

**UNIVERSIDAD DE OVIEDO**

**ESCUELA POLITÉCNICA DE INGENIERÍA DE GIJÓN**

**MASTER EN INGENIERÍA MECATRÓNICA**

**TRABAJO FIN DE MÁSTER**

**PROTOTIPO DE SISTEMA DE COMPENSACIÓN DE OLEAJE  
PARA PERFORACIÓN GEOTÉCNICA DESDE BARCO**

**JUNIO 2013**

**(Aldo Gerardo Arriaga Orta) (Ignacio Álvarez García)**

**Firma**

**Firma**



## **AGRADECIMIENTOS**

Sin el afán de escribir toda una disertación filosófica en esta sección, deseo simplemente agradecer de la forma más sincera a todas aquellas personas que han estado conmigo y me han apoyado durante el desarrollo de este proyecto: a mi profesor y tutor, Ignacio Álvarez, cuya guía me ha enseñado mucho; a mi futuro asesor de tesis, Marcos Arroyo, por brindarme esta gran oportunidad; a todos mis colegas de promoción, pues hemos aprendido enormemente unos de otros; a mis padres y hermano, quienes pese a la distancia siguen siendo una fuente de inspiración y fortaleza; a mis compañeros de piso (Pedro, Iván y Zhejun) por las ideas que me han aportado y por soportar las noches de trabajo en que no los dejaba dormir; a mi amiga Csenki Dóra, quien ha sabido escucharme durante las fases de retrocesos del proyecto.



## **RESUMEN**

Este trabajo ha consistido la investigación, desarrollo e implementación de un prototipo de laboratorio que permitirá desarrollar y evaluar técnicas de control para la compensación del movimiento vertical de un barco debidos al oleaje, con el objetivo de su aplicación al control de la profundidad de perforación en barcos de exploración y perforación geotécnica.

El prototipo permitirá modificar desde el ordenador diferentes parámetros de operación y condiciones del entorno, haciendo posible probar diferentes leyes de control y simular cuando el barco es sometido a condiciones de carga y perturbaciones diversas.

El proyecto busca ser un paso medio entre las fases de diseño e implementación de leyes de control en dispositivos de compensación de oleaje, pues se tienen que tener en cuenta gran parte de las consideraciones prácticas de un sistema real en una escala menor. Un simulador a escala permitirá probar las leyes de control antes de contar con el barco real, disminuyendo los tiempos puesta en marcha y siendo un eslabón más en la cadena de ingeniería concurrente.

## **PALABRAS CLAVE**

Compensación de Oleaje - Geotecnia - Simulador - Modelo Dinámico - Ingeniería Concurrente - Diseño Mecatrónico



## ÍNDICE GENERAL

<b>1.</b>	<b>MOTIVACIÓN Y OBJETIVOS .....</b>	<b>1</b>
<b>2.</b>	<b>SISTEMAS DE COMPENSACIÓN DE OLEAJE.....</b>	<b>3</b>
2.1.	ESTADO DEL ARTE.....	3
2.2.	SISTEMAS PASIVOS .....	3
2.3.	SISTEMAS ACTIVOS .....	4
2.4.	SELECCIÓN DEL SISTEMA A EMULAR.....	5
<b>3.</b>	<b>MODELADO, SIMULACIÓN NUMÉRICA Y ESCALAMIENTO .....</b>	<b>7</b>
3.1.	MODELO DINÁMICO GENERAL .....	7
3.2.	PLATAFORMA DE MODELADO Y SIMULACIÓN NUMÉRICA .....	8
3.3.	ESCALAMIENTO .....	10
3.4.	MODELO DE LOS COMPONENTES .....	12
	<i>Resortes .....</i>	<i>12</i>
	<i>Amortiguadores .....</i>	<i>14</i>
	<i>Cilindro Eléctrico Emulando un Cilindro Hidráulico.....</i>	<i>17</i>
	<i>Sistema de Calibración de Elementos Pasivos.....</i>	<i>18</i>
	<i>Masas Variables .....</i>	<i>18</i>
3.5.	VALIDACIÓN PRELIMINAR DEL ESCALAMIENTO MEDIANTE SIMULACIÓN NUMÉRICA.....	18
<b>4.</b>	<b>DISEÑO GENERAL DEL PROTOTIPO DE EMULACIÓN .....</b>	<b>23</b>
4.1.	DISEÑO GENERAL.....	23
4.2.	EMULACIÓN DEL OLEAJE.....	24
4.3.	EMULACIÓN DEL SISTEMA ACTIVO DE COMPENSACIÓN OLEO-HIDRÁULICO.....	24
4.4.	EMULACIÓN DE LA RESISTENCIA DEL MAR Y DEL TERRENO .....	26
4.5.	SENSORES Y LAZOS DE CONTROL .....	26
<b>5.</b>	<b>DISEÑO DE DETALLE .....</b>	<b>28</b>
5.1.	DISEÑO DEL SISTEMA MECÁNICO .....	28
	<i>Versiones de la máquina.....</i>	<i>28</i>
	<i>Dimensionamiento y selección de actuadores eléctricos.....</i>	<i>31</i>
5.2.	DISEÑO DEL SISTEMA DE CONTROL .....	33
	<i>Acondicionamiento de Señales .....</i>	<i>33</i>
	<i>Configuración del controlador de motores a pasos .....</i>	<i>36</i>
5.3.	INTERFAZ DE USUARIO .....	37
5.4.	ESTRATEGIAS DE CONTROL .....	40
<b>6.</b>	<b>RESULTADOS Y CONCLUSIONES .....</b>	<b>43</b>
<b>7.</b>	<b>BIBLIOGRAFÍA .....</b>	<b>44</b>





**LISTA DE FIGURAS**

Figura 1. Cilindro neumático con depósitos de aire comprimido actuando como resorte [1].	3
Figura 2. Compensador pasivo basado en el principio de absorción dinámica de vibraciones [2].	4
Figura 3. Compensación de sistemas de carga/descarga con actuadores oleo-hidráulicos o eléctricos [4].	4
Figura 4. Sistema de compensación activa de oleaje para actividades de perforación.	5
Figura 5. Diagrama de cuerpo libre del sistema.	7
Figura 6. Diagrama de Simulación en Matlab/Simulink.	8
Figura 7. Respuesta Característica del sistema sometido a bajas fuerzas de arrastre.	9
Figura 8. Respuesta del sistema a altas fuerzas de arrastre. La carga permanece prácticamente estática.	9
Figura 9. El sistema sometido a bajas fuerzas de arrastre. Al modificar la rigidez neumática se puede mejorar el desempeño.	9
Figura 10. La atenuación mejora al aumentar la frecuencia del movimiento de entrada.	10
Figura 11. Respuesta característica del sistema.	10
Figura 13. Circuito para resortes Neumáticos.	13
Figura 12. Primera propuesta de amortiguador ajustable simulando efectos viscosos del agua oceánica.	14
Figura 13. Cambio de área de acuerdo el número de vueltas de la perilla de la válvula de estrangulamiento.	14
Figura 14. Curvas de Fuerza vs Velocidad para un área de estrangulamiento de $0.2\text{mm}^2$ .	16
Figura 15. Curvas de Fuerza vs Velocidad para un área de estrangulamiento de $1.5\text{mm}^2$ .	16
Figura 16. Curvas de Fuerza vs Velocidad para un área de estrangulamiento de $8\text{mm}^2$ .	17
Figura 14. Amortiguador Neumático.	17
Figura 17. Respuesta del sistema a escala real en condiciones típicas máximas de amplitud.	19
Figura 18. Respuesta del sistema escalado a un movimiento en condiciones máximas de amplitud.	19
Figura 19. Respuesta del sistema escalado sin efectos de fricción de Coulomb.	19
Figura 20. Escala Real. Amplitud Máxima de Operación.	20
Figura 21. Sistema Escalado sin Corrección en Resorte de Carga. Amplitud Máxima de Operación	20
Figura 22. Sistema Escalado con Corrección en Resorte de Carga. Amplitud Máxima de Operación sin Fricción.	20
Figura 23. Sistema Escalado con Corrección y Efectos de Fricción de Coulomb.	21
Figura 24. Corroboración de la corrección de escala en resorte de carga.	21
Figura 25. Vista tridimensional del primer diseño mecánico propuesto.	23
Figura 26. Modelo de Cilindro Hidráulico con retroceso por resorte.	24
Figura 27. Representación de modelo dinámico del cilindro hidráulico.	25
Figura 28. Potenciómetro de Hilo.	26
Figura 29. Acelerómetro ADXL335.	26
Figura 30. Sensor de fuerza tensión-compresión.	27
Figura 31. Diagrama a bloques de un sistema de compensación activo de oleaje clásico.	27
Figura 32. Vista tridimensional del segundo diseño mecánico propuesto. Mejoras en la rigidez y actuadores.	28
Figura 33. Vista tridimensional del tercer diseño mecánico propuesto. Mejoras en el ensamble y alineación de guías.	29
Figura 34. Penúltima versión de la máquina. Estructura completa, quedan pendientes los cambios de amortiguadores.	30
Figura 35. Versión final de la máquina. Imagen de baja resolución.	31

Figura 36. Modelo de motor eléctrico de corriente continua agregado al modelo escalado.....	31
Figura 37. Respuesta del sistema de excitación con perturbaciones inherentes al sistema sin controlador. ....	32
Figura 38. Modelo de motor eléctrica de corriente continua agregado al modelo escalado con controlador PID.....	32
Figura 39. Respuesta del sistema de excitación con perturbaciones inherentes al sistema con controlador. ....	32
Figura 40. Circuitos de acondicionamiento y filtrado de señales. ....	34
Figura 41. Señales PWM y analógica generadas con Matlab/Arduino empleando un filtro RC pasivo de primer orden.....	35
Figura 42. Circuito impreso 1. Conexiones dentro del armario eléctrico. ....	36
Figura 43. Circuito Impreso 2. Conexiones en Plataforma Móvil. ....	36
Figura 44. Interfaz de configuración del controlador de motor a pasos. ....	37
Figura 45. Librería de entradas y salidas de tarjeta Arduino en Simulink.....	38
Figura 46. Interfaz de usuario en Simulink.....	39
Figura 47. Implementación del diagrama a bloques en la interfaz de usuario.....	40
Figura 48. Prueba de Adquisición de Datos y estimación de posición con acelerómetro. ....	41
Figura 49. Diagrama a bloques con controlador. ....	41
Figura 50. Respuesta del sistema activo. ....	42

# 1. MOTIVACIÓN Y OBJETIVOS

El objetivo del proyecto es la investigación, desarrollo e implementación de un prototipo de laboratorio que permitirá desarrollar y evaluar técnicas de control para la compensación del movimiento vertical de un barco debidos al oleaje, con el objetivo de su aplicación al control de la profundidad de perforación en barcos de exploración geotécnica.

Las especificaciones técnicas del prototipo a desarrollar:

- Prototipo en tamaño de laboratorio, con un volumen total no superior a  $4 \text{ m}^3$ .
- Variables objetivo del control: profundidad y/o fuerza de perforación.
- Estudio de las escalas a aplicar para la validación de cálculos en sistema real.
- Emulación de condiciones cambiantes en oleaje (amplitud y frecuencia) y fuerza resistente de la perforación.
- Posibilidad de variación de parámetros internos (masas, constantes de resortes, rozamientos estáticos y dinámicos).
- Operación desde PC con software estándar tipo Matlab/Simulink y/o LabView.

La solución técnica ha sido dividida en las siguientes tareas:

- Investigación detallada de los modelos aplicables y de las posibles soluciones de control de la posición vertical y/o fuerza de la perforación, de las escalas aplicables para el modelo prototipo, y de los sensores y actuadores aplicables.
- Implementación física de uno de los modelos seleccionados.
- Programación de las perturbaciones a aplicar sobre software estándar.
- Programación del modelo de control sobre software estándar.

La motivación principal para el desarrollo de este proyecto radica en crear un puente entre la simulación numérica y el mundo real. Incontables veces se llevan a cabo "validaciones" mediante simulaciones numéricas pero estas simulaciones implican simplificaciones que a veces pueden tener repercusiones al momento de la implementación. Este proyecto busca ser un paso medio entre las fases de diseño e implementación de leyes de control en dispositivos de compensación de oleaje, pues se tienen que tener en cuenta gran parte de las consideraciones prácticas de un sistema real en una escala menor. Un simulador a escala permitirá probar las leyes de control antes de contar con el barco real, disminuyendo los tiempos puesta en marcha y siendo un eslabón más en la cadena de ingeniería concurrente.



## 2. SISTEMAS DE COMPENSACIÓN DE OLEAJE

### 2.1. Estado del Arte

Un compensador de movimiento es, a grandes rasgos, un dispositivo que disminuye los efectos indeseables del movimiento relativo entre dos objetos enlazados. En el ámbito marino, los compensadores se sitúan usualmente entre un objeto flotante y otro "estacionario", como por ejemplo un buque o una plataforma con respecto del suelo marino.

Esta clase de dispositivos no pretenden prevenir el movimiento, sino eliminar sus efectos negativos, como, por ejemplo, cambios súbitos de fuerzas y esfuerzos en cables y brocas. Estos efectos son particularmente nocivos cuando se cuenta con dispositivos de medición durante actividades de perforación; el hecho de compensarlos implica mejorar la calidad de la perforación y de las mediciones.

En un sentido amplio y general, los compensadores de oleaje buscan contrarrestar la influencia de las olas del mar en todas las direcciones (desplazamiento en tres direcciones, así como balanceo, viraje y cabeceo). Este proyecto se enfoca en los compensadores de movimiento vertical por ser el que causa los mayores cambios en tensiones de cables y tuberías durante actividades de perforación.

### 2.2. Sistemas Pasivos

La compensación pasiva de oleaje es una técnica que se basa en la utilización de un resorte para disminuir la transmisibilidad a los componentes de la carga en operaciones de taladrado o de carga/descarga. El principio básico de los sistemas de compensación pasiva es almacenar la energía de las olas que desplazan el barco para disipar ese desplazamiento al liberar la energía guardada posteriormente.

Un sistema típico de compensación pasiva consiste en un cilindro hidráulico y un acumulador de gas. Cuando el pistón se retrae el gas es comprimido y al reducirse el volumen la presión dentro del cilindro aumenta; al extenderse el pistón se obtiene el efecto opuesto.

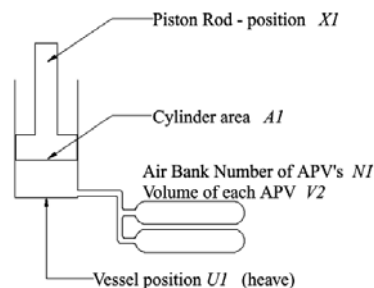


Figura 1. Cilindro neumático con depósitos de aire comprimido actuando como resorte [1].

También existen otras técnicas que emplean un principio similar al de absorción de vibraciones en mecanismos desbalanceados. Estos métodos implican agregar una carga con una cierta masa y un resorte, modificando así la dinámica del sistema. En [2] y [3] se presentan análisis detallados de mecanismos similares. Sin embargo, este tipo de técnicas (aunque efectivas) dificultan la adición de elementos activos de compensación, los cuales se explicarán brevemente a continuación.

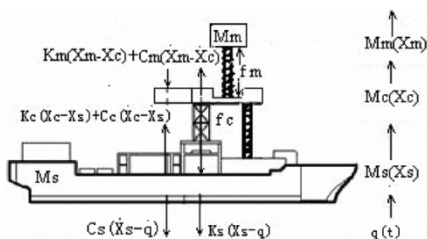


Figura 2. Compensador pasivo basado en el principio de absorción dinámica de vibraciones [2].

### 2.3. Sistemas Activos

Las técnicas de compensación activa del movimiento de izada complementan a las pasivas. Mientras que la compensación pasiva es capaz de lidiar con movimientos de gran amplitud, la compensación activa utiliza potencia para alcanzar un cierto grado de precisión, pudiendo así compensar movimientos de pequeña amplitud.

Para poder contrarrestar estos movimientos es imprescindible medirlos, razón por la cual se requiere emplear dispositivos de medición inercial para estimar los desplazamientos del buque. Este tipo de sensores es usado porque en el agua el barco carece de una referencia fija o un punto en el cual montar un sensor de desplazamiento convencional. La estimación de la posición dependerá de las fuerzas de aceleración medidas.

Dependiendo de la aplicación en la que serán empleados, los sistemas de compensación activa podrán emplear actuadores eléctricos o hidráulicos. En aplicaciones de carga y descarga de materiales (funciones de grúa) se suelen usar servomotores eléctricos con reductoras de velocidad para actuar poleas que enrollan o desenrollan una cierta longitud de cable para compensar el movimiento del mar a la vez que combinan este movimiento con el de descarga. El resultado final es un movimiento homogéneo, sin perturbaciones. Las imágenes inferiores en la Figura 3 muestran este principio.

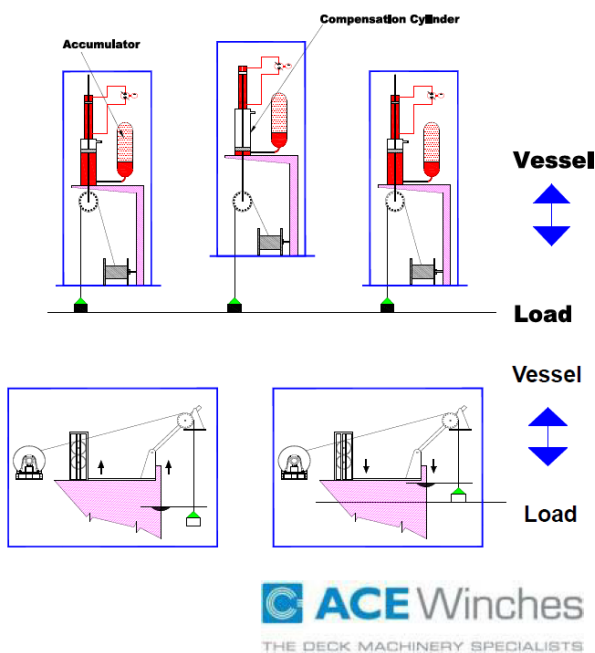


Figura 3. Compensación de sistemas de carga/descarga con actuadores oleo-hidráulicos o eléctricos [4].

Esto mismo puede ser conseguido mediante el uso de actuadores oleo-hidráulicos combinados con sistemas pasivos de compensación (imágenes superiores de la Figura 3). Esta aplicación suele tener mucho más auge en actividades de perforación, las cuales competen más al tema de este proyecto.

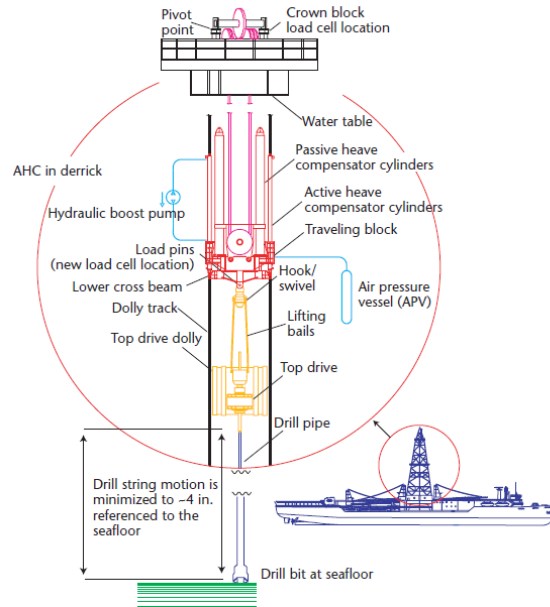


Figura 4. Sistema de compensación activa de oleaje para actividades de perforación.

## 2.4. Selección del Sistema a Emular

De acuerdo a la breve lista de técnicas de compensación presentadas, se ha escogido un sistema de compensación basado en un cilindro neumático pasivo actuando como resorte y un cilindro hidráulico para la técnica de compensación activa.

Se formularán los modelos matemáticos que describen el comportamiento del sistema pasivo, el cual representa la dinámica "natural" del barco y el compensador. A partir de este modelo se simularán diferentes condiciones de operación y se buscará generar un modelo equivalente a escala en torno al cual se diseñará la plataforma física de simulación y se seleccionarán los componentes de accionamiento y sensorización.





### 3. MODELADO, SIMULACIÓN NUMÉRICA Y ESCALAMIENTO

#### 3.1. Modelo Dinámico General

A partir de los modelos presentados en [5] y [1], y los datos de buques reales obtenidos de [6] y [1], se ha formulado un modelo simplificado que es congruente con el de ambas fuentes y cuyos gráficos de simulación arrojan resultados muy similares. Algunos modelos matemáticos, como el que presenta [1], buscan tener en consideración los efectos armónicos del ensamble de tubos que llegan hasta la ristra de perforación; sin embargo, para los fines perseguidos, se ha optado por utilizar un modelo más sencillo, basado en el que se propone en [7] pero tomando en cuenta los efectos de la fricción de Coulomb en el mecanismo pasivo de compensación; más adelante se mostrará que su influencia es importante para movimientos de pequeña amplitud.

Para proponer el modelo dinámico, se parte del diagrama de cuerpo libre presentado en la Figura 5.

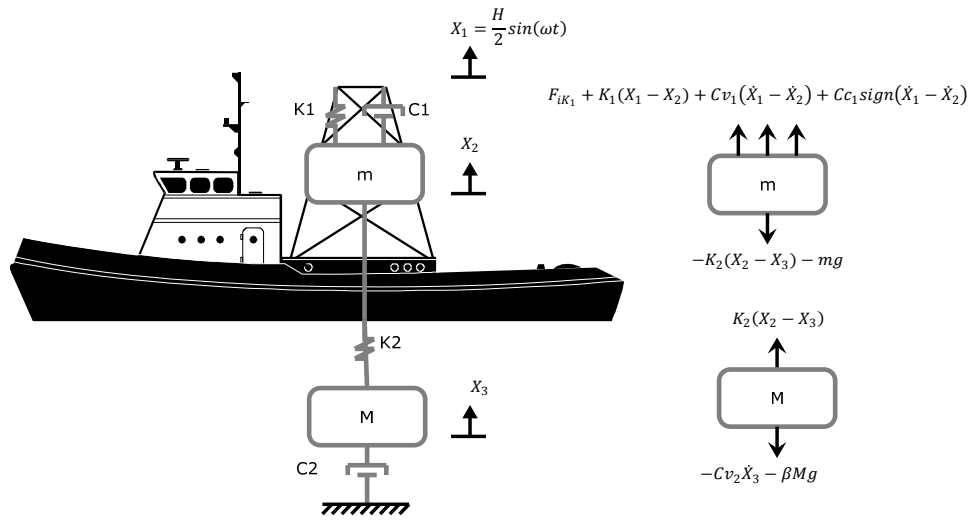


Figura 5. Diagrama de cuerpo libre del sistema.

La ecuación 1.1 representa una descripción idealizada del movimiento de izada en el mar

$$X_1 = \frac{H}{2} \sin(\omega t) \quad [3.1]$$

Al considerar este movimiento como la entrada al sistema, es posible expresar el movimiento del bloque de compensación pasivo y de la carga mediante las ecuaciones 3.2 y 3.3.

$$m\ddot{X}_2 = F_{iK_1} + K_1(X_1 - X_2) + Cv_1(\dot{X}_1 - \dot{X}_2) + Cc_1 \text{sign}(\dot{X}_1 - \dot{X}_2) - K_2(X_2 - X_3) - mg \quad [3.2]$$

$$M\ddot{X}_3 = K_2(X_2 - X_3) - Cv_2\dot{X}_3 - \beta Mg \quad [3.3]$$

donde:

$X_1$  : desplazamiento del barco

$X_2$  : desplazamiento de la corona de compensación

$X_3$  : desplazamiento de la carga

- $K_1$  : aproximación lineal de la constante de rigidez del resorte neumático
- $Cv_1$  : fricción viscosa del resorte neumático
- $Cc_1$ : fricción de Coulomb en los contactos
- $K_2$  : constante de rigidez del cable que carga la rótula de transmisión al mecanismo de perforación
- $mg$  : peso del mecanismo de compensación
- $\beta Mg$  : peso aparente de la carga sumergida
- $m$  : masa del mecanismo de compensación (partes móviles)
- $M$  : masa de la carga
- $F_{iK_1}$  : carga inicial del resorte neumático

Basándose en este modelo dinámico del simulador pasivo, se ha realizado el esquema de simulación ilustrado en la Figura 6.

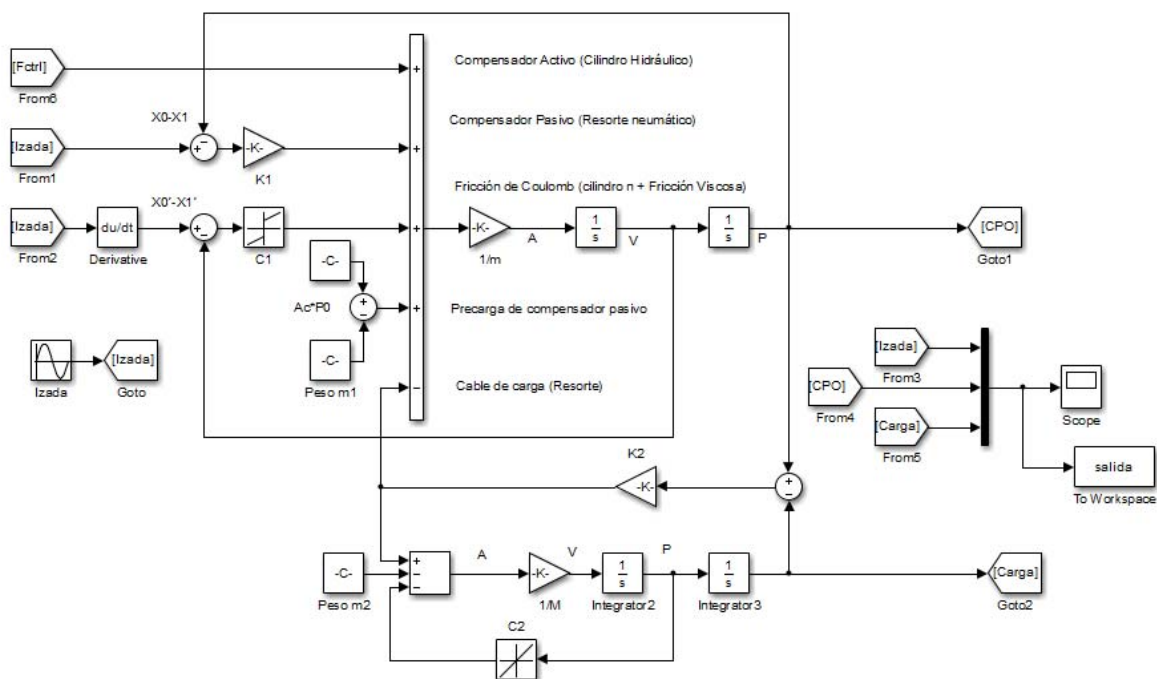


Figura 6. Diagrama de Simulación en Matlab/Simulink.

### 3.2. Plataforma de Modelado y Simulación Numérica

Empleando el diagrama a bloques de la Figura 6 es posible evaluar diferentes condiciones de oleaje, masas del dispositivo de compensación y de la carga, además de variar los parámetros físicos de los elementos de compensación pasiva (constantes de rigidez y amortiguamiento). Las Figuras 3 a 10 muestran diferentes condiciones de simulación. Este estudio permite comprender de una forma más amplia los conceptos detrás de la compensación pasiva de oleaje.

Es particularmente interesante analizar el comportamiento del sistema sometido a diferentes condiciones de fuerzas de fricción (que dependen de la mecánica del sistema: sellos en el cilindro neumático, rozamiento en los cilindros, etc.) y a diferentes fuerzas de arrastre (modeladas como fuerzas de fricción viscosa que dependen de la densidad del agua de mar y la geometría de la tubería de perforación).

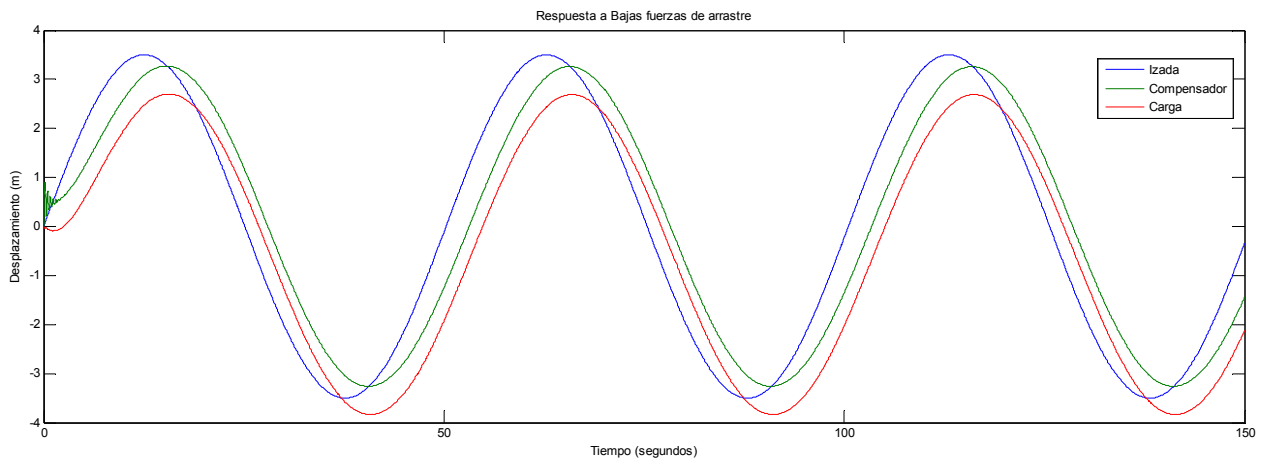


Figura 7. Respuesta Característica del sistema sometido a bajas fuerzas de arrastre.

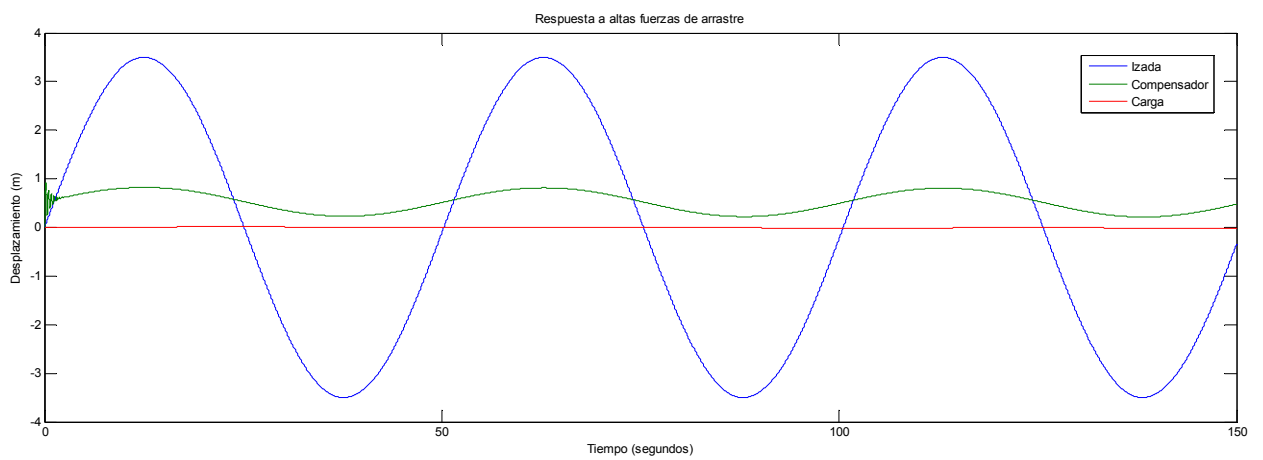


Figura 8. Respuesta del sistema a altas fuerzas de arrastre. La carga permanece prácticamente estática.

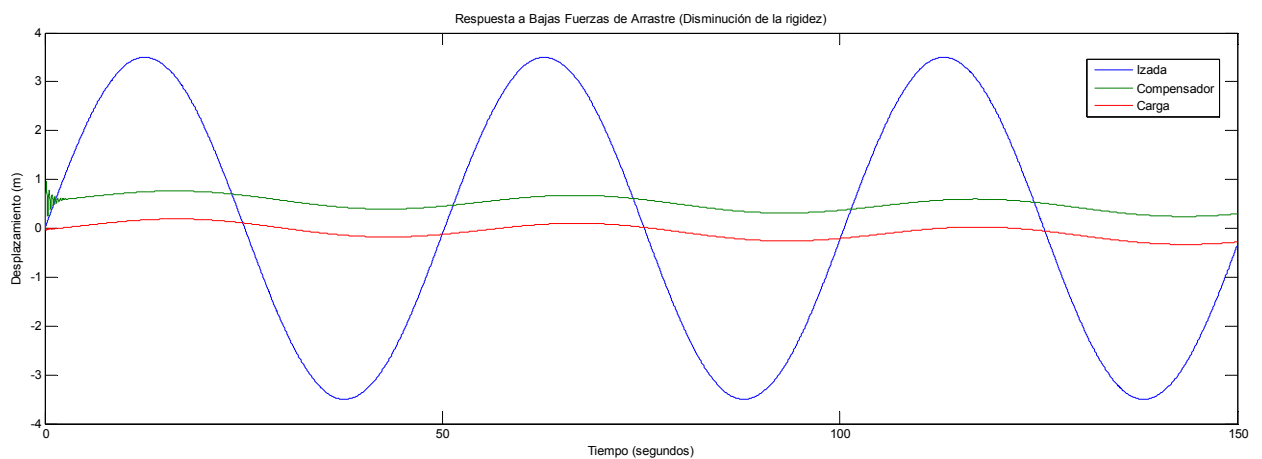


Figura 9. El sistema sometido a bajas fuerzas de arrastre. Al modificar la rigidez neumática se puede mejorar el desempeño.

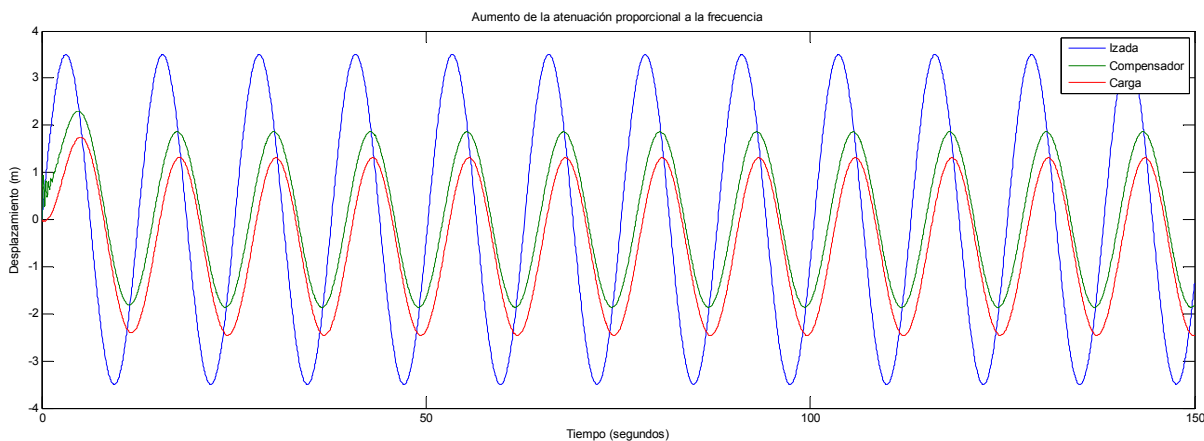


Figura 10. La atenuación mejora al aumentar la frecuencia del movimiento de entrada.

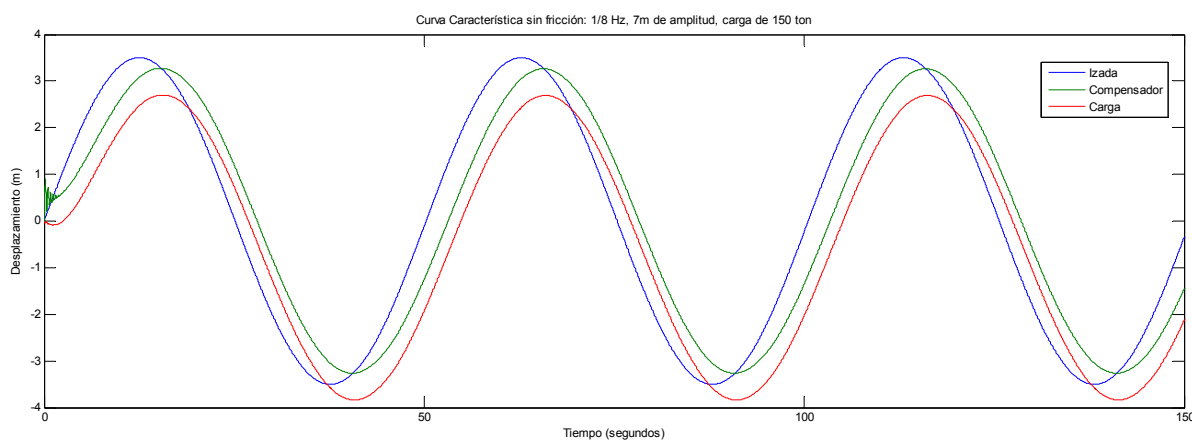


Figura 11. Respuesta característica del sistema.

Después de realizado este análisis, esta misma herramienta de simulación ha sido usada para caracterizar el comportamiento del compensador que se usará. Algunos de estos datos pueden cambiar dependiendo de las condiciones específicas de operación e incluso, del buque y compensador.

### 3.3. Escalamiento

A partir del modelo dinámico formulado se ha hecho un análisis de cada uno de sus parámetros dinámicos, para escoger componentes comerciales que permitiesen emular su comportamiento a una escala lo suficientemente pequeña con el fin de que el prototipo sea fácilmente manipulable y altamente transportable.

Este ha sido un proceso iterativo, como lo es el diseño de cualquier máquina, y se ha tenido que cambiar la selección de diversos elementos de simulación en más de una ocasión para poder ajustar los valores de escala y que las magnitudes fuesen congruentes. Esto ha implicado considerar diversos factores de escala y buscar dispositivos cuyos rangos de funcionamiento estuviesen de acuerdo a la escala seleccionada. Si algún componente no cumplía con las especificaciones se buscaban alternativas, pero si ninguna opción era encontrada se decidía probar otra escala. La tabla 1 muestra los factores de escala probados:

Valores con carga mínima					
Parámetro	Real	Valores sin escala fija	(Escala 1 de cada parámetro)	Valores con Factor de Escala 2: 0.0075	Valores con Factor de Escala3: 0.00025 (0.05 para Carrera)
masa corona [kg]	20865	5	0.00024	156.49	5.21625
masa tubería (tramo 100m) [kg]	2902	0.7	0.00024	21.77	0.7255
Carrera de cilindro [m]	4	0.2	0.05	0.03	0.2
K1 [N/m]	2.03E+03	5.08E-01	0.00047	15.24	0.508028211
Fricción Coulomb[N]	21400	40	0.00187	160.50	5.35
Cv1 [Ns /m]	5.80E+03	2940	0.506896552	43.50	1.45
K2 [N/m]	1.02E+07	2562.35	0.00025	76870.50	2562.35
Cv2 [Ns /m]	3.90E+05	2.24E+06	5.747744357	2922.89	97.42952456

Valores con carga máxima					
Parámetro	Real	Valores sin escala fija	(Escala 1 de cada parámetro)	Valores con Factor de Escala 2: 0.0075	Valores con Factor de Escala3: 0.00025 (0.05 para Carrera)
masa corona [kg]	20865	5	0.00024	156.49	5.21625
masa tubería (tramo 100mx10) [kg]	29020	0.7	0.00002	217.65	7.255
Carrera de cilindro [m]	4	0.2	0.05	0.03	0.2
K1 [N/m]	3.82E+03	9.55E-01	0.00025	28.65	0.954928668
Fricción Coulomb [N]	21400	40	0.00187	160.50	5.35
Cv1 [Ns /m]	5.80E+03	2940	0.506896552	43.50	1.45
K2 [N/m]	1.02E+06	256.235	0.00025	7687.05	256.235
Cv2 [Ns /m]	3.90E+06	2.24E+06	0.574774436	29228.86	974.2952456

Tabla 1. Parámetros del modelo y escala propuesta del simulador.

En la primera tentativa se seleccionaron los primeros elementos sin una escala fija a falta de algunos datos sobre buques reales y sus componentes. Esta primera investigación permitió conocer algunas de las tecnologías que podrían usarse para un simulador de esta índole, como por ejemplo los sistemas de suspensión activa en automóviles; y a la vez hizo posible averiguar los precios y descartar las opciones más caras que pueden ser implementadas fácilmente de formas más económicas.

Con respecto a este punto, se propuso el diseño de amortiguadores activos a partir de reguladores hidráulicos de velocidad ajustables. La velocidad a regular se selecciona a través de una perilla que sería actuada a través de un servomotor. Desde el ordenador sería posible controlar la posición angular del eje del motor para seleccionar la constante de amortiguamiento deseada. Finalmente fueron descartados estos amortiguadores, pero el concepto quedó vigente para la última opción seleccionada: amortiguamiento neumático con válvulas de estrangulamiento accionadas de la misma forma.

### 3.4. Modelo de los Componentes

#### **Resortes**

En el modelo dinámico propuesto hay dos elementos representados como resortes:

1. Cilindro neumático del sistema de compensación pasiva. Este elemento actúa como un resorte cuya constante de rigidez cambia a medida que se ve sometido a tracción o compresión. En la aplicación del simulador el cambio de volumen es pequeño, dando lugar a que el cambio en la constante tenga un comportamiento que puede considerarse lineal. Más adelante podrá evaluarse el comportamiento del sistema considerando la función no lineal de cambio de rigidez. De igual forma, será posible modificar la constante de acuerdo a la carga del sistema, pudiendo de esta forma adaptarse para simular diferentes condiciones de perforación y diferentes longitudes de tubería.
2. Cable de descenso/ascenso de la ristra de perforación. El cable se comporta como un resorte mecánico de tracción que se ve sometido a una carga. Sin embargo, al descender o subir la ristra de perforación, la longitud del cable varía y con ella la constante de rigidez. La rigidez del cable disminuye al aumentar su longitud (tal como ocurriría al colocar varios resortes en serie, la constante de rigidez efectiva se reduciría). La ecuación 3.4 [5] permite estimar la constante de rigidez para la tubería de perforación para diferentes longitudes de tubería).

$$K_2 = \frac{A_{tubo} E_{acero}}{L} \quad [3.4]$$

La tubería usada es de 5 pulgadas de diámetro exterior (Calegeo) y con un grosor de pared de 2.9 mm. Aquí se presentan para 100 y 1000 m, valores mínimo y máximo estimados para el buque real.

$$K_2 = \frac{\pi \left( \left( \frac{0.127m}{2} \right)^2 - \left( \frac{0.127m - 0.029m}{2} \right)^2 \right) 200GPa}{100m} = 1.02494 \times 10^7 N/m$$

$$K_2 = \frac{\pi \left( \left( \frac{0.127m}{2} \right)^2 - \left( \frac{0.127m - 0.029m}{2} \right)^2 \right) 200GPa}{1000m} = 1.02494 \times 10^6 N/m$$

Ambos elementos serán simulados mediante cilindros neumáticos funcionando como resortes. Los cilindros estarán conectados a un depósito de aire comprimido cuya presión será regulada electrónicamente desde el ordenador. De esta manera es posible modificar el valor de la presión media dentro del acumulador y, con ello, la constante del resorte.

La constante de rigidez (ecuación 1.5) es función de la presión media del sistema (P), el volumen inicial (Vo), el área del émbolo del cilindro (A), la constante adiabática del aire (Ka) y el desplazamiento máximo del movimiento de izada (Hv).

$$K_s = P \cdot A \frac{\left( \left( \frac{V_o}{(V_o - 0.25H_v A)} \right)^{K_a} - \left( \frac{V_o}{(V_o + 0.25H_v A)} \right)^{K_a} \right)}{2H_v} \quad [3.5]$$

De acuerdo a los datos que se tienen para condiciones de presión media para carga mínima y máxima en el modelo real, es posible encontrar  $K_s$  y utilizar el factor de escala para encontrar la constante del resorte neumáticos escala. A partir del área del pistón del cilindro neumático seleccionado y variando el volumen del sistema (se ha optado por un depósito neumático de

35L), ha sido posible encontrar valores de presión que pueden ser alcanzados en el sistema con un compresor y reguladores electrónicos de presión disponibles comercialmente ( reguladores ITV de SMC [8] de 0.1Mpa para el compensador y 0.9Mpa para el simulador de tubería). Los valores de presión hallados para el resorte neumático del compensador son presentados en la tablas 2 y 3.

Valores Para Carga Máxima								
Parámetro	Prototipo			Barco				
Constante de elasticidad	$K_s$	=	9.55E-01	N/m	$K_s$	=	3.82E+03	N/m
Área del émbolo del cilindro	$A$	=	0.000804	m <sup>2</sup>	$A$	=	0.0102	m <sup>2</sup>
Volumen de aire	$V_0$	=	0.03	m <sup>3</sup>	$V_0$	=	0.485	m <sup>3</sup>
Izada máxima	$H_v$	=	0.2	m	$H_v$	=	4	m
Constante adiabática	$K_a$	=	1.4		$K_a$	=	1.7	
<b>Presión</b>	<b>P</b>	=	<b>126622.5291</b>	<b>N/m<sup>2</sup> (Pa)</b>	<b>P</b>	=	<b>4.19E+07</b>	<b>N/m<sup>2</sup> (Pa)</b>

Tabla 2. Presión media en cilindro de compensación pasiva en condiciones de carga máxima.

Valores Para Carga Mínima								
Parámetro	Prototipo			Barco				
Constante de elasticidad	$K_s$	=	5.08E-01	N/m	$K_s$	=	2.03E+03	N/m
Área del émbolo del cilindro	$A$	=	0.000804	m <sup>2</sup>	$A$	=	0.0102	m <sup>2</sup>
Volumen de aire	$V_0$	=	0.03	m <sup>3</sup>	$V_0$	=	0.485	m <sup>3</sup>
Izada máxima	$H_v$	=	0.2	m	$H_v$	=	4	m
Constante adiabática	$K_a$	=	1.4		$K_a$	=	1.7	
<b>Presión</b>	<b>P</b>	=	<b>67364.0023</b>	<b>N/m<sup>2</sup> (Pa)</b>	<b>P</b>	=	<b>2.23E+07</b>	<b>N/m<sup>2</sup> (Pa)</b>

Tabla 3. Presión media en cilindro de compensación pasiva en condiciones de carga mínima.

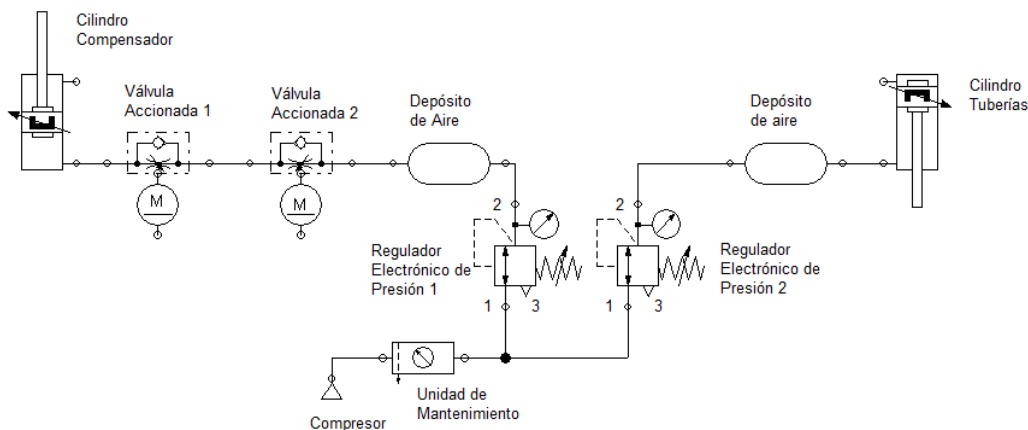


Figura 12. Circuito para resortes Neumáticos.

La Figura 12 muestra el circuito neumático propuesto para los resortes ajustables ; será necesario agregar 4 válvulas accionadas manualmente para mantener la presión en el valor establecido durante la ejecución de la prueba, es decir, no será posible modificar este valor durante la simulación

## Amortiguadores

La fricción viscosa dentro del cilindro neumático pasivo y las fuerzas de arrastre del océano se pretendían simular mediante amortiguadores (reguladores de velocidad) ajustables. Sin embargo, el análisis de escala indicó que no es posible alcanzar las constantes de amortiguamiento requeridas con estos dispositivos, a pesar de sus 8 niveles diferentes de ajuste.

Ante esta situación se analizó la idea de utilizar cilindros neumáticos con válvulas de estrangulamiento, válvulas a las cuáles es posible regular la sección transversal de la aguja de paso de aire por medio de perillas. Las perillas de ajuste serán actuadas y controladas desde el ordenador gracias a pequeños servomotores.

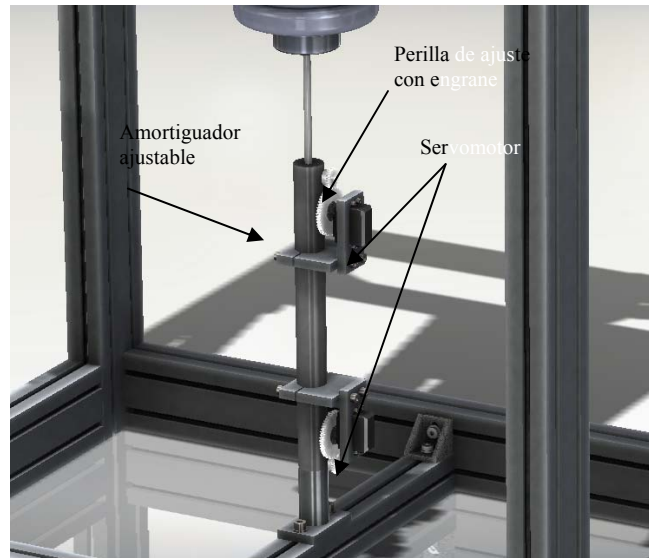


Figura 13. Primera propuesta de amortiguador ajustable simulando efectos viscosos del agua oceánica

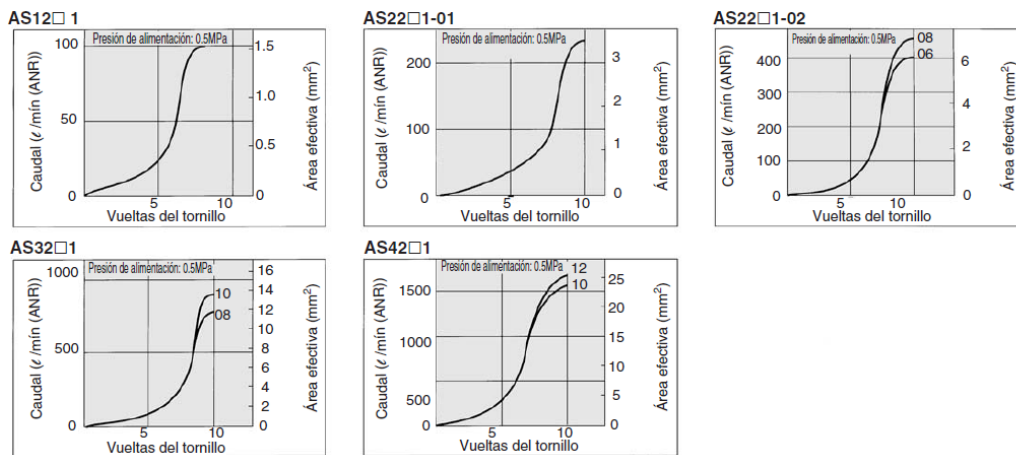


Figura 14. Cambio de área de acuerdo el número de vueltas de la perilla de la válvula de estrangulamiento.

Teniendo en cuenta las dimensiones de las mangueras de conexión neumática (longitud y área), así como las frecuencias y amplitudes de excitación del sistema escalado, es posible asumir un flujo laminar incompresible (con número de Mach  $M < 0.3$  y número de Reynolds  $Re < 2300$ ). A partir de esta simplificación, se puede describir la salida de aire del cilindro neumático en función de la velocidad del pistón definiendo el flujo másico :



$$\dot{m} = \rho Q = \rho VA \quad [3.6]$$

Y haciendo un balance de masa, se puede saber que la masa de aire que es desplazada por el cilindro es la misma que es descargada hacia la atmósfera:

$$\dot{m}_{in} = \dot{m}_{out} \quad [3.7]$$

$$\rho_{aire} V_{pistón} A_{pistón} = \rho_{aire} V_{descarga} A_{estrangulamiento} \quad [3.8]$$

$$V_{descarga} = V_{pistón} \frac{A_{pistón}}{A_{estrangulamiento}} \quad [3.9]$$

La ecuación 3.9 permite establecer la velocidad de descarga del aire en función de la velocidad del pistón y la relación de áreas entre el área del pistón y de la válvula de estrangulamiento.

La fuerza que se opone al movimiento del pistón es función de la diferencia de presión causada por el cambio de volumen:

$$F = \Delta P \cdot A_{pistón} \quad [3.10]$$

La diferencia de presión puede estimarse con la identidad de Euler, despreciando los efectos de la energía potencial:

$$\Delta P = \frac{\rho \cdot V_{descarga}^2}{2} \quad [3.11]$$

Sustituyendo la ecuación 3.9 en la 3.11:

$$\Delta P = \frac{\rho \cdot \left( V_{pistón} \frac{A_{pistón}}{A_{estrangulamiento}} \right)^2}{2} \quad [3.12]$$

Y sustituyendo 3.12 en 3.10:

$$F = \frac{\rho \cdot A_{pistón}^3}{2 \cdot A_{estrangulamiento}^2} V_{pistón}^2 \quad [3.13]$$

La ecuación 3.13 permite obtener gráficas de Fuerza-Velocidad. Haciendo un análisis de regresión lineal a los datos de estas curvas es posible obtener la ecuación de una recta cuya pendiente representa una aproximación al coeficiente de fricción viscosa lineal. Los cambios en el área de estrangulamiento permiten modificar este valor.

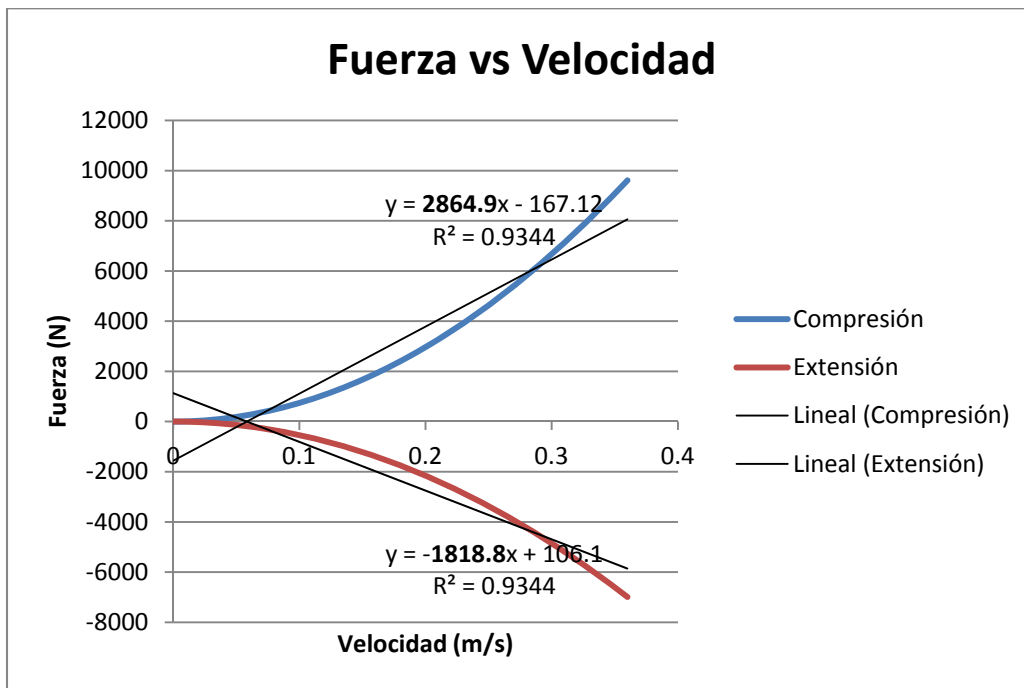


Figura 15. Curvas de Fuerza vs Velocidad para un área de estrangulamiento de  $0.2\text{mm}^2$ .

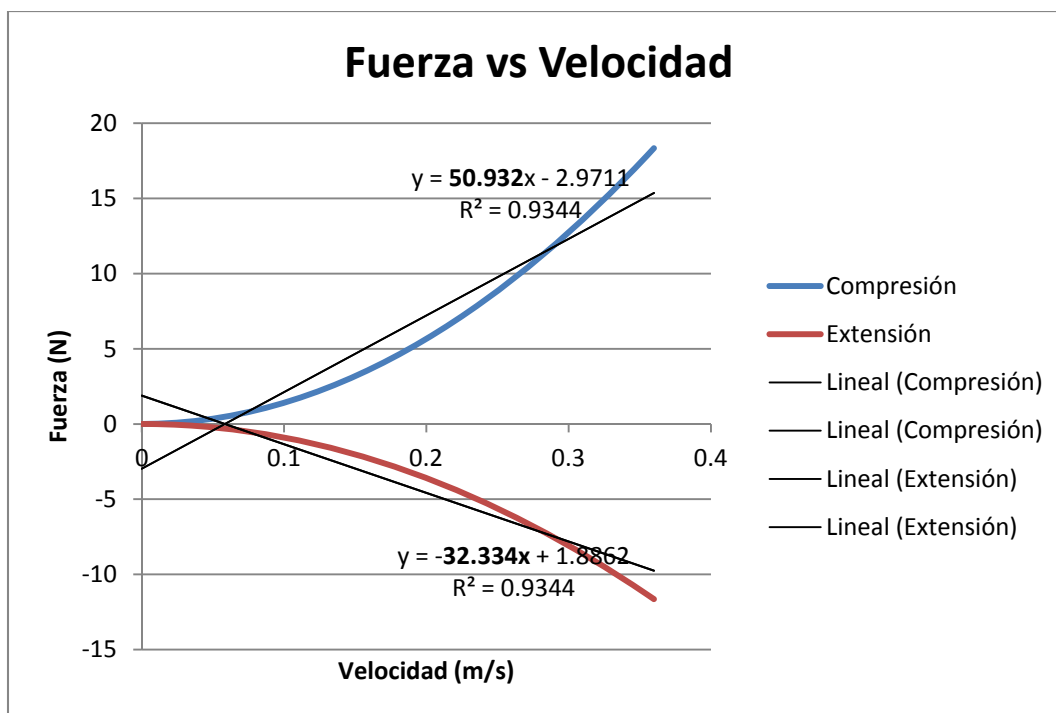


Figura 16. Curvas de Fuerza vs Velocidad para un área de estrangulamiento de  $1.5\text{mm}^2$ .

En la Figura 15 se muestran las curvas reales, líneas de tendencia y pendientes de estas últimas para un área de estrangulamiento de  $0.2\text{mm}^2$ , mientras que la Figura 16 se pueden observar estos mismos valores para un área de estrangulamiento de  $1.50.2\text{mm}^2$ . Los valores del coeficiente de amortiguamiento  $C_{v2}$  obtenidos se encuentran dentro del rango requerido para la simulación de las condiciones del mar empleando un modelo de válvula **AS12\_1** de SMC [9]. Disminuyendo el área de estrangulamiento hasta  $0.1\text{mm}^2$  se podrán simular resistencias de perforación.

En la Figura 17 se muestra este mismo análisis para un área de estrangulamiento de hasta  $8\text{mm}^2$  empleando una válvula de modelo AS32\_1 [9]. Los coeficientes obtenidos están dentro del rango escalado de simulación del coeficiente  $C_{v1}$ . Agregando válvulas al resorte neumático del compensador, se pueden simular los efectos viscosos del cilindro hidráulico usado conjuntamente con el depósito de aire comprimido en un barco real. La Figura 18 muestra el sistema de amortiguadores neumáticos propuesto.

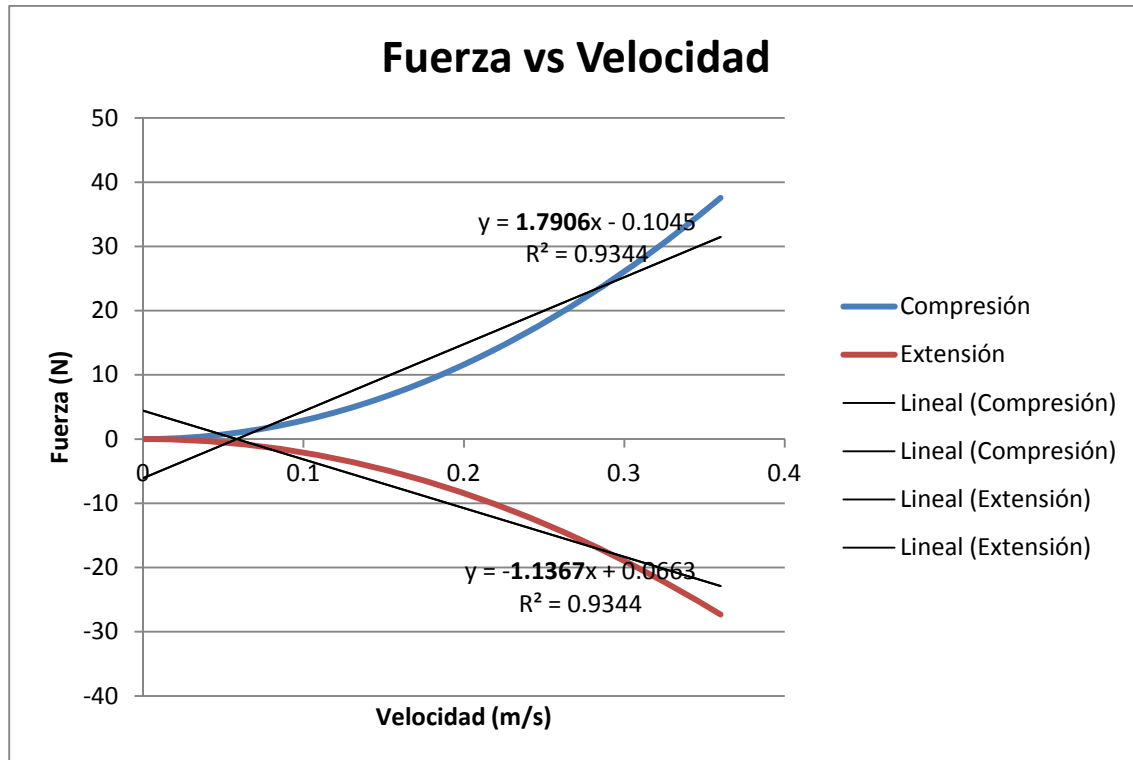


Figura 17. Curvas de Fuerza vs Velocidad para un área de estrangulamiento de  $8\text{mm}^2$ .

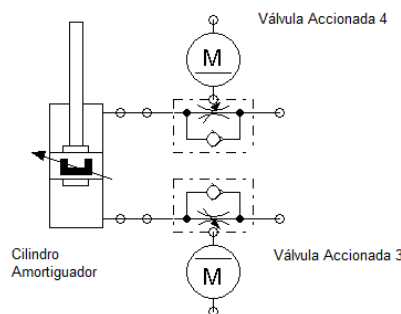


Figura 18. Amortiguador Neumático.

### Cilindro Eléctrico Emulando un Cilindro Hidráulico

Las técnicas de compensación activa suelen usar cilindros hidráulicos para sistemas a escala real, pero utilizar un cilindro hidráulico en una aplicación de potencia reducida (como lo es este sistema de simulación) resulta caro y poco conveniente. Implica realizar una pequeña instalación hidráulica completa (bomba, filtro, etc.). Se ha optado por el uso de un actuador eléctrico lineal, modificando la señal de consigna (usando una función de pre-filtro) buscando modificar su

comportamiento dinámico para que presente las características de un cilindro hidráulico. Este tema se abordará más adelante.

### ***Sistema de Calibración de Elementos Pasivos***

Para poder conocer fehacientemente los valores de los elementos pasivos, es decir, para calibrar el sistema y asegurarse que los valores de consigna enviados desde el ordenador sean los correctos, es necesario implementar un sistema de pruebas.

Para ello, es necesario equipar al sistema con sensores que permitan estimar las fuerzas en función de los desplazamientos y velocidades. Los desplazamientos y velocidades pueden ser medidos mediante potenciómetros de hilo.

Sensores de fuerza de tensión-compresión serán colocados entre los extremos de los vástagos de los cilindros neumáticos y la pieza a la que se sujetarán. De esta forma, será posible efectuar pruebas de calibración y verificación de parámetros, además de que será posible conocer las fuerzas involucradas del resorte-amortiguador neumático del compensador, el resorte neumático que simula la tubería y el amortiguador neumático que simula la viscosidad del agua de mar y condiciones de perforación.

El cilindro eléctrico permitirá, además de cumplir la función de compensación activa, desplazar a diferentes posiciones el vástago del cilindro neumático del compensador para medir la fuerza ante desplazamientos y velocidades diferentes.

En los cilindros neumáticos que simulan la elasticidad de la tubería y la viscosidad del mar las pesas variables permitirán hacer pruebas al medir desplazamiento debido a una fuerza, en el caso del resorte, y el tiempo que toma a una fuerza conocida desplazar el cilindro del amortiguador una cierta distancia conocida.

### ***Masas Variables***

En el sistema pueden colocarse hasta 10 pesas de 0.73 Kg para simular los cambios de masa en la carga de la ristra de perforación. Cada pesa corresponde a un tramo de tubería de 100 m, de acuerdo a la escala de 0.00025 . De esta forma es posible simular un arreglo de tuberías de hasta 1km.

### **3.5. Validación Preliminar del Escalamiento Mediante Simulación Numérica**

La Figura 19 presenta la respuesta del sistema real con los parámetros de la Tabla 1, mientras que la Figura 20 muestra la respuesta del sistema a escala. Se aprecia un comportamiento diferente en el sistema a escala, debido a que los efectos de la fricción de Coulomb son mucho más importantes. En la Figura 21 se remueven esos efectos.

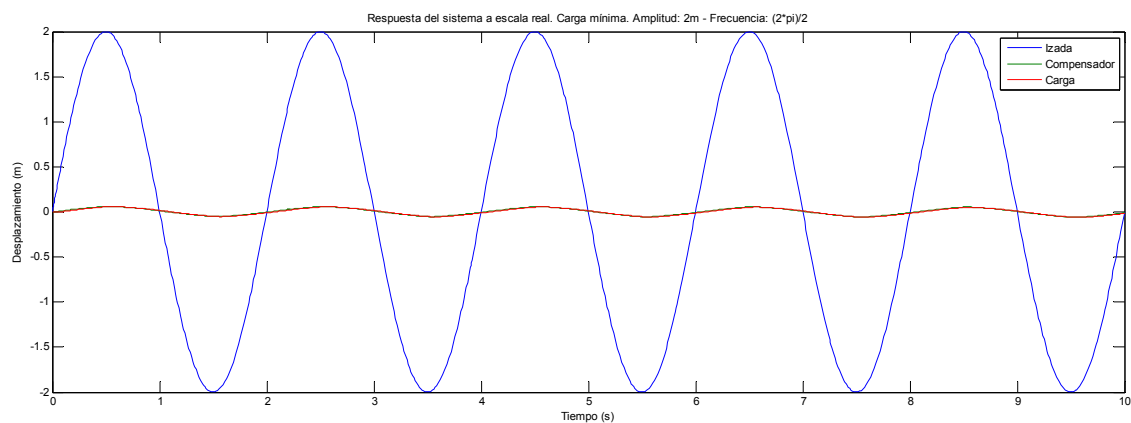


Figura 19. Respuesta del sistema a escala real en condiciones típicas máximas de amplitud.

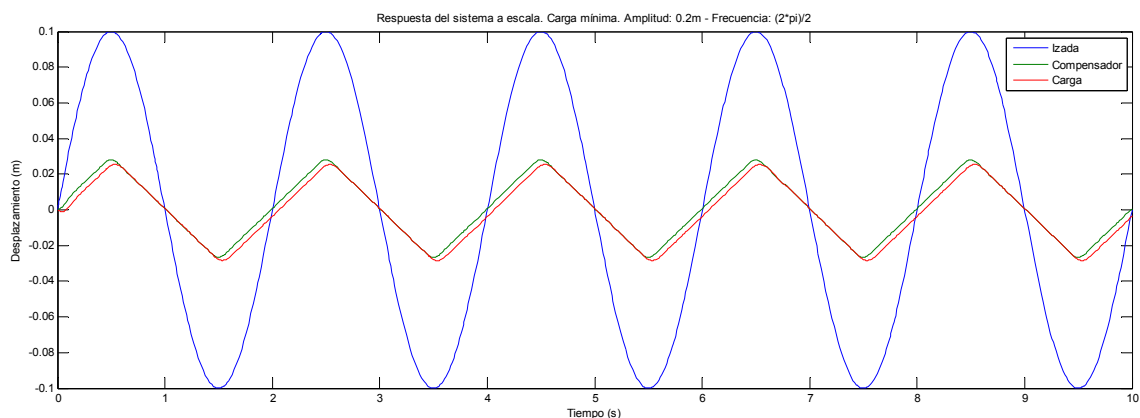


Figura 20. Respuesta del sistema escalado a un movimiento en condiciones máximas de amplitud.

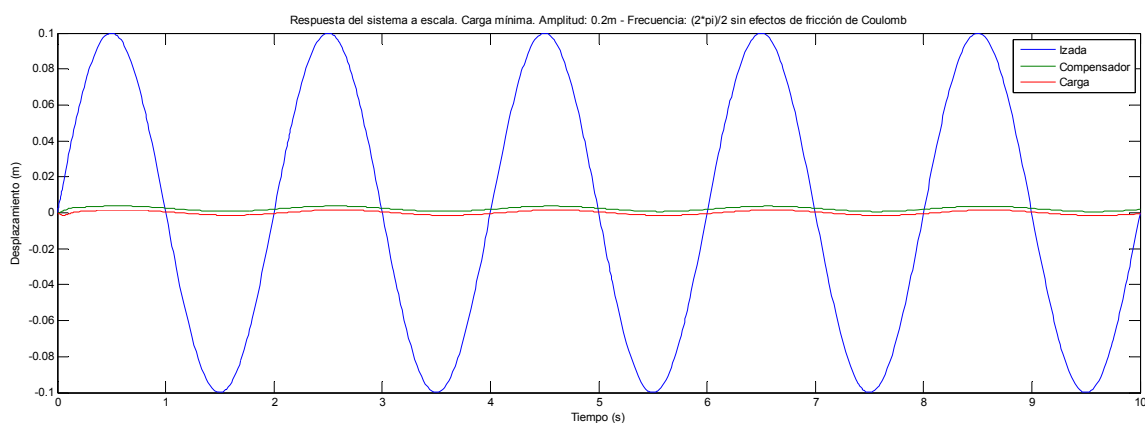


Figura 21. Respuesta del sistema escalado sin efectos de fricción de Coulomb.

Los resultados de la simulación en el ordenador son congruentes y los gráficos de movimiento presentan la misma forma si se remueven los efectos de fricción. La fricción juega un papel importante (como se tenía previsto) y es un parámetro que no se podrá inspeccionar plenamente, dado que la fricción entre los elementos mecánicos y sólo puede ser disminuida hasta un cierto punto.

Sin embargo, la validez de este modelo escalado es aparente si sólo se consideran condiciones de carga mínima como hasta este momento. Un factor imprevisto en el escalamiento es el efecto de la variación de la elasticidad de la tubería de perforación al aumentar su longitud. Reducir la constante de rigidez del resorte neumático que representa la elasticidad de la tubería hasta el

valor propuesto, provocaría una deformación inicial cuyos efectos son mucho más considerables para la escala en cuestión, lo cual implicaría usar un cilindro con una carrera mucho mayor en el compensador (resultando en un simulador mucho más grande) y que además se encontraría fuera de las proporciones del sistema real; es importante interpretar en un contexto físico la información que brindan los resultados de simulación, pues pueden indicarnos movimientos imposibles del barco con respecto al mar o, como en este caso, carreras excesivas en los cilindros de compensación. La Figura 23 presenta este efecto indeseado que modifica notablemente el comportamiento del sistema cuando se aplica carga máxima.

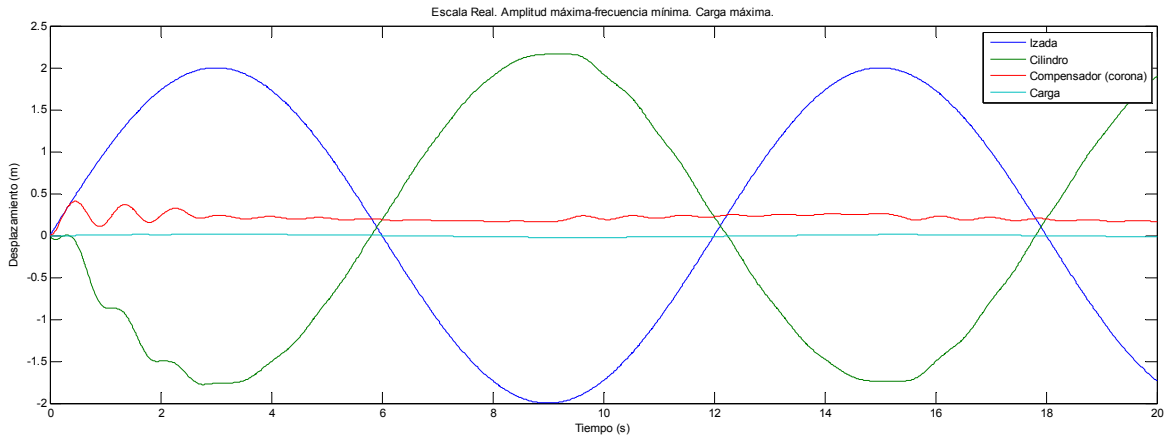


Figura 22. Escala Real. Amplitud Máxima de Operación.

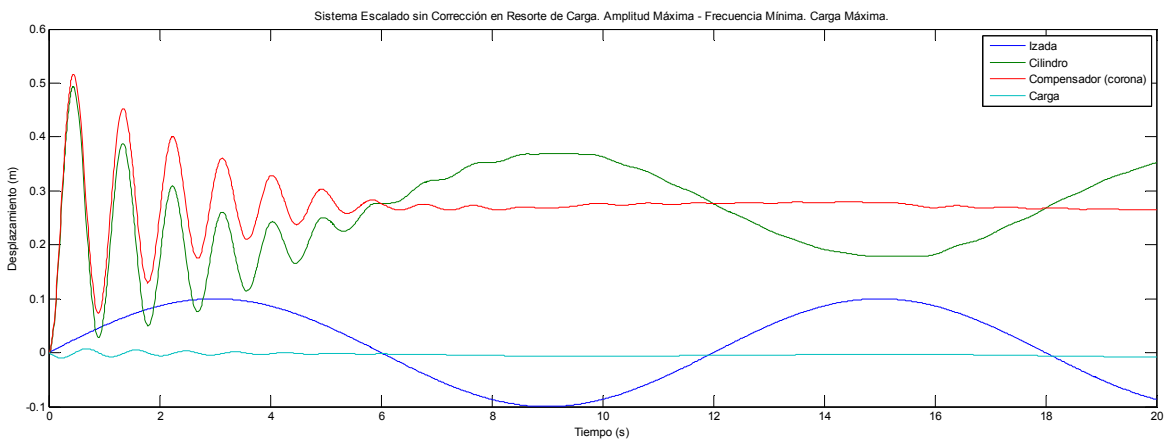


Figura 23. Sistema Escalado sin Corrección en Resorte de Carga. Amplitud Máxima de Operación

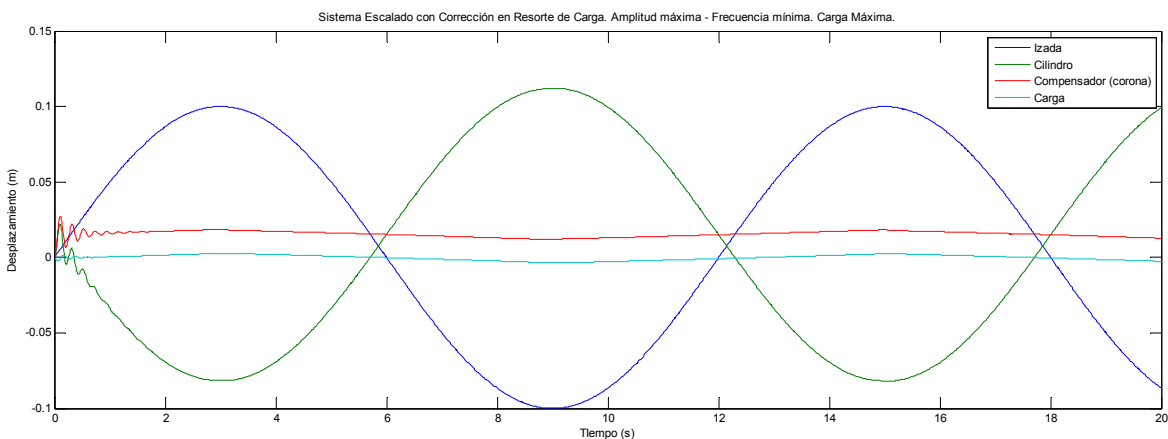


Figura 24. Sistema Escalado con Corrección en Resorte de Carga. Amplitud Máxima de Operación sin Fricción.

La Figura 24 muestra la respuesta del sistema bajo las mismas condiciones de operación, modificando únicamente la escala del resorte de carga del modelo de 0.00025 a 0.0045.

La Figura 22 y la Figura 24 presentan un comportamiento similar, excepto en el inicio del movimiento pues el tiempo de establecimiento del sistema se ve modificado al cambiar la constante del resorte. Sin embargo, una vez iniciado el movimiento ambos comportamientos son muy similares, sin tomar en cuenta los efectos de la fricción de Coulomb. La Figura 25 muestra la misma simulación considerando dichos efectos (nótese la semejanza que tiene con la Figura 20).

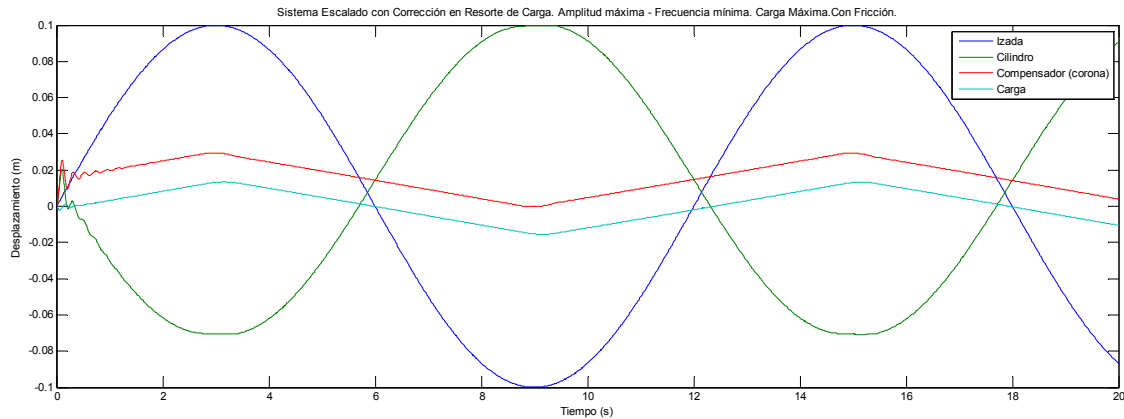


Figura 25. Sistema Escalado con Corrección y Efectos de Fricción de Coulomb.

Al ejecutar de nuevo la simulación que dio como resultado la Figura 20 (visualizando también el desplazamiento del cilindro neumático) con la escala corregida para el resorte de la carga se obtiene la Figura 26, la cual muestra un comportamiento ligeramente más rápido que antes de la corrección de escala.

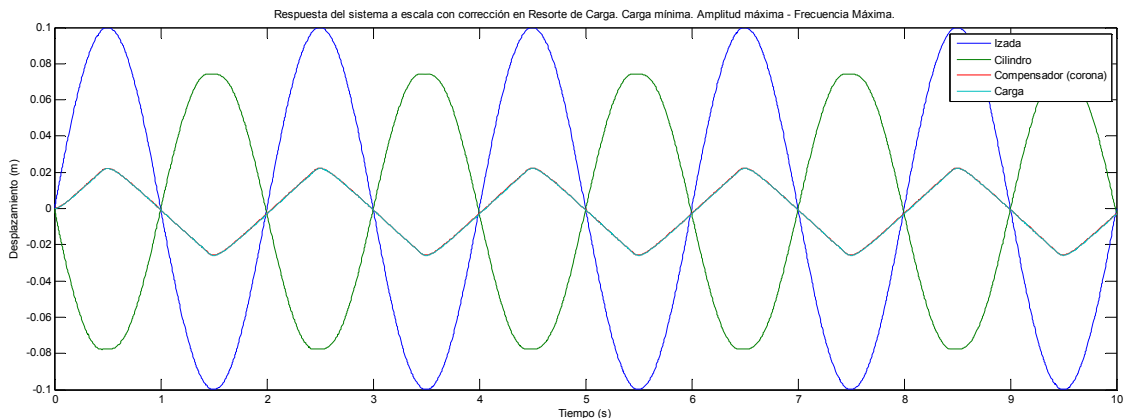


Figura 26. Corroboración de la corrección de escala en resorte de carga.

Es importante tener en cuenta también que debido a tolerancias en los volúmenes considerados para los depósitos neumáticos y áreas de los émbolos en cilindros, histéresis y tiempo de respuesta de los reguladores de presión y tolerancias en la medición de las masas de los componentes y la carga, será necesario ajustar los valores de presión en los depósitos y modificar así la constante de elasticidad de los resortes.

Al aumentar la carga en un compensador real se añaden depósitos neumáticos para modificar el volumen del sistema, pues (como se puede observar en la ecuación 1.5) los dos parámetros principales para ajustar la rigidez del resorte y pretensarlo de acuerdo a la masa de la carga son la

presión de aire y el volumen total de los depósitos y cilindros; en el caso del sistema escalado es más sencillo modificar únicamente la presión, pero al hacerlo habrá que tenerse en consideración la relación que tienen ambas variables y el efecto que pueden tener en la constante, cuyos valores podrán salir un poco del rango establecido para brindar el comportamiento dinámico deseado.

Finalmente, la **escala general** propuesta del sistema es de : **0.00025** , excepto para la **carrera máxima** (desplazamiento máximo) y para la **elasticidad de la tubería**, para los cuales se tiene una escala de **0.05** y **0.0045** respectivamente.



## 4. DISEÑO GENERAL DEL PROTOTIPO DE EMULACIÓN

### 4.1. Diseño General

Como una primera tentativa se propuso el esquema de la máquina en la Figura 27, la cual presenta ya todos los elementos conceptuales requeridos y sirve para explicar los elementos que constituirán el sistema de simulación.

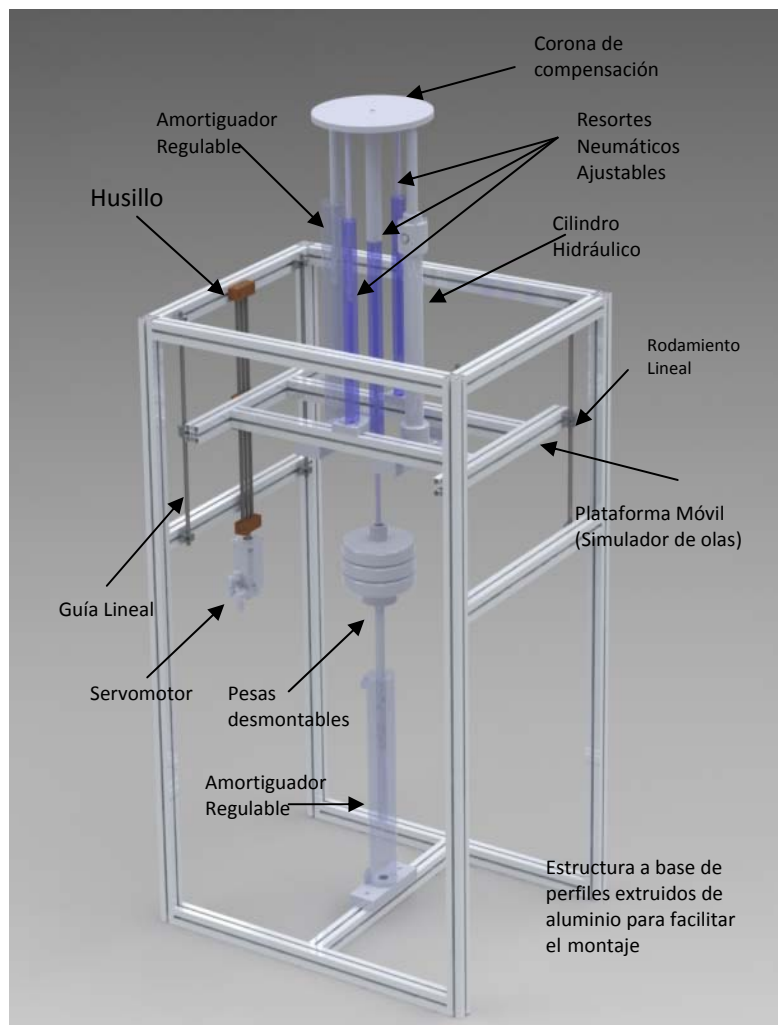


Figura 27. Vista tridimensional del primer diseño mecánico propuesto.

Los resortes neumáticos ajustables y los amortiguadores regulables permiten emular la parte pasiva del modelo de compensación (cilindro neumático) y los elementos del entorno de operación (tubería de perforación, fuerzas de arrastre y de perforación). El cilindro hidráulico (que será sustituido con un actuador eléctrico lineal) constituye la parte activa del modelo de compensación.

Las pesas desmontables representan las diferentes longitudes de tubería que pueden ser usadas (de 100 a 1000 m) y los diferentes pesos asociados a estos cambios de longitud. La corona de compensación es el elemento móvil que buscará compensar el desplazamiento de la plataforma. A esta corona irá sujeto el extremo del hilo de un potenciómetro lineal, el cual permitirá estimar el desplazamiento de los cilindros de compensación; mientras que en la plataforma móvil irá

montado un acelerómetro que hará posible estimar el desplazamiento del barco, el cual en condiciones reales carece de una referencia fija.

La estructura está basada en perfiles extruidos de aluminio que facilitan el montaje y ensamblaje de la estructura general, reduciendo el número y tipos de mecanizados para diferentes piezas. Las siguientes versiones (presentadas en la sección de Diseño a Detalle) buscan mejorar la rigidez y facilidad de montaje y alineamiento, siguiendo las sugerencias de un asesor experto en el área de fabricación.

#### **4.2. Emulación del Oleaje**

En la Figura 27 se muestra el concepto de plataforma móvil, elemento primordial del sistema de emulación de oleaje. Este consiste en una plataforma montada sobre guías lineales que llevará una tuerca de potencia de paso largo.

La tuerca que va montada en la plataforma permitirá dotar a la plataforma de movimientos lineales gracias a un motor a pasos que permitirá controlar la posición y velocidad rotacional de un husillo de potencia. El movimiento rotacional del husillo será convertido a movimiento lineal gracias a la tuerca en la plataforma.

Para conseguir un perfil de movimiento sinusoidal se enviará al controlador del motor una señal de consigna analógica sinusoidal, con la frecuencia y amplitud deseadas para el perfil de movimiento que se busque probar. Para este fin, bastará indicar en la interfaz de usuario los datos de frecuencia y amplitud.

#### **4.3. Emulación del Sistema Activo de Compensación Oleo-Hidráulico**

En la sección 3 se mencionó brevemente la idea de emular el actuador oleo-hidráulico que caracteriza a los sistemas de compensación activa reales mediante el uso de un actuador eléctrico lineal.

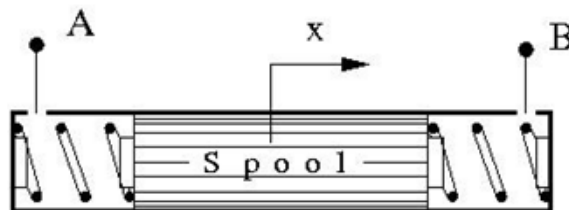


Figura 28. Modelo de Cilindro Hidráulico con retroceso por resorte.

El modelo del sistema de posicionamiento de un cilindro hidráulico accionado mediante una servo-válvula proporcional es el siguiente [10] :

$$A(P_A - P_B) = k \cdot x + B \cdot v + F_{HS} \quad [4.1]$$

$$F_{HS} = \begin{cases} (x - S/2) \cdot K_p \cdot v & \text{si } x > \frac{S}{2}, v > 0 \\ (x - S/2) \cdot K_p \cdot \text{abs}(v) & \text{si } x < -\frac{S}{2}, v < 0 \\ 0 & \text{de otra forma} \end{cases}$$

Donde

$P_A, P_B$  son las presiones en los puertos A y B respectivamente

A es el área del émbolo

k es la constante del resorte

B es el coeficiente de amortiguamiento

$F_{HS}$  es la fuerza de "Hard stop" (parada abrupta)

$K_p$  es el coeficiente de penetración

S es la carrera del cilindro

v es la velocidad del cilindro

x es el desplazamiento del cilindro

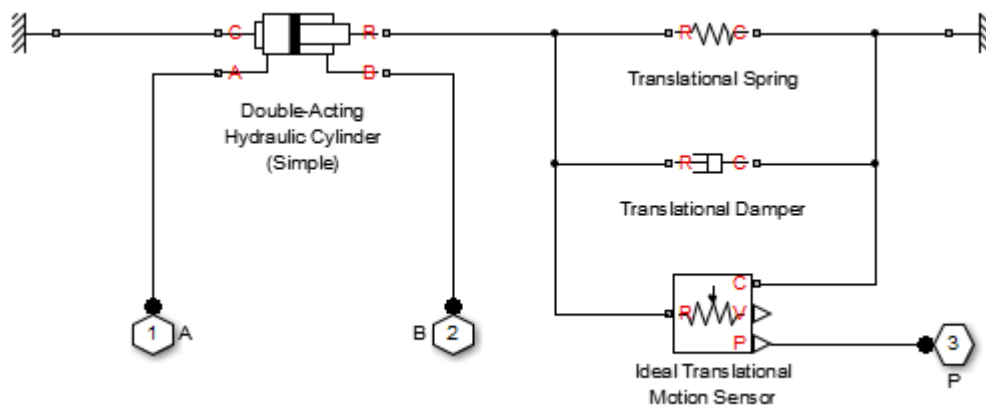


Figura 29. Representación de modelo dinámico del cilindro hidráulico.

Como en cualquier sistema de control de posicionamiento, es imprescindible contar con un sensor para conocer el error con respecto a la posición de referencia deseada. En los compensadores a escala real se emplean el mismo tipo de sensores que se implementarán en el prototipo de simulador : potenciómetros de hilo. El modelo de la ecuación, sin considerar el sistema de realimentación puede ser representado mediante el diagrama presentado en la Figura 29.

La siguiente fase consiste en reemplazar los bloques de la servo-válvula y el cilindro con el motor a pasos y controlador. Razón por la cual se debe buscar una manera de sustituir las presiones como parámetros de entrada de la servo-válvula, a la cual la consigna es indicada mediante una señal analógica, por la posición de consigna que se envía al controlador de motores a pasos.

De esta manera, el actuador lineal se moverá a una posición equivalente a la que lo haría un cilindro hidráulico y, al controlar el par máximo, se puede emular también la fuerza ejercida por la presión. Esto permitirá emular cilindros de diferentes áreas de émbolo y, por tanto, diferentes fuerzas de aplicación. Para poder conseguir esto, es preciso llevar a cabo experimentos con cilindros hidráulicos y actuadores eléctricos lineales para obtener una función de transferencia experimental.

#### **4.4. Emulación de la Resistencia del Mar y del Terreno**

En la sección 3.5 se habló a detalle de cómo se buscará brindar al sistema de constantes de amortiguamiento variables para poder ajustar el comportamiento de los elementos que han sido modelados como amortiguadores.

El segundo amortiguador será capaz no sólo de emular las condiciones de arrastre de la tubería con el agua de mar (la cual depende de la longitud total de la tubería), sino también de emular la resistencia ofrecida por el terreno al momento de iniciar la perforación. Esto se conseguirá regulando el área efectiva de las válvulas de estrangulamiento que irán conectadas a los puertos del cilindro neumático que emula este elemento del modelo.

#### **4.5. Sensores y Lazos de Control**

En el sistema hay dos tipos de sensores que permiten estimar el desplazamiento del barco y del cilindro neumático: un acelerómetro y un potenciómetro de hilo. El potenciómetro brinda una referencia absoluta de tensión dependiendo del desplazamiento relativo lineal entre una base y otro objeto. La velocidad puede ser estimada con el mismo sensor al conocer la duración de un desplazamiento.



Figura 30. Potenciómetro de Hilo.

La información brindada por el acelerómetro deberá ser procesada y acondicionada digitalmente (doble integral y cancelación del error de medida, así como efectos de la gravedad) para poder estimar el desplazamiento del barco de una forma razonablemente precisa.



Figura 31. Acelerómetro ADXL335.

Además de estos sensores, se colocarán sensores de fuerza tensión-compresión entre los vástagos de los cilindros neumáticos y las piezas a las que van unidos, con los objetivos de conocer la magnitud de las fuerzas involucradas en el proceso así como para calibrar los elementos del simulador.



Figura 32. Sensor de fuerza tensión-compresión.

En [5] se propone un esquema de control para la compensación activa que será usado como la base de pruebas para este trabajo. En trabajos futuros se probarán diferentes estrategias de control, incluyendo técnicas de control inteligente (control difuso y neuro-difuso [11]). El acelerómetro y potenciómetro brindarán al ordenador la información de retroalimentación necesaria para implementar este lazo de control.

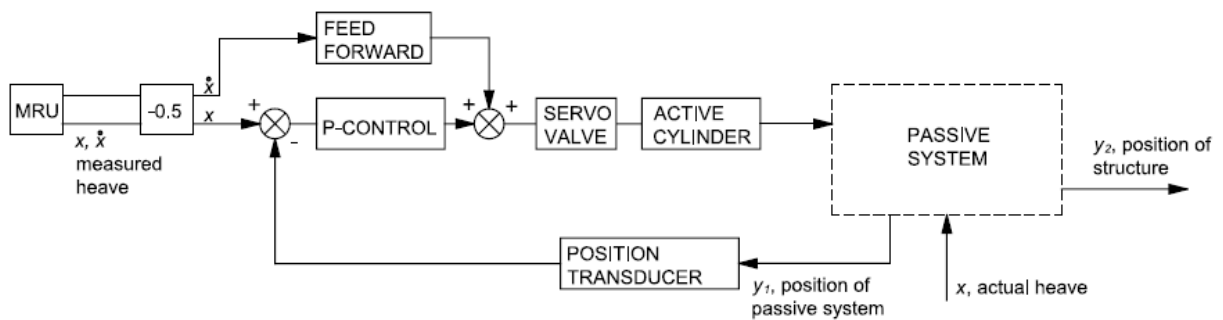


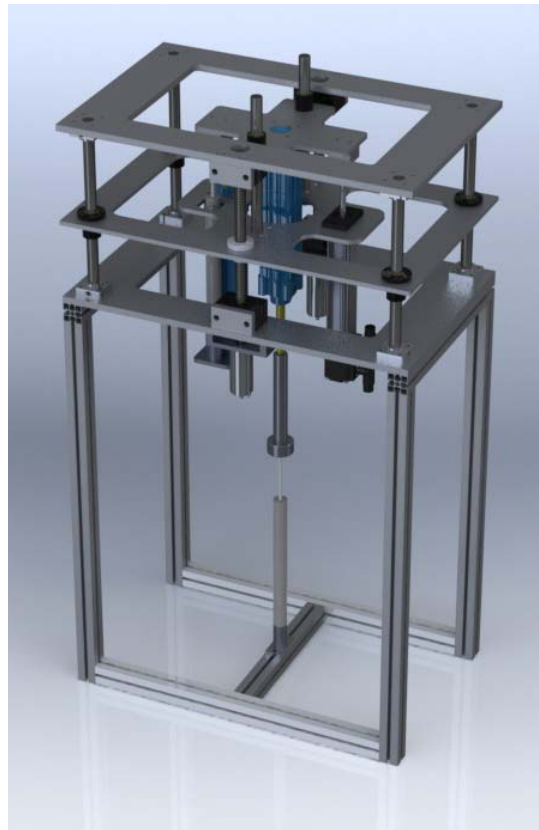
Figura 33. Diagrama a bloques de un sistema de compensación activo de oleaje clásico.

## 5. DISEÑO DE DETALLE

### 5.1. Diseño del Sistema Mecánico

#### *Versiones de la máquina*

A partir de la primera propuesta de diseño conceptual se generaron otras tres propuestas, buscando detallar especificaciones y mejorar ciertas características de la primera propuesta :



*Figura 34. Vista tridimensional del segundo diseño mecánico propuesto. Mejoras en la rigidez y actuadores.*

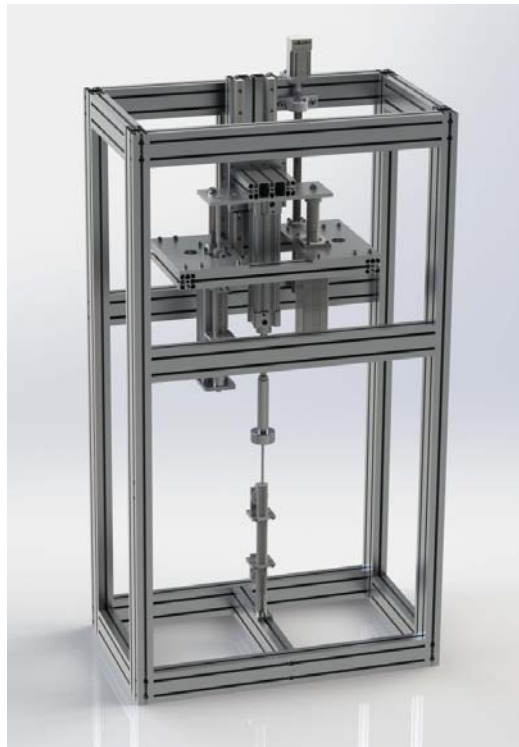
1. Reemplazo de resortes de gas por cilindros neumáticos. Esto con la finalidad de poder modificar las constantes de rigidez fácilmente al modificar la presión dentro de un acumulador controlado desde el ordenador.
2. Reemplazo de cilindro hidráulico por un actuador eléctrico lineal.
3. Sistema de guiado lineal para la corona de compensación. La primera versión carece de un sistema que permitiese soportar las cargas transversales que pudiesen haber durante el movimiento de compensación. Estas fuerzas recaen sobre los ejes de componentes que no están diseñados para ser sometidos a tales condiciones de carga, como lo son los amortiguadores lineales. Las siguientes versiones toman esto en consideración e incluyen sistemas de guiado lineal para la carga de la corona de compensación.
4. Selección de actuadores eléctricos. Esta versión propone el empleo de dos motores eléctricos de corriente continua.



*Figura 35. Vista tridimensional del tercer diseño mecánico propuesto. Mejoras en el ensamblaje y alineación de guías.*

De igual forma, la tercera versión incorpora mejoras con respecto a la segunda versión. Entre ellas:

1. Mejora en la portabilidad y ensamblaje. Se emplean más elementos estructurales comerciales para disminuir tiempos de mecanizado y facilitar ensamblaje.
2. Cambio de sistema de guiado lineal. Para facilitar la alineación del sistema de guiado, se decide reemplazar el de la segunda propuesta por rieles y carros lineales, empotrados en elementos estructurales de aluminio .
3. Empleo de motor paso a paso. Se decide reemplazar los dos motores de corriente continua por uno paso a paso equivalente en potencia y con una fracción del costo (con controlador incluido). El movimiento será transmitido a través de un husillo único.
4. Cambio actuador eléctrico lineal.



*Figura 36. Penúltima versión de la máquina. Estructura completa, quedan pendientes los cambios de amortiguadores.*

La cuarta versión presenta un diseño que permite alinear los rieles de movimiento lineal de una manera sencilla:

1. Se ensamblan en conjunto con un perfil extruido de aluminio
2. Se reduce el número de rieles y planos de movimiento, reduciendo así las operaciones de ajuste.

Al establecer una escala para el sistema hubo necesidad de cambiar algunos de los componentes. La quinta versión tiene en cuenta todos estos cambios y representa la propuesta final de diseño mecánico, cuyas dimensiones pueden ser consultadas en el anexo correspondiente al diseño mecánico y planos de fabricación. Los archivos CAD de todas las versiones pueden ser encontrados en el mismo CD que contiene este documento. La versión final de la máquina incorpora (con respecto a la versión precedente):

1. Amortiguadores neumáticos con válvulas de estrangulamiento accionadas con motores como reemplazo de los amortiguadores regulables con perillas.
2. Un husillo de paso largo que permite mover la plataforma a las velocidades requeridas con el par necesario provisto por el motor.
3. Un actuador eléctrico lineal que emplea el mismo motor que el del sistema de excitación.
4. Cadena porta-cables para transportar mangueras y cables eléctricos a la base fija.
5. Todos los motores usan el mismo tipo de controlador, estandarizando las conexiones eléctricas y comunicaciones.
6. Pesas mecanizadas que permiten simular de forma precisa la carga de un tramo de tubería a la escala propuesta.
7. Cierre con paneles de policarbonato atornillados a la estructura como medida de seguridad, impiden que el usuario introduzca las manos en los mecanismos.
8. Soportes para sensores y agujeros de montaje para la tarjeta electrónica de la plataforma móvil.



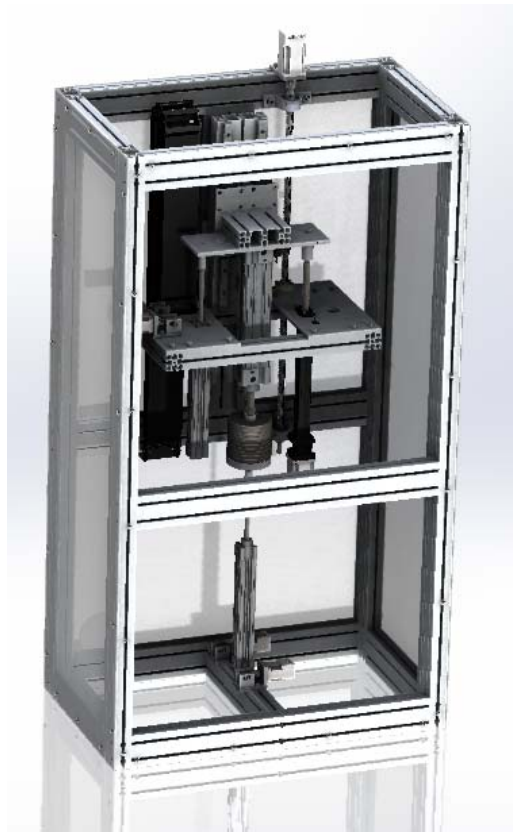


Figura 37. Versión final de la máquina. Imagen de baja resolución.

### Dimensionamiento y selección de actuadores eléctricos

El movimiento sinusoidal que caracteriza al movimiento vertical del barco será simulado mediante un sistema de transmisión de tuerca-husillo en conjunto con un motor eléctrico. En el sistema real la masa del barco es muy pequeña comparada con la masa de agua que le desplaza y, por ende, puede considerarse la entrada del sistema como una función de desplazamiento únicamente; es decir, se considera que el barco se desplaza en conjunto en el agua. Sin embargo, en el sistema simulado la fuerza que es capaz de ejercer el motor es limitada, además los efectos inerciales inducidos por las aceleraciones de la carga se comportan como perturbaciones en el desplazamiento final. Esto fue probado mediante simulación, utilizando el modelo de un motor eléctrico de corriente continua para evaluar la necesidad de utilizar un control a lazo cerrado.

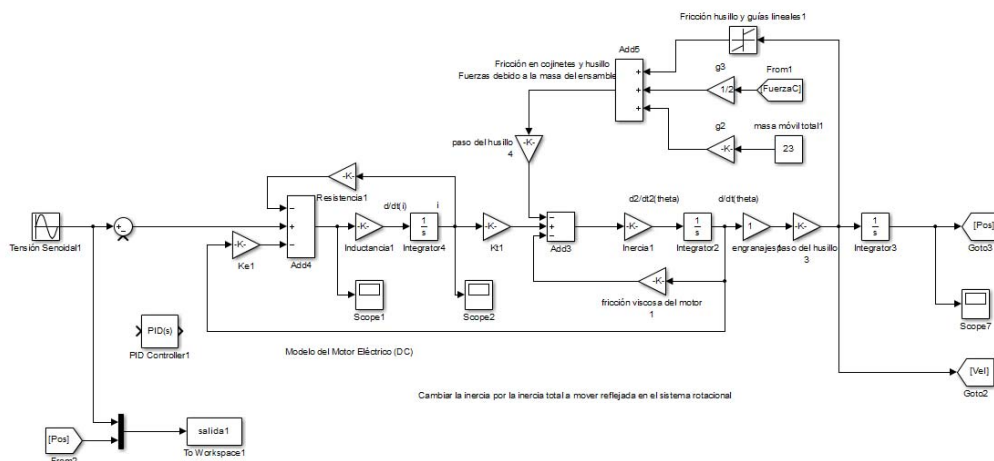


Figura 38. Modelo de motor eléctrico de corriente continua agregado al modelo escalado

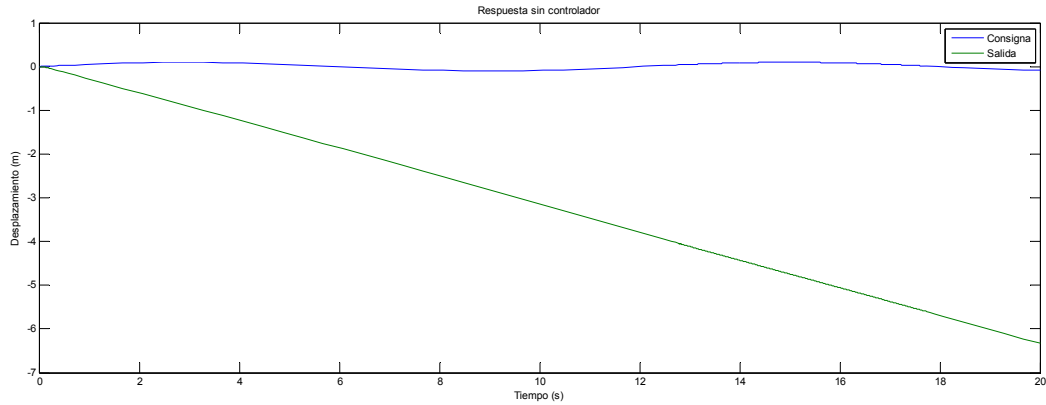


Figura 39. Respuesta del sistema de excitación con perturbaciones inherentes al sistema sin controlador.

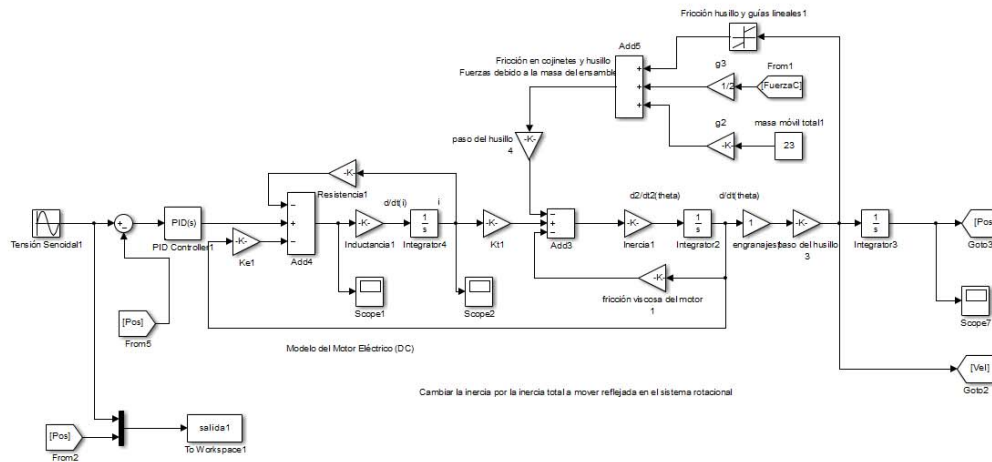


Figura 40. Modelo de motor eléctrica de corriente continua agregado al modelo escalado con controlador PID.

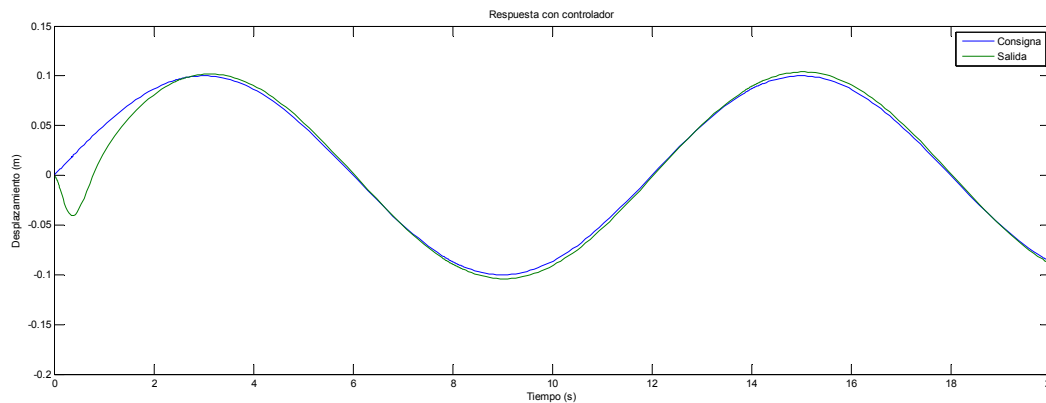


Figura 41. Respuesta del sistema de excitación con perturbaciones inherentes al sistema con controlador.

Las respuestas presentadas en la Figura 39 y la Figura 41, justifican la necesidad de utilizar un sistema a lazo cerrado. Las perturbaciones en la posición del motor del sistema de excitación debidas a la inercia de la carga en movimiento son muy considerables, tanto que el sistema es incapaz de seguir la trayectoria de consigna sin un sistema de realimentación.

El dimensionamiento del motor requerido fue llevado a cabo considerando las características dinámicas del husillo seleccionado y de la carga a desplazar bajo un perfil de movimiento sinusoidal. Se consideran las condiciones máximas de frecuencia y amplitud para encontrar las velocidades y aceleraciones máximas requeridas. La tabla muestra un resumen de los parámetros considerados y los cálculos realizados para este fin.

Función de Posición:  $0.2 \sin(\omega t)$   
 Función de Velocidad :  $0.2\omega \cos(\omega t)$   
 Función de Aceleración:  $-0.2 \omega^2 \sin(\omega t)$

$$\omega: [2^{-1}, 12^{-1}] \cdot 2\pi$$

Magnitud máxima de velocidad :  $0.2\omega$   
 Magnitud máxima de aceleración :  $0.2 \omega^2$

Considerando condiciones máximas

Frecuencia: 0.524472897 rad/s  
 Desplazamiento máximo: 0.2 m  
 Velocidad máxima: 0.104894579 m/s  
 Aceleración máxima: 0.055014364 m/s<sup>2</sup>

Datos de la transmisión (husillo)		
Paso del husillo:	24	mm
Eficiencia del husillo ( e )	0.8	
Diámetro del husillo (D)	18.7	mm
Densidad del acero ( $\rho$ )	7800	kg/m <sup>3</sup>
Longitud (L)	1000	mm
Inercia $\frac{(\pi \rho D^4 L)}{32}$	9.36399E-05	kgm <sup>2</sup>

Estimación de Potencia del motor requerido		
Masa a compensar	7.255	kg
Masa corona	5.22	kg
Masa "Barco"	20	kg
Masa total de la carga (por motor):	32.475	kg
Fuerzas parásitas	0.399129211	N
Inercia carga: $m \left(\frac{p}{2\pi}\right)^2$	0.000473818	kgm <sup>2</sup>
Vel angular máx motor ( $\omega$ )	27.46133668	rad/s
Acel angular máx motor ( $\alpha$ )	14.4027268	rad/s <sup>2</sup>
Par carga $T_c = F \cdot p \cdot e \cdot 2\pi$	1.523011961	Nm
<b>Par total <math>T_c + J_t \cdot \alpha</math></b>	<b>1.531184908</b>	<b>Nm</b>
<b>Velocidad Máxima</b>	<b>262.2364485</b>	<b>rpm</b>
<b>Potencia Mecánica</b>	<b>42.04838426</b>	<b>Nm/s (Watt)</b>

Tabla 4. Dimensionamiento de Actuator Eléctrico.

## 5.2. Diseño del Sistema de Control

### *Acondicionamiento de Señales*

En el tema de adquisición de datos y acondicionamiento de señal, se trabaja sobre un sistema Arduino Mega ADK conectado vía puerto serie al ordenador e interactuando con Matlab/Simulink. Con esta tarjeta es posible recolectar la información de sensores analógicos y procesarla para ser interpretada por ordenador y también es posible generar señales digitales y analógicas (estas segundas mediante filtrado de señales de ancho de pulso variable) de forma rápida y sencilla.

La Figura 42 presenta los dos esquemas básicos usados para acondicionar las señales del sistema, el primer circuito se usa para acondicionar la señal de los sensores de fuerza, mientras que el segundo se usa para filtrar una señal de ancho de pulso variable para conseguir una señal analógica que permite indicar la posición de consigna a los controladores de los motores a pasos. El resto de los sensores (potenciómetros de hilo, acelerómetro e interruptores de final de carrera) brindan señales de 0 a 5V, razón por la cual no precisan una fase de acondicionamiento.

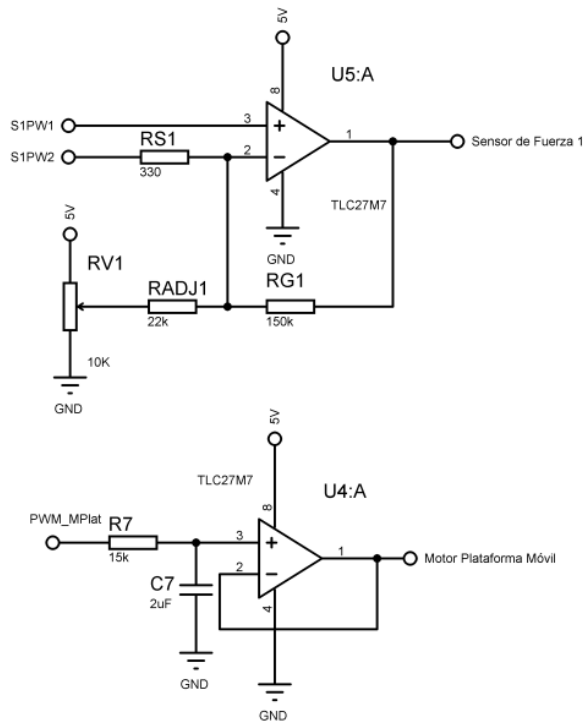


Figura 42. Circuitos de acondicionamiento y filtrado de señales.

La celda de carga se alimenta en una configuración de puente de Wheatstone, la cual brinda una diferencia de tensión entre dos terminales que depende de la tensión o compresión a la que se ve sometida la celda. Esta diferencia de tensión es acondicionada para poder ser procesada por el convertidor analógico a digital de la tarjeta Arduino. El primer circuito de la Figura 42 muestra el diseño del circuito que cumple esta función; se trata de un amplificador operacional en configuración diferencial y con ajuste de tensión de desfase. El potenciómetro RV1 permite ajustar la tensión de desfase, mientras que las relaciones  $RG1/RS1$  y  $RG1/RADJ1$  permiten establecer las ganancias de la diferencia de tensión del sensor y de la tensión de desfase. Efectuando un análisis nodal del circuito (aplicando la ley de corrientes de Kirchoff) se obtiene la siguiente expresión para la tensión de salida (sensor de fuerza 1) :

$$V_{Sensor\ de\ Fuerza\ 1} = V_{S1PW1} + (V_{S1PW1} - V_{S1PW2}) \left( \frac{RG1}{RS1} \right) + (V_{S1PW1} - V_{POT}) \left( \frac{RG1}{RADJ1} \right) \quad [5.1]$$

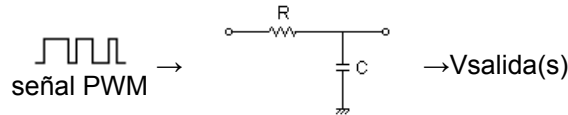
Con esta expresión ha sido posible encontrar valores comerciales para las resistencias y la tensión de desfase apropiada para que el rango de medición del sensor se encuentre entre 0 y 5V (tensión de referencia del ADC de la tarjeta Arduino). El sensor brinda una diferencia de potencial de 10mV/V, de forma que con una fuente de 5V cuando el puente se encuentra equilibrado las tensiones de ambas terminales será de 2.5 V (diferencia de tensión nula). La tensión disminuirá en una terminal y mientras decrece en la otra en la misma medida al verse sometida a tracción o compresión. La tabla muestra valores comerciales de resistencias

considerados y la salida del amplificador ante diferentes diferencias de tensión entre las terminales

V <sub>POT</sub> (V)	RG1 (Ω)	RS1 (Ω)	RADJ1 (Ω)
2.5	3.30E+02	1.50E+04	2.20E+03
V <sub>SIPW1</sub> (V)	V <sub>SIPW2</sub> (V)	V <sub>SIPW1</sub> (V)- V <sub>SIPW2</sub> (V)	V <sub>Sensor Fuerza 1</sub> (V)
2.525	2.475	-0.05	0.03181818
2.5125	2.4875	-0.025	1.26590909
2.5	2.5	0	2.5
2.4875	2.5125	0.025	3.73409091
2.475	2.525	0.05	4.96818182

Tabla 5. Valores comerciales de resistencias y salida característica del amplificador para celdas de carga.

El segundo circuito mostrado en la Figura 42 presenta un filtro pasivo RC de primer orden con un seguidor de tensión que permite acoplar impedancias y proteger la tarjeta Arduino. Considerando una resistencia de 15kΩ y un capacitor de 2μF, la respuesta del filtro a una señal PWM típica sería la siguiente:



Función de transferencia:

$$G(s) = \frac{33.3333333333}{s + 33.3333333333}$$

Frecuencia de corte

$$f_c = 5.30516476973[\text{Hz}]$$

Tensión de salida al escalón (sin rizo)

$$g(\infty) = 2.5[\text{V}]$$

Tensión de rizo pico a pico

$$\Delta V_{pk-pk} = 0.0850258163866[\text{V}] (\text{Ciclo de trabajo} = 50\%)$$

Tiempo de establecimiento 0% → 90% (0V → 2.25V) (sin rizo)

$$t_r = 0.0690775527898[\text{s}]$$

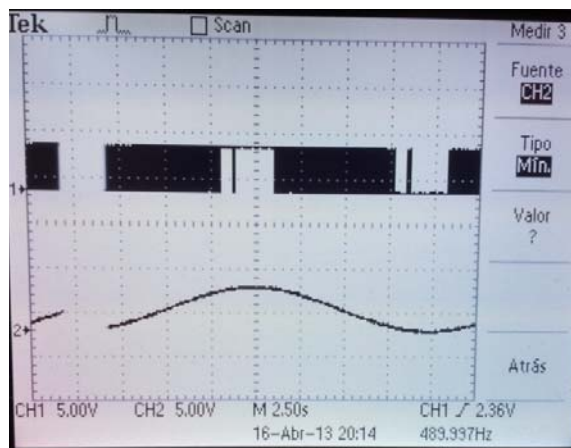


Figura 43. Señales PWM y analógica generadas con Matlab/ Arduino empleando un filtro RC pasivo de primer orden.

En base a estos dos circuitos se han diseñado dos tarjetas electrónicas que llevarán a cabo las funciones de alimentación de diversos componentes (concentrador de puertos) y acondicionamiento de señales. Este sistema sencillo y económico de adquisición de datos permitirá implementar diferentes leyes de control desde el ordenador.

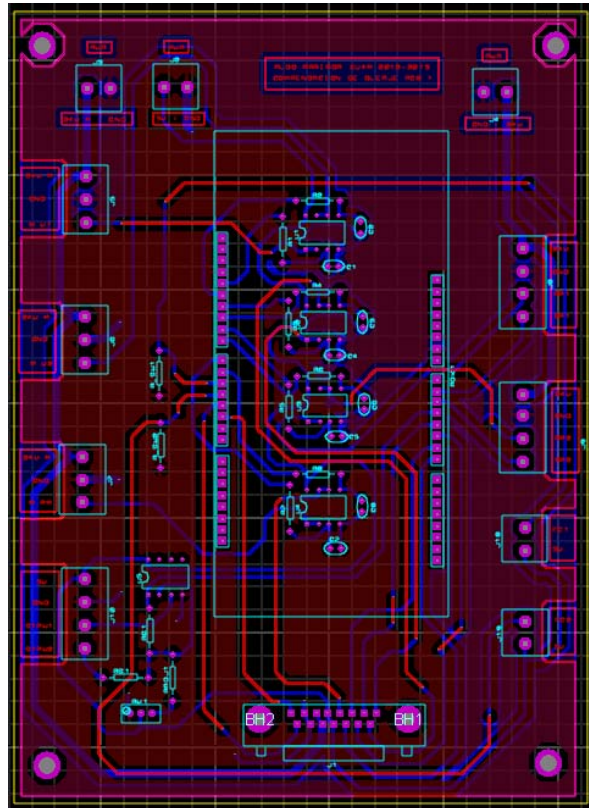


Figura 44. Circuito impreso 1. Conexiones dentro del armario eléctrico.

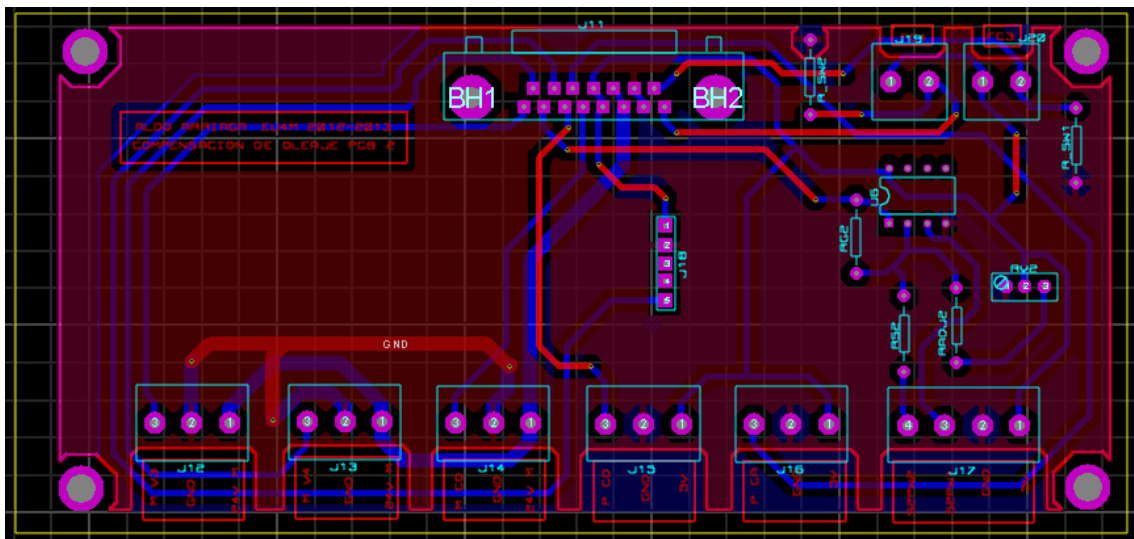


Figura 45. Circuito Impreso 2. Conexiones en Plataforma Móvil.

### Configuración del controlador de motores a pasos

Se usarán en total 6 motores a pasos de diferentes rangos de potencia para diferente objetivos en la máquina. Los dos más potentes serán usados para mover la plataforma y en el cilindro

eléctrico del compensador activo. Los otros cuatro serán usados para actuar las válvulas de estrangulamiento para los elementos de amortiguamiento.

La Figura 46 muestra el panel de configuración del motor vía puerto serie. En este panel es posible configurar el rango de cada paso, asignar un número de pasos a un valor de entrada de tensión (control analógico de posición) y especificar la velocidad máxima permisible. Los 6 motores cuentan con la misma interfaz, estandarizando el tipo de señales y configuración.

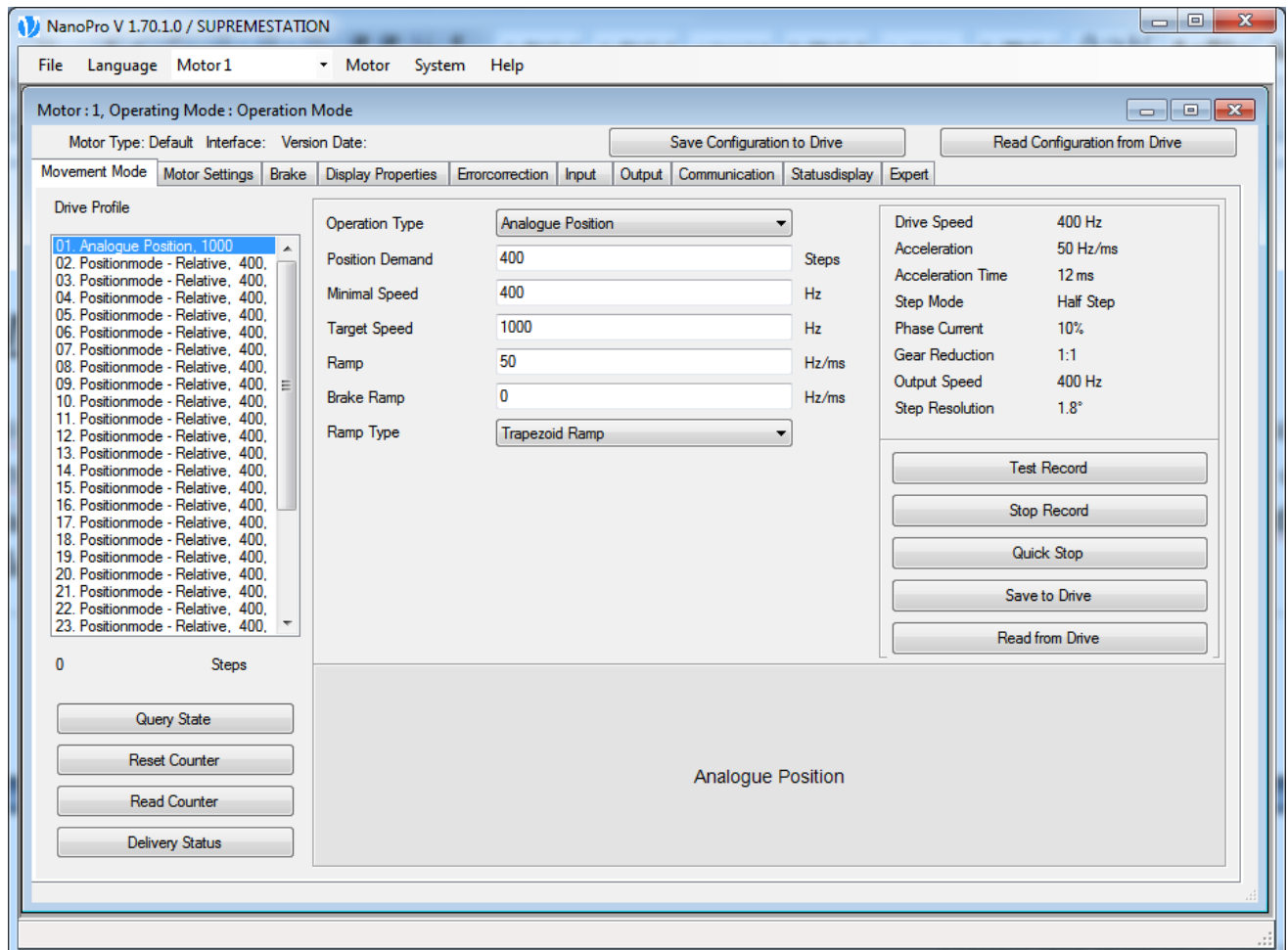


Figura 46. Interfaz de configuración del controlador de motor a pasos.

### 5.3. Interfaz de Usuario

Mathworks, empresa desarrolladora de Matlab y Simulink, ha creado una librería en conjunto con Arduino. Esta librería permite hacer uso de ciertas tarjetas Arduino como sistema de adquisición de datos y generación de señales a través de comandos en lenguaje de Matlab, o bien, desde diagramas de simulación de Simulink.

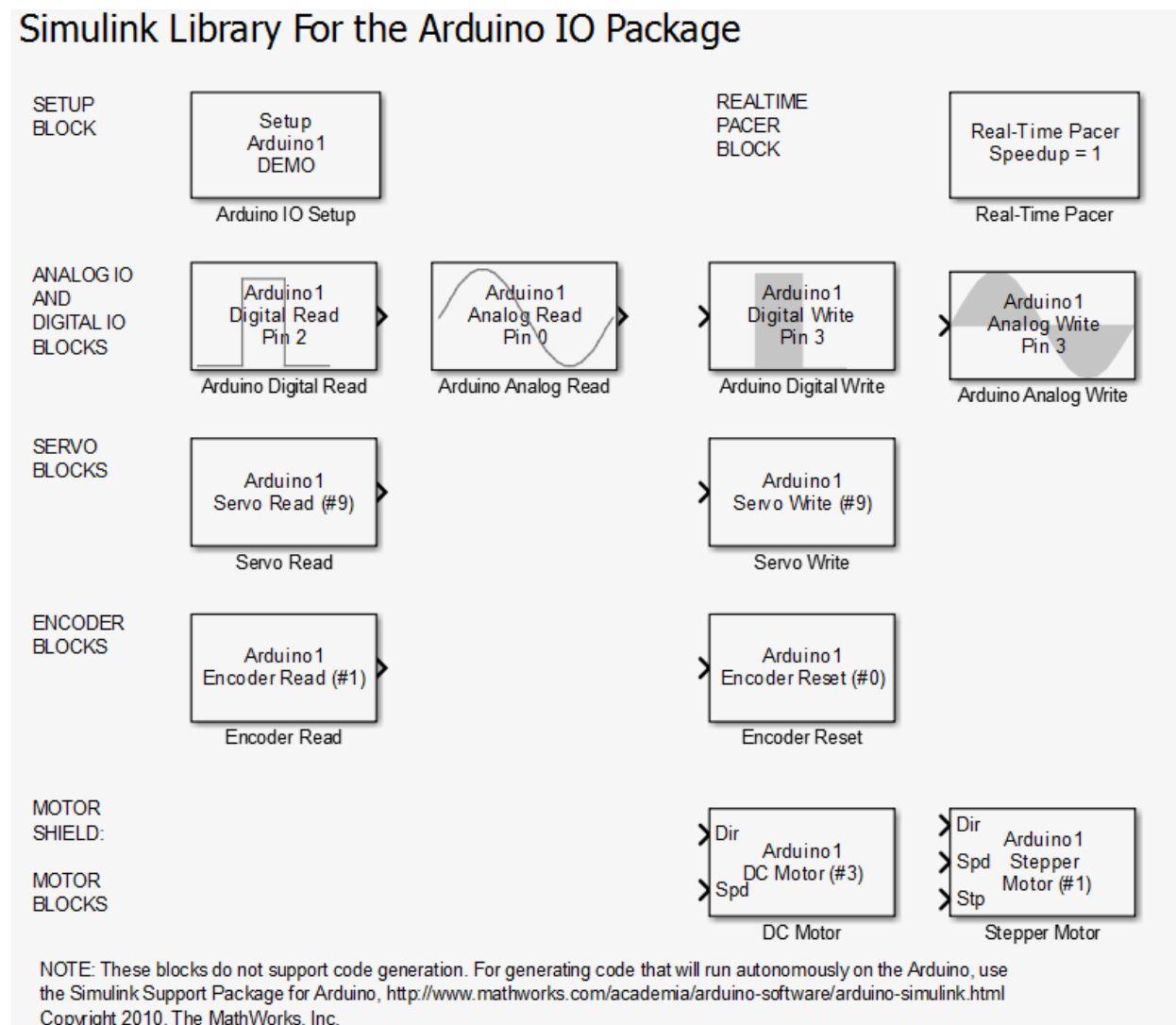


Figura 47. Librería de entradas y salidas de tarjeta Arduino en Simulink.

Una de las principales ventajas que representa el uso de esta librería reside es que la programación (y por tanto el tiempo que conlleva la depuración y detección de errores de sintaxis) se minimiza y simplifica. Al usar Simulink como entorno gráfico para el usuario, no sólo es sencillo de comprender, sino también es muy fácil de modificar y adecuar a nuevas necesidades o algoritmos de control que deseen implementarse.



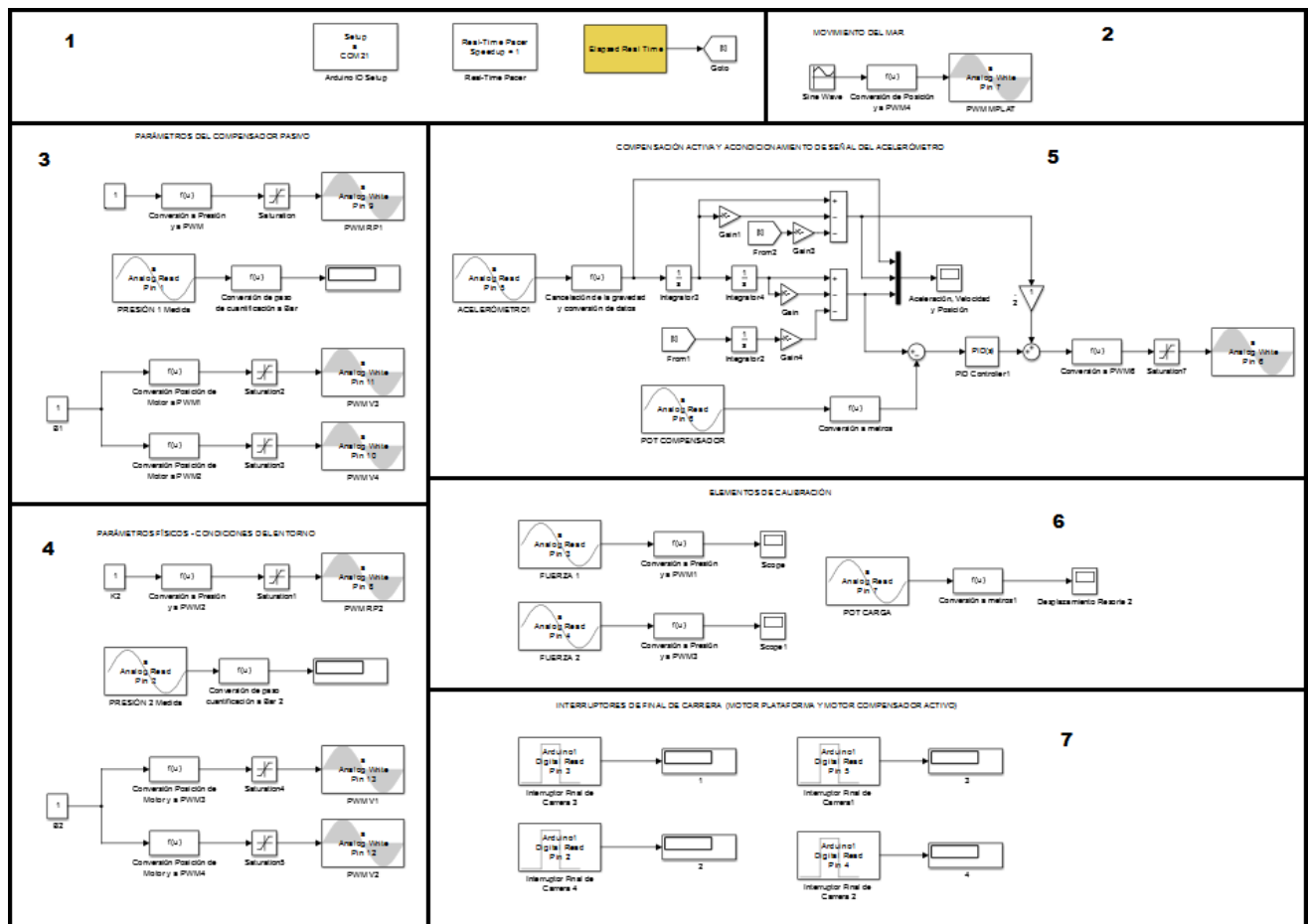


Figura 48. Interfaz de usuario en Simulink

La Figura 48 muestra la interfaz de usuario, generada con bloques estándar de Simulink y con la librería especializada de Arduino, dividida en 7 regiones:

1. Configuración de la conexión por puerto serie y librería de tiempo real.
2. Especificación del movimiento sinusoidal.
3. Parámetros de compensación pasiva.
4. Parámetros del entorno de operación.
5. Compensación activa y procesamiento de la señal del acelerómetro
6. Registro de elementos de calibración.

En esta interfaz se han agregado bloques de funciones definidas por el usuario para poder ajustar el desfase (offset) y la pendiente de los sensores y actuadores. Es decir, para poder modificar la resolución. Todo esto permitirá ajustar las ganancias y calibrar los sensores y actuadores para buscar una operación óptima.

Estas características, sumada a la capacidad de modificar los algoritmos de compensación activa al agregar, remover o modificar bloques de Simulink, hace a la interfaz sumamente versátil. El único requisito previo para el usuario de la interfaz es tener experiencia o estar familiarizado con la forma de trabajo de Simulink, software para el cual se pueden encontrar extensos tutoriales en línea.



puede ver que esos errores crecen de forma cuadrática y es por ello que se debe buscar cancelarlos (como se propone en el diagrama a bloques) o implementar un algoritmo para restablecer a cero el error cada cierto número de muestras.

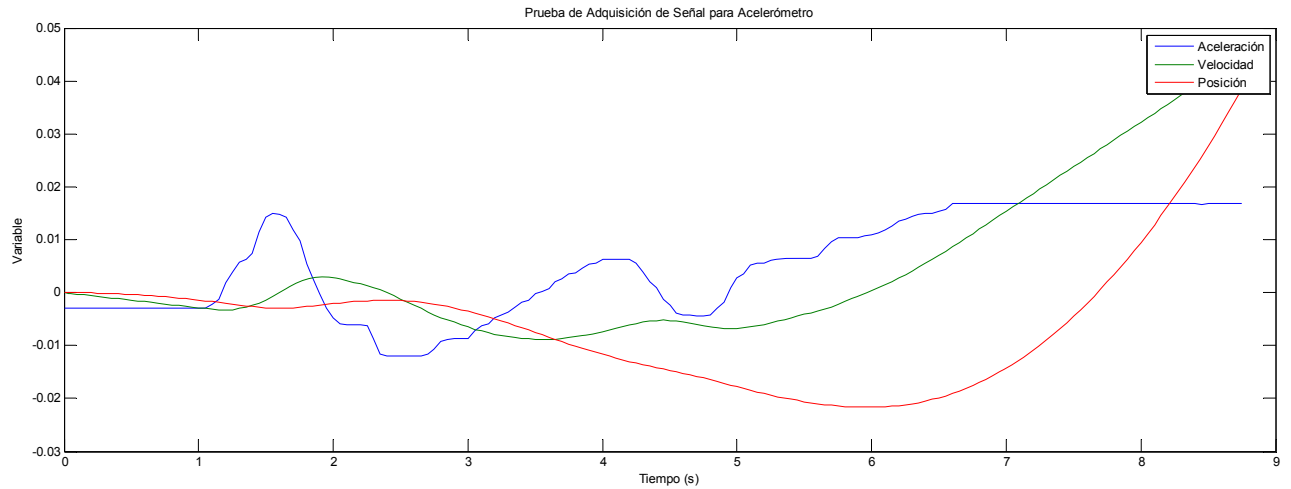


Figura 50. Prueba de Adquisición de Datos y estimación de posición con acelerómetro.

Se puede estimar mediante el modelo escalado del compensador pasivo la respuesta que se obtendría con un controlador PID sintonizado de forma empírica, como una primer acercamiento al problema de control del sistema. En la Figura 52 se puede apreciar la respuesta que se espera del sistema bajo condiciones máximas de operación, la cual permite a la carga permanecer en una posición prácticamente estática (ideal y teóricamente).

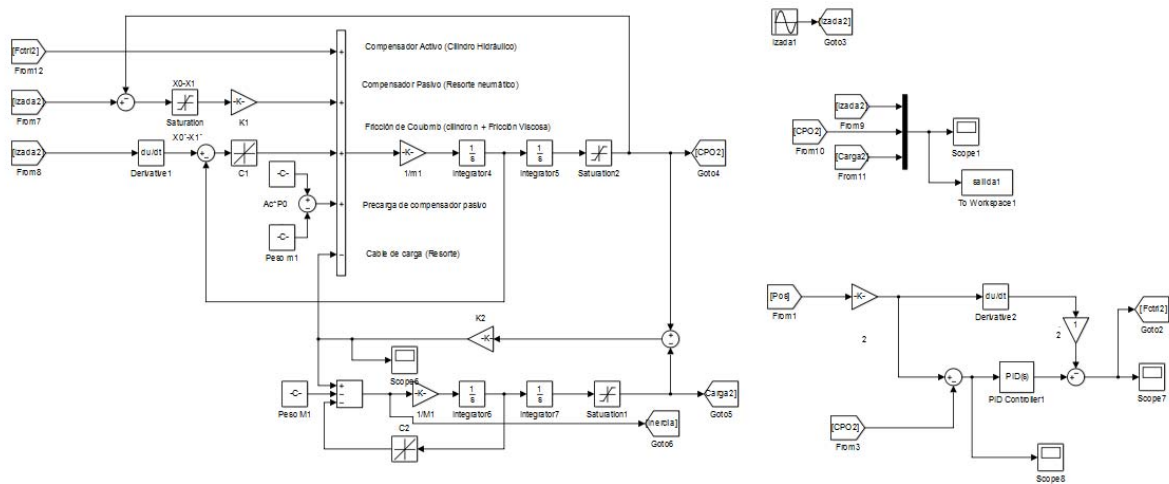


Figura 51. Diagrama a bloques con controlador.

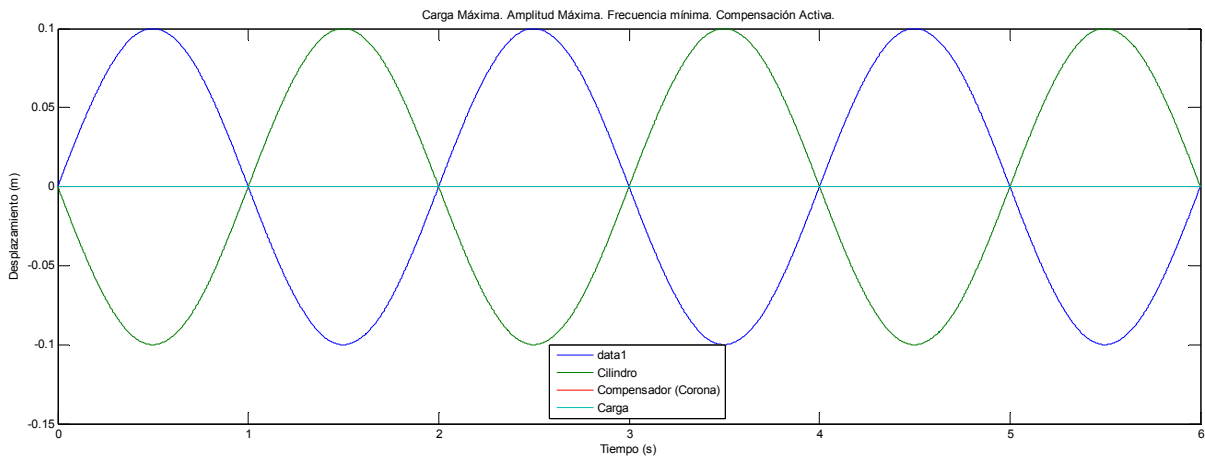


Figura 52. Respuesta del sistema activo.

## 6. RESULTADOS Y CONCLUSIONES

De acuerdo a los objetivos principales del proyecto establecidos al inicio del documento (investigar, desarrollar e implementar un prototipo de laboratorio), es posible decir que el proyecto se encuentra actualmente en una fase intermedia. La mayor parte de la investigación, desarrollo teórico y conceptual de la máquina ha sido terminada; sin embargo, aún queda pendiente por finalizar la etapa de ensamble, implementación y pruebas. Este retraso se ha debido cuestiones meramente administrativas (aprobación del presupuesto para el proyecto), pero con el poco tiempo disponible se han dado grandes avances.

El prototipo diseñado cumple en teoría con todas las especificaciones técnicas planteadas, excepto la posibilidad de variar los rozamientos estáticos (variable cuya minimización ha mostrado ser complicada y cuyos efectos son importantes a medida que disminuye la amplitud del movimiento a compensar).

En el plano académico, este proyecto ha tenido un carácter altamente mecatrónico, incluyendo un gran número de temas y disciplinas para su realización:

- ❑ Diseño mecánico, haciendo énfasis en la facilidad de ensamble y alineamiento, seguridad del usuario y accionamiento lineal.
- ❑ Diseño eléctrico y electrónico, con énfasis en acondicionamiento de señales y disminución del número de conexiones a realizar
- ❑ Modelización y control de sistemas mecatrónicos.
- ❑ Selección de actuadores eléctricos y neumáticos.
- ❑ Informática, con énfasis en programación gráfica o visual (disminuyendo los tiempos de desarrollo y aumentando la legibilidad del programa). En esta cuestión, Simulink ha probado ser una herramienta formidable en los ámbitos de modelización y simulación de sistemas; pero, sorprendentemente, también ha resultado una herramienta muy potente para la adquisición y procesamiento de señales de una forma práctica, visual y sencilla.

A pesar de que el proyecto no ha sido concluido en su totalidad y aún hace falta llevar a cabo un gran número de pruebas, los resultados hasta ahora obtenidos son prometedores y se ajustan a los requerimientos especificados. Afortunadamente, el proyecto será continuado como un proyecto de doctorado, y algunas de las tareas que quedarán pendientes durante el inicio de esta nueva fase serán:

- ❑ Verificación de la resistencia mecánica de componentes críticos de sujeción sometidos a condiciones máximas de operación. Sobre todo, análisis de resistencia a fatiga, pues la máquina lleva a cabo movimientos cíclicos.
- ❑ Revisión de planos de piezas y de ensamble.
- ❑ Revisión de diagramas eléctricos de potencia.
- ❑ Fabricación y ensamble del prototipo.
- ❑ Experimentación y caracterización de los sistemas de amortiguamiento neumático.
- ❑ Experimentación y caracterización del sistema de emulación de cilindro oleo-hidráulico.
- ❑ Pruebas, puesta a punto, corrección de fallos (y posible rediseño de circuitos impresos) y puesta en marcha.

## 7. **BIBLIOGRAFÍA**

- [1] J. T. & D. M. W. Hatleskog, «Passive Compensator Load Variation for Deep-Water Drilling,» *IEEE JOURNAL OF OCEANIC ENGINEERING*, vol. 32, nº 3, pp. 593-602, 2007.
- [2] L. e. a. Li, «Modeling and Simulation of Active-Controlled Heave Compensation System of Deep-sea Mining based on Dynamic Vibration Absorber,» *Proceedings of the 2009 IEEE*, vol. International Conference on Mechatronics and Automation, pp. 1337-1341, 2009.
- [3] U. A. Korde, «Active Heave Compensation On Drill-Ships in Irregular Waves,» *Ocean Engineering*, vol. 25, nº 7, pp. 541-561, 1998.
- [4] ACE Winches, «Active Heave Compensation,» [En línea]. Available: [http://www.ace-winches.com/images/uploads/Active\\_Heave\\_Compensation\\_v6.pdf](http://www.ace-winches.com/images/uploads/Active_Heave_Compensation_v6.pdf). [Último acceso: 5 Junio 2013].
- [5] P. Albers, *Motion Control in Offshore and Dredging*, Delft: Springer, 2010.
- [6] CALEGEO, «Marine Drill & Wire-line CPTU Permanent Spread,» [En línea]. Available: <http://www.calegeo.com/cmsAdmin/uploads/Marine-Drill-spec-sheet-New-Rev-1.pdf>. [Último acceso: 5 Junio 2013].
- [7] W. e. a. Azpiazu, «Sistemas de Compensación de Oleaje. Análisis y Resultados de Ensayos de Campo,» *DYNA*, nº 12, pp. 19-25, 1983.
- [8] SMC, «Catálogo de Reguladores Electrónicos de Presión SMC,» [En línea]. Available: [https://content2.smcetech.com/pdf/ITV-E\\_EU.pdf](https://content2.smcetech.com/pdf/ITV-E_EU.pdf). [Último acceso: 5 Junio 2013].
- [9] SMC, «Catálogo de Equipo Neumático,» [En línea]. Available: [https://content2.smcetech.com/pdf/PPE-D\\_EU.pdf](https://content2.smcetech.com/pdf/PPE-D_EU.pdf). [Último acceso: 5 Junio 2013].
- [10] S/A, «Double-Acting Servo Cylinder,» [En línea]. Available: <http://www.mathworks.es/es/help/physmod/hydro/ref/doubleactingservocylinder.html>. [Último acceso: 5 Junio 2013].
- [11] H. e. a. Zheng, «Simulation of fuzzy PID Control of heave compensation system for deep-ocean mining,» *World Journal of Modelling and Simulation*, vol. 8, nº 1, pp. 50-57, 2012.
- [12] S. Cetinkunt, *Mechatronics*, New Jersey: Wiley, 2007.
- [13] R. Boylestad, *Electronic Devices and Circuit Theory*, New Jersey: Prentice Hall.
- [14] D. Ibrahim, *Microcontroller Based Applied Digital Control*, Wiltshire: John Wiley & Sons, Ltd, 2006.
- [15] R. G. & N. J. K. Budynas, *Shigley's Mechanical Engineering Design*, 8 ed., Mc.Graw Hill, 2006.
- [16] Y. & C. J. M. Çengel, *Fundamentals of Thermal-Fluid Sciences*, 4 ed., Mc. Graw Hill.
- [17] K. Ogata, *Modern Control Engineering*, 4 ed., New Jersey: Prentice Hall, 2002.
- [18] A. J. Nieto Quirjona, *Caracterización y Control Activo de una Suspensión Neumática*, Cuenca: Ediciones de la Universidad de Castilla- La Mancha, 2010.
- [19] S/A, «Kionix. Position determination using Accelerometers,» [En línea]. Available: <http://www.kionix.com/sites/default/files/AN013%20Double%20integration%20Rev%20B.pdf>. [Último acceso: 5 Junio 2013].
- [20] S/A, «Nanotec Plug & Drive Stepper Motors,» [En línea]. Available: <http://en.nanotec.com/products/155-plug-drive-stepper-motors-plug-drive-stepper-motors/>. [Último acceso: 2013 Junio 5].
- [21] S/A, «Okawa Electric Design,» [En línea]. Available: <http://sim.okawadenshi.jp/en/PWMtool.php>. [Último acceso: 5 Junio 2013].
- [22] A. S. Nastase, «Mastering Electronics Design. Measure a Wheatstone Bridge Sensor Signal

- with an ADC,» 23 Julio 2011. [En línea]. Available:  
<http://masteringelectronicsdesign.com/measure-a-wheatstone-bridge-sensor-signal-with-an-adc/#more-1839>. [Último acceso: 5 Junio 2013].
- [23] F. Pourboghraat, «Embedded Control and Mechatronics,» [En línea]. Available:  
<http://heera.engr.siu.edu/staff1/pour/courses/ece456/Labs/Arduino-User-Guide-for-Lab.pdf>.  
[Último acceso: 5 Junio 2013].
- [24] S/A, «Arduino Support from MATLAB,» [En línea]. Available:  
<http://www.mathworks.es/hardware-support/arduino-matlab.html;jsessionid=3cacb4e3651a04105002ade6e6b0>. [Último acceso: 5 Junio 2013].
- [25] RS Components, «RS Components,» [En línea]. Available: <http://es.rs-online.com/web/>.  
[Último acceso: 26 Diciembre 2012].
- [26] FESTO, «Válvulas posicionadoras MPYE,» [En línea]. Available:  
[https://www.festo.com/cat/es\\_es/data/doc\\_es/PDF/ES/MPYE\\_ES.PDF](https://www.festo.com/cat/es_es/data/doc_es/PDF/ES/MPYE_ES.PDF). [Último acceso: 6 Enero 2013].