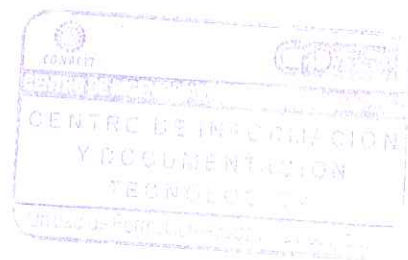


**Diseño preliminar de un controlador modular para
propulsores marinos.**

TESIS

QUE PARA OBTENER EL GRADO
ACADEMICO DE

**MAESTRO EN CIENCIA Y
TECNOLOGIA
EN LA ESPECIALIDAD DE
MECATRONICA**



PRESENTA

ING. JUÁREZ GARCÍA JORGE CRISTOPHER

Asesor:

DR. HUGO GÁMEZ CUATZIN

006123

QUERETARO, QRO. DICIEMBRE 2011

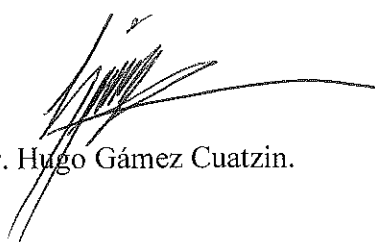




Director de Posgrado
PICYT – CIDESI
Querétaro

Los abajo firmantes, miembros del Comité Tutorial del alumno Jorge Christopher Juárez García, una vez leída y revisada la Tesis titulada **“Diseño preliminar de un controlador modular para propulsores marinos.”**, aceptamos que la referida tesis revisada y corregida sea presentada por el alumno para aspirar al grado de Maestro en Ciencia y Tecnología en la opción terminal de Mecatrónica durante el Examen de Grado correspondiente.

Y para que así conste firmamos la presente a los 15 días del mes de Diciembre del año dos mil once.



Dr. Hugo Gámez Cuatzin.



CIENCIA Y TECNOLOGÍA

Director de Posgrado
PICYT – CIDESI
Querétaro

Los abajo firmantes, miembros del Jurado del Examen de Grado del alumno Jorge Christopher Juárez García, una vez leída y revisada la Tesis titulada **“Diseño preliminar de un controlador modular para propulsores marinos.”**, aceptamos que la referida tesis revisada y corregida sea presentada por el alumno para aspirar al grado de Maestro en Ciencia y Tecnología en la opción terminal de Mecatrónica durante el Examen de Grado correspondiente.

Y para que así conste firmamos la presente a los 15 días del mes de Diciembre del año dos mil once.

Dr. Fernando Hernández Rosales.

Presidente

Dr. Hugo Jiménez Hernández.

Secretario

Dr. Luis Govinda García Valdovinos.

Vocal

M. en C. Jorge Alberto Soto Cajiga.

Vocal

Dr. Hugo Gámez Cuatzin.

Vocal

*A mis padres Jorge, Angélica
Y mis hermanos.*

Agradecimientos

Quisiera agradecer a mi asesor Dr. Hugo Gámez, por su apoyo, guía y confianza que me brindó a través de la maestría y permanecer ante cualquier pronóstico.

Al Dr. Hugo Jiménez por el apoyo, experiencia y motivación en la maestría.

Igualmente al M.C. Salvador Pérez y Bertha Velasco.

A CONACYT por prestar los recursos necesarios para los estudios de posgrado.

A mis amigos y compañeros por estar conmigo a través de todo el proceso, por su convivencia en las clases y proyectos desarrollados en este periodo.

A mi familia, en especial a mis padres Jorge y Angélica, que siempre me han apoyado en cualquier decisión que he tomado y han confiado en mí en todo momento, sin su apoyo no hubiera podido lograr mis metas. A los que no están conmigo ahora, pero fueron de mucha ayuda en todo momento.

A todos los que no pude mencionar pero me dieron su apoyo y contribuyeron a la culminación de este ciclo.

A Melanie, Eileen y Emmanuel.

Contenido

Capítulo 1	1
Introducción	1
1.1 Antecedentes	1
1.2 Definición del proyecto.	4
1.3 Justificación	6
1.4 Objetivo general	6
1.5 Hipótesis	6
1.6 Estructura de la tesis.	7
Capítulo 2	9
Marco Teórico.....	9
2.1 Posicionamiento dinámico, breve explicación.	9
2.2 Empuje necesario y capacidad de retención.	13
2.3 Sistemas de Control	19
2.4 Modelado de los motores.	23
2.5 Desarrollo Modular del controlador.	33
2.6 Esquema de control clásico y moderno.	35
2.7 Esquemas de control inteligente.	37
2.8 Algoritmo Genético.	38
Capítulo 3	45
Desarrollo.....	45
3.1 Sistema de propulsión.	45
3.2 Transmisión de engranes helicoidales.	46
3.3 Controlador	48

3.4	Sistema Hidráulico.	50
3.5	Procesamiento del sistema hidráulico.	57
3.6	Motor Diesel.	64
3.7	Electrónica asociada al motor diesel.	66
3.8	Motor Eléctrico.	67
3.9	Módulos del controlador.	69
3.10	Función de error.	70
3.11	Algoritmo genético implementado.	73
Capítulo 4.	83
Conclusión.	83
Bibliografía	86
Apéndice:	89
Algoritmo Genético implementado en MATLAB:	89
Estimación del torque en la hélice:	94
Evaluar del desempeño de AG.	95
Motor Electrico simulación:	96
Motor Hidráulico simulación:	97
Transmisión:	98
Motor Diesel	98
Lógica Modular:	99

Figura 1 Posicionamiento de embarcación a ocho anclas, sistema de posicionamiento por satélite "GPS" e ingeniero de posicionamiento a bordo. (SUBCOMITÉ TÉCNICO DE NORMALIZACIÓN DE PEMEX-EXPLORACIÓN Y PRODUCCIÓN, 2008).....	4
Figura 2 Unidad Propulsora. (Ricepropulsion).....	5
Figura 3 Propulsores Auxiliares.	9
Figura 4 Configuración DPS Clase 0. Adaptado de: (HOS)	10
Figura 5 Izquierda propulsor retráctil dirigible con hélice de paso controlable y tobera. Derecha:Propulsión principal, hélice de paso controlable y propulsor de tunel en la popa (señalado por la flecha) Fuente: (Janneke Carbaat-Visser, 2003).	12
Figura 6 Hélices de cuatro y seis palas.	16
Figura 7 Diagrama del sistema DP Adaptado de: (Eduardo A. Tannuri, Adaptive techniques applied to offshore dynamic positioning systems, 2006)	21
Figura 8 Función de demanda normalizada de un motor diesel.	29
Figura 9 Motor Eléctrico.	30
Figura 10 Diagrama equivalente de un motor eléctrico de CD.	31
Figura 11 Esquema de control propuesto.	34
Figura 12 Representación a bloques de un sistema.	36
Figura 13 Esquema de un sistema retroalimentado de control.	36
Figura 14 Representación de puntos codificados en la función f.	42
Figura 15 Cruce entre elementos binarios.	43
Figura 16 Mutación de la cadena binaria.	43
Figura 17 Hélice en funcionamiento.	45
Figura 18 Arreglo general del sistema de propulsión.	46
Figura 19 Torque de entrada contra torque de salida.	47
Figura 20 Gráfica de RPM – Torque	48
Figura 21 Circuito hidráulico para control de velocidad de un motor hidráulico.	51
Figura 22 Esquema de válvula proporcional.	52
Figura 23 Motor hidráulico Vickers.	52
Figura 24 Sistema hidráulico para simulación.	53
Figura 25 Respuesta del sistema hidráulico.	54
Figura 26 Error medido en el sistema.	54

Figura 27 Perturbación inducida.	55
Figura 28 Sistema hidráulico con PID.....	55
Figura 29 Error medido en el controlado.....	56
Figura 30 Variación de flujo y presión.	56
Figura 31 Partes para el accionamiento de la unidad hidráulica.	58
Figura 32 Diagrama a bloques para regular la velocidad del sistema.	60
Figura 33 Motor diesel para simulación mediante SIMULINK.....	64
Figura 34. Simulación del motor diesel.....	64
Figura 35 aceleración angular del motor diesel (rad/s ²).	65
Figura 36 RPM motor diesel.	65
Figura 37 Diagrama de simulación motor eléctrico.	67
Figura 38 RPM del motor eléctrico de CD.....	68
Figura 39 Corriente de armadura del motor.	68
Figura 40 sistema general del control de los módulos.	69
Figura 41 Diagrama de control lógico de los módulos.....	70
Figura 42 Optimización en la respuesta del sistema. (National Instruments)	74
Figura 43 Evolución del AG disminuyendo el error.	77
Figura 44 Simulación del sistema con las ganancias obtenidas.	78
Figura 45 Resultado del AG con más generaciones.	78
Figura 46 Distribución de los resultados.	79
Figura 47 Convergencia del algoritmo.	80
Figura 48 Convergencia en partes aparentemente sin cambio.	80
Figura 49 Comparación AG vs Ziegler Nichols.....	81

Ecuación 1 Numero HSSC (Riddle Steddum, 1997).....	15
Ecuación 2 Ecuaciones para motor hidráulico.	24
Ecuación 3 Ecuaciones flujo de fuga y torque de fricción.	24
Ecuación 4 Eficiencia de la bomba.....	25
Ecuación 5 Eficiencia del motor.....	25
Ecuación 6 Torsión en motor diesel.	27
Ecuación 7 Límites para Ω	28
Ecuación 8 Función potencia máxima.....	28
Ecuación 9 Función de demanda de par.	28
Ecuación 10 Polinomio de aproximación.....	28
Ecuación 11 Fuerza contra electromotriz.	31
Ecuación 12 Torque del motor CD.....	31
Ecuación 13 Parte eléctrica del motor.	31
Ecuación 14 Parte mecánica del motor.	32
Ecuación 15 Torque.....	32
Ecuación 16 salida del motor CD.....	32
Ecuación 17 corriente en el lazo.....	33
Ecuación 18 Torque motor CD.....	33
Ecuación 19 Torque de salida del motor CD incluyendo inercia y amortiguamiento.....	33
Ecuación 20 Torque del motor hidráulico.	47
Ecuación 21 Torque de salida.....	47
Ecuación 22 Controlador PID.....	49
Ecuación 23 Presión en el motor.	57
Ecuación 24 Etapa proporcional (P).....	71
Ecuación 25 Etapa integral (I).....	71
Ecuación 26 Etapa derivativa (D).....	71
Ecuación 27 Modelo control PID	71
Ecuación 28 Función de Transferencia Sistema de segundo orden.....	71
Ecuación 29 Tiempo de subida.....	72
Ecuación 30 Frecuencia natural no amortiguada.....	72
Ecuación 31 Coeficiente de amortiguamiento.....	72

Ecuación 32 Respuesta sistema de segundo orden.....	73
Ecuación 33 Error RMSE.....	75
Ecuación 34 Vector de salida obtenido mediante AG.....	76

Capítulo 1

Introducción

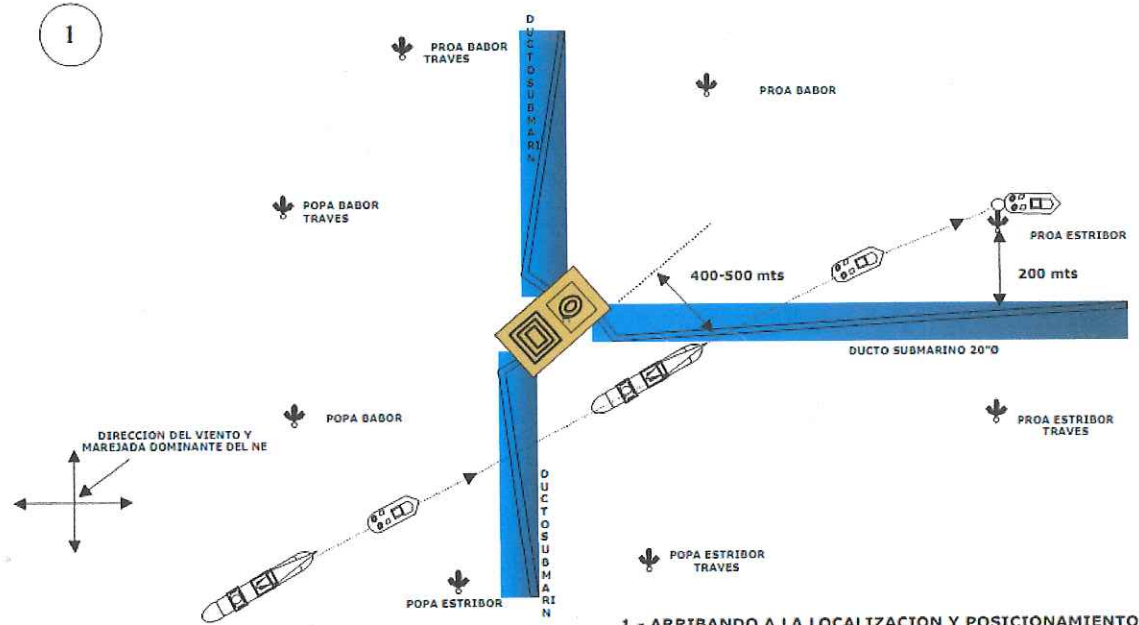
1.1 Antecedentes

La Magnitud y complejidad de las actividades que desarrollan diferentes embarcaciones en aguas profundas, como lo son la exploración y extracción petrolera, buques cisterna, buques de transporte, barcos remolcadores, buques militares, barcos hotel, embarcaciones de inspección, buques de apoyo a construcciones costa afuera, los OSVs (Offshore Supply Vessel), las Unidades flotantes de producción, almacenaje y descarga, FPSO (Floating Production Storage and Offloading), entre otros, operan en lugares cuyas condiciones son muy extremas, incrementando también los movimientos de entrada y salida de embarcaciones a sus plataformas marinas, así como las maniobras de fondeo, embarque y desembarque, amarre o acoderamiento, maniobras de servicio de mantenimiento, acercamiento a plataformas petroleras, entre otras, abarcando una amplia gama de tareas. Todo lo anterior exige que los diseñadores tengan que adaptar estos buques y sus sistemas de propulsión para realizar labores en condiciones ampliamente diferenciadas.

Para realizar las tareas antes mencionadas con éxito, se han establecido criterios y requisitos mínimos de seguridad para las embarcaciones que requieran ejecutar dichas maniobras, lo cual ha incrementado el uso del sistema de posicionamiento dinámico DPS, por sus siglas en inglés Dynamic Positioning System, el cual se define como un conjunto de componentes utilizados para mantener una embarcación flotando en una posición específica o en una dirección deseada haciendo uso de sus hélices y *propulsores auxiliares*. Un conjunto de sensores de referencia de posición, junto con sensores de viento, sensores de movimiento y brújulas con giroscopios, proporcionan información a la computadora referente a la posición del buque así como la magnitud y dirección de las fuerzas ambientales que afectan su posición.

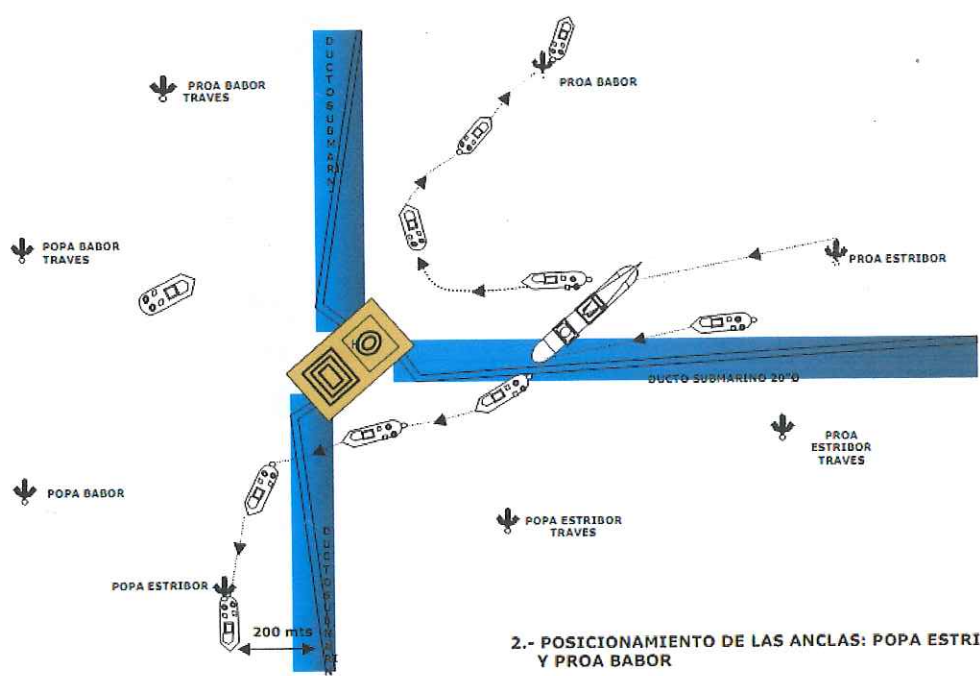
Todo el sistema que engloba el modelo de la nave y las fuerzas que actúan sobre ella, procesa las entradas al modelo y calcula la potencia requerida por cada uno de los propulsores auxiliares, dependiendo de la capacidad instalada en la nave, el número y lugar de los propulsores para poder mantener la embarcación en un punto o realizar maniobras.

1



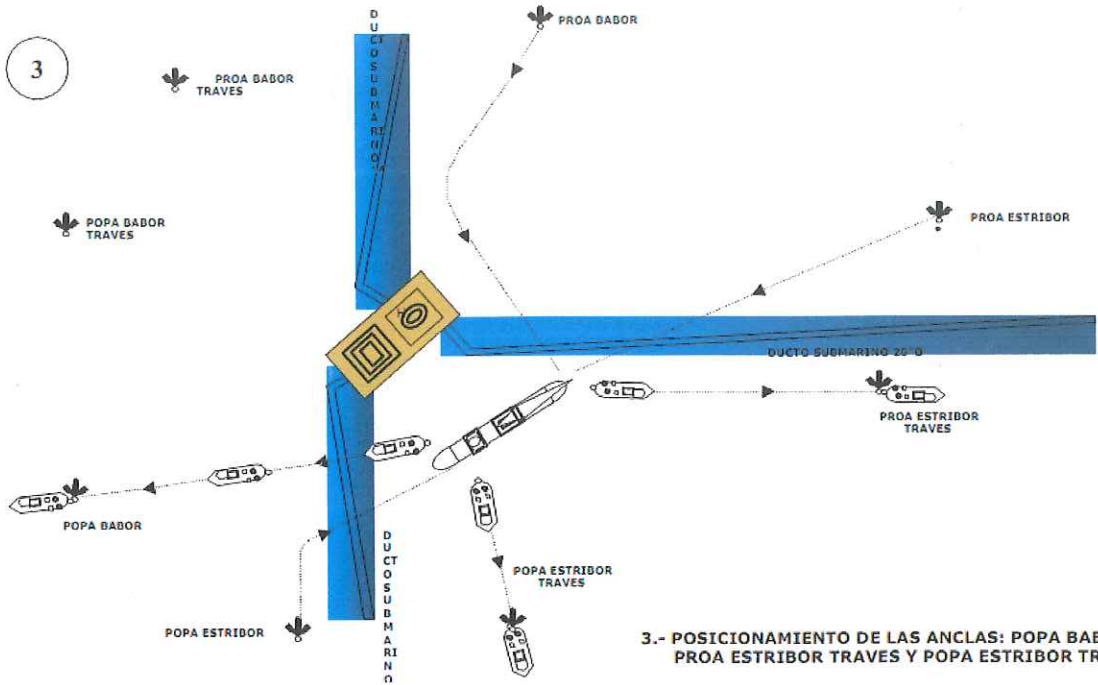
1.- ARRIBANDO A LA LOCALIZACION Y POSICIONAMIENTO DEL ANCLA PROA ESTRIBOR

2



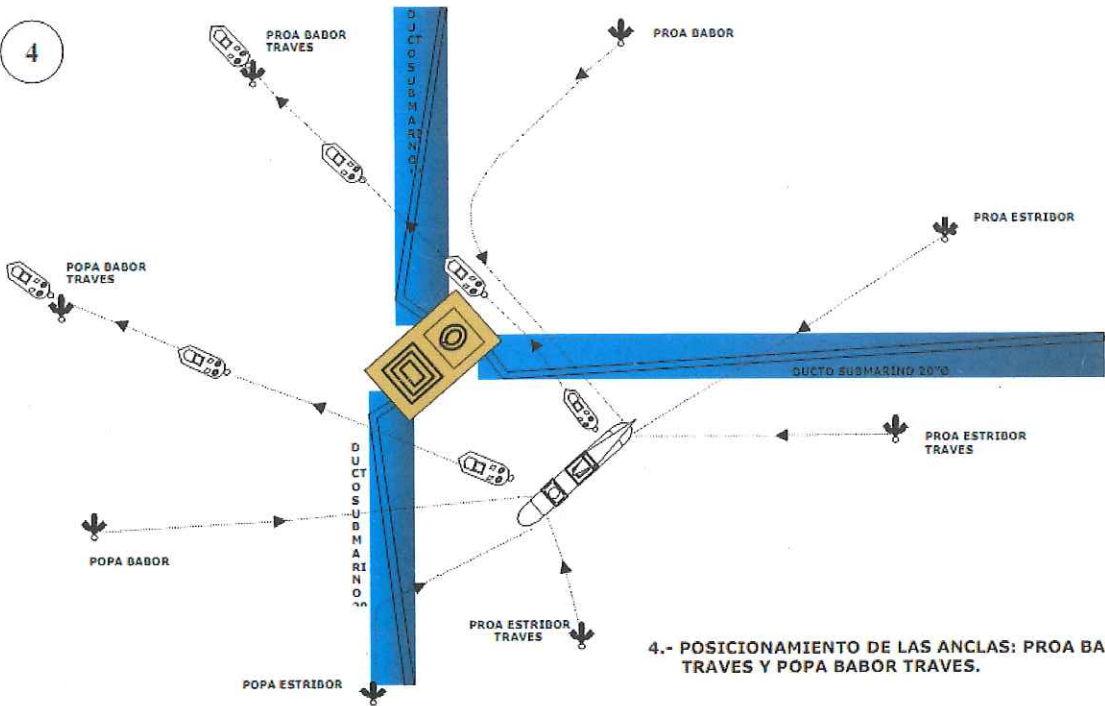
2.- POSICIONAMIENTO DE LAS ANCLAS: POPA ESTRIBOR Y PROA BATOR

3

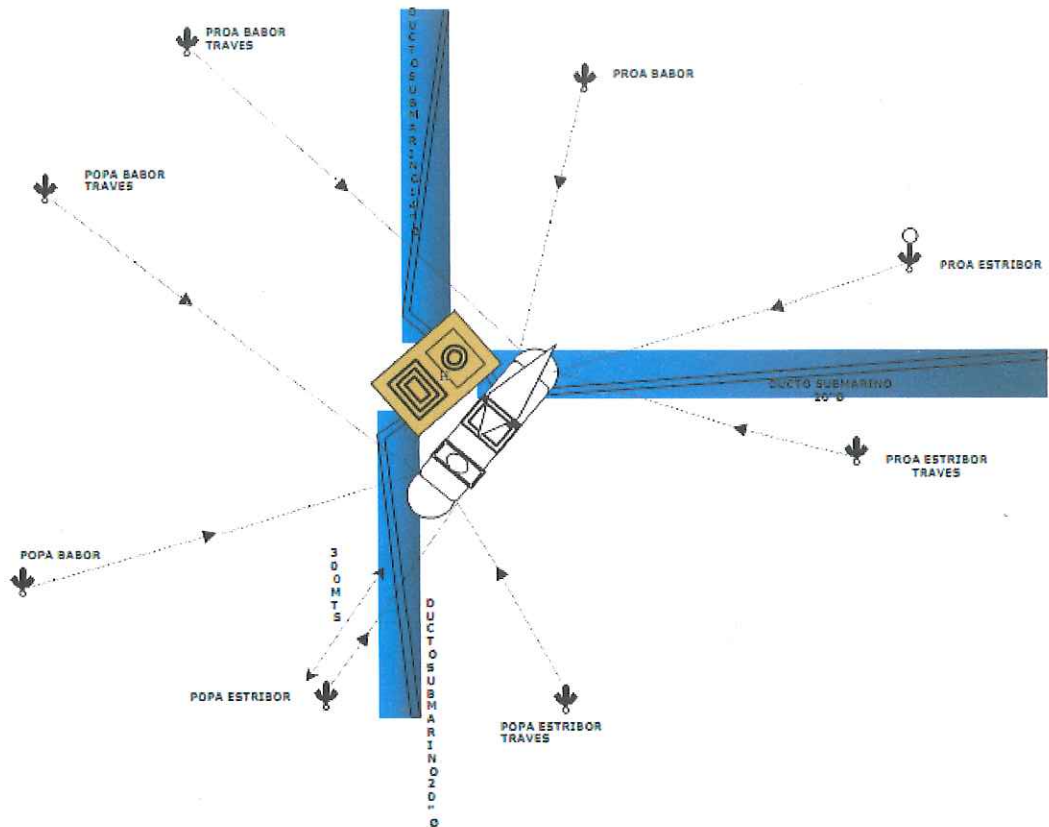


3.- POSICIONAMIENTO DE LAS ANCLAS: POPA BABOR, PROA ESTRIBOR TRAVES Y POPA ESTRIBOR TRAVE:

4



4.- POSICIONAMIENTO DE LAS ANCLAS: PROA BABOR TRAVES Y POPA BABOR TRAVES.



5.- POSICION FINAL DE LA EMBARCACION AL LADO "SE" DE LA PLATAFORMA.

Figura 1 Posicionamiento de embarcación a ocho anclas, sistema de posicionamiento por satélite "GPS" e ingeniero de posicionamiento a bordo. (SUBCOMITÉ TÉCNICO DE NORMALIZACIÓN DE PEMEX-EXPLORACIÓN Y PRODUCCIÓN, 2008)

Los propulsores auxiliares pueden ser alimentados por motores diesel, eléctricos o hidráulicos.

1.2 Definición del proyecto.

La función primaria de cualquier motor marino o motor de planta es convertir energía típicamente química, de un combustible, en trabajo útil y usar ese trabajo en la propulsión del barco. Una unidad de propulsión consta de la maquinaria, equipo, y mandos que pueden ser mecánicos, eléctricos, o hidráulicos conectados a un eje de propulsión.

PRINCIPIOS DE PROPULSIÓN DE BARCOS

Una embarcación se mueve por el agua propulsada por elementos, tales como ruedas de paletas o hélices. Estos elementos imparten velocidad y movimiento de la embarcación a una columna de agua en la dirección opuesta a la dirección en la que se desea mover la embarcación. Una fuerza, llamada fuerza de reacción (porque reacciona a la fuerza de la columna de agua) es desarrollada contra el elemento de velocidad-impartida. Esta fuerza, también llamada empuje, se transmite al barco y hace que la embarcación se mueva a través del agua.

Propulsión principal:

La hélice marina es el elemento de propulsión usado en casi todas las embarcaciones navales. El empuje desarrollado en la hélice se transmite a la estructura del barco por el eje principal por la presión del empuje desarrollado (ver Figura 2). El eje principal se extiende del eje del engrane de reducción principal a la reducción de la hélice. Se apoya en alineación por los cojinetes de suspensión, los cojinetes de retención a popa y los cojinetes de apoyo. El empuje, actuando en el eje de propulsión como un resultado del efecto del empuje de la hélice, se transmite a la estructura de la embarcación por el buje de empuje principal. En la mayoría de las embarcaciones, se localiza al final del eje principal dentro de la caja de reducción principal. En algunos barcos grandes, sin embargo, el buje del eje principal se localiza más lejos a popa en un espacio de maquinaria o en un claro del eje.

El engrane de la reducción principal conecta al eje del motor. La función del reductor principal es reducir las altas revoluciones del motor y dejar que la hélice opere a una velocidad más baja. En esta manera ambos el motor y el eje de la hélice giran a su velocidad más eficiente

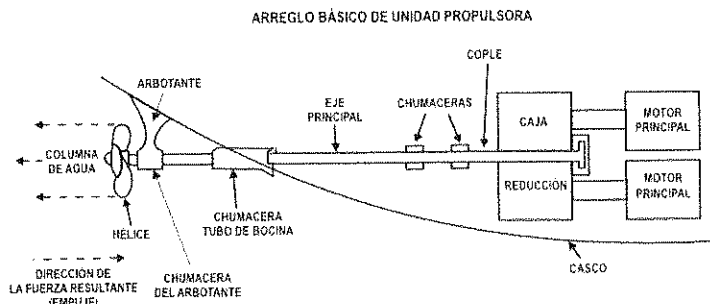


Figura 2 Unidad Propulsora. (Ricepropulsion)

Propulsores auxiliares:

006123

Los principales tipos de propulsores auxiliares pueden ser:

Propulsores de túnel. Los propulsores de túnel se utilizan principalmente para atraque, maniobra a baja velocidad, cambio de dirección de emergencia y mantenimiento en alto total o a muy baja velocidad.

Propulsores Azimutales. Esta es la opción más avanzada cuando la maniobrabilidad es realmente valiosa para la operación del barco ya que estos sistemas giran prácticamente 360° y el empuje puede direccionarse hacia cualquier lado. Existen con o sin tobera, aplican para embarcaciones comerciales que operan abajo de 14 nudos

Los motores principales requieren de un control robusto y rápido el cual responda ante las exigencias del controlador principal que tiene el modelo de la nave.

Al tener la posibilidad de utilizar cualquiera de los motores se requiere contar con un controlador modular en el cual pueda elegirse el controlador para cualquiera de ellos y que además cumpla con las exigencias de diseño.

1.3 Justificación

Desarrollar la tecnología propia que es requerida en los propulsores marinos auxiliares.

Desde 2009, a la fecha de presentación del presente trabajo CIDESI ha estado desarrollando propulsores auxiliares, entre otros, de tipo túnel y acimutales. El desarrollo de estos propulsores requiere complementarse con tecnología propia para controlar dichos propulsores y así contar con un sistema integral de propulsión auxiliar.

El beneficiario de estos desarrollos tecnológicos es una empresa mexicana, METALMEC S.A. de C.V. que se localiza en el puerto de Mazatlán en el estado de Sinaloa.

1.4 Objetivo general

Realizar el diseño de un controlador modular para propulsores marinos auxiliares.

1.5 Hipótesis

Los propulsores auxiliares para barco pueden utilizar cualquier tipo de motorización (hidráulica, eléctrica o diesel); entonces el diseño de un controlador modular con

reducción de error usando algoritmos genéticos podría ser útil para mejorar la etapa de control.

1.6 Estructura de la tesis.

El presente trabajo está estructurado de la siguiente manera:

Capítulo 2. Presenta el marco teórico en el cual se ubica la tesis, ofreciendo una descripción acerca del uso de propulsores auxiliares en embarcaciones con posicionamiento dinámico, los motores que los impulsan y los controladores existentes, introduciendo los nuevos esquemas de control inteligente para la aplicación. El Capítulo 3 muestra el sistema completo de propulsión incluyendo la transmisión la hélice y los motores así como elementos extras de control como válvulas, para simular el sistema completo y obtener un diseño preliminar de controlador, minimizando el error con Algoritmo Genético. El Capítulo 4 muestra los resultados, analizando el desempeño tanto del sistema como del controlador propuesto en comparación con técnicas clásicas de control. Finalmente el Capítulo 5 contiene el apéndice incluyendo los bloques de control modular y el programa de algoritmo genético.

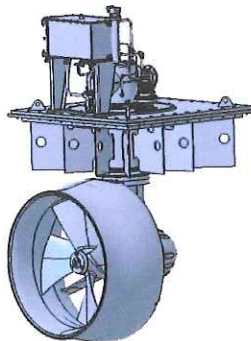
2.1 Posicionamiento dinámico, breve explicación.

Un barco que se va a utilizar con DPS requiere:

- Mantener la posición y dirección.
- Un ordenador para calcular las acciones de control necesarias para mantener la posición y corregir los errores de posición, compuesto de paneles electrónicos, giros, DGPS (Sistema Diferencial de Posicionamiento Global), sensores de referencias verticales y servos.
- Elementos de empuje propios, como lo son los propulsores de tipo túnel transversales y azimutales, para aplicar fuerzas a la nave como lo exige el sistema de control, de acuerdo a las características de cada equipo.



Propulsor túnel
cortesía
METALMEC.



Propulsor azimutal
prototipo cortesía
METALMEC.



Ejemplo de propulsor tipo túnel
transversal montado en el casco de la
nave. (Janneke Carbaat-Visser, 2003)

Figura 3 Propulsores Auxiliares.

Para la mayoría de las aplicaciones, los sistemas de referencia de posición y los elementos de empuje deben ser cuidadosamente considerados en el diseño de un buque. En particular, para un buen control de la posición en condiciones meteorológicas adversas, la capacidad de empuje de la nave en los tres ejes debe ser adecuado. Los principales fabricantes de sistemas de DP son

Kongsberg Maritime, Converteam (que antes formaban parte de Alstom), L-3 Communications (anteriormente Nautronix), Rolls-Royce Marine, Tecnologías Marinas y Navis Engineering Oy. La configuración depende de la clase DP de la nave: La clase 1 puede ser relativamente simple, mientras que el sistema de un barco de Clase 3 es bastante compleja. La Figura 4 muestra el diagrama de configuración típica Clase 0

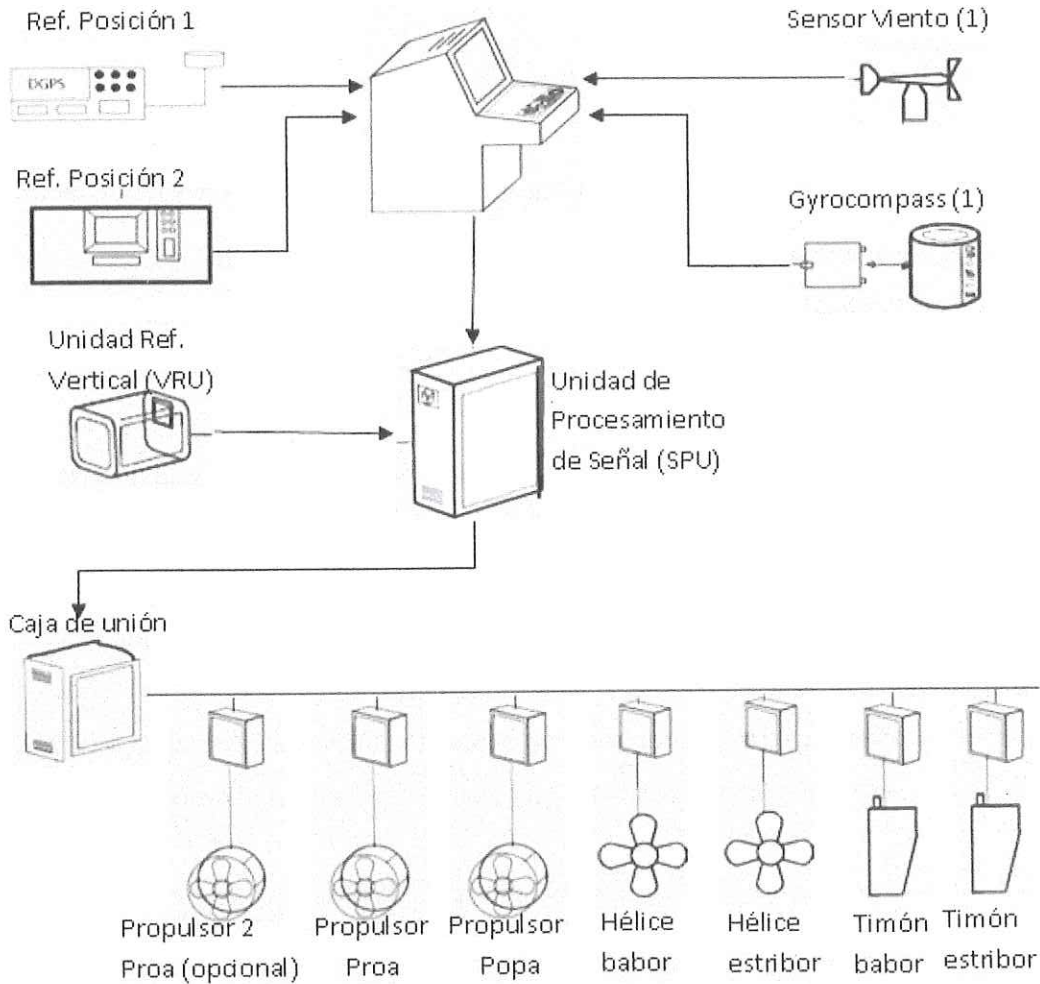


Figura 4 Configuración DPS Clase 0. Adaptado de: (HOS)

El sistema de propulsión debe diseñarse para superar las condiciones más desfavorables de vientos combinadas con corrientes de agua y fuerzas por operaciones de trabajo. Su cálculo está basado en la distribución de peso de la embarcación incluyendo el peso de combustibles, almacenamientos de tuberías, tanques de agua, entre otros.

Se deben tomar en consideración las estructuras superiores que causen resistencias a los vientos como por ejemplo, casetas, grúas, estaciones de soldaduras con protectores de vientos entre otros.

Los propulsores deben dar a la embarcación flexibilidad de avance y posibilidad de freno inmediato, los mismos deben estar orientados con capacidad de hacer retroceder la embarcación en caso de requerirse.

Los principios básicos para un diseño se basan en lo siguiente:

Estimación preliminar de las necesidades totales de energía requeridas por el DPS.

Para las necesidades totales de energía se considera una norma desarrollada por Howard Shatto, oficialmente bautizada como HSSC (Howard Shatto Sanity Check), la norma establece que la carga debida a un viento de 61 nodos, no deberá ser superior al 80% del empuje total disponible.

Posteriormente, se enumeran los propulsores para estimar la potencia instalada total, basado en la potencia de un propulsor, haciendo uso de fórmulas y reglas empíricas específicas que fueron confirmadas por estudios formales de análisis.

La potencia DP, expresada en unidades de caballos de fuerza (HP horse power), por tonelada de desplazamiento operativo es otro índice de la capacidad de un buque. Mientras mayor es este valor, el buque se considera mejor calificado en el manejo de situaciones, como huracanes, ráfagas de aire y corrientes arremolinadas.

Número, ubicación y tamaño de los propulsores.

Estos sistemas de propulsión deben ubicarse en posiciones que aseguren el rápido y fácil desplazamiento de una embarcación, desde una posición a la siguiente y que den respuestas inmediatas a situaciones de vientos, oleajes y corrientes. En la Figura 5 se muestran imágenes de propulsores de un buque de carga.

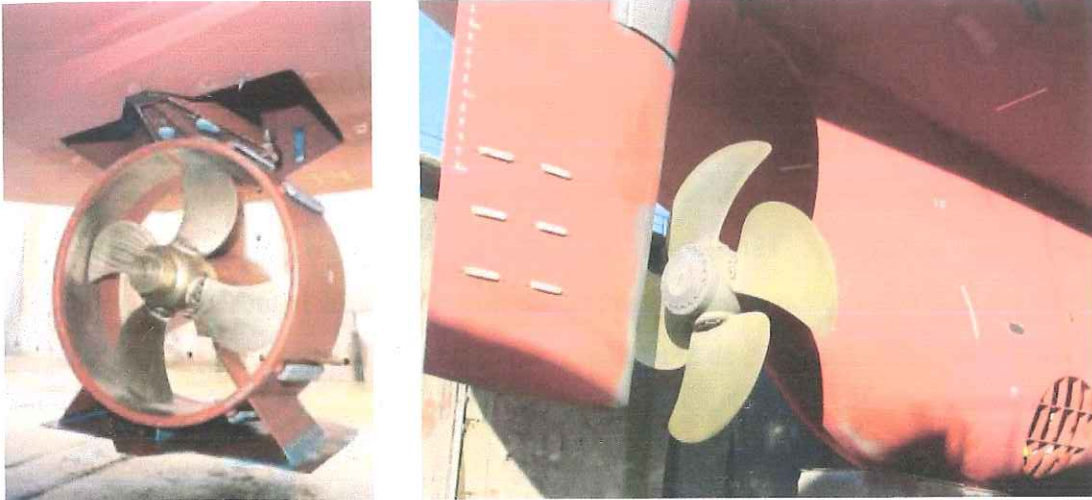


Figura 5 Izquierda propulsor retráctil dirigible con hélice de paso controlable y tobera. Derecha: Propulsión principal, hélice de paso controlable y propulsor de tunel en la popa (señalado por la flecha) Fuente: (Janneke Carbaat-Visser, 2003).

Se dispone criterios para la colocación transversal y longitudinal de los propulsores para reducir al mínimo la degradación de empuje debido a la interacción entre propulsores. La interacción entre el casco y los propulsores y las pérdidas por rozamiento se pueden reducir al mínimo inclinando la boquilla de salida de los propulsores hacia abajo en un ángulo que es determinado por el diseño físico del buque. La ubicación de los propulsores debe permitir la operación continua aún con un propulsor fuera de línea. Otros factores considerados son los siguientes:

Mecánica sencilla y fiable en el control

Esto lleva a la selección de propulsores de paso fijo.

La facilidad de reparación y mantenimiento

La posición de los mismos debe ser orientada de manera tal que no interfiera en maniobras de atraque en muelles y ocupe grandes áreas estorbando otras embarcaciones.

El diseño debe estar orientado a la capacidad de no varar la embarcación por reparaciones como por ejemplo, mantenimiento o reemplazo de propulsores.

Esto conduce a la posibilidad de diseñar un sistema de elevación, que puede recuperar el propulsor en la cubierta del barco para la reparación e inspección.

Uso eficaz del empuje.

Esto conduce a la elección de propulsores azimutales en comparación con una combinación de propulsores de túnel y propulsores azimutales. Los propulsores azimutales permiten un uso óptimo de empuje, especialmente cuando el buque tiene un ángulo oblicuo de dirección con el vector resultante de carga del medio ambiente.

Operación en puerto.

El sistema puede ser retráctil mediante propulsores que se pueden recoger en el interior del casco en cavidades diseñadas para este propósito, permitiendo de esta forma operar en aguas poco profundas, así como facilitar mantenimiento o reemplazo de propulsores o reparaciones en su parte inferior.

Todos los propulsores son idénticos. Para minimizar el costo de refacciones y los costes de mantenimiento, lo más usual es que todos los propulsores posean un diseño idéntico.

2.2 Empuje necesario y capacidad de retención.

La determinación del mínimo empuje para mantener con éxito de forma dinámica la posición de un buque perforador es compleja.

En primer lugar, no hay un acuerdo general sobre la selección de un máximo adecuado para el entorno operativo para las operaciones de perforación DP. Existe menos acuerdo aún en un ambiente de "tormenta" y las funciones que se espera cumpla el sistema DP en ese entorno. Actualmente se tiende a que la nave sea capaz de "flotar" en un ambiente de tormenta, en lugar de mantener la posición. En estos casos flotar se entiende como la capacidad de controlar la dirección y mantener algunos avances en medio de la tormenta. En segundo lugar, el rendimiento del sistema en modo estacionario suele expresarse en términos de capacidad de mantenerse estático. Aun así, surgen algunos problemas más difíciles. Por ejemplo, la selección de la estrategia adecuada para asignar el empuje entre la generación del par (control de dirección) y la fuerza de equilibrio no es trivial.

En tercer lugar, aunque la más sencilla aproximación para estimar el empuje necesario es la energía de mantenimiento estático, en realidad, se debe considerar la naturaleza dinámica de las fuerzas ambientales que actúan sobre el buque de perforación. Esto introduce la complejidad del ciclo de trabajo de la maquinaria y la capacidad de la planta de energía para responder rápidamente a cargas variables.

Numero HSSC

Los sistemas actuales para modo estacionario tienen un diseño específico para el caso en que el buque se encontrara en medio de fenómenos naturales como tormentas, dependiendo de la zona marítima su número puede ir desde 10 tormentas de invierno hasta 50 huracanes al año. El procedimiento de diseño hace calcular la carga ambiental en todas direcciones y luego verificar la carga de la hélice y la carga de los motores. Si las cargas son menos del 80% para un margen razonable de direcciones, entonces el sistema de modo estacionario se considera de tamaño adecuado.

El procedimiento mencionado es atractivo debido a su simplicidad y a la naturaleza intuitiva de los parámetros que lo rigen. Sin embargo, hay un par de problemas con el método. En primer lugar existen incertidumbres en las olas de deriva con carga, especialmente en grandes buques sin amarres. Los modelos de análisis de la ola de deriva no son muy precisos y las cargas predichas son muy elevadas y representan, quizás un tercio de la capacidad total de DP. Gran parte del modo estacionario necesario depende de una carga que no es fácil de calcular o comprender. En segundo lugar hay una cierta discusión en cuanto a la altura de las olas, para el caso de huracanes (que normalmente es la carga definida). Es posible, mediante simulaciones, predecir una ola máxima asociada con un huracán, pero se debe tener muy mala suerte para soportar esta ola ya que además de ser golpeado por un huracán de tal magnitud, debe verse afectado por el lado fuerte del huracán donde reside esta ola. La probabilidad de ser afectados por ese huracán y por estar ubicado en ésta área pequeña, donde la ola máxima se produce, es mucho menor que la de solo sufrir el huracán.

Incluso hubo un mejor enfoque para el cálculo de la carga de la ola, el método no trata directamente los casos en que los buques con DPS han perdido la posición.

Por ejemplo, el Discover Seven Seas (DSS) ha operado continuamente en el modo de DP durante 21 años.

Durante este tiempo ese barco nunca perdió la posición por falta de potencia o empuje.

Se reporta que durante "tormentas simuladas" hubo un par de ocasiones en que fue vencido, pero ambos se produjeron cuando el buque tuvo un comportamiento similar al de una viga ante un fuerte viento repentino.

Debido a esto los diseñadores proponen utilizar otro criterio de diseño para el funcionamiento de un buque equipado con DP para operar ante fuerte viento, pero sin corriente marina. Se define un número adimensional HSSC (que se pronuncia el número hissic y derivado de Howard Shatto's Sanity Check). Que es simplemente la proporción de 80% del empuje disponible para una carga de viento de 61 nudos. Para un buen diseño del sistema el número HSSC debe ser mayor que 1.

Asimismo, se propone un método para determinar el tamaño de la capacidad de los motores. Una vez más, se basa en la experiencia de campo con el DSS. La planta de energía debe tener el tamaño para entregar la máxima potencia a todos los propulsores más uno y, simultáneamente, llevar la carga de servicio. Debe haber una configuración redundante de motores para el caso en el que uno deje de funcionar.

La norma HSSC y la potencia total instalada, deben ser utilizadas con las directrices existentes del tamaño de la hélice y capacidad del motor para las plataformas de DP.

Ecuación 1 Numero HSSC (Riddle Steddum, 1997).

$$\text{HSSC} = \frac{(0.8)\text{empuje disponible}}{\text{Carga del viento @ 61 Kts}}$$

$$\text{HSSC} = \frac{(0.8)nT_fP_i}{B_dV_{61}}$$

$$P_{\text{tot}} = P_i(n + 1) + 15\sqrt{nP_i}$$

Donde:

n = Número total de propulsores.

P_{tot} = Potencia total instalada [HP]

P_i = Potencia nominal continua de un propulsor [HP]

T_f = Factor de rendimiento del propulsor [kn / MW] ó [kips / HP]

B_d = Coeficiente de arrastre de viento [kn / (m/s)²] or [kips / kt²]

V_{61} = Velocidad del viento a 61 kt o equivalente [m/s] ó [kt]

Y para un desempeño optimo $HSSC \geq 1$

TIPOS DE HELICES

Aunque existen muchos tipos de hélices los dos más importantes son los que tienen entre dos y cuatro palas y son principalmente utilizados por motores intraborda con ejes. Las utilizadas por los motores fuera de borda suelen llevar un número de entre tres y seis palas.



Figura 6 Hélices de cuatro y seis palas.

El argumento tradicional propone que las hélices de cuatro palas son para barcos más lentos y las de tres palas son más adecuadas para barcos rápidos. Sin embargo, el consumo de carburante, el rendimiento y la aceleración en el arranque, también son parámetros a tener en cuenta a la hora de elegir la mejor hélice para el barco. Generalmente, en náutica de recreo y pequeños motores de hasta pocos cientos de caballos de fuerza se utilizan hélices de tres palas. Los grandes buques y transatlánticos suelen utilizar hélices de cuatro palas y viajan a velocidades importantes, con velocidades de crucero entre los 20 y 30 nudos.

Pasar de tres a cuatro palas significa aumentar la superficie de palas en contacto con el agua y por tanto aumentar la capacidad de desplazamiento de agua y el empuje del motor. Pero para que el motor trabaje más eficientemente con más palas, estas tendrán que tener

un menor ángulo de ataque o lo que también se conoce como el paso de la hélice. Es decir para un mismo motor, una hélice de cuatro palas debería tener un paso menor para permitir que el motor pueda trabajar a las mismas revoluciones que con una hélice de tres palas. Las mejoras al utilizar una hélice de cuatro palas darán una mayor aceleración, un mejor tiempo de planeo, mejor control del barco en velocidades bajas y medias, y en bastantes casos ganancia en la eficiencia del combustible. Al aumentar la superficie de las palas o el número de palas, mejora la capacidad de arrastre para grandes cargas, la capacidad para navegar en mar agitado y disminuir los fenómenos de ventilación y de cavitación. Y todo ello a pesar de que en teoría, se disminuye el rendimiento al aumentar el número de palas.

Cuanto más palas tenga la hélice, menos vibraciones tendrá el motor. Una hélice de dos palas tendría en principio un gran rendimiento, pero generaría muchas vibraciones y necesitaría girar a muchas rpm o tener un gran paso para poder absorber la potencia entregada por el motor. Y al aumentar el paso se pierde en aceleración, de modo que en el compromiso final influyen muchos parámetros.

TAMAÑO

Su tamaño queda definido por dos datos: el diámetro total de la hélice y el paso de sus palas, es decir lo inclinado que están y por tanto la capacidad de impulsar agua. Estos dos datos son los más importantes para diferenciar una hélice de otra. Generalmente un diámetro pequeño se corresponde con un motor de pequeña potencia, o con un barco diseñado para desplazarse a mucha velocidad.

En cualquier hélice es importante tener suficiente superficie de palas, capaz de distribuir la potencia del motor entre las distintas palas y por tanto tener una superficie suficiente para desplazar todo el volumen de agua que la potencia del motor permita. Palas demasiado pequeñas causan ‘cargas’ muy altas, lo que significa que la hélice no es capaz de absorber toda la potencia transferida por el motor. El resultado es lo que conocemos como cavitación, vibraciones y en algunos casos extremos ‘picaduras’ en las palas.

MATERIALES PARA HÉLICES

Pueden ser de muchos tipos, entre ellos de aluminio, acero inoxidable, bronce, o materiales compuestos. Las hélices en “composites” (son materiales sintéticos que están mezclados heterogéneamente y que forman un compuesto) trabajan bien y no son muy caras. Las de aluminio son las más utilizadas debido a la gran cantidad de medidas con que pueden ser fabricadas y las diversas condiciones y revoluciones con que pueden ser utilizadas. Las de bronce y acero inoxidable son las que ofrecen las mejores prestaciones y duración frente al paso del tiempo, y son muy adecuadas para barcos que se desplacen a mucha velocidad.

Una hélice perfecta debería pesar lo mínimo, ser lo más rígida posible, no verse alterada por el entorno marino y poderse reparar con facilidad. Por todo ello un material muy indicado si no fuera por su elevado precio y dificultad para trabajarlo y repararlo sería el Titanio que es totalmente inmune a la oxidación, liviano y muy tenaz.

Existen distintas aleaciones muy adecuadas para la fabricación de hélices pero las investigaciones en materiales compuestos son más que prometedoras. Además de ser totalmente inmunes a la oxidación y muy livianas, las hélices en ‘composites’ tienen un comportamiento frente al impacto muy diferente que las de metal. El daño queda localizado solo en la zona del golpe sin comprometer todo el eje o la reductora como a veces ocurre con las hélices de metal.

Tabla 1 Comparación de los distintos materiales utilizados en la fabricación de hélices.

	Peso	Flexibilidad	Reparabilidad	Costo de fabricación
Composite	Bajo	Media	No es posible	Baja
Aluminio	Medio	Pequeña	Fácil	Media
Acero Inox	Alto	Baja	Difícil	Alto
Bronce	Alto	Baja	Fácil	Alto

2.3 Sistemas de Control

En principio los controladores PID se utilizaron y se utilizan en los sistemas más simples de DP. Sin embargo, los controladores modernos utilizan un modelo matemático de la nave que se basa en una descripción hidrodinámica y aerodinámica relacionando algunas de las características del buque tales como la masa y la resistencia. Para complementar este modelo, la posición del buque y su dirección se introducen en el sistema y se compara con la predicción hecha por el modelo. La diferencia obtenida se utiliza para actualizar el modelo aplicando el filtrado de Kalman (J. Millan, *A Dynamic Positioning System for Ship Model Test.*, 2005). Por esta razón, el modelo también tiene entradas de los sensores de viento y la retroalimentación de los propulsores. Este método permite incluso que no tengan entrada de cualquier sistema de referencia de posición (PRS por sus siglas en inglés) durante algún tiempo, dependiendo de la calidad del modelo y el clima.

Las fuerzas ambientales que actúan en un barco flotante son complejas, e inducen al menos dos tipos distintos de movimientos. Las olas del mar contienen un gran número de componentes oscilatorias, con varias direcciones, amplitudes y fases. Las olas generadas por el viento dan lugar a grandes fuerzas y momentos oscilantes en un buque, induciendo movimientos de alta frecuencia (en el mismo rango de frecuencia de las olas). Igualmente, el medio incluye disturbios de variación lenta causados por el viento, corrientes y olas de arrastre, que provocan oscilaciones de baja frecuencia y movimientos constantes en el buque. Mediante DPS se debe suprimir los movimientos de baja frecuencia, manteniendo la posición media del buque lo más cerca posible del punto deseado. Sin embargo, los movimientos de alta frecuencia son difíciles de manipular por el sistema de control, ya que se requeriría una enorme cantidad de energía para atenuar las altas frecuencias de oscilación, llevando a un consumo extra de combustible y a un aumento en la velocidad de desgaste de las hélices (debido al impacto de las oscilaciones de alta frecuencia en las hélices).

Por lo tanto, es necesario incluir en el ciclo de control un algoritmo de filtrado relativamente más sofisticado. El propósito del filtro es separar el movimiento oscilatorio de alta frecuencia inducido por perturbaciones de variación lenta. Se requiere también

implementar acciones de control de lazo cerrado para el filtrado de señales de baja frecuencia inducidas por el movimiento del buque.

Por supuesto, la introducción de un filtro en el ciclo de control lleva a un gran incremento en la fase (retraso en el tiempo) y a una menor rigidez (reacción a las variaciones de las variables de entrada y perturbaciones). Por lo tanto, se considera que un buen filtro es el que mantiene la modulación por debajo de los límites tolerables, manteniendo la rigidez máxima del sistema. En sus inicios la técnica de DPS utilizaba filtros Butterworth convencionales tipo pasa bajo o filtros de corte, que podría ser fácilmente implementado en circuitos analógicos. Sin embargo, el principal inconveniente de estos filtros es la introducción de la fase adicional de retraso, causando mal desempeño, aumento de las oscilaciones y, a veces, inestabilidad en la respuesta de lazo cerrado.

Una alternativa al filtrado convencional consiste en aplicar técnicas basadas en la observación, como el filtro de Kalman. Una de las principales características del filtro de Kalman es el uso de la información disponible sobre el comportamiento dinámico del proceso. El movimiento de la embarcación, debido a los disturbios de variación lenta y la acción del oleaje son tomados en cuenta para el modelado. La información de movimiento (predicha por el modelo del filtro) se combina con las observaciones disponibles, y con base en esto se construye un estimador de estado óptimo.

El movimiento de la embarcación es considerada como la suma de dos funciones de respuesta linealmente independiente. El primer modelo de baja frecuencia incluye el rendimiento del buque debido a las fuerzas de maniobra y las fuerzas del medio ambiente correspondientes al viento, la corriente de deriva y las olas, y el segundo modelo de alta frecuencia incluye la respuesta del buque debido a las olas. La idea de separar el modelo del filtrado en uno de baja frecuencia y un modelo de alta frecuencia fue originalmente sugerida por (J G Balchen, 1976).

El filtro de Kalman se basa en un modelo del sistema, el cual depende de un parámetro desconocido, relacionado con la frecuencia de la onda. Una estimación sesgada del espectro para el valor pico de frecuencia de la onda, puede degradar el rendimiento del filtro, que afecta el comportamiento general del controlador. Por lo que varios algoritmos de rastreo de frecuencia se han de aplicar a tal problema, tales como el método de variaciones en la predicción de errores recursivos (Recursive Prediction Error Method

RPEM) y estimación recursiva por mínimos cuadrados (RLS) (Sælid S., 1983) (Balchen J., 1980). Estos algoritmos realizan la estimación rápida de frecuencia y actualizan el modelo de filtro de Kalman. Éste "filtrado adaptativo" ha sido utilizado ampliamente en DPS comerciales.

El algoritmo de control calcula el momento y fuerzas de empuje basado en el movimiento de baja frecuencia. Los sistemas comerciales modernos siguen empleando algoritmos PD sencillos. La acción integral es tomada en consideración gracias a la compensación directa de las fuerzas del medio ambiente, las cuáles también son estimadas por el filtro de Kalman. Un diagrama de bloques simplificado de un sistema de DP se presenta en la Figura 7.

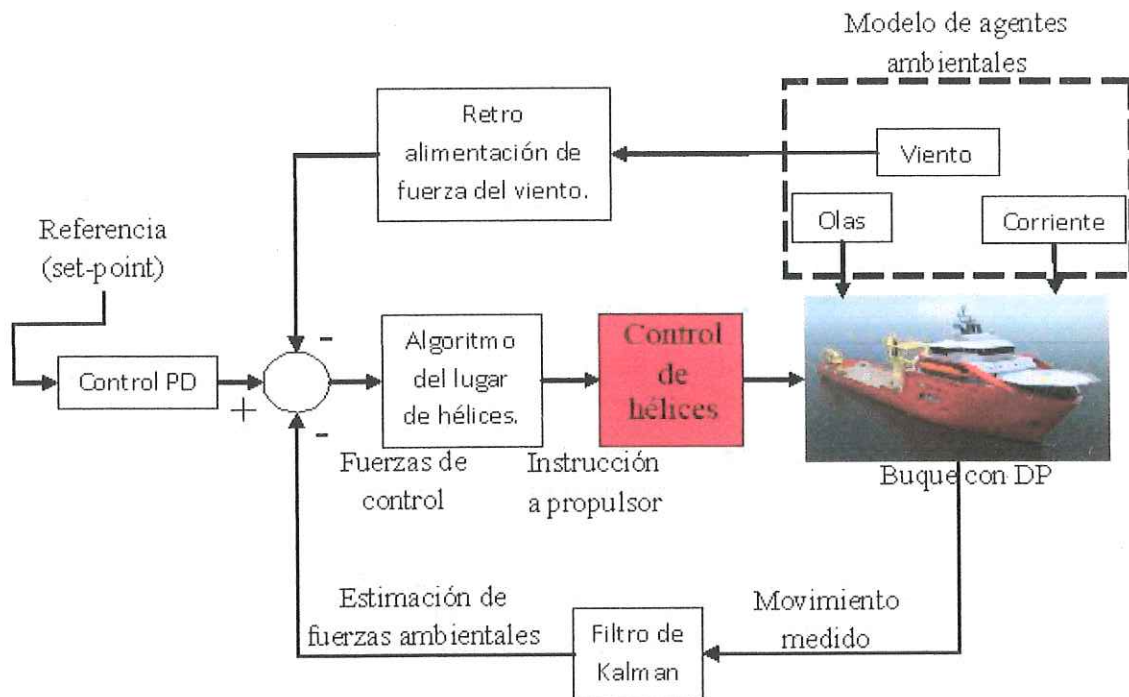


Figura 7 Diagrama del sistema DP Adaptado de: (Eduardo A. Tannuri, Adaptive techniques applied to offshore dynamic positioning systems, 2006)

La robustez y simplicidad de controlador PD son las principales razones para su utilización generalizada. Además, cumple los requisitos de rendimiento de un gran número de buques de DP. Un ajuste las ganancias del controlador se realizan normalmente durante la instalación del DPS, y en ocasiones requiere la ejecución de

algunas maniobras con el fin de evaluar la dinámica general del buque y la maniobrabilidad.

Sin embargo, durante condiciones adversas del medio ambiente, el sistema puede mostrar una pérdida de rendimiento, ya que las ganancias PD se ajustaron en un estado del mar en calma. Por ejemplo, en algunas operaciones en el mar, el petróleo es transferido de un tanque flotante FPSO (Floating Production Storage and Offloading) que está amarrado a una plataforma o a un camión cisterna de traslado, esta operación puede durar hasta 24 horas, y la masa de la cisterna podrá someterse a un triple aumento en su valor original, dando así un cambio sustancial en las propiedades dinámicas de la cisterna. En este caso, un controlador de ganancia fija no resultaría una adaptación adecuada, ya que requieren una atención total por parte del operador, quien, a su vez, debe realizar correcciones manuales en la posición de la cisterna, a fin de mantener dicho buque, dentro de una distancia segura del FPSO.

Por lo tanto, se deduce que un controlador PD de ganancia constante no es necesariamente adecuado para los buques que deben operar bajo situaciones ambientales muy variantes y para los buques sometidos a la variación de masa significativa durante toda la operación. Estas razones y otras han llevado a los investigadores a aplicar metodologías de control diferentes.

Un control adaptivo para el modelo de referencia, puede resolver los problemas asociados con el controlador PD. Mediante éste control la estructura general del controlador PD aún se conserva, y el algoritmo de adaptación se encarga de la corrección instantánea de las ganancias de control. Con la solución actual, los autores tratan de abordar el problema, conservando al mismo tiempo la simplicidad del controlador PD, que es una de las principales razones para su utilización generalizada.

2.4 Modelado de los motores.

En lo concerniente al presente trabajo, se desarrollará la parte del control de hélices, como se muestra en la Figura 7. En 2.1 se mencionó que el elemento principal de empuje para los propulsores auxiliares es un motor, mediante el cual se obtiene la energía necesaria para hacer girar las hélices al torque y velocidad requeridos, los motores pueden ser de tipo hidráulico, eléctrico o diesel. Por lo tanto es necesario tener modelos que describan el comportamiento de los motores para que posteriormente se pueda generar la mejor estrategia de control que sea capaz de responder ante las exigencias del sistema del modelo ambiental y de la nave.

A continuación se describen los modelos simplificados de los motores hidráulico, eléctrico y diesel.

Motor Hidráulico:

La máquina hidráulica de desplazamiento variable, representa una máquina hidráulica de cualquier tipo como un modelo basado en las hojas de datos. El modelo toma en cuenta la dirección del flujo de energía y simula la máquina en el modo motor. La eficiencia de la máquina es variable, y se puede establecer de acuerdo con los datos experimentales provistos en la hoja de datos o catálogo.

El desplazamiento de la máquina es controlada por la señal proporcionada a través de una señal física al elemento de control. La eficiencia de la máquina se simula implementando las fugas dependientes del régimen y par de fricción sobre la base de las correlaciones experimentalmente entre la eficacia de las máquinas y la presión, velocidad angular y el desplazamiento.

Con respecto a la relación entre la señal de control y el desplazamiento, este se realiza mediante el desplazamiento máximo. El desplazamiento se supone que es linealmente dependiente de la posición de cada elemento de control.

La máquina de desplazamiento variable queda representada mediante las siguientes ecuaciones:

Ecuación 2 Ecuaciones para motor hidráulico.

$$q = D \cdot \omega - k_m \cdot q_L$$

$$T = D \cdot p + k_m \cdot T_{fr}$$

$$D = \begin{cases} \frac{D_{max}}{x_{max}} \cdot x \\ D(x) \end{cases}$$

$$P = P_A - P_B$$

donde:

q	Tasa de flujo de la máquina.
P	Presión diferencial a través de la máquina.
P_A, P_B	Presión entre las terminales del bloque
D	Desplazamiento instantáneo de la máquina
D_{max}	Desplazamiento máximo de la máquina
x	Desplazamiento del miembro de control
x_{max}	Desplazamiento máximo del miembro de control
T	Torque en el eje de la máquina.
ω	Velocidad angular en el eje de la máquina.
q_L	Flujo de fuga
T_{fr}	Fricción del torque
k_m	Coefficiente del tipo de máquina 1 para bomba -1 para motor

Los parámetros fundamentales que determinan la eficiencia de la máquina son su fuga y la fricción en el eje. En el bloque, estos parámetros se especifican con correlaciones experimentales con propiedades similares a:

Ecuación 3 Ecuaciones flujo de fuga y torque de fricción.

$$q_L = D \cdot \omega \cdot k_{L1} \left(\frac{P}{P_{nom}} \right)^{k_{LP}} \left(\frac{D}{D_{max}} \right)^{k_{LD}} \left(\frac{\omega}{\omega_{nom}} \right)^{k_{L\omega}}$$

$$T_{fr} = D \cdot p \cdot k_{F1} \left(\frac{P}{P_{nom}} \right)^{k_{FP}} \left(\frac{D}{D_{max}} \right)^{k_{FD}} \left(\frac{\omega}{\omega_{nom}} \right)^{k_{F\omega}}$$

donde:

- P_{nom} Presión nominal.
- ω_{nom} Velocidad angular nominal
- k_{L1} Coeficiente de fuga proporcional
- k_{F1} Coeficiente de fricción proporcional

Coefficientes aproximados:

$$k_{LP}, k_{LD}, k_{L\omega}, k_{FP}, k_{FD}, k_{F\omega}$$

La aproximación de los coeficientes son determinados según las gráficas de eficiencia, por lo general proporcionada por el fabricante de la máquina. Con la fuga conocida, la eficiencia de la bomba volumétrica se puede expresar como:

Ecuación 4 Eficiencia de la bomba.

$$\eta_{vp} = \frac{D_{\omega} - q_L}{D_{\omega}} = 1 - k_{L1} \left(\frac{P}{P_{nom}} \right)^{k_{LP}} \left(\frac{D}{D_{max}} \right)^{k_{LD}} \left(\frac{\omega}{\omega_{nom}} \right)^{k_{L\omega}}$$

Y para un motor la expresión es la siguiente:

Ecuación 5 Eficiencia del motor.

$$\eta_{vm} = \frac{D_{\omega}}{D_{\omega} + q_L} = \frac{1}{1 + k_{L1} \left(\frac{P}{P_{nom}} \right)^{k_{LP}} \left(\frac{D}{D_{max}} \right)^{k_{LD}} \left(\frac{\omega}{\omega_{nom}} \right)^{k_{L\omega}}}$$

Motor Diesel:

El motor Diesel funciona por el principio del autoencendido o auto ignición, en el que la mezcla aire-combustible arde por la gran temperatura alcanzada en la cámara de compresión, por lo que no es necesaria la chispa como en los motores de explosión. A continuación se explica el proceso.

En cuanto el combustible frío contacta con el aire que se encuentra a gran temperatura, comienza a elevarse su temperatura, formándose vapor alrededor de cada una de las gotas. El aire circundante se enfría y toma calor de la masa de aire comprimido, transmitiéndolo nuevamente a la gota de combustible que vuelve a calentarse hasta alcanzar su temperatura de inflamación. Cuando esto ocurre, comienza la combustión y el calor producido se pasa a toda la masa de aire y combustible restante, produciéndose su inflamación.

El tiempo que transcurre entre la entrada de las primeras gotas y el inicio de la combustión se llama retardo a la inflamación, el cual representa el tiempo de giro del cigüeñal que transcurre entre el comienzo de la inyección y la inflamación del combustible.

Durante este periodo se está inyectando combustible de forma continua. Este fenómeno produce un picado particular, parecido a la detonación en los motores de gasolina, que aumenta a medida que lo hace el retardo a la inflamación.

Como es bien sabido, los motores diesel son dispositivos altamente no lineales, y sus características varían en función de la potencia de salida, velocidad, temperatura ambiente, etc. Tal comportamiento no lineal, hace el diseño de sistemas de control de motores una tarea muy difícil además, los motores diesel son sistemas inherentemente de lazo abierto y estable de forma marginal, en el sentido de que la velocidad del motor se desviará en la ausencia de medidas de control de retroalimentación o el motor puede detenerse cuando la velocidad de funcionamiento es inferior a cierto nivel.

También es interesante notar que los motores diesel son sistemas inherentemente variantes en el tiempo discreto en el sentido de que la velocidad del motor es una función del tiempo de inyección de combustible, la compresión y los procesos de combustión que dependen de nuevo de la velocidad instantánea del motor. Hay un retardo puro entre el movimiento de la posición del acelerador y la respuesta de la velocidad del motor. Éste tiempo de retardo disminuye a medida que aumenta la velocidad del motor. Éstas características indeseables hacen que el diseño óptimo de sistemas de control para motores sea aún más difícil. A pesar de

estas dificultades, se han hecho varios intentos para sintetizar los controladores para los motores diesel.

Se modela un motor a combustible diesel, un motor de encendido por compresión con un regulador de velocidad (gobernador). El motor funciona a una velocidad variable que se puede controlar con una señal de aceleración mediante Simulink. La señal del acelerador controla directamente el par de salida que genera el motor e indirectamente controla la velocidad a la que el motor funciona. Si la velocidad del motor excede la velocidad máxima que se especifica, el par motor cae a cero. El modelo no incluye la dinámica del aire y el combustible en la combustión.

La señal del acelerador se introduce a través de un puerto de entrada de Simulink. Esta señal indica el par del motor como una fracción del par máximo posible en un estado estacionario a una velocidad fija, este valor debe estar comprendido entre 0 y 1. Una señal del acelerador por debajo de cero se interpreta como cero, por encima de uno, como uno.

Para evitar que la potencia del motor y el par se vuelvan negativos, se impone un límite superior a la velocidad máxima del motor en sí. Si la velocidad máxima que se especifica supera este límite, se origina un error que indica cuál es el límite superior.

El modelo de motor utiliza una relación programada entre el par y la velocidad, modulada por la señal del acelerador. Un motor diesel real no tiene un acelerador.

El modelo de motor se especifica mediante una función de demanda de par motor $g(\Omega)$. Esta proporciona el par máximo disponible para la velocidad Ω de un motor en concreto. Las entradas para el sistema (la máxima potencia, la velocidad a la máxima potencia y velocidad máxima) normalizando esta función para un par máximo físico y los valores de velocidad.

La entrada de señal T del acelerador, especifica el par real del motor entregado como una fracción del par máximo posible en un estado estacionario a una velocidad de motor fijo.

Se modula la torsión τ real entregada por el motor:

Ecuación 6 Torsión en motor diesel.

$$\tau = T \cdot g(\Omega)$$

La velocidad actual del eje del motor Ω es retroalimentada a la entrada del motor.

La función de demanda $g(\Omega)$ se expresa en términos de la potencia en el estado estacionario del motor $P(\Omega)$.

La velocidad del motor se limita a un máximo:

Ecuación 7 Límites para Ω

$$0 \leq \Omega \leq \Omega_{max}$$

El máximo absoluto de la potencia del motor P_{max} define Ω_0 tal que

Ecuación 8 Función potencia máxima.

$$P_{max} = P(\Omega_0)$$

Definiendo

$$\omega = \frac{\Omega}{\Omega_0}$$

Y

$$P(\Omega) = P_{max} \cdot p(\omega)$$

Entonces

$$p(1) = 1 \text{ y } \frac{dp(\omega)}{d\omega} = 0$$

La potencia es el producto de par y la velocidad angular. La función de demanda de par es entonces:

Ecuación 9 Función de demanda de par.

$$\tau_{max} = g(\omega) = \left(\frac{P_{max}}{\Omega_0} \right) \cdot \left[\frac{p(\omega)}{\omega} \right]$$

Puede derivar formas para $p(\omega)$ a partir de datos del motor y modelos. Se utiliza una forma polinómica para $P(\Omega)$:

Ecuación 10 Polinomio de aproximación.

$$p(\omega) = p_1 \cdot \omega + p_2 \cdot \omega^2 - p_3 \cdot \omega^3$$

Satisfaciendo:

$$p_1 + p_2 - p_3 = 1 \quad \text{y} \quad p_1 + 2p_2 - 3p_3 = 0$$

A continuación se muestra una gráfica de la respuesta típica de demanda de potencia de un motor.

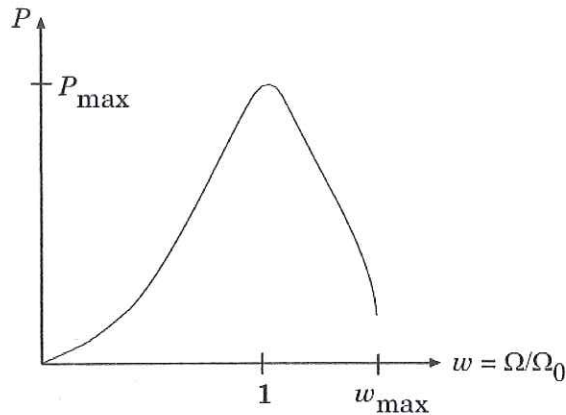


Figura 8 Función de demanda normalizada de un motor diesel.

En todos los motores de combustión interna el torque no es constante, depende de la velocidad de giro del motor (rpm). Normalmente inicia con un torque muy bajo, aumenta paulatinamente hasta alcanzar un máximo y posteriormente vuelve a caer. La potencia al ser el resultado de la multiplicación del torque y las rpm tiene un comportamiento similar, aunque la potencia máxima se alcanza a una mayor velocidad de giro del motor debido a que a pesar de que el torque ya no se encuentra en su máximo este es compensado por el aumento de la velocidad del motor, la potencia finalmente cae cuando el torque es definitivamente muy bajo y no puede ser compensado por la velocidad de giro del motor.

Motor Eléctrico.

Un motor eléctrico de Corriente Continua es esencialmente una máquina que convierte energía eléctrica en movimiento o trabajo mecánico, a través de medios electromagnéticos.

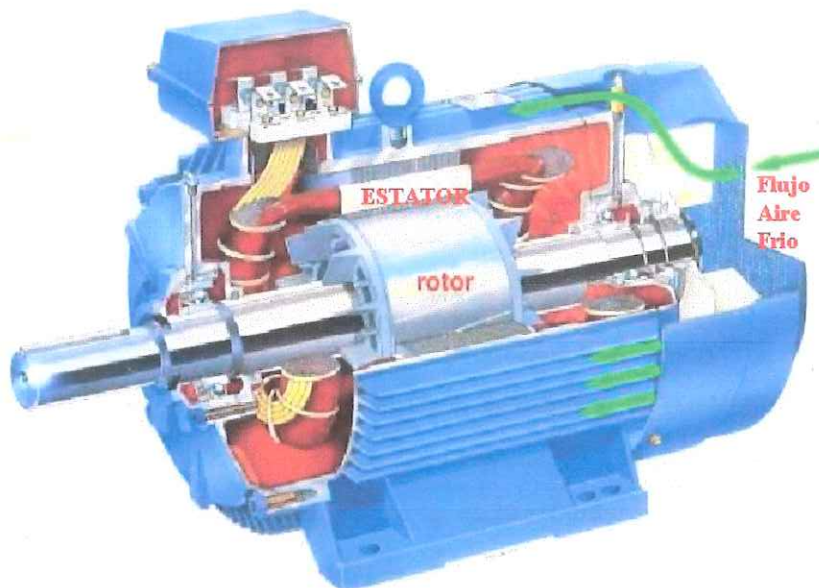


Figura 9 Motor Eléctrico.

Un motor eléctrico opera primordialmente con base en dos principios: El de inducción, descubierto por Michael Faraday en 1831; que señala, que si un conductor se mueve a través de un campo magnético o está situado en las proximidades de otro conductor por el que circula una corriente de intensidad variable, se induce una corriente eléctrica en el primer conductor. Y el principio que André Ampere observó en 1820, en el que establece: que si una corriente pasa a través de un conductor situado en el interior de un campo magnético, éste ejerce una fuerza mecánica o f.e.m. (fuerza electromotriz), sobre el conductor.

El movimiento giratorio de los motores de C.C. se basa en el empuje derivado de la repulsión y atracción entre polos magnéticos. Creando campos constantes convenientemente orientados en estator y rotor, se origina un par de fuerzas que obliga a que la armadura (también le llamamos así al rotor) gire buscando la posición de equilibrio.

El motor de CD, representa las características eléctricas y de torque, de un motor CD usando el siguiente modelo de circuito equivalente:

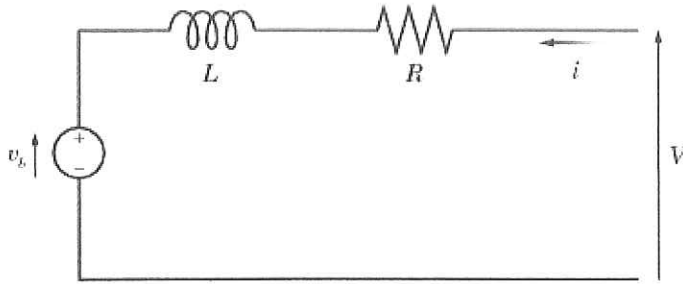


Figura 10 Diagrama equivalente de un motor eléctrico de CD.

La resistencia R corresponde a al parámetro de Resistencia de Armadura, el inductor L corresponde a la inductancia de armadura, el magneto permanente en el motor induce la siguiente fuerza contra electromotriz (fcem) v_b en la armadura

Ecuación 11 Fuerza contra electromotriz.

$$v_b = K_v \frac{d\theta_m(t)}{dt} = K_v \omega$$

Donde K_v es la constante de fcem y ω es la velocidad angular, el motor produce el siguiente torque, que es proporcional a la corriente i del motor.

Ecuación 12 Torque del motor CD.

$$T_m(t) = K_t i(t)$$

Donde K_t es la constante de torque, se asume que no existen pérdidas electromagnéticas. Esto significa que la potencia mecánica es igual a la potencia eléctrica disipada por la fcem en la armadura.

Se puede observar que cuando se expresan en las mismas unidades la constante del par y la constante de la fuerza contra electromotriz coinciden.

Igualando los dos términos se tiene:

$$T\omega = v_b i$$

$$K_t i \omega = K_v \omega i$$

$$K_v = K_t$$

Como resultado se debe especificar K_v ó K_t para la simulación

La ecuación eléctrica, de acuerdo al circuito mostrado en la Figura 10 y ecuación mecánica son:

Ecuación 13 Parte eléctrica del motor.

$$u(t) = L \frac{di(t)}{dt} + Ri(t) + v_b(t)$$

Ecuación 14 Parte mecánica del motor.

$$T_m(t) = J \frac{d^2\theta_m(t)}{dt^2} + B \frac{d\theta_m(t)}{dt} + \tau_c(t)$$

El par τ_c representa la suma del par fricción τ_f (que puede considerarse constante), y el par de la carga τ_l visto desde el eje del motor.

Ecuación 15 Torque.

$$\tau_c(t) = \tau_f + \tau_l(t)$$

Aplicando transformada de Laplace a la Ecuación 13 y la Ecuación 14 y suponiendo condiciones iniciales nulas, se obtiene:

$$U(s) = (Ls + R)I(s) + K_v s\Theta(s)$$

Y

$$k_m I(s) = s(Js + B)\Theta(s) + T_c(s)$$

Despejando $I(s)$ en ambas ecuaciones se tiene:

$$U(s) = s \left(\frac{R}{K_m} \left(\frac{L}{R} s + 1 \right) (Js + B) + K_v \right) \Theta(s) + \frac{R}{K_m} \left(\frac{L}{R} s + 1 \right) T_c(s)$$

De aquí se pueden obtener dos funciones de transferencia para el motor en posición:

$$G_u(s) = \frac{\Theta_u(s)}{U(s)} = \frac{1}{s \left(\frac{R}{K_m} \left(\frac{L}{R} s + 1 \right) (Js + B) + K_v \right)}$$

$$G_{T_c}(s) = \frac{\Theta_{T_c}(s)}{T_c(s)} = \frac{-\frac{R}{K_m} \left(\frac{L}{R} s + 1 \right)}{s \left(\frac{R}{K_m} \left(\frac{L}{R} s + 1 \right) (Js + B) + K_v \right)}$$

Aplicando el principio de superposición se obtendría la salida del motor

Ecuación 16 salida del motor CD.

$$\theta_m(t) = \theta_u(t) + \theta_{T_c}(t)$$

Para las características de velocidad – torque del motor CD, se resuelven los parámetros del circuito equivalente como sigue:

1. Para el estado estacionario en la relación torque – velocidad, L no tiene efecto alguno.
2. Se suman los voltajes alrededor del lazo y reacomodando para i .

Ecuación 17 corriente en el lazo.

$$i = \frac{V - v_b}{R} = \frac{V - K_v \omega}{R}$$

3. Sustituyendo este valor de i en la Ecuación 12 para el torque queda:

Ecuación 18 Torque motor CD.

$$T = \frac{K_t}{R} (V - K_v \omega)$$

El modelo para la inercia del motor J y el amortiguamiento B , para los valores del modelo, el torque de salida es:

Ecuación 19 Torque de salida del motor CD incluyendo inercia y amortiguamiento.

$$T_{load} = \frac{K_t}{R} (V - K_v \omega) - J\dot{\omega} - B\omega$$

2.5 Desarrollo Modular del controlador.

Dada la necesidad de englobar en un elemento el control cualquiera de los motores, se propone un controlador en el que se tenga la posibilidad de cambiar entre cualquiera de estos sistemas.

Una vez que se ha tomado el enfoque del diseño, también será útil durante la programación un enfoque de concepción modular. Esto significa descomponer la programación en fracciones lógicas y manejables. Este tipo de programación deberá enfatizar las interfaces entre los módulos, más que mantenerlas ignoradas hasta el final del desarrollo del sistema. De manera ideal, cada módulo debe ser funcionalmente cohesivo, de tal manera que satisfaga sólo una función.

El diagrama de flujo propuesto para este sistema se muestra en la Figura 11, en ella se muestra la independencia de cada módulo y algunas de las variables que tratarán,

comprendiendo algunas variables globales, como las revoluciones por minuto, y otras variables específicas, como la presión, temperatura, caudal, entre otras.

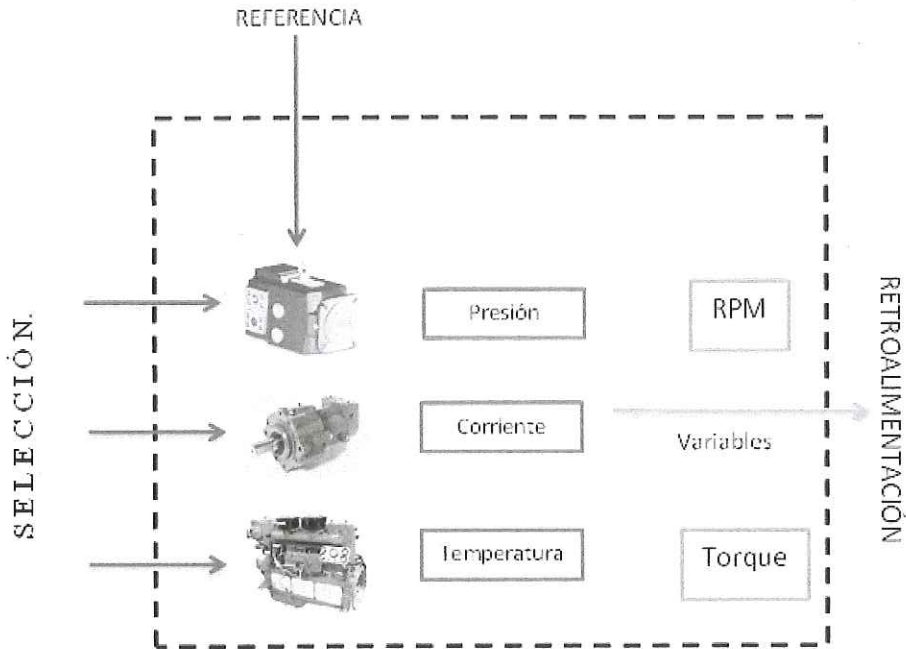


Figura 11 Esquema de control propuesto.

Existe el riesgo de que el sistema se divida en subsistemas “incorrectos”, así se debe prestar atención a la necesidad de la superposición y la distribución de los recursos, de tal forma que una participación del subsistema tenga sentido en el esquema global del sistema, además es importante que cada subsistema se integre de manera correcta al sistema.

El diseño de un sistema modular tiene las siguientes ventajas básicas:

1. Los módulos son más fáciles de programar y revisar, ya que están virtualmente autocontenidos. La detección de un error dentro de un módulo es menos complicada, ya que los problemas asociados a un módulo no llegarán a trascender a los otros.
2. El mantenimiento de los módulos es más fácil, las modificaciones pueden limitarse a el modulo en concreto y no al programa completo.
3. La problemática de los módulos es más fácil de entender, ya que son sistemas autocontenidos. Esto significa que se entenderá la función de un módulo específico, con solo tomar su listado de código.

Para el desarrollo modular se debe tomar en cuenta lo siguiente:

- Mantener cada módulo de tamaño manejable.
- Prestar atención particular en las interfaces críticas, esto es, a los datos y a las variables de control que pasan entre los módulos.
- Mantener las relaciones jerárquicas establecidas en las etapas de descenso.

Una vez que se realizan las divisiones en subsistemas, se requiere definir una adecuada interrelación entre sus interfaces.

2.6 Esquema de control clásico y moderno.

La teoría desarrollada para el control de procesos, desde el punto de vista clásico y moderno, tiene su base esencial en el conocimiento de la dinámica del proceso que se desea controlar. Ésta dinámica normalmente se expresa haciendo uso de ecuaciones diferenciales ordinarias y en el caso de sistemas lineales, se hace uso de la transformada de Laplace para obtener una representación matemática que relaciona la señal que se quiere controlar y la señal de entrada al sistema. Esta relación matemática se conoce como función de transferencia.

Desde la teoría clásica de control, considerando el caso más sencillo de un sistema lineal de una entrada y una salida, la dinámica se puede representar como en la Figura 12. En esta figura se representa el bloque etiquetado como “Proceso” o “Planta”, que es el sistema que se desea controlar, A este sistema le llegan dos señales, una etiquetada como “entrada de control” que será la señal que genera el controlador que se ha de diseñar y la señal etiquetada como “Entrada incierta” que puede representar cualquier señal indeseable externa al sistema y que se conoce también como “perturbación” o “ruido”. Finalmente la señal de salida que se desea que se compare de una forma determinada. La señal de salida también se conoce como señal controlada.

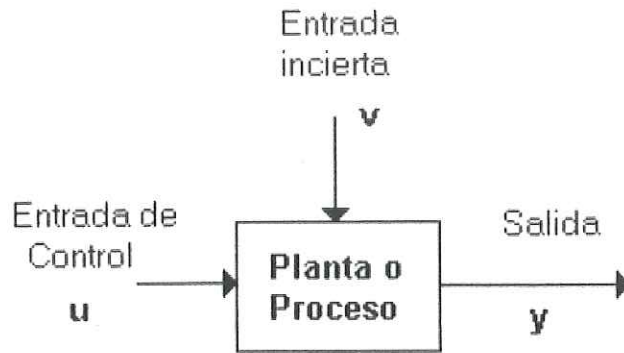


Figura 12 Representación a bloques de un sistema.

Se utiliza el concepto de control retroalimentado que en forma de diagrama de bloques tiene la estructura mostrada en la Figura 13. Este es el esquema más común para el control automático.

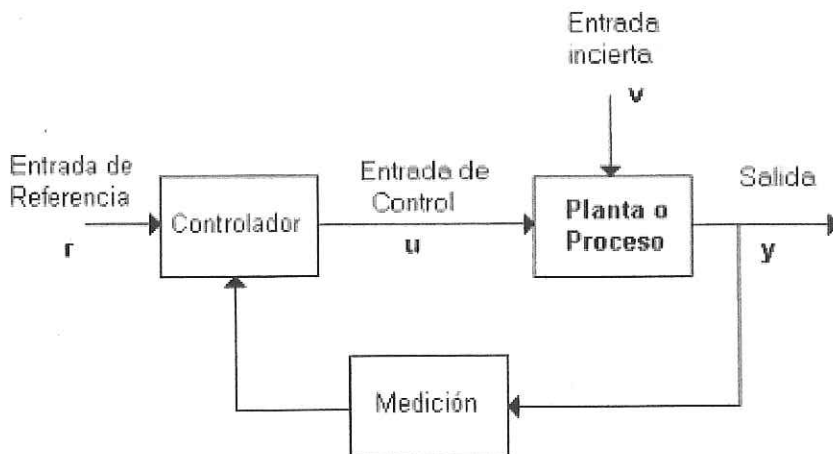


Figura 13 Esquema de un sistema retroalimentado de control.

El problema de control se restringe, una vez que ha sido seleccionado el mejor sistema de medición y que también es representado mediante ecuaciones, al diseño del controlador que busca determinar la relación funcional más adecuada para generar la entrada u (Entrada de Control) de manera que el modelo del sistema, sujeto a entradas de comando (Entrada de Referencia) y posiblemente a entradas inciertas, genere una respuesta de estado $x(t)$ o una respuesta en la señal de salida $y(t)$ con propiedades específicas o comportamiento aceptable¹.

¹ Este comportamiento "aceptable" tiene que ver con las especificaciones de diseño que se puedan establecer para el sistema de control.

Cuando se desea obtener comportamientos realmente satisfactorios y apegados lo más fielmente posible a las especificaciones de diseño, entonces las técnicas de control óptimo resultan ser las más convenientes, estas técnicas buscan mediante procedimientos matemáticos de optimización, generar los mejores parámetros de control, considerando algunos criterios de optimización.

2.7 Esquemas de control inteligente.

El incremento de las demandas tecnológicas en nuestros tiempos, ha generado sistemas muy complejos que requieren controladores altamente sofisticados pero de manejo flexible para asegurar el más alto desempeño ante condiciones adversas. Estas y otras condiciones de control no se pueden cumplir con controladores convencionales, debido principalmente a la falta de conocimiento preciso acerca del proceso que se desea controlar. La adquisición de conocimiento adecuado del sistema en ocasiones es problemática o impráctica debido a la complejidad del sistema y al hecho de que la estructura y los parámetros en muchos sistemas cambian de manera significativa e impredecible con el tiempo. Es bajo estas condiciones donde se hace necesario aplicar técnicas de control inteligente.

El control inteligente es una generalización del concepto de control y se puede ver como un campo dentro de la disciplina de control. El control inteligente es la disciplina donde los métodos de control se desarrollan para emular algunas características más importantes del ser humano. Estas características incluyen adaptación y aprendizaje, planeación bajo gran incertidumbre y el trabajo con gran cantidad de datos.

Las metodologías de control inteligente están siendo aplicadas en áreas tan diversas como la robótica, las comunicaciones, la manufactura, el control de tráfico, etc. Las áreas donde se está realizando trabajo alrededor del control inteligente son: redes neuronales, control difuso, algoritmos genéticos, sistemas de planeación, sistemas expertos y sistemas híbridos (combinación de más de una de las técnicas anteriores).

Los sistemas de control convencionales se diseñan usando los modelos matemáticos de sistemas físicos. Se selecciona un modelo matemático que captura el comportamiento de la dinámica de interés y entonces se aplican las técnicas de diseño, para el modelo matemático apropiado del controlador. Luego se realiza el controlador, ya sea en

hardware o software en el sistema físico. Este procedimiento puede llevar a varias iteraciones hasta lograr el mejor comportamiento. El modelo matemático de la planta deberá ser “suficientemente simple” para que pueda ser analizado con estas técnicas matemáticas disponibles, y “suficientemente exacto” tal que describa los aspectos importantes y relevantes del comportamiento de la planta. Por lo general el comportamiento de la planta se aproxima en las vecindades de un punto de operación para simplificar el diseño del controlador.

Aunque el proceso, en este trabajo de tesis, en donde se aplicaran estos controladores no es muy complejo, debido en parte a las simplificaciones consideradas para el modelo de cada motor, se tiene la necesidad de diseñar un control para tres sistemas muy diferentes, igualmente se tienen algunos elementos no lineales que pueden ser un buen ejercicio para aplicar los sistemas de control inteligente.

2.8 Algoritmo Genético.

Los Algoritmos Genéticos (AGs) son métodos adaptativos que pueden usarse para resolver problemas de búsqueda y optimización. Están basados en el proceso genético de los organismos vivos. A lo largo de las generaciones, las poblaciones evolucionan en la naturaleza de acuerdo con los principios de la selección natural y la supervivencia de los más fuertes, postulados por Darwin. Por imitación de este proceso, los Algoritmos Genéticos son capaces de ir creando soluciones para problemas del mundo real. La evolución de dichas soluciones hacia valores óptimos del problema depende en buena medida de una adecuada codificación de las mismas.

Un algoritmo genético consiste en una función matemática o una rutina de software que toma como entradas a los ejemplares y retorna como salidas cuáles de ellos deben generar descendencia para la nueva generación.

Algunas versiones más complejas de algoritmos genéticos generan un ciclo iterativo que directamente toma a la especie (el total de los ejemplares) y crea una nueva generación que reemplaza a la antigua una cantidad de veces determinada por su propio diseño. Una de sus características principales es la de ir perfeccionando su propia heurística en el proceso de ejecución, por lo que no requiere largos períodos de entrenamiento

especializado por parte del ser humano, principal defecto de otros métodos para solucionar problemas, como los Sistemas Expertos.

Una definición bastante completa de un algoritmo genético es la propuesta por John Koza:

"Es un algoritmo matemático altamente paralelo que transforma un conjunto de objetos matemáticos individuales con respecto al tiempo usando operaciones modeladas de acuerdo al principio Darwiniano de reproducción y supervivencia del más apto, y tras haberse presentado de forma natural una serie de operaciones genéticas de entre las que destaca la recombinación sexual. Cada uno de estos objetos matemáticos suele ser una cadena de caracteres (letras o números) de longitud fija que se ajusta al modelo de las cadenas de cromosomas, y se les asocia con una cierta función matemática que refleja su aptitud. "

Ventajas y Desventajas

- No necesitan conocimientos específicos sobre el problema que intentan resolver.
- Operan de forma simultánea con varias soluciones, en vez de trabajar de forma secuencial como las técnicas tradicionales.
- Cuando se usan para problemas de optimización maximizar una función objetivo resultan menos afectados por los máximos locales (falsas soluciones) que las técnicas tradicionales.
- Resulta sumamente fácil ejecutarlos en las modernas arquitecturas masivamente paralelas.
- Usan operadores probabilísticos, en vez de los típicos operadores determinísticos de las otras técnicas.
- No requieren información de derivadas u otro conocimiento auxiliar, solo la función objetivo y los niveles de ajuste para influir en la dirección de búsqueda.
- Pueden tardar mucho en converger, o no converger en absoluto, dependiendo en cierta medida de los parámetros que se utilicen: tamaño de la población, número de generaciones, etc.

- Pueden converger prematuramente debido a una serie de problemas de diversa índole.

¿Cómo saber si es posible usar un Algoritmo Genético?

La aplicación más común de los algoritmos genéticos ha sido la solución de problemas de optimización, en donde han mostrado ser muy eficientes y confiables. Sin embargo, no todos los problemas pudieran ser apropiados para la técnica, y se recomienda en general tomar en cuenta las siguientes características del mismo antes de intentar usarla:

- Su espacio de búsqueda (sus posibles soluciones) debe estar delimitado dentro de un cierto rango.
- Debe poderse definir una función de aptitud que nos indique qué tan buena o mala es una cierta respuesta.
- Las soluciones deben codificarse de una forma que resulte relativamente fácil de implementar en la computadora.

El primer punto es muy importante, y lo más recomendable es intentar resolver problemas que tengan espacios de búsqueda discretos aunque éstos sean muy grandes. Sin embargo, también podrá intentarse usar la técnica con espacios de búsqueda continuos, pero preferentemente cuando exista un rango de soluciones relativamente pequeño.

La función de aptitud no es más que la función objetivo de nuestro problema de optimización. El algoritmo genético únicamente maximiza, pero la minimización puede realizarse fácilmente utilizando el recíproco de la función maximizante (debe cuidarse, por supuesto, que el recíproco de la función no genere una división por cero). Una característica que debe tener esta función es que tiene ser capaz de "castigar" a las malas soluciones, y de "premiar" a las buenas, de forma que sean estas últimas las que se propaguen con mayor rapidez.

La codificación más común de las soluciones es a través de cadenas binarias, aunque se han utilizado también números reales y letras. El primero de estos esquemas ha gozado de mucha popularidad debido a que es el que propuso originalmente Holland, y además porque resulta muy sencillo de implementar.

Para codificar las mejores soluciones, AG utilizará "operadores genéticos" u "operadores de la evolución" como cruce y mutación para la creación de nuevos cromosomas de los ya

existentes en la población. Esto se logra, ya sea, por la fusión de los existentes en la población o mediante la modificación de cromosomas existentes.

El mecanismo de selección de los cromosomas padres toma en cuenta el grado de ajuste de los padres. Esto asegurará que la mejor solución tendrá una mayor posibilidad de procrear y donar sus características beneficiosas para sus descendientes

A continuación se muestra el proceso que sigue un algoritmo genético.

Inicialización:

Un algoritmo genético suele ser inicializado con una población al azar que consiste de entre 20 a 100 individuos. Esta población o también conocida como grupo de apareamiento suele ser representado por un número de valor real o una cadena binaria llamada cromosoma.

¿Qué tan bien un individuo realiza una tarea es medido y evaluado por la función objetivo?

La función objetivo asigna a cada individuo un número correspondiente llamado ajuste (fitness). El ajuste de cada cromosoma se evalúa y se aplica la supervivencia del más apto.

En este proyecto, la magnitud del error será utilizada para evaluar el ajuste de cada cromosoma.

Codificación:

Inicializar un grupo de puntos codificados en $S^n \Sigma = \{p_1, p_2, \dots, p_n\}$ de manera que cubra el rango de la función f .

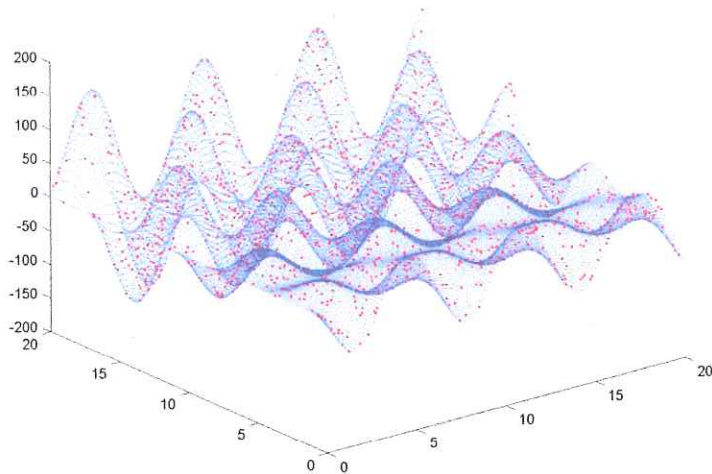


Figura 14 Representación de puntos codificados en la función f .

Evaluación:

A cada uno de los cromosomas de la población se aplicará la función de aptitud, para saber qué tan viable es la solución que se está codificando.

Condición de término:

Condición de paro, que puede ser

- a) Número máximo de iteraciones (generaciones)
- b) Detener cuando no haya cambios en la población

Selección:

Después de saber la aptitud de cada cromosoma se procede a elegir los cromosomas que serán cruzados en la siguiente generación. Los cromosomas con mejor aptitud tienen mayor posibilidad de ser seleccionados.

Cruce:

Opera sobre dos cromosomas a la vez para generar dos descendientes donde se combinan las características de ambos cromosomas padres.

La mezcla de vectores consiste en combinar dos cadenas binarias b_1 y b_2 . Una forma sencilla consiste en utilizar la parte baja de la cadena b_1 y la parte alta de b_2 para conformar un nuevo vector.

$$\begin{aligned}
 b_1 &= 1100110101 \Rightarrow \underbrace{11001}_{b_1^1} \underbrace{10101}_{b_1^2} \\
 b_2 &= 1011100110 \Rightarrow \underbrace{10111}_{b_2^1} \underbrace{00110}_{b_2^2} \\
 &\text{donde se obtienen los vectores} \\
 b_1^* &= 1100100110 \Rightarrow \underbrace{11001}_{b_1^1} \underbrace{00110}_{b_2^2} \\
 b_2^* &= 1011110101 \Rightarrow \underbrace{10111}_{b_2^1} \underbrace{10101}_{b_1^2}
 \end{aligned}$$

Figura 15 Cruce entre elementos binarios.

Mutación:

Modifica al azar parte del cromosoma de los individuos, y permite alcanzar zonas del espacio de búsqueda que no estaban cubiertas por los individuos de la población actual.

Consiste en alterar aleatoriamente los valores de una cadena binaria dada.

$$\begin{aligned}
 b_1 &= 11010101010100101 \\
 b_1^* &= 10010001000101101
 \end{aligned}$$

Figura 16 Mutación de la cadena binaria.

Reemplazo:

Se seleccionan los mejores individuos para conformar a la población de la generación siguiente.

3.1 Sistema de propulsión.

El funcionamiento de la hélice se basa principalmente en la tercera ley de Newton, el principio de acción y reacción. El cual enuncia lo siguiente:

“Si un cuerpo actúa sobre otro con una fuerza (acción), éste reacciona contra aquél con otra fuerza de igual valor y dirección, pero de sentido contrario (reacción)”.

Entonces, ¿cómo esta ley publicada en 1687 por Isaac Newton en su obra “Philosophiae Naturalis Principia Mathematica”, puede ser el “soporte” por el cual se rigen las hélices?

La hélice cuando rota en el extremo de la línea de eje, produce una fuerza que provoca un empuje hacia atrás del agua, y éste provoca una fuerza en misma dirección pero en distinto sentido (hacia delante) que en consecuencia, provoca el movimiento del navío.

Las hélices convierten la energía rotacional generada por el motor en el empuje necesario para el desplazamiento de un barco. Descontando el diseño de esta, cuanto más grande sea más eficientemente trabajará. El problema radica en conseguir un equilibrio entre este tamaño y la capacidad del motor para hacerla rotar a su régimen de trabajo idóneo.

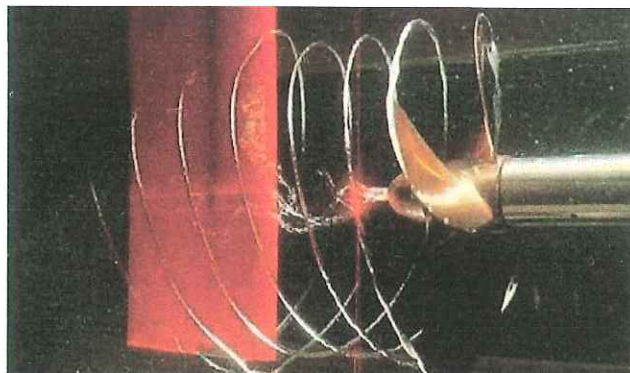


Figura 17 Hélice en funcionamiento.

El arreglo general de la línea de eje de la hélice se muestra en la Figura 18:

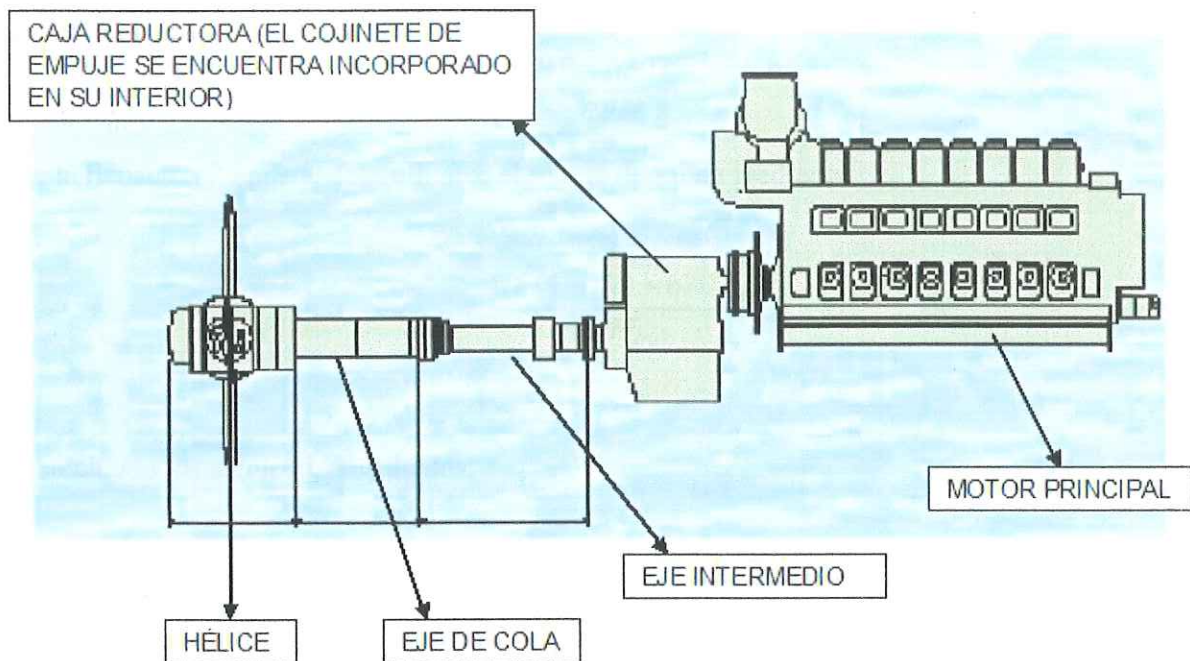


Figura 18 Arreglo general del sistema de propulsión.

3.2 Transmisión de engranes helicoidales.

Es un mecanismo que se emplea para transmitir la energía mecánica desde la máquina o elemento motor a los órganos de trabajo de una máquina, con transformaciones de las velocidades, de las fuerzas o momentos y transformaciones de la ley del movimiento.

La transmisión de engranes helicoidales se emplea siempre que se trata de velocidades elevadas, es una transmisión más silenciosa que las de engranes rectos. El par generado en la transmisión se caracteriza además por la presencia de grandes empujes entre las ruedas dentadas, originando presión axial lo cual obliga a elegir cuidadosamente los rodamientos y el empleo de aceites.

Posee una mayor superficie de contacto que los engranes rectos, siempre existe cierto deslizamiento entre los flancos de los dientes, lográndose que el contacto sea más suave y que la lubricación sea mejor.

La transmisión empleada en esta tesis se utiliza para reducir la velocidad en un eje de 90° tiene una relación 3:1.

El torque de entrada para la transmisión se determina mediante los HP y las RPM generadas por el motor mediante:

Ecuación 20 Torque del motor hidráulico.

$$\tau_{in} = \frac{HP * 63025}{RPM}$$

De la Ecuación 20 puede determinarse el torque de salida mediante:

Ecuación 21 Torque de salida.

$$\tau_{out} = \frac{HP(1 - .2) * 63025}{RPM_{out}}$$

Obteniendo los siguientes resultados:

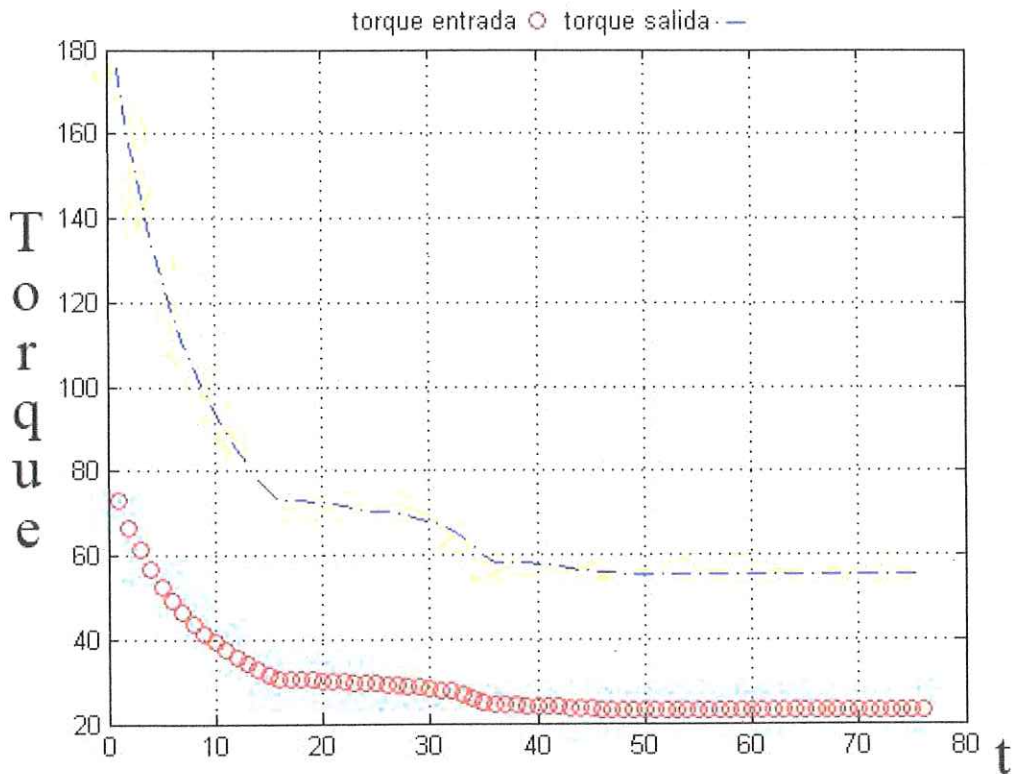


Figura 19 Torque de entrada contra torque de salida.

En la figura se observa el comportamiento del torque, el cual disminuye a medida que aumentan las RPM.

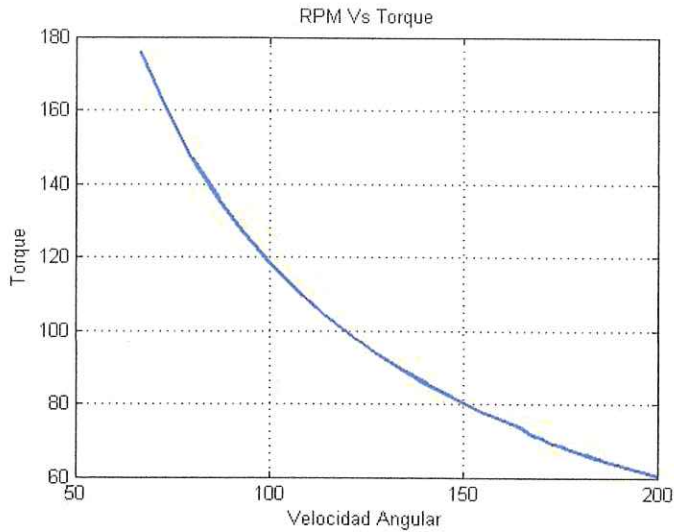


Figura 20 Gráfica de RPM – Torque

Considerando que la eficiencia de la transmisión para convertir la energía entrante es del 97% se obtienen los datos de la Tabla 2 torque y RPM de entrada provenientes del motor y los caballos de fuerza a la salida del eje reductor y el torque de salida para la hélice.

Tabla 2 Características generales de torque y RPM.

CARACTERISTICAS GENERALES.			
Torque en la hélice	T2	N-m	6200.00
		Lbf-in	54874.54
Potencia en la salida (hélice)	P2	Kw	389.56
		Hp	522.41
Velocidad de giro de entrada		rpm	1800.00
Velocidad de giro en la salida (hélice)		rpm	600.00
Potencia en la entrada	P1	Kw	397.51
		Hp	533.07
Torque en la entrada	T1	N-m	2108.84
		Lbf-in	18664.83

3.3 Controlador.

Es sabido que el controlador PID se emplea en todas las facetas de la automatización industrial, el alcance de aplicación para el controlador PID es desde la pequeña industria

hasta la industria de alta tecnología, como las refinerías y en la construcción de buques. Así trabajar con controladores PID es un trabajo rutinario, por lo tanto, ¿cómo optimizar el controlador PID? Debemos sintonizar el PID como usualmente, utilizando técnicas clásicas que se nos han enseñado, como el método Ziegler – Nichols? ¿O hacer uso de la fuerza del mundo de la computación sintonizando el PID de una manera estocástica?

Se propone sintonizar con la técnica de algoritmo genético el controlador, siendo un método estocástico de búsqueda global que emula el proceso de evolución natural. Los algoritmos genéticos han demostrado ser capaces de localizar las zonas de alto desempeño en dominios complejos sin experimentar las dificultades asociadas con alta dimensionalidad u óptimos falsos como puede ocurrir con técnicas de gradiente descendiente. El uso de Algoritmos genéticos para realizar la sintonización del controlador se traducirá en el control óptimo que se evalúa para el sistema en todo momento.

El principio básico del esquema de control PID es que actúa sobre la variable a ser manipulada a través de una apropiada combinación de tres acciones de control: acción de control proporcional (donde la acción de control es proporcional a la señal de error actuante, la cual es la diferencia entre la entrada y la señal de retroalimentación); La acción de control integral (donde la acción de control es proporcional a la integral de la señal de error actuante) y la señal de control derivativa (donde la acción de control es proporcional a la derivada de la señal del error actuante).

La acción de control PID en controladores continuos está dado por:

Ecuación 22 Controlador PID

$$c(t) = K \left[e(t) + \frac{1}{T_i} \int_0^t e(t) dt + T_d \frac{d e(t)}{dt} \right]$$

Donde $e(t)$ es la entrada al controlador (señal de error actuante), $c(t)$ es la salida del controlador (la señal manipulada), K es la ganancia proporcional, T_i es el tiempo integral (o tiempo de reajuste) y T_d es el tiempo derivativo (o tiempo de adelanto).

Se diseña un control PID para cada uno de los sistemas simulados en MATLAB.

3.4 Sistema Hidráulico.

El motor hidráulico para su funcionamiento necesita: Motor, bomba hidráulica, tanque de aceite y accesorios

El motor es utilizado para manejar la bomba hidráulica.

Las bombas hidráulicas que se usan en los sistemas hidráulicos en general son del tipo de desplazamiento positivo de descarga fija o variable. La función de la bomba hidráulica es, convertir la energía mecánica proveniente del motor eléctrico en energía hidráulica de trabajo, que es, una combinación de energía cinética y presión.

El funcionamiento es el siguiente: la energía mecánica proveniente de un motor, generalmente eléctrico, se utiliza para hacer girar una bomba hidráulica.

La bomba hidráulica convierte esa energía mecánica en energía hidráulica, presión y flujo, la amplía e impulsa el fluido presurizado a través de tuberías y válvulas hacia el motor hidráulico. El motor hidráulico convierte la energía hidráulica en energía mecánica, velocidad y torque, para hacer girar su eje el cual moverá la carga aplicada. La velocidad del motor hidráulico depende del desplazamiento y de la tasa de flujo de la bomba hidráulica, y el torque depende de la presión y del desplazamiento del motor hidráulico. El aceite es drenado de nuevo al tanque pasando previamente por filtros y el intercambiador de calor para disponer de él nuevamente.

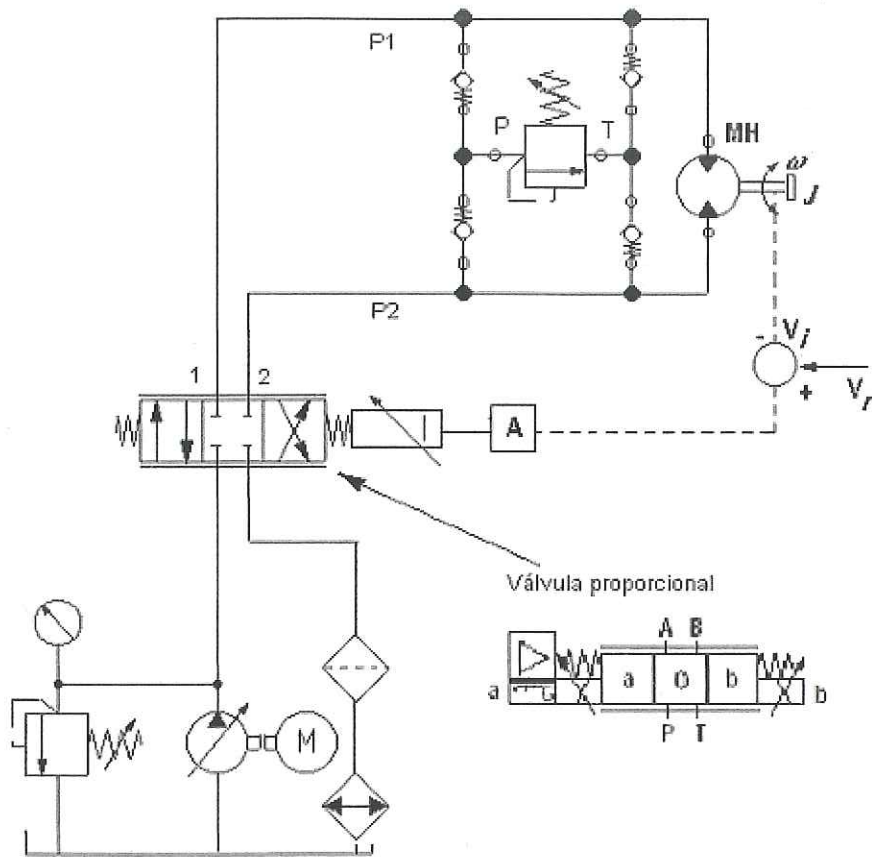


Figura 21 Circuito hidráulico para control de velocidad de un motor hidráulico.

En la Figura 21 se muestra el circuito hidráulico del sistema. El circuito consta de una unidad de potencia con motor de desplazamiento variable, válvula proporcional, motor hidráulico que mueve un tambor, al cual va acoplada la carga, y un sistema de frenado compuesto por un arreglo de cuatro válvulas “check” y una válvula de secuencia. Las válvulas están dispuestas de forma que, al aumentar la presión p_1 , debido al aumento de la carga, y alcanzar el valor de ajuste de la válvula de secuencia ésta se abre y permite que aparezca presión al otro lado del motor, produciendo su frenado. Igual efecto se produce, si la válvula proporcional se cierra repentinamente y la carga, gracias a la inercia, tiende a seguir en movimiento. El control de velocidad se realiza con la válvula proporcional, aumentando o disminuyendo el caudal según la diferencia entre la velocidad de salida del motor y la velocidad de referencia. En la Figura 22 se muestra el esquema de la válvula utilizada.

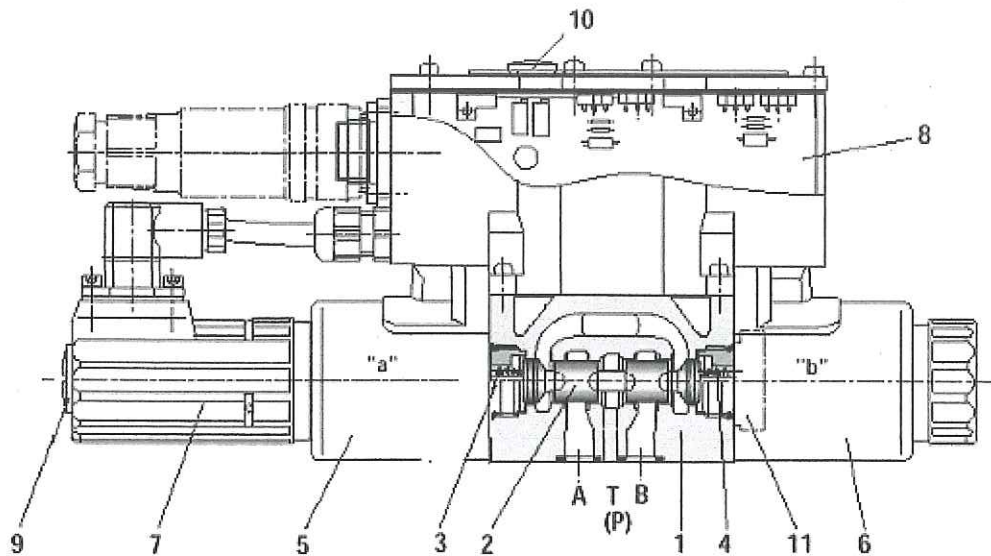


Figura 22 Esquema de válvula proporcional.

Partes de la válvula proporcional:

1. Carcasa 2. Corredera 3,4. Muelle 5,6. Solenoide 7. Captador de posición 8. Unidad electrónica de control 9. Ajuste del cero mecánico 10. Ajuste del cero eléctrico 11. Tapón.

El esquema del sistema hidráulico que se muestra en la Figura 24, tiene los siguientes componentes principales.

1. El motor hidráulico modelado con las ecuaciones descritas en 2.4 con las siguientes características:



Figura 23 Motor hidráulico Vickers.

Motor hidráulico de velocidad variable vickers modelo MVW360

Desplazamiento – 360 cm³/rev

Velocidad 80 – 1800 rpm

Presión nominal – 5075 psi

Max. Torque – 1774 lb-ft

Potencia máxima a 1800 rpm – 608 HP

El sistema incluye una válvula proporcional y la unidad de mantenimiento para proporcionar el fluido a la máquina hidráulica, de igual forma el bloque cuenta con sensores de flujo y presión, variables que serán relevantes para su posterior análisis.

2. El controlador, en este caso un PID
3. Ajuste de las referencias de entrada para el sistema de control y el actuador del motor hidráulico.
4. Transmisión de engranes helicoidales, para ajustar el torque y rpm para que la hélice gire a su velocidad mas eficiente.

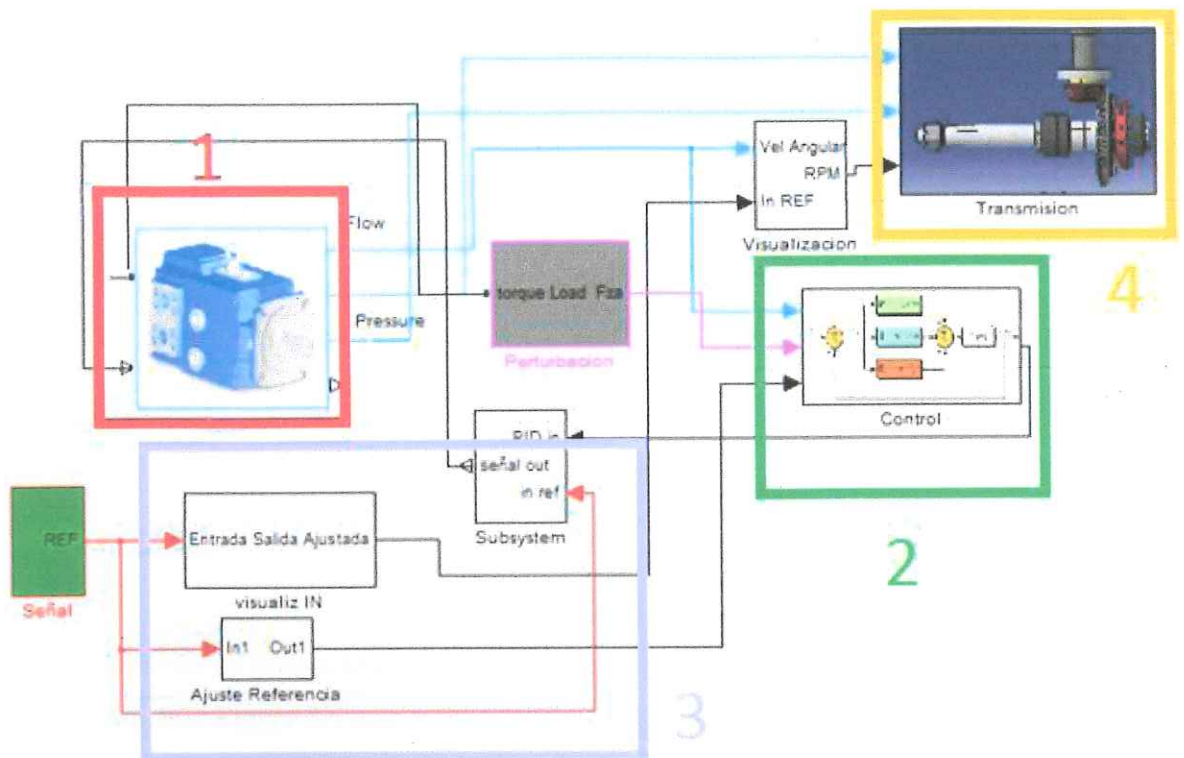


Figura 24 Sistema hidráulico para simulación.

La respuesta calculada del sistema ante una entrada rampa y sin el controlador se muestra a continuación:

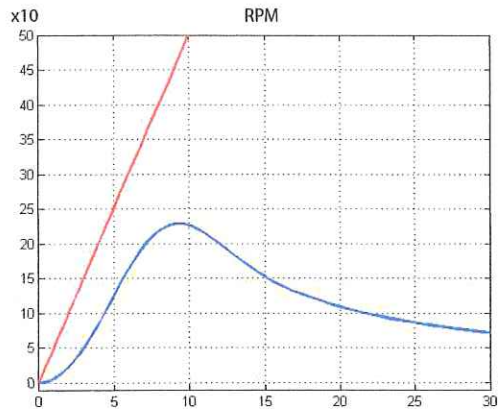


Figura 25 Respuesta del sistema hidráulico.

La señal de referencia (rojo) a la válvula proporcional sin controlador se incrementa, al no existir límite hace que sobrepase el máximo permisible y se vuelva a cerrar la válvula, teniendo una respuesta no deseada (azul) incrementando el error mostrado en la Figura 26, por lo cual se debe tomar en cuenta el máximo desplazamiento del elemento de control

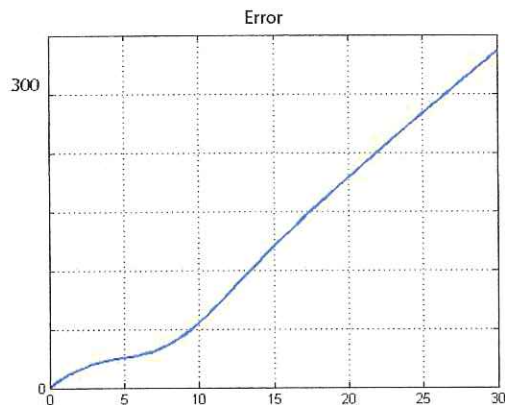


Figura 26 Error medido en el sistema.

Adicionalmente se induce una perturbación en el sistema para probar el desempeño del controlador PID Figura 27, esta respuesta Figura 26, la que posteriormente será mejorada mediante una etapa adicional de sintonización con algoritmo genético.

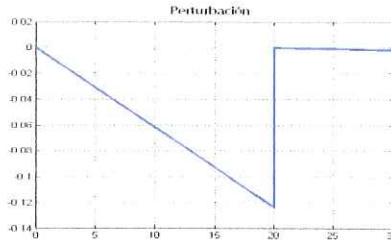


Figura 27 Perturbación inducida.

La respuesta del motor hidráulico con la misma entrada rampa, pero con la acción del controlador incluida se muestra en la Figura 28.

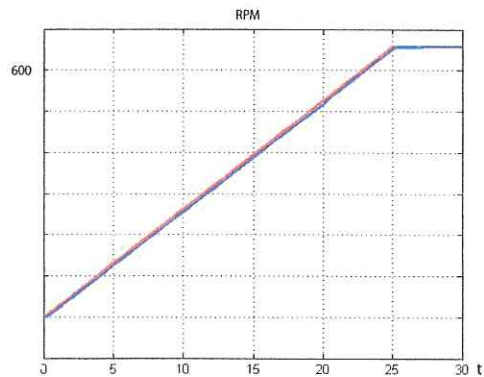


Figura 28 Sistema hidráulico con PID

Se observa que la señal de salida (azul) sigue totalmente a la referencia del sistema (rojo) el controlador actúa sobre la señal de error que se muestra en la Figura 29, en ella puede compararse la respuesta del sistema al tener el controlador aún con la perturbación externa, se puede ver que al estabilizarse la señal de referencia de la Figura 28 al segundo 25, la señal de error llega a su mínimo.

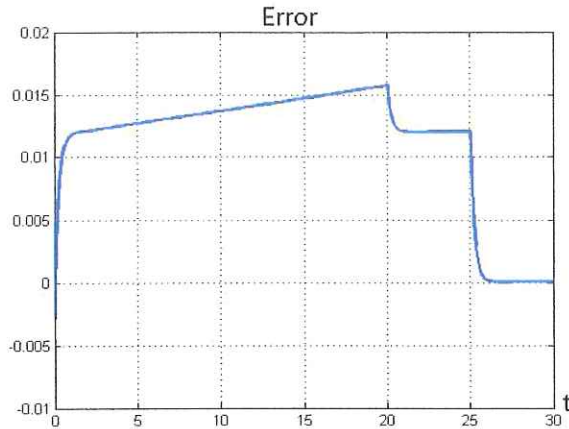


Figura 29 Error medido en el controlado.

El sistema también tiene un sensor de flujo y uno de presión mostrando la variación de estos parámetros del motor, con los que posteriormente se pueden obtener la potencia en HP, que genera el motor.

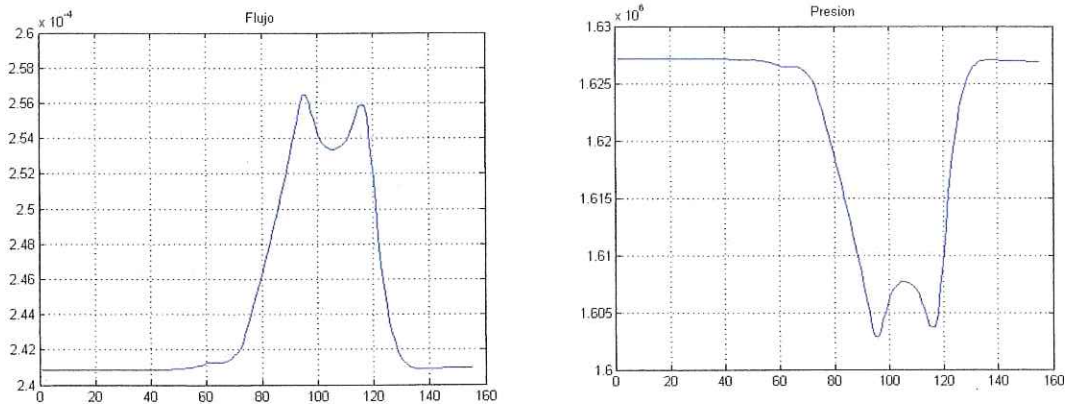


Figura 30 Variación de flujo y presión.

Se observa que la presión varía con los cambios de velocidad de giro (RPM) del motor, debido a las acciones de control realizadas para minimizar la influencia de la perturbación externa, de esta forma mediante la Ecuación 23, se puede calcular la variación en la presión de acuerdo a parámetros intrínsecos del motor, el caudal de salida de la válvula y las RPM del motor, el comportamiento en general es el siguiente: al aumentar las RPM la presión disminuye y viceversa. Esto queda definido mediante:

Ecuación 23 Presión en el motor.

$$p = \frac{Q_v - A_Q n}{B_Q}$$

Donde:

p – Diferencia de presión en el motor Pa.

Q_v – Caudal de salida de la válvula. m^3/s

A_Q, B_Q – Coeficientes del motor.

n – velocidad rotacional.

Para retroalimentar la velocidad (RPM) del motor, al sistema de control, se podría tomar una señal del eje de salida de la transmisión de engranes helicoidales.

3.5 Procesamiento del sistema hidráulico.

Para efectuar de manera eficiente el control, monitoreo y protección de la unidad hidráulica, la unidad de procesamiento constantemente deberá estar adquiriendo datos provenientes en forma de señales de voltaje o corriente de varios sensores instalados tanto en la unidad de potencia como en el motor hidráulico.

En su forma más simple, el accionamiento de potencia hidráulico consiste en lo siguiente:

1. Un motor principal, que está fuera de la fuente de alimentación usada para impulsar la bomba hidráulica
2. Una bomba hidráulica de desplazamiento variable
3. Un motor hidráulico
4. Un método para introducir una señal a la bomba hidráulica para controlar su salida
5. Transmisión mecánica, consistente en ejes y engranajes que transmitan la salida del motor hidráulico al equipamiento que está siendo operado.

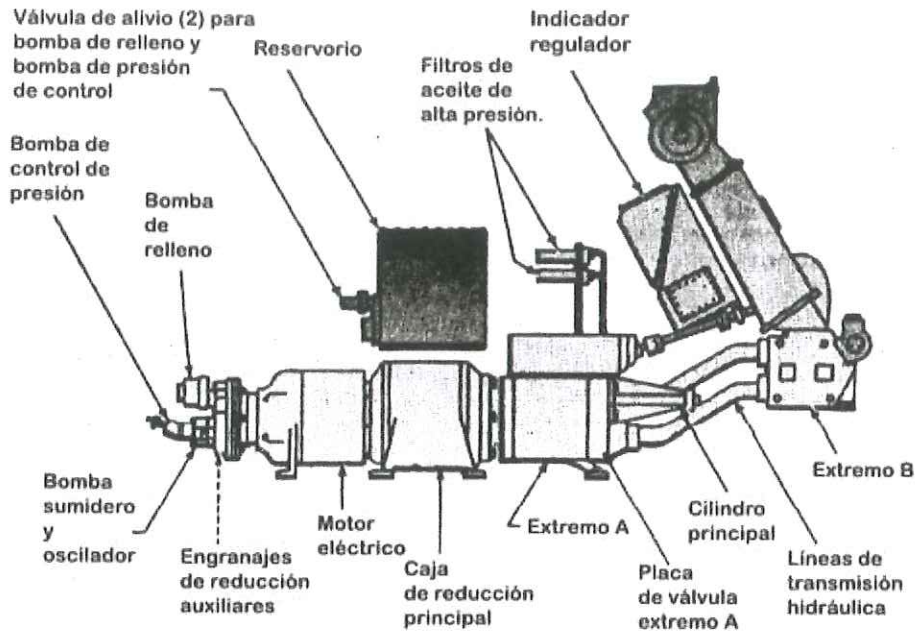


Figura 31 Partes para el accionamiento de la unidad hidráulica.

El motor eléctrico es construido con ejes de transmisión en ambos lados. El eje delantero impulsa la bomba del extremo A a través de una caja de reducción, y el eje trasero mueve las bombas auxiliares a través de una caja de reducción. Las cajas de reducción son instaladas debido a que las bombas son diseñadas para operar a una velocidad mucho menos que la del motor.

La bomba de relleno tiene como propósito rellenar fluido al sistema activo de accionamiento de potencia. El mismo recibe su suministro de fluido desde el reservorio y lo descarga en el extremo B de la placa de la válvula. Esta descarga de fluido desde la bomba es mantenida a una presión constante por el accionamiento de una válvula de alivio de presión (Debido a que la capacidad de la bomba excede la demanda de relleno, la válvula de alivio está continuamente permitiendo que algo de fluido retorne al reservorio).

La bomba de sumidero osciladora tiene un doble propósito. La misma bombea pérdidas, que se recolectan en el sumidero del regulador, hacia el tanque de expansión. Además, la misma transmite un efecto pulsante al fluido en el sistema de presión de repuesta. Las

oscilaciones en el sistema de respuesta hidráulico ayudan a eliminar la fricción estática de las válvulas, permitiendo que el control hidráulico responda más rápido.

La bomba de presión de control suministra fluido de alta presión al sistema de control hidráulico, pistones de freno, pistón de bloqueo, y al pistón operativo del embrague manual. La bomba de control de presión es del tipo de desplazamiento fijo, de pistón axial. Una válvula de alivio ajustable es usada para limitar la presión operativa en la salida de la bomba.

Interruptor de presión.

Se utiliza para monitorear la baja presión de carga, este se encarga de indicar al sistema cuando la presión de carga ha llegado a niveles muy bajos para la operación correcta de la bomba, al cerrar sus contactos.

Sensor de presión.

Se utiliza para medir la presión de descarga de la bomba. Este sensor incorpora un transmisor de presión proporcional que convierte la lectura de presión del aceite en una señal de corriente de 4 – 20 miliamperios de uso estándar en sistemas de automatización, 4 miliamperios corresponde a 0% de presión y 20 miliamperios corresponde al 100% de la presión máxima esperada.

Interruptores de nivel.

El sistema cuenta con dos interruptores de nivel instalados en el tanque de aceite, estos se encuentran en un juego de flotes ubicados dentro del tanque.

La disminución del nivel de aceite activa una señal por medio de los flotes. Las señales pueden ser por bajo nivel de aceite, o por mínimo nivel de aceite.

Sensores de temperatura.

Dentro del tanque se encuentran termostatos que controlan las señales dependiendo del nivel de la temperatura del aceite en el tanque.

Sensor de velocidad.

Una de las principales variables de la unidad hidráulica es la variación de velocidad que se obtiene a la salida del motor hidráulico. Para hacer la medición de la velocidad, se

utilizan medidores ópticos especiales que son conocidos industrialmente como encoders, los cuales pueden presentar instantáneamente el valor de la velocidad de manera exacta.

Controlador local.

La unidad de control local está basada en un microprocesador el cual se configura para adaptarse a la aplicación.

La unidad puede configurarse, se selecciona cada una de las opciones de control (entradas/salidas, regulación, alarmas, disparos, etc.)

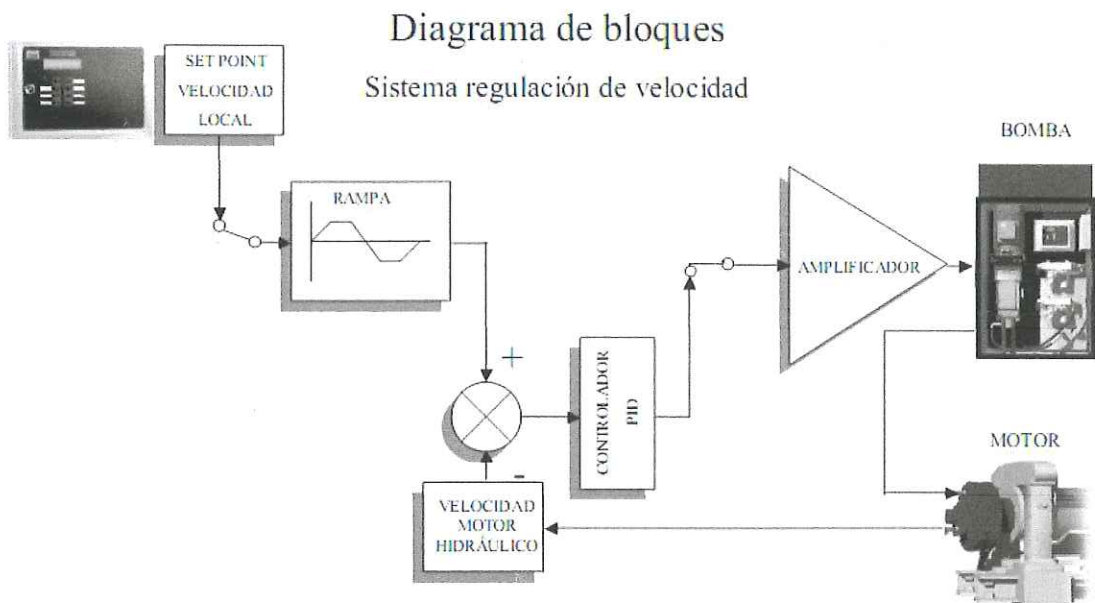


Figura 32 Diagrama a bloques para regular la velocidad del sistema.

El procesador cuenta básicamente con tres funciones:

Adquirir y acondicionar la señal (convertir la señal analógica a digital).

Regular automáticamente con un algoritmo de control proporcional integral y derivativo (PID)

Acondicionar y convertir de digital a analógica la señal proporcional de salida hacia la válvula proporcional que regula el flujo de descarga en la bomba hidráulica.

La retroalimentación de velocidad hace posible mantener una velocidad constante (regulada) en el eje del motor hidráulico. El controlador local compensa los cambios de

velocidad debido a los cambios de carga. Para lograr esto un regulador PID es implementado en el software. Este regulador PID compara el valor de la velocidad actual en el motor con la velocidad ajustada o sintonizada por el operador. Una desviación entre las dos señales es detectada como una señal de error y transferida al regulador PID, el cual se encarga de corregir la velocidad del motor al valor programado. El regulador PID tiene tres etapas diferentes como se describe en 3.10.

Los resultados de las tres diferentes etapas son sumadas a la salida del regulador de la bomba hidráulica (válvula proporcional)

Básicamente las señales de entrada y salida se pueden dividir de la siguiente manera:

Señales de sensores ubicados en la unidad de potencia.

Señales de encoder, arranque, paro y paro de emergencia del motor eléctrico.

Todas las señales de los sensores en la unidad de potencia se comunican directamente al controlador local, y se denominan señales de protección o monitoreo. Estas señales son las siguientes:

Alto nivel de temperatura.

Conectado a un contacto normalmente cerrado proveniente del termostato. Cuando el termostato detecta que la temperatura del aceite dentro del tanque ha alcanzado el 93% de la temperatura máxima permisible abre sus contactos.

Máximo nivel de temperatura.

Conectado a un contacto normalmente cerrado proveniente del termostato distinto al anterior. Cuando el termostato detecta que la temperatura del aceite dentro del tanque ha alcanzado los el 100% de la temperatura máxima permisible abre sus contactos.

Bajo nivel del aceite.

Conectado a un contacto normalmente cerrado proveniente de uno de los flotadores del tanque de aceite. Los contactos se abren cuando el nivel del aceite en el tanque es bajo.

Mínimo nivel del aceite.

Conectado a un contacto normalmente cerrado proveniente de uno de los flotadores del tanque de aceite. Los contactos se abren cuando el nivel del aceite en el tanque es mínimo.

Filtro de retorno.

Es un interruptor diferencial con contactos normalmente cerrados. Abre los contactos para indicar cuándo se encuentra sucio u obstruido el filtro impidiendo el paso del aceite que retorna al tanque.

Filtro de drenaje.

Es un interruptor diferencial con contactos normalmente cerrados. Abre los contactos para indicar cuándo se encuentra sucio u obstruido el filtro impidiendo el paso del aceite de drenaje.

Filtro flushing.

Es un interruptor diferencial con contactos normalmente cerrados. Abre los contactos para indicar cuándo se encuentra sucio u obstruido el filtro impidiendo el paso del aceite de flushing.

Válvula de succión.

Es un interruptor de límite con contactos normalmente cerrados. Con los contactos cerrados indica que la succión de la bomba hidráulica está abierta, abre los contactos para indicar que se encuentra cerrada la succión de la bomba hidráulica.

Baja presión de carga.

Es un interruptor de presión con contactos normalmente cerrados. Abre para indicar al sistema cuando la carga ha llegado a niveles muy bajos para la operación correcta de la bomba.

Presión actual de la bomba.

Es una señal analógica de 4 – 20 mA correspondiente a la presión actual de la bomba hidráulica, proveniente de un transmisor de presión.

Válvula proporcional.

Es una señal configurable y manejada por la unidad procesadora local. Se encarga de regular el flujo de descarga de aceite en la bomba.

Válvula agua de enfriamiento.

Es una señal de 24 voltios proveniente de la unidad procesadora local. Que dependiendo del nivel de la temperatura en el aceite activa un relé que funge como interruptor para abrir o cerrar la electro válvula del agua de enfriamiento.

b) Señales de encoder, paro y arranque del motor eléctrico Son señales de sensores ubicados fuera de la unidad de potencia.

Encoder

Es una señal analógica de 4 – 20 mA que corresponde a las rpm, proveniente del encoder ubicado en el motor hidráulico acoplado al eje del motor.

Motor eléctrico encendido

Señal proveniente de un contactor auxiliar del arrancador del motor eléctrico. Esta señal se utiliza para saber el estado del motor eléctrico. Cuando los contactos del contactor están cerrados indica que el motor eléctrico esta encendido, si los contactos están abiertos indica que el motor eléctrico está parado o no ha encendido.

Relé paro por alarma

Señal de 24 voltios proveniente de la unidad procesadora local, que energiza la bobina del relé, el cual funge como interruptor para energizar o des energizar la bobina del arrancador del motor eléctrico cuando se produce una alarma. Cuando se produce una alarma el relé abre los contactos y el motor eléctrico se detiene.

3.6 Motor Diesel.

El motor diesel tiene las siguientes características:

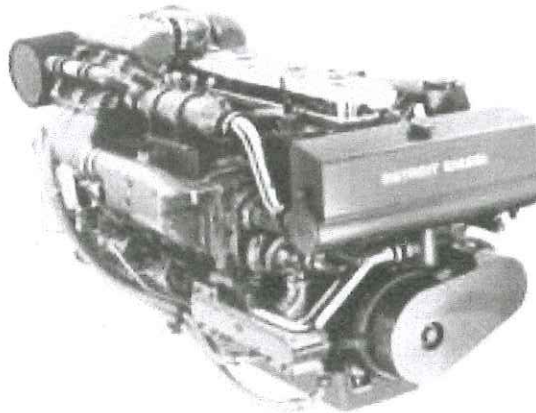


Figura 33 Motor diesel para simulación mediante SIMULINK.

Motor Detroit Diesel 6 cilindros en línea, potencia máxima 362 kW 2500 RPM

La simulación del sistema diesel en simulink, según se describió en 2.4, se muestra en la Figura 34.

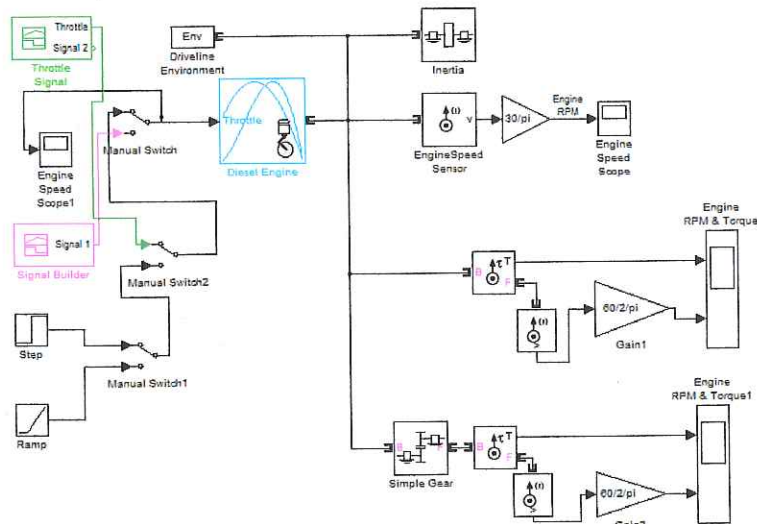
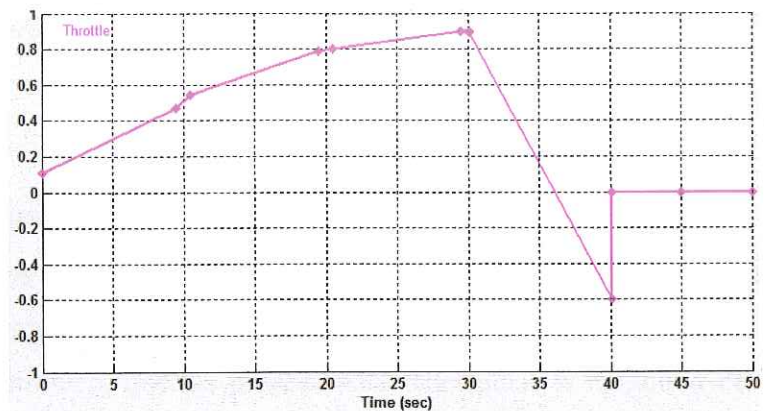


Figura 34. Simulación del motor diesel.

Para este sistema, la función de demanda, la entrada al sistema, es la siguiente:



Teniendo a la salida la aceleración angular (rad/s^2) del eje en el motor diesel y las revoluciones por minuto obtenidas mediante la aproximación de la Ecuación 10:

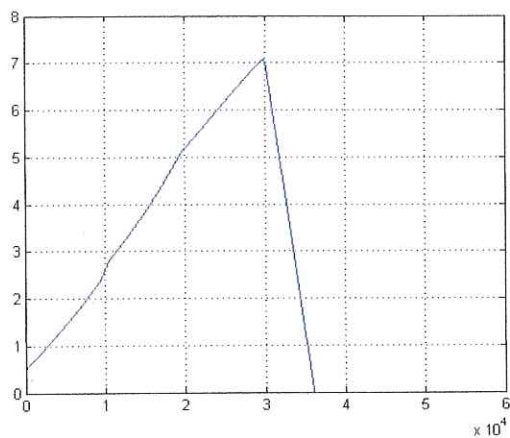


Figura 35 aceleración angular del motor diesel (rad/s^2).

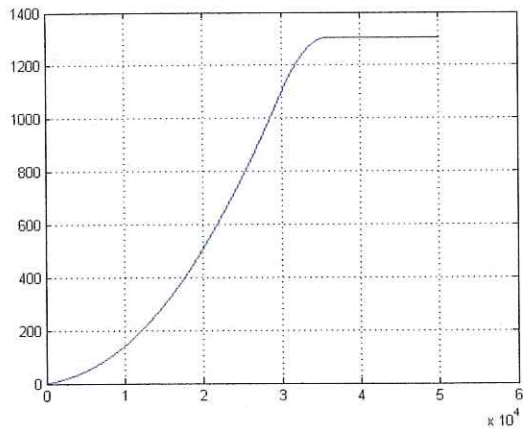


Figura 36 RPM motor diesel.

Mediante la ecuación 10 se observa que la respuesta en la Figura 36 es como se esperaba, similar a la Figura 8.

3.7 Electrónica asociada al motor diesel.

Para adecuar los caudales y el punto de la inyección a las necesidades de la marcha del motor se disponen diferentes sensores en el motor, cuyas señales son enviadas al calculador electrónico, que las procesa para determinar la magnitud de la corriente de mando del regulador de caudal y la electroválvula de avance de la inyección.

Se utilizan generalmente sensores de posición del pedal del acelerador, régimen motor y posición del pistón en el cilindro, presión en el colector de la admisión, temperatura del refrigerante y del aire de la admisión, caudal de aire de admisión y un sensor capaz de detectar el inicio de la inyección, que se ubica en uno de los inyectores.

En la UCE hay memorizados diferentes eventos característicos que determinan el avance y el caudal necesarios para cada una de las condiciones de funcionamiento del motor, dependiendo de diversos parámetros como la carga, el régimen, la temperatura del motor y el caudal de aire aspirado.

En los sistemas de inyección Diesel con control electrónico, las condiciones de funcionamiento del motor son registradas por sensores, como se ha mencionado anteriormente, que hacen llegar las correspondientes señales eléctricas a la unidad de control.

Tanto estos medidores como la propia UCE forman el sistema de control.

A los sensores mencionados deben añadirse los detectores de posición y sensores incorporados en la propia bomba de inyección y la electroválvula de paro, que también se conectan a la UCE.

A partir de todas estas señales, la UCE activa los diversos actuadores de la bomba de inyección, la caja de precalentado, la electroválvula EGR, el relé de corte del climatizador, la electroválvula de control de la presión de aire del turbocompresor, si dispone de ella.

La lógica del computador incluye las funciones de control de la inyección, los contaminantes emitidos, las estrategias de marcha del motor, el anti arranque codificado y el autodiagnóstico, guardando en memoria algunas posibles averías.

La cantidad de diesel inyectado depende de la UCE. Como magnitudes principales para establecerla se utilizan las señales recibidas del caudalímetro, del sensor de posición del acelerador y el régimen de giro del motor, pero también otros datos, como la temperatura del motor, la del aire de admisión, etc. son susceptibles de modificar el volumen inyectado.

Todos estos factores son comunicados al dispositivo de mando, que transforma estos datos en impulsos eléctricos para el gobierno de los diversos actuadores. Las oportunas señales son reconocidas por la unidad de control, que en función de ellas modifica la señal de mando para el actuador de caudal y el de avance de la inyección

3.8 Motor Eléctrico.

Simulando el sistema eléctrico como se describió en 2.4 en MATLAB se planteó el siguiente diagrama, correspondiente solo al modelo del motor eléctrico:

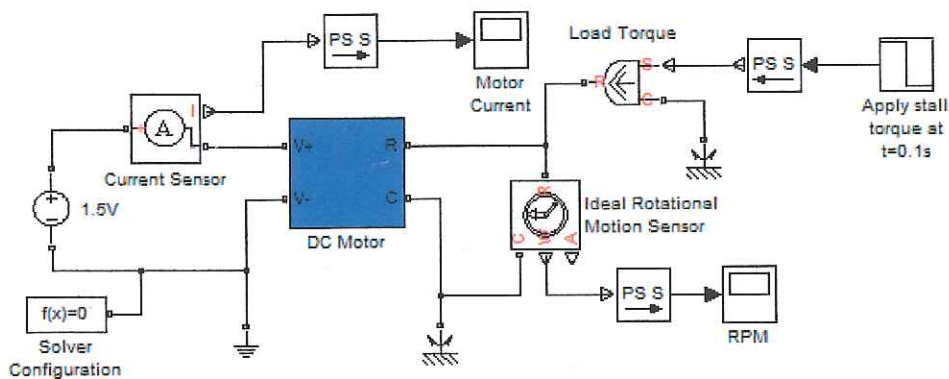


Figura 37 Diagrama de simulación motor eléctrico.

Las revoluciones por minuto del motor eléctrico son:

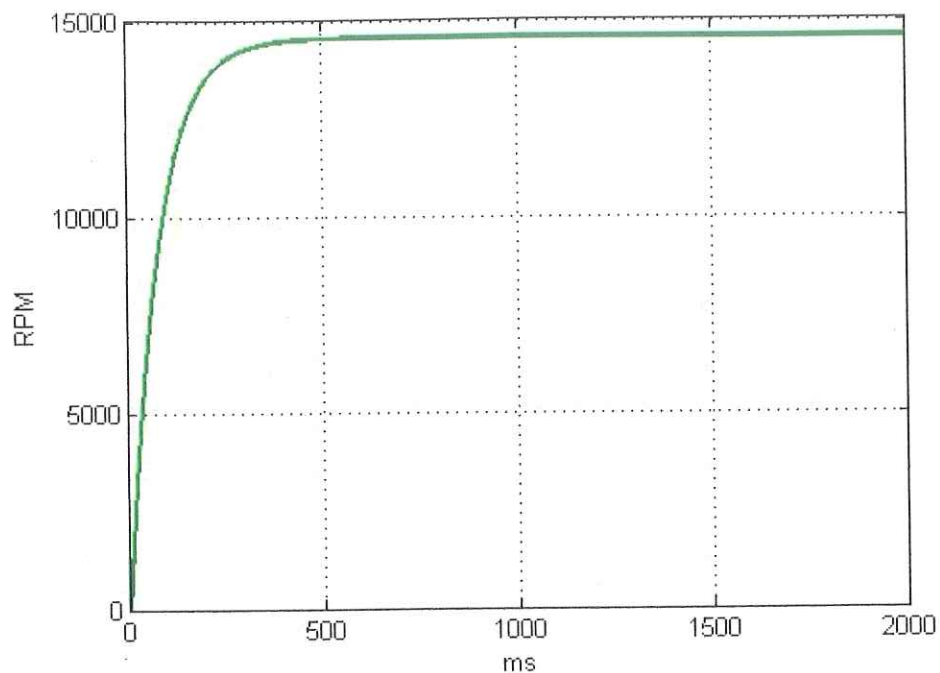


Figura 38 RPM del motor eléctrico de CD.

La corriente que pasa por la armadura del motor es:

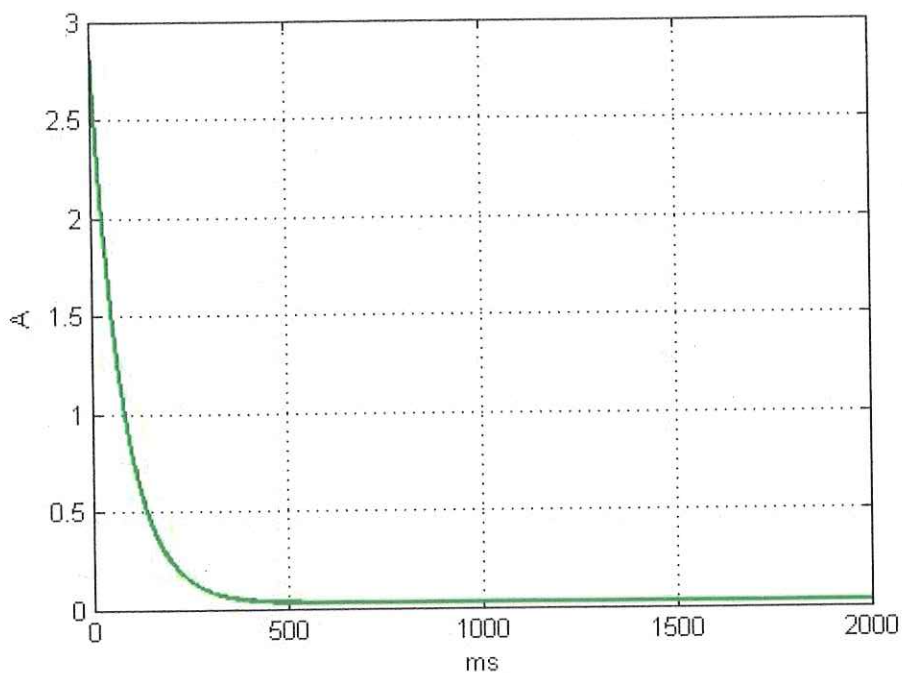


Figura 39 Corriente de armadura del motor.

Se observa que la demanda máxima de corriente del motor se da al iniciar su operación.

3.9 Módulos del controlador.

Una vez realizado el modelado de los motores y considerando las variables a ser monitoreadas que son retroalimentadas al lazo de control, se programan en módulos, para esto se simula la respuesta lógica del sistema, teniendo tres entradas de selección, una vez elegida alguna de las opciones no se podrá cambiar, solamente por el programador.

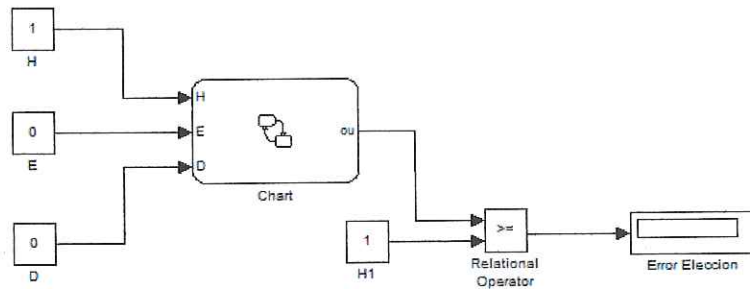


Figura 40 sistema general del control de los módulos.

Las variables de entrada serán Hidráulico, Eléctrico o Diesel, pasando por un sistema lógico que controla los errores que pudiera haber en la selección y que ejecuta el módulo elegido y en caso de que exista un error el sistema también cuenta con un indicador de error, deteniendo la ejecución del sistema, como se observa en la Figura 40.

El sistema lógico implementado, con las tres entradas y la salida de error se muestra en la Figura 41

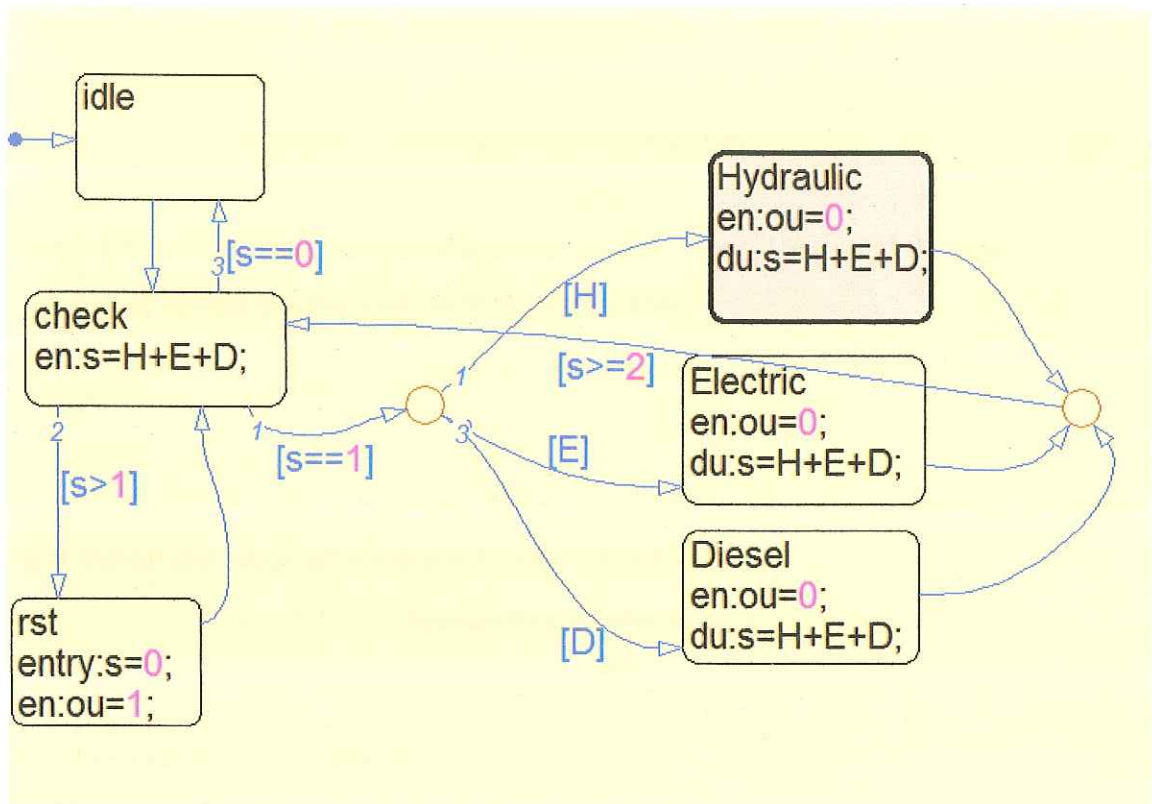


Figura 41 Diagrama de control lógico de los módulos.

El sistema tiene un estado de *idle*, el cual está activo si no se ha hecho ninguna elección sobre el sistema a controlar.

El bloque *check*, verifica que no esté seleccionada más de una opción de controlador y una vez realizada no cambie de estado dicho valor fijado.

El bloque *reset (rst)*, reinicia el sistema una vez que se ha solucionado alguna falla que pudiera haber causado el malfuncionamiento del mismo.

Teniendo retroalimentación del estado actual en todo momento.

Cada uno de los bloques monitorea las variables concernientes a cada modelo característico del motor elegido.

3.10 Función de error.

La función esencial de un control de lazo cerrado es reducir el error, $e(t)$ entre cualquiera de sus variables y el valor requerido a cero tan rápido como sea posible.

Por medio de las partes que integran un controlador Proporcional Integral Derivativo.

Etapa proporcional. La etapa proporcional amplifica la señal de error. La salida es proporcional a la señal de error.

Ecuación 24 Etapa proporcional (P)

$$P = K_p e(t)$$

Etapa integral. La etapa integral integra la señal de error. Una señal de error pequeña, creará en el tiempo una etapa de salida integral grande.

Ecuación 25 Etapa integral (I).

$$I = K_i \int e(t) dt$$

Etapa derivativa. La etapa derivativa deriva una señal de error. Un cambio rápido creará en el tiempo una salida grande desde la etapa derivativa.

Ecuación 26 Etapa derivativa (D).

$$D = K_d \frac{de(t)}{dt}$$

Así el modelo del controlador será:

Ecuación 27 Modelo control PID

$$C = \left[k_p \alpha + k_p k_d s + \frac{k_p}{k_i s} \right]$$

La función de transferencia de segundo orden mediante la cual se modelan los sistemas descritos anteriormente es:

Ecuación 28 Función de Transferencia Sistema de segundo orden.

$$G(s) = \frac{\omega_n^2}{s^2 + 2\zeta\omega_n s + \omega_n^2}$$

donde:

ζ = Factor de amortiguamiento.

ω_n = Frecuencia natural.

En la teoría de control, la caracterización de la respuesta temporal de un sistema se suele hacer mediante lo que se conoce como especificaciones del sistema. Las especificaciones más empleadas son:

Tiempo de retraso (delay time). Es el tiempo necesario para que la respuesta alcance el 50% del valor final.

Tiempo de subida (rise time). Es el tiempo requerido para que la respuesta pase del 10 al 90% del valor final. También puede definirse como el tiempo de paso del 5% al 95% o del 0% al 100%.

Tiempo de pico: Es el tiempo que pasa hasta alcanzarse el primer pico de sobre impulso.

Máximo sobre impulso: Es el valor de pico máximo por unidad. Se suele expresar en porcentaje.

Tiempo de establecimiento: Es el tiempo necesario para que la respuesta del sistema esté dentro de un porcentaje (sobre el 5%, aunque es variable según el autor) del valor final.

Mediante la Ecuación 28 y la Ecuación 27 se establecen los parámetros requeridos que caracterizan la respuesta del sistema como se muestra a continuación:

Tiempo de subida:

Ecuación 29 Tiempo de subida.

$$t_r = \frac{1}{\omega_d} \tan^{-1} \frac{\omega_d}{\sigma}$$

Dónde:

$$\sigma = \zeta \omega_n$$

y

$$\omega_d = \omega_n \sqrt{1 - \zeta^2}$$

Frecuencia natural no amortiguada:

Ecuación 30 Frecuencia natural no amortiguada.

$$\omega_n = \frac{1}{\sqrt{k_d k_i}}$$

Y coeficiente de amortiguamiento.

Ecuación 31 Coeficiente de amortiguamiento.

$$\varepsilon = \frac{1}{2k_p} \sqrt{\frac{k_i}{k_d}} + \frac{\alpha}{2} \sqrt{\frac{k_i}{k_d}}$$

La respuesta ante un escalón unitario se representa de la siguiente forma.

Ecuación 32 Respuesta sistema de segundo orden.

$$y(t) = 1 - \frac{e^{-\zeta\omega_n t}}{\sqrt{1-\zeta^2}} \sin\left(\omega_n\sqrt{1-\zeta^2}t + \tan^{-1}\frac{\sqrt{1-\zeta^2}}{\zeta}\right) \forall t > 0$$

3.11 Algoritmo genético implementado.

Un algoritmo genético como una forma matemática para la optimización del error, naturalmente puede aplicarse para lograr una buena sintonización de controladores PID.

Con referencia a una señal escalón de entrada, todo el sistema va a generar una respuesta de salida.

El papel del controlador PID es conducir esta respuesta de salida dentro de las especificaciones del usuario. Obviamente, la configuración de los parámetros del controlador PID deben ser ajustados a fin de satisfacer el mayor número de requisitos posibles. La optimización de los controladores PID requiere en primer lugar el objetivo de diseño y luego codificar los parámetros que desea buscar.

Una función objetivo puede ser creada para encontrar un controlador PID que dé el menor sobre impulso, un tiempo de subida rápido o más rápido tiempo de establecimiento (Figura 42), pero a fin de combinar todos estos objetivos, se puede diseñar una función objetivo que minimice el error del sistema controlado.

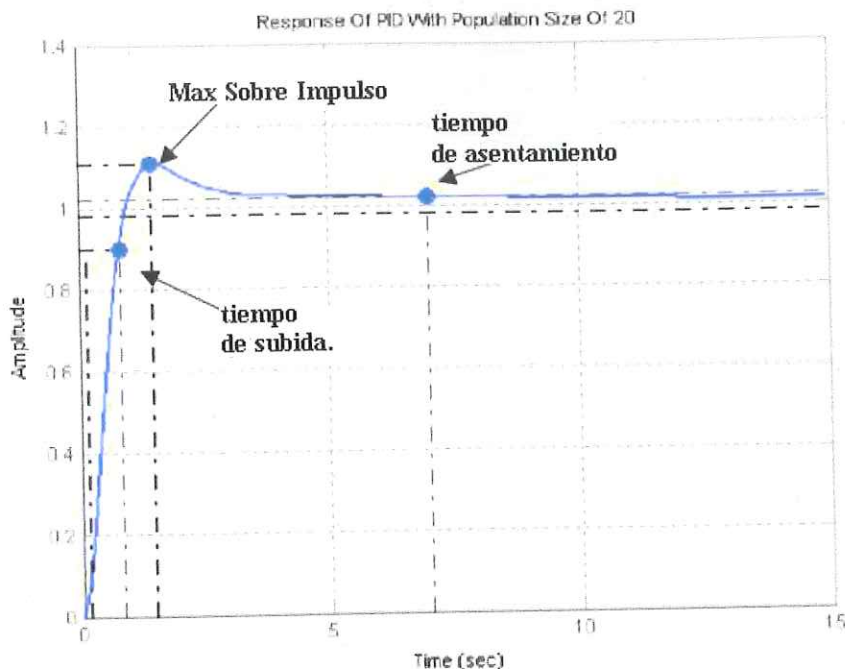


Figura 42 Optimización en la respuesta del sistema. (National Instruments)

Así el operador genético se ejecuta hasta que la condición de paro se cumple. Los valores de decodificación del último cromosoma son parámetros optimizados del controlador PID. Para obtener el control óptimo se utilizan las siguientes implementaciones del algoritmo genético.

La finalidad del algoritmo genético es mediante el error mínimo poder encontrar las ganancias óptimas K_p , K_i y K_d para el controlador con las que la respuesta del sistema será la idónea.

La función esencial de un control de lazo cerrado es reducir el error, $e(t)$ entre cualquiera de sus variables y el valor requerido a cero tan rápido como sea posible.

Por lo tanto cualquier criterio usado para medir la calidad de respuesta del sistema debe tomar en cuenta la variación de e en todo el rango de tiempo.

Para la validación presentada, se ha optado por utilizar el error cuadrático medio (RMSE) definido como:

Ecuación 33 Error RMSE.

$$RMSE = \sqrt{\frac{\sum (\tilde{x} - x)^2}{N}}$$

Donde:

\tilde{x} - Es el valor esperado.

x - Es el valor observado.

N - Es el número de muestras.

El error medio cuadrático nos da la medida de las diferencias en promedio entre los valores esperado y pronosticado. La diferencia estimada ($\tilde{x} - x$) a veces será positiva (cometiendo un error por exceso) y otras negativa (cometiendo un error por defecto), por lo tanto, ésta diferencia es una variable aleatoria que nos informa el error que se está cometiendo. Con el fin de obtener una medida global de este error se elimina el signo de los errores considerando la diferencia al cuadrado. De esta forma, si el error cuadrático medio es un número pequeño, podríamos asegurar que el error que estamos cometiendo en la estimación es pequeño (en media) e inversamente, si el error es un número grande, cabe esperar que la estimación que se realiza no sea muy precisa.

Representación de parámetros:

Para la mayoría de aplicaciones de algoritmo genético a problemas de optimización, la técnica real de codificación se utiliza para representar una solución a un problema dado. En la aplicación real de codificación, cada cromosoma se codifica como un vector de números reales, de la misma longitud que el vector solución.

De acuerdo con los objetivos de control, deben diseñarse tres parámetros K_p , K_i y K_d de un controlador. Para un problema determinado con tres variables de decisión, se adopta un vector real $[x_1, x_2, x_3]$ como un cromosoma para representar una solución al problema.

Evaluación:

En esta parte del algoritmo se evaluará el sistema, el lazo de control con la función de transferencia, siendo la entrada el vector $[k_p, k_i, k_d]$ obteniendo como salida un dato, el

error RMSE, dependiendo de éste valor, determinara los cromosomas que son más aptos para continuar en la población y ser seleccionados.

Para ejecutar la función de algoritmo genético se realizó la implementación en MATLAB y para su funcionamiento requiere los siguientes parámetros:

Rango de valores de búsqueda para la ganancia proporcional, integral y derivativa, la resolución con la que se debe realizar la codificación para el algoritmo y el número de iteraciones o generaciones.

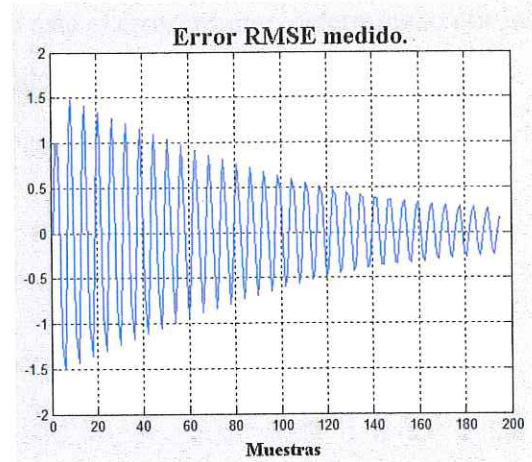
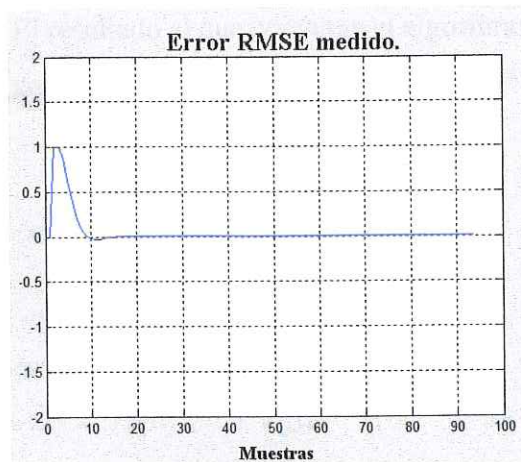
Como resultado, se obtiene un vector de dimensión tres, que contiene las ganancias óptimas para el controlador PID.

Ecuación 34 Vector de salida obtenido mediante AG.

$$[k_p, k_i, k_d]$$

Se realiza un primer cálculo de las ganancias para el controlador, con una población inicial de 30, y sólo 2 generaciones, La solución encontrada para esta primera prueba fue la siguiente:

Durante la primera ejecución del algoritmo, se puede observar como durante el avance del algoritmo, las respuestas del sistema se van mejorando y en consecuencia se va minimizando el error de salida, aproximándose así en cada generación al mínimo óptimo.



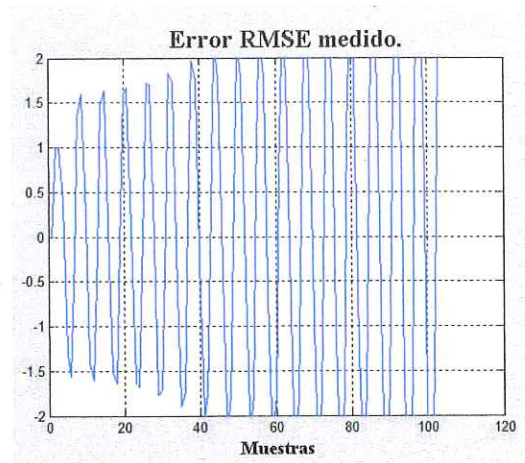
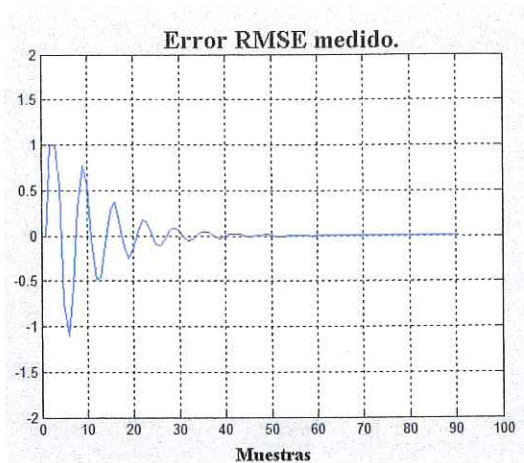


Figura 43 Evolución del AG disminuyendo el error.

Dependiendo del dominio asignado a cada ganancia, el algoritmo podrá encontrar al inicio valores para las ganancias K , en los cuales el sistema tenderá a volverse inestable, obteniendo de esta forma un error muy grande, siendo desechados estos genes en la población siguiente a ser evaluada por el sistema.

Se puede modificar el número de generaciones y la población inicial con la cual el algoritmo debe funcionar, no se tendrán valores similares siempre que comienza el algoritmo debido a la naturaleza estocástica del mismo, los puntos muestreados de la población siempre se distribuyen de manera distinta sobre el espacio de soluciones, cada que se inicializa el algoritmo, pudiendo tener soluciones diferentes para cada corrida.

El resultado al que converge el algoritmo, siendo éste el error mínimo determinado por las ganancias $k_p = 0.3$, $k_i = 1.64$, $k_d = 0.45$ teniendo un error cuadrático medio de 0.0993.

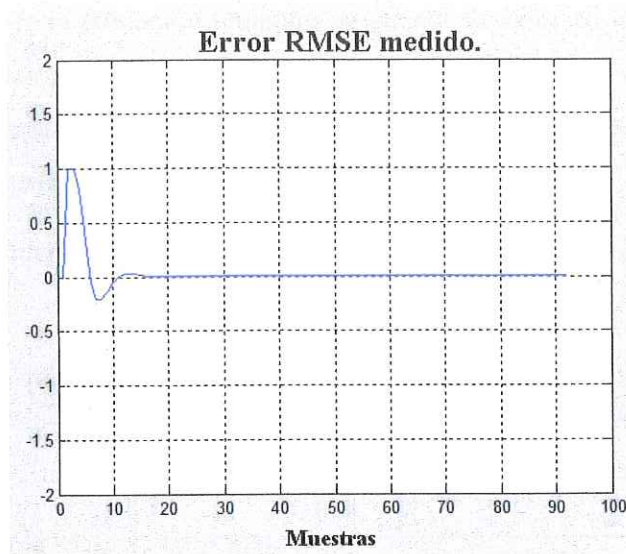


Figura 44 Simulación del sistema con las ganancias obtenidas.

Modificando un parámetro del algoritmo, en este caso aumentar las generaciones se obtienen las siguientes ganancias para el controlador, $k_p = 2.75$, $k_i = 1.59$, $k_d = 0.46$ con un error RMSE de 0.0992

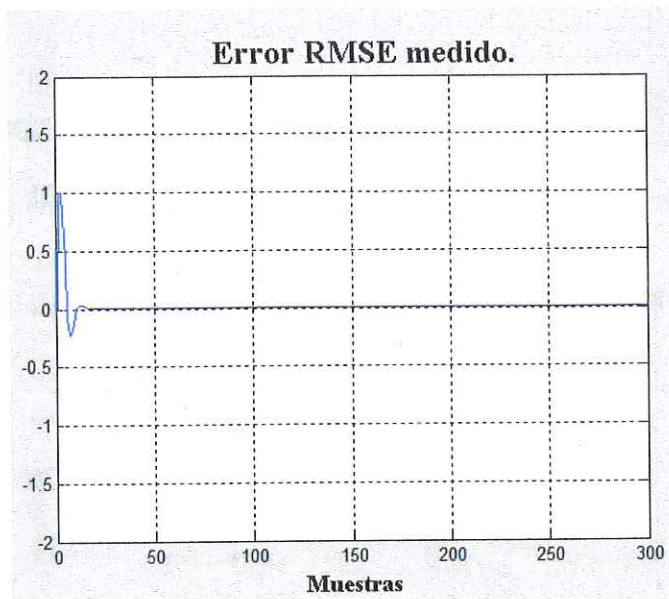
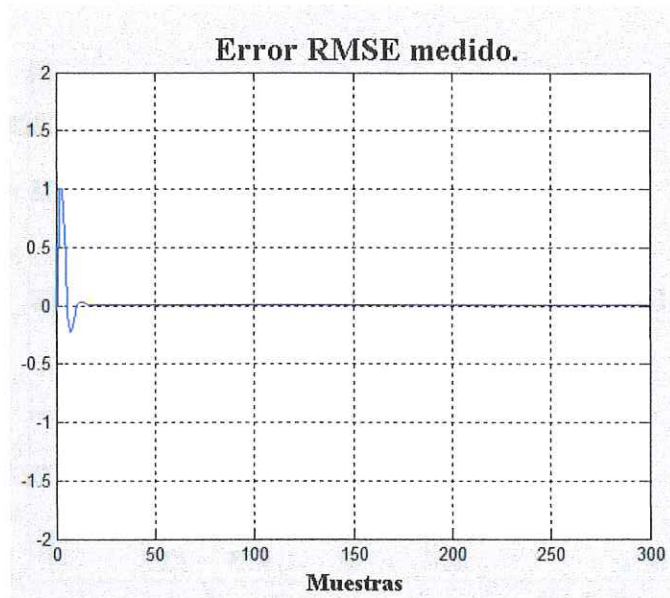


Figura 45 Resultado del AG con más generaciones.

En otra prueba, aumentando la población inicial se observa que en la primera generación existe una ocurrencia de un mayor número de puntos para los que el sistema a evaluar se vuelve inestable, obteniendo un error RMSE muy grande, siendo eliminados todos estos genes en la siguiente generación, teniendo una selección elitista en donde se escogen los

mejores individuos de la población teniendo en cuenta su valor en la función de aptitud. Quedando así valores pequeños de error, sin embargo es posible que en generaciones posteriores pueda llegar a existir algún gen que al evaluarlo en el sistema sea inestable, debido al operador genético de mutación en el sistema.

Obteniendo los siguientes valores de ganancias, $k_p = 1.42$, $k_i = 2.31$, $k_d = 0.42$ y el error 0.0995



Las muestras obtenidas con distintos casos de prueba muestran los siguientes resultados:

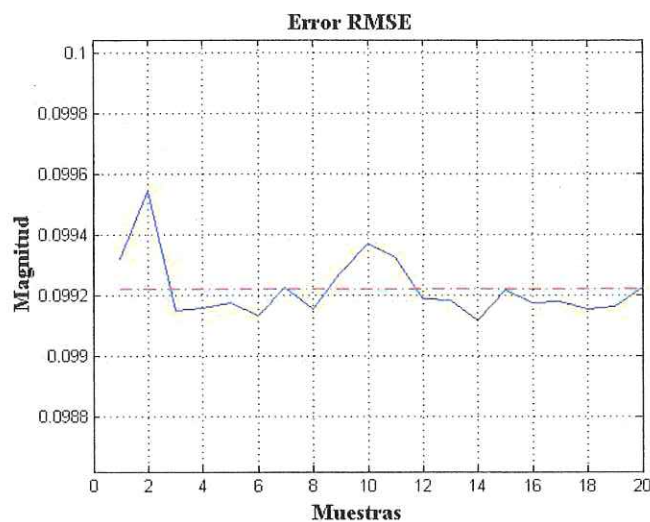


Figura 46 Distribución de los resultados.

Las medidas de media y desviación estándar para el error fueron:

$$\mu = 0.099237633$$

$$\sigma = .0004803$$

La convergencia del método se muestra en la Figura 48 en ella se aprecian partes en las que aparentemente no hay cambio en el error, esto es debido a que este se lleva acabo pero de manera muy pequeña como se muestra en la Figura 49.

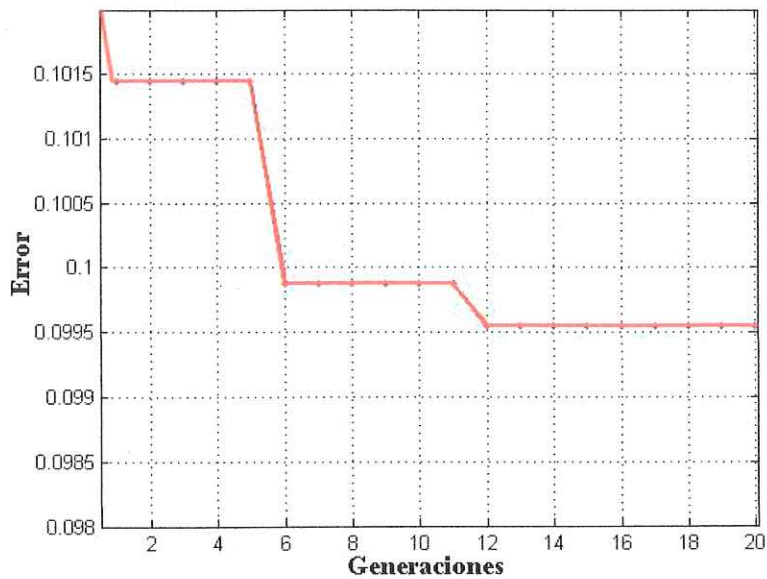


Figura 47 Convergencia del algoritmo.

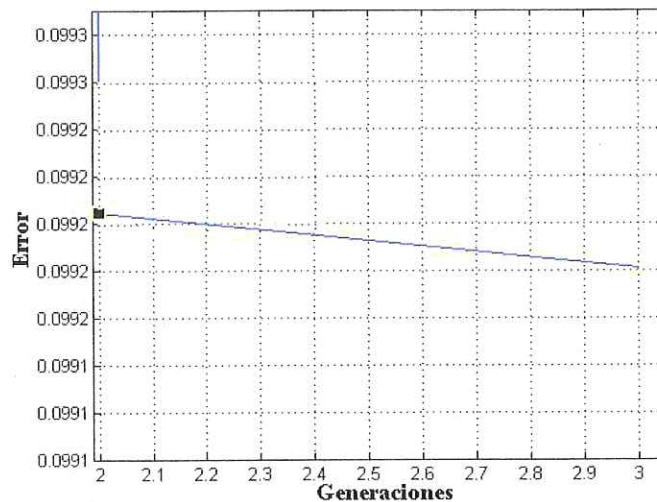
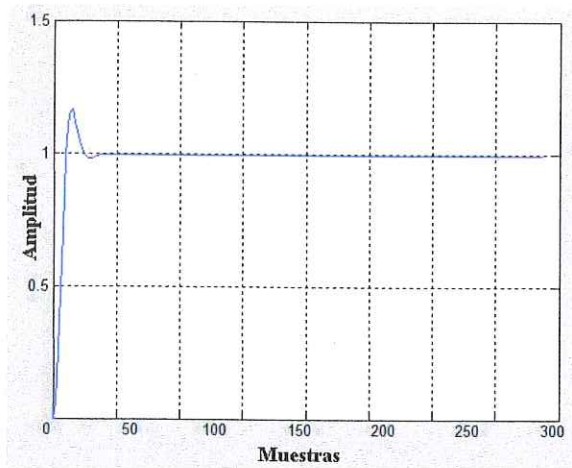


Figura 48 Convergencia en partes aparentemente sin cambio.

Comparación con la técnica Ziegler – Nichols.

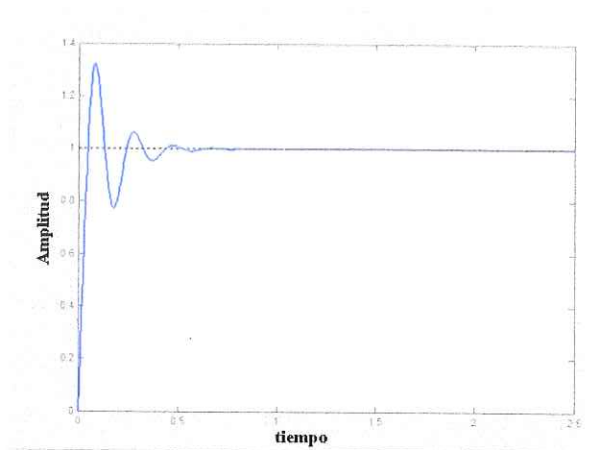
Se compara la sintonización mediante AG y una técnica alternativa, Ziegler – Nichols Figura 49 y utilizando el mismo criterio de error para las dos técnicas se encuentra un menor error y mejor respuesta ante una entrada escalón unitario.

Algoritmo Genético.



Error RMSE = .0992

PID Ziegler - Nichols.



Error RMSE = .1043

Figura 49 Comparación AG vs Ziegler Nichols.

Capítulo 4.

Conclusión.

El control de un propulsor de un barco presenta muchas variables involucradas, desde los movimientos provenientes de las olas, la dinámica del barco, la agitación del agua, la propulsión requerida dependiendo su posición dentro de la nave, entre otras.

Además del requerimiento de proveer el empuje necesario mediante una respuesta rápida y estable del elemento propulsor de salida.

El principal objetivo del presente trabajo consistió en el diseño preliminar de un controlador modular para un propulsor auxiliar marino, por lo que se basó principalmente en:

- Estudio del estado del arte de los principales tipos de propulsión utilizados para el posicionamiento dinámico de embarcaciones y el funcionamiento del sistema (2.1).
- El análisis de los motores que son usados principalmente en propulsión marina para obtener un modelo simplificado y valido que refleje el comportamiento del mismo (2.4).
- Constituir la idea del diseño modular que contenga la estrategia de control adecuada para cada uno de los sistemas a controlar y que se maneje dentro de los parámetros requeridos de diseño (2.5).
- Adecuar el controlador a las necesidades de respuesta del sistema mediante la implementación de algoritmos de control inteligente para la sintonización del controlador (2.7).

Validación:

- La herramienta de simulación de MATLAB y simulink se utiliza para tener una respuesta aproximada del sistema físico real de cada uno de los motores haciendo las consideraciones descritas en la sección 2.4 para cada uno de ellos. La implementación y simulación de los sistemas utilizando software es fundamental

en la predicción de su funcionamiento y permite tener una aproximación para asegurar que el sistema y sus componentes operarán de manera satisfactoria.

- Consideraciones y cálculos hechos para la potencia de entrada y salida del eje reductor hacia la hélice. El objetivo de estos cálculos es producir una especificación que esté lo más cerca posible al ideal teórico aproximado y así contar con las variables necesarias que servirán para el controlador. Cabe señalar que es físicamente imposible hacer un cálculo exacto, simplemente porque hay muchas variables, tales como la salinidad o la temperatura del agua, todo lo que afecta las ecuaciones. Incluso se encontrará que dos barcos idénticos se comportarán de forma ligeramente diferente si sus hélices aparentemente idénticas se intercambian

Contribución:

- Incursionar en el ámbito de propulsión marina generando avances tecnológicos con metodología y desarrollo propio generando así un sistema integral que incluya al propulsor y su controlador.
- El método de un controlador modular se adecua a las exigencias de los sistemas de propulsión auxiliar, trayendo beneficios como lo son: facilidad de detección de errores en el sistema debido que cada uno de los controladores está en módulos fácilmente identificables, mayor sencillez para mantenimiento del sistema, selección por medio del software del controlador adecuado para el sistema y la simplificación en la resolución del problema planteado.
- Haciendo uso de algoritmo genético, se encontró la estructura para evaluar la planta, en donde por medio de variables aleatorias de entrada, se cuantificara el error asociado y así encontrar las variables que mejor se ajusten a la respuesta esperada del sistema y fijar las ganancias del controlador. Los resultados obtenidos con la sintonización por medio del algoritmo genético muestran que es una buena herramienta para la sintonización de controladores, mostrando algunas mejoras en comparación con las técnicas clásicas usadas para esta tarea, como lo son: el sistema a evaluar puede cambiarse, aplicando el mismo algoritmo a las diferentes plantas a controlar, el motor diesel, eléctrico e hidráulico, esto se debe a

que el algoritmo genético no depende del modelo de la planta a evaluar, sino de la respuesta del mismo ante las variables de entrada y descarta soluciones que no satisfagan la función de aptitud. Se tienen mejoras en la respuesta transitoria del sistema, como se observa con la técnica Ziegler – Nichols se tiene un mayor sobre impulso, un tiempo de asentamiento mayor y un tiempo de subida también mayor en comparación con la respuesta obtenida con el algoritmo genético.

Bibliografía

- Balchen J., J. N. (1980). Dynamic positioning of floating vessels based on Kalman filtering and optimal control. *IEEE conference on Decision and Control*, (págs. 853 - 864). New York, NY.
- Coley, D. A. (1999). *An introduction to genetic algorithms for scientists and engineers*. University of Exeter: World Scientific.
- Dinh Quang Truong, K. K. (2007). Force control for hydraulic load simulator using self tuning grey predictor - PID controller. (págs. 1-6). Ulsan: School of Mechanical and Automotive Engineering.
- Doebelin, E. O. (1985). *Control systems principles and design*. Ohio: John Wiley & Sons.
- Doru Calarasu, E. S. (2004). DYNAMIC MODEL OF THE ROTATIVE HYDRAULIC MOTOR UNDER CONSTANT PRESSURE. *The 6th International Conference on Hydraulic Machinery and Hydrodynamics*, (págs. 1 - 8). Timisoara, Romania.
- Eduardo A. Tannuri, L. K. (2006). Adaptive techniques applied to offshore dynamic positioning systems. *Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences and Engineering*. Rio de Janeiro.
- Eduardo A. Tannuri, L. K. (2006). Adaptive Techniques Applied to Offshore Dynamic Positioning Systems. (pág. 8). Brazil: J. of the Braz. Soc. of Mech. Sci. & Eng.
- Egil Hystad, W. N. (2007). Power management control of electrical propulsion systems. *Dynamic Positioning Comitee Marine Technology Society*, (págs. 1-23).
- G. S. Virk and Hin Chiu, G. M. (2000). Design of the Dynamic Positioning System for the Drillship Glomar C. R. Luigs. (pág. 14). Houston: Offshore Technology Conference.
- Griffin, I. (2003). *On-line PID controller tuning using Genetic Algorithms*. DCU.
- Hamamatsu, M. (2002). Non Linear DP controller. *Dynamic Positioning Comitee Marine Technology Society*, (págs. 1-9).
- HOS. (s.f.). *hornbeck offshore services, Inc*. Recuperado el 28 de Febrero de 2010, de <http://www.hornbeckoffshore.com/>

- Hung-Cheng Chen, S.-H. C. (2006). Genetic Algorithms Based Optimization Design of a PID Controller for an Active Magnetic Bearing. (págs. 95-99). Taiwan: IJCSNS International Journal of Computer Science and Network Security.
- Ibrahim, S. B. (2005). *The PID controller design using genetic algorithm*. University of Southern Queensland.
- J G Balchen, N. A. (1976). Dynamic positioning using Kalman filtering and optimal control theory. *IFAC/IFIP Symposium on Automation in Offshore Oilfield Operations*, (págs. 183 - 186). Bergen, Norway.
- J. Millan, B. S. (2002). A Dynamic Positioning System for Ship Model Tests. (pág. 6). Canada: Institute for Marine Dynamics National Research Council.
- J. Millan, B. S. (2005). A Dynamic Positioning System for Ship Model Test. *Institute for Marine Dynamics National Research Council.*, (pág. 6). St. John's, Newfoundland, Canadá.
- Janneke Carbaat-Visser, R. H. (2003). Retrofit of a self-sustained bulk carrier to a flexible fallpipe vessel. *The ship power supply*, 31.
- Jin-Sung Kim, J.-H. K.-M.-M.-Y. (2008). Auto Tuning PID Controller based on Improved Genetic Algorithm for Reverse Osmosis Plant. (págs. 1-6). World Academy of Science, Engineering and Technology.
- Jon Holvik, K. S. (1998). Basics of DP. (pág. 10). Houston: Dynamic Positioning Comitee Marine Technology Society.
- Kyoungkwan AHN, J. H. (2005). Optimization of double loop control parameters for a variable displacement hydraulic motor by genetic algorithms. (págs. 81-86). JSME International Journal.
- Luz Adriana Mejia C, M. M. (2003). MODELADO Y SIMULACIÓN DEL CONTROL DE VELOCIDAD DE UN MOTOR HIDRÁULICO., (págs. 81-86). Pereira.
- Manuel A. Fuentes, A. M. (2004). *MODELADO Y CONTROL ROBUSTO DE UN CILINDRO NEUMÁTICO*. UNIVERSIDAD CARLOS III DE MADRID ESCUELA POLITÉCNICA SUPERIOR.
- Nagan Srinivasan, D. S. (2003). Time Domain Simulation of DP Semi-Submersibles in Numerical Wave-Tank for Large Nonlinear Random Waves. (pág. 15). Dynamic Positioning Comitee Marine Technology Society.

- National Instruments. (s.f.). *National Instruments*. Recuperado el 02 de 08 de 2010, de <http://zone.ni.com/devzone/cda/tut/p/id/3782>
- Nils Albert Jenssen, K. S. (2002). DP Performance and Incident Analyses . (pág. 13). Dynamic Positioning Comitee Marine Technology Society.
- Ricepropulsion. (s.f.). *Ricepropulsion*. Recuperado el 15 de Julio de 2010, de <http://www.ricepropulsion.com/>
- Riddle Steddum, R. P. (1997). Trust Required and Holding Capacity. *Dynamic Positioning Conference* (pág. 5). Houston: Marine Technology Society.
- Sælid S., J. N. (1983). Design and analysis of a dynamic positioning system based on kalman filtering and optimal control. *IEEE transactions on automatic control*, (págs. 331 - 339).
- SUBCOMITÉ TÉCNICO DE NORMALIZACIÓN DE PEMEX-EXPLORACIÓN Y PRODUCCIÓN. (2008). *ACERCAMIENTO Y AMARRE DE EMBARCACIONES A INSTALACIONES COSTA AFUERA*.
- T. O'Mahony, C. J. (s.f.). Genetic Algorithms for PID parameter optimization: Minimizing Error Criteria., (págs. 1-6). Cork Ireland.
- Thor I. Fossen, M. B. (2000). Nonlinear Output Feedback Control of Underwater Vehicle Propellers Using Feedback Form Estimated Axial Flow Velocity. (págs. 241-255). IEEE JOURNAL OF OCEANIC ENGINEERING.

Algoritmo Genético implementado en MATLAB:

Cod:

```
function r=cod(a,b,epsilon,nc,n)
    r=zeros(1,n);
    num=round((nc-a)/epsilon);

    for i=n:-1:1
        r(i)=mod(num,2);
        num=fix(num./2);
    end
```

codinv:

```
function r=codInv(a,b,epsilon,k)
    r=0;
    tam=size(k,2);
    for i=tam:-1:1
        r=r+k(i)*2.^(tam-i);
    end
    r=a+epsilon*r;
```

cruza:

```
function [v1,v2]=cruza(a,b,m)
    n=fix(m/(m/2));
    v1=[a(1:n) b(n+1:end)];
    v2=[b(1:n) a(n+1:end)];
```

cruzamiento:

```
function pts=cruzamiento(puntos,m)
    ptshijos=zeros(1,size(puntos,2));

    for i=2:max(size(puntos,1))
        [a]=cruza(puntos(i-1,1:size(puntos,2)/(size(puntos,2)/m)),puntos(i,1:size(puntos,2)/(size(puntos,2)/m)),m);
        ptshijos(i-1,1:size(puntos,2)/(size(puntos,2)/m))=a;

        [a]=cruza(puntos(i-1,m+1:size(puntos,2)/(size(puntos,2)/m)+m),puntos(i,m+1:size(puntos,2)/(size(puntos,2)/m)+m),m);
        ptshijos(i-1,m+1:size(puntos,2)/(size(puntos,2)/m)+m)=a;

        [a]=cruza(puntos(i-1,2*m+1:end),puntos(i,2*m+1:end),m);
        ptshijos(i-1,2*m+1:end)=a;
    end
```

```
pts=[puntos;ptshijos];
```

error RMSE:

```
function e=errorRMSE(X,Y)
e=0;
n=max(size(X));
for i=1:n
    e=e+(X(i)-Y(i)).^2;
end
e=1/n*sqrt(e);
```

evaluación:

```
function pts=evaluacion(a,b,c,d,e,f,epsilon,puntos,m)
n=size(puntos,1);
```

```
% pts=zeros(max(size(puntos)),1);
ptsx=puntos(:,1:size(puntos,2)/(size(puntos,2)/m));
ptsy=puntos(:,m+1:size(puntos,2)/(size(puntos,2)/m)+m);
ptsz=puntos(:,2*m+1:end);
```

```
for i=1:n
```

```
pts(i)=fnEvaluacion(codinv(a,b,epsilon,ptsx(i,:)),codinv(c,d,epsilon,ptsy(i, :)),codinv(e,f,epsilon,ptsz(i,:)));
```

```
end
```

```
% ejemplo: pts=evaluacion(1,2,0,.1,0,.1,.01,puntos,2);
```

FnEvaluacion:

```
function err=fnEvaluacion(x,y,z)
% En este caso la función a optimizar
tt=.03;
```

```
[x y z]
err=sis(x,y,z,tt)
```

genetico:

```
function [conver solx soly solz]=genetico(a,b,c,d,e,f,epsilon,n)
%Determinar el número de dígitos para discretizar el espacio
```

```
% tic
conver=0;
m0=fix(log2((b-a)/epsilon)+1);
if mod(m0,2)==1 % La codificación sea par variable 1
    m0=m0+1;
```

```

end

m1=fix(log2((d-c)/epsilon)+1);
if (mod(m1,2)==1) % La codificación sea par variable 2
    m1=m1+1;
end

m2=fix(log2((f-e)/epsilon)+1);
if (mod(m2,2)==1) % La codificación sea par variable 3
    m2=m2+1;
end

tam=[m0 m1 m2];
m=max(tam);

%Inicialización
poblacion=5;

puntos=inicializacion(a,b,c,d,e,f,epsilon,m,poblacion); %numero de poblac
solG=1e60;
solx=0;
soly=0;
solz=0;
cambio=0;

%Repetir n veces
for i=1:n

    if(cambio>2)
        puntos=inicializacion(a,b,c,d,e,f,epsilon,m,poblacion); %30 numero
de generac
        end

    % mutar aleatoriamente si la probabilidad es prob<NUM %
    prob=round(rand(1)*10)

    % a ke gen mutar
    genM=fix(rand(1)*poblacion)

    if(prob<3)
        mutar(puntos,genM);
    end

    % Evaluar quienes son los mejores elementos

    ptsy=evaluacion(a,b,c,d,e,f,epsilon,puntos,m);
    [sol,p]=min(ptsy);

    if(solG>sol)

```

```

    solG=sol;
    solx=codinv(a,b,epsilon,puntos(p,1:m));
    soly=codinv(c,d,epsilon,puntos(p,m+1:end-m));
    solz=codinv(e,f,epsilon,puntos(p,end-(m-1):end));
    cambio=0;

    else
        cambio=cambio+1;
    end
    % Seleccionar solo los mejores
    indM=seleccion(a,b,c,d,e,f,epsilon,puntos,m);
    puntos=puntos(indM,:);
    % Cruzar solo los mejores
    puntos=cruzamiento(puntos,m);
    % puntos=mutar(puntos,0.05);

    i
    conver(i)=solG
end

% ejemplo
% [sx sy sz]=genetico(1,2,0,.1,0,.1,.01,3)

```

Inicializacion:

```

function pts=inicializacion(a,b,c,d,e,f,epsilon,m,n)
    ptsx=zeros(n,m);
    ptsy=zeros(n,m);
    ptsz=zeros(n,m);

    ptsr=rand(n,1)*(b-a)+a;
    ptsr1=rand(n,2)*(d-c)+c;
    ptsr2=rand(n,3)*(f-e)+e;

    for i=1:n
        ptsx(i,:)=cod(a,b,epsilon,ptsr(i,1),m);
        ptsy(i,:)=cod(c,d,epsilon,ptsr1(i,2),m);
        ptsz(i,:)=cod(e,f,epsilon,ptsr2(i,3),m);
    end

    pts=[ptsx ptsy ptsz];

    % ejemplo puntos=inicializacion(1,2,0,.1,0,.1,.01,2,2);

```

Mutacion:

```

function r=mutacion(a,num)
n=fix(max(size(a))/2);
ind=fix(n*rand(num,1))+1;
r=a;
r(ind)=~a(ind);

```

mutar:

```
function puntos=mutar(puntos,n)

total=size(puntos,1);
ind=fix(rand(fix(n*total),1))+1;

for i=1:n
    puntos(ind(i),:)=mutacion(puntos(ind(i),:),4);
end
```

seleccion:

```
function r=seleccion(a,b,c,d,e,f,epsilon,puntos,m)

z=evaluacion(a,b,c,d,e,f,epsilon,puntos,m);

[zs,pzs]=sort(z);

r=pzs(1:size(puntos,1)/2);
```

sis:

```
function sal=sis(a,b,c,tt)

% clc
% close all
% clear all

% tt=.5;
inc=0.0001;
tam=tt/inc;

% constantes: a=proporcional b=integral c=derivativo
% tt= tiempo de simulacion
% a=1
% b=1
% c=.1

% inicializar

st=ones(1,tam);
% length(st)
er(1)=0;
er(2)=0;

dv(1)=0;
in(1)=0;
cn(1)=0;
y(1)=0;
t=0;
```

```

%     t=0:.1:.9;
%     size(t)

for i=2:length(st)
    i;
    t(i)=t(i-1)+inc;
    inc;

    er(i)=st(i)-y(i-1);

    dv(i)=(er(i)-er(i-1))/(inc);
    in(i)=((er(i)+er(i-1))/2)*inc;

    cn(i)=a*er(i)+b*sum(in)+c*dv(i);

    n=[43.589];
    d=[.005086781088 .143006 1];
    ss=tf(n,d);
    size(cn);
    size(t);
    [y x]=lsim(ss,cn,t);
%     y(i)

end
%
%----- error RMSE -----

erc=er.^2;

sal=sqrt((1/tam)*sum(erc));

```

Estimación del torque en la hélice:

Trq

```

figure(1)
plot(VelAngular3(80:155,2),TorqIN(80:155,2))
grid on
hold on
plot(rpmOut(80:155,2),TorqOut(80:155,2))
xlim([50 250])
title('RPM Vs Torque')

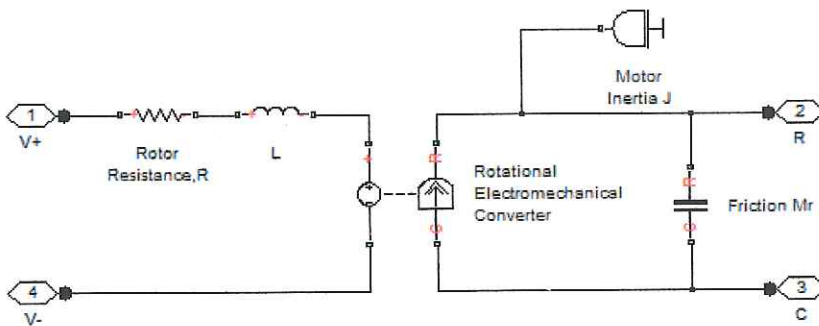
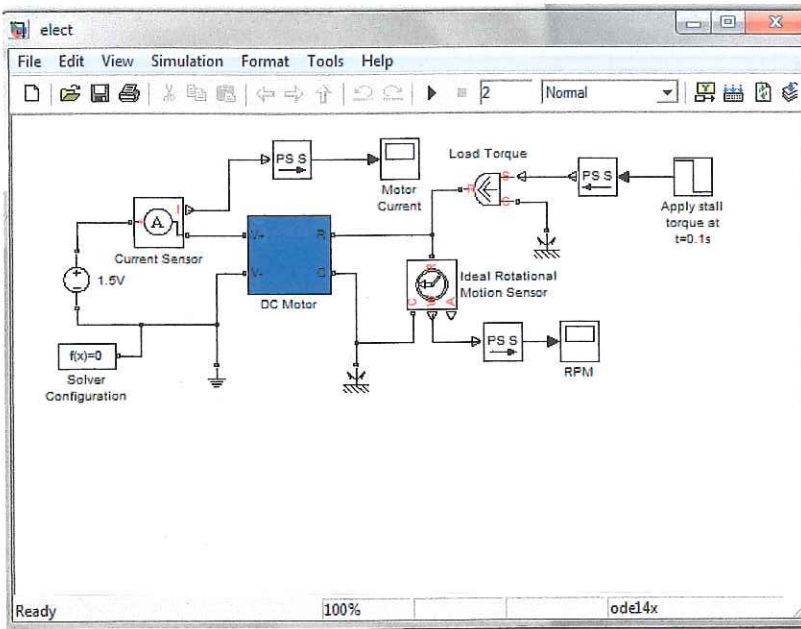
figure(2)
plot(TorqOut(80:155,2),'-b')
hold on
plot(TorqIN(80:155,2),'or')
grid on
title('torque entrada     torque salida')

```

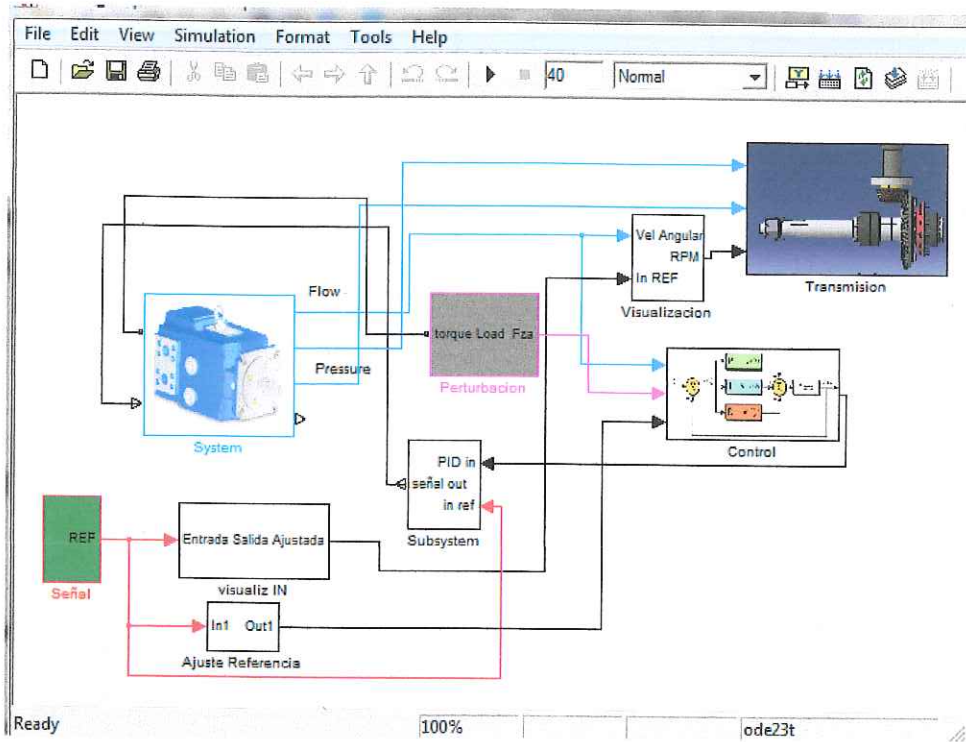

Evaluar del desempeño de AG.

```
%%  
%----- plotear datos  
cte=(ones(length(datos),1))*mean(datos);  
  
figure(1)  
plot(datos,'LineWidth',2)  
hold on  
plot(cte,'-r','LineWidth',2)  
ylim([.099 .0996])  
grid on  
%%  
  
%----- plotear convergencia  
figure(2)  
plot(cv,'-r','LineWidth',2)  
grid  
xlim([0.5 30.05])  
% ylim([0.09918 .09919])  
  
%%  
% evaluar el sistema  
  
sal=sis(kp,ki,kd,.03)  
  
%%  
% correr genetico  
  
[cv kp ki kd]=genetico(0,5,0,5,0,1.7,.01,30)
```

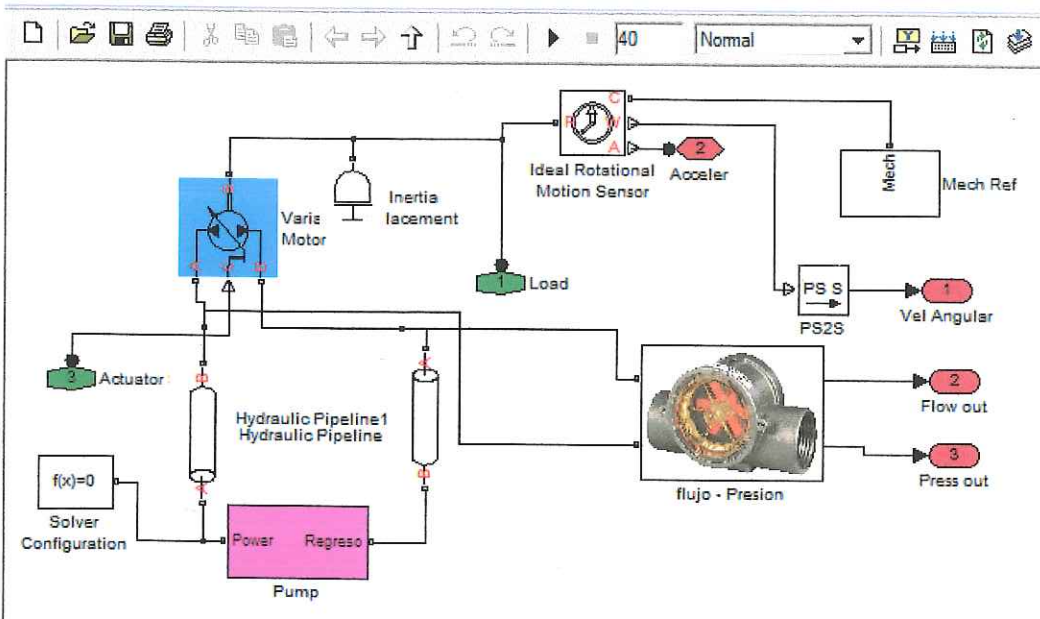
Motor Electrico simulación:



Motor Hidráulico simulación:

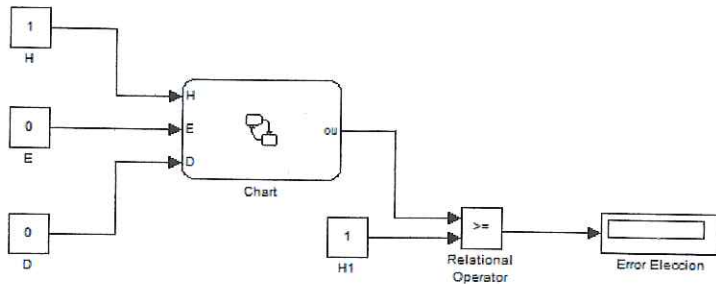


System:



Lógica Modular:

Representación de variables de entrada y monitoreo de errores en el sistema.



Estados del sistema y activación de los módulos.

