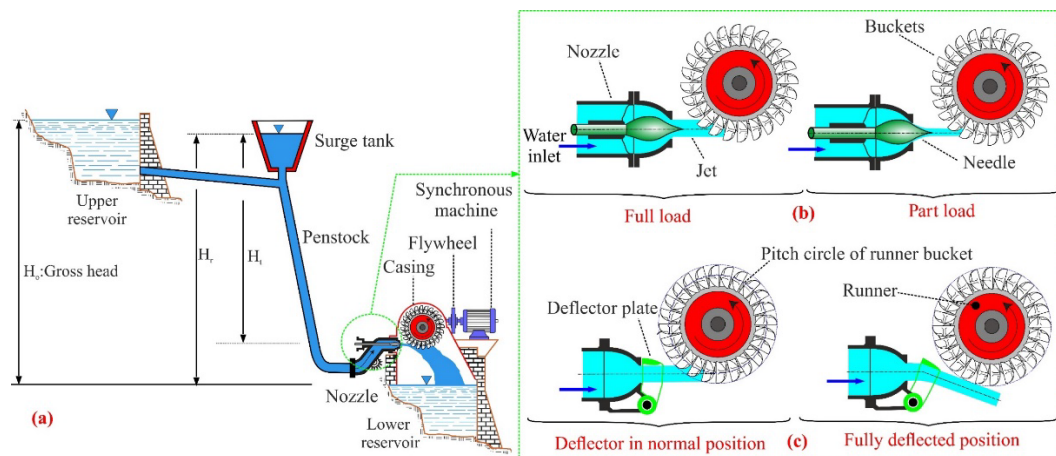


Figura 4.- a) Esquema hidroeléctrico de una turbina Pelton. b) Regulación inyector. c) Regulación con deflector.

Diseñar los sistemas de regulación utilizando la estrategia a) puede originar oscilaciones de presión (golpes de ariete) en el caso de grandes y bruscas fluctuaciones de la carga. La estrategia b) no origina golpes de ariete, sin embargo, puede dar lugar a que se desperdicie una gran cantidad del agua emitida por los inyectores. La estrategia de doble regulación c), en la que el sistema de gobierno controla la velocidad de la turbina y la presión mediante la regulación de los inyectores y de los deflectores, es utilizada en las turbinas Pelton. Con la actuación de los deflectores se persigue evitar sobre velocidades y ganar tiempo para que los inyectores puedan desplazarse lentamente a una nueva posición, logrando así establecer el diámetro del chorro adecuado.

En muchos sistemas se instalan chimeneas de equilibrio con el propósito de que éste absorba y disipe parte de las fluctuaciones de presión generadas en los casos en los que los inyectores actúen rápidamente (Figura 4) [37].

Xu *et al.* [40] en la reciente revisión de la literatura sobre modelos dinámicos y análisis de estabilidad para sistemas de regulación de velocidad en turbinas hidráulicas que han llevado a cabo, indican los desafíos principales que se presentan. Entre dichos desafíos los autores [40] indican los métodos de control de reguladores de turbinas hidráulicas que funcionan con energías renovables intermitentes. En este contexto, hay que señalar que se han propuesto diversas alternativas de control que persiguen solventar los problemas que surgen por la presencia de perturbaciones externas generadas por las variaciones de las energías renovables que no son gestionadas. Estas alternativas abarcan desde modificaciones de los ampliamente utilizados sistemas de control clásicos o tradicionales [41], así como nuevas propuestas de modelos de control basadas en el empleo de técnicas de inteligencia artificial. El regulador Proporcional Integral Derivativo (PID) clásico es la forma más común de controlador utilizado en los reguladores de velocidad [35], aunque este presenta limitaciones al tratar con sistemas complejos [40]. Según Xu *et al.* [40], el control PID clásico representa el 84 % de los estudios realizados sobre estrategias de control, y subrayan que si también se consideran los modelos clásicos en los que se introducen métodos de mejora, el porcentaje es superior al 90%. Aunque se usa ampliamente en varios campos, este método de control tiene algunos inconvenientes, como limitaciones al tratar con sistemas complejos y sistemas de retardo de tiempo. De acuerdo con Martínez-Lucas *et al.* [34], en las centrales hidroeléctricas con tuberías forzadas de elevada longitud, los criterios comúnmente utilizados para el ajuste de los reguladores PID no serían apropiados. Los autores [34] proponen un controlador PI. Básicamente, plantean algunos criterios para ajustar el controlador PI de una central hidroeléctrica que opera en un sistema aislado, donde el control de frecuencia lo proporciona exclusivamente la central hidroeléctrica. De acuerdo con el análisis teórico realizado por los autores [34], el ajuste que proponen mejora la respuesta, frente a los criterios habituales de sintonización del controlador PI de centrales hidroeléctricas aisladas.

Para ajustar los parámetros de los controladores tradicionales se han propuesto en la literatura diversos criterios. En [42] se proponen tres criterios, dos de ellos se basan en el análisis del lugar de las raíces de un modelo linealizado de cuarto orden del bucle de control de velocidad, que los autores denominan Double Complex Pole (DCP) y Fixed Damping Ratio (FDR). Este último se basa en imponer un amortiguamiento fijo (Fixed Damping Ratio) a uno de los modos de oscilación resultantes. El tercer criterio [42] se basa en un enfoque de Pareto utilizando un modelo no lineal. Según los autores [42], del análisis teórico realizado se concluye que el criterio de ajuste FDR logra amortiguar significativamente las oscilaciones de las variables hidráulicas y mecánicas del PHES. Sin embargo, se obtiene una respuesta dinámica del PHES mal amortiguada cuando se usa el ajuste con DCP. Con el ajuste basado en Pareto se observa un comportamiento intermedio entre los dos anteriores. Fang *et al.* [43] han propuesto un algoritmo de optimización mejorado de enjambre de partículas para ajustar las ganancias de PID. Según los autores [43], lograron con ello mejorar la convergencia y la capacidad computacional. Jiang *et al.* [44] han propuesto el uso de programación evolutiva con el objetivo de optimizar los parámetros PID y han señalado que su propuesta tiene como ventaja que se logra una respuesta rápida.

Entre las técnicas de inteligencia artificial planteadas pueden señalarse los trabajos de Mennemann *et al.* [45] y de Reigstad y Uhlen [46], en los que se proponen una estrategia de control predictivo no lineal; “nonlinear Model Predictive Control (MPC) strategies”. El objetivo principal del MPC no lineal es optimizar las capacidades de soporte de frecuencia de la planta de energía, mientras se mantienen las variables eléctricas e hidráulicas dentro de sus límites. Reigstad y Uhlen [46] argumentan que MPC es un método bien desarrollado y ampliamente utilizado en el control de procesos, que ofrece grandes ventajas en comparación con los controladores PID tradicionales. Sin embargo, los autores [46] señalan que los resultados de la simulación deben ser corroborados por experimentos. En este contexto, indican que los controladores deben implementarse y probarse en un laboratorio para una mayor verificación del rendimiento.

Según se ha comentado, una serie de autores han elaborado interesantes modelos para analizar sistemas eléctricos aislados con elevada participación de fuentes de energía renovable, donde las centrales de bombeo participan en la regulación de frecuencia junto con otras fuentes energéticas [12]–[15]. La aportación de estos autores es importante de cara a analizar las posibilidades de regulación en este tipo de sistemas.

En [12] se analizan distintos esquemas de control con el objeto de incrementar la participación de energías renovables en sistema eléctrico de El Hierro. Los autores proponen tres esquemas de control diferentes. En un primer esquema, se estudia el control de frecuencia a través de un sistema en el que funcionan turbinas Pelton a la par que bombas despachadas de forma fija (sin variador de velocidad). Se da la particularidad de que los autores

consideran el sistema en cortocircuito hidráulico. Se entiende que, lo que se analiza, es la posibilidad de poder operar con equipos de bombeo y turbinación de forma simultánea, con las posibilidades de regulación que esto aporta, resaltándose también la menor eficiencia en este caso.

En este esquema, se plantea un regulador PI en modo isócrono para las turbinas Pelton. En el caso de que dicha regulación no sea suficiente, se plantea el arranque o la desconexión de equipos de bombeo.

Se desarrolla un segundo esquema en el que participan los grupos eólicos a través de un control isócrono de potencia-frecuencia, que incluye un regulador PID, en paralelo a grupos hidráulicos despachados como condensadores síncronos.

En un tercer esquema, se plantea regular también con bombas de velocidad variable a través de un regulador isócrono PI en los equipos de bombeo y un regulador PD en los grupos eólicos de velocidad variable. Asimismo, se incorpora un volante de inercia de velocidad variable conectado a la red a través de convertidores de potencia, que incorpora un regulador PD de potencia frecuencia.

Los autores concluyen que la operación en cortocircuito hidráulico presenta una respuesta adecuada ante variaciones de viento en el sistema, aunque indican que este modo de operación implica importantes pérdidas en la central debido a la reducción de acumulación de agua en el depósito superior del sistema. Asimismo, en el segundo esquema, exponen que, con la regulación eólica, se mejora el control con respecto a la regulación de las turbinas Pelton. Por otro lado, indican que el tercer esquema es válido, pero implica mayores procesos de conexión y deslastre de equipos de bombeo.

Con respecto al control de frecuencia desde parques eólicos, se trata de un recurso con elevado potencial, pero que entraña sus dificultades y no siempre es viable su implementación. En [13] se analizan distintas metodologías de control de potencia-frecuencia en parques eólicos que disponen de velocidad variable integrados sistemas eléctricos aislados que disponen centrales de bombeo. Los autores proponen un control inercial, así como una regulación primaria y otra secundaria. Asimismo, entre otros aspectos, se propone despachar dichos parques eólicos con cierta reserva, de forma que estos puedan actuar ante variaciones de frecuencia.

La ventaja de dicha regulación eólica es evidente en base a las conclusiones obtenidas. Por una parte, indican que la regulación primaria y la inercial reduce los valores máximos y mínimos de frecuencia en el sistema, así como su variación media de la misma. Apuntan, asimismo, que el despacho del parque eólico con reserva no mejora significativamente el comportamiento del sistema y que esto implica una mayor participación de la hidráulica, que debe suplir la potencia no entregada por el parque. Por otro lado, se indica que un tiempo de respuesta bajo en la regulación primaria del parque influye negativamente en la regulación de frecuencia del sistema.

Los controles descritos no resultan sencillos de implementar en los aerogeneradores, pues no siempre está abierto el software de los sistemas de control de los mismos de cara a la realización una programación e integración adecuada de éstos con el resto de reguladores potencia/frecuencia del sistema eléctrico. Como se introduce en el capítulo 4.4 de esta tesis y en [47], en el sistema de El Hierro se trabajó en este aspecto, con resultados limitados.

Por otra parte, en sistemas con elevada participación de energía eólica, es precisamente esta fuente de energía la que provoca desviaciones de frecuencia debido a sus oscilaciones de potencia, por lo que resulta conveniente disponer de capacidad de reserva y regulación en otros sistemas como los de bombeo. Con respecto a las variaciones eólicas, en el Hierro se producen caídas bruscas de eólica en el parque del entorno de 0.2 MW/s y de hasta 0.5 MW/s de pendiente, que han sido tenidas en cuenta en esta tesis. Asimismo, en esta tesis se tienen en consideración la regulación de la central de bombeo y las oscilaciones debidas al sistema hidráulico (tubería forzada).

Resumiendo, con respecto al control de frecuencia desde parques eólicos, se trata de un recurso con elevado potencial, pero que entraña sus dificultades y no siempre es viable su implementación, tal y como se comenta en esta tesis. Explotar este recurso depende en gran medida de la disposición del tecnólogo a adaptar sus equipos para este fin. Aunque hay tecnólogos que ofertan ya estas capacidades, no siempre se dispone de acceso a suficientes parámetros de los controladores como para ajustar la regulación según las necesidades del sistema eléctrico al que se conecta. Asimismo, la regulación ante sobrefrecuencias está disponible siempre que el parque eólico esté produciendo, dado que dispone de reserva a bajar. Sin embargo, la regulación ante subfrecuencias requiere, bien de despachar el parque con cierta reserva a subir, bien de aprovechar la capacidad inercial del mismo.

En [14], los autores analizan una serie de controles de potencia frecuencia de cara a mejorar la regulación del sistema y disminuir los deslastres de carga debidos a variaciones de frecuencia en el mismo. El estudio se centra

en el sistema eléctrico de El Hierro. Plantean tres opciones, que, dependiendo del despacho, pueden trabajar de forma conjunta; Trabajar con las turbinas Pelton como compensador síncrono, regular con el bombeo a través de la velocidad variable y utilizar la emulación de inercia en las turbinas eólicas. En el caso de El Hierro, no se pudieron implementar controles de este tipo en el parque eólico por su interacción con los controles de las turbinas hidráulicas (capítulo 4.4 y [47]). Por otra parte, la mayor parte de los deslastes tienen su origen en caídas de velocidad de viento, por lo que no siempre se dispone de recursos en el parque para paliar dicha caída.

Asimismo, los grupos Pelton funcionando como compensador síncrono aportan control de tensión, inercia y un mayor nivel de reserva al sistema eléctrico. Este modo de funcionamiento, descrito en [48] fue propuesto para el sistema de El Hierro por C. Platero. Esta funcionalidad está implementada y se utiliza habitualmente en dicho sistema, según se describe en 4.2.3.

En su momento, durante la puesta en servicio de la central y debido a las oscilaciones de presión, este paso de modo compensador a modo generador se limitó en lo que a rampa de potencia entregada se refiere. Es decir, si en este paso se pasaba a aportar potencia con una rampa fuerte, se producían oscilaciones de presión no deseadas. Por ello, dicho paso no aportaba demasiada velocidad de respuesta en el caso de que haya desviaciones de frecuencia.

Se espera que con la integración del amortiguador de presión, se pueda incrementar la velocidad de respuesta en dicho paso, pero a día de hoy, no se tienen datos de si se ha estudiado este aspecto.

Con respecto a la regulación del bombeo, es útil, tal y como concluyen los autores, pero está limitada por la cantidad de bombas regulables y su rango de regulación. En el caso de El Hierro este rango máximo es aproximadamente de 1.6 MW si se dispone de todas las bombas conectadas a máxima carga (capítulo 4.2).

En [15] los autores analizan mejoras para la regulación de frecuencia en sistemas aislados con elevada penetración eólica e instalaciones de bombeo reversible. Utilizan el sistema de El Hierro para su investigación, que resulta muy interesante por la novedad que proponen. Concretamente, para mejorar la regulación de frecuencia, proponen utilizar la medida de la velocidad de rotación de las máquinas eólicas como variable para detectar problemas en el parque y anticipar la respuesta del regulador hidráulico. Para ello, integran en la medida del error de velocidad del regulador un error de velocidad proveniente de la turbina eólica. Según las conclusiones del artículo, esta solución propuesta da resultados satisfactorios. Soluciones de este tipo requieren de desarrollos por parte del fabricante eólico y del de los grupos hidráulicos y serían beneficiosas para la regulación del sistema.

Por otra parte, en la figura 6 de [15] puede observarse como la oscilación de la frecuencia del sistema está relacionada con la presión de la tubería forzada de la central hidroeléctrica. Asimismo, cuanto más rápida (y más amplia) es la respuesta solicitada a las turbinas hidráulicas por el regulador de velocidad, mayor es dicha oscilación, tal y como se describe en esta tesis.

Una solución similar a la adoptada en esta tesis ha sido estudiada en [49]. En esta publicación se muestra un amortiguador que utiliza la medida de la presión en la tubería forzada y la amortigua a través de un "lead-lag compensator", que emite una señal a la de posicionamiento del inyector de las turbinas. Los autores utilizan técnicas típicas para sintonizar el compensador y consiguen resultados a la hora de amortiguar la respuesta de las turbinas. En el caso de esta tesis se ha preferido utilizar un amortiguador, tal vez menos elegante, pero más intuitivo y sencillo de aplicar.

CAPÍTULO 3

Método utilizado

3 Capítulo 3: Método utilizado

El amortiguador propuesto se ha modelado, con el objeto de analizar su comportamiento antes de proceder a su desarrollo en centrales hidroeléctricas. Se ha utilizado para ello el entorno de Simulink de Matlab, que permite modelar circuitos hidráulicos, turbinas, reguladores de velocidad y dispositivos de sistemas eléctricos como alternadores, reguladores de tensión, transformadores y cargas.

En este capítulo, en primer lugar, se describe de forma general el sistema considerado y las hipótesis de partida usadas en el modelado de éste. Posteriormente, se muestra un esquema de las subrutinas que componen el algoritmo del modelo propuesto y se desarrollan las mismas.

Tanto el modelo utilizado, como el amortiguador que se propone, son, en parte, fruto del trabajo realizado en la central Hidroeléctrica de El Hierro, compuesta básicamente por una central de bombeo y un parque eólico según se indica en el capítulo 4. Uno de los objetivos de dicho trabajo, era regular adecuadamente la frecuencia del sistema eléctrico de la isla cuando la central se pusiera en funcionamiento.

Para ello, se elaboró un modelo previo al finalmente utilizado en esta tesis, basado también en el entorno de Simulink. Con dicho modelo se establecieron unos parámetros iniciales en el regulador de velocidad con los que se realizaron las pruebas y puesta en servicio la central. Durante la citada puesta en servicio, además de probar dichos parámetros en el regulador de velocidad de las turbinas hidráulicas, se ajustaron otros controladores. Entre ellos, trató de ponerse en servicio una función de regulación de potencia frecuencia en el parque eólico de la central. Según se indica en el capítulo 4 y en [47], esta regulación en el parque eólico tuvo que quedar limitada a funcionar por sobrefrecuencia, dado que la coexistencia de dicha regulación con la de las turbinas hidráulicas provocaba oscilaciones en el sistema.

En ese proceso de puesta en servicio y durante el funcionamiento posterior de la central, se identificó que dichas oscilaciones se producían también cuando el parque eólico no estaba conectado y que estaban relacionadas con el circuito hidráulico de la central, que no estaba adecuadamente modelado en Simulink. Como consecuencia de todo ello, la velocidad de respuesta de la central quedaba limitada y esto generaba excesivos deslastes por subfrecuencia en el sistema.

Se replanteó entonces el modelado sistema, incluyendo un modelo de tubería forzada según se describe en el apartado 3.3.1. Una vez modelado el circuito adecuadamente, se trabajó con él para tratar de comprobar su adecuado funcionamiento, a base de validarlo con registros reales. Asimismo, trató de mejorarse la regulación de velocidad de la central hidroeléctrica, pero sin demasiados frutos, dado que el carácter oscilatorio del sistema limitaba la velocidad de respuesta de la misma.

Ante este problema, se buscó una manera de mitigar las citadas oscilaciones, para lo que se diseñó, modeló e implementó el amortiguador de presión, objeto de esta tesis, que permitió amortiguar las oscilaciones e incrementar la velocidad de respuesta. Este amortiguador se describe en el apartado 3.3.3.

3.1 Configuración del sistema

La Figura 5 muestra un esquema de la configuración general del sistema considerado y en los puntos siguientes se indica el conjunto de hipótesis de partida que se han tenido en cuenta en el modelado del mismo.

- Aunque entre los componentes del sistema mostrado en Figura 5 se encuentra una central térmica, en el análisis realizado se considera la situación en la que ésta se encuentra desconectada, siendo la energía procedente de del parque eólico y del PHES suficiente para cubrir la demanda.
- Las turbinas hidráulicas del PHES son de tipo Pelton, y se conectan con generadores eléctricos síncronos, con regulación automática de tensión, que se encuentran acoplados mecánicamente a las turbinas y disponen de volantes de inercia. Cada unidad incorpora de un regulador de velocidad - que incluye el algoritmo de control propuesto- que actúa sobre sus inyectores y sus deflectores, y de un transformador elevador para la conexión de cada grupo con la red eléctrica.
- La tubería forzada, que conduce el agua tomada en el depósito superior a través de un distribuidor que la reparte entre las diversas turbinas, se considera de gran longitud, como ocurre en diversas tuberías de

centrales Pelton [50]. En este contexto, se considera la elasticidad de la tubería y la compresibilidad del agua en el modelo [51].

- d. Los repartidores, dada su baja longitud, se modelarán sin considerar la compresibilidad del agua, lo que ayuda a simplificar el modelo [51].
- e. En los escenarios a analizar, tanto las bombas, que impulsan el agua desde el depósito inferior al superior, como los consumidores del sistema insular, se consideran cargas constantes en el periodo del transitorio estudiado.
- f. El control de frecuencia del sistema lo proporcionan los reguladores de velocidad del PHES.
- g. La generación eólica se modela como una carga dinámica, a la que se le pueden incorporar registros reales de variación de potencia eólica y simular rampas o escalones producidos por dicha generación.

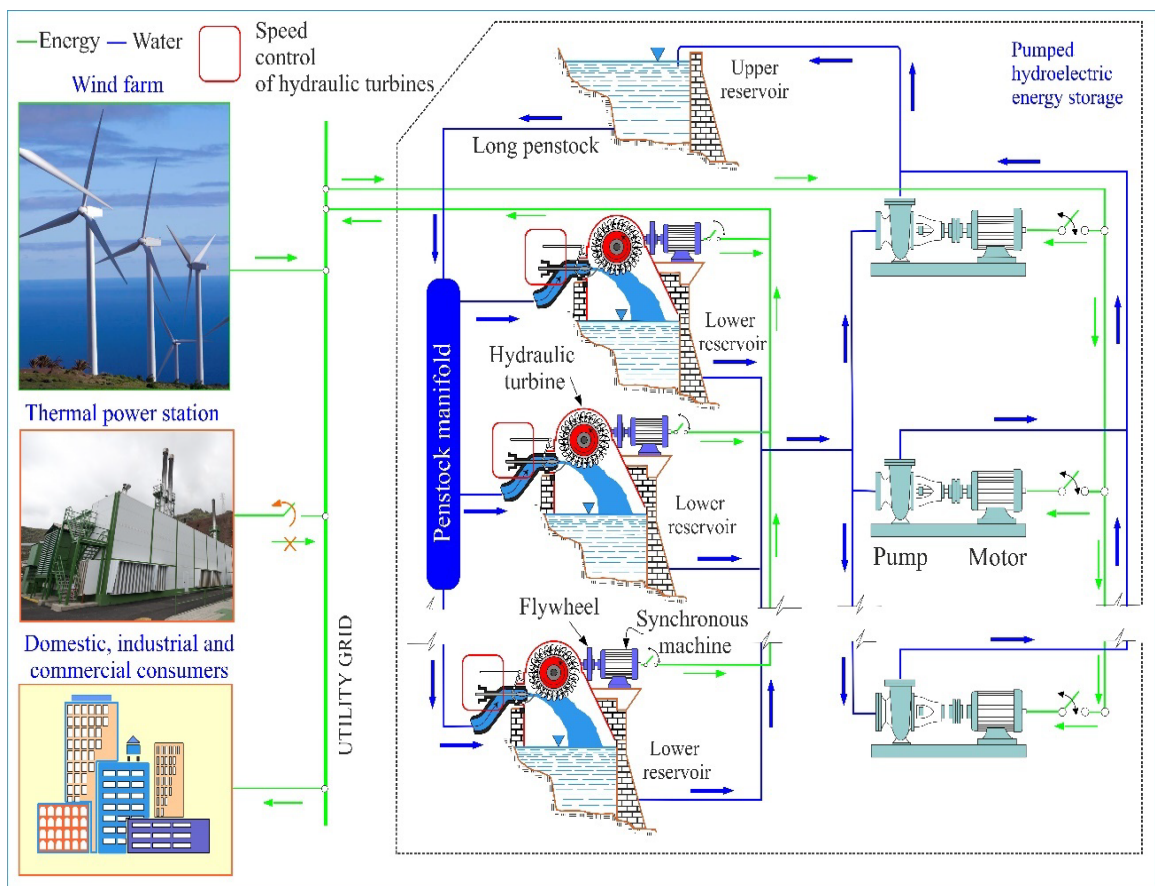


Figura 5.- Esquema general de la configuración del sistema.

3.2 Esquema básico del modelo de simulación y algoritmo de control propuesto

La Figura 6 representa un esquema básico del modelo del sistema y el algoritmo de regulación propuesto. En él se muestran las conexiones, desde el punto de vista del control, de los diferentes elementos que integran el sistema. En este contexto, se señala la tubería forzada (penstock), el regulador de velocidad (governor) y el amortiguador de presión propuesto, así como los inyectores (needles) y deflectores (deflectors). Asimismo, se muestra el distribuidor, la turbina, el alternador y un control automático de generación [52]. Las variables que intervienen en el modelo se definen en las diferentes tareas, o partes, que cubren el algoritmo del modelo propuesto.

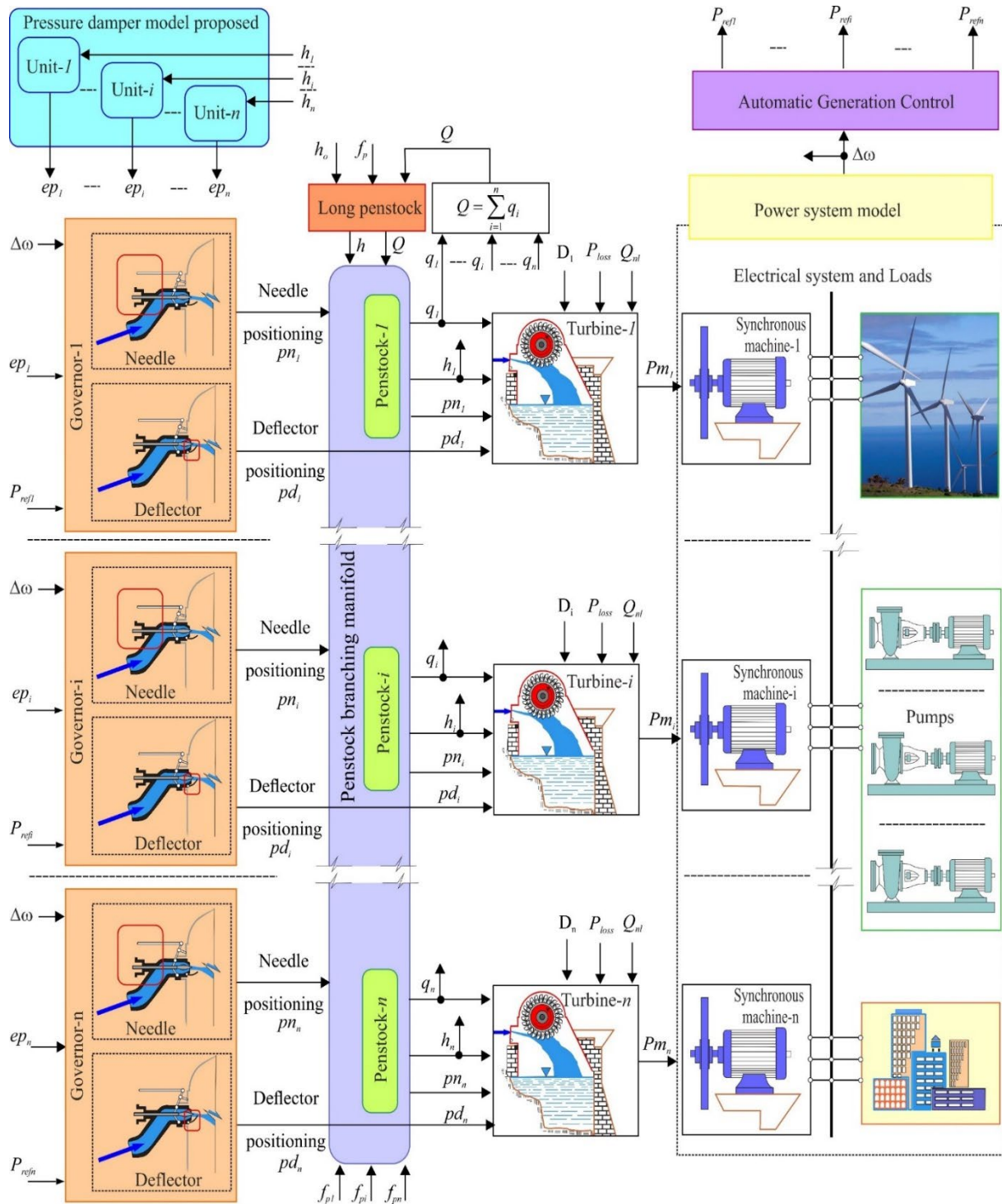


Figura 6.- Esquema básico del modelo del sistema

3.3 Proceso de modelado

La Figura 7 muestra un diagrama de bloques con el conjunto de tareas propuestas para modelar el sistema.

La primera tarea consiste en el modelado de la tubería forzada (penstock). En esta tarea se obtiene h , es decir, la presión de entrada al repartidor de las turbinas. El modelo tiene en cuenta la suma de la onda de presión, h_e , que se mueve a lo largo de la tubería forzada, de la pérdida en el en la tubería h_l (dependiente del caudal circulante Q y de un factor de pérdidas f_p) y de la presión estática de la columna de agua, h_o . Entre los datos de entrada a dicho modelo se encuentran, además de los ya señalados en la Figura 6, la aceleración de la gravedad, las características

geométricas (longitud, diámetro interno y espesor) y mecánicas (módulo de Young) de la tubería y las características del agua (compresibilidad y densidad). Esta tarea se desarrolla en el apartado 4.3.1.

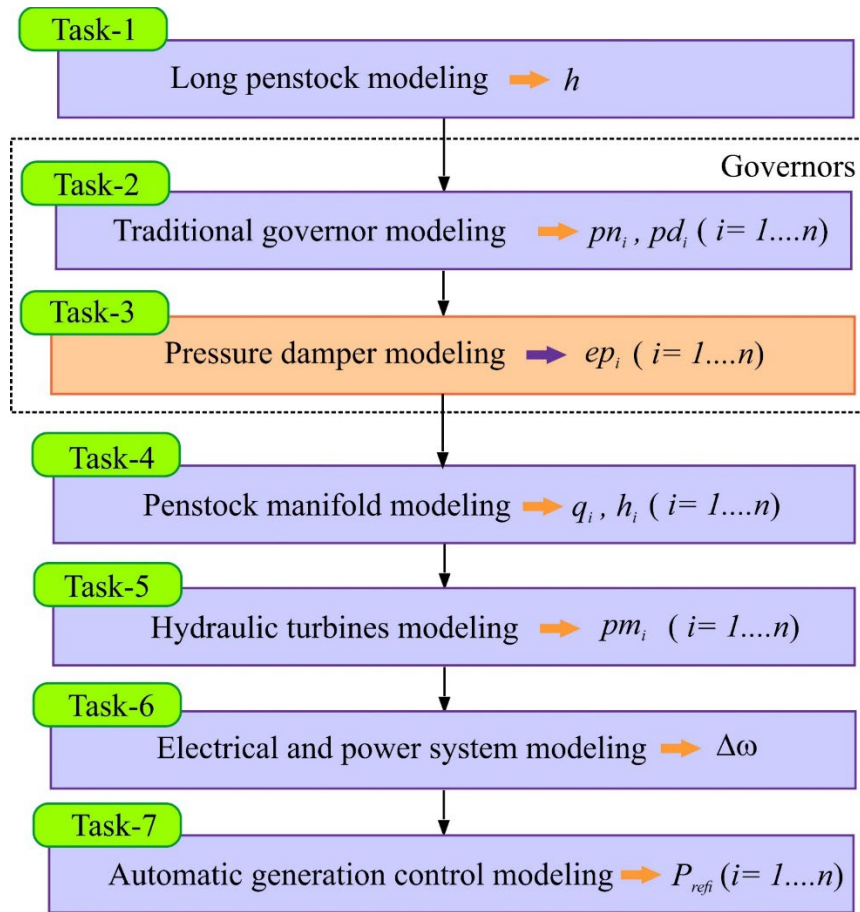


Figura 7.- Diagrama de bloques con el conjunto de tareas propuestas para modelar el sistema

La segunda tarea consiste en el modelado del regulador que ha de controlar velocidad de cada grupo i , ajustando la potencia mecánica de cada turbina i . La potencia mecánica de una turbina de impulsión es proporcional al caudal de agua que incide sobre su rodete y a la presión que dicho caudal ejerce sobre el mismo. Para regular la potencia mecánica de la turbina Pelton se dispone de dos dispositivos. Estos son los inyectores y los deflectores (Figura 4) que operan de acuerdo con el teorema del momento [49]. Las estrategias tradicionales de control de las turbinas utilizan un controlador PID como dispositivo de control principal de la turbina. Sin embargo, estudios de simulación han indicado que este enfoque no proporcionaría un rendimiento de control de frecuencia aceptable en sistemas como los analizados en este trabajo [53]. En este trabajo cada regulador i usa dos lazos de control PI. Un lazo controla la posición del inyector (pn_i) y el otro al deflector (pd_i) [53]-[54], Figura 6.

Los dos bucles PI están relacionados de manera que, salvo en las situaciones en que se precise proteger la unidad de un exceso de velocidad, el control opera a través del inyector. Para ello el sistema de control debe colocar los deflectores próximos al borde de la corriente de agua, permitiendo así que todo el chorro de agua emergente del inyector impacte en los álabes de la turbina y produzcan el par y la potencia de salida requeridos. La ubicación de los deflectores tangentes al chorro de agua (de acuerdo con la curva de posicionamiento bidimensional de inyector/deflector) permite reducir los tiempos de su actuación cuando esta sea necesaria.

En las situaciones en que se precise controlar el exceso de velocidad, los deflectores intervienen introduciéndose en el chorro de agua y desviándola de los álabes de la turbina, pudiendo eliminar, en función de su posición pd_i , parte o toda la energía disponible en el agua que emerge del inyector en función de su grado de apertura pn_i . Dicha tarea se describe en el apartado 4.3.2. Dado que se ha considerado una tubería forzada de elevada longitud, el conocido como fenómeno del golpe de ariete puede ser significativo cuando se llevan a cabo la regulación de velocidad. En especial, si se usan altas constantes en los lazos PI para lograr una velocidad de respuesta elevada.

Para paliar los efectos de las sobrepresiones se propone en este trabajo la inclusión de amortiguadores de presión, Figura 6, cuyo modo de operación se lleva a cabo en la tercera tarea, la cual se describe en el apartado 3.3.3. La cuarta tarea consiste en el modelado del repartidor que recibe el caudal de agua desde la tubería forzada y lo distribuye en n ramales que conducen el agua a las n turbinas hidráulicas. Dicho modelo se desarrolla en el apartado 3.3.4. En la quinta tarea, que se desarrolla en el apartado 3.3.5, se lleva a cabo el modelado de la turbina hidráulica. En la sexta tarea se lleva a cabo modelado del sistema eléctrico, que se describe en el apartado 3.3.6.

3.3.1 Tarea 1. Modelado de la tubería forzada

Para llevar a cabo el modelado de la tubería forzada se ha seguido la propuesta clásica de propagación de la onda en las mismas [51], que tiene en cuenta la compresibilidad del agua y la elasticidad de la tubería, Eq.(1).

$$h_e(s) = -Q(s) \cdot Z_o \cdot \tanh(T_e \cdot s) = -Q(s) \cdot Z_o \cdot \frac{1 - e^{-2 \cdot \frac{L}{a_w} \cdot s}}{1 + e^{-2 \cdot \frac{L}{a_w} \cdot s}} \quad (1)$$

En Eq.(1) Z_o representa la impedancia de la tubería forzada, y viene dada por Eq.(2).

$$Z_o = \frac{T_w}{T_e} \quad (2)$$

Donde T_e es el periodo de la onda u oscilación. T_w es la constante del agua, que viene a representar el tiempo requerido para acelerar el caudal de agua desde cero al caudal base Q_b al salto que se toma como base H_b . Ambos tiempos vienen dados por Eq.(3)

$$T_e = \frac{L}{a_w} = \frac{L}{\sqrt{\frac{g}{\alpha}}} = \frac{L}{\sqrt{\frac{g}{\rho \cdot g \cdot (1/\kappa + d/f \cdot E)}}} \quad ; \quad T_w = \frac{4 \cdot Q_b \cdot L}{\pi \cdot d^2 \cdot H_b \cdot g} \quad (3)$$

Las variables de la Eq.(3) se definen en la tabla de Nomenclatura incluida al final de este capítulo.

En la estimación de salto neto h Eq.(4) se considera, además de la contribución de las ondas de presión h_e , el nivel de agua h_o en el depósito superior y la pérdida de carga por fricción h_l , la cual se supone proporcional al cuadrado del caudal Q circulante, con un coeficiente de pérdida de carga f_p , Eq.(5). Al tratarse de variables en p.u., se puede utilizar indistintamente la velocidad o el caudal para evaluar dicha pérdida. Asimismo, el coeficiente de pérdidas permite que se amortigüen las oscilaciones en el circuito [45].

$$h = h_o - h_l + h_e \quad (4)$$

$$h_l = f_p \cdot Q^2 \quad (5)$$

En la Figura 8 se muestra el diagrama de bloques de simulación de la tubería forzada [51].

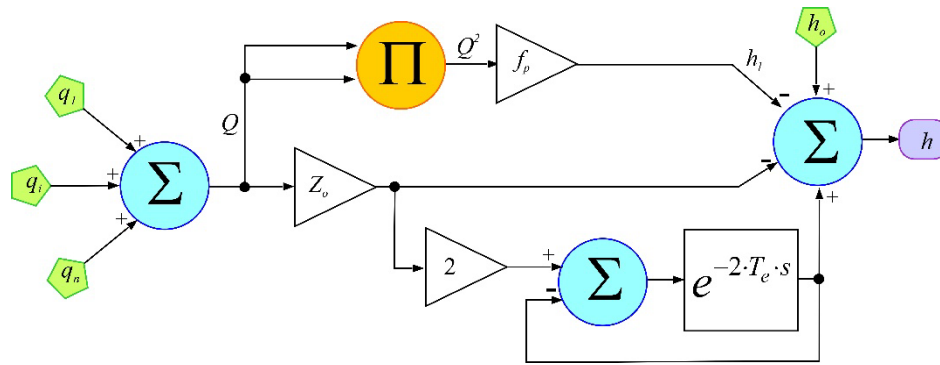


Figura 8.- Diagrama de bloques de la tubería forzada.

3.3.2 Tarea 2. Modelado de los reguladores de velocidad

La Figura 6 muestra los reguladores de velocidad propuestos para de cada una de las n turbinas que integran el sistema y que controlan la posición de sus inyectores ($pn_1, \dots, pn_i, \dots, pn_n$) y deflectores ($pd_1, \dots, pd_i, \dots, pd_n$). Dichas variables toman el valor 1 para posición nominal y el valor 0 para posición cerrada. En el modelo se considera un solo inyector por turbina Pelton, sin embargo, en el caso de que existiesen múltiples inyectores se propone considerar que los servomotores de estos son idénticos, los cuales se modelan como un único sistema [43].

La posición pd_i de un deflector i no afecta al caudal q_i que emite el inyector i , Figura 9. Sin embargo, si puede afectar al caudal de agua incidente la turbina i . Por tanto, dicha posición pd_i y la posición pn_i del inyector i influyen en la potencia mecánica Pm_i de la turbina i , como se describe en el apartado 3.3.5. La posición pn_i del inyector i se utiliza para estimar el caudal q_i que se introduce en el ramal i que conduce el agua a la turbina i , e interviene en la estimación de la presión en la admisión de la turbina i , como se describe en el apartado 3.3.3.

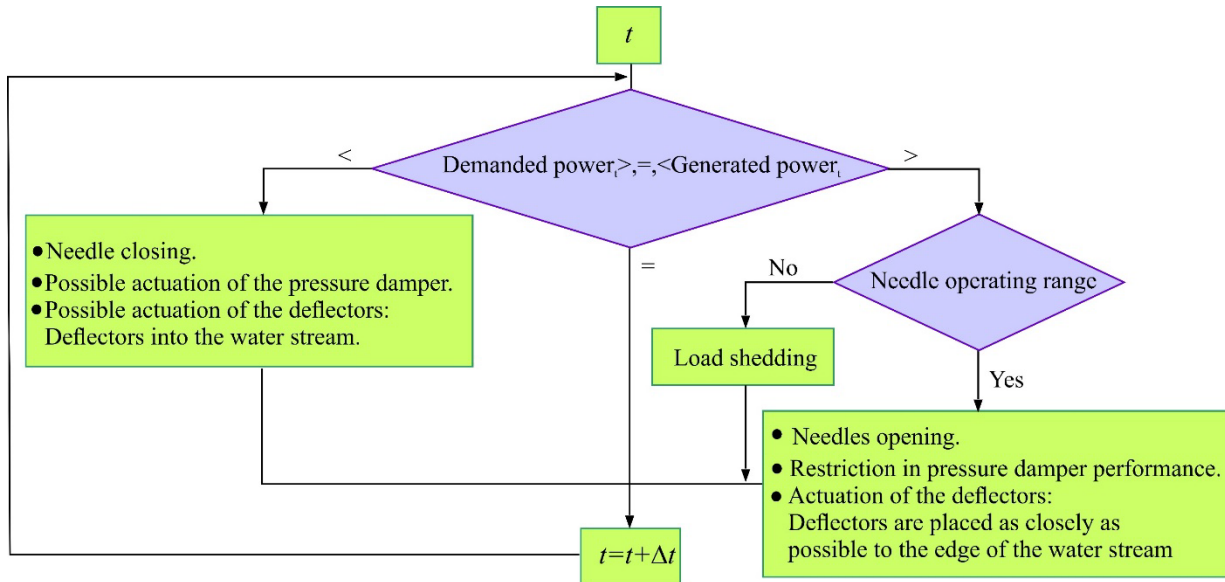


Figura 9.- Protocolo de actuación del sistema de control en cada instante t .

En la Figura 9 se describe la actuación de los reguladores de forma cualitativa. Cuando la potencia generada por el parque eólico (WF) y la central de bombeo (PHES) es superior a la potencia demandada por las cargas, la frecuencia eléctrica del sistema tiende a incrementarse. Ante esta circunstancia los reguladores de velocidad de las turbinas han de actuar sobre las agujas de los inyectores para disminuir el caudal emitido y reducir así la potencia mecánica (Pm_i , Figura 6) de las mismas con el propósito de lograr satisfacer la demanda en un margen de frecuencia eléctrica admisible.

La velocidad de cierre y la apertura de los inyectores está limitada por diversas cuestiones [41], entre ellas las oscilaciones de la presión h_i que causan en la entrada de la turbina i , Figura 6. Para amortiguar dichas presiones se propone en este trabajo el uso de los amortiguadores, cuyos modelos se muestran en el apartado 3.3.3.. En el caso de que se presenten sobre velocidades se producirá la intervención de los deflectores, Figura 9, que también ayudan a atenuar oscilaciones, dado que permiten controlar la potencia sin afectar a la presión en la tubería.

En las situaciones en las que la potencia generada por el parque eólico (WF) y la central de bombeo (PHES) sea inferior a la potencia demandada por las cargas, la frecuencia eléctrica del sistema tiende a disminuir. Ante esta circunstancia los reguladores de velocidad de las turbinas, si tienen margen de maniobra, han de actuar sobre las agujas de los inyectores para aumentar el caudal emitido e incrementar así la potencia mecánica (P_m) de las mismas y conseguir cubrir la demanda en un margen de frecuencia eléctrica admisible. La apertura de las agujas de los inyectores lleva asociada una reducción de la presión h_i en los tramos de tuberías que alimentan a las turbinas. Aunque esta acción produce oscilaciones, durante las depresiones se restringe la acción de los amortiguadores de presión. En la Figura 10 se muestra un esquema del regulador. Para optimizar las características operativas dinámicas del mismo, dispone de controladores PI separados para deflector e inyector [53]. Con ello los servomotores de los deflectores y los de las agujas pueden actuar coordinadamente ante una perturbación de frecuencia.

Se incluye en el regulador la señal “ ep_i ”, proveniente del amortiguador de presión. La implementación del controlador que genera dicha señal y la incorporación de la misma al regulador de velocidad es la principal contribución de esta tesis.

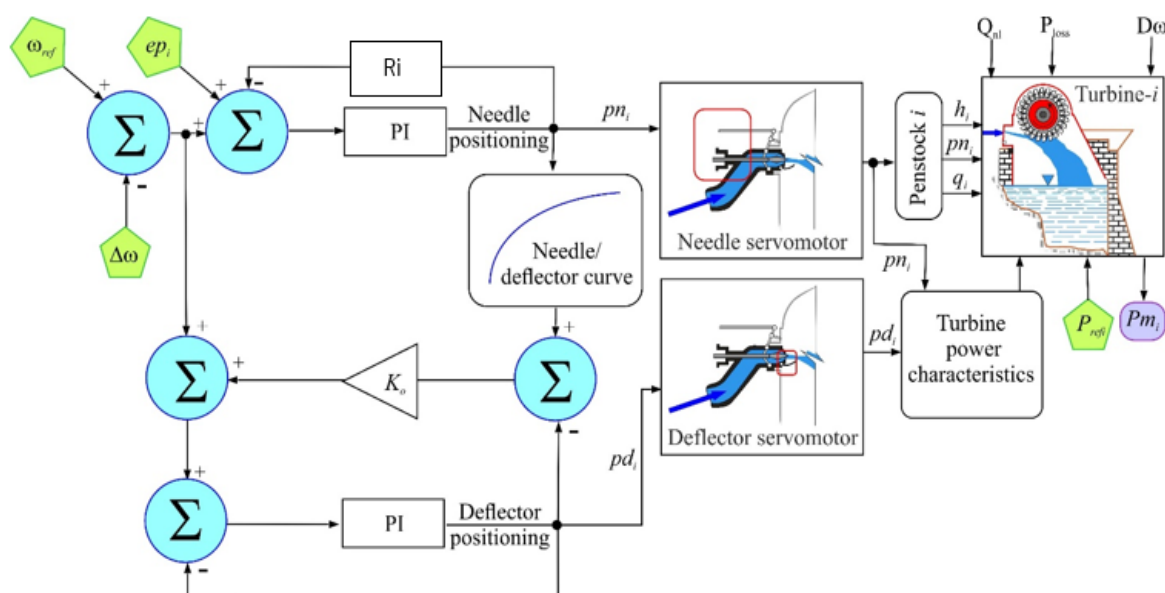


Figura 10.- Esquema de regulador de velocidad para turbina Pelton.

Eq.(6) y Eq.(7) muestran el error en(s) y el PI que regula la apertura de la aguja, respectivamente.

$$e_n(s) = \omega_{ref} - \Delta\omega(s) - \frac{pn_i}{s} + e_{pi} \quad (6)$$

$$K_{Pl}(s, pn_i) = K_P(pn_i) + \frac{K_I(pn_i)}{s} \quad (7)$$

Eq.(8) y Eq.(9) muestran el error $e_d(s)$ y el PI que regula la posición del deflector, respectivamente.

$$e_d(s) = \omega_{ref} - \Delta\omega(s) - \frac{pd_i}{s} + K_o \quad (8)$$

$$K_{PI}(s, pd_i) = K_p(pd_i) + \frac{K_I(pd_i)}{s} \quad (9)$$

Donde $K_p(\cdot)$ y es la ganancia proporcional y $K_I(\cdot)$ es la ganancia integral. Se persigue que dichos parámetros puedan incrementar la velocidad de respuesta de los grupos de generación, manteniendo la estabilidad del sistema. En este contexto, se pretende que la respuesta sea amortiguada, pero lo más rápida posible. En algunos sistemas, esto puede ser insuficiente y la lenta respuesta de las turbinas hidráulicas ante rampas eólicas o de generación renovable puede provocar variaciones de frecuencia con asiduidad.

Para estimar los parámetros de los reguladores PI se propone en algunos casos un criterio basado en el análisis del lugar de las raíces. En otros casos se utilizan medios de sintonización tradicionales. En el caso de sistemas construidos que se encuentren en operación se propone, como han hecho otros autores [21], ajustar los parámetros que están siendo utilizados, para optimizar la estrategia de control.

3.3.3 Tarea 3. Modelado del amortiguador de presión propuesto

En sistemas aislados en los que la generación hidroeléctrica controla la frecuencia del sistema, la presión a la entrada de la turbina varía, pues el inyector está moviéndose continuamente debido a la acción del regulador de velocidad. En el caso de que el sistema incluya tuberías forzadas de una longitud apreciable, se pueden provocar oscilaciones no deseadas de presión debido a dicha acción de regulación.

Con el propósito de amortiguar la oscilación de la onda de presión en la tubería, como consecuencia de la actuación del regulador de velocidad, se propone la utilización de la aguja del inyector de cada turbina como válvula de alivio. Concretamente, se pretende que la aguja del inyector proceda a una mayor apertura cuando la presión se incrementa, para lograr que la misma disminuya, y que dicha aguja tienda a cerrarse cuando la presión disminuya, para lograr que esta se incremente.

Dado que el inyector está gobernado por el regulador de velocidad y dicha regulación no debe verse comprometida, se plantea que la regulación de velocidad y el efecto de amortiguación propuesto estén coordinados. Para ello, se añade una señal de error de presión ep_i a la entrada del regulador de velocidad de la turbina i , que depende de la presión a la entrada de la turbina h_i , y de una presión que se toma como referencia p_{ref} , (Figura 6 y Figura 10).

Si una turbina está produciendo una determinada potencia con una carga constante y una apertura fija del inyector, la presión a la entrada de la turbina es prácticamente constante. A este valor constante se le ha denominado presión de referencia (p_{ref}). Esta presión de referencia es la que se mediría en la entrada de la turbina en un estado estacionario para un salto bruto y una apertura de inyector determinados.

Según se ha comentado, la presión h_i a la entrada de la turbina varía cuando el inyector actúa. Se ha denominado error de presión a la diferencia entre la presión a la entrada de la turbina, h_i , y la de referencia, p_{ref} . Básicamente se puede representar con la ecuación

$$ep_i = k_e(h_i - p_{ref}), \text{ donde } k_e \text{ es una constante ajustable.}$$

Se pretende que, si la presión h_i a la entrada de la turbina es mayor que la de referencia, $ep_i < 0$, la aguja del inyector tienda a abrirse y, si ocurre lo contrario, $ep_i > 0$, la aguja del inyector tienda a cerrarse, para lograr amortiguar con dichas actuaciones la oscilación de la presión.

La rutina destinada a generar los ep_i dispone de dos bloques. Un bloque, denominado detector, y de un bloque llamado actuador, Figura 11.

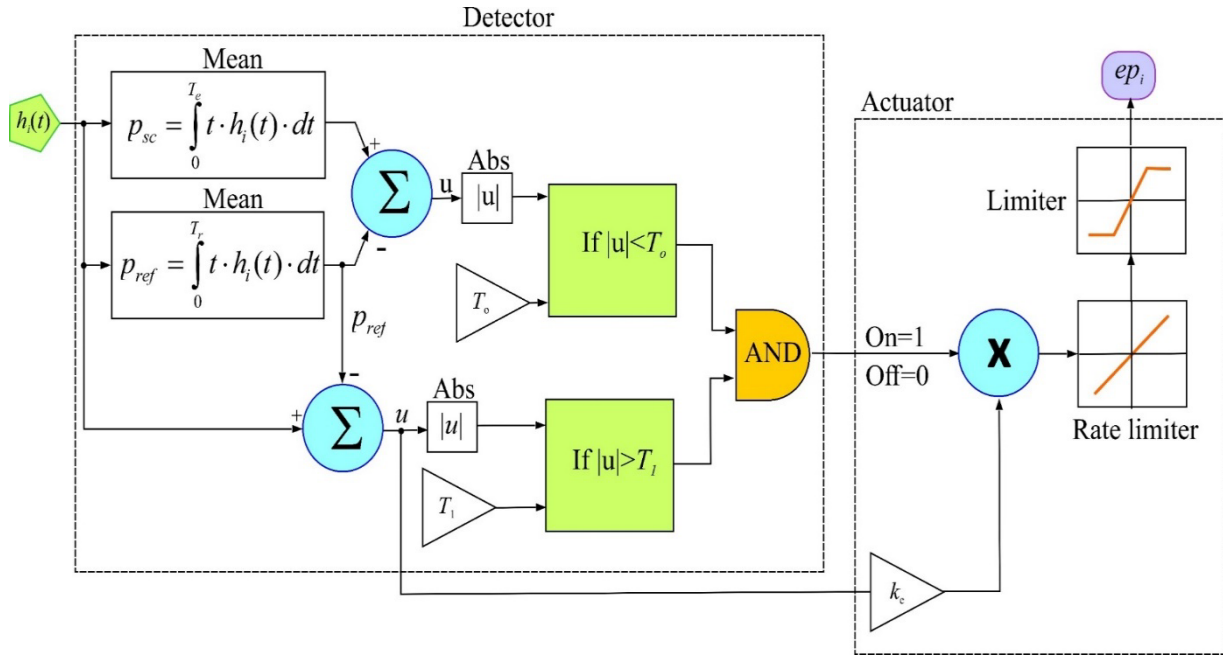


Figura 11.- Diagrama de bloques de las funciones detección y actuación del amortiguador

La detección puede realizarse utilizando diversos métodos, sin embargo, en este trabajo se ha diseñado, según se muestra en la Figura 11, con el propósito de facilitar su adaptación a las funciones matemáticas y capacidades de programación de los reguladores de velocidad comerciales.

Detector

El cometido del bloque detector es: a) determinar si se está produciendo una oscilación de h_i respecto de p_{ref} , b) analizar si la amplitud de dicha oscilación es elevada. Solo en el caso de cumplirse las dos condiciones a) y b), el detector activa al bloque actuador.

En el proceso de análisis de la condición a) el bloque detector compara p_{ref} con una presión p_s . p_s es la media de las presiones h_i generadas a la entrada de la turbina y que dependen de la propagación de la onda en la tubería forzada. Se considera esta p_{ref} define como la media de las presiones h_i generadas durante un tiempo $T_r > T_e$. Se considera que la condición a) se cumple si $|p_s - p_{ref}| < T_o$, donde T_o es un valor límite ajustable y preestablecido, Figura 11.

El bloque detector considera que se satisface la condición b) si se cumple que la media, durante un tiempo T_e , de la variable $|h_i - p_{ref}|$ es mayor que un parámetro T_i , ajustable y preestablecido, Figura 11.

Por lo tanto, el detector evalúa si se está produciendo una oscilación y si ésta se produce en torno a la presión de referencia (p_{ref}). Si la oscilación no se produce alrededor de dicha presión, no se activa el detector, dado puede haber ocurrido algún tipo de fallo anormal en la turbina que haga que la presión no oscile entorno al valor de referencia, sino que cambie bruscamente. Una rotura de tubería, por ejemplo, provocaría un descenso de la presión brusco, por debajo de la presión de referencia. En cambio, si hay una oscilación elevada y ésta se produce en torno a p_{ref} , se activará el amortiguador.

Con respecto a T_e , se asocia al periodo de oscilación de la presión a la entrada de la turbina, que depende de la velocidad de propagación de la onda de presión en la tubería y de su longitud, según [51]. En el caso de estudio (central de El Hierro) se considera $T_e=10$ segundos. Respecto al valor de T_r , debe escogerse un tiempo lo suficientemente grande para que pueda evaluarse adecuadamente la presión de referencia. Se escogió para ello un valor de 10 minutos, dado que el salto bruto de dicha central sería prácticamente constante en una ventana de tiempos como la citada.

Actuador

El bloque actuador, cuando es activado por el bloque detector (señal on) genera la señal de error ep_i . ep_i tendrá un valor nulo cuando la oscilación es admisible y un valor no nulo cuando el bloque detector comprueba que se presenta una oscilación que debe ser mitigada.

El error de presión se calcula como la diferencia entre la presión instantánea y la presión de referencia p_{ref} . Asimismo, se pondera dicho valor con una constante k_e , utilizada para ajustar la influencia del error de presión en el lazo de regulación de velocidad. El amortiguador incorpora un limitador de rampa (Rate Limiter), que mitiga cambios bruscos que puedan producirse en ep_i , especialmente durante su activación (on) y desactivación (off). Por último, se incluye un limitador, que restringe la actuación cuando los errores de presión son negativos y puede limitar el error a un valor de techo en caso de que sean positivos. Ello se ha considerado dado que si ante una disminución de la presión se cierra la aguja del inyector se produce una disminución del caudal y consecuentemente una reducción de la potencia mecánica de la turbina, lo cual puede provocar subfrecuencias. En este contexto, se ha considerado preferible actuar especialmente con errores de presión positivos, abriendo el inyector. Ello originará el aumento del caudal aportado a la turbina, que podría producir sobrefrecuencias, sin embargo, éstas pueden mitigarse más fácilmente con la intervención del deflector de la turbina.

Asimismo, una vez que el detector genera la señal "on", el actuador deja de ser cero en su salida durante un tiempo mínimo. En el caso de estudio este tiempo es de 20 segundos, dado que se comprobó que esto era suficiente para amortiguar el sistema. Por otra parte, en el caso de El Hierro, " k_e " está en el entorno de 0.1, es decir, el error de presión que se utiliza es del orden de un 10% de la diferencia entre h_i y p_{ref} .

En el [capítulo 5](#) se analizan resultados del funcionamiento del amortiguador, tanto a través de simulaciones como de casos reales.

3.3.4 Tarea 4. Modelado del distribuidor y ramales a turbinas

Se parte de la hipótesis de que los tramos de tubería que suministran el agua a las turbinas desde el distribuidor son cortos. En este contexto, se considera como hipótesis de cálculo que la compresibilidad del agua en los mismos es despreciable.

Asimismo, se considera que el caudal Q que circula por la tubería forzada es el mismo que el caudal que entra en el distribuidor [51]. El caudal q_i que entra en el distribuidor se estima mediante Eq. (10), [49].

$$q_i = Q \cdot An_i \cdot \sqrt{h} \quad ; \quad Q = \sum_{i=1}^n q_i \quad (10)$$

Donde An_i es función de la posición pn_i . Del análisis de datos experimentales realizados por diversos autores ([21], [50]), esta función ha sido identificada como una función cuadrática de la posición pn_i . h es el salto a la entrada del distribuidor y es una variable de salida del modelo de la tubería forzada, Figura 6. En la Eq.(11) se recoge la dinámica de flujo en cada rama de la tubería i , incluyendo la interacción hidráulica (efecto de acoplamiento) con las otras turbinas. La constante de tiempo del agua en los ramales viene dada por $Tw_1, \dots, Tw_i, \dots, Tw_n$, y el tiempo de inicio de agua en la tubería forzada por Tw , Eq.(3). El modelo se deduce de las ecuaciones de momento básicas para cada ramal [51] - [56].

$$\begin{bmatrix} \dot{q}_1 \\ \dots \\ \dot{q}_i \\ \dots \\ \dot{q}_n \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} Tw + Tw_1 & \dots & Tw & \dots & Tw \\ \dots & \dots & \dots & \dots & Tw \\ Tw & \dots & Tw + Tw_i & \dots & Tw \\ \dots & \dots & \dots & \dots & Tw \\ Tw & Tw & Tw & Tw & Tw + Tw_n \end{bmatrix}^{-1} \begin{bmatrix} h - h_1 - h_{i1} \\ \dots \\ h - h_i - h_{ii} \\ \dots \\ h - h_n - h_{in} \end{bmatrix} \quad (11)$$

$$\begin{bmatrix} \dot{q}_1 \\ \dots \\ \dot{q}_i \\ \dots \\ \dot{q}_n \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} T_{11} & \dots & T_{1j} & \dots & T_{1n} \\ \dots & \dots & \dots & \dots & \dots \\ T_{i1} & \dots & T_{ij} & \dots & T_{in} \\ \dots & \dots & \dots & \dots & \dots \\ T_{n1} & \dots & T_{nj} & \dots & T_{nn} \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} \Delta h_1 \\ \dots \\ \Delta h_i \\ \dots \\ \Delta h_n \end{bmatrix}$$

En Eq.(11) $\dot{q}_i = dq_i/dt$, h_{fi} es la pérdida de carga por fricción en el ramal i , la cual se considera proporcional al cuadrado del caudal q_i circulante, Eq.(12), con un coeficiente de pérdida de carga en el ramal i de f_{pi} . h_i es la presión en la admisión de la turbina i [50], Eq.(12).

$$h_{li} = f_{pi} \cdot q_i^2 \ ; \ h_i = \left(\frac{q_i}{An_i} \right)^2 \quad (12)$$

En la Figura 12 se muestra el diagrama de bloques de simulación de cada ramal.

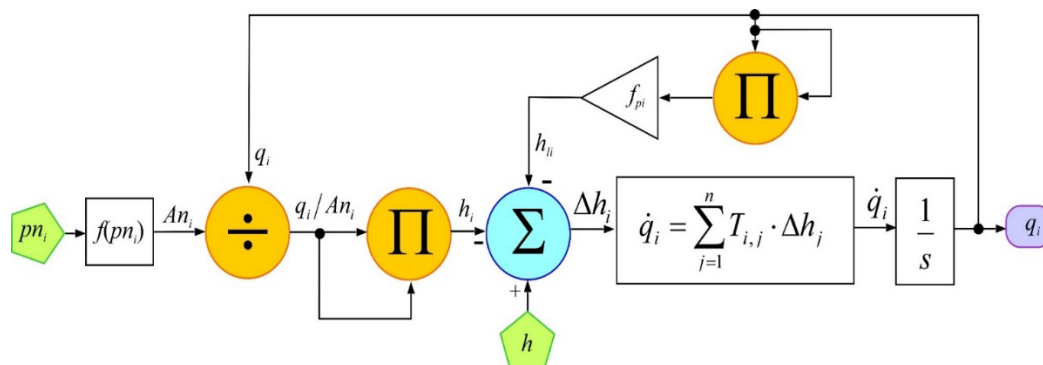


Figura 12.- Diagrama de bloques de ramal de distribuidor.

3.3.5 Tarea 5. Modelado de las turbinas hidráulicas

La potencia hidráulica de la turbina i viene dada por Eq.(13), ([51]-[54])

$$P_{wi} = (q_i - q_{nl}) \cdot h_i \cdot A_t \quad (13)$$

En Eq. (13) q_{nl} representa el caudal sin carga o el caudal mínimo necesario para que la turbina proporcione potencia útil. A_t es la ganancia de la turbina (turbine gain) y viene dada por Eq. (14), [57].

$$A_t = \frac{TRP}{GRP \cdot h_r \cdot (q_r - q_{pl})} \quad (14)$$

En Eq.(10) h_r es el salto por unidad en la turbina a caudal nominal, q_r es el flujo por unidad a la carga nominal, TRP es la potencia de turbina en (MW) y GRP la potencia aparente base del alternador (MVA) [57].

La potencia de entrada P_{ti} a la turbina i se estima mediante Eq.(15), [54].

$$P_{ij} = P_{wi} \cdot f(pn_i, pd_i) \quad (15)$$

Donde $f(p_{ni}, p_{di})$ es una función no lineal de las variables p_{ni} y p_{di} , Figura 13.

La potencia mecánica de la turbina i se determina mediante Eq.(16), [51]-[57].

$$P_{mi} = P_{ti} - P_{loss} - P_{damping} = P_{ti} - P_{loss} - D_{\omega} \cdot \Delta n_i \cdot \Delta \omega \quad (16)$$

El término $P_{damping}$ tiene en cuenta el efecto de amortiguación debido a la fricción y es proporcional a la desviación de la velocidad del rodete D_{ω} y a la apertura del needle An_i .

En la Figura 13, se muestra el diagrama de bloques de simulación de la potencia mecánica de la turbina i [42][43].

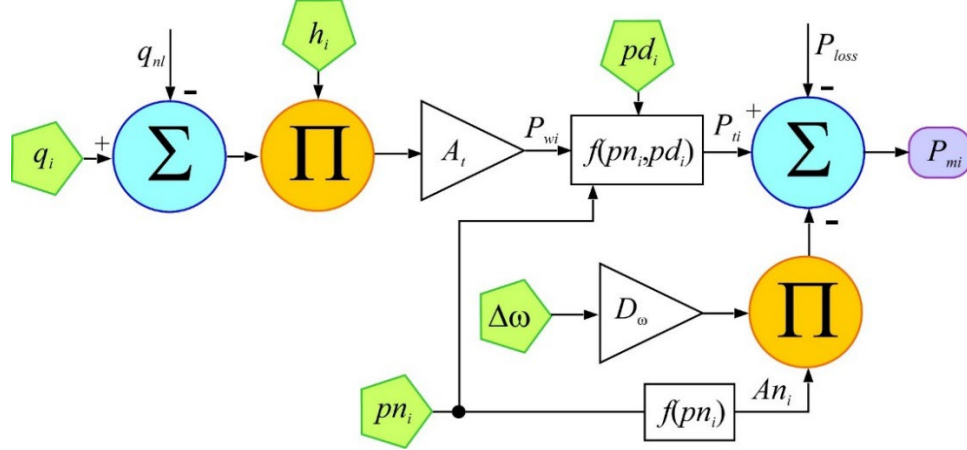


Figura 13.- Diagrama de bloques para la estimación de la potencia mecánica de una turbina.

3.3.6 Tarea 6. Modelado del sistema eléctrico

Para analizar el sistema eléctrico aislado se supone que este es de reducido tamaño, se le considera en la práctica como un sistema de nudo único, al que se conectan cargas y generadores ([55]-[57]). Esta simplificación ha sido considerada por otros autores que han centrado sus trabajos en una isla pequeña ([12]-[15]) y en una isla relativamente grande [58]. Aquí se hace uso de la Eq.(17) en el que la variación de la frecuencia es dependiente del desequilibrio entre la potencia P_{mi} suministrada por las unidades hidroeléctricas y la potencia P_{WF} proporcionada por el parque eólico (WF) no gestionable y la potencia P_p consumida por el sistema de bombeo y la potencia P_L consumida por las cargas externas, Figura 6.

$$f \frac{df}{dt} = \frac{1}{2H} \left(\sum_{i=1}^n P_{mi} + P_{WF} - P_p - P_L - D_{net} \cdot \Delta f \right) \quad (17)$$

En el modelo no se tienen en cuenta las oscilaciones entre unidades hidroeléctricas ni el rendimiento del sistema de transmisión. Es decir, se asume una respuesta coherente de todas unidades a los cambios en la carga del sistema. Por tanto, se considera un generador equivalente con una constante de inercia $M_{eq} = 2H$ igual a la suma de las constantes de inercias de todas las unidades hidroeléctricas [52]. Dicho generador equivalente se considera que es accionado por las potencias mecánicas combinadas de las n turbinas hidráulicas individuales, La sensibilidad de las cargas a las variaciones de frecuencia se agrupan en una única constante D_{net} de amortiguación, Figura 14.

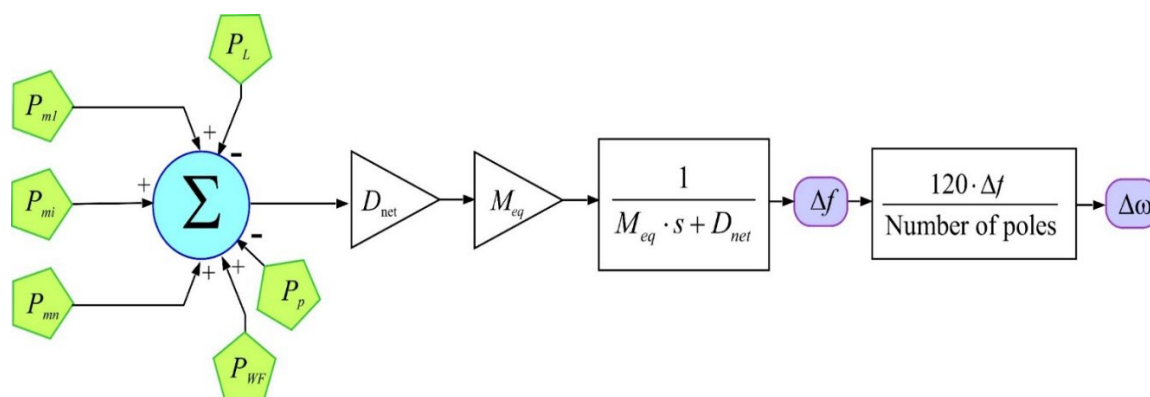


Figura 14.- Sistema eléctrico equivalente.

Aunque esta es una opción de modelado, hay otras. En un sistema de pequeño tamaño, es posible utilizar herramientas disponibles dentro del Matlab de Simulink (https://es.mathworks.com/products.html?s_tid=gn_ps), que incluyen alternadores, reguladores de velocidad, cargas fijas y cargas programables.

Para el caso de estudio que nos ocupa y que se define a continuación, se ha utilizado un modelo de este Tipo, en el que se ha modelado:

- El parque eólico, modelado como una carga dinámica, de tal forma que al disminuir o aumentar dicha carga, se simula el efecto de aumento o pérdida en la generación eólica, con modelos de la librería del Simulink.
- Grupos hidráulicos, compuestos por:
 - Alternadores síncronos, incluyendo sistema de excitación y transformador elevador, con modelos de librería del Simulink.
 - Turbinas hidroeléctricas, ramales y tubería forzada, con su regulador de velocidad, según los modelos indicados anteriormente.
- Cargas insulares y de bombeo, modeladas como cargas fijas, con modelos de la librería del Simulink.

Este modelo tiene en cuenta un comportamiento diferente para cada unidad de generación hidroeléctrica, en función de sus parámetros, estado inicial y eventos que se simulen.

Permite, por ejemplo, analizar lo que le ocurre a un grupo cuando otro dispara, o ver cómo reaccionan en base a su carga inicial. Esto era importante a la hora de modelar los grupos y comprobar su funcionamiento, pues se disponía de registros reales en los que cada grupo tenía su potencia asignada (ver Anexo, apartado 8.6).

3.3.7 Comentarios al modelado del parque eólico

En el momento en el que se comenzó el desarrollo del amortiguador, se tenía claro el objetivo del análisis, que era desarrollar mejoras en la regulación de velocidad de las turbinas hidráulicas del sistema. Este desarrollo se llevó a cabo una vez se pospuso la opción de seguir mejorando la regulación de frecuencia en el parque eólico por los motivos expuestos en el capítulo 4.4. y en [47]. En resumen, dada la interacción entre los controladores del parque eólico y los reguladores de las turbinas hidráulicas, se decidió no integrar ni utilizar en esta fase la regulación de potencia frecuencia del parque eólico y mejorar la de las turbinas.

Como en la práctica, en el sistema no se estaba utilizando la regulación de potencia frecuencia del parque eólico sino en situaciones excepcionales de sobrefrecuencia, se decidió modelar el mismo como una carga negativa programable.

Esta simplificación facilita el proceso de modelado y permite cotejar simulaciones con datos de entrada y salida reales del parque eólico y otros elementos del sistema.

Durante proceso de desarrollo del amortiguador se disponía de datos reales de distintos eventos en el sistema de El Hierro. Concretamente de evolución de potencia eólica, de potencia hidráulica, de potencia de bombeo, de cargas y de la frecuencia del sistema.

Esto permitía configurar simulaciones con las que comparar el modelo con la evolución real del sistema. Asimismo, permitía ver las mejoras que se producían en el sistema ante eventos eólicos reales, si se comparaban éstas con distintas opciones de amortiguación y regulación de velocidad, como se expone en el Anexo a esta tesis.

Como resumen, en la siguiente figura se muestra el bloque de carga dinámica utilizado en el modelo de Simulink. Dicha figura incluye también bloques de carga, de grupo (turbina, generador y transformador) y el bloque correspondiente a la tubería forzada.

En el futuro, si se decide integrar el control eólico de potencia frecuencia, habría que modelar el parque eólico adecuadamente con el fin de evaluar la interacción entre ambos controles.

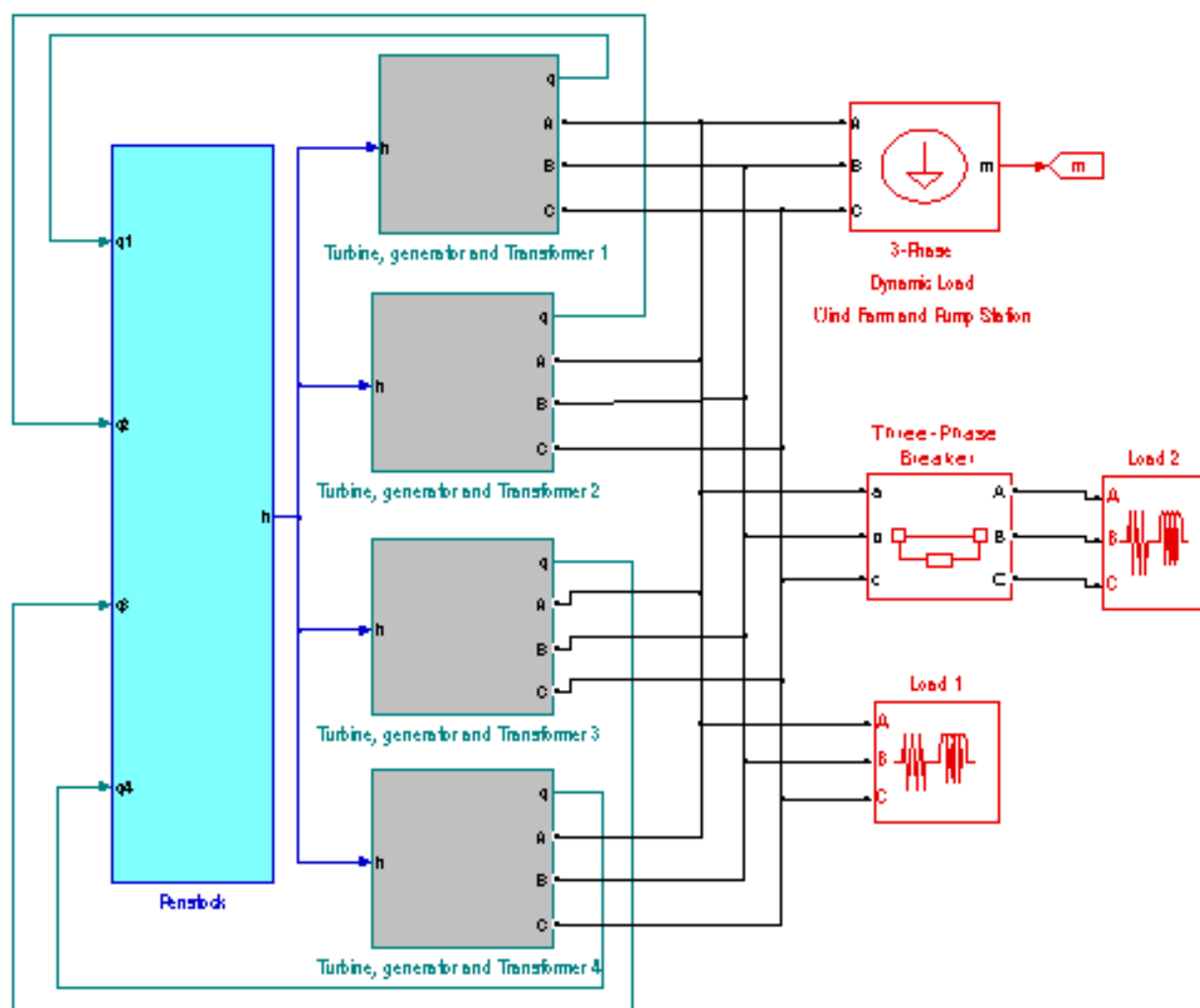


Figura 15.-Modelado de parque eólico

3.3.8 Resumen y funcionamiento de modelos desarrollados

En este apartado se muestra de forma resumida una parte del modelo desarrollado según bloques de Simulink de Matlab. En la Figura 16 se incluye un esquema general dónde se muestra la tubería forzada (Penstock), las cargas del sistema, que incluyen tanto la carga negativa que representa el parque eólico como las cargas insulares, un bloque que aglutina tres grupos (turbina, alternador y transformador), así como otros bloques que incluyen el grupo 1, representándose:

- El amortiguador (damper 1)

- El regulador de velocidad y el servomotor (governor and servomotor1)
- La turbina hidráulica (hydraulic turbine 1)
- El deflector (deflector 1)
- El generador y el transformador del grupo 1 (generator, transformer and excitation system 1)

Según se ha indicado anteriormente, en esta tesis se han elaborado una serie de modelos en Simulink. Otros modelos utilizados, son de la librería existente de Simulink, como el sistema eléctrico, incluyendo el generador y su excitación, el transformador, las interconexiones y las cargas eléctricas, así como el modelo de modelo de servomotor que actúa sobre el inyector de la turbina

Otros modelos, como el de la turbina y el regulador de velocidad se han adaptado a partir de modelos existentes de la librería. Finalmente, hay otros, como el modelo de amortiguador, de deflector, de ramales de tubería y de tubería forzada, que fueron desarrollados ad hoc para esta tesis, según se expone en este capítulo.

Con respecto a las variables más generales, el modelo de la tubería tiene como variable de entrada los caudales de las turbinas del sistema (q_i). Con la evolución del caudal, se obtiene la presión en la tubería forzada (h). Esta presión se utiliza en el modelo del amortiguador, para generar el error de presión, ep , expuesto en este capítulo.

El error de presión (ep), la velocidad de referencia (w_{ref}) y la velocidad del grupo (w_e) se utilizan como entradas en el bloque del regulador de velocidad y del servomotor de cada grupo. De este bloque se obtienen la posición real del inyector ($gate$), a la salida del servomotor, y la que éste debería tener, en base a la consigna de salida en el regulador de velocidad ($gate\ set\ point$).

La presión (h) se utiliza también en la entrada al modelo de la turbina, que incluye un ramal de tubería no elástico y el modelo de la turbina en sí mismo. Cada turbina, en función de su velocidad, presión de entrada y posición del inyector ($gate$), aporta un caudal (q) y una potencia mecánica (P_m). El caudal se utiliza como variable de entrada en la tubería forzada. La potencia mecánica se ajusta con el funcionamiento del deflector y se utiliza como variable de entrada en el generador.

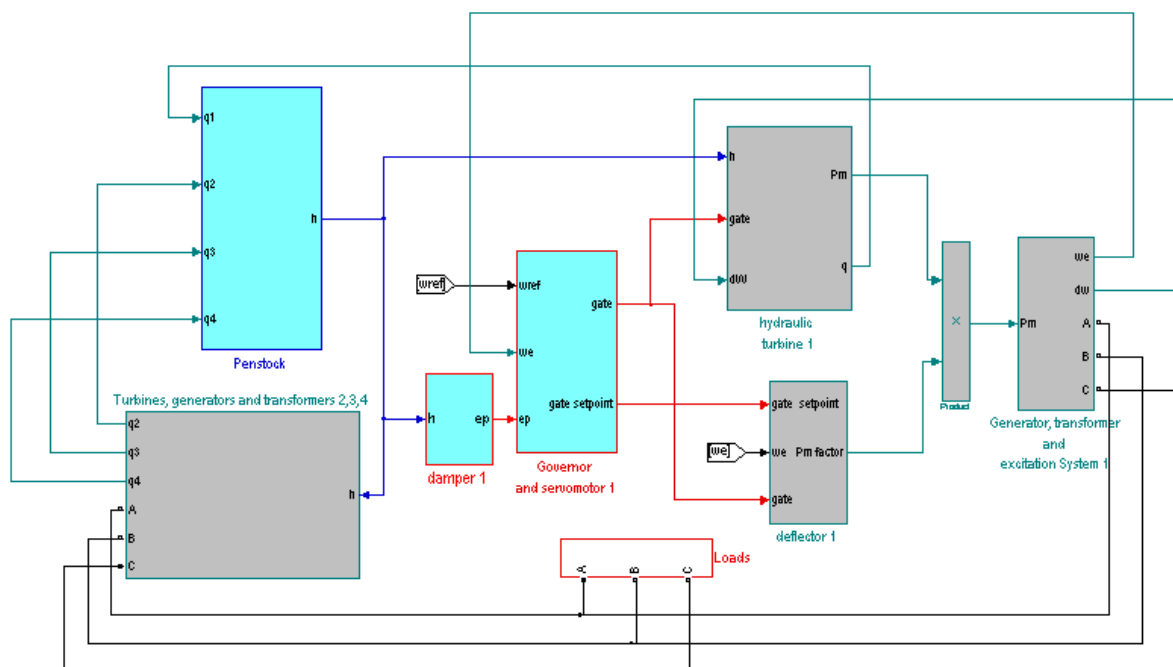


Figura 16.-Esquema general de tubería, amortiguador, regulador, turbina y deflector

El modelo del deflector se ha realizado en base al comportamiento del deflector de la planta. Básicamente utiliza tres variables, la velocidad del grupo (w_e), la posición real del inyector ($gate$) y la consigna del inyector a la salida del regulador de velocidad ($gate\ set\ point$).

La posición real del inyector (gate) tiene cierto retraso con respecto a la consigna (gate set point), que viene dada por el tiempo de respuesta del servomotor y por limitaciones que se incorporan en el mismo para proteger a la tubería de transitorios de presión elevados.

En el caso de El Hierro, no se permite abrir el inyector del 0 al 100% en más de 3 segundos y el cierre se produce en unos 30 segundos. Esto, provoca que, especialmente al cierre, la consigna de posición y la posición real del inyector sean muy diferentes. Cuando esto ocurre y además la velocidad de la turbina (w_e) está por encima de una referencia, lo que implica que hay una sobrefrecuencia en el sistema, se manda a actuar al deflector, que se posiciona cortando el chorro de agua incidente. El objetivo es que dicho corte disminuya la potencia mecánica como lo haría el inyector si su posición fuese la de consigna.

Por ello, el bloque del deflector corrige la potencia mecánica de salida del modelo de la turbina. Esta potencia corregida por un factor es una de las variables de entrada en el bloque del generador de la Figura 16 (generator, transformer and excitation system). El bloque del generador recibe, por un lado, dicha potencia mecánica y por el otro, la potencia eléctrica demandada por el sistema. En base a la inercia del grupo y dichas potencias, se calcula la velocidad de rotación del grupo turbina/generador en el bloque del generador, que es de librería de Simulink. Dicha velocidad de rotación (w_e) se utiliza, según se ha expuesto, en el resto de bloques del modelo (regulador de velocidad, deflector, turbina,...).

Las variables eléctricas no se muestran en la Figura 16, pero son gestionadas según la citada librería de Simulink.

CAPÍTULO 4

Material en caso de estudio

Central Hidroeólica de El Hierro

4 Capítulo 4: Material en caso de estudio; Central Hidroeléctrica de El Hierro

La isla de El Hierro pertenece al Archipiélago Canario, una de las diecisiete comunidades autónomas de España, y es a su vez una de las regiones ultraperiféricas de la Unión Europea. El Archipiélago Canario se encuentra ubicado en el océano Atlántico, próximo a las costas africanas, entre las latitudes 27° 37' y 29° 25' norte (situación subtropical) y las longitudes 13° 20' y 18° 10' al oeste de Greenwich, (Figura 17).

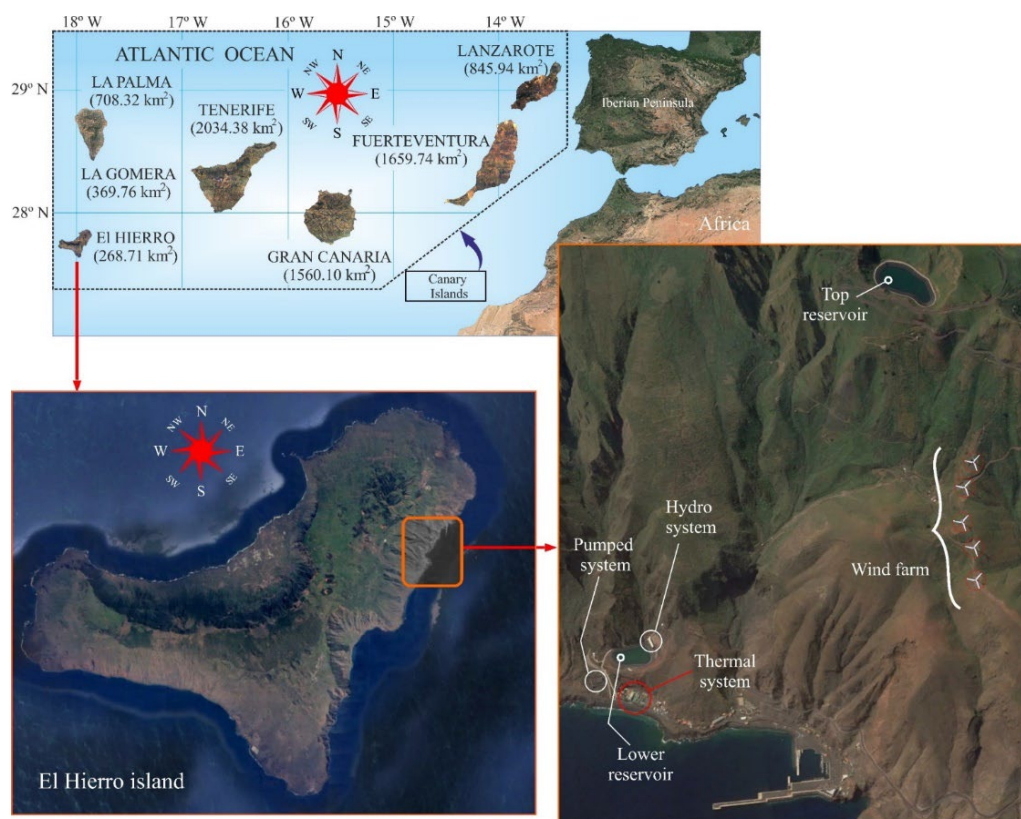


Figura 17.- Ubicación de Central de Gorona del Viento. [30]-[31].

La isla de El Hierro fue declarada en el año 2000 Reserva de la Biosfera por Unesco y cuenta con una extensión de 268.71 km² y una población, en el año 2020, de 11147 habitantes. Con el propósito de hacer la isla un lugar energéticamente autosostenible, el Gobierno local de la isla aprobó el 22 de noviembre de 1997 un Plan de Sostenibilidad. En este contexto, en diciembre de 2004 se constituye la sociedad Gorona del Viento, S.A., para desarrollar el proyecto denominado Central hidro-eólica de El Hierro. Las obras comienzan en agosto de 2009 y finalizan en septiembre de 2013. La inauguración se produjo en junio de 2014.

El sistema de generación de la isla está compuesto por grupos térmicos (motores diésel) con una capacidad total instalada de 14.9 MW (comprende 10 grupos con capacidades unitarias entre 780 y 2000 MW), un parque eólico de 11.5 MW de potencia nominal, paneles fotovoltaicos con una capacidad instalada de 0.03 MW y una central hidroeléctrica de bombeo que dispone de turbinas Pelton de 2830 kW. El caudal máximo en modo turbina es de 0.5 m³/s por turbina, con un salto bruto máximo de 655 m) y una potencia máxima de la central de 11.32 MW.

Además, la central hidroeléctrica incluye un sistema de bombeo que cuenta con 2 bombas centrífugas de 1.500 kW, conectadas a través de variadores de frecuencia, y 6 bombas centrífugas de 500 kW cada una, con una potencia total de bombeo de 6MW.

La central dispone de un depósito superior que con una capacidad máxima de 380.000 m³, que se comunica con las turbinas Pelton a través de una tubería forzada de acero de 2350 m de longitud y 1 m de diámetro. El depósito inferior dispone de una capacidad máxima de almacenamiento de 149.000 m³ y se comunica con el sistema de bombeo a través de una tubería de acero de unos 300 m de longitud y 1 m de diámetro, Figura 18. Asimismo,

el sistema de bombeo eleva agua al depósito superior a través de una conducción de impulsión de 0.8 m de diámetro y unos 2600 m de longitud.

La central de bombeo (PHES) dispone de un sistema deslastre de bombeo por subfrecuencia. Si la frecuencia alcanza valores por debajo de 49.3 Hz, se desconectan grupos de bombeo que ayudan a estabilizar la frecuencia del sistema en valores aceptables.

Durante la puesta en servicio de la central, se ajustaron los reguladores de velocidad de las turbinas hidráulicas, en aras de optimizar su velocidad de respuesta. Tras dicho ajuste, el sistema era estable y disponía de cierta capacidad de regulación en las turbinas, pero su velocidad de respuesta no era suficiente.

Hasta finales del año 2017 se produjeron una media de 700 deslastres de grupos de bombeo al año por este motivo, lo que da una idea de las excursiones de frecuencia que se producían en el sistema.

En noviembre de 2017, se implementó en los reguladores de velocidad de la central el amortiguador descrito en la tarea 3, lo que permitió disminuir los deslastres en el entorno de un 90 % a unos 60 por año.

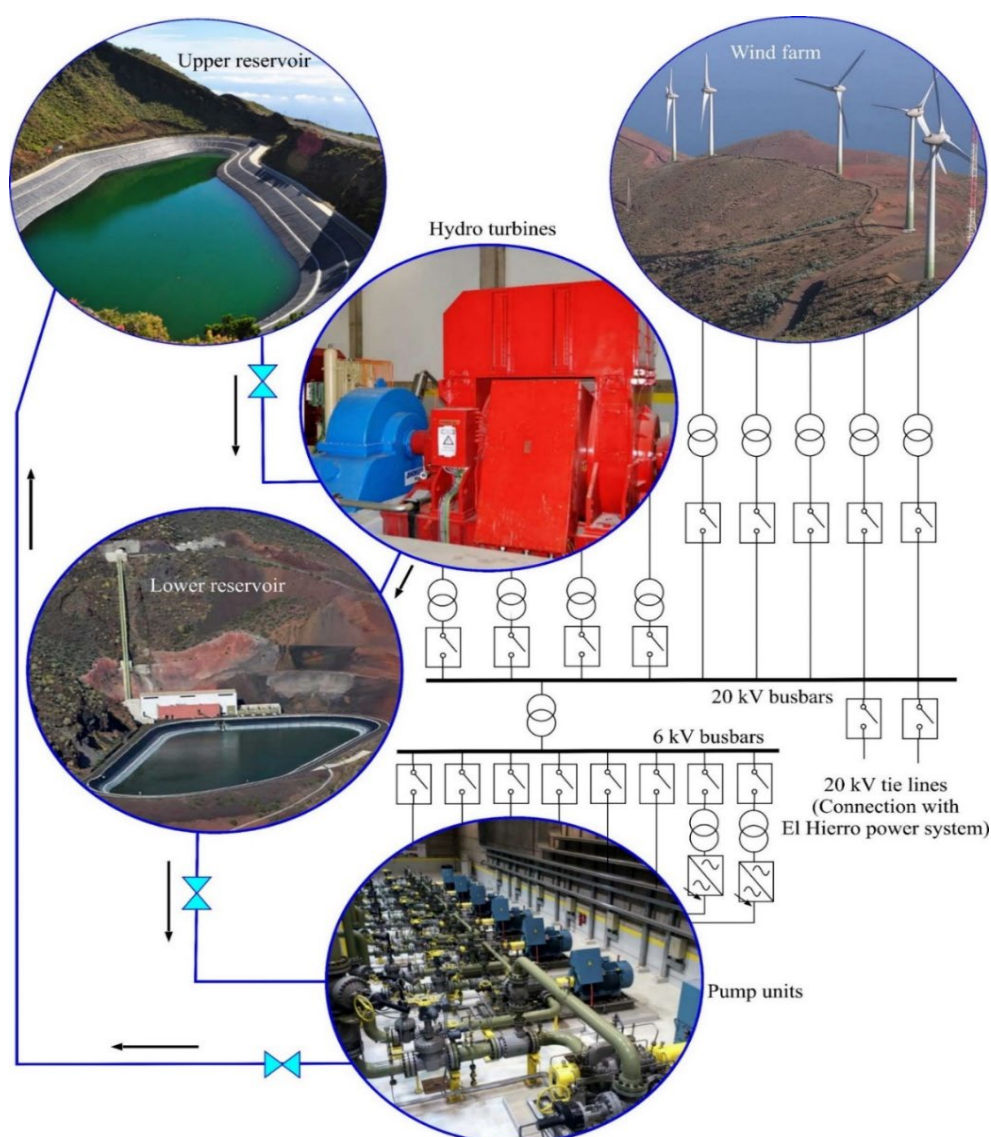


Figura 18.- Esquema general de Gorona del Viento.

4.1 Descripción general de la planta

Aunque se ha descrito someramente la planta de Gorona del Viento, en este apartado, pretende realizarse una descripción más pormenorizada de la misma. Se trata de una planta de generación de energía eléctrica, que cuenta con la energía eólica como fuente de energía primaria.

Asimismo, cuenta con una central hidroeléctrica de bombeo reversible que actúa como sistema de acumulación de energía, permitiendo que el sistema sea gestionable.

Se describen en los siguientes apartados los elementos principales de la central, que se pueden identificar en la Figura 19 son:

- Parque eólico
- Central hidroeléctrica y sistema de bombeo
- Transformadores
- Sistema eléctrico
- Circuito hidráulico

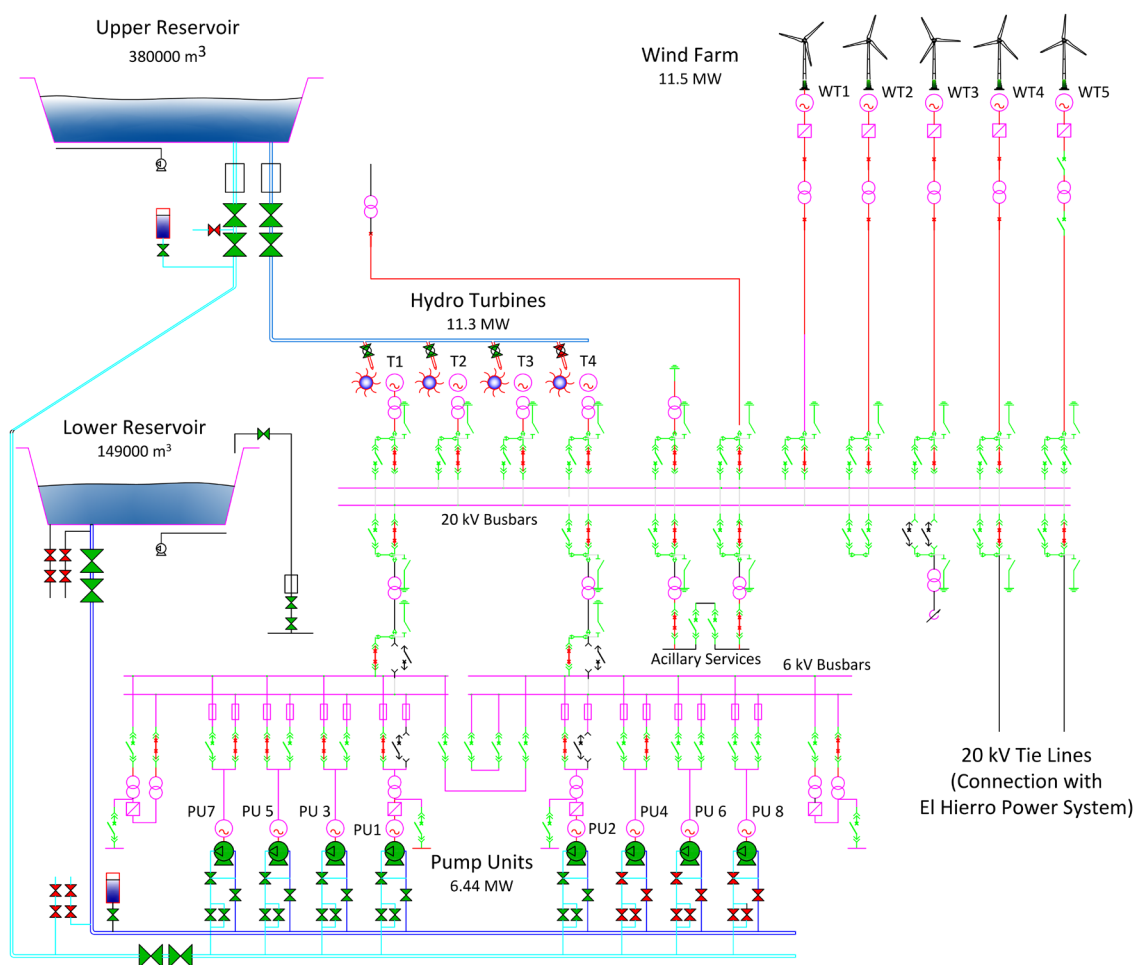


Figura 19.- Configuración de la planta de Gorona del Viento [16] <https://www.goronadelviento.es/>

4.1.1 Parque eólico

El parque eólico dispone de una potencia de 11,5 MW, destacándose lo siguiente:

- 5 aerogeneradores de la marca Enercon, modelo E-70 E4, de altura a buje 64m, potencia nominal 2.300 kW y clase I.
- Cada aerogenerador dispone de un transformador y centro de reparto instalados en su torre con los que se eleva la tensión de salida de los mismo hasta 20 kV.

- 5 líneas de conexión entre aerogeneradores y subestación en 20 kV de la central. Esto permite que, ante un problema en una de las líneas, sólo una de las máquinas se vea afectada. Cada línea tiene una longitud aproximada de 2.5 km. En paralelo a la cada línea, se dispone de líneas de fibra óptica que conectan cada aerogenerador con el sistema de control del parque, instalado en la central de bombeo.
- Los aerogeneradores disponen de un alternador síncrono de velocidad variable, conectado a la red a través de convertidores.

4.1.2 Central hidroeléctrica

La central hidroeléctrica está formada por cuatro grupos turbogeneradores y sus sistemas auxiliares. Los grupos turbogeneradores se emplean para generar energía eléctrica a partir del agua almacenada en la balsa superior.

También actúan como el principal elemento de regulación del sistema eléctrico de la Central, debido a la capacidad inercial de los volantes de inercia de las turbinas y la regulación primaria.

El sistema de generación hidráulico a 6 kV estará constituido principalmente por los siguientes equipos:

- Cuatro (4) turbinas Pelton de eje horizontal y 2.830 kW de potencia. Dispone cada una de un inyector, un deflector y un inyector para la refrigeración de las mismas cuando trabajan como compensador síncrono. El caudal máximo es de 0.5 m³/s y el salto neto de unos 630 mca.
- Cuatro (4) válvulas de guarda esféricas
- Cuatro (4) alternadores síncronos trifásicos de 3.300 kVA, 6 KV, 750 rpm.
- Cuatro (4) volantes de inercia que proporcionarán a su grupo hidráulico una constante de inercia de 6 s.

4.1.3 Sistema de bombeo

El sistema de bombeo se emplea para impulsar agua del depósito superior al inferior, almacenando energía potencial en la balsa superior. Está constituido por los siguientes equipos:

- Dos (2) grupos de bombeo de 1.500 kW con motor de jaula de ardilla, 0.69 kV. El caudal máximo es de 0.15 m³/s y la altura de impulsión de unos 680 mca.
- Seis (6) grupos de bombeo de 500 kW con motor de jaula de ardilla, 6 kV. El caudal máximo es de 0.05 m³/s y la altura de impulsión de unos 680 mca.
- Dos (2) variadores de velocidad de 1.500 kW.
- Dos (2) variadores de velocidad de 500 kW.
- Cuatro (4) transformadores reductores 6 / 0,69 kV y 1.500 kW de potencia, para los cuatro variadores de velocidad.
- Dos (2) transformadores elevadores 0,69 / 6 kV y 1.500 kW de potencia, para el sistema de arranque de los grupos de bombeo de 500 kW.

El sistema de bombeo está instalado en una sala del edificio principal próximo al depósito inferior.

Según puede observarse en el esquema presentado en la Figura 19, las bombas de 1500 kW se conectan siempre a través de variadores de velocidad, con lo que se facilita su arranque y participan en el control potencia frecuencia de la planta.

Los grupos de 500 kW pueden trabajar conectados directamente a la red o a través de variadores de velocidad. En cualquier caso, deben arrancarse a través de sendos variadores de velocidad dispuestos al efecto. Los grupos se arrancan secuencialmente con el variador. El operador de la planta puede mantener el grupo conectado a través del variador, con lo que puede participar en el control potencia frecuencia o, una vez arrancado, pasarlo a un embarrado alimentado directamente desde la red, sin el variador.

4.1.4 Transformadores principales

Para realizar la alimentación del sistema de bombeo se emplean dos (2) transformadores aislados aceite con relación de transformación 20/6 kV de 7,2 MVA de potencia y refrigeración tipo ONAN.

Para la evacuación de la energía generada por los grupos turbogeneradores se emplean cuatro (4) transformadores aislados en aceite, uno por cada uno de los grupos turbogeneradores, con relación de transformación 20/6 kV de 3,5 MVA de potencia y refrigeración tipo ONAN.

4.1.5 Sistema eléctrico

En el sistema eléctrico, se distinguen los siguientes subsistemas:

- Distribución a 20 kV.
- Bombeo a 6 kV.
- Generación hidráulica.
- Magnetización.
- Conexión a subestación Llanos Blancos.
- Servicios auxiliares.

Distribución a 20 kV

El sistema de distribución a 20 kV dispone de una configuración de doble barra y doble interruptor, constituida por dos conjuntos de cabinas de simple barra a 20 kV dispuestas en dos salas independientes, al que llegarán las líneas de evacuación de cinco (5) grupos eólicos, dos (2) líneas de conexión con la subestación de Llanos Blancos, cuatro (4) líneas de los grupos turbogeneradores, dos (2) líneas de abastecimiento de la estación de bombeo, dos (2) líneas para servicios auxiliares, una (1) línea para consumos de auxiliares del depósito superior e instalaciones anexas (caseta de válvulas de las tuberías forzadas) y dos (2) posiciones de puesta a tierra a través de reactancia limitada a 500 A.

Bombeo a 6 kV

El sistema de bombeo a 6 kV está compuesto por dos conjuntos de cabinas de doble barra a 6 kV (acopladas longitudinalmente) dispuestas en dos salas independientes, donde uno de los embarrados se utiliza para maniobras de arranque progresivo y secuencial de las distintas bombas de 500 kW (a través de sendos variadores de velocidad), para su posterior conexión o acoplamiento a la barra principal, si el operador de planta lo considera.

Este sistema estará alimentado por dos (2) transformadores 20/6,1 kV desde el sistema de distribución a 20 kV. Los transformadores están dimensionados cada uno para el 100% de la carga, de forma que, en caso de fallo de uno de ellos, el otro equipo pueda seguir alimentando el sistema de bombeo.

Generación hidráulica

El sistema de generación hidráulica estará constituido por cuatro (4) grupos turbogeneradores, conjunto formado por turbina Pelton y alternador, con conexión directa a transformador elevador 20/6 kV (sin interruptor principal de grupo en el lado a 6 kV) situado en el edificio de turbinas y línea de evacuación enterrada a 20 kV hasta las cuatro (4) posiciones de doble barra correspondientes de la subestación situada en el edificio de bombeo.

Magnetización

Debido a las características del sistema eléctrico de la Isla de El Hierro, la conexión de los transformadores principales del sistema de bombeo puede originar transitorios inasumibles, dado que las corrientes de inserción de los transformadores provocan variaciones inadmisibles de tensión y frecuencia en el sistema eléctrico.

Para reducir los efectos de la magnetización de los transformadores, se emplea un sistema de magnetización, consistente en una barra auxiliar a 6 kV que permite la energización de los transformadores por el lado de 6 kV vía regulación de tensión desde autotransformadores conectados a los servicios auxiliares de Baja Tensión.

El sistema de magnetización se utiliza para los siguientes transformadores:

- Transformadores principales de bombeo; 7.2 MVA, 20/6 KV
- Transformadores de máquina eólica; 2.5 MVA, 20/0.4 KV
- Transformadores de variadores de velocidad; 2 MVA y 0.6 MVA, 0,69/6KV

Conexión con el sistema eléctrico de El Hierro

Para acoplamiento del conjunto de instalaciones de la central con el sistema eléctrico de El Hierro, se dispone de una conexión a la subestación de Llanos Blancos mediante un doble circuito subterráneo a 20 kV. Cada una de las líneas del doble circuito tiene capacidad para evacuar toda la potencia de la central.

Servicios auxiliares

La alimentación de los servicios auxiliares del aprovechamiento se realiza mediante dos (2) transformadores 20/0,42 kV.

Los dos transformadores están dimensionados cada uno para el 100% de la carga, de forma que, en caso de fallo de uno de ellos, el otro equipo pueda seguir alimentando los servicios auxiliares de la Central Hidroeléctrica.

4.1.6 Depósitos y circuito hidráulico

Como puede observarse en el esquema presentado, el sistema hidráulico de central dispone de los siguientes elementos:

- Depósito superior, de 380.000 m³ de capacidad, situado a unos 680 msnm en un cráter natural impermeabilizado y en el que se instala una toma para la tubería de forzada de turbinación y una segunda toma para la tubería forzada de impulsión.
- Tubería forzada de turbinación, fabricada en acero, de 1 metro de diámetro. Dispone de dos válvulas de aislamiento a la salida del depósito superior y un peine de distribución a las cuatro turbinas Pelton, aisladas cada una por su válvula de guarda y su inyector.
- Tubería forzada de impulsión, fabricada en acero, de 0.8 metros de diámetro. Dispone de dos válvulas de aislamiento a la salida del depósito superior y dos a la entrada del colector de impulsión en la estación de bombeo. En las inmediaciones de la caseta de válvulas del depósito superior, la tubería dispone de un calderín antiarriete que mitiga los transitorios hidráulicos.
- Depósito inferior de 149.000 m³ de capacidad situado unos 10 msnm, impermeabilizado y resuelto con una presa que se ubica en las proximidades de la central térmica existente de Llanos Blancos y en el que se instala una toma para la tubería de aspiración, así como una toma de vaciado.
- Tubería de aspiración, fabricada en acero, de 1 metro de diámetro. Dispone de dos válvulas de aislamiento a la salida del depósito inferior. En el colector de aspiración de los grupos de bombeo, dispone de un calderín antiarriete que mitiga los transitorios hidráulicos.
- Dos conducciones de desagüe de depósito inferior.
- Una conducción de toma de agua para llenado del depósito inferior desde un ramal de la red de abastecimiento de agua de la Isla de El Hierro.

4.2 Regulación de frecuencia de la central

Este apartado pretende resumir de forma cualitativa las capacidades de la central Hidroeléctrica de El Hierro en lo que a regulación de frecuencia/potencia se refiere. En este sentido, los Procedimientos de Operación de Sistemas Eléctricos Insulares y Extrapeninsulares definen una serie de servicios complementarios:

- Regulación primaria
- Regulación secundaria
- Regulación terciaria

La regulación primaria tiene por objeto corregir automáticamente los desequilibrios instantáneos entre producción y consumo eléctrico. Debe aportarse mediante la variación de potencia de los generadores acoplados de forma inmediata y autónoma por actuación de sus reguladores de velocidad como respuesta a las variaciones de frecuencia. También es posible aportarla a través de cargas, si se dispone de los dispositivos de regulación suficientes, como es el caso de la central de Gorona del Viento.

Según el Procedimiento de Operación 7.1 de los SEIE (Sistemas eléctricos Insulares y Extrapeninsulares):

“La regulación primaria es un servicio complementario de carácter obligatorio y no retribuido aportado por los generadores acoplados. Tiene por objeto corregir automáticamente los desequilibrios instantáneos entre producción y consumo. Se aporta mediante la variación de potencia de los generadores acoplados de forma inmediata y autónoma por actuación de sus reguladores de velocidad como respuesta a las variaciones de la frecuencia. Dicha respuesta está caracterizada por el estatismo permanente y debe ser efectiva en menos de 30 segundos. El estatismo permanente es la relación entre una variación cuasi estacionaria relativa de frecuencia en la red y la variación relativa de potencia del generador provocada por dicha variación de frecuencia.

$$R = -(\Delta f / f_n) / (\Delta P_g / P_n)$$

donde:

R = Estatismo (p.u.).

f = frecuencia de la red.

f_n = frecuencia nominal.

P_g = Potencia generada.

P_n = Potencia nominal del generador.

La reserva primaria a subir es el volumen total de potencia entre todos los generadores acoplados, resultante de la diferencia entre la potencia máxima disponible acoplada y la potencia real generada, que puede actuar en menos de 30 segundos de acuerdo con los estatismos de los grupos.

La reserva primaria a bajar es el volumen total de potencia entre todos los generadores acoplados, resultante de la diferencia entre la potencia real generada y la potencia mínima disponible acoplada, que puede actuar en menos de 30 segundos de acuerdo con los estatismos de los grupos.

La banda de regulación primaria es el margen de potencia en el que el conjunto de los reguladores de velocidad puede actuar de forma automática y en los dos sentidos, como consecuencia de un desvío de frecuencia.”

La regulación secundaria se define según el Procedimiento de Operación 7.1 de los SEIE (Sistemas eléctricos Insulares y Extrapeninsulares):

“La regulación secundaria es el mecanismo que, a través de un regulador maestro de control, gestiona la potencia de los generadores incluidos en dicho mecanismo con el objeto de eliminar los errores de régimen permanente en la frecuencia (no corregidos por la regulación primaria) para devolver el sistema a la frecuencia nominal en menos de 15 minutos después de un evento desequilibrante entre generación y consumo. Por regulador maestro se puede entender cualquier elemento de control, totalmente automático (AGC) o semiautomático (mediante la intervención de operadores) que garantice el objetivo de control indicado en el párrafo anterior.”

Se refiere a AGC como control automático de generación (Automatic generation control).

La regulación terciaria tiene por objeto regenerar la reserva de regulación secundaria que haya sido utilizada.

A continuación se indica como se cubren estos servicios en la central Hidroeólica, en la que, aparte de estos servicios, se incluyen sistemas de deslastre de carga y la posibilidad de trabajar como compensador síncrono de las turbinas hidráulicas, que ayudan a la regulación de frecuencia.

4.2.1 Regulación primaria y sistema de deslastre de carga

La central dispone de tres elementos para realizar la regulación primaria

- Turbinas hidráulicas
- Parque eólico
- Sistema de bombeo

Las turbinas hidráulicas realizan la regulación primaria a través de su regulador de velocidad, que controla la apertura del inyector de las mismas, así como la posición del deflector. En un principio, la regulación se realizaba a través de un regulador de velocidad clásico, al que más tarde, se incorporó la función del amortiguador, objeto de esta tesis.

El parque eólico, según se describe más adelante (ver apartado “Oscilaciones debidas al parque eólico”), dispone de diversos reguladores con los que variar su potencia en función de la frecuencia, siempre que el viento incidente lo permita. El parque dispone de varias utilidades, pudiendo realizar estas funciones a través de controladores dispuestos en cada máquina o de un controlador central del parque. Desde su puesta en servicio, el parque utilizó únicamente regulación por sobrefrecuencia a nivel de máquina, dado que el resto de controladores entraban en conflicto con la regulación de las turbinas hidráulicas.

Según se ha indicado, el sistema de bombeo dispone de dos bombas de 1,5 MW conectadas a través de variadores de velocidad. Asimismo, dada la configuración, 2 de las 6 bombas de 0.5 MW pueden permanecer acopladas a través de los variadores que se utilizan durante el arranque de las mismas. Las bombas acopladas a través de variadores participan en la regulación primaria, variando su potencia en relación a la frecuencia del sistema de forma similar a un grupo de generación convencional.

Adicionalmente se dispone de un sistema de deslastre de carga de bombeo. El sistema funciona tanto por derivada de frecuencia como por mínima frecuencia, estando ambas funciones temporizadas.

4.2.2 Regulación secundaria y terciaria

Tanto los generadores eólicos como las turbinas Pelton y el sistema de bombeo participan en la regulación secundaria y terciaria.

La central dispone de un AGC que es capaz de corregir automáticamente las desviaciones de frecuencia del sistema, aunque esta funcionalidad no se ha puesto en servicio. Este controlador AGC dispone también de un automatismo que recibe consignas desde un despacho de generación externa y las asigna a los grupos, de forma que estos modifiquen su potencia en base a dichas consignas, siendo este servicio el que se utiliza habitualmente.

También es posible asignar dichas consignas manualmente, desde una consola de operación.

Adicionalmente, el parque eólico incluye un controlador denominado FCU (Farm Control Unit) que reparte la carga entre sus máquinas en función de la disponibilidad de potencia en cada una de ellas. Básicamente, el FCU recibe una consigna desde el operador del sistema y trata de alcanzarla enviando consignas de potencia a cada una de las máquinas del parque eólico.

Las bandas de regulación de cada grupo son:

- Grupo Hidroeléctrico
 - Máxima potencia=2.83 MW
 - Mínimo técnico = 0.1 MW.
 - Transitoriamente, el grupo puede funcionar como motor hasta -0.2 MW.
- Grupo eólico
 - Máxima potencia= 2.3 MW
 - Mínimo técnico = 0.1 MW

- Grupo de bombeo de 0.5 MW
 - Máxima potencia= 0.5 MW
 - Mínimo técnico= 0.3 MW (valor aproximado, función del salto)
- Grupo de bombeo de 1.5 MW
 - Máxima potencia= 1.5 MW
 - Mínimo técnico=0.9 MW (valor aproximado, función del salto)

4.2.3 Modo compensador síncrono

Los grupos Pelton de la central Hidroeléctrica pueden trabajar en modo compensador síncrono según se expone en [48]. En este modo, el grupo se encuentra acoplado con el inyector cerrado funcionando de forma análoga a un compensador síncrono (alternador síncrono conectado a la red). En este modo, el alternador está funcionando como motor, consumiendo la energía necesaria, para mantenerse en vacío, a velocidad de sincronismo (unos 80 o 100 kW).

Para asegurar la refrigeración del rodete el fabricante de la máquina requirió que se instalase un conducto de refrigeración, que toma agua del lado de alta presión.

Cuando se despacha un grupo como compensador, éste puede pasar automáticamente a modo generador si hay una caída de la frecuencia. Es decir, si se detecta una caída de frecuencia por debajo de un determinado nivel, el regulador de frecuencia comienza a abrir el inyector, pasando la máquina al modo generador, aportando regulación primaria.

Este modo aporta una gran flexibilidad al sistema eléctrico insular, pues permite que las turbinas estén disponibles, aportando reserva primaria, regulación de tensión e inercia con un gasto de agua mínimo hasta que la frecuencia cae por debajo de un valor preestablecido, de unos 49.5 Hz en el que se produce el paso a modo generador.

En su momento, durante la puesta en servicio de la central y debido a las oscilaciones de presión, este paso de modo compensador a modo generador se limitó en lo que a rampa de potencia entregada se refiere. Es decir, si en este paso se pasaba a aportar potencia con una rampa fuerte, se producían oscilaciones de presión no deseadas. Por ello, dicho paso no aporta demasiada velocidad de respuesta en el caso de que haya desviaciones de frecuencia.

Se espera que con la integración del amortiguador de presión, se pueda incrementar la velocidad de respuesta en dicho paso, pero a día de hoy, no se tienen datos de si se ha estudiado este aspecto.

4.3 Regulación de frecuencia en el sistema eléctrico de El Hierro. Oscilaciones de presión y frecuencia

En este apartado pretende describirse someramente como el funcionamiento de la tubería forzada de la central y sus oscilaciones de presión afectan a la frecuencia del sistema eléctrico de El Hierro.

4.3.1 Frecuencia en el sistema eléctrico de El Hierro

En el sistema eléctrico de El Hierro, la potencia de los grupos Pelton de la central hidroeléctrica es mayor que la potencia demandada punta del sistema. La demanda punta es del orden de 7 MW, mientras que la potencia de la central del orden de 11.3 MW.

Lo mismo ocurre con el parque eólico, de 11.5 MW frente a la demanda punta insular de 7 MW.

Debido a esto, la variación de potencia y velocidad de los grupos de la central Hidroeléctrica afectan considerablemente a la frecuencia del sistema.

En el caso de que el sistema trabaje sin los grupos diésel conectados, los grupos síncronos de la central hidroeléctrica son los que marcan la frecuencia del sistema eléctrico, que es proporcional a su velocidad. En el hipotético

caso de que sólo haya un grupo hidráulico conectado a la red, la relación entre la velocidad y la frecuencia del grupo sería:

$$n=60 \cdot f_n / P$$

Dónde:

- n : Velocidad del grupo en rpm (750 rpm en el caso de los grupos Pelton de El Hierro)
- f_n : frecuencia en Hz del sistema
- P : número de pares de polos del alternador (4 en el caso de los alternadores de la central hidráulica)

Esta velocidad se controla a través los reguladores de velocidad de las turbinas hidráulicas y, en su caso, los de los grupos diésel si están conectados (a través de la regulación primaria).

El objeto de los reguladores y de esta velocidad es mantener el equilibrio entre las cargas y la generación del sistema eléctrico, tratando de mantener la frecuencia del mismo en el entorno a la referencia de frecuencia que se haya establecido, normalmente alrededor de 50 Hz.

El resto de elementos, como las cargas de la isla, el parque eólico o las bombas, pueden influir en dicha frecuencia, pues su potencia afecta también al equilibrio demanda/generación cada uno de los grupos, regido por la ecuación:

$$J \cdot d\omega / dt = (T_m - T_E), \quad (18)$$

O bien,

$$J \cdot d^2 \delta / dt^2 = (T_m - T_E), \quad (19)$$

Dónde:

- ω , velocidad de rotación del grupo
- δ , ángulo del rotor
- J : Momento de inercia del grupo síncrono (alternador y turbina)
- T_m : Par motor, o par mecánico de la turbina hidráulica, en el caso de máquinas Pelton
- T_E : Par eléctrico, es el par del generador, que aporta la potencia eléctrica necesaria

En el hipotético caso de que sólo se despachase un grupo hidroeléctrico, o grupo Pelton, la velocidad de rotación del grupo, y, por tanto, la frecuencia del sistema dependería en cada momento de la carga eléctrica que soporta el mismo y del par mecánico que se genera a través de la turbina.

En el caso de que sea igual el par motor de la turbina y el par eléctrico del alternador, la velocidad permanece constante. Si uno de los dos es mayor que el otro, hay un desequilibrio que provoca una variación de velocidad.

En el caso de que haya más grupos involucrados, el efecto es similar, siendo la frecuencia del sistema eléctrico dependiente de las velocidades de los grupos síncronos conectadas y su inercia.

4.3.2 Oscilaciones de presión en el circuito hidráulico y de frecuencia en el sistema eléctrico

Se describe en este apartado la interacción que se produce entre la presión del circuito hidráulico de una central y la frecuencia del sistema eléctrico al que se conecta. El par mecánico de una turbina y su potencia están relacionados por la ecuación

$$T_m = P_m / \omega \quad (20)$$

Dónde

- T_m : Par mecánico

- P_m : Potencia mecánica
- ω : velocidad de rotación

Asimismo, la potencia mecánica de las turbinas Pelton es proporcional al caudal y a la presión de agua. El regulador de velocidad de una turbina Pelton actúa abriendo y cerrando el inyector de la máquina, variando su caudal y, por tanto, su potencia.

$$P_m = \eta \cdot \rho \cdot g \cdot h \cdot Q \quad (21)$$

Dónde

- P_m : Potencia mecánica
- η : rendimiento de la turbina
- ρ : densidad del agua
- g : aceleración de la gravedad
- h : salto neto, presión de la tubería
- Q : caudal incidente en la turbina

Debido a esta apertura, se genera una onda de presión que se propaga en la tubería forzada. Esta onda viaja a través de la tubería y se refleja en el depósito superior, desde dónde vuelve a las turbinas. Este fenómeno transitorio se repite y puede ser atenuado en mayor o menor medida, dependiendo del funcionamiento del regulador de velocidad de la turbina, que actúa sobre el inyector, así como de las propiedades físicas de la tubería y de su geometría. El periodo de la onda depende, entre otros, de la longitud, del espesor y del material de la tubería [51].

La presión es directamente proporcional a la potencia mecánica, que es proporcional al par mecánico, que influye sobre la velocidad de la máquina, dependiendo de los valores de par mecánico T_m y par eléctrico T_e (Ver ecuaciones anteriores).

Si la velocidad de la máquina se modifica, también lo hace la frecuencia del sistema. En el caso en que sólo la una máquina hidráulica esté conectada al sistema, la frecuencia será directamente proporcional a su velocidad.

Si la amplitud de esta oscilación de la presión es elevada, su efecto sobre las oscilaciones de potencia mecánica y la frecuencia pueden, por tanto, afectar al sistema eléctrico.

En el caso de que haya varias máquinas conectadas, la frecuencia del sistema varía proporcionalmente a la variación de velocidad de las mismas, a la inercia de las mismas y a su potencia.

Con el objeto de tratar de explicar cómo este fenómeno afecta a la potencia y la frecuencia del sistema, se muestran las siguientes figuras. En la Figura 20 se presentan los resultados de una simulación. Se trata de la evolución de un grupo hidráulico ante una pérdida de generación en forma de escalón en el sistema. Esto ocurre, por ejemplo, cuando se dispara un grupo, ya sea eólico o hidráulico.

Tras la pérdida de generación, cae la velocidad del grupo y, por tanto, la frecuencia del sistema (frec). Por este motivo, el regulador de velocidad comienza a abrir el inyector (posición inyector). Esto provoca un incremento de la potencia mecánica (P_{mec}) en las turbinas y una bajada de presión en la tubería (h).

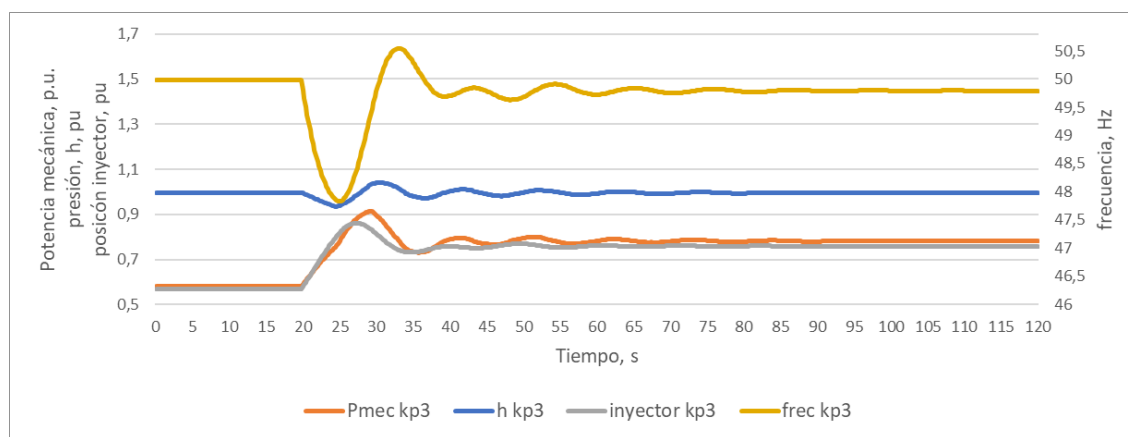


Figura 20.- Oscilación de presión y frecuencia en caso de baja constante proporcional

En la simulación de la Figura 20, se produce una oscilación de presión baja, que puede observarse en la variable (h). Sin embargo, se obtiene un valor de frecuencia mínima bajo de 47.8 Hz, ver variable (frec kp3). Puede observarse también la potencia mecánica de la turbina (Pmec kp3) y la posición del inyector (inyector kp3).

A continuación, se muestra la Figura 21. En este caso, el evento es el mismo, una pérdida de generación en forma de escalón en el sistema, pero se modifica la constante proporcional del regulador de velocidad, que pasa a ser de $K_p=5$ (en la anterior simulación se consideraba $K_p=3$).

Como puede verse en la Figura 21, debido a la mayor k_p , se obtiene una respuesta más rápida, siendo la frecuencia mínima alcanzada (48,2 Hz) de mayor valor que en la simulación con $k_p=3$ (47,8 Hz). Como puede observarse, en la simulación con la respuesta más lenta ($k_p=3$), se produce un comportamiento más amortiguado y en la simulación con respuesta más rápida ($k_p=5$), el sistema es oscilatorio.

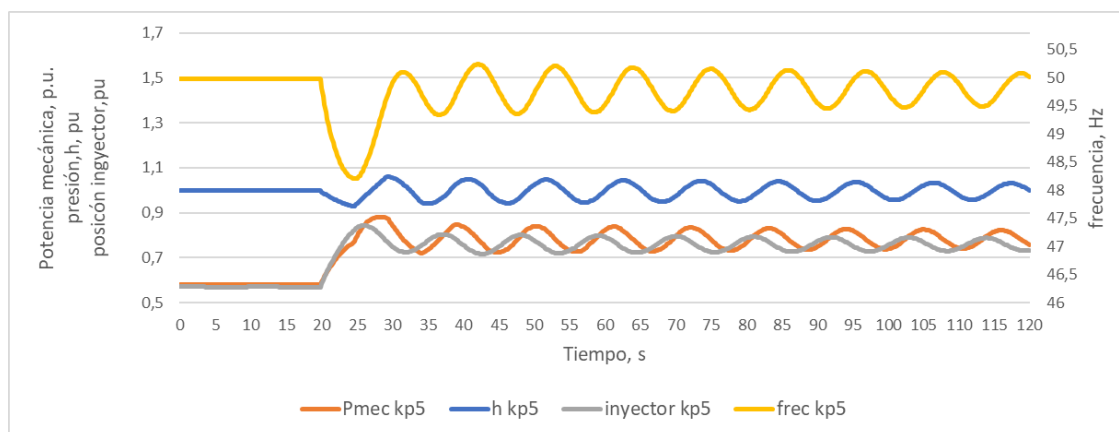


Figura 21.- Oscilación de presión y frecuencia en caso de alta constante proporcional

Puede observarse como la evolución de la presión en la tubería (h kp5) influye sobre la potencia mecánica y la acción del inyector no es capaz de mitigar este efecto. Debido a esta variación de potencia mecánica, varía la velocidad de la máquina, como puede verse en la evolución de la frecuencia eléctrica, que tiene oscilaciones en el entorno de 0.5 Hz.

Por lo tanto, las oscilaciones de presión en la tubería influyen sobre la potencia mecánica de las turbinas, sobre la velocidad de las mismas y sobre la frecuencia eléctrica del sistema. Este fenómeno es más importante cuanto mayor sea la oscilación de presión y cuanto mayor sea la potencia de la máquina síncrona con respecto a la potencia del sistema al que se conecta.

En el sistema de El Hierro, la potencia de la central hidroeléctrica es considerable con respecto al tamaño del sistema. De hecho, durante periodos relativamente largos, son los únicos grupos síncronos conectados al sistema insular (ver apartado 5.1 de esta tesis).

Este efecto debe tenerse en cuenta, pues, si se necesita un sistema hidráulico con una elevada velocidad de respuesta, ésta queda limitada por este fenómeno. Es decir, cuanto mayor respuesta, mayor oscilación, por lo que la respuesta queda limitada de forma que el sistema responda de manera estable, con oscilaciones reducidas.

Se plantea en esta tesis que, si se consiguen amortiguar las oscilaciones de presión, se mitigarían las oscilaciones del resto de variables, pudiendo mejorarse la regulación de velocidad. Para ello se propone la instalación de un amortiguador de presión, que permita mejorar la velocidad de respuesta de las máquinas, mejorando la amortiguación del sistema.

Por último, en relación a este tema, comentar podrían darse fenómenos oscilatorios cuya amplitud vaya aumentando si la regulación de los equipos actúa de forma que el sistema entre en resonancia. Es decir, que por el efecto de la regulación de velocidad se vaya incrementando la amplitud de la onda que se propaga por la tubería. Deben incluirse en el sistema protecciones de forma que se produzca disparo de unidades o se anule la función de regulación en este caso.

4.4 Oscilaciones debidas al parque eólico

En este apartado se introducen una serie de problemas relacionados con la regulación del parque eólico y su interacción con la regulación de frecuencia. Aunque no es objeto de esta tesis el ajuste de la regulación potencia/frecuencia del parque eólico, ésta afectaba al sistema y entraba en conflicto con la regulación hidráulica. Este apartado trata de introducir dicha problemática.

El parque eólico instalado en la central está compuesto por turbinas eólicas funcionando a velocidad variable y conectadas máquinas síncronas. Estas máquinas se conectan a la red a través de convertidores de potencia.

Las turbinas eólicas pueden trabajar regulando el ángulo de ataque de las palas, con lo que pueden ajustar la potencia recibida del viento, entre cero y su potencia máxima, limitada por el diseño de la turbina o por el potencial eólico en cada momento.

Si las máquinas se ajustan adecuadamente, son capaces de realizar una regulación potencia frecuencia, regulación primaria, similar a la de un grupo térmico o hidráulico, con la salvedad de que su potencia máxima está limitada por la velocidad de viento.

Asimismo, el fabricante de los aerogeneradores ofrecía varias posibilidades, bien realizar este control en cada una de las máquinas o bien a través de una unidad centralizada que gobernaba el resto de las máquinas.

El parque eólico puede recibir una consigna externa de potencia y dispone de un sistema que es capaz de ajustar la potencia del parque a dicha consigna, siempre que haya recurso eólico suficiente. Para ello dispone de un controlador centralizado que envía consignas a cada una de las máquinas, el FCU que se introducía en apartado 4.2.2.

Por lo tanto, el parque eólico dispone de diversas utilidades a nivel de regulación primaria:

- Regulación primaria, de potencia frecuencia a nivel de máquinas, que no se pudo instalar, debido a que no era compatible con la necesaria recepción de consignas de secundaria en el parque eólico.
- Regulación primaria, de potencia frecuencia a nivel de parque eólico. Es decir, un controlador central emite consignas de potencia en función de la regulación de frecuencia que necesite realizar. Esta regulación sí era compatible con la recepción de consignas de secundaria.

Durante la puesta en servicio de la central, trató de ajustarse la regulación primaria del parque, pero sólo se consiguió que fuera efectiva la regulación por sobrefrecuencia.

El motivo principal es que la citada regulación afectaba a la regulación de velocidad de las máquinas hidráulicas, lo que producía oscilaciones en el sistema que no eran admisibles, básicamente porque su funcionamiento entraba en conflicto con la regulación de las turbinas hidráulicas, produciendo oscilaciones en la presión del circuito hidráulico y, por tanto, en la frecuencia del sistema.

Debido a que la regulación de velocidad de los grupos síncronos de la central hidroeléctrica es indispensable, se optó por limitar a las citadas sobrefrecuencias la regulación de velocidad del parque eólico.

Tal vez la instalación del sistema amortiguador permita que los sistemas de regulación del parque eólico y la central hidroeléctrica convivan, pero tras la instalación de dicho sistema amortiguador, no se volvió a analizar y probar, que sepamos, una nueva configuración en la regulación potencia frecuencia del parque eólico [47].

De cualquier forma, las propias variaciones de potencia eólica que se producen en el sistema son las que originan las variaciones de frecuencia del sistema de El Hierro.

Esto se debe a la naturaleza inherentemente variable del recurso eólico y a las características del parque eólico de El Hierro.

Hay diversos motivos por los que las variaciones de potencia del parque eólico influyen sobre la frecuencia del sistema:

Por una parte, tiene una potencia instalada de 11.5 MW, que resulta considerable frente a la demanda insular de unos 7 MW, por lo que pequeñas variaciones en su potencia influyen significativamente sobre el sistema eléctrico de El Hierro y su frecuencia.

El parque eólico está compuesto por 5 aerogeneradores de 2,3 MW. Los generadores eólicos están muy próximos entre sí, a unos 150 o 170 m de distancia, en unas cotas que varían entre los 483 m y 533 m. Además, el parque está situado en lo alto de una colina, con lo que una bajada de viento en la zona afecta a todo el parque.

En otros sistemas eléctricos, los parques eólicos están diseminados en el territorio y las variaciones de viento se compensan, en ocasiones, entre distintos parques.

El viento predominante en la zona es de nornoroeste. Por ese motivo, el parque eólico se situó encima de la citada colina en una fila, perpendicular a la dirección predominante.

La distancia entre máquinas eólicas es de aproximadamente dos diámetros y medio entre ellas, los citados 150 o 170 metros. Aunque es una configuración típica, durante la puesta en servicio del parque, se detectaron problemas cuando la dirección del viento provenía del este o del oeste, es decir, perpendicular a la dirección predominante.

Básicamente, debido a la orografía de la zona, la estela entre unas máquinas y otras quedaba perturbada y podían producirse daños si no se limitaba la producción en esos casos. Por ese motivo, se establecieron unos sectores de reducción de potencia y, en su caso parada, función del ángulo incidente. Es decir, se establecieron unos sectores de dirección de viento, en función de los cuales se reducía la potencia del parque.

Es decir, cuando el viento viene del este o del oeste, hay aerogeneradores que deben dejar de producir y tienen programada una rampa de reducción de potencia.

En un principio se programaron estas rampas de parada de forma que originaban unas derivadas de potencia elevadas, produciéndose excursiones de frecuencia en el sistema y disparos de grupos de bombeo. Aunque se suavizaron estas paradas, esta reducción de potencia por sectores sigue generando rampas que el sistema de regulación primaria debe asumir.

Por otra parte, la gestión de la consigna del parque puede crear dificultades si ésta es superior al potencial que tiene el parque en función del viento incidente. Esto es, en ocasiones, complicado de gestionar. Se dispone de una estimación de la potencia disponible en función del viento incidente, pero la potencia real que puede dar el parque eólico depende del viento que recibe cada máquina en cada momento.

El sistema centralizado que controla la potencia del parque (FCU) es el que recibe la consigna externa de potencia. Si ésta es inferior a la potencia disponible, el parque se ajusta a la consigna. Pero hay momentos en que esto no es así, pues la estimación de potencia disponible no es del todo acertada. Esto provoca que el controlador envíe consignas de potencia a las máquinas, que no siempre pueden dar y haya una entrega de potencia con mayor variabilidad. Esta variabilidad de potencia puede afectar a la frecuencia de la red.

Por otra parte, las máquinas son de velocidad variable. Tal vez su control podría aprovechar más esta capacidad. Estas máquinas pueden dar su potencia máxima con vientos entre unos 12 y 25 m/s. Con un viento de 20 m/s, las máquinas están dando potencia máxima. Sin embargo, si hay una bajada a 15 m/s, la máquina sufre una pérdida momentánea de potencia que puede afectar a la frecuencia del sistema eléctrico. Tal vez la máquina podría aprovechar su condición de velocidad variable para tratar de aportar energía, perdiendo velocidad y manteniendo

potencia eléctrica de salida, mientras reajusta el ángulo de ataque. Probablemente hace algo parecido, pero lo hace lo suficientemente lento como para producir una rampa de potencia que afecta a la frecuencia eléctrica del sistema.

Asimismo, estas máquinas disponen de sistemas de emulación de inercia, pero que no pudieron ser probados porque al parecer, no eran del todo compatibles con el sistema central de control de potencia del parque (FCU, Farm Control Unit)

En definitiva, como conclusiones a este apartado:

- La concentración del parque eólico en una colina de la isla y su orografía, ayudan a que éste tenga una entrega de potencia con unas rampas que complican la operación del sistema eléctrico.
- A pesar de disponer de unas máquinas eólicas con una capacidad de regulación excelente, no fue posible adaptar una parte de dicha regulación al sistema, principalmente por las interacciones entre la regulación eólica y la hidráulica.
- Después de la instalación del amortiguador de presión en las turbinas hidráulicas no se ha vuelto a probar la estabilidad del sistema con ambas regulaciones, la hidráulica y la eólica. Tal vez sea posible una mejora en este sentido.

4.5 Oscilaciones de frecuencia y solución adoptada

Durante los dos primeros años de funcionamiento de la central, básicamente entre julio de 2015 y noviembre de 2017 se produjeron unos 700 deslastes anuales de bombeo.

Estos deslastes se producen automáticamente cuando la frecuencia baja por debajo de un determinado valor, o si se producen derivadas de frecuencia elevadas en el sistema, dado que hay un sistema de deslastre automático programado al efecto.

A partir de diciembre de 2018, tras la implantación del sistema amortiguador que se describe en esta tesis y la mejora de la velocidad de respuesta que dicho amortiguador permitió, a través del ajuste del regulador PI del regulador de velocidad de las turbinas, disminuyeron las excursiones de frecuencia, según puede verse en la siguiente figura. Asimismo, los deslastes automáticos de bombeo disminuyeron en un 93 % [10].

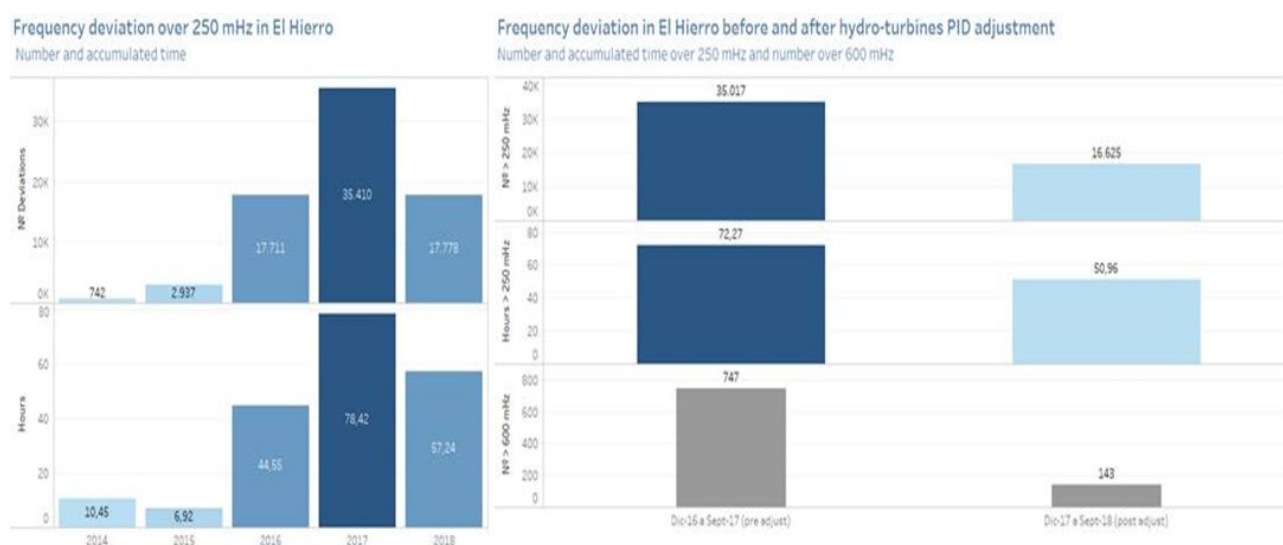


Figura 22.- Evolución de variaciones de frecuencia en el sistema eléctrico de El Hierro [10].

Aunque el amortiguador ha sido presentado en el apartado 3.3.3, trata de describirse su funcionamiento en el siguiente capítulo, que presenta resultados de la simulación del funcionamiento del sistema con y sin el amortiguador de presión propuesto.

CAPÍTULO 5

Análisis de resultados

5 Capítulo 5: Análisis de resultados

En este apartado, en primer lugar, se justifica la relativa frecuencia en la que en el caso de estudio los grupos diésel se encuentran parados y que, como señalan Wang et al. [21], deben analizarse para garantizar la operación segura y estable del sistema eléctrico.

Seguidamente se realiza una descripción del funcionamiento del amortiguador de presión y de su influencia en la regulación de velocidad. Concretamente, se presentan simulaciones en los que se compara el funcionamiento de la central con y sin la participación de dicho dispositivo.

También se lleva a cabo la comparación de un evento real con una de las simulaciones realizadas y se muestran registros reales de la planta de Gorona del Viento.

5.1 Funcionamiento del sistema sin grupos térmicos

Como se ha señalado anteriormente, la validación del método propuesto pretende llevarse a cabo en las situaciones en las que los grupos diésel están desconectados, la energía procedente del parque eólico (WF) y de la central hidroeléctrica (PHES) es suficiente para cubrir la demanda y el control de frecuencia lo proporciona exclusivamente la central hidroeléctrica. Esta situación, como puede observarse en Figura 23, se ha presentado en la isla de El Hierro hasta 156 veces en el periodo 2017-2021, según se desprende de los datos diez minútales divulgados por Red Eléctrica de España [59], operador de la red de transporte. Como se muestra en la Figura 24, los periodos de tiempo mensuales en los que los grupos diésel han estado inactivos han llegado a alcanzar los 39.000 minutos en el mes de julio del año 2018. Es decir, en la mencionada fecha, durante un periodo equivalente a más de 27 días, el control de frecuencia lo ha proporcionado exclusivamente la central hidroeléctrica, y la energía procedente del parque eólico ha cubierto la demanda. El tiempo total, en el periodo 2017-2021, que los grupos diésel han estado parados ha alcanzado los 477.560 min, es decir, más de 331 días. Las medianas de los tiempos mensuales en los que los grupos diésel han estado inactivos son más altas en los meses de julio y agosto, Figura 24.

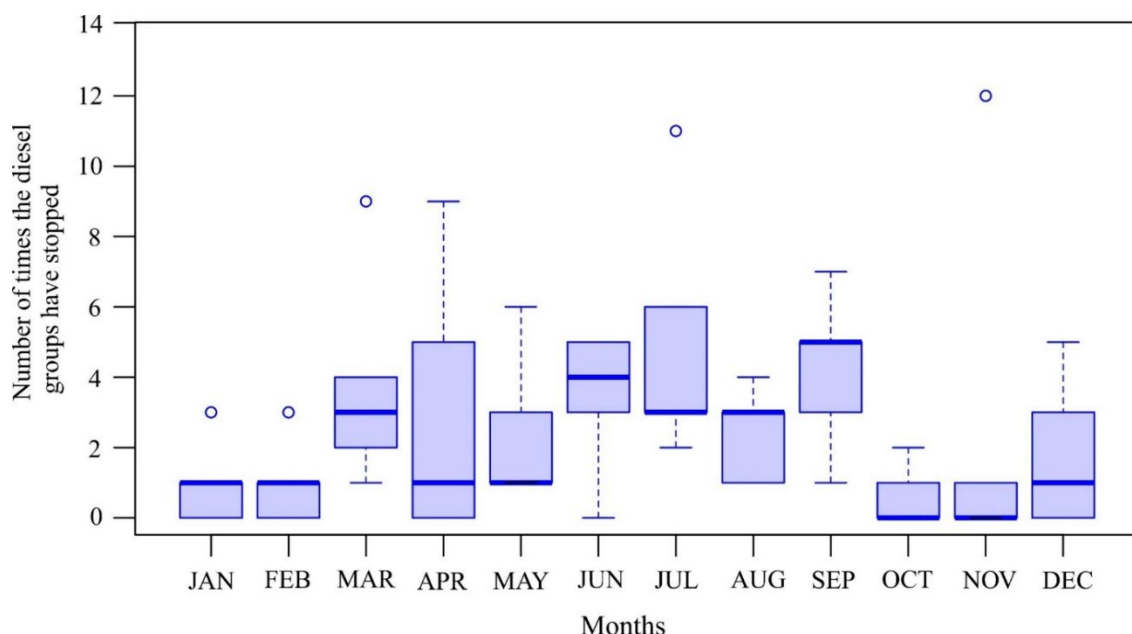


Figura 23.- Número de veces en que los grupos diésel han estado desactivados.

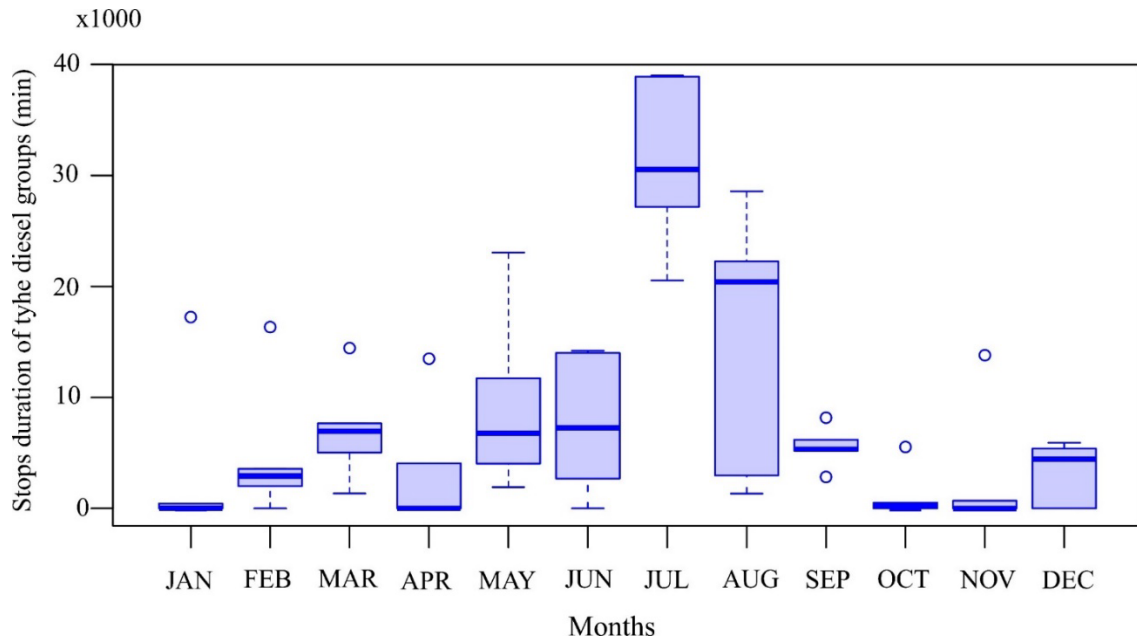


Figura 24.- Boxplot de tiempo en que los grupos han estado desactivados.

Uno de los motivos que justifican dicha inactividad es que el Archipiélago Canario se ve afectado, durante casi todo el año, por vientos alisios, de componente noroeste [60]. Estos vientos varían en intensidad en relación con el desplazamiento que sufre el anticiclón de las Azores a lo largo del año. Durante el verano, gran parte de la primavera y aún parte del otoño, la frecuencia del régimen de alisios es muy alta, pero es en el verano cuando la frecuencia alcanza valores del 90 al 95%. La intensidad de los vientos alisios da lugar a que, aunque las demandas eléctricas asociadas con dichos meses sean las más altas (Figura 25), las penetraciones de renovables también lo sean. (Figura 26).

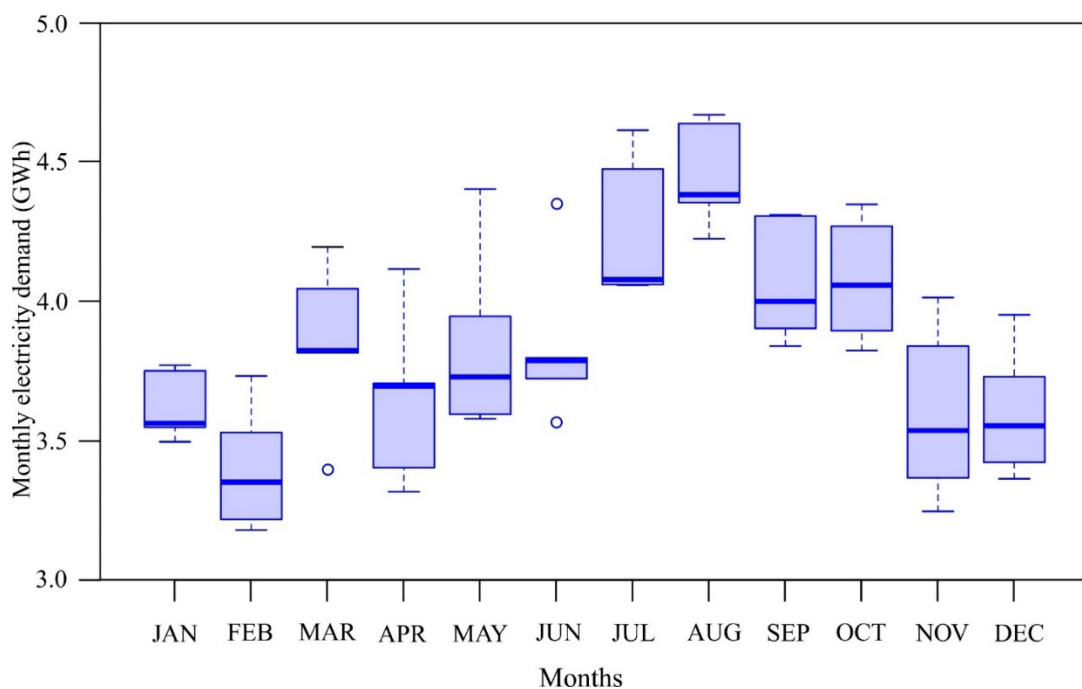


Figura 25.- Boxplot de las demandas mensuales de energía eléctrica

En el periodo 2017-2021 analizado, de acuerdo con los datos utilizados [59], la penetración de renovables se distribuyó mensualmente tal como se refleja en Figura 26. Como puede observarse en Figura 26, el mes de julio es el que presenta las penetraciones de renovables mensuales más altas, habiéndose alcanzado valores de 96% y 97% en los años 2018 y 2019, respectivamente.

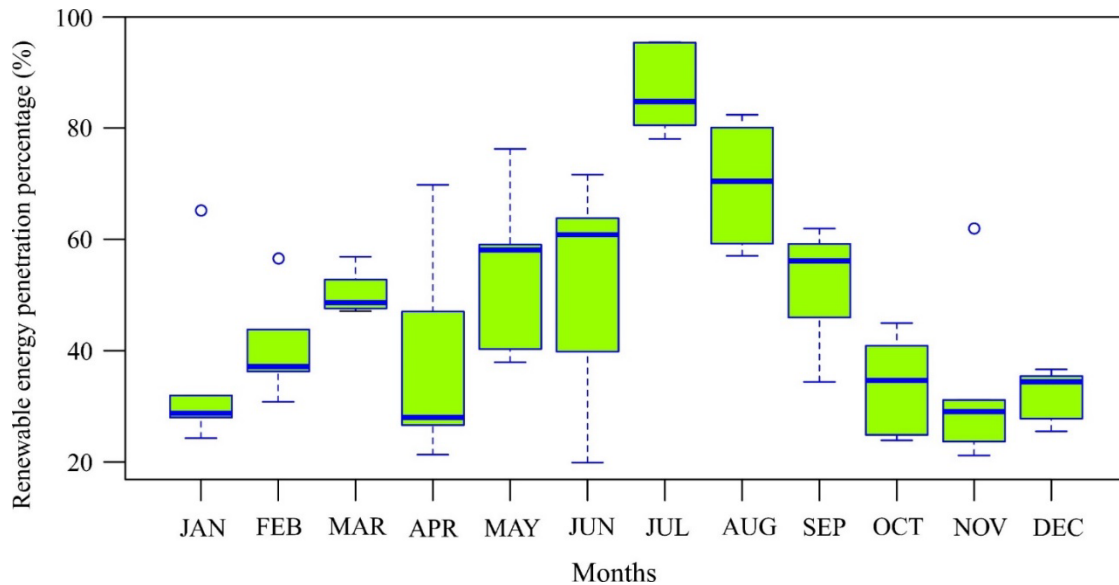


Figura 26.- Boxplot de porcentajes de penetración mensual de energías renovables

Generalmente, para cubrir la demanda diaria de energía eléctrica, en la que se han registrado picos superiores a 8 MW (Figura 27), el sistema eléctrico ha respondido, siguiendo las estrategias marcadas por REE (Red Eléctrica de España), inyectando energía generada por las distintas fuentes involucradas (diésel, eólico, hidráulico), como a título de ejemplo, se muestra en Figura 28. Sin embargo, el método y resultados considerados en esta tesis se centran, como ya ha sido mencionado, en los periodos en los que la demanda de potencia eléctrica es cubierta exclusivamente por energía eólica o/e hidráulica, como a título de ejemplo se muestra en la Figura 29.

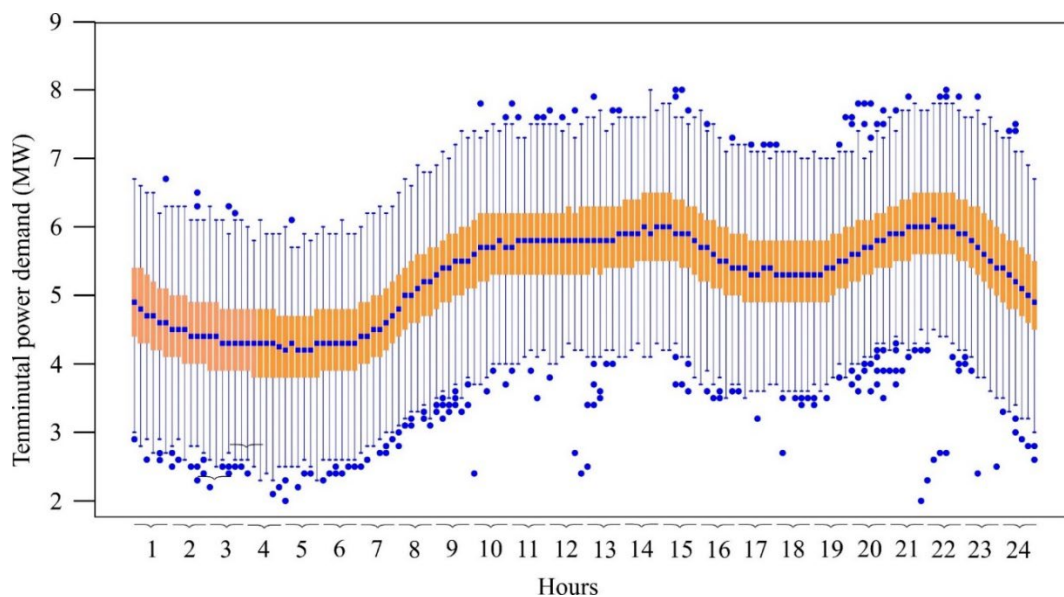


Figura 27.- Boxplot de demanda diez-minutal diaria de energía eléctrica en el periodo 2017-2021

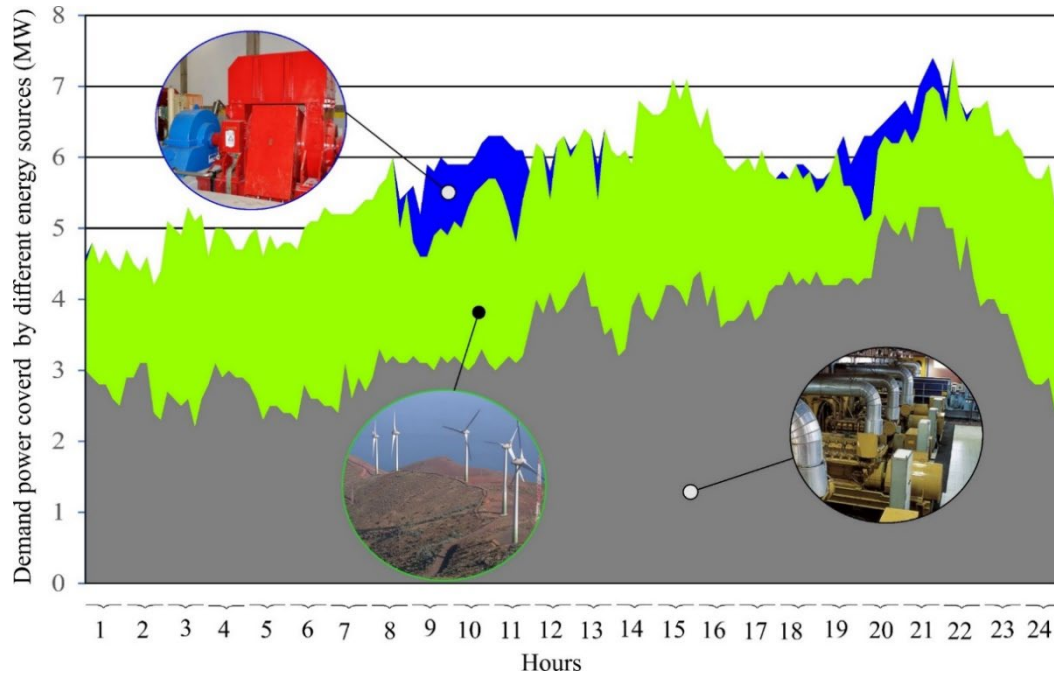


Figura 28.- Demanda de potencia diez-minutal cubierta por las diferentes fuentes de energía eléctrica (1 de marzo de 2021).

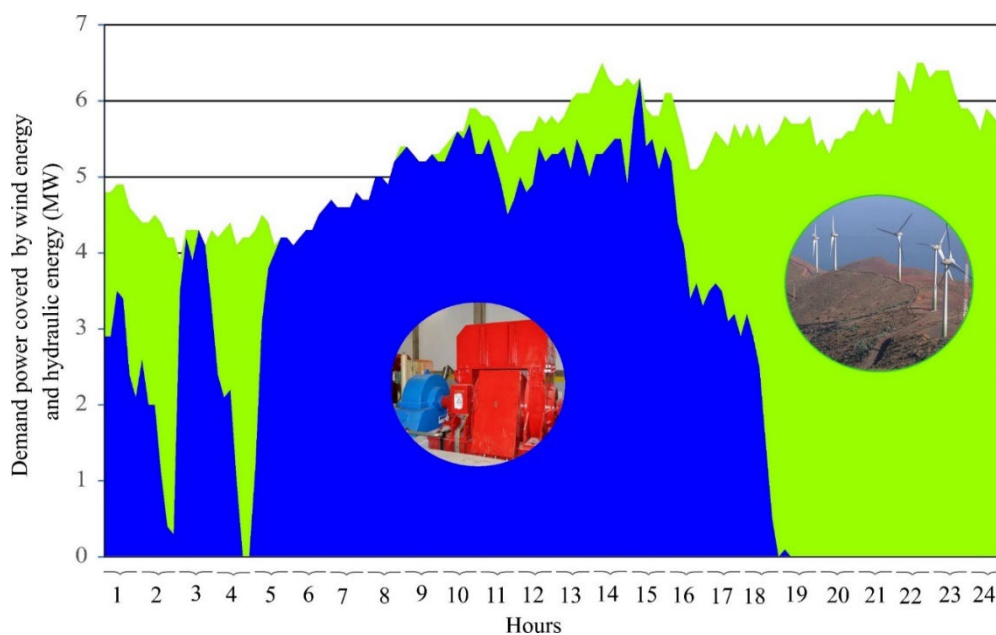


Figura 29.- Demanda de potencia diez-minutal cubierta exclusivamente por energía eólica y/o hidráulica (30 de julio de 2018).

5.2 Funcionamiento del amortiguador

Este apartado explica el funcionamiento de un amortiguador a través de simulaciones. Se trata de disparos de generación, simulados con y sin el amortiguador, de forma que pueda evaluarse el comportamiento del sistema en ambos casos.

En la Figura 30-a se muestra la simulación de la evolución de la potencia mecánica y de la frecuencia del sistema con y sin el uso del amortiguador de presión propuesto, ante la pérdida de generación. En la Figura 30-b se evidencia el comportamiento de la apertura de la aguja del inyector y de la presión. En ambas figuras, se simula la respuesta de tres turbinas ante una pérdida de generación en escalón de 2MW que se produce en $t=20$ segundos.

Desde el instante en que los reguladores de velocidad detectan la caída de frecuencia producida por esta pérdida de generación, estos actúan abriendo el inyector del grupo para permitir la mayor salida de caudal, Figura 30-a. Gracias a esta actuación la frecuencia del sistema sólo se reduce hasta el valor mínimo alcanzado de 48.6 Hz. Puede observarse en Figura 30-a y en Figura 30-b, que la evolución de las variables es idéntica hasta $t=32.6$ s, tanto cuando el sistema dispone del amortiguador de presión como cuando carece de él. Esto se debe a que, hasta ese instante, no se activa el amortiguador, generándose el error de presión.

Es en ese momento cuando se diferencian el sistema que dispone de amortiguador del que carece del mismo. El primero comienza a generar un error e_p (Figura 30-c), que influye en la evolución de la apertura de la aguja del inyector (Figura 30-b) y, por tanto, en la evolución de la presión (Figura 30-b), de la potencia y de la frecuencia (Figura 30-a). Puede observarse en las mencionadas figuras que la oscilación de dichas variables se amortigua más rápidamente desde el instante que el amortiguador comienza a intervenir. Como se muestra en la Tabla 1, cuando $t > 80$ s, la oscilación prácticamente se anula en el sistema que dispone de amortiguador, sin embargo, la misma continúa en el sistema que carece de él. Es decir, la implantación del amortiguador logra una respuesta más estable que el sistema que no dispone del mismo.

Tabla 1.- Resultados comparativos de parámetros de operación del sistema con y sin amortiguador.

Amortiguador en servicio	Frecuencia mínima (Hz)	Sobre-Frecuencia (Hz)	Oscilación de presión en $t=80$ s (Hz)	Oscilación de frecuencia en $t=80$ s (Hz)
Sí	48.6	51	0.01 pu	< 0.1 Hz
No	48.6	51	0.06 pu	0.4 Hz

En la Figura 30-c se representan, para la simulación con amortiguador, la presión en la tubería (h), el error de velocidad (e_v) y el error de presión (e_p). Cuando se activa el amortiguador, el error de presión (e_p) pasa a ser distinto de cero. Esto se produce en $t=32.6$ segundos, después de que el regulador de velocidad ha corregido la pérdida de generación. La acción del amortiguador se prolonga hasta $t=52,6$ s.

Por lo tanto, el amortiguador no actúa inicialmente, permitiendo que el regulador corrija la frecuencia. Dicha acción de regulación provoca una oscilación de presión, que provoca que se active el amortiguador, que actúa reduciendo la oscilación.

Mientras el amortiguador está actuando, el error de presión " e_p " tiende a oponerse al incremento de oscilación de presión. Cuando la presión está por encima de la presión inicial (P_{ref}), tiende a abrir el inyector y a cerrarlo cuando está por debajo.

Asimismo, el error de presión y el de velocidad está en contra fase y los valores del error de velocidad son en general, mayores que los del error de presión. Por ese motivo, la tendencia sigue siendo regular velocidad, pero mientras se genera el error de presión se modifica la evolución del inyector en aras de atenuar la oscilación.

Es decir, el amortiguador permite mitigar la oscilación sin anular la regulación de velocidad. Por otra parte, puede observarse cómo el error de presión se satura para valores negativos. Esto se debe al limitador que se incorporó para restringir la amortiguación a presiones por debajo de P_{ref} , cerrando el inyector, dado que esto podría disminuir la potencia mecánica del grupo y producir subfrecuencias.

Gracias al amortiguador, se han podido incrementar los parámetros del regulador PI, de forma que se aumenta la capacidad del sistema para actuar ante disparos de generación y rampas eólicas.

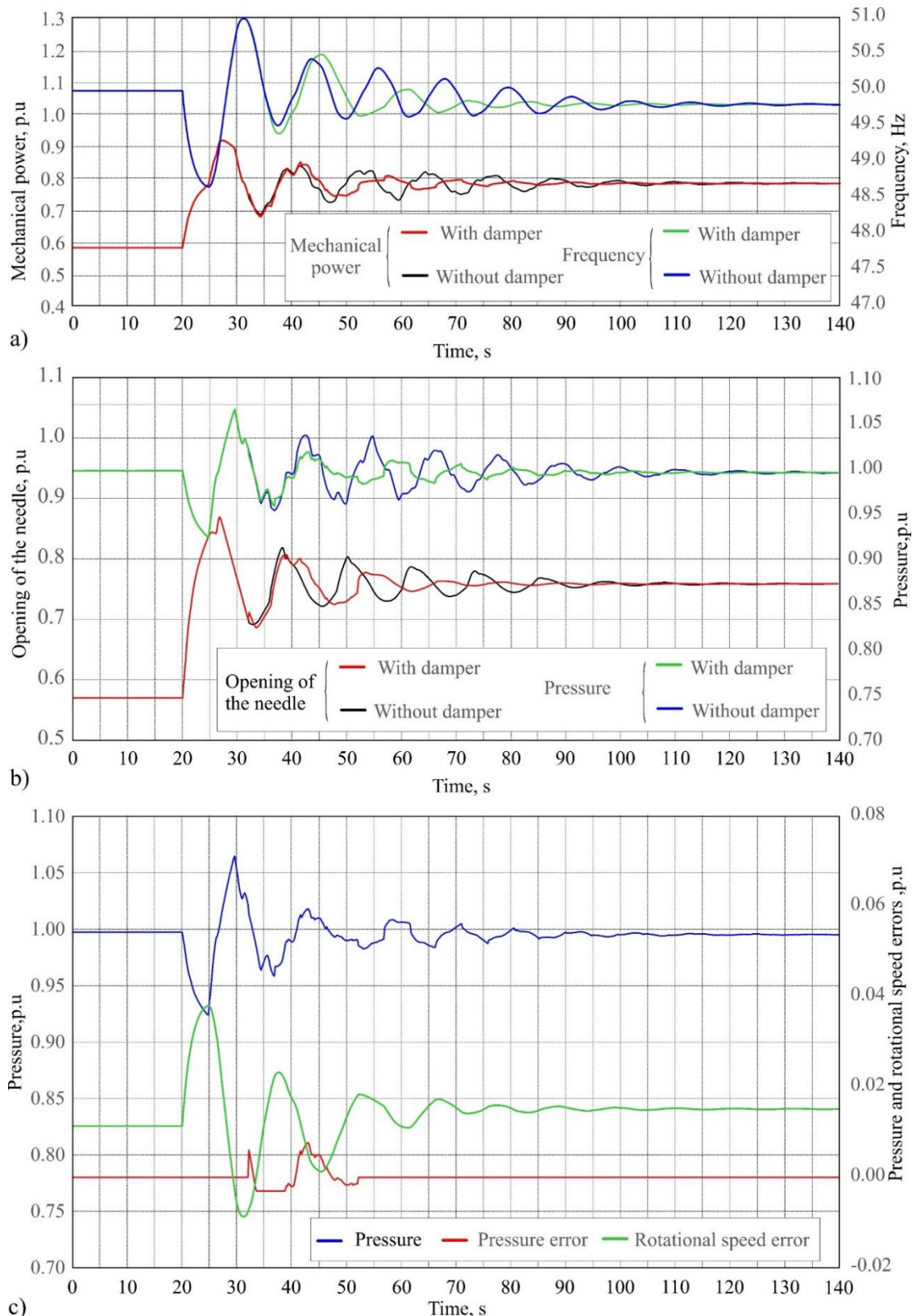


Figura 30.- Evolución ante pérdida de generación con y sin amortiguador. a) Potencia mecánica y frecuencia, b) Apertura de inyector y presión, c) Presión, error de presión y error de velocidad

Sin embargo, el incremento de estos parámetros del PI y en ocasiones, la acción del propio amortiguador, que tiende a abrir durante sobrepresiones, provoca sobrefrecuencias que son evitadas con la acción del deflector. Por ello, también se ha mejorado el ajuste del deflector, de forma que ayude durante las sobre velocidades que se

producen. El deflector y su control se han modelado también en MATLAB-Simulink siguiendo el procedimiento indicado en el apartado 4.3.2 de este trabajo.

En la Figura 31 se muestran las simulaciones del sistema operando con el amortiguador en dos situaciones diferentes:

- Cuando su uso se combina con el efecto del deflector
- Cuando este trabaja sin la ayuda del deflector.

Para obtener estos resultados, se simula la misma pérdida de generación que para el caso anterior (2 MW). Durante el análisis se mantienen acopladas tres turbinas hidráulicas que responden a la pérdida de generación. Tal y como muestra la Figura 31, se obtiene que la sobrefrecuencia que alcanza el sistema con deflector es menor (50.4 Hz) que la alcanzada con el sistema sin deflector (51 Hz). Asimismo, se observa que la acción del deflector reduce también las oscilaciones en la respuesta del sistema, ante la misma pérdida de generación simulada.

Por tanto, se deduce que el efecto del deflector no sólo ayuda a disminuir los valores máximos de frecuencia, sino que también atenúa la oscilación de esta.

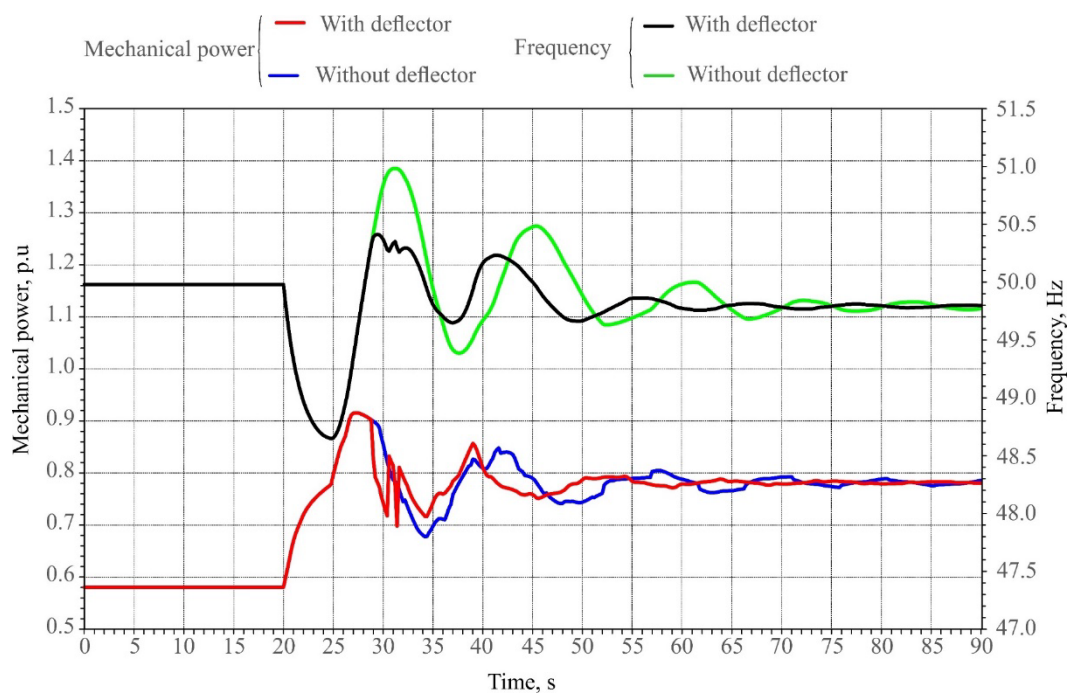


Figura 31.- Disparo de grupo con y sin deflector - Potencia mecánica y frecuencia. Ambas simulaciones con amortiguador

5.3 Validación del modelo empleado en las simulaciones del sistema

Aprovechando el hecho de que el algoritmo presentado en este trabajo ha sido implementado y puesto en servicio en el sistema eléctrico de la isla El Hierro (a través de los reguladores de velocidad de las turbinas hidráulicas Pelton de este sistema), se comparan los datos reales medidos con los datos de una simulación semejante para validar el modelo empleado. Para ello, en la Figura 32 se representan las respuestas, real y simulada, del sistema ante una misma pérdida de generación en escalón de aproximadamente 1.6 MW. Durante el evento se mantienen acopladas tres turbinas hidráulicas que responden a la pérdida de generación. La Figura 32 muestra la evolución de las medidas reales y simuladas de la frecuencia del sistema eléctrico, así como de la presión de la tubería. En dicha figura, se observa un alto grado de ajuste entre las señales reales y simuladas durante el tiempo correspondiente a la actuación de la regulación primaria (unos 100 segundos después de la pérdida de generación). Concretamente, los datos de las frecuencias, real y simulada, registrados durante este evento presentan un ajuste cuantificado con un $R^2=0.97$, lo que evidencia la calidad del modelo para replicar los resultados reales, ya que el 97% de variación de los

datos reales pueden explicarse con el modelo. En el caso de las presiones, real y simulada, el ajuste logrado por el modelo es $R^2=0.91$. Es decir, el 91% de la variación de los datos medidos pueden explicarse con el modelo.

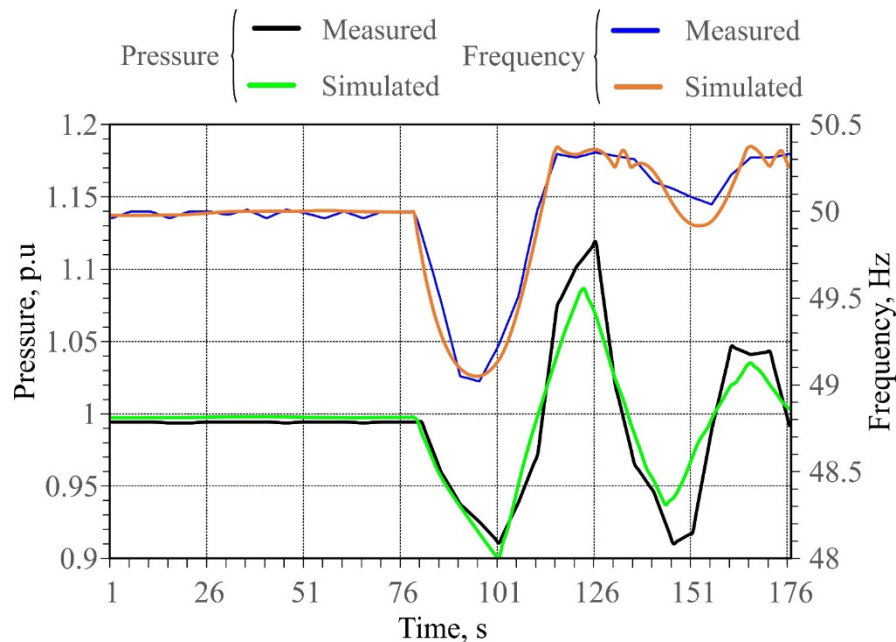


Figura 32.- Evolución de las medidas reales y simuladas de la frecuencia del sistema eléctrico y de la presión de la tubería ante una pérdida de generación de 1,6 MW

En el Anexo de esta tesis se incluyen una serie de simulaciones que fueron comparadas con datos reales de funcionamiento con el objeto de validar los modelos, dónde puede observarse el grado de ajuste entre señales simuladas y medidas.

5.4 Funcionamiento del sistema de El Hierro antes y después de incorporar el algoritmo desarrollado

En la Figura 33 y en la Figura 34 se presentan las respuestas reales del sistema eléctrico del Hierro ante una pérdida de generación eólica similar (alrededor de unos 1.7 MW), pero en dos situaciones diferentes:

- Sin haber incorporado el amortiguador para mejorar el sistema de control de los reguladores de velocidad de turbinas hidráulicas Pelton
- b) con la implementación e incorporación en el sistema de control del amortiguador propuesto.

En la primera situación, registrada el 7 de junio de 2017, se produjo una pérdida de generación eólica de 1.69 MW (Figura 33), mientras que en la segunda (registrada el 12 de diciembre de 2017) la pérdida de generación fue de 1.75MW (Figura 34). En ambos casos, se observa cómo se ve afectada la frecuencia del sistema (en negro) y como esta se recupera en unos 50 segundos. Sin embargo, el comportamiento de las distintas variables que intervienen, así como la forma de corregir esta pérdida de generación, difieren notablemente [11].

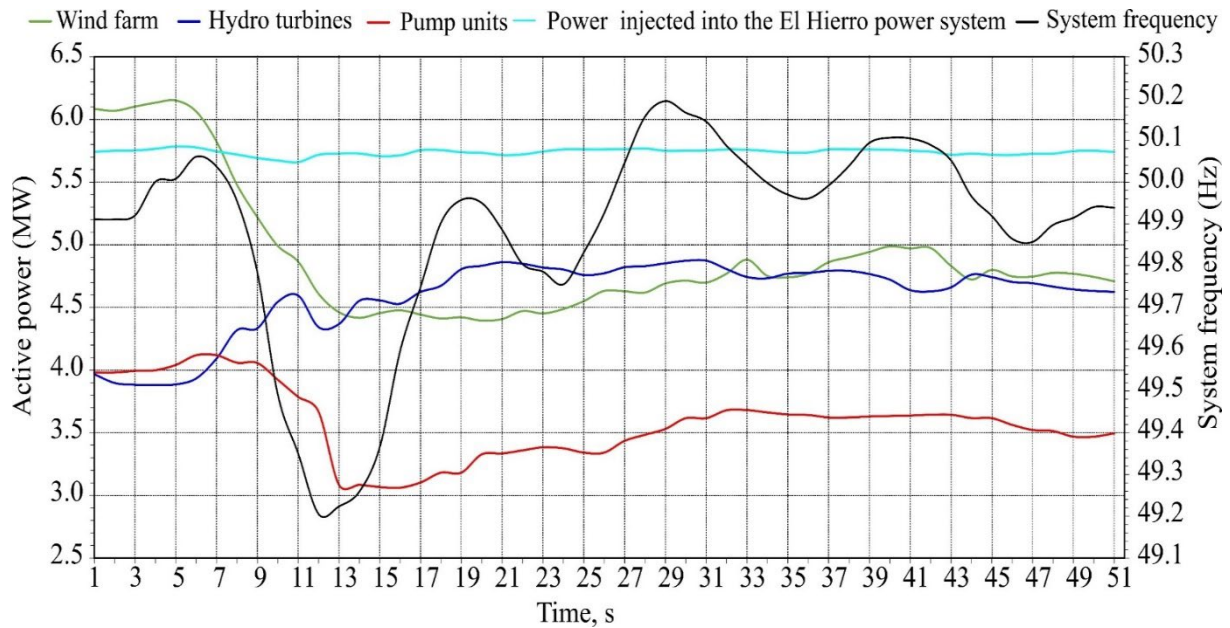


Figura 33.- Respuesta del sistema eléctrico de El Hierro operando sin amortiguadores ante una pérdida de generación eólica de 1.69 MW (7 de junio de 2017).

En el primer caso, la frecuencia del sistema que no dispone del amortiguador (Figura 33) desciende de su valor inicial (49.91Hz) hasta un valor mínimo de 49.21Hz, lo que representa un valor porcentual de pérdida de frecuencia del 1.41% y de **0.7 Hz**. Tras alcanzar este valor mínimo, la frecuencia se recupera debido a dos actuaciones.

- En primer lugar, se reduce la potencia que destina el sistema al bombeo, debido a un deslastre del mismo, pasando esta de unos 4MW en el instante inicial a unos 3MW en su valor mínimo (línea roja en Figura 33).
- Asimismo, a la vez que se reduce la potencia destinada al bombeo, se incrementa la potencia de turbinado (línea azul marino en Figura 33). Concretamente, esta pasa de unos 4MW en el instante inicial a unos 4,8MW en su punto máximo.

En el segundo caso, representado en la Figura 34, la frecuencia del sistema con el amortiguador desciende desde su valor inicial (50.01Hz) hasta un valor mínimo de 49.62Hz, lo que representa unos valores de pérdida porcentual y absoluto del 0.76% y de **0.39 Hz** respectivamente. Se observa que estos valores son claramente inferiores a los registrados para el caso anterior, sin la implementación del amortiguador.

Asimismo, se observa que, tras alcanzar el valor mínimo de frecuencia, esta se recupera de una forma diferente al evento anterior.

- En este caso, la potencia destinada al bombeo se reduce únicamente en unos 0.4 MW (línea roja en Figura 34). Esto se debe a la regulación de velocidad y a la respuesta natural de los motores de inducción, pero no a un deslastre, dado que la potencia de bombeo se recupera poco después.
- Asimismo, la potencia obtenida de las turbinas (línea azul marino en Figura 34) pasa de unos 1.05MW a unos 2.22MW. Es decir, en este segundo caso, gracias a la incorporación del amortiguador propuesto en este estudio, la respuesta de las turbinas se incrementó, siendo capaces de asumir una mayor pérdida de generación generando una mayor potencia en menor tiempo.

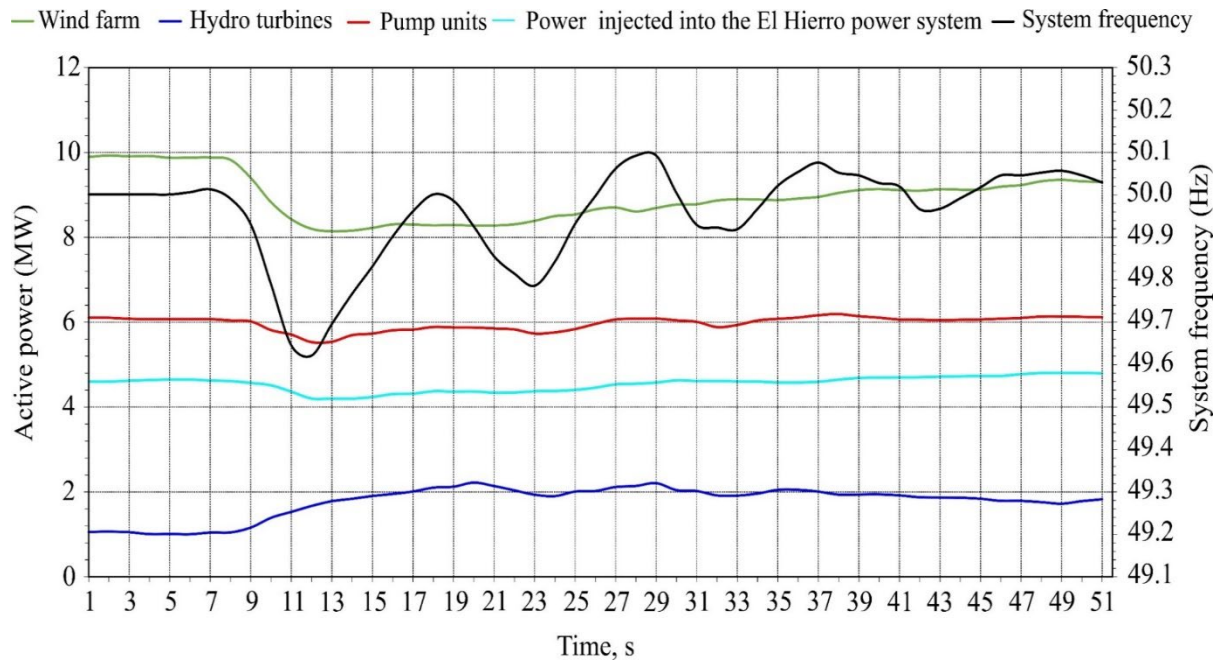


Figura 34.- Respuesta del sistema eléctrico de El Hierro operando con amortiguadores ante una pérdida de generación eólica de 1.75 MW (12 de diciembre 2017).

Por otra parte, tal y como evidencian algunos resultados de operación del sistema de El Hierro divulgados por miembros del equipo técnico de REE [10], la implementación del amortiguador ha permitido mejorar notablemente la respuesta y la estabilidad del sistema. En la Tabla 2 se presenta el tiempo total y el número de veces en que la frecuencia del sistema excedió el margen de seguridad de ± 250 mHz, así como el número de veces en que esta excedió el margen de seguridad de ± 600 mHz. Se comparan etapas en las que el amortiguador estaba disponible y en las que no.

Tabla 2.- Número de veces y tiempo acumulado en que la frecuencia del sistema excedió distintos márgenes de seguridad, operando con y sin amortiguador durante un año. Fuente: Datos obtenidos de [10].

Amortiguador disponible	Periodo de análisis	Tiempo total ±250 mHz (horas)	Nº de veces en que la frecuencia excedió el margen ±250 mHz (#)	Nº de veces en que la frecuencia excedió el margen ±600 mHz (#)
No	Dic,2016 – Sept,2017	72.27	26.017	747
Yes	Dic,2017 – Sept,2018	50.96	16.625	143

Antes de la instalación del amortiguador, la frecuencia excedió el margen de seguridad de ± 250 mHz en unas 72.27 horas acumuladas (medida anual llevada a cabo entre diciembre, 2016 and septiembre, 2017). Sin embargo, después de la instalación del mismo, esta medida se redujo a 50.96 horas (medición realizada entre diciembre, 2017 and septiembre, 2018). Análogamente, el número de eventos en que la frecuencia superó dicho margen de seguridad se redujo un 52.5%, pasando de 26017 veces a 16625 veces, antes y después de incorporar el amortiguador respectivamente. Además, el sistema redujo en un 80.9% el número de veces en que la frecuencia excedió el margen de seguridad de ± 600 mHz, pasando de 747 veces en un año a 143 veces. Este desempeño del amortiguador implementado ha logrado que la incorporación del mismo reduzca el número de deslastes por mínima frecuencia en un 93% [10].

CAPÍTULO 6

Conclusiones y tendencias futuras

6 Capítulo 6: Conclusiones y tendencias futuras

Se ha propuesto un nuevo algoritmo para el control de los reguladores de velocidad de turbinas Pelton, que se integran en centrales hidroeléctricas de bombeo que operen como almacenamiento, especialmente en sistemas aislados con gran participación de energías renovables.

El sistema de control propuesto difiere de los desarrollos estándar que se utilizan habitualmente, basados en reguladores de velocidad que trabajan en base a la diferencia entre la consigna de velocidad de las máquinas y su velocidad real, a través de un regulador PID que actúa sobre los inyectores (y, en su caso, deflectores).

Se dispone de un nuevo circuito de estabilización de presión de bucle interno para mejorar la regulación de frecuencia y amortiguar los efectos de las ondas de presión que se generan al actuar sobre el grado de apertura de los inyectores.

El algoritmo propuesto ha sido implantado y validado en la central hidroeléctrica de Gorona del Viento, sustituyendo al sistema de control que operaba en el mismo, basado en un regulador de velocidad clásico. El nuevo sistema de control ha permitido optimizar la velocidad de respuesta de las turbinas ante variaciones de generación renovable no gestionable. Este control es especialmente útil cuando el sistema funciona sin apoyo de la central térmica existente en el sistema insular de El Hierro, situación que se ha presentado con relativa frecuencia en el sistema del caso de estudio. El amortiguador ha permitido disminuir considerablemente el tiempo y el número de veces en que la frecuencia se encuentra fuera de los distintos márgenes de seguridad. También, ha conseguido reducir los deslastes de bombeo por sub-frecuencia en un 93%.

El diseño puede implementarse en centrales existentes o en nuevas centrales a desarrollar que tengan una topología similar y que requieran incrementar su velocidad de respuesta, requiriéndose únicamente llevar a cabo modificaciones en el software de los reguladores de velocidad de los grupos para aprovechar los elementos básicos de control de una turbina Pelton.

Asimismo, en el sistema de El Hierro, las máquinas hidráulicas pueden trabajar motorizadas, con el inyector cerrado, como compensador síncrono. Si hay una bajada de frecuencia, las máquinas activan automáticamente el regulador de velocidad y empiezan a regular frecuencia nuevamente. Como mejora, puede aprovecharse el sistema amortiguador desarrollado para mejorar la respuesta durante este paso de compensador síncrono (modo motor) a generador. Esta reforma ha sido ya acometida por parte de Gorona del Viento, aunque no ha sido evaluada en esta tesis.

Por otra parte, la generación eólica del sistema de El Hierro dispone de capacidad de regulación de frecuencia. Este control está activado, pero sólo ante sobrefrecuencias. Tal vez podría mejorarse su contribución y ser activado ante subfrecuencias, dado que se limitó durante la puesta en servicio por problemas de oscilación. Tanto en el sistema de El Hierro como en sistemas similares, debería trabajarse con el fin de incorporar la regulación eólica al sistema sin que ésta afecte al funcionamiento del mismo.

Asimismo, creo que sería apropiado estudiar si un amortiguador similar funcionaría en centrales con turbinas tipo Francis.

Referencias bibliográficas

7 Referencias Bibliográficas

- [1] <https://www.europarl.europa.eu/topics/es/topic/climate-change>
- [2] Carta JA, Cabrera P, González J. Wind power integration. In: Letcher TM A, editor. *Comprehensive Renewable Energy* (Second Edition), Vol.2: Elsevier; 2022, p. 644–720. <https://doi.org/10.1016/B978-0-12-819727-1.00102-3>
- [3] Xu B, Chen D, Venkateshkumar M, Xiao Y, Yue Y, Xing Y, Li P. Modeling a pumped storage hydropower integrated to a hybrid power system with solar-wind power and its stability analysis. *Applied Energy* 2019; 248: 446–462.
- [4] Ayele-Behabtu H, Messagie M, Coosemans T, Berecibar M, Anlay-Fante K, Alem- Kebede A, Van Mierlo J. A Review of Energy Storage Technologies' Application Potentials in Renewable Energy Sources Grid Integration. *Sustainability* 2020; 12: 10511. doi:10.3390/su122410511.
- [5] Martínez-Lucas G, Sarasúa JI, Sánchez-Fernández JA, Wilhelmi JR. Frequency control support of a wind-solar isolated system by a hydropower plant with long tail-race tunnel. *Renewable Energy* 2016; 90:362–376.
- [6] Rufer Alfred. *Energfy Storage. Systems and Components*. 1st ed. CRC Press, 2018
- [7] Francisco Díaz-González, Andreas Sumper, Oriol Gomis-Bellmunt. *Energy Storage in Power Systsems*. 1st ed. Wiley, 2016.
- [8] Frank S. Barn ers, Jonah G. Levine. *Large Energy Storage Systems*. 1sr. Ed. CRC Press, 2011.
- [9] Ibrahim H, Himnca A, Perron J. Energy storage systems-characteristics and comparisons. *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 2008; 12:1221–1230
- [10] R. Corujo, P. Santos, R. Ascanio. Operation of small, isolated power system with large non-controllable RES penetration – System Operator's experience in El Hierro Island.
- [11] A. Marrero, E.J. Medina, J.M. de León, 2018, "Gorona del Viento Wind-Hydro Power Plant Results, Improvement Ac-tuations and Next Steps", in *Proc. 3rd International Hybrid Power System Workshop* 2018.
- [12] Sarasua JI, Martínez-Lucas G, Lafoz M. Analysis of alternative frequency control schemes for increasing renewable energy penetration in El Hierro Island power system. *Electrical Power and Energy Systems* 2019; 113:807–823
- [13] Martínez-Lucas G, Sarasúa JI, Pérez-Díaz JI, Martínez S, Ochoa D. Analysis of the Implementation of the Primary and/or Inertial Frequency Control in Variable Speed Wind Turbines in an Isolated Power System with High Renewable Penetration. Case Study: El HierroPower System. *Electronics* 2020; 9: 901
- [14] Sarasúa JI, Martínez-Lucas G, Pérez-Díaz JI, Fernández-Muñoz D. Alternative operating modes to reduce the load shedding in the power system of El Hierro Island. *Electrical Power and Energy Systems* 2021;128:106755
- [15] Martínez-Lucas G, Sarasua JE, *, Fernández-Guillamón A, Molina-García A. Combined hydro-wind frequency control scheme: Modal analysis and isolated power system case example. *Renewable Energy* 2021;180:1056–1072
- [16] <https://www.goronadelviento.es/>
- [17] <https://www.endesa.com/>
- [18] <https://www.andritz.com/hydro-en>
- [19] <https://www.itccanarias.org/web/es/>
- [20] <https://www.ree.es/es>
- [21] Wang C, Wang D, Zhang J. Experimental study on isolated operation of hydro-turbine governing system of Lunzua hydropower station in Zambia. *Renewable Energy* 180 (2021) 1237–1247
- [22] McManus MC. Environmental consequences of the use of batteries in low carbon systems: The impact of battery production. *Applied Energy* 2012;93:288–295
- [23] Yang W, Norrlund P, Bladh J, Jiandong J, Lundin U. Hydraulic damping mechanism of low frequency oscillations in power systems: Quantitative analysis using a nonlinear model of hydropower
- [24] Bueno C, Carta JA. Wind powered pumped hydro storage systems, a means of increasing the penetration of re-newable energy in the Canary Islands. *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 2006; 10: 312–340

- [25] Padrón S, Medina JF, Rodríguez A. Analysis of a pumped storage system to increase the penetration level of renewable energy in isolated power systems. *Gran Canaria: A case study*. *Energy* 2011; 36: 6753–6762
- [26] Bueno C, Carta JA. Technical-economic analysis of wind-powered pumped hydrostorage systems. Part I: Model development. *Sol. Energy* 2005; 78: 382–395.
- [27] Bueno C, Carta JA. Technical-economic analysis of wind-powered pumped hydrostorage systems. Part II: Model application to the island of El Hierro. *Sol. Energy* 2005; 78: 396–405.
- [28] Portero U, Velázquez S, Carta JA. Sizing of a wind-hydro system using a reversible hydraulic facility with seawater. A case study in the Canary Islands. *Energy Convers. Manag.* 2015; 106: 1251–1263.
- [29] García-Latorre FJ, Quintana JJ, Nuez I. Technical and economic evaluation of the integration of a wind-hydro system in El Hierro island. *Renewable Energy* 2019;134: 186–193.
- [30] Díaz S, Carta JA, Castañeda A. Influence of the variation of meteorological and operational parameters on estimation of the power output of a wind farm with active power control. *Renewable Energy* 2020;159: 812–826.
- [31] Carta JA, Díaz S, Castañeda A. A global sensitivity analysis method applied to wind farm power output estimation models. *Applied Energy* 2020; 280:115968
- [32] Torres-Herrera HJ, Lozano-Medina A. Methodological Proposal for the Assessment Potential of Pumped Hydro-power Energy Storage: Case of Gran Canaria Island. *Energies* 2021; 14: 3553. <https://doi.org/10.3390/en14123553>
- [33] Dimanchev EG, Hodge JL, Parsons JE. The role of hydropower reservoirs in deep decarbonization policy. *Energy Policy* 2021;155:112369.
- [34] Martínez-Lucas G, Sarasúa JI, Sánchez-Fernández JA, Wilhelmi JR. Power-Frequency control of Hydropower Plants with long Penstocks in Isolated Systems with Wind Generation. *Renewable Energy* 2015; 83: 245–255.
- [35] Kishor N, Saini RP, Singh SP. A review on hydropower plant models and control. *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 2007;11: 776–796.
- [36] Dincer I, Ezzat MF. Renewable Energy Production. In: Dincer I, editor-in-chief. *Comprehensive Energy Systems*, Vol.3: Elsevier; 2018, p.126–207.
- [37] Dixon SL, Hall CA. *Fluid Mechanics and Thermodynamics of Machinery*. Sixth Ed. Elsevier, 2010.
- [38] Zeng C, Xiao Y, Luo Y, Zhang J, Wang Z, Fan H, Ahn SH. Hydraulic performance prediction of a prototype four-nozzle Pelton turbine by entire flow path simulation. *Renewable Energy* 2018;125:270–282.
- [39] Zhang Z. *Pelton Turbines*. Springer, 2016
- [40] Xu B, Zhang J, Egusquiza M, Chen D, Li F, Behrens P, Egusquiza E. A review of dynamic models and stability analysis for a hydro-turbine governing system. *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 2021; 144:110880.
- [41] Argonne. Review of Existing Hydroelectric Turbine-Governor Simulation Models. https://ceeesa.es.anl.gov/projects/psh/ANL-DIS-13_05_Review_of_Existing_Hydro_and_PSH_Models.pdf
- [42] Sarasúa JI, Pérez-Díaz JI, Wilhelmi JR, Sánchez-Fernández JA. Dynamic response and governor tuning of a long penstock pumped-storage hydropower plant equipped with a pump-turbine and a doubly fed induction generator. *Energy Conversion and Management* 2015;106:151–164.
- [43] Fang H, Chen L, Shen Z. Application of an improved PSO algorithm to optimal tuning of PID gains for water turbine governor. *Energy Convers Manag* 2011;52 (4):1763–70.
- [44] Jiang C, Ma Y, Wang C. PID controller parameters optimization of hydro-turbine governing systems using deterministic-chaotic-mutation evolutionary programming (DCMEP). *Energy Convers Manag* 2006;47(9–10):1222–30.
- [45] Mennemann JF, Marko L, Schmidt J, Kemmetmüller W, Kugi A. Nonlinear model predictive control of a variable-speed pumped-storage power plant, *IEEE Trans. Control Syst. Technol.* 2019: 1–16.
- [46] Reigstad TI, Uhlen K. Nonlinear model predictive control of variable speed hydropower for provision of fast frequency reserves. *Electric Power Systems Research* 2021; 194:107067
- [47] Taveira N, Palomares J, Quitmann E, Castaneda A, Gil J. The hybrid power plant in El Hierro island: facts and challenges from the wind farm perspective. *3rd Int. Hybrid Power Syst. Work.* 2018.

- [48] Platero C, Nicolet C, Sánchez J, Kawkabani B. Increasing wind power penetration in autonomous power systems through no-flow operation of Pelton turbines. *Renewable Energy* 2014;68:515–23.
- [49] Johnson RM, Chow JH, Dillon MV. Pelton turbine needle control model development, validation, and governor designs. *J. Dyn. Syst. Meas. Control*, 2013; 135: 011015-1
- [50] Wang L, Zhao J, Liu D, Wang J, Chen G, Sun W, Zhao T, Zhao Y, Qi X. Governor tuning and digital deflector control of Pelton turbine with multiple needles for power system studies. *IET Generation, Transmission & Distribution* 2017;11: 3278–3286
- [51] Working Group Prime Mover and Energy Supply. Hydraulic turbine and turbine control models for system dynamic studies. *IEEE Transactions on Power Systems* 1992; 7: 167–179. doi: 10.1109/59.141700.
- [52] Kundur P. *Power system stability and control*. McGraw-Hill, Inc., 1994.
- [53] IEEE Guide for the Application of Turbine Governing Systems for Hydroelectric Generating Units - Redline, in IEEE Std 1207-2011 (Revision to IEEE Std 1207-2004) - Redline , vol., no., pp.1-139, 20 June 2011. <https://ieeexplore.ieee.org/stamp/stamp.jsp?tp=&arnumber=6042284>.
- [54] Johnson RM, Chow JH, Dillon MV. Pelton turbine deflector overspeed control for a small power system. *IEEE TRANSACTIONS ON POWER SYSTEMS* 2004; 19:1032–1037. 10.1109/TPWRS.2004.825918
- [55] De Jaeger E, Janssens N, Malfliet B, Van De Meulebroeke F. Hydro turbine model for system dynamic studies. *IEEE Transactions on Power System* 1994; 9:1709–1715.
- [56] Gomes-Zoby MR, Itizo-Yanagihara J. Analysis of the Primary Control System of a Hydropower Plant in Isolated Model. *J. of the Braz. Soc. of Mech. Sci. & Eng* 2009;XXXI:1–11
- [57] Mansoor SP, Jones DN, Bradley DA, Aris FC, Jones GR. Reproducing oscillatory behaviour of a hydroelectric power station by computer simulation. *Control Engineering Practice* 2000; 8:1261–1272
- [58] O'Sullivan J, Rogers A, Flynn D, Smith P, Mullane A, O'Malley M. Studying the maximum instantaneous non-synchronous generation in an island system—Frequency stability challenges in Ireland. *IEEE Trans.Power Syst.* 2014; 29: 2943–2951.
- [59] El Hierro- Seguimiento de la demanda de energía eléctrica.<https://demanda.ree.es/>
- [60] Carta JA, Ramírez P, Velázquez S. A review of wind speed probability distributions used in wind energy analysis Case studies in the Canary Islands. *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 2009;13:933–955
- [61] IEEE Guide for the Application of Turbine Governing Systems for Hydroelectric Generating Units. - IEEE Power Engineering Society. IEEE Std 1207™ -2011

ANEXO

Resumen del proceso de ajuste del regulador de velocidad

8 ANEXO: Resumen del proceso de ajuste del regulador velocidad

8.1 Introducción

En otras partes de esta tesis, trata de explicarse el amortiguador de presión diseñado. Este anexo, en cambio, pretende resumir el proceso seguido para mejorar la regulación de velocidad de las turbinas Pelton de la central de Gorona del Viento.

Durante ese proceso se diseñó el amortiguador, que permitió mejorar dicha regulación.

Dado que el funcionamiento de la regulación de la central no era satisfactorio, pues se producían unos 700 deslases de unidades de bombeo al año en el sistema eléctrico de El Hierro, se comenzó este proceso, para tratar de perfeccionar las prestaciones del regulador, mejorando su velocidad de respuesta.

Se trata de un proceso que se extendió en el tiempo, durante unos dos años. Durante esos dos años, trataron de buscarse distintas alternativas para mejorar la respuesta de la central, primero mejorando el comportamiento del parque eólico, lo que resultó insuficiente y después, perfeccionando el regulador de velocidad de las turbinas Pelton, incluyendo el diseño del amortiguador de presión.

El punto de partida eran los reguladores de velocidad de los grupos hidráulicos de los que disponía la central cuando se pusieron en servicio en el año 2015.

En lo que respecta a la nomenclatura de este anexo, se denominan diversas tablas de ajuste el PID de la central. Como se explica más adelante, **el ajuste "Actual"** se refiere al ajuste que disponía la central en el **año 2015**, cuando se puso en servicio la central y que era el punto de partida de este proceso de mejora.

Asimismo, se muestran en este anexo simulaciones comparadas con registros reales de la central, que se llevaron a cabo durante el proceso de ajuste.

En los siguientes apartados de este anexo, se describe dicho proceso de análisis previo de diseño y ajuste.

Tras dicho proceso, se llevó a cabo una reforma en el regulador de la central, en noviembre/diciembre de 2017.

Al final de este anexo se incluyen los resultados de las pruebas que se llevaron a cabo tras dicha reforma.

8.2 Proceso de reforma y ajuste del regulador de velocidad

Este apartado pretende resumir el proceso de diseño seguido para mejorar la respuesta de los reguladores de velocidad de la Central de Gorona del Viento.

Cuando se pone en servicio la central, se disponía de un regulador de velocidad clásico, que comparaba la orden de apertura al inyector, corregida con el estatismo, con el error de velocidad de la máquina. Esta señal, se incorpora a un PID, que la procesa, entregando la señal de apertura al servomotor que controla al inyector, según la siguiente figura.

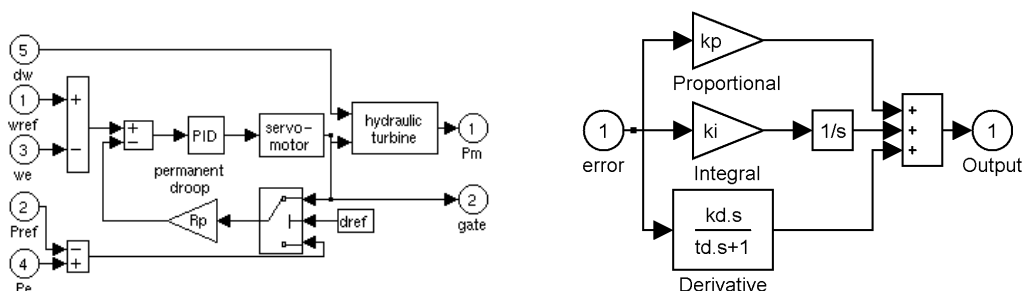


Figura 35.- Diagrama de bloques de regulador de velocidad clásico y de PID.

Por otra parte, durante la puesta en marcha de la central, se observaron oscilaciones, por lo que se decidió incluir una tabla en el PID de parámetros variables en función del error de velocidad. Para errores bajos, se estableció una constante proporcional algo menor, incrementándose para errores mayores.

La intención era que, para desviaciones bajas de la frecuencia, la regulación tuviera menor respuesta y el sistema no oscilase, pero que el regulador tratase de corregir con mayor respuesta desviaciones de velocidad mayores.

Cuando la central se pone en servicio en 2015, se implementa la siguiente tabla, con valores de las constantes del regulador en variables con la señal de entrada al regulador (error):

Tabla 3.- Ajuste del regulador PID anterior a la reforma del regulador

Tabla PID Actual																
frec (Hz)	100	51,5	51	50,25	50,15	50,05	50	49,95	49,85	49,75	49,5	49,25	49	48,75	48,5	0
error (pu)	-1	-0,03	-0,02	-0,005	-0,003	-0,001	0	0,001	0,003	0,005	0,01	0,015	0,02	0,025	0,03	1
Kp	5	5	5	5	5	3	3	3	5	5	5	5	5	5	5	5
Tn	5	5	5	5	5	3	3	3	5	5	5	5	5	5	5	5
Ki	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1

En la tabla se incluye el valor Tn, dónde $K_i = K_p / T_n$. Esto se debe a que el regulador comercial de las turbinas Pelton utilizaban el parámetro Tn en lugar de Ki, mientras que las simulaciones para analizar el sistema, se utilizaba Ki.

En la tabla se representa también la frecuencia, con el fin de dar un valor orientativo con la señal de error. Este valor sólo se cumple si la frecuencia de referencia son 50 Hz, pero da una idea de los valores de error en función de dicho valor de referencia.

La tabla anterior se denomina "Tabla PID Actual", dado que eran los valores que tenía ajustados la central cuando se comenzaron los estudios en el año 2015.

Los desastres de bombeo que se estaban produciendo, se originaban por bajadas de potencia eólica, debidas a cambios de viento, ya sea de dirección de viento, de velocidad de viento o de ambos.

Estas rampas de potencia eólica provocaban una bajada de frecuencia en el sistema y los grupos hidráulicos del sistema de El Hierro no eran capaces de responder adecuadamente.

Por este motivo se activaban desastres automáticos de bombeo, recuperándose así el equilibrio demanda/generación.

El primer escalón de desastre de bombeo se activaba en 49.3 Hz. Asimismo, el sistema disponía, y dispone, de escalones de desastre de bombeo que se activan por derivada de frecuencia.

El objetivo del análisis era, por tanto, mejorar la respuesta de las turbinas hidráulicas ante rampas eólicas.

Para ello se propusieron las siguientes vías:

- Reajustar parámetros del PID.
- Desarrollo de un bloque en el regulador que mitigue oscilaciones, en base a la medida de presión y/o frecuencia.
- Instalación de estabilizador de potencia (PSS)

Los trabajos iniciales se centraron en reajustar los parámetros del PID, tratando de buscar un juego de parámetros que mejorase la respuesta.

Como veremos durante el desarrollo de este anexo, esto no era suficiente. Los juegos de parámetros que no provocaban comportamientos oscilatorios no suponían una mejora apreciable respecto a los ajustes iniciales de la central.

Por ese motivo, se propuso el bloque en el regulador que mitigaba oscilaciones, en base a la medida de presión.

Hubo otras ideas, o propuestas, que no se llegaron a analizar, pues el amortiguador resolvía los problemas. Eran propuestas para instalar un amortiguador basado en la medida de frecuencia (cuando esta oscila con la presión) o la instalación de un estabilizador de potencia (PSS).

8.3 Ajuste de parámetros del PID

Para realizar este análisis se utilizó un modelo en Simulink de Matlab según lo explicado en esta tesis, con un regulador de velocidad clásico sin amortiguador.

Asimismo, en este modelo se podían emular tanto rampas de potencia eólica, como deslastres de bombeo.

Este es el trabajo que típicamente se realiza en las puestas en servicio de centrales, aunque en este caso se probaron parámetros de forma exhaustiva, tratando de mejorar. Se probaron más de 20 configuraciones de PID diferentes a partir de la "tabla actual".

Para cada configuración del PID, se probaron, en un escenario de demanda punta con tres turbinas hidráulicas despachadas, escenario denominado "punta 3T", al menos los siguientes eventos:

- Disparo de grupo de 2 MW. Se considera pérdida en escalón de eólica de 2 MW
- Rampa eólica de 2 MW, 10s
- Rampa eólica de 2 MW, 20s
- Rampa eólica de 2 MW, 30s
- Rampa eólica de 3 MW, 15s
- Rampa eólica de 3 MW, 30s
- Rampa eólica de 3 MW, 44s

También se realizaron pruebas en Valle, con dos turbinas.

Se probaron una serie de configuraciones de parámetros de PID, tanto incrementando K_p , como K_i respecto a la tabla inicial. También se probó modificar la ventana de error en la que K_p y K_i tenían mayor valor.

Los incrementos de K_p daban lugar a respuestas oscilatorias, por lo que se optó por probar con incrementos de K_i .

Con los incrementos de K_i , se conseguía una mejor respuesta, que, aunque es más oscilatoria que tenía la central, parecía admisible.

En la siguiente figura, a modo de ejemplo, se representa la respuesta en frecuencia del sistema a una rampa de 3 MW en 15 segundos. La frecuencia mínima alcanzada sería de 49,24 Hz, la primera oscilación de 0,85 Hz, con una sobrefrecuencia de 50,5 Hz y la tercera de 0,33 Hz. La oscilación termina atenuándose y el sistema permanece estable.

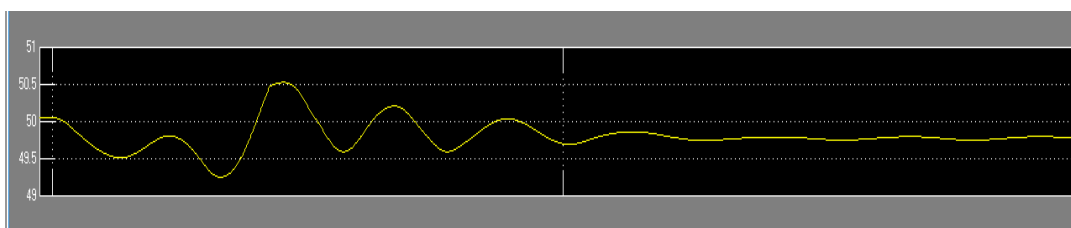


Figura 36.- Evolución de frecuencia del sistema ante rampa eólica de 3 MW en 15 s.

La tabla siguiente resume las simulaciones y los resultados obtenidos con cada una de las configuraciones de PID probadas en escenarios punta. La tabla "Actual" era la tabla que se encontraba ajustada en 2015 y las algunas de configuraciones probadas se denominaron tablas "3" hasta "3f".

Tabla 4.-Simulaciones y resultados obtenidos con cada una de las configuraciones de PID probadas en escenarios punta sin amortiguador.

Despacho y tabla PID	Punta 3T, tabla Actual			Punta 3T, tabla 3			Punta 3T, tabla 3a			Punta 3T, tabla 3b			Punta 3T, tabla 3c			Punta 3T, tabla 3d			Punta 3T, tabla 3e			Punta 3T, tabla 3f		
	Frec min Hz	1ª osc. Hz	3 osc. Hz	Frec min Hz	1ª osc. Hz	3 osc. Hz	Frec min Hz	1ª osc. Hz	3 osc. Hz	Frec min Hz	1ª osc. Hz	3 osc. Hz	Frec min Hz	1ª osc. Hz	3 osc. Hz	Frec min Hz	1ª osc. Hz	3 osc. Hz	Frec min Hz	1ª osc. Hz	3 osc. Hz	Frec min Hz	1ª osc. Hz	3 osc. Hz
Disparo 2 MW	48,26	0,50	0,50	48,35	0,54	0,23	48,50	0,58	0,50	48,52	0,58	0,48	-	-	-	48,46	0,60	0,57	oscilatorio			48,45	0,60	0,46
Rampa 2 MW, 10 s	48,92	0,06	0,01	49,57	0,28	0,15	49,56	0,30	0,14	49,56	0,27	0,11	49,64	0,65	0,35	49,50	0,23	0,08	oscilatorio			49,50	0,24	0,07
Rampa 2 MW, 20 s	49,37	0,02	0,01	49,62	0,48	0,15	49,62	0,47	0,10	49,64	0,42	0,10	49,62	0,80	0,32	49,62	0,27	0,02	-	-	-	49,63	0,32	0,17
Rampa 2 MW, 30 s	49,52	0,03	0,02	49,59	0,60	0,15	49,58	0,59	0,06	49,60	0,61	0,08	49,60	0,90	0,30	49,63	0,42	0,05	-	-	-	49,63	0,40	0,11
																			-	-	-			
Rampa 3 MW, 15 s	48,78	0,15	0,04	49,17	1,22	0,54	49,17	1,20	0,43	49,20	1,1 Hz	0,45	49,25	0,70	0,30	49,24	0,85	0,33	-	-	-	49,25	0,95	0,60
Rampa 3 MW, 30 s	49,25	-	-	49,34	0,88	0,31	49,34	0,90	0,30	49,35	0,86	0,30	49,32	1,05	0,50	49,40	0,74	0,10	-	-	-	49,40	0,74	0,32
Rampa 3 MW, 44 s	49,44	-	-	49,42	0,86	0,54	49,40	0,70	0,24	49,50	0,80	0,31	49,40	0,90	0,56	49,45	0,60	0,07	-	-	-	49,46	0,84	0,26

Con respecto a las simulaciones, se destaca lo siguiente.

- Las configuraciones de PID probadas eran similares en lo que frecuencia mínima alcanzada se refiere.
- Los ajustes probados mejoraban o igualaban la subfrecuencia alcanzada con respecto a la configuración “actual” en los eventos analizados.
- Todas las configuraciones presentaban mayor oscilación que la “actual”. No obstante, la oscilación se atenuaba en todas las configuraciones excepto en la configuración “3e”. Se buscaba la configuración que menos oscilaciones presentara.

La configuración con la "tabla 3d", presentada a continuación, es la que menor nivel de oscilación producía con respecto a las demás, por lo que parecía la más idónea.

Tabla 5.- Ajuste PID propuesto en caso de no disponerse de amortiguador.

Tabla PID 3d																
frec	100,00	51,50	51,00	50,25	50,15	50,05	50,00	49,95	49,85	49,75	49,50	49,25	49,00	48,75	48,50	0,00
error	-1,000	-0,030	-0,020	-0,005	-0,003	-0,001	0,000	0,001	0,003	0,005	0,010	0,015	0,020	0,025	0,030	1,000
Kp	3	3	3	3	3	3	3	3	5	5	5	5	5	5	5	5
Tn	3	3	3	3	3	3	1	0,75	1,25	1,25	1,25	1,25	5	5	5	5
Ki	1	1	1	1	1	1	3	4	4	4	4	4	1	1	1	1

Como puede observarse, dicha configuración incluía una kp inferior a sobrefrecuencia y una Ki sensiblemente mayor a la de la tabla “actual”, que se repite a continuación para facilitar la comparación entre ambas.

Tabla 6.- Ajuste del regulador PID anterior a la reforma del regulador

Tabla PID Actual																
frec (Hz)	100	51,5	51	50,25	50,15	50,05	50	49,95	49,85	49,75	49,5	49,25	49	48,75	48,5	0
error (pu)	-1	-0,03	-0,02	-0,005	-0,003	-0,001	0	0,001	0,003	0,005	0,01	0,015	0,02	0,025	0,03	1
Kp	5	5	5	5	5	3	3	3	5	5	5	5	5	5	5	5
Tn	5	5	5	5	5	3	3	3	5	5	5	5	5	5	5	5
Ki	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1

8.4 Comparativa entre tabla 3d y tabla actual

En aras de analizar si la tabla 3d era realmente una mejora apreciable, se hizo una campaña de simulaciones adicional.

Para ello, se utilizaron rampas obtenidas registros reales de potencia eólica en la central.

Asimismo, se configuraron escenarios en los que las condiciones iniciales eran similares a las que había cuando se generaron los registros.

Es decir, el número de turbinas hidráulicas y su potencia inicial, así como la potencia inicial de bombeo, la potencia inicial eólica y la potencia cedida al sistema eléctrico de El Hierro coincidían en el instante inicial de la simulación.

Se trataba, además de registros en los que no había grupos diésel despachados, por los resultados de las simulaciones realizadas con la “tabla actual” eran similares a las de los registros reales obtenidos, permitiendo validar las simulaciones.

Asimismo, se modelaron deslastes de bombeo según la configuración de la central, para comparar si el nuevo ajuste PID mitigaba la ejecución de deslastes.

Por otra parte, para el ajuste propuesto; “tabla 3d”, incluyeron una serie de pruebas con una modificación en el control del deflector modelado, de forma que disminuyesen las sobrefrecuencias. Básicamente, se incrementaba la incidencia del deflector en el flujo de agua, y se activaba dicho control a 50,4 Hz. Antes de dicha modificación, la entrada del deflector se producía en el entorno de 51 Hz.

A continuación, se presenta una tabla resumen con los resultados comparados de simulaciones con el “ajuste actual” y el “3d” ante las distintas rampas simuladas. En general, puede observarse una mejora del comportamiento del sistema ante rampas para la configuración “3d” frente al ajuste actual. Sin embargo, a pesar de la mejora, se seguían produciendo deslastes.

Tabla 7.- Comparativa entre ajuste PID propuesto sin amortiguador y ajuste disponible tras puesta en servicio de la central. Escenarios en punta

Despacho y tabla PID	Punta 3T, tabla Actual				Punta 3T, tabla 3d				Punta 3T, tabla 3d + mejora deflector			
	Frec min Hz	1ª osc. Hz	3 osc. Hz	Deslaste	Frec min Hz	1ª osc. Hz	3 osc. Hz	Deslaste	Frec min Hz	1ª osc. Hz	3 osc. Hz	Deslaste
Evento												
Disparo 2 MW	48,26	0,50	0,50	no modelado	48,46	0,60	0,57	no modelado	-	-	-	-
Rampa registrada 1,2 MW, 0,5 MW/s	49,20	0,40	0,30	1 MW	49,22	1,00	0,44	0,5 MW	49,22	0,49	0,20	0,5 MW
Rampa registrada 1,3 MW, 0,3 MW/s	49,27	0,15	0,05	0,5 MW	49,30	0,52	0,25	0,5 MW	49,30	0,20	0,20	0,5 MW
Rampa registrada 2 MW, 0,2 MW/s	49,20	0,25	0,20	1 MW	49,25	1,00	0,55	0,5 MW	49,25	0,46	0,40	0,5 MW
Rampa registrada 1,2 MW, 0,5 MW/s	48,70	0,44	0,40	no modelado	49,00	1,10	0,34	no modelado	49,00	0,35	0,20	no modelado
Rampa registrada 1,3 MW, 0,3 MW/s	48,90	0,20	0,15	no modelado	49,28	0,82	0,38	no modelado	49,28	0,20	0,20	no modelado
Rampa registrada 2 MW, 0,2 MW/s	48,55	0,40	0,40	no modelado	49,02	1,00	0,45	no modelado	49,02	0,20	0,20	no modelado
Rampa 2 MW, 10 s	48,92	0,06	0,01	no modelado	49,50	0,23	0,08	no modelado	-	-	-	-
Rampa 2 MW, 20 s	49,37	0,02	0,01	no modelado	49,62	0,27	0,02	no modelado	-	-	-	-
Rampa 2 MW, 30 s	49,52	0,03	0,02	no modelado	49,63	0,42	0,05	no modelado	-	-	-	-
Rampa 3 MW, 15 s	48,78	0,15	0,04	no modelado	49,24	0,85	0,33	no modelado	-	-	-	-
Rampa 3 MW, 30 s	49,25	-	-	no modelado	49,40	0,74	0,10	no modelado	-	-	-	-
Rampa 3 MW, 44 s	49,44	-	-	no modelado	49,45	0,60	0,07	no modelado	-	-	-	-

Por otra parte, se corroboraba que el funcionamiento con el deflector ajustado mitiga las sobrefrecuencias y la amplitud de las oscilaciones en la configuración escogida, según se puede observar en la tabla.

Véase, por ejemplo, lo siguiente:

- Para una de las rampas registradas, la de 1,2 MW, 0,5 MW/s, la tabla actual implica un deslaste de 1 MW.

- Con el ajuste "3d" propuesto, mejora con un deslastre de 0,5 MW. Por otro lado, se produce una sobrefrecuencia de 51 Hz, con una oscilación del entorno de 1 Hz.
- Si con el ajuste "3d", si se incluye el ajuste del deflector, dicha oscilación se ve minorada a 0,49 Hz y la sobrefrecuencia a 50,5 Hz. El deslastre sería también de 0.5 MW.

En las siguientes figuras puede observarse la evolución del sistema en sendos casos. En el primera, con el PID del regulador de velocidad ajustado según la tabla 3d. En la segunda, además del ajuste según la tabla 3d, se incluye la evolución con el ajuste del funcionamiento del deflector, para tratar de mitigar las sobrefrecuencias.

Tanto en estas figuras como en las que se incluyen posteriormente, puede consultarse las siguientes variables:

- Pmec: Potencia mecánica de una las turbinas Pelton en MW
- Pe: Potencia del parque eólico en MW (valor registrado)
- Frecuencia en Hz:
 - Amarillo: Valor de simulación
 - Magenta: Valor registrado. Sólo se incluye en caso de que la simulación se la de la "tabla actual"
- h: presión a la entrada de la turbina
- Parámetros del regulador (pu):
 - Amarillo: Consigna de inyector debida a Kp
 - Magenta: Consigna de inyector debida a Ki
 - Azul: Consigna de inyector debida a Kd (no se utiliza en estas tablas)
 - Rojo: Consigna al inyector (suma de las anteriores)
 - Verde: Multiplicador de potencia del deflector. En caso de que sea 1 pu, no actúa. Si está por ejemplo 0.9 pu, limita la potencia mecánica un 10% aproximadamente.
- Parámetros del regulador (pu):
 - Amarillo: Valor de Kp
 - Magenta: Valor de Ki
 - Azul: Valor de Kd (no se utiliza en estas tablas)

En cada figura se incluye:

- Pmec: Potencia mecánica de turbinas hidráulicas
- Pe: Potencia eléctrica de turbinas hidráulicas (registrada)
- Frecuencia del sistema (Hz)
 - Amarillo: Frecuencia simulada
 - Magenta: Frecuencia registrada
- Presión de tubería (p.u.)
- Gate1: Posicionamiento del inyector y factor de reducción de potencia del deflector.
 - Rojo; Orden de posicionamiento del inyector
 - Amarillo, Acción proporcional de la respuesta
 - Magenta, Acción integral de la respuesta
 - Azul: Acción derivativa de la respuesta (no se utiliza en estas tablas)
 - Verde: Factor de reducción de potencia hidráulica por posicionamiento de deflector.
- Parámetros PID del regulador. Se trata de parámetros variables en función del error de velocidad.

- Amarillo, k_p , valor del parámetro proporcional
- Magenta, k_i , valor del parámetro integral
- Azul: Valor de K_d (no se utiliza en estas tablas)

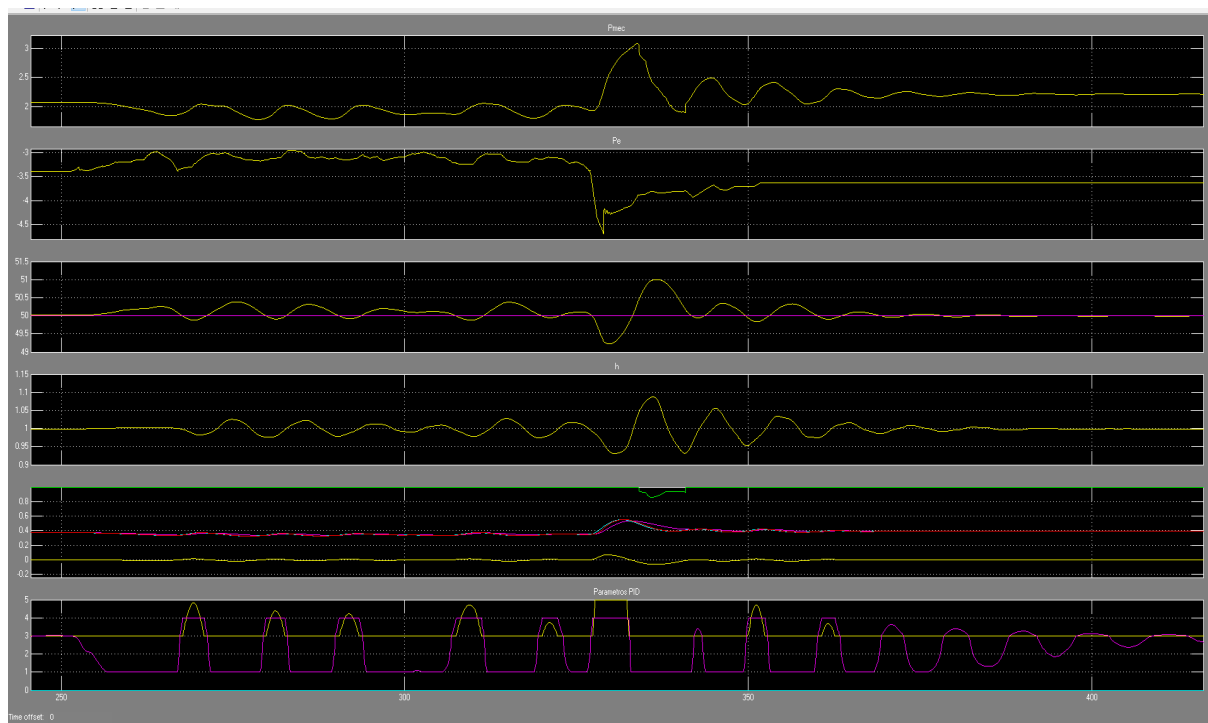


Figura 37.- Evolución ante rampa eólica registrada de 1,2 MW, 0,5 MW/s, regulador sin amortiguador y ajuste según tabla 3d y deflector a 51 Hz

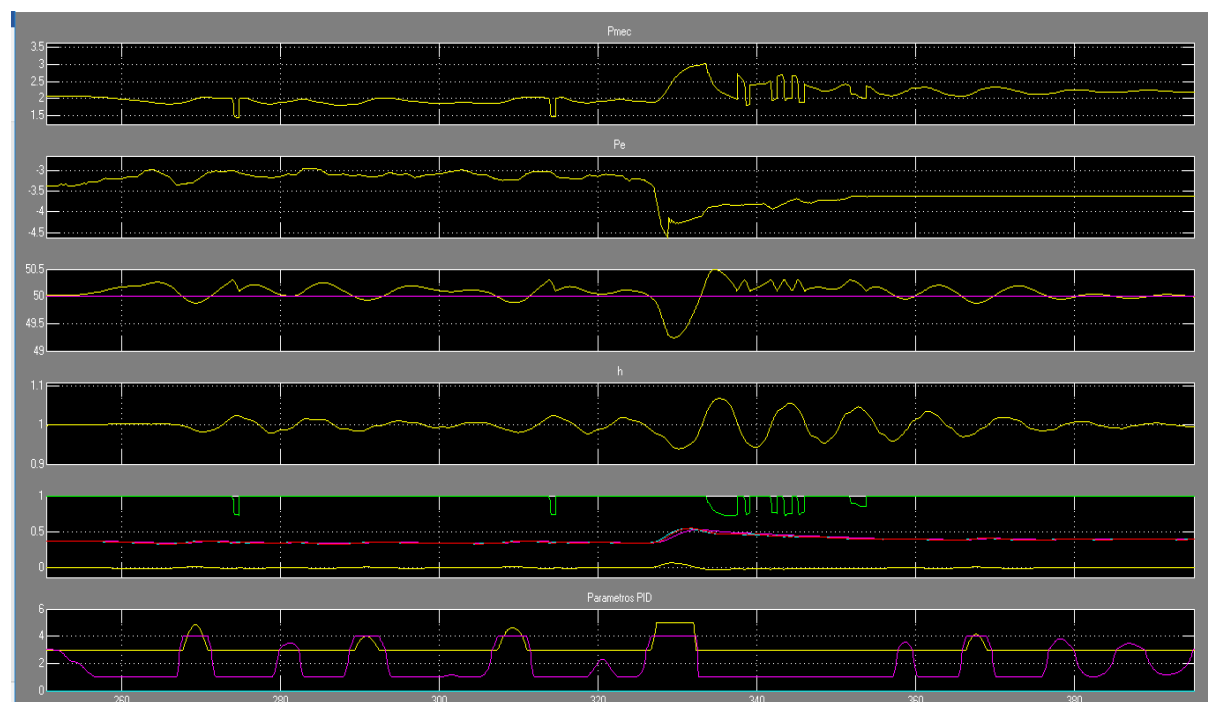


Figura 38.- Evolución ante rampa eólica registrada de 1,2 MW, 0,5 MW/s, regulador sin amortiguador y ajuste según tabla 3d y deflector ajustado a 50.4 Hz

La siguiente figura incluye la evolución de la potencia eólica incluida en la simulación.

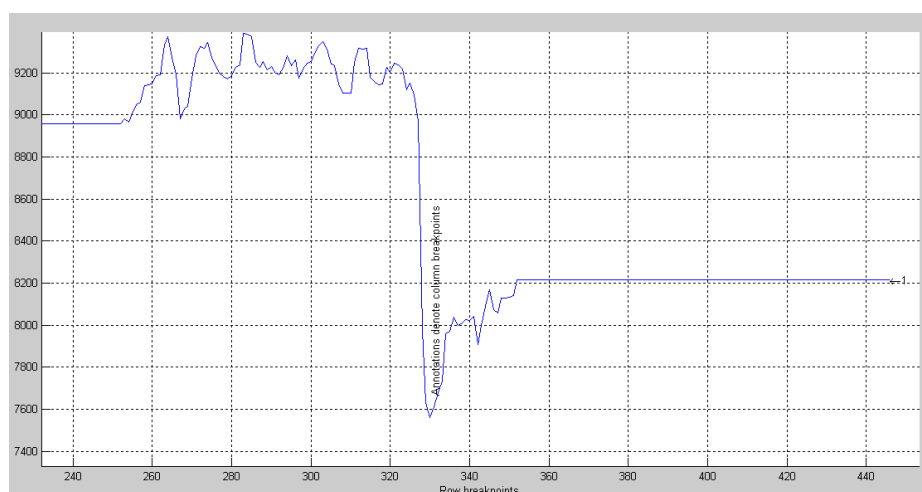


Figura 39.- Rampa eólica registrada de 1,2 MW, 0,5 MW/s. Potencia en kW, tiempo en segundos.

Se realizó un análisis similar en escenarios en valle, con dos turbinas, alcanzándose resultados similares. En general se observaba una mejoría con la “tabla 3d”, que se ha analizado sin la mejora del deflector. De cualquier forma, dado que hay menor capacidad de respuesta, las frecuencias mínimas alcanzadas son inferiores, con respecto al caso punta con 3 turbinas.

Tabla 8. Comparativa entre ajuste PID propuesto sin amortiguador y ajuste disponible tras puesta en servicio de la central. Escenarios en valle.

Despacho y tabla PID	Valle 2T, tabla Actual				Valle 2T, tabla 3d			
	Frec min Hz	1ª osc. Hz	3 osc. Hz	Deslastre	Frec min Hz	1ª osc. Hz	3 osc. Hz	Deslastre
Evento								
Disparo 2 MW	48,00	0,50	0,40	no modelado	48,20	0,45	0,13	no modelado
Rampa 2 MW, 10 s	48,40	0,10	-	no modelado	49,27	0,11	-	no modelado
Rampa 2 MW, 20 s	49,02	0,08	-	no modelado	49,50	0,10	-	no modelado
Rampa 2 MW, 30 s	49,26	0,06	-	no modelado	49,56	0,15	0,05	no modelado
Rampa 3 MW, 15 s	48,10	0,22	0,12	no modelado	49,00	1,00	0,47	no modelado
Rampa 3 MW, 30 s	48,90	0,09	0,04	no modelado	49,28	0,28	0,06	no modelado
Rampa 3 MW, 44 s	49,10	0,06	-	no modelado	49,24	0,80	0,09	no modelado

8.5 Análisis con amortiguador de presión

Como se ha resumido en los apartados anteriores, con el ajuste propuesto en la tabla “3d” se conseguían mejoras.

Sin embargo, ante rampas del entorno de 1 MW con una pendiente pronunciada, que se producían en la isla, no se terminaban de evitar los deslastres (véase Figura 39Figura 38.- Evolución ante rampa eólica registrada de 1,2 MW, 0,5 MW/s, regulador sin amortiguador y ajuste según tabla 3d y deflector ajustado a 50.4 Hz).

Asimismo, se había probado a incrementar la respuesta proporcional, k_p , del regulador de velocidad provocando respuestas más oscilatorias del sistema.

Para evitar dichas oscilaciones, además de realizar el ajuste en el control del deflector, se desarrolló el bloque amortiguador que, como ya se ha explicado, atenúa la oscilación de presión en la tubería si ésta es elevada.

Se presenta a continuación el ajuste “tabla PID 6”, que incluía un incremento apreciable de la k_p entre 49,9 y 49,5 Hz con respecto al “3d”:

Tabla 9. Ajuste de PID en caso de disponerse de amortiguador.

Tabla PID 6																
frec	100,0	51,5	51,0	50,3	50,2	50,1	50,0	50,0	49,9	49,8	49,5	49,3	49,0	48,8	48,5	0,0
error	-1,000	-0,030	-0,020	-0,005	-0,003	-0,001	0,000	0,001	0,003	0,005	0,010	0,015	0,020	0,025	0,030	1,000
Kp	3	3	3	3	3	3	3	3	20	7	7	5	5	5	5	5
Tn	3	3	3	3	3	3	1	0,75	1	1	1	1,25	5	5	5	5
Ki	1	1	1	1	1	1	3	4	20	7	7	4	1	1	1	1

Se comprobó que, en general, los resultados de dicha “tabla PID 6”, que no podría haber sido integrada sin el amortiguador, eran sensiblemente mejores que los de la tabla “3d” o la “actual”. Véase tabla siguiente

Tabla 10.- Comparativa entre ajuste PID propuesto con y sin amortiguador. Escenarios en punta

Despacho y tabla PID	Punta 3T, tabla Actual				Punta 3T, tabla 3d				Punta 3T, tabla 3d + mejora deflector				Punta 3T, tabla 6 + mejora deflector + bloque para mitigar oscilación			
	Frec min Hz	1ª osc. Hz	3 osc. Hz	Deslastre	Frec min Hz	1ª osc. Hz	3 osc. Hz	Deslastre	Frec min Hz	1ª osc. Hz	3 osc. Hz	Deslastre	Frec min Hz	1ª osc. Hz	3 osc. Hz	Deslastre
Disparo 2 MW	48,26	0,50	0,50	no modelado	48,46	0,60	0,57	no modelado	-	-	-	-	48,66	0,60	0,40	no modelado
Rampa registrada 1,2 MW, 0,5 MW/s	49,20	0,40	0,30	1 MW	49,22	1,00	0,44	0,5 MW	49,22	0,49	0,20	0,5 MW	49,32	0,30	0,20	0 MW
Rampa registrada 1,3 MW, 0,3 MW/s	49,27	0,15	0,05	0,5 MW	49,30	0,52	0,25	0,5 MW	49,30	0,20	0,20	0,5 MW	49,32	0,30	0,20	0 MW
Rampa registrada 2 MW, 0,2 MW/s	49,20	0,25	0,20	1 MW	49,25	1,00	0,55	0,5 MW	49,25	0,46	0,40	0,5 MW	49,32	0,30	0,20	0 MW
Rampa registrada 1,2 MW, 0,5 MW/s	48,70	0,44	0,40	no modelado	49,00	1,10	0,34	no modelado	49,00	0,35	0,20	no modelado	-	-	-	-
Rampa registrada 1,3 MW, 0,3 MW/s	48,90	0,20	0,15	no modelado	49,28	0,82	0,38	no modelado	49,28	0,20	0,20	no modelado	-	-	-	-
Rampa registrada 2 MW, 0,2 MW/s	48,55	0,40	0,40	no modelado	49,02	1,00	0,45	no modelado	49,02	0,20	0,20	no modelado	-	-	-	-
Rampa 2 MW, 10 s	48,92	0,06	0,01	no modelado	49,50	0,23	0,08	no modelado	-	-	-	-	49,72	0,50	0,28	no modelado
Rampa 2 MW, 20 s	49,37	0,02	0,01	no modelado	49,62	0,27	0,02	no modelado	-	-	-	-	49,70	0,55	0,25	no modelado
Rampa 2 MW, 30 s	49,52	0,03	0,02	no modelado	49,63	0,42	0,05	no modelado	-	-	-	-	49,68	0,50	0,30	no modelado
Rampa 3 MW, 15 s	48,78	0,15	0,04	no modelado	49,24	0,85	0,33	no modelado	-	-	-	-	49,60	0,64	0,64	no modelado
Rampa 3 MW, 30 s	49,25	-	-	no modelado	49,40	0,74	0,10	no modelado	-	-	-	-	49,48	0,60	0,60	no modelado
Rampa 3 MW, 44 s	49,44	-	-	no modelado	49,45	0,60	0,07	no modelado	-	-	-	-	49,35	0,65	0,65	no modelado

En general, la “tabla 6” mejora las frecuencias mínimas alcanzadas y disminuye el valor de los deslastres. Se observa, por ejemplo, lo siguiente:

- Para una de las rampas registradas, la de 1,2 MW, 0,5 MW/s, la tabla actual implica un deslastre de 1 MW.
- Con el ajuste “tabla 3d” se produce un deslastre de 0,5 MW.
- Con el ajuste “tabla 6” no hay deslastre y las oscilaciones son del mismo orden gracias al amortiguador.

En las siguientes figuras puede observarse el sistema, ajustado con la “tabla 6”, respondiendo ante la rampa de 3 MW, 15 segundos. En la primera de ellas no se incluye el bloque que mitiga las oscilaciones, produciéndose oscilaciones de frecuencia del entorno de 0.6 Hz entre el segundo 405 y 440 aproximadamente.

En la segunda figura, se realiza la misma simulación, pero con el bloque que mitiga oscilaciones conectado. Puede observarse como dichas oscilaciones disminuyen apreciablemente.

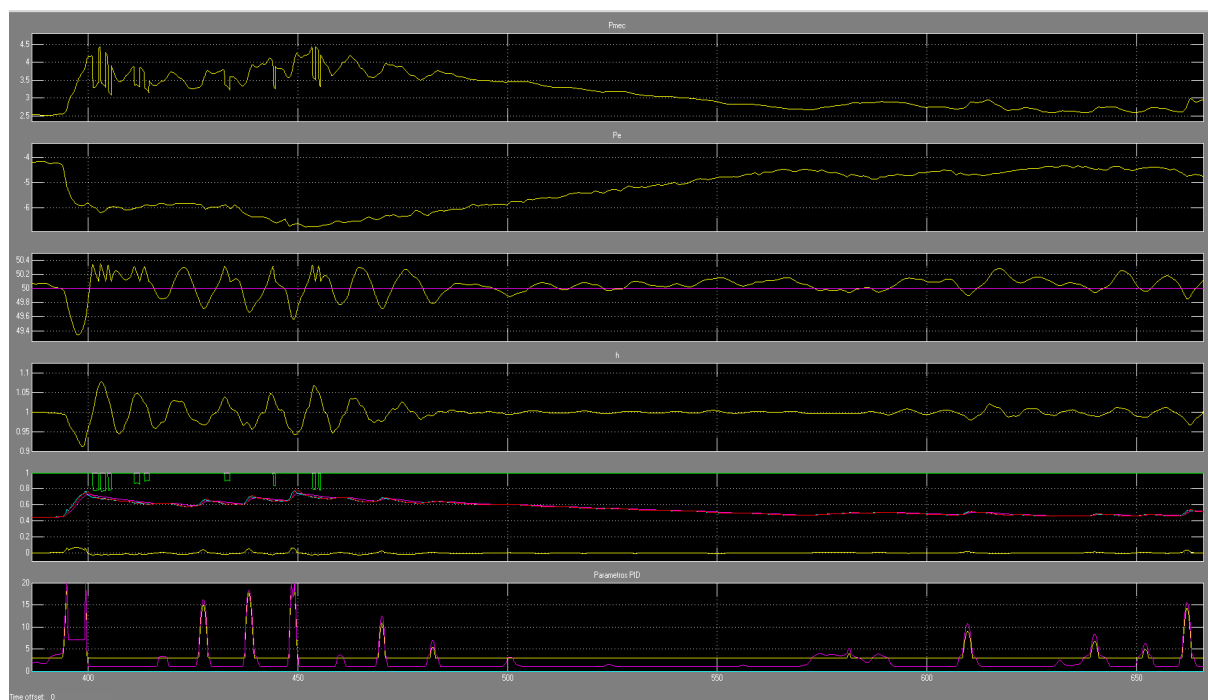


Figura 40.-Evolución ante rampa eólica teórica de 3 MW en 15 s, regulador sin amortiguador y ajuste según tabla 6 y deflector ajustado a 50.4 Hz

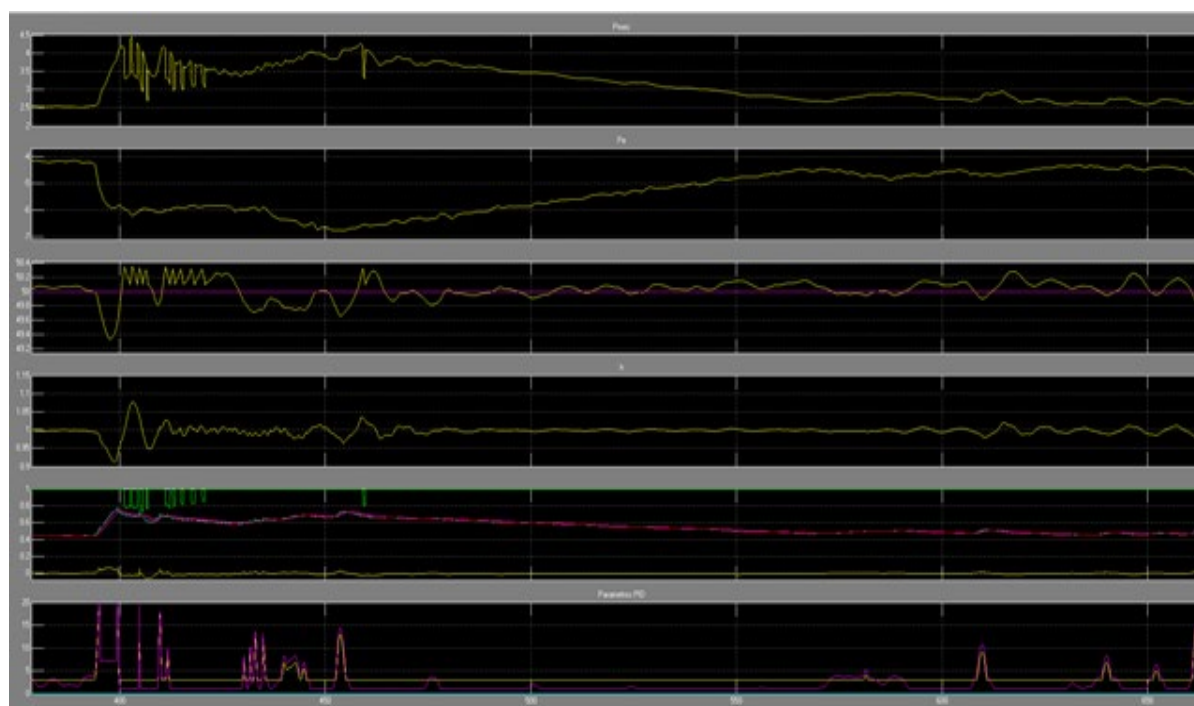


Figura 41.- Evolución ante rampa eólica teórica de 3 MW en 15 s, regulador con amortiguador y ajuste según tabla 6 y deflector ajustado a 50.4 Hz

8.6 Evolución del sistema con registros de viento real. Comparativa entre frecuencia real registrada y simulada

Según se comentaba, se aprovecharon una serie de pruebas con registros reales de potencia eólica y frecuencia, con el objetivo de tratar de validar el modelo en las simulaciones que incluían la tabla "actual".

En general, los resultados obtenidos de las simulaciones presentan oscilaciones de mayor amplitud que los registros reales. Esto puede deberse a la menor frecuencia de muestreo del registro real (1s), así como a que el modelo es menos amortiguado que el sistema eléctrico real. También puede influir que en las simulaciones no se modela el bombeo regulable o que el modelo del deflector no refleje exactamente el comportamiento de dicho subsistema.

Asimismo, pudo evaluarse nuevamente cada una de las opciones de ajuste del regulador. En las simulaciones hay una mejora del comportamiento del sistema ante rampas para la configuración propuesta (3d) frente al ajuste actual. En la configuración (3d), se siguen produciendo deslastes, aunque en menor medida. Debe tenerse en cuenta que, en la mayoría de los registros reales, el bombeo variable está regulando p/f y en las simulaciones no, por lo que la configuración (3d) podría dar mejores resultados de los indicados.

Para cada registro de eólica, se realiza la simulación con el ajuste actual y con el propuesto "3d". También se incluyen resultados de dichas simulaciones con la tabla "6", que incluye el amortiguador de oscilaciones.

En la siguiente tabla se muestra la comparativa entre los registros reales y las simulaciones. Como puede observarse, los deslastes del registro real y de la simulación con el ajuste que tenía la central cuando se realizaron los registros, "Ajuste actual", son prácticamente iguales.

Registro Real							Simulaciones		
							Ajuste actual	Ajuste 3d propuesto	Ajuste 6
Evento	Fecha y Hora	Pérdida eólica	rampa eólica	Nº Turbinas	Subfrecuencia	Deslastre MW	Deslastre MW	Deslastre MW	Deslastre MW
1-3T	08/06/2017 10:11:00 + 08/06/2017 10:19:00	4,4 MW + 1,7	0,08 MW/s + 0,38 MW/s	3 T	48,92	0,5 + 1,5	0,5+0,5 +1	0,5+0,5 + 1	0,5+0,5+0,5
2-3T	08-jun-2017 8:55:0	1,3 MW	0,303 MW/s	3 T	49,279	0,5	0,5	0,5	0
3-3T	07-jun-2017 15:30:0	1,7 MW	0,283 MW/s	3 T	49,203	0,5	0,5	0	0
5-3T	02-jun-2017 12:52:0	3,8 MW	0,542 MW/s	3 T	49,039	2	2+0,5	1,5 + 0,5	1
6-3T	02-jun-2017 19:10:0	2 MW	0,222 MW/s	3 T	49,249	0,5	1	0,5	0
7-3T	08-jun-2017 1:9:0	1,8 MW	0,196 MW/s	3 T	49,159	1	0,5	0	0

Tabla 11.-Comparativa entre registros reales y simulaciones.

Como puede observarse, el ajuste "tabla 3d" mejoraba frente al "ajuste actual". Con respecto a la "tabla 6", los resultados son mejores que los de la "tabla 3d", en lo que a deslastes se refiere.

En las siguientes figuras se presentan los casos 7-3T, 3-3T y 6-3T. En las figuras que incluyen el "Ajuste Actual" se presenta la frecuencia modelada y la frecuencia registrada para las condiciones reales. Según se ha comentado, dicho "ajuste actual" es el que tenía la central cuando se hicieron los registros. Como puede verse, el sistema modelado y el registrado tienen un comportamiento similar.

8.6.1 Registro 7-3T

En este escenario, en el que la turbina 1 está desconectada y el resto en operación, las condiciones iniciales establecidas son las siguientes:

Timestamp	EOL	Evac.	BOMBEO	Freq	TH1	TH2	TH3	TH4
08/06/2017 1:8:0	4781,74	4177,48	3343,00	50,14	4,25	886,06	931,77	943,63

Dónde,

- Eol: Potencia eólica, kW
- Evac: Potencia de evacuada de la central al sistema insular, kW
- Bombeo: Potencia de bombeo, kW
- Freq: Frecuencia en Hz
- TH1 a TH4, potencia de turbinas hidráulicas, kW. La TH1 está desconectada.

La primera figura representa la evolución del sistema con el "ajuste actual" del PID. Se incluyen dos frecuencias. La de color magenta es la registrada y la amarilla la simulada. En esta figura, con el ajuste actual, la evolución de la frecuencia es similar a la frecuencia registrada.

En la segunda figura, con el ajuste "3d", las frecuencias mínimas alcanzadas son menores, produciéndose sobre-frecuencias. Estas sobre-frecuencias podrían ser mitigadas con el citado cambio en el control del deflector.

En la tercera figura se ha realizado la simulación con el ajuste "3d" y el cambio en el control del deflector. Nuevamente se observa que las oscilaciones y sobre-frecuencias disminuyen y se mantiene la mejora en lo que a frecuencias mínimas se refiere.

La cuarta figura incluye la simulación con la tabla "6", incluyendo el control del deflector y el sistema que mitiga oscilaciones.

La quinta figura incluye la rampa eólica que se ha utilizado como entrada.

En cada figura se incluye:

- Pmec: Potencia mecánica de turbinas hidráulicas
- Pe: Potencia eléctrica de turbinas hidráulicas
- Frecuencia del sistema (Hz)
 - Amarillo: Frecuencia simulada
 - Magenta: Frecuencia registrada
- Presión de tubería (p.u.)
- Gate1: Posicionamiento del inyector y factor de reducción de potencia del deflector.
 - Rojo; Orden de posicionamiento del inyector
 - Amarillo, Acción proporcional de la respuesta
 - Magenta, Acción integral de la respuesta
 - Verde: Factor de reducción de potencia hidráulica por posicionamiento de deflector.
- Parámetros PID del regulador. Se trata de parámetros variables en función del error de velocidad.
 - Amarillo, kp, valor del parámetro proporcional
 - Magenta, ki, valor del parámetro integral

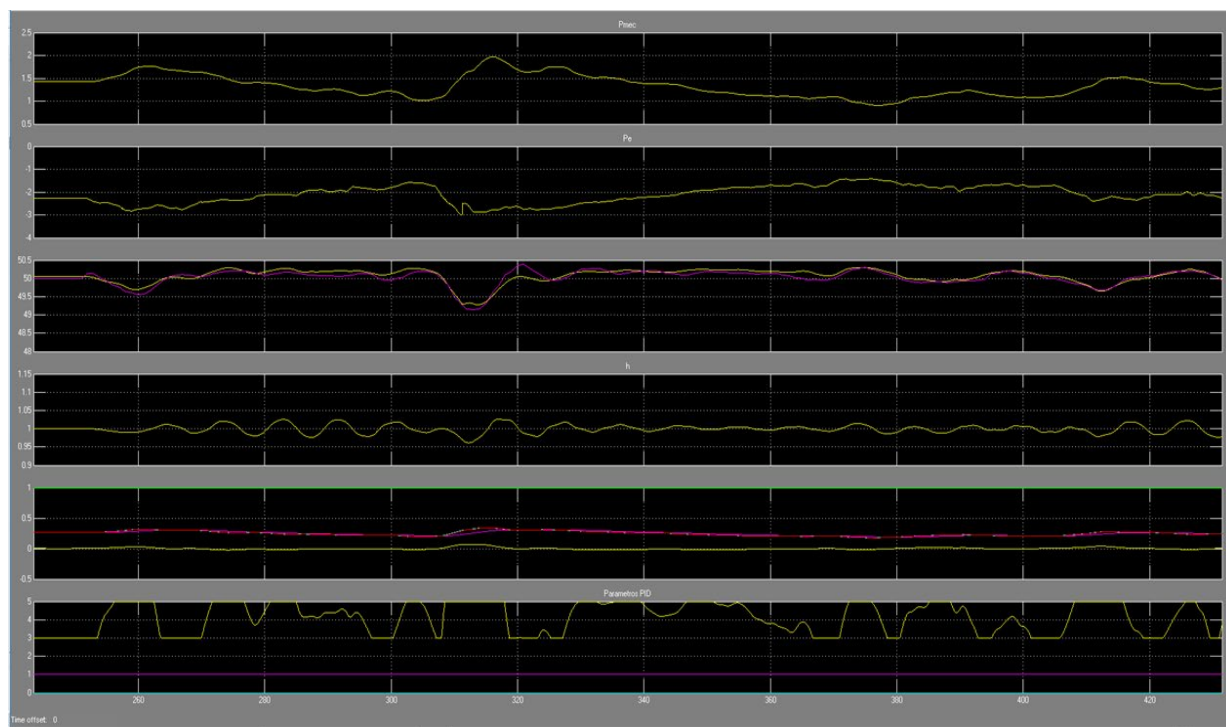


Figura 42.- Registro 7-3T: Evolución del sistema con ajuste PID disponible tras puesta en servicio de la central

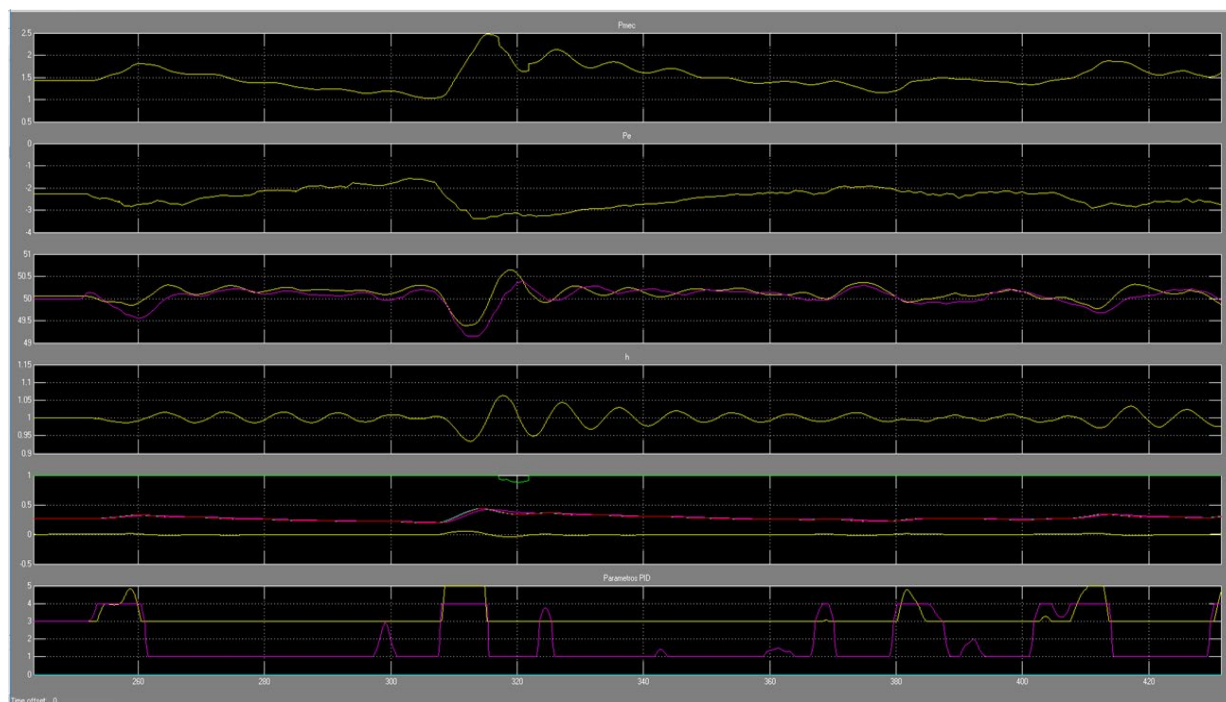


Figura 43.- Registro 7-3T: Evolución del sistema con ajuste según "tabla 3d"

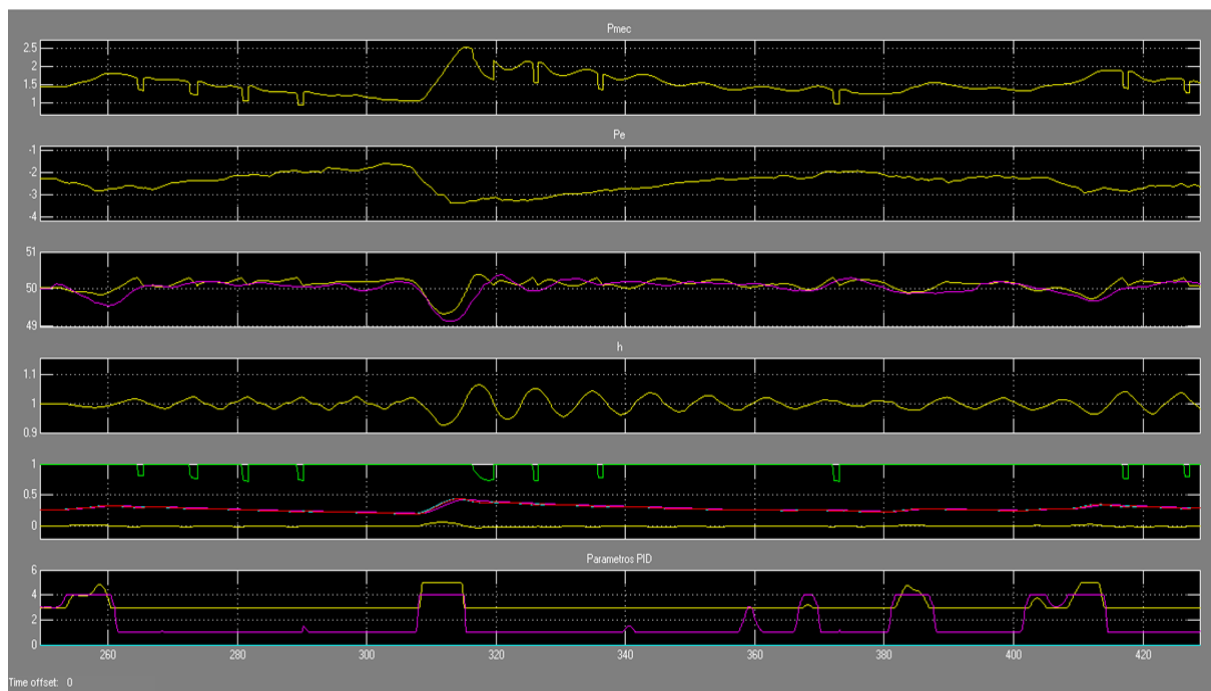


Figura 44.- Registro 7-3T: Evolución del sistema con ajuste según "tabla 3d" con deflector ajustado

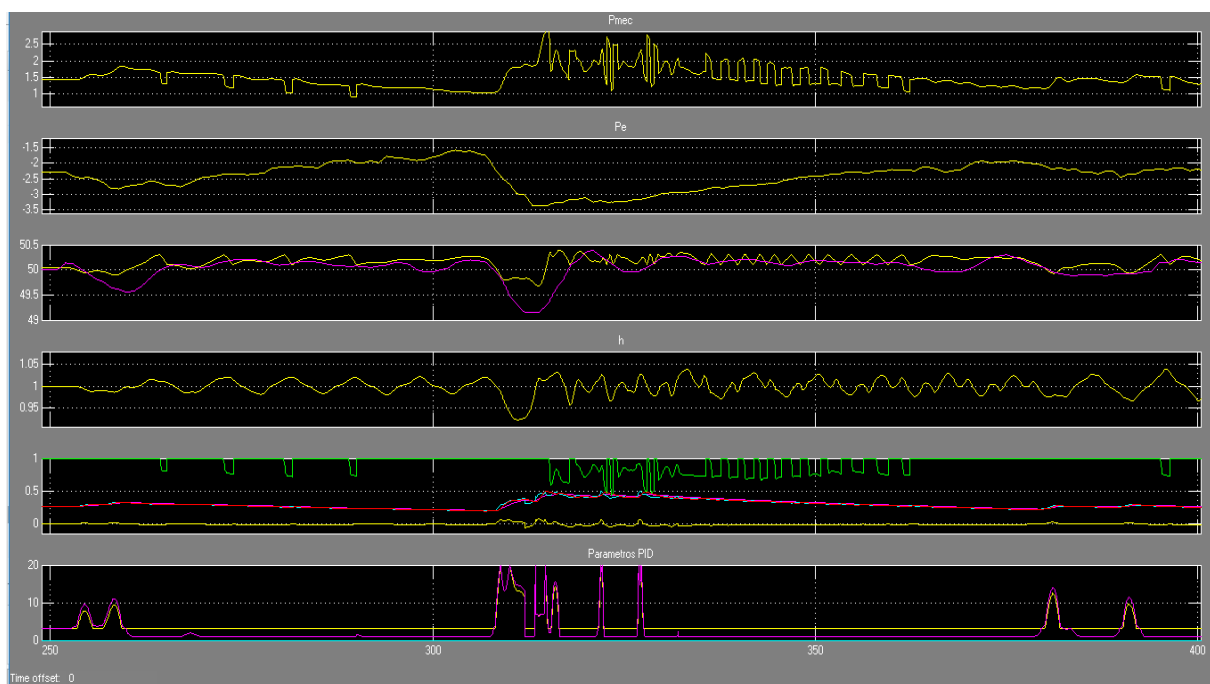


Figura 45.-Registro 7-3T: Evolución del sistema con ajuste según "tabla 6" con deflector ajustado y amortiguador activado

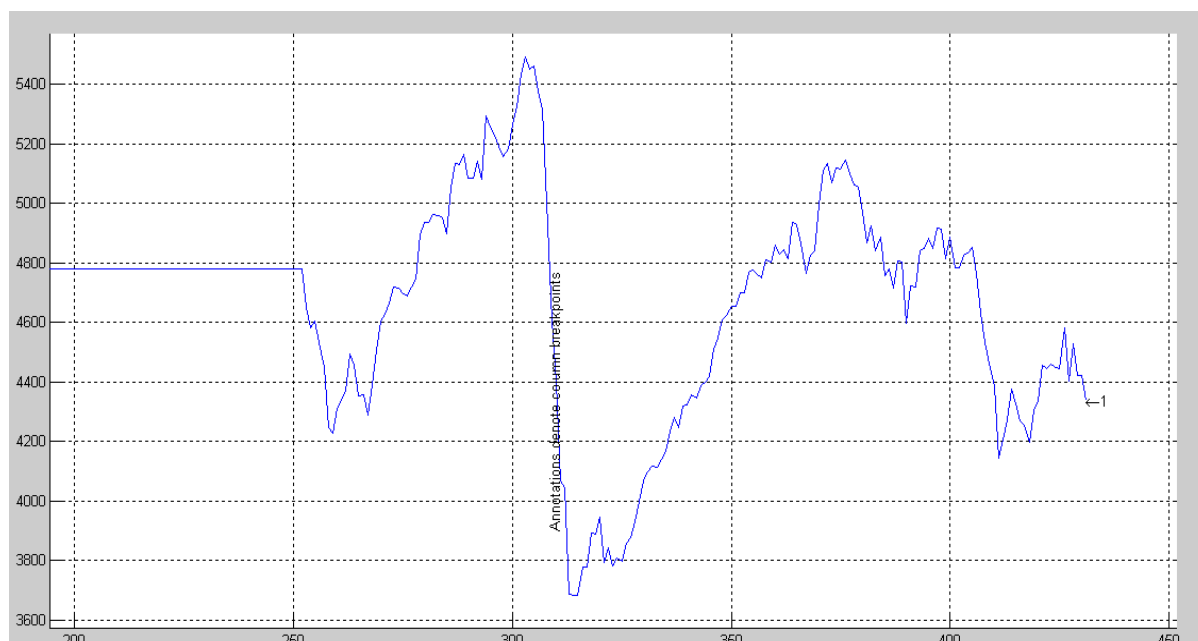


Figura 46.-Registro 7-3T; 8-6-2017. Rampa eólica. Potencia en kW. Tiempo en segundos.

8.6.2 Registro 3-3T

En este escenario, en el que la turbina 1 está desconectada, las condiciones iniciales establecidas son las siguientes:

Timestamp	EOL	Evac.	BOMBEO	Freq	TH1	TH2	TH3	TH4
07/06/2017 15:30:0	5510,55	5761,60	3926,00	49,88	7,15	1476,42	1465,49	1451,30

Dónde,

- Eol: Potencia eólica, kW
- Evac: Potencia de evacuada de la central al sistema insular, kW
- Bombeo: Potencia de bombeo, kW
- Freq: Frecuencia en Hz
- TH1 a TH4, potencia de turbinas hidráulicas, kW. La TH1 está desconectada.

La primera figura representa la evolución del sistema con el ajuste actual del PID. Se observa que la evolución de la frecuencia es similar a la frecuencia registrada.

En la segunda, con el ajuste "3d", las frecuencias mínimas alcanzadas son menores, produciéndose sobrefrecuencias.

En la tercera figura se ha realizado la simulación con el ajuste "3d" y la mejora en el control del deflector. En este caso, las sobrefrecuencias disminuyen, pero hay un rizado de frecuencia de 0,2 Hz de amplitud que se reproduce cuando el deflector actúa. Debe ahondarse en la mejora del deflector, para tratar de evitar el citado rizado.

La cuarta figura incluye la simulación con la "tabla 6", una mejora en el control del deflector y el sistema que mitiga oscilaciones.

La quinta figura incluye la rampa eólica que se ha utilizado como entrada.

Se muestran a continuación las figuras:

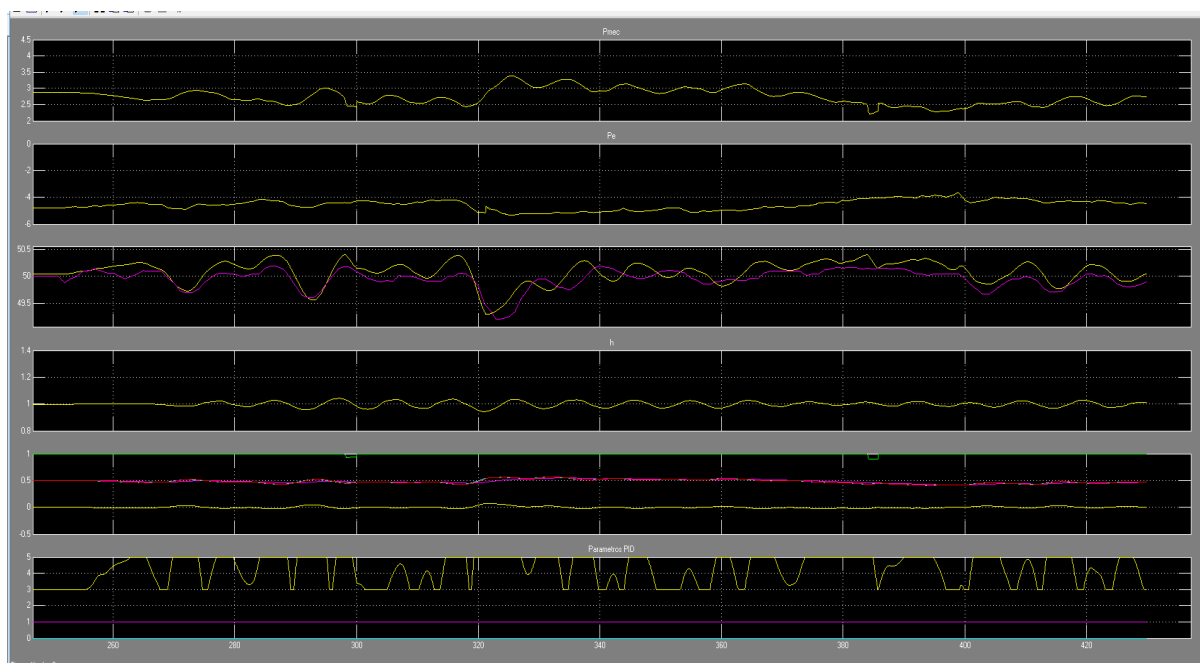


Figura 47.-Registro 3-3T: Evolución del sistema con ajuste PID disponible tras puesta en servicio de la central

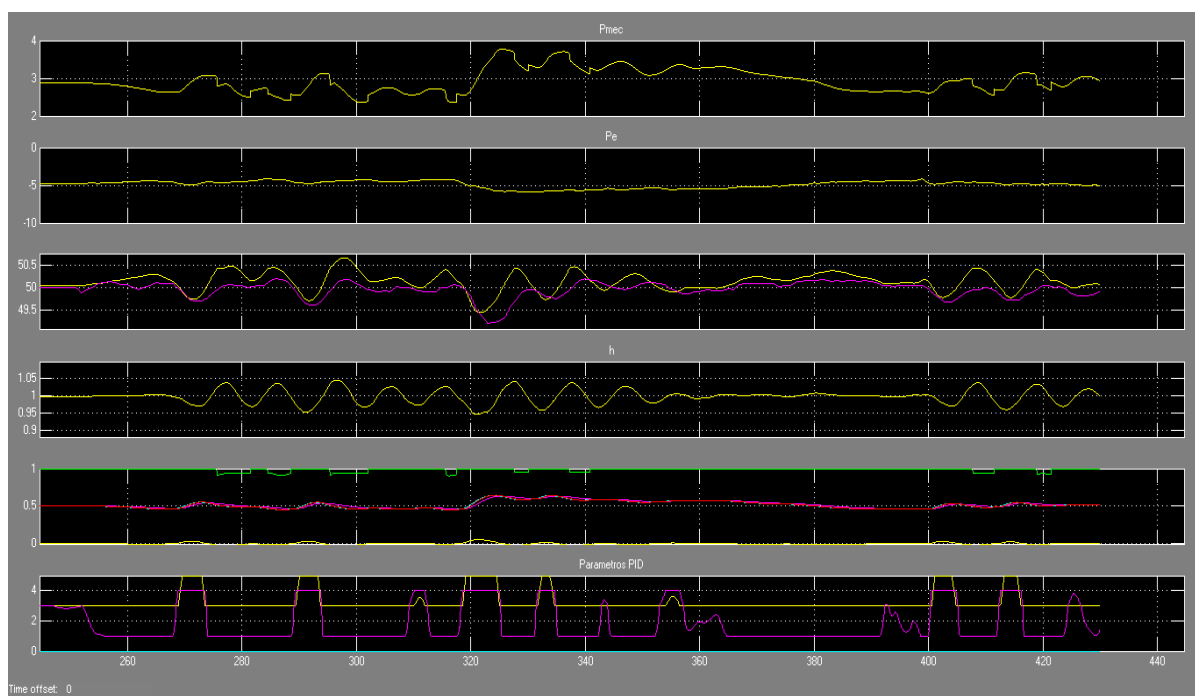


Figura 48.-Registro 3-3T: Evolución del sistema con ajuste según "tabla 3d"

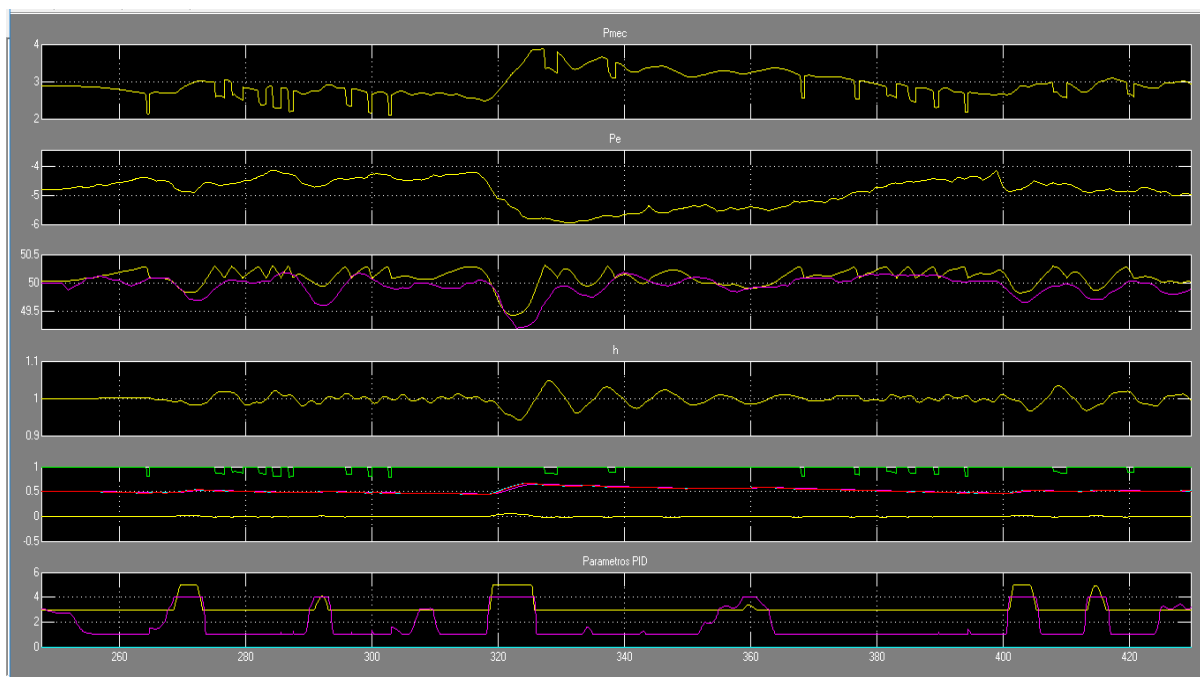


Figura 49.-Registro 3-3T: Evolución del sistema con ajuste según "tabla 3d" con deflector ajustado

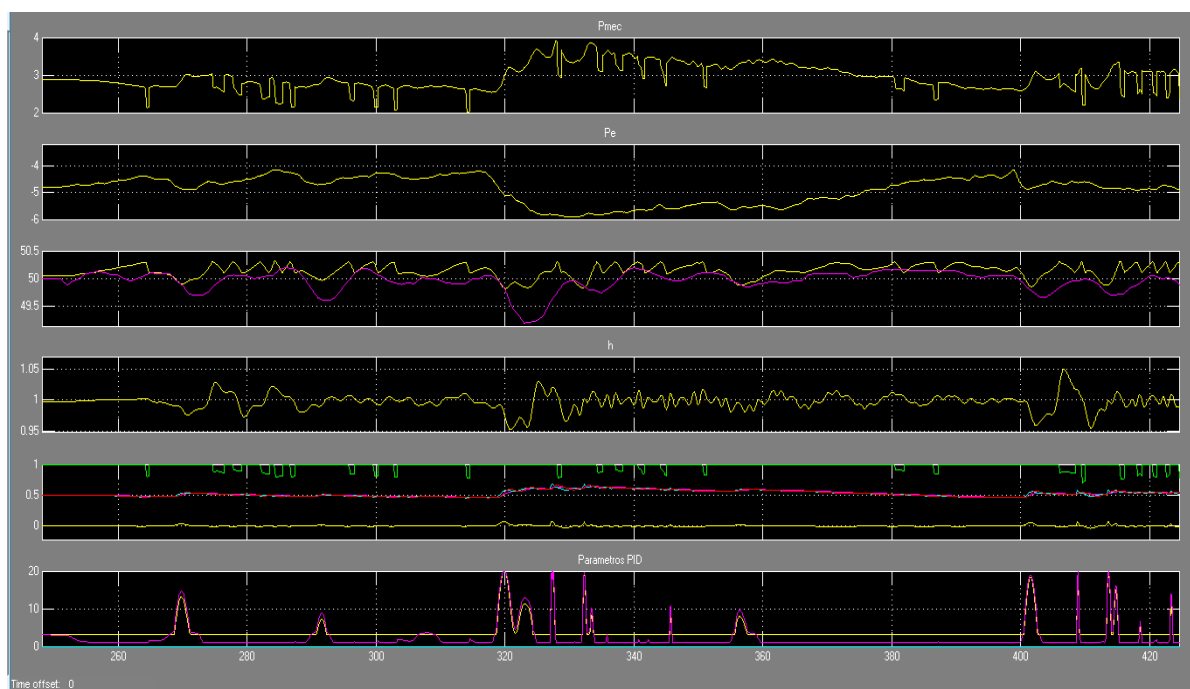


Figura 50.-Registro 3-3T: Evolución del sistema con ajuste según "tabla 6" con deflector ajustado y amortiguador

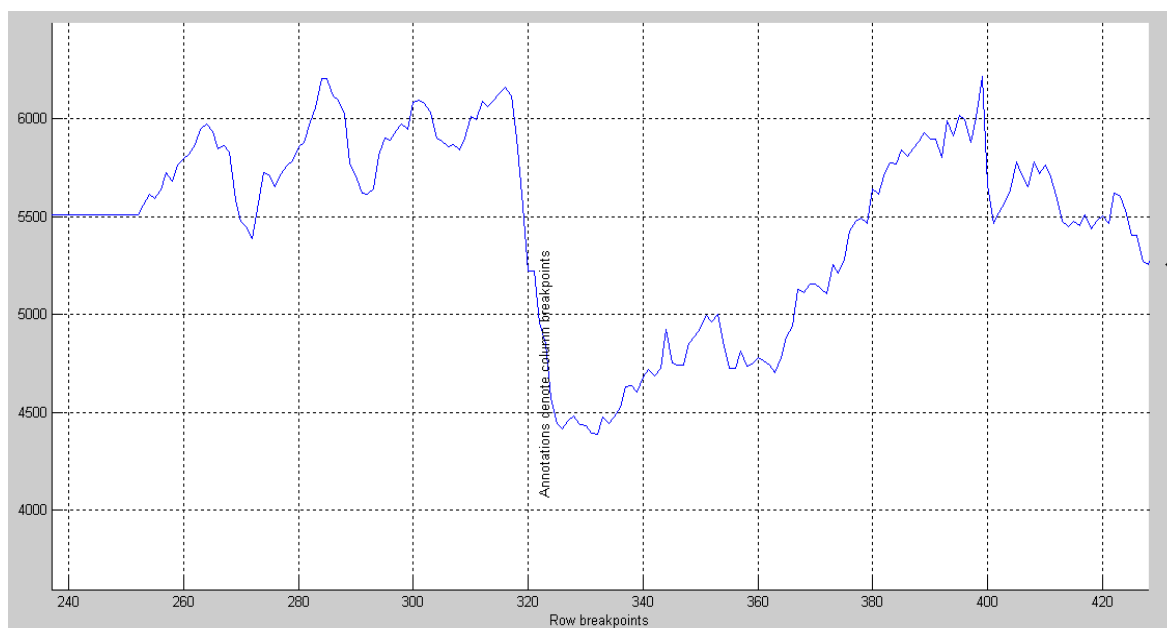


Figura 51.- Registro 3-3T; 7-6-2017. Rampa eólica. Potencia en kW. Tiempo en segundos.

8.6.3 Registro 5-3T

En este escenario, en el que la turbina 1 está desconectada, las condiciones iniciales establecidas son las siguientes:

Timestamp	EOL	Evac.	BOMBEO	Freq	TH1	TH2	TH3	TH4
02/06/2017 12:50:0	9327,06	5794,62	6132,00	50,02	4,25	940,61	954,57	909,33

Dónde,

- Eol: Potencia eólica, kW
- Evac: Potencia de evacuada de la central al sistema insular, kW
- Bombeo: Potencia de bombeo, kW
- Freq: Frecuencia en Hz
- TH1 a TH4, potencia de turbinas hidráulicas, kW. La TH1 está desconectada.

La primera figura representa la evolución del sistema con el ajuste actual del PID. En la primera figura, con el ajuste actual, la evolución de la frecuencia es similar a la frecuencia registrada, excepto en la subfrecuencia del segundo 370. Parece que, debido a que no hay bombeo regulable en la simulación, la caída de frecuencia es mayor.

En la segunda figura, con el ajuste "3d" propuesto, las frecuencias mínimas alcanzadas son menores, excepto en el segundo 370.

En la tercera figura se ha realizado la simulación con el ajuste "3d" y la citada mejora en el control del deflector. En este caso, las sobrefrecuencias disminuyen, pero hay un rizado de frecuencia de 0,2 Hz de amplitud que se reproduce cuando el deflector actúa.

La cuarta figura incluye la simulación con la tabla "6", una mejora en el control del deflector y el sistema que mitiga oscilaciones.

En estos casos, tanto el "3d", como el "6" se siguen produciendo deslastres, pero menos que si se tratase del ajuste actual.

La quinta figura incluye la rampa eólica que se ha utilizado como entrada.

Se muestran a continuación las figuras:

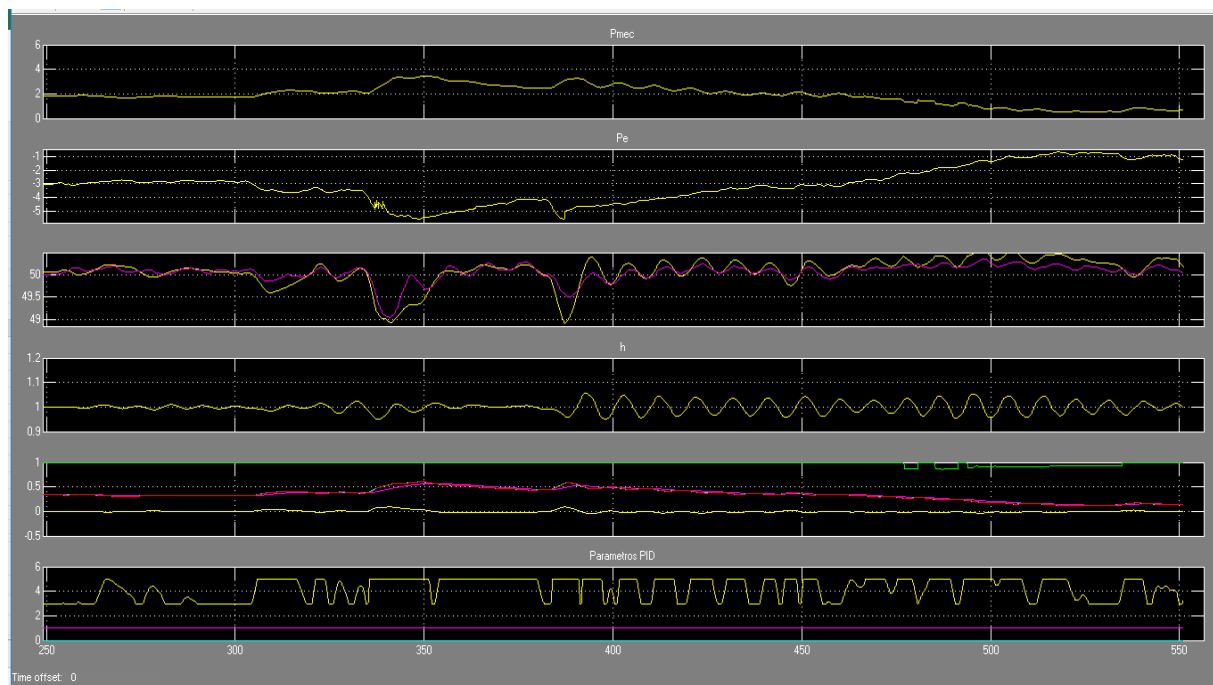


Figura 52.- Registro 5-3T: Evolución del sistema con ajuste PID disponible tras puesta en servicio de la central

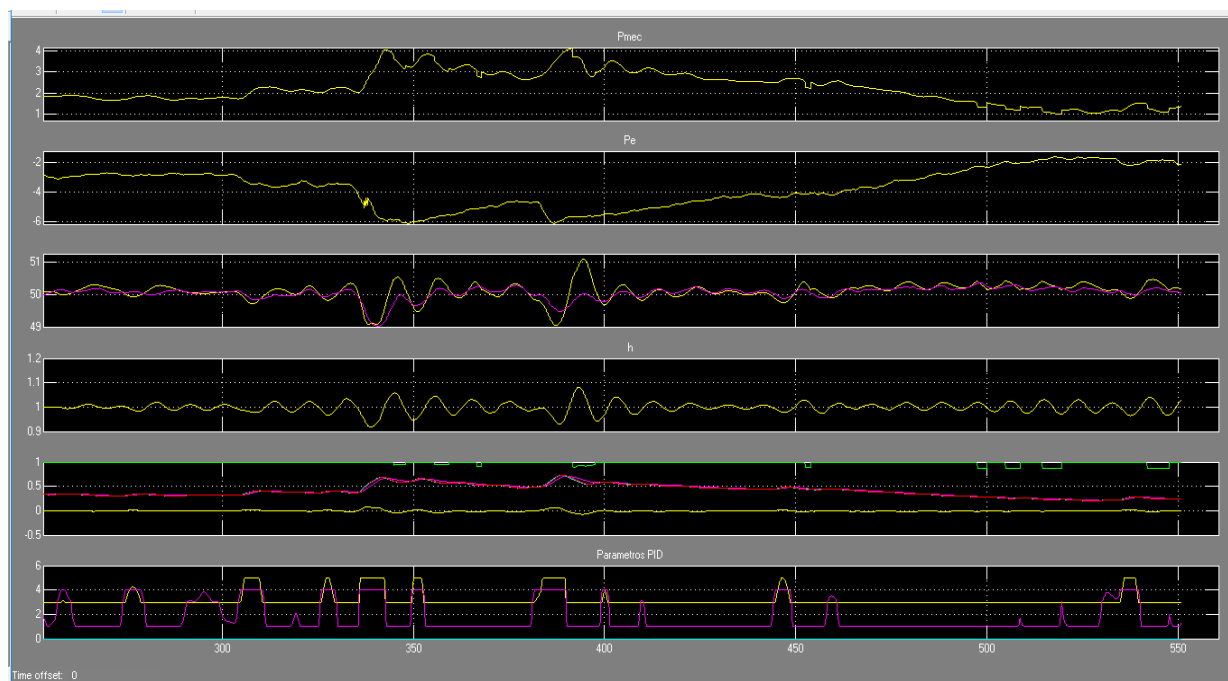


Figura 53.- Registro 5-3T: Evolución del sistema con ajuste según "tabla 3d"

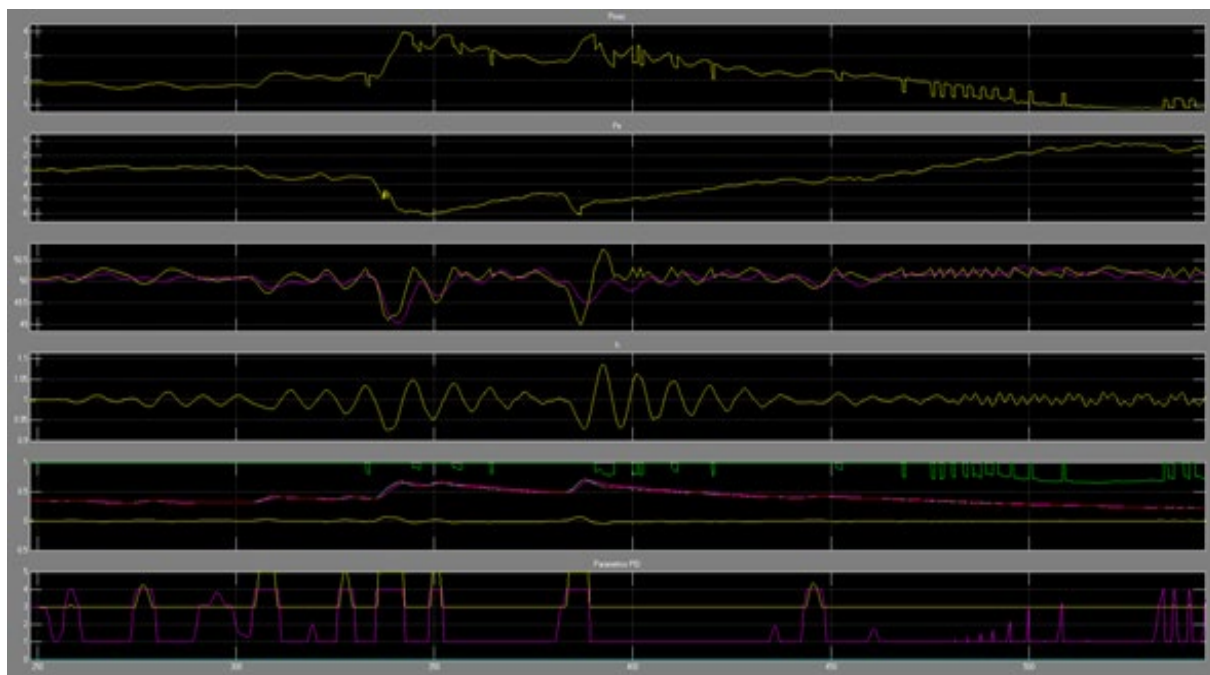


Figura 54.-Registro 5-3T: Evolución del sistema con ajuste según "tabla 3d" con deflector ajustado

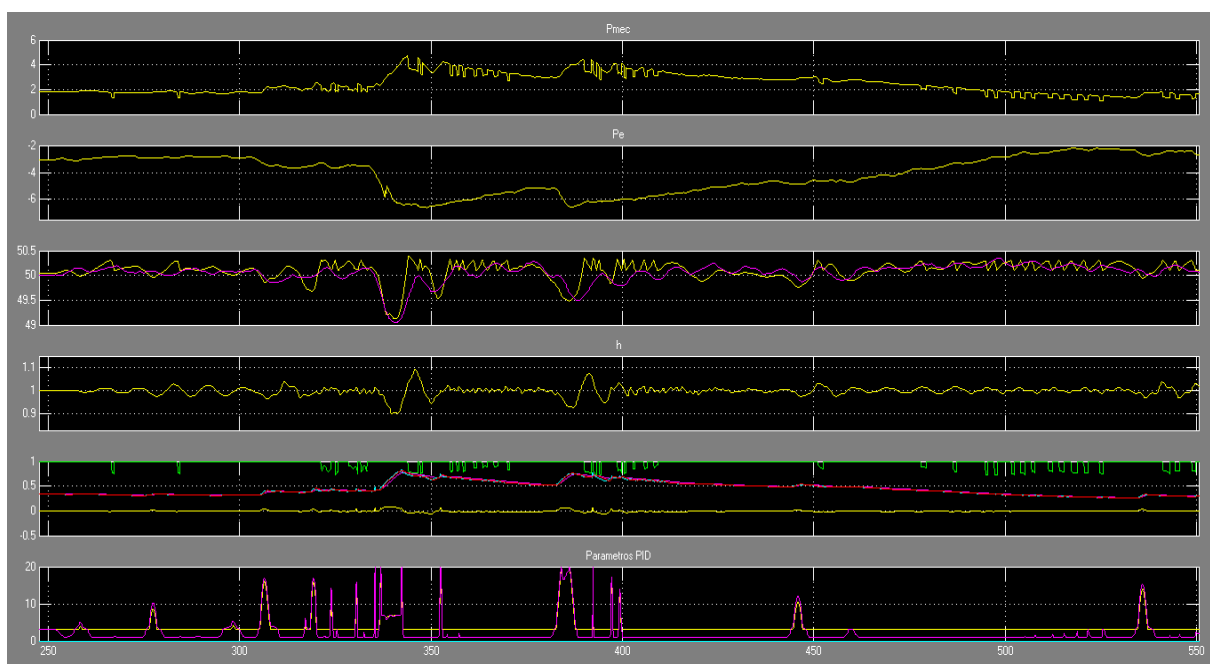


Figura 55.- Registro 5-3T: Evolución del sistema con ajuste según "tabla 6" con deflector ajustado y amortiguador

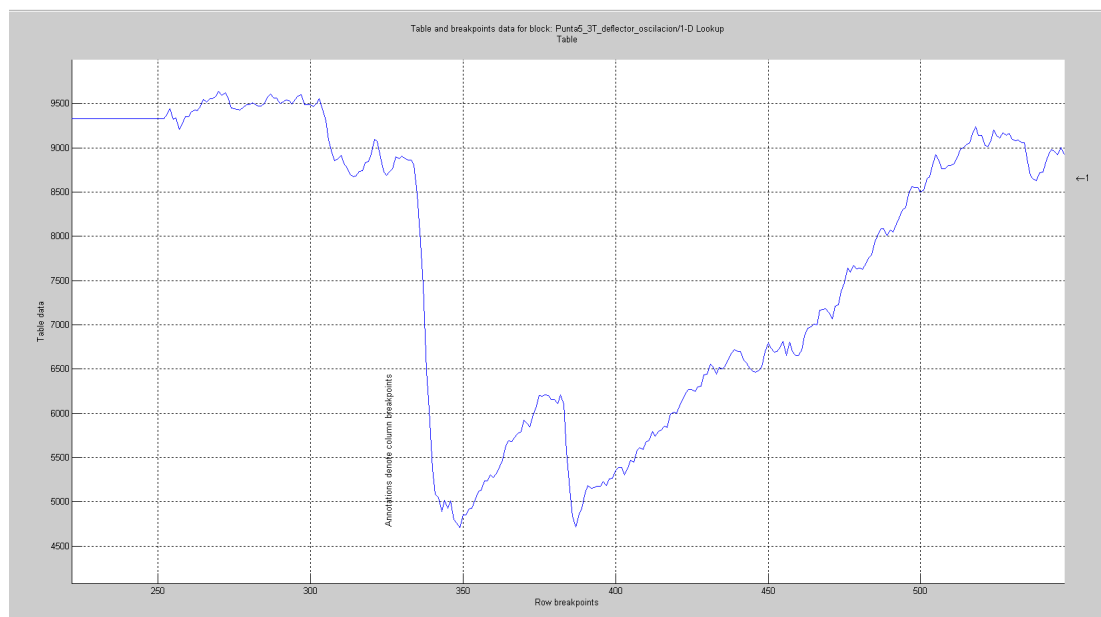


Figura 56.- Registro 5-3T; 7-6-2017. Rampa eólica. Potencia en kW. Tiempo en segundos.

8.7 Conclusiones del proceso de ajuste

El análisis puede resumirse según lo siguiente.

Tras realizar el análisis se concluyó que podía mejorarse la respuesta de las turbinas Pelton actuando sobre el regulador de velocidad de dos formas:

- Reajuste de parámetros PID del regulador
- Instalación de amortiguador y reajuste de parámetros PID del regulador

Reajuste de parámetros PID del regulador

Una de las opciones consistía en modificar los parámetros del regulador PID según la siguiente "Tabla PID 3d". Sin embargo, la mejora no parecía ser sustancial.

Tabla PID 3d																
frec	100,00	51,50	51,00	50,25	50,15	50,05	50,00	49,95	49,85	49,75	49,50	49,25	49,00	48,75	48,50	0,00
error	-1,000	-0,030	-0,020	-0,005	-0,003	-0,001	0,000	0,001	0,003	0,005	0,010	0,015	0,020	0,025	0,030	1,000
Kp	3	3	3	3	3	3	3	3	5	5	5	5	5	5	5	5
Tn	3	3	3	3	3	3	1	0,75	1,25	1,25	1,25	1,25	5	5	5	5
Ki	1	1	1	1	1	1	3	4	4	4	4	4	1	1	1	1

Tabla 12.-Ajuste PID propuesto en caso de no disponerse de amortiguador.

En paralelo con dicho ajuste, se proponía modificar la actuación del deflector, de forma que éste empezase a trabajar en el entorno de 50.4 Hz y continúe regulando hasta 50.1 Hz, asumiendo una parte importante de la regulación a sobrefrecuencia de la turbina.

A priori, tanto el ajuste de la tabla del PID, como el del deflector podían realizarse con el software ya implementado en el regulador, no suponiendo un cambio drástico en el mismo.

Instalación de amortiguador y reajuste de parámetros PID del regulador

La opción de instalar un amortiguador suponía una reforma de mayor calado en el software del regulador, que requería ser probada, pero permitía incorporar un ajuste del PID con mayor constante proporcional, según se puede ver en la siguiente "Tabla PID 6"

Tabla PID 6																
frec	100,0	51,5	51,0	50,3	50,2	50,1	50,0	50,0	49,9	49,8	49,5	49,3	49,0	48,8	48,5	0,0
error	-1,000	-0,030	-0,020	-0,005	-0,003	-0,001	0,000	0,001	0,003	0,005	0,010	0,015	0,020	0,025	0,030	1,000
Kp	3	3	3	3	3	3	3	3	20	7	7	5	5	5	5	5
Tn	3	3	3	3	3	3	1	0,75	1	1	1	1,25	5	5	5	5
Ki	1	1	1	1	1	1	3	4	20	7	7	4	1	1	1	1

Tabla 13.- Ajuste de PID en caso de disponerse de amortiguador.

Según se ha comentado, esta reforma, que incluye la introducción de un error de presión, que se opone a la oscilación de presión en el regulador de velocidad.

Asimismo, hubiera sido ideal tratar de mejorar el comportamiento del parque eólico, tanto en lo que a su regulación de velocidad se refiere, como al comportamiento de las máquinas ante cambios de dirección (entrada en sector) o modificaciones en la velocidad de viento, pues son el origen de los deslastes de bombeo. Sin embargo, esto requería una modificación sustancial de los controles del parque eólico que no pudieron realizarse.

En cualquier caso, del análisis se concluía que los ajustes propuestos mejorarían, como así fue, la regulación de las turbinas ante rampas eólicas. Las siguientes tablas trataban de resumir el análisis realizado. Como puede verse, tanto las oscilaciones del sistema, como los deslastes eran menores cuando se utilizaba el amortiguador, con la "tabla 6" del PID y la mejora en la regulación del deflector.

Despacho y tabla PID	Punta 3T, tabla Actual				Punta 3T, tabla 3d				Punta 3T, tabla 3d + mejora deflector				Punta 3T, tabla 6 + mejora deflector + bloque para mitigar oscilación			
	Frec min Hz	1ª osc. Hz	3 osc. Hz	Deslaste	Frec min Hz	1ª osc. Hz	3 osc. Hz	Deslaste	Frec min Hz	1ª osc. Hz	3 osc. Hz	Deslaste	Frec min Hz	1ª osc. Hz	3 osc. Hz	Deslaste
Evento																
Disparo 2 MW	48,26	0,50	0,50	no modelado	48,46	0,60	0,57	no modelado	-	-	-	-	48,66	0,60	0,40	no modelado
Rampa registrada 1,2 MW, 0,5 MW/s	49,20	0,40	0,30	1 MW	49,22	1,00	0,44	0,5 MW	49,22	0,49	0,20	0,5 MW	49,32	0,30	0,20	0 MW
Rampa registrada 1,3 MW, 0,3 MW/s	49,27	0,15	0,05	0,5 MW	49,30	0,52	0,25	0,5 MW	49,30	0,20	0,20	0,5 MW	49,32	0,30	0,20	0 MW
Rampa registrada 2 MW, 0,2 MW/s	49,20	0,25	0,20	1 MW	49,25	1,00	0,55	0,5 MW	49,25	0,46	0,40	0,5 MW	49,32	0,30	0,20	0 MW
Rampa registrada 1,2 MW, 0,5 MW/s	48,70	0,44	0,40	no modelado	49,00	1,10	0,34	no modelado	49,00	0,35	0,20	no modelado	-	-	-	-
Rampa registrada 1,3 MW, 0,3 MW/s	48,90	0,20	0,15	no modelado	49,28	0,82	0,38	no modelado	49,28	0,20	0,20	no modelado	-	-	-	-
Rampa registrada 2 MW, 0,2 MW/s	48,55	0,40	0,40	no modelado	49,02	1,00	0,45	no modelado	49,02	0,20	0,20	no modelado	-	-	-	-
Rampa 2 MW, 10 s	48,92	0,06	0,01	no modelado	49,50	0,23	0,08	no modelado	-	-	-	-	49,72	0,50	0,28	no modelado
Rampa 2 MW, 20 s	49,37	0,02	0,01	no modelado	49,62	0,27	0,02	no modelado	-	-	-	-	49,70	0,55	0,25	no modelado
Rampa 2 MW, 30 s	49,52	0,03	0,02	no modelado	49,63	0,42	0,05	no modelado	-	-	-	-	49,68	0,50	0,30	no modelado
Rampa 3 MW, 15 s	48,78	0,15	0,04	no modelado	49,24	0,85	0,33	no modelado	-	-	-	-	49,60	0,64	0,64	no modelado
Rampa 3 MW, 30 s	49,25	-	-	no modelado	49,40	0,74	0,10	no modelado	-	-	-	-	49,48	0,60	0,60	no modelado
Rampa 3 MW, 44 s	49,44	-	-	no modelado	49,45	0,60	0,07	no modelado	-	-	-	-	49,35	0,65	0,65	no modelado

Tabla 14.- Comparativa entre ajuste PID propuesto con y sin amortiguador. Escenarios en punta

Por otra parte, se han generado simulaciones a partir de registros reales, cuyos resultados han sido:

Registro Real							Simulaciones		
							Ajuste actual	Ajuste 3d propuesto	Ajuste 6
Evento	Fecha y Hora	Pérdida eólica	rampa eólica	Nº Turbinas	Subfrecuencia	Deslastre MW	Deslastre MW	Deslastre MW	Deslastre MW
1-3T	08/06/2017 10:11:00 + 08/06/2017 10:19:00	4,4 MW + 1,7	0,08 MW/s + 0,38 MW/s	3 T	48,92	0,5 + 1,5	0,5+0,5 +1	0,5+0,5 + 1	0,5+0,5+0,5
2-3T	08-jun-2017 8:55:0	1,3 MW	0,303 MW/s	3 T	49,279	0,5	0,5	0,5	0
3-3T	07-jun-2017 15:30:0	1,7 MW	0,283 MW/s	3 T	49,203	0,5	0,5	0	0
5-3T	02-jun-2017 12:52:0	3,8 MW	0,542 MW/s	3 T	49,039	2	2+0,5	1,5 + 0,5	1
6-3T	02-jun-2017 19:10:0	2 MW	0,222 MW/s	3 T	49,249	0,5	1	0,5	0
7-3T	08-jun-2017 1:9:0	1,8 MW	0,196 MW/s	3 T	49,159	1	0,5	0	0

Tabla 15.- Comparativa entre registros reales y simulaciones.

8.8 Pruebas y puesta en marcha del amortiguador y los nuevos ajustes del regulador en la central

Este apartado incluye resultados de algunos registros reales tomados durante pruebas de noviembre de 2017 con los que se trataba de verificar la idoneidad de los ajustes realizados, tras la implantación del amortiguador y los nuevos ajustes en el PID.

Estas pruebas se realizaban en aislado, de forma que, si se producía un incidente, no se afectaba a la demanda insular de El Hierro, utilizándose las turbinas como generación y el sistema de bombeo como carga.

Se presenta a continuación una tabla resumen con sendos eventos:

	Regulador inicial (2015)	Regulador modificado (2017)	
Disparo de 2 MW Respuesta de 3 turbinas	48,5 Hz	49 Hz	
Rampa de 1 MW, 5 s Respuesta de 2 turbinas	48,8 Hz	49,4 Hz	

Tabla 16.- Resultados pruebas de puesta en servicio del sistema con amortiguador

El primer evento es un disparo de 2 MW de generación en escalón (disparo de grupo hidráulico), que es respondida por tres grupos Pelton. En el caso del regulador inicial, la frecuencia mínima del sistema quedaba en el entorno de 48.5 Hz. Una vez realizada la reforma, ante el mismo evento, la frecuencia mínima era del entorno de 49 Hz.

También se realizó una subida de demanda en rampa de 1 MW en 5 s, respondida por sendas turbinas. En el caso del regulador inicial, la frecuencia mínima quedaba en 48.8 Hz y una vez realizada la reforma, en 49.4 Hz.

En ambos eventos, el regulador modificado consigue una respuesta mayor y amortiguada.

La siguiente figura muestra la evolución de la frecuencia ante un disparo de 2 MW con el regulador modificado y frecuencia de 48,9 Hz. Esta figura incluye también una evolución de la presión del sistema y de la potencia de bombas y turbinas durante la prueba, realizada en aislado. En ambos casos, la respuesta la aportan 3 turbinas.

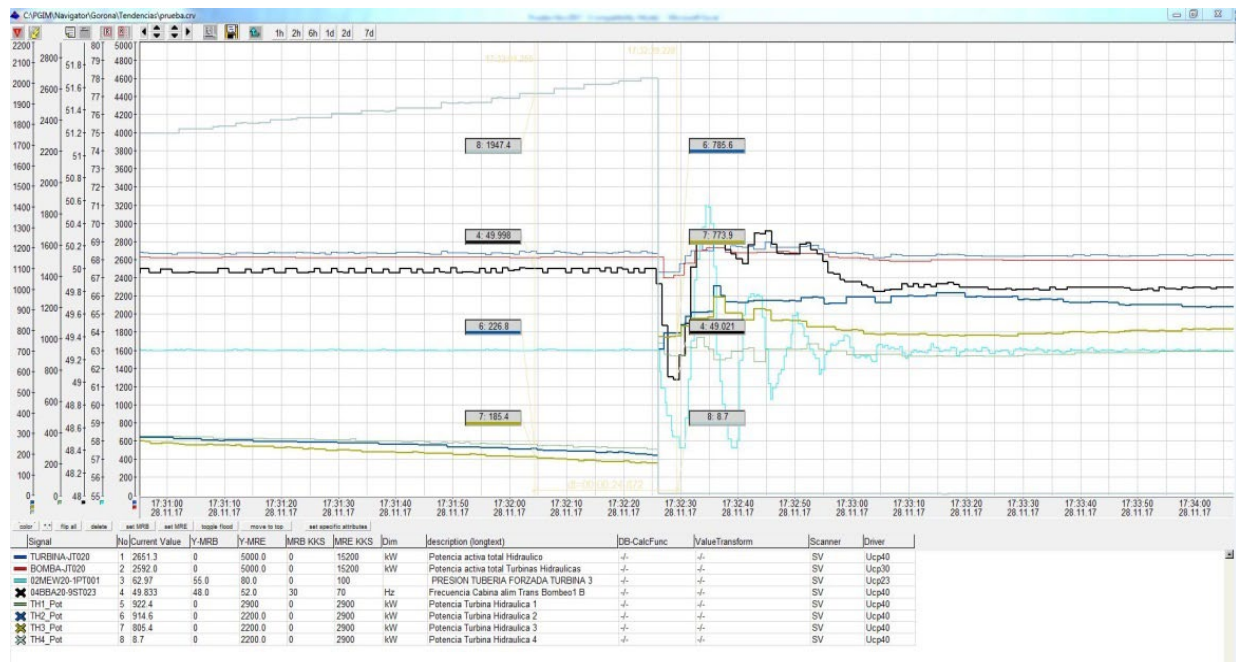


Figura 57.- Disparo de 2 MW con regulador modificado.

Las siguientes figuras incluyen la evolución del sistema ante una rampa de 1 MW en 5 segundos. Con el regulador anterior, la frecuencia mínima es de 48,89 Hz y con el regulador modificado se alcanzan 49,41 Hz.

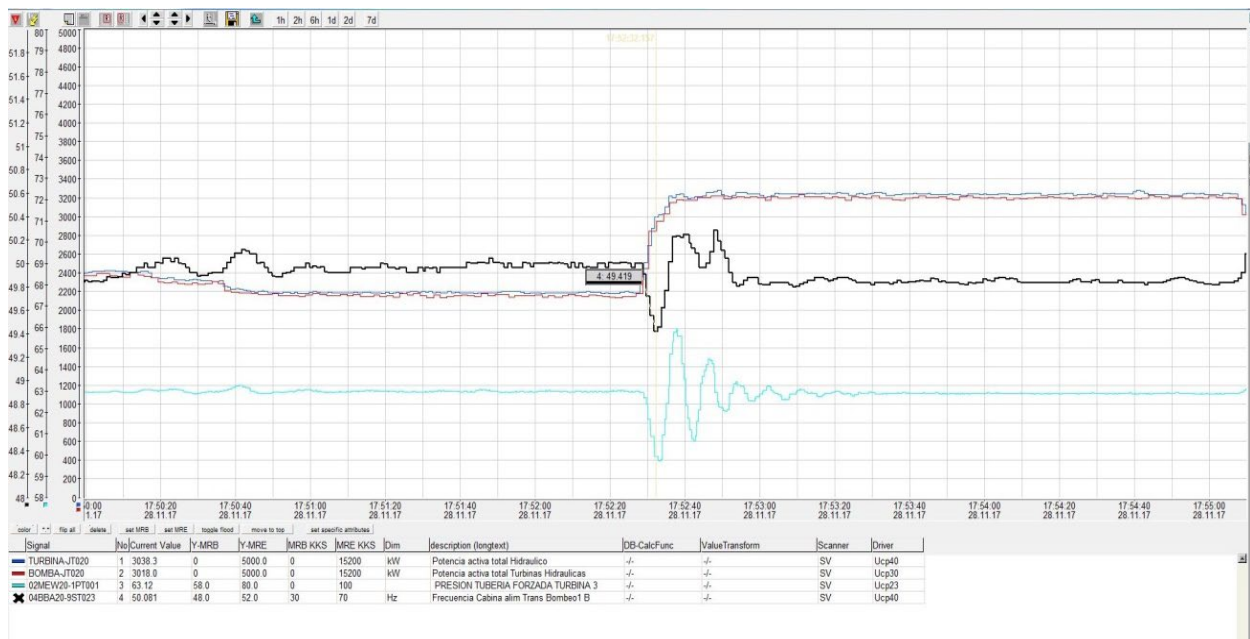


Figura 58.- Rampa de 1 MW, 5 s con regulador modificado - Respuesta de 2 turbinas

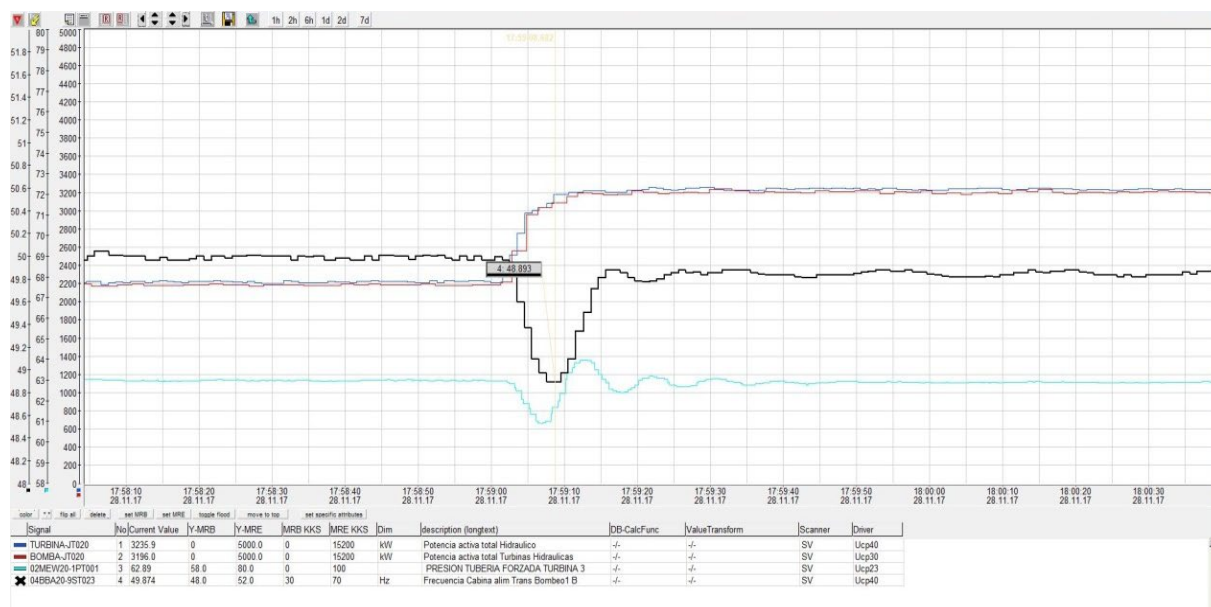


Figura 59- Rampa de 1 MW con regulador inicial, 5 s con regulador modificado – Respuesta de 2 turbinas

Estas pruebas se realizaron a finales de 2017 y tras las mismas se decidió dejar en servicio la planta con el regulador modificado, es decir, con la “tabla de ajuste 6”, con la función de amortiguador y con el deflector mejorado.

Tras este ajuste, los deslastes de la planta bajaron del entorno de un 90% pasando de 700 deslastes anuales a unos 70.

