

eman ta zabal zazu



Universidad  
del País Vasco

Euskal Herriko  
Unibertsitatea

Departamento de Ingeniería de Sistemas y Automática  
Escuela Técnica Superior de Ingeniería de Bilbao

TESIS DOCTORAL

# CONTROL DE POWER TAKE-OFF PARA APROVECHAMIENTO DE ENERGÍA MARINA

---

Autor

Juan Carlos Antolín Urbaneja

Directoras de Tesis

Dra. D.<sup>a</sup> Itziar Cabanes Axpe

Dra. D.<sup>a</sup> Marga Marcos Muñoz

FEBRERO2017



Esta tesis describe un nuevo PTO hidráulico basado en un array de cilindros de doble efecto cuya fijación mecánica es variable, siendo todos ellos manipulables independientemente. Este PTO no lineal se modela cinemática y dinámicamente en detalle, incluyendo gran parte de las pérdidas y efectos hidráulicos, como las tuberías de transmisión o el aire atrapado en el fluido hidráulico. El comportamiento del PTO se simula ante varios estados característicos de un componente principal del PTO, la válvula de control, mostrando la versatilidad del PTO diseñado. El modelo se ajusta al comportamiento real del PTO fabricado a través de ensayos experimentales en un banco de ensayos desarrollado a tal efecto.

Para comprobar la extracción de energía del dispositivo PTO se incluye éste en un modelo de captador tipo absorbedor puntual aplicando varias estrategias de control. Las estrategias analizadas se corresponden con estrategias por amortiguamiento lineal, amortiguamiento de Coulomb y amortiguamiento basado en el auto bloqueo del captador por el propio PTO, ya sea a través del control del desplazamiento o del control del desplazamiento y velocidad del convertidor. Estas estrategias de control se analizan para condiciones de mar regular.



Universidad del País Vasco    Euskal Herriko Unibertsitatea

DEPARTAMENTO DE INGENIERÍA DE SISTEMAS Y AUTOMÁTICA

ESCUELA TÉCNICA SUPERIOR DE INGENIERÍA DE BILBAO

# TESIS DOCTORAL

CONTROL DE POWER TAKE-OFF PARA  
APROVECHAMIENTO DE ENERGÍA MARINA

Autor

**Juan Carlos Antolín Urbaneja**

Directoras de Tesis

**Dra. D.<sup>a</sup> Itziar Cabanes Axpe**

**Dra. D.<sup>a</sup> Marga Marcos Muñoz**

**Febrero de 2017**

Olatz, Inhar, Jare, Aita eta Amari

*“En tanto que haya alguien que  
crea en una idea, la idea vive”*

Jose Ortega y Gasset

*“Done is better than perfect”*

Mark Zuckerberg



## **Agradecimientos**

Nunca podré agradecer del todo el tiempo que he tenido disponible para realizar esta Tesis. Sin la paciencia, ayuda, comprensión y ánimo transmitido por Olatz, y sin los momentos de alegría y apoyo disfrutados a lo largo de estos largos años de desarrollo de la misma, esta tesis no hubiera sido posible terminarla.

A mis padres por haberme dado la posibilidad de realizar los estudios superiores que han dado lugar a esta tesis.

A mi hermano Kepa con el que he pasado muchos momentos en la montaña permitiéndome desconectar de la elaboración de este trabajo en particular.

Esta tesis tampoco hubiera sido posible sin la inestimable ayuda de Alain Cortés y de Hector Alarcón que impulsaron, de una manera u otra, ciertas partes de esta tesis bajo mi supervisión. También tengo que agradecer las indicaciones de Pierpaolo Ricci, cuya valiosa ayuda en la colaboración del desarrollo del modelo de convertidor ha servido para su aplicación con el modelo de PTO no lineal desarrollado y observar las posibilidades de esta tecnología. Así mismo, tengo que agradecer el apoyo otorgado por Patxi Estensoro en la consecución de esta tesis así como los consejos de multitud de compañeros, especialmente Joseba Lasa, para llevar a buen término la misma.

También me gustaría agradecer los consejos y críticas constructivas de mis directoras para la redacción y el desarrollo de esta Tesis así como para la concepción y el progreso de las publicaciones presentadas a lo largo de la misma. En este sentido tampoco quiero olvidar a Richard Seddon cuya ayuda en la revisión de las contribuciones publicadas es de agradecer.

A todos los citados y a los que me haya podido dejar, que de un modo u otro me habéis ayudado en el desarrollo de esta Tesis, ESKERRIK ASKO.



---

## Contenido

Índice de Figuras .....	v
Índice de Tablas .....	xiii
Nomenclatura .....	xv
Abreviaciones .....	xix
I. INTRODUCCIÓN .....	1
1.1. MOTIVACIÓN Y OBJETIVOS.....	2
1.1.1. Motivación de la Tesis .....	2
1.1.2. Objetivos de la Tesis .....	7
1.2. ESTRUCTURA DE LA TESIS.....	8
II. ESTADO DEL ARTE EN MODELADO Y CONTROL DE CAPTADORES .....	10
2.1. INTRODUCCIÓN .....	11
2.2. TECNOLOGÍAS Y DISPOSITIVOS PARA LA EXTRACCIÓN DE ENERGÍA ...	13
2.2.1. Tecnologías de Captación.....	13
2.2.2. Tecnologías de Extracción .....	19
2.2.3. Convertidores basados en Tecnologías Oleo-hidráulicas .....	21
2.3. MODELADO DE DISPOSITIVOS WEC CON PTO OLEO-HIDRÁULICO .....	29
2.3.1. Modelado matemático .....	32
2.3.2. Modelado basado en métodos gráficos.....	42
2.4. TECNICAS DE CONTROL DE DISPOSITIVOS WEC.....	48
2.4.1. Clasificación de las estrategias de control .....	50
2.4.2. Estrategias de control implementadas con PTO oleo-hidráulicos .....	66
2.5. CONCLUSIONES .....	80
2.5.1. Conclusiones relativas al modelado de convertidores .....	80
2.5.2. Conclusiones relativas al control de convertidores .....	82
III. DISPOSITIVO DE EXTRACCIÓN DE ENERGÍA PROPUESTO. MODELADO CINEMÁTICO Y DINÁMICO .....	86
3.1. INTRODUCCIÓN .....	87
3.2. NUEVO PTO BASADO EN UN ARRAY DE CILINDROS.....	88



3.3. PROTOTIPO DESARROLLADO .....	95
3.4. MODELADO CINEMÁTICO Y DINÁMICO DEL PTO PROPUESTO.....	98
3.4.1. Fundamentos de la herramienta de modelado.....	98
3.4.2. Modelo cinemático y dinámico del PTO propuesto .....	100
3.4.3. Modelo cinemático del PTO propuesto. ....	104
3.4.4. Modelo dinámico hidráulico del PTO propuesto.....	110
3.4.5. Consideraciones adicionales sobre la implementación del modelo .....	138
3.5. CONCLUSIONES .....	139
IV. VALIDACIÓN EXPERIMENTAL .....	141
4.1. INTRODUCCIÓN .....	142
4.2. DISEÑO DE EXPERIMENTOS.....	142
4.2.1. Validación del modelo en simulación .....	144
4.2.2. Validación Experimental y Ajuste del Modelo.....	165
4.3. CONCLUSIONES .....	176
V. APROVECHAMIENTO DE ENERGÍA MARINA A TRAVÉS DEL PTO HIDRÁULICO.....	181
5.1. INTRODUCCIÓN .....	182
5.2. ECUACIONES HIDRODINÁMICAS PARA LA ABSORCIÓN DE ENERGÍA DE LAS OLAS.....	183
5.3. MODELO SIMULINK DEL CONJUNTO CAPTADOR Y PTO.....	186
5.4. ANÁLISIS DE RESULTADOS.....	190
5.4.1 Condiciones de mar seleccionadas. Olas Monocromáticas .....	190
5.4.2 Resultados con Amortiguamiento Lineal Óptimo .....	192
5.4.3. Resultados con Amortiguamiento de Coulomb .....	193
5.5. DISEÑO DE ESTRATEGIAS DE CONTROL PARA EL SISTEMA WEC y PTO DEFINIDO.....	209
5.5.1. Estrategia por bloqueo en función del desplazamiento.....	212
5.5.2. Estrategia por bloqueo en función del desplazamiento y la velocidad .....	214
5.6. ANÁLISIS DE RESULTADOS DE LAS ESTRATEGIAS DE CONTROL .....	216

---

5.6.1. Desplazamiento vertical del absorbedor puntual. $H_w=0,250m$ ; $T_w=5s$ .....	218
5.6.2. Velocidad del absorbedor puntual. $H_w=0,250m$ ; $T_w=5s$ .....	219
5.6.3. Fuerza del PTO aplicada sobre el absorbedor puntual. $H_w=0,250m$ ; $T_w=5s$ . .....	221
5.6.4. Potencia extraída. $H_w=0,250m$ ; $T_w=5s$ .....	222
5.6.5. Comparación de Potencia extraída en función de las estrategias de control para otras condiciones de mar. ....	227
5.7. CONCLUSIONES .....	232
VI. CONCLUSIONES Y TRABAJO FUTURO .....	235
6.1. CONCLUSIONES .....	236
6.2. LINEAS FUTURAS .....	238
VII. REFERENCIAS .....	240
ANEXOS .....	261
PUBLICACIONES RELACIONADAS CON EL PRESENTE TRABAJO .....	261
Publicaciones .....	261
Contribuciones a Congresos/Simposios.....	261
Patentes .....	262

## Índice de Figuras

Figura I. 1. Captador Giroscópico. Cortesía de Oceantec Energías Marinas.....	4
Figura I. 2. Captador Giroscópico. Escala 1:15. Cortesía Oceantec Energías Marinas.	5
Figura I. 3. Concepto de PTO hidráulica. Escala 1:4. Cortesía Tecnalía. ....	6
Figura II. 1. Componentes principales de un convertidor de Energía de las olas .....	12
Figura II. 2. Clasificación de los captadores en función del principio de funcionamiento. .....	14
Figura II. 3. Principio de funcionamiento de dispositivos de columna de agua oscilante (Lemonis, 2002).....	15
Figura II. 4. Dispositivo típico basado en cuerpo oscilante con generador eléctrico lineal. (Cortesía de la Universidad de Uppsala) .....	17
Figura II. 5. Dispositivo por desbordamiento. Convertidor Tapchan. (Twidell & Weir, 2006).....	18
Figura II. 6. WEC absorbedor puntual con referencia fija (izda), Eidsmoen (1996b), y con referencia móvil (dcha), Eidsmoen (1996a) .....	21
Figura II. 7. Convertidor Salter “duck”. Cortesía INRI (2007). ....	22
Figura II. 8. Convertidor Wavebob. Cortesía Wavebob Limited. ....	23
Figura II. 9. Convertidor Powerbuoy. Cortesía Ocean Power Technologies. ....	23
Figura II. 10. Convertidor Waveswing. Cortesía Teamwork Technology.....	24
Figura II. 11. Convertidor Pelamis. Cortesía Pelamis wave. ....	25
Figura II. 12. Convertidor SEAREV. Cortesía Escuela Central de Nantes. ....	25
Figura II. 13. Convertidor Pendulor. (Watabe, 1999).....	26
Figura II. 14. Convertidor Waveroller.(Villanueva, 2008).....	27
Figura II. 15. Convertidor Wavestar. Cortesía de Wave Star Energy .....	28
Figura II. 16. Esquema hidráulico propuesto por Eidsmoen (1996b) sin elemento de control (izda) con elemento de control (dcha) del WEC. ....	34
Figura II. 17. Esquema hidráulico propuesto por Falcão, (2007) con elemento de control del WEC.....	35
Figura II. 18. Esquema hidráulico propuesto por Babarit et al. (2009b) con elemento de control del WEC.....	36
Figura II. 19. Modelo de PTO hidráulico propuesto por Ricci (2011) con elemento de control del WEC.....	37
Figura II. 20. Esquema del PTO hidráulico propuesto por Josset et al. (2007).....	39
Figura II. 21. Modelo de PTO hidráulico propuesto por Bacelli (2008).....	44

---

Figura II. 22. Diagrama Bondgraph para el modelo de PTO hidráulico propuesto por Bacelli (2008).....	45
Figura II. 23. PTO hidráulico basado en un cilindro hidráulico de simple efecto (izda) y en un cilindro hidráulico de doble efecto (dcha). Kurniawan et al. (2012). ....	46
Figura II. 24. Diagrama Bondgraph para el modelo de WEC con PTO hidráulico compuesto de 4 válvulas antiretorno propuesto por Kurniawan (2010) .....	46
Figura II. 25. Clasificación de estrategias de control: óptimas y sub-óptimas. ....	52
Figura II. 26. Señales resultantes aproximadas aplicando control por bloqueo (latching). Teillant (2010). ....	56
Figura II. 27. Señales resultantes aproximadas aplicando control por desbloqueo (unlatching). Teillant (2010). ....	59
Figura II. 28. Principio del control pseudo-continuo (Hedegaard Hansen & Pedersen, 2013).....	61
Figura II. 29. Descripción esquemática del procedimiento que controla la válvula de control para el modelo de PTO hidráulico propuesto por Eidsmoen (1996) en olas irregulares.....	69
Figura II. 30. Característica de la fuerza de amortiguamiento para el dispositivo Wavebob (izda). Diagrama de bloques esquemático del modelo de simulación (dcha).Schlemmer (2011). ....	76
Figura III. 1. Concepto mecánico del PTO hidráulico diseñado y construido (Lasa, Antolín, et al., 2012).....	89
Figura III. 2. Concepto hidráulico del PTO hidráulico ideado .....	90
Figura III. 3. Esquema del bloque de válvulas que controla el aporte de caudal. ....	91
Figura III. 4. Áreas disponibles en función de la activación de los cilindros disponibles .....	93
Figura III. 5. PTO y armario de control. ....	94
Figura III. 6. Diagrama de bloques del PTO. Principales componentes y señales. ....	94
Figura III. 7. PTO Hidráulico. Elementos principales del banco de ensayos .....	96
Figura III. 8. Interfaz de usuario. Pantalla principal .....	97
Figura III. 9. Interfaz de usuario. Pantalla “System” .....	97
Figura III. 10. Modelo del PTO hidráulico ideado con un único cilindro.....	101
Figura III. 11. Modelo del PTO hidráulico desarrollado en Simhydraulics .....	101
Figura III. 12. Modelo Cinemático del PTO hidráulico. Variables de entrada y salida	105
Figura III. 13. Esquema Cinemático del PTO hidráulico propuesto.....	105
Figura III. 14. Implementación de la cinemática al Cilindro Hidráulico HC3.1 .....	108

---

Figura III. 15. Brazo de par aplicado por cada cilindro del PTO en función del tiempo. Configuración 1.....	109
Figura III. 16. Posibilidades de par de amortiguamiento en función de L (AC) y R (OB) por Newton aplicado respecto al movimiento angular de entrada del PTO (Lasa et al., 2012).....	109
Figura III. 17. Modelo dinámico hidráulico del PTO. Variables de entrada y salida ...	110
Figura III. 18. Problema Hidráulico simplificado del PTO hidráulico definido .....	111
Figura III. 19. Modelo Hidráulico del PTO hidráulico definido.....	114
Figura III. 20. Modelado del cilindro de doble efecto. HC3.1 y elementos asociados. 118	
Figura III. 21. Modelo completo con los cuatro cilindros de doble efecto conectados entre sí.....	118
Figura III. 22. Modelo para estimar el coeficiente de descarga de las válvulas antiretorno.....	121
Figura III. 23. Modelo del bloque de válvulas para controlar Cilindros activos.....	122
Figura III. 24. Modelo para estimar el coeficiente de descarga de las válvulas direccionales.....	123
Figura III. 25. Longitudes y diámetros de tubería rígida consideradas para alta presión (izda) y baja presión (dcha) .....	127
Figura III. 26. Longitudes y diámetro de tubería rígida consideradas para baja presión que pasan por circuito de refrigeración .....	127
Figura III. 27. Características de la válvula de control de flujo 2B13N (cortesía Eaton (2008)). .....	132
Figura III. 28. Modelo para estimar el coeficiente de descarga de la válvula de control .....	133
Figura III. 29. Modelo del motor hidráulico, la carga y sensores asociados .....	135
Figura III. 30. Características del aceite ISO VG46 ESSO UNIVIS N46 vs Temperatura (The Mathworks, 2008b).....	137
Figura IV. 1. Interfaz desarrollada para la validación del modelo.....	145
Figura IV. 2. Caudales instantáneos a la entrada y salida del PTO en función de los cilindros activos. Válvula de control abierta al 100%. Configuración 1 y 3.....	146
Figura IV. 3. Velocidad instantánea por el motor hidráulico en función de la configuración geométrica aplicada. Válvula de control totalmente abierta.....	147
Figura IV. 4. Presiones instantáneas en el acumulador de alta presión en función de la configuración geométrica aplicada. Válvula de control totalmente abierta.....	148

---

Figura IV. 5. Evolución de la presión del acumulador de alta presión en función de los Cilindros activos con respecto a la Configuración geométrica, Config 1.....	150
Figura IV. 6. Evolución de la presión del acumulador de alta presión en función de los Cilindros activos con respecto a la Configuración geométrica, Config 2.....	151
Figura IV. 7. Evolución de la presión del acumulador de alta presión en función de los Cilindros activos con respecto a la Configuración geométrica, Config 3.....	151
Figura IV. 8. Evolución de la presión del acumulador de alta presión en función de los Cilindros activos con respecto a la Configuración geométrica, Config 4.....	152
Figura IV. 9. Evolución de la presión del acumulador de alta presión en función de la Configuración con respecto al cilindro considerado, Cilindro HC 3.1.....	152
Figura IV. 10. Evolución de la presión del acumulador de alta presión en función de la Configuración con respecto al cilindro considerado, Cilindro HC 3.4.....	153
Figura IV. 11. Evolución de la presión del acumulador de alta presión en función de la Configuración con respecto al cilindro considerado, Cilindros HC3.1 y HC 3.4.....	153
Figura IV. 12. Evolución de la presión del acumulador de alta presión en función de la Configuración con respecto al cilindro considerado, Cilindros HC3.1, HC3.2, HC3.3 y HC 3.4.....	154
Figura IV. 13. Evolución de la presión del acumulador de alta presión en función de la configuración geométrica utilizada dependiente de los cilindros activos.....	155
Figura IV. 14. Evolución de la presión del acumulador de alta presión en función de la combinación de los cilindros activos dependiente de la configuración geométrica....	155
Figura IV. 15. Comparación del Par de amortiguamiento provocado en función de los Cilindros activos y de la Configuración geométrica aplicada.....	156
Figura IV. 16. Comparación de la evolución de la Presión del Acumulador de Alta Presión a medida que aumentan el número de ciclos en función de los Cilindros activos y de la Configuración geométrica aplicada.....	157
Figura IV. 17. Evolución de la presión del acumulador de alta presión en función de la apertura de la válvula de control. Config 1. ....	158
Figura IV. 18. Evolución de la presión del acumulador de alta presión, el caudal del motor hidráulico y la velocidad del motor hidráulico en función de la apertura de la válvula de control para Config 1. ....	159
Figura IV. 19. Evolución de la presión del acumulador de alta presión, del caudal a través del motor hidráulico y la velocidad de éste en función de la apertura de la válvula de control. Autonomía del acumulador. Presión inicial 71bar. ....	160
Figura IV. 20. Evolución de la presión del acumulador de alta presión, del caudal a través del motor hidráulico y la velocidad de éste en función de la apertura de la válvula de control. Autonomía del acumulador. Presión inicial 84bar. ....	161

Figura IV. 21. Evolución de la presión del acumulador de alta presión, del caudal a través del motor hidráulico y la velocidad de éste en función de la apertura de la válvula de control. Autonomía del acumulador. Presión inicial 102bar. ....	161
Figura IV. 22. Evolución de la presión del acumulador de alta presión frente a carga resistiva. Comparación ante diferentes configuraciones de cilindros activas.....	162
Figura IV. 23. Evolución de la velocidad del Motor Hidráulico frente a carga resistiva. Comparación ante diferentes configuraciones de cilindros activas. ....	163
Figura IV. 24. Evolución de la Potencia a la entrada y salida del PTO frente a carga resistiva (3Nm). Comparación ante diferentes configuraciones de cilindros activas..	163
Figura IV. 25. Esquema de Fugas del PTO Hidráulico.....	167
Figura IV. 26. Comparación de la pérdida de carga en función del tiempo entre el ensayo experimental y simulación frente a la parametrización utilizada .....	168
Figura IV. 27. PTO Hidráulico. Salida del PTO. Motor hidráulico .....	169
Figura IV. 28. Comparación de la velocidad angular del motor hidráulico entre valores experimentales (azules) y simulados (rojo) .....	170
Figura IV. 29. Comparación entre valores experimentales (azul) y simulados (rojo) de la caída de presión en la válvula de control.....	171
Figura IV. 30. Comparación de la evolución de la presión del acumulador HP entre valores experimentales (azul) y simulados (rojo) .....	172
Figura IV. 31. Comparación entre la velocidad experimental y simulada de entrada al PTO. ....	173
Figura IV. 32. Evolución de la Presión experimental y simulada en el acumulador HP cuando están activos HC3.1 y HC3.3. Presión Inicial 64,5 bar. ....	173
Figura IV. 33. Evolución de la Presión en la cámara de Pistón y Anular del Cilindro H.C.3.1. Comparación de los resultados experimentales y simulados. Presión Inicial 64,5 bar.....	174
Figura IV. 34. Evolución de la Presión experimental y simulada en el acumulador HP cuando están activos HC3.2. Presión Inicial 67,2 bar. ....	175
Figura IV. 35. Evolución de la Presión experimental y simulada en el acumulador HP cuando están activos HC3.4. Presión Inicial 72 bar. ....	175
Figura IV. 36. Evolución de la Presión experimental y simulada en el acumulador HP cuando están activos HC3.1 y HC3.3 y la válvula de control abierta al 9%. Presión Inicial 101,5 bar. ....	176
Figura V. 1 Fuerzas presentes en un cuerpo oscilante con un grado de libertad. ....	183
Figura V. 2. Coeficiente de Amortiguamiento, $B(\omega)$ . ....	186

---

Figura V. 3. Representación esquemática del absorbedor puntual y el PTO hidráulico. ....	187
Figura V. 4. Diagrama de bloques esquemático del modelo del absorbedor puntual y el PTO hidráulico.....	188
Figura V. 5. Modelo subsistema del absorbedor puntual del WEC. ....	189
Figura V. 6. Ecuaciones adaptadas de Cummins aplicadas al modelo WEC incluyendo la limitación del desplazamiento del absorbedor puntual. ....	190
Figura V. 7. Áreas disponibles (azul) frente a áreas utilizadas en este estudio (rojo) en función de la activación de los cilindros disponibles.....	194
Figura V. 8. Desplazamiento vertical del absorbedor puntual en función de los cilindros aplicados a lo largo del tiempo. Configuraciones aplicada: Cil4, Cil14 y Cil134. ....	197
Figura V. 9. Desplazamiento vertical del absorbedor puntual en función de los cilindros aplicados a lo largo del tiempo. ....	198
Figura V. 10. Desplazamiento vertical del absorbedor puntual en función de los cilindros aplicados a lo largo del tiempo. Detalle entre dos periodos consecutivos. ...	199
Figura V. 11. Velocidad vertical del absorbedor puntual en función de los cilindros aplicados a lo largo del tiempo. ....	200
Figura V. 12. Velocidad vertical del absorbedor puntual en función de los cilindros aplicados a lo largo del tiempo. Detalle entre dos periodos consecutivos. ....	201
Figura V. 13. Fuerza aplicada por el PTO en función de los cilindros aplicados a lo largo del tiempo. ....	202
Figura V. 14. Fuerza aplicada por el PTO en función de los cilindros aplicados a lo largo del tiempo. Detalle entre dos periodos consecutivos. ....	203
Figura V. 15. Potencia extraída en función de los cilindros aplicados a lo largo del tiempo. ....	203
Figura V. 16. Potencia extraída en función de los cilindros aplicados a lo largo del tiempo. Detalle entre dos periodos consecutivos. ....	204
Figura V. 17. Fuerza del PTO, Desplazamiento y Velocidad del absorbedor. Amortiguamiento de Coulomb. Detalle de dos periodos consecutivos. $H_w=0,250m$ ; $T_w=5s$ . Configuración de cilindros activos Cil14. ....	205
Figura V. 18. Fuerza de excitación, Desplazamiento y Velocidad del absorbedor. Amortiguamiento de Coulomb. Detalle de dos periodos consecutivos. Configuración de Cilindros activos Cil14. ....	207
Figura V. 19. Modelo del absorbedor puntual, PTO ole-hidráulico no lineal y controlador.....	210
Figura V. 20. Esquematización de los momentos donde se libera el absorbedor para un periodo determinado. $T_w=5s$ . ....	212

---



Figura V. 21. Diagrama de bloques esquemático para el control de WEC. Estrategias E y F.....	213
Figura V. 22. Esquema de decisión para las estrategias E y F.....	214
Figura V. 23. Diagrama de bloques esquemático para el control de WEC. Estrategia H. ....	215
Figura V. 24. Esquema de decisión para la estrategia H. ....	216
Figura V. 25. Área media aplicada por periodo a lo largo del tiempo. Comparación entre Control E y H. $H_w=0,250m$ ; $T_w=5s$ . ....	217
Figura V. 26. Desplazamiento del absorbedor. Comparación entre Control E, H y Amortiguamiento de Coulomb (HC3.1 y HC3.4). $H_w=0,250m$ ; $T_w=5s$ .....	218
Figura V. 27. Desplazamiento del absorbedor. Comparación entre Control E, H y Amortiguamiento de Coulomb (HC3.1 y HC3.4). $H_w=0,250m$ ; $T_w=5s$ . Detalle de dos periodos consecutivos. ....	219
Figura V. 28. Velocidad del absorbedor. Comparación entre Control E, H y Amortiguamiento de Coulomb (HC3.1 y HC3.4). $H_w=0,250m$ ; $T_w=5s$ .....	220
Figura V. 29. Velocidad del absorbedor. Comparación entre Control E, H y Amortiguamiento de Coulomb (HC3.1 y HC3.4). Detalle de dos periodos consecutivos. $H_w=0,250m$ ; $T_w=5s$ .....	220
Figura V. 30. Fuerza aplicada por el PTO. Comparación entre Control E, H y Amortiguamiento de Coulomb (HC3.1 y HC3.4). $H_w=0,250m$ ; $T_w=5s$ .....	221
Figura V. 31. Fuerza aplicada por el PTO. Comparación entre Control E, H y Amortiguamiento de Coulomb (HC3.1 y HC3.4). Detalle de dos periodos consecutivos. $H_w=0,250m$ ; $T_w=5s$ .....	222
Figura V. 32. Potencia extraída. Comparación entre Control E, H y Amortiguamiento de Coulomb (HC3.1 y HC3.4). $H_w=0,250m$ ; $T_w=5s$ .....	223
Figura V. 33. Potencia extraída. Comparación entre Control E, H y Amortiguamiento de Coulomb (HC3.1 y HC3.4). $H_w=0,250m$ ; $T_w=5s$ .Detalle de dos periodos consecutivos. ....	224
Figura V. 34. Señales características. Fuerza de Excitación. Control E. $H_w=0,250m$ ; $T_w=5s$ .Detalle de dos periodos consecutivos. ....	224
Figura V. 35. Señales características. Fuerza PTO. Control E. $H_w=0,250m$ ; $T_w=5s$ . Detalle de dos periodos consecutivos. ....	225
Figura V. 36. Señales características. Fuerza de Excitación. Control H. $H_w=0,250m$ ; $T_w=5s$ .Detalle de dos periodos consecutivos. ....	226
Figura V. 37. Señales características. Fuerza de PTO. Control H. $H_w=0,250m$ ; $T_w=5s$ .Detalle de dos periodos consecutivos. ....	226

Figura V. 38. Evolución de la Presión en el Acumulador HP. Comparación entre Control E, H y Amortiguamiento de Coulomb (HC3.1 y HC3.4). $H_w=0,250m$ ; $T_w=5s$ .Detalle de dos periodos consecutivos. ....	228
Figura V. 39. Potencia extraída en función de la estrategia de control y del binomio ( $H_w, T_w$ ). ....	231
Figura V. 40. Desplazamiento máximo en función de la estrategia de control y del binomio ( $H_w, T_w$ ).....	231

## Índice de Tablas

Tabla III. 1. Características dimensionales de los cilindros hidráulicos considerados	107
Tabla III. 2. Descripción de principales símbolos utilizados en el modelo	114
Tabla III. 3. Características de los cilindros hidráulicos de doble efecto	115
Tabla III. 4. Características de los soportes de los cilindros	116
Tabla III. 5. Características de la fijación de los vástagos de los cilindros con respecto al volante OB	116
Tabla III. 6. Parámetros que modelan el efecto de la fricción dentro de los cilindros hidráulicos	117
Tabla III. 7. Parámetros del modelo de las válvulas antiretorno	120
Tabla III. 8. Parámetros del modelo de las válvulas direccionales 4/3	123
Tabla III. 9. Parámetros del modelo de los solenoides de la válvula 4/3	124
Tabla III. 10. Parámetros del modelo de las tuberías	126
Tabla III. 11. Parámetros del modelo del fluido hidráulico	128
Tabla III. 12. Parámetros asociados a los elementos de unión en cruz	129
Tabla III. 13. Parámetros asociados a los elementos de unión en T	129
Tabla III. 14. Características de los acumuladores de gas precargados	130
Tabla III. 15. Características de la válvula limitadora de presión	131
Tabla III. 16. Parámetros del modelo de la válvula de control de flujo con presión compensada	133
Tabla III. 17. Parámetros del modelo del motor hidráulico de cilindrada fija	135
Tabla III. 18. Comparación entre aceite real y modelado	136
Tabla III. 19. Características del modelo que define el fluido hidráulico	137
Tabla III. 20. Caudal medio y tiempo real de simulación en función de la tolerancia del solver	138
Tabla IV. 1. Parámetros geométricos de fijación de los cilindros para la validación modelo	144
Tabla IV. 2. Potencias medias y eficiencia en función de la carga a la salida del PTO	165
Tabla IV. 3. Áreas de fugas significativas del modelo	168
Tabla IV. 4. Área de paso corregida para válvula de control	169

---

Tabla V. 1. Parámetros geométricos seleccionados de la fijación de los cilindros hidráulicos.....	187
Tabla V. 2. Módulo de la Fuerza de Excitación en función de $H_w$ y $T_w$ .....	191
Tabla V. 3. Frecuencias consideradas en función de $H_w$ y $T_w$ .....	191
Tabla V. 4. Coeficiente de amortiguamiento de la fuerza de radiación y Coeficiente de la fuerza de excitación en función de $\omega$ , $B(\omega)$ .....	192
Tabla V. 5. Potencia media extraída y desplazamiento del WEC en función de $H_w$ , $T_w$ y del coeficiente de amortiguamiento lineal $B_{PTO}$ óptimo.....	193
Tabla V. 6. Área equivalente en función de los cilindros aplicados.....	193
Tabla V. 7. Principales parámetros iniciales del PTO oleo-hidráulico .....	195
Tabla V. 8. Principales Resultados $H_s=0,250m$ y $T_e=5s$ . Valores Máximos y Mínimos .....	196
Tabla V. 9. Potencia extraída en función de la configuración de Cilindros, $H_w$ y $T_w$ .	206
Tabla V. 10. Porcentaje de potencia extraída frente a potencia teórica de 919,26W en función de la configuración de Cilindros, $H_w$ y $T_w$ .....	206
Tabla V. 11. Potencia extraída de las olas en función de la estrategia de control, $H_w$ y $T_w$ .....	230

## Nomenclatura

Símbolo	Unidades	Otras	Descripción
	SI	unidades	
$\psi$	rad		Desplazamiento angular de balanceo (roll) / Ángulo de precesión
$\varphi$	rad		Desplazamiento angular de cabeceo (pitch)
$\theta$	rad		Desplazamiento angular de viraje (yaw)
$\dot{\psi}$	rad/s		Velocidad angular de balanceo (roll)
$\dot{\varphi}$	rad/s		Velocidad angular de cabeceo (pitch)
$\dot{\theta}$	rad/s		Velocidad angular de viraje (yaw)
A	m		Amplitud del captador
f	Hz		Frecuencia del movimiento del captador
$\Phi$	rad		Desplazamiento angular del brazo de par
$\dot{\Phi}$	rad/s		Velocidad angular del brazo de par
$f_{INPUT}$	Hz		Frecuencia de la señal que proporciona el movimiento de entrada del PTO
$\omega_{INPUT}$	rad/s	rpm	Velocidad angular del movimiento de entrada del PTO aplicado con un sistema piñón-cremallera
$\omega_{cap}$	rad/s	rpm	Velocidad angular proporcionada o aplicada en el captador
$\omega_{MH}, \omega_{mh}$	rad/s	rpm	Velocidad angular del motor hidráulico
$\tau_{cap}$	N m		Par aplicado en el captador
$\tau_{PTO}$	N m		Par aplicado por el PTO
$\tau_{MH}, T_{mh}$	N m		Par del motor hidráulico
$Q_{MH}$	m <sup>3</sup> /seg	l/min	Caudal que atraviesa el motor hidráulico
$\Delta P_{accu}$	N/m <sup>2</sup>	bar	Diferencia de presiones entre acumulador de alta presión y baja presión
%SA	-		Porcentaje de apertura de la válvula de control
$H_s$	m		Altura significativa de ola
$H_w$	m		Amplitud de ola (olas regulares)
$T_e$	s		Periodo energético de ola
$T_p$	s		Periodo de pico de la ola
$T_w$	s		Periodo de ola (olas regulares)
M	kg		Masa de un cuerpo
x	m		Desplazamiento lineal de un cuerpo

<b>Símbolo</b>	<b>Unidades SI</b>	<b>Otras unidades</b>	<b>Descripción</b>
$\dot{x}$	m/s		Velocidad lineal de un cuerpo
$\ddot{x}$	m/s <sup>2</sup>		Aceleración lineal de un cuerpo
$F_h(t)$	N		Componente vertical de la fuerza debida a la presión del agua en la superficie mojada de un cuerpo
$F_m(t), F_{PTO}(t)$	N		Componente vertical de la fuerza aplicada en un cuerpo por el mecanismo PTO
$F_d(t)$	N		Fuerza de excitación o difracción producida por las olas incidentes en un cuerpo que se asume fijo
$F_r(t)$	N		Fuerza de radiación, fuerza hidrodinámica debida a la oscilación de un cuerpo cuando el mar no está en calma
$F_{hs}(t)$	N		Fuerza hidrostática
$\rho$	kg/m <sup>3</sup>		Densidad de un fluido o material
$g$	m/s <sup>2</sup>		Aceleración de la gravedad
$S$	m <sup>2</sup>		Sección de la boya definida por la superficie libre de agua sin perturbar
$\nu$	Stoke		Viscosidad cinemática de un fluido
$A_\infty$	kg		Valor limitante de la masa añadida $A(\omega)$ para $\omega \rightarrow \infty$
$p$	N/m <sup>2</sup>	bar	Presión
$V$	m <sup>3</sup>		Volumen
$\gamma$	-		Coefficiente de dilatación adiabática
$\Delta P$	N/m <sup>2</sup>	bar	Diferencia de presiones
$\Delta V$	m <sup>3</sup>		Variación de volumen
$C_d$			Coefficiente de descarga de una válvula u orificio
$A_O$	m <sup>2</sup>		Sección de un orificio
$A_v$	m <sup>2</sup>		Sección de un orificio de una válvula
$q_{mh}$	m <sup>3</sup> /s	l/min	Caudal que atraviesa un motor hidráulico
$D$	m <sup>3</sup> /rev	cm <sup>3</sup> /rev	Cilindrada de un motor hidráulico
$\omega_{ref}$	rad/s	rpm	Velocidad angular de referencia
$K_p$	-		Constante proporcional
$K_i$	-		Constante Integral
$T_g$	N m		Par del generador
$P_{util}$	W		Potencia útil de salida del PTO

<b>Símbolo</b>	<b>Unidades SI</b>	<b>Otras unidades</b>	<b>Descripción</b>
J	kg m <sup>2</sup>		Momento de Inercia
P <sub>pr</sub>	N/m <sup>2</sup>	bar	Presión de precarga del acumulador
V <sub>pr</sub>	m <sup>3</sup>	l	Volumen de precarga de gas en el acumulador
V <sub>A</sub>	m <sup>3</sup>		Volumen del Acumulador
B <sub>PTO</sub>	N s/m		Coefficiente de amortiguamiento lineal
B <sub>PTO_α</sub>	N m s <sup>2</sup>		Coefficiente de amortiguamiento angular
C <sub>PTO</sub>	N m		Par del PTO (en un sistema de conversión rotativo)
β <sub>Bulk</sub>	N/m <sup>2</sup>		Módulo de Bulks
k <sub>PTO</sub>	N/m		Coefficiente de rigidez lineal del PTO/Coefficiente efecto muelle virtual emulado por el PTO
J <sub>PTO</sub>	kg m <sup>2</sup>		Coefficiente de inercia asociado al PTO
W	m		Anchura del frente de ola
B <sub>max</sub>	N s/m		Límite máximo del coeficiente de amortiguamiento para la función de Sigmoid
B <sub>min</sub>	N s/m		Límite mínimo del coeficiente de amortiguamiento para la función de Sigmoid
t*	s		Tiempo de retraso en aplicar la estrategia de control
β	-		Pendiente con la que se aplican las estrategias de control de bloqueo y desbloqueo aplicando la función de Sigmoid
x <sub>rel</sub>	m		Desplazamiento relativo entre dos cuerpos
v <sub>rel</sub>	m/s		Velocidad relativa entre dos cuerpos
L	m		Distancia geométrica individual entre el punto de fijación del cuerpo de un cilindro hidráulico cualquiera y la proyección perpendicular del eje de entrada del PTO sobre la columna de fijación del cilindro hidráulico. Denominado también AC.
R	m		Distancia geométrica individual entre el punto de fijación del vástago de un cilindro hidráulico y el punto de pivotamiento del eje de entrada del PTO. Denominado también OB.
r	m		Brazo de par
A <sub>eq</sub>	m <sup>2</sup>		Área equivalente de los cilindros activos inyectando caudal en el circuito de alta presión.
η <sub>mec</sub>	-		Rendimiento mecánico de un motor hidráulico
η <sub>vol</sub>	-		Rendimiento volumétrico de un motor hidráulico
η <sub>t</sub>	-		Rendimiento total de un motor hidráulico, η <sub>mec</sub> * η <sub>vol</sub>

<b>Símbolo</b>	<b>Unidades SI</b>	<b>Otras unidades</b>	<b>Descripción</b>
$P_i, p_i$	$N/m^2$	bar	Presión en el punto definido por el índice i
$Q_i, q_i$	$m^3/s$	l/min	Caudal en el punto definido por el índice i
$\Delta x$	m		Variación de desplazamiento lineal del émbolo de un cilindro hidráulico
$\Delta t$	s		Variación del tiempo
$\Delta \Phi$	rad		Variación del desplazamiento angular del brazo de par
PHP	$N/m^2$	bar	Presión en el acumulador de Alta presión
AvgQ1	$m^3/s$	l/min	Caudal medio aportado por los cilindros activos
Re	-		Número de Reynolds
Re <sub>Cr</sub>	-		Número de Reynolds crítico
k <sub>HP</sub>	-		Factor de fuga de caudal en el motor hidráulico según modelo de Hagen-Poiseuille
P <sub>PTO</sub>	W		Potencia instantánea extraída por el mecanismo PTO
$\eta_{CONV}$	-		Eficiencia en la conversión de la potencia extraída
$\Delta P_{MH}$	$N/m^2$	bar	Diferencia de presiones entre la entrada y salida del motor hidráulico
$\eta_{PTO}$	-		Eficiencia del PTO
P <sub>input</sub>	W		Potencia necesaria para mover la entrada del PTO
P <sub>MH</sub>	W		Potencia mecánica generada por el motor hidráulico
P <sub>HP</sub>	W		Potencia aportada por el acumulador de Alta Presión
Q <sub>HP</sub>	$m^3/s$	l/min	Caudal aportado por el acumulador de Alta Presión



## Abreviaciones

AWS	Archimedes Wave Swing
BBDB	Backward Bent Duct Buoy
BV	Bloque de Válvulas
CPM	Controladores Predictivos basados en Modelos
D	Dispositivos
DDR	Direct Drive Rotary
DNV	Det Norske Veritas
E	Empresas
ECD	Energy Capture Device
ESSO	Eastern States Standard Oil (Exon Mobile)
HC	Hydraulic Cylinder (Cilindro Hidráulico)
HP	High Pressure (Alta Presión)
HPC	Hydraulic Parallel Circuit
HTC	Hydraulic Transfer Circuit
I-DEAS	Integrated Design and Engineering Analysis Software
INRI	Independent Natural Resources Incorporated
IPS	InterProject Service buoy
ISO	International Standarization Organization
JONSWAP	Joint North Sea Wave Project
LP	Low Pressure (Baja Presión)
LP <sub>r</sub>	Low Pressure refrigerator (Baja Presión de línea de refrigeración)
NDF	Numerical Differentiation Formulas
OPD	Ocean Power Delivery
OPT	Ocean Power Tecnologies
OWC	Oscillating Water Column
PI	Proporcional e Integral
PID	Proporcional, Integral y Derivativo
PP	Pivoting Point. Punto de Pivotamiento. Eje de rotación de la entrada del PTO
PTO	Power Take-Off
SEAREV	Système autonome de Récupération de l'énergie des vagues/Autonomous Wave Energy Recovery System
SSG	Sea Slot-Cone Generator
TAPCHAN	Tapered Channel Device
VB	Valves Block / Bloque de válvulas
VP	Variable Pressure / Presión Variable
WEC	Wave Energy Converter

## I. INTRODUCCIÓN

## **I.I. MOTIVACIÓN Y OBJETIVOS**

### **I.I.I. Motivación de la Tesis**

Las fluctuaciones e inestabilidad del precio del petróleo, así como la incertidumbre sobre la disponibilidad de los recursos fósiles en un futuro no muy lejano y el aumento progresivo de la preocupación por el calentamiento global, asociado al incremento del conocimiento popular con el consecuente efecto en la sensibilidad pública por el impacto de las técnicas convencionales energéticas, han favorecido el desarrollo de las energías renovables durante las últimas décadas. En este sentido, los impulsos realizados por las diversas administraciones estatales a través de la creación de convocatorias de investigación I+D+i como el *Plan Estatal de Investigación Científica, Técnica y de Innovación 2013-2016* (2012), han contribuido al desarrollo de diversos proyectos relacionados con energías limpias. Dentro de este plan y orientado a los retos de la sociedad, se ha identificado la necesidad de avanzar en el desarrollo de dispositivos que produzcan energía segura, eficiente y limpia. En este sentido, una de las tecnologías de energía renovable más interesante por las ventajas que presenta es la energía marina. Este tipo de energía engloba, entre otras, la energía de las olas, también denominada undimotriz.

Las olas se crean por la interacción del viento con la superficie del mar. La potencia de las olas es una fuente de energía altamente concentrada. Presenta mucha mayor densidad de energía por unidad de área si se compara con la energía eólica, tan ampliamente utilizada en la actualidad, y además, es altamente predecible con cambios muy pequeños durante horas aunque variable día a día. La cantidad de potencia que se puede explotar de este recurso depende de la ubicación geográfica y de la posición en la que se encuentre el dispositivo de extracción de energía, es decir, en la costa (*shore-line*), cerca de la costa (*near shore*) o fuera de la costa (*off-shore*). Las olas son más fuertes en el océano abierto y van perdiendo fuerza a medida que se aproximan a la costa disipando su energía en el fondo marino. Se estima que sólo un décimo de la energía de las olas permanece después de que éstas choquen contra la costa (Thompson et al., 2001). A pesar de ello, ya en el siglo pasado se estimó que las olas contienen mucha más energía que la que se ha estado usando en el mundo (Ross, 1995). Según el Consejo Mundial de la Energía, en la década pasada se estimaba suficiente energía como para generar dos veces la cantidad de electricidad que se producía en el mundo (Wavegen, 2005). Estudios más recientes concluyen que el potencial de energía de las olas es del mismo orden del consumo actual (Angelis-Dimakis et al., 2011).

Thorpe (2003) mostró la distribución global de energía de las olas para aguas profundas indicando un gran potencial en la costa europea. En este sentido, para que un convertidor de las olas genere energía a precios competitivos el emplazamiento del dispositivo tiene que proporcionar una potencia media del orden de 15kW/m según indica la empresa escocesa Ocean Power Delivery (OPD) Limited. Por este motivo, desde inicios de los años 70 del siglo pasado ha existido un gran interés en el desarrollo de dispositivos que puedan absorber la energía de las olas. Sin embargo, su implantación comercial está encontrando muchas dificultades, tal como demuestran diversos informes que analizan el grado de avance de las distintas tecnologías desarrolladas (Thomas, 2012).

La investigación sobre la energía de las olas data de 1799, cuando Girad presentó una patente de un concepto muy sencillo de convertidor de las olas (Ross, 1995). Sin embargo, el primer concepto experimental fue realizado por Masuda (1974), que desarrolló un dispositivo autónomo accionado por una turbina impulsada por el aire empujado por las olas. Posteriormente desarrolló otro dispositivo de mayores dimensiones equipado con diferentes tipos de turbinas de aire que no consiguieron obtener grandes cantidades de energía (Masuda, 1979).

En los años 70 se realizaron numerosos trabajos teóricos fundamentales (Evans, 1976) que propiciaron el incremento de una comunidad investigadora con numerosos grupos trabajando sobre diferentes conceptos de convertidores de energía de las olas, principalmente localizados en Europa.

En la actualidad existen cerca de 300 tipos diferentes de dispositivos de extracción de energía de las olas. Sin embargo, muy pocos han sido probados conectados a la red eléctrica a escala real (Westwood, 2004). La dificultad reside en el desarrollo de un dispositivo eficiente, fiable y rentable que permita implantarlos comercialmente (Jones & Westwood, 2005). Así, Thomas (2012) estimó que para el año 2030 sólo el 0,22% de la energía demandada actualmente por Gran Bretaña sería producida por los actuales convertidores, aun siendo este país uno de los que mayor potencial presenta para la extracción de energía de las olas, en torno a 60-70kW/m.

Los convertidores de energía de las olas, comúnmente denominados WEC, de las siglas inglesas *Wave Energy Converter*, constan de varios componentes principales entre los que se encuentra el mecanismo de reacción que se mueve por la acción de las olas cuya energía debe ser transformada, principalmente, en energía eléctrica. Esta transformación de energía es necesaria para convertir el alto par y baja

frecuencia proporcionado por las olas, en una energía caracterizada por un bajo par y una frecuencia elevada que se pueda utilizar en generadores convencionales. Este dispositivo se denomina en la literatura *Power Take-Off* (PTO).

La fundación TECNALIA apostó por las tecnologías emergentes poniendo en marcha desde 2005 el proyecto OCEANTEC con el fin de desarrollar tecnología en el sector de generación de energía de las olas. Desde un inicio, el desarrollo tecnológico del proyecto se centró en un sistema inercial “offshore” totalmente encapsulado de los denominados absorbedor tipo atenuador. La extracción de la energía se basa en el movimiento relativo inercial que generan las olas en un dispositivo giroscópico (Figura I. 1). Este dispositivo produce un movimiento oscilante de balanceo (*roll*) caracterizado por su velocidad angular,  $\dot{\psi}$ , debido al movimiento de cabeceo (*pitch*) que producen las olas sobre la estructura alargada que lo contiene (sobre eje Y de la figura,  $\dot{\phi}$ ), en conjunción con el giro sobre el eje perpendicular al de balanceo de un volante de inercia encapsulado en vacío (eje Z,  $\dot{\theta}$ ), tal y como describe Ruiz Minguela et al. (2008).

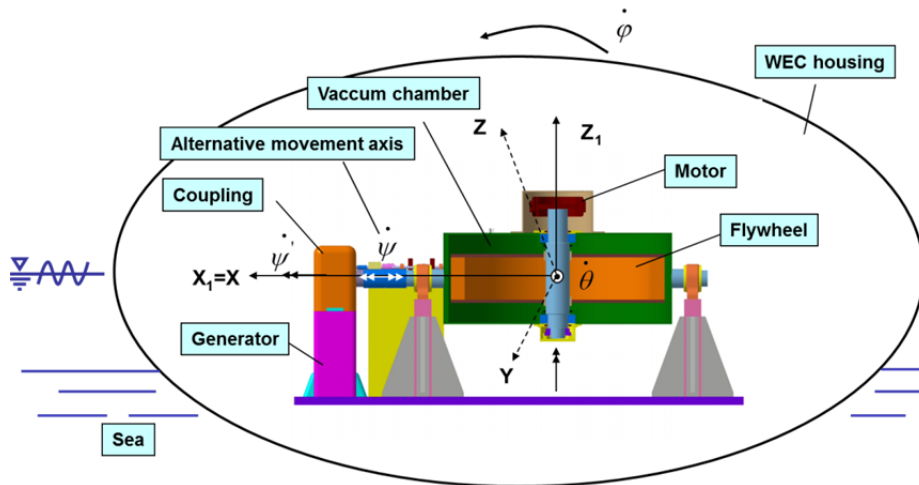


Figura I. 1. Captador Giroscópico. Cortesía de Oceantec Energías Marinas

Este desarrollo tecnológico condujo a la realización de ensayos hidrodinámicos sobre un prototipo a escala 1:36 en el Canal de Experiencias Hidrodinámicas de El Pardo (CEHIPAR-España) y posteriormente en un prototipo de escala 1:4 en mar abierto centrándose en la supervivencia de la estructura con el objetivo de refinar su comportamiento hidrodinámico (Ruiz Minguela et al., 2008). Por otra parte, se analizó el convertidor giroscópico controlando el eje de precesión utilizando una PTO ideal simplificada.

Así mismo, se realizaron varias pruebas dinámicas del captador a escala 1:15, incluido en la Figura I. 2, que muestran resultados prometedores en cuanto a energía extraída. Según Perez (2009), el ajuste del controlador que se planteó podía ser simplificado fijando la ganancia proporcional del ángulo de precesión ( $\psi$ ) y adaptando la ganancia proporcional de la velocidad de precesión ( $\dot{\psi}$ ) al estado de mar dominante para el emplazamiento del convertidor con el objeto de extraer más energía. Debido a la escala utilizada, el anterior desarrollo se realizó utilizando como PTO un motor síncrono acoplado al eje de precesión ( $\psi$ ).



Figura I. 2. Captador Giroscópico. Escala 1:15. Cortesía Oceantec Energías Marinas

La necesidad de aumentar de escala del captador ideado condujo a realizar un estudio en detalle de las posibles tecnologías de conversión de la energía extraída. De ese estudio sobre convertidores tipo absorbedores puntuales surgió la idea de desarrollar un PTO universal (Figura I. 3) a escala (1:4) capaz de adaptarse a varios convertidores de energía actualmente en desarrollo.

Este dispositivo de conversión de energía hidráulico, desarrollado por Lasa, Antolín y Estensoro (2010), se considera universal ya que puede ser instalado en una gran variedad de los captadores que utilizan PTO oleo-hidráulico. Este PTO se basa en características geométricas que pueden ser modificadas en tiempo real, como pueden ser: las áreas efectivas aplicadas por los cilindros hidráulicos en el amortiguamiento del movimiento oscilante y la variación de la posición de las fijaciones de los cilindros respecto al elemento captador que recibe la energía de las olas (*Variable Fixing Points for hydraulic cylinders*). La ventaja de este diseño de PTO deriva en la rapidez para actuar ante cambios en el estado del mar ya que muchos de los sistemas actuales sólo se basan en la variación de la presión del acumulador(es) de alta presión (Lasa, Antolín et al., 2011).

Son numerosos los autores que indican que la rentabilidad de una instalación para la conversión de la energía de las olas depende directamente de la eficiencia del PTO utilizado (Henderson 2006; Babarit et al. 2009; Falcão 2010). Por tanto, es necesario modelar adecuadamente el PTO, incluyendo las pérdidas del dispositivo, de manera que el posterior controlador actúe correctamente sobre una planta real. La introducción del modelo de un PTO más cercano a la realidad, dentro del modelo global, repercutirá en obtener una potencia extraída de las olas más realista.

De hecho, al ser la energía de las olas altamente fluctuante, se requiere un almacenamiento que permita absorber los picos de energía para que puedan ser usados en momentos de baja energía con el objetivo de mantener la producción de energía eléctrica continuamente (Hansen et al. 2013).

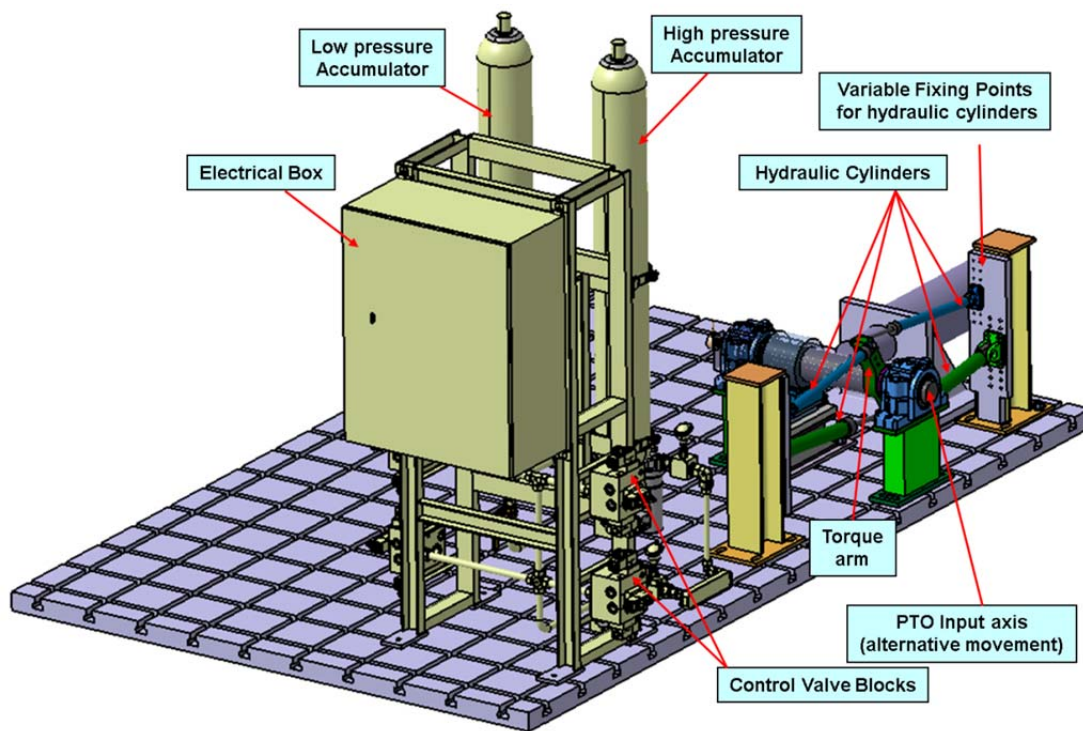


Figura 1. 3. Concepto de PTO hidráulica. Escala 1:4. Cortesía Tecnalía.

Aunque un gran número de investigaciones se han dedicado al desarrollo de las tecnologías de captación originando una gran variedad de conceptos y modelos de captadores, muchos de estos investigadores no centran los esfuerzos en el desarrollo, modelado y el control posterior del captador con un modelo de PTO real. Éste muchas veces es asumido como un amortiguador lineal, incluido en los modelos dinámicos como el producto de un coeficiente constante, dependiente del captador y del periodo de ola, por la velocidad del captador (Pastor & Liu, 2014a; Ricci, 2012).

En la actualidad existen gran cantidad de modelos, más o menos detallados de PTO oleo-hidráulicos, algunos de los cuales están siendo utilizados para diseñar estrategias de control en captadores de energía de las olas con el objetivo de maximizar la extracción de energía. A pesar de ello, muchos de los modelos de convertidores siguen utilizando modelos de PTO oleo-hidráulicos lineales en los que se asumen, además, pérdidas despreciables o constantes independientemente del estado del sistema. Sin embargo, este tipo de dispositivos oleo-hidráulicos muestran una gran no linealidad y ciertas pérdidas dependientes del punto de operación (Ionescu, 1997).

Por otra parte, la optimización de la extracción de energía para cualquier estado de mar manteniendo la integridad del propio captador es uno de los grandes retos para rentabilizar la energía de las olas. Según Falnes (2002), esta optimización depende en gran medida del control integrado en el PTO. En este sentido, varios autores han enfocado sus aportaciones sobre el control de diferentes captadores a través de PTOs capaces de aplicar ciertas estrategias de control. A pesar de ello, al analizar el estado de la tecnología actual no sobresale ningún concepto por encima del resto de captadores y tecnologías que están siendo actualmente estudiadas (Falcão, 2010) por lo que se observa un gran potencial de desarrollo.

De este análisis se observa la necesidad de seguir investigando en identificar los conceptos más prometedores, tanto del propio convertidor como de los principales componentes de los que consta el propio convertidor. En este sentido, el desarrollo de PTOs capaces de aceptar varias estrategias de control que optimicen la energía extraíble en función de las condiciones de mar, pueden ayudar a mejorar los conceptos y prototipos de captadores existentes.

### **1.1.2. Objetivos de la Tesis**

Uno de los objetivos de este trabajo es el desarrollo de un PTO oleo-hidráulico que pueda ser utilizado por diferentes captadores con objeto de probar estrategias de control que mejoren la obtención de energía. Este trabajo se enfoca en dicho marco de actuación y pretende modelar en detalle el PTO oleo-hidráulico patentado para, posteriormente, diseñar y desarrollar un sistema de control del PTO sencillo que mejore la energía extraída de las olas. Dicho sistema de control debe permitir integrar estrategias de control de forma que persiga el máximo rendimiento del dispositivo en cada momento, en función del estado de mar, a través de la adaptación de los parámetros del controlador.



Por tanto, como **primer objetivo** se pretende **diseñar y modelar el PTO hidráulico basado en múltiples cilindros hidráulicos con posicionamiento variable**.

El **segundo objetivo** será **validar y ajustar el modelo** desarrollado con ensayos experimentales realizados **con el PTO hidráulico real construido**, basado en múltiples cilindros hidráulicos con posicionamiento variable. Para la **validación experimental del modelo de PTO**, se diseñará y desarrollará un banco de ensayos para el PTO a escala 1:4 donde se requerirá un sistema de control implementado en una plataforma de tiempo real.

El **tercer objetivo** será el **diseño de estrategias de control sencillas** para estados de mar regulares, definidos a través de una amplitud y periodo de ola. Estas estrategias de control desarrolladas y aplicadas con el modelo de PTO oleo-hidráulico universal deben ser **capaces de controlar el desplazamiento del absorbedor** seleccionado dentro de los límites de diseño, con el objetivo de mejorar la captación de energía aportada por un movimiento oscilante de baja frecuencia y alto par. Posteriormente, ese movimiento podría ser convertido en un movimiento continuo unidireccional de alta frecuencia para ser aprovechado por generadores eléctricos convencionales.

Para desarrollar el tercer objetivo, se **identificarán los estados de mar regulares** con el objetivo de observar el comportamiento del sistema convertidor y PTO en diferentes estados, evaluando la potencia extraída media durante el tiempo de simulación. En este sentido un determinado estado de mar regular se caracterizará por la amplitud de la ola ( $H_w$ ) y el periodo de las ola ( $T_w$ ) originando un movimiento en el captador que puede ser simulado a través de la amplitud ( $A$ ) y la frecuencia ( $f$ ) de un actuador lineal. Este trabajo no analiza el comportamiento del convertidor y el PTO para estados de mar irregulares, donde la amplitud y la frecuencia van asociados a espectros de Pierson-Moskowitz o JONSWAP (Joint North Sea Wave Project) identificados por Frigaard et al. (1993); y Liu & Frigaard (2001).

## **I.2. ESTRUCTURA DE LA TESIS**

Esta tesis se estructura en seis capítulos, incluyendo esta introducción que finaliza en este apartado, donde se ha tratado de indicar brevemente la motivación del trabajo y los principales objetivos de la tesis.

El capítulo II se dedica al estado del arte de los PTOs existentes. Se introduce de manera breve en qué consiste un convertidor de las olas, qué componentes básicos contiene, y qué tipos de tecnologías se están desarrollando en la actualidad

focalizándose en los dispositivos que utilizan PTOs oleo-hidráulicos puesto que son capaces de alojar el PTO desarrollado. Dentro de este capítulo también se incluye el análisis de los modelos desarrollados sobre dispositivos oleo-hidráulicos actuales, así como los controladores y las estrategias de control desarrolladas por diferentes autores. Para ello, se han analizado los avances científicos y tecnológicos que se están produciendo en el modelado y control de PTOs hidráulicos en este campo de la energía de las olas.

El capítulo III describe el PTO diseñado y fabricado basado en un array de cilindros de doble efecto cuya fijación mecánica es variable, así como el banco de ensayos donde se ha testado su funcionamiento. Además contiene el modelo cinemático y dinámico en detalle del PTO ideado.

En el capítulo IV se incluyen diversas simulaciones del comportamiento del PTO ante varios estados característicos de un componente principal del PTO, la válvula de control. Por otra parte se ajusta el modelo a través de ensayos experimentales. Los resultados realizados con el PTO construido se contrastan con los obtenidos en las simulaciones para ajustar varios parámetros clave del PTO.

En el capítulo V se integra el modelo de PTO no lineal con un modelo de captador sencillo tipo absorbedor puntual para analizar el comportamiento del sistema ante varias estrategias de control. Las estrategias analizadas se corresponden con estrategias por amortiguamiento lineal, amortiguamiento de Coulomb y amortiguamiento basado en el auto bloqueo del captador por el propio PTO, ya sea a través del control del desplazamiento o del control del desplazamiento y velocidad del convertidor. Estas estrategias de control se analizarán para condiciones de mar regular, comparándose las diferentes simulaciones realizadas.

Por último, en el capítulo VI se presentan las conclusiones y aportaciones realizadas en esta tesis, dejando algunas ideas abiertas para trabajos futuros.



## II. ESTADO DEL ARTE EN MODELADO Y CONTROL DE CAPTADORES

En este capítulo se describe el estado actual de las tecnologías relacionadas con la energía de las olas, resaltando los desarrollos de mayor relevancia y los avances de los sistemas de conversión que se están desarrollando, también denominados *Power Take-Off* (PTO), tanto a nivel de modelado como en el desarrollo de estrategias de control.

El dispositivo PTO hidráulico es un componente indispensable en muchos de los convertidores de las olas, *WEC* (*Wave Energy Converters*). Para situar al lector, inicialmente, se indican brevemente los componentes principales de un captador. Posteriormente se clasifican los tipos de captadores más extendidos que utilizan PTO hidráulicos y que serían un claro objetivo donde el nuevo PTO desarrollado podría implementarse, con el objetivo de mejorar las prestaciones del captador global.

A continuación se analizan los modelos más característicos de PTO oleo-hidráulicos desarrollados en función de la tecnología de captación y del dispositivo captador. Estos modelos y dispositivos físicos utilizan una o varias estrategias de control con el objetivo de captar la mayor energía posible independientemente del estado de mar, regular o irregular, intentando mantener en fase el movimiento del captador con la fuerza de excitación sobre el captador a través de la fuerza de amortiguamiento aplicada por el PTO. Por tanto, el segundo gran bloque de este capítulo está dedicado a las estrategias de control de los captadores.

## **2.1. INTRODUCCIÓN**

Un convertidor de las olas consta de los siguientes componentes básicos esquematizados en la Figura II. 1 (Salter et al. 2002),

- Captador (Energy Capture Device, ECD), es el mecanismo que recibe en primera instancia el movimiento de las olas.
- Power Take-Off (PTO), convierte el movimiento proporcionado por las olas sobre el captador, oscilante de alto par y baja frecuencia, en un movimiento de alta frecuencia y bajo par en una dirección. Su naturaleza está relacionada con el principio de funcionamiento, y por tanto podrá ser, principalmente, hidráulico, neumático y eléctrico.
- Sistema de control y supervisión del convertidor, responsable de controlar el correcto funcionamiento del captador asegurando el tiempo de ejecución.
- Generador eléctrico. En el caso de utilizar un PTO hidráulico, transformará la energía hidráulica en energía eléctrica.

- Sistema de amarre, mecanismo que asegura que el convertidor se encuentra bien fijado en el emplazamiento y conexión, vía cable, a la red eléctrica.

Así, la entrada que incide sobre el captador del convertidor de las olas se transmite al PTO, el cual absorbe parte de su energía transformando el movimiento anterior en otro de alta frecuencia y bajo par. Un sistema de control actúa sobre el PTO para transformar la energía de las olas a energía eléctrica a través de un generador. Los sistemas de control de los captadores están basados en plataformas de tiempo real con objeto de supervisar y controlar la fuerza que se produce en la unión entre el captador y el PTO, controlando a su vez el desplazamiento del captador, como indican Lopes et al. (2009) y Henderson (2006). Así, por ejemplo, Durand et al. (2007) utilizan una plataforma de tiempo real bajo el entorno de LabVIEW® para monitorizar y controlar la velocidad y aceleración del captador SEAREV a escala 1:12 a través de un sensor inercial.

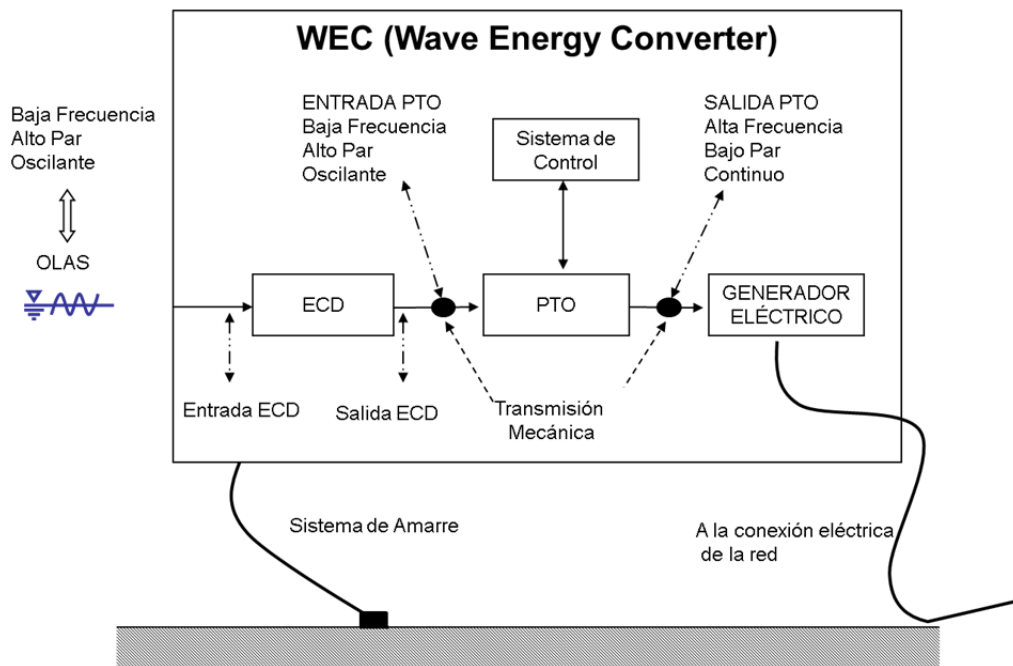


Figura II. 1. Componentes principales de un convertidor de Energía de las olas

En cuanto a la generación de energía eléctrica conectando el convertidor de las olas a la red, cabe decir que no existe una tecnología predominante de generador y depende del tipo de convertidor (López et al., 2013). Es habitual encontrar estudios que utilizan generadores síncronos convencionales, sobre todo para convertidores basados en principios de operación por columna oscilante de agua (OWC) y para sistemas por desbordamiento (ver Figura II. 2). Otros investigadores, como Amundarain (2012), han utilizado generadores de inducción doblemente alimentados para plantas OWC ya que tienen la ventaja de que la electrónica de potencia asociada sólo tiene que procesar

una fracción de la potencia nominal, del orden del 25%, provocando un ahorro de costes. También se utilizan generadores asíncronos, tal y como indican Hansen et al. (2011a) en su modelo de convertidor multi cuerpo. Dentro de los convertidores tipo absorbedor puntual que utilizan conversión directa se encuentran PTO basados en generadores lineales de imanes permanentes. Rhinefrank et al. (2012) desarrollaron una herramienta para analizar hasta dieciocho tecnologías diferentes de accionamientos. En su estudio con absorbedores puntuales que se desplazan únicamente en sentido vertical observaron que para aplicaciones energéticas de baja potencia (<10kW) la solución más robusta la proporcionaba un generador lineal síncrono de imanes permanentes. Sin embargo, para niveles de potencia superiores a 10kW los sistemas consistentes en motores rotativos directos (Direct Drive Rotary, DDR) se convierten en la mejor solución.

Para terminar, brevemente cabe indicar el mecanismo que asegura la fijación del captador en un emplazamiento específico de alta mar sometido a las condiciones adversas del medio marino. El amarre puede influir en la potencia absorbida real. Sin embargo este efecto puede ser relativamente pequeño si el diseño del sistema de amarre se ejecuta correctamente (Fitzgerald & Bergdahl 2007). En este caso, es fundamental realizar ensayos experimentales sobre la estructura del captador en canales hidrodinámicos y en alta mar (Salcedo et al., 2009).

En los siguientes apartados, se describen las tecnologías de captadores WEC, las principales tecnologías de extracción a través del denominado PTO y los convertidores de las olas que incluyen PTO oleo-hidráulicos.

## **2.2. TECNOLOGÍAS Y DISPOSITIVOS PARA LA EXTRACCIÓN DE ENERGÍA**

### **2.2.1. Tecnologías de Captación**

Las diversas tecnologías que se han desarrollado entorno a la extracción de la energía de las olas fueron clasificadas inicialmente por Thorpe (1999) en dos grandes grupos en función del emplazamiento: *shoreline* (emplazadas en la costa) y *off-shore* (profundidades mayores a 50 metros). Más tarde se le añadió *near-shore* (10 a 40 metros de profundidad) por tener distinta problemática que la *off-shore* en lo que se refiere a los sistemas de fondeo y de la distribución de la energía generada a la red comercial. Los captadores, además de clasificarse en función de la profundidad de las aguas donde van a ser instalados, pueden ser clasificados en función de tres

principios de funcionamiento: dispositivos de columna de agua oscilante (*Oscilating Water Column, OWC*), convertidores basados en cuerpos oscilantes (*Point absorbers, Attenuators*) y convertidores por desbordamiento (*Overtopping devices*). Drew et al. (2009), Falcão (2010) y posteriormente (López et al., 2013), publicaron revisiones pormenorizadas sobre éstas tecnologías enumerando la mayoría de los conceptos actualmente en desarrollo, así como el estado en el que se encuentra la energía de las olas. En la Figura II. 2 se presenta la clasificación de los captadores en función de los principios de funcionamiento con los PTO correspondientes (Falcão, 2010). Así mismo, en la última columna, se incluyen algunos de los ejemplos más significativos de dispositivos (**D**) y/o empresas (**E**) que utilizan el principio de funcionamiento especificado.

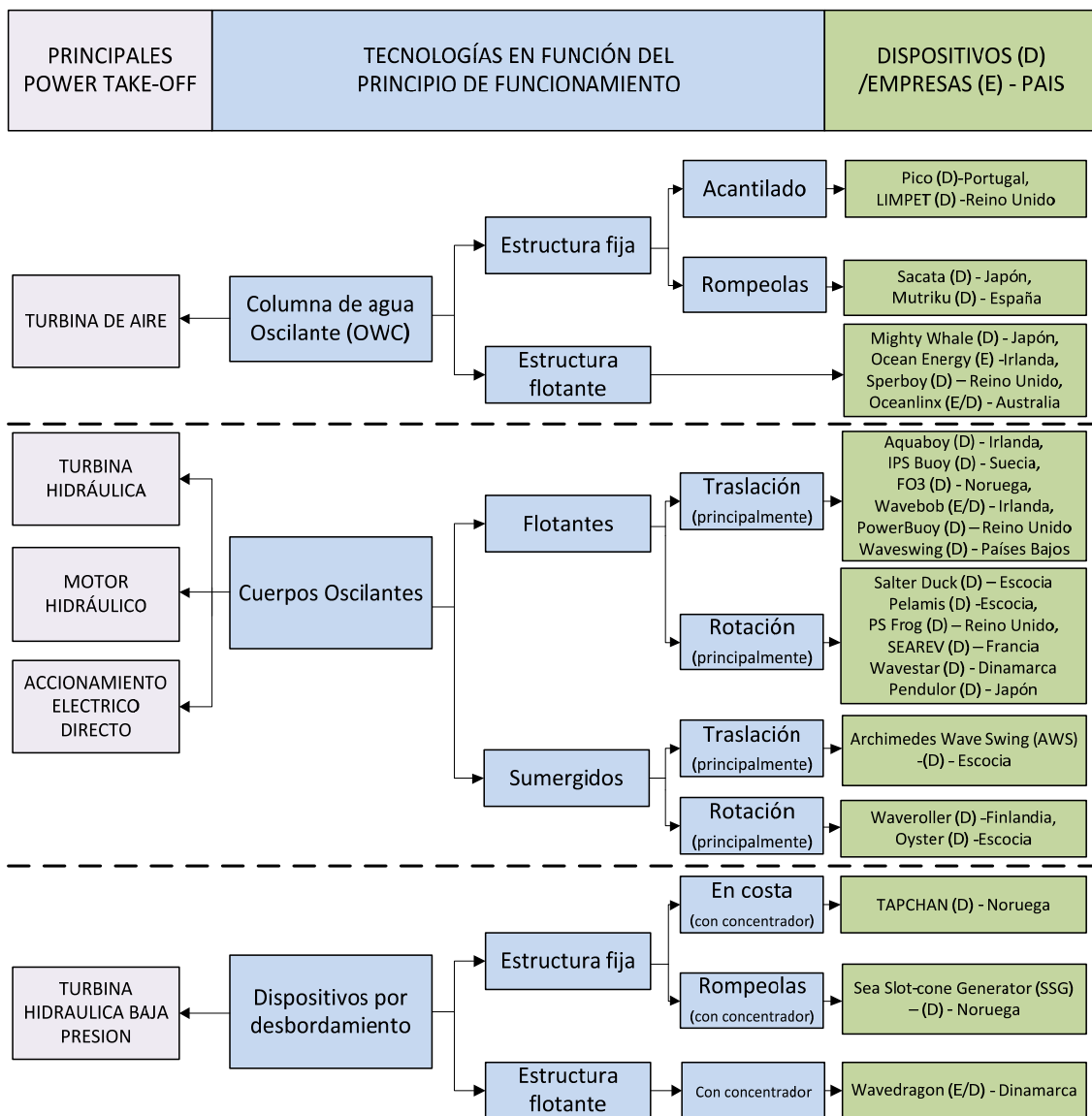
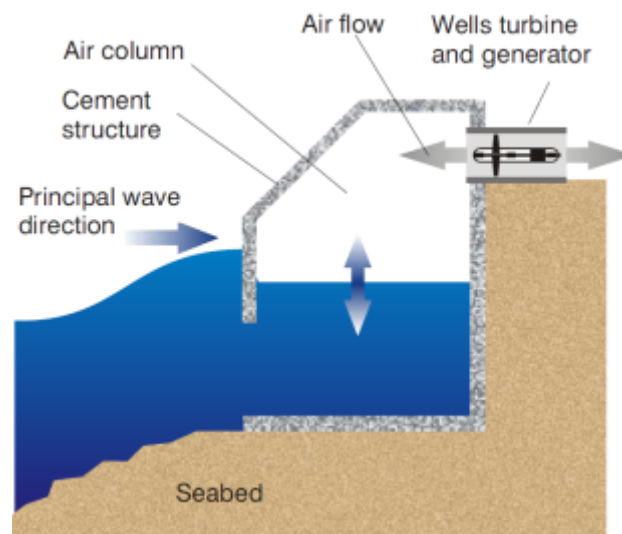


Figura II. 2. Clasificación de los captadores en función del principio de funcionamiento.



El principio de funcionamiento de los dispositivos de **columna de agua oscilante** consiste en una estructura hueca con una apertura en la parte inferior frontal del dispositivo por donde entra la ola produciendo una compresión del aire que acciona una turbina. Al evacuarse el agua por la misma apertura, se produce un efecto de vacío que vuelve a mover la turbina arrastrando el generador acoplado. La turbina debe ser capaz de absorber ambos sentidos de movimiento, por lo que suelen ser tipo Wells, es decir, turbinas que giran en la misma dirección independientemente del sentido del aire. La Figura II. 3 muestra el concepto de este tipo de tecnología (Lemonis, 2002).



*Figura II. 3. Principio de funcionamiento de dispositivos de columna de agua oscilante (Lemonis, 2002).*

Este principio de funcionamiento puede ser aplicado en estructuras fijas emplazadas en la costa o en estructuras flotantes.

De la primera generación de dispositivos **de estructura fija** a escala real, básicamente instalados en las costas de Noruega (Bønke & Ambli, 1986), Japón (Ohneda et al., 1991) y Portugal (Falcão, 2000), solamente el emplazado en las costas de Escocia, denominado convertidor LIMPET, fue conectado a la red (Health et al., 2000). El convertidor más grande de este tipo (OSPREY), instalado en la costa escocesa, se destruyó en 1995 a causa de un gran temporal. Este tipo de tecnología se ha instalado en la desembocadura del Duero (Martins et al., 2005) por medio de dos cámaras con la capacidad de generar 750kW, y en el rompeolas de Mutriku, éste último con una estructura que contiene 16 cámaras con una turbina Wells de 18,5kW por cámara (Torre-Enciso, 2009).

Dentro de los **de estructura flotante** con el mismo principio de funcionamiento, se encuentra el denominado BBDB (Backward Bent Duct Buoy) inicialmente desarrollado por Masuda et al. (1983, 1993; 1995) y que a través de la empresa Ocean Energy (Irlanda) se ha construido un prototipo a escala 1:4 que está siendo ensayado en las aguas protegidas de Galway, Irlanda.

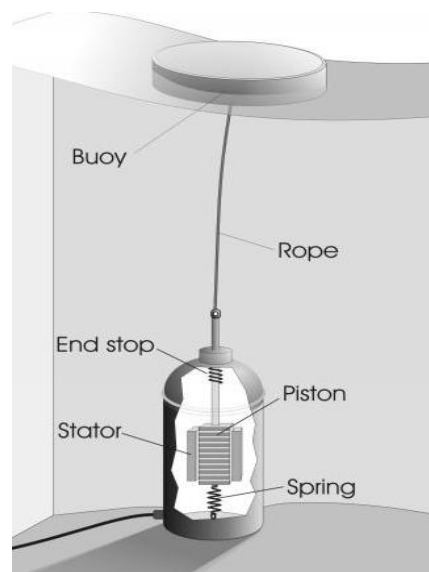
Por otra parte, en relación a la tecnología de los captadores basados en **cuerpos oscilantes**, se trata de dispositivos principalmente diseñados para trabajar en alta mar y pueden ser flotantes o completamente sumergidos. En muchos casos, son concebidos como absorbedores puntuales, es decir, sus dimensiones con respecto a la longitud de ola predominante son más pequeñas (dimensión en planta inferior a la mitad de la longitud de onda del oleaje), de modo que la difracción de la ola es casi insignificante y la dinámica del cuerpo es independiente de la dirección de la ola (Budal & Falnes, 1975). Se instalan en aguas con profundidades mayores a 40 metros para aprovechar los regímenes de olas más energéticos que pueden alcanzar entre 30 y 70kW/m y picos de hasta 100kW/m (Griffiths, 2001). Estos sistemas son más complejos que los anteriores y presentan problemas de supervivencia en el entorno al que continuamente están expuestos, provocando un coste de mantenimiento elevado.

El principio de funcionamiento de estos dispositivos está basado en el movimiento de un cuerpo o boya que se desplaza a partir del movimiento de las olas en un sentido quasi-vertical accionando el PTO. En este tipo de principio de funcionamiento, la salida del PTO puede ser en última instancia una turbina hidráulica o un motor hidráulico que están unidos al generador eléctrico convencional o, directamente, un generador lineal de imanes permanentes como se muestra en la Figura II. 4 (Rhinefrank, et al. 2010).

Dispositivos de este tipo están siendo testados ampliamente por compañías como Wavebob (Irlanda) u Ocean Power Technologies (EE.UU.) que están en continua evolución de sus prototipos.

Entre los dispositivos de **cuerpos oscilantes** que aprovechan el movimiento **de balanceo** se encuentra el SEAREV G1. Se comporta como un péndulo y aprovecha este movimiento pendular para accionar un PTO hidráulico. Este dispositivo se ha probado a escala 1:12 en un canal hidrodinámico. De entre todos los dispositivos de este tipo, el más avanzado es el denominado Pelamis Wave (Henderson, 2006), desarrollado por Ocean Power Delivery Ltd. (Escocia), que ya ha sido conectado en Orkney a la red eléctrica.

Entre los **dispositivos oscilantes sumergidos y de desplazamiento vertical** se encuentra, entre otros, el denominado Archimedes Wave Swing (AWS) que está siendo desarrollado por AWS Ocean Energy (Escocia). Se basa en el principio de Arquímedes y aprovecha el movimiento ascendente y descendente provocado por las olas sobre la estructura sumergida para producir energía a través de un generador lineal (Prado, 2008). En el año 2004 se instaló una unidad de 2MW en la costa de Portugal, conectándose durante los meses de verano a la red eléctrica (Gardner, 2005).



*Figura II. 4. Dispositivo típico basado en cuerpo oscilante con generador eléctrico lineal.*

*(Cortesía de la Universidad de Uppsala)*

De los **dispositivos oscilantes con sistema de fondeo articulado** cabe citar el denominado Oyster (Folley & Whittaker, 2007) que ha sido desarrollado por Aquamarine Power (Escocia). Este dispositivo bombea agua de mar para accionar una turbina Pelton situada en tierra (Whittaker et al., 2007). Por otra parte, también se encuentra el Wave Roller, desarrollado por AWS Ocean Energy (Escocia), que es un dispositivo totalmente sumergido que ha sido ensayado en la costa portuguesa. Para este dispositivo, recientemente se ha desarrollado una herramienta que optimiza las geometrías del captador en función del emplazamiento (Lucas et al., 2012).

Por último, los **convertidores por desbordamiento**, capturan el agua de la cresta de las olas introduciéndola en un depósito o embalse, de manera que la energía potencial del agua almacenada se utiliza para mover una turbina tipo Kaplan, que aprovecha la energía potencial existente en saltos de agua menores a 50 metros. Este tipo de convertidores se puede dividir en función del tipo de estructura, fija o flotante. Los

**dispositivos de estructura fija** se pueden instalar en la costa, como el dispositivo TAPCHAN desarrollado por la empresa noruega Norwave, o aprovechando el emplazamiento de un rompeolas como el dispositivo Sea Slot-cone Generator (SSG) desarrollado por la empresa WAVEenergy AS (Noruega).

De entre todos los dispositivos desarrollados con este último principio de funcionamiento, uno de los más conocidos es el dispositivo TAPCHAN (Figura II. 5) que se instaló en 1985 en la costa Noruega con una potencia de 350kW y que estuvo funcionando adecuadamente durante 5 años hasta que se dañó el canal de acceso, *Converging Inclined Channel*, (Evans & Falcão, 1986).

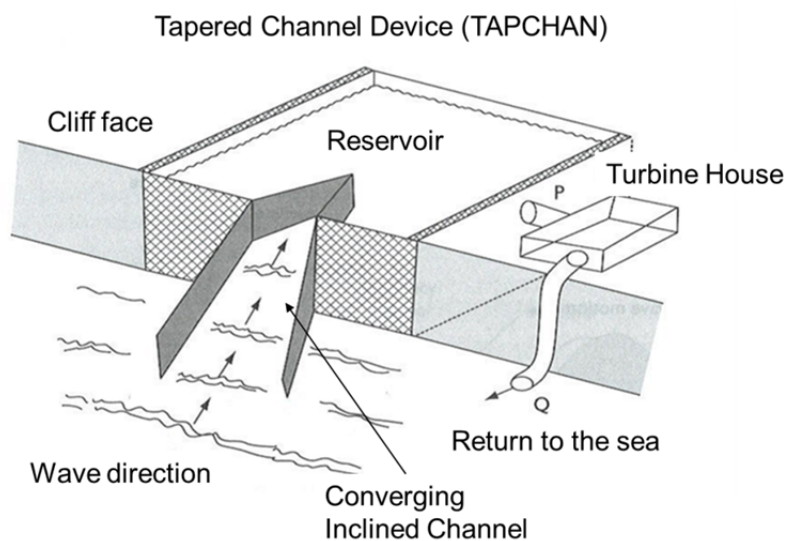


Figura II. 5. Dispositivo por desbordamiento. Convertidor Tapchan. (Twidell & Weir, 2006)

Dentro de los dispositivos por desbordamiento de estructura fija situados en rompeolas se encuentra el denominado Seawave Slot-cone generator (SSG) que consta de tres depósitos en cascada. El agua captada pasa a través de una innovadora turbina multietapa (Andersen 2004), registrada por la empresa noruega Wave Energy AS, generando electricidad.

Por otra parte, en cuanto a los **convertidores por desbordamiento en estructura flotante**, el Wavedragon se considera como el primer dispositivo conectado a la red de forma estable. El prototipo para una densidad de energía de las olas de 400W/m consta de 10 turbinas Kaplan de baja presión proporcionando una potencia máxima de 25kW (Kofoed et al., 2006). Los últimos estudios relacionados con este tipo de tecnología indican que tienen preparado un dispositivo a escala completa que podría generar hasta 7MW (Sørensen & Friis-Madsen, 2010).

En la tesis Lasa (2012) se puede encontrar un estudio más exhaustivo de cada tecnología, de las empresas que desarrollan o han desarrollado cada tecnología así como de las patentes relacionadas con dichos dispositivos.

### **2.2.2. Tecnologías de Extracción**

En la clasificación anterior de los captadores, Figura II. 2, aparece en la primera columna las tecnologías de extracción utilizadas hasta el momento para cada principio de funcionamiento a través del denominado PTO.

Así, para dispositivos basado en el principio de columna de agua oscilante (OWC), principalmente se utilizan **turbinas** de aire tipo **Wells**, patentada por Alan Wells (1980). Son turbinas autorectificantes, no sensibles a la dirección del flujo de aire, de manera que optimizan la conversión de energía. Una revisión detallada de las diferentes versiones de este tipo de turbinas así como su comportamiento dentro de la conversión de energía de las olas se recoge en los trabajos de Raghunathan (1995) y Curran et al. (1997). Recientemente, Falcão et al. (2013) están investigando sobre turbinas de impulso biradial frente a las turbinas Wells. Estas turbinas presentan como principal ventaja su menor tamaño de rotor, mejorando sus prestaciones.

En lo que respecta a los dispositivos basados en el principio de desbordamiento, principalmente se utilizan PTO basados en **turbinas** de agua de baja presión tipo **Kaplan** (Paish, 2002; Raabe, 1985).

Por otro lado, el principio de funcionamiento basado en cuerpos oscilantes es el que más opciones de PTO utilizan. Uno de los primeros conceptos fue desarrollado por Budal et al.(1982) quienes desarrollaron un prototipo de boya consistente en un flotador que oscilaba respecto a un elemento fijo y que extraía energía por medio de una turbina de aire. Posteriormente se desarrollaron captadores oscilantes que producían energía eléctrica a través del bombeo de agua para impulsar una **turbina** hidráulica tipo **Pelton**. Este tipo de PTO está implementada en el dispositivo Aquabouy (Weinstein et al., 2004), captador evolucionado a partir del IPS Buoy (Cleasson et al., 1982) y del prototipo denominado Technocean Hosepump (Craddock, 2008).

En contraposición, otros convertidores basados en cuerpos oscilantes aprovechan el movimiento alternativo para generar electricidad directamente a través de **generadores lineales**. La universidad de Uppsala (Suecia) desarrolló un PTO basado en este concepto (Figura II. 4) con el que realizó pruebas en mar (Waters et al, 2007). Otro dispositivo basado en este concepto de PTO (Rhinefrank et al., 2006) ha sido

desarrollado por la Universidad de Oregón (Estados Unidos) siendo ensayado en mar a finales del 2008 (Elwood et al., 2009). Este último dispositivo fue patentado (Rhinefrank et al., 2010) y se fabricó un prototipo a escala 1:7 por Columbia Power Technologies (Estados Unidos) siendo ensayado en Puget Sound (Rhinefrank et al., 2011).

Por último, cabe resaltar el denominado **PTO hidráulico**. Estos dispositivos constan de, al menos, un cilindro hidráulico acoplado al dispositivo captador accionado por las olas, el cual desplaza un fluido hidráulico que finalmente atravesará un **motor hidráulico** acoplado a un generador eléctrico. Este tipo de PTO es utilizado en una infinidad de captadores desarrollados por empresas como Ocean Power Technologies (Reino Unido), Ocean Energy (Irlanda) o Wavebob (Irlanda), independientemente del tipo de absorbedor puntual.

De entre todos los PTO definidos para convertidores clasificados como cuerpos oscilantes, los **más implantados** para energía marina están representados a través de un **accionamiento eléctrico directo**, proporcionado por un generador lineal (Brekken et al., 2010; Prudell et al., 2010; Rhinefrank et al., 2008), **y** por los **sistemas hidráulicos** basados en la presurización de un fluido (Babarit et al., 2006; Cargo et al., 2011; Falcão, 2008; Hansen et al., 2013; Henderson, 2006; Josset et al., 2007; Kamizuru et al., 2013). El primer accionamiento puede reducir las pérdidas en la conversión de energía de las olas a energía eléctrica aumentando la eficiencia al eliminar etapas de transformación de energía. En el segundo caso, los sistemas oleo-hidráulicos de alta presión son especialmente adecuados para la conversión de la energía de las olas debido a las grandes fuerzas y bajas velocidades que caracterizan el movimiento de las olas. Además son altamente controlables y tienen la ventaja de almacenar grandes cantidades de energía a través del uso de acumuladores de gas, permitiendo el suavizado de la energía entregada a la salida del PTO. Estos dispositivos PTO oleo-hidráulicos son diseñados con componentes totalmente comerciales (Falcão 2007).

Kamizuru et al. (2012) realizaron una evaluación de las tecnologías de PTO utilizando las recomendaciones para la calificación de nuevas tecnologías, desarrollado por DNV (2011). En su estudio concluyeron que los sistemas hidráulicos son los dispositivos más adecuados para la conversión de este tipo de energía debido a que es una tecnología probada. Sin embargo siguen sin resolverse incertidumbres técnicas asociadas a la operación continua en un entorno que provoca corrosión y fatiga de los

componentes mecánicos y eléctricos de los componentes que forman un PTO oleo-hidráulico. Además su eficiencia sigue siendo relativamente baja.

A pesar de ello, debido a las ventajas anteriormente citadas esta tecnología de extracción será la seleccionada para el desarrollo de un nuevo PTO, capaz de modificar sus características con objeto de poder ajustar el par de amortiguamiento adecuado al estado de mar.

### 2.2.3. Convertidores basados en Tecnologías Oleo-hidráulicas

Los sistemas oleo-hidráulicos de alta presión son especialmente útiles para la conversión de energía procedente de fuerzas elevadas y movimientos caracterizados por velocidades o frecuencias bajas. El primer concepto de absorbedor puntual con elementos hidráulicos fue propuesto por Falnes & Budal (1978). Este dispositivo tenía ciertas limitaciones debido al tiempo, relativamente corto, para actuar sobre dos válvulas de grandes dimensiones operadas electrónicamente. A partir de este estudio, Budal (1978), desarrolló un nuevo absorbedor puntual, denominado Type E, cuyo mecanismo PTO se basaba en el amortiguamiento producido por un cilindro hidráulico. El estudio detallado del comportamiento de este concepto hidráulico fue desarrollado posteriormente por Falnes (1993).

Otra de las primeras propuestas de boya con desplazamiento vertical que utilizaba PTO hidráulico es el denominado G-1T Hirohisa (1982), que consistía en una boya en forma de cuña cuyo movimiento vertical era guiado por una estructura de acero fijada a un rompeolas y cuyo circuito hidráulico constaba de un acumulador de gas. Posteriormente, Eidsmoen (1996a; 1996b; 1998) investigó el comportamiento de un convertidor de las olas tipo absorbedor puntual, muy similar al presentado por Falnes (1993), en las dos configuraciones distintas incluidas en la Figura II. 6.



Figura II. 6. WEC absorbedor puntual con referencia fija (izda), Eidsmoen (1996b), y con referencia móvil (dcha), Eidsmoen (1996a)

A partir de estos conceptos, una gran cantidad de captadores han utilizado PTO hidráulicos. Entre los captadores más importantes que utilizan este tipo de PTO se encuentran los siguientes:

✓ **SALTER “DUCK”**

El dispositivo *Duck* de Salter quizás es el más conocido por ser uno de los primeros convertidores que aparecieron en la década de los 70 y principios de los 80 en Europa (Salter, 1974). Se trata de una boya en forma de leva que se sitúa en la superficie del mar y que aprovecha la fuerza de las olas para producir un movimiento oscilante de cabeceo de la leva, accionando unas bombas hidráulicas que impulsan el fluido de alta presión para hacer girar un motor hidráulico acoplado a un generador eléctrico (Salter, 1975). Fue desarrollado por la universidad de Edimburgo llegando a ensayar varios prototipos a escala reducida (J. Taylor, 2009). Seavolt Technologies ha desarrollado un dispositivo de este tipo con el nombre Wave Rider. Este último dispositivo se construyó a escala 1:3 y fue ensayado por el INRI (Independent Natural Resources Inc. (2007)). La Figura II. 7 muestra distintas imágenes del captador de Salter en una aplicación cerca de la costa.

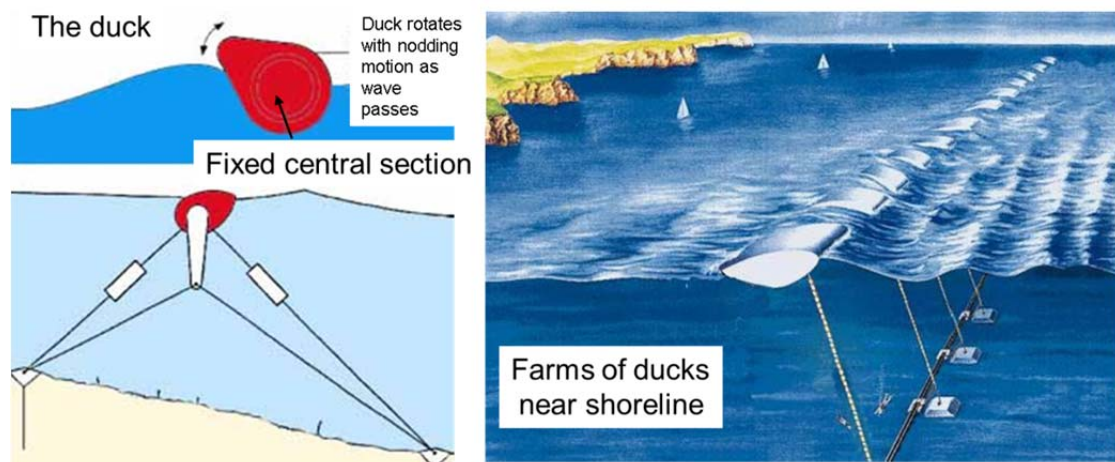


Figura II. 7. Convertidor Salter “duck”. Cortesía INRI (2007).

✓ **WAVEBOB**

Se trata de un captador tipo absorbedor puntual. En este dispositivo, desarrollado por Wavebob Limited (Irlanda), la extracción de la energía se debe al movimiento relativo del flotador y la parte central totalmente sumergida, situando los cilindros de manera que la energía se extrae independientemente de la dirección de la ola (Weber et al., 2009). Ajusta su frecuencia natural de oscilación inyectando o extrayendo agua de un compartimento interno.



Éste captador ha tenido diversas evoluciones como se recogen en las patentes publicadas (Dick & Villegas, 2012; Dick, 2009, 2010). La Figura II. 8 muestra el concepto indicando los componentes principales.

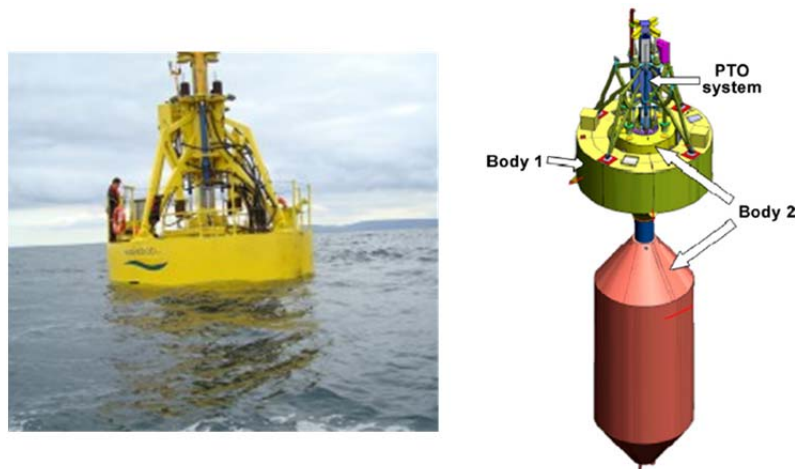


Figura II. 8. Convertidor Wavebob. Cortesía Wavebob Limited.

✓ **POWERBUOY**

Este dispositivo clasificado dentro de los cuerpos oscilantes, ha sido desarrollado por Ocean Power Technologies (OPT) en el Reino Unido. Consta de una plataforma flotante que contiene una masa de reacción unida a un resorte. La masa se encuentra unida a su vez al PTO. En la patente no se especifica la tecnología de conversión de energía a través del PTO, dejando la posibilidad de utilizar sistemas compuestos por un cilindro hidráulico o neumático o, incluso, un generador lineal. Éste captador contiene la masa de reacción dentro de la estructura para evitar su exposición al entorno marino y los problemas que ello puedan derivar. Un prototipo de este dispositivo de 40kW ha sido instalado en la costa de Santoña (Cantabria, España) sin ser conectado a la red (ver Figura II. 9). En este caso, el movimiento relativo de los dos cuerpos se convierte en energía eléctrica por medio de un PTO hidráulico.



Figura II. 9. Convertidor Powerbuoy. Cortesía Ocean Power Technologies.

Este dispositivo también ha sufrido evoluciones y mejoras como se puede comprobar en las diferentes patentes publicadas (Carroll, 2001; Stewart & Gerber, 2007, 2008; G. W. Taylor & Stewart, 2006).

#### ✓ **WAVESWING**

Este dispositivo, desarrollado por Teamwork Technology (Países Bajos), se basa en el principio de Arquímedes. El sistema aprovecha el movimiento ascendente y descendente provocado por las olas sobre una estructura sumergida para producir energía eléctrica a través de un generador lineal o por medio de un cilindro hidráulico. Este captador consta de una cámara que se encuentra en vacío y que se puede desplazar verticalmente con el movimiento de las olas. Esta cámara está unida a un vástago en cuyo extremo se encuentra un pistón que es el que comprime el aceite que alimenta a dos bombas de desplazamiento variable. Estas bombas se pueden unir a un generador eléctrico tal y como describe en la correspondiente patente Fitzgerald (2008). La Figura II. 10 muestra varias imágenes del prototipo de 2MW instalado en la costa norte de Portugal antes de hundirse tras llevar a cabo los ensayos correspondientes sin obtener muy buenos resultados. Sin embargo, más tarde, se volvió a instalar otro prototipo similar que estuvo funcionando a una potencia inferior a la nominal (Gardner, 2005).



Figura II. 10. Convertidor Waveswing. Cortesía Teamwork Technology.

#### ✓ **PELAMIS**

Este convertidor se ha desarrollado por la empresa Pelamis Wave Power Ltd. (Escocia). Se trata de un convertidor de energía offshore, flotante y anclado consistente en cuatro estructuras cilíndricas semi sumergidas unidas por articulaciones (Henderson, 2006). Las olas inducen en los cilindros un movimiento relativo entre ellos a través de los dos grados de libertad que tiene el dispositivo (cabeceo y balanceo). El movimiento relativo de una articulación respecto a su nodo, actúa sobre unos cilindros hidráulicos que bombean aceite vía el control del distribuidor (*manifold*) a los acumuladores de alta presión almacenando energía. Estos acumuladores alimentan a

un motor hidráulico con fluido de alta presión pero con un caudal suavizado (Yemm, 2004; Yemm et al., 2010). Cada pareja de cilindros desplaza el fluido hidráulico, alimentando a un motor hidráulico solidario a un generador eléctrico de 125kW, por tanto, proporcionando una potencia instalada total de 750kW.

Un prototipo a escala real (750kW y 150 metros de longitud) se ensayó en Orkney, Escocia, en el verano de 2004 conectándolo a la red ese mismo otoño. Pelamis se considera como el dispositivo de extracción de energía de las olas más avanzado y más cercano a la industrialización (Pizer et al., 2005; Yemm, 2008). La Figura II. 11 muestra los componentes principales de este dispositivo así como el convertidor funcionando (Henderson, 2006).

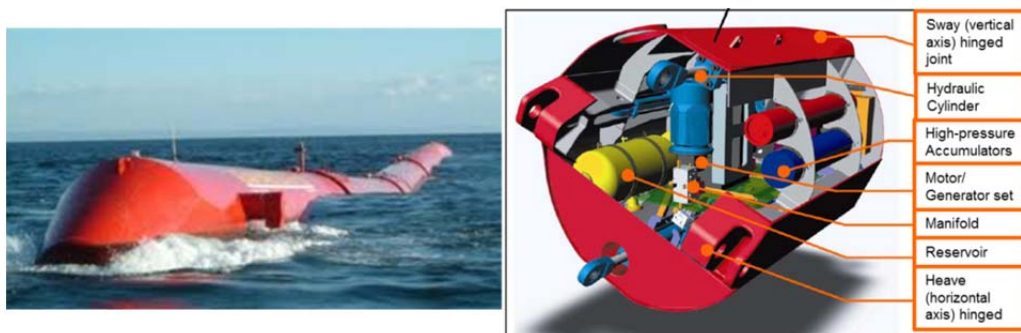


Figura II. 11. Convertidor Pelamis. Cortesía Pelamis wave.

✓ **SEAREV**

Este convertidor ha sido desarrollado por la Universidad de Nantes (Francia). Es un convertidor de energía offshore, flotante y anclado al fondo marino que aprovecha el movimiento de cabeceo (*pitch*) originado por las olas para mover una rueda que se comporta como un péndulo al tener su centro de gravedad descentrado (Duvigneau, 2002). El movimiento de oscilación pendular de la rueda respecto del casco (ver Figura II. 12) acciona dos cilindros hidráulicos que proporcionan un flujo de aceite hacia un motor hidráulico acoplado a un generador eléctrico (Babarit et al, 2009a).



Figura II. 12. Convertidor SEAREV. Cortesía Escuela Central de Nantes.

Una de las principales ventajas que aporta este sistema frente al Pelamis es que todas sus partes móviles se encuentran encapsuladas dentro de casco evitando el efecto del ambiente marino. La Figura II. 12 muestra las partes principales del dispositivo además de una imagen del prototipo de 50kW durante un ensayo en el canal hidrodinámico en sus propias instalaciones.

### ✓ **PENDULOR**

Es un convertidor de energía de las olas que se sitúa en la costa (por tanto, tipo *shoreline*) desarrollado en Japón (Muroran Institute of Technology). Consiste en una estructura rectangular de hormigón cerrada por tres de sus lados, mientras que el cuarto lado es una pared basculante (cuyo eje de giro está en la parte superior, tal y como se muestra en la Figura II. 13). El eje basculante se acciona por el impacto de las olas desplazando el vástago de un cilindro hidráulico. Este cilindro actúa como bomba hidráulica desplazando el aceite hasta un motor hidráulico acoplado a un generador eléctrico (Watabe et al., 1986). Un prototipo de 5 kW estuvo funcionando en Hokkaido (Japón) siendo posteriormente reemplazado por otro dispositivo que generaba 15kW (1994).



Figura II. 13. Convertidor Pendulor. (Watabe, 1999)

Gunawardane et al., (2010) han modelado un dispositivo Pendulor para instalarlo en Sri Lanka. Han encontrado que estrechando el contenedor (*caisson*) incrementan el ancho de banda de captación del convertidor. Recientemente se ha estudiado a través de modelado numérico la influencia de la longitud de la estructura de hormigón en la extracción de energía. Este factor tiene un gran impacto en el coste de este tipo de convertidor y en la eficiencia en la extracción de energía (Gunawardane et al., 2016).

### ✓ **WAVEROLLER**

Es un convertidor oscilante de los denominados con sistema de fondeo articulado basado en la idea de péndulo invertido desarrollado por AW-Energy Ltd. (Finlandia). Es un dispositivo totalmente sumergido que se instala cerca de la costa no excediendo

los 15 metros de profundidad. Inicialmente, el movimiento de las olas sobre el captador preveía mover una bomba torsional de diseño propio (Koivusaari et al., 2004).

Actualmente el movimiento de las olas sobre el péndulo invertido acciona dos cilindros hidráulicos que, a su vez, accionan un motor hidráulico acoplado a un generador. Un prototipo de 3,5 metros de altura y 4,5 metros de ancho capaz de generar 30kW desarrollado por AW-Energy Ltd fue ensayado en la costa de Portugal (Peniche) en 2008 (Independent Natural Resources Inc., 2007). Este dispositivo tiene amplias expectativas para ser utilizado en conceptos de granja de convertidores. Este concepto consiste en la utilización de varios convertidores del mismo tipo espaciados entre ellos y conectados a la misma red tal y como se muestra en la Figura II. 14.

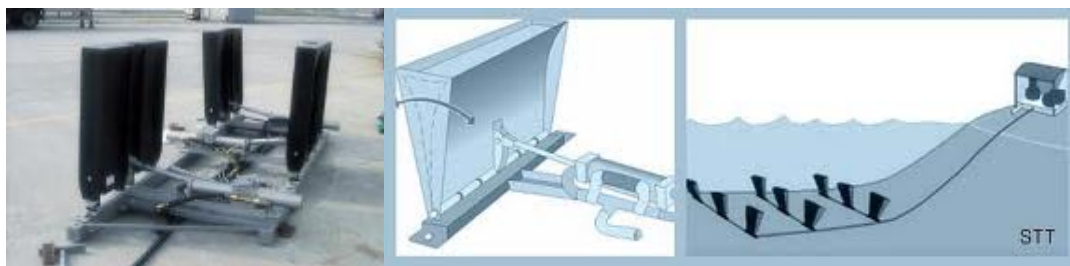


Figura II. 14. Convertidor Waveroller.(Villanueva, 2008)

Recientemente, Lin et al. (2013) han propuesto un diseño de captador que utiliza como fluido hidráulico agua, lo que minimiza los riesgos de contaminación del mar en caso de fuga en el circuito. Este líquido, mediante un presurizador, acciona un segundo sistema hidráulico de aceite que se encuentra en tierra. Una de las principales desventajas de este sistema reside en su alto coste que puede oscilar entre un 30% y un 200% más que un sistema oleo-hidráulico convencional (Lim et al., 2003).

✓ **WAVESTAR**

Este dispositivo desarrollado por Wave Star Energy (Dinamarca) es un convertidor tipo multi cuerpo que se compone de un conjunto de cilindros unidos a unos flotadores situados a ambos lados de una estructura de acero, fija en el fondo marino como se observa en la Figura II. 15. La olas, alineadas con los brazos oscilantes, hacen pivotar las boyas sobre la estructura de referencia accionando unos cilindros hidráulicos de doble efecto que inyectan caudal en una bomba de desplazamiento variable acoplada a su correspondiente generador (Steenstrup et al. 2007; 2009). Un dispositivo a escala 1:10 de 24 metros de largo compuesto de 10 boyas (pudiendo contener hasta 60 boyas) se instaló en Dinamarca (2006) conectándolo a la red durante 2 años obteniendo una potencia media de 5,5kW. En la conferencia europea sobre energía

marinas (EWTEC 2011) se presentaron los resultados del modelado y control del prototipo. Los resultados mostraron una buena relación entre las medidas reales obtenidas por el prototipo y el modelo al aplicar su algoritmo optimizado de extracción de energía (Hansen & Kramer, 2011). Los últimos años han estado trabajando en el concepto de absorción múltiple, consistente en la integración de 20 semiesferas o brazos oscilantes (Hansen et al. 2013).



Figura II. 15. Convertidor Wavestar. Cortesía de Wave Star Energy

A modo de conclusión, se observa un gran número de dispositivos, conceptuales y prototipos altamente desarrollados, que utilizan como tecnología de extracción PTO oleo-hidráulicos. Es importante señalar que todos ellos están compuestos por, al menos, un cilindro hidráulico de simple o doble efecto, uno o varios conjuntos de válvulas de control, al menos un acumulador de alta presión, un motor hidráulico y un tanque, también llamado acumulador, de baja presión. En la mayoría de los casos, la energía absorbida por los convertidores citados se realiza ajustando la presión de trabajo del acumulador de alta presión al estado de mar predominante. Esto resulta ser rígido para absorber de manera eficiente la energía de las olas, altamente fluctuante, fuera de los estados para los que han sido diseñados.

En este sentido, uno de los principales retos a la hora de diseñar un PTO, independientemente de la tipología seleccionada, es diseñar un dispositivo capaz de modificar en funcionamiento (*on-line*) las características de amortiguamiento asociadas a la fuerza (par) del PTO. Este hecho proporciona al convertidor la capacidad de ajustarse, aún más, al amplio rango de condiciones de mar probables con el objetivo de extraer el máximo de energía, y por tanto, aumentar la eficiencia del propio convertidor (Schlemmer et al., 2011).

Las tecnologías asociadas a la extracción de energía de las olas no han madurado lo suficiente como para convertirlas en una solución comercialmente viable en la

actualidad, principalmente debido a los costes asociados de fabricación y mantenimiento con respecto a la energía final extraída.

En consecuencia, es necesario desarrollar nuevos conceptos de PTO, altamente flexibles, que puedan ser utilizados por varios captadores. Para ello se debe tener presente que el PTO debe ser capaz de amortiguar altas fuerzas a baja velocidad, con mucha variabilidad. Esta alta variabilidad energética de las olas hace necesarios elementos que almacenen energía en estados de mar muy energéticos y que puedan aportarla en momentos de escasez, por ejemplo, en estados de mar en calma.

Estos aspectos se han tenido en cuenta en el nuevo concepto de PTO oleo-hidráulico que se presenta en el capítulo 3, tratando de mejorar la adaptabilidad de la fuerza o par de amortiguamiento ajustando ciertos parámetros eléctricamente modificables.

### **2.3. MODELADO DE DISPOSITIVOS WEC CON PTO OLEO-HIDRÁULICO**

Hasta hace relativamente poco, la intuición y la experiencia del diseñador ha sido la base para el diseño y fabricación de los convertidores que utilizaban PTO oleo-hidráulicos. Así, combinaban los componentes dentro del circuito hidráulico real esperando que el sistema se comportara como se había previsto (Arias Polo, 2001). Esto es evidente en los primeros dispositivos experimentales como el prototipo Type E (Budal & Falnes, 1978b).

Por otra parte, la validación experimental posterior de los captadores de energía de las olas requiere la disponibilidad de un equipamiento costoso para la adquisición de las señales adecuadas además de la construcción del prototipo a la escala requerida. Así mismo, el prototipo se ensaya en un canal hidrodinámico a las condiciones de mar especificadas. Por tanto, es primordial tener un conocimiento preliminar de la respuesta del dispositivo que minimice la cantidad de ensayos experimentales sobre el convertidor y que prevea comportamientos cercanos a la realidad de manera que se evite la construcción de nuevos conceptos derivados de aplicar metodologías de “ensayo-error”.

En la actualidad, como paso previo a la fabricación es habitual realizar modelos, tanto del captador como del mecanismo PTO. El modelado de un dispositivo WEC consiste en demostrar la viabilidad del mismo, analizando la energía extraída de manera aproximada en tanto en cuanto se asumen ciertas simplificaciones. Se trata, por tanto,

de obtener un modelo que relacione la potencia extraída, a partir de la cual se generará otro tipo de energía, en función de las características del estado de mar.

Sin embargo, debido a las diferencias existentes entre las diferentes tecnologías y dispositivos, por el momento, no se ha desarrollado ningún procedimiento teórico estandarizado o, incluso, una herramienta computacional global que se aplique para el modelado de las tecnologías de conversión de energía de las olas (Ricci, 2012). A pesar de ello, existen algunas herramientas capaces de aglutinar modelos que intercambian energía de diferente naturaleza (eléctrica, mecánica, hidráulica, etc...) que hacen posible simular el comportamiento de un dispositivo como un convertidor de energía de las olas.

Existen principalmente **dos enfoques** para desarrollar los modelos dinámicos de estos dispositivos. El primer enfoque, el más habitual, consiste en obtener el **modelo matemático aplicando las leyes físicas** que aplican al dispositivo. El segundo enfoque consiste en realizar el **modelo a través de herramientas gráficas** considerando los intercambios de energía existentes entre los dispositivos que forman un convertidor de las olas.

Hasta el momento, para obtener el modelo matemático ha sido imprescindible aplicar las leyes de conservación de la energía así como las leyes que caracterizan cada dispositivo (leyes mecánicas, hidráulicas y eléctricas principalmente). La formulación teórica de las fuerzas y movimientos que actúan sobre el convertidor han sido analizadas mayoritariamente para geometrías de convertidores muy sencillas. Típicamente, para dispositivos flotantes, el análisis hidrodinámico se basa en la teoría del flujo potencial y en la teoría lineal de las olas del mar, que necesitan la estimación adecuada de los coeficientes hidrodinámicos de los dispositivos en cuestión con objeto de estimar la fuerza de las olas sobre éstos. Estas formulaciones teóricas explican el comportamiento hidrodinámico de los absorbedores puntuales de manera sencilla (Newman, 1977).

Así, es posible modelar físicamente cada componente del convertidor WEC por separado, que posteriormente se introduce en un modelo matemático mucho más completo. Esto es lo que algunos autores como Josset et al. (2007) denominan modelo *wave-to-wire*, que consiste en construir un modelo global que integra todos los aspectos importantes que determinan la dinámica de una tecnología concreta de la energía de las olas.



Sin embargo, los dispositivos de conversión de energía de las olas conllevan intercambios de energía de diferente naturaleza (hidrodinámica, hidráulica, mecánica, eléctrica, etc...) y por tanto leyes físicas de diferente índole. Esto supone utilizar leyes como las mencionadas anteriormente y leyes de mecánica clásica, como las de Newton para identificar las fuerzas aplicadas al dispositivo, o la ley de Pascal aplicada en hidráulica. El hecho de intervenir diferentes tipos de energía sobre estos dispositivos hace especialmente útil la aplicación del segundo enfoque, más global, con herramientas que concentren todos los intercambios de energía diferentes existentes, independientemente de su naturaleza. En este sentido, **herramientas gráficas** como la denominada *bondgraphs* (Montbrun-Di Filippo et al., 1991) presentan grandes ventajas con respecto a la modelización a través de las leyes físicas. Se trata de una técnica de modelado especialmente adecuada para modelos físicos basados en el intercambio de energía. Esta herramienta permite la representación pictográfica concisa de sistemas dinámicos que interactúan en base al almacenamiento, transporte o disipación de la energía. En este sentido, es necesario caracterizar las pérdidas de energía del sistema y los elementos que almacenan energía en etapas sucesivas de conversión (Cellier, 2006; Karnopp et al., 2006a).

Los trabajos realizados para el modelado de los convertidores de las olas se centran principalmente en modelar, por un lado, el propio captador y, por otro, el dispositivo PTO. La inmensa mayoría de los modelos de captadores tipo absorbedor puntual utilizan las ecuaciones de Cummins (1962). Estas ecuaciones modelan el movimiento del barco de pequeñas dimensiones bajo oscilaciones por lo que es extrapolable a elementos flotantes tipo boya. Incluye la fuerza del mecanismo de reacción que es la encargada de extraer la energía del dispositivo, denominándose a este mecanismo de reacción Power Take-Off (PTO). Como estas ecuaciones permiten modelos no lineales del convertidor es posible incluir representaciones detalladas del PTO. Este dispositivo es considerado por muchos autores como el elemento crítico que puede hacer un WEC lo suficientemente eficiente como para ser atractivo económicamente hablando (Hansen & Kramer, 2011; Henderson, 2006; Ricci et al., 2008). Varios estudios siguen considerando que el modelo del PTO puede ser sustituido por una expresión proporcional a la velocidad del captador a través del coeficiente de amortiguamiento,  $B_{PTO}$  (Pastor & Liu, 2014a). Sin embargo, las características reales de un PTO exhiben comportamientos no lineales, más si cabe cuando este dispositivo PTO es de tecnología hidráulica.

En este sentido, en la década de los noventa, Ionescu (1997) estudió ciertos aspectos que afectan al modelado matemático no lineal de sistemas oleo-hidráulicos. Entre las no linealidades de estos sistemas se pueden citar las siguientes: algunas variables o sus derivadas suelen tener potencias diferentes a la unidad, los coeficientes de las ecuaciones son funciones dependientes de otras variables y del tiempo, así como los productos de variables y la variación del coeficiente de flujo con el caudal que aparecen en sus ecuaciones. Finalmente, otros efectos como la posibilidad de que las líneas hidráulicas puedan trabajar como componentes con parámetros distribuidos y que el aceite pueda tener propiedades variables dependientes de la presión, la temperatura y la cantidad de aire atrapada dentro de él, hacen que cualquier sistema oleo-hidráulico sea claramente no lineal.

Por ello, en las últimas décadas se han publicado una gran cantidad de artículos de investigación relacionados con el modelado de PTOs hidráulicos para sistemas de conversión de energía de las olas. Los modelos desarrollados se pueden clasificar dentro de las dos grandes categorías citadas anteriormente. Por una parte se encuentran los modelos de dispositivos PTO que utilizan ecuaciones matemáticas para representar los componentes principales del mismo, tales como los cilindros hidráulicos, el efecto del acumulador, etc. Por otra parte se encuentran los modelos desarrollados a partir de herramientas gráficas como por ejemplo los diagramas de vínculos o *bondgraphs*. Muy similar a este tipo de representación gráfica se encuentran los modelos desarrollados con software específico que incluyen las ecuaciones de los componentes a través de modelos gráficos que se interconectan intercambiando energía por sus conexiones. Dentro de estas representaciones nos encontramos el software Simhydraulic® basado en la plataforma Simscape de la familia de modelado físico de Simulink®.

Dentro de la primera categoría de modelos desarrollados a través de las ecuaciones matemáticas se encuentran los estudios de Eidsmoen (1996b), Falcão (2007), Josset et al. (2007), Ricci et al. (2011) y Hansen et al. (2013)) los cuales incluyen su modelo de PTO oleo-hidráulico dentro de las ecuaciones específicas de su modelo WEC.

Dentro de la categoría de modelos gráficos se citan los trabajos de Engja & Hals (2007), Bacelli et al. (2008), Kurniawan et al. (2012), Cargo et al. (2011) y Antolín-Urbaneja et al. (2015) entre otros.

### **2.3.1. Modelado matemático**

El primer modelo de convertidor de energía de las olas que incluyó con cierto detalle el modelo matemático del PTO fue debido a Eidsmoen (1996b). Este modelo de PTO,

basado en el modelo desarrollado por Budal & Falnes (1978b), incluía además un acumulador adicional, denominado D, para modelar la compresibilidad del aceite (ver Figura II. 16).

A continuación se detalla el funcionamiento del PTO desarrollado por Eidsmoen puesto que será el punto de partida a partir de la cual se podrá entender las aportaciones del resto de autores.

La Figura II. 16 (izda) muestra el concepto de PTO hidráulico sin tener en cuenta el elemento de control. Este modelo consiste en un cilindro de simple efecto, es decir, capaz de bombear fluido en una única dirección. En éste caso, el movimiento oscilante de la boya permite el desplazamiento del vástago del cilindro hidráulico bombeando aceite al acumulador de gas de alta presión, denominado B. Durante el movimiento descendente se comprime el aceite hasta alcanzar la presión del acumulador de alta presión. Por el contrario, durante el movimiento ascendente del vástago se succiona aceite procedente del acumulador de gas de baja presión, denominado C. Durante ambos procesos se produce potencia útil a través del paso de caudal por el motor hidráulico.

La Figura II. 16 (dcha) muestra el concepto de PTO en el que se incluye el elemento de control del WEC, un acumulador de gas, denominado A. La función de este acumulador A, es proporcionar el control por fase, es decir, poner en fase la fuerza de excitación sobre el cuerpo con la velocidad a la que se desplaza el captador a través de la fuerza aplicada por el PTO. Este acumulador suministra aceite cuando la boya se desplaza hacia abajo. La válvula de control se activa en un momento determinado de la excursión de la boya, durante unos segundos en los que la presión del acumulador A disminuye hasta que la válvula de control se vuelve a cerrar provocando el aumento de la presión en el cilindro hasta alcanzar la presión del acumulador de alta presión B. Cuando la boya se desplaza verticalmente hacia arriba, en un momento determinado de la excursión de la boya, se vuelve a abrir la válvula que controla el acumulador A de manera que aumenta la presión de éste recibiendo aceite hasta que el algoritmo decide cerrar de nuevo la válvula, provocando una repentina disminución de la presión en la cámara del cilindro y aumentando el desplazamiento de la boya durante un corto intervalo de tiempo antes de que la fuerza de excitación alcance su máximo.

Este proceso se repite para cada periodo de ola y consigue controlar el desplazamiento máximo de la boya para el caso en el que el vástago es fijado al fondo marino. La diferencia de presiones entre los acumuladores B y C, produce el par

necesario para mover el motor hidráulico de cilindrada variable colocado entre ambos y que, al ser acoplado a un generador, proporciona electricidad.

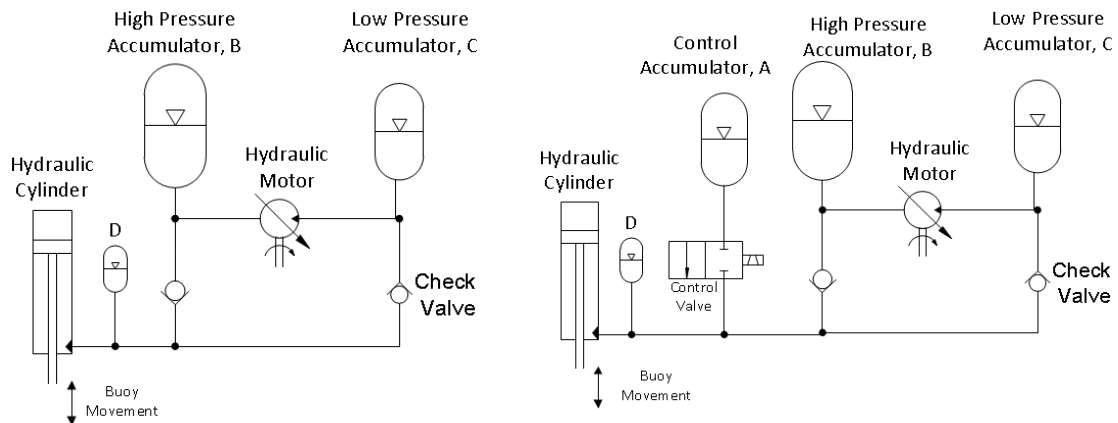


Figura II. 16. Esquema hidráulico propuesto por Eidsmoen (1996b) sin elemento de control

(izda) con elemento de control (dcha) del WEC.

El modelo matemático de PTO hidráulico desarrollado por Eidsmoen asume que los acumuladores B y C son lo suficientemente grandes como para suponer que sus presiones se mantienen constantes a lo largo del tiempo. También considera que la presión y el volumen del gas que se encuentran dentro de los mismos siguen las relaciones de un proceso isentrópico, asumiendo que el intercambio de calor entre los acumuladores y el entorno exterior es nulo. Esta hipótesis es muy realista y ampliamente utilizada en los modelos de PTO desarrollados, puesto que los cambios de temperatura del agua y dentro del dispositivo a lo largo del tiempo son muy lentos (Falcão, 2007).

Además, admite que la rigidez del sistema hidráulico es aproximadamente igual en ambos sentidos de desplazamiento del fluido hidráulico cuando las válvulas antiretorno están abiertas. Esto supone asumir que para desplazamientos iguales de la boya en ambos sentidos, éstos producen cambios iguales en la presión del cilindro hidráulico.

También asume que el flujo entre los acumuladores de gas es controlado por válvulas modeladas como orificios con una relación no lineal que explica el flujo turbulento a través de las mismas. Por último, considera despreciable el efecto de las tuberías que unen las diferentes partes del circuito.

No es hasta el estudio realizado por Falcão (2007) cuando se incorpora en detalle el modelo matemático del mecanismo de PTO oleo-hidráulico para un absorbedor puntual tipo boya semiesférica con un grado de libertad. Físicamente el modelo de PTO hidráulico es similar al propuesto por Eidsmoen aunque sustituye el sistema de

válvulas antiretorno por una válvula direccional que es accionada en función de la dirección de desplazamiento del cilindro. De esta manera, es posible utilizar un cilindro de doble efecto para absorber energía en los dos sentidos de desplazamiento del cilindro, optimizando la absorción de energía en cierta medida. En este caso, el motor hidráulico incluido en el modelo proporciona una velocidad en el eje dependiente del caudal que lo atraviesa, es decir, se trata de un motor hidráulico de cilindrada constante. Esta velocidad es proporcionada constantemente, siempre y cuando la fuerza que hace desplazar la boya supere la fuerza aportada por la diferencia de presiones en las cámaras del cilindro,  $\Delta P$ , y el área efectiva,  $S_c$  del pistón. La Figura II. 17 muestra el esquema del modelo de PTO hidráulico realizado por Falcão.

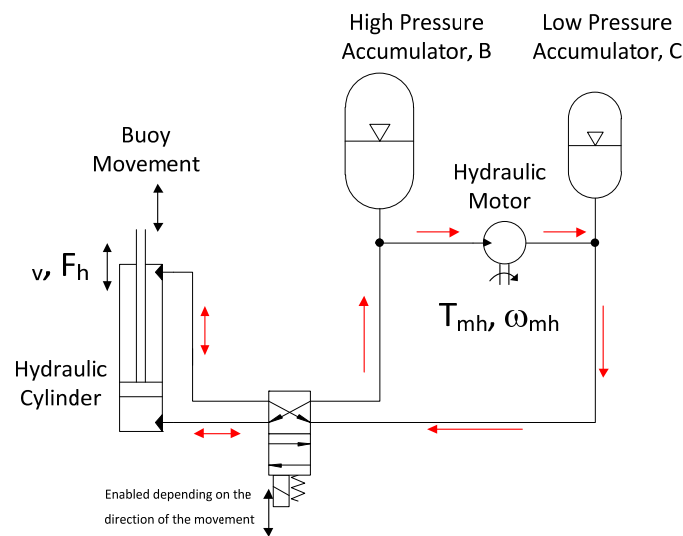


Figura II. 17. Esquema hidráulico propuesto por Falcão, (2007) con elemento de control del WEC.

En este modelo Falcao asume un flujo unidireccional y que el líquido es incompresible. Considera de nuevo que el proceso de expansión y compresión dentro de los acumuladores es isentrópico (la entropía del sistema es constante) durante un estado de mar específico que puede durar horas. Sin embargo, aunque es un modelo no lineal, considera que la inercia del fluido es nula y que las pérdidas de presión en el circuito hidráulico son despreciables, es decir, no se tienen en cuenta los efectos de tuberías, válvulas, etc. Falcão observó que al aumentar la diferencia de presiones entre el acumulador de alta presión y baja presión, la fuerza del PTO podía cancelar las fuerzas externas, incluyendo la fuerza de excitación de la ola impidiendo cualquier movimiento del WEC por lo que la producción de la energía es cero. Sin embargo, reduciendo la diferencia de presiones, la fuerza de amortiguamiento del PTO se convierte en un valor más pequeño que es capaz de maximizar la absorción de

energía o de mantener la amplitud del movimiento dentro de un rango aceptable con un control adecuado. Esto mismo también fue observado por Josset et al. (2007) en el dispositivo SEAREV donde, al igual que Falcão, propusieron un control lento que adaptase la presión del acumulador de alta presión y el flujo que pasará por el motor hidráulico en función del estado de mar existente.

Posteriormente, Babarit et al. (2009b) proponen otro esquema de modelo de PTO muy similar al propuesto por Falcão (2007). Este esquema de PTO introduce una válvula de by-pass capaz de permitir el movimiento del cilindro hidráulico de doble efecto libremente sin que absorba energía, tal como se observa en la Figura II. 18. Estos autores utilizaron este modelo para aplicar una estrategia de control por desbloqueo, *Declutching control*, tal y como se mencionará en el apartado 2.4.2.

Esta válvula de control también fue propuesta por Justino & Falcão (2000) para su dispositivo OWC con la intención de reducir las pérdidas aerodinámicas en la turbina pero sin considerarlo como un medio para el control del dispositivo. Este modelo, en contraposición con el anterior, considera que el motor hidráulico es de cilindrada variable de manera que puede permitir el control del caudal desde el acumulador de alta presión al de baja presión, suavizando la energía aportada. En este caso también se asume que el volumen del acumulador de baja presión es lo suficientemente grande como para considerar que la presión en él se mantiene constante. La entrada del PTO identificada por el movimiento de un cilindro de doble efecto (representado en la Figura II. 18) es sustituida por dos bombas de pistón radial con el objetivo de simular el movimiento del dispositivo SEAREV (movimiento oscilante).

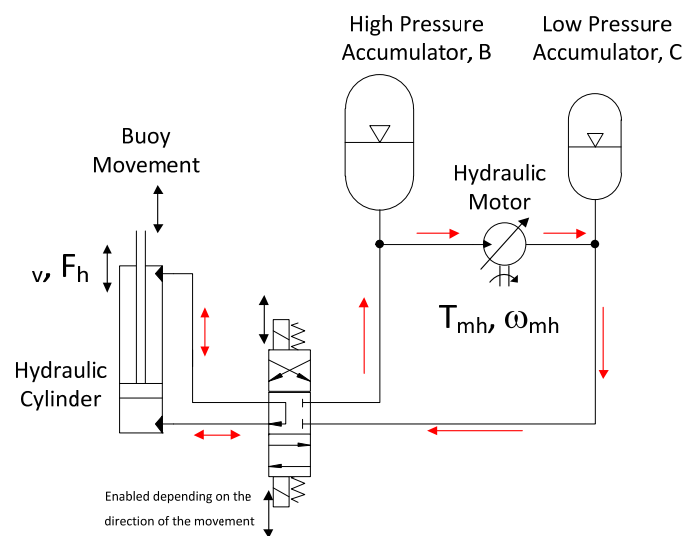


Figura II. 18. Esquema hidráulico propuesto por Babarit et al. (2009b) con elemento de control del WEC.

A partir del modelo de PTO hidráulico propuesto por Eidsmoen, Ricci et al. (2008; 2009; 2011) proponen otro modelo de PTO hidráulico similar a los anteriores para el control de absorbedores puntuales. En este caso el cilindro hidráulico de simple efecto utilizado por Eidsmoen es sustituido por uno de doble efecto proporcionando caudal al sistema hidráulico en ambos sentidos de movimiento. Además incluyen dos acumuladores del tipo "A," uno para cada cámara del cilindro (Figura II. 19) con el objeto de controlar el desplazamiento del convertidor de la misma manera en ambos sentidos de desplazamiento. En dicho trabajo se modela la compresibilidad del aceite dentro de las cámaras del cilindro a través de la inclusión de los acumuladores tipo "D" (Ricci et al., 2011).

Las ecuaciones que representan el esquema hidráulico de la Figura II. 19 contienen una relación no lineal en la variación del volumen de aceite dentro del acumulador, que se ajusta a la definición de resistencia de un puerto definida por Karnopp et al. (2006a).

En este modelo también se desprecian los efectos de las tuberías y se consideran acumuladores con volúmenes excesivamente elevados para suponer que sus presiones se mantienen constantes a lo largo del tiempo. También se considera constante el rendimiento del motor hidráulico siendo fijado al 98%.

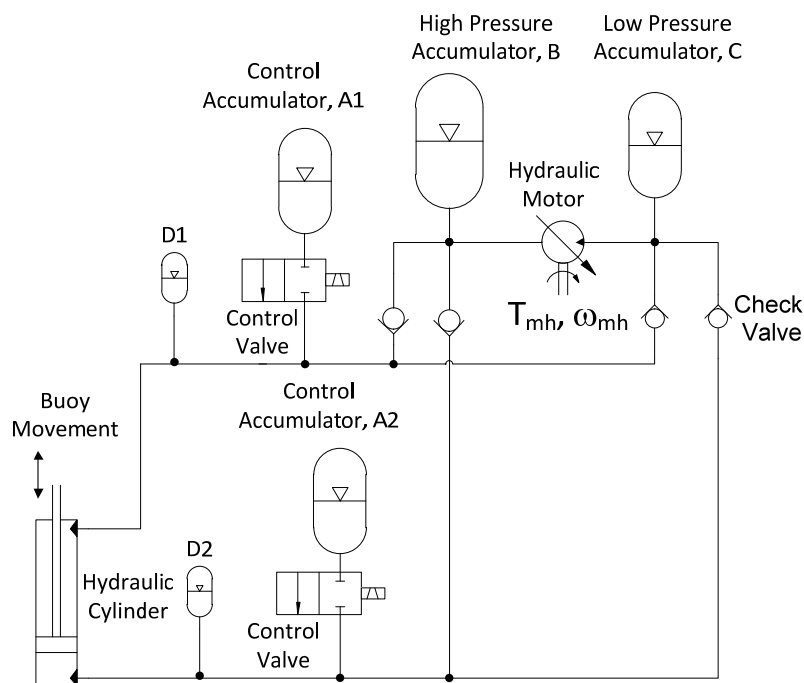


Figura II. 19. Modelo de PTO hidráulico propuesto por Ricci (2011) con elemento de control del

WEC

Recientemente, otros autores han expuesto modelos matemáticos de varios conceptos de PTO hidráulicos. Así, Costello et al. (2011) han desarrollado los modelos analíticos de dos PTO a partir del estudio de sus componentes más elementales. El primer modelo se basa en un sistema de presión variable, mientras que el segundo consiste en un sistema de presión constante. Como en otros modelos ya mencionados, éstos no tienen en cuenta el efecto de la compresibilidad del aceite. Además, el modelo para un sistema de presión constante asume acumuladores de grandes dimensiones que impiden que la presión apenas varíe a lo largo del tiempo. Estos autores observaron en su estudio que en los dos modelos la eficiencia del dispositivo PTO dependía de la eficiencia del motor hidráulico seleccionado. Por ello recomiendan el uso de motores hidráulicos de desplazamiento variable cuyo funcionamiento y rendimiento son mejores que los motores de pistón axiales. Desde el punto de vista de eficiencia, los sistemas hidráulicos con motores de desplazamiento variable deben funcionar cerca del máximo desplazamiento y de la presión nominal del motor hidráulico (Schlemmer et al., 2011) para conseguir rendimientos del motor hidráulico elevados.

También, Schlemmer et al. (2011) analizan dos conceptos diferentes de PTO para su absorbedor puntual con movimiento vertical con el principio de funcionamiento del dispositivo Wavebob (Irlanda). Estos conceptos constan de tres niveles de presión diferentes dentro del circuito hidráulico denominados Baja Presión (*Low Pressure*, LP), Presión Variable (*Variable Pressure*, VP) y Alta Presión (*High Pressure*, HP). La diferencia entre ambos conceptos hidráulicos proviene de la manera de transferir la potencia a través del caudal. El primero de los conceptos sigue una secuencia tipo serie. Este concepto lo denominan *Hydraulic Transformer Circuit (HTC)* ya que transforma la presión y el caudal variable de la entrada del circuito (proporcionado por el cilindro hidráulico) en presiones y caudales diferentes que proporcionan una potencia teórica constante. En este caso las presiones VP y HP están desacopladas lo que supone tener dos circuitos hidráulicos independientes. El segundo concepto lo denominan *Hydraulic Parallel Circuit (HPC)* caracterizado porque las presiones no están desacopladas de manera que hay un único circuito hidráulico. En este último concepto se utiliza otro motor hidráulico en el circuito de alta presión que mantiene el generador eléctrico girando a velocidad constante. Sin embargo, el motor hidráulico del circuito de presión variable proporciona una velocidad variable en función del caudal aportado por el movimiento de las olas. Para estados muy energéticos, el motor hidráulico que aporta el caudal a través de las olas se encuentra con el máximo desplazamiento, siendo el exceso desviado al circuito de baja presión por una válvula limitadora de presión. Ambos modelos asumen que no hay pérdidas en las conexiones



y tuberías, los cilindros hidráulicos no tienen fugas, y las válvulas antiretorno y los motores hidráulicos de desplazamiento variables no incluyen los efectos dinámicos. El gas de los acumuladores se asume con un comportamiento isoentrópico. Así mismo, el modelo no incluye los rendimientos de los motores hidráulicos, ni del generador eléctrico acoplado a la salida del PTO hidráulico. De los dos modelos planteados, el denominado HPC es más eficiente debido a que tiene menores etapas de conversión.

Dentro de los dispositivos WEC con movimientos de rotación oscilante se encuentra el convertidor de olas SEAREV (Babarit et al. 2006; Durand et al. 2007). El modelado matemático del PTO hidráulico consiste, básicamente, en el modelo de un cilindro hidráulico de doble efecto, un acumulador de alta presión que almacena energía, un motor hidráulico y un tanque de baja presión tal como se muestra en la Figura II. 20. Este PTO amortigua el movimiento oscilante del engranaje pendular.

En los primeros trabajos relacionados con este convertidor, el modelo de PTO consistía en un término lineal que representaba el momento ejercido por el dispositivo PTO siendo proporcional a la velocidad angular en el eje  $O_1$  a través del ángulo  $\alpha$  (ver Figura II. 20). Este modelado previo fue utilizado para optimizar los parámetros del dispositivo relacionados principalmente con los coeficientes hidrodinámicos, la forma del dispositivo, la inercia del cilindro que hace las veces de péndulo, la masa y la posición del eje de rotación del péndulo con respecto a su centro de masas.

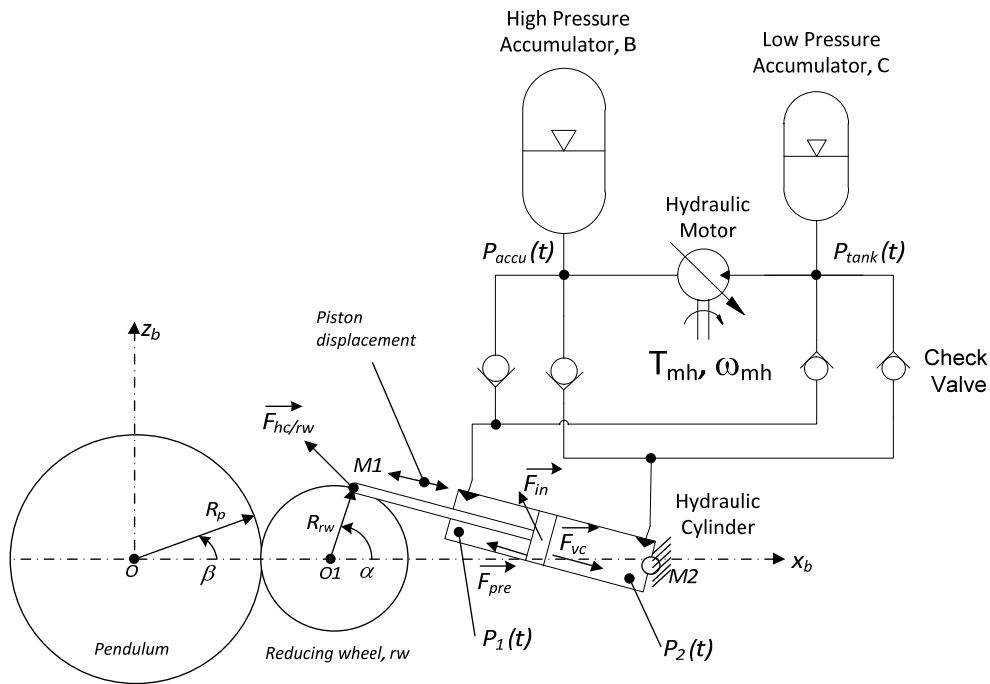


Figura II. 20. Esquema del PTO hidráulico propuesto por Josset et al. (2007)

Cabe destacar que la aproximación de modelar el PTO con una expresión proporcional a la velocidad del dispositivo móvil sigue siendo utilizada para determinar, como paso previo, la viabilidad del captador (Pastor & Liu, 2014b; Ricci, 2012).

Posteriormente, Josset et al. (2007) compararon este modelo básico de PTO, que asume un amortiguamiento lineal como el indicado anteriormente, con un modelo más detallado del PTO incluyendo además las ecuaciones que relacionan el movimiento oscilante del péndulo y el engranaje reductor. En este modelo de PTO el movimiento de entrada es oscilante. En un punto del engranaje reductor, M1, se acopla el vástago del cilindro de doble efecto fijado en el punto M2 para permitir una pequeña oscilación según el esquema indicado en la Figura II. 20. Utilizando como referencia esta figura, Josset et al. obtienen las expresiones analíticas relacionadas con el par aplicado por el PTO en el péndulo,  $C_{PTO}$ , a través de la fuerza realizada por el cilindro hidráulico sobre el engranaje reductor,  $F_{hc/rw}$ . Para ello obtiene las ecuaciones de estado para los engranajes reductores, el acumulador y el generador.

En esta figura  $R_p$ ,  $R_{rw}$  son los radios del péndulo y del engranaje reductor respectivamente, y  $\alpha$ ,  $\dot{\alpha}$ ,  $\ddot{\alpha}$  y  $\beta$ ,  $\dot{\beta}$ ,  $\ddot{\beta}$  corresponden con la posición, velocidad y aceleración angular del péndulo y del engranaje reductor respectivamente.

El mayor peso en el par ejercido por el cilindro hidráulico en el engranaje reductor por medio de la fuerza,  $\bar{F}_{hc/rw}$ , lo proporciona la fuerza debida a la presión del sistema. Para obtener la relación entre la evolución de la presión en función del tiempo en cada cámara del cilindro hidráulico ( $P_1$  y  $P_2$ ) con respecto al desplazamiento del pistón habitualmente se utiliza el denominado módulo de Bulk,  $\beta_{Bulk}$  ( $N/m^2$ ), que mide la compresibilidad de los líquidos y que expresa el incremento de presión necesaria para comprimir el volumen en un factor  $1/e$ . Este factor varía con la presión y además se ve afectado por el aire disuelto en el líquido y por la longitud de las tuberías llegando a reducirse entre un 30 y un 50% de un valor estándar (Chapple, 2008). En el modelo de Josset et al. (2007), este valor se considera constante sin tener en cuenta el aire disuelto en el aceite y sin contemplar el efecto de las tuberías para el conexionado de los diferentes componentes hidráulicos.

A partir de las expresiones analíticas de este modelo, los autores determinaban la energía almacenada,  $E_{accu}$ . Este valor de energía almacenada lo utilizan para producir energía de manera discontinua puesto que el motor hidráulico asociado al generador eléctrico sólo estaba en movimiento si la energía almacenada se encuentra entre dos valores que fijan a priori,  $E_{start}$  y  $E_{stop}$ . Por tanto, cuando  $E_{accu}$ , se encontraba entre esos

valores el sistema suministraba caudal hacia el motor hidráulico generando energía útil. Esta potencia nominal del motor-generator,  $Pot_n$ , se encuentra entre 20 y 400kW, mientras que la presión nominal,  $P_n$ , la pueden manipular entre 20 y 200 bares.

Este modelo aporta varias contribuciones respecto a los anteriores. Por un lado, sus ecuaciones incluyen los efectos de la inercia y la fricción del pistón, dependientes de la masa y la viscosidad del aceite respectivamente. Además, aunque lo consideren constante, introducen el módulo de Bulk representando la compresibilidad del aceite. Asumen también una compresión isoentrópica para la evolución de la presión en el acumulador de alta presión, pero se centran en la evolución de la energía almacenada dentro de éste, que es función de la presión y volumen almacenados en él. Aunque introducen un factor que relaciona las pérdidas mecánicas y eléctricas del tándem motor hidráulico-generator,  $\eta_m$ , éste lo fijan en el 100%. Cabe destacar que este dispositivo proporciona energía discontinua al depender de que la energía almacenada se encuentre dentro de los valores  $E_{start}$  y  $E_{stop}$ .

De las simulaciones realizadas, estos autores observan que para estados de mar poco energéticos ( $H_s=1m$ ,  $T_p=8s$ ) la utilización de presiones elevadas ( $>50bar$ ) en el acumulador de alta presión produce una disminución del movimiento del péndulo que se traduce en menor caudal circulando por el circuito, proporcionando menor absorción de energía con un funcionamiento discontinuo. Esto es debido a que el par generado por el péndulo no es capaz de superar el par umbral, que es proporcional a la diferencia de presiones de los acumuladores de alta presión y baja presión,  $P_{accu}-P_{tank}$ , y a la sección del pistón,  $S_1$  o  $S_2$ , en función de la dirección del movimiento del pistón. Por otra parte, para estados de mar energéticos medios ( $H_s=3m$ ,  $T_p=8s$ ), la utilización de un motor-generator sobredimensionado obtiene un descenso de rendimiento en tanto en cuanto la energía acumulada variará más rápidamente debido a que se entregará más caudal al motor-generator, descargándose el acumulador, por lo que el funcionamiento vuelve a ser discontinuo. Así mismo, la utilización de un sistema dimensionado por debajo, producirá una absorción continua de energía pero también tendrá una pérdida de rendimiento debido a que el motor-generator trabajará al límite. En este caso, se desaprovecha el exceso de caudal proporcionado por el movimiento del péndulo, que no es capaz de absorber el acumulador y se deriva a través de la válvula limitadora de presión.

Cabe destacar que, éste modelo más detallado y realista, obtiene mejores resultados de potencia extraída con respecto al modelo del PTO basado en un coeficiente

optimizado de amortiguamiento constante,  $B_{PTO}$ , definido a partir de consideraciones geométricas y del emplazamiento del convertidor (Babarit 2006).

Dentro de estos modelos analíticos sobre convertidores con movimiento de rotación oscilante, Hansen et al. (2011a) han desarrollado un modelo pormenorizado de captador tipo absorbedor puntual, perteneciente al convertidor multi cuerpo Wavestar. En este modelo se detalla el dispositivo PTO hidráulico consistente en un cilindro simétrico y una bomba-motor hidráulica de cilindrada variable. Aunque en el modelo se desprecian las pérdidas producidas por las tuberías que unen los componentes hidráulicos, sí que consideran las pérdidas debidas a la fricción en el movimiento del émbolo del cilindro hidráulico, confiriendo efectos más cercanos a realidad. Además incluyen las relaciones de eficiencia del motor de cilindrada variable en función de la velocidad y la diferencia de presiones entre la entrada y salida del motor. Con este modelo, estos autores dimensionan el cilindro simétrico y el motor-bomba hidráulico con el objeto de proporcionar un par de amortiguamiento elevado, alcanzando un MNm. Recientemente, han mejorado el modelo incluyendo con mayor rigor el modelo del captador multicuerpo, detallado a partir del modelo de un único absorbedor puntual que pivota alrededor de un punto fijo de la estructura del propio captador (Hansen et al., 2013). Este nuevo concepto de PTO se diferencia con el anterior porque es capaz de aplicar hasta catorce fuerzas discretas diferentes en una única dirección utilizando tres acumuladores de alta presión tarados a distintas presiones (denominadas por los autores, alta, intermedia y baja) conectados a un único cilindro hidráulico con tres cámaras distintas. Este modelo es capaz de trabajar en los cuatro cuadrantes, es decir, el dispositivo PTO es capaz de aplicar todas las combinaciones posibles entre la fuerza (o par) y velocidad, independientemente de su dirección. Este PTO consigue aportar distintos pares de frenado a costa de incrementar el número de acumuladores de alta presión y el número de cámaras disponibles en un único cilindro. Este modelo de PTO logra aportar un control discreto de los cilindros hidráulicos, muy similar al aportado por Henderson (2006). La diferencia estriba en el número de áreas disponibles, estando limitadas a las proporcionadas por dos cilindros asimétricos en el último caso.

### **2.3.2. Modelado basado en métodos gráficos**

Respecto a la metodología de modelado basado en gráficos, la técnica de *bondgraphs* es la más extendida para el modelado de este tipo de dispositivos. Jefferys (1984) fue el primer investigador que obtuvo un modelo de captador basado en *bondgraphs*. Posteriormente, autores como Nolan et al. (2003, 2004), Marré (2006), Engja & Hals

(2007), Yang et al. (2009) y Hals (2010) han utilizado dicha metodología para obtener sus modelos de convertidores de energía de las olas.

Para crear estos modelos gráficos basados en diagramas de vínculos, *bondgraphs*, los investigadores utilizan paquetes de software específicos tales como Modelica, Cambas o Dymola (Bacelli et al., 2008; Engja & Hals, 2007; Karnopp et al., 2006b; Kurniawan et al., 2012).

Una característica importante que define el modelado basado en *bondgraphs* es que es independiente del dominio utilizado. Además se basa en la descripción visual del flujo de energía de los sistemas físicos por la vía de los vínculos (*bonds*). Básicamente, cada vínculo se asocia a una variable de flujo,  $f$ , y a una variable de esfuerzo,  $e$ . El producto de ambas variables es la potencia intercambiada por los dos componentes conectados por el vínculo. En base a sólo nueve tipos de elementos multi cuerpo uno puede ser capaz de representar un sistema físico. Para completar el gráfico es necesario añadir información causal que consiste en definir cuál es la entrada (variable independiente) y cuál la salida (variable dependiente). Esta causalidad puede ser integral o derivativa. En general, se deben evitar las causalidades derivativas porque supone tener ecuaciones implícitas que implican una no independencia del momento,  $m$ , y del desplazamiento,  $d$ , variables denominadas de energía porque miden el almacenamiento de un sistema (Engja & Hals, 2007). En este sentido, es preferible buscar causalidades integrales que permitan establecer condiciones iniciales. De la asignación de las causalidades integrales se pueden encontrar los elementos que almacenan energía, de manera que por cada elemento que almacena energía, es necesario establecer una ecuación de estado.

Básicamente, la idea de escribir las ecuaciones de estado a partir del *bondgraph* tiene dos objetivos. Por un lado, expresar las derivadas de las variables de estado como esfuerzos o flujos, y por otro lado, seguir a través del gráfico la información causal del vínculo evaluando todas las variables de estado a partir de las constantes del sistema y las variables de entrada.

Utilizando esta técnica de modelado, Engja & Hals (2007) definen su concepto de conversor de las olas incluyendo la interacción de éstas sobre el convertidor. El concepto de PTO hidráulico es el mismo que propone Eidsmoen, es decir, el PTO utiliza un cilindro hidráulico de simple efecto extrayendo energía en una única dirección de movimiento. Sin embargo, no incluye ningún elemento de control más allá del que pueda aportar la carga del generador eléctrico acoplado al motor hidráulico. En

el desarrollo de las ecuaciones de estado del convertidor, estos autores confirman que es necesario un conocimiento del sistema físico para dibujar el diagrama a partir del cual, y en base a la manipulación de las ecuaciones obtenidas del propio *bondgraph*, obtener las ecuaciones diferenciales que representan el sistema físico.

Posteriormente, Bacelli et al. (2008) desarrollan otra aproximación del modelado de un PTO hidráulico similar al propuesto por Engja & Hals (ver Figura II. 21). Este modelo incluye un cilindro hidráulico de doble efecto que aprovecha el movimiento en ambos sentidos. Atendiendo al balance energético en el vínculo de salida, la energía se almacena en forma de momento rotacional (representado por el parámetro de inercia,  $I:J$ , donde  $J$  indica el momento de inercia del motor hidráulico-generador), disipada por la fricción rotacional (modelado como un elemento resistivo,  $R$  a través de la constante de fricción,  $B$  y representado en el modelo de *bondgraph* como,  $R:B$ ) y transferida a la salida como potencia útil,  $P_{\text{util}}$  (ver Figura II. 22).

Así, la potencia útil de salida del PTO está relacionada con la velocidad angular del motor hidráulico,  $\omega_{mh}$ , y el par proporcionado por éste,  $T_{mh}$ , (variables de flujo y esfuerzo, respectivamente).

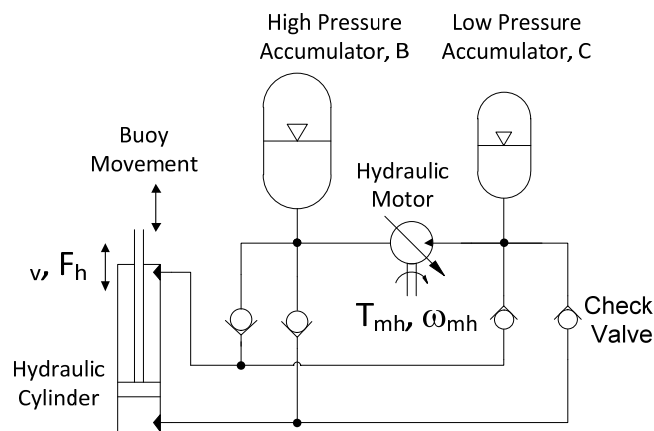


Figura II. 21. Modelo de PTO hidráulico propuesto por Bacelli (2008)

Por otro lado, la potencia mecánica de entrada del PTO viene dada por el producto de la fuerza de amortiguamiento ejercida por el pistón,  $F_h$ , y la velocidad del vástago,  $v$ , correspondiéndose a las variables de esfuerzo y de flujo respectivamente para el primer vínculo. Cabe destacar que la media flecha de los vínculos representa la dirección convencional que se ha elegido como flujo positivo de potencia. Por otra parte, las líneas cortas verticales a un extremo de cada vínculo se denominan carreras causales e indican la dirección del esfuerzo. Además se utilizan para identificar la variable independiente del vínculo correspondiente. En este sentido,  $Sf:v$  representa

una fuente de flujo e indica que la variable independiente (entrada) es la velocidad del vástago,  $v$ , ya que  $Sf$  (Source flow) es la abreviación que indica que la fuente de flujo es  $v$ .

La potencia mecánica es convertida a potencia hidráulica por el componente de transformación (Transform Function)  $TF:1/S$  siendo, en este caso, el caudal  $q_p$  y la presión  $p_p$  las variables de flujo y esfuerzo respectivamente. Las pérdidas del circuito son descritas por el componente  $R:k$  que caracteriza la caída de presión a través de las tuberías y por  $R:l$  que caracteriza las fugas del motor hidráulico. La energía que se almacena en el acumulador se representa por el componente  $C:A$ . Finalmente, la conversión de potencia realizada por el motor hidráulico se representa por  $TF:D'$  que tiene en cuenta la eficiencia mecánica del motor hidráulico. Como variables de estado los autores eligen el volumen del aceite en el acumulador de gas,  $V$ , y el momento angular del motor hidráulico,  $L$ . A partir del diagrama de vínculos se formula el modelo en el espacio de estado con el objetivo de encontrar una ecuación diferencial para cada variable de estado ( $V$  y  $L$ ) y una ecuación que describa  $F_h$  como función de las variables de estado y las entradas. Las ecuaciones que resultan son no lineales, debido a las variables de estado asociadas al acumulador de gas. Sin embargo, los autores realizan el estudio del comportamiento del modelo del convertidor en un punto concreto de operación linealizando las ecuaciones.

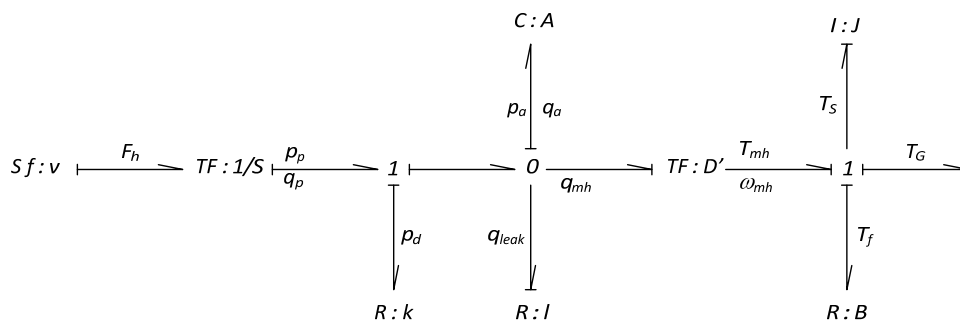


Figura II. 22. Diagrama Bondgraph para el modelo de PTO hidráulico propuesto por Bacelli (2008)

Kurniawan et al. (2012), utilizando esta metodología *bondgraph*, se centró en el modelado y comparación de dos sistemas alternativos de PTO, muy similares, a partir del modelado individual de los componentes que definen el PTO. El primer modelo consistía en un cilindro hidráulico de simple efecto, controlando la dirección del caudal de aceite de los acumuladores en función del movimiento del cilindro hidráulico a través de válvulas antiretorno (Figura II. 23-izda.). Este modelo es similar a los

utilizados por Engja & Hals (2007) y Hals et al. (2007). El segundo modelo, incluía un cilindro hidráulico de doble efecto para bombear el fluido en ambos sentidos de desplazamiento por acción de las olas (Figura II. 23-dcha.).

Este modelo es prácticamente el mismo al que utilizan autores como Bacelli et al. (2008), Yang et al. (2009) y Ricci et al. (2009). Las diferencias entre unos y otros se centran en la utilización de motores hidráulicos de cilindrada variable o cilindrada constante y/o cilindros hidráulicos de doble efecto con igual o distinta áreas de pistón.

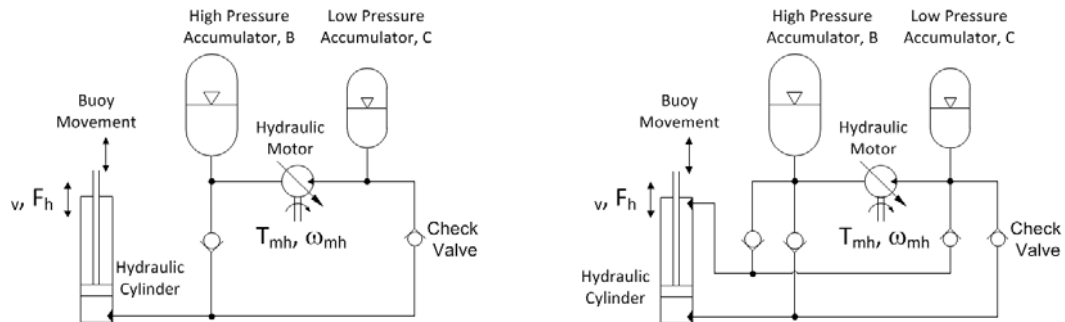


Figura II. 23. PTO hidráulico basado en un cilindro hidráulico de simple efecto (izda) y en un cilindro hidráulico de doble efecto (dcha). Kurniawan et al. (2012).

El modelo del dispositivo WEC realizado por Kurniawan et al. (2012) por medio de la metodología de *bondgraph* se observa en la Figura II. 24. Este modelo gráfico contempla el PTO con las cuatro válvulas antiretorno. La fuerza de excitación que hace mover el cuerpo oscilante bajo la acción de las olas ( $S_f$ ) se transforma mecánicamente para ser absorbida por el cilindro hidráulico de doble efecto que hace fluir el aceite a través de las válvulas antiretorno en función de la dirección de desplazamiento del vástago del cilindro. El fluido desplazado en la compresión, alimenta un acumulador de alta presión y hace mover un motor hidráulico al que se le ha acoplado una carga.

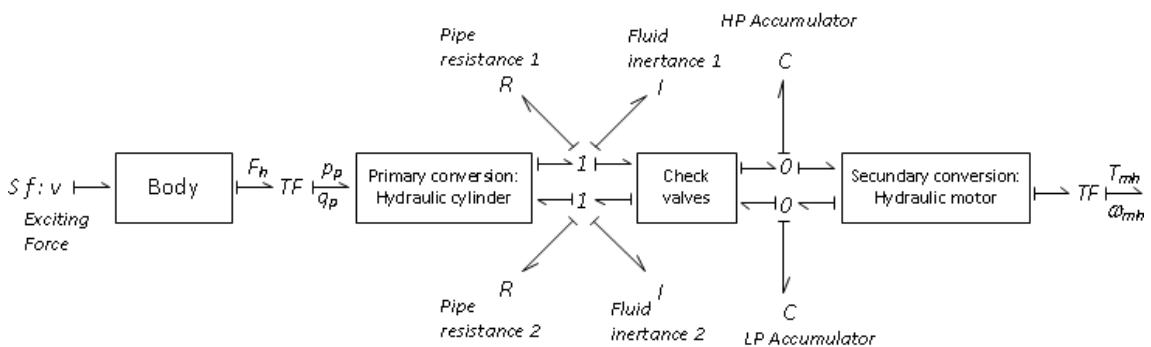


Figura II. 24. Diagrama Bondgraph para el modelo de WEC con PTO hidráulico compuesto de 4 válvulas antiretorno propuesto por Kurniawan (2010)



Este autor usa como captador (*Body*) un diseño del “Pato de Edimburgo”, que limita el movimiento de cabeceo sobre un único eje. La identificación del modelo del convertidor en el espacio de estado del dominio de la frecuencia sigue los algoritmos detallados por Perez & Fossen (2009). Los datos de entrada referentes al modelo del estado de mar se basan en el espectro de JONSWAP (Frigaard et al., 1993) utilizando una altura de ola significativa de 2 metros. Los resultados de las simulaciones realizadas con los dos conceptos de PTO incluidos en la Figura II. 23, indican que para el sistema de 4 válvulas antiretorno se obtiene dos oscilaciones en los valores de alta presión por cada ciclo de oscilación, mientras que para el caso del sistema de dos válvulas sólo se observa uno, lo cual es lógico por el propio funcionamiento del sistema hidráulico. Por otra parte, las fluctuaciones de presión son mayores, aparentemente, en el caso del sistema de dos válvulas por lo que es recomendable utilizar un sistema de cuatro válvulas si se busca minimizar la fluctuación de la presión en el acumulador de alta presión. También concluyen que el uso de acumuladores con mayores volúmenes y/o incrementando la inercia del motor hidráulico mejoran el efecto de suavizado en la potencia convertida.

Para acabar con los trabajos de la literatura dedicados al modelado gráfico de PTOs, en los últimos años, se debe mencionar el avance de nuevas herramientas de simulación que proporcionan modelos de componentes hidráulicos básicos parametrizables con la posibilidad de realizar modelos muy detallados reflejando gran parte de las pérdidas existentes. Así, Cargo et al. (2011) realiza su modelo de PTO hidráulico basado en un único cilindro hidráulico utilizando la herramienta gráfica proporcionada por el entorno SimHydraulics para componentes hidráulicos perteneciente a Simulink®. El software utilizado está basado en la plataforma de Simscape de Mathworks®, perteneciente al entorno de Matlab y Simulink. El objetivo era incluir las pérdidas de los componentes del PTO oleo-hidráulico. Estas pérdidas consisten en las de fricción del cilindro hidráulico y las pérdidas de presión en las válvulas antiretorno. Esta aproximación de modelado es muy similar a la metodología utilizada en los diagramas de vínculos porque cada componente del modelo interactúa con el resto intercambiando energía a través de sus puertos. Otros autores han optado por otro tipo de programas de modelado gráfico como FLUIDON (Kamizuru et al., 2012). Estos métodos de modelado son muy útiles puesto que ofrecen librerías con los modelos matemáticos de los componentes más característicos de un sistema hidráulico como pueden ser, motores, válvulas y cilindros de simple y doble efecto. Estos componentes básicos están desarrollados de manera que, con una correcta parametrización de los componentes, el modelo queda perfectamente definido.

Cabe señalar que en ambas clasificaciones los modelos de convertidores de energía de las olas que incluyen en cierto detalle el modelo del PTO hidráulico suelen incluir las pérdidas asociadas como un porcentaje del rendimiento del dispositivo y en la mayoría de los casos no tienen en cuenta los efectos de las tuberías y otros efectos que hacen que el PTO sea menos eficiente (Eidsmoen, 1998; Engja & Hals, 2007; Falcão, 2007; Josset et al., 2007; Kurniawan et al., 2012; Ricci et al., 2011). En este sentido, la tendencia ha sido utilizar modelos lineales con características ideales de los componentes principales, no considerando pérdidas debidas a la fricción, y por otro lado, las fugas del líquido, por lo que en muchos casos se han obtenido eficiencias del convertidor entre el 90% y el 100%. Estas simplificaciones pueden llevar a resultados excesivamente prometedores debido a efectos no modelados como la compresibilidad dentro de las tuberías y los efectos del aire atrapado en el aceite que retrasan la presurización del sistema (Choi et al., 2012).

De hecho, Yang & Moan (2011) observaron que la dinámica de las líneas de transmisión (tuberías) juega un rol dominante en cualquier sistema WEC que incluya un PTO oleo-hidráulico. La longitud de las mangueras que unen diferentes componentes hidráulicos, no solo afectan a la amplitud del transitorio de la presión sino también a la potencia convertida. Así pues, las tuberías hacen decrecer la rigidez del sistema de bombeo hidráulico que a su vez causa un retraso en la fase del líquido bombeado. Esto afecta significativamente a la eficiencia del sistema WEC completo como demuestran independientemente con sus ensayos experimentales sobre PTOs oleo-hidráulicos Lasa & Antolín et al. (2011) y Choi et al. (2012). Los resultados experimentales indican que la eficiencia del dispositivo total puede caer hasta un 35% para potencias del generador acoplado al motor hidráulico inferiores a 20kW.

#### **2.4. TECNICAS DE CONTROL DE DISPOSITIVOS WEC**

Gran parte de los dispositivos para la conversión de energía de las olas son sistemas oscilantes con una respuesta dependiente de la frecuencia por lo que son susceptibles de verse afectados por el fenómeno de resonancia. Cuando la frecuencia de la ola coincide con la frecuencia natural del dispositivo, éste se encuentra en resonancia, y se observa que la extracción de energía es mayor. Sin embargo, si el dispositivo se mueve con una frecuencia alejada de la de resonancia, ésta conversión de energía se reduce, particularmente si el ancho de banda donde se produce la resonancia es estrecho (Falnes 2002).

En este sentido, WECs del tipo “terminador” o “atenuador”, cuyas dimensiones son elevadas con respecto a la longitud de onda, se caracterizan por tener amplios anchos

de banda. Por el contrario, los denominados “absorbedores puntuales”, de dimensiones muy pequeñas comparándolas con la longitud de onda predominante, se caracterizan por tener anchos de banda más pequeños. A pesar de ello, éstos últimos se caracterizan por tener un ratio mayor entre la potencia convertible y volumen, y es mayor cuanto más pequeña es la estructura (Budal & Falnes, 1980). Este hecho hace que muchos estudios se centren en éste último tipo de convertidores.

Los convertidores clasificados como absorbedores puntuales tipo boya son habitualmente modelados como un oscilador mecánico sometido a la fuerza de un muelle de rigidez,  $k$ . Para extraer energía, los absorbedores constan de un dispositivo PTO que habitualmente es modelado como una fuerza amortiguada proporcional a la velocidad del convertidor a través del coeficiente de amortiguamiento  $B_{PTO}$  (Babarit et al., 2004; Pastor & Liu, 2014a). Si no se implementa ningún tipo de control, los parámetros  $B_{PTO}$  y  $k$  se ajustan previamente para obtener la mayor cantidad de energía en función de la localización del convertidor. Para ello, se analiza la fuerza de excitación a la que será sometido el convertidor, determinada por los estados de mar más probables determinados por la altura de ola significantes,  $H_s$ , y el periodo energético,  $T_e$ . Si el convertidor se encuentra sometido a estados de mar fuera de las condiciones de diseño, la extracción de energía de las olas disminuye notablemente con respecto a la energía estimada, siendo función de la frecuencia de la ola y llegando a superar el 50% en muchos casos (Teillant et al., 2010).

En general, un WEC tipo absorbedor puntual trabaja mayoritariamente fuera de la zona de resonancia debido a que éste se encuentra con olas irregulares cuya altura y período varían con el tiempo. Por este motivo, es necesario controlar el movimiento oscilatorio del convertidor, con el objetivo de lograr la máxima conversión de potencia disponible para que éste sea rentable. Como más adelante se detallará, esto se consigue aplicando estrategias de control que consigan poner en fase la fuerza de excitación y la velocidad del captador modificando la fuerza de amortiguamiento aplicada por el PTO. Sin embargo, para convertidores WEC clasificados como “terminadores” y “atenuadores”, el beneficio de aplicar estrategias de control puede resultar marginal de acuerdo con Greenhow et al. (1984).

Atendiendo a las consideraciones de Salter (1974), la cantidad de potencia disponible en un tren de olas regular para aguas profundas puede ser estimada calculando el cambio de energía potencial entre el agua que se encuentra por encima del nivel de mar en calma y el que caería en el valle de ola formado delante de ésta. Esto significa

que la potencia,  $Power$ , que se puede obtener de un tren de olas regular puede ser calculada como,

$$Power = \frac{W \cdot \rho \cdot g^2 \cdot T_e \cdot H_s^2}{64 \cdot \pi} \quad (2.1)$$

siendo  $W$  (m), la anchura del frente de la ola;  $\rho$  ( $\text{kg/m}^3$ ), la densidad del agua;  $g$  ( $\text{m/s}^2$ ), la gravedad;  $T_e$  (s) el periodo de energía de la ola y  $H_s$  (m), la altura de ola significativa, definida como la altura promedio del 33% de las alturas de ola más altas.

Los primeros trabajos centrados en analizar la potencia extraída por un absorbedor puntual sin ningún tipo de restricción en su desplazamiento sometido a la acción de olas regulares fueron de Budal & Falnes (1975), Evans (1976) y Newman (1976). Todos ellos concluyeron que la máxima potencia absorbida por un absorbedor puntual coincide con la potencia asociada a la ola incidente dividido por  $2\pi$ . Por tanto, la potencia máxima,  $Power_{max}$ , es la siguiente (Budal & Falnes 1975),

$$Power_{max} = \frac{W \cdot \rho \cdot g^2 \cdot T_e \cdot H_s^2}{128 \cdot \pi^2} \quad (2.2)$$

De esta expresión se concluye que la potencia máxima está limitada por el periodo energético,  $T_e$ , y por la altura significativa de las olas,  $H_s$ .

A partir de estos estudios, diversos autores han ido desarrollando conceptos de captadores de energía de las olas con el objetivo de alcanzar la potencia máxima estimada. Esta proliferación de captadores ha generado un amplio desarrollo de estrategias de control con el objetivo de extraer la máxima potencia en las condiciones más probables de operación.

Este apartado recoge, en un primer sub apartado, el análisis de los diferentes trabajos relacionados con las estrategias de control que están siendo estudiadas e implementadas en algunos de los convertidores actuales, independientemente del dispositivo PTO utilizado. En este apartado se incluyen las limitaciones de las estrategias mencionadas. Posteriormente, se detallan los trabajos relacionados con estrategias propiamente aplicadas a WECs que contienen PTO oleo-hidráulicos.

#### **2.4.1. Clasificación de las estrategias de control**

Autores como Budal & Falnes (1977; 1978a) y Salter (1976; 1980) no tardaron en proponer estrategias de control para la optimización de la conversión de la energía de las olas teniendo en cuenta la expresión (2.2). Para la implementación práctica propusieron el uso de un dispositivo controlable, el *Power Take-Off* o *PTO*, que consistía en una combinación de generador y motor. El objetivo era controlar

continuamente la fase y la amplitud óptima de la oscilación del captador con respecto a la ola, lo que suponía controlar la potencia reactiva maximizando la potencia activa. Salter (1979) denominó *estrategia de control reactivo* la aplicación de las dos condiciones anteriores.

En este sentido, Falnes (2002) determinó que un captador con un único modo de oscilación, vertical o de cabeceo, sometido a olas regulares sinusoidales absorbe la máxima potencia siempre y cuando se cumplan las dos condiciones siguientes. La primera implica hacer que la velocidad de desplazamiento del captador esté en fase con la fuerza de excitación sobre el mismo, cumpliéndose cuando la frecuencia de la ola es igual a la frecuencia natural del cuerpo oscilante, teniendo que ser ajustada esta última en caso contrario. Esto es lo que se denomina control en fase. La segunda condición corresponde con el ajuste de la amplitud óptima del captador. Cuando la amplitud no se encuentra bajo ninguna restricción, es decir, se permite el movimiento en todo momento sin condiciones adicionales, esta condición se cumple si la carga resistiva del PTO, modelada por  $B_{PTO}$ , es igual al coeficiente de amortiguamiento hidrodinámico a la frecuencia de la ola incidente, representado como  $B(\omega)$  en las ecuaciones que rigen el comportamiento del absorbedor (Babarit et al., 2004). Este coeficiente hidrodinámico se obtiene a través de programas específicos como WAMIT, ampliamente utilizado por la comunidad científica, o AquaDyn, este último utilizado por Delhommeau et al.(1992) para el cálculo de fuerzas sobre un dispositivo sometido a fuerzas verticales y de cabeceo.

Por tanto, si se persigue maximizar la energía absorbida por el captador en todo momento, se deben respetar las dos condiciones establecidas por Falnes (2002) a través del control continuo de los parámetros que modelan el PTO. Cabe destacar que para cumplir las dos condiciones, el dispositivo PTO debe devolver energía a través de un sistema reversible, motor-generator, en algún momento del ciclo de oscilación. Si la maquinaria utilizada no es capaz de devolver la necesaria cantidad de energía la potencia absorbida no será óptima (Falnes, 2002c). Por tanto, en base al cumplimiento de las dos condiciones anteriores, las estrategias de control se pueden clasificar en estrategias de control óptimas o sub-óptimas. En el caso de cumplir las dos condiciones, las estrategias que surgen se denominan óptimas. Por el contrario, si sólo cumplen una de las dos condiciones, las estrategias de control se denominan sub-óptimas, aproximándose a la máxima extracción de potencia disponible.

La Figura II. 25 lista las estrategias más importantes según esta clasificación. Otros autores han clasificado las estrategias de control atendiendo al principio de funcionamiento (Hong et al., 2014; Lin et al., 2015) o, sencillamente, como estrategias independientes (Ringwood et al., 2014; Salter et al., 2002).

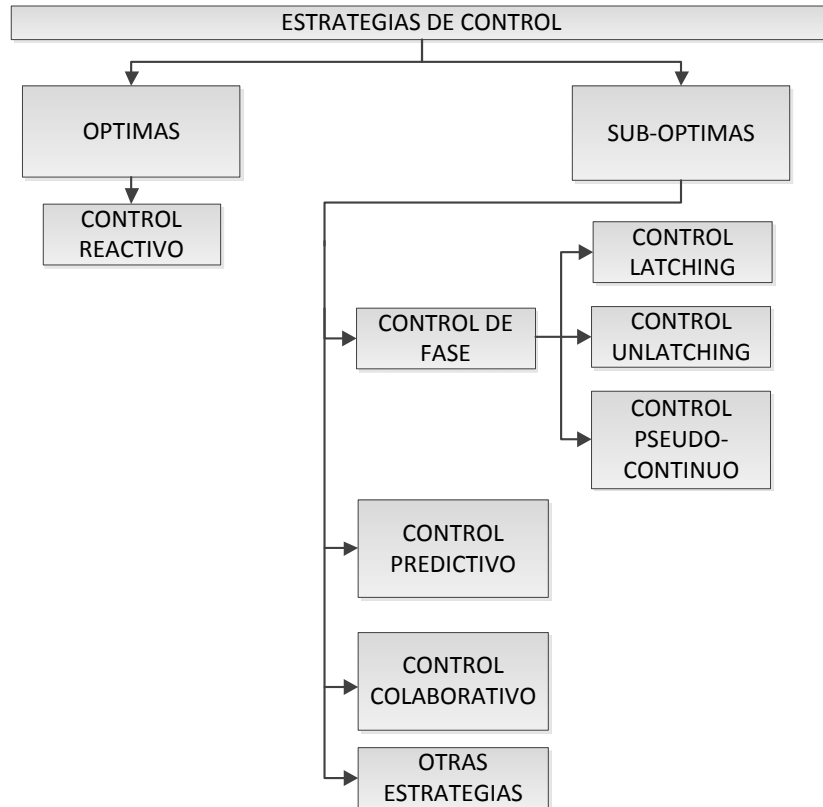


Figura II. 25. Clasificación de estrategias de control: óptimas y sub-óptimas.

Dentro de las **estrategias de control óptimas** se encuentra el Control Reactivo (Salter, 1979) o, también llamado, Control Complejo Conjugado (Nebel, 1992). Este control consiste en aplicar a través del PTO una fuerza proporcional a la velocidad del captador. El coeficiente multiplicador de la velocidad corresponde a la impedancia intrínseca conjugada del modelo del captador,  $Z_i^*(\omega)$ . Este coeficiente se obtiene a través de las ecuaciones del modelo del WEC en el dominio de la frecuencia. La utilización de este factor en el modelo del PTO implica cancelar la reactancia de la impedancia intrínseca a través de la reactancia del PTO (Falnes, 2002a). Esta impedancia del PTO se ajusta para que coincida con la impedancia intrínseca del WEC para todas las frecuencias objetivo. Aplicando esta estrategia de control, Nebel (1992) fue capaz de conseguir casi el 100% de eficiencia para un dispositivo tipo Pato (*Duck*) de Salter sometido a olas pequeñas, para no exceder los límites de potencia y desplazamiento, dentro de un tanque estrecho.

Estudios sobre este tipo de estrategias de control, actuando sobre los parámetros del PTO continuamente para conseguir un control óptimo, fueron realizados para controlar absorbedores puntuales (Chatry et al., 1998; Duclos et al., 2001) y dispositivos OWC (Chatry et al., 2000).

En los últimos años, para captadores con movimiento exclusivamente vertical, este tipo de estrategia de control se ha basado en un modelo de PTO representado por un coeficiente de amortiguamiento,  $B_{PTO}$ , y el efecto de un muelle virtual,  $k_{PTO}$ , (Babarit et al., 2003) de manera que la fuerza aplicada por el PTO se puede representar como,

$$F_{PTO} = k_{PTO} \cdot x(t) + B_{PTO} \cdot \dot{x}(t) \quad (2.3)$$

La estrategia de control consiste en manipular los dos parámetros anteriores continuamente de manera que se cumplan las dos condiciones de Falnes (2002).

Trabajos enfocados en este tipo de planteamiento en el que se calculan continuamente los dos parámetros que hacen el sistema resonante, obtuvieron incrementos de la potencia absorbida tanto para olas regulares (Yavuz et al., 2006) como irregulares (Yavuz et al., 2007) con respecto a la aplicación de una fuerza fija de PTO. Para el caso de olas regulares la potencia media extraída se triplicaba acercándose a la potencia nominal media del dispositivo. En el caso de olas irregulares la potencia media extraída aumentaba pero manteniéndose por debajo del 50% de la potencia nominal del dispositivo.

En el caso de dispositivos oscilantes, tipo el captador Wavestar (Dinamarca), el modelo de PTO incluye un parámetro adicional,  $J_{PTO}$ , asociado al efecto inercial del sistema. En este sentido Hansen & Kramer (2011) modelan su PTO idealizado a través de tres coeficientes: un coeficiente de inercia,  $J_{PTO}$ , un coeficiente de amortiguamiento lineal,  $B_{PTO}$ , y un coeficiente lineal asociado al efecto muelle,  $k_{PTO}$ , multiplicados a la aceleración, velocidad y desplazamiento angular del dispositivo respectivamente. Una contribución destacada de este trabajo es que para periodos de ola grandes, utilizando los coeficientes  $B_{PTO}$ ,  $k_{PTO}$  y  $J_{PTO}$  optimizados para cada estado de mar, se obtienen mejores resultados de extracción de energía que los obtenidos modelando el PTO como un único amortiguador lineal idealizado a través del coeficiente,  $B_{PTO}$ . En este sentido, Zurkinden et al. (2013) consiguieron aumentar un 20% la potencia extraída media, con respecto a un amortiguamiento lineal óptimo constante para cada estado de mar, aplicando una estrategia de control reactivo sobre un prototipo de flotador simple a escala 1:20 similar al dispositivo anterior. En ese caso

obtienen una potencia extraída máxima instantánea de 34,4 W teniendo en cuenta un rendimiento del mecanismo PTO de 0,6 y sin ninguna restricción en su desplazamiento. Este estudio asume la utilización de un mecanismo PTO capaz de ejercer una fuerza que sigue continuamente la fuerza objetivo necesaria para optimizar la potencia absorbida a través de la variación de los parámetros de control,  $B_{PTO}$  y  $k_{PTO}$  pero manteniendo  $J_{PTO}$  igual a cero.

Estas estrategias de control denominadas reactivas presentan varios inconvenientes. Necesitan elementos reversibles que absorban y entreguen energía en algún momento del ciclo de oscilación. Esto es, se observa la necesidad de diseñar el PTO de manera que pueda trabajar en los cuatro cuadrantes que forman la velocidad del captador y la fuerza de amortiguamiento proporcionada por el cilindro. En el caso de utilizar un PTO oleo-hidráulico esto requiere elementos que trabajen aportando energía (bomba hidráulica) en unos momentos del ciclo y que en otros extraigan energía (motor hidráulico) de manera que se permita un flujo de energía bidireccional entre el mar y el dispositivo captador. Esto provoca en algunos casos la aplicación de fuerzas y recorridos que exceden las capacidades del mecanismo PTO (Cretel & Lewis et al., 2011; Ricci et al., 2011; Zurkinden et al., 2013). Además, para olas irregulares, necesitan predecir la fuerza de excitación ya que no existe una relación causal entre ésta y la altura de ola (Falnes, 2002c; O'Sullivan & Lightbody, 2015). En este sentido, Naito & Nakamura (1985) ya observaron en su estudio sobre la relación entre la causalidad y el control óptimo de los convertidores de energía de las olas que era necesaria la predicción futura de las variables relevantes para la utilización de un control reactivo continuo, siendo ésta la fuerza de excitación sobre el captador. Aplicando métodos matemáticos como el propuesto por Belmont et al. (1998) es posible predecir aceptablemente la secuencia de las olas para poder calcular la fase y la amplitud correctas del dispositivo que maximicen la absorción de energía a partir de una tabla (Salter et al., 2002).

Dada la complejidad de la implementación de las estrategias denominadas óptimas por los motivos mencionados, han proliferado **estrategias de control sub-óptimas**. Dentro de las estrategias de control sub-óptimas se encuentran las estrategias de **Control en Fase** que consisten en mantener la fuerza de excitación sobre el captador en fase con la velocidad del mismo. Este tipo de estrategia de control se puede desarrollar a través de tres tipos de estrategias: *Latching Control*, *Unlatching Control* y *Control Pseudo-continuo*.



La estrategia de *Latching Control* consiste en bloquear el captador en una posición fija determinada durante ciertos intervalos del ciclo de oscilación. De esta forma, la estrategia de control proporciona una acción de control en instantes discretos del ciclo consiguiendo mantener en fase la velocidad del captador con la fuerza de excitación de manera aproximada en el caso de absorbedores puntuales. Este método fue inicialmente propuesto independientemente por Guenther et al. (1979) y French (1979), y posteriormente por Budal & Falnes (1981). Los primeros ya observaron que una simple modificación en el ciclo mecánico de la boya, precargándola en el valle de la ola, es decir bloqueándola y liberándola cerca de la cresta de la ola, resultaba en un incremento cercano a seis veces la energía extraída por el captador.

A partir de estos pioneros, en la década de 1980, se realizaron varios estudios teóricos y experimentales relacionados con la conversión de la energía con diferentes conceptos de captadores con el objetivo de aplicar el control en fase. En este sentido, Count & Jefferys (1980), Budal & Falnes (1980), Budal et al. (1981; 1982), Oltedal (1986), Masubuchi & Kawatani (1986), Jefferys & Whittaker (1986) y Greenhow & White (1997) se centraron en captadores del tipo absorbedor puntual. Por otra parte, Hoskin et al. (1986), Hotta et al. (1984;1986) y Miyazaki et al. (1983) se centraron en dispositivos tipo OWC. El control por bloqueo también ha sido estudiado teóricamente en convertidores modelados como osciladores simples (Greenhow & White, 1997a; Hals et al., 2002, Babarit et al., 2003; Falnes & Lillebekken, 2003), o por un oscilador doble (Babarit et al., 2005), o incluso en el dispositivo SEAREV (Babarit & Clément, 2006) utilizando un PTO oleo-hidráulico de alta presión como elemento de control. En todos los casos se observaron los beneficios de aplicar este tipo de control por bloqueo ya que mejoraban sustancialmente la potencia absorbida (hasta cuatro veces más que el dispositivo sin controlar) en un ancho de banda mayor, y por debajo de la frecuencia natural del dispositivo.

Falnes (2002) y Babarit et al. (2003) también estudiaron este control discreto por *latching*. Su acción de control consistía en bloquear el movimiento del captador cuando su velocidad era cero y soltarlo cuando éste se encontraba en una posición apta, capaz de poner en fase la velocidad del captador con la fuerza de excitación de la ola.

La Figura II. 26 expresa gráficamente el estado de la velocidad y posición del convertidor frente a la fuerza de excitación de las olas cuando se aplica una estrategia por bloqueo (Teillant et al., 2010). Como se observa en la figura, el dispositivo captador se desplaza entre las dos posiciones extremas ( $D$ ,  $-D$ ) con una velocidad

que se encuentra en fase con la fuerza excitadora hasta que en un determinado momento del ciclo, el dispositivo se bloquea con un freno mecánico o hidráulico, permaneciendo en esa posición, y por tanto, a velocidad cero, hasta que se decide desbloquearlo para que su velocidad vuelva a estar en fase con la fuerza excitadora. El instante del bloqueo depende de la dinámica del captador por lo que el controlador debe decidir en qué instante de tiempo se realiza el bloqueo y cuánto debe durar. En esta estrategia de control la variable crucial es la duración del tiempo de bloqueo, variable de control que tiene que ser analizada para cada absorbedor puntual y para cada estado mar (Ringwood & Butler, 2004).

Esta estrategia de control, en vez de ser un control suave continuo a través de la manipulación de los parámetros  $B_{PTO}$ ,  $k_{PTO}$  e, incluso,  $J_{PTO}$ , consiste en una sucesión de rampas con movimientos transitorios separados por una etapa con ausencia de movimiento. La acción de control para este tipo de estrategia es binaria, ON u OFF, por lo también puede clasificarse dentro de los denominados controles discretos.

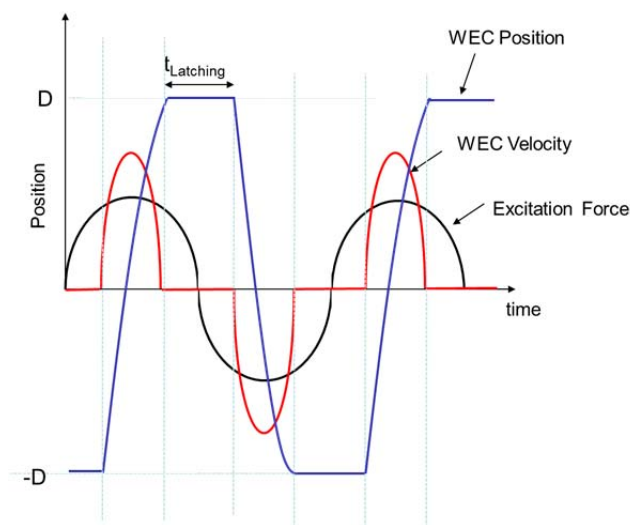


Figura II. 26. Señales resultantes aproximadas aplicando control por bloqueo (latching). Teillant (2010).

Este tipo de estrategia de control aplicada a un captador con movimiento vertical también ha sido implementado por Korde (2002a; 2002b), utilizando cilindros neumáticos en vez de hidráulicos. La acción de control consistía en activar las válvulas con dos posiciones (activada o desactivada, ON/OFF) que bloqueaban los cilindros neumáticos. La aplicación de esta estrategia de control por bloqueo no consiguió poner en fase la fuerza de excitación y la velocidad del dispositivo. Además, los resultados mostraban varios picos en la velocidad del captador para una misma

oscilación que el autor achaca a la acción de bloqueo que provoca oscilaciones de alta frecuencia en las cámaras de aire de los cilindros neumáticos.

Este tipo de estrategia de control por bloqueo también fue estudiado posteriormente por Babarit et al. (2003, 2004). Los estudios se centraban en un captador tipo boya que se comporta como un oscilador mecánico sometido a la fuerza de un muelle de rigidez,  $k$ . Asimismo, el captador estaba sometido a la fuerza del PTO que se comporta como una fuerza amortiguada proporcional a la velocidad del convertidor a través del coeficiente de amortiguamiento  $B_{PTO}$ . Analizaron tres estrategias diferentes para determinar el momento adecuado para liberar el captador dentro de una estrategia de control por bloqueo (*latching*). La variable de control elegida fue la duración del bloqueo del captador. La primera estrategia propuesta consistía en elegir el tiempo de bloqueo asociado con el primer máximo local de energía absorbida. La segunda estrategia consistía en hacer máximo el desplazamiento del absorbedor puntual en vez de la energía absorbida. La tercera estrategia fue similar a la planteada por Greenhow & White (1997) y consistía en seleccionar el tiempo de bloqueo de manera que la velocidad estuviera en fase con la fuerza de excitación. Para olas regulares la segunda estrategia de bloqueo, que implicaba maximizar el desplazamiento del convertidor, es la que ofreció mejores resultados. Sin embargo, las tres aumentan considerablemente el ancho de banda en el que se extrae energía, llegando a triplicar la energía absorbida en ciertas frecuencias fuera de la frecuencia de resonancia. Para olas irregulares, a partir de periodos de ola superiores a 8 segundos, las dos últimas estrategias proporcionan resultados similares consiguiendo triplicar la potencia absorbida por unidad de frente de ola con respecto al captador sin controlar. Para obtener estos incrementos de energía en olas irregulares, los autores observaron la necesidad de predecir la fuerza de excitación en instantes futuros. En este sentido, Budal & Falnes (1980) ya indicaron que era necesario conocer la fuerza de excitación de las olas irregulares con cierta antelación, acotándolo entorno a un cuarto o la mitad del periodo propio del convertidor de las olas. Sin embargo, para evitar la predicción futura, Perdigão & Sarmento (1989) en su estudio sobre un dispositivo OWC, propusieron una estrategia de control sub-óptima, usando como variable de control la presión del aire en la cámara, a través de una función causal entre ésta y el flujo de aire por la turbina, dependiente de la ola incidente. Su objetivo fue estimar el caudal instantáneo a través de la turbina de aire que maximizaba la extracción de energía. También Korde (1991) concluyó, aparentemente, que la oscilación óptima de un convertidor absorbedor puntual se podía obtener en olas irregulares sin la necesidad de predecir el estado futuro del sistema. A pesar de estos estudios, Falnes (2002)

estableció que era necesario medir y predecir la velocidad y/o la aceleración y/o el desplazamiento del cuerpo oscilante, para aplicar la fuerza de amortiguamiento correcta que consiguiera la oscilación óptima capaz de extraer el máximo de energía.

A pesar de que Greenhow & White (1997) observaron que la estrategia de bloqueo no es la más apropiada para absorbedores puntuales cuando la frecuencia natural del dispositivo se encuentra entre la frecuencia de excitación de las olas y tres veces ella, esta estrategia tiene diversas ventajas. La principal ventaja de esta estrategia por bloqueo consiste en que no es necesario entregar energía al dispositivo mientras se encuentra bloqueado. Adicionalmente, este control se puede conseguir de una manera sencilla a través de un freno mecánico, como sugiere Salter (2002), o abriendo y cerrando válvulas en un PTO hidráulico (Teillant et al., 2010). En el primer caso es recomendable utilizar frenos que respondan rápidamente a las acciones de control, reduciendo el tiempo de aplicación de una fuerza de rozamiento elevada y reduciendo por tanto, las pérdidas de energía por disipación de calor. La dificultad de encontrar frenos mecánicos de estas características se puede eliminar si el PTO usa un bloqueo hidráulico alimentado apropiadamente por un dispositivo hidráulico.

Otra estrategia clasificada dentro de las estrategias de control sub-óptimo que incluyen el Control en Fase es la denominada *Unlatching o Declutching Control*, y se considera como la estrategia inversa del control por *Latching*. Esta estrategia de control permite mover libremente el captador durante cierta parte del ciclo de oscilación para, posteriormente, engancharse al mecanismo PTO a la velocidad deseada para poner en fase la fuerza de excitación con la velocidad del captador. Esta estrategia de control consiste, por tanto, en una sucesión de rampas con movimientos transitorios separada por una etapa con movimiento libre. La acción de control para este tipo de estrategia también es binaria, ON-OFF, considerándose también discreta.

Esta estrategia fue propuesta inicialmente por Justino & Falcão (2000) y, posteriormente, Wright et al. (2003). Los primeros la aplicaron al dispositivo tipo OWC denominado Pico (Portugal) para reducir las pérdidas aerodinámicas en la turbina. Los segundos aplicaron esta estrategia de control para limitar la excursión del vástago del cilindro del convertidor IPS a un valor razonable. Posteriormente Babarit et al. (2009b) aplicó esta estrategia de control en el convertidor SEAREV con desplazamiento angular. Esta estrategia de control consigue mejorar la absorción de energía para frecuencias de ola mayores que la frecuencia natural del captador (Teillant et al., 2010). Este último autor representó el movimiento resultante aplicando este tipo de estrategia como se observa en la Figura II. 27. En ella, el dispositivo captador de

energía de las olas se mueve con una velocidad determinada libre hasta que el PTO se engancha reduciendo de inmediato la velocidad, llegando a hacer coincidir la máxima velocidad del captador con la máxima fuerza de excitación. En este punto máximo, la velocidad se reduce drásticamente hasta que el control vuelve a dejar libre el movimiento del captador. El enganche repentino del embrague de fricción en un PTO mecánico son tan insatisfactorios como la aplicación del freno mecánico para el caso del *Latching Control*. Este problema puede ser solucionado a través de un sistema oleo-hidráulico como el que propone Babarit et al. (2009b).

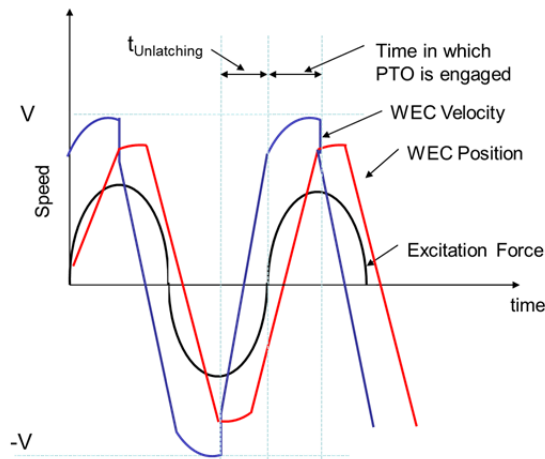


Figura II. 27. Señales resultantes aproximadas aplicando control por desbloqueo (*unlatching*).

Teillant (2010).

Teóricamente, la estrategia de control por desbloqueo consigue mayor nivel de energía extraída que el control en fase pseudo-continuo o de fuerza variable en tiempo y amplitud (definida más adelante) aplicada con una combinación de muchos cilindros hidráulicos y/o muchos acumuladores de alta presión ajustados a diferentes presiones (ver Figura II. 28).

Las dos estrategias de control de fase anteriores, *latching* y *unlatching*, fueron aplicadas por Teillant et al. (2010) sobre un absorbedor puntual con un grado de libertad frente a olas monocromáticas (regulares) con el mismo objetivo de maximizar la energía extraída. Así, aplicaron teóricamente un coeficiente de amortiguamiento del mecanismo PTO,  $B_{PTO}$ , calculado a través de la función de Sigmoid. Esta función depende de dos coeficientes de amortiguamiento extremos, límites inferior,  $B_{min}$ , y superior,  $B_{max}$ . Además depende del parámetro  $\beta$  que representa la pendiente con la que cambia el parámetro  $B_{PTO}$  en función del tiempo entre los dos coeficientes extremos, y del parámetro  $t^*$  que representa el tiempo de retraso en aplicar la

estrategia. Los autores encontraron que aplicando los parámetros optimizados para la función de Sigmoid en función de la frecuencia, la energía extraída por el elemento amortiguador en un ciclo se mejoraba con respecto al dispositivo sin controlar. Para frecuencias de ola inferiores a la frecuencia natural del dispositivo, el aplicar la estrategia de control por *latching* se incrementaba la energía extraída con respecto a la correspondiente a la frecuencia natural. En este sentido, Kara (2010) observó que aplicando un control discreto por bloqueo sobre un absorbedor puntual se alcanzaba mejorar hasta en un 80% la potencia absorbida para frecuencias inferiores a la natural del dispositivo. Para frecuencias de ola superiores a la frecuencia natural del dispositivo, la estrategia de control por desbloqueo propuesta por Teillant obtiene mejoras de hasta dos órdenes de magnitud con respecto a la energía extraída del dispositivo sin controlar.

La última estrategia clasificada dentro de las denominadas de control sub-óptimo que incluyen el Control en Fase es la denominada *Control Pseudo-continuo*. Esta estrategia consiste en variar la fuerza aplicada por el PTO en función de la posición en la que se encuentra el captador frente a la ola a lo largo de tiempo con el objetivo de seguir la fuerza de amortiguamiento de referencia que maximiza la extracción de energía de cada ola entrante tal como aplica el captador Pelamis (Henderson, 2006). Por tanto, se amplían el número de fuerzas disponibles. Por este motivo también se denomina *Control de fuerza variable en tiempo y amplitud* o *Control Porcupine* (Salter et al., 2002). Esta estrategia fue aplicada inicialmente a un convertidor tipo Pato en un tanque estrecho. En este caso, la estrategia consistió en dividir el ciclo de la ola en 16 partes con lo que para cada tramo (cada 22,5°) podía utilizar una fuerza diferente a través de un coeficiente de amortiguamiento distinto. Fue diseñado para probar métodos de control arbitrarios sobre olas regulares.

En realidad, el control por bloqueo y por desbloqueo se pueden considerar un control pseudo-continuo o de fuerza discreta con tres niveles de fuerza (Hedegaard Hansen & Pedersen, 2013). Estos tres niveles de fuerza corresponderían al nivel de fuerza positiva, negativa y cero de la fuerza aplicada por un único cilindro hidráulico.

Esta estrategia de control pseudo continuo es más complicada de implementar principalmente por la cantidad de elementos necesarios para conseguir un mayor número de niveles de discretización (en la Figura II. 28 se muestran nueve niveles de discretización). Además, la utilización de más componentes dentro del dispositivo aumenta el riesgo de fallo en el funcionamiento del mismo. Aun así, esta estrategia, con un máximo de diez niveles de discretización (Babarit et al., 2009b), ha sido

utilizada en el dispositivo Pelamis a escala real obteniendo hasta 40kW de potencia absorbida media consiguiendo una eficiencia superior al 80% sobre un rango representativo de condiciones de mar (Henderson, 2006). Sin embargo la implementación de esta estrategia con la capacidad de alcanzar hasta diez niveles de discretización en el convertidor SEAREV no consigue mejores resultados que la estrategia de *Unlatching* (Babarit et al., 2009b).

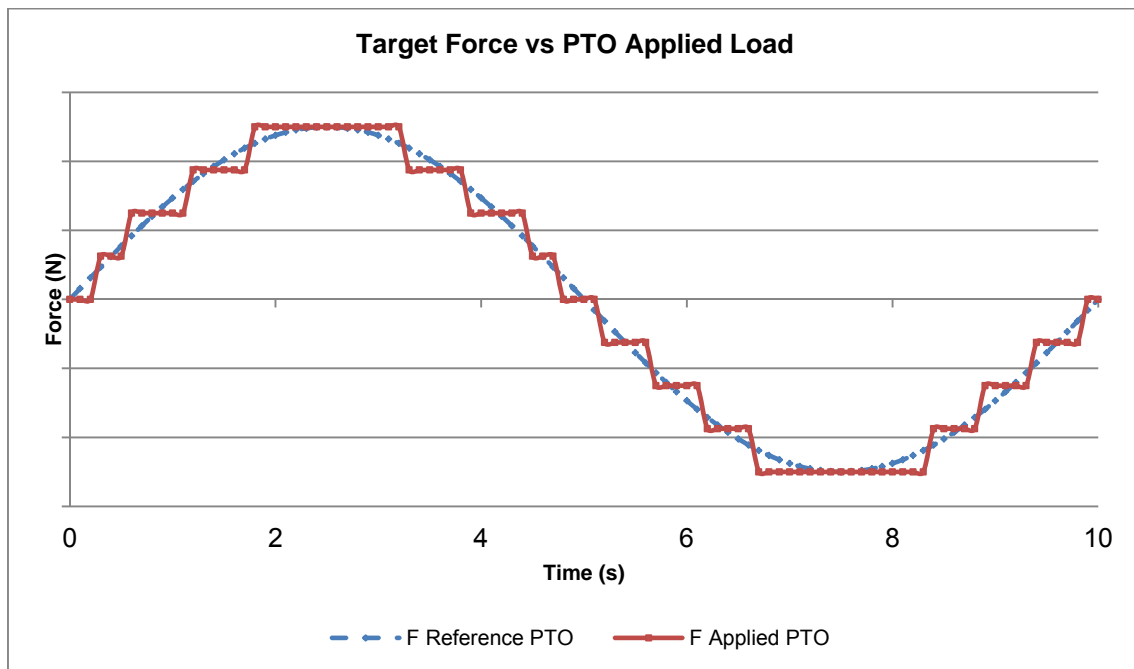


Figura II. 28. Principio del control pseudo-continuo (Hedegaard Hansen & Pedersen, 2013)

Una tendencia más reciente está aprovechando las bondades de los Controladores Predictivos basados en Modelos (CPM) para aplicarlos en los absorbedores puntuales. Este tipo de control utiliza el propio modelo dinámico para resolver un problema de control en lazo abierto en cada paso de tiempo. Consiste en predecir la variable de salida durante un horizonte de control determinado utilizando las entradas y salidas pasadas además de las hipotéticas salidas calculadas en el paso anterior. La función objetivo minimiza la desviación con respecto a la trayectoria deseada dentro del horizonte de predicción (Ruiz, 2006). Gieske (2007) fue el pionero en realizar un estudio numérico sobre el modelo lineal del convertidor denominado Archimedes Wave Swing (AWS). Éste sentó las bases a partir de las cuales otros autores han asociado la función objetivo con la energía producida en el horizonte de predicción, con la idea de maximizarla. En este sentido, Cretel et al. (2010) desarrollaron un CPM para determinar la trayectoria de control óptima en un horizonte de tiempo finito aplicado a un absorbedor puntual semi sumergido. Esta concepción es más realista que la

aplicación de un control por bloqueo para optimizar la potencia extraída de las olas. Esto es debido a que se hace una predicción de la fuerza de excitación en un horizonte determinado mientras que en el caso de estrategias de control por bloqueo ésta se asumía conocida hasta el momento. Los resultados para un horizonte de tiempo de cinco segundos se asemejaban a los resultados teóricos que se obtendrían aplicando un control reactivo teniendo en cuenta olas irregulares y limitando el desplazamiento del absorbedor puntual. Sin embargo la estrategia implementada en este modelo contiene un PTO ideal, sin ser especificado su tipología, de manera que se asume que toda potencia disponible es transmitida por el PTO sin pérdidas de ningún tipo. De sus resultados experimentales basados en simulaciones software, Cretel extrae que las acciones de control aplicadas obtienen valores de energía extraída instantánea de hasta 500kW. Esta extracción de energía puede suponer la necesidad de que el PTO aporte grandes cantidades de energía reactiva, hecho que puede hacer no implementable esta estrategia de control. Algo similar pretenden aplicar Hals et al. (2010) para un cuerpo oscilante esférico semi sumergido. A partir de su modelo de WEC linealizado en el espacio de estados, la predicción de la fuerza que debe aplicar el PTO para controlar la velocidad del absorbedor puntual no consigue obtener buenos resultados. Esto es debido principalmente a que la exactitud en la predicción no es la adecuada según los propios autores. Además, también observan el mismo problema anterior con la acción de control ya que vuelve a requerir potencias reactivas muy elevadas. Recientemente Cretel et al. (2011) han ahondado más en esta estrategia para maximizar la producción de la energía sobre el horizonte de predicción de un absorbedor puntual. Utilizan de nuevo un modelo de PTO ideal y, aunque mejoran la extracción de energía del absorbedor, éste tiene que ser capaz de aportar energía reactiva que alcanza hasta 4MW en algunos momentos de la simulación. Los autores indican que la estrategia es aplicable a cualquier absorbedor que pueda ser modelado linealmente. En este sentido aportan varios resultados de simulaciones con diferentes horizontes de predicción de energía absorbida en función del periodo de ola. Los mejores resultados los obtuvieron aplicando horizontes de predicción de 10 segundos en comparación con 2 o 6 segundos. Para la identificación de los horizontes de predicción adecuados se basaron en las indicaciones establecidas por Price et al. (2009). Éstos identificaron el horizonte idealmente a través de los conceptos y relaciones entre el ancho de banda, donde se encuentra una cantidad de energía determinada, la duración de la señal en el dominio del tiempo y el tiempo de coherencia, definido este último -como el tiempo en el cual la predicción puede ser dada con cierta exactitud.



Un paso adicional en el estudio de este tipo de estrategias de control lo han dado Li & Belmont (2013) al estimar la extracción de energía obtenida en una granja de absorbedores puntuales aplicando este tipo de estrategia de control predictivo basado en modelo. Dentro de su estudio observaron que la aplicación de esta estrategia de control de manera distribuida, e incluso centralizada, en vez de descentralizada, para dos absorbedores puntuales mejoraba la cantidad de energía extraída a lo largo del tiempo entre un 10-18% al tener en cuenta el efecto del uno respecto al otro. En el caso de aplicar una estrategia CPM directamente en cada controlador de cada absorbedor de manera descentralizada, la energía extraída era menor debido a que el controlador no tiene en cuenta el efecto generado en las olas incidentes por el resto de absorbedores puntuales. Recientemente, O'Sullivan & Lightbody (2015) han comparado la utilización de dos estrategias CPM basadas en un retenedor de orden cero (Zero Order Hold, ZOH) y en un retenedor de primer orden (First Order Hold, FOH) utilizando como PTO un generador eléctrico lineal para olas regulares. Estos autores observaron una mejora en la extracción de energía para horizontes de predicción más bajos cuando el CPM fue optimizado en base a la potencia mecánica. Sin embargo, incorporando las pérdidas eléctricas del PTO, observaron que la potencia extraída para frecuencias de olas entre 0,4 y 0,6rad/s era nula, mostrando de nuevo la importancia de incluir modelos de PTO reales que contemplen, en la medida de lo posible, sus pérdidas.

De lo mencionado anteriormente cabe destacar que el punto clave para este tipo de estrategias de Control Predictivo basado en Modelo reside en estimar la fuerza de excitación de la ola sobre un horizonte de predicción determinado. Cabe destacar que el cálculo computacional es elevado y necesita de un buen modelo de la planta (Lopera & Mejía, 2010).

Debido a la proliferación de conceptos basado en granjas de absorbedores puntuales, cabe indicar que en la última década se ha intensificado el desarrollo de estrategias de Control Colaborativo. Estas estrategias consisten en mejorar la coordinación del movimiento de cada absorbedor puntual para incrementar la extracción de cada absorbedor puntual maximizando la energía extraída del conjunto de absorbedores. Evans (1976) y Budal (1977) fueron los primeros en analizar la absorción de energía de las olas para un sistema compuesto de varios absorbedores puntuales. Estos autores observaron que la energía absorbida por cada absorbedor de una granja dependía de las condiciones de los que tenían en las cercanías, debido a que todo absorbedor produce potencia radiada a través de la oscilación del cuerpo (Falnes,

2002c). Los estudios sobre la absorción de energía en granjas de WECs se han centrado principalmente en las de absorbedores puntuales, entre los que caben citar los estudios de Budal & Falnes (1980), Thomas & Evans (1981), Simon (1982), Mciver & Evans (1984), Justino & Clément (2003), Child & Venugopal (2007) y O´Catháin et al. (2007). También ha habido estudios sobre la extracción de energía de Arrays compuesto por dispositivos OWC (Falcão, 2002). Todo ello pone de manifiesto lo importante de este área de investigación. En este sentido, alguno de los últimos estudios relacionados con estrategias de cooperación entre captadores, ha sido realizado por Babarit et al. (2010). Estos autores analizaron la interacción de dos absorbedores puntuales utilizando PTO hidráulicos con el objetivo de determinar la influencia de la distancia del frente de onda en cada uno de ellos en la extracción de energía, tanto para olas regulares e irregulares. Así, estos autores observaron que los efectos generados por la interacción de las olas con los absorbedores puntuales adyacentes pueden mejorar el incremento de la energía absorbida siempre debido al incremento de energía en el captador más próximo al frente de onda. Sin embargo, en la mayoría de los casos la energía absorbida por cada absorbedor se reduce en comparación con la obtenida al considerar los comportamientos aislados de cada absorbedor puntual. Dentro de este campo de aplicación, Cruz et al. (2010), estimaron la extracción de energía para una configuración sencilla de cuatro absorbedores puntuales, de diámetro un metro distribuidos en las esquinas de un cuadrado de lado cuatro metros, sometidos a olas irregulares. Aplicaron una estrategia de control basada en la modificación independiente de los coeficientes de amortiguamiento lineales de cada absorbedor puntual,  $B_{PTO}$ , ajustados en función del estado de mar aplicado. Estos coeficientes de amortiguamiento se mantuvieron fijos para cada estado de mar concreto. Con esta estrategia, llegan a obtener un incremento medio del 4% en la absorción de la energía de la granja con respecto a un caso en el que no se realiza ningún tipo de ajuste.

Por otra parte, utilizando estrategias de control basadas en modelos, Bacelli & Ringwood (2013) han conseguido mejorar la extracción de energía en un 20% cuando se realiza un control global de los absorbedores puntuales teniendo en cuenta el modelo hidrodinámico completo del array con respecto a un control independiente que tiene en cuenta el modelo hidrodinámico aislado de cada absorbedor. En esa misma línea, Li & Belmont (2013) también han desarrollado una estrategia de control para granjas de absorbedores puntuales basadas en modelos predictivos (CPM) con el mismo objetivo de optimizar la energía extraída. Éstos utilizan una función objetivo con dos grados de libertad, por lo que aplicando el algoritmo de optimización en cada

absorbedor puntual, coordinado por un controlador central, mejoran hasta un 18% la cantidad de energía extraída a lo largo del tiempo al tener en cuenta el efecto del uno respecto al otro.

Por último, cabe indicar dentro de otro tipo de estrategias sub-óptimas más sencillas algunas de las citadas por Salter (2002). Una de las más interesantes consiste en aplicar una *fuerza de amortiguamiento proporcional a la velocidad* del captador en función de la fuerza de excitación sobre el mismo. Para ello utiliza el coeficiente de amortiguamiento "*damping coefficient*" lineal que se define como el ratio de la fuerza entre la velocidad o par entre velocidad angular. El objetivo es ajustar este parámetro proporcional a la velocidad para extraer la máxima energía de cada ola. En este caso, cada ola se amortigua con una fuerza variable que depende de la velocidad instantánea del elemento móvil del captador. Si la frecuencia de las olas es la misma que la frecuencia natural del elemento móvil, y si el coeficiente de amortiguamiento es el adecuado, la eficiencia de la extracción será próxima a la óptima según Salter et al. (2002). Estos coeficientes de amortiguamiento pueden ser ajustados por métodos de ensayo y error o medidos a través de un modelo de mar en calma en el que se observa el ratio de fuerza frente a la velocidad del elemento móvil para cada frecuencia encontrada. Este tipo de estrategia se utiliza por algunos investigadores para compararla con respecto a la aplicación de otro tipo de estrategias más avanzadas (Falcão, 2007; Hansen, 2013; Ricci, 2012)

La otra estrategia de control interesante es la denominada *Modulación de la rigidez (Stiffness modulation control strategy)*. Esta estrategia consiste en modificar las características físicas del dispositivo. Es decir, el sistema de control tratará en todo momento de modificar los parámetros asociados al dispositivo para adecuarse al estado de mar presente y optimizar la potencia extraída en todo momento. Esta estrategia es interesante porque ha sido utilizada sobre dispositivos reales. Salter et al. (2002) encontró que modificando la posición del centro de gravedad del captador denominado Pato, se mejoraba la eficiencia de la conversión. Así, colocando el centro de gravedad del dispositivo en una posición elevada, éste produce un efecto de muelle negativo como un péndulo invertido. En el caso de French & Bracewell (1987), la rigidez neumática de un sistema hidráulico se modificaba por medio de válvulas que controlaban el volumen de gas. Una técnica similar se aplicaba en la boya IPS (Suecia), la cual se podía inclinar con respecto al eje vertical para ajustar su rigidez. Los resultados indicaban que esta estrategia multiplicaba por cuatro la eficiencia del

dispositivo con respecto al mismo dispositivo moviéndose únicamente en el eje vertical (Salter & Lin, 1998).

De las estrategias de control mencionadas dentro de este apartado, las estrategias más estudiadas e implementadas actualmente son el Control Reactivo, Control *Latching*, Control *Unlatching*, Control Pseudo-continuo y el Control del Amortiguamiento lineal proporcional a la velocidad. Este tipo de estrategias son también aplicadas en captadores que utilizan dispositivos PTO basados en sistemas oleo-hidráulicos. En el siguiente apartado se estudian estas estrategias de control centradas en dispositivos cuyo PTO consiste en un sistema oleo-hidráulico.

#### **2.4.2. Estrategias de control implementadas con PTO oleo-hidráulicos**

En este apartado se analizan las estrategias de control estudiadas en captadores cuyo dispositivo de conversión de energía es un sistema oleo-hidráulico de alta presión. Las diferentes estrategias citadas anteriormente se van a estudiar, básicamente, en función de los dos tipos de captador puntual más estudiados: absorbedores puntuales con movimiento vertical puro y absorbedor puntual con movimiento angular puro. Ello es debido, por una parte, a la sencillez en la obtención del modelo a través de softwares comerciales, y por otra, al ratio elevado entre potencia convertible y volumen estructural.

Independientemente del PTO utilizado, uno de los objetivos de control más extendidos, se centra en controlar el desplazamiento del captador para absorber la máxima potencia de las olas. En el caso de que el sistema se encuentre bajo estados de mar poco energéticos, es decir, olas pequeñas con altura de ola significativa,  $H_s$ , entorno a un metro, el control facilitará el desplazamiento para desarrollar el máximo recorrido sin sobrepasar la excursión máxima del captador. Por el contrario, para estados de mar muy energéticos, es decir, olas de grandes dimensiones donde  $H_s$  se encuentra entorno a 2,5 metros, se debe limitar la excursión máxima del mismo para protegerlo (Hansen et al., 2011). La caracterización del desplazamiento del captador puede realizarse mediante medidas indirectas proporcionadas por sensores de desplazamiento, incluidos dentro de los propios cilindros hidráulicos, o a partir de sensores que miden el desplazamiento del propio captador.

Otro objetivo de control se centra en manipular la fuerza aplicada por el mecanismo PTO con el propósito también de absorber la máxima potencia de las olas. En este caso, la fuerza del PTO se manipula, por ejemplo, a través de la variación de las presiones de los acumuladores (Henderson, 2006) o variando el área aplicada por los cilindros (Hansen et al., 2013).

Estos objetivos de control se consiguen a través de las estrategias analizadas en el apartado anterior.

Conviene destacar que la potencia instantánea extraída por el mecanismo PTO, denominada también potencia convertida útil (Falnes, 2002c) o potencia absorbida por el convertidor (Babarit & Clément, 2006b; Falcão, 2008), corresponde con el producto de la fuerza de amortiguamiento aplicada por el mismo, por la velocidad del elemento móvil del captador, según se indica en la expresión (2.4),

$$P_{PTO} = F_{PTO} \cdot \dot{x}(t) \quad (2.4)$$

Esta potencia interesa que sea lo más elevada posible para que la eficiencia en la conversión de la potencia extraída,  $\eta_{CONV}$ , sea también elevada. Esta eficiencia se calcula con respecto a la potencia de la fuerza de excitación de la ola incidente,  $P_e$ , teniendo en cuenta la siguiente expresión:

$$\eta_{CONV} = \frac{P_{PTO}}{P_e} = \frac{P_{PTO}}{P_{PTO} + P_f + P_r} \quad (2.5)$$

donde,  $P_f$ , corresponde a las pérdidas del dispositivo de conversión debidas, entre otras, a efectos no ideales, y  $P_r$ , corresponde a la potencia radiada por la oscilación.

Así, a partir del desarrollo del primer convertidor de las olas compuesto por un dispositivo PTO hidráulico diseñado por Falnes & Budal (1978), éstos aplicaron la primera estrategia de control con el objetivo de aumentar la energía absorbida por el convertidor. Mediante el control tipo latching, controlaron la fase de la oscilación del convertidor con respecto a la fase de la fuerza de amortiguamiento asociada al cilindro hidráulico manteniendo cerrada la electroválvula asociada a un acumulador denominado "A" (ver Figura II. 16) en ciertos intervalos del ciclo de oscilación. Esta estrategia de control, aplicada en el absorbedor p+untual experimental Type-E, sólo fue validada para estados de olas regulares ya que para el caso de estados de olas irregulares observaron la necesidad de utilizar un software específico que predijera la fuerza de excitación sobre el dispositivo para determinar correctamente el momento en el que bloquear el dispositivo (Budal et al. 1981; 1982).

El tipo de control anterior también lo estudió Eidsmoen (1996a; 1996b) en sus dos conceptos de convertidor tipo absorbedor puntual. En este caso, el acumulador "A" suministraba aceite cuando la boya se desplazaba hacia abajo. Para ello el algoritmo de control activaba la válvula de control en un momento determinado de la excursión de la boya durante unos segundos en los que la presión del acumulador A disminuía

hasta que la válvula se cerraba provocando el aumento de la presión en el cilindro hasta alcanzar la presión del acumulador de alta presión B. Este aumento de presión en el cilindro contribuía a que la velocidad del captador se encontrara en fase con la fuerza de excitación. Cuando la boya se desplazaba verticalmente hacia arriba, en un momento determinado de la excursión de la boya, se volvía a abrir la válvula de control aumentando la presión del acumulador "A". Éste recibía aceite hasta que el algoritmo decidía cerrar de nuevo la válvula de control, provocando una repentina disminución de la presión en la cámara del cilindro y aumentando el desplazamiento de la boya durante un corto intervalo de tiempo antes de que la fuerza de excitación alcanzara su máximo. En el caso de olas regulares este proceso se repetía para cada periodo de ola. Los autores observaron experimentalmente que al abrir la válvula de control del acumulador "A" un cuarto del periodo natural de la boya antes de que llegue al máximo de la fuerza de excitación y cerrándola cuando la excursión de la boya está en el extremo, se obtenía la producción máxima de energía. En este caso, la velocidad de la boya se encontraba en fase con la fuerza de excitación. El momento de activación de la apertura de la válvula de control dependía de la fuerza de excitación. Éste podía retrasarse para permitir excursiones mayores en el caso de estados de mar poco energéticos o, adelantarse para evitar una excesiva excursión del dispositivo en estados de mar energéticos. Esta estrategia obtenía buenos resultados para el caso en el que el vástago fuera fijado al fondo marino. Sin embargo, para el caso en el que el vástago es fijado a una placa sumergida los resultados no son buenos.

En el caso de utilizar el dispositivo frente a olas irregulares, con el mismo objetivo de absorber la máxima energía posible, Eidsmoen observó la necesidad de desarrollar e implementar otra estrategia de control. Para ello, utilizó como entrada la fuerza de excitación de manera que en olas pequeñas fue capaz de poner en fase ésta con la velocidad de la boya, ajustando gradualmente la fase de la velocidad a medida que la altura de la ola se incrementaba y limitando la excursión del dispositivo.

En el diagrama de la Figura II. 29 se muestra de manera esquemática el procedimiento empleado para determinar el momento de la apertura de la válvula de control en función del movimiento del captador.

Si un valor de la fuerza de excitación estaba dentro de los límites, la válvula de control se abría un cuarto del periodo natural antes de que la boya alcanzase el máximo o mínimo de la fuerza de excitación. Comparando los resultados de esta estrategia de control con los obtenidos por el dispositivo sin control para olas irregulares, el dispositivo proporcionaba un incremento de hasta cinco veces más la potencia

producida para olas de altura significativa,  $H_s$ , inferiores a 3 metros que la potencia producida sin control. Superando los 3 metros de ola, el incremento de potencia con respecto al dispositivo sin controlar se mantenía constante entorno a 5kW, independientemente de la altura significativa de la ola.

De este estudio, Eidsmoen concluyó que era necesario controlar el desplazamiento del convertidor para obtener la máxima energía para olas pequeñas y para proteger el dispositivo contra olas grandes limitando la excursión. También propuso que la obtención de la energía podía ser aún optimizada ajustando mejor los instantes de apertura de la válvula de control debido a que la predicción de la fuerza de excitación de la ola incidente era imperfecta y, en su caso, había sido asumida. En este caso, al igual que en el resto de casos que se mencionarán, el ajuste de los parámetros de control, presiones de funcionamiento, instantes de activación de la válvula de control, etc. deben ser estudiados para cada emplazamiento de convertidor con el objetivo de optimizar la producción de energía y la supervivencia del dispositivo.

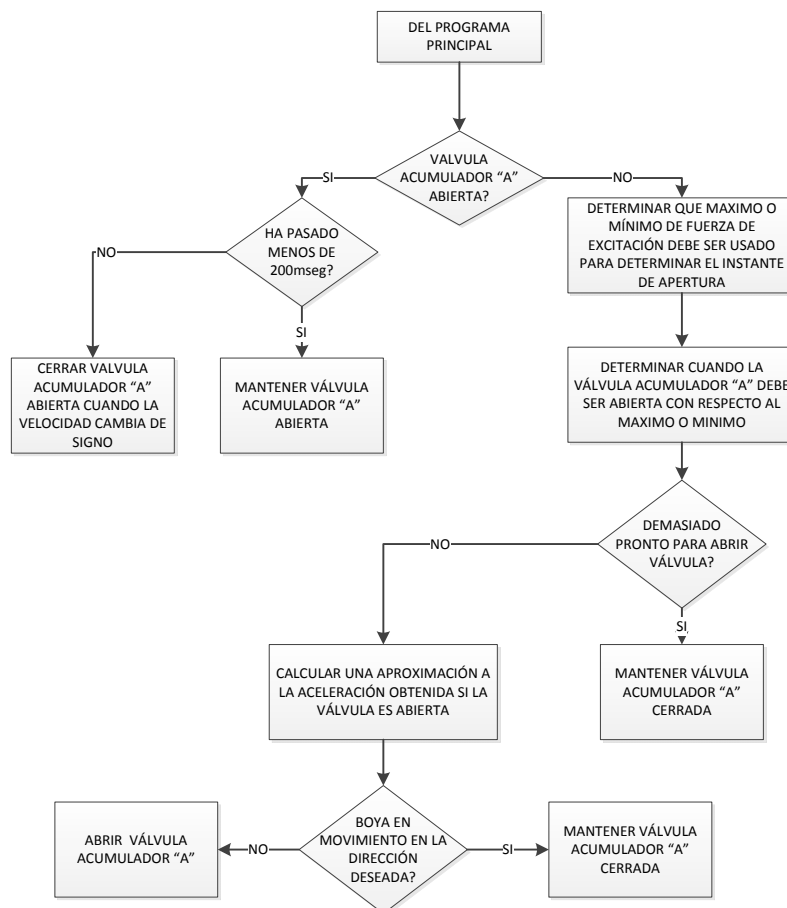


Figura II. 29. Descripción esquemática del procedimiento que controla la válvula de control para el modelo de PTO hidráulico propuesto por Eidsmoen (1996) en olas irregulares.

En el caso del modelo de convertidor cuyo vástago del cilindro hidráulico era fijado rígidamente a una placa sumergida, y ésta con una cadena de amarre al fondo marino, Eidsmoen utilizó las mismas estrategias de control para olas regulares e irregulares tratando de mantener la placa en una posición de equilibrio ya que el cuerpo sumergido no tenía rigidez hidrostática (Eidsmoen, 1996a). Los resultados obtenidos para olas regulares no fueron satisfactorios en tanto en cuanto, en general, la posición media del pistón era negativa para periodos largos de ola, no utilizando la longitud total de la carrera disponible.

En el caso de olas irregulares, aunque la producción de energía tiene un incremento prácticamente lineal con respecto a la altura de ola significativa,  $H_s$ , el procedimiento de control indicado en la Figura II. 29 no es capaz de limitar la excursión en algunos momentos del ciclo de manera que debían actuar los limitadores de final de carrera constantemente. Además, la excursión del pistón tenía un valor medio negativo, indicando que la carrera disponible del vástago no se utilizaba por completo. Este autor también observó que la potencia de salida de este dispositivo controlado es más variable que la correspondiente al caso del vástago directamente unido al fondo marino. Una de las posibilidades que señala el autor para justificar los malos resultados en este concepto de absorbedor puntual se centra en el modelado no adecuado de la fuerza resistente ejercida por la placa dentro de fluidos oscilantes. Esta fuerza es responsable de la potencia disipada correspondiente al amarre del captador y su correcto modelado influye en la potencia extraída.

La estrategia anterior para olas regulares fue también propuesta por Hals et al. (2007) utilizando el modelo de WEC y PTO definido por Engja & Hals (2007) con el objetivo de poner en fase la fuerza de excitación de las olas con respecto al movimiento relativo entre una plataforma y una boya. Por tanto este dispositivo convertidor constaba de 2 grados de libertad. La estrategia de control consistía en utilizar un acumulador extra adicional que proporcionaba caudal o recibía caudal en función del movimiento relativo entre los dos cuerpos. La válvula que gestionaba el volumen del acumulador extra se activaba cuando la velocidad relativa entre los dos cuerpos era cero. La diferencia de presiones cuando se abría la válvula del acumulador extra proporcionaba una aceleración entre los dos cuerpos llegando a poner en fase la velocidad relativa de los dos cuerpos con respecto a la fuerza de excitación. En las simulaciones se observaba que la estrategia conseguía aumentar la potencia útil a la salida del PTO más allá del 100% con respecto a un PTO con sus parámetros optimizados para el emplazamiento definido. Este incremento en la energía útil disponible dependía de la altura,  $H_s$ , y del periodo energético de la ola,  $T_e$ . Cuanto



menor eran los periodos de ola, mayor era el incremento de potencia útil disponible. Al aplicar la misma estrategia de control para olas irregulares los resultados no responden a sus expectativas.

En ese mismo año, Falcão (2007) propuso un algoritmo de control diferente sobre un absorbedor puntual semiesférico basado en un parámetro denominado,  $G$ , que dependía de la fuerza de excitación -considerada constante en su estudio-, del área del cilindro hidráulico aplicado y del caudal a través del motor hidráulico. Optimizando el parámetro  $G$ , en función del periodo energético de la ola,  $T_e$ , de la altura significativa de ola,  $H_s$ , y de la potencia media producida a lo largo de un intervalo de tiempo, diseñó un algoritmo de control manipulando el caudal medio aportado a través de la diferencia de presiones entre el acumulador HP y LP, y el área del cilindro hidráulico. Esta estrategia se caracterizaba por aportar una fuerza de amortiguamiento del tipo Coulomb, que en el caso de un sistema hidráulico, se corresponde a una fuerza de oposición proporcional a la diferencia de presiones existentes entre dos cámaras cuyas presiones van modificándose en función del desplazamiento del vástago. Cuando el vástago comprime el aceite, la presión en el interior de la propia cámara aumenta hasta que supera la presión del acumulador, proporcionando caudal al sistema, inyectando volumen de aceite al mismo, de manera que aumenta la presión en el interior del acumulador y, por ende, en el circuito de alta presión. Los resultados aplicando esta estrategia se aproximaban a los obtenidos aplicando un amortiguamiento lineal optimizado, a través del parámetro  $B_{PTO}$  óptimo. Otra conclusión que debe ser resaltada es que el algoritmo aplicado era independiente de la altura de la ola,  $H_s$ , aunque no del periodo energético,  $T_e$ . Este algoritmo se desarrolló teóricamente obteniendo potencias medias de  $10\text{kW/m}^2$  en estados de mar caracterizados por  $T_e$  de 11 segundos y  $H_s$  de 1 y 4 metros.

Para este mismo tipo de absorbedor puntual semiesférico, posteriormente Falcão (2008) modificó el algoritmo de control anterior introduciendo un parámetro adicional,  $R$ , denominado parámetro de bloqueo. Este parámetro manipulaba la fuerza de amortiguación optimizando la potencia absorbida por el dispositivo en condiciones reales de mar. Esta estrategia consistía en un control por bloqueo, *latching*, con el objetivo de poner en fase la fuerza de excitación sobre el captador y la velocidad del absorbedor puntual. Los resultados obtenidos de las simulaciones mostraban como con esta estrategia se multiplicaba la potencia absorbida media por un factor de cuatro con respecto a la estrategia anterior, semejante al obtenido por el efecto de amortiguación de Coulomb, correspondiente a  $R=1$ . En olas irregulares, sin embargo,

el factor se mantenía entre un 2,3 y 2,8. Esta estrategia necesita elementos mecánicos o hidráulicos que puedan mantener la boya en una posición determinada al menos durante el tiempo requerido. Estas mismas simulaciones muestran que valores elevados de  $R$  (por ejemplo 16, que es el que obtiene como óptimo en su estudio) equivalen a disponer de un sistema de frenado que multiplica por  $R$  la fuerza de amortiguamiento típica del dispositivo PTO en un momento determinado. Estos valores elevados de fuerza pueden hacer inviable este tipo de estrategia. La optimización de estos parámetros, obtenidos en las simulaciones, debe ser contrastada a través de ensayos experimentales con prototipos a escala suficientemente grande como para que puedan incluir el PTO de tamaño adecuado. Una de las ventajas más relevantes de esta estrategia es que es poco dependiente de la altura significativa de ola,  $H_s$ , tal y como se puede observar en los resultados de potencia absorbida media para diferentes periodos energéticos,  $T_e$ .

Partiendo de un modelo de PTO oleo-hidráulico similar al propuesto por Eidsmoen (1996b), Ricci et al. (2008; 2009; 2011) desarrollaron dos estrategias de control con el mismo objetivo de poner en fase la fuerza de excitación y el desplazamiento de un captador puntual, consistente en una boya cilíndrica. La primera estrategia (2008) se basa en la planteada por Eidsmoen pero incluyendo el dispositivo de control en ambos sentidos de movimiento. Cada válvula y, por consiguiente, cada acumulador  $A$  ( $A_1$  y  $A_2$  de la Figura II. 19) se utilizan para una única dirección del movimiento del convertidor y son activadas en instantes concretos del ciclo de oscilación. El resultado óptimo de la apertura de la válvula correspondiente al acumulador  $A$  se debe reflejar en generar un incremento en la aceleración del captador (boya) de manera que el pico de velocidad se alcance con el pico de la fuerza de excitación. Este momento óptimo de activación corresponde teóricamente con el cuarto del periodo antes de alcanzar el pico de fuerza de excitación si no hubiera ningún tipo de inercia o retardo asociado al sistema hidráulico. Sin embargo, en un dispositivo real la determinación de éste instante óptimo no es banal y suele ser empírica debido a que los modelos no son perfectos y que es necesario conocer la fuerza de excitación de las olas (Ricci et al. 2008). Para evitar este problema, que obviamente necesita de la monitorización de las fuerzas de excitación para conocer el pico, el control de activación de la válvula se realiza a través de la superación de un umbral sobre la fuerza de excitación a partir del cual la válvula se abre independientemente de que haya alcanzado el pico o no. Esto fue implementado y validado por Falcão (2008) y Lopes et al. (2009) en sus respectivos modelos de absorbedores puntuales, multiplicando la potencia absorbida en un factor de cuatro para olas regulares.

La segunda estrategia propuesta por Ricci et al. (2009) consistía en controlar la velocidad del motor hidráulico modificando el par del generador con el objeto de optimizar la potencia útil a la salida del PTO. Bajo la acción de olas monocromáticas (regulares), observaron que este sistema tiende a alcanzar una condición estacionaria en la que la velocidad angular a la salida del PTO (motor hidráulico) oscila continuamente respecto a un valor medio. Asumiendo un par constante durante un intervalo de tiempo, se observaba que existe un valor de par que maximiza la potencia proporcionada por el PTO, para una amplitud y periodo de ola específico. Esta estrategia aplicada a olas irregulares reducía la potencia obtenida entre 5 y 10 veces dependiendo del periodo de ola considerado. Sin embargo, la principal desventaja de aplicar un par resistente constante en el generador para estados de mar irregulares consistía en la consiguiente elevada variación de la velocidad del motor hidráulico, pudiendo alcanzar hasta 1200rpm en un minuto. Esta desventaja obliga a seleccionar generadores controlados por accionamientos más caros y específicos que admitan amplios rangos de velocidad. La solución que proponen consiste en implementar un controlador Proporcional-Integral (PI) sobre la velocidad del conjunto motor hidráulico-generador. Sin embargo, los propios autores observan que esta estrategia puede provocar problemas en el motor hidráulico debido a variaciones realmente elevadas en el par aplicado por el generador eléctrico de hasta 130Nm. Aun así, esta estrategia permite conectar el generador más fácilmente a la red puesto que la velocidad del generador es más estable (Ricci et al., 2011).

La aplicación de estas estrategias, ya sea con un único acumulador tipo A o introduciendo dos acumuladores de control (A1 y A2), uno para cada rama disponible del cilindro hidráulico de doble efecto, combinadas con la aplicación de un par resistente del generador, constante y optimizado para un periodo de ola, provocan un mayor desplazamiento del convertidor obteniendo mayores potencias absorbidas por el PTO a costa de reducir su eficiencia hasta un 46%. Esta eficiencia depende de la fuerza umbral seleccionada, correspondiente a la fuerza excitadora a partir de la cual las válvulas que gestionan el conexionado de los acumuladores extra son activadas. Los autores reconocen que la implementación de estos acumuladores adicionales puede aportar una gran complejidad en la fabricación, montaje y control del dispositivo cuyo beneficio debe ser contrastado a través de un análisis de costes.

Estudios posteriores de Cargo et al. (2011) sobre un modelo de captador del tipo absorbedor puntual, utilizando un PTO hidráulico de alta presión que incluía ciertas pérdidas hidráulicas, mostraron que el desplazamiento del captador parece imitar el

efecto de la acción de bloqueo, *latching*. Esto es debido a que el PTO genera un desplazamiento del convertidor con un perfil aproximado a una onda cuadrada, en tanto en cuanto el desplazamiento se mantiene prácticamente constante durante un cierto intervalo de tiempo. En este caso, la fuerza de amortiguamiento de Coulomb aplicada por el PTO, se aproxima a una onda cuadrada observándose los efectos del amortiguamiento en el inicio y el final de la aplicación del par de amortiguamiento. Estos autores también observaron que podían optimizar la energía capturada modificando el desplazamiento del motor hidráulico ya que la manipulación de esta variable les permitía aumentar o disminuir el caudal que atraviesa el mismo. En este sentido, la variación del desplazamiento o cilindrada se traduce, en definitiva, en la modificación de la presión en el acumulador de alta presión, responsable de fijar la fuerza de amortiguamiento variable.

Otro captador estudiado bajo una estrategia de control por *latching* ha sido el denominado dispositivo SEAREV. Este dispositivo se considera como un absorbedor puntual, pero con la particularidad de obtener energía a través del movimiento de cabeceo del captador en vez de un movimiento vertical puro. Así, Babarit & Clément (2006) estudiaron la aplicación de esta estrategia de control para maximizar el desplazamiento del captador. Haciendo uso de la formulación Hamiltoniana y el principio máximo de Pontryagin propuesto en este contexto por Hoskin & Nichols (1986), estos autores observaron que el control por bloqueo basado en la maximización del desplazamiento del captador duplicaba la extracción de energía para olas irregulares. En línea con otros investigadores, también determinaron que la fuerza de excitación sobre el captador debe ser conocida previamente. En este caso asumieron conocer la fuerza excitadora cien segundos antes de manipular la variable de control, esto es, el tiempo en el que se debe aplicar el bloqueo, para maximizar el desplazamiento del convertidor.

Cabe destacar que sobre el dispositivo SEAREV se han estudiado varias estrategias de control. En este sentido, también se ha estudiado la *estrategia de control* consistente en designar una *fuerza fija* permitiendo un *desplazamiento variable*. De manera que, si la fuerza de excitación es capaz de vencer la fuerza fija (umbral), los cilindros absorberán energía. Debido a esta estrategia, el objetivo de este dispositivo consiste en acumular energía a través del almacenaje de aceite bombeado al acumulador de alta presión. Una vez alcanzada una energía determinada (volumen de aceite a una determinada presión) se abre la válvula de control que proporciona caudal a un motor hidráulico acoplado a un generador. La válvula se cierra de nuevo cuando la energía almacenada (volumen) rebasa el límite inferior (Josset et al., 2007).

Estos autores observaron que el dispositivo sólo es capaz de absorber energía si el par generado por el péndulo es capaz de mover el cilindro, cuya fuerza de reacción es proporcional a la presión en el acumulador de alta presión. Por tanto, cuanto menor presión exista en el acumulador de alta presión, mayor será el desplazamiento del cilindro, aportando mayor volumen de fluido al acumulador que almacena el caudal aportado a lo largo del tiempo. Si la válvula que permite el paso del fluido al motor hidráulico estuviera abierta, debido a que se ha almacenado suficiente volumen, el caudal entregado al motor hidráulico será combinación del caudal almacenado por el acumulador y el aportado por el desplazamiento de los cilindros hidráulicos en movimiento. Este estudio pone de manifiesto que la energía extraída depende de la presión en el acumulador de alta presión (HP) y de la carga nominal acoplada al motor hidráulico para cada estado de mar específico. Así, para olas poco energéticas ( $H_s$ , inferiores a 1 metro), establecen presiones en el acumulador HP inferiores a 50 bar pudiendo conectar cargas con una potencia nominal de hasta 100kW, llegando a obtener una energía extraída de 7kWh. Sin embargo, para olas más energéticas ( $H_s$  superiores a 3 metros) los autores concluyen que la presión debe ser superior, alcanzando hasta 100 bar para la misma carga nominal de 100kW. De este modo, la energía extraída por el dispositivo conseguía ser continua, manteniendo presiones por debajo de la máxima y superiores a la presión inicial del acumulador HP, demostrando que el estado de mar era capaz de mover el captador extrayendo energía.

Este tipo de estrategia, basada en establecer una fuerza fija o umbral a partir de la cual el captador absorbe energía, no se puede clasificar como un control óptimo puesto que fuerzas excitadoras por debajo de la fuerza umbral no serán capaces de desplazar el cilindro, por lo que no se desarrollará trabajo alguno. En contraposición, esta estrategia es muy fácil de implementar en este tipo de dispositivos basados en PTO oleo-hidráulicos ya que consiste en ajustar el acumulador de alta presión a la presión más adecuada según el emplazamiento previsto del captador.

También para el dispositivo SEAREV se ha estudiado la estrategia de *control unlatching*, aplicada por Babarit et al. (2009b) siendo comparada con una estrategia de control pseudo continua de hasta diez fuerzas discretas. Controlando el desplazamiento del vástago a través del tiempo en el que el captador se encuentra libre, esta estrategia obtiene casi un 50% más de energía acumulada en olas regulares que una estrategia pseudo-continua con un nivel de discretización ( $H_s=0,5m$ ,  $T_e=8s$ ) debido a que el par del PTO y la velocidad angular del captador son más elevados. En

olas irregulares obtiene un quinto más de energía con respecto al control pseudo continuo en las mismas condiciones.

A pesar de los resultados comparativos obtenidos por Babarit et al. (2009b) otros autores como Schlemmer et al. (2011) y Hedegaard & Pedersen (2013), entre otros, han estudiado las estrategias denominadas *control pseudo continuo* con diferentes niveles de discretización. El primero aplicaba la estrategia a un absorbedor puntual denominado Wavebob (Irlanda) formado por dos cuerpos móviles, mientras que el segundo aplica la estrategia a un absorbedor simple.

Schlemmer et al. (2011) propusieron una estrategia de control consistente en aplicar una fuerza de amortiguamiento variable en función de la velocidad relativa entre los dos cuerpos que forman su convertidor con el objetivo de optimizar la energía extraída. Para ello utilizaron un PTO capaz de proporcionar tres niveles de presión diferentes, uno de los cuales era variable. La estrategia de control constaba de dos fases siguiendo el diagrama de bloques de la Figura II. 30. La primera consiste en proporcionar una fuerza de amortiguamiento proporcional a la velocidad relativa entre el elemento fijo y el elemento móvil del absorbedor puntual. Esta estrategia se aplicaba en condiciones de mar en calma por lo que no almacenaban energía. La segunda fase se corresponde con una fuerza de amortiguamiento prácticamente constante y que depende de la presión seleccionada en el acumulador (tres posibles presiones diferentes: baja presión, alta presión y presión variable). Esta segunda fase se aplicaba en condiciones de mar normales. La estrategia de control se basa en dos niveles de control, uno superior que decide qué módulos (de bombeo y/o generación) están activos a lo largo del tiempo en función de la predicción del estado de mar, y otro de bajo nivel que decide la aplicación de la fuerza de amortiguamiento deseada, ajustando la presión del acumulador de alta presión, y la potencia generada a través del control del desplazamiento del motor hidráulico.

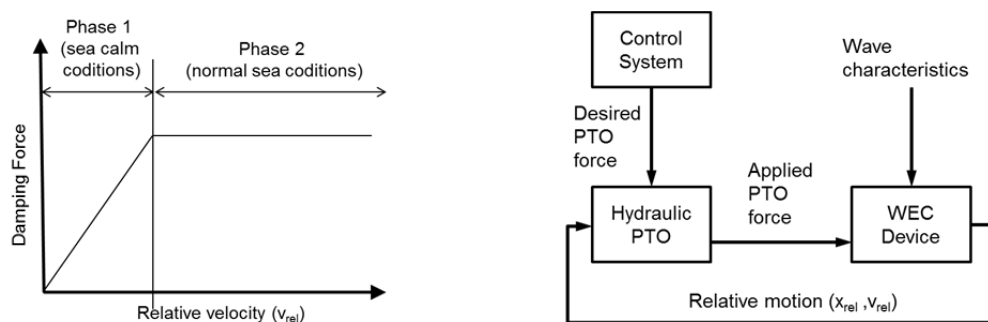


Figura II. 30. Característica de la fuerza de amortiguamiento para el dispositivo Wavebob (izda). Diagrama de bloques esquemático del modelo de simulación (dcha). Schlemmer (2011).

En este sentido, la estrategia propuesta por Schlemmer constaba de dos tareas de control. La primera manipulaba la variable del desplazamiento del motor del circuito de presión variable para controlar la fuerza de amortiguamiento y presión de trabajo deseada en la primera fase. En la segunda fase, esta variable manipulada era fijada a su valor máximo y el control actuaba sobre el desplazamiento del motor de alta presión manipulando el flujo de caudal, la presión del acumulador y, por tanto, la potencia generada por el motor hidráulico a la salida del PTO. Esta estrategia conlleva un compromiso para lograr los dos objetivos contradictorios que subyacen detrás de la propia estrategia: mantener el par constante como sea posible para garantizar la generación de energía según la demanda, o mantener la presión del acumulador tan constante como sea posible para garantizar la generación de manera continua. Las simulaciones que realizaron muestran su efectividad en condiciones de mar irregulares, obteniendo un suavizado en la potencia entregada por el dispositivo PTO sobre la carga del generador. Sin embargo la potencia absorbida normalizada con respecto al máximo de la potencia de la ola no supera el 4%. En condiciones reales estiman que la potencia de salida será menor debido a que no han contemplado en su modelo los rendimientos asociados a los motores hidráulicos y al generador eléctrico acoplado en la salida del PTO.

Por otra parte, Hedegaard & Pedersen (2013) analizaron la energía extraída con un PTO oleo-hidráulico capaz de aplicar entre tres y siete fuerzas discretas diferentes. Otra vez, el objetivo es maximizar la energía extraída a través del seguimiento de la fuerza teórica de referencia. La fuerza aplicada se obtiene de un algoritmo en el que buscan maximizar la energía extraída minimizando el error entre la fuerza continua que se debe aplicar con respecto a las fuerzas aportadas por el PTO dentro del rango estudiado (3, 5 ó 7 fuerzas). Los resultados obtenidos para olas regulares confirmaron que a mayor cantidad de fuerzas discretas el error obtenido entre la fuerza de referencia continua y la fuerza aplicada es menor, optimizando la energía extraída. Los resultados ofrecen unos valores de energía extraída cercana al 100% aplicando los siete niveles de discretización disponibles para cinco estados concretos de mar. Intuyen que estas mismas conclusiones se pueden obtener cuando se aplican olas irregulares aunque el algoritmo para determinar la fuerza adecuada en todo momento puede ser más complicado si no se disponen de los datos de la fuerza de referencia en un determinado horizonte de tiempo.

Uno de los dispositivos más estudiado en los últimos años es el denominado Wavestar (Dinamarca) que, en su formato más sencillo, puede ser considerado como un

convertidor puntual con un movimiento angular oscilante puro. Las estrategias aplicadas sobre este dispositivo van desde el control reactivo hasta el control de amortiguamiento lineal (Hansen, 2013).

Para controlar el captador, Hansen et al. (2011a) inicialmente desarrollaron el PTO con un cilindro simétrico y una bomba-motor hidráulico con desplazamiento variable capaz de seguir una fuerza (par) de referencia producida por un algoritmo que los autores han bautizado como *Wave Power Extraction Algorithms (WPEA)*. Este algoritmo de control se basa en una estrategia de control reactivo sobre el captador aplicando un par de amortiguamiento que maximiza la energía extraída a través de la manipulación de dos valores optimizados de  $B_{PTO}$  y  $k_{PTO}$  que multiplican a la velocidad y posición del brazo que desplaza el cilindro hidráulico. Estos parámetros  $B_{PTO}$  y  $k_{PTO}$  son dependientes del rendimiento del PTO. Mediante un proceso iterativo se determina el rendimiento del PTO y los parámetros  $B_{PTO}$  y  $k_{PTO}$  que optimizan la energía extraída a través del algoritmo *WPEA*. Estos parámetros se obtienen a través de las variables manipuladas del desplazamiento del motor hidráulico,  $\alpha$ , y del par del generador aplicado sobre éste,  $T_G$ . Las estrategias aplicadas para conseguir que la fuerza de amortiguamiento siga la designada por el algoritmo *WPEA*, consiguen extraer energía incluso para condiciones de mar energéticas bajas. Sin embargo la eficiencia del captador se encuentra por debajo del 55% en estos casos. Aplicando una estrategia para maximizar la variable  $\alpha$ , consiguen incrementar la eficiencia del PTO entre el 55 y el 72% en función del estado de mar considerado. Esta estrategia de control frente a una estrategia en el que se aplica un amortiguamiento lineal optimizado (seleccionando el  $B_{PTO}$  que optimiza la potencia extraída) duplica la potencia media extraída. Aun así, el estudio concluye que para situaciones energéticas altas ( $H_s=2,5m$  y  $T_e=5,52s$ ), la eficiencia del PTO modelado no supera el 72% independientemente de la estrategia de control considerada sobre el motor generador.

Posteriormente, para evitar las eficiencias tan bajas obtenidas en el estudio anterior, Hansen et al. (2013) plantearon la misma estrategia de control reactivo a través del algoritmo *WPEA* pero utilizando un PTO formado de cilindros hidráulicos con tres cámaras. Así, estos cilindros hidráulicos podían conectarse a tres acumuladores con presiones diferentes por medio del accionamiento de hasta nueve válvulas de control ON/OFF de alta velocidad. Este PTO era capaz de aplicar hasta trece fuerzas discretas diferentes en una dirección determinada. Para ello utilizaba tres acumuladores de alta presión, ajustados a distintas presiones, conectados a un único cilindro hidráulico de tres cámaras. Por tanto, este PTO sería capaz de aportar



distintos pares de frenado con el objetivo de seguir la referencia de una fuerza de amortiguamiento variable a lo largo del tiempo.

En las simulaciones realizadas por los autores para diversas condiciones de olas aplicando esta última estrategia de control, observan una eficiencia del PTO superior al 90%, siempre y cuando el tiempo de apertura y cierre de las válvulas de control se mantenga por debajo de 15 milisegundos. Este tipo de control, que persigue seguir una referencia de fuerza (par), ya fue aplicado por Henderson (2006) en el PTO que controla el captador Pelamis (Escocia) a través de dos cilindros asimétricos. Estos cilindros absorbían energía en una única dirección obteniendo una eficiencia del PTO superior al 88% aunque sin tener en cuenta, entre otras cosas, las pérdidas por fricción de los cilindros. En este sentido, posteriormente determinaron experimentalmente que la eficiencia del PTO estaba entorno al 70% utilizando varios acumuladores que permiten el control de la fuerza de amortiguamiento de manera escalonada, introduciendo un suavizado de la potencia a la salida del PTO (Yemm et al., 2012).

Cabe añadir que existen pocos estudios que han utilizado un banco de pruebas para contrastar los resultados provenientes de las simulaciones con respecto al comportamiento real del PTO. Las no linealidades existentes en los PTO del tipo oleo-hidráulicos pueden arrojar resultados muy diferentes entre el valor experimental y el simulado. De hecho, Kamizuru et al. (2012) indican lo relevante y necesario de desarrollar bancos de ensayo donde se pueda analizar el comportamiento del PTO real para poder ajustar el modelo de PTO desarrollado. Un modelo completo y validado experimentalmente, permitirá desarrollar una estrategia de control adecuada y válida. Así, Kamizuru et al. (2013) han desarrollado un modelo de PTO experimentalmente contrastado con un banco de ensayos con el objetivo de obtener la eficiencia del PTO frente a las condiciones de dos estados de mar reales (olas irregulares). Los resultados de su trabajo muestran un rango de eficiencia del PTO muy variable, llegando a abarcar entre el 4% y 75% dependiendo de la altura significativa de la ola,  $H_s$ , del periodo energético de la ola,  $T_e$ , y del captador utilizado. Por tanto, es necesario desarrollar estrategias de control que mejoren la eficiencia y optimicen la energía extraída a través del control de la fuerza aplicada por el PTO para el mayor número de estados de mar posibles.

## 2.5. CONCLUSIONES

### 2.5.1. Conclusiones relativas al modelado de convertidores

La formulación teórica para obtener el modelo matemático de los convertidores de las olas, relacionando las fuerzas aplicadas sobre el captador con el movimiento del mismo, se ha desarrollado habitualmente para geometrías de convertidores muy sencillas, centradas en absorbedores puntuales. Fundamentalmente, el análisis hidrodinámico para dispositivos flotantes se basa en la teoría del flujo potencial y en la teoría lineal de las olas. La formulación utilizada es válida sólo para olas pequeñas y movimientos reducidos, presentando inexactitudes cuando los movimientos de los absorbedores son grandes, en general debidos a fenómenos de disipación no-lineal.

Una vez modelado el comportamiento hidrodinámico del captador se debe incluir el modelo del mecanismo PTO, que es el que extrae la energía de las olas, a través de la fuerza ejercida por el mismo durante su desplazamiento.

Los modelos de convertidores de energía de las olas, suelen incluir las pérdidas asociadas al dispositivo como un porcentaje de rendimientos de los elementos principales. En este sentido, cuando se trata de un PTO oleo-hidráulico, no suelen tener en cuenta los efectos de las tuberías de transmisión, así como el aire atrapado en el fluido, retardando la presurización del mismo y, por tanto, afectando a la eficiencia del sistema.

Los resultados experimentales presentados por diversos autores indican que la eficiencia del dispositivo total puede caer hasta un 35% para potencias inferiores a 20kW. Además, estos estudios han mostrado que las pérdidas de presión en los distribuidores y tuberías pueden llegar a alcanzar hasta un 7,6% de la pérdida total de presión en un sistema hidráulico. Por otra parte, el aire residual dentro de los cilindros hidráulicos puede alcanzar hasta un 16% del volumen total del circuito afectando a la presurización del fluido. Estos dos efectos provocan una disminución de la potencia real aportada por los cilindros hidráulicos.

Finalmente, muchos trabajos consideran modelos de PTO con acumuladores de grandes dimensiones. Esto supone asumir que el volumen de aceite y la presión son prácticamente constantes en todo momento. Constructivamente, estas asunciones podrían suponer la colocación de los acumuladores en el exterior del WEC (en el fondo marino, en la costa, etc..). Este hecho provoca la necesidad de utilizar tuberías de elevadas secciones que mantengan las pérdidas de carga en valores reducidos. En este sentido, se recomienda que la longitud de las tuberías sean lo más cortas

posibles llegando a un compromiso que evite la fatiga de las tuberías por el efecto de las presiones pulsadas. Cuando no hay otra posibilidad y es obligatorio tuberías de cierta longitud, es posible reducir su impacto utilizando cilindros de mayor diámetro a costa, otra vez, de aumentar el espacio en la estructura que aloje todo el mecanismo.

Por todo ello, en el modelado de un circuito hidráulico se deben considerar todos éstos efectos y pérdidas, como la fricción del cilindro, la fricción del fluido con las paredes de las tuberías, la pérdida de presión en todo tipo de válvulas y fugas de caudal internas del motor hidráulico entre otras. Todas ellas dependen de las condiciones específicas de operación del circuito hidráulico. La inclusión de los efectos anteriores en el modelo de un PTO aporta un comportamiento más realista del mismo, evitando en la medida de lo posible idealizaciones que pueden resultar en sobreestimaciones de energía extraída.

Por último, hay que indicar que hoy en día existen softwares adecuados en los que los modelos de ciertos componentes hidráulicos están altamente desarrollados, lo que facilita enormemente el trabajo de modelado y simulación. A pesar de ello, para representar el comportamiento lo más cercano a la realidad de un dispositivo PTO hidráulico no lineal, uno de los inconvenientes es modelar correctamente cada uno de los componentes hidráulicos del circuito completo. Para ello es necesario interpretar correctamente los valores de las hojas características proporcionados por los fabricantes con respecto a los utilizados por el software. En muchos casos, esta tarea no es fácil ya que las hojas características están incompletas y es necesario recurrir al fabricante para solicitar más información. Sin embargo, los fabricantes son reticentes a la hora de compartir las características completas de los componentes por lo que es necesario ajustar los modelos. En este sentido, el ajuste debe ser realizado con un banco de ensayos que permita validar el modelo.

Por todo ello, en el capítulo III se describe un nuevo PTO basado en un Array de Cilindros, cuyo modelo incluye las pérdidas anteriormente mencionadas. Este modelo dinámico de PTO contiene los efectos de las longitudes de las tuberías, el efecto del aire atrapado en el aceite y los efectos de las fugas hidráulicas de los componentes utilizados. Para ajustar el modelo del PTO, en el capítulo IV se verifica su comportamiento con respecto a los resultados experimentales obtenidos en un banco de ensayos.

### **2.5.2. Conclusiones relativas al control de convertidores**

La manera más simple de extraer energía de las olas consiste en aplicar una fuerza de amortiguamiento constante, a través de un coeficiente de amortiguamiento fijo optimizado para el emplazamiento considerado. Fuera de esas condiciones, la energía extraída decae fuertemente. Por este motivo es necesario aplicar alguna estrategia de control que optimice la extracción de energía en otras condiciones.

En la inmensa mayoría de los casos, las estrategias de control analizadas son aplicadas sobre absorbedores puntuales, tipo boya cilíndrica o semiesférica.

De todas las estrategias descritas en los apartados anteriores, las estrategias de control más estudiadas por la comunidad científica, corresponden con estrategias de control de fase, ya sea a través del bloqueo, *latching control*, o por desbloqueo, *unlatching* o *declutching control*. Estas estrategias pueden ser fácilmente implementadas con PTO oleo-hidráulicos sin aumentar la complejidad en la fabricación del captador. En estas estrategias el controlador determina el tiempo en el que el mecanismo de bloqueo debe ser activado o desactivado para que la fuerza de amortiguamiento se encuentre en fase con la velocidad de desplazamiento del convertidor.

A pesar de la sencillez en la aplicación teórica de estas estrategias por bloqueo o desbloqueo del captador, existen algunas limitaciones y problemas en cuanto a su aplicación teórica y práctica. En este sentido la formulación teórica del control por bloqueo que formularon Budal y Falnes para olas regulares se basaba en la premisa de que la frecuencia natural del absorbedor era mucho mayor que la frecuencia de la fuerza de excitación. El hecho de que la velocidad del captador esté en fase con la fuerza excitadora puede ser relativamente fácil de conseguir en olas regulares. Sin embargo, para olas irregulares donde no existe como tal una fase específica se complica la aplicación de esta estrategia puesto que la fase debe ser estimada. En la práctica, se debe especificar un valor de fuerza de excitación a partir del cual se aplica el bloqueo o desbloqueo del captador. Para ajustarse a los diferentes estados de mar, el valor del amortiguamiento lineal debe ser variable, lo que requiere disponer de un PTO capaz de modificar la fuerza a lo largo del tiempo. En la práctica, este tipo de estrategias por bloqueo y desbloqueo requieren un mantenimiento costoso y muy continuado en el tiempo por el gran número de operaciones de bloqueo y desbloqueo previsiblemente aplicables. Los problemas debidos al enganche repentino del mecanismo PTO pueden generar ruido y golpes de ariete en el sistema hidráulico reduciendo la vida útil de los componentes. Por otra parte, la aplicación de la

estrategia de control por bloqueo puede originar desplazamientos y velocidades elevados del captador. Por tanto, los cilindros hidráulicos deben ser diseñados para admitir amplios desplazamientos del vástago que pueden constituir un problema sobre el espacio disponible. Además, al aplicar más velocidad al captador se aumentan las pérdidas por efectos viscosos que pueden sobreestimar los resultados obtenidos con este tipo de estrategias.

Las estrategias de control indicadas consiguen aumentar la energía extraída entre un 10% y un 30% frente a la consideración de tratar el mecanismo PTO como un coeficiente amortiguado lineal optimizado constante,  $B_{PTO}$ . Estos resultados dependen del convertidor y de la eficiencia de los componentes utilizados en el PTO puesto que se han estimado mejoras en la extracción de energía de hasta cinco veces con respecto a un dispositivo sin control.

El objetivo del PTO, independientemente de la tecnología utilizada, es transformar la energía altamente variable y fluctuante de las olas, en energía capaz de ser utilizada por generadores convencionales. El dispositivo PTO deber ser capaz de aprovechar la energía existente en las olas adaptándose a su alta variabilidad a lo largo del tiempo. Por tanto, el objetivo de control de estos dispositivos consiste en maximizar la potencia extraída de las olas a lo largo del tiempo, ya sea controlando el desplazamiento del mismo o la fuerza de amortiguamiento aplicada.

Los dispositivos PTO hidráulicos de alta presión identificados en los captadores de energía de las olas desarrollados en la actualidad que admiten esta tecnología, basan su estrategia de control en variar la fuerza de amortiguamiento. Esto se consigue a través de la manipulación del estado de válvulas, ajustando la presión de uno o varios acumuladores, variando el número de cilindros y/o la carga aplicada al motor hidráulico. Este ajuste debe ser ágil con el objetivo de adecuarse al mayor número de combinaciones probables de estados de mar ( $H_s$ ,  $T_e$ ) para un mismo emplazamiento.

La mayoría de los captadores analizados en esta tesis son capaces de modificar la fuerza de amortiguamiento manipulando la presión del sistema. La variación de la presión de operación de la mayoría de PTO oleo-hidráulicos estudiados se consigue modificando el caudal suministrado al acumulador de alta presión o extrayendo caudal del mismo. En otros pocos casos se consigue variar la presión disponiendo de más acumuladores que permiten aplicar varias presiones diferentes. El inconveniente de esta posibilidad consiste en la necesidad de disponer más espacio en el convertidor. En este sentido, la presión de operación está relacionada con la capacidad de

amortiguar y absorber la energía de las olas y suele estar establecida de antemano en función del emplazamiento del convertidor, ajustando la presión de los acumuladores a las presiones que permitan extraer más energía para un emplazamiento concreto.

Aplicando estrategias de control pseudo-continuo se mejora la extracción de energía de las olas al ajustar la fuerza de amortiguamiento, variable a lo largo del tiempo, con respecto a una fuerza de referencia que optimiza la energía extraída. Esto se consigue variando la fuerza de amortiguamiento a través de la combinación de varios cilindros hidráulicos y/o varios acumuladores de alta presión, ajustados a diferentes presiones. Este tipo de estrategias se han implementando en los captadores más avanzados en la actualidad, es decir, Pelamis y Wavestar. En el primer caso, el captador es capaz de utilizar hasta diez niveles de fuerza de amortiguamiento discreta diferentes, mientras que en el segundo son capaces de disponer de trece fuerzas discretas diferentes. En esta estrategia de control se debe ponderar el número necesario de fuerzas aplicables en función del emplazamiento del captador. El aumento en la disponibilidad del número de fuerzas de amortiguamiento aplicables supone aumentar el número de elementos hidráulicos necesarios (cilindros de doble efecto, acumuladores de alta presión, válvulas de control, etc.). Los trabajos realizados hasta el momento con este tipo de estrategias ponen en cuestión su utilidad, por el momento, al obtener eficiencias en la extracción de energía muy variables. La combinación de la complejidad en la implementación de esta estrategia, añadida al aumento de elementos hidráulicos para llevarla a cabo, suponen un hándicap para ser implementada en otro tipo de captadores fuera del Wavestar.

Cabe destacar que los sistemas basados en la extracción de energía de las olas haciendo circular fluidos hidráulicos se caracterizan a menudo por tener eficiencias pobres, entre 4 y 75% dependiendo del emplazamiento y del WEC utilizado. Además, existe una gran diferencia entre la potencia de las olas absorbida media y la correspondiente al pico, que puede alcanzar una relación de 1 a 10. Por estos motivos, se buscan dispositivos PTO aún más flexibles que puedan modificar sus características de amortiguamiento en función del estado de mar con objeto de ser más eficientes.

Aun así, en una gran mayoría de modelos que contienen PTO oleo-hidráulicos, la fuerza proporcionada se sigue modelando como un coeficiente de amortiguamiento lineal dependiente de la velocidad del captador. Esto supone asumir presiones de trabajo invariables en el tiempo. En el caso de querer variar la presión, experimentalmente se observa que es muy lenta, del orden de varios minutos. Esta

variación depende del caudal aportado por el cilindro, que actúa como amortiguador, o extraído a través del motor hidráulico. Aplicando estrategias de control que modifiquen rápidamente el coeficiente de amortiguación, es decir la fuerza de amortiguamiento, adaptándose a cualquier tipo de ola, mejorarán la absorción de energía aumentando la eficiencia energética del convertidor.

Por tanto, es necesario seguir investigando estrategias de control aplicadas en PTOs oleo-hidráulicos de alta presión que permitan ajustar la fuerza de amortiguamiento al emplazamiento del convertidor. La capacidad de aplicar diferentes fuerzas de amortiguamiento a través de la modificación de parámetros relacionados no sólo con la presión de operación, sino modificando el área aplicada de los cilindros activos disponibles o modificando ciertos parámetros geométricos que permitan modificar su desplazamiento, serán un factor determinante.

En consecuencia, el desarrollo de un PTO que amplíe el número de cilindros controlados independientemente, proporcionando una fuerza de amortiguamiento variable dependiente de los cilindros activos, derivará en una mayor adaptabilidad a diferentes estados de mar. Por otra parte, si esta fuerza puede ser además modulada modificando la disposición geométrica de los cilindros con respecto al eje de entrada del PTO la cantidad de fuerzas aplicables se multiplica. Esto contribuirá a una mayor absorción de energía mejorando la eficiencia global del convertidor independientemente del emplazamiento del convertidor.

En este sentido, en esta tesis, se plantea implementar estrategias de control sencillas, a través de un PTO oleo-hidráulico reconfigurable, totalmente novedoso, capaz de aplicar diferentes fuerzas de amortiguamiento en función del estado de mar aplicado. El objetivo es analizar su viabilidad y cuantificar la capacidad de extraer energía de las olas con este nuevo PTO para los estados de mar regulares seleccionados. Para ello es importante conocer qué tipo de estrategias se adaptan adecuadamente al nuevo concepto de PTO no lineal, el cual estará compuesto por un array de cuatro cilindros de doble efecto, tal y como se describe en el siguiente capítulo.

III. DISPOSITIVO DE EXTRACCIÓN DE ENERGÍA  
PROPUESTO. MODELADO CINEMÁTICO Y  
DINÁMICO



### 3.1. INTRODUCCIÓN

Todos los convertidores de las olas basados en cuerpos oscilantes comprenden un mecanismo captador que es controlado a través del dispositivo denominado Power Take-Off (PTO). Este dispositivo PTO extrae energía de las olas oponiéndose al movimiento del captador y delimitando su movimiento.

Como se ha indicado en el capítulo anterior, la mayoría de los dispositivos PTO oleo-hidráulicos utilizados para extraer energía de las olas constan al menos de un cilindro hidráulico, un par de acumuladores de alta y baja presión, un motor-bomba hidráulico y un sistema de válvulas para controlar el flujo de caudal en el circuito.

Este capítulo está dedicado, por una parte, a la descripción de un nuevo sistema PTO oleo-hidráulico compuesto por un array de cilindros diseñado y patentado por Lasa, Antolín & Estensoro (2012). Por otra parte, este capítulo también incluye el modelo cinemático y dinámico del PTO incluyendo gran parte de las pérdidas asociadas a los circuitos hidráulicos.

Este PTO tiene como característica principal que es altamente flexible. Esto es debido a que el PTO diseñado puede ajustarse a las condiciones de mar, no sólo a través de las variables de presión de los acumuladores, sino por medio de la activación/desactivación de áreas distintas proporcionadas por el array de cilindros, proporcionando fuerzas o pares discretos variables. Además, tiene la posibilidad de modificar ciertos parámetros geométricos (en la actualidad manualmente) que ajustan el brazo de par asociado a cada cilindro hidráulico independientemente. El objetivo es disponer de un PTO altamente configurable, capaz de contrarrestar la fuerza de excitación de las olas independientemente del estado de mar predominante.

Partiendo de un movimiento de entrada oscilante, se ha diseñado y fabricado un dispositivo PTO oleo-hidráulico que permite transformar este movimiento de entrada en un movimiento unidireccional de velocidad variable. Además, este PTO permite el almacenaje de caudal excedente en un acumulador de alta presión. Este hecho, supone disponer de cierta cantidad de energía para estados de mar poco energéticos en los que el captador no absorba energía.

Para la validación experimental se ha diseñado un banco de ensayos para el PTO a escala 1:4 capaz de absorber 100kN posibilitando un movimiento de entrada oscilante

de  $\pm 30^\circ$  a una velocidad de 5 rad/s. El sistema de control y supervisión está basado en una plataforma de tiempo real de National Instruments altamente reconfigurable.

A través de este banco de ensayos desarrollado, se ha verificado el funcionamiento del PTO por medio de una batería de ensayos que simula un movimiento oscilante regular asumible por un captador arbitrario de la misma escala. El objetivo último de este banco de ensayos es ajustar el modelo del PTO no lineal con el comportamiento del PTO fabricado para posteriormente plantear estrategias de control.

En este sentido, para obtener resultados fiables cuando se aplique estrategias de control con las prestaciones deseadas, se debe utilizar un modelo de PTO que refleje fielmente el dispositivo real. Esto pasa por incluir el mayor número de pérdidas previstas y las no linealidades existentes, tal y cómo se ha concluido del estado del arte realizado en el apartado 2.5

El desarrollo de un modelo completo y validado por un banco de ensayos real es de gran interés para la comunidad científica de cara a probar nuevas estrategias de control puesto que los resultados serán más cercanos a la realidad en tanto en cuanto el modelo del PTO incluye gran parte de las pérdidas de este tipo de dispositivos.

### **3.2. NUEVO PTO BASADO EN UN ARRAY DE CILINDROS**

El nuevo concepto de PTO oleo-hidráulico se basa en la variabilidad geométrica de los parámetros, L y R, de cada cilindro definido en la Figura III. 1. Además, se basa en la posibilidad de utilizar varios cilindros hidráulicos de áreas diferentes simultáneamente. Los dos primeros parámetros, L y R, son capaces de proporcionar veinte posiciones discretas diferentes para cada cilindro hidráulico. Por otra parte, las características de los cilindros hidráulicos, de áreas diferentes, aportan la capacidad de aplicar al menos hasta diecinueve posibilidades distintas de áreas discretas a través de la combinación de la activación de cuatro bloques de válvulas direccionales independientes, tal como se observa en la Figura III. 2, Figura III. 3 y Figura III. 4. Estas diecinueve áreas son aplicables para cada configuración geométrica.

De esta forma, se logra mayor flexibilidad en la aplicación del par de amortiguamiento al captador, reduciendo o incrementando la fuerza de amortiguamiento aplicada por los cilindros hidráulicos de doble efecto para una misma presión de operación.

Así, las posibilidades mencionadas de áreas aplicadas, conjuntamente con la posibilidad de modificar las variables geométricas correspondientes a las fijaciones de los cilindros hidráulicos de doble efecto, R y L, proporcionan al PTO la capacidad de

utilizar otras variables manipulables independientemente de las variables utilizadas por otros autores. En este sentido, las variables manipulables utilizadas por otros autores son propiamente hidráulicas, tales como: la diferencia de presiones entre el acumulador(es) de alta presión y baja presión, el área de un único cilindro en la mayoría de los casos estudiados (añadiendo o quitando el cilindro), y el caudal aportado al motor hidráulico.

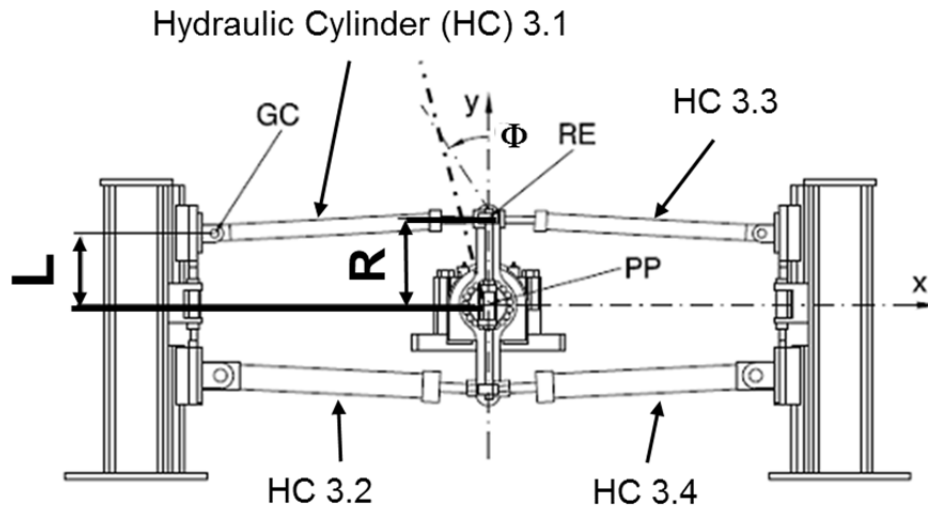


Figura III. 1. Concepto mecánico del PTO hidráulico diseñado y construido (Lasa, Antolín, et al., 2012)

El nuevo concepto se compone de 4 cilindros de doble efecto controlados por válvulas independientes accionadas electrónicamente. Como se observa en la Figura III. 4, esto permite la posibilidad de utilizar al menos hasta diecinueve combinaciones de áreas activas diferentes en vez de una única o dos áreas de aplicación en función de las características físicas del cilindro. Esto es debido a que cada cilindro hidráulico de doble efecto tiene dos áreas distintas, que combinadas con el cilindro colocado simétricamente con respecto a la vertical permite aplicar la misma fuerza independientemente del sentido de giro de la entrada del PTO.

Cuando se utiliza un único cilindro, independientemente del sentido de giro del movimiento oscilante sobre el punto identificado como PP (Pivoting Point) en la Figura III. 1, la fuerza aplicada por el cilindro en su movimiento alternativo será asimétrica debido a que el área de las cámaras de cada cilindro son diferentes. El caudal desplazado por el movimiento oscilante de los cilindros activos será variable por estar relacionado con el área aplicada.

Mecánicamente, los cilindros están fijados por la carcasa a una columna a través de una rótula (GC) mientras que el vástago se fija al elemento del brazo par por un bulón en el punto denominado RE.

Por otra parte, este PTO consta de una válvula proporcional que permite la regulación del caudal que atraviesa el motor hidráulico de cilindrada constante consiguiendo una velocidad de rotación del eje del motor que puede ser constante en función de su regulación, en vez de utilizar un motor hidráulico de cilindrada variable. Se ha elegido un motor de cilindrada fija combinado con una válvula de control de flujo variable debido a que los caudales esperados por el motor hidráulico para este prototipo de PTO a escala 1:4 no se espera que superen los 10l/min, resultando un caudal pequeño para ser controlado por motores de cilindrada variable. De hecho, si los caudales estimados hubieran sido más elevados, la mejor opción sería utilizar un motor de cilindrada variable, cuya velocidad puede ser modificada variando el ángulo de inclinación de la placa estacionaria, aumentando o reduciendo el caudal que circula a través de él.

La Figura III. 2 muestra el esquema hidráulico del PTO propuesto, donde se indican las variables que caracterizan el sistema. En esta figura, los bloques de válvulas (*Valves Block, VB*) contienen los componentes que controlan el aporte de caudal al circuito de alta presión para cada cilindro hidráulico de doble efecto. Cada bloque de válvulas consta de dos válvulas accionadas electrónicamente y de cuatro válvulas antiretorno tal como se esquematiza en la Figura III. 3.

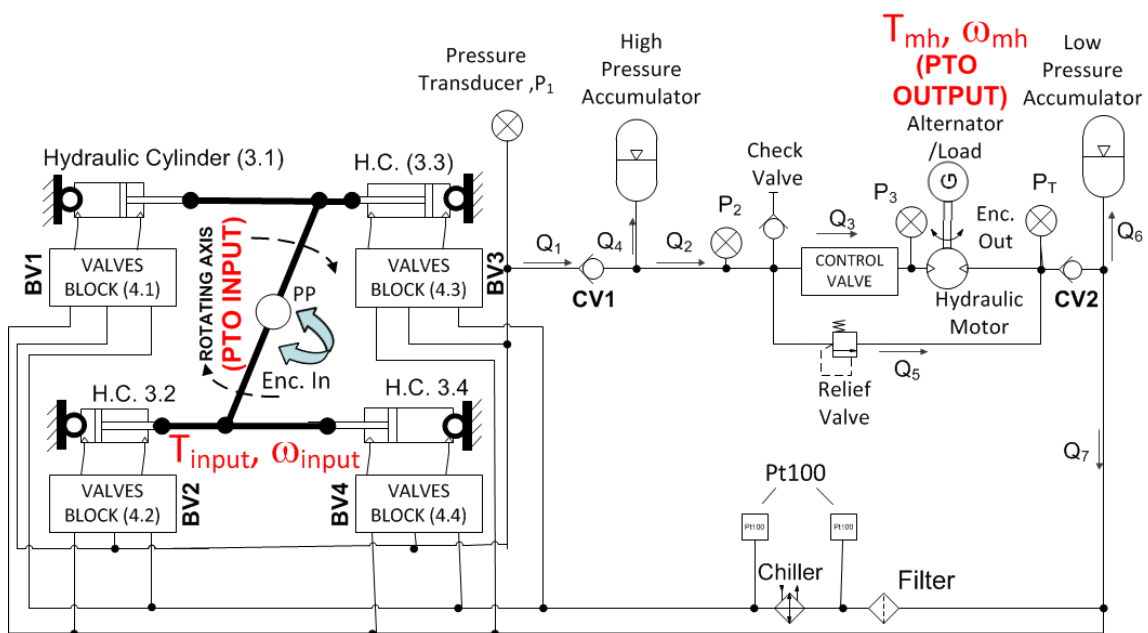


Figura III. 2. Concepto hidráulico del PTO hidráulico ideado

Siguiendo el esquema de la Figura III. 2, el funcionamiento del dispositivo PTO ideado es el siguiente: Por defecto tiene los cuatro bloques de válvulas (*Valves Block*) activos, de manera que si el par aplicado por el captador en la entrada,  $T_{input}$ , es capaz de superar la fuerza de amortiguamiento provocada por el producto de la presión del acumulador de alta presión y las áreas activas de los cilindros de doble efecto, la entrada del PTO,  $\omega_{input}$ , empieza a girar absorbiendo energía.

La función de las válvulas antiretorno es proporcionar caudal en una dirección concreta dependiendo del estado de la válvula accionada eléctricamente. Así, si las válvulas no están accionadas, el cilindro está aportando caudal al circuito de alta presión y recibiendo caudal del acumulador de baja presión. En caso contrario, si las válvulas están accionadas, el cilindro vierte el caudal al circuito de baja presión, no generando potencia útil.

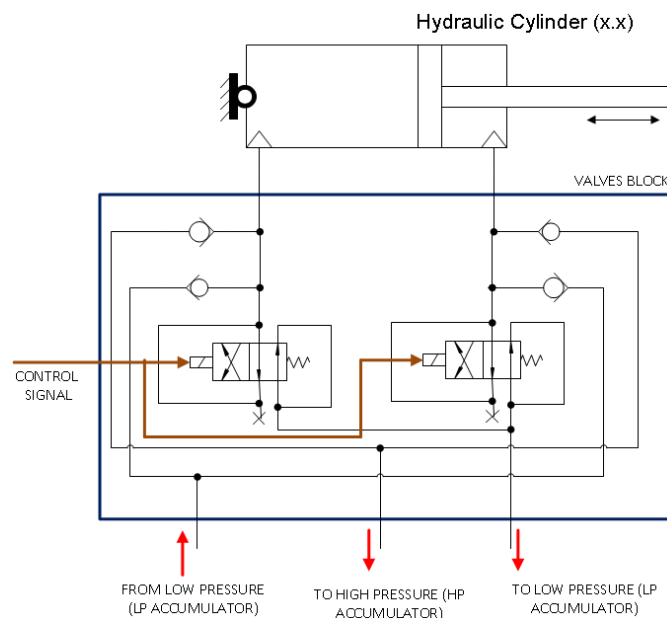


Figura III. 3. Esquema del bloque de válvulas que controla el aporte de caudal.

Si el par aplicado por el captador,  $T_{input}$ , a la entrada del PTO es capaz de hacer girar la biela en torno al eje de rotación, definido como PP (*Pivoting Point*), ésta desplazará los vástagos de los cilindros hidráulicos, haciendo fluir un caudal,  $Q_1$ , que es proporcional a la velocidad lineal de desplazamiento del vástago y a las áreas activas de éstos, a su vez, dependientes de la dirección de rotación. Este caudal se distribuirá en función del estado de la válvula de control (*Control Valve*). Si esta válvula se encuentra completamente cerrada, el caudal producido por el movimiento de los cilindros se verterá al acumulador de alta presión (*High Pressure, HP*) siempre y cuando no se supere la presión límite establecida en la válvula limitadora de presión

(*Relief Valve*). De esta manera se estaría almacenando energía al aumentar el volumen de aceite dentro del acumulador provocando un aumento en la presión de éste,  $P_2$ , a costa de reducir el volumen del acumulador de baja presión, disminuyendo su presión,  $P_T$ .

Por el contrario, si la válvula de control se encuentra completamente abierta, todo el caudal aportado por los cilindros atravesará el motor hidráulico haciéndolo girar a una velocidad que será proporcional a la cilindrada del motor y al caudal,  $Q_3$ , que lo atraviesa. Este motor hidráulico es el que mueve en última instancia un generador eléctrico para proporcionar energía eléctrica a la red.

En un término intermedio, si la válvula de control que suministra el caudal al motor de cilindrada fija se abre un cierto porcentaje, el caudal suministrado por los cilindros activos en su movimiento,  $Q_1$ , se distribuye tanto por el acumulador de alta presión,  $Q_4$ , por la válvula limitadora de presión,  $Q_5$ , (en este caso, si la presión es superior a la presión límite establecida en la válvula limitadora) y por el motor hidráulico,  $Q_3$ .

La potencia de salida del PTO, potencia útil, es la potencia generada por el motor hidráulico, siendo proporcional a la diferencia de presión,  $P_3 - P_T$ , entre la entrada y salida del motor (*Low Pressure, LP*), y al caudal que lo atraviesa,  $Q_3$ .

En este diseño, la variación de L y/o R (ver Figura III. 1) así como el número de cilindros activos hace modificar el par (o fuerza) de amortiguamiento del PTO sobre el captador, influyendo a su vez en el caudal aportado por los cilindros activos, en tanto en cuanto el desplazamiento efectivo del cilindro hidráulico depende de esos parámetros geométricos. La variación de los cilindros activos proporciona hasta diecinueve áreas diferentes con capacidad de aumentar la fuerza de amortiguamiento y el caudal hasta 50 veces más modificando las áreas activas según la Figura III. 4.

En el caso de utilizar varios cilindros hidráulicos de diferentes dimensiones (diferentes áreas de pistón y anular), al modificar las variables hidráulicas de entrada, esto es, el área equivalente (áreas de los cilindros hidráulicos activos en el sentido del movimiento), la presión del acumulador de alta presión, la velocidad de la llanta o volante ( $\omega_{input}$ ) y el ángulo desplazado respecto a la vertical ( $\Phi$ ) se ven afectadas las variables de salida del PTO, es decir, caudal en el motor hidráulico,  $Q_{MH}$ , y par ejercido por el motor hidráulico,  $T_{MH}$ , independientemente de la estrategia de control aplicada.

Para el diseño del PTO se ha tenido en cuenta el comportamiento del mar cantábrico, con la intención de poder extraer energía de dispositivos a escala 1:4 que produzcan

un movimiento oscilante (variación de  $\Phi$ ) como el indicado en la Figura III. 1. Colocando el apoyo pivotante del cuerpo de los cilindros a una distancia proyectada de aproximadamente 700mm con respecto al eje de rotación, PP, este dispositivo es capaz de absorber desplazamientos angulares de  $\pm 26,85^\circ$  ejerciendo un par de  $\pm 9450\text{Nm}$ . En el caso de ser un dispositivo a escala 1:1, el desplazamiento angular sería de  $\pm 26,85^\circ$  con un par de  $2419,2\text{kNm}$  ( $9450\text{Nm} \cdot 44$ ) siguiendo las leyes de escalado de Froude (Pace, 2011).

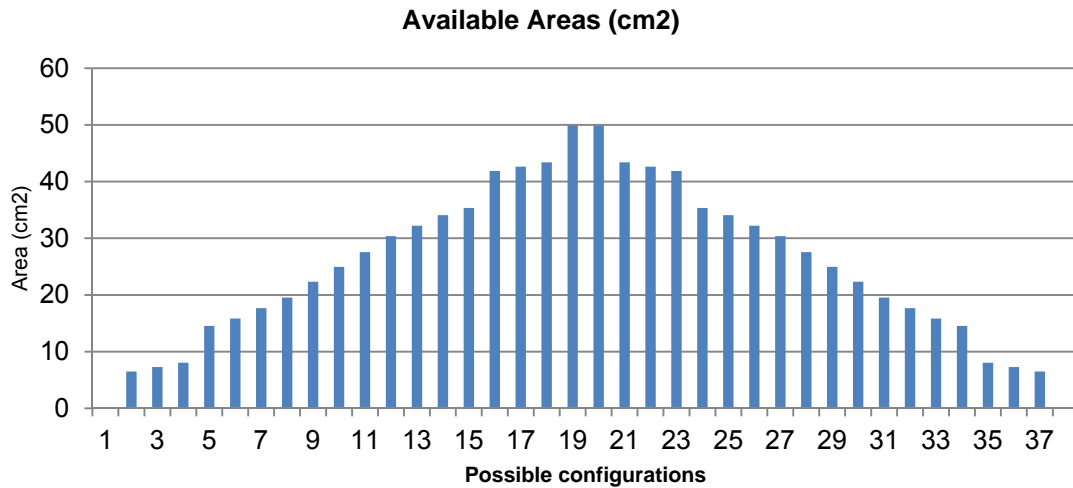


Figura III. 4. Áreas disponibles en función de la activación de los cilindros disponibles

La Figura III. 5 muestra el PTO fabricado, compuesto de los cuatro cilindros hidráulicos de doble efecto amarrados a dos columnas verticales y un sistema oscilante. En la figura también se distingue el armario de control que contiene todos los elementos eléctricos para supervisar y controlar el PTO. Este armario está sujeto a una estructura en la que se puede diferenciar los acumuladores de alta y baja presión, los bloques de válvulas para cada cilindro hidráulico y el motor hidráulico de cilindrada fija entre otros elementos. Se puede obtener información detallada sobre la construcción del PTO en la tesis realizada por Lasa (2012).

El sistema PTO diseñado se puede representar en un diagrama de bloques tal y como se indica en la Figura III. 6. Esta figura contiene los dispositivos hidráulicos anteriormente mencionados así como los interfaces mecánicos para unir la entrada y salida del PTO con el captador y la carga respectivamente. Además se identifican las principales señales monitorizadas (tales como, presiones, velocidades angulares y fuerza de la entrada del captador) y manipuladas (%Valve Aperture, Selection Area Control) por el dispositivo de control.

El sistema de control y supervisión está basado en una plataforma de tiempo real de National Instrument altamente reconfigurable, con un controlador cRIO-9074. Esta plataforma es fácilmente programable a través del entorno gráfico basado en LabVIEW con la ayuda de los paquetes adicionales de LabVIEW RT y LabVIEW FPGA. Para supervisar y controlar todas las variables relevantes identificadas, se han seleccionado las tarjetas de entradas y salidas analógicas correspondientes capaces de admitir las señales de presión, velocidad, temperatura, y manipular la apertura de la válvula de control. Así mismo se han seleccionados las tarjetas de entradas y salidas digitales con el objeto de visualizar estados de válvulas, alarmas y poder actuar en cada instante sobre el estado de los cilindros hidráulicos a la entrada del PTO.



Figura III. 5. PTO y armario de control.

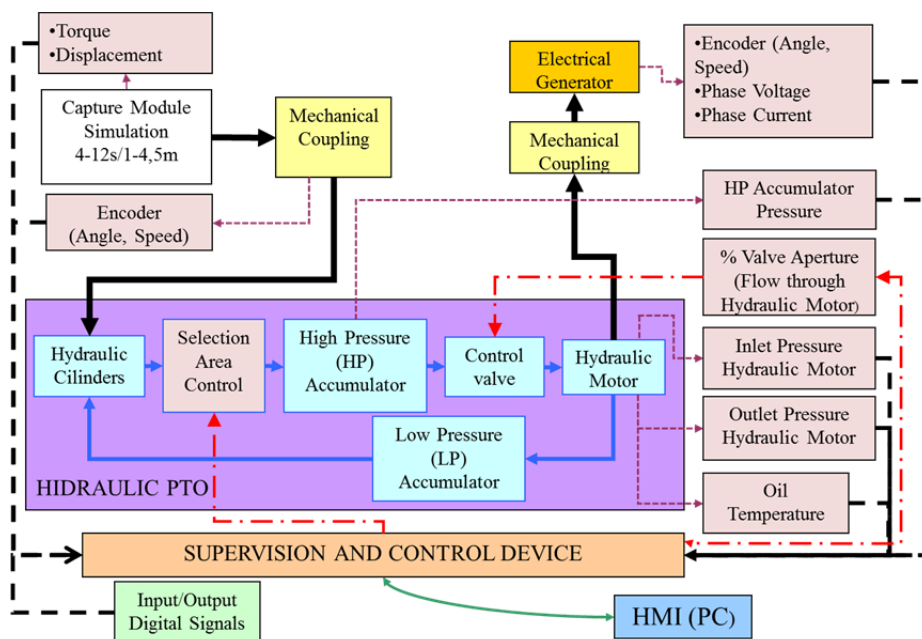


Figura III. 6. Diagrama de bloques del PTO. Principales componentes y señales.



Este dispositivo PTO puede considerarse como un sistema basado en cilindros con desplazamiento discreto al disponer de diecinueve áreas distintas. Conceptualmente hablando es muy similar al que recientemente han propuesto Hansen et al. (2013). Sin embargo, a diferencia de los otros autores, los cilindros propuestos en este trabajo son de diseño convencional, con dos cámaras, activadas cada una en función del sentido de desplazamiento del cilindro. En este caso, el caudal y fuerza discreta otorgada depende de la cantidad de cilindros de doble efecto activos en vez de combinaciones de áreas de cilindros de tres cámaras cuya presión se selecciona activando válvulas controladas electrónicamente conectando cada área a acumuladores de presión ajustados a distintas presiones. Este PTO es capaz de proporcionar hasta diecinueve fuerzas discretas frente a las trece aportadas por Hansen.

Además, el par aplicado por los cilindros activos puede ser variado por medio de los parámetros geométricos, R y L, actualmente de manera manual, que sitúan cada cilindro con respecto al eje de rotación en una posición determinada. Esto permite conseguir pares diferentes adicionales en contraposición con los aportados por los otros autores a través de la utilización de tres acumuladores de alta presión tarados a diferentes presiones.

### **3.3. PROTOTIPO DESARROLLADO**

Experimentalmente se ha construido un banco de ensayos a escala 1:4 para validar el funcionamiento del PTO. Este banco de ensayos es capaz de absorber 100kN posibilitando un movimiento de entrada oscilante de  $\pm 30^\circ$  a una velocidad de 5 rad/s.

El banco de ensayos consiste en un actuador hidráulico de doble efecto, de hasta 100kN, que acciona un sistema piñón-cremallera a través de un patín mecánico para provocar un movimiento angular alternativo. Este movimiento angular presiona los vástagos de los cuatro cilindros hidráulicos de doble efecto, que actúan como bombas de presión, inyectando aceite en el circuito de alta presión del PTO, fabricado por la empresa HINE Renovables S.L. El actuador que acciona el sistema piñón-cremallera es configurado para aplicar un movimiento sinusoidal de una amplitud y frecuencia determinado.

Las señales presentes en el dispositivo PTO, tales como las presiones de circuito hidráulico, velocidad de entrada y salida, caudales, etc... son monitorizadas, supervisadas y controladas por el sistema de tiempo real mencionado en el apartado anterior. Dentro de este controlador también se monitorizan las señales

proporcionadas por el banco de ensayos y que consisten en la fuerza y el desplazamiento aplicado por el actuador hidráulico externo de doble efecto. Este actuador aplica el movimiento de entrada al PTO. Las señales obtenidas en los diferentes ensayos experimentales, para diferentes movimientos regulares sinusoidales, se almacenan para el posterior análisis y ajuste del modelo que se detalla en el capítulo siguiente.

La Figura III. 7 muestra el banco de ensayos donde se puede identificar el actuador de doble efecto que acciona la entrada del PTO a través de un sistema piñón-cremallera. Dentro de la figura se indican los componentes principales del PTO tales como: el sistema de cilindros hidráulicos fijados a unas columnas, los acumuladores de alta y baja presión, los bloques de válvulas y el armario eléctrico que contiene los dispositivos para la supervisión y control del PTO.

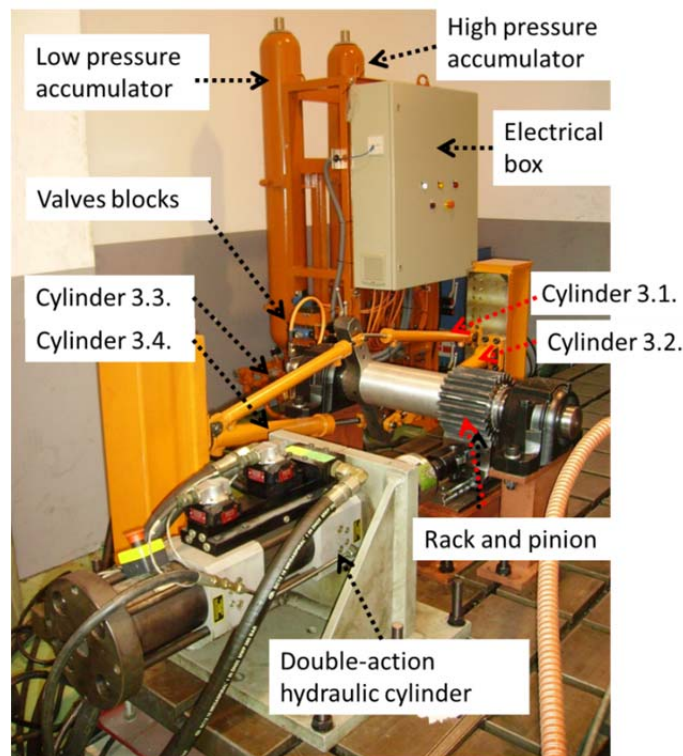


Figura III. 7. PTO Hidráulico. Elementos principales del banco de ensayos

La Figura III. 8 muestra el interfaz de usuario desarrollado en LabVIEW a través del cual se puede acceder al estado de todas las señales indicadas en la Figura III. 6 así como a la manipulación del estado de los cilindros hidráulicos y la válvula de control. Este interfaz de usuario consiste en seis pantallas de las que destaca “Hydraulic” y “System” (ver Figura III. 8 y Figura III. 9 respectivamente). La primera contiene toda la información relativa al estado del circuito hidráulico a través de un sinóptico, mientras que la segunda muestra el estado de todas las señales del sistema. Otras pantallas

destacables son las denominadas “Configuration” y “Alarms”. La primera contiene la configuración geométrica de los cilindros y los parámetros que definen los mismos así como los parámetros que definen los acumuladores, esto es el volumen y la presión de precarga. La segunda corresponde a los estados de alarmas del sistema.

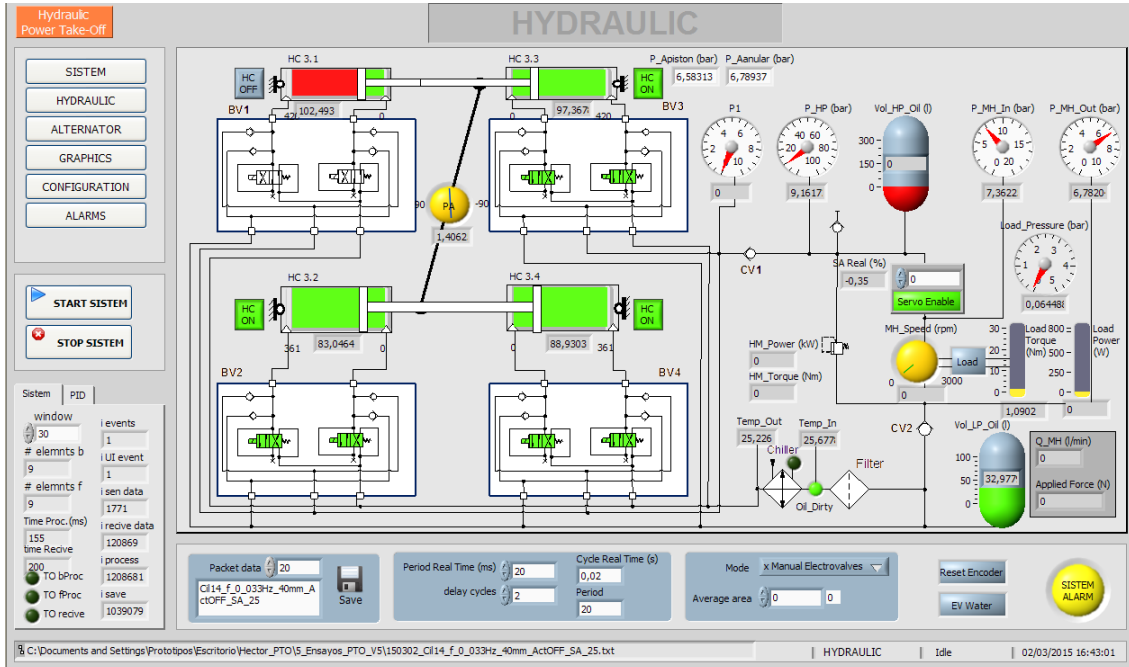


Figura III. 8. Interfaz de usuario. Pantalla principal

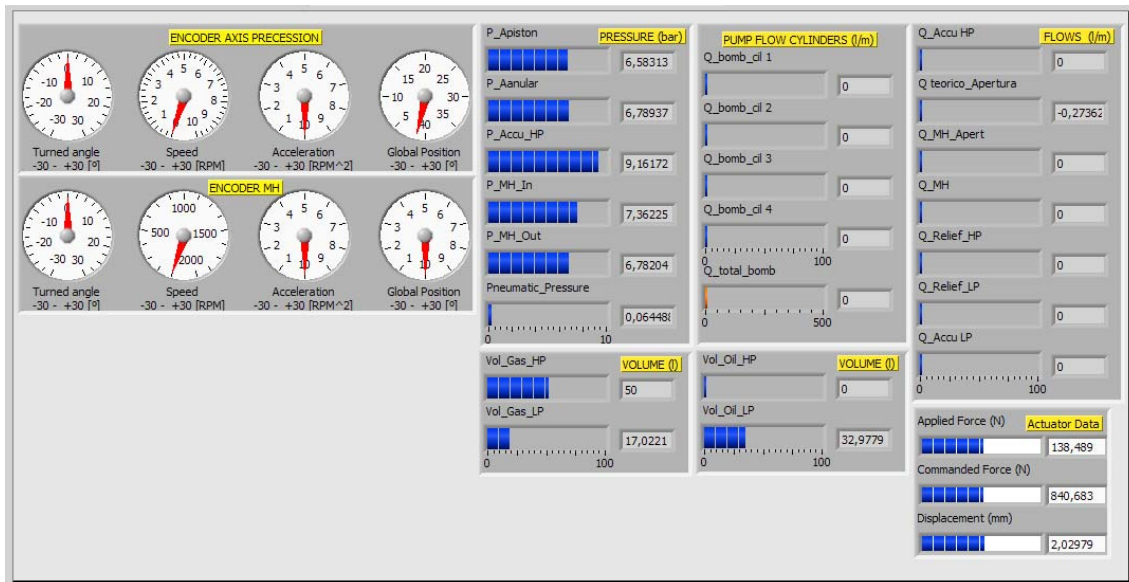


Figura III. 9. Interfaz de usuario. Pantalla “System”

### **3.4. MODELADO CINEMÁTICO Y DINÁMICO DEL PTO PROPUESTO**

En este apartado se describen brevemente los fundamentos de la herramienta de modelado que se ha utilizado para el modelado del dispositivo hidráulico indicando algunas particularidades asociadas al software de manera que se puedan tener presentes sus limitaciones.

Una vez descrita la plataforma de modelado, se detalla el modelo del nuevo PTO que contribuirá a ajustar la fuerza aplicada al elemento captador. El modelo se desarrolla utilizando librerías de SimHydraulics y Simscape, mostrando el funcionamiento del dispositivo en lazo abierto para diferentes condiciones de funcionamiento. El modelo desarrollado se divide en dos bloques: el modelo cinemático basado en ecuaciones trigonométricas donde aun no se tiene en cuenta la dinámica y el modelado dinámico propiamente hidráulico del dispositivo. En este apartado se identifican las variables de entrada y salida, a partir de las cuales se seleccionarán las variables de control o manipuladas y las variables de proceso o controladas para el desarrollo de las estrategias de control del capítulo siguiente.

#### **3.4.1. Fundamentos de la herramienta de modelado**

El modelo del nuevo PTO se ha desarrollado bajo el entorno de Simulink utilizando las herramientas proporcionadas por el módulo SimHydraulics® y desarrollando algunos componentes por medio del lenguaje Simscape, herramienta que se encuentra incluida dentro del mismo entorno de desarrollo (The Mathworks, 2008b).

Este software específico, SimHydraulics®, se basa en una aproximación del entorno de modelado de Simscape™, que contiene librerías de componentes básicos utilizados en sistemas oleo-hidráulicos y eléctricos con la ayuda de bloques elementales mecánicos para la simulación de movimientos unidimensionales lineales y rotacionales. Estas herramientas funcionan bajo la plataforma de Simulink y pueden intercambiar resultados con el resto de familias de bloques de MATLAB y Simulink de manera concurrente.

El software SimHydraulics® realiza análisis transitorios de sistemas hidromecánicos en los que se pueden utilizar bloques pertenecientes a librerías de alto nivel o en los que se pueden construir actuadores específicos a través de bloques pertenecientes a librerías de bajo nivel. Al construir un modelo en SimHydraulics® se utilizan una combinación de bloques pertenecientes al propio SimHydraulics, al Simscape y a la librería de utilidades de Simscape.

Este entorno de desarrollo para sistemas oleo-hidráulicos provee la capacidad de modelar y simular un dispositivo oleo-hidráulico como una red física uni-dimensional. Además, está específicamente desarrollado para cubrir escenarios de modelado en los que se necesita controlar actuadores hidráulicos de un sistema complejo que combine elementos eléctricos y mecánicos.

De acuerdo con esta aproximación de red física, cada elemento o componente es representado como un elemento funcional que interactúa con otros intercambiando energía a través de sus puertos o conexiones. En este sentido, este fundamento de modelado se comporta como los modelos que son generados por los diagramas de vínculos, *bondgraphs*.

Estos puertos son no direccionales imitando las conexiones físicas entre elementos, de manera que no es necesario especificar la dirección del flujo. Sin embargo cada variable del sistema se caracteriza por su magnitud y signo. Éste último resulta de la orientación del medidor.

El número de puertos para cada elemento se determina por el número de flujos de energía que se intercambian con otros elementos del sistema y depende del grado de idealización del sistema (Karnopp et al., 2006a). Un flujo de energía se caracteriza por sus variables que pueden ser de dos tipos, variables que se miden con un medidor conectado en paralelo o variables que se miden con un medidor conectado en serie. El producto de estas variables coincide con la energía en vatios, que en el caso de un sistema hidráulico se corresponden con la presión y el caudal respectivamente.

Los modelos desarrollados a través de Simhydraulics se pueden interconectar a elementos básicos hidráulicos, eléctricos y de movimiento lineal y rotacional pertenecientes a la librería *Simscape Foundation*. En el caso de querer visualizar variables o introducir fuentes de señal, se utilizan unos bloques denominados PS-Simulink Converter y Simulink-PS Converter, respectivamente, que transforman los valores físicos de las señales en variables comprensibles por Simulink y viceversa, en las unidades seleccionadas en los propios bloques de conversión.

Sin embargo, hay que tener en cuenta que el software SimHydraulics tiene una serie de asunciones y limitaciones. En este sentido, esta herramienta no tiene la capacidad de modelar sistemas de transporte de fluidos, sistemas de parámetros distribuidos y sistemas para suministro de agua o alcantarillado. Sin embargo, ninguna de las limitaciones anteriores afecta al modelado requerido.

A pesar de la sencillez de esta plataforma de modelado, el software se basa en asumir que la temperatura del fluido permanece constante durante el intervalo de la simulación, hecho altamente considerado y razonadamente aplicado por los autores estudiados. Por tanto, la temperatura se establece como un parámetro configurable en el modelo así como la cantidad de aire atrapado o disuelto en el aceite considerado (The Mathworks, 2008a).

En el desarrollo del modelo se han introducido áreas de fuga a través de los coeficientes de descarga que mejoran la eficiencia computacional y evitan, incluso, fallos en la computación del modelo manteniendo la integridad numérica del sistema. Este parámetro se encuentra implementado en todos los bloques de válvulas direccionales, bloques de válvulas controladas por flujo o presión, y en la mayoría de los orificios que pueden utilizarse como elementos que provocan pérdida de presión simulando el efecto de las tuberías.

Por último, cabe mencionar que el modelo desarrollado en SimHydraulics necesita al menos un bloque correspondiente a la configuración de *Solver* perteneciente a la librería de utilidades de Simscape. En el caso desarrollado se ha experimentado con varios *solver* disponibles encontrando que para la aplicación modelada el *solver* más adecuado resulta ser *ode15s*. Se trata de un solver implícito continuo de paso variable que es muy adecuado para resolver fórmulas de diferenciación numérica (NDFs).

Para facilitar el desarrollo del modelo, éste se ha ido construyendo a partir de un modelo ideal básico al que se le han ido incorporando componentes más realistas que incluyen la compresibilidad y la inercia del fluido así como otros fenómenos que describen el modelo real, aplicando el denominado modelado incremental.

En los siguientes apartados se describe, en primer lugar, el modelo completo del PTO así como las variables que definen el dispositivo. Posteriormente, se detallan los modelos cinemático y dinámico

### **3.4.2. Modelo cinemático y dinámico del PTO propuesto**

Considerando un único cilindro hidráulico de doble efecto y, despreciando el efecto que puedan realizar ciertos componentes de refrigeración y filtrado del aceite, así como otros elementos auxiliares no incluidos en la Figura III. 1 y Figura III. 2, el modelo del PTO se reduce al indicado en la Figura III. 10. Este modelo incluye las variables geométricas,  $R$  ( $OB$ ) y  $L$  ( $AC$ ), que permiten modificar el brazo de par,  $r$ , para una distancia fija  $OC$  y para las dimensiones específicas del cilindro considerado.

La Figura III. 11. incluye los cuatro cilindros hidráulicos indicados en la Figura III. 2, resultando así el modelo completo del PTO hidráulico diseñado. En esta figura se observan las variables de entrada al modelo del PTO, así como las variables de salida, todas ellas definidas a continuación.

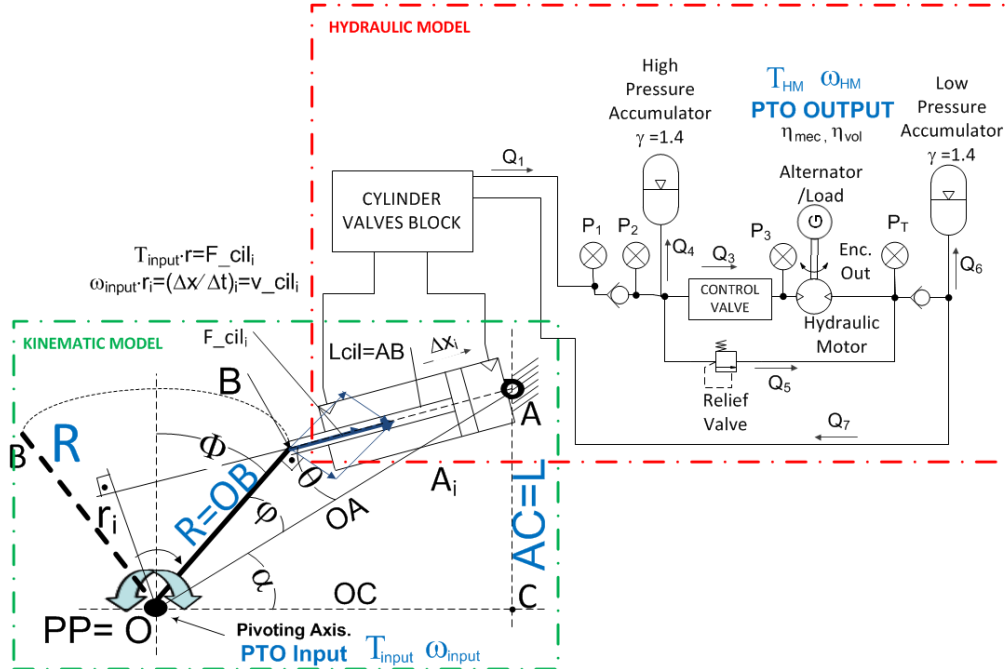


Figura III. 10. Modelo del PTO hidráulico ideado con un único cilindro

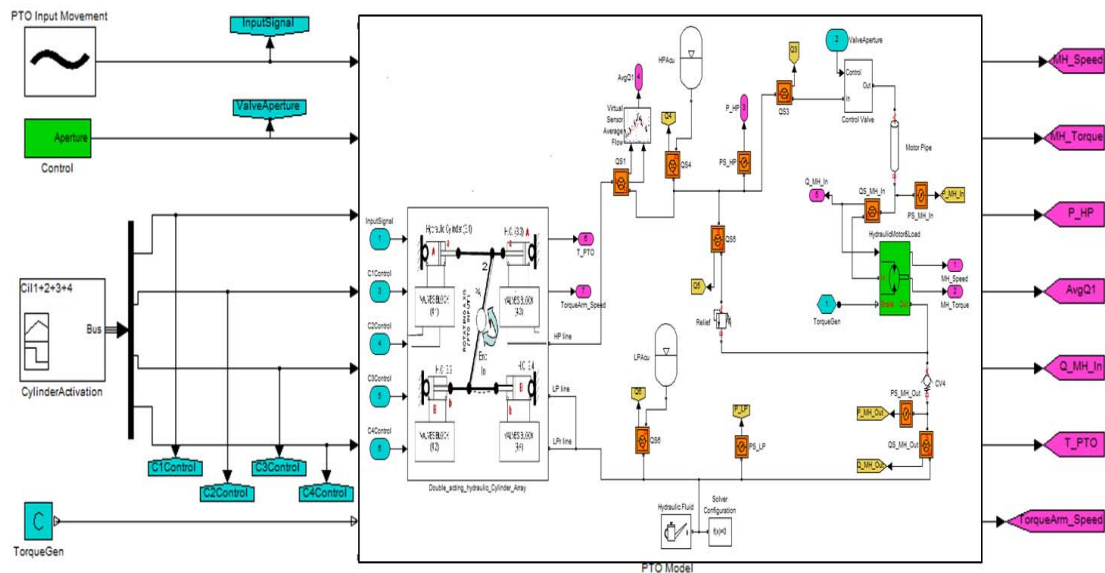


Figura III. 11. Modelo del PTO hidráulico desarrollado en Simhydraulics

En la Figura III. 10, que representa el modelo reducido con un único cilindro, se visualizan las variables cinemáticas del dispositivo como son: los ángulos,  $\alpha$ ,  $\theta$ ,  $\varphi$ , el brazo de par,  $r_i$  y la posición del cilindro hidráulico en función del tiempo,  $\Phi(t)$ .

En cuanto a la parte hidráulica, el modelo muestra los caudales,  $Q_i$ , y las presiones,  $P_i$ , especificadas en la Figura III. 10 donde el subíndice  $i$  representa los diferentes puntos del modelo. También se incluyen la velocidad y la fuerza aplicadas al vástago del cilindro hidráulico (entrada de PTO) representadas por las variables  $\left(\frac{\Delta x}{\Delta t}\right)_i$  y  $F\_Cil_i$  respectivamente. En cuanto a las variables que simbolizan la salida del PTO, se incluyen la velocidad angular,  $\omega_{MH}$ , y el par,  $T_{MH}$ , del motor hidráulico.

Atendiendo al modelo mostrado en la Figura III. 11, las **variables de entrada** de este sistema son:

- El movimiento de entrada del PTO (***InputSignal***), determinado por una señal sinusoidal de amplitud,  $A$ , periodo,  $T$ , y frecuencia,  $f$ . Según la expresión (3.1). Estas variables de entrada aplicadas a un movimiento lineal se transforman a un movimiento angular a través de un sistema piñón-cremallera caracterizado por una velocidad angular,  $\omega_{INPUT}$ , de la misma frecuencia que la entrada y relacionada con el radio primitivo del piñón,  $R_p$ .

$$InputSignal = A \cdot \sin\left(\frac{2\pi}{T} + desfase\right) = A \cdot \sin(2\pi f + desfase) \quad (3.1)$$

- Cilindros activos que se caracterizan por el Área de la cámara activa correspondiente identificada en la Figura III. 10 por  $A_i$ . Esta variable representa el área de pistón o anular aplicable por el cilindro activo en función del sentido de movimiento. En el modelo se han identificado las variables discretas, ***C1Control***, ***C2Control***, ***C3Control*** y ***C4Control*** que indican el estado activado o desactivado correspondiente a cada cilindro hidráulico. Teniendo en cuenta las combinaciones entre los cilindros del dispositivo, esta variable discreta puede tomar hasta 19 valores distintos tal como se indica en la Figura III. 4. donde se han sumado las áreas de pistón o anular correspondiente en función de los cilindros activos.
- Configuración geométrica determinada por las variables, ***R (OB)*** y ***L (AC)***. Como se indica más adelante en la Tabla III. 1, cada cilindro tiene la posibilidad de colocarse en 20 posiciones discretas distintas. Para una misma entrada del PTO, estas posiciones discretas proporcionan 20 brazos de par máximos y un caudal medio distinto determinado por la longitud máxima que es posible expandir en cada configuración.



- Apertura de la válvula de control, definida por la variable %SA (**Valve Aperture**). Esta variable de entrada afecta al volumen que se almacena en el acumulador de alta presión y en la velocidad a la que gira el motor hidráulico.
- El Par del Generador (**TorqueGen**) que se aplica como contracarga al par generado por el motor hidráulico,  $T_{MH}$ . Esta variable actúa sobre el par necesario que tiene que vencer el motor hidráulico para que se produzca un movimiento en el eje del motor hidráulico arrastrando la carga acoplada.

El modelo monitoriza todas las variables del proceso como, caudales de cada rama del sistema hidráulico, las presiones de las cámaras de los cilindros hidráulicos, de los acumuladores de alta y baja presión, la presión de la válvula limitadora de alta presión, y las presiones a la entrada y salida de la válvula de control y del motor hidráulico. En el modelo se identifican las siguientes **variables de salida**,

- Presión del acumulador de alta presión,  $P_{AccuHP}$ , **PHP**, medida en bares. Esta variable dependerá del volumen de aceite almacenado en el acumulador, aumentando la presión a medida que se va llenando, y disminuyendo a medida que el acumulador entrega caudal al motor hidráulico. Esta presión afecta al par de amortiguamiento que proporciona el PTO, a través de la fuerza aplicada por cada cilindro activo. Éste a su vez es proporcional a la diferencia de presiones entre el acumulador de alta,  $P_2$ , y baja presión,  $P_T$ , y al área aplicada por cada cilindro activo,  $A_i$ . Por otra parte,  $P_2$  está relacionado con  $P_1$ , a través de la expresión 3.2, donde  $\Delta P_{CheckValve}$  representa la caída de presión en la válvula antiretorno. Esta fuerza de amortiguamiento se convierte en el par de amortiguamiento aplicado por el PTO a través del sumatorio del producto de las fuerzas aplicadas por cada cilindro,  $F_{cili}$ , y el valor del brazo de par instantáneo de cada cilindro,  $r_i$ , tal como se expresa en la expresión (3.3).

$$P_1 = P_2 + \Delta P_{CheckValve} \quad (3.2)$$

$$T_{PTO} = \sum_{i=1}^4 T_i = \sum_{i=1}^4 P_1 \cdot A_i \cdot r_i \quad (3.3)$$

- Caudal medio aportado por los cilindros activos. Este caudal es calculado por un sensor virtual que proporciona la variable **AvgQ1**, en litros por minuto, l/min.
- Caudal de atraviesa el motor,  $Q_{MH}$ , **Q\_MH\_In**, en l/min. Esta variable se convierte en la velocidad del motor hidráulico,  $\omega_{MH}$ , **MH\_Speed**, (rpm) según la expresión (3.4), donde D representa la cilindrada del motor hidráulico. El caudal que atraviesa el motor es una combinación del estado de la entrada del PTO, de los cilindros activos en función de la configuración geométrica en la que se

encuentran éstos, y de la apertura de la válvula de control, definida por variable %SA (Valve Control).

$$\omega_{MH} = \frac{Q_3}{D} \cdot 1000 \cdot \eta_{vol} \quad (3.4)$$

- Par del motor,  $T_{MH}$ , ***MH\_Torque***, (Nm). Dependerá del estado de la válvula de control y de la diferencia de presiones entre el acumulador de alta y baja presión. A mayor diferencia en estas presiones, mayor par disponible en el motor hidráulico para mover la carga acoplada, siguiendo la expresión (3.5).

$$T_{MH} = \frac{D \cdot \Delta P \cdot \eta_{mec}}{63} = \frac{D \cdot (P_3 - P_T) \cdot \eta_{mec}}{63} \quad (3.5)$$

- Par proporcionado por el PTO,  $T_{PTO}$ , ***T\_PTO*** (Nm), que puede ser la variable a controlar en función de la fuerza de excitación sobre el captador. Esta variable controlable depende de la diferencia de presiones de los acumuladores, de las áreas de los cilindros activos y de la disposición geométrica variable de cada cilindro activo con respecto al punto de pivotamiento (PP), tal como se indica en la expresión (3.3).
- Velocidad del brazo de par (entrada del PTO),  $\omega_{INPUT}$ , ***TorqueArm\_Speed*** (rpm). Esta variable de salida actúa sobre el caudal aportado por los cilindros activos a través de las áreas activas de los mismos y de la disposición geométrica variable de cada cilindro activo con respecto al punto de pivotamiento (PP).

A partir de las variables aquí indicadas, en el capítulo V se determinarán las variables controlables en función de los objetivos de control perseguidos.

A continuación se desarrolla el modelo completo del PTO ideado, describiendo cada uno de los componentes que lo integran. Para facilitar la comprensión del modelo global, se ha diferenciado éste en dos partes: Modelo cinemático y modelo hidráulico. En el primero se indican las relaciones trigonométricas que describen el comportamiento cinemático de la entrada del PTO (movimiento angular, a partir de un movimiento de entrada lineal aplicado con un sistema piñon-cremallera). En el segundo, se detalla el modelo hidráulico y la parametrización de los componentes oleo-hidráulicos incluidos en él.

### 3.4.3. Modelo cinemático del PTO propuesto.

El dispositivo PTO está concebido para acoplarse a un sistema oscilante de baja frecuencia y alto par. En este apartado se establece la relación entre el movimiento lineal de entrada y el desplazamiento angular de la entrada del PTO con respecto a la vertical,  $\Phi$ . A su vez, este desplazamiento angular determina el desplazamiento del

vástago del cilindro hidráulico considerado,  $\Delta x_i$ . El movimiento lineal de entrada se aplica a través del sistema mecánico formado por un piñón-cremallera, representado por una amplitud  $A$  y una frecuencia,  $f$ . El ángulo,  $\Phi$ , así como su velocidad,  $\omega_{INPUT}$ , son fácilmente medibles por medio de un encoder.

Una vez determinada la relación existente entre el movimiento angular de entrada y el movimiento lineal del vástago del cilindro considerado,  $\Delta x_i$ , se calcula la velocidad a la que se desplaza el vástago,  $v_{cil_i}$ . Las relaciones aplicadas calculan también el brazo de par aplicado por cada cilindro hidráulico,  $r_i$ , en función de la posición del vástago del cilindro hidráulico considerado y de los parámetros geométricos,  $OB$  ( $R$ ),  $AC$  ( $L$ ),  $OC$  y  $AB$ , este último relacionado con las dimensiones del propio cilindro hidráulico. En la Figura III. 12 se representa el esquema del modelo cinemático.

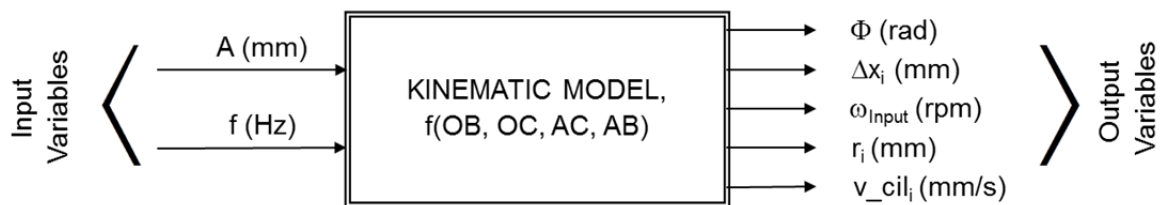


Figura III. 12. Modelo Cinemático del PTO hidráulico. Variables de entrada y salida

En la Figura III. 13 se observa que el movimiento angular desarrollado por el volante  $OB$  hace desplazar el punto  $B'$  a la posición  $B$ , comprimiendo el vástago del cilindro y bombeando a su vez caudal,  $Q_1$ , de la cámara del pistón.

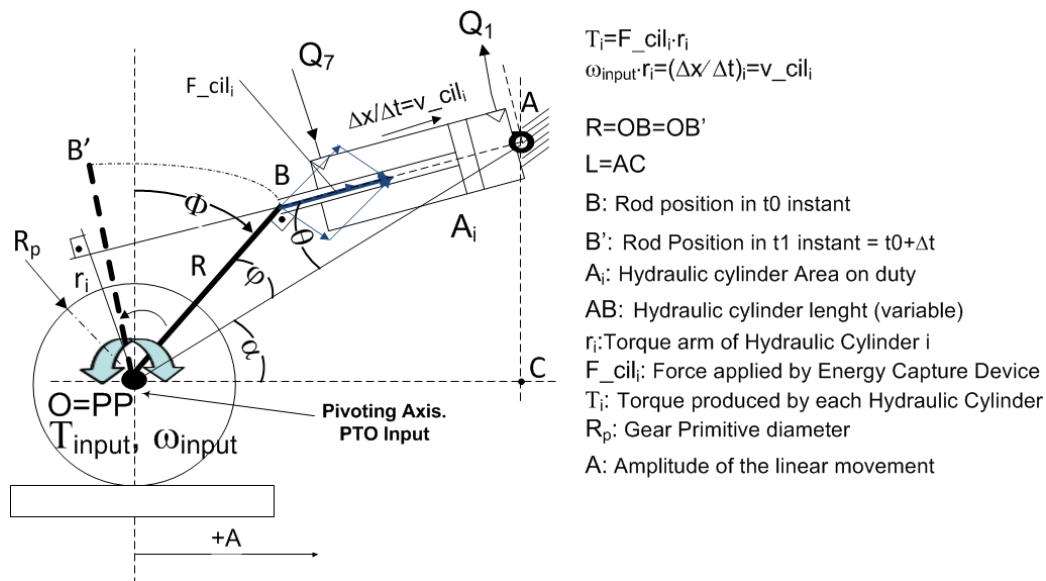


Figura III. 13. Esquema Cinemático del PTO hidráulico propuesto

Al mismo tiempo succiona un caudal determinado,  $Q_7$ , hasta la cámara anular. En contraposición, cuando el movimiento del volante cambia de sentido de rotación, el aceite succionado del acumulador de baja presión es comprimido, bombeando caudal,  $Q_7$ , de la cámara anular y succionando aceite para la cámara de pistón,  $Q_1$ , disponible para el siguiente ciclo.

Las ecuaciones que rigen el movimiento del punto B con respecto al eje de pivotamiento o rotación, PP, dependen de la dimensión OC, del valor OA y OB y de la dimensión longitudinal específica del cilindro. Conociendo estos valores y el desplazamiento angular de la llanta OB,  $\Phi$ , se aplica el teorema del coseno al ángulo  $\varphi$  para determinar analíticamente la posición del punto B con respecto al apoyo denominado A. A partir de estos cálculos analíticos, se obtiene el brazo de par,  $r_i$ , aplicando de nuevo el teorema del coseno al ángulo  $\theta$ .

Por tanto, asumiendo que la llanta OB se mueve solidariamente a un piñón de radio primitivo,  $R_p$ , accionado con un movimiento lineal a través de un sistema piñón-cremallera, el ángulo  $\Phi$ , está relacionado con la amplitud del movimiento lineal, A, según la expresión (3.6),

$$\Phi = \frac{180 \cdot A}{\pi \cdot R_p} \quad (3.6)$$

Así, conociendo el ángulo,  $\Phi$ , formado con la vertical a través de un sensor de movimiento angular, se calculan los ángulos  $\alpha$  y  $\varphi$  a partir de las relaciones trigonométricas (3.7) y (3.8) con el objetivo de obtener la posición del extremo del vástago del cilindro, B.

$$\alpha = \arctg\left(\frac{AC}{OC}\right) = \arctg\left(\frac{L}{OC}\right) \quad (3.7)$$

$$\Phi = 90 + \alpha - \varphi \quad (3.8)$$

Sustituyendo el valor del ángulo  $\varphi$ , obtenido en la expresión (3.8), se determina el valor AB, relacionado con la nueva posición del vástago a través del incremento,  $\Delta x_i$ , a través del teorema del coseno aplicado al ángulo  $\varphi$  según la expresión (3.9).

$$AB^2 = OA^2 + OB^2 - 2 \cdot OA \cdot OB \cdot \cos(\varphi) = OA^2 + R^2 - 2 \cdot OA \cdot R \cdot \cos(\varphi) \quad (3.9)$$

Por otra parte, para calcular el par de amortiguamiento aplicado por el cilindro hidráulico considerado en la entrada,  $T_{input}$ , siguiendo la expresión (3.10), es necesario calcular el ángulo  $\theta$ .

$$T_i = P_1 \cdot A_i \cdot r_i = P_1 \cdot A_i \cdot OA \cdot \text{sen}(\vartheta) \quad (3.10)$$

Para ello se aplica de nuevo el teorema del coseno al ángulo  $\theta$ , dentro del triángulo formado por AB, OB y OA según la expresión (3.11), resultando en la expresión (3.12).

$$OB^2 = R^2 = OA^2 + AB^2 - 2 \cdot OA \cdot AB \cdot \cos(\vartheta) \quad (3.11)$$

$$\vartheta = \arccos \left( \frac{OA^2 + AB^2 - OB^2}{2 \cdot OA \cdot AB} \right) \quad (3.12)$$

Las expresiones (3.6) a (3.12) se han implementado dentro de un script de Matlab/Simulink, denominado Kinematics, que calcula la variación del desplazamiento del cilindro activo correspondiente,  $\Delta x_i$ , en función de la variación de desplazamiento del volante,  $\Delta\Phi$ , (entrada del PTO) en función del tiempo. Esta función depende además de los parámetros OB (también denominado R), AC (L), OC y las dimensiones longitudinales características del cilindro considerado según la Tabla III. 1.

Tabla III. 1. Características dimensionales de los cilindros hidráulicos considerados

	<b>Cilindro Hidráulico HC3.1 / HC3.3</b>	<b>Cilindro Hidráulico HC3.2 / HC3.4</b>
Angulo $\Phi$ máximo admitido (°)	±26,85	
Recorrido máximo de movimiento lineal de entrada (mm)	±45	
OC (mm)	713	700
OB (mm) - Posibilidades	105/142,5/180/217,5	100/140/175/210
AC (mm) - Posibilidades	30/105/142,5/180/217,5	30/100/140/175/210
AB (mm), fn(OB, AC, OC, $\Phi$ )	93,5÷196,5	89÷189,7
$A_{\text{piston}}$ (cm <sup>2</sup> )	8,04	19,63
$A_{\text{anular}}$ (cm <sup>2</sup> )	6,03	15,83
Carrera máxima (mm)	420	361

En la Tabla III. 1 se indican las principales características geométricas relativas a la disposición de los dos tipos de cilindros considerados para esta aplicación. Los valores de OB y AC, también denominados R y L respectivamente, actualmente permiten 4 y 5 posiciones discretas manipulables manualmente cada uno, pero que pueden ser sustituibles por accionamientos electro-hidráulicos en un futuro tal como se indica en el desarrollo de la patente (Lasa, Antolín y Estensoro, 2012). Por otra parte, debido a las restricciones mecánicas definidas por la distancia OC, la carrera máxima disponible es

el 50% de la carrera máxima de los cilindros hidráulicos, aunque puede ser ampliable en función del captador elegido.

De la Tabla III. 1 se deduce la cantidad de posibilidades existentes para ajustar el par de amortiguamiento en función de las combinaciones aplicadas. En este sentido, cada cilindro hidráulico puede colocarse en veinte posiciones discretas diferentes en función de **OB** y **AC**. Por tanto, cada cilindro podría aplicar hasta veinte pares de amortiguamiento diferentes a través del brazo de par aplicado,  $r_i$ . Por otra parte, un algoritmo de activación del conjunto de cilindros adecuado, puede proporcionar hasta diecinueve áreas equivalentes distintas, **Aeq**, utilizables en una única configuración geométrica determinada para cada cilindro de doble efecto (véase Figura III. 4). Teniendo en cuenta que el par de amortiguamiento aplicado depende de la presión de operación proporcionada por el acumulador de alta presión, **PHP**, y del área equivalente aplicada por los cilindros activos, **Aeq**, el PTO propuesto es capaz de proporcionar múltiples pares de amortiguamiento.

En la Figura III. 14 se muestra la implementación del movimiento aplicado a la entrada del PTO a través de un cilindro hidráulico (HC3.1) en función de las variables geométricas anteriormente indicadas y de la entrada aplicada (Variable **In**) que corresponde con la señal sinusoidal de amplitud A. La función devuelve el ángulo en el que se encuentra el brazo de par,  $\Phi$ , y el brazo de par,  $r_i$ , así como la posición del vástago,  $\Delta x_i$  (denominados por sencillez en el modelo como **CPsi**, **C1r** y **DesAbs**, respectivamente). Está posición se deriva para obtener la velocidad de desplazamiento del vástago del cilindro con respecto a una referencia mecánica identificada por el bloque MTR.

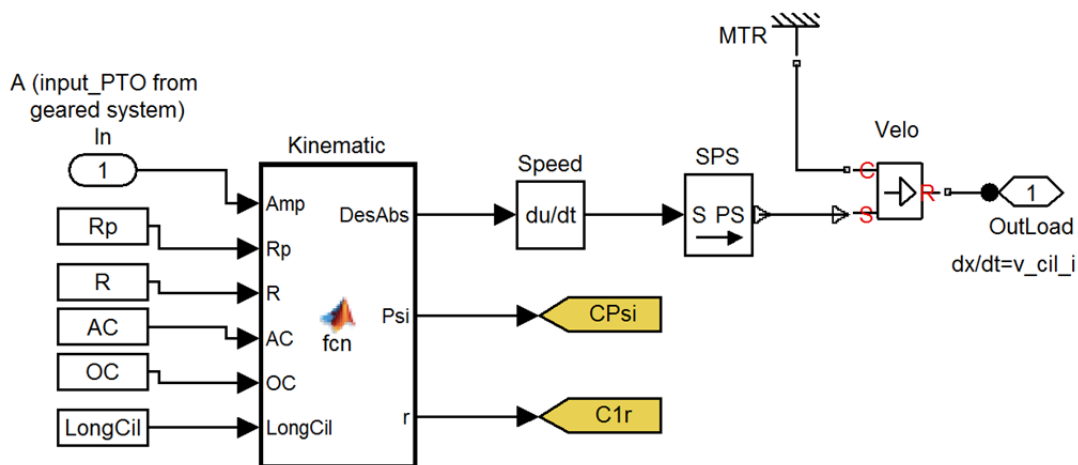


Figura III. 14. Implementación de la cinemática al Cilindro Hidráulico HC3.1

A modo de ejemplo, en la Figura III. 15, se muestran tres ciclos consecutivos del brazo de par aplicado,  $r_i$ , por cada uno de los cilindros activos (HC3.1 , HC3.2, HC 3.3 y HC3.4 denominados en las gráficas Cil1, Cil2, Cil3 y Cil4 respectivamente). Este brazo de para se ha obtenido aplicando una configuración, denominada Configuración 1 (Config 1), definida por las distancias OB (o R) igual a 217,5mm; AC (o L) igual a 30mm y OC igual a 713mm.

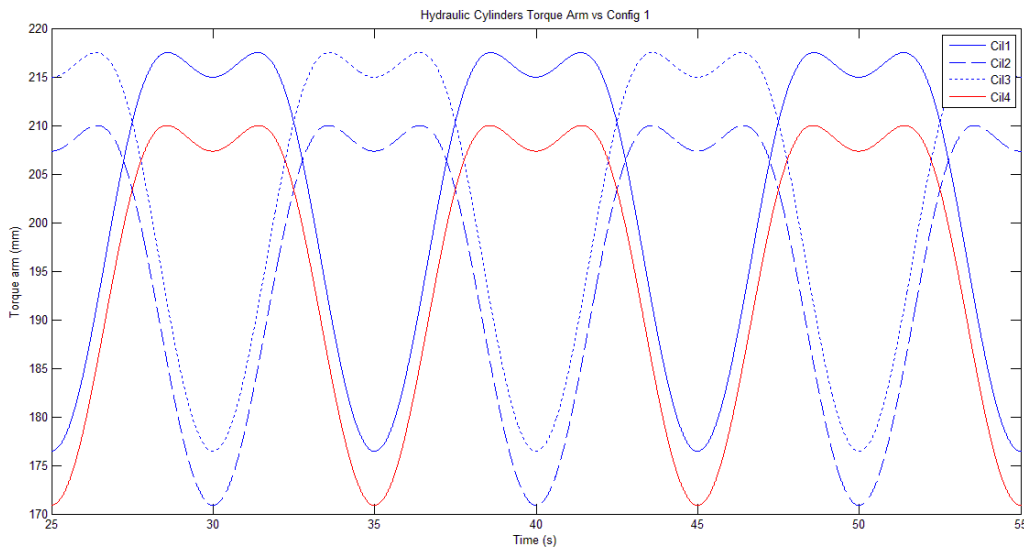


Figura III. 15. Brazo de par aplicado por cada cilindro del PTO en función del tiempo.

Configuración 1

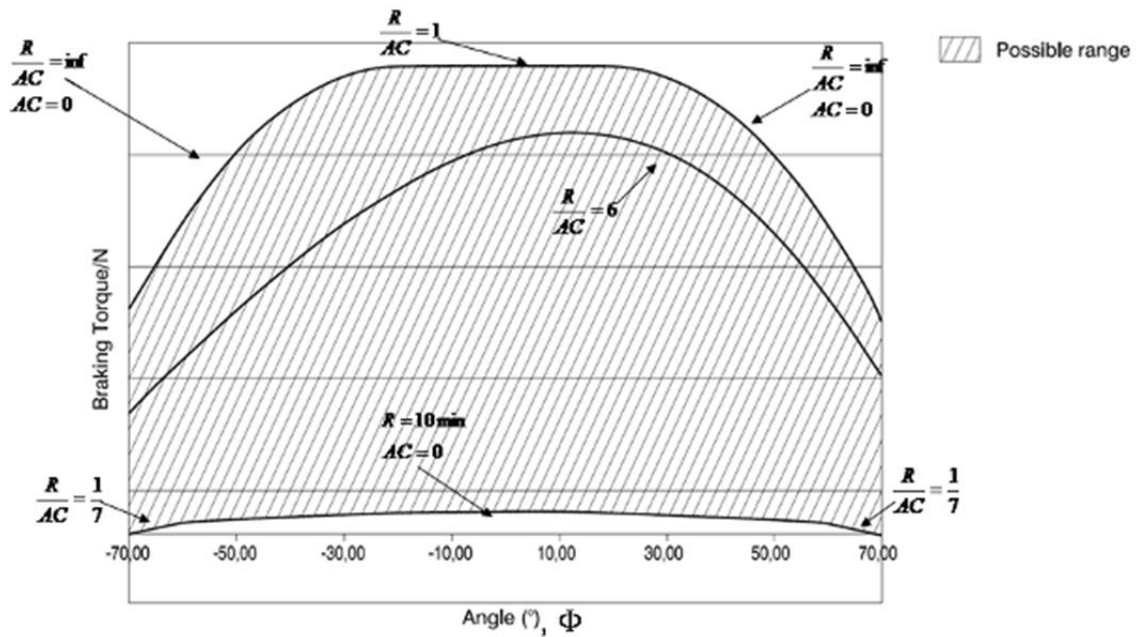


Figura III. 16. Posibilidades de par de amortiguamiento en función de L (AC) y R (OB) por Newton aplicado respecto al movimiento angular de entrada del PTO (Lasa et al., 2012)

La Figura III. 16, muestra el par de amortiguamiento por unidad de presión y unidad de área (unidad de fuerza) en función del ángulo  $\Phi$  y dependiente de la relación entre R (OB) y L (AC). En esta figura se muestran los límites de par amortiguado capaz de proporcionar este PTO (área sombreada) cuando se utiliza un cilindro hidráulico de dimensión AB, 616mm, carrera de 420mm y colocado de manera que OC sea 713mm. A modo de ejemplo, dentro de la misma figura y en el interior del área sombreada, se muestra la forma de par aplicado por unidad de Newton cuando la relación entre R (OB) y L (AC) es 6.

### 3.4.4. Modelo dinámico hidráulico del PTO propuesto.

En este apartado se detalla el modelo hidráulico del sistema partiendo de esquema incluido en la Figura III. 18.

Este modelo relacionará las salidas obtenidas en el modelo cinemático, entradas del modelo hidráulico, con las variables de salida del sistema hidráulico como son el caudal aportado por los cilindros activos,  $Q_1$ , la presión del acumulador de alta presión,  $P_2$  y la velocidad,  $\omega_{MH}$ , y par del motor hidráulico,  $T_{MH}$ . Las variables de entrada y salida de este modelo se incluyen en la Figura III. 17.

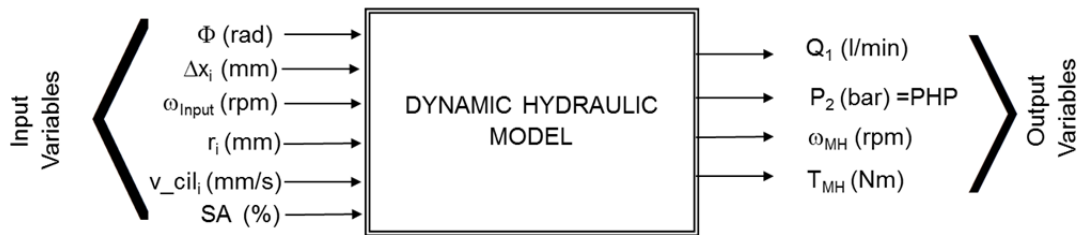


Figura III. 17. Modelo dinámico hidráulico del PTO. Variables de entrada y salida

Una vez conocida la variación del ángulo originado en la llanta OB,  $\Phi(t)$ , en un intervalo de tiempo definido, se puede determinar la variación en el desplazamiento del vástago del cilindro hidráulico considerado,  $\Delta x_i$ , y el brazo de par,  $r_i$ . A partir de estos datos, se calcula el caudal inyectado por cada uno de los cilindros activos,  $Q_i$ .

En este sentido, asumiendo un único cilindro hidráulico activo, por ejemplo el identificado como HC3.1. o Cil1, una vez obtenida su velocidad se multiplica por el Área utilizada (pistón o anular en función de la dirección del movimiento de rotación), para obtener el caudal inyectado en ese intervalo de tiempo,  $Q_1$ , según la siguiente expresión,

$$Q_1 = \frac{\Delta x}{\Delta t} \cdot A_1 = \omega_{input} \cdot r_1 \cdot A_1 \quad (3.13)$$



Para que se produzca este movimiento en el cilindro, la presión,  $P_1$ , originada por la compresión del aceite a través del movimiento del volante OB, tiene que ser mayor o igual que  $P_2$ , presión definida por el aceite contenido en el acumulador de alta presión, más la presión necesaria para vencer la apertura de la válvula antiretorno, sin tener en cuenta las pérdidas por las tuberías y conexiones auxiliares.

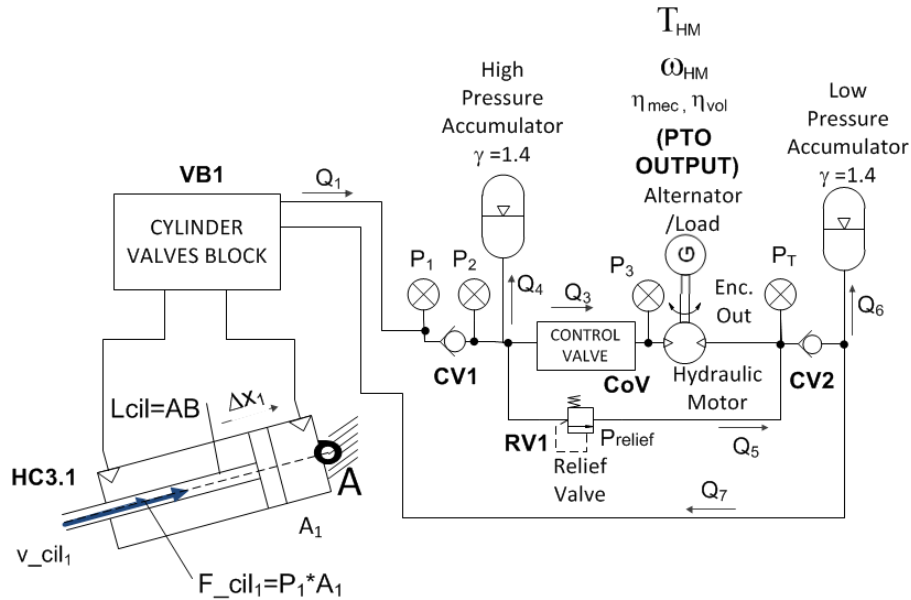


Figura III. 18. Problema Hidráulico simplificado del PTO hidráulico definido

Si la presión  $P_1$  no es capaz de superar las presiones anteriores, el vástago no se moverá, indicando que el par provocado por la fuerza de excitación de las olas es insuficiente. En este caso,  $Q_1$  será cero. En este sentido, la ecuación que rige el movimiento de fluido hidráulico entre los cilindros activos y la parte de alta presión es la siguiente,

$$P_1 \geq P_2 \rightarrow Q_1 = f(\Delta P) = f(P_1 - P_2)$$

$$P_1 < P_2 \rightarrow Q_1 = 0 \tag{3.14}$$

Por otra parte, sólo circulará caudal por la válvula de seguridad,  $Q_5$ , si la presión  $P_2$  es mayor o igual a la presión tarada en la válvula limitadora de presión (Relief Valve). Matemáticamente, esto se expresa de la siguiente manera,

$$P_2 \geq P_T + P_{relief} \rightarrow Q_5 = f(\Delta P) = f(P_2 - P_T)$$

$$P_2 < P_T + P_{relief} \rightarrow Q_5 = 0 \tag{3.15}$$

Al abrir la válvula de control un porcentaje, ésta permite un caudal  $Q_3$ , proporcional al porcentaje de apertura de la válvula. Por tanto, aplicando la ecuación de continuidad en el nodo formado por el acumulador de alta presión, la válvula de control y la válvula limitadora de presión, se obtiene la siguiente ecuación,

$$Q_1 = Q_3 + Q_4 + Q_5 \quad (3.16)$$

Si el cilindro no es capaz de aportar todo el caudal a la válvula de control, el volumen almacenado en el acumulador compensa el caudal necesario. Por el contrario, si el cilindro es capaz de aportar el caudal necesario, el caudal sobrante se almacena en su totalidad en el acumulador de alta presión siempre y cuando la presión de la válvula de seguridad,  $P_{\text{relief}}$ , no supere el umbral establecido.

En este sentido, el caudal que entra en el acumulador,  $Q_4$ , depende de la diferencia de presiones asumiendo que esa transferencia se realiza manteniendo la temperatura del gas constante. Considerando que los acumuladores contienen gas nitrógeno en su interior y que éste se comporta de manera isoentrópica, no intercambiando calor con el exterior, es posible estimar la presión que alcanzará en función del volumen inyectado en su interior, aplicando las siguientes expresiones,

$$P_2 > P_{pr} \rightarrow P_4 = P_{pr} \left[ 1 - \left( \frac{\Delta V_{oil}}{V_{pr}} \right) \right]^{-\gamma} \quad \text{donde } \Delta V_{oil} = Q_4 \cdot \Delta t$$

$$P_2 \leq P_{pr} \rightarrow Q_4 = 0 \quad (3.17)$$

donde  $\gamma$  es igual a 1,4 para el nitrógeno,  $P_{pr}$  es la presión de precarga del acumulador y  $V_{pr}$  es el volumen de gas precargado en el acumulador que corresponde, inicialmente, al volumen del acumulador,  $V_A$ .

Analizando la salida del PTO, el par motor,  $T_{MH}$  (Nm), que ejerce el motor hidráulico viene dado por la expresión (3.5), donde  $\eta_{mec}$ , es el rendimiento mecánico del motor,  $D$  ( $\text{cm}^3/\text{rev}$ ) la cilindrada del motor y donde la unidad utilizada para introducir las presiones son bares. Además, la velocidad a la que gira el motor hidráulico,  $\omega_{MH}$  (rpm), es proporcional al caudal que le atraviesa,  $Q_3$  (l/min), tal como se observa en la expresión (3.13), donde  $\eta_{vol}$ , representa las pérdidas volumétricas del motor hidráulico.

$$\omega_{MH} = \frac{Q_3}{D} \cdot 1000 \cdot \eta_{vol} \quad (3.18)$$

Para calcular la potencia útil producida por el motor hidráulico en kW se utiliza la expresión (3.19), donde se tiene en cuenta el rendimiento global del motor hidráulico,

$\eta_t$ , el cual es el producto del rendimiento volumétrico,  $\eta_{vol}$ , y el rendimiento mecánico,  $\eta_{mec}$ , del mismo.

$$P_{MH} = \frac{Q_3 \cdot (P_3 - P_T) \cdot \eta_t}{600} \quad (3.19)$$

Hay que indicar que las expresiones hidráulicas anteriores asumen lo siguiente,

- Se considera que el comportamiento del gas (nitrógeno) de los acumuladores se comporta adiabáticamente ( $\gamma=1,4$ ). Esto significa asumir que no hay transferencia de calor con el medio debido a que se considera que no hay cambios perceptibles en la temperatura de las inmediaciones.
- No se ha incluido todavía el efecto de la compresibilidad del aceite a través del denominado, módulo de Bulk's,  $\beta_{Bulk}$ , que se define como el incremento de presión necesario para disminuir el volumen un factor  $1/e$ .
- No se contempla el efecto de las pérdidas de caudal de las válvulas antiretorno al no estar incluidas sus ecuaciones.
- Las pérdidas contempladas sólo se reflejan en el motor hidráulico a través de los rendimientos volumétrico y mecánico constantes.
- No están considerados los efectos de las tuberías hidráulicas al no estar incluidas sus ecuaciones.

Para evitar algunas de las limitaciones anteriores y mejorar el funcionamiento básico del sistema hidráulico, se ha desarrollado un modelo a partir del esquema mostrado en la Figura III. 18 utilizando la herramienta software Simhydraulics, dentro del entorno Matlab/Simulink. Este modelo contempla la dinámica del sistema hidráulico incluyendo transitorios, efectos de la temperatura y compresibilidad del aceite.

De esta forma, el modelo hidráulico desarrollado se muestra en la Figura III. 19 donde están incluidos los principales componentes utilizados: cilindros de doble efecto, acumuladores de gas, motor hidráulico de cilindrada fija y la válvula de control de caudal, además de varios elementos para monitorizar el caudal y la presión en diferentes puntos del circuito hidráulico. En la misma figura se incluyen los bloques que definen el fluido hidráulico considerado (aceite HLP46) así como el bloque que contiene la configuración del Solver para la resolución del modelo (ode15s). En la Tabla III. 2 se identifican los principales símbolos o bloques utilizados en el modelo con la descripción del componente asociado. Estos elementos también se encuentran en las demás figuras que detallan el modelo.

En los siguiente subapartado se indican detalladamente los componentes hidráulicos utilizados describiendo sus características principales, así como los parámetros utilizados para cada componente en cada caso particular.

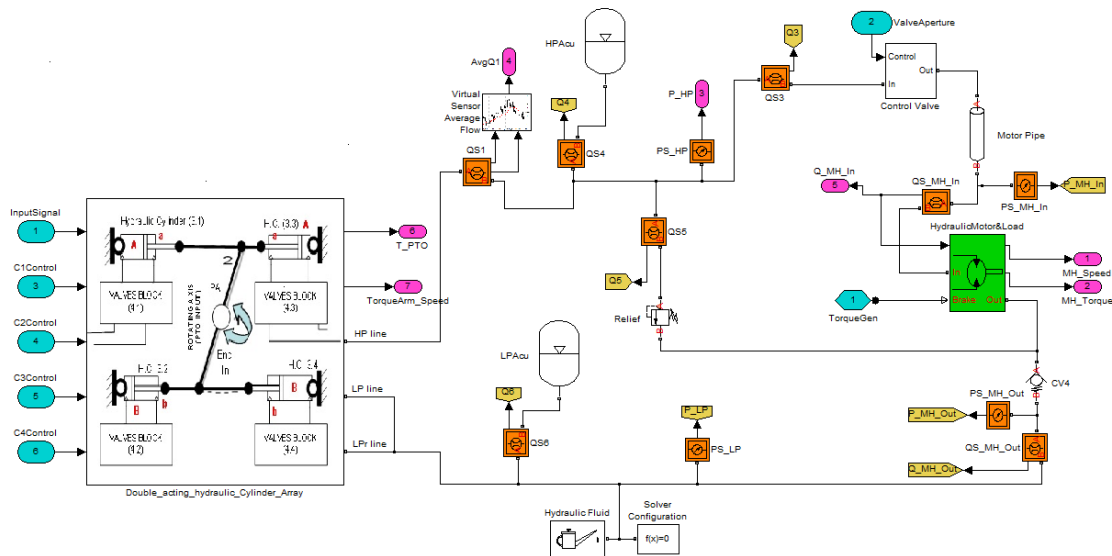


Figura III. 19. Modelo Hidráulico del PTO hidráulico definido

Tabla III. 2. Descripción de principales símbolos utilizados en el modelo

Símbolo	Descripción	Símbolo	Descripción	Símbolo	Descripción
	Sensor de Caudal		Acumulador de gas		Conexión hidráulica en T
	Sensor de Presión		Válvula de control		Conexión hidráulica en cruz
	Sensor Virtual de caudal		Motor hidráulico y Freno		Sensor de desplazamiento
	Válvula de Seguridad de Presión		Válvula Antiretorno		Válvula direccional 4/3
	Tubería hidraulica		Cilindro hidráulico de doble efecto		Fluido Hidráulico
	Sensor de Fuerza		Fricción en el interior del cilindro hidráulico		Configuración del Solver

**3.4.4.1. Cilindro Hidráulico de doble efecto**

El modelo del cilindro hidráulico de doble efecto convierte la energía mecánica, definida como un movimiento lineal aplicado en el vástago, a energía hidráulica que bombea un caudal a una presión determinada. Este modelo tiene en cuenta la compresibilidad del aceite. Sin embargo, asume que no hay fugas internas y externas en el cilindro y que la inercia, la fricción y el efecto muelle que pudiera haber en el sistema es despreciable. Para evitar esta limitación es posible definir externamente estos efectos conectándolos al puerto R del propio cilindro tal y como posteriormente se describe. Además que el cilindro posee un terminal que monitoriza la velocidad aplicada o resultante del vástago.

En la Tabla III. 3 se indican los valores de las principales características que parametrizan los cilindros de doble efecto del PTO propuesto.

*Tabla III. 3. Características de los cilindros hidráulicos de doble efecto*

Variable	Descripción	HC3.1.	HC3.2.	HC3.3	HC3.4
—	Área del pistón- Cámara A (cm <sup>2</sup> )	8,04	15,83	6,03	19,63
—	Área anular-Cámara B (cm <sup>2</sup> )	6,03	19,63	8,04	15,83
—	Carrera del pistón (mm)	420	361	420	361
—	Posición inicial del pistón con respecto a la posición completamente contraída (m)	0	0	0	0
—	Volumen muerto cámara A (cm <sup>3</sup> )	6,754	16,226	3,377	32,452
—	Volumen muerto cámara B (cm <sup>3</sup> )	3,377	32,452	6,754	16,226
—	Ratio de calor específico	1,4	1,4	1,4	1,4
—	Rigidez de contacto (N/m)	1e+6	1e+6	1e+6	1e+6
—	Amortiguamiento de contacto (N/(m/s))	150	150	150	150
—	Presión inicial en el cilindro (bar)	8	8	8	8
—	Masa del vástago (kg)	1,1147	2,51	1,1147	2,51
—	Velocidad inicial del vástago (m/s)	0	0	0	0

Dentro de los parámetros solicitados por el modelo se debe especificar la orientación del cilindro con respecto al movimiento. Esto es necesario puesto que cada cilindro de iguales características está situado simétricamente con respecto al movimiento alternativo de entrada del PTO, tal y como se puede observar en la Figura III. 1.

Uno de los extremos de cada cilindro tiene que estar fijado a una estructura rígida, modelada a través del coeficiente de rigidez y el coeficiente de amortiguamiento. Los

valores utilizados para modelar este efecto son los indicados en la Tabla III. 4 que se corresponden a estimaciones calculadas con modelos de elementos finitos bajo el entorno I-DEAS (Nx-Nastran 9.0 de Siemens).

Tabla III. 4. Características de los soportes de los cilindros

Variable	Descripción	HC3.1./ HC3.3	HC3.2./ HC3.4
—	Índice de rigidez (N/m)	170.790.457	385.990.468
—	Deformación inicial (m)	0	0
—	Coefficiente de amortiguamiento (N/(mm/s))	138	207

Además de fijar el cuerpo de cada cilindro de doble efecto a unas columnas verticales con el comportamiento semi-rígido anteriormente modelado, el vástago de cada cilindro se fija a la llanta OB mencionada en el apartado 3.4.3. Esta fijación se ha modelado como un elemento que permite el movimiento entre dos límites (superior e inferior) sin aplicar fuerza alguna y cuya posterior interacción se asume elástica. La parada repentina con el tope se representa como un muelle que no aporta fuerza entre los límites superior e inferior y que es proporcional a la penetración del vástago. Este modelo también asume una cantidad de energía disipada a través de un amortiguador. Las ecuaciones que modelan este bloque, denominado *Translational Hard Stop*, se pueden consultar en la ayuda de Simhydraulics. Los parámetros que modelan este comportamiento, incluidos en la Tabla III. 5, se han determinado a partir de ensayos experimentales sobre el PTO construido y de cálculos analíticos.

Tabla III. 5. Características de la fijación de los vástagos de los cilindros con respecto al volante

OB

Variable	Descripción	Valor HC3.1./ HC3.3	Valor HC3.2./ HC3.4
—	Límite superior de movimiento (mm)	7,5	7,5
—	Límite inferior de movimiento (mm)	-7,5	-7,5
—	Índice de rigidez para límites superior e inferior (N/m)	89.455.520	186.078.949
—	Deformación inicial (m)	0	0
—	Coefficiente de amortiguamiento para límite superior e inferior (N/(mm/s))	0,01000437	0,0149267

También se ha tenido en cuenta el efecto de la fricción entre el vástago y la cámara de cada cilindro hidráulico. La fuerza de fricción está simulada como función de la velocidad relativa y la presión, asumiendo que es la suma de los efectos de Stribeck, Coulomb y viscoso. La expresión analítica de la fuerza de fricción aplicada a cada cilindro también se puede consultar en el manual de usuario de Simhydraulics. Los parámetros aplicados para cada cilindro se indican en la Tabla III. 6. Estos parámetros se han obtenido a partir de las hojas características del fabricante y mediante algunos cálculos analíticos relacionados con las juntas utilizadas y el área de contacto entre camisa y pistón de cada cilindro.

Tabla III. 6. Parámetros que modelan el efecto de la fricción dentro de los cilindros hidráulicos

Variable	Descripción	Valor HC3.1./ HC3.3	Valor HC3.2./ HC3.4
$F_{pr}$	Fuerza de precarga (N)	245,255	642,788
$f_{cfr}$	Coefficiente de fuerza de fricción de Coulomb (N/Pa)	0,002453	0,002453
$K_{brk}$	Coefficiente de incremento (N/m)	89.455.520	186.078.949
$f_{vfr}$	Coefficiente de fricción viscosa (N/m/s)	100	100
$c_v$	Coefficiente de aproximación de transición (s/m)	10	10
$v_{th}$	Límite de velocidad lineal (m/s)	1e-4	1e-4

A través de la fuerza o del desplazamiento proporcionado por el captador de energía de las olas, la llanta, OB, acciona al extremo del vástago de cada cilindro de doble efecto simultáneamente, absorbiendo energía por la amortiguación proporcionada por el PTO hidráulico. La cantidad de combinaciones posibles debidas a las áreas existentes y a las posibilidades geométricas disponibles, permite que el PTO hidráulico sea capaz de proporcionar una gran cantidad de fuerzas de amortiguamiento, cuyo rango abarca  $\pm 100\text{kN}$  para el modelo escalado.

La Figura III. 20 representa el modelo desarrollado para cada cilindro hidráulico de doble efecto. En él se muestran las variables monitorizadas así como cada uno de los componentes que se han mencionado en este sub apartado.

Este modelo incluye el bloque de válvulas que controla el estado del cilindro, es decir, aportando caudal a alta presión o a baja presión (ver 3.4.4.3. Bloque de válvulas de control) y las tuberías que representan parte de la pérdida de carga del fluido (detalladas en el apartado 3.4.4.4. Tuberías).

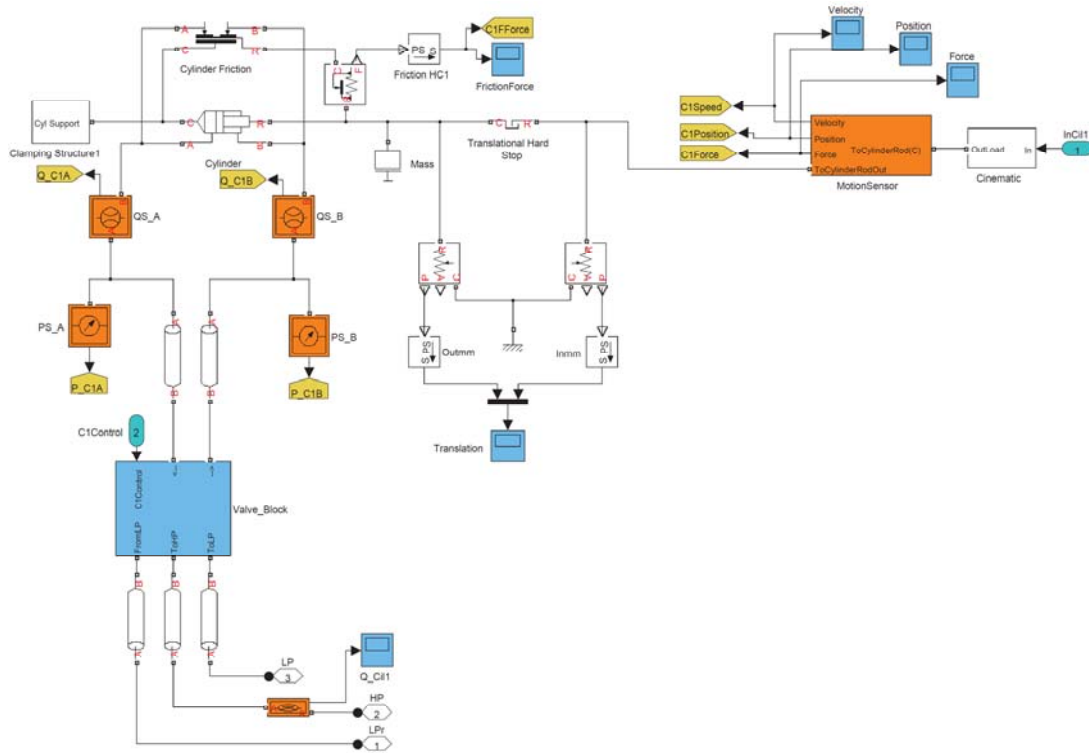


Figura III. 20. Modelado del cilindro de doble efecto. HC3.1 y elementos asociados.

Una vez desarrollado el modelo de cada cilindro hidráulico de doble efecto, se ha obtenido el modelo completo con los cuatro cilindros de doble efecto con los que consta la entrada del PTO (HC3.1, HC3.2, HC3.3 y HC3.4). La Figura III. 21 representa el modelo completo con los cuatro cilindros unidos a través de tuberías rígidas y otros elementos de unión como Tes y cruces.

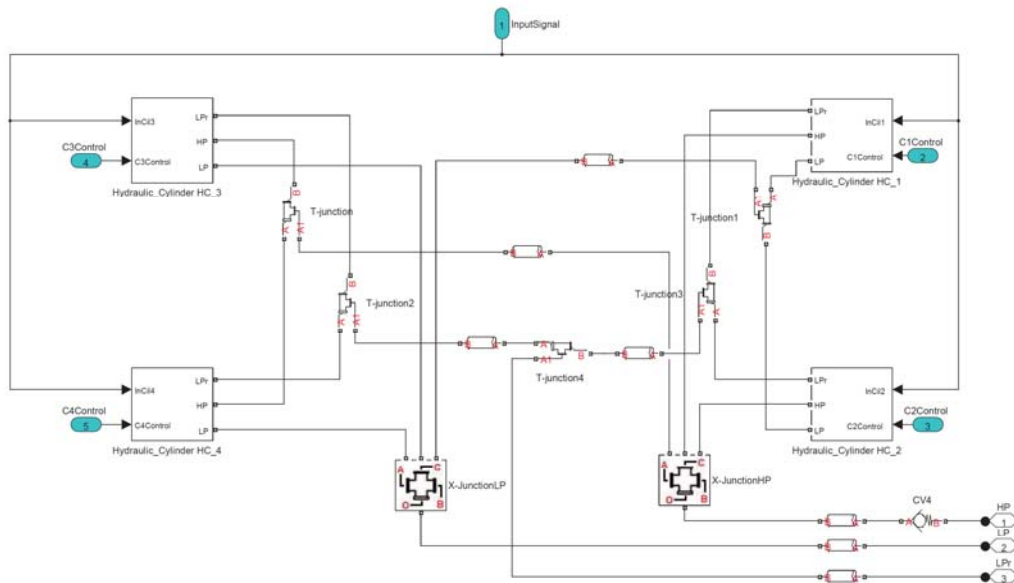


Figura III. 21. Modelo completo con los cuatro cilindros de doble efecto conectados entre sí



Por tanto, en este modelo se incluyen varios componentes que representan las pérdidas de carga asociadas a las tuberías existentes, cuyas características serán indicadas en el apartado 3.4.4.4. Tuberías, así como las correspondientes a los elementos de unión, ya sean Tes o cruces según se detalla de la Figura III. 25 a la Figura III. 26.

#### 3.4.4.2. Válvula anti retorno

Estas válvulas se utilizan para modelar el flujo de caudal en un único sentido y bloquearlo en el sentido contrario. El caudal que pasa a través de la válvula anti retorno depende de la diferencia de presiones entre la entrada y la salida. La válvula se mantiene cerrada mientras la presión diferencial a través de ella es menor que la presión de “cracking”,  $p_{crack}$ . Al alcanzar la presión de cracking, el elemento que controla el caudal se desplaza permitiendo el paso entre la entrada y la salida. Si el flujo es lo suficientemente elevado y la presión continúa subiendo, el área que permite pasar el caudal se incrementa hasta alcanzar su máximo permitiendo pasar el máximo de caudal.

Este componente incluye un parámetro para caracterizar la fuga de caudal cuando la válvula está completamente cerrada. Además, el modelo tiene en cuenta el tipo de flujo en función del número de Reynolds,  $Re$ , a partir del número de Reynolds crítico,  $Re_{cr}$ . Otros autores, entre ellos Eidsmoen y Ricci, modelan el caudal a través de una válvula según la expresión (3.20) suponiendo directamente que el caudal a través de la válvula es turbulento. El caudal que pasa a través de la válvula se determina con las siguientes expresiones,

$$q = C_d \cdot A(\Delta p) \sqrt{\frac{2}{\rho} \cdot |\Delta p|} \cdot \text{sign}(\Delta p) \quad \text{para } Re \geq Re_{cr} \quad (3.20)$$

$$q = 2 \cdot \left( \frac{C_d}{\sqrt{Re_{cr}}} \right)^2 A(\Delta p) \cdot \frac{1}{\nu \rho} \cdot \sqrt{\frac{4A(\Delta p)}{\pi}} \cdot \Delta p \quad \text{para } Re < Re_{cr} \quad (3.21)$$

Siendo  $\Delta p$  la diferencia de presiones entre la entrada y salida,  $p_A - p_B$ , y  $A(\Delta p)$  el área de la válvula dependiente de la diferencia de presiones entre la entrada y la salida de la válvula,

$$A(\Delta p) = \left\{ \begin{array}{ll} A_{leak} & \text{para } (p_A - p_B) \leq p_{crack} \\ A_{leak} + \frac{A_{max} - A_{leak}}{p_{max} - p_{crack}} \cdot (p - p_{crack}) & \text{para } p_{crack} < (p_A - p_B) < p_{max} \\ A_{max} & \text{para } (p_A - p_B) \geq p_{max} \end{array} \right\} \quad (3.22)$$

donde  $A_{leak}$  es el área de la válvula completamente cerrada simulando una pérdida de caudal. En la Tabla III. 7 se indican las características aplicadas en el modelo de las válvulas anti retorno utilizadas. Los valores que no están cumplimentados son dependientes del estado en el que se encuentran. Así, el modelo consta de tres tipos de válvulas anti retorno diferentes como se indica en la Figura III. 18. Estas válvulas están representadas por los símbolos CV1, CV2 y VB1. Éste último símbolo engloba también otro tipo de válvula direccional como se especificará en el siguiente apartado.

Tabla III. 7. Parámetros del modelo de las válvulas antiretorno

Variable	Descripción	Valor VB1	Valor CV1	Valor CV2
q	Caudal a través de la válvula (l/min)	-	-	-
$\Delta p$	Presión diferencial a través de la válvula (bar)	-	-	-
$p_A, p_B$	Presiones instantáneas a la entrada y salida de la válvula (bar)	-	-	-
$C_d$	Coefficiente de descarga	0,535	0,535	0,535
$A(\Delta p)$	Área de paso instantánea	-	-	-
$A_{max}$	Área de paso válvula completamente abierta (mm <sup>2</sup> )	126,677	126,677	660,52
$A_{leak}$	Área de fuga válvula completamente cerrada (m <sup>2</sup> )	2,75e-11	2,75e-11	2,75e-11
$p_{crack}$	Presión de “cracking” de la válvula (bar)	0,17	0,17	1
$p_{max}$	Presión necesaria para abrir al máximo la válvula (bar)	3,447	3,447	3,447
$\rho$	Densidad del fluido (kg/m <sup>3</sup> )	*	*	*
$\nu$	Viscosidad cinemática del fluido (cSt)	*	*	*
$Re_{cr}$	Número de Reynolds crítico	12	12	12

Los valores que parametrizan las válvulas antiretorno, se obtienen directamente de las hojas características de los componentes (Vickers, 1999b) y (Parker, 2004a, 2004b). El parámetro del área de fuga cuando la válvula está completamente cerrada se ha estimado inicialmente a través de los datos proporcionados por el fabricante en conjunción con el tratado de fugas desarrollado por Jolly (2005). El ajuste final se ha realizado a partir de los resultados de los ensayos experimentales, detallados en el apartado 4.4.2.1.

El valor de coeficiente de descarga,  $C_d$ , de las válvulas antiretorno se ha estimado desarrollando un modelo básico para caracterizar la caída de presión de la válvula antiretorno en función del caudal que pasa a través de ella, Figura III. 22. Mediante

\* Corresponden con valores predefinidos al seleccionar el fluido hidráulico

iteraciones sucesivas sobre este modelo, se obtiene la curva que se ajusta a los valores proporcionados por las gráficas características del componente.

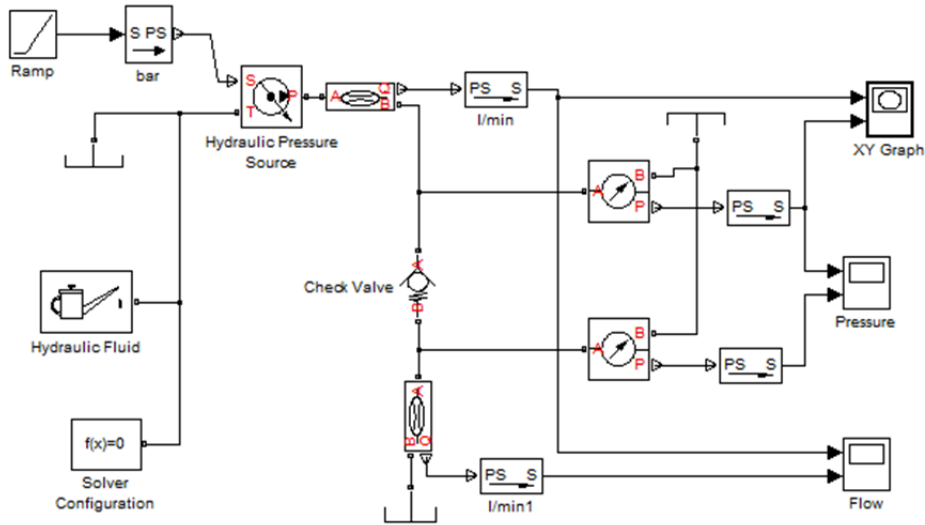


Figura III. 22. Modelo para estimar el coeficiente de descarga de las válvulas antiretorno

Aunque estas válvulas anti retorno están colocadas en diferentes partes del modelo hidráulico, principalmente se utilizan dentro de cada uno de los bloques de válvulas controlables (Valves Block, VB) tal como se muestra en la Figura III. 3.

### 3.4.4.3. Bloque de válvulas de control (Valves Block, VB)

Para posibilitar la aplicación del par de amortiguamiento variable, cada cilindro es activado independientemente a través de un bloque de válvulas que consta de tres componentes básicos tal y como se puede observar en la Figura III. 23. El primero de ellos son las válvulas antiretorno que han sido descritas y caracterizadas en el apartado anterior.

El segundo elemento son las válvulas direccionales de 4 vías (Presión-P, Tanque-T, Puerto A-A y Puerto B-B) y 3 posiciones (central, aporte de presión de P→A, aporte de presión P→B) denominadas válvulas 4/3.

Por último, es necesario introducir el componente que controla la acción de la activación de las válvulas 4/3. De esta manera, la posición de la válvula 4/3 viene definida por el valor de las entradas de control A y B del bloque *3-Position Valve Actuator*, mostradas en la Figura III. 23.

El bloque de válvulas de control modelado (VB), basado en el boceto indicado en la Figura III. 3, permite hacer circular el fluido aportado por los cilindros hidráulicos en

dos direcciones en función del estado del actuador-solenoide. Por tanto, en una posición específica de las válvulas, el fluido succionado del tanque de baja presión (FromLP) cuando es presionado en la cámara correspondiente del pistón, se dirige al acumulador de alta presión (ToHP), mientras que en el estado contrario, el fluido retorna al tanque de baja presión (ToLP) sin absorber prácticamente energía.

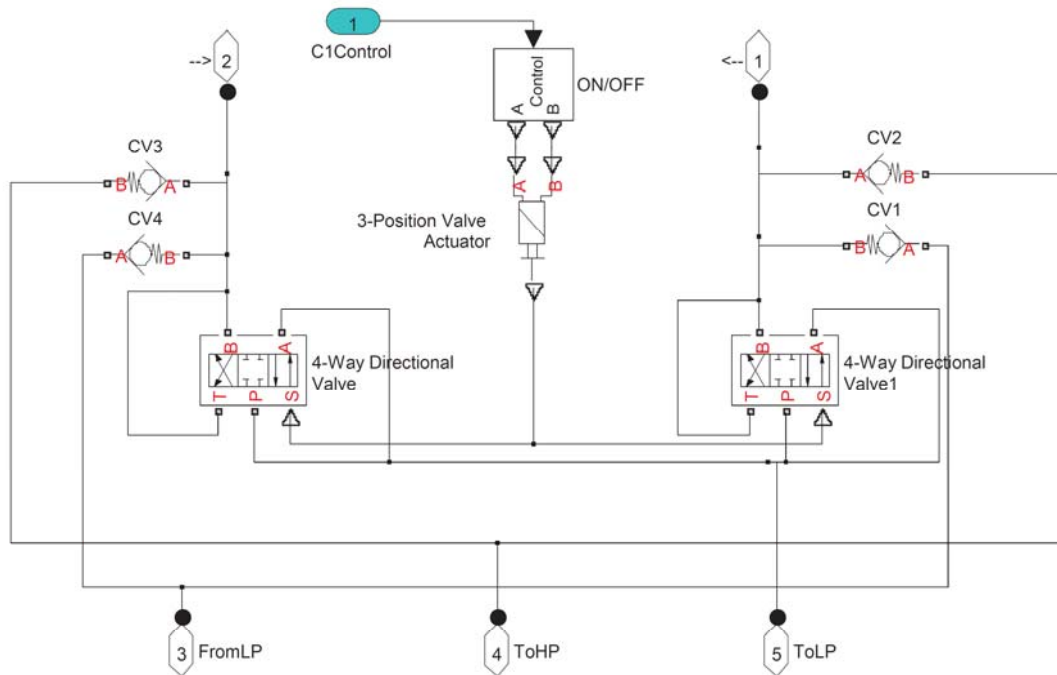


Figura III. 23. Modelo del bloque de válvulas para controlar Cilindros activos

Las válvulas direccionales incluidas en cada bloque de válvulas constan de cuatro bloques que modelan orificios variables para conectar las cuatro vías de conexión entre las entradas (P y T) y las salidas (A y B) de presión. En función de la posición del actuador, el fluido transcurrirá por dos de los orificios, abiertos proporcionalmente con respecto a las aberturas iniciales ( $h_{PA0}$ ,  $h_{PB0}$ ,  $h_{AT0}$ ,  $h_{BT0}$ ) según el modelo de parametrización seleccionado. En consecuencia, los otros dos orificios variables permanecerán cerrados. Este modelo de válvula direccional asume que los cuatro orificios tienen la misma forma y las mismas dimensiones. Hay que tener presente que este modelo no tiene en cuenta la inercia del fluido, ni fuerzas de inercia, hidráulicas o de otra índole cuando el elemento móvil de la válvula se está desplazando.

Los valores que parametrizan las válvulas direccionales 4/3 se obtienen en gran parte de las hojas de datos característicos, incluidos en la Tabla III. 8. Sin embargo, como en el caso de las válvulas antiretorno, el valor de coeficiente de descarga,  $C_d$ , de estas válvulas se ha estimado desarrollando un modelo básico para caracterizar la caída de

presión de la válvula en función del caudal que pasa a través de ella, Figura III. 24.

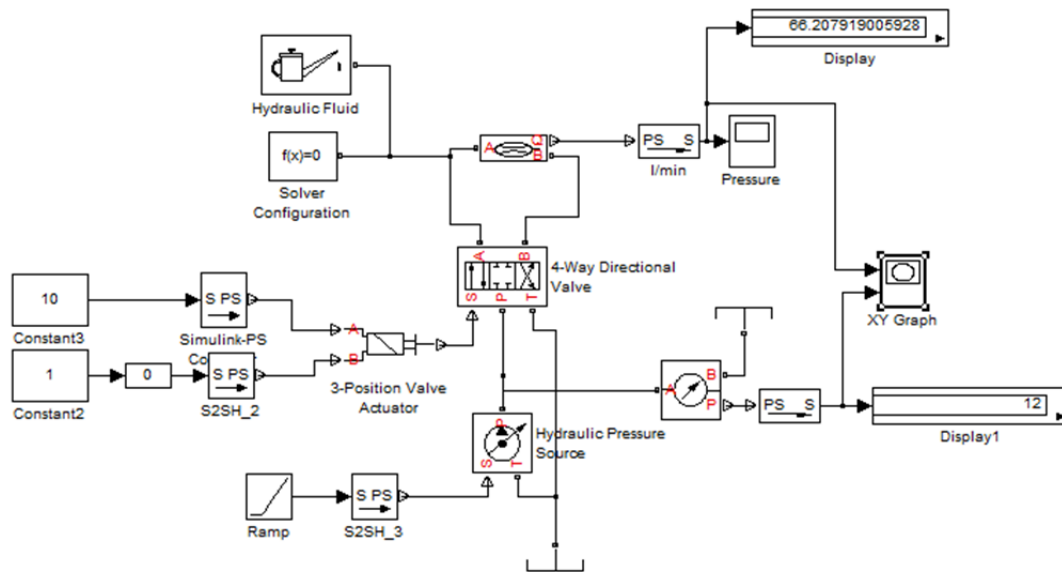


Figura III. 24. Modelo para estimar el coeficiente de descarga de las válvulas direccionales

Mediante iteraciones sucesivas sobre este modelo se obtiene la curva que se ajusta a los valores proporcionados en las gráficas características del componente (Vickers, 2009).

Tabla III. 8. Parámetros del modelo de las válvulas direccionales 4/3

Variable	Descripción	Valor
	Modelo de parametrización	Por máxima área y apertura
$A_{max}$	Máxima área de paso de la válvula ( $mm^2$ )	44,179
$O_{max}$	Máxima apertura de la válvula (mm)	20
$C_d$	Coefficiente de descarga	0,65
$A_{leak}$	Área de fuga para válvula cerrada ( $m^2$ )	$2,745e-11$
$Re_{cr}$	Número de Reynolds crítico	12
$h_{PA0}$	Apertura inicial del orificio P-A (m)	0
$h_{PB0}$	Apertura inicial del orificio P-B (m)	0
$h_{AT0}$	Apertura inicial del orificio A-T (m)	0
$h_{BT0}$	Apertura inicial del orificio B-T (m)	0

El último elemento necesario para modelar el bloque de válvulas es el actuador de la válvula de 3 posiciones. Los parámetros clave de este bloque son la carrera del actuador ( $S_{length}$ ), el tiempo necesario para abrir completamente la válvula ( $T_{on}$ ) y el tiempo necesario para cerrar completamente la válvula ( $T_{off}$ ). En la Tabla III. 9 se

especifican las características que controlan la activación y desactivación de la electroválvula por medio de una señal de control definida a través de las entradas *PS Constant* y *PS Constant1*. El actuador inicia su movimiento cuando se supera el 50% del valor nominal de la señal de control,  $S_{val}$ .

Tabla III. 9. Parámetros del modelo de los solenoides de la válvula 4/3

Variable	Descripción	Valor
$S_{length}$	Tamaño de émbolo (m)	0,02
$T_{on}$	Tiempo de apertura (ms)	45
$T_{off}$	Tiempo de cierre (ms)	28
$S_{val}$	Valor nominal de la señal (V)	20
$P_o$	Posición inicial	Central
A Control	Constante para puerto B	0 ⇔ Abierta 20 ⇔ Cerrada
B Control	Constante para puerto A. Límite para decidir la posición del actuador	10

#### 3.4.4.4. Tuberías

Para conectar algunos de los componentes entre sí, se han utilizados bloques de tuberías de dos tipos, tuberías rígidas y tuberías flexibles. Las tuberías flexibles se han utilizado para unir los puertos de los cilindros hidráulicos con los bloques de válvulas. Las tuberías rígidas con sus respectivos elementos de interconexión se han utilizado para unir las salidas de los bloques de válvulas que gobierna cada cilindro hidráulico con sus correspondientes ramas de alta y baja presión (ver Figura III. 23). Por último, se ha incluido una tubería rígida para incluir la pérdida de carga existente entre la válvula de control y el motor hidráulico.

El modelo de este bloque tiene en cuenta la pérdida por fricción a lo largo de la longitud de la tubería y la compresibilidad del fluido además de la forma de tubería, es decir, si ésta es circular o no, o si es rígida o flexible. Sin embargo asume que el fluido no tiene inercia y no predice el efecto de golpe de ariete o cambios de presión debido a la aceleración del fluido.

Las **pérdidas por fricción** se calculan a través de la ecuación de Darcy (Mott, 1996) en la que las pérdidas de fricción son proporcionales al factor de fricción,  $f$ , y al cuadrado del caudal,  $q$ . El factor de fricción depende del régimen en el que se encuentre el flujo dentro de la tubería. Este régimen se caracteriza por el número de Reynolds,  $Re$ . En este sentido, si el flujo es laminar, el factor de fricción laminar  $f_L$  sigue la ecuación (3.24) mientras que si el flujo es turbulento el factor de fricción

turbulento,  $f_T$  se determina a través de la expresión (3.26). Durante la transición de régimen laminar a turbulento, el factor de fricción se determina con una interpolación lineal entre los extremos, tal y como se indica en la expresión (3.25). Por tanto, las ecuaciones que representan las pérdidas por fricción y pérdida de presión,  $p$ , en función del régimen considerado son las siguientes,

$$p = f \frac{(L+L_{eq})}{D_H} \frac{\rho}{2 \cdot A^2} q \cdot |q| \quad (3.23)$$

Siendo  $f$ , el factor de fricción y  $Re$ , el número de Reynolds, calculados respectivamente a través de las expresiones siguientes,

$$f = \left\{ \begin{array}{ll} \frac{K_s}{Re} & \text{para } Re \leq Re_L \quad (3.24) \\ f_L + \frac{f_T - f_L}{Re_T - Re_L} (Re - Re_L) & \text{para } Re_L < Re < Re_T \quad (3.25) \\ \frac{1}{\left( -1,8 \log_{10} \left( \frac{6,9}{Re} + \left( \frac{r}{3,7 \cdot D_H} \right)^{1,11} \right) \right)^2} & \text{para } Re \geq Re_T \quad (3.26) \end{array} \right.$$

$$Re = \frac{q \cdot D_H}{A \cdot \nu} \quad (3.27)$$

En la expresión (3.27),  $q$  representa el caudal que circula por la tubería,  $D_H$ , es el diámetro hidráulico de la tubería que al ser circular corresponde con el propio diámetro de la tubería,  $A$ , es la sección de la tubería y  $\nu$ , es la viscosidad cinemática del fluido.

El otro factor que se define dentro de este bloque, la **compresibilidad del fluido**, se modela a través de un bloque que representa una cámara hidráulica de volumen constante.

Para representar la compresibilidad, el modelo utiliza las expresiones (3.28) y (3.29), donde el caudal,  $q$ , dentro de la cámara se calcula como la variación del volumen del fluido dentro de la cámara,  $V_f$ , en un intervalo de tiempo determinado. El volumen de fluido dentro de la cámara está relacionado con el volumen geométrico de la cámara,  $V_c$ , el módulo de Bulks,  $\beta_{Bulk}$ , y la presión a la que se encuentra el líquido,  $p$ .

$$V_f = V_c + \frac{V_c}{\beta_{Bulk}} \cdot p \quad (3.28)$$

$$q = \frac{dV_f}{dt} \quad (3.29)$$

Para representar los efectos que pueden ocurrir en una cámara en la que la presión puede caer por debajo del nivel de saturación del vapor del líquido, el fluido se representa como una mezcla de éste y una pequeña cantidad de gas no disuelto pero atrapado en el líquido. De la expresión (3.30) se puede extraer que el módulo de Bulks decrece cuanto más se acerque la presión,  $p$ , a la presión atmosférica,  $p_{atm}$ . Para presiones muy elevadas con respecto a la presión atmosférica, la cantidad de gas no disuelto en el líquido prácticamente no tiene efecto en el comportamiento del sistema.

$$\beta_{Bulk} = \beta_{Bulk_{Puro}} \cdot \frac{1 + \alpha \left( \frac{p_{atm}}{p_{atm} + p} \right)^{\frac{1}{n}}}{1 + \alpha \frac{p_{atm}^{\frac{1}{n}}}{n \cdot (p_{atm} + p)^{\frac{1}{n}}} \beta_{Bulk_{Puro}}} \quad (3.30)$$

En la Tabla III. 10 se describen algunas de las variables que determinan las pérdidas por fricción de cada una de las tuberías flexibles que unen cada puerto de cada cilindro hidráulico de doble efecto con el bloque de válvulas (VB) correspondiente. Se ha considerado que la presión inicial en las tuberías es de 8 bares.

Tabla III. 10. Parámetros del modelo de las tuberías

Variable	Descripción	HC1 a BV 1	HC2 a BV 2	HC3 a BV 3	HC4 a BV 4
$R_{eL}$	Máximo número de Reynolds para régimen laminar	2000			
$R_{eT}$	Mínimo número de Reynolds para régimen turbulento	4000			
$K_s$	Factor de forma que caracteriza la sección transversal de la tubería	64	64	64	64
A	Sección transversal de la tubería (cm <sup>2</sup> )	1,27	2,87	1,27	2,87
$D_H$	Diámetro hidráulico de la tubería (mm)	12,7	19,1	12,7	19,1
L	Longitud de la tubería (mm)	3300	3100	4000	3500
$L_{eq}$	Longitud equivalente agregada de las resistencias locales (mm)	100	100	100	100
r	Altura de la rugosidad de la superficie interna de la tubería (mm)	1,5e-2			
$\nu$	Viscosidad cinemática del fluido	*			

Para parametrizar los componentes asociados a las tuberías rígidas que unen los diferentes bloques de válvulas con los acumuladores de alta y baja presión, se utilizan

\* Corresponden con valores predefinidos al seleccionar el fluido hidráulico



prácticamente los mismos valores indicados en la Tabla III. 10, excepto las longitudes de cada tramo, la longitud equivalente agregada, el diámetro correspondiente y la rugosidad de la tubería que en este caso al ser tubo rígido de acero se considera  $1,5e^{-2}$  mm (White, 2011). Todos estos parámetros se especifican en la Figura III. 25 y Figura III. 26.

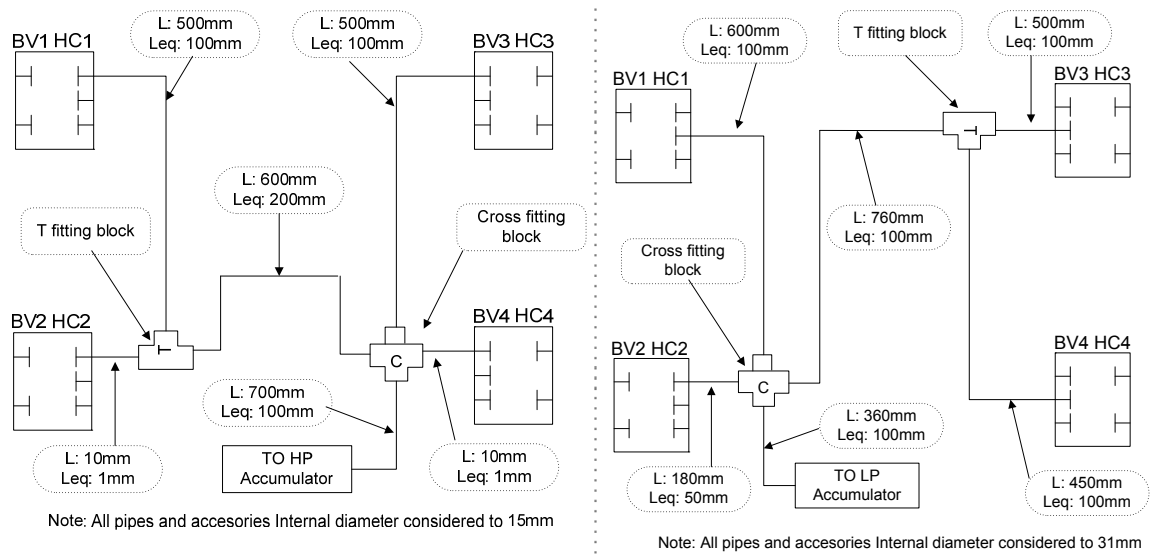


Figura III. 25. Longitudes y diámetros de tubería rígida consideradas para alta presión (izda) y baja presión (dcha)

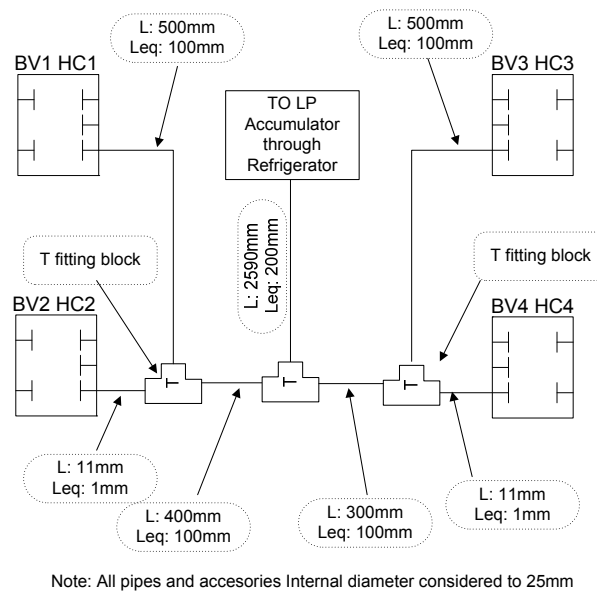


Figura III. 26. Longitudes y diámetro de tubería rígida consideradas para baja presión que pasan por circuito de refrigeración

La longitud de la tubería que une la válvula de control con el motor hidráulico, denominada en el modelo *MotorPipe*, es de 2500mm, con una longitud agregada de 300mm, un diámetro de 8mm y una rugosidad del tubo rígido de  $1,5e^{-2}$  mm.

En la Tabla III. 11 se indican las características que definen el módulo de Bulks para el fluido hidráulico que circula en este modelo.

Tabla III. 11. Parámetros del modelo del fluido hidráulico

Variable	Descripción	Valor
$\beta_{\text{Bulks}}$	Módulo de Bulks (Pa)	-
$\beta_{\text{Bulkspuro}}$	Módulo de Bulks del fluido puro a 15°C (Pa)	1,7579e+9
$p_{\text{atm}}$	Presión atmosférica (atm)	1
$V_G$	Volumen de gas a presión atmosférica (l)	-
$V_L$	Volumen de líquido (l)	-
$\alpha$	Contenido de gas relativo a presión atmosférica, $V_G/V_L$	0,06

Para determinar el factor de fricción del fluido dentro de la tubería se debe tener en cuenta el régimen en el que se encuentra. El fluido se encuentra en régimen laminar cuando el número de Reynolds está por debajo de 2000. Cuando este valor está por encima de 4000 se considera régimen turbulento. En cualquier otro caso se encuentra en el régimen de transición, interpolando su valor en función de la expresión (3.25).

Los parámetros asociados a los componentes de unión considerados, es decir, elementos en T y en cruz para conectar los diferentes tramos de tuberías, se han estimado siguiendo las consideraciones de Bassett et al. (2001) y Ando et al. (2011). Por sencillez, en ambos casos, tanto en los elementos en T como en cruz, se han supuesto los mismos parámetros para el coeficiente de pérdida de presión, independientemente de la posición y circuito de presión considerado, alta presión (HP), baja presión (LP) y baja presión a través del circuito de refrigeración (LPr). Los únicos valores modificados en cada bloque corresponden al diámetro de cada entrada. El bloque de unión en cruz, se ha construido a partir de seis resistencias locales. El coeficiente de pérdida de presión para cada combinación de entrada-salida de fluido dentro de la unión en cruz, se considera constante para una dirección determinada de flujo. Las expresiones aplicables son las siguientes,

$$p = \begin{cases} K \cdot \frac{\rho}{2 \cdot A^2} q |q| & \text{para } Re \geq Re_{cr} \\ K \cdot Re_{cr} \cdot \frac{\nu \rho}{4} \cdot \sqrt{\frac{A}{\pi}} \cdot q & \text{para } Re < Re_{cr} \end{cases} \quad (3.31)$$

En la Tabla III. 12 y Tabla III. 13 se presentan los parámetros utilizados para modelar las uniones en cruz y en T, respectivamente.

*Tabla III. 12. Parámetros asociados a los elementos de unión en cruz*

Variable	Descripción	Valor	
		HP	LP
—	Área resistente (mm <sup>2</sup> )	176,715	754,77
K	Pérdida de carga en flujo directo	1,12	
K	Pérdida de carga en flujo inverso	1,8	
Re <sub>cr</sub>	Número de Reynolds crítico	12	

*Tabla III. 13. Parámetros asociados a los elementos de unión en T*

Variable	Descripción	Valor		
		HP	LP	LPr
—	Diámetro de la tubería principal (mm)	15	31	25
—	Diámetro de tubería en la rama (mm)	15	31	25
—	Coefficiente de pérdida de presión de A a B/B a A	1,12		
—	Coefficiente de pérdida de presión de A a A1/A1 a B	1,36		
—	Coefficiente de pérdida de presión de A1 a A/ B a A1	1,8		
Re <sub>cr</sub>	Número de Reynolds crítico	12		
$\rho$	Densidad del fluido	*		
$\nu$	Viscosidad cinemática del fluido	*		

#### 3.4.4.5. Acumuladores de gas

Un acumulador consta de una cámara de gas precargada y una cámara de fluido conectada al sistema hidráulico. Dependiendo de la forma de separar ambas cámaras, éste puede ser de pistón, de diafragma o de vejiga. Si la presión del fluido es superior a la presión de precarga, el fluido está entrando en el acumulador comprimiendo el gas y almacenando energía hidráulica. Si la presión cae, el acumulador está entregando energía al sistema hidráulico.

Normalmente la presión del acumulador se mantiene por encima de la presión de precarga,  $p_{pr}$ , pero puede darse el caso que se vacíe de aceite completamente, a partir de lo cual la cámara de gas se aísla y la presión de gas se mantiene constante e igual a la presión de precarga. Sin embargo, la presión a la entrada del acumulador dependerá de la presión del fluido en el sistema.

\* Corresponden con valores predefinidos al seleccionar el fluido hidráulico

Teniendo en cuenta este efecto, el acumulador de gas precargado, se rige por las siguientes expresiones,

$$q = \frac{dV_F}{dt} \quad (3.32)$$

$$V_F = \begin{cases} K_s \cdot (p + p_a) & \text{si } p \leq p_{pr} \\ K_s \cdot (p_{pr} + p_a) \cdot \left\{ \left( \frac{p_{pr} + p_a}{p + p_a} \right)^{\frac{1}{\gamma}} \right\} + V_A \cdot \left\{ 1 - \left( \frac{p_{pr} + p_a}{p + p_a} \right)^{\frac{1}{\gamma}} \right\} & \text{para } p > p_{pr} \end{cases} \quad (3.33)$$

Las variables incluidas en las expresiones anteriores se definen en la Tabla III. 14 donde los valores asignados provienen de las hojas técnicas del acumulador (Olaer, 2010). En la tabla se detallan los parámetros de los dos acumuladores del sistema, el de alta presión, HP, y el de baja presión, LP, donde los valores que no están indicados son dependientes del estado en el que se encuentra el PTO.

Este modelo asume que la compresión del gas se determina basándose en la termodinámica de los gases ideales. Además, se asume que el proceso es isoentrópico y que no hay ningún tipo de carga en el separador del gas y fluido, y por tanto, se considera despreciable la inercia y la fricción que pudiera existir. Por último, no se considera la compresibilidad del aceite.

Tabla III. 14. Características de los acumuladores de gas precargados

Variable	Descripción	Valores	
		HP	LP
q	Caudal volumétrico (l/min)	-	-
V <sub>F</sub>	Volumen del fluido (l)	-	-
V <sub>A</sub>	Capacidad del acumulador (l)	51,5	51,5
p	Presión a la entrada del acumulador (bar)	-	-
p <sub>pr</sub>	Presión de precarga (bar)	60	1,5
p <sub>a</sub>	Presión atmosférica (bar)	1	1
γ	Ratio del calor específico	1,4	1,4
t	Tiempo (s)	-	-
V <sub>0</sub>	Volumen inicial (l)	0,001	29
K <sub>s</sub>	Conformidad estructural (m <sup>3</sup> /Pa)	1e-13	1e-13

#### 3.4.4.6. Válvula limitadora de presión

Este elemento es un sistema de seguridad que limita la presión en el circuito de alta presión, evitando un eventual problema del sistema hidráulico. El valor de presión al que se tara el elemento se regula físicamente por medio de un tornillo. El bloque que representa la válvula limitadora de presión muestra una dependencia entre la sección

de paso de la válvula con respecto a la diferencia de presión entre la entrada y la salida de la misma.

La válvula permanece cerrada mientras la presión a la entrada de la válvula es menor que la presión límite establecida. Cuando se alcanza la presión límite, el valor de control que hace abrir la válvula, fuerza al cierre de la válvula a permitir un paso de caudal entre la entrada y la salida de la válvula limitadora de presión. Por tanto, cierta cantidad de caudal se deriva a la válvula anti retorno previa al acumulador de baja presión, reduciendo por tanto la presión a la entrada de la válvula. Este bloque requiere especificar el máximo área y el área de fuga. Además, tiene en cuenta el tipo de flujo, laminar o turbulento, monitorizando el número de Reynolds y comparándolo con el crítico para determinar el caudal que atraviesa la válvula aplicando las expresiones (3.34) y (3.35). En la Tabla III. 15 se indican las características aplicadas a la válvula limitadora de presión (Eaton, 2009; Vickers, 1999a) donde los valores que no están determinados son dependientes del estado en el que se encuentra el PTO.

Tabla III. 15. Características de la válvula limitadora de presión

Variable	Descripción	Valor
$q$	Caudal a través de la válvula (l/min)	-
$\Delta p$	Presión diferencial a través de la válvula (bar)	-
$p_A, p_B$	Presiones instantáneas a la entrada y salida de la válvula (bar)	-
$C_d$	Coefficiente de descarga	0,535
$A(\Delta p)$	Área de paso instantánea	-
$A_{max}$	Área de paso con la válvula completamente abierta (mm <sup>2</sup> )	96,94
$A_{leak}$	Area de fuga para la válvula completamente cerrada (m <sup>2</sup> )	12,75 e-11
$p_{reg}$	Rango de regulación de la válvula (Pa)	5e+5
$p_{set}$	Presión de límite a partir de la cual empieza a descargar (bar)	200
$p_{max}$	Presión de la válvula a la máxima apertura (Pa)	-
$\rho$	Densidad del fluido(Kg/m <sup>3</sup> )	*
$\nu$	Viscosidad cinemática del fluido (cSt)	*
$Re_{cr}$	Número de Reynolds crítico	12

Como en el caso de anteriores válvulas, el valor de coeficiente de descarga,  $C_d$ , de esta válvula se ha determinado a través de un modelo hidráulico similar al representado en la Figura III. 22, donde se representa la caída de presión de la válvula

\* Corresponden con valores predefinidos al seleccionar el fluido hidráulico

en función del caudal que pasa a través de ella. Iteraciones sucesivas sobre este modelo permiten ajustar el valor a las gráficas proporcionadas por el fabricante.

El caudal que atraviesa la válvula se determina aplicando las siguientes expresiones,

$$q = \begin{cases} C_d \cdot A(\Delta p) \sqrt{\frac{2}{\rho} \cdot |\Delta p| \cdot \text{sign}(\Delta p)} & \text{para } Re \geq Re_{cr} \\ 2 \cdot \left( \frac{C_d}{\sqrt{Re_{cr}}} \right)^2 A(\Delta p) \cdot \frac{1}{\nu \rho} \cdot \sqrt{\frac{4A(\Delta p)}{\pi}} \cdot p & \text{para } Re < Re_{cr} \end{cases} \quad (3.34)$$

Siendo  $\Delta p$  la diferencia de presiones entre la entrada y salida,  $p_A - p_B$ , y  $A(\Delta p)$  dependiente de la diferencia de presiones entre la entrada y la salida de la válvula,

$$A(\Delta p) = \begin{cases} A_{leak} & \text{para } (p_A - p_B) \leq p_{set} \\ A_{leak} + \frac{A_{max}}{p_{reg}} \cdot (p - p_{set}) & \text{para } p_{set} < (p_A - p_B) < p_{max} \\ A_{max} & \text{para } (p_A - p_B) \geq p_{max} \end{cases} \quad (3.35)$$

#### 3.4.4.7. Válvula de control de flujo

El bloque que representa la válvula de control de flujo se basa en un bloque de válvula direccional en el que la apertura es proporcional al área máxima de apertura. De las posibilidades existentes de parametrización de este bloque, se ha seleccionado la opción de parametrización por área con respecto a una tabla que relaciona el tanto por ciento de apertura con respecto al caudal que la atraviesa, teniendo en cuenta las hojas técnicas de la válvula seleccionada y que se indican en la Figura III. 27.

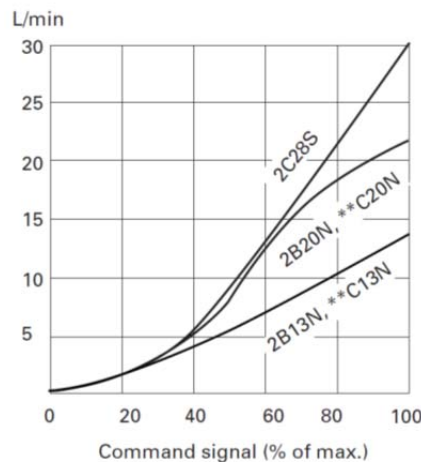


Figura III. 27. Características de la válvula de control de flujo 2B13N (cortesía Eaton (2008)).

En este caso el caudal se determina por interpolación. Se asume que existe una pequeña fuga de caudal aunque la válvula esté completamente cerrada y que está relacionada con el parámetro de Área de fuga. Además se asume que la inercia del fluido es despreciable.

En la Tabla III. 16 se indican los principales parámetros que se han tenido en cuenta para parametrizar la válvula de control de flujo con presión compensada a partir de los datos identificados en su hoja de características (Eaton, 2008).

Como en el caso del resto de válvulas, el valor de coeficiente de descarga,  $C_d$ , de esta válvula se ha determinado a través de un modelo hidráulico específico que representa la caída de presión de la válvula en función del caudal que pasa a través de ella (ver Figura III. 28). Mediante iteraciones sucesivas sobre este modelo se obtiene la curva que se ajusta a los valores proporcionados en las gráficas características del componente.

Tabla III. 16. Parámetros del modelo de la válvula de control de flujo con presión compensada

Variable	Descripción	Valor
	Presión diferencial a través del orificio (bar)	5
$C_d$	Coefficiente de descarga	0,154
	Apertura inicial (m)	0
$Re_{cr}$	Número de Reynolds crítico	12
—	Apertura del orificio tabulada (%)	[0, 10, 20, 30, 40, 50, 60, 70, 80, 90, 100]
—	Área del orificio tabulada (mm <sup>2</sup> )	[0; 2,65; 5,25; 9,35; 13,14; 18,55; 22,3; 27,6; 32,6; 38,42;44,18]
—	Método de interpolación	Lineal
—	Método de extrapolación	A partir de los dos últimos puntos
—	Área de fuga (m <sup>2</sup> )	9,6e-11

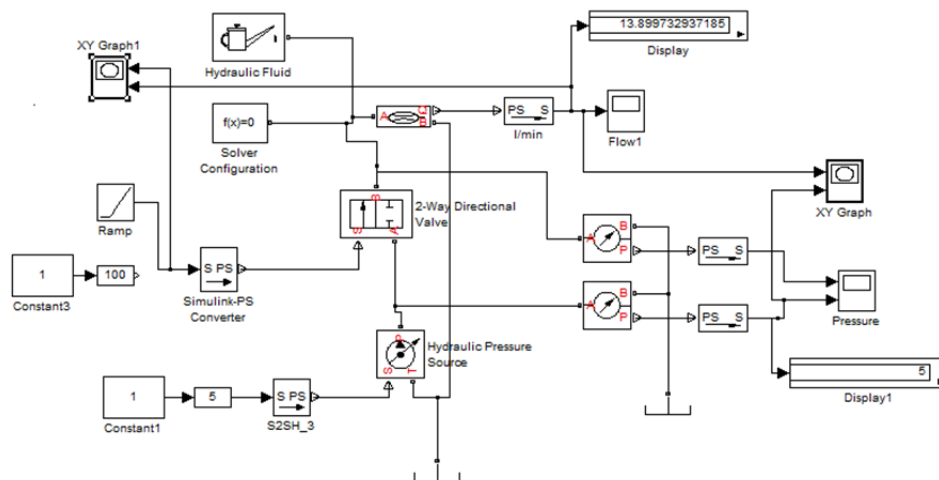


Figura III. 28. Modelo para estimar el coeficiente de descarga de la válvula de control

Es posible hacer un ajuste más fino del modelo de la válvula siguiendo el procedimiento establecido por Tchkalov & Miller (2014). Sin embargo, la metodología que sigue el autor se basa en la aplicación de procedimientos de optimización que requieren funciones pertenecientes al *Toolbox* de optimización de Mathworks ®.

#### 3.4.4.8. Motor hidráulico de cilindrada fija

El motor hidráulico de cilindrada fija se modela a través de la eficiencia volumétrica,  $\eta_{vol}$ , la eficiencia total,  $\eta_t$ , la presión nominal,  $p_{nom}$ , y la velocidad angular nominal,  $\omega_{nom}$ , con objeto de obtener el caudal que lo atraviesa,  $q_{MH}$ , y el par motor,  $T_{MH}$ , tal como se muestra en las siguientes expresiones.

$$q_{MH} = D \cdot \omega + \frac{k_{HP}}{v \cdot \rho} \cdot (p_A - p_B) \quad (3.36)$$

$$k_{HP} = \frac{D \cdot \omega_{nom} \cdot (1 - \eta_{vol}) \cdot v_{nom}}{p_{nom}} \quad (3.37)$$

$$T_{MH} = D \cdot (p_A - p_B) \cdot \eta_{mec} \quad (3.38)$$

En estas expresiones,  $k_{HP}$ , indica la fuga de caudal del motor basándose en la asunción de que es linealmente proporcional a la diferencia de presiones a través del motor hidráulico. Este parámetro se puede calcular usando la expresión de Hagen-Poiseuille (Pfitzner, 1976). La eficiencia mecánica,  $\eta_{mec}$ , se calcula a partir de la eficiencia volumétrica,  $\eta_{vol}$ , y la eficiencia total,  $\eta_t$ , del motor hidráulico proporcionada en las hojas técnicas del motor (Parker, 2009). En la Tabla III. 17 se presentan los parámetros que definen el modelo del motor hidráulico.

Este modelo asume que la compresibilidad del aceite es despreciable, que no hay ningún tipo de carga acoplada al motor, y que la fuga interna de caudal es linealmente proporcional a la caída de presión entre la entrada y salida del motor hidráulico.

En este punto cabe decir, que a pesar de que diversos estudios establecen como idóneos para estos sistemas hidráulicos motores de cilindrada variable controlados digitalmente (Costello et al., 2011), se ha seleccionado un motor de cilindrada fija debido a que los caudales reales que se esperan para el prototipo de escala 1:4 son bajos, menores a 10l/min. Estos caudales tan reducidos hacen seleccionar, ya para el modelo, un motor de cilindrada fija cuyo caudal es regulado por la válvula de control definida en el apartado 3.4.4.7, debido a su mejor comportamiento.

En la Figura III. 29 se muestra el modelo asociado al motor hidráulico incluyendo el sensor que determina la velocidad angular y par proporcionado frente a la carga



aplicada. En el modelo de la carga (Motor Load) se ha incluido el momento de inercia de los componentes acoplados al motor hidráulico, acoplamiento (BEI-Ideacod, 2002) y encoder (BEI-Ideacod, 2008), siendo éste finalmente 1,62kgcm<sup>2</sup>. El caudal aportado por la válvula de control entra por el puerto denominado IN, para salir a baja presión por el puerto denominado OUT.

Tabla III. 17. Parámetros del modelo del motor hidráulico de cilindrada fija

Variable	Descripción	Valor
q	Caudal a través del motor hidráulico (l/min)	-
p <sub>A</sub> -p <sub>B</sub>	Caída de presión entre la entrada y salida del motor hidráulico (bar)	-
τ	Par en el eje del motor hidráulico	-
D	Cilindrada del motor hidráulico (cm <sup>3</sup> /rev)	4,9
ω	Velocidad del motor hidráulico (rpm)	-
k <sub>HP</sub>	Coefficiente de Hagen-Poiseuille	-
η <sub>vol</sub>	Eficiencia volumétrica del motor hidráulico	0,98
η <sub>t</sub>	Eficiencia total del motor hidráulico	0,9
ν	Viscosidad cinemática del fluido (cSt)	*
ρ	Densidad del fluido (kg/m <sup>3</sup> )	*
p <sub>nom</sub>	Presión nominal del motor hidráulico (bar)	300
ω <sub>nom</sub>	Velocidad angular nominal del motor (rpm)	4500
ν <sub>nom</sub>	Viscosidad cinemática nominal del fluido (cSt)	8,13

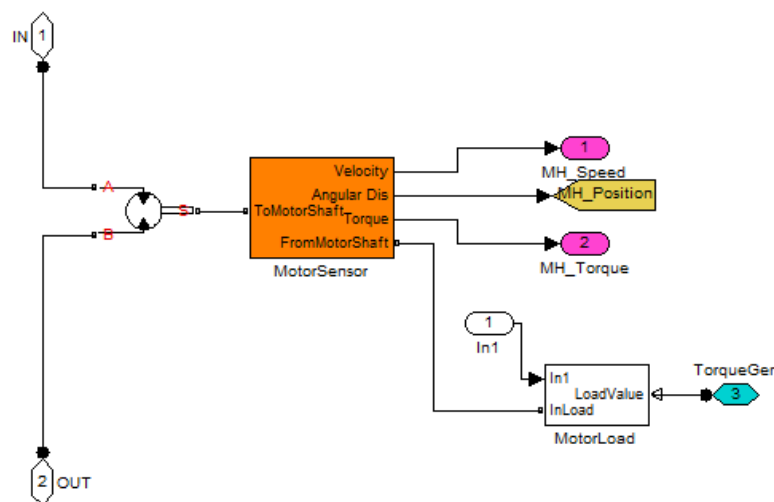


Figura III. 29. Modelo del motor hidráulico, la carga y sensores asociados

\* Corresponden con valores predefinidos al seleccionar el fluido hidráulico

### 3.4.4.9. Fluido Hidráulico

Para completar el modelo del circuito hidráulico, es necesario definir el fluido hidráulico utilizado que circula por el mismo, asignando valores a propiedades típicas del fluido, como la viscosidad cinemática, la densidad y el módulo de Bulk,  $\beta_{\text{Bulks}}$ , y que son aplicables para todos los componentes incluidos en el circuito hidráulico.

La densidad se determina por el tipo de fluido, mientras que la viscosidad cinemática requiere, además, conocer la temperatura del fluido. El valor del módulo de Bulk's que se incluye en el modelo es el del fluido puro y se determina por el tipo de fluido y por la temperatura. Además, éste parámetro, posibilita la inclusión de cierto porcentaje de aire atrapado en el fluido hidráulico. Este aspecto no se contempla en los modelos estudiados en el estado del arte y que implica resultados de eficiencias superiores a los obtenidos experimentalmente (Choi et al., 2012) .

En el modelo del fluido, incluido en la Figura III. 19, se asume que las propiedades permanecen constantes a lo largo de la simulación. El módulo de Bulk que representa la compresibilidad del fluido es el indicado en la expresión (3.30), incluida en el apartado 3.4.4.4.

Para seleccionar el fluido que se utiliza en el modelo con respecto al incluido en el PTO fabricado se han comparado varios aceites que por defecto ya tiene parametrizados el software de modelado. En la Tabla III. 18 se comparan las principales características del aceite real utilizado en el prototipo fabricado (HLP46) y del aceite definido en el modelo (ISO VG46). Los valores de la Tabla III. 19 se corresponden con los de un aceite ISO VG46 ESSO UNIVIS N46 equivalente según la norma ISO al utilizado en el prototipo real construido (Yuken, 2014).

Tabla III. 18. Comparación entre aceite real y modelado

Parámetro	Aceite HLP46	Aceite ISO VG46
Densidad del fluido a 15°C (kgr/m <sup>3</sup> )	880	881,91
Viscosidad cinemática a 40°C (cSt)	46	45,7
Viscosidad cinemática a 100°C (cSt)	6,7	8,13
Módulo de Bulks a 15°C (bar)	14000	16400

En las simulaciones se ha considerado que la temperatura del fluido es constante y corresponde a 25°C, de acuerdo con los valores obtenidos en los ensayos experimentales del PTO real construido. En la Tabla III. 19 se indican los parámetros

utilizados en el modelo del fluido hidráulico, mientras que la Figura III. 30 muestra la variación de las características del fluido seleccionado en función de la temperatura.

Tabla III. 19. Características del modelo que define el fluido hidráulico

Variable	Descripción	Valor
$\beta_{\text{Bulks}}$	Módulo de Bulks (Pa)	-
$\beta_{\text{Bulkspuro}}$	Módulo de Bulks del fluido puro a 15°C (Pa)	1,7579e+9
$p_{\text{atm}}$	Presión atmosférica (atm)	1
$V_G$	Volumen de gas a presión atmosférica (l)	-
$V_L$	Volumen de líquido (l)	-
$\alpha$	Contenido de gas relativo a presión atmosférica, $V_G/V_L$	-
$n$	Ratio del calor específico del gas	1,4
$\nu$	Viscosidad a 15°C (cSt)	180,044
$\rho$	Densidad del fluido a 15°C (kg/m <sup>3</sup> )	881,914
	Cantidad relativa de aire atrapado	0,16
	Temperatura del sistema (°C)	25
$U_{\text{nom}}$	Factor de reducción por la viscosidad	1

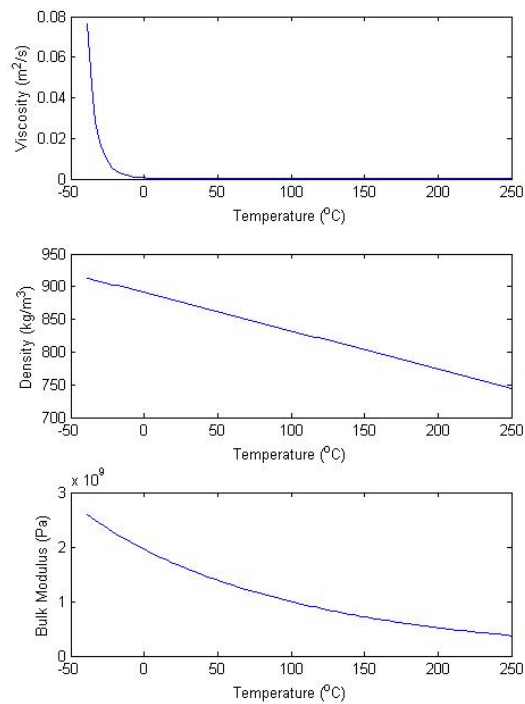


Figura III. 30. Características del aceite ISO VG46 ESSO UNIVIS N46 vs Temperatura (The Mathworks, 2008b)

### 3.4.5. Consideraciones adicionales sobre la implementación del modelo

El modelo desarrollado asume que la temperatura del fluido hidráulico, aceite, no cambia en ningún momento durante la simulación. A pesar de ello, éste modelo considera las pérdidas hidráulicas causadas por las tuberías hidráulicas flexibles, y las provocadas por los componentes a través de su coeficiente de descarga y por el área de fuga cuando los componentes se encuentran en su posición original (cerrados). Por otra parte, también tiene en cuenta características de fluido hidráulico como la viscosidad cinemática, la densidad y la compresibilidad a través del módulo de Bulks incluyendo factores como la proporción de aire disuelto en el aceite.

Para simular el modelo adecuadamente es necesario configurar el Solver que determina el tiempo del paso de simulación y que aplica un método numérico para resolver las ecuaciones diferenciales ordinarias del modelo. En este caso, el Solver seleccionado es el ode15s, un solver implícito continuo de paso variable, adecuado para resolver fórmulas de diferenciación numéricas denominadas *Numerical Differentiation Formulas* (NDFs) en la plataforma software. Este Solver incluye un algoritmo adaptativo para la detección de los pasos por cero.

Se han realizado unos análisis preliminares para identificar la mejor tolerancia aplicable al Solver que proporcione buena exactitud en los resultados sin aumentar en demasía el tiempo de la simulación. Estos ensayos han permitido estimar el valor medio del caudal aportado por un cilindro activo durante un tiempo establecido de simulación de 1000 segundos, para compararlo con el caudal teórico aportado en esos 1000 segundos, que resulta ser 0,33 l/min.

En la Tabla III. 20 se indican los resultados obtenidos del caudal medio y el tiempo real para realizar la simulación en función de la tolerancia aplicada en el Solver, para un mismo tiempo de simulación.

Tabla III. 20. Caudal medio y tiempo real de simulación en función de la tolerancia del solver

Tolerancia	Caudal medio simulado (l/min)	Tiempo de simulación (s)
0,01	0,123	128,69
0,001	0,1515	210,62
0,0005	0,1894	249,63
0,0001	0,2755	500,19
0,00005	0,2946	794,97

A la vista de los resultados obtenidos se selecciona una tolerancia relativa de  $1e-4$  ya que ofrece resultados cercanos y comparables con los teóricos ideales. Este Solver está configurado para un orden máximo 2, adecuado para la resolución de las formulas diferenciales numéricas. Se ha comprobado que utilizar órdenes superiores no mejoran los resultados obtenidos y sí ralentizan la simulación.

### **3.5. CONCLUSIONES**

A partir de los modelos de PTO estudiados, Lasa, Antolín et al. (2011; 2012) han diseñado y fabricado un innovador dispositivo PTO hidráulico basado en cuatro cilindros hidráulicos comerciales de doble efecto con diferentes áreas. Estos cilindros pueden ser activados independientemente a través de unos bloques de válvulas controladas electrónicamente con el objetivo de ejercer la fuerza de amortiguamiento requerida. Este sistema es capaz de aplicar hasta diecinueve fuerzas de amortiguación discretas diferentes, aplicables en ambos sentidos de un movimiento angular alternativo, activando o desactivando los cilindros adecuados, para una configuración geométrica y una presión de operación determinada. Además, la disposición geométrica variable de los cilindros de doble efecto con respecto al punto de aplicación del par de amortiguamiento, provoca un comportamiento del par de amortiguamiento quasi-senoidal rectificado. Asimismo, cabe mencionar que este dispositivo es capaz de ajustar el volumen del acumulador de alta presión, y por consiguiente, la presión de los acumuladores, actuando sobre la apertura de una válvula de control que regula el caudal aportado al motor hidráulico. Las anteriores características hacen que el PTO diseñado sea capaz de ejercer una gran cantidad de fuerzas de amortiguamiento diferentes, útiles para ajustar la fuerza proporcionada por el PTO sobre el captador, el cual se encuentra sometido a ciertas condiciones de mar.

Debido al conjunto de bloques de válvulas y cilindros de doble efecto que configuran el PTO oleo-hidráulico diseñado, conceptualmente éste es capaz de aplicar estrategias de control basadas en bloqueo (*latching*) y desbloqueo (*unlatching*), así como pseudo-continuo, a parte de otro tipo de estrategias menos eficientes como pueden ser las estrategias basadas en aplicar una fuerza de amortiguamiento constante, ya analizadas en la literatura (ver Capítulo II).

Este PTO, ha sido patentado por Lasa, Antolín & Estensoro (2012), y puede ser utilizado en varios de los dispositivos descritos en este capítulo, tales como los dispositivos Wavebob, Searev, Pendulor, Waveroller y Wavestar.

Además, en este capítulo se ha desarrollado el modelo detallado del novedoso PTO, incluyendo las fijaciones variables de los cilindros. El modelo es capaz de manipular el estado de cada uno de los cilindros independientemente a través de señales discretas de activación y desactivación.

El modelo cinemático y dinámico se ha desarrollado a partir de una herramienta de simulación basada en el intercambiando de energía a través de sus puertos o conexiones. Este modelo tiene en cuenta las principales pérdidas presentes en un dispositivo hidráulico, tales como las producidas por las tuberías, bien rígidas o flexibles, la fricción presente en el desplazamiento del émbolo de los cilindros hidráulicos, así como las fugas de las válvulas consideradas. Igualmente, el modelo tiene en cuenta el efecto del aire atrapado en el fluido hidráulico que afecta a la presurización del mismo, retardando la aplicación de la fuerza aplicada por los cilindros activos.

Los valores utilizados que parametrizan los componentes del modelo, se corresponden a los proporcionados en las hojas características de los elementos comerciales utilizados en el prototipo de PTO construido.

En el capítulo siguiente se valida experimentalmente el PTO oleo-hidráulico de alta presión descrito en este capítulo, mostrando a su vez simulaciones del comportamiento del PTO en ciertas condiciones de operación.



## IV. VALIDACIÓN EXPERIMENTAL



## 4.1. INTRODUCCIÓN

Este capítulo está dedicado a la validación del modelo cinemático y dinámico del novedoso PTO hidráulico basado en un array de cilindros.

Muestra los resultados del comportamiento del PTO en estados concretos de operación de la válvula de control para unos movimientos específicos de la señal de entrada al PTO. Las simulaciones se realizan teniendo en cuenta la parametrización de los componentes del modelo de acuerdo a los datos presentes en las hojas de especificaciones, a valores obtenidos en simulaciones de elementos finitos y a través de cálculos y mediciones sobre el dispositivo PTO real. Además estas simulaciones tienen en cuenta los parámetros ajustados experimentalmente.

En este sentido, dentro de la validación del modelo se incluye un apartado específico donde se describen las simulaciones realizadas para el ajuste del modelo con respecto al comportamiento experimental de PTO en lazo abierto. El objetivo de este apartado es ajustar el comportamiento del modelo al comportamiento real del PTO a través de la modificación de algunos parámetros específicos del modelo como son las fugas de caudal en las válvulas, la válvula de control y la cantidad de aire disuelto en el aceite.

## 4.2. DISEÑO DE EXPERIMENTOS

Para validar el modelo dinámico del PTO, se definen cuatro tipos de simulaciones que representan los cuatro estados característicos de operación de la válvula de control a partir de un estado específico en la entrada de movimiento del PTO. Además se añade otro conjunto de simulaciones relacionadas con el comportamiento del PTO cuando se aplica una carga a la salida del mismo. Por tanto, el conjunto de ensayos es el siguiente:

- **Set Test 1: válvula de control totalmente abierta.** En esta situación el caudal aportado por los cilindros activos se verá reflejado en el caudal que atraviesa el motor hidráulico, salida del PTO. Si se aplica una señal sinusoidal a la entrada del PTO, es esperable una velocidad sinusoidal rectificadora a la salida del PTO. Con este primer grupo de simulaciones se comprueba el funcionamiento esperado del PTO en cuanto a la circulación del fluido se refiere.
- **Set Test 2: válvula de control completamente cerrada.** En esta situación el caudal aportado por los cilindros activos a la entrada del PTO se almacenará en el acumulador de alta presión, provocando un aumento de presión en su interior. Este conjunto de simulaciones se ha llevado a cabo con diferentes

configuraciones geométricas para mostrar el efecto de las mismas en la variación de la presión, variable que afecta sobre el par de amortiguamiento ejercido por el PTO.

- **Set Test 3: válvula de control parcialmente abierta.** En esta situación se aplican diferentes porcentajes de apertura de la válvula de control una vez la presión del acumulador de alta presión ha alcanzado un valor determinado, manteniendo posteriormente el movimiento de entrada al PTO. El objetivo de este grupo de simulaciones es el de mostrar el efecto de suavizado aportado por el acumulador de alta presión a la salida del PTO, reflejándose en una velocidad angular prácticamente constante en el motor hidráulico.
- **Set Test 4: bloqueo en la entrada del PTO, ausencia de movimiento.** Este grupo de simulaciones pretende mostrar el comportamiento de la salida del PTO cuando la entrada de movimiento al mismo está bloqueada (no hay movimiento). Esta situación se corresponde cuando el estado de mar no excita el captador, y por tanto éste no es capaz de transmitir movimiento a la entrada del PTO. En este caso, el motor hidráulico genera potencia útil a través de la descarga del volumen de aceite almacenado en el acumulador de alta presión.
- **Set Test 5: carga aplicada a la salida del PTO.** Este último grupo de simulaciones pretende mostrar el comportamiento de la salida del PTO antes diferentes cargas acopladas ante una misma entrada de movimiento. Este tipo de simulaciones muestran la eficiencia del PTO para ciertas condiciones de operación.

Estos cinco conjuntos de simulaciones se han realizado bajo las condiciones anteriormente mencionadas aplicando una misma señal de entrada en el PTO a través de un actuador lineal. Esta señal de entrada consiste en una señal sinusoidal de amplitud 40mm y frecuencia 0,1Hz. Esto supone una amplitud del ángulo a la entrada del PTO,  $\Phi$ , de 23,87° con la misma frecuencia. Esta señal de entrada corresponde, aproximadamente, con el máximo desplazamiento angular disponible del PTO construido.

Para todos los ensayos de validación se han utilizado los parámetros identificados en la Tabla IV. 1, donde se indican las variables geométricas consideradas para la fijación de los cilindros de doble efecto con respecto al eje de pivotamiento, PP. También se incluye la carga aplicada en el motor hidráulico en el caso de que éste se encuentre activo. Para los primeros cuatro conjunto de ensayos, la carga aplicada es 0Nm, mientras que en el último caso la carga aplicada varía entre 2Nm y 6,3Nm. El valor de

la inercia resultante a la salida del PTO viene determinado por las inercias del propio motor hidráulico, por el encoder, por el elemento de unión entre encoder y motor hidráulico y por la propia carga.

Las configuraciones geométricas elegidas para la validación del modelo corresponden a posiciones extremas de las fijaciones de los cuerpos de los cilindros hidráulicos, denominadas *Config 2* y *Config 3*. Además se simulan dos configuraciones intermedias, denominada *Config 4* y *Config 1*. Esta última será utilizada posteriormente para comparar los resultados obtenidos del modelo respecto a los resultados experimentales obtenidos del prototipo real.

En este sentido, la parte final de este apartado se dedica a describir el ajuste realizado en el modelo con los valores obtenidos en ensayos experimentales.

Tabla IV. 1. Parámetros geométricos de fijación de los cilindros para la validación modelo.

Configuración geométrica utilizada		OB / R (mm)	AC / L (mm)	OC (mm)
Config 1	HC3.1/HC3.3	217,5	30	713
	HC3.2/HC3.4	210	30	700
Config 2	HC3.1/HC3.3	217,5	217,5	713
	HC3.2/HC3.4	210	210	700
Config 3	HC3.1/HC3.3	105	30	713
	HC3.2/HC3.4	100	30	700
Config 4	HC3.1/HC3.3	142,5	142,5	713
	HC3.2/HC3.4	140	140	700
Freno aplicado (Nm)		0-6,3Nm		
Inercia considerada (kg m <sup>2</sup> )		0,00016195		

#### 4.2.1. Validación del modelo en simulación

Para establecer la configuración de cada uno de los ensayos mencionados se ha desarrollado el interfaz mostrado en la Figura IV. 1. Esta ventana permite establecer la configuración geométrica de cada cilindro hidráulico (recuadro denominado *Configuration*) y seleccionar el estado de cada cilindro hidráulico para cada simulación concreta (recuadro denominado *Active Cylinders*).

En este interfaz se debe indicar dentro del epígrafe *Input Parameters* la amplitud y frecuencia de la señal de entrada, el tiempo de simulación y dos parámetros que están relacionados con el estado de la salida del PTO, que son el porcentaje de apertura de

la válvula de control (*Aperture %*) y la carga aplicada al motor hidráulico a través de un par de frenado (*Brake (Nm)*).

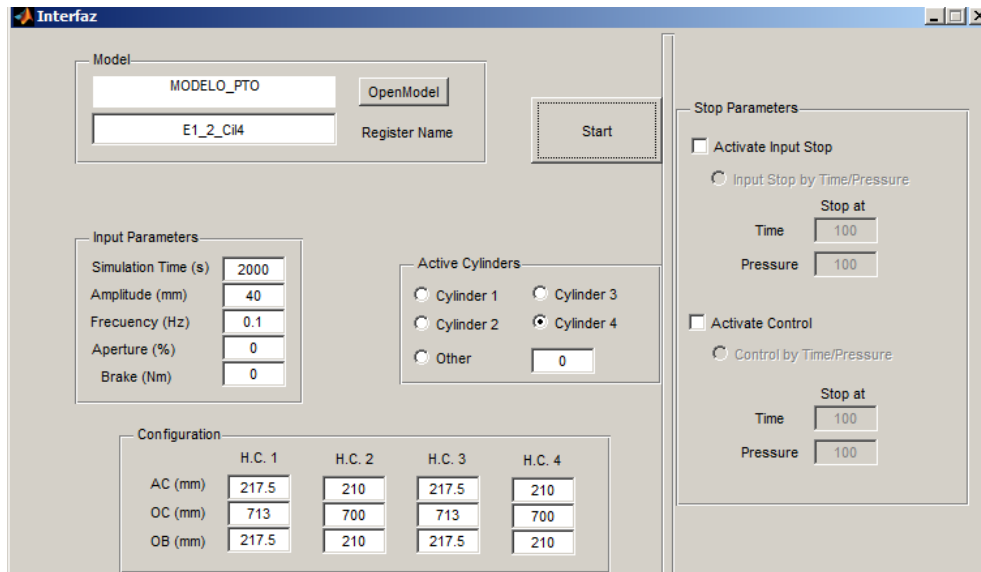


Figura IV. 1. Interfaz desarrollada para la validación del modelo

Para realizar las simulaciones correspondientes al conjunto Set Test 1 y Set Test 3, dentro del recuadro *Stop Parameters*, se deben modificar al menos uno de los estados de las cajas de activación *Active Input Stop* y/o *Activate Control*. Así, si la simulación requiere desenclavar el movimiento de entrada del PTO, se debe seleccionar el recuadro *Activate Input Stop*, de manera que se puede eliminar el movimiento cuando alcance una presión determinada en el acumulador de alta presión o cuando el tiempo de simulación haya alcanzado un valor determinado (conjunto Set Test 4).

Si la simulación requiere que se active la válvula de control con un % de apertura determinado (conjunto Set Test 3), se tiene que seleccionar el cajón *Activate Control*. Una vez seleccionado este checkbox, en función de la necesidad de la simulación, el momento de la apertura de la válvula de control puede venir determinado por el tiempo de simulación o por la presión en el acumulador de alta presión.

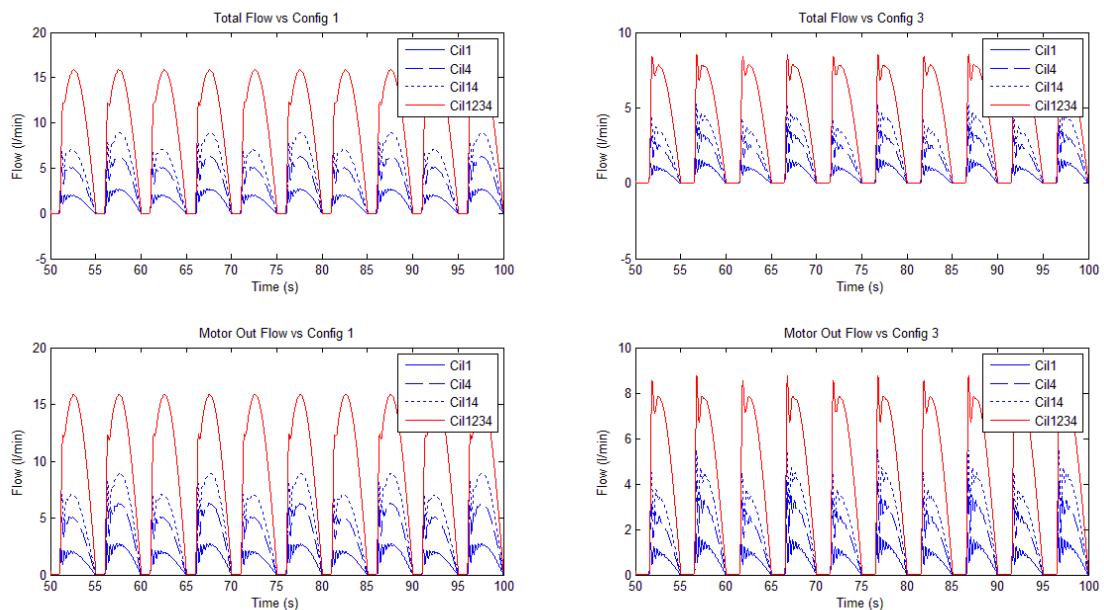
A continuación se presentan los resultados de las simulaciones realizadas para validar el modelo desarrollado.

#### 4.2.1.1. Resultados Test 1. Válvula de control totalmente abierta, %SA=100

Manteniendo la válvula completamente abierta, %SA, se han realizado dos tipos de simulaciones. La primera de ellas refleja el comportamiento del caudal aportado por el array de cilindros activos y el caudal que atraviesa el motor hidráulico independientemente de la configuración. Las configuraciones geométricas

seleccionadas son *Config 1* y *Config 3*. En el caso de utilizar otras posibles configuraciones geométricas, el comportamiento cualitativo es similar porque la forma del caudal aportado sólo depende de la forma de la señal de entrada.

En la Figura IV. 2, se muestra el caudal aportado por los cilindros activos en función de la configuración geométrica aplicada. Las gráficas de la parte superior se corresponden a los caudales a la entrada al PTO para *Config 1* y *Config 3*, respectivamente. En las gráficas se observa que el caudal aportado por los cilindros aumenta con el número de cilindros activos y éste se refleja en el caudal que atraviesa el motor hidráulico. El hecho de que haya dos picos de caudal diferentes en algunos casos es debido a que el área anular y el área del pistón son diferentes. Este hecho hace que el caudal sea diferente en función del sentido de giro de la entrada del PTO. Cuando están activos todos los cilindros, al ser una configuración simétrica, el caudal máximo es el mismo independientemente del sentido de giro del PTO (resultados correspondientes a Cil1234).



*Figura IV. 2. Caudales instantáneos a la entrada y salida del PTO en función de los cilindros activos. Válvula de control abierta al 100%. Configuración 1 y 3*

De las cuatro gráficas se puede extraer que el caudal que atraviesa el motor hidráulico es prácticamente el mismo que el aportado por el cilindro o combinación de cilindros activos para una misma configuración. Esto es debido a que la válvula de control se encuentra completamente abierta de manera que todo el caudal aportado por el conjunto de cilindros activos se inyecta directamente en el motor hidráulico sin ningún

tipo de almacenamiento en el acumulador de alta presión. Este hecho, se observa para todas las configuraciones simuladas.

Al no almacenarse volumen dentro del acumulador y al encontrarse la válvula de control completamente abierta, no se produce ningún suavizado que mantenga la presión constante a la entrada del motor hidráulico. Tampoco se observa en este caso un suavizado en la velocidad de salida del motor hidráulico.

La segunda validación relacionada con el estado de la válvula de control completamente abierta, %SA=100, tiene como objetivo analizar el comportamiento de la velocidad angular del motor hidráulico, proporcional al caudal que atraviesa el mismo y que es función del caudal aportado por los cilindros de doble efecto activos a la entrada del PTO. Estos caudales dependen de la configuración geométrica adoptada.

En la Figura IV. 3 se muestra la velocidad angular del motor hidráulico para las configuraciones *Config 1*, *Config 2* y *Config 3* en función de cuatro configuraciones de cilindros activos. Comparando los resultados mostrados en las gráficas, se observa que la forma de la velocidad angular instantánea del motor hidráulico es muy similar en las tres configuraciones mostradas debido a que ésta depende del movimiento aplicado en la entrada, siendo el mismo para los tres casos.

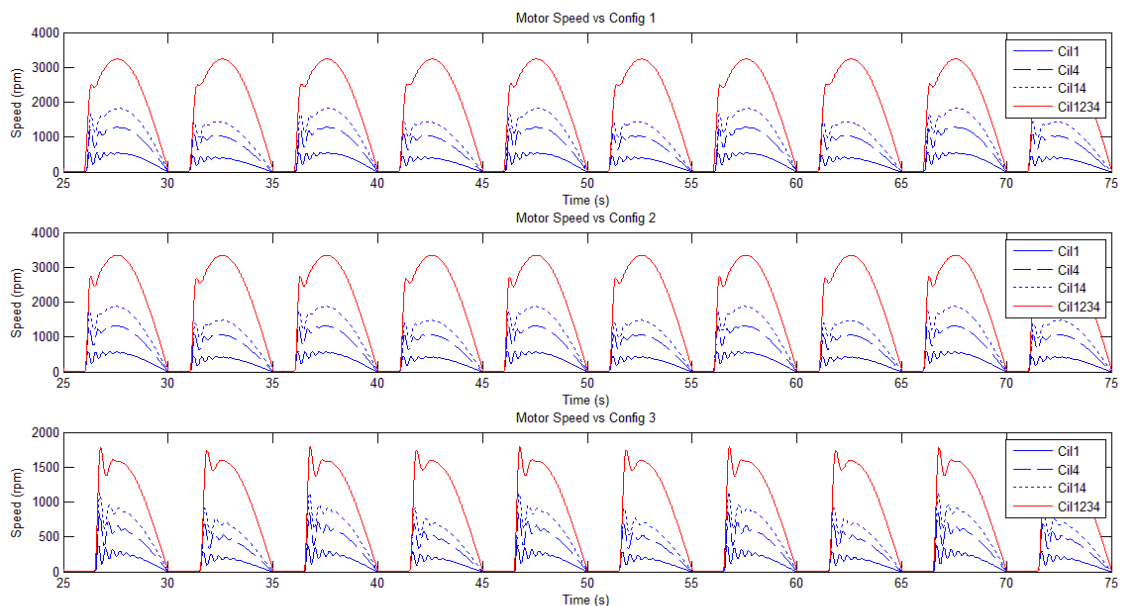
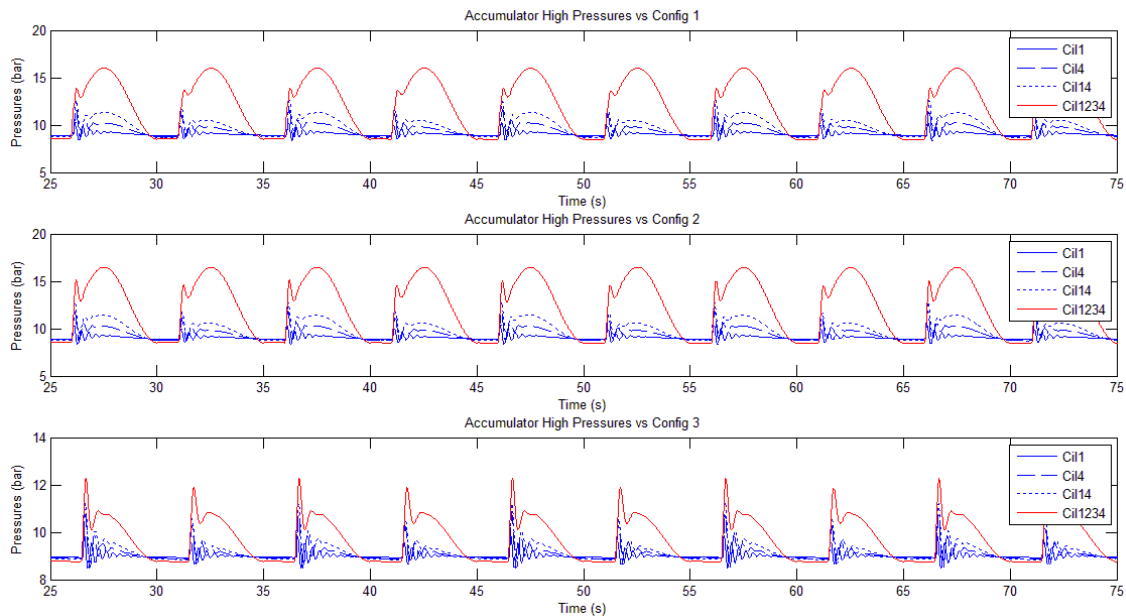


Figura IV. 3. Velocidad instantánea por el motor hidráulico en función de la configuración geométrica aplicada. Válvula de control totalmente abierta

La diferencia estriba en el caudal máximo desplazado. Así, en la Figura IV. 3, se observa que el caudal máximo instantáneo aumenta para configuraciones que permiten un desplazamiento mayor de los vástagos de los cilindros, como son el caso de las configuraciones *Config 1* y *Config 2* de la Tabla IV. 1 con desplazamientos entorno a 172mm para un movimiento lineal de  $\pm 40$ mm. Para el caso *Config 3*, este desplazamiento de los vástagos de los cilindros se limita a 82mm para el mismo movimiento lineal.

El caudal medio estimado por ciclo en función del movimiento lineal de entrada puede ser utilizado para controlar la apertura de la válvula de control que mantenga constante la velocidad angular de rotación del motor hidráulico manteniendo a su vez constante la presión de operación en el acumulador de alta presión. Esto permite mantener la fuerza de amortiguamiento constante a lo largo del tiempo.

Cabe destacar que en los tres casos, al encontrarse la válvula completamente abierta, el acumulador de alta presión no almacena ningún volumen de aceite, por lo que la presión del sistema en el circuito de alta presión es inferior a la presión de precarga del acumulador de alta presión (60 bar) tal como se puede observar en la Figura IV. 4. En el caso de la *Config 3*, la presión es inferior que en los otros dos casos debido a que el desplazamiento del vástago es inferior, comprimiendo menos volumen de las cámaras de los cilindros hidráulicos.



*Figura IV. 4. Presiones instantáneas en el acumulador de alta presión en función de la configuración geométrica aplicada. Válvula de control totalmente abierta*

#### **4.2.1.2. Resultados Test 2. Válvula de control completamente cerrada, %SA=0**

En este caso, se muestran los resultados del comportamiento del PTO cuando la válvula de control está completamente cerrada, es decir, la variable %SA se encuentra a cero. Esto significa que el caudal desplazado por los cilindros de doble efecto se almacena en el acumulador de alta presión, de manera que la presión dentro de él se verá aumentada.

Debido a la relación existente entre la presión del acumulador de alta presión y el par de amortiguamiento del PTO, si la presión aumenta, el par de amortiguamiento aumentará. Para que la presión del acumulador no aumente indefinidamente cuando la válvula de control está completamente cerrada, el PTO contiene una válvula de seguridad que debe ser tarada. En este sentido se muestran dos conjuntos de simulaciones con objeto de analizar el comportamiento de la presión en el acumulador de alta presión:

- El primer conjunto de simulaciones mantiene la presión de la válvula de seguridad en 200bar, presión máxima permitida en el circuito hidráulico. En este conjunto de simulaciones el área de fuga considerado es  $1,685e-9 \text{ m}^2$ , valor mucho mayor que el indicado en la Tabla III. 15 con el objeto de visualizar el efecto del área de fuga. Una vez alcanzada la presión de seguridad, con este área de fuga, la presión irá disminuyendo muy lentamente a medida que va descargando volumen de aceite del acumulador de alta presión.
- El segundo conjunto, establece la presión de seguridad en 130bar, presión que permite alcanzar una fuerza de frenado de 100kN. En este conjunto de simulaciones se ha considerado que el área de fuga de la válvula de seguridad sea  $1e-12 \text{ m}^2$ , área prácticamente despreciable, por lo que en este caso se observará que una vez alcanzada la presión de seguridad, la presión en el acumulador de alta presión se mantiene constante.

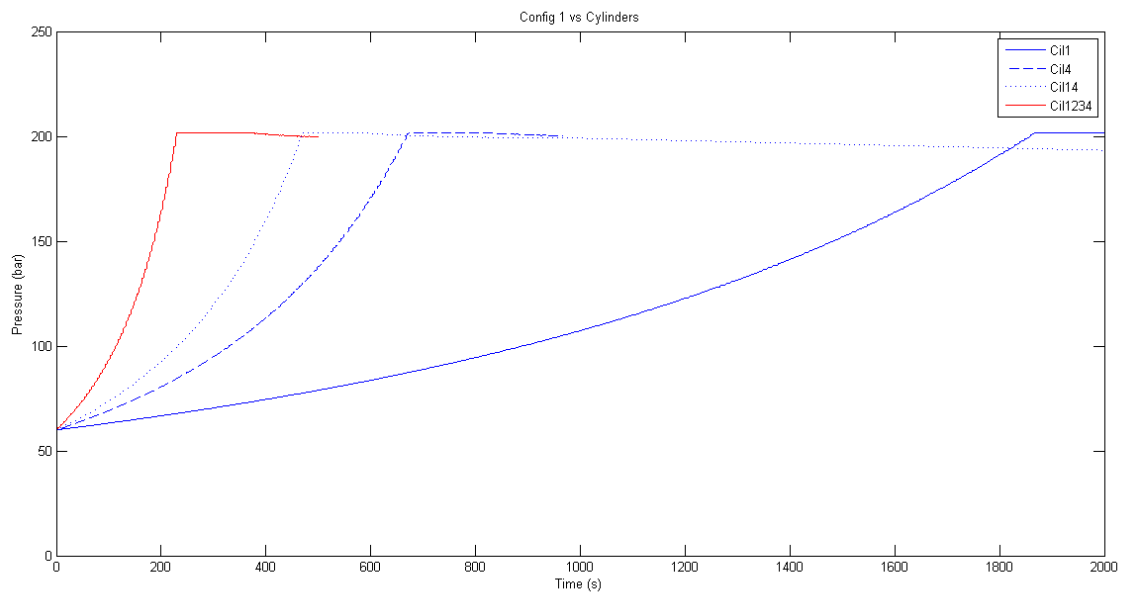
El establecimiento de estas presiones de seguridad significa que el modelo como máximo alcanzará la presión de seguridad considerada si la entrada del PTO se mantiene en movimiento indefinidamente, como es el caso considerado. El exceso de caudal proporcionado por la entrada del PTO, que sigue en movimiento independientemente de la presión alcanzada, se volcará al acumulador de baja presión a través de la válvula de seguridad. Los resultados obtenidos en este conjunto de simulaciones se muestran en las siguientes figuras.



De la Figura IV. 5 a la Figura IV. 8 se muestra el comportamiento de la presión del acumulador de alta presión en función de las cuatro configuraciones geométricas indicadas en la Tabla IV. 1. En cada gráfica se compara el comportamiento de la presión del acumulador de alta presión en función de los cilindros activos considerado, *Cil1*, *Cil4*, *Cil14* y *Cil1234*. Estos cilindros representan cuatro áreas activas diferentes, que incluyen la mínima y máxima áreas aplicables y otras dos áreas intermedias.

El tiempo de simulación considerado es de 2000 segundos de manera que la mayoría de las simulaciones alcancen la presión de seguridad con el objeto de observar el correcto funcionamiento del modelo en cuanto a seguridad se refiere. Para este conjunto de simulaciones, la presión de la válvula de seguridad se fija a 200 bares.

Cada gráfica muestra el comportamiento de la presión para una configuración geométrica específica en la que se modifican la cantidad de cilindros activos. De las gráficas se extrae que para una configuración determinada fija, la presión aumenta a mayor velocidad cuantos más cilindros activos están presentes debido a que hay más caudal bombeándose al acumulador de alta presión.



*Figura IV. 5. Evolución de la presión del acumulador de alta presión en función de los Cilindros activos con respecto a la Configuración geométrica, Config 1.*

Además se observa que en función de la configuración seleccionada, relacionada con el desplazamiento de los vástagos de cada cilindro, la velocidad con la que aumenta la presión varía, siendo muy pequeña para *Config 3* y relativamente elevada para *Config*

1. Esto es debido al desplazamiento del embolo, puesto que en la configuración denominada *Config 3*, el desplazamiento se reduce prácticamente a la mitad con respecto a *Config 1*.

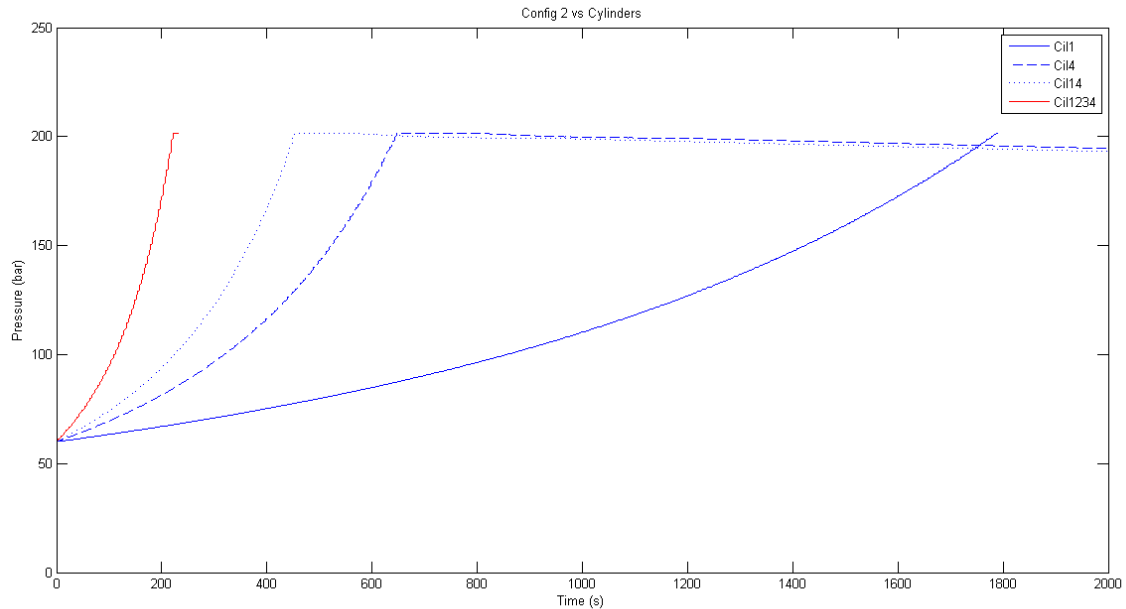


Figura IV. 6. Evolución de la presión del acumulador de alta presión en función de los Cilindros activos con respecto a la Configuración geométrica, Config 2.

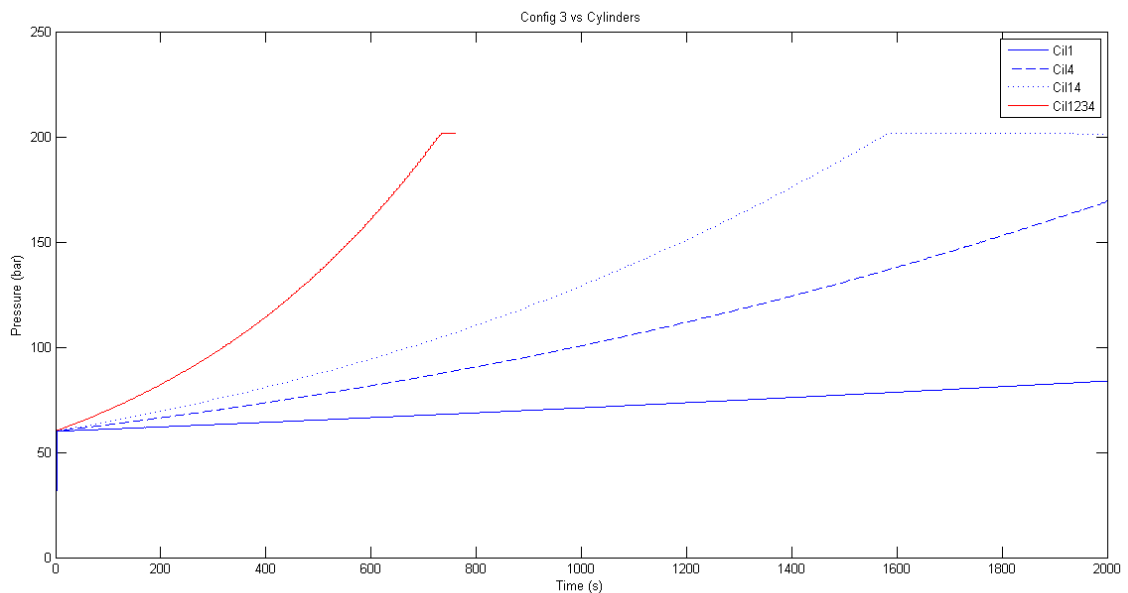


Figura IV. 7. Evolución de la presión del acumulador de alta presión en función de los Cilindros activos con respecto a la Configuración geométrica, Config 3.

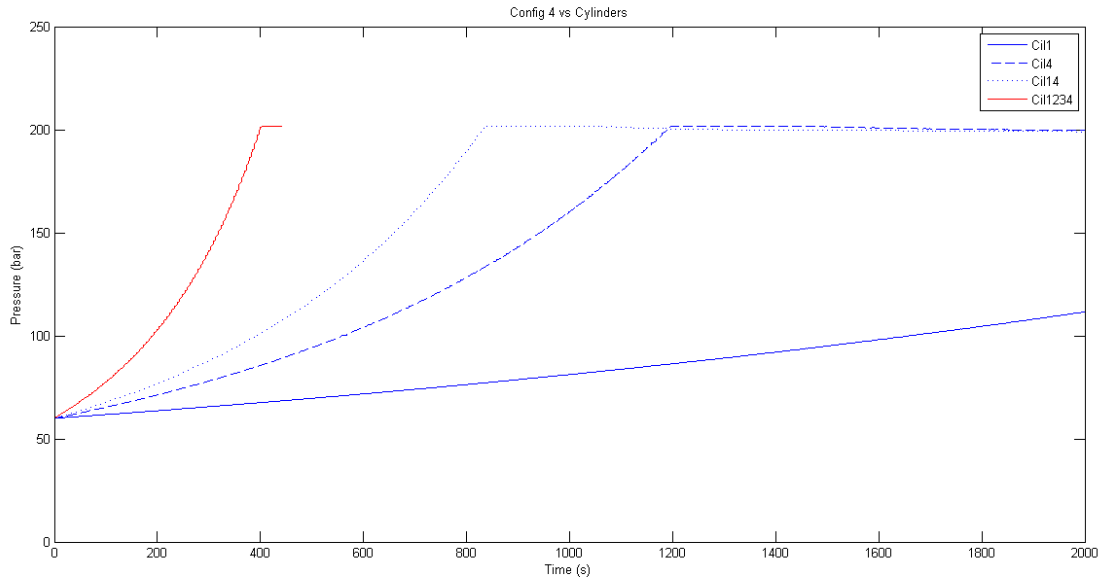


Figura IV. 8. Evolución de la presión del acumulador de alta presión en función de los Cilindros activos con respecto a la Configuración geométrica, Config 4.

Por otra parte, se puede analizar el comportamiento de la presión del acumulador de alta presión manteniendo una configuración de cilindros activos determinada, pero modificando la configuración geométrica de los cilindros. De la Figura IV. 9 a la Figura IV. 12 se muestra esta evolución en la que se observa que la presión aumenta cuando los desplazamiento de los vástagos son más grandes (Config 1 y Config 2).

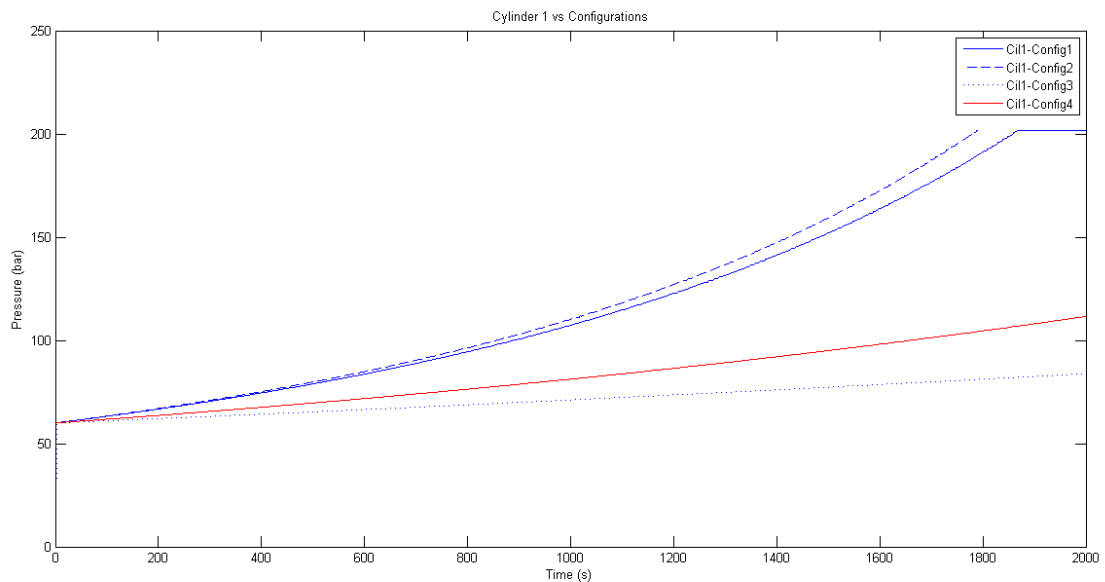


Figura IV. 9. Evolución de la presión del acumulador de alta presión en función de la Configuración con respecto al cilindro considerado, Cilindro HC 3.1.

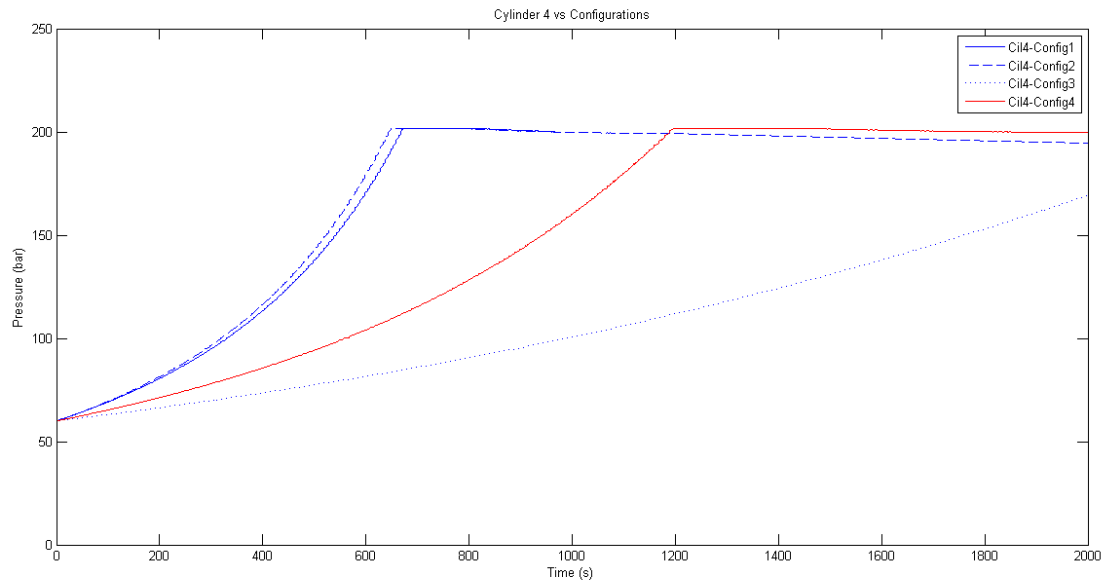


Figura IV. 10. Evolución de la presión del acumulador de alta presión en función de la Configuración con respecto al cilindro considerado, Cilindro HC 3.4.

Para desplazamientos intermedios de los vástagos de los cilindros, correspondientes a *Config 4*, el aumento de presión a lo largo del tiempo disminuye. Para la configuración que proporciona el menor desplazamiento del vástago, *Config 3*, el aumento de presión es mucho menor, no alcanzado los 100 bar después de 30 minutos.

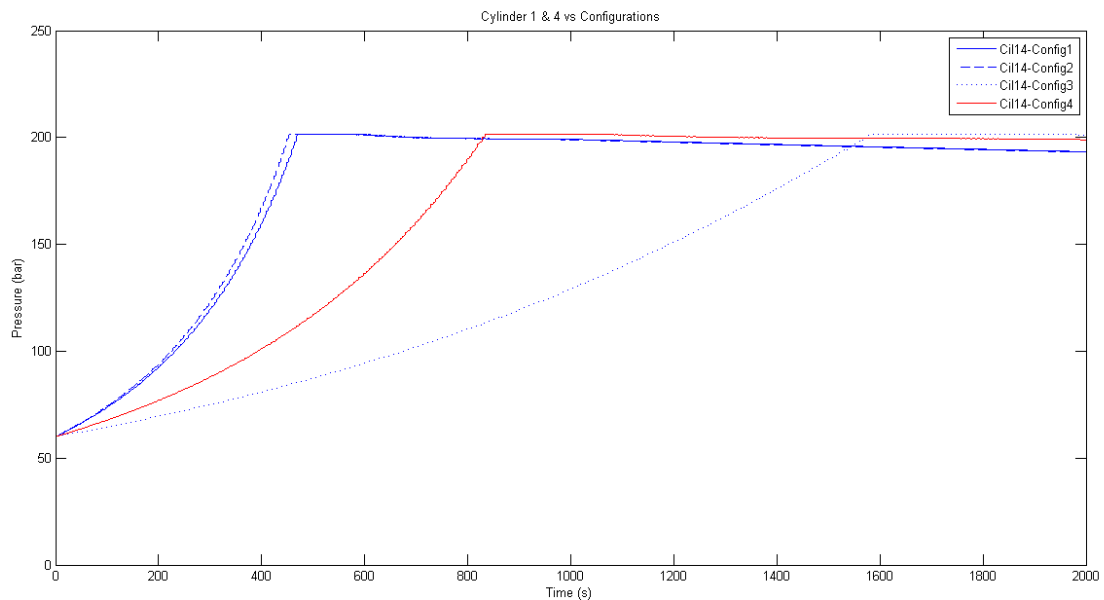
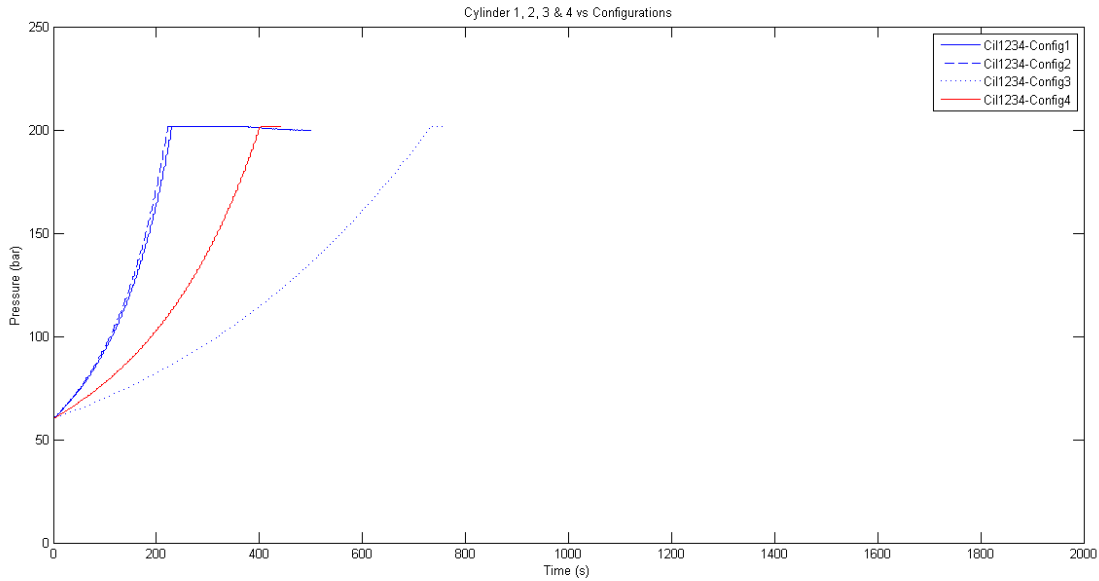


Figura IV. 11. Evolución de la presión del acumulador de alta presión en función de la Configuración con respecto al cilindro considerado, Cilindros HC3.1 y HC 3.4.



*Figura IV. 12. Evolución de la presión del acumulador de alta presión en función de la Configuración con respecto al cilindro considerado, Cilindros HC3.1, HC3.2, HC3.3 y HC 3.4.*

De los resultados extraídos de estas gráficas se concluye que a mayor desplazamiento de los vástagos de los cilindros, mayor volumen de aceite inyectado en el acumulador HP y, por tanto, mayor incremento de presión en el sistema que servirá para incrementar la fuerza de amortiguamiento a la entrada del PTO.

En el caso de mantener fija la configuración geométrica que establece la posición de los cilindros, se observa que un aumento del área aplicada por los cilindros incrementa la presión del acumulador más rápidamente que en el caso anterior.

En la Figura IV. 13 y Figura IV. 14 se muestra el comportamiento del PTO cuando la válvula de seguridad del modelo se ha tarado a 130 bares. En este caso el sistema alcanzará como máximo esa presión de seguridad independientemente del estado de la entrada del PTO. El exceso de caudal proporcionado por la entrada del PTO, que sigue en movimiento independientemente de la presión alcanzada, se inyecta al acumulador de baja presión a través de la válvula de seguridad como en el caso anterior. Por conveniencia, se han simulado 720 segundos para todas las configuraciones, reduciendo el coste computacional del conjunto de simulaciones.

En la Figura IV. 13 se observa de nuevo la evolución de la presión del acumulador de alta presión aplicando cuatro configuraciones de cilindros determinadas, mostrando en cada gráfica la diferencia de la presión en función de la configuración geométrica. Las conclusiones son las mismas que para el caso de una presión limitadora a 200 bares.

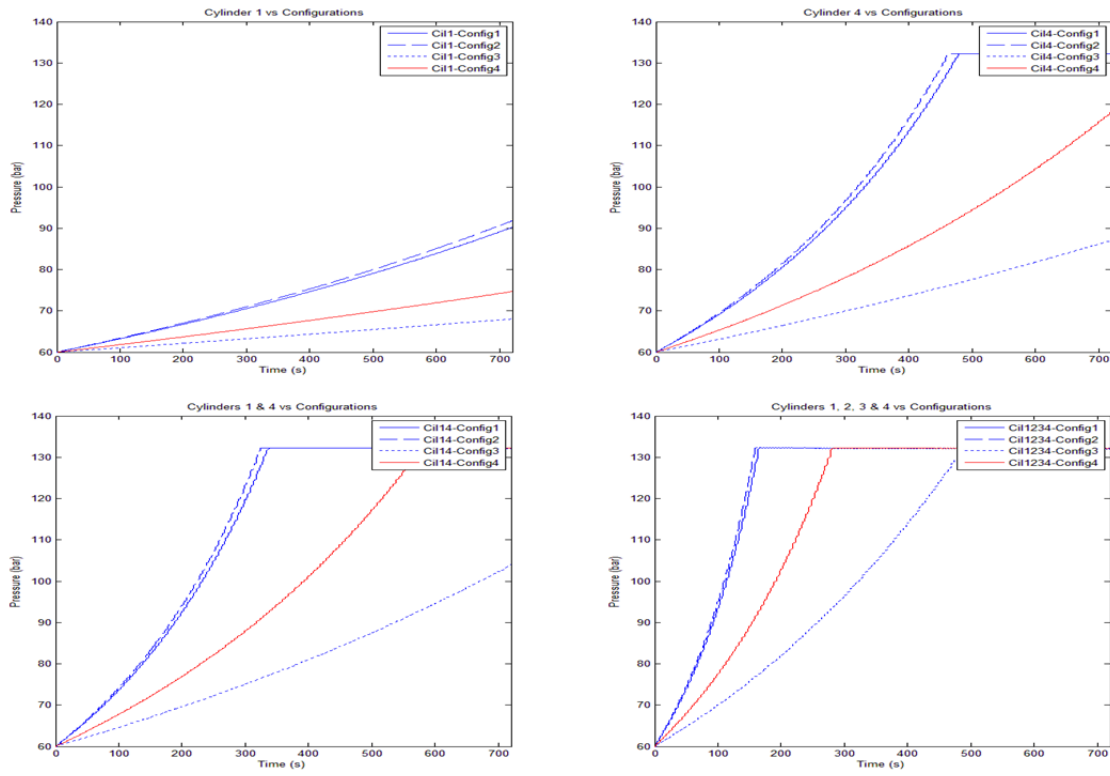


Figura IV. 13. Evolución de la presión del acumulador de alta presión en función de la configuración geométrica utilizada dependiente de los cilindros activos

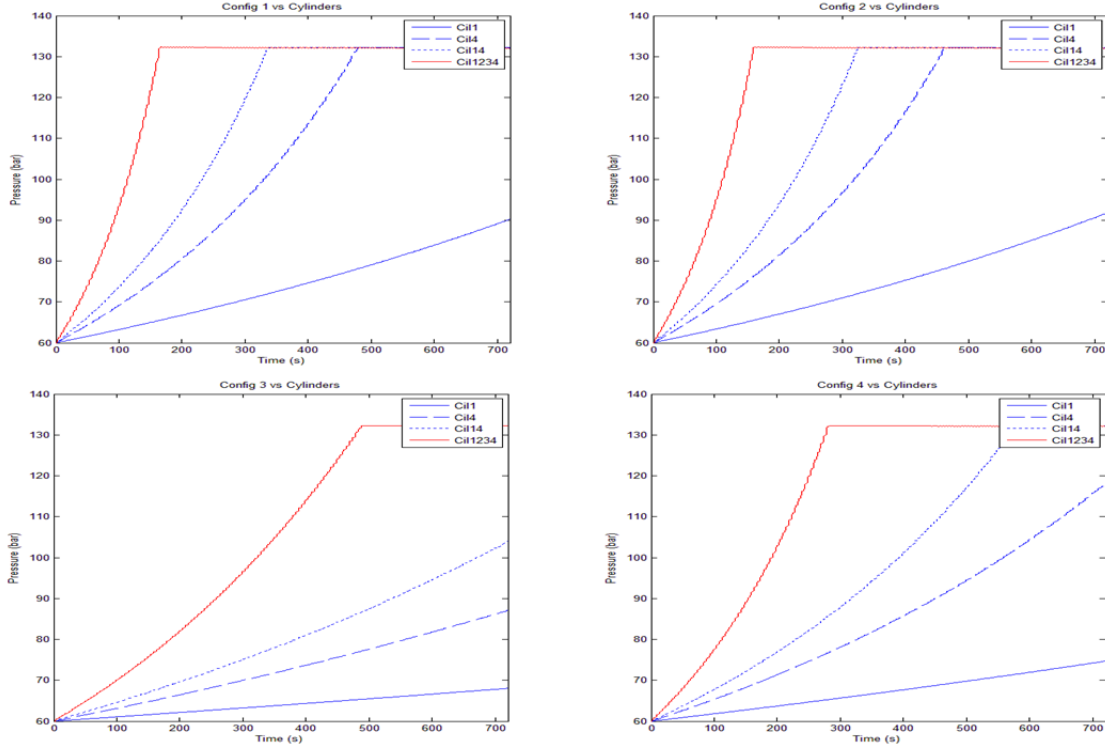


Figura IV. 14. Evolución de la presión del acumulador de alta presión en función de la combinación de los cilindros activos dependiente de la configuración geométrica

En la Figura IV. 14 se muestra la evolución de la presión del acumulador de alta presión en las cuatro configuraciones geométricas establecidas alterando el número de cilindros aplicados. En estas gráficas, de nuevo se observa que aumentando el desplazamiento del vástago, en un caso, o el número de cilindros, en el otro, la presión del acumulador de alta presión aumenta. En el caso de querer aumentar rápidamente la presión del acumulador para aumentar el par de frenado, es recomendable aumentar el número de cilindros aplicados, manteniendo la configuración geométrica de los cilindros.

En la Figura IV. 15 se observa el comportamiento del par de amortiguamiento producido por el PTO en función de los cilindros activos para tres configuraciones geométricas distintas. Una de las conclusiones que se puede extraer es que el par de amortiguamiento es alternativo debido a la naturaleza del movimiento aplicado, es decir, sinusoidal.

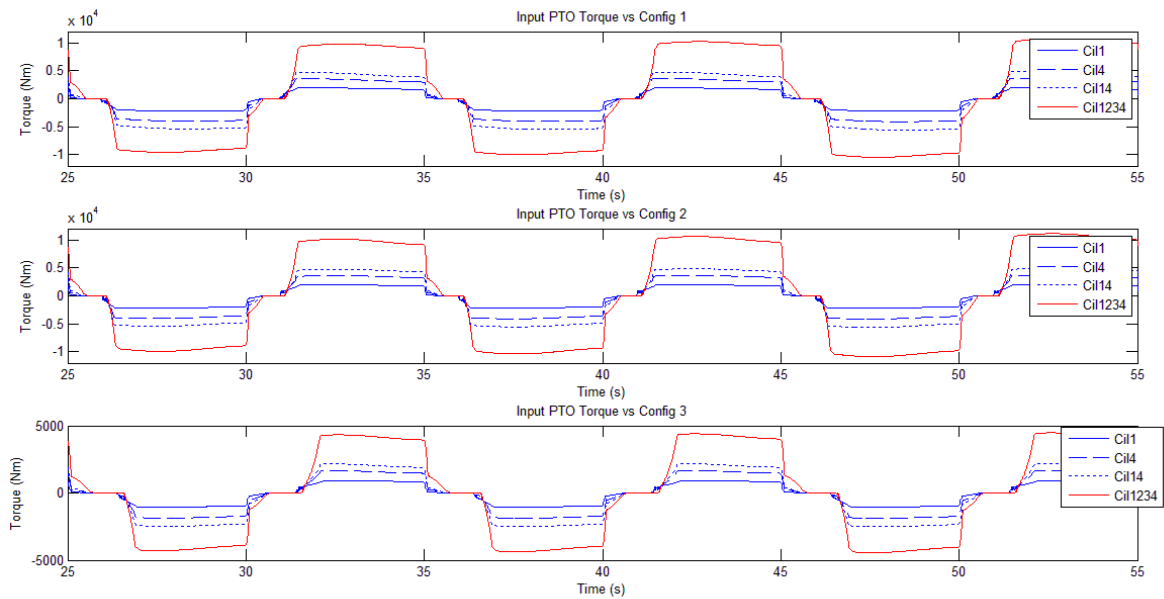
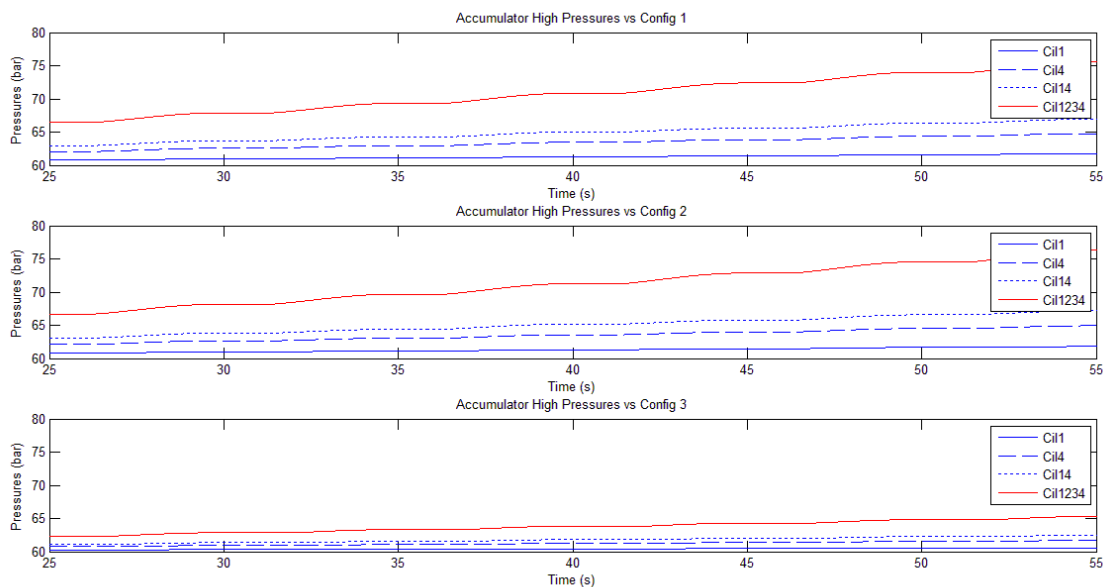


Figura IV. 15. Comparación del Par de amortiguamiento provocado en función de los Cilindros activos y de la Configuración geométrica aplicada.

Además se puede observar que el par de amortiguamiento aumenta cuantos más cilindros activos estén presentes, independientemente de la configuración geométrica utilizada. Por otra parte, para la misma configuración de cilindros, el comportamiento del par de amortiguamiento frente a las distintas opciones graficadas de configuraciones geométricas, se observa que el par de amortiguamiento se reduce prácticamente a la mitad en la configuración denominada *Config3* frente a *Config 1*,

debido a una disminución del brazo de par aplicado. Además la amplitud o tiempo en el que ese par de amortiguamiento es aplicado es menor debido a que el desplazamiento de los vástagos también se reduce para la misma frecuencia y amplitud de la ola simulada.

Los pares mostrados corresponden a una presión en el acumulador de alta presión que varía entre 60 y 75 bares dependiendo de la configuración geométrica considerada, según la Figura IV. 16. En esta figura se muestra la evolución de la presión del acumulador de alta presión para cada configuración geométrica aplicada, en función del número de cilindros activos. Esta presión aumenta en cada configuración cuando se incrementan los cilindros activos. En el caso *Config 3*, la presión aumenta muy lentamente, manteniéndose prácticamente constante cuando se aplica la configuración con el cilindro de menor área, *Cil1*.



*Figura IV. 16. Comparación de la evolución de la Presión del Acumulador de Alta Presión a medida que aumentan el número de ciclos en función de los Cilindros activos y de la Configuración geométrica aplicada.*

#### **4.2.1.3. Resultados Test 3. Válvula de control parcialmente abierta, %SA variable**

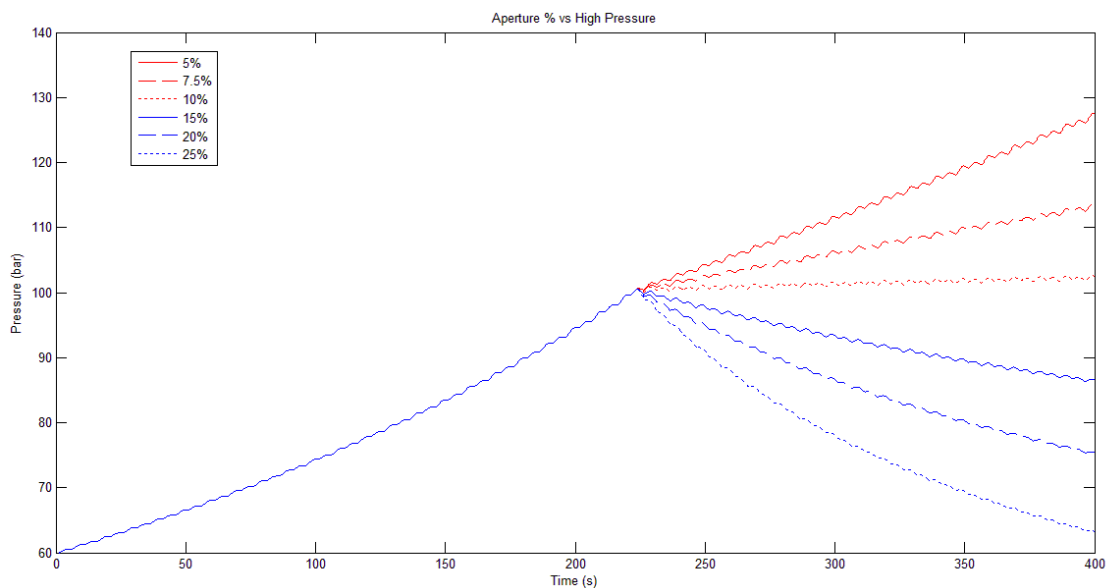
Esta validación trata de evaluar el comportamiento de la presión del acumulador de alta presión, así como el caudal y la velocidad de salida del motor hidráulico cuando se tiene en la entrada un movimiento sinusoidal regular de amplitud  $23,87^\circ$  a una frecuencia de 0,1Hz.



En este conjunto de simulaciones la válvula de control se abre un cierto porcentaje, permitiendo pasar un caudal proporcional a la apertura de la válvula. Para estas simulaciones se ha considerado solamente la configuración que se utiliza para el ajuste experimental, denominada *Config 1* activando los cilindros, HC3.1. y HC3.4, configuración.

En la Figura IV. 17 se muestran seis simulaciones donde únicamente varía el porcentaje de apertura de la válvula de control desde un 5% hasta un 25%, a partir de un instante de tiempo determinado.

En las seis simulaciones se ha dejado aumentar la presión del acumulador durante aproximadamente 400 segundos, manteniendo la válvula de control cerrada completamente hasta alcanzar aproximadamente 100bares. A partir de ese momento, la válvula de control se abre el porcentaje especificado. Los resultados confirman que para un porcentaje de apertura de la válvula bajo, entre el 5% y 10%, la presión del acumulador de alta sigue aumentando, es decir, el caudal que atraviesa el motor es menor que el caudal que está aportando la combinación de cilindros activos.

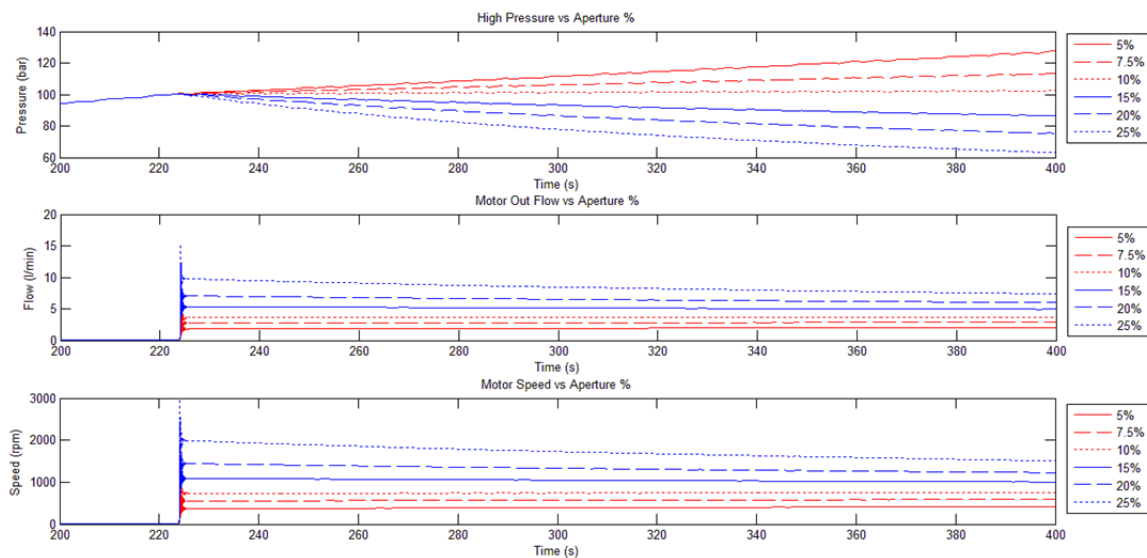


*Figura IV. 17. Evolución de la presión del acumulador de alta presión en función de la apertura de la válvula de control. Config 1.*

En el caso de abrir la válvula por encima del 15%, la presión del acumulador de alta disminuye. Esto es debido a que el caudal que atraviesa la válvula de control es mayor que el aportado con el movimiento regular establecido por los dos cilindros activos, HC3.1. y HC3.4. En este caso, es el acumulador de alta presión el que aporta el caudal necesario para compensar la falta de caudal admitida por la válvula de control

hasta que el volumen almacenado en el acumulador disminuye completamente. A mayor aumento en la apertura de la válvula de control, más rápido será el descenso de la presión del acumulador de alta presión debido a la rapidez con la que se vacía de aceite el acumulador de alta.

Con la suma de los dos caudales aportados por el movimiento de los cilindros activos y por el acumulador de alta presión, el motor hidráulico será capaz de girar a una velocidad determinada, que irá decreciendo a medida que la presión del acumulador descienda para el mismo porcentaje de apertura de la válvula de control, tal y como se observa en el gráfico superior e inferior de la Figura IV. 18. En esta figura se muestran en la misma escala de tiempos la evolución de la presión del acumulador HP, el caudal que atraviesa el motor hidráulico y la velocidad a la que gira el motor hidráulico para los porcentajes de apertura simulados.



*Figura IV. 18. Evolución de la presión del acumulador de alta presión, el caudal del motor hidráulico y la velocidad del motor hidráulico en función de la apertura de la válvula de control para Config 1.*

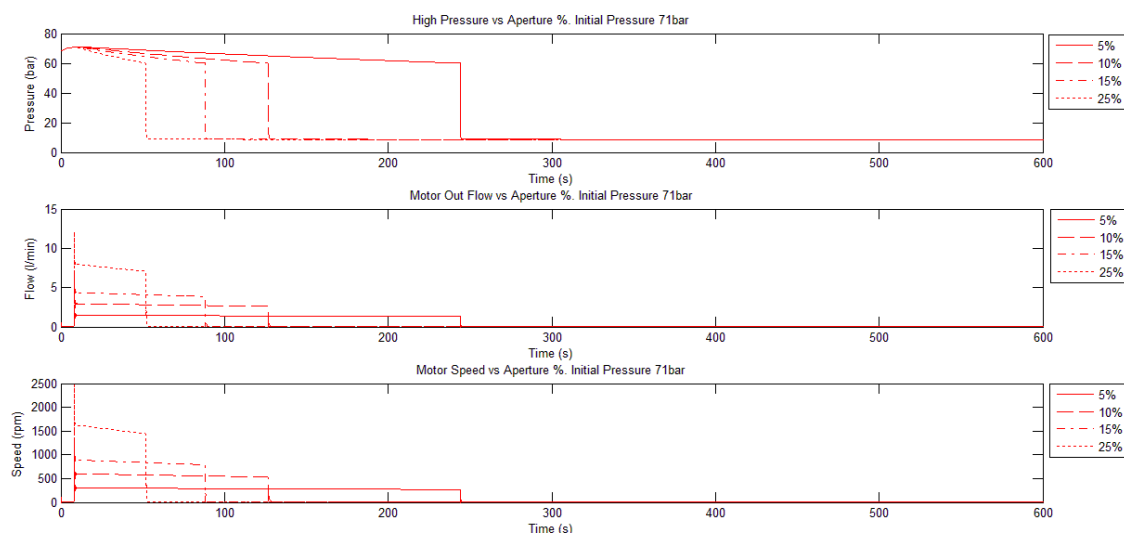
#### **4.2.1.4. Resultados Test 4. Bloqueo en la entrada del PTO, ausencia de movimiento**

Esta validación trata de evaluar, por una parte, el comportamiento de la presión del acumulador, el caudal y la velocidad del motor hidráulico, una vez que el captador no es capaz de desplazar el array de cilindros. Por otra parte, se pretende evaluar el caudal que fluye a través del motor hidráulico en función del porcentaje de apertura de la válvula de control, así como el tiempo en el que el PTO sería capaz de mover el eje del motor hidráulico ante la ausencia del movimiento.

En este caso, la energía almacenada en el acumulador de alta presión en forma de volumen de aceite, se entrega al motor hidráulico hasta que éste lo agote en forma de energía cinética. A menor apertura de la válvula, mayor autonomía de aporte de energía a costa de un régimen de velocidad menor.

Así, de la Figura IV. 19 a la Figura IV. 21 se muestran las evoluciones de la presión del acumulador de alta presión de aceite, el caudal que atraviesa el motor hidráulico y la velocidad del mismo en función de la apertura de la válvula de control para distintos valores de presión inicial (71, 84 y 102 bares).

En la Figura IV. 19 se observa que partiendo de una presión inicial de 71bar, para un porcentaje de apertura del 5% el motor hidráulico sería capaz de girar a bajas revoluciones (250rpm) durante 250 segundos. En el caso de aumentar el porcentaje de apertura hasta el 25%, el motor hidráulico incrementaría su velocidad hasta aproximadamente 1500rpm durante algo más de 50 segundos.



*Figura IV. 19. Evolución de la presión del acumulador de alta presión, del caudal a través del motor hidráulico y la velocidad de éste en función de la apertura de la válvula de control.*

*Autonomía del acumulador. Presión inicial 71bar.*

Aumentando las presiones iniciales se observan comportamientos similares. En estos casos, sin embargo, la autonomía aumenta en más del doble para un mismo porcentaje de apertura de la válvula de control cuando se pasa de tener una presión en el acumulador de alta de 71 a 102 bar. Por el contrario, la velocidad angular del motor hidráulico aumenta en menor medida para un mismo porcentaje de apertura, dentro de un 15 y 50%.

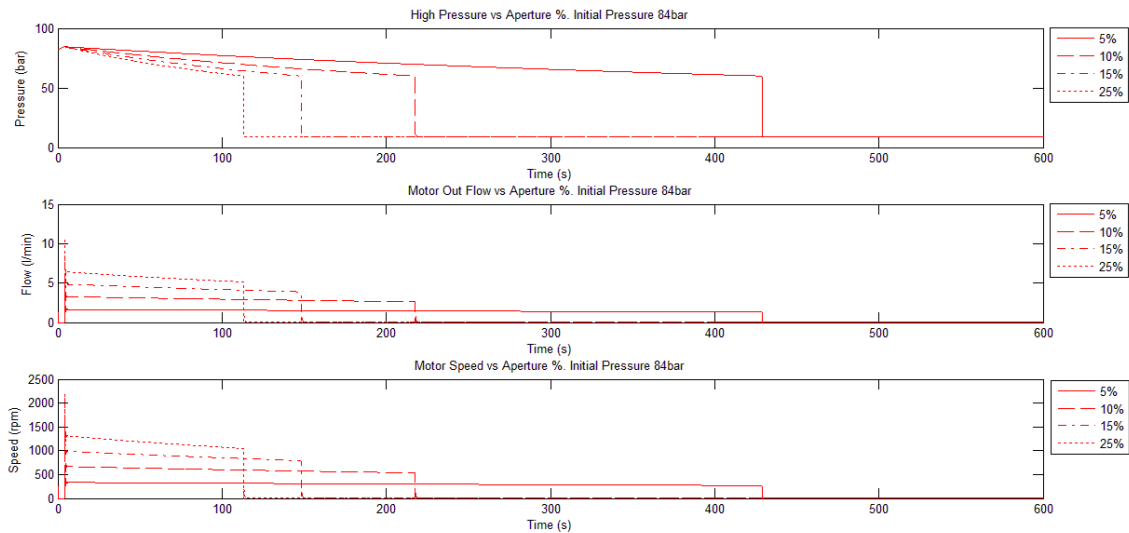


Figura IV. 20. Evolución de la presión del acumulador de alta presión, del caudal a través del motor hidráulico y la velocidad de éste en función de la apertura de la válvula de control.

*Autonomía del acumulador. Presión inicial 84bar.*

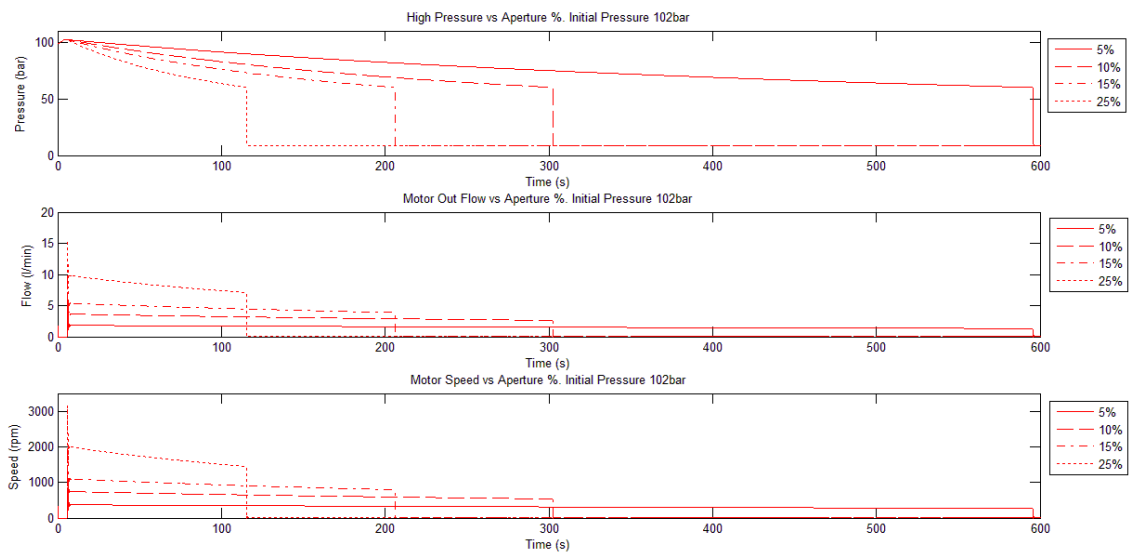


Figura IV. 21. Evolución de la presión del acumulador de alta presión, del caudal a través del motor hidráulico y la velocidad de éste en función de la apertura de la válvula de control.

*Autonomía del acumulador. Presión inicial 102bar.*

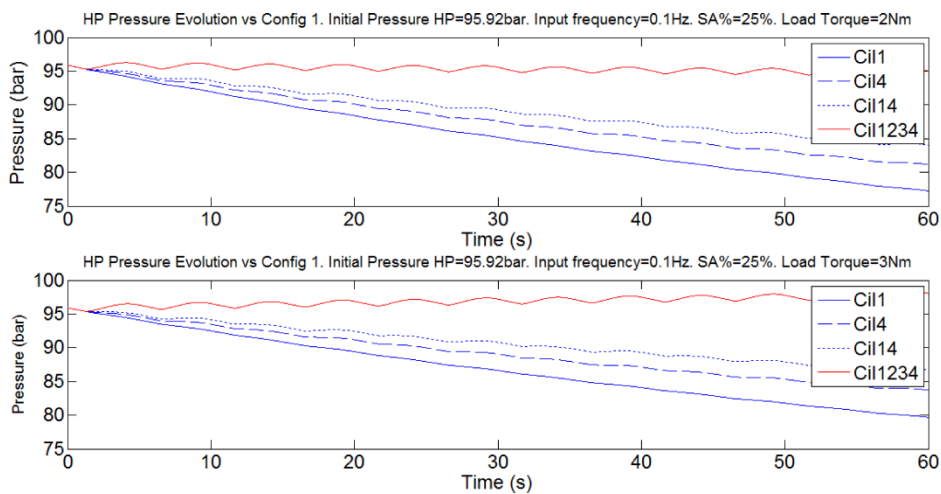
Por tanto, de las figuras se puede extraer que la autonomía del PTO cuando éste no es accionado por el captador acoplado, dependerá de la presión máxima alcanzada y del porcentaje de apertura de la válvula de control. Así, a mayor presión inicial en el acumulador, relacionado con el volumen almacenado a través de la expresión (3.33), más tiempo es capaz de hacer girar el motor hidráulico ya que el volumen disponible

en el acumulador será mayor. Por otra parte, cuanto mayor sea el porcentaje de apertura de la válvula de control, y por tanto, mayor caudal atravesará por el motor hidráulico, más rápidamente se irá reduciendo el volumen almacenado en el acumulador. Por tanto, el tiempo que permanecerá girando el motor hidráulico será menor.

**4.2.1.5. Resultados Test 5. Eficiencia del PTO frente a carga aplicada.**

En este conjunto de simulación se trata de observar el comportamiento de la salida del PTO, utilizando la configuración geométrica *Config 1*, a través de la potencia mecánica entregada por el motor hidráulico ante diferentes cargas resistivas entre 2Nm y 6,3Nm. Durante las simulaciones se ha aplicado a la entrada del PTO un movimiento alternativo sinusoidal de amplitud  $\pm 40\text{mm}$  y frecuencia 0,1Hz. Este conjunto de ensayos proporcionará valores de eficiencia del PTO en función de la carga resistiva.

Para realizar estas simulaciones en primer lugar se ha incrementado la presión del acumulador HP hasta aproximadamente 96bar, con el objeto de mantener almacenada una cantidad de aceite en forma de energía hidráulica que sirva para compensar la falta de caudal aportado por el movimiento regular de entrada. Una vez alcanzada la presión se abre la válvula de control al 25% manteniendo el mismo movimiento de entrada. De la Figura IV. 22 se extrae que el movimiento de entrada no es capaz de suministrar todo el caudal requerido por el porcentaje de apertura de la válvula ya que la presión del acumulador HP disminuye a lo largo del tiempo en todos los casos, excepto cuando se utilizan todos los cilindros activos (*Cil1234*). Esto es debido a que el acumulador está contribuyendo a suministrar el caudal demandado por el motor con el aceite almacenado.



*Figura IV. 22. Evolución de la presión del acumulador de alta presión frente a carga resistiva. Comparación ante diferentes configuraciones de cilindros activos.*

Como consecuencia del decremento en la presión del acumulador, la velocidad del motor hidráulico decrece con el paso del tiempo como se ilustra en la Figura IV. 23. Este comportamiento está asociado al segundo término de la expresión (3.36) que obedece a un factor dependiente de las características del motor hidráulico y del fluido utilizado.

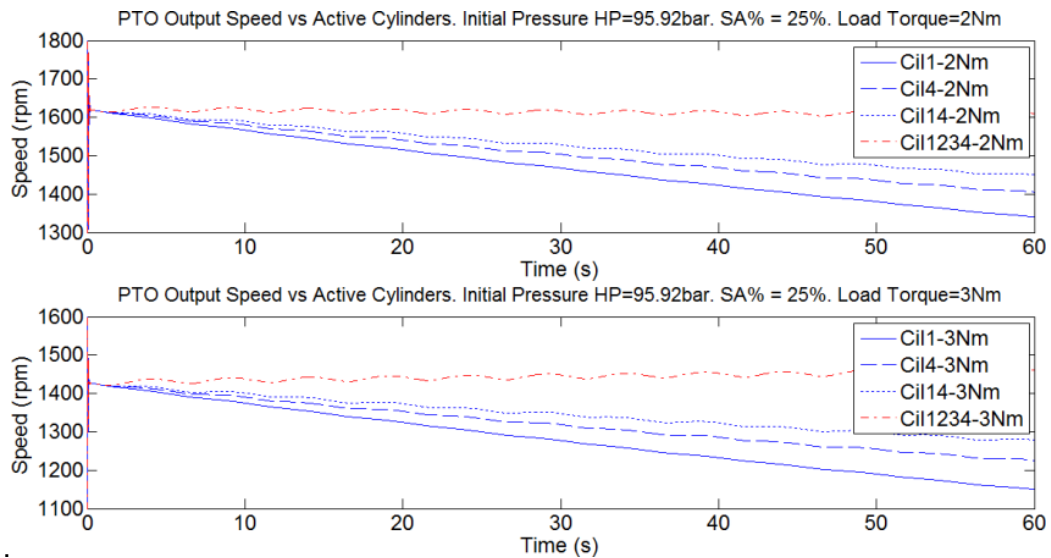


Figura IV. 23. Evolución de la velocidad del Motor Hidráulico frente a carga resistiva.

Comparación ante diferentes configuraciones de cilindros activas.

En la Figura IV. 24 se muestra la evolución de la potencia a la entrada y salida del PTO durante 60 segundos cuando se aplica una carga resistiva de 3Nm.

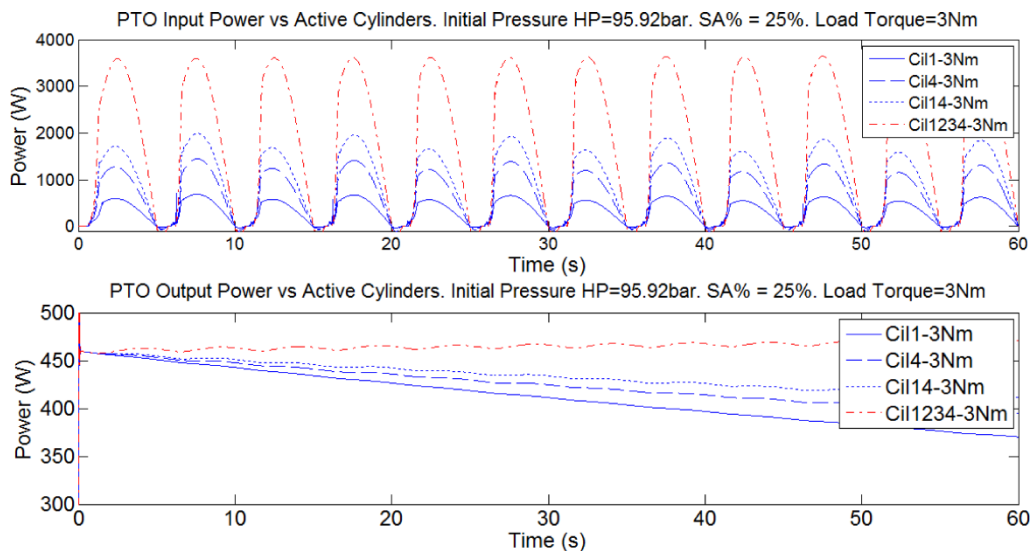


Figura IV. 24. Evolución de la Potencia a la entrada y salida del PTO frente a carga resistiva (3Nm). Comparación ante diferentes configuraciones de cilindros activas.

Aunque el porcentaje de apertura de la válvula de control permanece constante, se observa que la potencia de salida del PTO decrece. Esto es debido a que la diferencia de presiones entre la entrada y salida del motor hidráulico está decreciendo. Por otra parte, el par resistivo de la carga es mucho menor que el par proporcionado por la presión del acumulador HP, aproximadamente 6,35Nm. Por tanto, se produce una gran pérdida de carga en la válvula de control que reduce la presión de entrada al motor hidráulico hasta 41bar, debido a la caída de presión de 55bar en la misma.

Para calcular la eficiencia del PTO en estas condiciones se han calculado las tres potencias que intervienen en estas simulaciones calculando la integral durante el tiempo de simulación. Para ello se ha aplicado el método trapezoidal. La eficiencia del PTO se ha estimado a través de la expresión (4.1)

$$\eta_{PTO} = \frac{P_{MH}}{P_{input} + P_{HP}} \quad (4.1)$$

donde,  $P_{input}(W)$  es la potencia necesaria para mover la entrada del PTO,  $P_{MH}(W)$  es la potencia mecánica generada por el motor hidráulico y  $P_{HP}(W)$  es la potencia entregada por el aceite aportado por el acumulador de alta presión para compensar la falta o exceso de caudal aportado por la entrada del PTO. El cálculo realizado para cada una de las potencias sigue las expresiones (4.2), (4.3) y (4.4) respectivamente.

$$P_{input} = \frac{1}{60} \int_0^{60} \frac{2\pi}{60} T_{input} \cdot \omega_{input} \cdot dt \quad (4.2)$$

$$P_{MH} = \frac{1}{36} \int_0^{60} \Delta p_{MH} \cdot \omega_{MH} \cdot D \cdot \eta_{mec} \cdot dt \quad (4.3)$$

$$P_{HP} = \frac{1}{36} \int_0^{60} \Delta p_{MH} \cdot Q_{HP} \cdot dt \quad (4.4)$$

En las expresiones anteriores  $T_{input}(Nm)$  es el par aplicado en la entrada del PTO cuando se produce un movimiento alternativo a la velocidad angular de entrada  $\omega_{input}(rpm)$ . Por otra parte, la potencia generada por el motor hidráulico depende de,  $\Delta p_{MH}$  (diferencia de presiones a la entrada y salida del motor hidráulico en bares), de la velocidad del eje,  $\omega_{MH}(rpm)$ , de la cilindrada,  $D(cm^3/rev)$ , y del rendimiento mecánico del motor hidráulico,  $\eta_{mec}$ . La potencia aportada por el acumulador depende del caudal que suministra el mismo,  $Q_{HP}(l/min)$  y de  $\Delta p_{MH}$  (Josset et al., 2007).

En la Tabla IV. 2 se resume la potencia de entrada y salida así como la eficiencia del PTO durante los sesenta segundos que duran las simulaciones en las condiciones de operación indicadas anteriormente. De acuerdo con la tabla, para ser eficiente en la conversión de potencia entre la entrada y la salida del PTO, la potencia demandada

por la carga aplicada debe ajustarse con la potencia generada por el motor hidráulico. En este sentido cuantos más cilindros activos menor es la eficiencia del PTO debido a que necesita mayor par para mover la entrada del PTO. Sin embargo, el caudal que aportará el acumulador será menor, manteniendo la energía almacenada con aceite a presión. En los resultados se observa que el movimiento alternativo de entrada no es capaz de suministrar el caudal requerido por la apertura al 25% de la válvula de control en muchos de los casos. Por tanto, es el acumulador el que suministra la falta de aceite, decreciendo la presión del mismo tal y como se observaba en la Figura IV. 22. En algunas simulaciones, la potencia aportada por el acumulador,  $P_{HP}$ , es negativa debido a que la entrada es capaz de almacenar cierta cantidad de aceite. Realizando una buena estrategia de control en la carga acoplada, el PTO es capaz de alcanzar eficiencias de hasta el 91%.

Tabla IV. 2. Potencias medias y eficiencia en función de la carga a la salida del PTO

		Cilindros Activos				
		Cil1	Cil4	Cil14	Cil1234	
Carga resistiva (Nm)	2Nm	$P_{input}$ (W)	312.77	647.04	884.03	1776.7
		$P_{HP}$ (W)	264.86	217.65	179.77	13.9
		$P_{input}+P_{HP}$ (W)	577.63	864.69	1063.8	1790.6
		$P_{MH}$ (W)	319.77	327.18	332.30	350.83
		$\eta_{PTO}$	0.55	0.38	0.31	0.20
	3Nm	$P_{input}$ (W)	315.30	654.24	895.26	1801.5
		$P_{HP}$ (W)	236.07	184.07	142.64	-35.4
		$P_{input}+P_{HP}$ (W)	551.37	838.31	1037.9	1766.1
		$P_{MH}$ (W)	412.24	424.97	433.74	465.02
		$\eta_{PTO}$	0.75	0.51	0.42	0.26
	5Nm	$P_{input}$ (W)	321.90	674.51	924.79	1864.6
		$P_{HP}$ (W)	146.47	83.97	35.21	-168.4
		$P_{input}+P_{HP}$ (W)	468.36	758.48	960	1696.2
		$P_{MH}$ (W)	425.12	458.36	480.29	554.38
		$\eta_{PTO}$	0.91	0.60	0.50	0.33
	6.3Nm	$P_{input}$ (W)	329.90	696.80	956.80	1927.2
		$P_{HP}$ (W)	26.224	-36.21	-87.01	-301.9
		$P_{input}+P_{HP}$ (W)	356.12	660.59	869.41	1625.3
		$P_{MH}$ (W)	207.56	286.24	331.87	468.73
		$\eta_{PTO}$	0.58	0.43	0.38	0.29

Para obtener una buena eficiencia en la conversión de energía entre la entrada y salida, es necesario ajustar el par de la carga resistiva al par disponible en el motor hidráulico cuando la pérdida de carga en la válvula de control es de 5 bar, según indicaciones del fabricante.

#### 4.2.2. Validación Experimental y Ajuste del Modelo

Tras analizar en simulación el comportamiento del modelo del PTO con respecto al teórico, el siguiente paso es validar dicho modelo con el PTO real construido. Para ello se plantean varias simulaciones modificando parámetros clave de algún componente



específico del modelo con el objetivo de ajustar los resultados de las simulaciones con los valores obtenidos en los ensayos experimentales.

Estos ensayos experimentales se han realizado con el PTO en lazo abierto ya que en este momento el objetivo es disponer de un modelo de PTO completamente ajustado con respecto a su comportamiento real que luego pueda ser utilizado para el diseño de controladores aplicables a los convertidores de energía de las olas. Así, se podría analizar la potencia extraída por el convertidor utilizando el modelo de PTO real.

Los ensayos experimentales se han planteado con tres claros objetivos. En primer lugar, determinar el área de fuga de cada válvula. Además de parametrizar las válvulas en función de las hojas características y de modelos que se ajustan a las gráficas proporcionadas por el fabricante, se pretende realizar un ajuste experimental adicional que determine el área de fuga indicada de cada válvula. Este aspecto no ha sido tratado por los autores estudiados en el estado del arte.

En segundo lugar, se pretende determinar los valores que relacionan la apertura de la válvula de control con la sección de la válvula de control, de manera que se ajuste experimentalmente la apertura de la válvula de control con la velocidad que aporta el motor hidráulico.

Por último, se realizará un ajuste del porcentaje de aire disuelto en el aceite para que la velocidad de subida en la presión del acumulador de alta presión se ajuste a los valores experimentales obtenidos.

#### ***4.2.2.1. Ajuste de las áreas de fugas de las válvulas***

Dentro de los datos proporcionados por los fabricantes de válvulas es habitual encontrar el dato de la fuga de caudal. Sin embargo, en el caso de la válvula de control, la válvula de seguridad y las válvulas de bloqueo seleccionadas para el dispositivo PTO, este dato no se proporciona.

Para caracterizar el área de fuga de las válvulas se ha realizado un ensayo experimental en el que se ha cargado el acumulador de alta presión hasta una determinada presión. En este ensayo se ha medido experimentalmente el tiempo que tarda el acumulador de alta presión en perder un determinado número de bares. Las posibilidades de pérdida de aceite del acumulador de alta presión se muestran en el esquema de la Figura IV. 25, siguiendo el concepto de PTO de la Figura III. 2.

Por tanto, el acumulador de alta presión se ha cargado hasta 100 bares y se ha dejado perder presión durante 23 horas (82800 segundos). En ese momento la presión medida experimentalmente corresponde a 84,32 bares.

En el modelo desarrollado se ha reproducido la misma situación modificando el área de fuga de las válvulas hasta conseguir ajustar la misma pérdida de presión, en el mismo tiempo.

Para ajustar los parámetros de las válvulas, como punto de partida se ha calculado el área de fuga de cada válvula asumiendo una pérdida estándar de caudal de 5 gotas/min para todas ellas a partir de las ecuaciones (3.15) y (3.16) y asumiendo un flujo turbulento. Las fugas correspondientes al motor hidráulico vienen determinadas por el rendimiento volumétrico del mismo. Se han realizado varias iteraciones para comprobar la evolución del volumen de aceite en el acumulador de alta presión modificando los parámetros de las áreas de fuga de las válvulas indicadas en la Tabla IV. 3. Por claridad sólo se incluyen los parámetros utilizados en la simulación de partida y la simulación final.

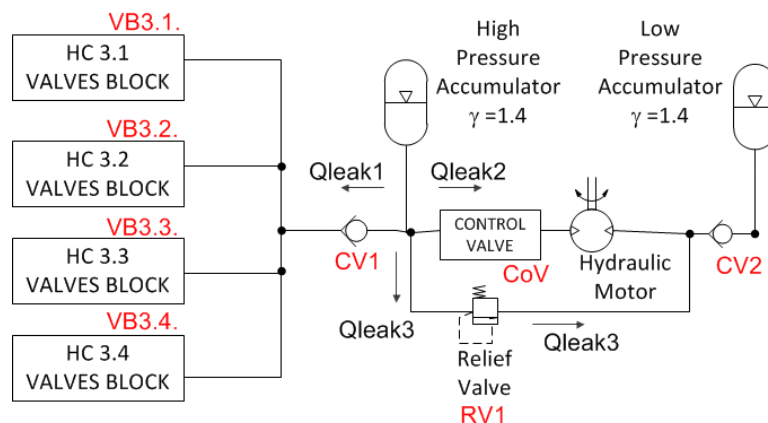


Figura IV. 25. Esquema de Fugas del PTO Hidráulico

En la Figura IV. 26 se muestran los resultados de la evolución de la pérdida de presión en el acumulador de alta utilizando los datos de área de fuga indicados en las columnas denominadas ServoE1 y ServoE26. En la simulación ServoE1, la presión del acumulador de alta presión permanece prácticamente constante, disminuyendo aproximadamente 0,71bares en 23 horas. Esto es debido a que el área de fuga es muy pequeña, prácticamente despreciable, de manera que la pérdida de caudal en el acumulador es muy pequeña. Aplicando los valores de área de fuga correspondientes a la columna ServoE26, la presión medida en el acumulador después de 23 horas corresponde a 84,40bar, prácticamente la presión alcanzada en el ensayo

experimental. Por tanto, las áreas de fugas de las válvulas utilizadas en el modelo se establecen con los parámetros indicados en la última columna de la Tabla IV. 3

Tabla IV. 3. Áreas de fugas significativas del modelo

Referencia	Símbolo	Descripción de Áreas de fuga	Valores Aplicados	
			ServoE1	ServoE26
C-3 DG4V3 2AVM+ CV11-12-P-O-2,5	VB3.1. VB3.2. VB3.3. VB3.4.	Válvula de bloqueo en combinación, DG4V3, con válvulas antiretorno, CV11, (m <sup>2</sup> )	2,75e-11	7,1-10
CV11-12-P-O-2.5	CV1	Válvula Antiretorno, CV11(m <sup>2</sup> )	2,75e-11	7,1e-10
RV8-10-C O-50	RV1	Válvula de seguridad (m <sup>2</sup> )	2,75e-11	6,85e-12
KBFTG4V3-2B-13N-Z. PEZ H7-10	CoV	Válvula de Control (m <sup>2</sup> )	9,6e-11	5e-12
RHD15LOMDCF	CV2	Válvula Antiretorno, RHD15 (m <sup>2</sup> )	2,75e-11	1,69e-9

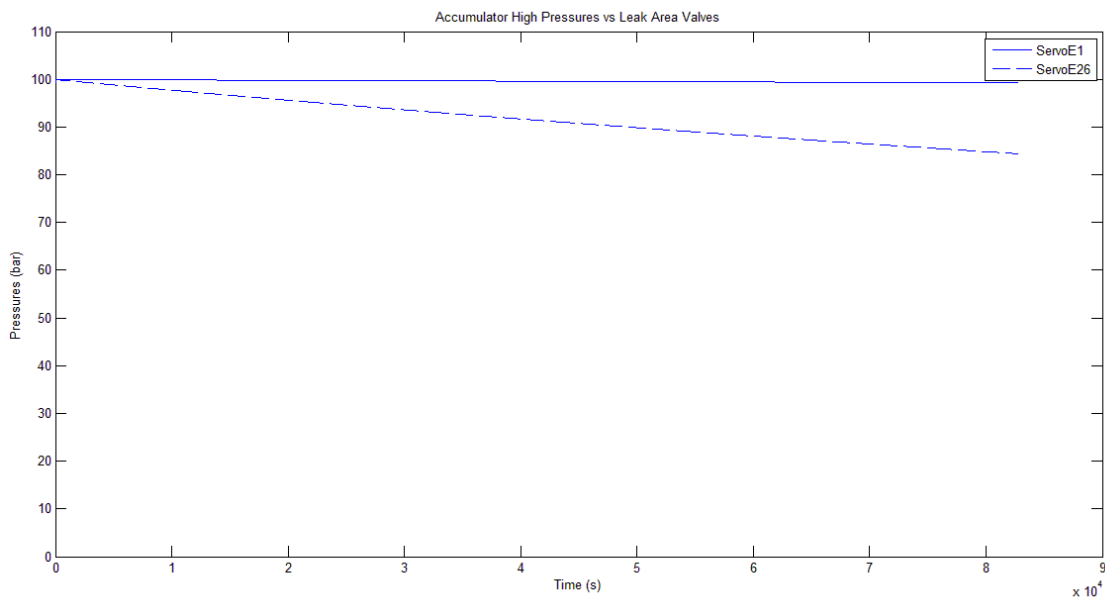


Figura IV. 26. Comparación de la pérdida de carga en función del tiempo entre el ensayo experimental y simulación frente a la parametrización utilizada

#### 4.2.2.2. Ajuste de la válvula de control

Una vez definidas las áreas de fuga de cada válvula, se ajustan los parámetros que determinarán el caudal que atraviesa la válvula de control y que repercuten en la velocidad de salida del motor hidráulico. Por tanto, el objetivo de los ensayos será ajustar el comportamiento de la válvula de control para obtener similar comportamiento

en la evolución de la presión de alta y de la velocidad del motor hidráulico (salida del PTO) cuando la válvula de control se abre un porcentaje determinado. a unas presiones de trabajo iniciales determinadas.

Los test experimentales y las simulaciones posteriores para realizar el ajuste, consistieron en cargar en primer lugar el acumulador a una presión específicas (71, 84 y 102bar). Con ausencia de movimiento en la entrada del PTO, posteriormente se abre la válvula de control entre un 12% y 25% que comprenden velocidades experimentales del motor hidráulico inferiores a 1500rpm. Para obtener la velocidad del motor hidráulico se ha instalado un encoder en su eje, tal como se observa en la Figura IV. 27. En esta misma figura, además del encoder acoplado al eje del motor hidráulico, se muestran otros de los componentes principales que están involucrados en este ensayo, tales como los sensores que monitorizan la presión a la entrada y a la salida del motor hidráulico.

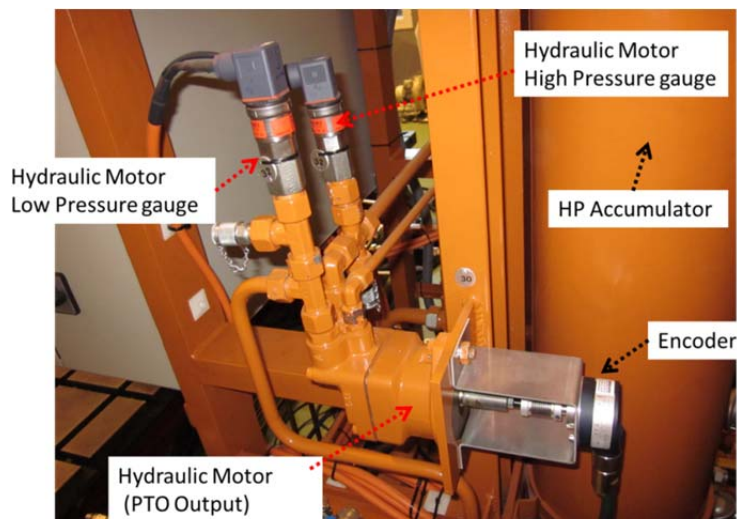


Figura IV. 27. PTO Hidráulico. Salida del PTO. Motor hidráulico

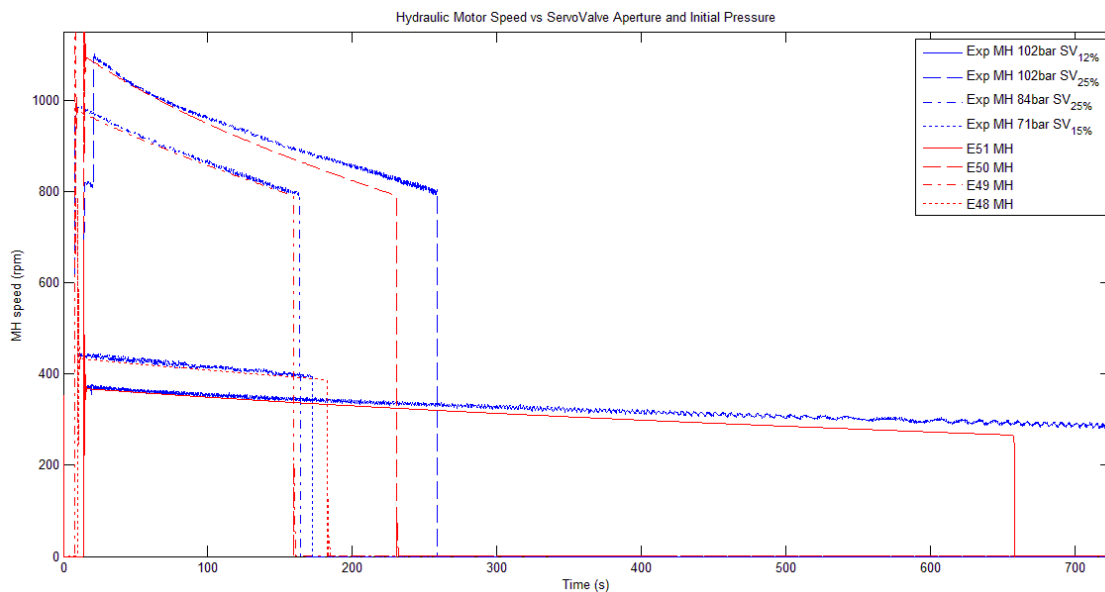
En la Tabla IV. 4 se incluyen los valores aplicados al área de la válvula de control en función del porcentaje de apertura solicitado para obtener los ajustes mostrados en la Figura IV. 28 y Figura IV. 30.

Tabla IV. 4. Área de paso corregida para válvula de control

Descripción	Valor
Apertura del orificio tabulada (%)	[0, 10, 20, 30, 40, 50, 60, 70, 80, 90, 100]
Área del orificio tabulada (mm <sup>2</sup> )	[0; 1,136; 2,756; 5,336; 8,876; 13,376; 18,836; 25,256; 32,636; 38,42;44,18]

Tanto los ensayos experimentales como las simulaciones se han desarrollado considerando el volumen de los acumuladores del PTO construido (51,5l), y aplicando una carga al motor hidráulico prácticamente despreciable. Por otra parte, en las hojas características del motor hidráulico, se observa que la eficiencia volumétrica del motor apenas disminuye a medida que la velocidad angular del eje disminuye. Además, este rendimiento volumétrico aumenta en función de la diferencia de presiones entre la entrada y salida del motor. Este rendimiento volumétrico, en general, se encuentra por encima del 95%. También se constata que el rendimiento mecánico disminuye a medida que la presión disminuye y la velocidad de rotación aumenta (Parker, 2009). Sin embargo, para los rangos de velocidad y presión que se han experimentado, estos valores se pueden estimar constantes, siendo éstos los indicados en la Tabla III. 17.

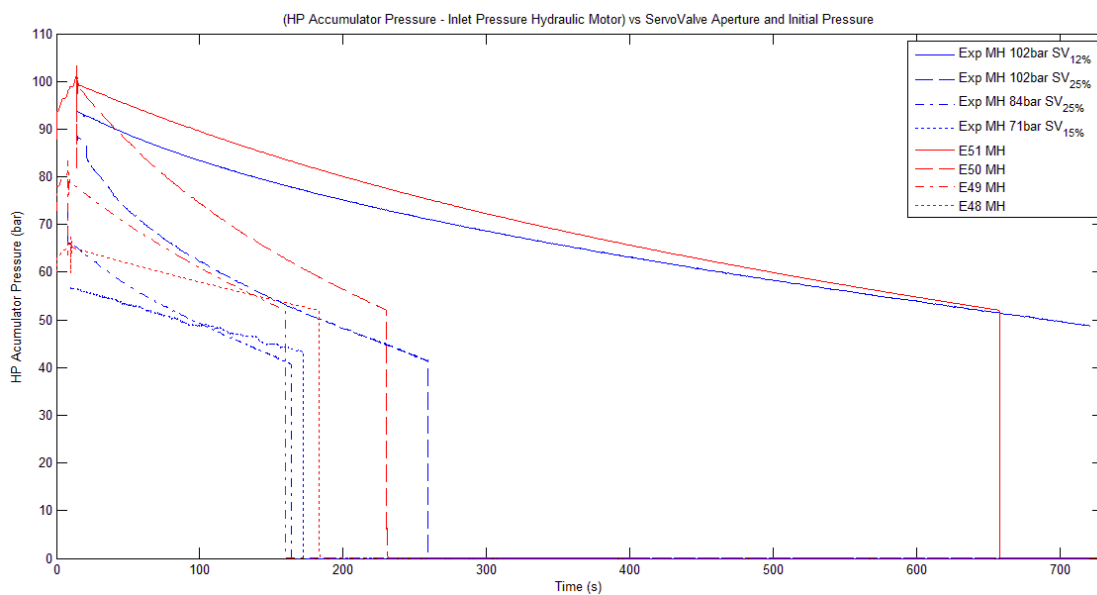
En la Figura IV. 28 se compara la velocidad del motor hidráulico experimental frente a la obtenida en simulación, en función de la apertura de la válvula de control y de la presión inicial a la que se encuentra cargado el acumulador de alta



*Figura IV. 28. Comparación de la velocidad angular del motor hidráulico entre valores experimentales (azules) y simulados (rojo)*

Los valores obtenidos experimentalmente con respecto a los simulados mantienen un comportamiento muy similar. Sin embargo los valores experimentales se extienden más en el tiempo mostrando un aumento en la autonomía del motor hidráulico. La razón radica en que el caudal de la válvula de control no sólo depende del porcentaje de apertura de la válvula, sino también de la presión entre la entrada y la salida de la válvula tal y como se puede comprobar en las hojas técnicas proporcionadas por el fabricante de la válvula de control (Eaton, 2008).

La caracterización de la válvula se ha realizado exclusivamente en función de la apertura de la válvula, sin tener en cuenta la evolución de la diferencia de presión entre la entrada (corresponde con la presión del acumulador de alta) y salida de la válvula de control (corresponde con la presión de entrada en el motor hidráulico). Esta diferencia de presiones va disminuyendo a lo largo del tiempo, pero es muy superior a 5 bares en todo momento, como se observa en la Figura IV. 29. Esta diferencia de presiones entre la entrada y salida de la válvula de control afecta al caudal que atraviesa la válvula, indicado en la Figura III. 27. Esta figura muestra el caudal a través de la válvula en función del porcentaje de apertura de la válvula cuando la caída de presión es de 5 bares.



*Figura IV. 29. Comparación entre valores experimentales (azul) y simulados (rojo) de la caída de presión en la válvula de control*

La Figura IV. 30 muestra la comparación entre los valores experimentales (color azul) y los valores obtenidos en las simulaciones (color rojo) de la presión del acumulador de alta presión en función de la misma apertura de la válvula de control y partiendo de las mismas presiones iniciales en el acumulador de alta.

A pesar de no haber tenido en cuenta la diferencia de presión entre la entrada y salida de alta presión, los resultados mostrados en la Figura IV. 28 y Figura IV. 30 manifiestan una buena correlación entre los datos experimentales y simulados tanto para la evolución de la velocidad del motor hidráulico como para el comportamiento de la presión en el acumulador de alta.

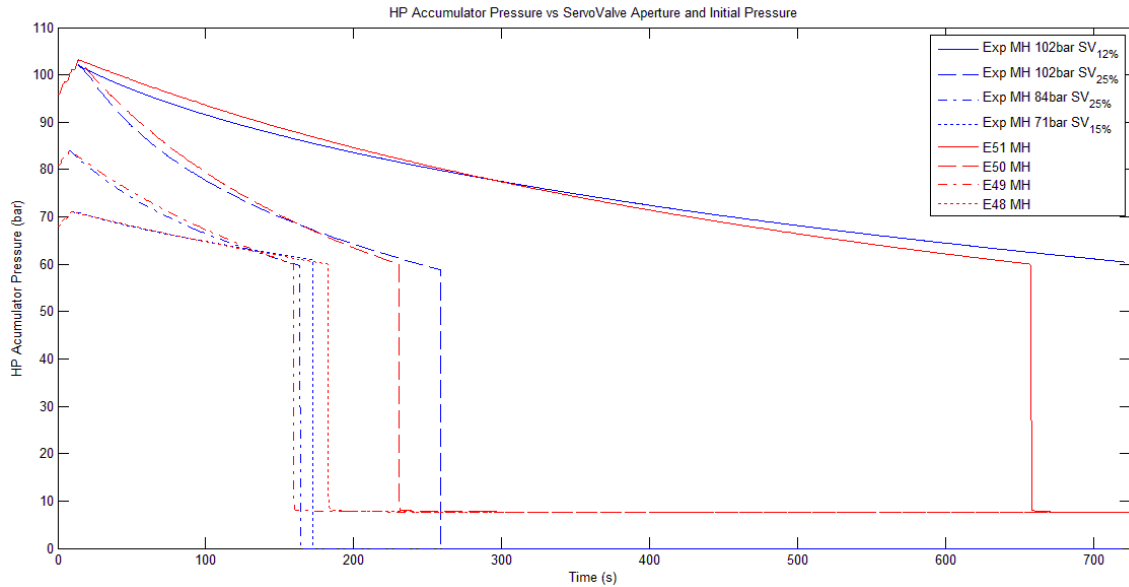


Figura IV. 30. Comparación de la evolución de la presión del acumulador HP entre valores experimentales (azul) y simulados (rojo)

#### 4.2.2.3. Determinación del porcentaje de aire disuelto en el aceite

Este tipo de ensayo trata de ajustar el porcentaje de aire disuelto en el aceite de manera que los valores de las simulaciones se ajusten a los obtenidos experimentalmente.

Para ajustar el porcentaje de aire disuelto en el aceite del modelo, se han comparado los valores obtenidos en ensayos experimentales para una configuración geométrica determinada con respecto a los obtenidos en diferentes simulaciones en las mismas condiciones de movimiento y en el mismo intervalo de tiempo, pero modificando el % de aire disuelto en aceite.

Se han proyectado cuatro ensayos experimentales utilizando tres configuraciones de cilindros distintas de modo que la velocidad de aumento de presión cambie y se pueda comprobar el grado de ajuste entre los ensayos experimentales y las simulaciones realizadas con el modelo. Los ensayos consistirán en que durante un tiempo determinado se bombea aceite al acumulador de alta presión partiendo de una presión inicial determinada. Para bombear el aceite se aplica en los ensayos, un mismo movimiento lineal sinusoidal de 40mm de amplitud y frecuencia 0,1Hz a través de un actuador hidráulico lineal, solidariamente fijado a un sistema mecánico piñón-cremallera, proporcionando un movimiento oscilante como el representado en la Figura IV. 31. En esta figura se compara la velocidad angular experimental obtenida cuando se aplica el movimiento descrito, y la velocidad obtenida de la simulación. En

estos ensayos experimentales la válvula de control permanece cerrada, de manera que todo el caudal inyectado por el cilindro activo se inyecta en el acumulador de alta presión. Todos los ensayos se realizan aplicando la misma señal de entrada a PTO independientemente de los cilindros activos.

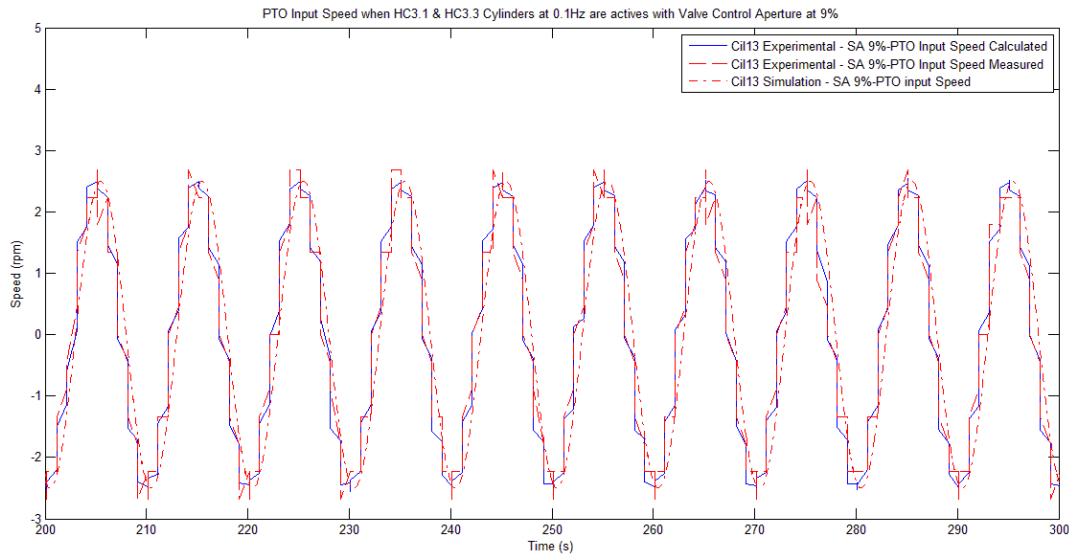


Figura IV. 31. Comparación entre la velocidad experimental y simulada de entrada al PTO.

En la Figura IV. 32 se grafica la evolución de la presión simulada frente a la experimental cuando se encuentran activos los cilindros hidráulicos más pequeños (HC3.1. y HC3.3), aplicando el movimiento anterior descrito.

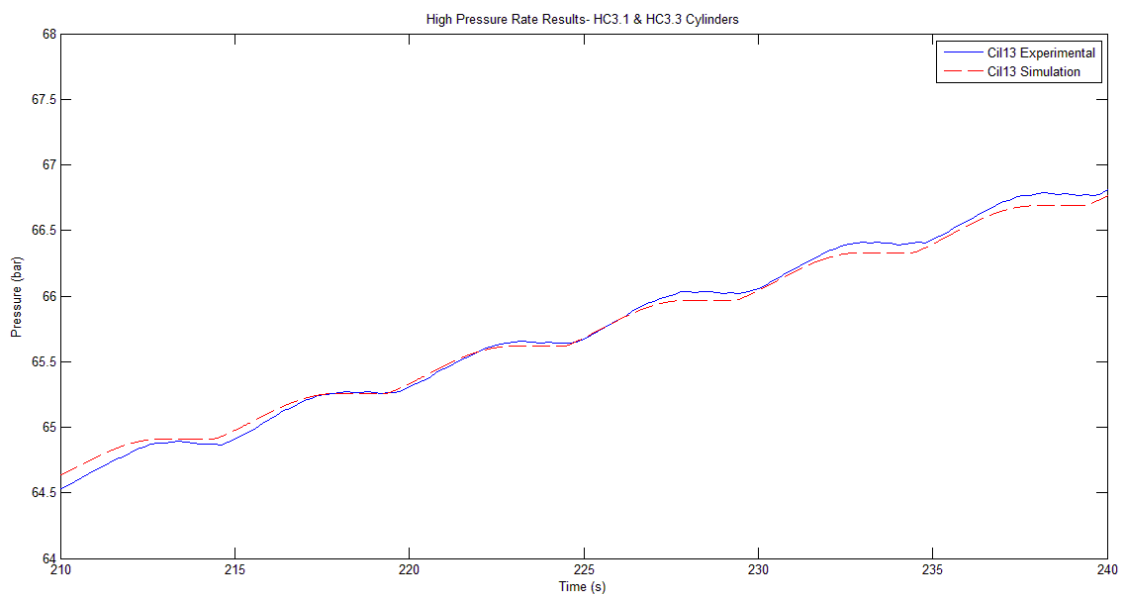


Figura IV. 32. Evolución de la Presión experimental y simulada en el acumulador HP cuando están activos HC3.1 y HC3.3. Presión Inicial 64,5 bar.



En este caso el valor de la presión inicial es de aproximadamente 64,5 bares y se alcanzan los 66,5bares después de completar 6 ciclos. Se observa que la velocidad en el incremento de la presión en la simulación frente a la experimental es de 4,52 bar/min y 4,6 bar/min, respectivamente, con una diferencia entre ellas inferior al 2%.

La evolución de la presión en el acumulador de alta presión mostrada en la figura anterior se obtiene por la aplicación de un movimiento alternativo que comprime el aceite de las cámaras de pistón y anular a alta presión alternativamente tal y como se muestra en la Figura IV. 33. En esta figura se muestra la evolución de la presión experimental del cilindro hidráulico HC3.1 en ambas cámaras (líneas continuas) durante el proceso de compresión y expansión del cilindro, comparándola con la obtenida en la simulación de la Figura IV. 32 (mismo intervalo de tiempo). Se observa que los valores de presión alcanzados, tanto experimentales como simulados, son muy similares para ambas cámaras.

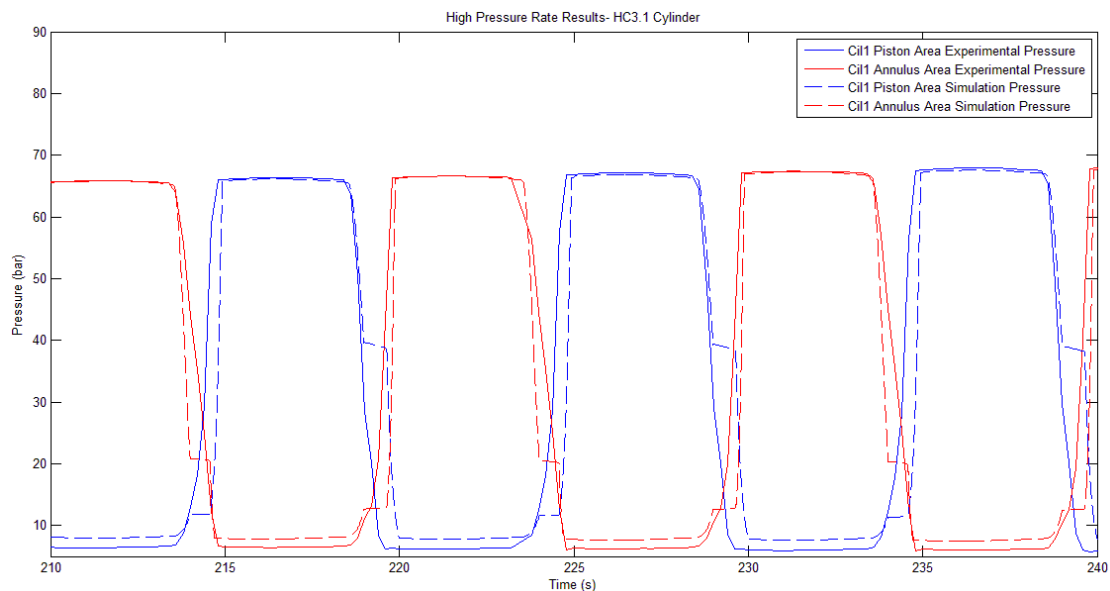
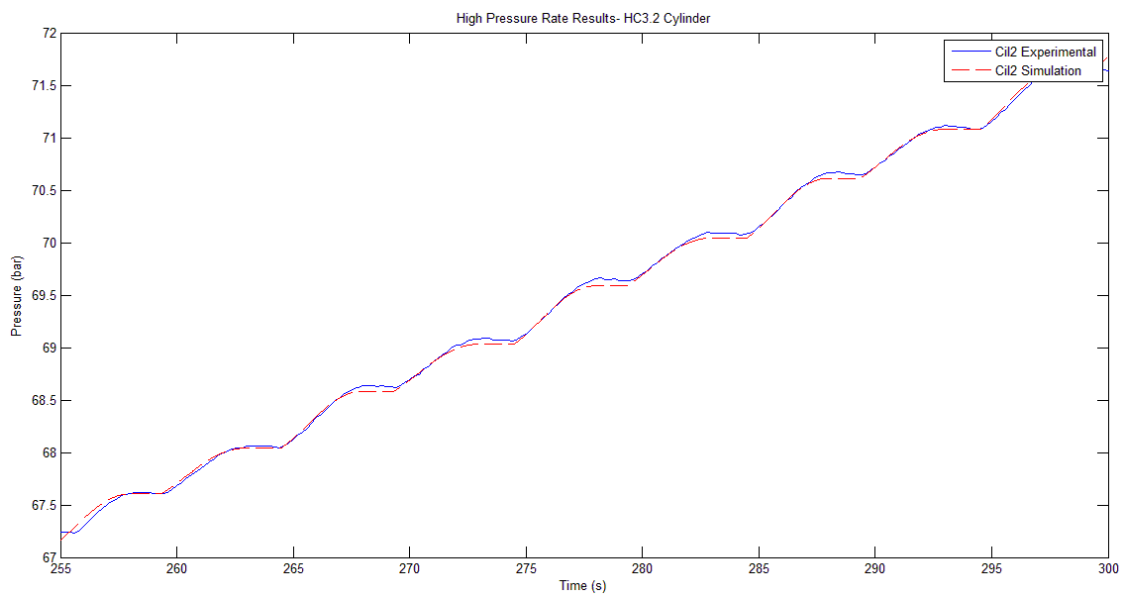


Figura IV. 33. Evolución de la Presión en la cámara de Pistón y Anular del Cilindro H.C.3.1.

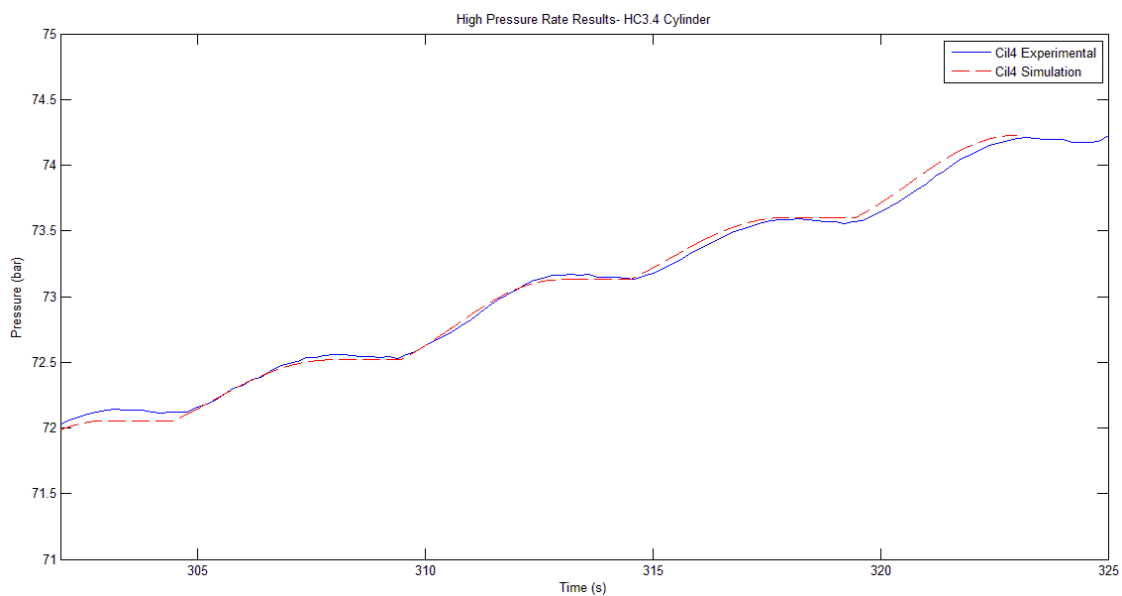
*Comparación de los resultados experimentales y simulados. Presión Inicial 64,5 bar.*

En la Figura IV. 34, por otra parte, se incluyen los resultados obtenidos cuando se encuentra activo el cilindro HC3.2. En este caso la presión inicial del ensayo se corresponde con aproximadamente 67,2 bares y se alcanzan 72 bares en aproximadamente 9 ciclos. En este caso, la velocidad en el incremento de la presión en la simulación frente a la experimental es de 6 bares/min y 6,06 bares/min, respectivamente, con una diferencia entre ellas inferior al 1%.

Analizando la velocidad en el incremento de la presión del cilindro simétrico, HC3.4, de las mismas dimensiones que el cilindro anterior, partiendo de una presión inicial de 72 bares, se observa que después de 4 ciclos se alcanzan 74 bares, de acuerdo a la Figura IV. 35. En este caso, la velocidad en el incremento de la presión en la simulación con respecto a los valores obtenidos experimentalmente es de 6,85bar/min y 6,06bar/min respectivamente, aumentando la diferencia entre ellas hasta el 13%.

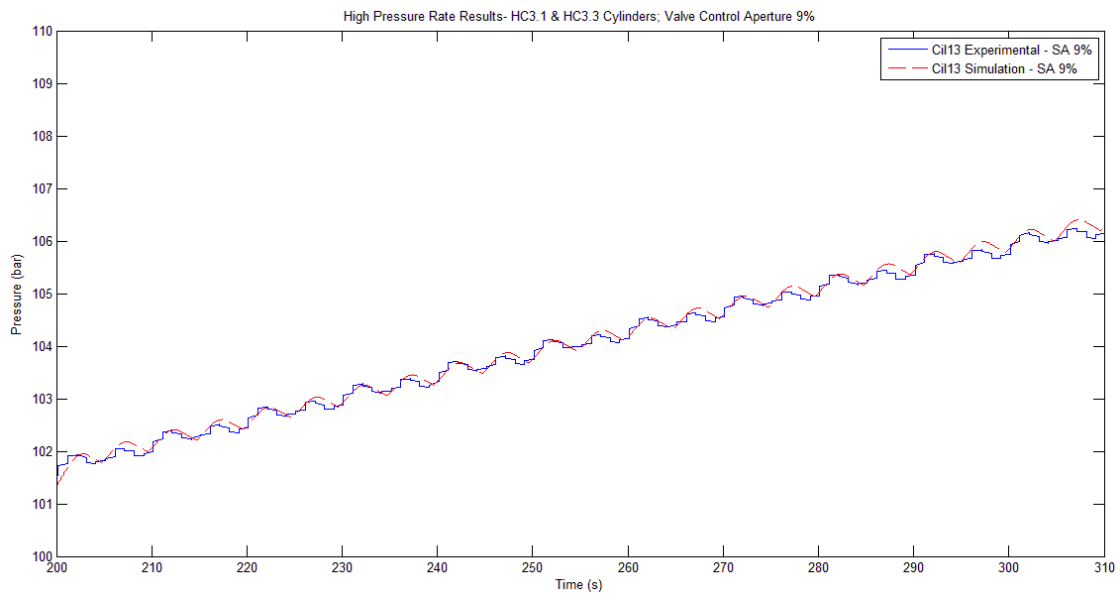


*Figura IV. 34. Evolución de la Presión experimental y simulada en el acumulador HP cuando están activos HC3.2. Presión Inicial 67,2 bar.*



*Figura IV. 35. Evolución de la Presión experimental y simulada en el acumulador HP cuando están activos HC3.4. Presión Inicial 72 bar.*

Por último, en la Figura IV. 36, se muestra la evolución en el incremento de la presión en el caso de que la válvula de control se encuentre abierta un porcentaje determinado. En este ensayo experimental, se encuentran activos los cilindros hidráulicos más pequeños (HC3.1. y HC3.3) mientras la válvula de control permanece abierta un 9%. Como se observa en la figura, este porcentaje de apertura, permite seguir aumentando la presión en el acumulador de alta presión hasta alcanzar aproximadamente 106bar, manteniendo una velocidad en el motor hidráulico aproximadamente constante alrededor de 225rpm.



*Figura IV. 36. Evolución de la Presión experimental y simulada en el acumulador HP cuando están activos HC3.1 y HC3.3 y la válvula de control abierta al 9%. Presión Inicial 101,5 bar.*

Los valores obtenidos en las simulaciones corresponden con estimaciones de aire disuelto en el aceite del 6%. Se observa que los resultados simulados siguen fielmente los valores obtenidos en los ensayos experimentales independientemente de los cilindros utilizados y de la presión de trabajo, con un error entre los datos experimentales y simulados inferior al 0,5%.

### 4.3. CONCLUSIONES

Tras obtener el modelo no lineal detallado del novedoso PTO, en este capítulo se han realizado un conjunto de ensayos en función de cinco estados característicos de la válvula de control con el objetivo de validar el funcionamiento del PTO. Así mismo se han realizado tres tipos de ensayos experimentales diferentes con objeto de ajustar el modelo del PTO al comportamiento del PTO real en lazo abierto ante una entrada sinusoidal determinada.

Las simulaciones aportadas y las comparaciones entre los datos experimentales y simulados con el modelo ajustado permiten concluir que el modelo realizado refleja el comportamiento esperado del PTO construido para cada uno de los casos descritos. En este sentido, los valores obtenidos en la evolución de la presión del acumulador de alta presión a partir del modelo muestran una buena correlación con los obtenidos experimentalmente, consiguiendo un error inferior al 0,5% con respecto a la presión inicial del ensayo.

El comportamiento del PTO, una vez ajustado y validado con el comportamiento real, muestra una gran flexibilidad para aportar pares de amortiguamiento diferentes en función de los cilindros activos (hasta 4) y en función de las variables geométricas utilizadas, OB y AC, en combinación con la presión existente en el acumulador de alta presión. De esta forma, aplicando estrategias de control adecuadas, es posible ajustar el par de amortiguamiento a la fuerza o al desplazamiento que se requiera con el objetivo de extraer la mayor energía de las olas.

Por otra parte, la inclusión del acumulador de alta presión permite el suavizado del caudal aportado al motor hidráulico, estableciendo velocidades en el motor hidráulico constantes en función del porcentaje de apertura de la válvula de control. El almacenaje del exceso de caudal aportado por el movimiento de la entrada del PTO permite disponer de caudal de aceite para mover el motor hidráulico incluso en estados de mar en calma.

Tras analizar el comportamiento de este PTO ante diferentes condiciones, se observa su versatilidad para ser utilizado con diferentes estrategias de control y diferentes dispositivos captadores. Así, las características del PTO le permiten manipular los estados de las válvulas de control de los cilindros hidráulicos para admitir un movimiento libre del captador, sin aplicar ninguna fuerza de amortiguamiento, o para aplicar una fuerza de amortiguamiento sobre el mismo superior a 100kN activando los cuatro cilindros hidráulicos. Estas características son idóneas para aplicar estrategias de control por desbloqueo, *unlatching* y bloqueo, *latching*. Además, la posibilidad de disponer de hasta diecinueve áreas discretas proporciona la capacidad de implementar estrategias de control pseudo-continuo, donde la fuerza es variable en amplitud y tiempo, a través de la aplicación de un algoritmo que gestione correctamente las combinaciones disponibles de cilindros activos.

Esto es debido a la posibilidad de modificar el par de amortiguamiento aplicado sobre el captador variando cualquiera de las variables de control disponibles, es decir, la

presión del acumulador de alta presión PHP, los cilindros activos e incluso las variables geométricas que determinan el par amortiguamiento y caudal aportado al circuito de alta presión por ciclo. En este último caso, el PTO definido necesita incluir unos actuadores que puedan modificar automáticamente la posición de cada cilindro hidráulico con respecto al eje de rotación de la entrada del PTO a posiciones discretas en un primer momento. Esto puede ser implementado con actuadores electromecánicos o hidráulicos tal como se explica en la patente concedida sobre este PTO.

Con este modelo de PTO es previsible una mejora de eficiencia en la obtención de energía de las olas al poder ajustar la fuerza o el desplazamiento a las características de la ola incidente.

El PTO modelado y construido puede acoplarse en algunos de los captadores mostrados en el estado del arte, como pueden ser los dispositivos Wavebob, Wavestar o Waveroller, entre otros, con el objetivo de mejorar sus prestaciones para adaptarse al estado de mar.

Una vez verificado y ajustado el comportamiento del modelo del PTO, en el próximo capítulo se abordará el diseño del sistema de control de un absorbedor puntual con el objetivo de extraer la mayor energía de las olas a través del PTO modelado.

V. APROVECHAMIENTO DE ENERGÍA MARINA A  
TRAVÉS DEL PTO HIDRÁULICO

## 5.1. INTRODUCCIÓN

Tras obtener un modelo dinámico completo del dispositivo PTO no lineal y haberlo validado con el PTO real, se está en disposición de incluir el mismo en el modelo de un captador. Este capítulo, por tanto, aborda la inclusión del PTO desarrollado en el modelo de un WEC específico sencillo con objeto de demostrar la capacidad de extraer energía de las olas a través del mismo. Para ello, se ha seleccionado un modelo de captador sencillo, del tipo absorbedor puntual, boya cilíndrica.

El objetivo de este capítulo es demostrar que el PTO desarrollado puede ser controlado para conseguir optimizar la extracción de energía aunque no es objeto de este trabajo diseñar controladores óptimos. Por tanto se estudiará alguna de las estrategias de control que es capaz de aplicar el PTO diseñado, de manera que se mejore la extracción de potencia de las olas con respecto a una situación en la que el PTO actúe sin control. Concretamente se propondrán diferentes estrategias de bloqueo del absorbedor, conocidas como latching.

En este sentido, se realizarán análisis de simulación asumiendo excitaciones de olas monocromáticas, siendo el objetivo comprobar el comportamiento del PTO propuesto en sus diferentes configuraciones. Por tanto se someterá al sistema compuesto por el captador (ECD) y el PTO al efecto de olas monocromáticas de diferente amplitud de ola,  $H_w$ , y periodo de ola,  $T_w$ . Los binomios aplicados al sistema ( $H_w$ ,  $T_w$ ) abarcan un amplio espectro de fuerzas de excitación y amplitud de ola dentro de los límites admisibles del PTO diseñado.

El estudio se realizará para la configuración geométrica que permite el máximo desplazamiento del PTO. En condiciones reales, esta configuración geométrica se elige en función del estado de mar predominante, para un emplazamiento concreto. Así mismo, de las diecinueve fuerzas capaces de ejercer el PTO para una misma configuración geométrica, se seleccionan ocho proporcionalmente espaciadas. Esta selección consigue abarcar todo el espectro de fuerzas disponibles minimizando el coste computacional de los experimentos.

Con objeto de poder evaluar los resultados, se comparará la potencia media extraída utilizando diferentes áreas aplicables, para una única configuración geométrica, con la que se obtendría suponiendo un PTO ideal de amortiguamiento lineal óptimo para diferentes condiciones de altura de ola y periodo de ola. El valor óptimo es el valor  $B_{PTO}$  constante que permite extraer mayor potencia media para las olas monocromáticas seleccionadas.

Los experimentos se realizarán sobre un WEC completo, compuesto de un dispositivo captador de energía (ECD) tipo boya de modelo simplificado al que se le acopla el modelo del PTO no lineal desarrollado en el Capítulo III.

A continuación se presentarán las ecuaciones matemáticas que rigen el modelo del WEC completo para la extracción de energía y, posteriormente el modelo desarrollado en Simulink del conjunto compuesto por el captador y el PTO.

## 5.2. ECUACIONES HIDRODINÁMICAS PARA LA ABSORCIÓN DE ENERGÍA DE LAS OLAS

A continuación se presentan las ecuaciones de un modelo completo del WEC que está compuesto por un captador simple tipo boya y el PTO desarrollado. El modelo matemático del captador se basa en la teoría lineal de las olas (Krogstad & Arntsen, 2000) y no contempla efectos del fluido real debidos a viscosidad, turbulencia y desprendimientos de vórtices (Falcão & Henriques, 2015).

Entre las hipótesis incluidas en el modelo, se asume un desplazamiento totalmente vertical (*heave*) como el que se indica en la Figura V. 1.

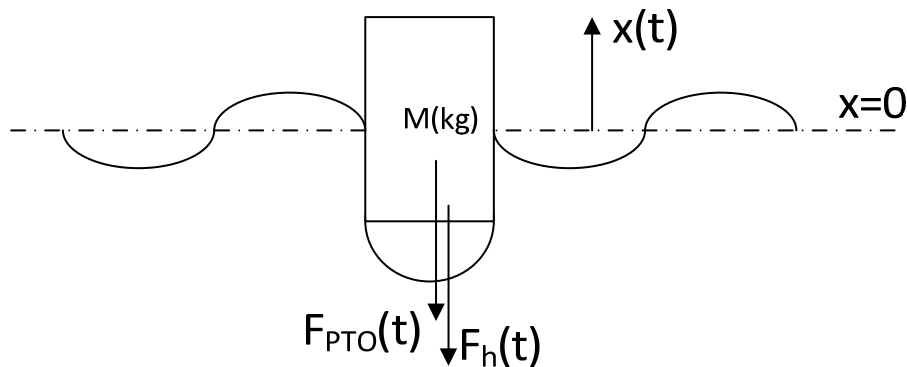


Figura V. 1 Fuerzas presentes en un cuerpo oscilante con un grado de libertad.

Teniendo en cuenta un cuerpo oscilante con un grado de libertad, su movimiento vertical en función del tiempo,  $x(t)$ , en metros, viene representado por la siguiente ecuación,

$$M \cdot \ddot{x}(t) = F_h(t) + F_{PTO}(t) \quad (5.1)$$

donde  $M$  es la masa del cuerpo en kg,  $\ddot{x}(t)$  es la aceleración del cuerpo en  $m/s^2$ ,  $F_h(t)$  se corresponde con la componente vertical de la fuerza debida a la presión del agua en la superficie mojada del cuerpo y  $F_{PTO}(t)$  es la componente vertical de la fuerza



aplicada en la boya por el mecanismo PTO, ambas en Newtons (N). Se asume que  $F_h(t)$  inicialmente es cero para un cuerpo sin movimiento, cuando  $x=0$ , situación que se produce con el mar en calma.

Si las amplitudes de las olas y el movimiento del cuerpo son pequeños, es decir, un sistema lineal desde el punto de vista hidrodinámico de las olas,  $F_h(t)$  se puede descomponer de la siguiente manera (Falnes, 2002a),

$$F_h(t) = F_d(t) + F_r(t) + F_{hs}(t) \quad (5.2)$$

donde  $F_d(t)$  es la fuerza de excitación o difracción producida por las olas incidentes en un cuerpo que se asume fijo,  $F_r(t)$  es la fuerza de radiación, es decir, la fuerza hidrodinámica debida a la oscilación de cuerpo cuando el mar no está en calma y  $F_{hs}(t)$  es la fuerza hidrostática. Ésta última, en su versión linealizada para el caso de un cuerpo oscilante (donde  $F_{hs}=0$  para  $x=0$ ), se puede expresar como (Falcão, 2008; Ricci et al., 2009):

$$F_{hs}(t) = -\rho \cdot g \cdot S \cdot x(t) \quad (5.3)$$

donde,  $\rho$  corresponde a la densidad del agua en  $\text{kg/m}^3$ ,  $g$ , la aceleración de la gravedad en  $\text{m/s}^2$  y  $S$  la sección de la boya en  $\text{m}^2$ , definida ésta por la superficie libre de agua sin perturbar.

La ecuación (5.1), incluyendo la descomposición de Falnes (2002a) indicada en la expresión (5.2), se sustituye por la ecuación de Cummins (1962), con el objetivo de realizar el estudio en el dominio del tiempo que posibilita la inclusión de las no linealidades debidas a los sistemas PTO. Esta ecuación consiste en una ecuación integro-diferencial que contiene un término de convolución, el cual representa a las fuerzas de radiación debidas a la oscilación del cuerpo cuando el mar no está en calma. Esta ecuación se utilizó para estudiar el comportamiento de barcos ante un movimiento oscilante. Jefferys (1980) adaptó la expresión para los convertidores de las olas tomando la siguiente forma (ver también Falnes, 2002a y Falcão, 2007),

$$(M + A_\infty) \cdot \ddot{x}(t) + \rho \cdot g \cdot S \cdot x(t) + \int_{-\infty}^t L(t - \tau) \cdot \ddot{x}(\tau) d\tau = F_d(t) + F_{PTO}(x, \dot{x}, t) \quad (5.4)$$

donde  $A_\infty$  es el valor limitante de la masa añadida  $A(\omega)$  a frecuencia infinita, es decir,

$$A_\infty = \lim_{\omega \rightarrow \infty} A(\omega) \quad (5.5)$$

donde se incluye en la masa añadida,  $A(\omega)$ , la inercia que se debe añadir a un sistema debido a la aceleración o deceleración de un cuerpo que mueve un volumen

de fluido a su alrededor. Este parámetro se obtiene resolviendo ecuaciones integro diferenciales de elementos de contorno (Ricci et al., 2009) a través de software especial (por ejemplo, ANSYS AQWA, 2016).

Por otra parte, la integral de convolución representa el efecto memoria de la fuerza de radiación que depende del movimiento de la boya en momentos anteriores. Esta expresión contiene la respuesta de la función impulso de radiación,  $L(t)$ . Esta función de memoria decae rápidamente con el tiempo y puede ser considerada despreciable después de unos 10 segundos (Falcão, 2007). Sin embargo, una de las maneras de evaluar el término de convolución a lo largo del tiempo consiste en sustituirla como una función de transferencia polinómica obtenida a través de métodos de identificación en el dominio de la frecuencia (Ricci et al., 2009).

En el caso de olas monocromáticas de frecuencia  $\omega$ , la fuerza de excitación es una función armónica simple dependiente del tiempo. Asumiendo un sistema lineal, el módulo de la fuerza de excitación (o difracción),  $F_d(t)$ , es proporcional a la amplitud de la ola a través del coeficiente de la fuerza de excitación,  $\Gamma(\omega)$ , y la propia amplitud de la ola,  $H_w$ , como se indica en la siguiente expresión:

$$F_d(t) = \Gamma(\omega) \cdot H_w \cdot \text{sen}(\omega t + \varphi) \quad (5.6)$$

Para cuerpos con un eje vertical de simetría oscilando verticalmente se puede demostrar que  $\Gamma(\omega)$  está relacionado con  $B(\omega)$ , siendo éste el coeficiente de amortiguamiento de la fuerza de radiación (Falnes, 2002a). La relación existente entre ambas variables viene dada por la expresión (5.7), donde  $B(\omega)$  depende de la geometría y de la frecuencia, calculándose a través de software comercial como WAMIT (WAMIT, Inc., 2013) o Aquadyn (Scientific Software Group, 2013).

$$\Gamma(\omega) = \sqrt{\frac{2 \cdot g^3 \cdot \rho \cdot B(\omega)}{\omega^3}} \quad (5.7)$$

Para el modelo del captador se ha obtenido este coeficiente de amortiguamiento de la fuerza de radiación,  $B(\omega)$ . Este coeficiente de amortiguamiento en función de la frecuencia,  $B(\omega)$ , se obtiene mediante la aplicación informática WAMIT.

El absorbedor puntual elegido es de geometría cilíndrica de radio 3 metros, cuya relación entre calado y radio es uno, similar a la propuesta por otros autores (Ricci et al., 2009). En la Figura V. 2 se muestra el coeficiente de amortiguamiento de la fuerza de radiación sobre este captador en función de la frecuencia de ola aplicada.

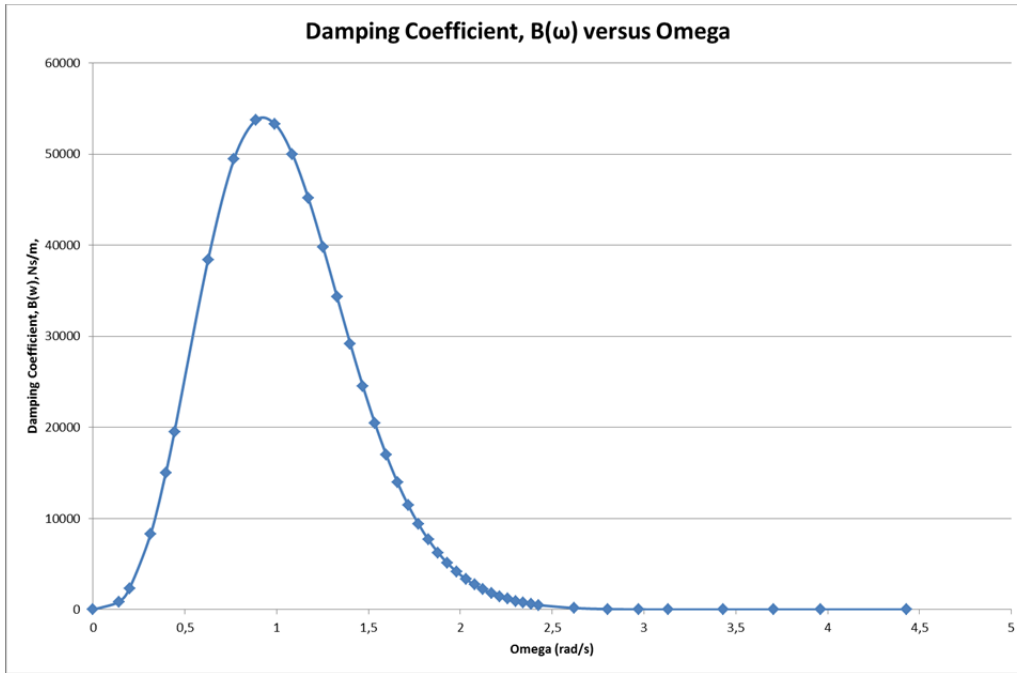


Figura V. 2. Coeficiente de Amortiguamiento,  $B(\omega)$ .

Utilizando los coeficientes anteriores en función de la frecuencia, se puede calcular la fuerza de excitación de las olas monocromáticas proporcional a la amplitud de la ola  $H_w$ , utilizando la expresión (5.6).

Por último, para resolver la ecuación (5.4) que corresponde al movimiento vertical del WEC, es necesario conocer la fuerza que ejerce el mecanismo PTO,  $F_{PTO}(t)$ . En el siguiente apartado se acopla al modelo del captador, el modelo del PTO que proporciona la fuerza ejercida por el mismo.

### 5.3. MODELO SIMULINK DEL CONJUNTO CAPTADOR Y PTO

Aplicando las ecuaciones descritas en el apartado anterior, en este apartado se desarrolla el modelo completo del convertidor de las olas (WEC) en Simulink.

La Figura V. 3 muestra el esquema del conjunto WEC y PTO no lineal seleccionado. En esta representación se asume que los cilindros están fijados en una estructura completamente rígida, anclada al fondo marino asumiendo que el convertidor oscila respecto a una referencia fija (Eidsmoen, 1998; Falcão, 2007; Ricci et al., 2011).

De las 20 configuraciones geométricas de fijación disponibles por cada cilindro hidráulico (ver capítulo III) se utiliza la configuración denominada *Config 1*, con las dimensiones indicadas en la Tabla V. 1. La configuración geométrica seleccionada corresponde con la configuración que permite el mayor desplazamiento de los vástagos de los cilindros.

Tabla V. 1. Parámetros geométricos seleccionados de la fijación de los cilindros hidráulicos.

Configuración Geométrica Usada		OB <sub>i</sub> (mm)	A <sub>i</sub> C <sub>i</sub> (mm)	OC <sub>i</sub> (mm)
Config 1	HC3.1/HC3.3	217,5	30	713
	HC3.2/HC3.4	210	30	700

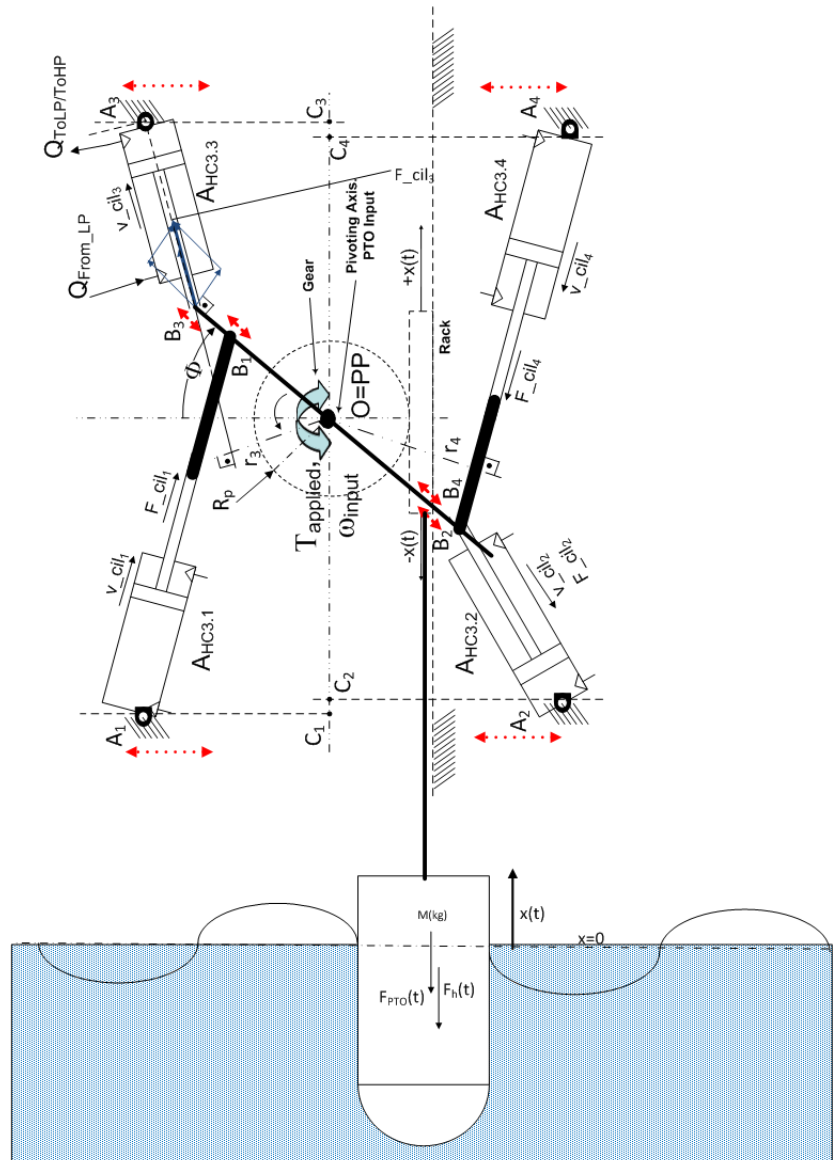


Figura V. 3. Representación esquemática del absorbedor puntual y el PTO hidráulico.

En la Figura V. 4 se representa el diagrama de bloques del modelo del conjunto ECD y PTO. Mediante este diagrama se puede identificar la potencia absorbida por el PTO, consistente en el producto de la Fuerza Aplicada por éste en Newtons,  $F_{PTO}(t)$ , y la

velocidad del ECD,  $\dot{x}(t)$  en m/s. En función de la eficiencia del PTO, parte de esta potencia estará disponible como potencia útil a la salida del PTO siempre y cuando:

- 1) la válvula que controla el caudal aportado al motor hidráulico esté un cierto porcentaje abierta ( $\%SA > 0$ ), superando la zona muerta de la válvula,
- 2) haya caudal con una presión suficientemente para vencer la carga aplicada al motor,  $T_{load}$ , girando a una velocidad específica,  $\omega_{MH}$ .

En la Figura V. 4 se observa que, para una configuración geométrica seleccionada, las variables de entrada del modelo del PTO (ver apartado 3.4.2), son los cilindros activos, el desplazamiento del convertidor, la presión del acumulador de alta presión,  $P_{HP}$ , la apertura de la válvula de control definida por el  $\%SA$  y el par de la carga,  $T_{load}$ , ésta última siempre y cuando la variable  $\%SA$  sea mayor que cero.

Por otra parte, las variables de salida del modelo del PTO son: la fuerza del mecanismo PTO,  $F_{PTO}(t)$ ; la velocidad del motor hidráulico,  $\omega_{MH}$ ; el par generador,  $T_g$ , la potencia extraída y la potencia hidráulica útil.

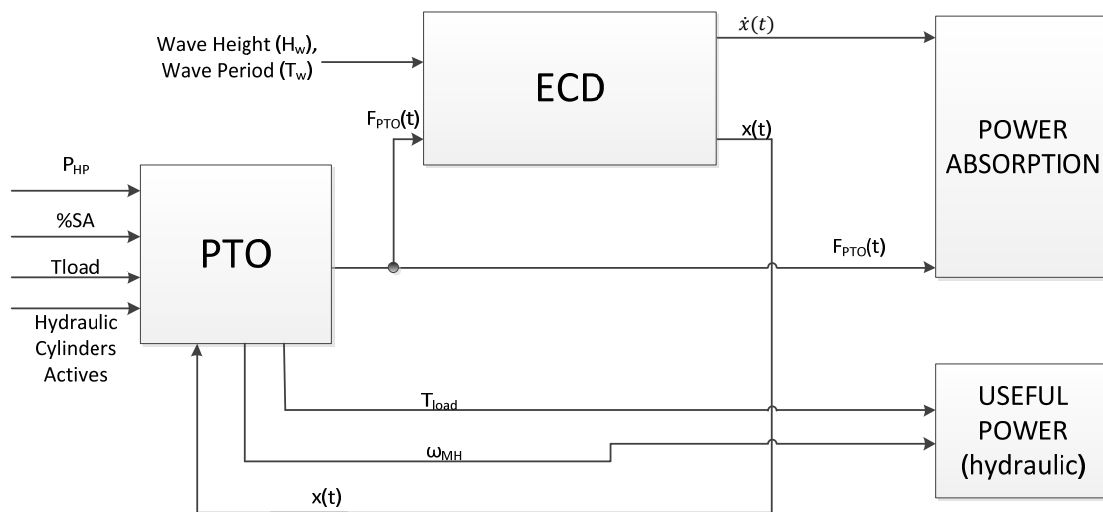


Figura V. 4. Diagrama de bloques esquemático del modelo del absorbedor puntual y el PTO hidráulico.

La fuerza aplicada por el PTO,  $F_{PTO}(t)$ , es la fuerza ejercida para extraer la potencia de las olas manteniendo el desplazamiento del ECD dentro de los límites establecidos a través de la manipulación de los cilindros activos, de la presión del acumulador  $P_{HP}$ , del porcentaje de apertura de la válvula de control ( $\%SA$ ) y de la carga a la salida del PTO ( $T_{load}$ ) si el porcentaje de apertura de la válvula es mayor que cero. En todos los experimentos que se desarrollan en este capítulo tanto el  $\%SA$  como  $T_{load}$  se

consideran nulos, por tanto la velocidad del motor hidráulico,  $\omega_{MH}$ , así como el par generador,  $T_g$ , serán cero.

Dentro del bloque que representa al ECD se encuentran incluidos los parámetros hidrodinámicos que lo caracterizan: dimensiones, masa y los coeficientes que caracterizan los efectos de las olas en el propio captador, representados por la masa añadida,  $A(\omega)$ , y el coeficiente de amortiguamiento de la fuerza de radiación,  $B(\omega)$ .

A continuación se desgranar cada uno de los subsistemas mostrados en la figura anterior. En la Figura V. 5 se muestra el modelo Simulink del subsistema ECD, el cual incluye el bloque de parámetros hidrodinámicos, donde se configuran los valores que caracterizan el convertidor tales como el radio del convertidor cilíndrico y la masa del mismo. En este modelo se implementan las ecuaciones.

En la Figura V. 6, el término de la fuerza de convolución se representa como una función de transferencia polinómica obtenida a través de un método de identificación en el dominio de la frecuencia según Perez & Fossen (2008). Para el caso considerado, esta función de transferencia es la siguiente:

$$F_{conv} = \frac{4,803e^{4s}}{s^2 + 0,8486s + 0,7486} \quad (5.8)$$

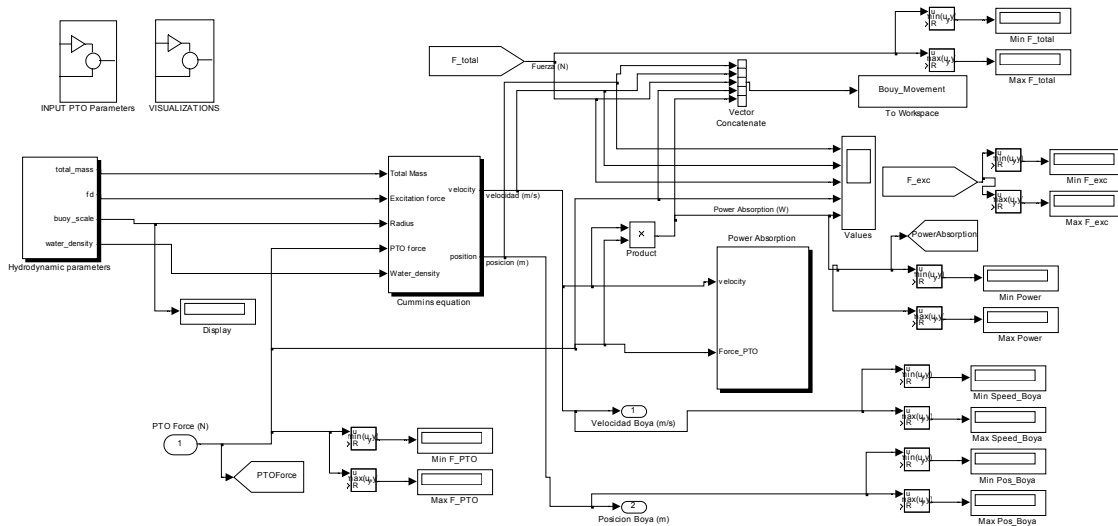


Figura V. 5. Modelo subsistema del absorbedor puntual del WEC.

Como el PTO desarrollado tiene limitado el desplazamiento máximo físicamente debido a la disposición geométrica de los cilindros hidráulicos, el modelo de las ecuaciones adaptadas de Cummins incluye un bloque de saturación para limitar la

excursión máxima del convertidor y mantenerla dentro del rango de  $\pm 49,3\text{mm}$ , tal y cómo se puede observar en la Figura V. 6.

Con el objetivo de evaluar el aprovechamiento de energía, la fuerza del mecanismo PTO, la variable “*PTO force*” en el modelo de la Figura V. 6, se sustituye por el amortiguamiento lineal óptimo o por el amortiguamiento proporcionado por el PTO no lineal desarrollado.

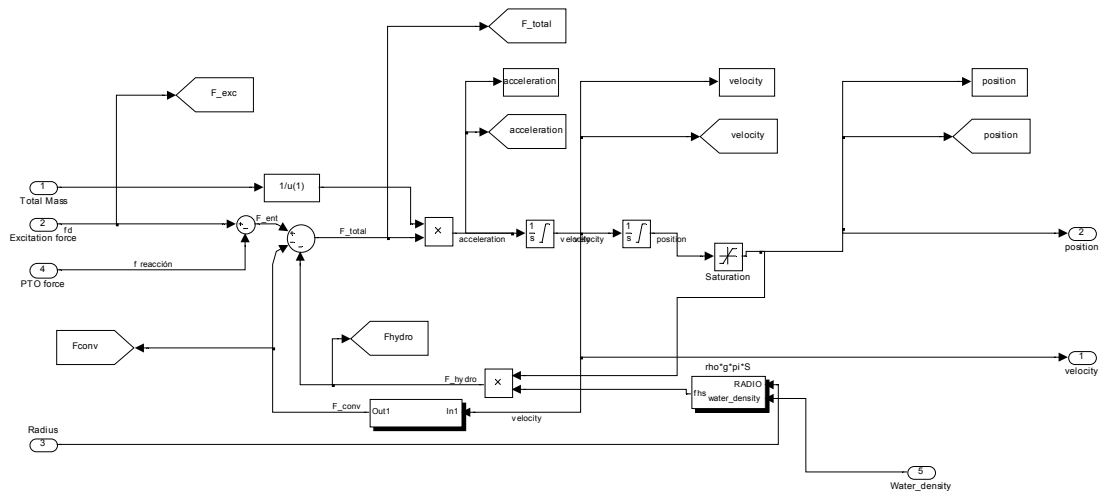


Figura V. 6. Ecuaciones adaptadas de Cummins aplicadas al modelo WEC incluyendo la limitación del desplazamiento del absorbedor puntual.

## 5.4. ANÁLISIS DE RESULTADOS

### 5.4.1 Condiciones de mar seleccionadas. Olas Monocromáticas

En los estudios que se presentan en los apartados siguientes, se considera que el captador, independientemente de la fuerza de PTO aplicada, está sometido a condiciones de mar monocromáticas diferentes y definidas por la altura y el periodo de ola ( $H_w$ ,  $T_w$ ).

En este apartado se define el conjunto de valores ( $H_w$ ,  $T_w$ ) admisibles para la configuración del PTO seleccionado así como los utilizados en la batería de experimentos.

En el capítulo III se ha indicado que el dispositivo PTO definido se ha diseñado para ser capaz de admitir pares inferiores a 16kNm, siendo prevista la utilización de este PTO en absorbedores puntuales a escala 1:4 validables hasta 10kNm. Por otra parte, cabe mencionar que el dispositivo PTO ha sido experimentalmente validado para

desplazamientos lineales inferiores a 50mm con periodos de oscilación entre 8 y 30 segundos.

Teniendo en cuenta todas estas circunstancias, se han seleccionado diferentes binomios de condiciones de mar monocromáticas ( $H_w$ ,  $T_w$ ) para el análisis de comportamiento del PTO, tanto lineal como el no lineal desarrollado, con el objetivo de comparar la capacidad de extracción de energía de ambos.

La Tabla V. 2 recoge los valores máximos del módulo de la Fuerza de excitación,  $|F_d(t)|$ , obtenida según expresión (5.9) en combinación con la expresión (5.7), en función del binomio  $H_w$  y  $T_w$ .

$$|F_d(t)| = \Gamma(\omega) \cdot H_w \tag{5.9}$$

Tabla V. 2. Módulo de la Fuerza de Excitación en función de  $H_w$  y  $T_w$

		Excitation Force modulus (N)					
		$f_w$ (Hz)	0,2	0,125	0,1	0,066	0,033
		$T_w$ (s)	5	8	10	15,15	30,3
$H_w$ (m)	0,050	9805,8	22357	27416	33757	39064	
	0,100	19612	44714	54832	67513	78128	
	0,150	29417	67071	82248	101270	117190	
	0,200	39223	89429	109660	135030	156260	
	0,250	49029	111790	137080	168780	195320	
	0,300	58835	134140	164500	202540	234380	

Por otra parte, en la Tabla V. 3 se incluyen las frecuencias de ola consideradas en función del binomio seleccionado caracterizado por  $H_w$  y  $T_w$ .

Tabla V. 3. Frecuencias consideradas en función de  $H_w$  y  $T_w$

		Omega (rad/s)					
		$f_w$ (Hz)	0,2	0,125	0,1	0,066	0,033
		$T_w$ (s)	5	8	10	15,15	30,3
$H_w$ (m)	0,050	1,2566	0,7854	0,6283	0,4147	0,2074	
	0,100	1,2566	0,7854	0,6283	0,4147	0,2074	
	0,150	1,2566	0,7854	0,6283	0,4147	0,2074	
	0,200	1,2566	0,7854	0,6283	0,4147	0,2074	
	0,250	1,2566	0,7854	0,6283	0,4147	0,2074	
	0,300	1,2566	0,7854	0,6283	0,4147	0,2074	

Dentro de las tablas mencionadas, en verde se indican los valores del módulo de la Fuerza de excitación para las combinaciones que pueden ser utilizadas manteniendo



el criterio de que el PTO sea capaz de amortiguar un máximo de 100kN de fuerza. Debido al coste computacional, de las diecinueve configuraciones definidas se han seleccionado ocho representativas con el objetivo de observar el comportamiento del sistema WEC y PTO en varias situaciones de diferente amplitud y periodo de ola pero abarcando el amplio espectro admisible. En amarillo se identifican los binomios ( $H_w, T_w$ ) que han sido simulados. Dentro de las tablas, en anaranjado, se indica la fuerza de excitación máxima aplicada, así como la frecuencia considerada, para los resultados gráficos que se representarán en los siguientes apartados, como representación de todas las simulaciones realizadas con el resto de combinaciones  $H_w, T_w$  indicadas en amarillo.

En la Tabla V. 4 se incluyen los valores del coeficiente de amortiguamiento de la fuerza de radiación así como el coeficiente de la fuerza de excitación para las frecuencias consideradas en este estudio.

*Tabla V. 4. Coeficiente de amortiguamiento de la fuerza de radiación y Coeficiente de la fuerza de excitación en función de omega,  $B(\omega)$ .*

f(Hz)	0,2	0,125	0,1	0,066	0,033
$T_w$ (s)	5	8	10	15,15	30,3
Omega (rad/s)	1,2566	0,7854	0,6283	0,4147	0,2074
$B(\omega)$ [Ns/m]	39476,2062	50101,0978	38574,1675	16817,6821	2815,21421
$\Gamma(\omega)$ [kg/s <sup>2</sup> ]	196115,018	447143,316	548322,948	675134,281	781281,98

#### 5.4.2 Resultados con Amortiguamiento Lineal Óptimo

El objetivo de este apartado es identificar el coeficiente de amortiguamiento lineal,  $B_{PTO}$  (kg/s), que consigue extraer la mayor cantidad de energía de las olas para una combinación determinada de  $H_w$  y  $T_w$  ( $B_{PTO}$  óptimo), manteniendo la excursión máxima del WEC dentro de los valores máximos identificados para el PTO no lineal desarrollado ( $\pm 49,3$ mm).

En este sentido, la fuerza ejercida por el PTO incluida en el modelo de la Figura V. 5 se sustituye por la expresión (5.10). Esta fuerza de amortiguamiento lineal óptima para cada frecuencia de ola resulta ser proporcional a la velocidad vertical de desplazamiento del convertidor.

$$F_{PTO}(t) = B_{PTO} \cdot \dot{x}(t) \quad (5.10)$$

Simulaciones iterativas sobre el modelo han proporcionado la potencia extraída y la excursión del absorbedor en función del coeficiente  $B_{PTO}$  óptimo para cada par de valores ( $H_w, T_w$ ).

En la Tabla V. 5 se muestran los valores de la potencia extraída con el  $B_{PTO}$  óptimo obtenido en función de las condiciones de mar aplicadas. La potencia extraída se calcula como la integral de la fuerza del PTO,  $F_{PTO}(t)$ , por la velocidad del absorbedor,  $\dot{x}(t)$ , a lo largo del tiempo de simulación para cada una de las condiciones de mar regular utilizadas.

$$P_{ext}(W) = \frac{1}{t_{sim}} \int_0^{t_{sim}} F_{PTO}(t) \cdot \dot{x}(t) \cdot dt \quad (5.11)$$

Tabla V. 5. Potencia media extraída y desplazamiento del WEC en función de  $H_w$ ,  $T_w$  y del coeficiente de amortiguamiento lineal  $B_{PTO}$  óptimo.

Hw (m)	0,050	0,150	0,250	0,100	0,200	0,050	0,150	0,050	0,100
Tw (s)	5	5	5	8	8	10	10	30,3	15,15
B <sub>PTO</sub> Optimum (kg/s)	209761	800000	1212537	1615317	3553233	1094119	3943725	3907096	4508083
Buoy Position max (mm)	49,30	40,61	49,30	49,30	49,30	49,30	49,30	49,30	49,30
Buoy Position min (mm)	-30,34	-27,90	-31,00	-32,20	-27,95	-38,01	-27,65	-33,53	-29,21
Power Extracted (W)	177,07	486,36	919,52	534,49	966,80	292,47	719,97	129,40	408,46

### 5.4.3. Resultados con Amortiguamiento de Coulomb

El objetivo de este apartado es obtener la configuración de áreas de cilindros del PTO más adecuada, según la Tabla V. 6, que ejerza la fuerza de amortiguamiento de Coulomb que extraiga la máxima potencia para las mismas condiciones de mar regular y mismos límites de desplazamiento permitidos que en el apartado anterior.

Tabla V. 6. Área equivalente en función de los cilindros aplicados.

Configuración de Cilindros Activos	Denominación	Área sentido ascendente (cm <sup>2</sup> )	Área sentido descendente (cm <sup>2</sup> )	Área media (cm <sup>2</sup> )
HC3.1	Cil1	8,04	6,03	7,035
HC3.1 y HC3.3	Cil13	14,07	14,07	14,07
HC3.4	Cil4	19,63	15,83	17,73
HC3.1 y HC3.4	Cil14	27,67	21,86	24,765
HC3.1, HC3.3 y HC3.4	Cil134	33,7	29,9	31,8
HC3.2 y HC3.4	Cil24	35,46	35,46	35,46
HC3.1, HC 3.2 y HC3.4	Cil124	43,50	41,49	42,495
HC3.1, HC3.2, HC3.3 y HC3.4	Cil1234	49,53	49,53	49,53

Por sencillez, de entre todas las combinaciones de áreas disponibles (diecinueve) se han seleccionado ocho que abarcan el amplio espectro disponible, distanciadas de manera prácticamente uniforme, tal y como se observa en la Figura V. 7. En esta tabla

se incluye el área equivalente media de los cilindros aplicados así como el área aplicada en función del sentido de desplazamiento del absorbedor puntual teniendo en cuenta las áreas de cada cilindro incluidas en la Tabla III. 3.

Apoyándose en la Figura V. 3, se puede identificar el área aplicada de cada cilindro en función del sentido de desplazamiento del absorbedor, ascendente o descendente, con respecto al estado de reposo (ver Tabla V. 6). En función del sentido del movimiento, en cada cámara de los cilindros hidráulicos activos considerados, se comprime el aceite a alta presión y se expande la cámara adyacente con aceite a baja presión alternativamente. Por tanto, en un caso aumenta la presión en el interior de la cámara, mientras que en la cámara adyacente, el volumen de aceite aumenta por la expansión del vástago a medida que se produce el movimiento, siendo éste succionado del acumulador de baja presión.

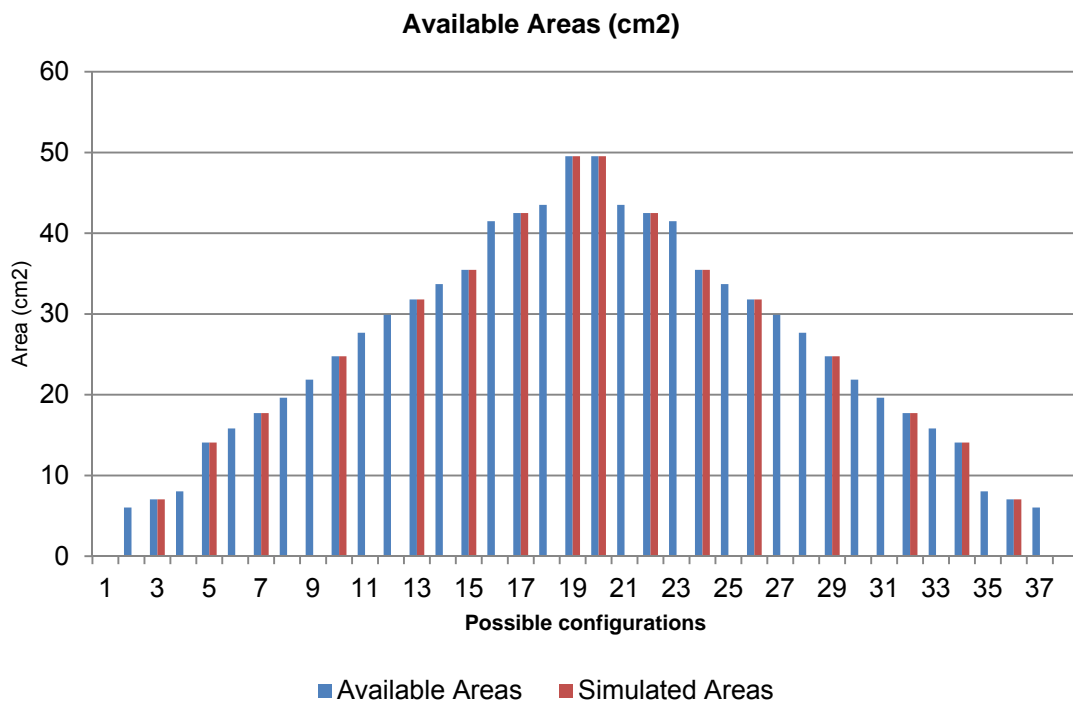


Figura V. 7. Áreas disponibles (azul) frente a áreas utilizadas en este estudio (rojo) en función de la activación de los cilindros disponibles.

Para las simulaciones numéricas de los siguientes apartados, que incluyen el modelo del PTO desarrollado, se ha considerado como parámetros iniciales del PTO los indicados en la Tabla V. 7 y que indican el almacenamiento de 1 litro de aceite en el acumulador de alta presión, manteniendo la válvula de control completamente cerrada.

Tabla V. 7. Principales parámetros iniciales del PTO oleo-hidráulico

	Valor
Volumen Inicial Acumulador LP (l)	28
Volumen Inicial Acumulador HP (l)	1,0001
Presión inicial en Acumulador HP (bar)	61,697
% de Apertura de la Válvula de Control (%)	0
Par aplicado al Generador (Nm)	0

En la Tabla V. 8 se incluye el resumen de los resultados más importantes en función de los cilindros activos aplicados según la denominación indicada en la Tabla V. 6. Dentro de esta tabla se han incluido los valores máximos y mínimos de las variables más representativas del comportamiento del PTO durante los 60 segundos que han durado las simulaciones. El objetivo es analizar su evolución en función de los cilindros aplicados para unas condiciones de mar regular específicas, constantes para todos los casos indicados en la Tabla y correspondientes a ( $H_w=0,25m$ ,  $T_w=5s$ ). Las variables analizadas son: el par aplicado por el PTO (*PTO Torque*); la presión de los acumuladores de alta y baja presión (*Pressure\_HP* y *Pressure\_LP*); la posición de la boya (*Buoy position*); la posición de los vástagos de los cilindros (*Cili\_position*); los brazos de par de los vástagos de los cilindros (*Cili\_TorqueArm*) y la potencia extraída (*Extracted Power*). Como se observa en la Tabla V. 8 la presión del acumulador de alta presión, *Pressure\_HP* aumenta, y el aumento es mayor cuantos menos cilindros estén aplicados. Esto es debido a que el desplazamiento de los cilindros activos es mayor a causa de que la fuerza ejercida por las olas es capaz de desplazar los vástagos de los cilindros durante más espacio, desarrollando un mayor trabajo.

Los resultados de potencia extraída obtenidos para las ocho configuraciones seleccionadas del PTO se muestran en la Tabla V. 8, resaltados en verde. Se puede observar que la potencia extraída aumenta a medida que disminuye el área aplicada en el PTO no lineal, permitiendo un mayor desplazamiento lineal de la boya. En este sentido, para este punto de operación, definido por la presión inicial del acumulador de alta presión (61,69bar) y fuerza de excitación sinusoidal de  $\pm 49029N$ , para extraer la máxima potencia manteniendo el desplazamiento de la boya dentro de los límites establecidos se tiene que utilizar la configuración de cilindros Cil14, que corresponde con la utilización del Cilindro HC3.1 y HC3.4. Esto es debido a que esta configuración permite un movimiento mayor de la boya (entre 8,72mm y -23,91mm), obteniendo una mayor extracción de energía, alcanzado una potencia media de 74W durante los 60

segundos de simulación. Si se compara esta potencia extraída con respecto a la obtenida por un sistema representado por un coeficiente lineal óptimo, la potencia extraída representa el 8,23% logrando, por tanto, eficiencias relativamente bajas.

Tabla V. 8. Principales Resultados Hs=0,250m y Te=5s. Valores Máximos y Mínimos

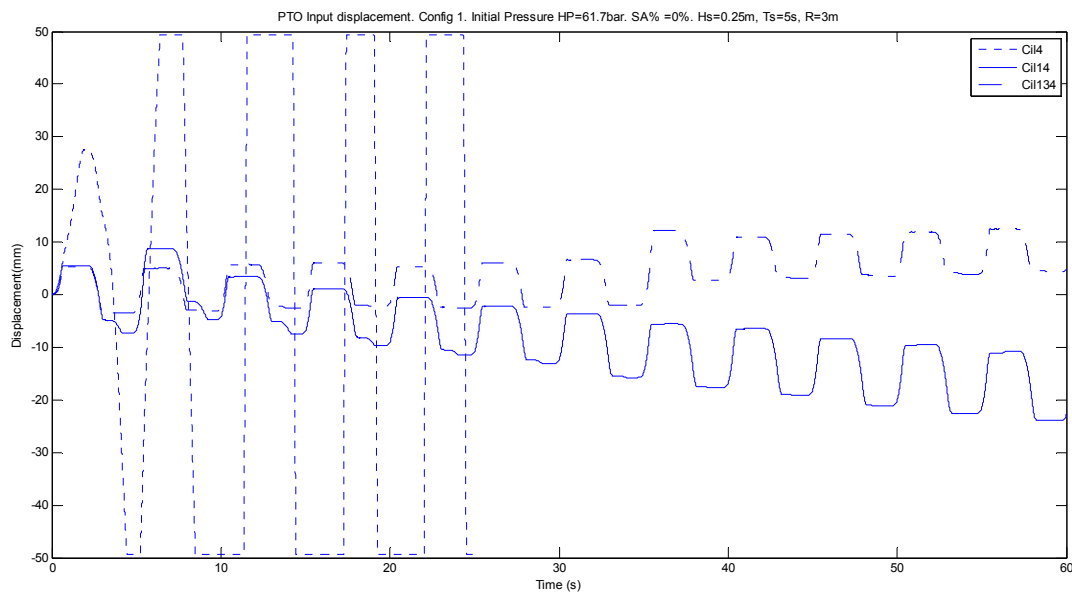
File	CLIM1231_WEC1		CLIM1331_WEC1		CLIM1531_WEC1		CLIM1C731_WEC1		CLIM1C931_WEC1		CLIM1C431_WEC1	
	PTO_0_25m_5s_si	PTO_0_25m_5s_si	PTO_0_25m_5s_si	PTO_0_25m_5s_si	PTO_0_25m_5s_si	PTO_0_25m_5s_si	PTO_0_25m_5s_si	PTO_0_25m_5s_si	PTO_0_25m_5s_si	PTO_0_25m_5s_si	PTO_0_25m_5s_si	PTO_0_25m_5s_si
Mean Cylinders Area (cm2)	Cil1	Cil13	Cil4	Cil1 and 4	Cil1, 3 and 4	Cil 2 and 4	Cil1, 2 and 4	Cil1, 2, 3 and 4				
	7,035	14,07	17,73	24,765	31,8	35,46	42,495	49,53				
PTO Torque (Nm)	-	-	-	4377,049444	5007,907389	6119,063785	7319,286254	8617,501334				
Pressure_HP (bar)	-	-	-	62,07244196	61,77963585	61,72177549	61,71411731	61,70667421				
Pressure_LP (bar)	-	-	-	6,531108748	6,531108748	6,530087166	6,529246461	6,529246461				
Bouy position (mm)	49,3	49,3	49,3	8,721872482	12,52903576	9,632985843	7,945675814	3,876859886				
Cil1_position (mm)	-	-	-	0,055973292	0,011295769	0,013625421	0,012468667	0,016283513				
Cil2_position (mm)	-	-	-	0,018497182	0,019041984	0,017562332	0,017388949	0,015143721				
Cil3_position (mm)	-	-	-	0,01937033	0,02169386	0,018565348	0,018497854	0,015916312				
Cil4_position (mm)	-	-	-	0,054472488	0,014087265	0,011863782	0,01306512	0,014350024				
Cil1_TorqueArm (mm)	-	-	-	214,2876718	215,5424587	214,6145475	213,9962137	212,2768293				
Cil2_TorqueArm (mm)	-	-	-	209,9835995	205,0464046	205,0858917	206,2110392	207,5271438				
Cil3_TorqueArm (mm)	-	-	-	217,4625802	212,1052184	212,1470289	213,3406733	214,7446531				
Cil4_TorqueArm (mm)	-	-	-	207,0998922	208,269288	207,4056359	206,8267742	205,2084497				
Extracted Power (W)	-	-	-	2127,185048	2181,449111	2012,169565	1950,554374	2296,574109				
PTO Force (N)	-	-	-	54219,69083	64476,62926	67177,05627	79094,65878	63278,43623				
Excitation Force (N)	49029	49029	49029	49029	49029	49029	49029	49029				
Power mean (W)	-	-	-	74,04138811	45,0562435	39,03877943	36,92862009	33,43255813				
Eficiencia en base a potencia disponible en aguas Profundas	-	-	-	8,05%	4,90%	4,25%	4,02%	3,64%				
PTO Torque (Nm)	-	-	-	-5203,425223	-6187,77632	-6446,934383	-7590,658232	-6072,786586				
Pressure_HP (bar)	-	-	-	61,69722332	61,69722023	61,69698525	61,69722695	61,69672239				
Pressure_LP (bar)	-	-	-	6,422374011	6,422374011	6,50599639	6,504710046	6,504710046				
Bouy position (mm)	-49,3	-49,3	-49,3	-23,90888739	-3,507738189	-3,597163902	-6,303521745	-10,00911206				
Cil1_position (mm)	-	-	-	-0,019566872	-0,022143115	-0,017888192	-0,018694983	-0,015536156				
Cil2_position (mm)	-	-	-	-0,054610217	-0,011189202	-0,01109007	-0,013111523	-0,01450659				
Cil3_position (mm)	-	-	-	-0,055555617	-0,010950391	-0,011034216	-0,012690239	-0,015947895				
Cil4_position (mm)	-	-	-	-0,018587543	-0,018581851	-0,018842716	-0,018000551	-0,015230628				
Cil1_TorqueArm (mm)	-	-	-	192,8561781	208,3689207	208,3156255	206,6375359	204,1399018				
Cil2_TorqueArm (mm)	-	-	-	198,3256392	195,7277887	197,7247744	198,8270136	201,2936526				
Cil3_TorqueArm (mm)	-	-	-	205,0332434	202,3135782	204,4037301	205,5587682	208,1480376				
Cil4_TorqueArm (mm)	-	-	-	186,6652534	201,5037492	201,453062	199,854767	197,4728664				
Extracted Power (W)	-	-	-	-79,60169214	-94,81743579	-110,0057755	-166,9324371	-204,3315401				
PTO Force (N)	-	-	-	-45608,85521	-52182,39499	-63760,64464	-76266,96277	-89794,3639				
Excitation Force (N)	-49029	-49029	-49029	-49029	-49029	-49029	-49029	-49029				

Analizando los resultados incluidos en la Tabla V. 8, en todos los casos se aprecia un aumento de la presión en el acumulador de alta presión (Pressure\_HP) ya que la presión inicial de partida en el acumulador es de 61,69bar. En el mismo sentido se observa una disminución en la presión del acumulador de baja presión (Pressure\_LP). Esto es debido a que el movimiento del absorbedor, provocado por las fuerzas aplicadas sobre el mismo, permite el movimiento de los vástagos que bombean una cantidad de aceite extraído del acumulador de baja presión hacia el acumulador de alta presión. Este volumen de aceite es almacenado como energía disponible en el acumulador.

Cabe destacar que el PTO propuesto es difícilmente comparable con el representado por un coeficiente lineal constante puesto que la fuerza aplicada por el PTO propuesto no depende directamente de la velocidad de desplazamiento, sino de parámetros geométricos de los cilindros (relativos a su posición y al área aplicada) y de la variación de la presión entre las dos cámaras de los cilindros. Esta última es

directamente dependiente de la velocidad de desplazamiento y de parámetros relativos al fluido como es la constante de Bulk del aceite y el porcentaje de aire diluido en el mismo.

Dentro de la tabla anterior, en color rojo se muestran los casos que producen excursiones de los cilindros superiores a las permitidas por el modelo, como es el caso de aplicar las denominaciones Cil1, Cil13 y Cil4 que utiliza áreas medias de  $7,035 \text{ cm}^2$ ,  $14,07 \text{ cm}^2$  y  $17,73 \text{ cm}^2$  respectivamente. En este sentido se observa que aplicando combinaciones de cilindros que suponen un área equivalente de cilindros inferior, el desplazamiento del absorbedor puntual alcanza la excursión máxima permitida en el modelo ( $\pm 49,3 \text{ mm}$ ) en algún momento (en rojo en la Tabla V. 8) como se observa en la Figura V. 8. Por tanto, para este caso concreto del binomio ( $H_w=0,250$ ,  $T_w=5$ ) esas opciones de configuración de cilindros no son adecuadas ya que no son capaces de conseguir que el absorbedor se desplace por debajo de la excursión máxima permitida. En este caso se observa que la aplicación solamente del cilindro HC3.4 (denominada en la leyenda gráfica Cil4) permite que la boya tenga una excursión que alcanza el límite de desplazamiento en ambos sentidos.



*Figura V. 8. Desplazamiento vertical del absorbedor puntual en función de los cilindros aplicados a lo largo del tiempo. Configuraciones aplicada: Cil4, Cil14 y Cil134.*

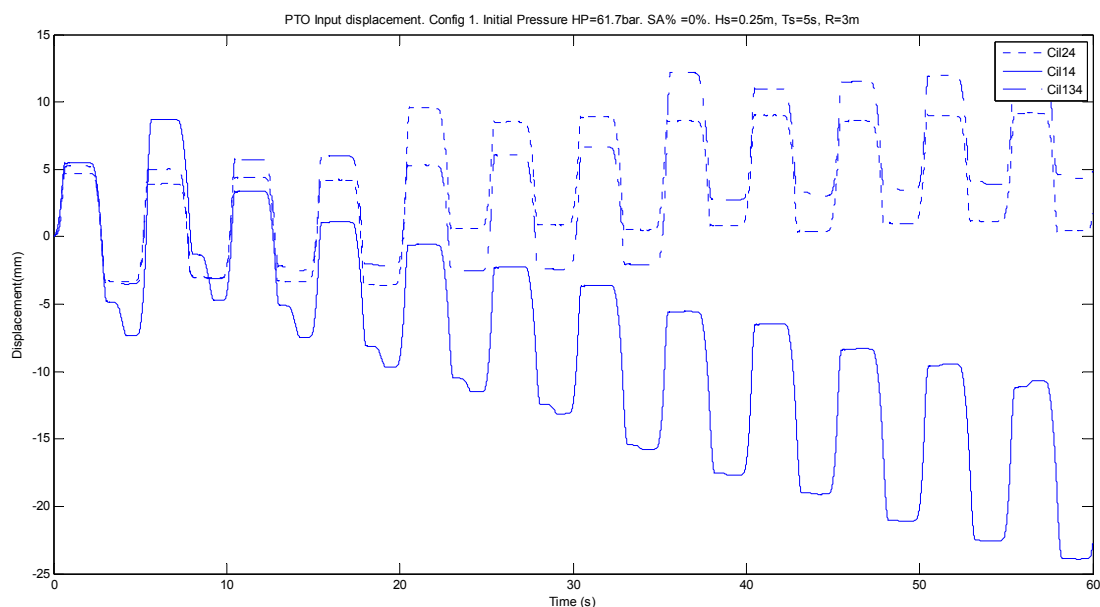
En los siguientes apartados se presentan los resultados gráficos más relevantes obtenidos al aplicar las tres combinaciones de cilindros que extraen mayor energía para estas condiciones de mar regulares. Estas combinaciones suponen áreas medias

entre  $24,765\text{cm}^2$  y  $35,46\text{cm}^2$  (denominaciones Cil14, Cil134 o Cil24 según Tabla V. 6). Para evaluar el comportamiento del absorbedor puntual se han seleccionado cuatro variables, que serán relevantes a la hora de diseñar el controlador (apartado 5.7): el desplazamiento del absorbedor puntual, la velocidad del mismo, la fuerza desarrollada por el dispositivo PTO en contraposición a la fuerza de excitación y la potencia extraída por el dispositivo PTO, resultante de la multiplicación de la fuerza del PTO por la velocidad del absorbedor puntual.

Se han seleccionado estas variables puesto que determinan la potencia extraída de las olas a la vez que supervisan la excursión máxima del absorbedor.

**5.4.3.1. Desplazamiento vertical del absorbedor puntual.  $H_s=0,250\text{m}$ ;  $T_e=5\text{s}$ .**

En la Figura V. 9 se presenta el desplazamiento desarrollado por el absorbedor puntual a lo largo del tiempo de simulación, 60 segundos, mientras que en la Figura V. 10 se presenta el detalle del desplazamiento entre dos periodos consecutivos. Se observa que el movimiento alternativo, en cuanto a desplazamiento ascendente y descendente del absorbedor se refiere, es superior cuando se aplica una configuración fija de cilindros compuesta por los cilindros HC3.1. y HC3.4 (Cil14 según leyenda), aplicando un área de oposición menor que el resto de opciones representadas.

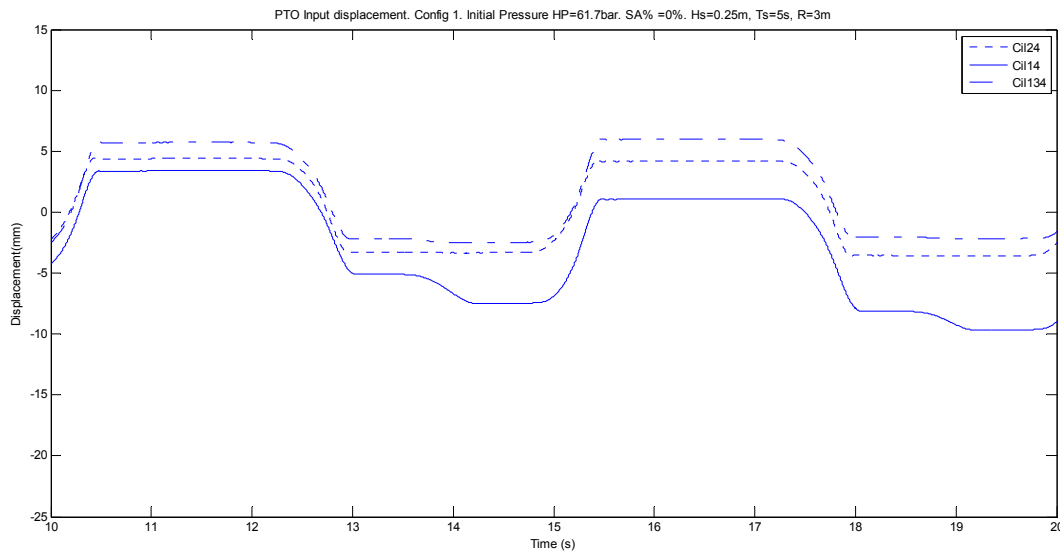


*Figura V. 9. Desplazamiento vertical del absorbedor puntual en función de los cilindros aplicados a lo largo del tiempo.*

Esto es debido a que la fuerza de amortiguamiento del PTO, resultante del producto de la diferencia de presión en los acumuladores y del área de oposición, es incluso menor a la resultante de fuerzas aplicadas en el absorbedor permitiendo un mayor desplazamiento.

Fijándonos en la combinación que permite un desplazamiento mayor, Cil14, el hecho de aplicar áreas muy diferentes en función del sentido de movimiento del absorbedor (ver Tabla V. 6) provoca una tendencia decreciente ya que la fuerza aplicada por el PTO es asimétrica. Asumiendo que la diferencia de presiones en los cilindros se mantiene prácticamente constante durante la simulación (ver valores máximos y mínimos de la presión en los acumuladores), la fuerza de oposición es mayor cuando el desplazamiento de la boya es ascendente y menor cuando desciende principalmente porque el área aplicada en el primer caso es mayor que en el segundo.

Además, la fuerza aplicada por el PTO depende del brazo de par de los cilindros debido a la configuración seleccionada y éste es variable en función del tiempo tal y como se indicó en el apartado 4.2.3 (Figura III. 15).



*Figura V. 10. Desplazamiento vertical del absorbedor puntual en función de los cilindros aplicados a lo largo del tiempo. Detalle entre dos periodos consecutivos.*

El producto de ambos efectos, provoca un comportamiento en el desplazamiento del absorbedor como los observados en la Figura V. 9. No es tan acentuado en los casos identificados como Cil134 y Cil24 principalmente por dos motivos: la diferencia de presiones se mantiene más constante que en el caso Cil14; la variación del área entre

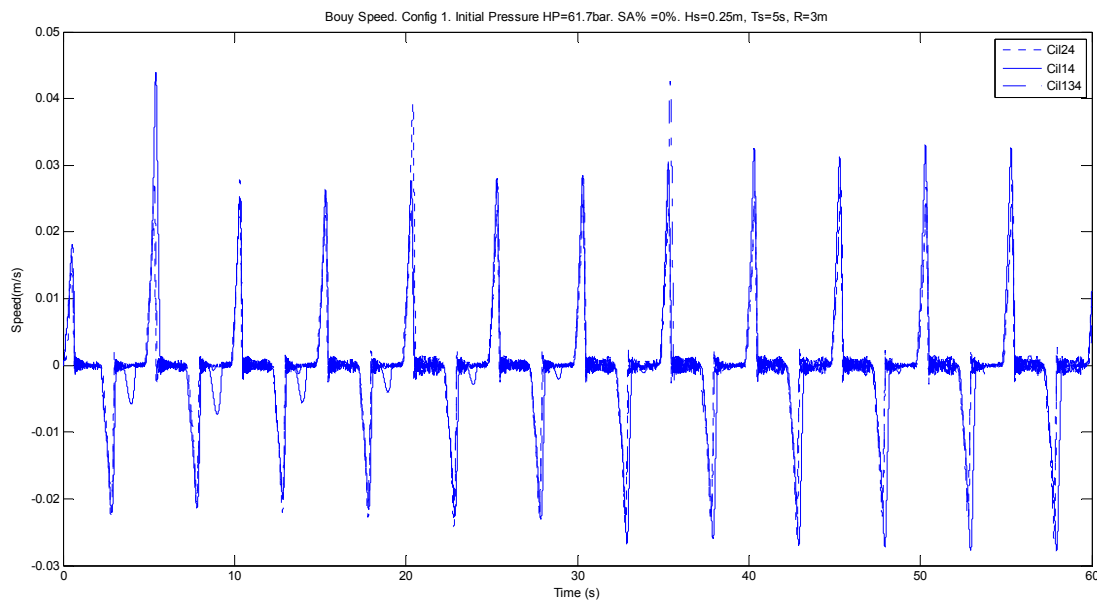


el desplazamiento ascendente y descendente es del 12,7% y 0%, respectivamente, frente al 26,6% del caso Cil14.

**5.4.3.2. Velocidad vertical del absorbedor puntual.  $H_s=0,250m$ ;  $T_e=5s$ .**

En la Figura V. 11 se muestra la velocidad del absorbedor puntual a lo largo del tiempo de simulación, 60 segundos, mientras que en la Figura V. 12 se muestra el detalle de la velocidad entre dos periodos consecutivos.

En ambas gráficas se observa que la velocidad del absorbedor puntual así como el comportamiento del desplazamiento del mismo tiene una apariencia muy similar a una estrategia por bloqueo puesto que durante cierto tiempo de cada periodo, el absorbedor se mantiene en una posición más o menos constante (velocidad de la boya prácticamente cero) para a continuación desplazarse rápidamente (velocidad distinta de cero). Esto es debido a que la fuerza ejercida por los cilindros aplicados del PTO es capaz de amortiguar la fuerza de excitación manteniendo el absorbedor inmóvil hasta que la fuerza cambia de dirección. Un comportamiento similar se puede observar en las investigaciones de Falcão (2007, 2008) en su modelo de absorbedor puntual.



*Figura V. 11. Velocidad vertical del absorbedor puntual en función de los cilindros aplicados a lo largo del tiempo.*

Con el PTO propuesto, lo que se observa es que se aplica un amortiguamiento de Coulomb asimétrico ya que el desplazamiento y velocidad del captador no refleja un movimiento regular como se observa en las figuras anteriores. Este comportamiento

se comprende por las diferencias en las áreas aplicadas en función del sentido de desplazamiento del absorbedor y de la propia geometría seleccionada para el PTO.

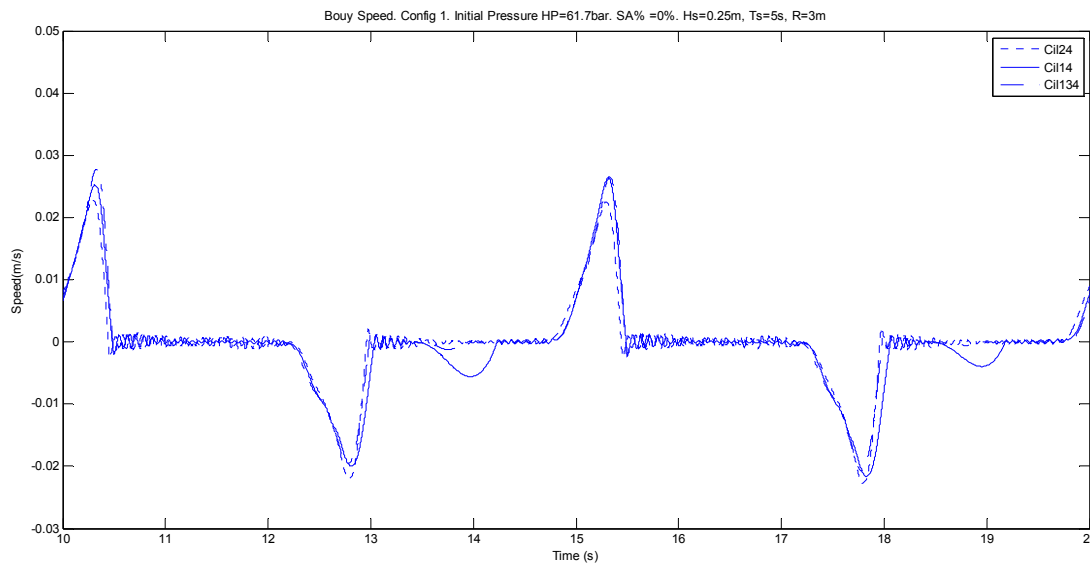


Figura V. 12. Velocidad vertical del absorbedor puntual en función de los cilindros aplicados a lo largo del tiempo. Detalle entre dos periodos consecutivos.

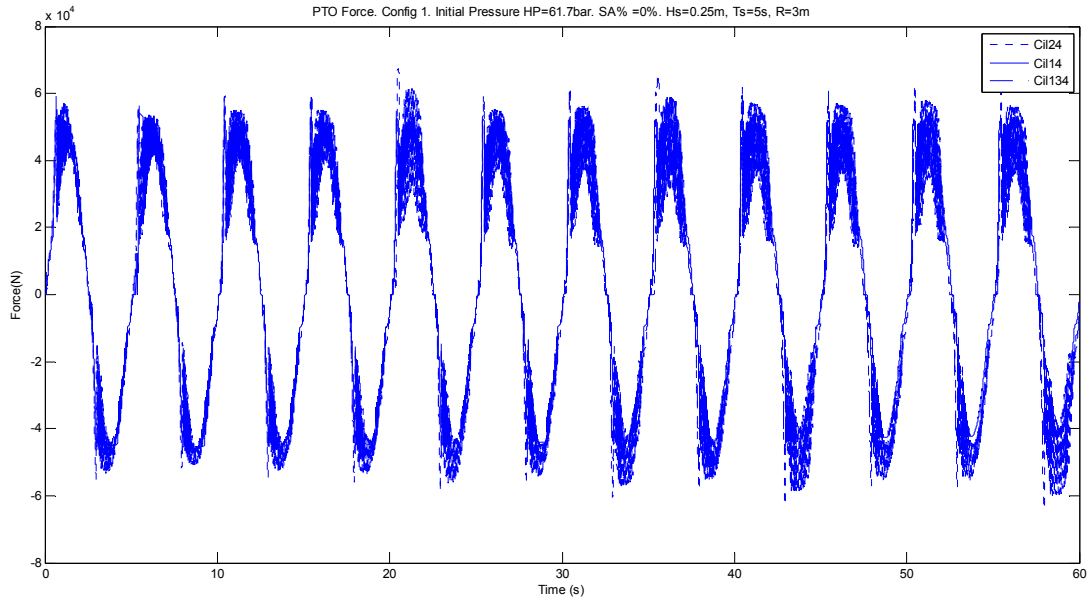
#### 5.4.3.3. Fuerza PTO aplicada sobre el absorbedor puntual. $H_s=0,250m$ ; $T_e=5s$ .

En la Figura V. 13 se presenta la fuerza desarrollada por el PTO acoplado al absorbedor puntual a lo largo de los 60 segundos de simulación, mientras que en la Figura V. 14 se presenta el detalle de la misma fuerza entre dos periodos de ola regular consecutivos.

En las dos figuras se observa que la fuerza aplicada por el PTO es similar, independientemente de los cilindros aplicados. En el detalle de las simulaciones, se observa que utilizando más cilindros hidráulicos activos para aportar mayor amortiguamiento de Coulomb, representados por las leyendas Cil134 y Cil24, el absorbedor sufre una fuerza de oposición del PTO muy similar con muchas oscilaciones. El absorbedor sólo es capaz de vencer la fuerza de amortiguamiento y el resto de fuerzas reflejadas en la expresión (5.4) al inicio del movimiento, cuando la presión de aceite de la cámara que está siendo comprimida se encuentra a baja presión. Una vez alcanzada la presión de trabajo del PTO, la fuerza ejercida por éste consigue frenar el WEC.

El efecto de introducir más cilindros activos se refleja en el desplazamiento del convertidor entre el valle y la cresta de un movimiento regular, siendo éste más

pequeño tal y como se muestra en la Figura V. 9. Se observa que el movimiento del absorbedor sólo se produce en el primer y tercer cuarto de ciclo, cuando el aceite se encuentra a baja presión dentro de la cámara correspondiente. Posteriormente la fuerza de excitación no es capaz de vencer la fuerza de amortiguamiento, no fluyendo el aceite de los cilindros aplicados (activos) al acumulador de alta presión y no aumentando prácticamente la presión del acumulador de alta presión como se puede comprobar en la Tabla V. 8.



*Figura V. 13. Fuerza aplicada por el PTO en función de los cilindros aplicados a lo largo del tiempo.*

Además se observan grandes oscilaciones en la fuerza aplicada por el PTO no lineal que son debidas al efecto de las mangueras existentes entre los puertos de los cilindros hidráulicos y los bloques de electroválvulas antes de conectarse con el acumulador de alta presión. Este es un comportamiento típico cuando se utilizan mangueras de grandes longitudes ya que supone tener un volumen muerto considerable a comprimir tal y como indican Yang & Moan (2011) en sus estudios. Este volumen muerto se define como el volumen interno de la tubería entre el puerto de conexión de las cámaras de los cilindros y las conexiones a las electroválvulas que permiten su utilización efectiva. En el PTO no lineal diseñado se utilizan mangueras de más de 3 metros que contribuyen a este efecto. Estos valores, dependiendo del cilindro considerado, pueden consistir en más del 100% del volumen comprimible en la cámara correspondiente (Lasa, 2012).

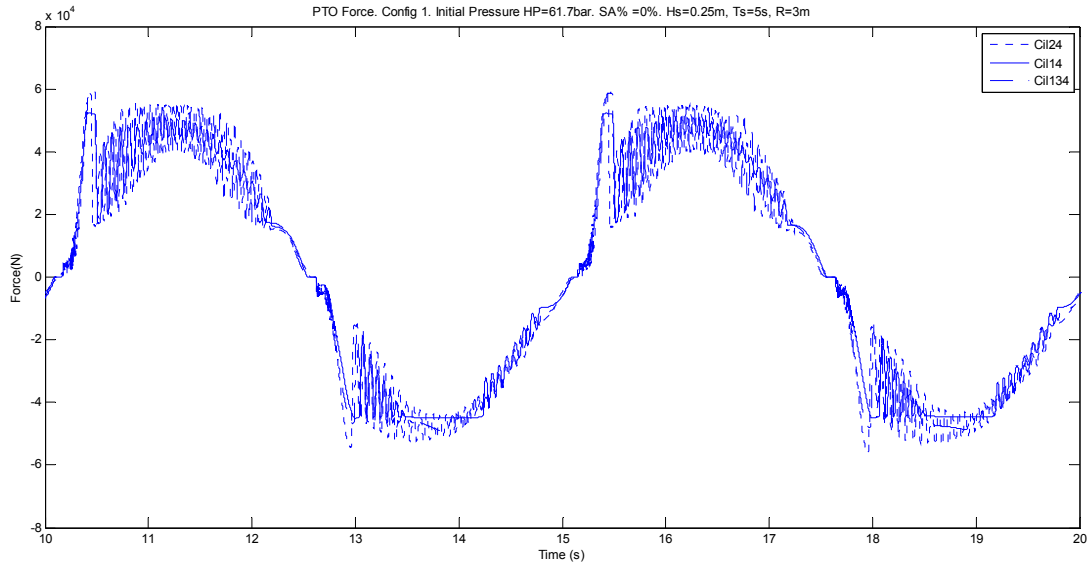


Figura V. 14. Fuerza aplicada por el PTO en función de los cilindros aplicados a lo largo del tiempo. Detalle entre dos periodos consecutivos.

**5.4.3.4. Potencia extraída. Hs=0,250m; Te=5s.**

En la Figura V. 15 se muestra la potencia extraída por el absorbedor puntual a lo largo del tiempo de simulación, 60 segundos, mientras que en la Figura V. 16 se incluye el detalle de la misma potencia extraída entre dos periodos consecutivos.

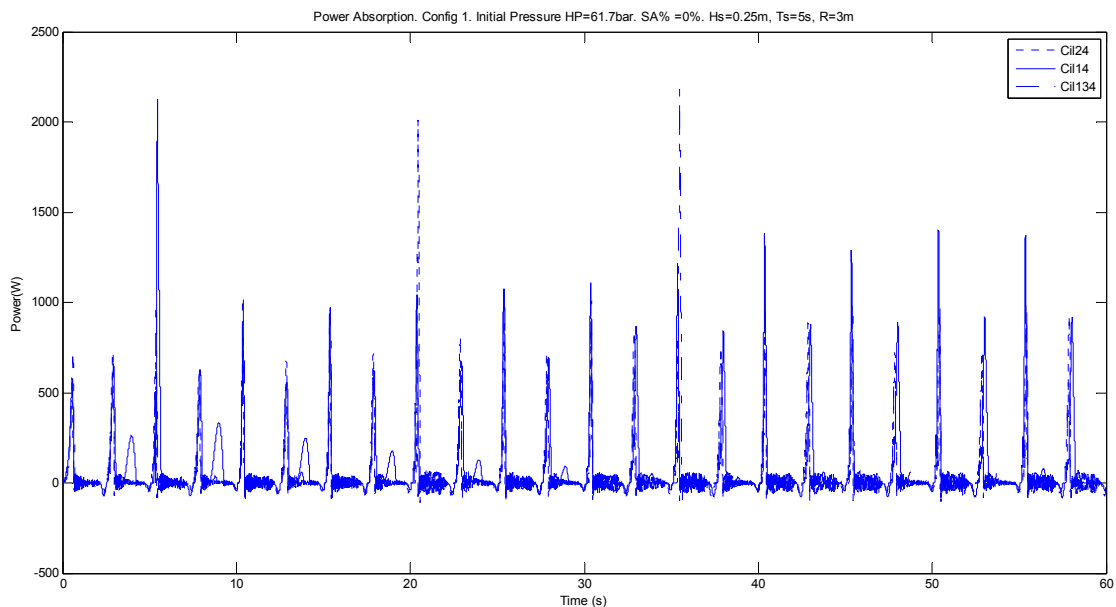


Figura V. 15. Potencia extraída en función de los cilindros aplicados a lo largo del tiempo.

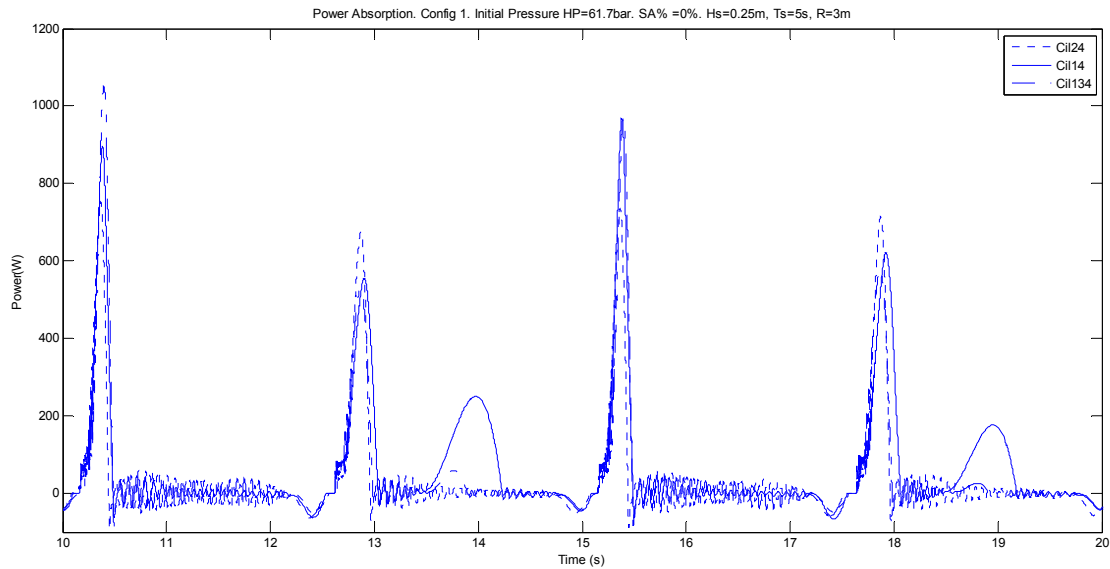


Figura V. 16. Potencia extraída en función de los cilindros aplicados a lo largo del tiempo.

*Detalle entre dos periodos consecutivos.*

En la Figura V. 15 y Figura V. 16 se observan grandes picos de potencia extraída cuando el absorbedor se desplaza y bastantes oscilaciones entorno a cero (ver Figura V. 17). Estas oscilaciones son debidas a que la fuerza aplicada por el PTO tiene muchas oscilaciones cuando está comprimiendo el aceite de la cámara debido al volumen muerto de las mangueras, como se observa en la Figura V. 14 donde se representa la fuerza aplicada por el PTO.

Este efecto de introducir mangueras para la unión de los elementos hidráulicos fue estudiado por Yang & Moan (2011). Siempre que sea posible, para evitar estas oscilaciones se deben reducir al máximo las longitudes de las mangueras entre los cilindros y el cuerpo de válvulas que gestionan la activación de los cilindros.

Otra medida a realizar puede estar enfocada en colocar los bloques de válvulas en las cercanías de los cilindros hidráulicos para que la presión en esos puntos sea lo más cercana a la presión del acumulador de alta presión, reduciendo el volumen muerto drásticamente. En el diseño realizado no se han tenido en cuenta ninguna de las dos posibles medidas para reducir el efecto oscilatorio de las mangueras debido a razones de diseño y montaje del PTO real.

En la Figura V. 17 se muestran dos ciclos consecutivos del comportamiento de la fuerza producida por el PTO, el desplazamiento del absorbedor y su velocidad. En la figura se puede observar cómo se produce movimiento durante aproximadamente 2,5

segundos por ciclo mientras que el resto del tiempo el desplazamiento del absorbedor prácticamente permanece constante entre sus valores máximo y mínimo.

El cálculo de la potencia absorbida por el captador durante la simulación ha sido realizado por medio de la integral a lo largo del tiempo de simulación,  $t_{sim}$  en segundos, del producto de la fuerza del PTO,  $F_{PTO}(t)$  en Newtons, por la velocidad del absorbedor puntual,  $\dot{x}(t)$  en m/s tal y cómo se indica en la expresión (5.11). Este cálculo se ha realizado a través de la función de Matlab que proporciona una estimación del valor de la integral a través del método trapezoidal. Todo ello es debido a que el *Solver* adecuado para la resolución de las ecuaciones que rigen el modelo consiste en paso variable por lo que los valores proporcionados no están espaciados constantemente en el tiempo. La función proporcionada por Matlab permite estimar el valor de la integral teniendo en cuenta incrementos de tiempo variable.

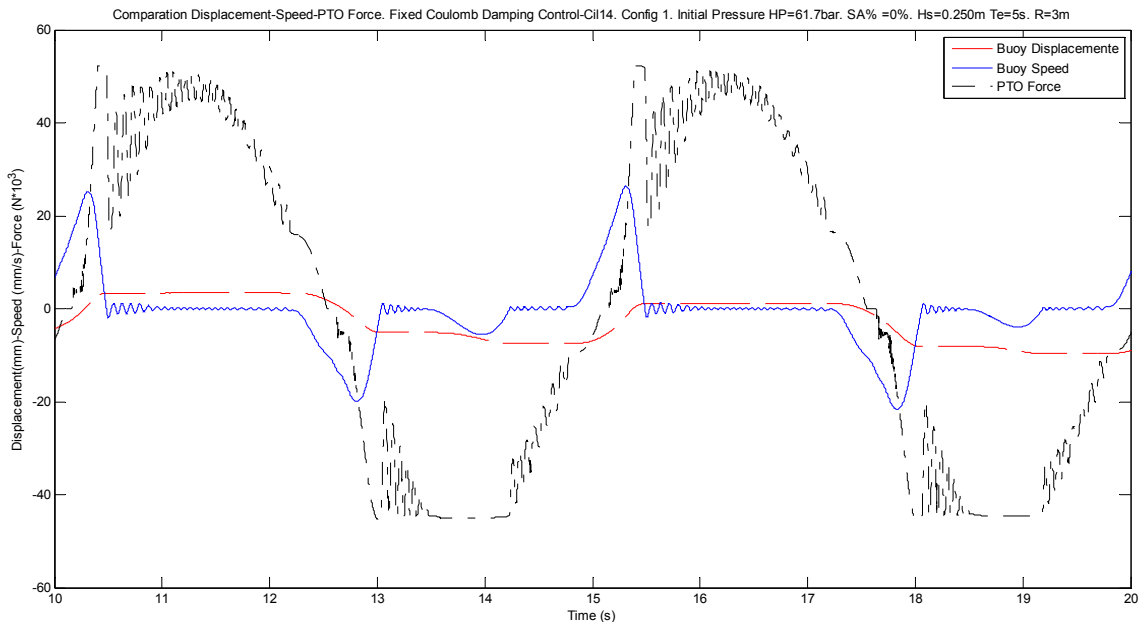


Figura V. 17. Fuerza del PTO, Desplazamiento y Velocidad del absorbedor. Amortiguamiento de Coulomb. Detalle de dos periodos consecutivos.  $H_w=0,250m$ ;  $T_w=5s$ . Configuración de cilindros activos Cil14.

#### 5.4.3.5. Potencia extraída en otras condiciones de mar

Para concluir este apartado, se incluyen los resultados obtenidos de potencia extraída de las olas en función del binomio ( $H_w$ ,  $T_w$ ) y de la combinación de cilindros utilizados (Tabla V. 6) así como el porcentaje de energía extraída frente a la energía obtenida aplicando el coeficiente de amortiguamiento óptimo lineal,  $B_{PTO\_Optimum}$  (ver Tabla V. 5).

Las combinaciones en rojo indican que el desplazamiento de la boya alcanza el máximo permitido (+/-49,3mm) en algún momento de la simulación.

En las Tabla V. 9 y Tabla V. 10 se ha reflejado la potencia obtenida en función de la altura y período de ola. Además se incluye la presión inicial dentro del acumulador de alta presión. Dentro de cada fila se muestra la potencia extraída en función de los cilindros utilizados (asociados a un área media por ciclo). La conclusión que se extrae de los resultados obtenidos es que dependiendo del binomio ( $H_w$ ,  $T_w$ ) existe una combinación que maximiza la potencia extraída siendo ésta la más adecuada para esas condiciones específicas. Por este motivo, el simple hecho de tener la posibilidad de aplicar diferentes combinaciones de cilindros específicas, mejora la capacidad de absorción de energía de las olas para un emplazamiento determinado.

Tabla V. 9. Potencia extraída en función de la configuración de Cilindros,  $H_w$  y  $T_w$ .

					Mean Area (cm <sup>2</sup> )							
					7,035	14,07	17,73	24,765	31,8	35,46	42,495	49,53
					Extracted Power applying the cylinders (W)							
Power B optimo (W)	Hs (m)	T (s)	Fexc de las olas (N)	P_HP_ini (bar)	Cil1/ Cil3	Cil1 y Cil 3	Cil 4/ Cil2	Cil1 y Cil4/ Cil2 y Cil3	Cil1, Cil 3 y Cil4/ Cil1, Cil2 y Cil3	Cil2 y Cil 4	Cil1, Cil2 y Cil 4/ Cil2, Cil3 y Cil4	Cil1, Cil2, Cil3 y Cil 4
54,04	0,050	5	9805,8	61,7	17,25	15,58	13,61	11,43	11,52	11,46	10,25	10,82
486,36	0,150	5	29417	61,7		48,93	31,89	30,21	26,14	23,7	22,82	22,01
899,58	0,250	5	49029	61,7				74,04	45,06	39,04	36,93	33,43
377,53	0,100	8	44714	61,7				30,11	20,54	19,14	17,07	17,16
778,72	0,200	8	89429	61,7							443,08	68,2
257,74	0,050	10	27416	61,7		13,52	12,55	12,23	10,04	8,89	8,35	8,23
658,82	0,150	10	82248	61,7							156,53	27,68
74,5	0,100	15,15	67513	61,7						33,21	15,22	14,64
227,51	0,050	30,3	39064	61,7		119,51	43,11	6,5	5,74	5,09	4,68	4,47

Tabla V. 10. Porcentaje de potencia extraída frente a potencia teórica de 919,26W en función de la configuración de Cilindros,  $H_w$  y  $T_w$ .

					Mean Area (cm <sup>2</sup> )							
					7,035	14,07	17,73	24,765	31,8	35,46	42,495	49,53
					Extracted Power Percentage vs cylinders applied (%)							
Power B optimo (W)	Hs (m)	T (s)	Fexc de las olas (N)	P_HP_ini (bar)	Cil1/ Cil3	Cil1 y Cil 3	Cil 4/ Cil2	Cil1 y Cil4/ Cil2 y Cil3	Cil1, Cil 3 y Cil4/ Cil1, Cil2 y Cil3	Cil2 y Cil 4	Cil1, Cil2 y Cil 4/ Cil2, Cil3 y Cil4	Cil1, Cil2, Cil3 y Cil 4
54,04	0,050	5	9805,8	61,7	31,92%	28,83%	25,19%	21,15%	21,32%	21,21%	18,97%	20,02%
486,36	0,150	5	29417	61,7		10,06%	6,56%	6,21%	5,37%	4,87%	4,69%	4,53%
899,58	0,250	5	49029	61,7				8,23%	5,01%	4,34%	4,11%	3,72%
377,53	0,100	8	44714	61,7				7,98%	5,44%	5,07%	4,52%	4,55%
778,72	0,200	8	89429	61,7							56,90%	8,76%
257,74	0,050	10	27416	61,7		5,25%	4,87%	4,75%	3,90%	3,45%	3,24%	3,19%
658,82	0,150	10	82248	61,7							23,76%	4,20%
74,5	0,100	15,15	67513	61,7						44,58%	20,43%	19,65%
227,51	0,050	30,3	39064	61,7		52,53%	18,95%	2,86%	2,52%	2,24%	2,06%	1,96%

A pesar de ello, la eficiencia en la potencia extraída con respecto a la potencia obtenida con un amortiguamiento lineal óptimo en el intervalo de tiempo simulado es relativamente baja puesto que en el mejor de los casos se encuentra entre un 52,53% y un 56,9% siendo habitual obtener una eficiencia inferior al 40% (Ver Tabla V. 10). Esto es debido a que la velocidad en el desplazamiento efectuado por el absorbedor

dentro del periodo de la ola es muy reducida tal y como se observa en la Figura V. 18. Para aumentar la potencia extraída es necesario permitir el desplazamiento del absorbedor reduciendo la fuerza de amortiguamiento aplicada por el PTO. Esto permitiría aumentar el tiempo en el que el absorbedor se está desplazando a cierta velocidad extrayendo por tanto más energía.

En la Figura V. 18 se incluyen las señales características del movimiento del absorbedor, es decir, el desplazamiento y la velocidad del absorbedor así como la fuerza de excitación de las olas para  $H_w=0,250$  y  $T_w=5s$  utilizando la configuración denominada *Config1* con una presión inicial en el acumulador de 61,69 bar. En la figura se observa que la velocidad del absorbedor se reduce debido a un pequeño desplazamiento del absorbedor. Por otra parte, se observa un mayor desplazamiento cuando la fuerza de excitación empieza a aumentar y que es debido al proceso de compresión del volumen de aceite a baja presión existente en la cámara correspondiente de los cilindros y la manguera que une éste con el grupo de válvulas. Una vez se produce esa compresión a la presión existente en el circuito de alta presión, el desplazamiento se mantiene constante. En este sentido la fuerza del PTO ha sido capaz de parar el dispositivo durante ciertos intervalos de tiempo.

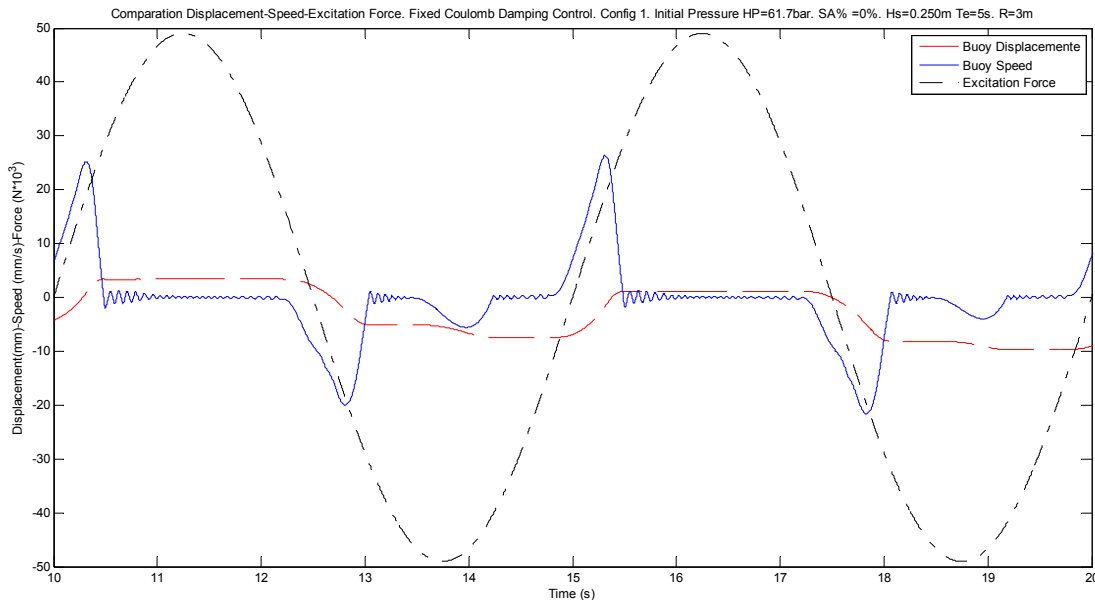


Figura V. 18. Fuerza de excitación, Desplazamiento y Velocidad del absorbedor.

Amortiguamiento de Coulomb. Detalle de dos periodos consecutivos. Configuración de Cilindros activos Cil14.



Por tanto, para mejorar la potencia extraída de las olas se deben proponer estrategias de control que incrementen el desplazamiento del absorbedor dentro de los límites de desplazamiento permitidos por diseño, incrementando la velocidad del mismo siendo ésta en fase con la fuerza aplicada por el mecanismo PTO.

Comparando los resultados obtenidos en la aplicación del amortiguamiento de Coulomb con los correspondientes a un amortiguamiento lineal óptimo donde las características oleo-hidráulicas del dispositivo PTO no se reflejan, se observa que la potencia extraída con un amortiguamiento de Coulomb es muy inferior en tanto en cuanto el modelo es más realista ya que éste contempla gran parte de las pérdidas de un dispositivo como el simulado.

A pesar de ello, al comparar la potencia extraída por un amortiguamiento lineal que permitiera el mismo desplazamiento que el obtenido por el amortiguamiento de Coulomb aplicando la configuración denominada *Cil14*, se observaría que los resultados de potencia extraída serían 119,25W y 74,04W respectivamente. Estos valores, proporcionalmente hablando, son similares a los obtenidos por Hansen (2013) puesto que la energía extraída por el amortiguamiento de Coulomb es aproximadamente un 38% inferior a la obtenida por un amortiguamiento lineal, en condiciones similares de desplazamiento del absorbedor.

Para concluir, con el objetivo de mejorar la potencia extraída en el amortiguamiento de Coulomb, en el apartado siguiente se proponen varias estrategias de control sencillas aplicadas ante olas monocromáticas de diferente amplitud y periodo energéticos. Estas estrategias de control se basan en la aplicación de un auto bloqueo del movimiento del absorbedor durante ciertos intervalos de tiempo. La generación de este auto bloqueo se realiza tomando como ventaja las características del PTO diseñado, que permiten un amplio rango de áreas aplicadas para una misma configuración geométrica de cilindros, pudiendo ser su aplicación variable a lo largo del tiempo en función de las condiciones de mar.

En este sentido el objetivo del siguiente apartado es demostrar que la aplicación de estrategias sencillas a partir de las características inherentes del PTO no lineal diseñado, mejoran la potencia extraída en oleaje regular en comparación con la aplicación de un amortiguamiento de Coulomb específico fijo y ajustado a las condiciones de mar.

## **5.5. DISEÑO DE ESTRATEGIAS DE CONTROL PARA EL SISTEMA WEC y PTO DEFINIDO**

Para ampliar el rango de estados de mar a partir de los cuales extraer la máxima energía de las olas, es necesario desarrollar estrategias para controlar el captador de manera que la fuerza que hace oscilar el mismo se encuentre en fase con la velocidad de oscilación del propio captador.

Para conseguir la respuesta deseada de los absorbedores puntuales tales como el que se estudia en este trabajo, es necesario aplicar una fuerza sobre el captador a partir del control de su desplazamiento (Hansen, 2013) con el objetivo de intentar que esté en fase con la fuerza de excitación. Generalmente se admite que la transferencia óptima de la energía de las olas se produce cuando la fase de la ola incidente coincide con la frecuencia de resonancia del absorbedor.

Por tanto un PTO deber ser capaz de aplicar una determinada fuerza de amortiguamiento elevada para controlar un movimiento a baja velocidad, manejando el movimiento bidireccional inherente producido por las olas. Además debe ser capaz de mantener la eficiencia del sistema para diferentes condiciones de mar, tanto muy energéticas como poco energéticas, teniendo en cuenta que entre la potencia máxima y media del dispositivo puede existir una relación cercana a diez (Hansen, 2013).

En el apartado anterior se ha realizado un análisis sobre la configuración de cilindros más adecuada dentro de las posibilidades seleccionadas, que permite extraer la máxima potencia de la energía de las olas para distintas condiciones de mar regulares. Esta adaptación es posible utilizando una de las características del PTO definido: la posibilidad de combinar los cilindros de la manera más adecuada.

Como ya se ha introducido en el capítulo II, los algoritmos clásicos de control de absorbedores puntuales se pueden clasificar en: control reactivo (Hansen et al., 2013; Hedegaard Hansen & Pedersen, 2013); amortiguamiento lineal (Pastor & Liu, 2014a, 2014b); control por bloqueo o "*latching*" (Babarit et al., 2004; Falcão, 2007; Hals et al., 2007; Teillant et al., 2010); por desbloqueo o "*unlatching*" (Babarit et al., 2009b; Teillant et al., 2010) y el amortiguamiento constante de Coulomb (Falcão, 2007; Hansen, 2013; Ricci, 2012). En el presente apartado se van a diseñar estrategias de control basadas en el bloqueo del desplazamiento del absorbedor aprovechando las características del PTO, a partir del amortiguamiento de Coulomb proporcionado por el mismo.

El objetivo es mejorar la extracción de potencia de las olas con respecto a la estrategia de aplicar un amortiguamiento de Coulomb a través de la utilización de una única y ajustada combinación de cilindros (control en lazo abierto).

El modelo desarrollado incluyendo el controlador se observa en la Figura V. 19. El bloque que representa al controlador, contiene todas las estrategias que se desarrollarán en los siguientes apartados. Este bloque controlador utiliza las mismas variables controlables (desplazamiento y/o velocidad del absorbedor, fuerza del PTO) y variables manipulables (cilindros aplicados, % de apertura de la válvula de control y par de la carga acoplada al motor hidráulico). Dentro del bloque del controlador, se selecciona la estrategia de control en función de la variable de control a observar (posición y/o velocidad) manipulando las variables disponibles (Cilindros activos, porcentaje de apertura de la servoválvula- %SA, Carga en motor hidráulico).

Al ser estos dispositivos altamente complejos, es habitual desarrollar una estrategia de control seleccionando una única variable manipulable como puede ser la activación de una válvula de by-pass en la transmisión primaria o la modificación del caudal en la transmisión secundaria (Ringwood et al., 2014).

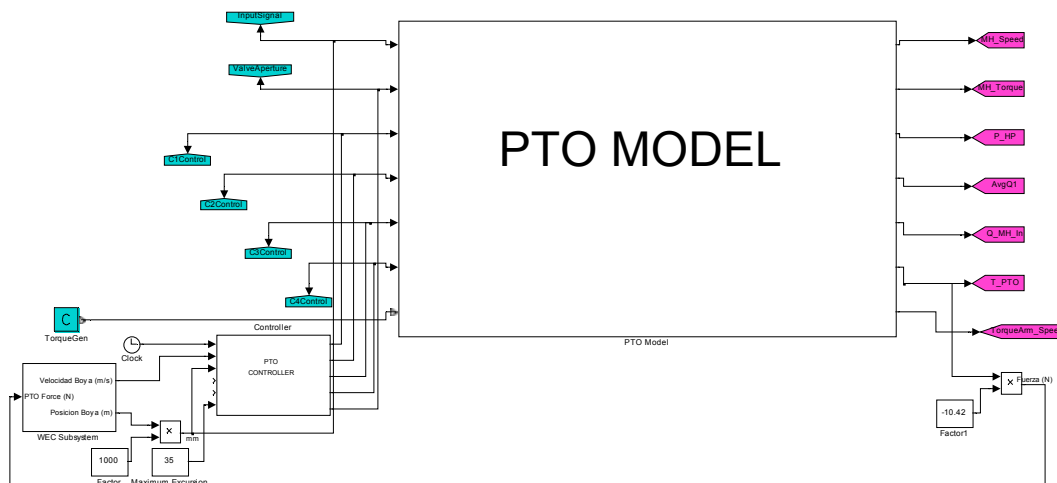


Figura V. 19. Modelo del absorbedor puntual, PTO ole-hidráulico no lineal y controlador.

De todas las variables manipulables indicadas en el apartado 3.4.2 susceptibles de ser utilizadas para el control del desplazamiento y la velocidad del absorbedor con el objetivo de extraer una mayor potencia de las olas, se van a utilizar la combinación de cilindros, manteniendo constante otras variables manipulables como son la apertura de la válvula de control (%SA), la carga acoplada al motor hidráulico o la variación de la posición de cada cilindro hidráulico.

En este sentido, en las estrategias de control que se describen a continuación se ha optado por seleccionar como variable manipulable las Áreas de Cilindros activos, mientras que el porcentaje de apertura de la servoválvula (%SA), y por consiguiente, la Carga en el motor hidráulico,  $T_{load}$ , se han mantenido constantes e iguales a cero. Esto significa que el caudal de aceite inyectado por los cilindros activos será almacenado en el acumulador de alta presión como energía hidráulica.

Las estrategias de control diseñadas, están basadas en una estrategia de control por bloqueo del captador o "*latching*". Estas estrategias se basan en el bloqueo del captador durante ciertos intervalos de tiempo dentro del periodo de ola, aprovechando la capacidad de frenado otorgada por la utilización de todos los cilindros hidráulicos disponibles. Es una estrategia pseudo-óptima puesto que trata de mejorar la extracción de energía de las olas a través de retrasar la liberación del absorbedor del bloqueo (velocidad del captador igual a cero) para poner en fase la velocidad del captador con la fuerza de excitación de manera aproximada (Falcão, 2008).

Partiendo de la definición de la estrategia de control por bloqueo, se han diseñado tres tipos de estrategias de control por bloqueo, las cuales tienen en cuenta el desplazamiento del absorbedor puntual, su velocidad y la fuerza de excitación esperada para decidir el momento del bloqueo del captador y de la consiguiente liberación. Las estrategias se basan en la estimación de un área óptima,  $A_{opt}$ , calculada a partir del módulo de la fuerza de excitación máxima esperada,  $|F_d(t)|$ . Estas estrategias se definen en los dos apartados siguientes.

Por otra parte, el momento de liberación del absorbedor es el mismo en las tres estrategias que se definen a continuación. Este momento, en el cual se libera el absorbedor, se calcula en función del periodo de la ola correspondiente y el signo de la fuerza de excitación. La expresión (5.12) y la Figura V. 20 identifican los momentos en los que el absorbedor se encuentra bloqueado dentro de un periodo de ola siguiendo los principios de captura de energía de las olas establecidos por Falnes (1997).

$$F_{PTO}(t) \neq f(Cil1 + Cil2 + Cil3 + Cil4) \left\{ \begin{array}{l} Si F_{exc} > 0 ; t > \frac{1}{8}k \cdot T_w ; t \leq \frac{1}{4}k \cdot T_w \\ Si F_{exc} < 0 ; t > \frac{5}{8}k \cdot T_w ; t \leq \frac{3}{4}k \cdot T_w \end{array} \right\} \quad (5.12)$$

Si la fuerza de excitación es positiva el momento en el que se libera el absorbedor corresponde con el tiempo en el que la simulación se encuentra dentro del intervalo comprendido entre 1/8 del periodo que consigue alcanzar el máximo de la fuerza de excitación y el propio máximo correspondiente al binomio ( $H_w, T_w$ ). En el caso de que

la fuerza sea negativa el momento en el que se libera el absorbedor corresponde con el tiempo en el que la simulación se encuentra a 5/8 del periodo de la ola que consigue alcanzar el mínimo de la fuerza de excitación y el propio mínimo de la fuerza de excitación.

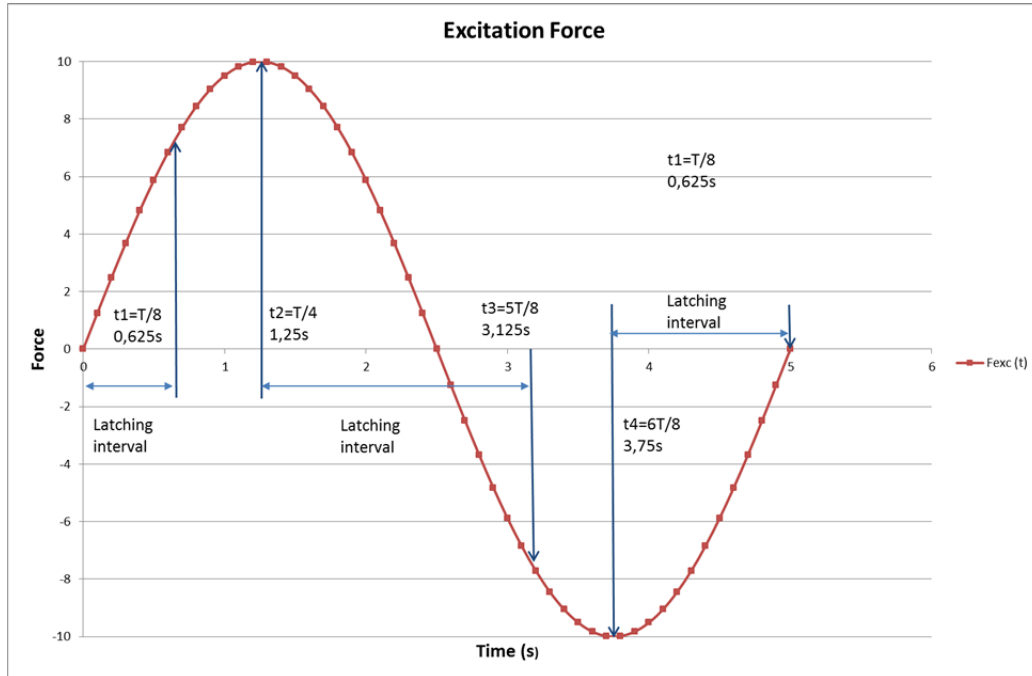


Figura V. 20. Esquematzación de los momentos donde se libera el absorbedor para un periodo determinado.  $T_w=5s$ .

### 5.5.1. Estrategia por bloqueo en función del desplazamiento

En este apartado se describe una estrategia de control basada en la estimación de un área óptima,  $A_{opt}$  ( $m^2$ ), aplicable en función del módulo de la fuerza de excitación máxima esperada,  $|F_d(t)|$ , según la expresión (5.9). El área estimada aplicada se mantiene a través de la combinación de los cilindros hidráulicos disponibles, siempre y cuando el desplazamiento del absorbedor se encuentre dentro de una excursión prefijada y dentro de un intervalo de tiempo específico en el periodo de ola considerado. En caso contrario el dispositivo es bloqueado aplicando todas las áreas disponibles, de manera que logren frenar el desplazamiento del absorbedor. En la Figura V. 21 se incluye el diagrama de bloques de la estrategia.

Esta figura refleja como la fuerza de amortiguamiento aplicada por el PTO sobre el convertidor se establece a partir de la modificación de los cilindros activos, del porcentaje de apertura de la válvula de control (%SA) y del par aplicado al motor hidráulico. Estos valores son modificados por el controlador, a partir del conocimiento

del periodo de ola, la presión existente en el acumulador de alta presión ( $P_{HP}$ ), del módulo de la fuerza de excitación y del desplazamiento del absorbedor a lo largo del tiempo. En las estrategias indicadas se ha considerado que la apertura de la válvula de control (%SA) y el par,  $T_{load}$ , son cero.

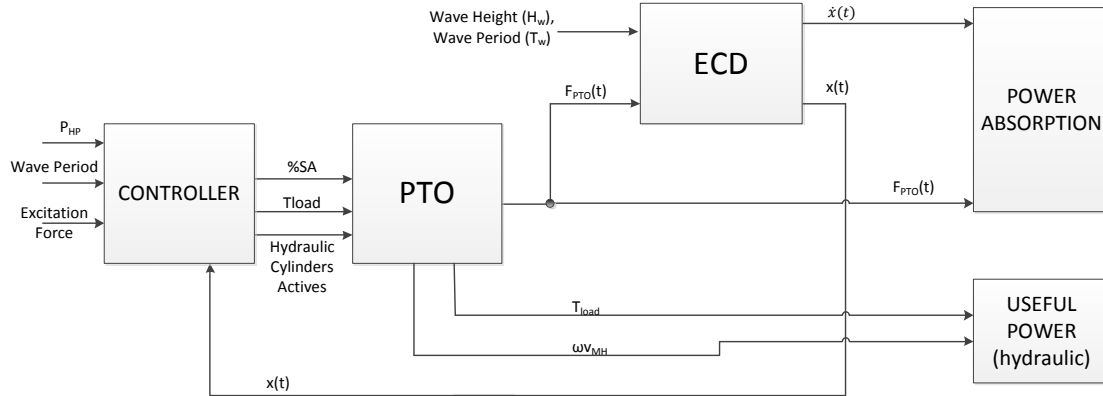


Figura V. 21. Diagrama de bloques esquemático para el control de WEC. Estrategias E y F.

El cálculo del área óptima se estima a través de la expresión (5.13),

$$A_{opt} (m^2) = \frac{|F_d(N)|}{2 \cdot P_{HP} (N/m^2)} \quad (5.13)$$

donde  $|F_d(N)|$  es el módulo de la fuerza de excitación en Newtons y  $P_{HP}$  es la presión en el acumulador de alta presión en ( $N/m^2$ ).

A partir del área estimada, existen dos posibilidades, seleccionar el área inmediatamente superior o el área inmediatamente inferior. Estas dos posibilidades se identifican como estrategia E y F respectivamente. En la Figura V. 22 se desarrolla el esquema de decisión para la aplicación de las dos estrategias. En este esquema, inicialmente por defecto se utilizan todos los cilindros disponibles oponiendo la mayor resistencia al movimiento del captador hasta que en función de la fuerza de excitación leída y el tiempo, es necesario liberar alguno de los cilindros hidráulicos para aplicar el área óptima estimada. En todo momento se verifica que el desplazamiento del absorbedor se encuentra dentro de los límites establecidos.

Las dos estrategias de control emplean la configuración de cilindros más adecuada,  $A_{opt}$ , calculada previamente a partir del módulo de la fuerza de excitación esperada,  $|F_d(t)|$ . La aplicación del área estimada a través de la activación de las electroválvulas correspondientes en el momento adecuado se hace en base a la estimación del

máximo esperado en la fuerza de excitación a lo largo del tiempo,  $F_d(t)$ , tal y como se indica en la expresión (5.12) y en la Figura V. 20.

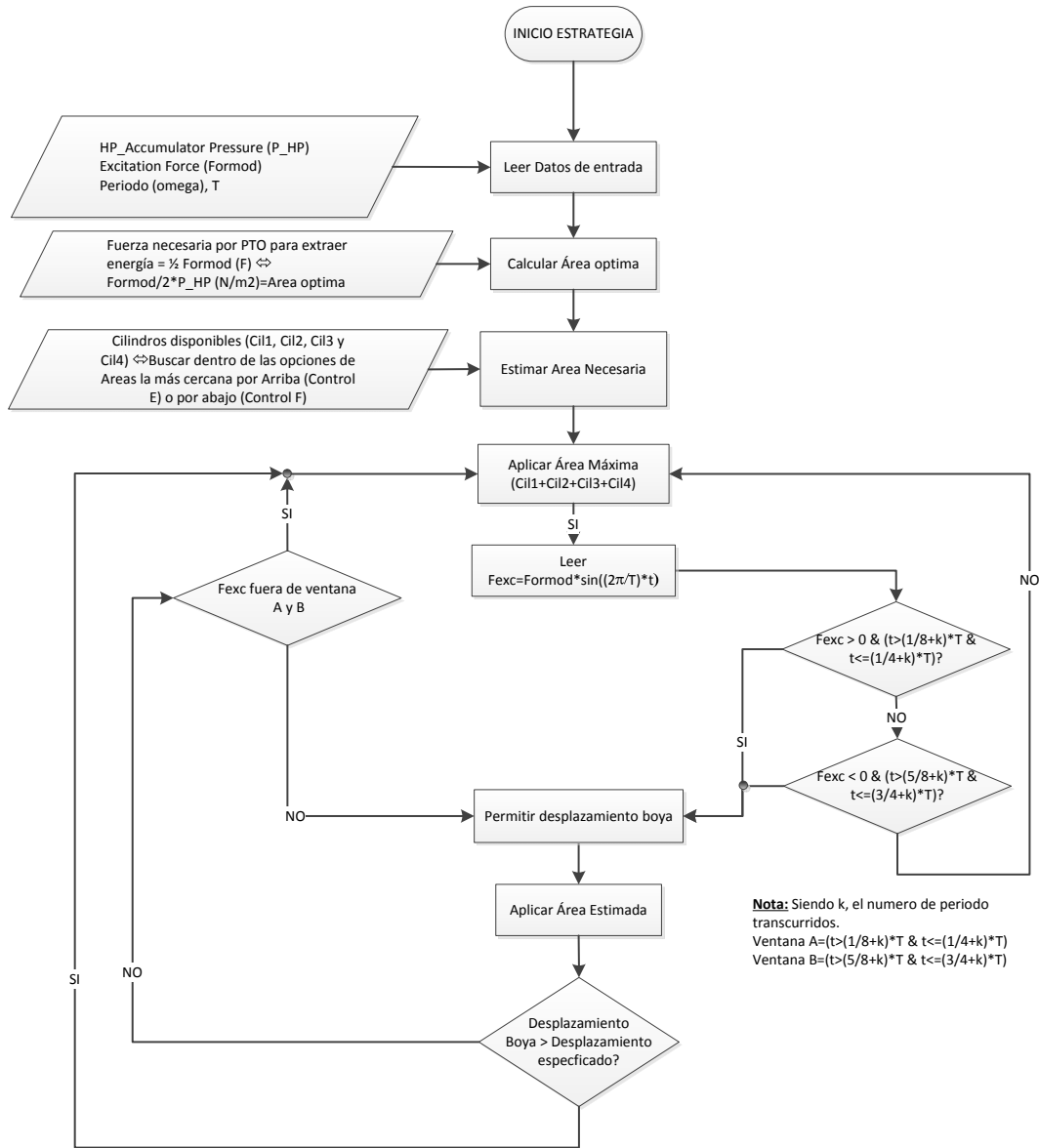


Figura V. 22. Esquema de decisión para las estrategias E y F.

### 5.5.2. Estrategia por bloqueo en función del desplazamiento y la velocidad

Esta estrategia de control consiste en bloquear el desplazamiento del absorbedor durante un cierto intervalo de tiempo a partir de detectar que el absorbedor está inmóvil. También se basa en la estimación de un área óptima aplicable a partir de la fuerza de excitación máxima esperada según la expresión (5.6). El algoritmo permite el desplazamiento del absorbedor mientras se encuentre dentro de la excursión prefijada. Cuando el dispositivo se encuentra parado (velocidad de absorbedor dentro de la franja de  $\pm 0,001\text{m/s}$ ) el dispositivo se bloquea aplicando todos los cilindros del PTO. El

dispositivo se libera cuando el algoritmo detecta que se encuentra dentro de un intervalo de tiempo específico (Falnes, 1997) para cada periodo de ola concreto, determinado por la expresión (5.12), aplicando el área inmediatamente superior a la estimada según la expresión (5.13) dentro de las posibilidades existentes. El momento en el que se libera el dispositivo es función del periodo de la ola tal y como se identifica en la Figura V. 20. Esta estrategia de control se referencia a continuación como estrategia H.

En la Figura V. 23 se muestra el diagrama de bloques de la estrategia donde se esquematiza que el controlador actúa sobre las variables de entrada del PTO (variables manipulables) ya mencionadas anteriormente (%SA, cilindros activos y el par acoplado a la salida del PTO) en función de las variables que se quieren controlar: desplazamiento y velocidad del absorbedor. En esta estrategia de control, como en el caso anterior, se ha decidido mantener la válvula de control cerrada (%SA) y el par acoplado,  $T_{load}$ , a cero. En la Figura V. 24 se despliega el esquema de decisión para la aplicación de la estrategia.

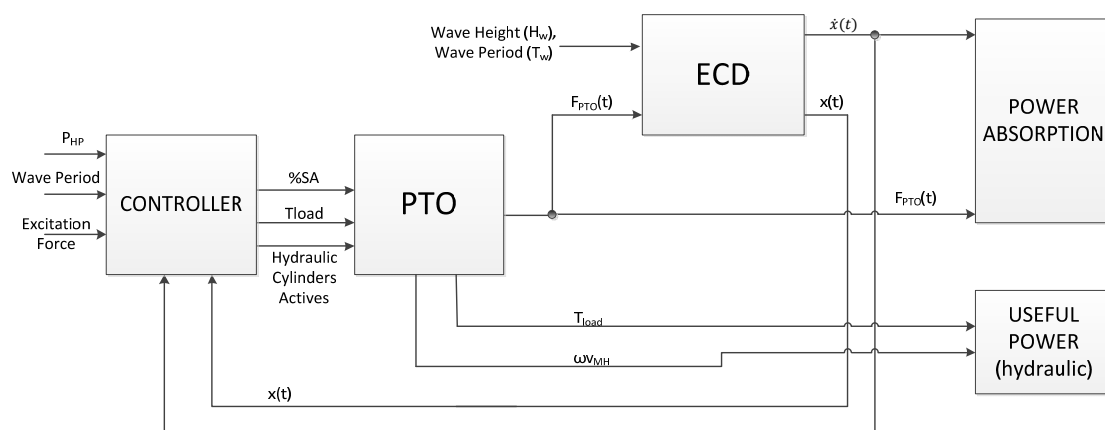


Figura V. 23. Diagrama de bloques esquemático para el control de WEC. Estrategia H.

De acuerdo con la Figura V. 24, una vez determinada el área estimada ésta se aplica a través de la combinación de cilindros más adecuada, supervisando si el desplazamiento del absorbedor se encuentra dentro de los límites y la velocidad del absorbedor se encuentra dentro  $\pm 0,001\text{m/s}$ . En el caso de darse cualquiera de las condiciones anteriores, el algoritmo aplica toda la fuerza de frenado activando todos los cilindros hidráulicos disponibles hasta que el tiempo transcurrido se encuentra dentro de las ventanas indicadas en la figura, dando paso a la aplicación de la configuración óptima inicial, permitiendo de nuevo el desplazamiento del absorbedor.



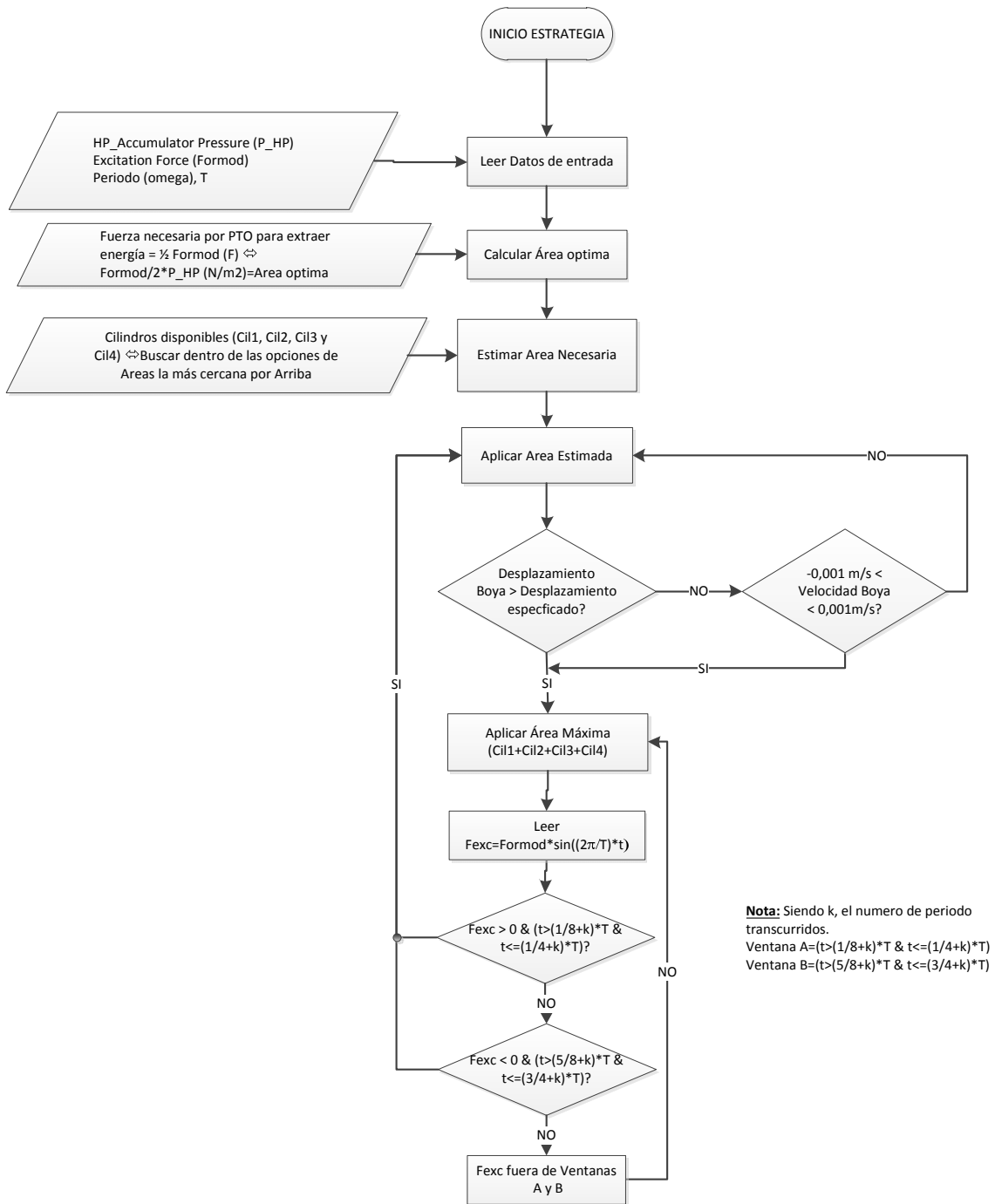


Figura V. 24. Esquema de decisión para la estrategia H.

## 5.6. ANÁLISIS DE RESULTADOS DE LAS ESTRATEGIAS DE CONTROL

Tras definir las estrategias de control basadas en el bloqueo del absorbedor utilizando la característica intrínseca del PTO no lineal diseñado, permitiendo la aplicación de diferentes fuerzas de frenado, en este apartado se analizan los resultados obtenidos con dichas estrategias para las mismas condiciones concretas de estado de mar regular estudiadas en apartados anteriores. Estos resultados se compararán con los

resultados obtenidos al aplicar el amortiguamiento de Coulomb más adecuado para las mismas condiciones iniciales. Para realizar la comparativa de los resultados obtenidos con las diferentes estrategias anteriormente descritas, se ha seleccionado la misma combinación de características de estado de mar monocromático, es decir,  $H_w=0,250m$  y  $T_w=5s$ .

En la Figura V. 25 se incluye el área media aplicada (ver Tabla V. 6) a lo largo del tiempo durante las estrategias E y H. Para el caso considerado de estado de mar regular, el Área media cercana a la calculada según expresión (5.13) corresponde a la aplicación del Cilindro HC3.4 (Cil4). Esto supone aplicar, en función de la estrategia según corresponda, un área de  $19,63cm^2$  cuando el absorbedor asciende o, por el contrario, un área de  $15,83cm^2$  cuando el absorbedor desciende. Por tanto el área media durante el periodo energético de la ola es de  $17,73cm^2$ . En la figura siguiente se observan los momentos donde los cilindros cambian de estado en función de la estrategia considerada. Se observa que la estrategia E mantiene la aplicación de todos los cilindros durante más tiempo impidiendo en mayor medida el desplazamiento del absorbedor cómo se observa en la Figura V. 26.

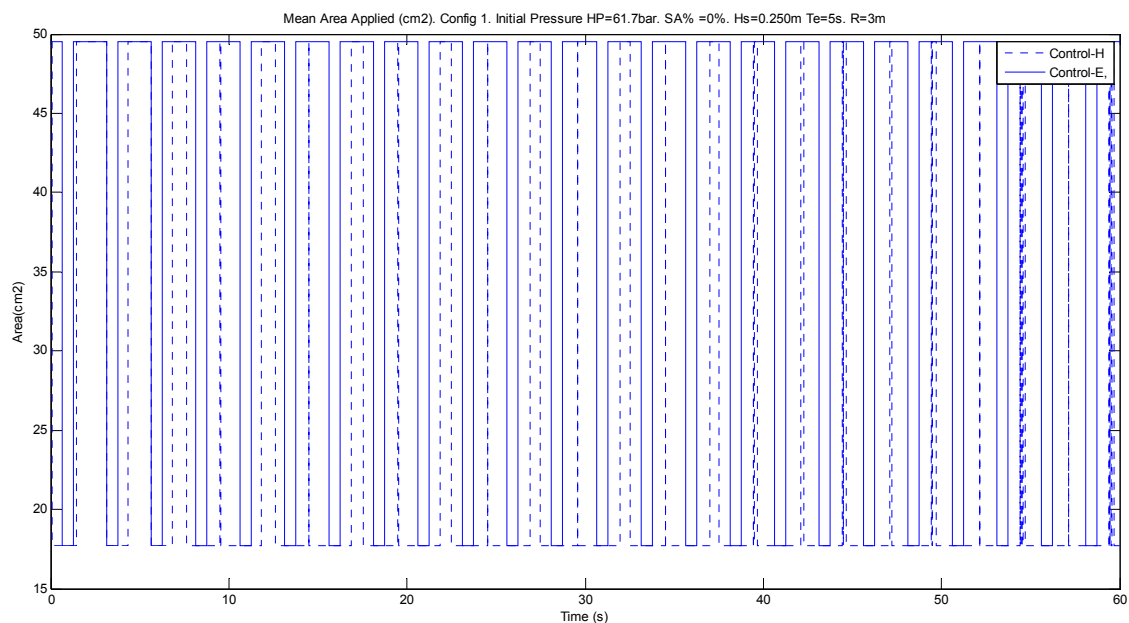


Figura V. 25. Área media aplicada por periodo a lo largo del tiempo. Comparación entre Control E y H.  $H_w=0,250m$ ;  $T_w=5s$ .

En los siguientes sub apartados se incluyen las gráficas más representativas para las condiciones de mar regular identificadas por  $H_w=0,250m$   $T_w=5s$  comparando las estrategias E y H con respecto a la aplicación del amortiguamiento de Coulomb a

través de un área específica fija. Por tanto, se muestra la evolución del desplazamiento del absorbedor, la velocidad del mismo, la fuerza aplicada por el PTO en cada caso y la potencia extraída.

En el caso estudiado relativo al amortiguamiento de Coulomb, se observó que para mantener el desplazamiento dentro de unos límites máximos se debía utilizar el Cilindro 1 (H.C.3.1) y Cilindro 4 (H.C.3.4) aplicando áreas equivalentes de  $27,67\text{cm}^2$  en el sentido ascendente y  $21,86\text{cm}^2$  en el sentido descendente como se puede extraer de la disposición geométrica de los cilindros en la Figura V. 3. Esto supone aplicar un área media de  $24,765\text{cm}^2$  durante el periodo de la ola. Sin embargo, para el caso de las estrategias de control mencionadas, el área media calculada a partir de la expresión (4.14) es inferior, estableciéndose en  $17,73\text{cm}^2$  correspondiente a la aplicación del Cilindro HC3.4 (Cil4).

### 5.6.1. Desplazamiento vertical del absorbedor puntual. $H_w=0,250\text{m}$ ; $T_w=5\text{s}$ .

En la Figura V. 26 se muestra el comportamiento del desplazamiento del absorbedor puntual a lo largo del tiempo de simulación, 60 segundos, durante la aplicación de la fuerza de excitación monocromática cuyo módulo es  $49029\text{N}$  ( $H_w=0,250\text{m}$ ;  $T_w=5\text{s}$ ) en los tres casos considerados. En la Figura V. 27 se presenta el detalle del desplazamiento entre dos periodos consecutivos.

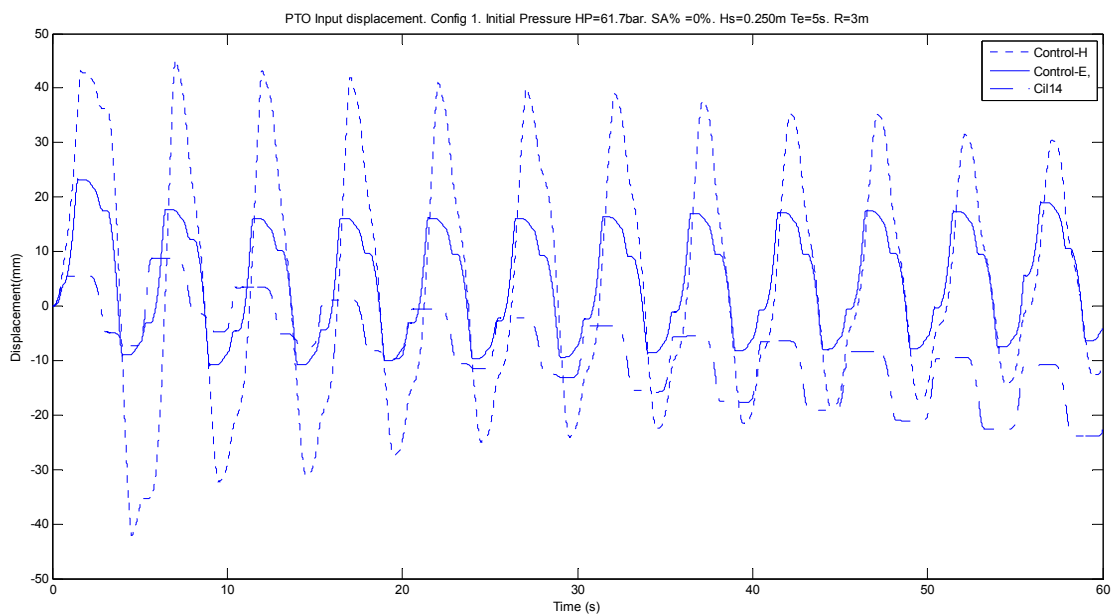
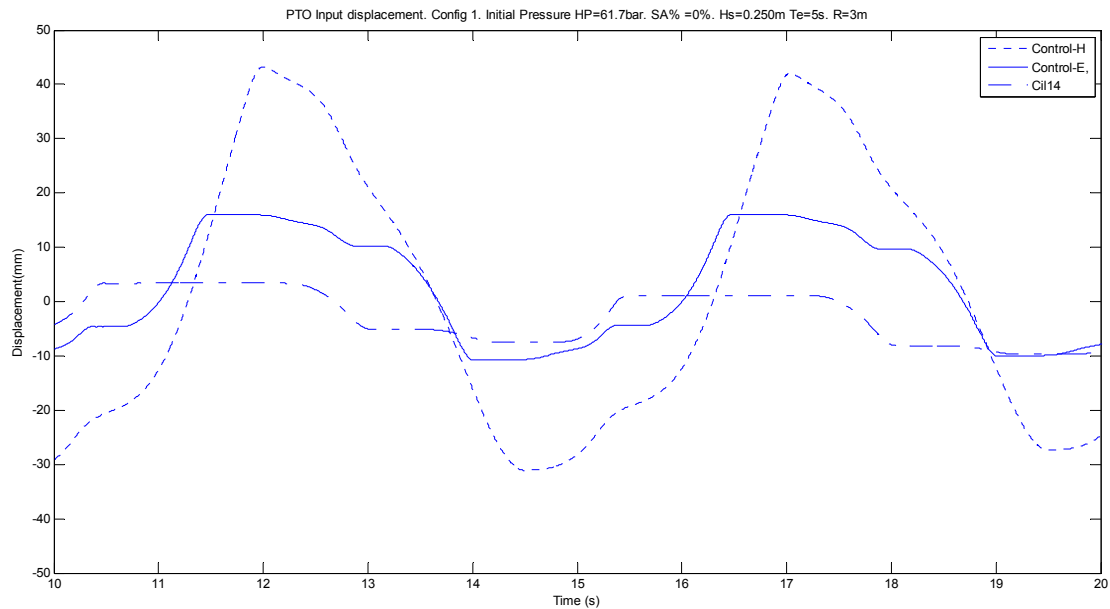


Figura V. 26. Desplazamiento del absorbedor. Comparación entre Control E, H y Amortiguamiento de Coulomb (HC3.1 y HC3.4).  $H_w=0,250\text{m}$ ;  $T_w=5\text{s}$ .

Se observa que se aumenta el desplazamiento del absorbedor aplicando cualquiera de las estrategias anteriormente indicadas, siendo excepcionalmente incrementado en el

caso de la estrategia H. Este desplazamiento mayor permite un bombeo de aceite mayor a la parte de alta presión, almacenando más cantidad de energía hidráulica en el acumulador de alta presión al estar la válvula de control completamente cerrada (%SA=0) impidiendo el accionamiento del motor hidráulico.



*Figura V. 27. Desplazamiento del absorbedor. Comparación entre Control E, H y Amortiguamiento de Coulomb (HC3.1 y HC3.4).  $H_w=0,250m$ ;  $T_w=5s$ . Detalle de dos periodos consecutivos.*

Sin embargo, cabe resaltar que el desplazamiento del absorbedor se va reduciendo paulatinamente. Este hecho es debido al aumento de la presión en el acumulador de alta presión por el resultado de mantener la válvula de control cerrada (%SA=0), mientras se está bombeando aceite a través de la transmisión primaria (los cilindros hidráulicos). Por consiguiente, la fuerza de amortiguamiento disponible en el PTO aumenta a lo largo del tiempo, debido al incremento de la presión del acumulador por la acumulación de aceite en el mismo, reduciendo el desplazamiento a lo largo del tiempo.

### **5.6.2. Velocidad del absorbedor puntual. $H_w=0,250m$ ; $T_w=5s$ .**

También se observa una mayor velocidad del absorbedor aplicando las dos estrategias indicadas manteniendo durante ciertos intervalos de tiempo la boya dentro de una velocidad prácticamente nula, siendo más visible en el caso de la Estrategia E. El aumento de la velocidad con respecto a la aplicación de un amortiguamiento de Coulomb se debe al aumento del desplazamiento del absorbedor. En el caso de la

estrategia denominada E, el desplazamiento es mayor con respecto al desplazamiento desarrollado con la estrategia de amortiguamiento de Coulomb, pero se observan ciertos intervalos de tiempo en los que el absorbedor permanece en una posición prácticamente constante.

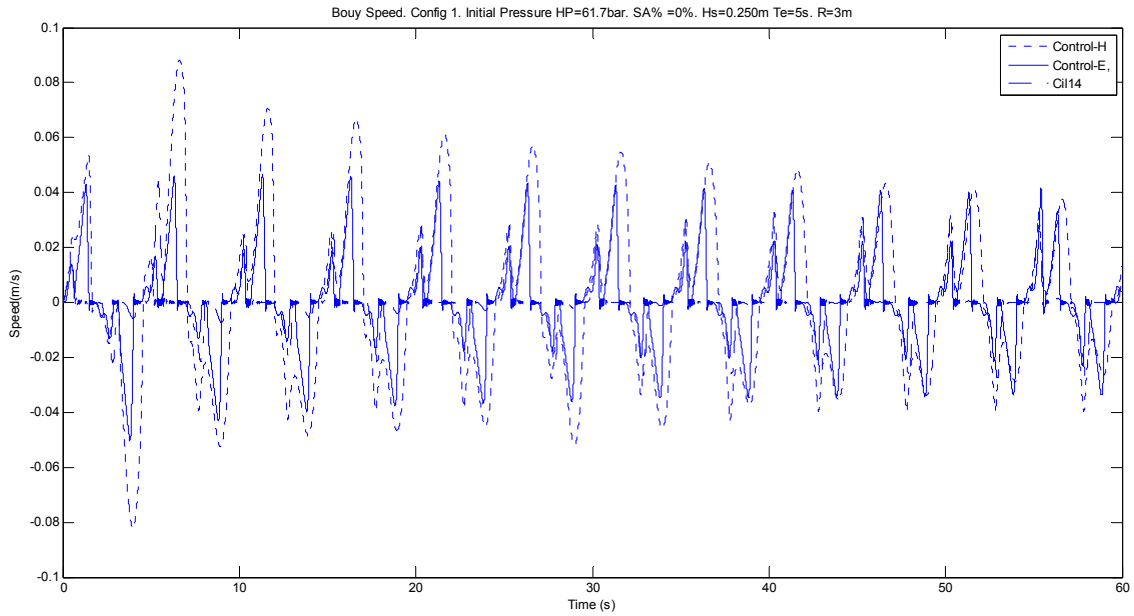


Figura V. 28. Velocidad del absorbedor. Comparación entre Control E, H y Amortiguamiento de Coulomb (HC3.1 y HC3.4).  $H_w=0,250m$ ;  $T_w=5s$ .

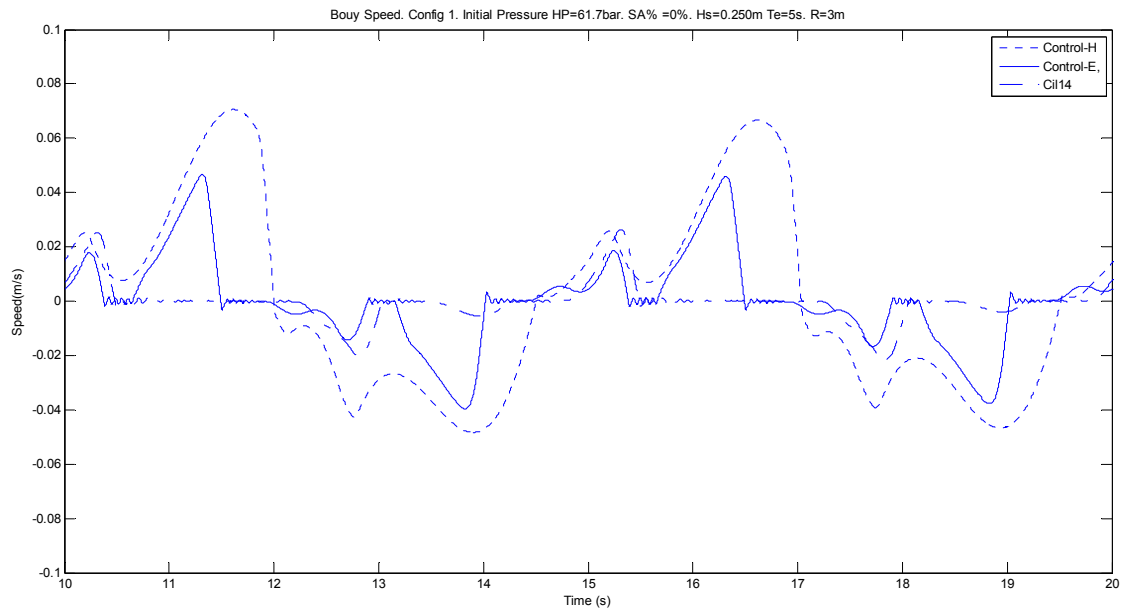


Figura V. 29. Velocidad del absorbedor. Comparación entre Control E, H y Amortiguamiento de Coulomb (HC3.1 y HC3.4). Detalle de dos periodos consecutivos.  $H_w=0,250m$ ;  $T_w=5s$ .

En el caso de la Estrategia H, el desplazamiento del absorbedor es prácticamente continuo a lo largo del tiempo, manteniéndose dentro de los límites de desplazamiento máximo admisible.

### 5.6.3. Fuerza del PTO aplicada sobre el absorbedor puntual. $H_w=0,250m$ ; $T_w=5s$ .

En la Figura V. 30 y Figura V. 31 se observa que la fuerza de amortiguamiento aplicada por el PTO es muy similar a lo largo del tiempo, independientemente de la estrategia aplicada.

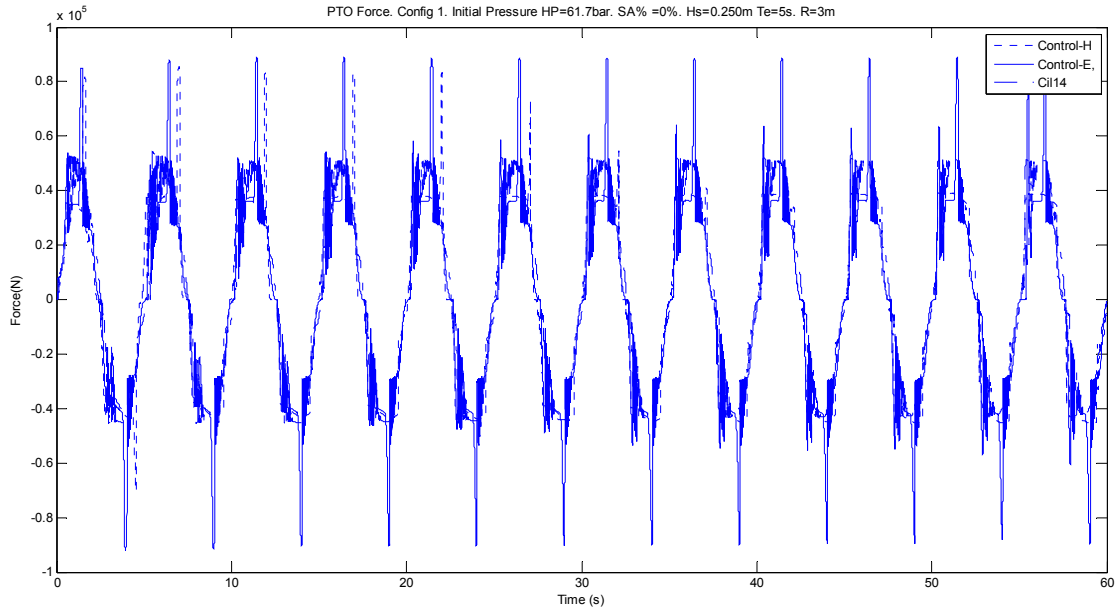


Figura V. 30. Fuerza aplicada por el PTO. Comparación entre Control E, H y Amortiguamiento de Coulomb (HC3.1 y HC3.4).  $H_w=0,250m$ ;  $T_w=5s$ .

Sin embargo, se observan picos de fuerza en momentos determinados de cada periodo que coinciden con los momentos en los que se deja de aplicar el Área calculada según la expresión (5.14) aplicando, por el contrario, todos los cilindros. Estos picos originados en la fuerza proporcionada por el PTO se encuentran desplazados unos de otros como se observa en la Figura V. 31.

En las figuras anteriores siguen apareciendo los mismos efectos que en el apartado 5.6.3. Se observan grandes oscilaciones en la fuerza aplicada por el PTO no lineal que son debidas al efecto de las mangueras existentes entre los puertos de los cilindros hidráulicos y los bloques de electroválvulas antes de conectarse con el acumulador de alta presión.

Cabe destacar los picos observados en la fuerza cerca del máximo que contribuyen a obtener una potencia extraída mayor, como se indica en el siguiente apartado.

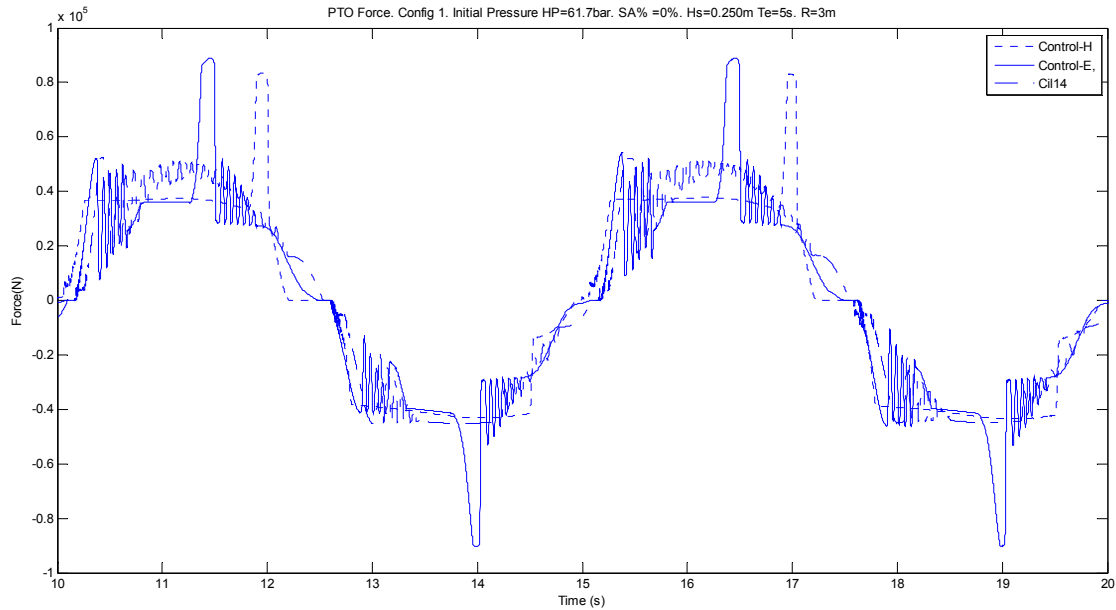


Figura V. 31. Fuerza aplicada por el PTO. Comparación entre Control E, H y Amortiguamiento de Coulomb (HC3.1 y HC3.4). Detalle de dos periodos consecutivos.  $H_w=0,250m$ ;  $T_w=5s$ .

#### 5.6.4. Potencia extraída. $H_w=0,250m$ ; $T_w=5s$ .

Como se ha observado en los apartados anteriores, la aplicación de las estrategias definidas obtienen mayores desplazamientos aumentando también la velocidad del absorbedor.

En la Figura V. 32 se muestran los resultados de la potencia extraída cuando se aplican los tres tipos de estrategias: las dos estrategias denominadas E y H, y la estrategia de amortiguamiento de Coulomb a través de la aplicación de una configuración fija específica de cilindros hidráulicos. En la figura se observa que la potencia extraída es superior en cualquiera de las dos primeras estrategias aplicadas con respecto a la correspondiente a un amortiguamiento de Coulomb con una configuración fija. En este sentido se alcanzan valores medios de 369,12W (Estrategia E) y 856W (Estrategia H) frente a los 74,04W obtenidos aplicando un área fija predeterminada compuesta por los cilindros H.C.1 y H.C.4. Como en el resto de casos, el cálculo de la potencia extraída se realiza aplicando la expresión (5.11).

Este incremento de la potencia extraída también se debe al incremento de la fuerza aplicada por el PTO en momentos determinados del ciclo y que se ajustan en gran medida con el máximo de la velocidad del absorbedor puntual. Como se observa en el binomio ( $H_w$ ,  $T_w$ ) considerado, cualquiera de las dos estrategias mejora la potencia extraída con respecto a la aplicación de un amortiguamiento de Coulomb con Áreas fijas predeterminadas.

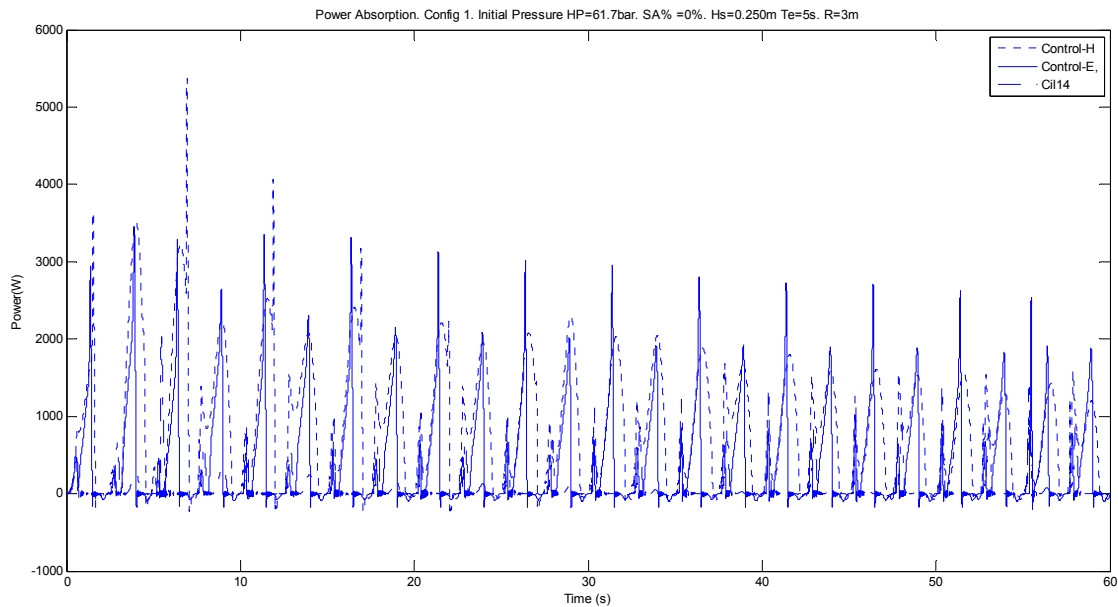


Figura V. 32. Potencia extraída. Comparación entre Control E, H y Amortiguamiento de Coulomb (HC3.1 y HC3.4).  $H_w=0,250m$ ;  $T_w=5s$ .

En las dos estrategias se observa una modificación de la velocidad del absorbedor, incluso retrasándola, de manera que se coloca prácticamente en fase con la fuerza aplicada por el PTO (ver Figura V. 34 y Figura V. 36) consiguiendo extraer más potencia tal y como se grafica en la Figura V. 32 y Figura V. 33.

En la Figura V. 34 se observa que la velocidad del absorbedor llega a estar en fase con la fuerza de excitación de las olas aplicando la estrategia E. A su vez se observa que el sistema tiene todos los cilindros activos durante  $6/8$  del periodo de ola mientras que durante otros  $2/8$  de periodo, uno en cada sentido de la fuerza de excitación, se aplica un área óptima que permite desplazar el absorbedor haciendo que el máximo de la velocidad de desplazamiento del absorbedor y la fuerza de excitación estén prácticamente en fase en ambos sentidos del movimiento.

El pico secundario que aparece al inicio del movimiento en ambos sentidos de desplazamiento del absorbedor es debido a que la fuerza de excitación es capaz de comprimir el aceite del circuito hidráulico que se encuentra a baja presión, ya que ha sido succionado del tanque de baja presión, hasta alcanzar la presión del circuito de alta presión. Este proceso de compresión se observa en todos los casos estudiados, independientemente de la estrategia utilizada y de la cantidad de cilindros aplicada. En este sentido, la aplicación de todos los cilindros permite cierta cantidad de movimiento del absorbedor puntual hasta que lo detiene. Esto es debido a que está comprimiendo un volumen de aceite hasta alcanzar la presión del circuito hidráulico de alta presión



tal y como se incluyen en los resultados del control por amortiguamiento de Coulomb (ver Tabla V. 8).

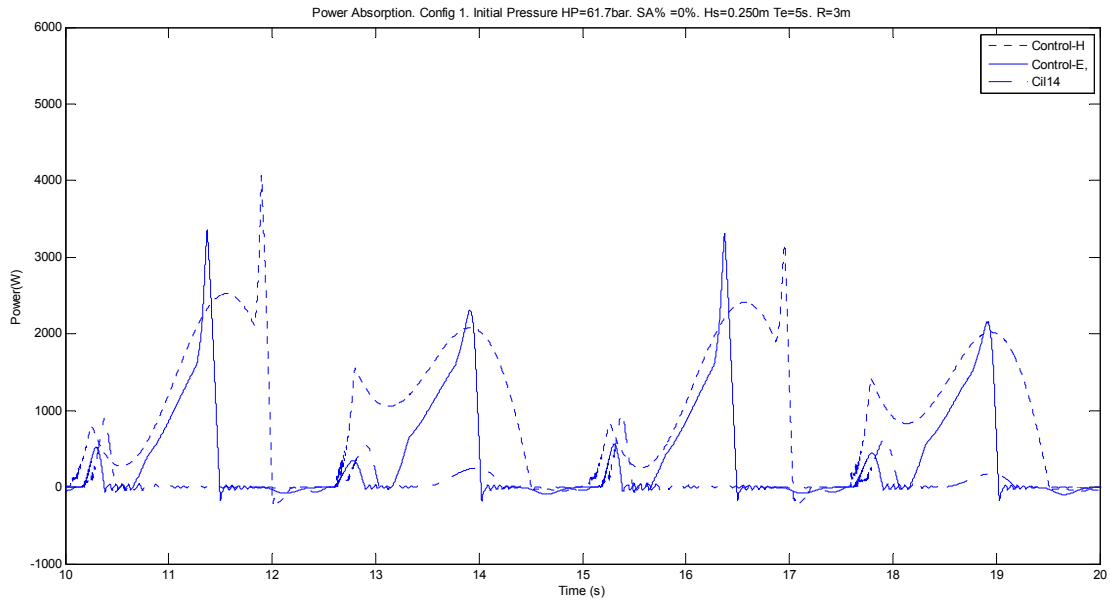


Figura V. 33. Potencia extraída. Comparación entre Control E, H y Amortiguamiento de Coulomb (HC3.1 y HC3.4).  $H_w=0,250m$ ;  $T_w=5s$ .Detalle de dos periodos consecutivos.

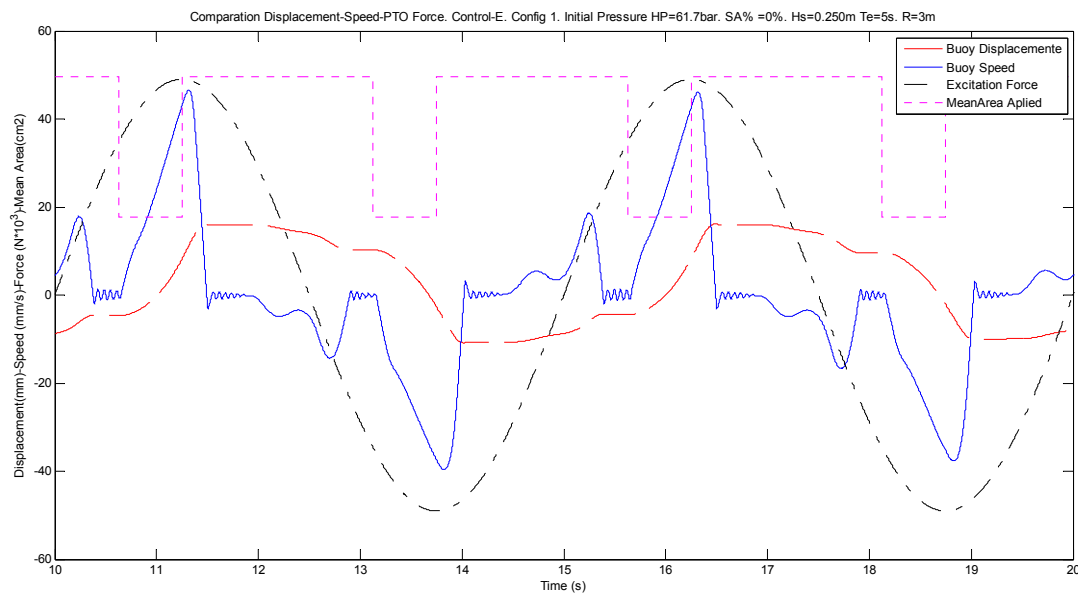


Figura V. 34. Señales características. Fuerza de Excitación. Control E.  $H_w=0,250m$ ;  $T_w=5s$ .Detalle de dos periodos consecutivos.

En la Figura V. 35 se observa que al aplicar la estrategia de control E, cuando el PTO cambia de estado, esto es, aplicando todos los cilindros, se obtiene un pico en la fuerza aplicada por el PTO no lineal para detener el movimiento del absorbedor reduciendo drásticamente su velocidad hasta cero. Este pico hace mejorar la potencia

extraída. Sin embargo, la aplicación de todos los cilindros para frenar el absorbedor cuando éste se encuentra en movimiento produce un efecto de golpe de ariete que puede contribuir a daños por fatiga de las tuberías en sistemas donde las longitudes de éstas sean importantes (Yang & Moan, 2011).

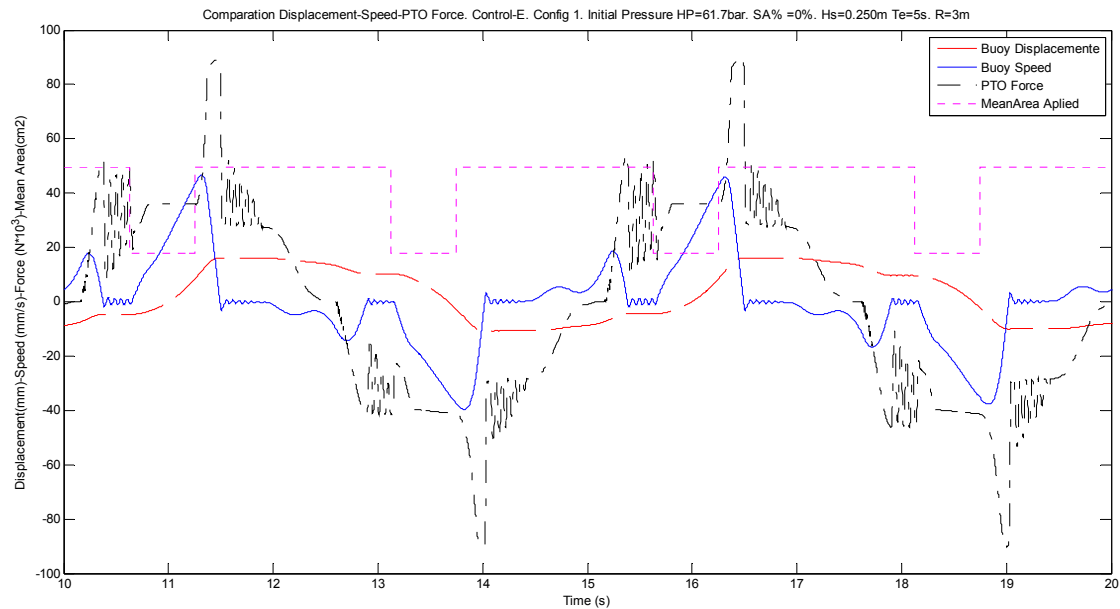


Figura V. 35. Señales características. Fuerza PTO. Control E.  $H_w=0,250m$ ;  $T_w=5s$ . Detalle de dos periodos consecutivos.

Por otra parte, analizando la Figura V. 36, donde se incluyen en el mismo gráfico las señales características del absorbedor, desplazamiento y velocidad, con respecto a la fuerza de excitación cuando se aplica la estrategia de control H, ésta permite un desplazamiento mayor que en el caso de aplicar la estrategia de control E. Este hecho mejora la extracción de energía sobrepasando un límite preliminar específico de desplazamiento, establecido en  $\pm 35mm$  a partir del cual se aplica automáticamente la activación de todos los cilindros. Se ha establecido este límite inferior al máximo de diseño ( $\pm 49,3mm$ ) para poder seguir permitiendo el desplazamiento del absorbedor durante cierto tiempo sin sobrepasar el máximo de diseño. Este límite se ha obtenido experimentalmente tras las simulaciones del amortiguamiento de Coulomb con diferentes configuraciones de cilindros. La aplicación de todos los cilindros permite el movimiento del absorbedor de hasta  $10mm$  para estas condiciones de mar tal y como se puede comprobar en la Tabla V. 8.

En esta estrategia de control y para este binomio ( $H_w$ ,  $T_w$ ) en el rango mostrado en la Figura V. 36, se mantiene el área óptima estimada activándose todos los cilindros debido a que el desplazamiento máximo de  $35mm$  es superado. En este caso, en el

tiempo mostrado en la figura anterior, el algoritmo no detecta que el absorbedor se encuentra dentro del rango  $\pm 0,001\text{m/s}$  excepto en un breve espacio de tiempo, entre 14 y 15 segundos.

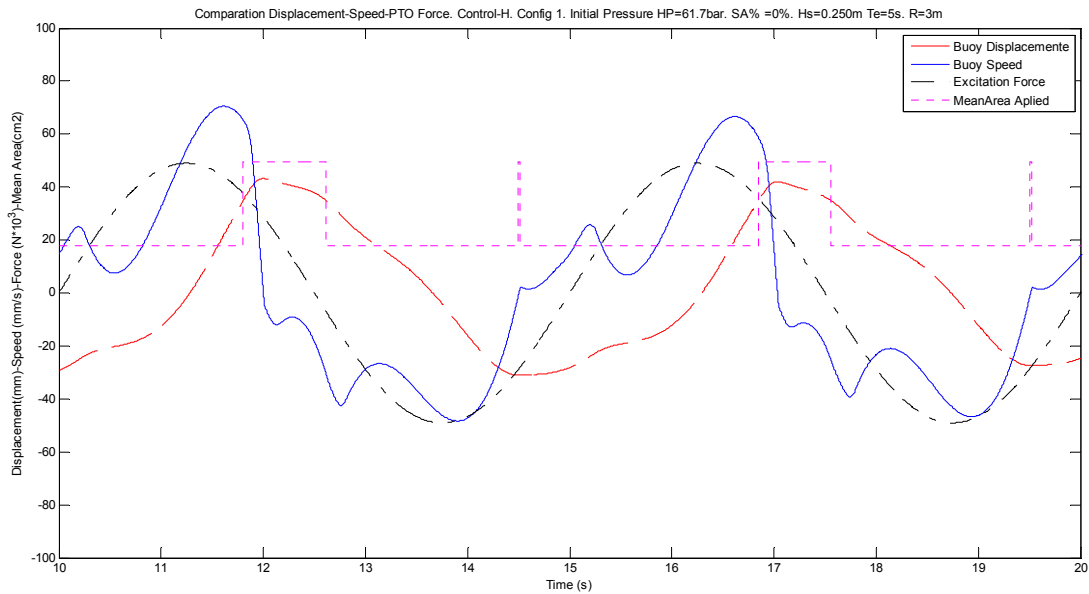


Figura V. 36. Señales características. Fuerza de Excitación. Control H.  $H_w=0,250\text{m}$ ;  $T_w=5\text{s}$ .Detalle de dos periodos consecutivos.

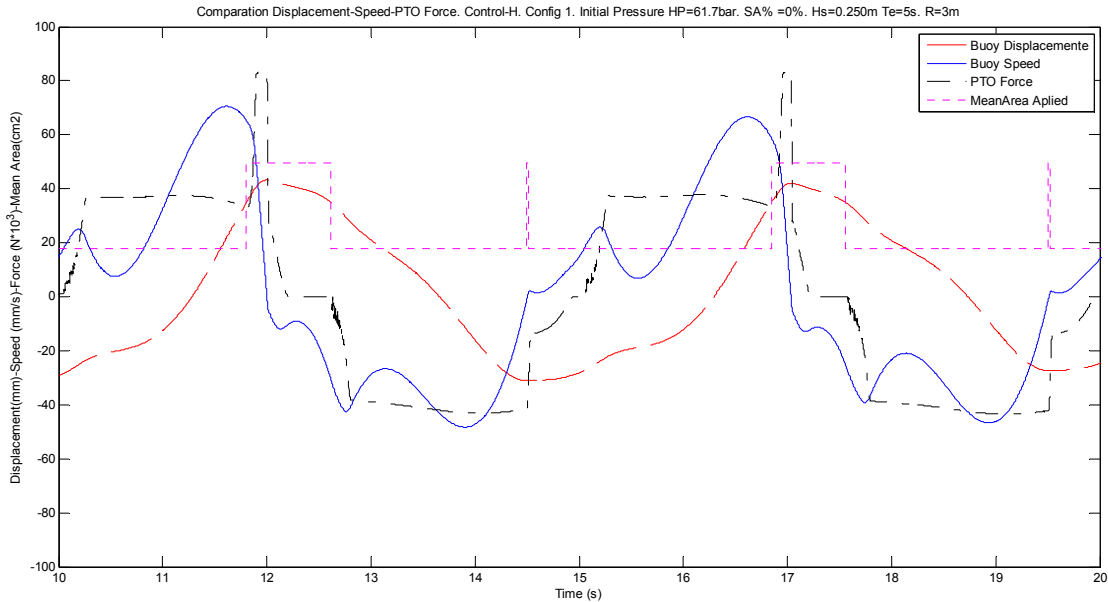


Figura V. 37. Señales características. Fuerza de PTO. Control H.  $H_w=0,250\text{m}$ ;  $T_w=5\text{s}$ .Detalle de dos periodos consecutivos.

Tal como ocurre con la estrategia E, en el caso de aplicar la estrategia H se observa el pico de la fuerza del PTO algo más desplazado con respecto a la velocidad del absorbedor (ver Figura V. 37). Este efecto se debe al momento en el que se aplican

todas las áreas de cilindros disponibles y que coincide con el momento en el que el desplazamiento límite de 35mm es superado. En este punto se observa un incremento sustancial de la fuerza del PTO cuyos efectos pueden ser los mismos que los indicados anteriormente en relación al golpe de ariete y sus efectos dañinos en la vida de las mangueras.

En este caso, la velocidad no está completamente en fase con la fuerza de excitación y con un ligero desfase positivo de la velocidad con respecto a la fuerza de excitación.

#### **5.6.5. Comparación de Potencia extraída en función de las estrategias de control para otras condiciones de mar.**

Se han aplicado tres tipos de estrategias de control a partir de la estimación de un área óptima calculada a través de la fuerza de excitación máxima esperada a lo largo del tiempo y de la presión del acumulador de alta presión según la expresión (5.13), siendo denominadas como estrategia E, F y H. Las tres estrategias son de bloqueo, puesto que buscan mantener bloqueada la posición del absorbedor en ciertos intervalos de tiempo prefijados.

El resumen de los resultados se incluye en la Tabla V. 11 para los tres tipos de estrategias de control, conteniendo los resultados de la aplicación de un amortiguamiento constante de Coulomb a través de la aplicación de un área predeterminada fija óptima de cilindros dentro de las configuraciones de cilindros seleccionadas.

De las condiciones de mar estudiadas correspondientes al binomio ( $H_w, T_w$ ) se observa que en la mayoría de los casos las estrategias de control aplicadas mejoran la energía extraída con respecto a la utilización de un amortiguamiento de Coulomb con un área específica de cilindros (indicados en Verde oscuro). En el resto, los valores son muy similares a los obtenidos al utilizar un área específica determinada en todo momento.

Por otra parte, en todos los casos se observa un incremento de la presión en el acumulador de alta presión debido a la inyección continuada de caudal por el movimiento de los cilindros (ver Figura V. 38). A mayor desplazamiento de boya, mayor incremento en la presión del acumulador puesto que se ha inyectado más volumen de aceite en el acumulador de alta presión. Sin embargo, este efecto provoca que el desplazamiento de la boya vaya disminuyendo a medida que la presión aumenta ya que la fuerza de frenado proporcionada por el propio PTO es cada vez mayor. Este incremento de presión en el acumulador supone un aumento de energía

hidráulica disponible para arrastrar la carga aplicada en el motor hidráulico, es decir a la salida del PTO, la transmisión secundaria del PTO.

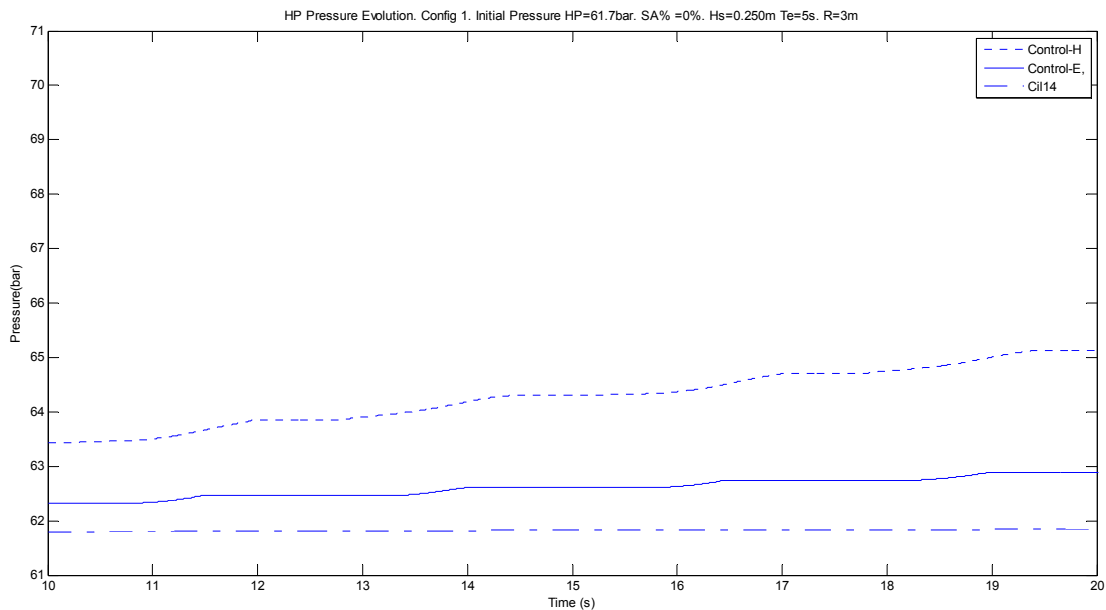


Figura V. 38. Evolución de la Presión en el Acumulador HP. Comparación entre Control E, H y Amortiguamiento de Coulomb (HC3.1 y HC3.4).  $H_w=0,250m$ ;  $T_w=5s$ . Detalle de dos periodos consecutivos.

En la Tabla V. 11 se han incluido alguno de los datos característicos del PTO como pueden ser los volúmenes de los acumuladores ( $V_{LP}$ ,  $V_{HP}$ ) en litros, las presiones de precarga ( $P_{0\_LP}$ ,  $P_{0\_HP}$ ) en bares, el volumen inicial del acumulador de alta presión ( $V_0$ ) en litros, y la presión inicial de operación ( $P_{HP_0}$ ) en bares con el objetivo de estimar el volumen de aceite almacenado dentro del acumulador de alta presión después del tiempo de simulación.

Aparte de los valores máximos y mínimos de las variables más significativas del sistema como son el desplazamiento y la velocidad del absorbedor, se han incluido dentro de la tabla los resultados de cálculos relacionados con la energía disponible dentro del Acumulador de alta presión para ser utilizado en la transmisión secundaria del PTO, esto es, el motor hidráulico, como potencia útil.

Estos cálculos son el par motor disponible identificado en la tabla anterior como *Available HM Output torque (Nm)*, el volumen disponible en el acumulador en litros *Estimated oil inside HP (l)*, así como el ratio en la evolución en el aumento de la presión del acumulador de Alta presión *Pressure evolution (bar/min)*. Las expresiones utilizadas son, respectivamente las siguientes:

$$T_{MH} = \frac{D \cdot \Delta P \cdot \eta_{mec}}{63} = \frac{D \cdot (P_3 - P_T) \cdot \eta_{mec}}{63} \quad (5.14)$$

donde D es la cilindrada del motor en cm<sup>3</sup>/rev, ΔP es la diferencia de presiones entre los puertos de entrada y salida del motor hidráulico en bares y η<sub>mec</sub> es la eficiencia mecánica del motor hidráulico.

$$V_{HP_{final}} = V_{HP} - \left( \frac{P_{O_{HP}}}{P_{HP_{max}}} \right)^{\frac{1}{\gamma}} \cdot V_{HP} \quad (5.15)$$

donde V<sub>HP<sub>final</sub></sub>, en litros, es el volumen de aceite almacenado en el acumulador de alta presión en litros, V<sub>HP</sub> es el volumen del acumulador en litros, P<sub>0<sub>HP</sub></sub> es la presión de precarga del acumulador de alta presión en bares y P<sub>HP<sub>max</sub></sub> es la presión máxima alcanzada al final de la simulación en bares.

$$PressureRate = \frac{P_{HP_{max}} - P_{HP_{min}}}{t_{sim}} \cdot 60 \quad (5.16)$$

donde P<sub>HP<sub>min</sub></sub> es la presión mínima en bares y t<sub>sim</sub> es el tiempo de simulación en segundos.

En todos los casos se observa un incremento en la presión del acumulador de alta presión. Esto supone un almacenamiento de energía hidráulica, disponible para generar energía eléctrica a través de un generador convencional por el accionamiento del motor hidráulico.

Los valores de potencia extraída media aplicando las estrategias aplicadas, logran alcanzar en algunos casos la potencia media obtenida al aplicar un coeficiente de amortiguamiento lineal óptimo. Estos casos se observan claramente al comparar la Tabla V. 11, donde la potencia extraída media supera el 80% de la potencia extraída con un coeficiente lineal, B<sub>PTO</sub>, óptimo. Es significativo el correspondiente al binomio H<sub>w</sub>=0,250 y T<sub>w</sub>=5s que extrae 856W (estrategia H) frente a los 919W obtenidos con el amortiguamiento lineal óptimo, consiguiendo un ratio de extracción del 93%.

Para poder comparar los resultados de todas las estrategias dentro de una misma figura, se ha generado una variable auxiliar que representa el estado de mar regular y que consiste en dividir el periodo de ola, T<sub>w</sub>, por la amplitud de ola, H<sub>w</sub>.

En la Figura V. 39 se engloban todos los resultados de potencia extraída en función de esa nueva variable (T<sub>w</sub>/H<sub>w</sub>) para cada estrategia aplicada. De la figura se observa que en la mayoría de los casos se extrae mayor potencia utilizando las estrategias de control F y H.

Tabla V. 11. Potencia extraída de las olas en función de la estrategia de control, Hw y Tw

		V_LP(l)	V_HP(l)	P <sub>0_HP</sub> (bar)	P <sub>0_LP</sub> (bar)	γ	V <sub>0</sub> (l)	P_HP <sub>0</sub> (bar)	
Mechanical Efficiency	0,9	51,5	51,5	60	1,5	1,4	1,0001	61,6966	
HP Motor displacement (cm <sup>3</sup> /rev)	4,9								
Gravity (m <sup>2</sup> /s)	9,80665								
Density (kg/m <sup>3</sup> )	1025								
Hw (m)	0,050	0,150	0,250	0,100	0,200	0,050	0,150	0,050	0,100
Tw (s)	5	5	5	8	8	10	10	30,3	15,15
Tw(s)/Hw(m)	100	33,333333	20	80	40	200	66,666667	606	151,5
Simulation Time (s)	60	60	60	80	80	60	60	120	120
Extracted Wave Power using B lineal_Opt (W)	177,07	486,36	919,52	534,49	966,8	292,47	719,97	129,4	408,46
F_exc_waves (N)	9805,8	29417	49029	44714	89429	27416	82248	39064	67513
Applied Cylinders	Cil1	Cil1 and 3	Cil1 and 4	Cil1 and 4	Cil1, 2 & 4	Cil1 and 3	Cil1, 2 & 4	Cil1 and 3	Cil 2 and 4
Area (cm2)	7,035	14,07	24,765	24,765	42,495	14,07	42,495	14,07	35,46
P_HP_max (bar)	61,7032	61,8348	62,0724	61,7898	68,2976	61,6973	63,2588	63,9233	62,0882
P_HP_min (bar)	61,6966	61,6972	61,6972	61,6969	61,6972	61,6961	61,6972	61,6970	61,6971
P_LP_min (bar)	6,5250	5,3071	6,4224	6,4941	5,1731	5,9768	6,1286	5,2031	6,4112
Buoy Position max (mm)	11,1381	10,2821	8,7219	5,6741	38,1498	6,8039	8,3804	37,0510	5,8529
Buoy Position min (mm)	-14,5949	-2,9265	-23,9089	-11,7814	-49,3000	-3,3284	-17,7994	-34,5460	-9,1184
Power Extracted (W)	17,2526	48,9339	74,0414	30,1079	443,0846	13,5183	156,5251	119,5113	33,2092
Extraction Ratio (%)	9,74%	10,06%	8,05%	5,63%	45,83%	4,62%	21,74%	92,36%	8,13%
Available HM Out Torque (Nm)	3,86	3,96	3,9	3,87	4,42	3,9	4	4,11	3,9
Pressure Evolution (bar/min)	0,0066	0,1376	0,3752	0,0929	6,6004	0,0012	1,5617	2,2263	0,3911
Oil into HP_Accu (l/cicle)	0,0016	0,0080	0,0195	0,0058	0,2959	0,0013	0,0758	0,1065	0,0203
Estimated oil inside HP (l)	1,0195	1,0962	1,2341	1,0700	4,5511	1,0160	1,9093	2,2781	1,2432
Applied Cylinders	Cil1- Latching	Cil1 and 3- Latching	Cil 4- Latching	Cil 4- Latching	Cil1, 2 and 4- Latching	Cil1 and 3- Latching	Cil1, 2 and 4- Latching	Cil1 and - Latching	Cil1, 3 and 4- Latching
Area (cm2)	7,035	14,07	17,73	17,73	42,495	14,07	42,495	14,07	31,8
P_HP_max (bar)	61,6974	61,8706	64,8720	64,9541	67,1751	61,7414	63,1454	63,6167	65,4793
P_HP_min (bar)	61,6960	61,6972	61,6972	61,6972	61,6972	61,6971	61,6972	61,6970	61,6971
P_LP_min (bar)	6,5200	6,4645	5,7737	5,7621	5,3525	6,5052	6,1516	6,0568	5,6591
Buoy Position (mm)	13,3998	10,4744	23,2501	29,5077	20,8721	7,3917	7,7471	32,4898	15,8972
Buoy Position min (mm)	-13,9192	-8,0491	-10,8511	-14,4046	-26,0214	-6,3562	-15,0476	-30,2797	-30,4402
Power Extracted (W)	16,6049	65,3723	369,1266	270,4368	375,4336	24,8536	149,1423	106,1916	184,4827
Extraction Ratio (%)	9,38%	13,44%	40,14%	50,60%	38,83%	8,50%	20,72%	82,06%	45,17%
Available HM Out Torque (Nm)	3,86	3,88	4,14	4,14	4,33	3,87	3,99	4,03	4,19
Pressure Evolution (bar/min)	0,0014	0,1734	3,1748	3,2569	5,4779	0,0443	1,4482	1,9198	3,7822
Oil into HP_Accu (l/cicle)	0,0013	0,0097	0,1494	0,1531	0,2493	0,0035	0,0705	0,0924	0,1764
Estimated oil inside HP (l)	1,0160	1,1171	2,7933	2,8373	3,9920	1,0418	1,8457	2,1088	3,1164
Applied Cylinders	Sin Cil- Latching	Cil- Latching	Cil1 and 3- Latching	Cil1 and 3- Latching	Cil2 and 4- Latching	Cil1- Latching	Cil1, 2 and 4- Latching	Cil1- Latching	Cil1 and 4- Latching
Area (cm2)	0	7,035	14,07	14,07	35,46	7,035	42,495	7,035	24,765
P_HP_max (bar)	61,6973	62,9209	67,2175	68,5392	75,9332	63,5078	69,9386	62,0869	65,2831
P_HP_min (bar)	61,6933	61,6972	61,6972	61,6972	61,6972	61,6971	61,6972	61,6970	61,6971
P_LP_min (bar)	6,5176	6,1992	5,3394	5,1249	4,2121	6,0637	6,1516	6,4078	5,6951
Buoy Position (mm)	14,5387	20,3695	28,9038	38,2326	49,3000	28,5583	45,7046	40,8138	47,3438
Buoy Position min (mm)	-7,0285	-18,2391	-22,2480	-35,0262	-49,3000	-34,4687	-43,4636	-49,3000	-49,3000
Power Extracted (W)	45,1670	212,3436	592,2127	533,9049	934,1512	256,9105	722,7985	31,2378	189,2490
Extraction Ratio (%)	25,51%	43,66%	64,40%	99,89%	96,62%	87,84%	100,39%	24,14%	46,33%
Available HM Out Torque (Nm)	3,86	3,97	4,33	4,44	5,02	4,02	4,47	3,9	4,17
Pressure Evolution (bar/min)	0,0040	1,2237	5,5203	6,8420	14,2360	1,8106	8,2414	0,3899	3,5859
Oil into HP_Accu (l/cicle)	0,0013	0,0599	0,2511	0,3058	0,5811	0,0873	0,3617	0,0202	0,1677
Estimated oil inside HP (l)	1,0160	1,7192	4,0134	4,6693	7,9739	2,0482	5,3406	1,2425	3,0126
Applied Cylinders	Cil1- Latching	Cil1 and 3- Latching	Cil 4- Latching	Cil 4- Latching	Cil1, 2 and 4- Latching	Cil1 and 3- Latching	Cil1, 2 and 4- Latching	Cil1 and 3- Latching	Cil1, 3 and 4- latching
Area (cm2)	7,035	14,07	17,73	17,73	42,495	14,07	42,495	14,07	31,8
P_HP_max (bar)	61,6973	61,8266	70,4722	68,5317	68,3511	61,6973	63,3701	63,9059	67,6730
P_HP_min (bar)	61,6957	61,6972	61,6972	61,6972	61,6972	61,6961	61,6972	61,6970	61,6971
P_LP_min (bar)	6,5250	6,4871	4,8586	5,1414	5,1636	6,5227	6,1029	5,9967	5,2759
Buoy Position (mm)	12,3132	9,8542	45,2154	43,2818	36,7018	6,4267	7,9505	36,2182	24,6442
Buoy Position min (mm)	-19,1261	-4,6259	-42,1428	-36,0231	-45,9711	-7,6245	-17,8362	-34,8338	-43,2833
Power Extracted (W)	15,5272	47,8045	856,0027	508,4597	445,2297	15,5980	165,0054	118,6702	272,2963
Extraction Ratio (%)	8,77%	9,83%	93,09%	95,13%	46,05%	5,33%	22,92%	91,71%	66,66%
Available HM Out Torque (Nm)	3,86	3,87	4,59	4,44	4,42	3,86	4,01	4,05	4,37
Pressure Evolution (bar/min)	0,0016	0,1293	8,7749	6,8345	6,6539	0,0012	1,6729	2,2089	5,9758
Oil into HP_Accu (l/cicle)	0,0013	0,0076	0,3825	0,3055	0,2981	0,0013	0,0810	0,1057	0,2702
Estimated oil inside HP (l)	1,0160	1,0914	5,5905	4,6657	4,5773	1,0160	1,9715	2,2685	4,2419

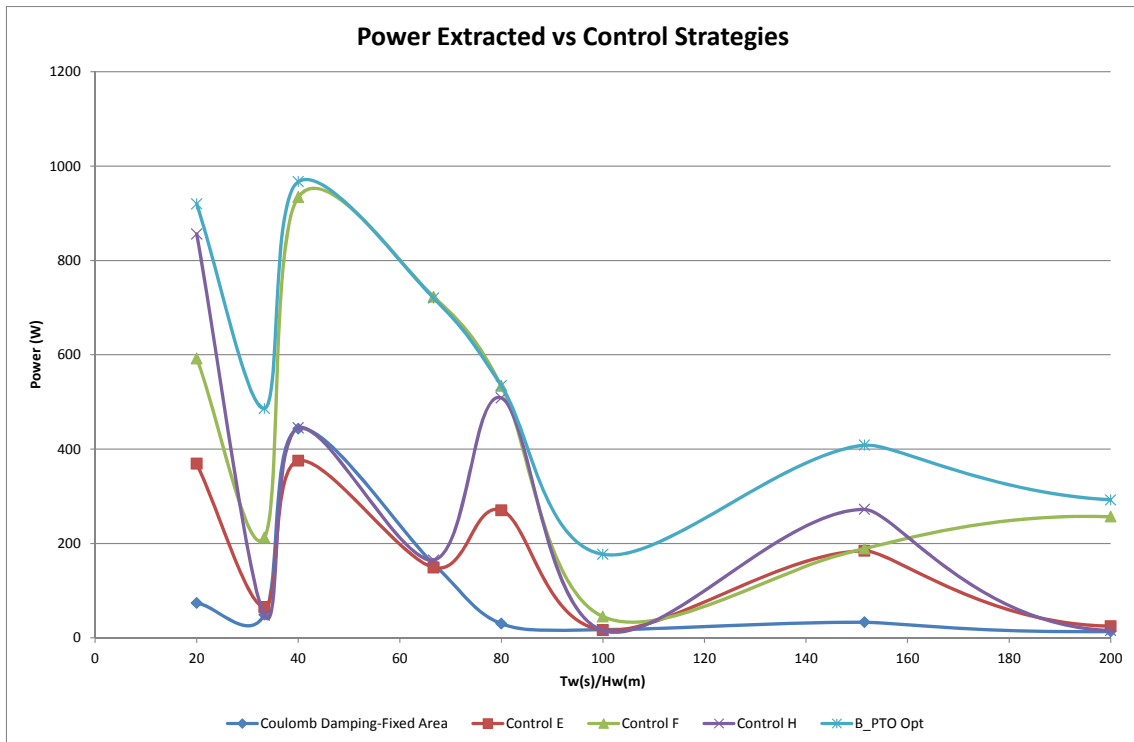


Figura V. 39. Potencia extraída en función de la estrategia de control y del binomio ( $H_w$ ,  $T_w$ ).

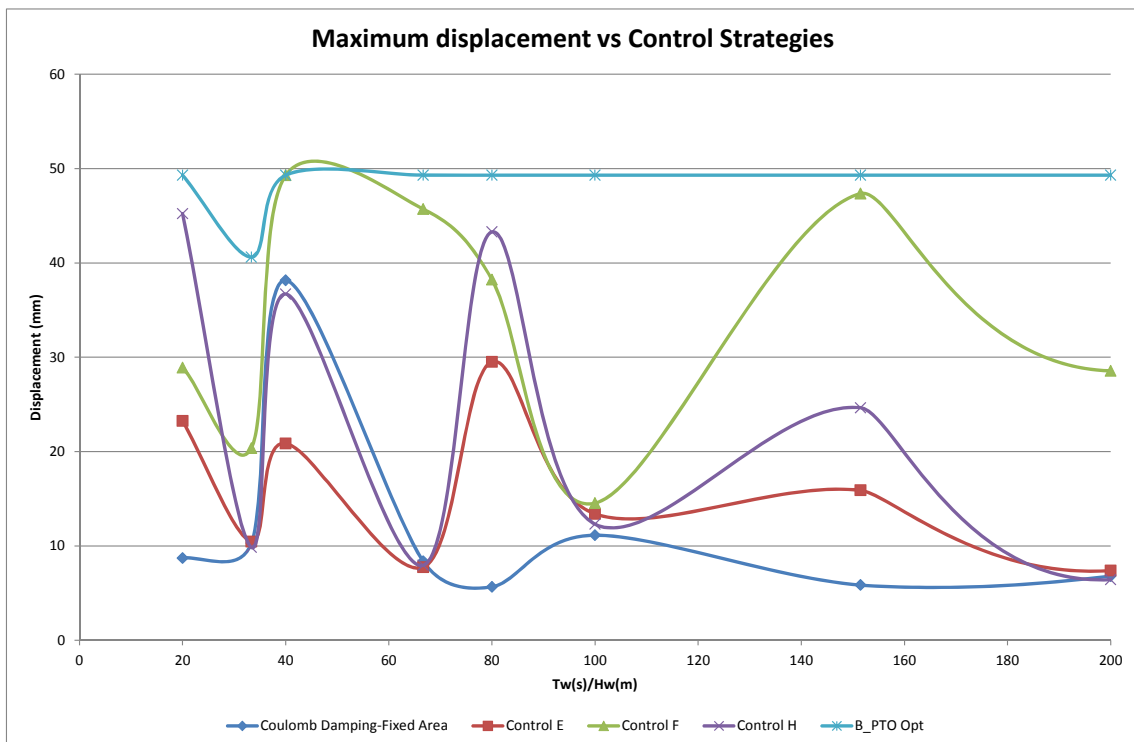


Figura V. 40. Desplazamiento máximo en función de la estrategia de control y del binomio ( $H_w$ ,  $T_w$ ).



Dentro de la tabla anterior se han indicado, en verde, los estados ( $H_w$ ,  $T_w$ ) donde la energía media extraída se acerca a la potencia media extraída aplicando un amortiguamiento lineal óptimo. En el resto de estados, la potencia extraída se reduce pero sigue siendo mayor que la aplicación de una fuerza de amortiguamiento fija, tipo Coulomb.

Cabe destacar que las dos estrategias, F y H, son las que mayor desplazamiento del absorbedor consiguen, en algunos de los casos acercándose al máximo desplazamiento admisible del PTO, tal y como se puede observar en la Figura V. 40.

## **5.7. CONCLUSIONES**

En este capítulo se ha determinado que el PTO desarrollado es capaz de extraer energía de las olas utilizando un modelo de absorbedor puntual sencillo. Para ello se ha introducido el modelo del captador y del PTO no lineal en las ecuaciones de Cummins, asumiendo la teoría lineal de las olas, considerando que éstas tienen amplitudes pequeñas. Además se ha asumido que el movimiento del absorbedor puntual es vertical puro y que los coeficientes hidrodinámicos son conocidos para los estados de mar estudiados.

Se ha mostrado el comportamiento del conjunto ECD y PTO ante diferentes estados de mar regulares aplicando dos tipos de amortiguamiento: lineal y de Coulomb.

El estudio del coeficiente de amortiguamiento lineal óptimo que extrae mayor cantidad de potencia para cada uno de los estados de mar seleccionados es el punto de referencia para observar la capacidad de extracción de energía del PTO desarrollado. En este sentido, para cada uno de los estados de mar seleccionados, se ha estudiado la configuración de cilindros (amortiguamiento de Coulomb) más adecuada que extrae la mayor potencia a partir de ocho configuraciones diferentes de cilindros, proporcionalmente espaciadas.

La validación en simulación de la aplicación del amortiguamiento de Coulomb adecuado en función de las condiciones de mar regulares, manifiesta que la extracción de energía es posible, almacenándose la misma en el acumulador de alta presión en energía hidráulica. Esta energía almacenada sirve para accionar un motor hidráulico que mueve solidariamente, por ejemplo, un generador produciendo en este caso energía eléctrica, cuando la válvula de control de la transmisión secundaria del PTO se encuentra abierta.

Los resultados obtenidos de potencia media extraída a partir del amortiguamiento lineal óptimo y amortiguamiento de Coulomb se han comparado con los resultados conseguidos en tres estrategias, basadas en un control por bloqueo o “*latching*”. Estas estrategias de control pueden ser denominadas de auto bloqueo puesto que éste es generado por el propio PTO al activar todos los cilindros disponibles. En todas las estrategias de control desarrolladas se ha utilizado el mismo momento de liberación del absorbedor que permite su movimiento.

Se ha observado que la aplicación de las estrategias de control descritas en este capítulo mejoran notablemente la capacidad de extraer más energía incrementando hasta más de diez veces la energía extraída por medio de una estrategia basada en un amortiguamiento de Coulomb, pasando de extraer 74W hasta los aproximadamente 850W con la estrategia denominada H, basada en mantener todos los cilindros activos durante cierto tiempo una vez que se detecta que el desplazamiento es cero. Se observa también que, aplicando las estrategias indicadas, la fuerza ejercida por el PTO se encuentra aproximadamente en fase con la velocidad del absorbedor.

Los resultados obtenidos se corresponden con estudios realizados por Babarit et al. (2003) sobre la aplicación de estrategias de control por bloqueo en los cuales eran capaces de mejorar hasta en seis veces la potencia extraída en su absorbedor puntual. Así mismo, Bjarte-Larsson & Falnes (2005) consiguen también obtener mejoras entre 2,8 y 3,4 veces la energía extraída para olas monocromáticas de frecuencias entre 0,75Hz y 0,5Hz para su absorbedor puntual de escala 1:25. En esta misma dirección, Falcão (2008) obtiene mejoras de hasta 4 veces, esta vez permitiendo ampliar la amplitud de desplazamiento del absorbedor puntual.

Para concluir, en el presente capítulo se ha demostrado que el PTO no lineal desarrollado es capaz de extraer energía en diferentes estados de mar regulares utilizando la configuración de cilindros más adecuada. Además se han aplicado estrategias simples de control basadas en el bloqueo del movimiento aprovechando las características inherentes del PTO no lineal, consistentes en la modificación de la fuerza de amortiguamiento a través de las áreas de cilindros hidráulicos activos. Estas estrategias han resultado ser adecuadas para la mejora en la extracción de la potencia disponible en las olas para el absorbedor puntual elegido. De hecho, los resultados obtenidos en varias de los estados de mar regulares simulados logran superar el 80% de la potencia extraída media aplicando un amortiguamiento lineal óptimo. Por otra

parte, los resultados obtenidos permiten mejorar notablemente el ancho de banda en el que se extrae energía con respecto a un amortiguamiento único fijo.

La potencia extraída ha sido determinada utilizando un modelo de PTO no lineal completo que tiene en cuenta las características reales de válvulas y acumuladores, así como el efecto de las mangueras que unen los principales elementos (cilindros hidráulicos y cuerpos de válvulas de activación de los propios cilindros), pérdidas de los diferentes elementos hidráulicos y el porcentaje del aire atrapado dentro del aceite del circuito hidráulico. Por tanto, los resultados de extracción de potencia obtenidos son más reales que otros estudios en tanto en cuanto el PTO no lineal modelado se ajusta más a la realidad.

## VI. CONCLUSIONES Y TRABAJO FUTURO

## 6.1. CONCLUSIONES

En este capítulo se resumen las tres aportaciones del trabajo desarrollado:

- El diseño y desarrollo de un PTO oleo-hidráulico novedoso estudiado en un banco de ensayos construido para tal efecto
- El modelado detallado del PTO anterior, incluyendo todo tipo de efectos relacionados con pérdidas de sistema oleo-hidráulicos
- La aplicación de estrategias de control sencillas sobre un absorbedor puntual ante olas monocromáticas permitiendo aumentar la extracción de energía de las olas hasta más de diez veces con respecto a un amortiguamiento de Coulomb caracterizado por una única área fija

Para conseguir estas aportaciones, en el presente trabajo se ha realizado un estudio exhaustivo de los modelos de PTO oleo-hidráulicos que hasta el momento se han investigado por diversos autores. Estos modelos, aun siendo efectivos en muchos casos, han sido simulados para condiciones particulares con absorbedores puntuales y movimientos puramente verticales. Por otra parte, mayoritariamente, han estado constituidos de un único cilindro hidráulico que amortiguaba el movimiento producido por las olas sobre el captador. En la mayoría de los casos, estos modelos han sido simplificados asumiendo comportamientos ideales obviando diferentes pérdidas hidráulicas tales como, la fricción de los cilindros hidráulicos o las pérdidas de presión en las válvulas antiretorno. Dichas pérdidas tienen un efecto elevado sobre la extracción de la energía real, reduciendo la obtención de energía efectiva.

Como consecuencia de las limitaciones de los PTO hidráulicos desarrollados hasta el momento, se ha desarrollado un nuevo PTO basado en un Array de Cilindros. El modelo dinámico desarrollado incluye pérdidas y efectos que hasta el momento no se han incluido en tal grado de detalle. Este modelo de PTO hidráulico no lineal considera los efectos de las longitudes de las tuberías, el efecto del aire atrapado en el aceite y los efectos de las fugas hidráulicas de los componentes utilizados. Este modelado se ha realizado con la herramienta gráfica Simhydraulics® proporcionada como un módulo adicional dentro del entorno Matlab-Simulink.

Para obtener el modelo ajustado al comportamiento real se han caracterizado todos los componentes del modelo a partir de las hojas técnicas de los elementos incluidos en el PTO diseñado y fabricado. Los ensayos experimentales realizados con el PTO en el banco de pruebas fabricado para tal efecto han contribuido a ajustar los

porcentajes de aire disuelto en el aceite, las fugas existentes en las válvulas seleccionadas y la válvula de control.

El ajuste realizado en el modelo, teniendo en cuenta los valores obtenidos en el mismo con respecto a los valores experimentales, demuestra que el comportamiento es prácticamente similar. En consecuencia, se concluye que el modelo desarrollado se ajusta al comportamiento real del PTO oleo-hidráulico.

La inserción de las pérdidas mencionadas permite que el comportamiento del PTO incluido dentro de las ecuaciones que rigen el movimiento del captador sea más realista con respecto a otros modelos simplificados. Esto permite tener datos más reales y fiables de la extracción de potencia de las olas.

Una vez desarrollado el modelo completo de PTO, éste se ha incluido dentro del modelo completo, combinando el captador y PTO. Por sus características, el PTO desarrollado es capaz de adoptar estrategias de control basadas en un control por bloqueo o "*latching*", desbloqueo o "*unlatching*" u otras más avanzadas que permiten el seguimiento de una fuerza de referencia en todo momento a través de la modificación de las áreas y/o la fijación de los cilindros hidráulicos. Esto es posible debido a los bloques de válvulas que controlan la fuerza de amortiguamiento aplicada, a través de los cilindros hidráulicos activos, en la transmisión primaria del PTO.

De todas las estrategias anteriores, el estudio se ha centrado en estrategias de control simples utilizando la fuerza ejercida por el PTO no lineal oleo-hidráulico reconfigurable, totalmente novedoso. Estas estrategias se basan en el bloqueo del movimiento del absorbedor aprovechando las características inherentes del PTO. Estas estrategias se pueden considerar de auto bloqueo puesto que es el propio PTO, sin un elemento mecánico exterior, el que produce el bloqueo del movimiento.

Se ha demostrado que el PTO desarrollado es capaz de extraer energía de las olas, tanto aplicando una estrategia simple basada en la aplicación del amortiguamiento de Coulomb fijo más adecuado, como aplicando estrategias de control basadas en el auto bloqueo del movimiento durante ciertos intervalos de tiempo. En ambos casos, manteniendo una configuración geométrica idéntica, se ha obtenido la configuración de cilindros activos más adecuada que permite extraer mayor cantidad de potencia de las olas para cada binomio ( $H_w$ ,  $T_w$ ). La posibilidad de activar diferentes configuraciones de cilindros, aplicando fuerzas de amortiguamiento diferentes, permite seleccionar la configuración óptima que extraiga mayor potencia, siendo modificable

ésta configuración en cualquier momento. En este sentido, esta capacidad permite tener un PTO capaz de adaptarse a las condiciones de mar que sean detectadas en cualquier momento.

Como era de esperar, configuraciones más energéticas necesitan una mayor aplicación de amortiguamiento sobre el absorbedor, es decir, necesitan más cilindros activos frenando el movimiento del absorbedor, utilizando configuraciones geométricas que permitan mayor par de amortiguamiento. Por otro lado, configuraciones poco energéticas permiten utilizar configuraciones de cilindros con menor fuerza de amortiguamiento admitiendo el desplazamiento del absorbedor dentro de los límites establecidos.

El PTO universal desarrollado puede ser utilizado por diferentes absorbedores puntuales que actualmente están siendo investigados. Tanto para amortiguar movimientos lineales verticales puros como movimientos angulares. Basta con ajustar mecánicamente el PTO desarrollado a las necesidades del captador.

Por último, cabe destacar que las estrategias de control desarrolladas son capaces de extraer más del 80% de la energía extraída por un amortiguamiento lineal óptimo en varios estados de mar regular. Por otra parte, todas las estrategias de control mejoran la extracción de energía proporcionada por un amortiguamiento tipo Coulomb, que es aplicado con un único conjunto de áreas fijas.

## **6.2. LINEAS FUTURAS**

Como consecuencia de los trabajos realizados quedan pendientes las siguientes líneas de investigación que pueden ayudar en el desarrollo y explotación del PTO no lineal desarrollado:

- Analizar el comportamiento del sistema convertidor y PTO bajo el efecto de olas policromáticas caracterizadas por la altura significativa y el periodo energético ( $H_s$ ,  $T_e$ ).
- Desarrollar estrategias de control para mejorar la potencia de las olas en los estados de mar policromáticos definidos anteriormente, utilizando las características del PTO no lineal desarrollado, no sólo a través de la activación más adecuada de cilindros sino también combinándolo con la configuración geométrica más adecuada.
- Sustituir en el modelo la carga constante aplicada a la salida del PTO por el modelo de un generador adecuado a las características del motor hidráulico. Éste es capaz de generar hasta un par máximo de 15Nm girando a 4165rpm

en función de la presión existente en el acumulador de alta presión y la apertura de la válvula de control.

- Implementar las estrategias de control diseñadas en el PTO no lineal real.
- Verificar los resultados obtenidos en las simulaciones realizadas con las estrategias de control diseñadas en el comportamiento real del captador y el PTO no lineal fabricado.





## VII. REFERENCIAS

- Amundarain, M. (2012). Las energía renovable procedente de las olas. *Ikastorratza. e-  
revista de Didáctica* 8. Retrieved January 29, 2013, from  
[http://www.ehu.es/ikastorratza/8\\_alea/energia/energia.pdf](http://www.ehu.es/ikastorratza/8_alea/energia/energia.pdf)
- Andersen, E. (2004). Wave-powered generator device. US Patent 2004163384 (A).
- Ando, T., Toshihiko, S., Suzuki, Y., & Tsujimoto, K. (2011). Effect of Reynolds Number on Drag Reduction in T-Junction Pipes due to Small Obstacles. In *6th Symposium on Flow Manipulation and Active Control: Theory, Experiments and Implementation* (pp. 3065–3071). Hamamatsu, Japan.
- Angelis-Dimakis, A., Biberacher, M., Dominguez, J., Fiorese, G., Godoča, S., & Al., E. (2011). Methods and tools to evaluate the availability of renewable energy sources. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 15, 1182–1200. doi:10.1016/j.rser.2010.09.049
- ANSYS AQWA. (2016). Retrieved from <http://www.ansys.com/About-ANSYS>
- Antolín-Urbaneja, J. C., Cortés, A., Cabanes, I., Estensoro, P., Lasa, J., & Marcos, M. (2015). Modeling Innovative Power Take-Off based on double-acting hydraulic cylinders array for Wave Energy Conversion. *Energies*, 8(3), 2230–2267. doi:10.3390/en8032230
- AquaDyn. (2013). AquaDyn-hydrodynamic simulation model for open channels - rivers, lakes, and estuaries. Scientific Software Group. Retrieved from [http://www.scisoftware.com/products/aquadyn\\_overview/aquadyn\\_overview.html](http://www.scisoftware.com/products/aquadyn_overview/aquadyn_overview.html)
- Aquamarine Power. (2013). Technology. Retrieved January 28, 2013, from <http://www.aquamarinepower.com/technology/>
- Arias Polo, G. (2001). Modelos matemáticos de sistemas de accionamiento hidráulico. Aplicación al corte inferior de las combinadas cañeras. *Revista Ciencias Técnicas Agropecuarias*, 10(1), 27–36.
- AW-Energy Ltd. (n.d.). AW Energy Limited. Investors. Retrieved January 31, 2013, from <http://aw-energy.com/concept.html#!/investors>
- AWS Ocean Energy. (n.d.). Technology. Retrieved January 25, 2013, from <http://www.awsocan.com/technology.aspx>
- Babarit, A. (2006). Shape optimisation of the SEAREV wave energy converter. In *Proceedings of the World Renewable Energy Congres IX*. Florence, Italy.
- Babarit, A., Borgarino, B., Ferrant, P., & Clément, A. (2010). Assessment of the influence of the distance between two wave energy converters on energy production. *IET Renewable Power Generation*, 4(6), 592. doi:10.1049/iet-rpg.2009.0190
- Babarit, A., & Clément, A. H. (2006a). Optimal latching control of a wave energy device in regular and irregular waves. *Applied Ocean Research*, 28(2), 77–91. doi:10.1016/j.apor.2006.05.002

- Babarit, A., & Clément, A. H. (2006b). Optimal latching control of a wave energy device in regular and irregular waves. *Applied Ocean Research*, 28(2), 77–91. doi:10.1016/j.apor.2006.05.002
- Babarit, A., Clément, A., Ruer, J., Tartivel, C., Mécanique, L. De, Umr, C., ... Noe, R. De. (2006). SEAREV: A fully Integrated Wave Energy Converter. In *Proceedings of the Offshore Wind and other Marine renewable Energies in Mediterranean and European Seas*.
- Babarit, A., Duclos, G., & Clément, A. H. (2003). Benefit of Latching Control for Heaving Wave Energy Device in Random Sea. In *Proceedings of 13th International Offshore and Polar Engineering Conference ISOPE2003* (Vol. 5, pp. 341–348). Honolulu, Hawaii.
- Babarit, A., Duclos, G., & Clément, A. H. (2004). Comparison of latching control strategies for a heaving wave energy device in random sea. *Applied Ocean Research*, 26(5), 227–238. doi:10.1016/j.apor.2005.05.003
- Babarit, A., Duclos, G., Clément, A. H., & Gilloteaux, J. C. (2005). Latching control of a power take off oscillator carried by a wave activated body. In *International Workshop on Water Waves and Floating Bodies*. Longyearbyen, Norway.
- Babarit, A., Guglielmi, M., & Clément, A. (2009a). Device for converting wave energy into useable energy particularly electrical energy and associated method. WO Patent 2009/ 147160 (A1).
- Babarit, A., Guglielmi, M., & Clément, A. H. (2009b). Declutching control of a wave energy converter. *Ocean Engineering*, 36(12-13), 1015–1024. doi:10.1016/j.oceaneng.2009.05.006
- Bacelli, G., Gilloteaux, J. C., & Ringwood, J. (2008). State space model of a hydraulic power take off unit for wave energy conversion employing bondgraphs. In *Proceedings of World Renewable Energy Conference* (Vol. July, pp. 1–4). Glasgow, Scotland. Retrieved from [http://www.eeng.nuim.ie/coer/doc/PUB0010\\_C129GBWR.pdf](http://www.eeng.nuim.ie/coer/doc/PUB0010_C129GBWR.pdf)
- Bacelli, G., & Ringwood, J. (2013). Constrained control of arrays of wave energy devices. In *Proceedings of the 10th European Wave and Tidal Energy Conference (EWTEC)*. Aalborg, Denmark.
- Bassett, M. D., Winterbone, D. E., & Pearson, R. J. (2001). Calculation of steady flow pressure loss coefficients for pipe junctions. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science*, 215(8), 861–881. doi:10.1177/095440620121500801
- BEI-Ideacod. (2002). *Incremental Encoders. Couplings* (p. 44).
- BEI-Ideacod. (2008). *Fixed Resolution Incremental Encoders, DHM5-100C* (pp. 1–2).
- Belmont, M. R., Morris, E. L., Horwood, J. M. K., & Thurley, R. W. T. (1998). Deterministic wave prediction linked to wave energy absorbers. In *Third European Wave Conference* (pp. 200–206). Patras, Greece.

- Bjarte-Larsson, T., & Falnes, J. (2005). Investigation of phase-controlled wave-power buoy. In *Proceedings of 6th European Wave and Tidal Energy Conference* (pp. 47–50). Glasgow, Scotland.
- Bønke, K., & Ambli, N. (1986). Prototype wave power stations in Norway. In *Proceeding of International Symposium on Utilization of Ocean Waves. Wave to Energy Conversion* (pp. 34–35). La Jolla, CA, ASCE.
- Brekken, T. K. A., Hapke, H., Stillinger, C., & Prudell, J. (2010). Machines and drives comparison for low-power renewable energy and oscillating applications. *IEEE Transactions on Energy Conversion*, 25(4), 1162–1170.
- Budal, K. (1977). Theory for absorption of wave power by a system of interacting bodies. *Journal of Ship Resources*, 21(4), 248–253.
- Budal, K., & Falnes, J. (1975). A resonant wave point absorber of ocean-wave. *Nature*, 256(5517), 478–479. Retrieved from <http://dx.doi.org/10.1038/256478a0>
- Budal, K., & Falnes, J. (1977). Optimum operation of improved wave-power converter. *Marine Science Communications*, 3, 133–150.
- Budal, K., & Falnes, J. (1978a). A system for the conversion of sea wave energy. British patent 1522661. Great Britain.
- Budal, K., & Falnes, J. (1978b). *Kraftboeye. System E*. Norway: Division of Physics, NTH. University of Trondheim.
- Budal, K., & Falnes, J. (1980). Interacting point absorbers with controlled motion. In B. Count (Ed.), *Power from Sea Waves* (pp. 381–399). Waltham, MA, USA: Academic Press.
- Budal, K., & Falnes, J. (1981). Apparatus for utilising or absorbing wave energy. British patent 1587344. Great Britain.
- Budal, K., Falnes, J., Hals, T., Iversen, L. C., & Onshus, T. (1981). Model experiment with a phase controlled point absorber. In *Proceedings of Second International Symposium on Wave and tidal Energy* (pp. 191–206). Cambridge, UK: BHRA Fluid Engineering. Cranford, Bedford, UK.
- Budal, K., Falnes, J., Iversen, L. C., Lillebekken, P. M., Oltedal, G., & Al, E. (1982). The Norwegian wave-power buoy project. In *Proceedings of 2nd International Symposium on Wave Energy utilization* (pp. 323–344). Trondheim, Norway.
- Cargo, C., Plummer, A., Hillis, A., & Schlotter, M. (2011). Optimal design of a realistic hydraulic power take-off in irregular waves. In *Proceedings of the 9th European Wave and Tidal Energy Conference (EWTEC)*. Southampton, England.
- Carroll, C. B. (2001). Surface wave energy capture system. US Patent 6229225 (B1).
- Cellier, F. (2006). The bond graph compendium. *Universidad de Arizona. Electrical and Computer Engineering Department*. Retrieved April 10, 2013, from <http://www2.engr.arizona.edu/~cellier/bg.html>

- Chapple, P. J. (2008). *Principles of hydraulic system design*. Cosmour Publishing Company.
- Chatry, G., Clément, A. H., & Gouraud, T. (1998). Self-adaptative control of a piston wave-absorber. In *Proceedings of 8th International Offshore and Polar Engineering Conference ISOPE98* (p. Vol1 127–133). Montréal, Canada: The International Society of Offshore and Polar Engineers.
- Chatry, G., Clément, A. H., & Sarmiento, A. J. N. A. (2000). Simulation of a Self-Adaptively Controlled OWC in a Non-linear Numerical Wave Tank. *International Journal of Offshore and Polar Engineering*, 10(4), 269–275.
- Child, B., & Venugopal, V. (2007). Interaction of waves with an array of floating wave energy devices. In *Proceedings of 7th European Wave and Tidal Energy conference*. Porto, Portugal.
- Choi, K.-S., Yang, D.-S., Park, S.-Y., & Cho, B.-H. (2012). Design and performance test of hydraulic PTO for wave energy converter. *International Journal of Precision Engineering and Manufacturing*, 13(5), 795–801. doi:10.1007/s12541-012-0105-4
- Cleasson, A. H., Forsberg, J., Rylander, A., & B.O., S. (1982). Contribution to the theory and experience of energy production and transmission from the buoy concept. In *Proceedings of 2nd International Symposium on Wave Energy utilization* (pp. 345–370). Trondheim, Norway: Norwegian Institute of Technology.
- Costello, R., Ringwood, J. ., & Weber, J. (2011). Comparison of Two Alternative Hydraulic PTO Concepts for Wave Energy Conversion. In *Proceedings of 9th European Wave and Tidal Energy Conference*. Southampton, England.
- Count, B. M., & Jefferys, E. R. (1980). Wave power, the primary interface. In *Proceedings 13th Symposium Navla Hydrodynamics*. Tokyo, Japan.
- Craddock, D. (2008). Catching a Wave-The potential of Wave Power. In D. Craddock (Ed.), *Renewable Energy Made Easy: Free energy from Solar, Wind, Hidropower and other alternative sources* (pp. 130–131). Ocala, Florida: Atlantic Publishing Group, Inc.
- Cretel, J. A. M., Lewis, A. W., Lightbody, G., & Thomas, G. P. (2010). An application of model predictive control to a wave energy point absorber. In *Proceedings of the IFAC conference of Control Methodologies and Technology for Energy Efficiency*. Vilamoura, Portugal.
- Cretel, J. A. M., Lewis, A. W., Thomas, G. P., & Lightbody, G. (2011). A Critical Assessment of Latching as Control Strategy for Wave-Energy Point Absorbers. In *Proceedings of the Twenty-first (2011) International Offshore and Polar Engineering Conference* (Vol. 8, pp. 680–686). Maui, Hawaii, USA: International Society of Offshore and polar Engineers (ISOPE). Retrieved from <http://e-book.lib.sjtu.edu.cn/isope2011/data/papers/11TPC-1020Crete.pdf>
- Cretel, J. A. M., Lightbody, G., Thomas, G. P., & Lewis, A. W. (2011). Maximisation of Energy Capture by a Wave-Energy Point Absorber using Model Predictive Control. In *18th IFAC World Congress* (pp. 3714–3721). Milano, Italy.

- Cruz, J., Sykes, R., Siddorn, P., & Taylor, R. E. (2010). Estimating the loads and energy yield of arrays of wave energy converters under realistic seas. *IET Renewable Power Generation*, 4(6), 488. doi:10.1049/iet-rpg.2009.0174
- Cummins, W. E. (1962). The Impulse Response Function and Ship Motions. *Schiffstechnik*, 9(1661), 101–109.
- Curran, R., & Gato, L. M. C. (1997). The energy conversion performance of several types of Wells turbine designs. *Power Energy*, 211, 133–145.
- Delhommeau, G., Ferrant, P., & Guilbaud, M. (1992). Calculation and measurement of forces on a high speed vehicle in forced pitch and heave. *Applied Ocean Research*, 14(2), 119–126.
- Dick, W. (2009). Wave energy converter. US Patent 7 581 901 (B2).
- Dick, W. (2010). A connector system for a wave energy converter. US Patent 2010/1110610 (A1).
- Dick, W., & Villegas, C. (2012). A wave energy conversion system. WO Patent 2012/139261 (A2).
- DNV. (2011). *Qualification of New Technology. DNV-RP-A203. Recommended practice*. Norway.
- Drew, B., Plummer, a R., & Sahinkaya, M. N. (2009). A review of wave energy converter technology. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part A: Journal of Power and Energy*, 223(8), 887–902. doi:10.1243/09576509JPE782
- Duclos, G., Clément, A. H., & Chatry, G. (2001). Absorption of outgoing waves in a numerical wavetank using self-adaptive boundary condition. *International Journal of Offshore and Polar Engineering*, 11(3), 168–175.
- Durand, M., Babarit, A., Pettinotti, B., Quillard, O., Toularastel, J. L., & Clément, A. H. (2007). Experimental validation of the performances of the SEAREV Wave Energy Converter with real time latching control. In *Proceedings of 7th European Wave and tidal Energy conference*. Oporto, Portugal.
- Duvigneau, R. (2002). *Thesis. Contribution a l'optimisation de formes pour des écoulements a forts nombres de Reynolds autour de geometries complexes*. Ecole centrale de nantes - Universite de nantes. Retrieved from [http://www-sop.inria.fr/members/Regis.Duvigneau/Publis/these\\_duvigneau.pdf](http://www-sop.inria.fr/members/Regis.Duvigneau/Publis/these_duvigneau.pdf)
- Eaton. (2008). Electrohydraulic Controls Proporcional Directional Valves with Feedback. Technical Catalogue. Documente N°, V-VLPO-MC007-E. USA.
- Eaton. (2009). *Screw-In Cartridge Valves E-VLSC-MC001* (pp. 1–2).
- Eidsmoen, H. (1996a). Simulation of slack-moored heaving-buoy wave-energy converter with phase control. Retrieved December 12, 2012, from [http://folk.ntnu.no/falnes/w\\_e/index-e.html](http://folk.ntnu.no/falnes/w_e/index-e.html)

- Eidsmoen, H. (1996b). Simulation of tight-moored amplitude-limited heaving-buoy wave-energy converter with phase control. Retrieved December 12, 2012, from [http://folk.ntnu.no/falnes/w\\_e/index-e.html](http://folk.ntnu.no/falnes/w_e/index-e.html)
- Eidsmoen, H. (1998). Tight-moored amplitude-limited heaving buoy wave-energy converter with phase control. *Applied Ocean Research*, 20, 157–161.
- Elwood, D., Schacher, A., Rhinefrank, K., Prudell, J., Yim, S., Amon, E., & Al., E. (2009). Numerical modelling and ocean testing of a direct-drive wave energy device utilizing a permanent magnet linear generator for power take-off. In *Proceedings of 28th International conference on Ocean Offshore Arctic Engineering* (pp. OMAE2009–79146). Honolulu, Hawaii.
- Engja, H., & Hals, J. (2007). Modelling and Simulation of Sea Wave Power Conversion Systems. In *Proceedings of 7th European Wave and tidal Energy conference*. Oporto, Portugal.
- Evans, D. . (1976). A theory for wave power absorption by oscillating bodies. *Journal of Fluid Mechanics*, 77, 1–25.
- Evans, D. ., & Falcão, A. F. d. O. (1986). *Hydrodynamics of Ocean Wave Energy Utilization* (pp. 51–55). Berlin: Springer-Verlag.
- Falcão, A. F. D. O. (2000). The shoreline OWC wave power plant at the Azores. In *Proceedings of 4th European Wave Energy Conference* (pp. 42–47). Aalborg, Denmark.
- Falcão, A. F. D. O. (2002). Wave-power absorption by a periodic linear array of oscillating water columns. *Ocean Engineering*, 29, 1163–1186.
- Falcão, A. F. D. O. (2007). Modelling and control of oscillating-body wave energy converters with hydraulic power take-off and gas accumulator. *Ocean Engineering*, 34(14-15), 2021–2032. doi:10.1016/j.oceaneng.2007.02.006
- Falcão, A. F. D. O. (2008). Phase control through load control of oscillating-body wave energy converters with hydraulic PTO system. *Ocean Engineering*, 35(3-4), 358–366. doi:10.1016/j.oceaneng.2007.10.005
- Falcão, A. F. D. O. (2010). Wave energy utilization: A review of the technologies. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 14(3), 899–918. doi:10.1016/j.rser.2009.11.003
- Falcão, A. F. D. O., Henriques, J. C. C., Gato, L. M. C., & Gomes, R. P. F. (2013). Air turbine choice and optimization for spar-buoy oscillating-water-column wave energy converter. In *Proceedings of 10th European Wave and Tidal Energy Conference (EWTEC09)*. Aalborg, Denmark.
- Falcão, A. F. O., & Henriques, J. C. C. (2015). Effect of non-ideal power take-off efficiency on performance of single- and two-body reactively controlled wave energy converters. *J. Ocean Eng. Mar. Energy*. doi:10.1007/s40722-015-0023-5



- Falnes, J. (1997). Principles for capture of energy from Ocean waves. Phase control and optimum oscillation. *Department of Physics, NTNU*. Retrieved January 16, 2013, from [http://folk.ntnu.no/falnes/web\\_arkiv/InstFysikk/phcontrl.pdf](http://folk.ntnu.no/falnes/web_arkiv/InstFysikk/phcontrl.pdf)
- Falnes, J. (2002a). *Ocean Waves and Oscillating systems: linear interactions including wave-energy extraction*. (C. U. Press, Ed.). Cambridge University Press.
- Falnes, J. (2002b). Optimum control of oscillation of wave-energy converters. *International Journal of Offshore and Polar Engineering*, 2(June), 147–155.
- Falnes, J. (2002c). Wave-Energy Absorption by Oscillating Bodies. In *Ocean Waves and Oscillating Systems. Linear Interactions including Wave-Energy Extraction* (pp. 196–224). Cambridge University Press.
- Falnes, J., & Budal, K. (1978). Wave-power conversion by point absorbers. *Norwegian Maritime Research*, 6(4), 2–11.
- Falnes, J., & Budal, K. (1993). *Preliminary Design and Model Test of a Wave-power Converter: Budal's 1978 Design Type E*. Norway: Division of Physics, NTH. University of Trondheim. Retrieved from <http://books.google.es/books?id=Xdt0MwEACAAJ>
- Falnes, J., & Lillebekken, P. M. (2003). Budals Latching-Controlled-Buoy Type Wavepower plant. In *Proceedings of 5th European Wave Energy Conference*. Cork, Ireland.
- Fitzgerald, J. (2008). Wave energy converter. WO Patent 2008/149084 (A2).
- Fitzgerald, J., & Bergdahl, L. (2007). Considering Mooring Cables for Offshore Wave Energy Converters. In *Proceedings of 7th European Wave and tidal Energy conference*. Porto, Portugal.
- Folley, M., & Whittaker, T. J. T. (2007). The effect of water depth on the performance on small surging wave energy converter. *Ocean Engineering*, 34, 1265–1274.
- French, M. J. (1979). A generalized view of resonant energy transfer. *Journal Mechanical Engineering Science*, 21, 299–300.
- French, M. J., & Bracewell, R. H. (1987). PS Frog: a point absorber wave energy converter working in pitch/surge mode. In *International Conference on Energy Options*. University of Reading.
- Frigaard, P., Høgedal, M., & Christiansen, M. (1993). Wave\_Generation\_Theory.pdf. *Hydraulic & Coastal Engineering Laboratory. Department of Civil Engineering. Aalborg university*. Retrieved February 06, 2013, from [http://vbn.aau.dk/files/47170418/Wave\\_Generation\\_Theory.pdf](http://vbn.aau.dk/files/47170418/Wave_Generation_Theory.pdf)
- Gardner, F. E. (2005). Learning experience of AWS pilot plant test offshore. In *Proceedings of 6th European Wave and Tidal Energy Conference Conference* (pp. 149–154). Glasgow, Scotland.

- Gieske, P. (2007). *Model predictive control of a wave energy converter: Archimedes Wave Swing*. Delft University of Technology, the Netherlands.
- Greenhow, M. J. ., Rosen, J. H., & Reed, M. (1984). Control strategies for the Clam wave energy device. *Applied Ocean Research*, 6(4), 197–206.
- Greenhow, M., & White, S. P. (1997). Optimal heave motion of some axisymmetric wave energy devices in sinusoidal waves. *Applied Ocean Research*, 19(3), 141–159. doi:10.1016/S0141-1187(97)00020-5
- Griffiths, J. W. (2001). WEC Survey of Energy Resources 2001. *Wave Energy [Online]*. Retrieved January 23, 2013, from [http://www.worldenergy.org/documents/ser\\_sept2001.pdf](http://www.worldenergy.org/documents/ser_sept2001.pdf)
- Guenther, D. A., Jones, D., & Brown, D. G. (1979). An investigative study of a wave-energy device. *Energy*, 4, 299–306.
- Gunawaradane, S. D. G. S. P., Abeysekara, M. P., Uyanwaththa, D. M. A. R., Tennakoon, S. B., S, W. W. M. J., & Ranasinghe, R. A. P. C. (2010). Model Study on “PENDULOR” Type Wave Energy Device to utilize ocean wave energy in Sri Lanka. In *International Conference on Sustainable Built Environment (ICSBE-2010)* (pp. 297–303). Kandy, Sri Lanka.
- Gunawardane, S., Kankanamge, C., & Watabe, T. (2016). Study on the Performance of the “Pendulor” Wave Energy Converter in an Array Configuration. *Energies*, 9(4), 282. doi:10.3390/en9040282
- Hals, J. (2010). *Thesis. Modelling and phase control of wave-energy converters*. Norwegian University of Science and Technology. Trondheim.
- Hals, J., Bjarne-Larsson, T., & Falnes, J. (2002). Optimum reactive control and control by latching of a wave-absorbing semisubmerged heaving sphere. In *Proceedings of OMAE02, 21st International Conference on Offshore Mechanics and Arctic Engineering*.
- Hals, J., Falnes, J., & Moan, T. (2010). Constrained Optimal Control of a Heaving Buoy Wave-Energy Converter. *Journal of Offshore Mechanics and Arctic Engineering*, 133(1), 11401. Retrieved from <http://dx.doi.org/10.1115/1.4001431>
- Hals, J., Taghipour, R., & Moan, T. (2007). Dynamics of a force-compensated two-body wave energy converter in heave with hydraulic power take-off subject to phase control. In *Proceedings of 7th European Wave and Tidal Energy conference European Wave and Tidal Energy Conference (EWTEC)* (pp. 1–10). Porto, Portugal.
- Hansen, R. (2013). *Thesis. Design and Control of the Power Take-Off System for a Wave Energy Converter with Multiple Absorbers*. Aalborg University.
- Hansen, R., Andersen, T. O., & Pedersen, H. C. (2011). Model Based Design of Efficient Power Take-Off Systems for Wave Energy Converters. In *The 12th Scandinavian International Conference on Fluid Power*. Tampere, Finland.

- Hansen, R., & Kramer, M. (2011). Modelling and control of the Wavestar Prototype. In *Proceedings of the 9th European Wave and Tidal Energy Conference (EWTEC)*. Southampton, England.
- Hansen, R., Kramer, M., & Vidal, E. (2013). Discrete Displacement Hydraulic Power Take-Off System for the Wavestar Wave Energy Converter. *Energies*, 6, 4001–4044. doi:10.3390/en6084001
- Health, T., Whittaker, T. J. T., & Boake, C. B. (2000). The design, construction and operation of the LIMPET wave energy converter (Islay, Scotland). In *Proceedings of 4th European Wave Energy Conference* (pp. 49–55). Aalborg, Denmark.
- Hedegaard Hansen, A., & Pedersen, H. C. (2013). Optimal Discrete PTO Force for Point Absorber Wave Energy Converters in Regular Waves. In *Proceedings of the 10th European Wave and Tidal Energy Conference (EWTEC)*. Aalborg, Denmark.
- Henderson, R. (2006). Design, simulation, and testing of a novel hydraulic power take-off system for the Pelamis wave energy converter. *Renewable Energy*, 31(2), 271–283. doi:10.1016/j.renene.2005.08.021
- Hirohisa, T. (1982). Sea trial of a heaving buoy wave power absorber. In *Proceedings of 2nd International Symposium on Wave Energy utilization* (pp. 403–417). Trondheim, Norway.
- Hong, Y., Waters, R., Boström, C., Eriksson, M., Engström, J., & Leijon, M. (2014). Review on electrical control strategies for wave energy converting systems. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 31, 329–342. doi:10.1016/j.rser.2013.11.053
- Hoskin, R. E., Count, N. K., Nichols, & Nicol, D. A. C. (1986). Phase Control for the Oscillating Water column. In *Hydrodynamics of Ocean Wave-Energy utilization* (pp. 257–268).
- Hoskin, R. E., & Nichols, N. K. (1986). Optimal strategies for phase control of wave energy devices. In M. E. McCormick & Y. . Kim (Eds.), *Utilization of ocean waves: Wave to energy conversion* (pp. 184–199). 345 East 47th Street, New York 10017-2398: New York: Americxan Society of Civil Engineers.
- Hotta, H., Miyazaki, T., & Washio, Y. (1986). Increase in Absorbed Wave Energy by the Phase control for Air flow on OWC Wave Power Device. In *Hydrodynamics of Ocean Wave-Energy utilization* (pp. 293–302).
- Hotta, H., Miyazaki, T., Washio, Y., & Aoki, Y. (1984). Fundamental study of phase control for air flow to improve on wave power absorption. *Journal of the Kansai Society of Naval Architects*, (194).
- Independent Natural Resources Inc. (2007). *World-wide Wave Market Research - Updated June 2007*. Retrieved from [http://inri.us/WECstudy/WEC Research 2007 June Final.pdf](http://inri.us/WECstudy/WEC%20Research%202007%20June%20Final.pdf)
- Ionescu, F. (1997). Some aspects concerning nonlinear mathematical modeling and behaviour of hydraulic elements and systems. *Nonlinear Analysis: Theory, Methods & Applications*, 30(3), 1447–1460. doi:10.1016/S0362-546X(97)00204-6

- Jefferys, E. R. (1980). Device characterization. In B. Count (Ed.), *Power from Sea Waves* (pp. 413–438). London: Academic Press.
- Jefferys, E. R. (1984). Simulation of wave power devices. *Applied Ocean Research*, 6(1), 31–39.
- Jefferys, E. R., & Whittaker, T. J. T. (1986). Latching control of a Oscillating Water Column device with air compressibility. In *Hydrodynamics of Ocean Wave-Energy utilization* (pp. 281–292).
- Jolly. (2005). *Vogt Valves : A Treatise on Leakage A Treatise on Leakge* (Vol. 05, pp. 1–28). Sulphur Springs, Unites States.
- Jones, A. T., & Westwood, A. (2005). Power form the Oceans [Online]. *Energy Bulletin*. Retrieved January 21, 2013, from <http://www.energybulletin.net/stories/2005-01-03/power-oceans>
- Josset, C., Babarit, A., & Clément, A. H. (2007). A wave-to-wire model of the SEAREV wave energy converter. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part M: Journal of Engineering for the Maritime Environment*, 221(2), 81–93. doi:10.1243/14750902JEME48
- Justino, P., & Clément, A. H. (2003). Hydrodynamic performance for small arrays of submerged spheres. In *Proceedings of 5th European Wave Energy Conference*. Cork, Ireland.
- Justino, P., & Falcão, A. F. d. O. (2000). Active relief valve for an OWC wave energy device. In *Fourth European Wave Energy Conference* (p. Paper J2). Aalborg, Denmark.
- Kamizuru, Y., Fissmann, C., & Murrenhoff, H. (2013). Hydrostatic Drive Trains for Wave Energy Converters : Simulation and Experiments for Efficient Design. In *Proceedings of the 10th European Wave and Tidal Energy Conference (EWTEC)*. Aalborg, Denmark.
- Kamizuru, Y., Verdegem, L., Erhart, P., Langenstein, C., Andren, L., & Lenßen, M. (2012). Efficient Power Take-Offs for Ocean Energy Conversion. In *4th International Conference on Ocean Energy* (pp. 1–8). Dublin, Ireland.
- Kara, F. (2010). Time domain prediction of power absorption from ocean waves with latching control. *Renewable Energy*, 35(2), 423–434. doi:10.1016/j.renene.2009.06.003
- Karnopp, D. C., Margolis, D. L., & Rosenberg, R. C. (2006a). Basic Component Models. In J. Wiley (Ed.), *System Dynamics: Modeling and Simulation of Mechatronic Systems* (Fourth Edi., pp. 34–46). Hoboken, New jersey: John Wiley & Sons Inc.
- Karnopp, D. C., Margolis, D. L., & Rosenberg, R. C. (2006b). *System Dynamics: Modelling and Simulation of Mechatronics Systems*. (J. Wiley, Ed.) (Fourth Edi.). Hoboken, New jersey: John Wiley & Sons Inc.

- Kofoed, J. P., Frigaard, P., Friss-Madsen, E., & Sørensen, H. C. (2006). Prototype testing of the wave energy converter Wave Dragon. *Renewable Energy*, 31, 181–189.
- Koivusaari, R., Tuokkola, Y., Järvinen, A., Liljelund, J., Höyden, A., & Lainema, M. (2004). Production Instalation. WO Patent 2004/097212 (A1).
- Korde, U. A. (1991). On the control of wave energy devices in multi-frequency waves. *Applied Ocean Research*, 13, 132–144.
- Korde, U. A. (2002a). Dynamics of a floating buoy under latching control. In *Proceedings of OMAE02, 21st International Conference on Offshore Mechanics and Artic Engineering*. Oslo, Sweden.
- Korde, U. A. (2002b). Latching control of deep water wave energy devices using an active reference. *Ocean Engineering*, 29(11), 1343–1355. doi:[http://dx.doi.org/10.1016/S0029-8018\(01\)00093-2](http://dx.doi.org/10.1016/S0029-8018(01)00093-2)
- Krogstad, H. E., & Arntsen, O. A. (2000). Linear Wave Theory. *NTNU, Department of Structural Engineering*. Retrieved February 15, 2016, from [http://folk.ntnu.no/oivarn/hercules\\_ntnu/LWTcourse/](http://folk.ntnu.no/oivarn/hercules_ntnu/LWTcourse/)
- Kurniawan, A., Pedersen, E., & Moan, T. (2012). Bond graph modelling of a wave energy conversion system with hydraulic power take-off. *Renewable Energy*, 38(1), 234–244. doi:10.1016/j.renene.2011.07.027
- Lasa, J. (2012). *Thesis. Diseño y Desarrollo de un Dispositivo Hidráulico de Extracción de Potencia para un convertidor de Energía de las Olas*. Escuela Técnica Superior de Ingeniería de Bilbao.
- Lasa, J., Antolin, J. C., Angulo, C., Estensoro, P., Santos, M., & Ricci, P. (2012). Design, Construction and Testing of a Hydraulic Power Take-Off for Wave Energy Converters. *Energies*, 5(6), 2030–2052. doi:10.3390/en5062030
- Lasa, J., Antolín, J. C., & Estensoro, P. (2012). Power Take-Off device for Wave Energy transformation. EP 24466118 A1. Spain.
- Lasa, J., Antolín, J. C., Estensoro, P., Angulo, C., Ricci, P., & Santos, M. (2011). Construction of a Universal Hydraulic Power Take- Off for Wave Energy Converters . Mathematical Modelling and Validation Testing. In *Proceedings of the 9th European Wave and Tidal Energy Conference (EWTEC)*. Southampton, England.
- Lemonis, G. (2002). Wave energy Utilization in Europe. Current status and perspectives. *European Thematic Network on Wave Energy*. Retrieved January 23, 2013, from [http://ec.europa.eu/energy/res/sectors/doc/ocean/wave\\_energy\\_brochure.pdf](http://ec.europa.eu/energy/res/sectors/doc/ocean/wave_energy_brochure.pdf)
- Li, G., & Belmont, M. R. (2013). Model Predictive Control of an array of Wave Energy Converters. In *Proceedings of the 10th European Wave and Tidal Energy Conference (EWTEC)*. Aalborg, Denmark.

- Lim, G. H., Chua, P. S. K., & He, Y. B. (2003). Modern water hydraulics-the new energy transmission technology in fluid power. *Applied Energy*, 76(1-3), 239–246.
- Lin, Y., Bao, J., Liu, H., Li, W., Tu, L., & Zhang, D. (2015). Review of hydraulic transmission technologies for wave power generation. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 50, 194–203. doi:10.1016/j.rser.2015.04.141
- Lin, Y. G., Tu, L., Zhang, D. H., Liu, H. W., & Li, W. (2013). A study on dual-stroke pendulum wave energy conversion technology based on a water / oil integrated transmission system. *Ocean Engineering*, 67, 27–34. doi:10.1016/j.oceaneng.2013.04.014
- Liu, Z., & Frigaard, P. (2001). Generation and Analysis of random Waves. *Hydraulic & Coastal Engineering Laboratory. Department of Civil Engineering. Aalborg university*. Retrieved February 06, 2013, from <http://up.behtarin.com/uploads/8568aa88683.pdf>
- Lopera, E. H., & Mejía, D. A. (2010). Implementación de un Control Predictivo Basado en Modelo Aplicado a un Sistema de Control de Caudal de Agua Didáctico. *Revista Tecnológicas N° 25 ISSN 0123-7799*, (25), 109–130.
- Lopes, M. F. P., Hals, J., Gomes, R. P. F., Moan, T., Gato, L. M. C., & Falcão, A. F. d. O. (2009). Experimental and numerical investigation of non-predictive phase-control strategies for a point-absorbing wave energy converter. *Ocean Engineering*, 36(5), 386–402. doi:10.1016/j.oceaneng.2009.01.015
- López, I., Andreu, J., Ceballos, S., Alegría, I. M. De, & Kortabarria, I. (2013). Review of wave energy technologies and the necessary power-equipment. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 27, 413–434. doi:10.1016/j.rser.2013.07.009
- Lucas, J., Livingstone, M., Vuorinen, M., & Cruz, J. (2012). Development of a wave energy converter ( WEC ) design tool – application to the WaveRoller WEC including validation of numerical estimates. In *Proceedings of 4th International Conference on Ocean Energy*. Dublin, Ireland.
- Marré I.R. (2006). *Modelling and simulation of a wave energy converter using a bond graph approach*. Norwegian University of Science and Technology.
- Martins, E., Ramos, F. S., Carrilho, L., Justino, P., Gato, L., Trigo, L., & Neumann, F. (2005). Overall design of an OWC in the new Oporto breakwater. In *Proceedings of 6th European Wave and Tidal Energy Conference* (pp. 273–280). Porto, Portugal.
- Masubuchi, M., & Kawatani, R. (1986). Dynamic response and input Adaptive Maximum Energy Converting Control of an Ocean Wave Energy converter. In *Hydrodynamics of Ocean Wave-Energy utilization* (pp. 315–324).
- Masuda, Y. (1974). Study of wave activated generator for island power and land power. In *Proceedings of 2nd International Colloquium on Exploitation of the Oceans* (p. Paper BX119). Burdeaux, France.
- Masuda, Y. (1979). Experimental full-scale results of wave power machine Keimei in 1978. In *Proceedings of First Symposium of Wave Energy Utilization* (pp. 349–363). Gothenburg, Sweden.

- Masuda, Y., Kimura, H., Liang, X., Gao, X., Mongensen, R. M., & Andersen, T. (1995). Regarding BBDB wave power generation plant. In *Proceedings of 2nd European Wave Power Conference* (pp. 69–76). Lisbon, Portugal.
- Masuda, Y., Miyazaki, T., Yamada, O., & Hiramoto, A. (1983). Wave-power generator assembly. US. Patent 4405866 (A). United States.
- Masuda, Y., Xianguang, L., & Xiangfan, G. (1993). High performance of cylinder float backward bent duct buoy (BBDB) and its use in European seas. In *Proceedings of First European Wave Energy Symposium* (pp. 323–337). Edinburgh, United Kingdom.
- Mciver, P., & Evans, D. V. (1984). Approximation of wave forces on cylinder arrays. *Applied Ocean Research*, 6, 101–107.
- Miyazaki, T., Yokomizo, H., Hotta, H., & Washio, Y. (1983). A fundamental research of air flow phase control for improving on wave power absorption. *Journal of the Kansai Society of Naval Architects*, (188).
- Montbrun-Di Filippo, J., Delgado, M., Brie, C., & Paynter, H. M. (1991). A Survey of Bond Graphs : Theory, Applications and Programs. *Journal of the Franklin Institute*, 328(5-6), 565–606.
- Mott, R. L. (1996). *Mecánica de fluidos aplicada* (4th ed.). México: Pearson Education.
- Naito, S., & Nakamura, S. (1985). Wave energy absorption in irregular waves by feedforward control system. In *Hydrodynamics of Ocean Wave-Energy utilization* (pp. 269–280).
- Nebel, P. (1992). Maximizing the efficiency of wave energy plant using complex conjugate control. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers Part I. Journal of Systems and Control Engineering*, 206(14), 225–236.
- Newman, J. N. (1976). The interaction of stationnary vessels with regular waves. In *Proceedings of 11th Symposium naval hydrodynamics* (pp. 491–501).
- Newman, J. N. (1977). *Marine Hydrodynamics*. MIT Press.
- Nolan, G., O’Catháin, M., Murtagh, J., & Ringwood, J. (2003). Modelling, simulation and validation of the PTO system for a hinge-barge wave-energy converter. In *5th European Wave Energy Conference* (pp. 1–8).
- Nolan, G., & Ringwood, J. (2004). Design and control considerations for a wave energy converter. In *Irish Signals and Systems Conference* (pp. 1–6).
- O’Catháin, M., Leira, B. J., & Ringwood, J. V. (2007). Modelling of multibody marine systems with application to wave-energy devices. In *Proceedings of 7th European Wave and Tidal Energy conference*. Porto, Portugal.
- O’Sullivan, A. C., & Lightbody, G. (2015). Wave to Wire Power Maximisation from a Wave Energy Converter. In *Proceedings of 11th European Wave and Tidal Energy Conference*. Nantes, France.

- Ocean Energy, L. (2006). A New Power Generation Platform. Retrieved January 25, 2013, from <http://www.oceanenergy.ie/>
- Ocean Power Technologies. (n.d.). Technology. Retrieved January 25, 2013, from <http://www.oceanpowertechnologies.com/technology.htm>
- Ohneda, H., Igarashi, S., Shinbo, O., Sekihara, S., Suzuki, K., Kubota, H., & Ai, E. (1991). Construction procedure of a wave power extracting caisson breakwater. In *Proceedings of 3rd Symposium on Ocean Energy Utilization* (pp. 171–179). Tokyo, Japan: Japan Marine Science.
- Olaer. (2010). *EHV/EHVF Bladder Accumulators* (p. 7). Retrieved from [www.olaer.com](http://www.olaer.com)
- Oltedal, G. (1986). Simulation of a Pneumatic Wave-Power Buoy with Phase Control. In *Hydrodynamics of Ocean Wave-Energy utilization* (pp. 303–314).
- OPD, L. (2005). Global resource. *Pelamis Wave Power*. Retrieved December 13, 2012, from <http://www.pelamiswave.com/global-resource>
- Pace. (2011). Physical Model Study at I-405. Retrieved from <http://pacewater.com/wp-content/uploads/2011/11/ASCE-EGGWC-Model-Study.pdf>
- Paish, O. (2002). Small hydro power: technology and current status. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 6(6), 537–556. doi:10.1016/S1364-0321(02)00006-0
- Parker. (2004a). *Catalog 4300. EO and EO-2 Metric Bite Type Fittings* (p. 55).
- Parker. (2004b). *Erneto Original. Válvulas* (p. 3).
- Parker. (2009). Hydraulic Motor/Pump. Series F11/F12 Fixed Displacement. Catalogue HY30-8249/UK. Trollhättan, Sweden.
- Pastor, J., & Liu, Y. (2014a). Frequency and time domain modeling and power output for a heaving point absorber wave energy converter. *International Journal of Energy and Environmental Engineering*, 5(2-3), 1–13. doi:10.1007/s40095-014-0101-9
- Pastor, J., & Liu, Y. (2014b). Power Absorption Modeling and Optimization of a Point Absorbing Wave Energy Converter Using Numerical Method. *Journal of Energy Resources Technology*, 136(2), 21207. Retrieved from <http://dx.doi.org/10.1115/1.4027409>
- Pelamis Wave. (n.d.). Testing & Verification. Retrieved January 25, 2013, from <http://www.pelamiswave.com/pelamis-testing>
- Perdigão, J. N. B. A., & Sarmiento, A. J. N. A. (1989). A phase control strategy for OWC devices in irregular seas. In J. Grue (Ed.), *The fourth International Workshop on Water Waves and Floating Bodies* (pp. 205–209). Oslo: Dept. Mathematics, University of Oslo.
- Perez, T., & Fossen, T. I. (2008). Time-domain versus Frequency domain Identification of Parametric Radiation Force Models for Marine Structures at Zero Speed. *Modeling, Identification and Control*, 29(1), 1–19.



- Perez, T., & Fossen, T. I. (2009). A Matlab Toolbox for Parametric Identification of Radiation-Force Models of Ships and Offshore Structures. *Modeling, Identification and Control: A Norwegian Research Bulletin*, 30(1), 1–15.  
doi:10.4173/mic.2009.1.1
- Perez, T., Santos-mujica, M., & Ruiz-minguela, J. P. (2009). Performance Analysis and Control Design of a Gyro-based Wave Energy Converter. In *Proceedings of European Control Conference, (ECC09)*. Budapest, Hungary.
- Pfützner, J. (1976). Poiseuille and his law. *Anaesthesia*, 31(2), 273–275.  
doi:10.1111/j.1365-2044.1976.tb11804.x
- Pizer, D., Retzler, C., Henderson, R., Cavieson, F., Shaw, M. G., Dickens, B., & Hart, R. (2005). Pelamis WEC-recent advances in the numerical and experimental modelling programme. In *Proceedings of 6th European Wave and Tidal Energy Conference* (pp. 373–378). Glasgow, Scotland.
- Plan Estatal de Investigación Científica, Técnica y de Innovación 2013-2016*. (2012) (pp. 32–34). Madrid.
- Prado, M. (2008). Archimedes Wave Swing (AWS). In J. Cruz (Ed.), *Ocean Wave energy. Current Status and Future Perspectives* (pp. 297–304). Berlin: Springer-Verlag.
- Price, A. A. E., Forehand, D., & Wallace, R. (2009). Time-span of future information necessary for theoretical acausal optimal control of wave energy converters. In *Proceedings of 10th European Control Conference (ECCâ€™09)*. Budapest, Hungary.
- Prudell, J., Stoddard, M., Amon, E., Brekken, T. K. A., & von Jouanne, A. (2010). A permanent magnet tubular linear generator for ocean wave energy conversion. *IEEE Transactions on Industrial Applications*, 46(6), 2392–2400.
- Raabe, J. (1985). *Hydro power*. (V. Verlag, Ed.). Dusseldorf.
- Raghunathan, S. (1995). The wells air turbine for wave energy conversion. *Progress in Aerospace Sciences*, 31(4), 335–386. doi:http://dx.doi.org/10.1016/0376-0421(95)00001-F
- Rhinefrank, K., Agamloh, E. B., von Jouanne, a., Wallace, a. K., Prudell, J., Kimble, K., ... Schacher, a. (2006). Novel ocean energy permanent magnet linear generator buoy. *Renewable Energy*, 31(9), 1279–1298. doi:10.1016/j.renene.2005.07.005
- Rhinefrank, K., Brekken, T. K. A., Paasch, R., Yokochi, A., & von Jouanne, A. (2008). Comparison of linear generators for wave energy applications. In *Proceedings of 46th AIAA Aerospace Science Meeting Exhibit*. Reno, NV.
- Rhinefrank, K., Schacher, A., Prudell, J., Brekken, T. K. A., Stillinger, C., Yen, J. Z., ... Yokochi, A. (2012). Comparison of Direct-Drive Power Takeoff Systems for Ocean Wave Energy Applications. *Oceanic Engineering, IEEE Journal of*.  
doi:10.1109/JOE.2011.2173832

- Rhinefrank, K., Schacher, A., Prudell, J., Hammagren, B., Zhang, Z., Stillinger, C., ... Yim, S. C. (2011). Development of a novel 1:7 energy converter. In *Proceedings of Offshore Mechanics and Arctic Engineering Conference*. Rotterdam, Netherlands.
- Rhinefrank, K., Von Jovanne, A., Prudell, J., Schacher, A., & Al., E. (2010). Methods and apparatus for power generation. US Patent 2010/0117366 (A1).
- Ricci, P. (2012). *Thesis. Modelling, Optimisation and Control of Wave Energy Point-Absorbers*. Instituto Superior Técnico da Universidade Técnica de Lisboa. Retrieved from [https://dl.dropbox.com/u/100147716/Thesis\\_Ricci\\_final\\_2502D.pdf](https://dl.dropbox.com/u/100147716/Thesis_Ricci_final_2502D.pdf)
- Ricci, P., Lopez, J., Luis, J., Santos, M., Ruiz-, P., & Salcedo, F. (2008). Control Strategies for Hydraulic Power-Take Off Systems in Wave Energy Converters. In *Proceedings of the 2nd International Conference on Ocean Energy, ICOE* (pp. 1–10). Brest, France.
- Ricci, P., Lopez, J., Santos, M., Ruiz Minguela, P., Villate, J. L., Salcedo, F., & Falcão, A. F. D. O. (2011). Control Strategies for a Wave Energy Converter Connected to a hydraulic power take-off. *IET Renewable Power Generation*, 5(3), 234–244. doi:10.1049/iet-rpg.2009.0197
- Ricci, P., Lopez, J., Santos, M., Villate, J. L., Salcedo, F., & F, A. (2009). Control Strategies for a simple Point-Absorber Connected to a Hydraulic Power Take-off. In *Proceedings of 8th European Wave and Tidal Energy conference*. Uppsala, Sweden.
- Ringwood, J., Bacelli, G., & Fusco, F. (2014). Energy-Maximizing Control of Wave-Energy Converters. *IEEE Control Systems Magazine*, 30–55. doi:10.1109/MCS.2014.2333253
- Ringwood, J., & Butler, S. (2004). Optimisation of a Wave Energy Converter. In *Proceedings of the IFAC Conference on Control Applications in Marine Systems* (pp. 155–160). Ancona, Italy.
- Ross, D. (1995). *Power from the Sea*. Oxford University Press. Oxford.
- Ruiz, C. A. (2006). Control Predictivo Basado en Modelos. Tecnologías y Proyectos Industriales. In *XX Congreso Argentino de Control Automático*. Buenos Aires, Argentina.
- Ruiz Minguela, P., Elorduizapatarietxe, S., Herrero, M., & Liria, P. (2008). Installation and Method for Harnessing wave energy using gyroscope. WO Patent 2008/040822 (A1). Retrieved from <http://patent.ipexl.com/WO/2008ZZSLASHZZ040822.html>
- Ruiz Minguela, P., Marón, A., Prieto, M. ., Rodríguez, R., Ricci, P., Fernández, D., & Taboada, M. (2008). Design and Testing of the Mooring System for a New Offshore Wave Energy Converter. In *Proceedings of 2nd International Conference on Ocean Energy (ICOE'08)* (pp. 1–9). Brest, France.
- Salcedo, F., Rodriguez, R., Ricci, P., & Santos, M. (2009). OCEANTEC: Sea Trials of a Quarter Scale Prototype. In *Proceed8th European Wave and Tidal Energy Conference (EWTEC)* (pp. 460–465). Uppsala, Sweden.

- Salter, S. H. (1974). Wave power. *Nature*, 249, 720–724.
- Salter, S. H. (1975). Apparatus and method for extracting wave energy. US Patent 1975/3 928967.
- Salter, S. H. (1979). Power Conversion systems for ducks. In *Proceedings of Internatinal Conference on Future Energy Concepts* (pp. 100–108). London: Institution of Electrical Engineers.
- Salter, S. H. (1980). Apparatus for extracting power from wave on water. British patent 1571790. Great Britain.
- Salter, S. H., Jeffery, D. C., & Taylor, J. R. M. (1976). The architecture of nodding duck wave power generators. *The Naval Architect*, (January), 21–24.
- Salter, S. H., & Lin, C. (1998). Wide tank efficiency measurements on a model of the sloped IPS buoy. In *In Third European Wave Conference* (pp. 200–206). Patras, Greece.
- Salter, S. H., Taylor, J. R. M., & Caldwell, N. J. (2002). Power conversion mechanisms for wave energy. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part M- Journal of Engineering for the Maritime Environment*, (July), 1–27.
- Schlemmer, K., Fuschshumer, F., Böhmer, N., Costello, R., & Villegas, C. (2011). Design and Control of a Hydraulic Power Take-off for an Axi-symmetric Heaving Point Absorber. In *Proceedings of 9th European Wave and Tidal Energy Conference*. Southampton, England.
- Simon, M. J. (1982). Multiple scattering in arrays of aximmetric wave-energy devices. Part 1: a matrix method using a plane-wave aproximation. *Journal of Fluid Mechanics*, 120, 1–25.
- Sørensen, H. C., & Friis-Madsen, E. (2010). Wave Dragon from Demonstration to Market. In *3er International Conference on Ocean Energy, ICOE 2010* (pp. 1–7). Bilbao (Spain).
- Steenstrup, P. R., Hansen, A., & Hansen, K. (2005). A wave power apparatus having a float, and a pair of bearings for supporting the arm. WO Patent 2005/038246 (A1).
- Steenstrup, P. R., Hansen, A., & Hansen, K. (2009). Wave power apparatus having a float and means for locking the float in a position above the ocean surface. US Patent 7,579,704 (B2).
- Stewart, D. S., & Gerber, J. S. (2007). Active impedance matching systems and methods for wave energy converter. US Patent 2007/0261404 (A1).
- Stewart, D. S., & Gerber, J. S. (2008). Wave energy converter utilizing internal reaction mass and spring. US Patent 2008/7443046 (B2).
- Taylor, G. W., & Stewart, D. B. (2006). Wave energy converters (WECs) with linear electric generators (LEGs). US Patent 2006 208839 (A1).

- 
- Taylor, J. (2009). Power for Change-2 (of 13). The Duck wave energy device. *Youtube*. Youtube. Retrieved January 31, 2013, from [http://www.youtube.com/watch?NR=1&v=\\_bdeNuRF-yE&feature=endscreen](http://www.youtube.com/watch?NR=1&v=_bdeNuRF-yE&feature=endscreen)
- Tchkalov, V., & Miller, S. (2014). Parameterization of Directional and proportional valves in Simhydraulics. Retrieved from [http://www.mathworks.com/tagteam/63032\\_Parameterization\\_Valve\\_Models\\_Sim\\_Hydraulics\\_PDF.pdf](http://www.mathworks.com/tagteam/63032_Parameterization_Valve_Models_Sim_Hydraulics_PDF.pdf)
- Teillant, B., Gilloteaux, J. C., & Ringwood, J. V. (2010). Optimal Damping Profile for a Heaving Buoy Wave Energy Converter. In *(th IFAC Conference on Control Applications in Marine Systems)* (pp. 360–365).
- The Mathworks. (2008a). Assumptions and Limitations. In The Mathworks Inc. (Ed.), *SimHydraulics(R). User's guide* (pp. 1–2). Natick, MA 01760-2098.
- The Mathworks. (2008b). *SimHydraulics(R). User's guide*. (The Mathworks Inc., Ed.). Natick, MA 01760-2098.
- Thomas, G. P., & Evans, D. V. (1981). Arrays of three-dimensional wave-energy absorbers. *Journal of Fluid Mechanics*, 108, 67–88.
- Thomas, N. (2012). The Renewable Future of the UK : Wave Power ., (1995).
- Thompson, P. A., Pridde, D., & Grittiths, J. W. (2001). Offshore renewables. Collaborating for a windy and wet future? *BWEA23*. Retrieved January 23, 2013, from [http://www.owen.eru.rl.ac.uk/documents/BWEA23/BWEA23\\_Thompson\\_Wind&Wave\\_paper.pdf](http://www.owen.eru.rl.ac.uk/documents/BWEA23/BWEA23_Thompson_Wind&Wave_paper.pdf)
- Thorpe, T. (1999). A Brief Review of Wave Energy, (May).
- Thorpe, T. (2003). A Brief Overview of Wave and Tidal Energy. Energetech [online]. Retrieved January 18, 2013, from <http://energy3.org/a/a-brief-overview-of-wave-tidal-energy-w1259>
- Torre-Enciso, Y., Ortubia, I., Lopez de Aguilera, L. I., & Marquez, J. (2009). Mutriku wave power plant from the thinking out to the reality. In *Proceedings of 8th European Wave and Tidal Energy Conference* (pp. 319–329). Uppsala, Sweden.
- Twidell, J. W., & Weir, A. D. (2006). *Renewable Energy Resources*. (Taylor & Francis e-Library, Ed.) (Second.). Abingdon, Oxon: Taylor & Francis.
- Vickers. (1999a). *Cartridge Valves Pressure Control Valves* (p. 20).
- Vickers. (1999b). *Check Valves Screw in cartridge valves. Check Valve CV11-12-P-0-2.5* (p. 14).
- Vickers. (2009). *Solenoid operated directional valves catalog* (p. 14).
- Villanueva, C. (2008). Wave roller: Energía generada por olas marinas. *Neo Teo*. Retrieved June 03, 2013, from <http://www.neoteo.com/waveroller-energia-generada-por-olas-submarinas>
-

- WAMIT. (2013). WAMIT: The State of the Art in Wave Interaction Analysis. WAMIT, Inc. Retrieved from [www.wamit.com](http://www.wamit.com)
- Watabe, T. (1999). Ocean Wave Energy Converter: Pendulor. Retrieved June 03, 2013, from <http://www7.ocn.ne.jp/~twavecv/page3.html>
- Watabe, T., Kondo, H., & Yano, K. (1986). Method and apparatus for absorbing wave energy and generating electric power by wave force. US Patent 1986/ 4580400.
- Waters, R., Stalberg, M., Danielsson, O., Svensson, O. Gustafsson, S., & Stromstedt, E. (2007). Experimental results from sea trials of an offshore wave energy system. *Applied Physics Letters*, 80(1), 034105.
- Wavebob. (n.d.). Overview. Retrieved January 25, 2013, from <http://www.wavebob.com/overview/>
- Wavegen. (2005). About Wave Energy. *Voith Hydro*. Retrieved December 13, 2012, from [http://www.wavegen.co.uk/pdf/about\\_wave\\_energy-voith\\_09.pdf](http://www.wavegen.co.uk/pdf/about_wave_energy-voith_09.pdf)
- Weber, J., Mouwen, F., Parrish, A., & Robertson, D. (2009). Wavebob research & development network and tools in the context of systems engineering. In *Proceedings of 8th European Wave and Tidal Energy Conference* (pp. 416–420). Uppsala, Sweden.
- Weinstein, A., Fredrikson, G., Parks, M., & Nielsen, K. (2004). Aquaboy, the offshore wave energy converter. Numerical modelling and optimization. In *Kobe Conference* (pp. 1854–1859). Kobe, Japan.
- Wells, A. A. (1980). Rotary transducers. US Patent 4,221,538.
- Westwood, A. (2004). Ocean power: Wave and tidal energy review. *Refocus*, 5(5), 50–55. doi:[http://dx.doi.org/10.1016/S1471-0846\(04\)00226-4](http://dx.doi.org/10.1016/S1471-0846(04)00226-4)
- White, F. M. (2011). *Fluid Mechanics* (7th Editio.). New York: McGraw-Hill.
- Whittaker, T. J. T., Collier, D., Folley, M., Osterried, M., Henry, A., Crowley, M., & Al, E. (2007). The development of Oyster a shallow water surging wave energy converter. In *7th European Wave Tidal Energy Conference*. Porto, Portugal.
- Wright, A., Beattie, W. C., Thompson, A., Mavrakos, G., Lemonis, G., Nielsen, K., ... Stasinopoulos, A. (2003). Performance Considerations in a Power Take-Off Unit Based on a Non-Linear Load. In *Proceedings of 5th European Wave Energy Conference*. Cork, Ireland.
- Yang, L. M., Hals, T., & Moan, T. (2009). A wear model for assessing the reliability of wave energy converter in heave with hydraulic power take-off. In *Proceedings of 8th European Wave and Tidal Energy conference* (pp. 874–881). Uppsala, Sweden.
- Yang, L., & Moan, T. (2011). Dynamic analysis of wave energy converter by incorporating the effect of hydraulic transmission lines. *Ocean Engineering*, 38(16), 1849–1860. doi:10.1016/j.oceaneng.2011.09.010

- 
- Yavuz, H., McCabe, A., Aggidis, G., & Widden, M. (2006). Calculation of the performance of resonant wave energy converters in real seas. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part M: Journal of Engineering for the Maritime Environment*, 220(3), 117–128.
- Yavuz, H., Stallard, T., McCabe, A., & Aggidis, G. (2007). Time series analysis-based adaptative tuning techniques for a heaving wave energy converter in irregular seas. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part A: Journal of Power and Energy*, 221(1), 77–90.
- Yemm, R. (2004). Wave power apparatus. WO Patent 2004/088199 (A1).
- Yemm, R. (2008). Pelamis. In J. Cruz (Ed.), *Ocean Wave energy. Current Status and Future Perspectives* (pp. 304–321). Berlin: Springer-Verlag.
- Yemm, R., Maycock, E. C., Shaw, M. G., Collee, M., & Al., E. (2010). Marine connection system and method. CA Patent 2730054 (A1).
- Yemm, R., Pizer, D., Retzler, C., & Henderson, R. (2012). Pelamis: Experience from concept to connection. *Philosophical Transactions of The Royal Society*, 370(1959), 365–380. doi:10.1098/rsta.2011.0312
- Yuken. (2014). Hydraulic Oil for Yuken Elements. EIC-N-1001-0. Retrieved April 23, 2014, from <http://www.yukenindia.com/wp-content/uploads/2014/04/EIC-N-1001-0-Hydraulic-Fluids1.pdf>
- Zurkinden, A. S., Guerinel, M., Alves, M., & Damkilde, L. (2013). Theoretical investigation of a wave energy system by applying reactive control using stochastic analysis of the wave state. In *Proceedings of the 10th European Wave and Tidal Energy Conference (EWTEC)*. Aalborg, Denmark.



## ANEXOS

### PUBLICACIONES RELACIONADAS CON EL PRESENTE TRABAJO

#### Publicaciones

- **J.C. Antolín-Urbaneja**, A. Cortés, I. Cabanes, P. Estensoro, J. Lasa, M. Marcos, “*Modeling Innovative Power Take-Off Based on Double-acting Hydraulic Cylinders Array for Wave Energy Conversion*”, *Energies* (2015), 3, 2230-2267
- **J.C. Antolín-Urbaneja**, M. Liceaga, “*Monitorización y control de Power Take-Off hidráulico para conversión de energía de las olas utilizando la plataforma de Tiempo Real CompactRIO*”, *National Instruments Spain S.L.- Casos de Estudio* (2015) <http://sine.ni.com/cs/app/doc/p/id/cs-16464>.
- **J.C. Antolín-Urbaneja**, J. Lasa, P. Estensoro, I. Cabanes, M. Marcos, “*Innovative hydraulic Power take-Off construction and performance tests for Wave Energy Conversion*”, *International Journal of Applied Mechanics and Materials* Vol. 432 (2013) 316-323.
- J. Lasa, **J.C. Antolín**, C. Angulo, P. Estensoro, M. Santos, P. Ricci, “*Design, Construction and Testing of a Hydraulic Power Take-Off for Wave Energy Converters*”, *Energies* (2012), 5, 2060-2082.

#### Contribuciones a Congresos/Simposios

- **J.C. Antolín-Urbaneja**, I. Cabanes, M. Marcos, “*Latching control for a point-absorber using a hydraulic PTO based on an array of double-acting cylinders: Preliminary results*”, Tercera Edición del Bilbao Marine Energy Week (BMEW 2017), Barakaldo (Spain), Marzo 2017 (Poster)-Aceptado
- **J.C. Antolín-Urbaneja**, A. Cortés, M. Marcos, J. Lasa, I. Cabanes, “*A Power Take-Off Behaviour at High Pressure Operation Point, Using Four Double-acting Hydraulic Cylinders Modelled by a Port-based Approach*”, Eleventh European Wave and Tidal Energy Conference (EWTEC), Nantes (Francia), Septiembre 2015 (Oral).



- **J.C. Antolín-Urbaneja**, A. Cortés, M. Marcos, J. Lasa, P. Estensoro, I. Cabanes, “*Assembled PTO based on an array of double-acting hydraulic cylinders for WECs: From Conceptual Design to an Adjusted Detailed Model*”, Segunda Edición del Bilbao Marine Energy Week (BMEW 2015), Barakaldo (Spain), Abril 2015 (Poster).
- **J.C. Antolín-Urbaneja**, J. Lasa, P. Estensoro, I. Cabanes, M. Marcos, “*Innovative hydraulic Power take-Off construction and performance tests for Wave Energy Conversion*”, International Conference on MEMS and Mechanics (ISMAM 2013), Nanjing (China), Mayo 2013 (Oral).
- J. Lasa, **J.C. Antolín**, P. Estensoro, C. Angulo, P. Ricci, M. Santos, “*Construction of a Universal Hydraulic Power Take-Off for Wave Energy Converters. Mathematical Modelling and Validation Testing*”, Ninth European Wave and Tidal Energy Conference (EWTEC), Southampton (Reino Unido), Septiembre 2011 (Oral).

#### **Patentes**

- J. Lasa, **J.C. Antolín**, P. Estensoro, “*Power Take-Off Device for Wave Energy Transformation*”. EU Patent EP 24 66118A1, 20 Junio 2012.



## Juan Carlos Antolín Urbaneja

Ingeniero industrial, Especialidad Eléctrica (2000) en la facultad de Ingeniería de Bilbao (Universidad del País Vasco). Desde entonces, trabaja como investigador desarrollando máquinas especiales para la optimización de procesos en áreas tecnológicas variadas (energía marina, tratamientos superficiales, tratamientos de aguas, robots, etc.). Es experto en diseño eléctrico y electrónico, desarrollando aplicaciones de software para el control, monitorización y simulación de las máquinas desarrolladas en los diferentes sectores industriales utilizando diversos entornos de programación entre los que destacan Matlab-Simulink y LabVIEW. Tiene amplia experiencia en la contribución de proyectos estatales y europeos. Ha contribuido en la publicación de varios artículos científicos-tecnológicos relacionados con los dispositivos desarrollados durante su vida laboral.

