



UNIVERSIDAD DE CARABOBO
FACULTAD DE INGENIERÍA
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA



**DISEÑO DE UN REGULADOR BASADO EN LA TEORÍA DE QFT PARA
EL CONTROL DE LA VELOCIDAD Y DE LA FUERZA DE UN ACTUADOR**

TUTOR:

PROF. MARÍA OCHOA

CAFFRONI A., FERNANDO A.

COLMENARES A., EDDICSON

VALENCIA, OCTUBRE DE 2008



UNIVERSIDAD DE CARABOBO
FACULTAD DE INGENIERÍA
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA



**DISEÑO DE UN REGULADOR BASADO EN LA TEORÍA DE QFT PARA
EL CONTROL DE LA VELOCIDAD Y DE LA FUERZA DE UN ACTUADOR**

*Trabajo especial de grado presentado ante la Ilustre Universidad de
Carabobo para optar al título de Ingeniero Mecánico*

TUTOR:

PROF. MARÍA OCHOA

CAFFRONI A., FERNANDO A.

COLMENARES A., EDDICSON

VALENCIA, OCTUBRE DE 2008



UNIVERSIDAD DE CARABOBO
FACULTAD DE INGENIERÍA
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA



CERTIFICADO DE APROBACIÓN

Quienes suscriben, Miembros del Jurado designado por el Consejo de Escuela de Ingeniería Mecánica para examinar la Tesis de Pregrado titulada **“Diseño de un regulador basado en la teoría de QFT para el control de la velocidad y de la fuerza de un actuador”**, presentada por los bachilleres: **Eddicson Colmenares A. y Fernando A. Caffroni A.**, portadores de la Cédula de Identidad N°: **17.369.799 y 17.903.907**, respectivamente; hacemos constar que hemos revisado y aprobado el mencionado trabajo.

Prof. María de Lourdes Ochoa

Presidente del Jurado

Prof. Napoleón Gonzales

Miembro del Jurado

Prof. José Gutiérrez

Miembro del jurado

En Naguanagua, mes de Octubre de 2008

Índice

Introducción	1
1.1 Planteamiento del problema	4
1.2 Objetivos	6
1.2.1 Objetivo general	6
1.2.2 Objetivos específicos.....	6
1.3 Justificación	6
1.4 Alcance	7
1.5 Limitación.....	7
1.6 Antecedentes	8
2.1 Modelación matemática de sistemas lineales.....	14
2.2 La función de transferencia.....	14
2.3 Sistemas oleohidráulicos	15
2.4 Incertidumbre y control robusto.....	19
2.5 Análisis frecuencial de sistemas utilizando diagrama de Bode.....	19
2.6 Control por medio de la técnica Quantitative Feedback Theory (QFT) ...	20
2.6.1 Modelación de planta, generación de plantillas y planta nominal.....	22
2.6.2 Definición de especificaciones	23
2.6.3 Creación de contornos	23
2.6.4 Síntesis del controlador (loop – shaping)	24
2.6.5 Síntesis del pre – filtro	25
2.6.6 Validación del diseño	25

2.7 Acciones de control P, I, D, PI, PD y PID	25
2.8 SISO – QFTIT	26
2.9 Definición de términos	27
3.1 Tipo de investigación.....	32
3.2 Procedimientos metodológicos.....	32
3.3 Aspectos administrativos.....	33
3.3.1 Recursos humanos.....	33
3.3.2 Recursos institucionales	33
3.3.3 Recursos materiales	34
4.1 Modelación matemática de la planta, generación de plantillas y planta nominal.....	36
4.1.1 Servomecanismo oleohidráulico (planta en estudio)	36
4.1.2 Servoválvula	37
4.1.3 Modelación matemática de la fuerza en función del voltaje de control	38
4.1.4 Modelación matemática de la velocidad en función del voltaje de control.....	43
4.1.5 Generación de plantillas y planta nominal	45
4.2 Definición de especificaciones	49
4.2.1 Estabilidad robusta a lazo cerrado.....	49
4.2.2 Atenuación de las perturbaciones a lazo cerrado	49
4.3 Creación de contornos	50
4.4 Síntesis del controlador (loop – shaping)	51
4.5 Síntesis del pre – filtro	55

4.6 Diseño de reguladores para la fuerza y la velocidad con metodologías tradicionales PID.....	58
5.1 Análisis de resultados	60
5.2 Conclusiones	69
5.3 Recomendaciones	70
Bibliografía.....	71

Índice de figuras

Figura 1. Conjunto de servoválvula y actuador oleohidráulico	16
Figura 2. Ley de Pascal	18
Figura 3. Sistema de control de dos grados de libertad.....	22
Figura 4. Contornos en la carta de Nichols ^[12]	24
Figura 5. Síntesis del controlador ^[12]	24
Figura 6. Conjunto de servoválvula y actuador oleohidráulico de doble efecto ^[16]	36
Figura 7. Configuración de realimentación para QFT ^[16]	45
Figura 8. Representación en el plano de Nyquist de los modelos matemáticos de Fuerza vs Voltaje.	46
Figura 9. Representación en el plano de Nyquist de los modelos matemáticos de Velocidad vs Voltaje.....	46
Figura 10. Patrones de incertidumbre de Fuerza vs Voltaje.	48
Figura 11. Patrones de incertidumbre de Velocidad vs Voltaje.....	48
Figura 12. Representación de las especificaciones de estabilidad robusta y atenuación de las perturbaciones en la carta de Nichols.....	50
Figura 13. Lazo de control de Fuerza vs Voltaje sin compensador de realimentación.....	51

Figura 14. Lazo de control de Velocidad vs Voltaje sin compensador de realimentación.....	52
Figura 15. Lazo de control de Fuerza vs Voltaje compensado.....	53
Figura 16. Lazo de control de Velocidad vs Voltaje compensado.	54
Figura 17. Fronteras superior e inferior de seguimiento de señal de control.	55
Figura 18. Señal de control de Fuerza vs Voltaje de Control sin prefiltro.....	56
Figura 19. Señal de control vs Voltaje de Control con prefiltro.....	57
Figura 20. Respuesta temporal para la fuerza con la implementación del controlador QFT y parámetros nominales de planta.	60
Figura 21. Respuesta temporal para la fuerza con la implementación del controlador PID tradicional y parámetros nominales de planta.	61
Figura 22. Respuesta temporal para la fuerza con la implementación del controlador QFT y parámetros mínimos de planta.	62
Figura 23. Respuesta temporal para la fuerza con la implementación del controlador PID tradicional y parámetros mínimos de planta.	62
Figura 24. Respuesta temporal para la fuerza con la implementación del controlador QFT y parámetros máximos de planta.	63
Figura 25. Respuesta temporal para la fuerza con la implementación del controlador PID tradicional y parámetros máximos de planta.	63
Figura 26. Respuesta temporal para la velocidad con la implementación del controlador QFT y parámetros nominales de planta.	64
Figura 27. Respuesta temporal para la velocidad con la implementación del controlador PID tradicional y parámetros nominales de planta.	65
Figura 28. Respuesta temporal para la velocidad con la implementación del controlador QFT y parámetros mínimos de planta.	65
Figura 29. Respuesta temporal para la velocidad con la implementación del controlador PID tradicional y parámetros mínimos de planta.	66
Figura 30. Respuesta temporal para la velocidad con la implementación del controlador QFT y parámetros máximos de planta.	66

Figura 31. Respuesta temporal para la velocidad con la implementación del controlador PID tradicional y parámetros máximos de planta. 67

Índice de Tablas

Tabla 1. Ventajas y desventajas de los sistemas oleohidráulicos ^[7]17

Tabla 2. Parámetros del sistema ^[15]44

Introducción

La teoría de control clásica ha desarrollado métodos eficaces para disminuir el error en la acción de control, pero no trata explícitamente con la incertidumbre de planta, por lo que la efectividad de los reguladores queda sujeta a la fidelidad con que el modelo matemático de la misma se adapte a la realidad. Horowitz ^[1], en 1959, notó que de esto se derivan muchos problemas con respecto a la ineficiencia de los compensadores, por lo que los ingenieros de control han desarrollado metodologías que resuelven estos problemas. El control robusto se ha ideado para tratar explícitamente la incertidumbre de planta, y por lo tanto, el regulador diseñado bajo esta metodología, es capaz de realizar su acción de control de manera eficaz y precisa, aún cuando existan errores en la modelación de la planta, ruido en el sensor y otras perturbaciones no consideradas inicialmente.

Dentro de las teorías de control robusto, se encuentra Quantitative Feedback Theory (QFT), que, como lo expresa García – Sanz ^[2], representa un nuevo enfoque respecto a los métodos de ingeniería de control clásicos, al plantear que la realimentación sólo es necesaria cuando existe incertidumbre en el modelo de planta y hay perturbaciones desconocidas actuando sobre ella. En esta investigación, se modelará matemáticamente un actuador oleohidráulico y una planta a controlar, ambos con incertidumbre paramétrica, para luego diseñar de manera pionera en nuestra casa de estudios, un regulador basado en la técnica QFT, con la finalidad de controlar la velocidad y la fuerza de dicho actuador, y después compararlo con un regulador diseñado con técnicas tradicionales PID para concluir sobre las ventajas que presenta Quantitative Feedback Theory.

Capítulo 1

Se presenta el problema y se trazan los objetivos a cumplir para desarrollar una propuesta que mejore la situación problemática, trayendo consigo un análisis comparativo que permita generar soluciones que serán posteriormente implementadas. Además, se delimitará y se justificará la investigación y por último, se realizará una breve revisión de antecedentes.

1.1 Planteamiento del problema

Los actuadores son dispositivos capaces de producir un cambio sobre un proceso automatizado, éstos generalmente reciben la orden de un regulador y producen el efecto deseado, al activar un elemento final de control (como la válvula) o generar modificaciones en el sistema ejerciendo alguna fuerza o a través de su movimiento, por lo que la variable controlada es la posición. Es por esto, que el sistema actuador – regulador puede ser definido como un servomecanismo.

Para hacer su trabajo, los actuadores precisan de una alimentación de energía. En general, ésta proviene de líquidos (actuadores oleohidráulicos), electricidad (actuadores eléctricos) o gases (actuadores neumáticos); estas fuentes diversas responden a los requerimientos del sistema automatizado en donde operen.

Dependiendo del tipo de energía que utilicen, encuentran diversas aplicaciones en el campo de la automatización. Por lo general, los actuadores neumáticos son utilizados para operaciones de posicionamiento, pero presentan limitaciones desde el punto de vista de la precisión, debido a la presencia de un comportamiento altamente no lineal por los efectos de la compresibilidad de los gases.

Los actuadores oleohidráulicos, se emplean cuando se requiere alta potencia y fuerza, siendo su aplicación muy extendida en la industria. Entre algunos ejemplos de aplicación no industrial se pueden indicar brazos de retroexcavadoras, sistemas elevadores, trenes de aterrizaje de aviones, máquinas herramientas como prensas y martinets, entre otros. Sin embargo, presentan el inconveniente de ser bastante costosos para suministrarles energía y necesitan un mantenimiento periódico.

Además estos servomecanismos también están sujetos a no linealidades en su funcionamiento, tales como las generadas por saturación, zona muerta, fricción e histéresis, entre otras. De lo anteriormente expuesto se concluye que cada tipo de actuador presenta distintos desafíos a la hora diseñar reguladores para controlarlos.

Un enfoque basado en técnicas tradicionales de control lineal no garantiza un manejo adecuado de las no linealidades presentes en éstos, lo cual lo hace insuficiente cuando se requieren características especiales de precisión en el control de las variables de salida del actuador, como la fuerza y la velocidad. Estas no linealidades, unidas a las perturbaciones que pueda experimentar la planta a controlar, generan una incertidumbre en el comportamiento del sistema regulador - actuador al ser sometido a determinada señal de entrada.

Dentro de la ingeniería de control, han surgido varias técnicas para solucionar estos problemas. Quantitative Feedback Theory (QFT) propone explícitamente el uso de la realimentación para reducir tanto los efectos de incertidumbre de planta como satisfacer las especificaciones de comportamiento deseadas. Esta técnica se basa en el control clásico diferencial desarrollado por Bode. Señala que la realimentación es necesaria solamente cuando existe incertidumbre en el modelo de planta o cuando hay perturbaciones no medidas actuando sobre la misma. El objeto de esta investigación es el diseño de un regulador para el control de la velocidad y de la fuerza de un actuador, basado en la teoría del QFT. De aquí surge la necesidad de evaluar la robustez del regulador diseñado, para compararla con la de reguladores diseñados según técnicas de control lineal tradicional, y conocer las bondades ofrecidas por la técnica QFT.

1.2 Objetivos

1.2.1 Objetivo general

Diseñar un regulador para control de la velocidad y de la fuerza de un actuador, con base en la teoría QFT.

1.2.2 Objetivos específicos

1. Revisar y analizar la bibliografía correspondiente a la técnica de control QFT así como de diferentes plantas o servomecanismos.
2. Desarrollar esquemáticamente la planta propósito de estudio.
3. Modelar matemáticamente la planta en función de los elementos que la conforman.
4. Diseñar el sistema de control bajo la técnica de QFT para la regulación de la velocidad y de la fuerza del actuador.
5. Implementar a través de una herramienta computacional el esquema de control diseñado y analizar el comportamiento del servomecanismo en función de la velocidad y la fuerza.
6. Aplicar el esquema de control lineal tradicional (PI, PD) a la planta en estudio y compararlo con el regulador diseñado (QFT).

1.3 Justificación

El presente trabajo permitirá conocer el comportamiento de los servomecanismos cuando trabajen bajo un sistema de control diseñado utilizando QFT. El estudio de esta técnica de control permitirá contar con controladores que regulen el comportamiento lineal de los servos, aprovechando las características de fiabilidad y robustez propias de la

técnica QFT. Además, se conoce el basamento teórico de Bode y es una técnica relativamente sencilla.

El desarrollo pionero de este tipo de control en los estudios de pregrado en nuestra universidad, permitirá comparar la metodología propia de QFT con sistemas de control similares, abriendo un nuevo campo para investigaciones futuras, que utilicen la metodología QFT en el desarrollo de sistemas de control para diversas aplicaciones.

1.4 Alcance

La investigación se llevará a cabo a partir de un esquema de un servomecanismo oleohidráulico, conformado por: motor – bomba, servoválvula y actuador de doble efecto.

La implementación del esquema de control diseñado se llevará a cabo mediante el programa Matlab Simulink.

Las variables a controlar serán la fuerza y la velocidad del actuador. Se modelará el sistema considerándolo como un sistema lineal.

Para el desarrollo del modelo matemático, los parámetros referentes a los componentes físicos del sistema serán tomados de investigaciones previas.

1.5 Limitación

La duración del trabajo especial de grado no deberá superar un período de dos semestres (un año).

1.6 Antecedentes

Horowitz (1959)

Añade el concepto de cuantitativo a las ideas principales de Bode y presenta la necesidad de cuantificar el diseño del controlador de acuerdo con las especificaciones deseadas y la incertidumbre de planta. Por otra parte, marcó el inicio del control cuantitativo en el dominio de la frecuencia. Su tesis principal es constatar que la función de sensibilidad definida por Bode, es insensible al ruido y al ancho de banda, conceptos que Horowitz engloba en su frase “the cost of feedback”. Por ello, ya desde este primer artículo, se elige la función de transferencia en lazo abierto para el diseño de controladores. Por lo tanto, el problema a encarar será la incertidumbre de planta y el objeto a alcanzar el diseño cuantitativo de controladores ^[1].

García – Sanz (2005)

Resume los conceptos principales de Quantitative Feedback Theory (QFT). Hace una breve introducción acerca de los aspectos esenciales de la metodología de diseño QFT que incluye un amplio conjunto de referencias y presenta un nuevo método para extender el diseño clásico diagonal de un controlador QFT para plantas MIMO con incertidumbre de modelo, a un método de diseño de controlador de matriz completa. Al mismo tiempo, el artículo estudia tres casos: el seguimiento de la referencia, el rechazo a las perturbaciones en la entrada de la planta y el rechazo a las perturbaciones externas a la salida de ésta. El trabajo concluye mostrando varios ejemplos reales de controladores que han sido diseñados mediante el uso de la técnica QFT: un manipulador robótico industrial SCARA, una planta de

tratamiento de aguas residuales, una turbina de viento de velocidad variable de 1.65 MW y un horno industrial de 1 MW ^[2].

Aranda et al (2005)

Desarrollaron un entorno de simulación interactiva de un modelo de plataforma marítima amarrada, empleando conjuntamente Easy Java Simulations y Matlab Simulink. El problema de posicionamiento dinámico se aborda mediante dos técnicas, por una parte se implementa un controlador basado en estructuras clásicas PID y por la otra, se diseña un controlador mediante la técnica de control robusto QFT. Ambas técnicas de control se comparan con un controlador robusto H_∞ . La simulación desarrollada permite visualizar el movimiento de la plataforma y el oleaje, las fuerzas y momentos que dicho oleaje ejerce sobre ella, la posición y orientación de la plataforma y la acción de control que se aplica. También permite modelar la posición de la plataforma frente al comportamiento del mar y seleccionar el tipo de controlador que se utilizará para posicionar la misma. Respecto a la estrategia de control, se siguieron tres metodologías; la primera consta de dos controladores PID, uno para el ángulo y el otro para el desplazamiento, la segunda estrategia de control consiste en un controlador H_∞ y la tercera es un controlador basado en la técnica de diseño QFT ^[3].

Egaña y Sabalza (2006)

Muestran el diseño de un controlador basado en QFT para comandar un actuador piezoeléctrico. La finalidad es reducir la inestabilidad provocada por las vibraciones regenerativas conocidas como chatter, propias del proceso de corte y que causan ondulaciones en la superficie de la pieza. Las

vibraciones autoexcitadas aparecen como consecuencia de la interacción entre la dinámica estructural de la máquina herramienta y el proceso de corte. Se estimó que la teoría QFT es el marco adecuado para el presente problema, debido a la capacidad de tratar eficazmente la incertidumbre en fenómenos vibratorios, verificar el cumplimiento de todas las especificaciones de funcionamiento en plena fase de diseño y encontrar controladores de bajo orden que cumplan especificaciones de diseño críticas ^[4].

Rajapakse et al (2007)

Presentan una técnica de control robusto que combina Sliding Mode Control (SMC) y QFT en el diseño de un asiento de un camión pesado para reducir la fatiga del conductor. Consideran un modelo matemático que incluye el análisis de las características de control de seguimiento a través de simulación computarizada para demostrar la efectividad del control propuesto. Las vibraciones son eliminadas con la introducción de QFT para asegurar un seguimiento suave del terreno. Se demuestra que problemas con amplificación de ruido, resonancias, presencia de incertidumbre y dinámicas de alta frecuencia no modeladas pueden ser evitados en gran parte con el uso de QFT. La principal contribución de la investigación es dar información sobre el diseño del controlador, para así poder reducir la vibración del asiento del vehículo y mantener la sensación de confort del conductor en niveles aceptables en todo momento ^[5].

S. Dormido et al (2001)

Presentan un ambiente interactivo en el lenguaje de programación Sysquake para el diseño de controladores empleando la metodología QFT.

Sugieren que para los estudiantes de ingeniería de control, muchos conceptos no son intuitivos al principio, debido a que sus propiedades se expresan en el dominio del tiempo y la frecuencia. En la síntesis de controladores en la carta de Nichols, el diseñador debe poseer suficiente habilidad para agregar los elementos necesarios al controlador hasta que el lazo nominal descansa cerca de su frontera. SISO – QFTIT le permite al diseñador ver el efecto de la modificación de los parámetros directamente en dicha carta ^[6].

Capítulo 2

Se sustenta la investigación mediante las bases teóricas donde se hace una descripción general del funcionamiento de los sistemas oleohidráulicos, que serán modelados posteriormente y se realiza una definición de términos para aquellos conceptos y técnicas de control que serán utilizados más adelante en la investigación.

2.1 Modelación matemática de sistemas lineales

Los modelos matemáticos tienen la posibilidad de adoptar distintas formas, dependiendo del sistema en donde se trabaje, de las condiciones especiales y del juicio del ingeniero de control, el cual tiene la tarea de determinar cómo describir lo más exacto posible un sistema de forma matemática y cómo hacer sus posiciones y aproximaciones correctas que caractericen el modelo matemático lineal.

Así mismo, debe establecerse un compromiso entre la simplicidad del modelo propuesto y la precisión de los resultados arrojados por el análisis. En fin, para obtener un modelo matemático simplificado, a veces se deben ignorar ciertas características físicas inherentes al sistema. Muchos de estos comportamientos frecuentemente ignorados, corresponden a características no lineales del mismo, lo que permite construir un modelo matemático lineal del sistema en estudio. Sin embargo, al tomar la decisión de obviar no linealidades, estas no deben tener un efecto grande sobre la respuesta del sistema, para garantizar una concordancia suficiente entre el modelo matemático propuesto y los resultados experimentales obtenidos del análisis del sistema físico ^[7].

2.2 La función de transferencia

La función de transferencia es una representación usada en la teoría de control para caracterizar las relaciones existentes entre sistemas o entre los componentes de un sistema. Dicha representación se lleva a cabo mediante ecuaciones lineales invariantes en el tiempo, que ilustran las conexiones de entrada – salida.

Por otra parte, existen dos métodos muy comunes para modelar los sistemas lineales, ellos son: el método de la función de transferencia y de las variables de estado.

La función de transferencia está definida como el cociente entre la transformada de Laplace de la salida (la respuesta del sistema) y la transformada de Laplace de la entrada (la función de estímulo o excitación), suponiendo que todas las condiciones iniciales son cero.

$$\text{Función de transferencia} = G(s) = \frac{\mathcal{L}(\text{salida})}{\mathcal{L}(\text{entrada})} \quad (2.1)$$

Partiendo de la definición de función transferencia, se puede representar la dinámica de un sistema mediante ecuaciones algebraicas en s . De aquí surge un concepto nuevo: el orden de un sistema, el cual viene dado por el exponente de la potencia más alta de s en el denominador de la función de la función de transferencia, por lo tanto, si n es el exponente más alto de s en la transformada de Laplace de la función de entrada el sistema se denomina sistema de orden n – ésimo. La función de transferencia es independiente de la magnitud y naturaleza de la función de entrada o excitación, y por lo tanto, es una propiedad del sistema, pero no proporciona información sobre la estructura física del sistema (sistemas físicamente diferentes pueden tener la misma función de transferencia) ^[7].

2.3 Sistemas oleohidráulicos

Los actuadores oleohidráulicos, como el que se observa en la figura 1, son mecanismos que transportan la energía oleohidráulica y la transforman en energía mecánica. En los dispositivos de potencia, el líquido bajo presión se mueve dentro de una máquina hecha de volúmenes deformables y cerrados que transforman la presión en una fuerza. Las relaciones de

entrada y de salida de un fluido dentro de un volumen considerado, pueden ser modeladas por las ecuaciones de conservación de la masa.



Figura 1. Conjunto de servoválvula y actuador oleohidráulico

Un servomotor oleohidráulico es en esencia un amplificador de potencia oleohidráulico controlado por una válvula piloto y un actuador. La válvula piloto es balanceada, en el sentido de que las fuerzas de presión que actúan sobre ella están equilibradas. Una salida de potencia muy grande se controla mediante una válvula piloto que se posiciona con muy poca potencia.

Para el control continuo de movimiento de dispositivos que tienen masas significativas sujetas a fuerzas de carga externas se prefiere el uso de controladores hidráulicos. Los sistemas oleohidráulicos trabajan con presiones de operación de entre 1 y 35 megapascales (MPa), aunque en algunas aplicaciones especiales, la presión de operación puede subir hasta 70 MPa. Los sistemas oleohidráulicos de alta presión proporcionan una fuerza muy grande que permite un posicionamiento preciso de acción rápida de cargas pesadas ^[8]. Las ventajas y desventajas de este tipo de sistemas se presentan en la tabla 1.

Tabla 1. Ventajas y desventajas de los sistemas oleohidráulicos ^[7].

Ventajas	Desventajas
<ul style="list-style-type: none"> • El fluido hidráulico funciona como lubricante, y disipa el calor generado en el sistema. • Actuadores hidráulicos de un tamaño pequeño pueden desarrollar fuerzas o pares grandes. • Los actuadores hidráulicos tienen una velocidad de respuesta alta para arranques, paros e inversiones de velocidad rápidos. • Los actuadores hidráulicos operan sin daño bajo condiciones continuas, intermitentes, invertidas y de pérdida de velocidad. • La disponibilidad de actuadores lineales y rotacionales aporta flexibilidad al diseño. • Debido a los bajos escurrimientos en los actuadores hidráulicos, la disminución de la velocidad cuando se aplica una carga es pequeña. 	<ul style="list-style-type: none"> • No es tan sencillo contar con la potencia hidráulica como con la potencia eléctrica. • El costo de un sistema hidráulico puede ser más alto que el de un sistema eléctrico comparable que realice una función similar. • Existen riesgos de incendio y explosión, a menos que se usen fluidos resistentes al fuego. • El aceite contaminado puede provocar fallos en el funcionamiento adecuado de un este tipo. • Como resultado de las características no lineales, el diseño de los sistemas hidráulicos complejos es muy complicado. • Generalmente los sistemas hidráulicos tienen características deficientes de amortiguamiento.

El principio básico de funcionamiento de un sistema oleohidráulico es la Ley de Pascal, que establece que “la presión aplicada a un líquido confinado se transmite en todas direcciones y ejerce fuerzas iguales sobre áreas iguales”,(como se observa en la figura 2) de donde concluye que con

una fuerza pequeña se puede obtener una mucho mayor, al idear un dispositivo mecánico para multiplicar la fuerza, con la ventaja mecánica que es directamente proporcional a la relación de áreas de los pistones.

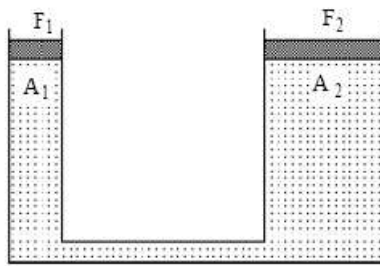


Figura 2. Ley de Pascal

Los componentes del sistema oleohidráulico son todos aquellos elementos que incorpora el sistema para su adecuado funcionamiento, mantenimiento y control que pueden agruparse en estos cuatro grupos:

- Bombas: elementos que transforman la energía hidráulica en mecánica, le dan energía al sistema oleohidráulico.
- Elementos de regulación y control: encargados de regular y controlar los parámetros del sistema (presión, caudal, temperatura, dirección, etc.).
- Actuadores: son los elementos que transforman la energía hidráulica en una fuerza lineal, y pueden ser de simple y doble efecto. En los actuadores de simple efecto, el fluido entra y sale por una sola cámara, mientras que el movimiento en sentido contrario se realiza por fuerzas externas al propio sistema hidráulico (gravedad o fuerzas mecánicas). En los actuadores de doble efecto, el desplazamiento en uno y otro sentido del vástago se realiza por la presión hidráulica.
- Acondicionadores y accesorios: los demás elementos que forman parte del sistema (filtros, intercambiadores de calor, depósitos, acumuladores de presión, manómetros, presostatos, etc.) [8].

2.4 Incertidumbre y control robusto

Los modelos matemáticos son necesariamente simplificaciones de la realidad, especialmente en el caso de los modelos de control que tienen estructuras simples (lineal en la mayor parte de los casos) y con un orden suficientemente pequeño.

La mayor parte de las técnicas de diseño de control necesitan un modelo de la planta, con estructuras y parámetros conocidos (modelo nominal), que se usa en el diseño. Si el modelo de control fuera exacto, en lugar de aproximado y no hubiera perturbaciones externas podría ser controlado por un controlador en bucle abierto. La realimentación es necesaria en control debido a las perturbaciones externas y a los errores de modelado. El objetivo de un controlador robusto es hacer frente a los errores en el modelo. Aunque la realimentación hace frente a estos problemas de forma implícita, el término Control Robusto se utiliza en la literatura para aquellos controladores que tienen en cuenta las incertidumbres de forma explícita.

Normalmente se supone que existe una familia de modelos y que la planta se puede describir exactamente por un modelo de esa familia. Las técnicas más utilizadas en el contexto de Control Robusto son incertidumbres en las respuestas frecuenciales o incertidumbres en los parámetros de la función de transferencia del proceso ^[9].

2.5 Análisis frecuencial de sistemas utilizando diagrama de Bode

El análisis y predicción del comportamiento dinámico de un sistema, puede llevarse a cabo usando la respuesta en coordenadas rectangulares. Tiene la ventaja principal de que la multiplicación de magnitudes se convierte

en adición. Además, cuenta con un método simple para trazar una curva aproximada de magnitud logarítmica ^[7].

Las trazas de Bode sólo son útiles para estudios de estabilidad de sistemas con funciones de transferencia de fase mínima. Mediante el uso de estas trazas, se puede analizar la estabilidad de un sistema siempre que éste sólo tenga elementos estables, especificar y obtener el margen de ganancia y el ángulo de fase del sistema, así como también diseñar los sistemas en función de un margen de ganancia y/o de fase predeterminada y magnitud máxima ^[10].

El uso del diagrama de Bode en funciones de transferencia de ciclo cerrado tiene diversas utilidades, como por ejemplo estimar el ancho de banda del sistema, obtener una idea de la respuesta transitoria del sistema y diseñar el sistema limitando su poder de amplificación, entre otros ^[7].

2.6 Control por medio de la técnica Quantitative Feedback Theory (QFT)

Quantitative Feedback Theory (QFT), es una técnica de ingeniería de control que propone de manera explícita la utilización de la realimentación para reducir simultáneamente los efectos de la incertidumbre de la planta y satisfacer las especificaciones de comportamiento deseadas, por lo que representa un nuevo enfoque con respecto a los métodos de ingeniería de control clásica, que sólo utilizan de manera implícita la realimentación para manejar la incertidumbre de planta. Esta metodología se basa en el control clásico diferencial propuesto por Bode, pero al reconocer la realidad de la incertidumbre de planta, contiene un nuevo planteamiento: la realimentación es necesaria sólo cuando existe incertidumbre en el modelo de planta o cuando hay perturbaciones no medidas actuando sobre la misma ^[11].

Tanto la incertidumbre en el modelo de la planta $P(j\omega)$, como sus especificaciones frecuenciales y temporales son trasladadas a un conjunto de curvas $B(j\omega)$ en el diagrama de Nichols, llamadas contornos de Horowitz – Sidi. Dichos contornos sirven como guía para obtener la función de transferencia de lazo abierto nominal: $L_0(j\omega) = G(j\omega) * P_0(j\omega)$, mediante la introducción de ganancia, ceros y polos en el controlador $G(j\omega)$ ^[11].

El principal objetivo de QFT es la síntesis de un controlador lo más simple posible, que satisfaga el conjunto de especificaciones deseadas para cualquier planta dentro de la incertidumbre. QFT le permite al diseñador sopesar diferentes compromisos de complejidad y robustez para cumplir las especificaciones deseadas a cada frecuencia. Los principales pasos de esta técnica método son:

- Modelado de la planta con su incertidumbre, generación de plantillas y planta nominal $P_0(j\omega)$.
- Definición de especificaciones.
- Creación de contornos $B(j\omega)$.
- Síntesis del controlador $G(j\omega)$.
- Síntesis del pre – filtro $F(j\omega)$.
- Validación del diseño.

Estos pasos serán definidos para cumplir con el diseño de control de dos grados de libertad (porque maneja la incertidumbre del modelo y perturbaciones no medidas) propuesto por Horowitz en 1963 y se puede representar en el siguiente diagrama de bloques ^[7]:

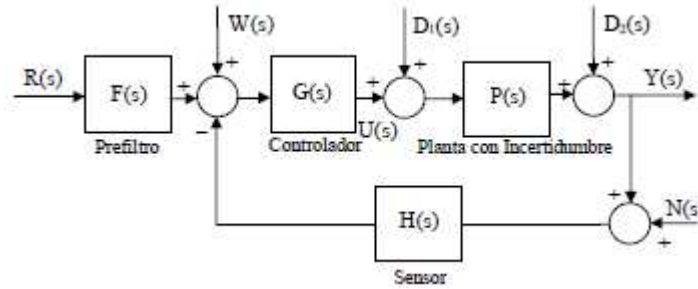


Figura 3. Sistema de control de dos grados de libertad

Donde $R(s)$ es la señal de control, $F(s)$ el pre – filtro, $G(s)$ el controlador. $P(s)$ la planta con incertidumbre. $H(s)$ el sensor de realimentación, $U(s)$ la señal de control y $W(s)$, $D_1(s)$, $D_2(s)$ y $N(s)$ son perturbaciones no medidas.

2.6.1 Modelación de planta, generación de plantillas y planta nominal

QFT permite la descripción del modelo dinámico de la planta a controlar desde varias perspectivas: datos de respuesta frecuencial, funciones de transferencia lineales, ecuaciones no lineales, entre otros, todas ellas con incertidumbre paramétrica (variación en los parámetros principales de la planta) y/o no paramétrica (el modelo matemático no se ajusta completamente a la realidad).

Los modelos son trasladados al dominio de la frecuencia, generándose en el diagrama de Nichols, a cada frecuencia de interés, un conjunto de puntos, uno para cada planta dentro del espacio de incertidumbre. Estos conjuntos de puntos se denominan plantillas, describen la dinámica de la planta a cada frecuencia y son más o menos extensos según la incertidumbre asociada a la planta. Del conjunto de posibles plantas de la familia de plantas se seleccionará un conjunto de parámetros, el mismo para todas las frecuencias, que determinará la planta nominal $P_0(j\omega)$ [11].

2.6.2 Definición de especificaciones

El sistema de control de dos grados de libertad previamente definido (ver figura 2.2) incluye el conjunto de plantas con incertidumbre, el controlador $G(j\omega)$ y pre – filtro $F(j\omega)$ a diseñar, y la dinámica del sensor $H(j\omega)$. Las entradas al sistema son: la referencia $R(j\omega)$, las perturbaciones $W(j\omega)$, $D_1(j\omega)$ y $D_2(j\omega)$, y el ruido $N(j\omega)$. La variable a controlar es $Y(j\omega)$, el error es $E(j\omega)$ y la señal de control $U(j\omega)$, que están definidos como se muestra a continuación:

$$Y(s) = \frac{1}{1 + PGH} D_2 + \frac{P}{1 + PGH} D_1 + \frac{PG}{1 + PGH} (W + FR) - \frac{PGH}{1 + PGH} N \quad (2.2)$$

$$E(s) = -\frac{H}{1 + PGH} D_2 + \frac{PH}{1 + PGH} D_1 + \frac{PGH}{1 + PGH} W + \frac{1}{1 + PGH} FR - \frac{HN}{1 + PGH} \quad (2.3)$$

$$U = \frac{G}{1 + PGH} (W + FR) - \frac{GH}{1 + PGH} (N + D_2 + PD_1) \quad (2.4)$$

2.6.3 Creación de contornos

Una vez escogida la planta nominal, la metodología QFT convierte las especificaciones en lazo cerrado y la incertidumbre de la planta en un conjunto de curvas de restricción o contornos para cada frecuencia de interés, como se ve en la figura 4. Esta gran síntesis de información (especificaciones más incertidumbre) en un conjunto de simples curvas (los contornos), permitirá posteriormente el diseño del controlador utilizando solamente una planta, denominada planta nominal ^[7].

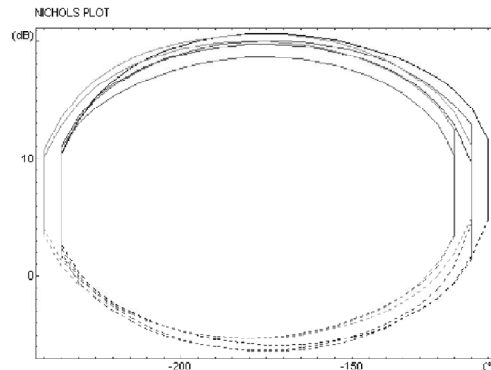


Figura 4. Contornos en la carta de Nichols ^[12]

2.6.4 Síntesis del controlador (loop – shaping)

Una vez dibujados los contornos en el diagrama de Nichols, y superpuesta la función $L_0(j\omega)=P_0(j\omega)*G$, el controlador $G(j\omega)$ se diseña añadiendo polos y ceros al mismo. El controlador óptimo será aquel que obteniendo mínima ganancia consiga que L_0 descansa sobre los contornos a cada frecuencia de interés (ver figura 5). En ese caso se podrá afirmar que el sistema de control cumple las especificaciones deseadas para todas las posibles plantas con incertidumbre ^[7].

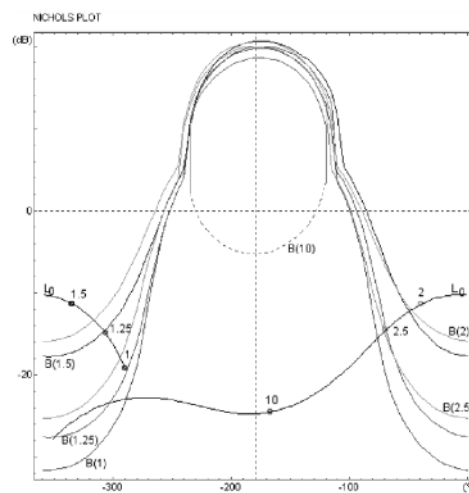


Figura 5. Síntesis del controlador ^[12]

2.6.5 Síntesis del pre – filtro

Es un paso que sólo se realiza si el sistema es altamente inestable y requiere especificaciones de seguimiento de referencia, por lo tanto, el objetivo del pre – filtro es el cumplimiento de las obligaciones de este seguimiento ^[7].

2.6.6 Validación del diseño

Una vez finalizado el diseño del controlador y del pre-filtro, es necesario analizar su comportamiento frente a las especificaciones deseadas, tanto en el dominio del tiempo, analizando la respuesta del sistema a una señal de entrada y ante los casos más desfavorables de la incertidumbre de planta, puesto que al diseñarse el regulador con respecto a la planta nominal debe evaluarse su comportamiento frente a plantas con valores de parámetros máximos y mínimos ^[7].

2.7 Acciones de control P, I, D, PI, PD y PID

Acción de control P: la relación entre la salida del controlador $U(t)$ y el error $E(t)$ es, en cantidades transformadas por el método de Laplace $\frac{U(s)}{E(s)} = K_p$, donde K_p se considera la ganancia proporcional. Es la acción de control más económica y de corrección directa pero produce desajuste ^[7].

Acción de control I: la función de transferencia del control integral es $\frac{U(s)}{E(s)} = \frac{1}{T_i s}$, donde T_i es el tiempo integral. Con controladores I, la eliminación del desajuste es completa, pero hay una tendencia a la sobrecorrección lo que produce respuestas oscilatorias ^[7].

Acción de control D: es aquella en que la acción de control es proporcional a la rata de cambio del error. Su función de transferencia es $\frac{U(s)}{E(s)} = T_d s$. Si el error varia rápidamente se obtienen grandes correcciones pero si es constante es imposible corregirlos [7].

Acción de control PI: esta acción es proporcional al error y a la integral del error y se define por la siguiente función de transferencia $\frac{U(s)}{E(s)} = K_p(1 + \frac{1}{T_i s})$, esta combinación se usa en gran escala, ya que reúne la simplicidad del control proporcional, y la integral elimina el desajuste, sin embargo, el tiempo de respuesta es largo [7].

Acción de control PD: esta acción de control se define mediante la función de transferencia $\frac{U(s)}{E(s)} = K_p(1 + T_d s)$. Esta combinación posee las características deseables de ambas acciones de control pero no elimina el desajuste [7].

Acción de control PID: la acción de control es proporcional al error y a la rata de cambio, está definida por la función de transferencia $\frac{U(s)}{E(s)} = K_p(1 + \frac{1}{T_i s} + T_d s)$. Esta combinación provee la simplicidad y estabilidad del control proporcional, la rapidez de respuesta de la acción derivativa y la eliminación del desajuste de la acción integral, pero a un costo y complejidad mayores [7].

2.8 SISO – QFTIT

SISO-QFTIT (Single Input Single Output Quantitative Feedback Theory Interactive Tool), es una herramienta software interactiva para el

aprendizaje y realización de diseño de controladores robustos usando la metodología QFT (Quantitative Feedback Theory).

Las principales aportaciones de SISO-QFTIT frente a las herramientas existentes son su mayor facilidad de uso e interactividad. El usuario principalmente debe operar con el ratón sobre diferentes elementos presentes en la ventana de la aplicación. Las acciones que realicen, se ven reflejadas instantáneamente en todas las gráficas presentes en la pantalla. De esta forma el usuario toma conciencia visualmente de los efectos que producen sus acciones sobre el diseño que está realizando ^[13].

2.9 Definición de términos

Modelo Matemático: es una representación de los aspectos esenciales de un sistema existente, un modelo abstracto que se usa en el lenguaje matemático para describir un sistema. Se utiliza para estudiar comportamientos de sistemas complejos ante situaciones difíciles de observar en la realidad. Es una traducción de la realidad física para poder aplicar los instrumentos y técnicas de las teorías matemáticas para estudiar el comportamiento de sistemas complejos, y posteriormente hacer el camino inverso para traducir los resultados numéricos a la realidad física. ^[7]. En esta investigación el modelo matemático será el conjunto de ecuaciones diferenciales que describen la dinámica de la planta en estudio ^[10].

Sistemas lineales: se denomina lineal si se aplica el principio de superposición, este principio establece que “la respuesta producida por la aplicación simultánea de dos funciones de entradas diferentes es la suma de las dos respuestas individuales”, por tanto, para el sistema lineal, la respuesta a varias entradas se determina tratando una entrada a la vez y sumando los resultados. Este principio permite desarrollar soluciones

complicadas para la ecuación diferencial lineal a partir de soluciones simples. Si en una investigación experimental de un sistema dinámico son proporcionales la causa y el efecto, lo cual implica que se aplica el principio de superposición, el sistema se considera lineal ^[9].

Sistemas lineales invariantes y variantes en el tiempo: una ecuación diferencial es lineal si sus coeficientes son constantes o son funciones de la variable independiente. Los sistemas dinámicos formados por componentes de parámetros concentrados lineales invariantes con el tiempo, se describen mediante ecuaciones diferenciales lineales invariantes con el tiempo (de coeficientes constantes). Tales sistemas se denominan sistemas lineales invariantes con el tiempo (o lineales de coeficientes constantes). Los sistemas que se representan mediante ecuaciones diferenciales cuyos coeficientes son funciones del tiempo, se denominan sistemas lineales variantes con el tiempo, un ejemplo serían las naves espaciales (la masa de una nave espacial cambia debido al consumo de combustible) ^[9].

Control robusto: es una rama de la teoría de control que explícitamente se refiere a la incertidumbre en su enfoque de diseño de controlador. Los controladores diseñados utilizando métodos de control robustos tienden a ser capaces de hacer frente a las pequeñas diferencias entre el sistema verdadero y el sistema nominal utilizado para el diseño. Los primeros métodos de Bode y otros fueron bastante robustos; un moderno ejemplo de una técnica de control robusto es H_∞ , desarrollado por Duncan McFarlane y Keith Glover de la Universidad de Cambridge. Métodos robustos pretenden conseguir sólido rendimiento y / o estabilidad en la presencia de pequeños errores de modelación ^[10].

Sistema no lineal: un sistema es no lineal si no se aplica el principio de superposición, por ende, para un sistema no lineal la respuesta a dos entradas no puede calcularse tratando cada entrada a la vez y sumando los resultados. Muy a menudo, las características no lineales son introducidas en forma intencional en un sistema de control para mejorar su desempeño o proveer un control más efectivo. Los sistemas no lineales son difíciles de tratar de forma matemática y no existe métodos generales disponibles para resolver una gran variedad de clases de sistemas no lineales, por ende, en el diseño de los sistemas de control, normalmente se diseña el controlador con base en un modelo de un sistema lineal despreciando las no linealidades del sistema y posteriormente (una vez diseñado el controlador) se aplica el modelo del sistema no lineal para su evaluación y rediseño mediante la simulación ^[9].

Servomecanismo: es un sistema compuesto formado de partes mecánicas (móvil o fijo) y electrónicas. Puede estar formado de partes neumáticas, hidráulicas, entre otros. Se trata de dispositivos que son capaces de captar información del medio y por tanto, modificar sus estados en función de las circunstancias, además de regular su actividad de cara a la consecución de una meta ^[7].

Planta nominal: es aquella que tiene valores en sus parámetros considerados como nominales, es decir, aquellos que son los más típicos o representativos de la familia de plantas que pretende representar. Debe recordarse que en QFT se trabaja con incertidumbre paramétrica de los valores de la planta y la síntesis del controlador se realiza a partir de los valores de la planta nominal.

Capítulo 3

Se define el tipo de investigación a realizar, se describe el procedimiento metodológico a seguir para cumplir con los objetivos trazados y se hace un recuento de los recursos disponibles.

3.1 Tipo de investigación

Hernández Sampieri et al (2003) ^[14] definen cuatro tipos de investigación: exploratoria, descriptiva, correlacional y explicativa. En las investigaciones descriptivas se seleccionan una serie de variables y se describe su comportamiento independientemente midiéndolas con la mayor precisión posible.

Este proyecto de tesis es una investigación descriptiva, ya que pretende describir el comportamiento de la planta desarrollada mediante la medición precisa de su respuesta bajo un control QFT y uno lineal clásico.

3.2 Procedimientos metodológicos

La investigación está orientada según las siguientes etapas:

- Revisión bibliográfica de artículos, tesis y otras publicaciones en donde se aplique o describa la técnica de QFT, así como material teórico sobre el método de control clásico frecuencial propuesto por Hendrik Bode.
- Recopilar y analizar información sobre modelos matemáticos de plantas conformadas por elementos similares a los de la planta a estudiar, así como de otras plantas controladas con QFT.
- Estudio de simulación de planta e implementación de controladores utilizando SISO – QFTIT.
- Modelación matemática lineal de la planta, en función de los elementos que la conforman: servoválvula y actuador de doble efecto, tomando en consideración las simplificaciones a lugar.

- Diseño del sistema de control empleando la técnica QFT para regular la velocidad y la fuerza del actuador.
- Simular, utilizando Matlab Simulink la planta y el controlador diseñado, para analizar su respuesta cuando es sometido a distintas señales de entrada.
- Diseño de un esquema de control lineal clásico (PI, PD) para la planta en estudio.
- Analizar la respuesta del control lineal tradicional mediante el uso de Matlab Simulink.
- Comparar las respuestas obtenidas de la planta bajo el control QFT y el lineal clásico y analizar la información a fin de presentar los resultados.

3.3 Aspectos administrativos

3.3.1 Recursos humanos

Tutor académico y profesores en el área de controles.

3.3.2 Recursos institucionales

- Biblioteca Rental de Ingeniería Mecánica “Ingeniero Carlos Pérez Silva” de la Facultad de Ingeniería de la Universidad de Carabobo.
- Fundación Centro de Documentación e Información Biblioteca Central de la Universidad de Carabobo.

3.3.3 Recursos materiales

Textos, tesis y papers en el área de teoría de control así como también computadores y los programas Microsoft Word, Matlab Simulink y SISO – QFTIT.

Capítulo 4

Se desarrolla la modelación matemática del sistema y de la planta en estudio. Luego se diseñan los reguladores para la velocidad y la fuerza bajo la metodología QFT. Por último, se diseñan los reguladores clásicos siguiendo una metodología tradicional de tanteo.

4.1 Modelación matemática de la planta, generación de plantillas y planta nominal

4.1.1 Servomecanismo oleohidráulico (planta en estudio)

La figura 6 muestra un servomecanismo oleohidráulico, que puede ser definido como un amplificador de potencia controlado por una servoválvula y un actuador de doble efecto y área desiguales, de acuerdo al esquema manipulador – sensor - ambiente. Para obtener un modelo matemático del servomecanismo se aplicará la técnica de linealización. Se supone que la válvula está ajustada, que es simétrica y que admite un fluido hidráulico sometido a una presión alta dentro de un cilindro de potencia que contiene un pistón grande, para que se genere una fuerza grande con el propósito de mover una carga.

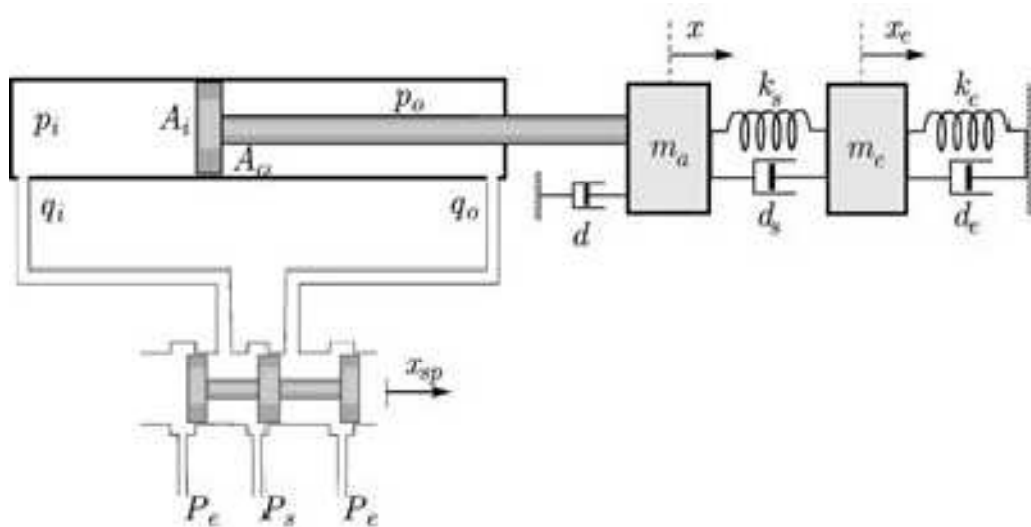


Figura 6. Conjunto de servoválvula y actuador oleohidráulico de doble efecto ^[16]

Este modelo de manipulador, sensor (representado en este caso por k_s y d_s) y ambiente (m_e , k_e y d_e) ha sido utilizado por varios investigadores y ha sido validado experimentalmente ^[15], m_a es la masa que debe ser movida por el actuador y x es el desplazamiento de dicha masa. En esta investigación, dicho modelo es combinado con las dinámicas no lineales del actuador oleohidráulico.

4.1.2 Servoválvula

La servoválvula es el elemento de mando de los cilindros oleohidráulicos, que permite controlar o regular el caudal de aceite que entra o sale en cada cámara del cilindro oleohidráulico. Está constituida en dos partes, la primera eléctrica y oleohidráulica, transforma el voltaje de entrada a la servoválvula en una fuerza hidráulica que desplaza el carrete de la válvula una cantidad x en m., y la segunda parte, completamente oleohidráulica transforma el desplazamiento x del carrete, en variación del caudal que entra o sale de las cámaras del cilindro oleohidráulico.

A pesar de que la primera parte es por sí misma un sistema complejo no lineal, puede ser aproximada, razonablemente, por un sistema lineal de primer orden como el que se muestra a continuación ^[15].

$$x_{sp}(s) = \frac{k_{sp}}{\tau s + 1} U_{sv}(s) \quad (4.1)$$

Donde k_{sp} [m/V] es la ganancia estática, y τ es la constante de tiempo, elementos que caracterizan la respuesta frecuencial de esta función de transferencia. La modelación de la segunda parte tiene como objetivo expresar el comportamiento de la servoválvula en función de la variable de entrada o de control (voltaje) ^[15].

4.1.3 Modelación matemática de la fuerza en función del voltaje de control

La fuerza originada por el actuador hidráulico f_a , es:

$$f_a = p_i \times A_i - p_o \times A_o \quad (4.2)$$

Donde A_i y A_o son las áreas efectivas y p_i y p_o son las presiones de las líneas de entrada y salida, respectivamente. Las ecuaciones no lineales que describen el flujo del fluido están escritas en su forma más simple, como sigue:

$x_{sp} \geq 0$ (extensión del actuador)

$$q_i = c_d \omega x_{sp} \sqrt{\frac{2}{\rho} * (p_s - p_i)} \quad (4.3)$$

$$q_o = c_d \omega x_{sp} \sqrt{\frac{2}{\rho} * (p_o - p_e)} \quad (4.4)$$

$x_{sp} < 0$ (retracción del actuador)

$$q_i = c_d \omega x_{sp} \sqrt{\frac{2}{\rho} * (p_i - p_e)} \quad (4.5)$$

$$q_o = c_d \omega x_{sp} \sqrt{\frac{2}{\rho} * (p_s - p_o)} \quad (4.6)$$

Donde q_i y q_o representan los flujos de fluido que salen y entran de la válvula, respectivamente, c_d es el coeficiente del orificio de descarga, ρ es la densidad del fluido, p_s es la presión de la bomba de suministro, p_e es la

presión de retorno y ω es el gradiente de área que relaciona el desplazamiento del carrete o spool de la válvula con el área del orificio. Las ecuaciones de continuidad para el flujo de aceite, considerando despreciable el flujo que se pierde en el pistón del actuador son:

$$q_i = A_i \frac{dx}{dt} + \frac{1}{\beta} V_i \frac{dp_i}{dt} \quad (4.7)$$

$$q_o = A_o \frac{dx}{dt} - \frac{1}{\beta} V_o \frac{dp_o}{dt} \quad (4.8)$$

β es el módulo de elasticidad del fluido hidráulico y V_i y V_o son los volúmenes de fluido atrapado en las cámaras del actuador, y pueden ser expresadas en función del desplazamiento del actuador:

$$V_i(x) = \bar{V}_i + xA_i \quad (4.9)$$

$$V_o(x) = \bar{V}_o - xA_o \quad (4.10)$$

Las ecuaciones no lineales antes indicadas se van a linealizar alrededor de un punto de operación, y así obtener utilizar un modelo lineal para la técnica de QFT ^[14].

Las relaciones de flujo linealizadas de 4.3, 4.4, 4.5 y 4.6 son:

$$q_i(x) = K_s^i x_{sp} - K_p^i p_i \quad (4.11)$$

$$q_o(x) = K_s^o x_{sp} - K_p^o p_o \quad (4.12)$$

Donde $K_s^i(K_s^o)$ y $K_p^i(K_p^o)$ representan ganancias de flujo y sensibilidad de presión de la válvula. Los sub y superíndices o e i representan salida y entrada, respectivamente ^[15], así que:

$x_{sp} \geq 0$ (extensión del actuador)

$$K_s^i = c_d \omega \sqrt{\frac{2}{\rho} * (p_s - p_i)} \quad (4.13)$$

$$K_s^o = c_d \omega \sqrt{\frac{2}{\rho} * (p_o - p_e)} \quad (4.14)$$

$$K_p^i = \frac{c_d \omega x_{sp}}{\sqrt{2\rho(p_s - p_i)}} \quad (4.15)$$

$$K_p^o = \frac{c_d \omega x_{sp}}{\sqrt{2\rho(p_o - p_e)}} \quad (4.16)$$

$x_{sp} < 0$ (retracción del actuador)

$$K_s^i = c_d \omega \sqrt{\frac{2}{\rho} * (p_i - p_e)} \quad (4.17)$$

$$K_s^o = c_d \omega \sqrt{\frac{2}{\rho} * (p_s - p_o)} \quad (4.18)$$

$$K_p^i = \frac{-c_d \omega x_{sp}}{\sqrt{2\rho(p_i - p_e)}} \quad (4.19)$$

$$K_p^o = \frac{-c_d \omega x_{sp}}{\sqrt{2\rho(p_s - p_o)}} \quad (4.20)$$

Donde, K_s^i (K_s^o) y K_p^i (K_p^o) son variables dependientes de la carga y de la presión. Asumiendo pequeños desplazamientos del pistón cerca de la mitad de su carrera, se hace la siguiente aproximación:

$$\frac{V_i(x)}{\beta} \approx \frac{V_o(x)}{\beta} \approx \frac{1}{\beta} \left(\frac{\bar{V}_i + \bar{V}_o}{2} \right) = C \quad (4.21)$$

Por lo tanto las ecuaciones 4.7 y 4.8 pueden ser escritas en el dominio de Laplace como

$$Q_i = A_i s X + C_s P_i \quad (4.22)$$

$$Q_o = A_o s X - C_s P_o \quad (4.23)$$

Sustituyendo las ecuaciones 4.11 y 4.12 en 4.22 y 4.23 respectivamente y despejando las presiones de línea se tiene que

$$P_i = \frac{A_i s}{C_s + K_p^i} X + \frac{K_s^i}{C_s + K_p^i} X_{sp} \quad (4.24)$$

$$P_o = \frac{A_o s}{C_s + K_p^o} X + \frac{K_s^o}{C_s + K_p^o} X_{sp} \quad (4.25)$$

Introduciendo 4.24 y 4.25 en 4.2:

$$F_a = \left(\frac{K_s^o A_o}{C_s + K_p^o} + \frac{K_s^i A_o}{C_s + K_p^i} \right) X_{sp} - \left(\frac{A_i^2 s}{C_s + K_p^i} + \frac{A_o^2 s}{C_s + K_p^o} \right) X \quad (4.26)$$

Las ecuaciones dinámicas que gobiernan el sistema de masa m_e , amortiguación d_e , y rigidez k_e son ^[15]:

$$m_a \ddot{x} = f_a - d_s (\dot{x} - \dot{x}_e) - d \dot{x} - k_s (x - x_e) \quad (4.27)$$

$$m_e \ddot{x}_e = d_s (\dot{x} - \dot{x}_e) - d_e \dot{x}_e - k_s (x - x_e) - k_e x_e \quad (4.28)$$

$$f = k_s (x - x_e) \quad (4.29)$$

Combinando las ecuaciones 4.27, 4.28 y 4.29 se generan las siguientes funciones de transferencia:

$$\frac{F_a(s)}{F(s)} = \frac{1}{k_s} \left(\frac{(m_a s^2 + ds)(m_e s^2 + (d_e + d_s)s + k_s + k_e)}{m_e s^2 + d_e s + k_e} + \frac{(d_s s + k_s)(m_e s^2 + d_e s + k_e)}{m_e s^2 + d_e s + k_e} \right) \quad (4.30)$$

$$\frac{X(s)}{F(s)} = \frac{1}{k_s} \frac{m_e s^2 + (d_e + d_s)s + k_s + k_e}{m_e s^2 + d_e s + k_e} \quad (4.31)$$

Si se sustituye $F_a(s)$ y $X(s)$ de las ecuaciones 4.30 y 4.31 en la ecuación 4.26 y se despeja para $F(s)/X_{sp}(s)$, entonces la función de transferencia que describe la relación entre la fuerza de contacto del actuador y el desplazamiento del carrete de la servoválvula es:

$$\frac{F(s)}{X_{sp}(s)} = \frac{k_s(m_e s^2 + d_e s + k_e) (K_s^i A_i (K_p^0 + Cs) + K_s^o A_o (K_p^i + Cs))}{(K_p^i + Cs)(K_p^o + Cs)(\psi(s)\varphi(s) + \xi(s)\varphi(s) + \psi(s)\xi(s)) + (A_i^2 s(K_p^o + Cs) + A_o^2 s(K_p^i + Cs))(\varphi(s) + \xi(s))} \quad (4.32)$$

Donde $\varphi(s) = m_e s^2 + d_e s + k_e$, $\psi(s) = m_a s^2 + ds$, y $\xi(s) = d_s s + k_s$. Para simplificar la función de transferencia final, $K_s^i(K_s^0)$ y $K_p^i(K_p^0)$ serán incluidos como incertidumbres en los parámetros del sistema K_s y K_p , respectivamente, por lo que la ecuación 4.30 puede ser reducida como:

$$\frac{F(s)}{X_{sp}(s)} = \frac{k_s K_s (A_i + A_o)(m_e s^2 + d_e s + k_e)}{(K_p + Cs)(\psi(s)\varphi(s) + \xi(s)\varphi(s) + \psi(s)\xi(s)) + (A_i^2 s + A_o^2 s)(\varphi(s) + \xi(s))} \quad (4.33)$$

Se asume que la rigidez del sensor de fuerza y del vástago del pistón son altas comparadas con la rigidez del ambiente y la resistencia hidráulica, por lo que pueden ser tratados como un cuerpo rígido, por lo que se hacen las siguientes simplificaciones ^[15]:

$$\varphi(s) + \xi(s) \approx 1 \quad (4.34)$$

$$\xi(s)\varphi(s) \approx k_e \quad (4.35)$$

$$k_s \approx 1 \quad (4.36)$$

$$\varphi(s) \approx ke \quad (4.37)$$

Basados en estas consideraciones la ecuación 4.31 puede ser reescrita como:

$$\frac{F(s)}{X_{sp}(s)} = \frac{K_s(A_i + A_o)(m_e s^2 + d_e s + k_e)}{(K_p + Cs)(m_a s^2 + (d + d_e)s + k_e) + (A_i^2 s + A_o^2 s)} \quad (4.38)$$

Además se asume que la dinámica del medio es dominada por la rigidez k_e . Luego, la relación entre la fuerza y el desplazamiento del carrete de la servoválvula se puede escribir como se muestra a continuación:

$$\frac{F(s)}{X_{sp}(s)} = \frac{K_s k_e (A_i + A_o)}{(K_p + Cs)(m_a s^2 + ds + k_e) + (A_i^2 s + A_o^2 s)} \quad (4.39)$$

Finalmente, la función de transferencia entre la fuerza y el voltaje de control es ^[15]:

$$\frac{F(s)}{U_{sv}(s)} = \frac{k_{sp}}{\tau s + 1} \left(\frac{K_s k_e (A_i + A_o)}{(K_p + Cs)(m_a s^2 + ds + k_e) + (A_i^2 s + A_o^2 s)} \right) \quad (4.40)$$

4.1.4 Modelación matemática de la velocidad en función del voltaje de control

La ecuación 4.31 relaciona el desplazamiento del vástago $X(s)$ con la fuerza de contacto $F(s)$, por lo que al derivarla una sola vez tenemos una función de transferencia que relaciona la velocidad del vástago $V(s)$ con la fuerza de contacto:

$$\frac{V(s)}{F(s)} = \frac{s(\varphi(s) + \xi(s))}{k_s \varphi(s)} \quad (4.41)$$

Si además aplicamos las simplificaciones definidas por las ecuaciones 4.34 a la 4.37, la ecuación que describe la relación entre la velocidad y el voltaje de control se reescribe como:

$$\frac{V(s)}{U_{sv}(s)} = \frac{s}{k_e} \frac{k_{sp}}{(\tau s + 1)} \left(\frac{K_s k_e (A_i + A_o)}{(K_p + Cs)(m_a s^2 + ds + k_e) + (A_i^2 s + A_o^2 s)} \right) \quad (4.42)$$

En conclusión, la distancia del sistema está descrita por las ecuaciones 4.40 y 4.42. Los valores nominales y el rango de los parámetros de la planta en estudio están definidos en la tabla 2.

Tabla 2. Parámetros del sistema ^[15].

Parámetro	Valor nominal	Rango
k_e	75 (kN/m)	50 – 100
K_s	0.375 (m ³ /Pa.s)	0.25 – 0.5
K_p	2.5(10) ⁻¹² (m ² /s)	0 – 5(10) ⁻¹²
C	1.5(10) ⁻¹¹ (m ³ /Pa)	1 – 3(10) ⁻¹¹
D	700 (N/m/s)	600 – 800
m_a	20 (kg)	19.9 – 20.1
A_i	0.00203 (m ²)	0.00193 – 0.00213
A_o	0.00152 (m ²)	0.00144 – 0.00160
k_{sp}	0.0012 (m/V)	0.0011 – 0.0013
τ	35 (ms)	30 – 40

4.1.5 Generación de plantillas y planta nominal

El procedimiento de diseño QFT está basado en la configuración de dos grados de libertad mostrada a continuación:

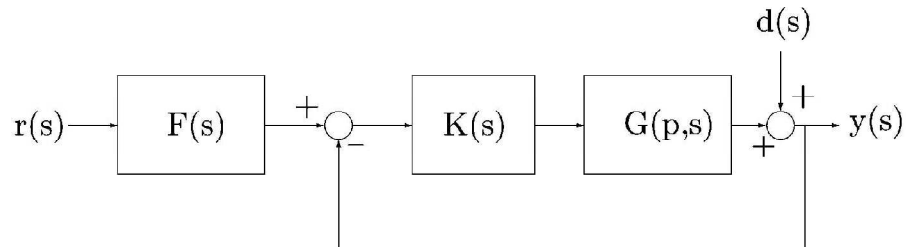


Figura 7. Configuración de realimentación para QFT ^[16].

En este diagrama $G(p,s)$ representa la planta con su incertidumbre, mientras que $K(s)$ y $F(s)$ representan al compensador de realimentación, es decir, el controlador, y al pre – filtro.

La incertidumbre del modelo matemático se describe por medio del vector de r -parámetros $\mathbf{p} \in \mathcal{P} \subseteq \mathcal{R}^r$ que toma sus valores en el subconjunto \mathcal{P} ; además se asume que $G(p,s)$ tiene el mismo número de polos en el semiplano derecho para todo $\mathbf{p} \in \mathcal{P}$ ^[17]. El conjunto de las posibles plantas que pueden formarse tomando en cuenta la incertidumbre paramétrica, puede ser representado en el plano de Nyquist y toma la forma de regiones que contiene los valores nominales y los demás valores que se encuentran dentro del rango de incertidumbre de los parámetros de la planta, como se ve en las figuras 8 y 9.

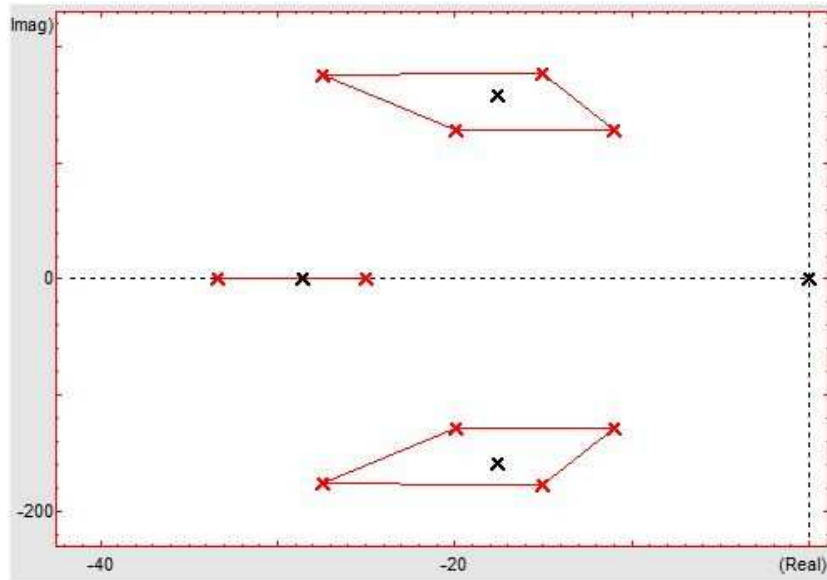


Figura 8. Representación en el plano de Nyquist de los modelos matemáticos de Fuerza vs Voltaje.

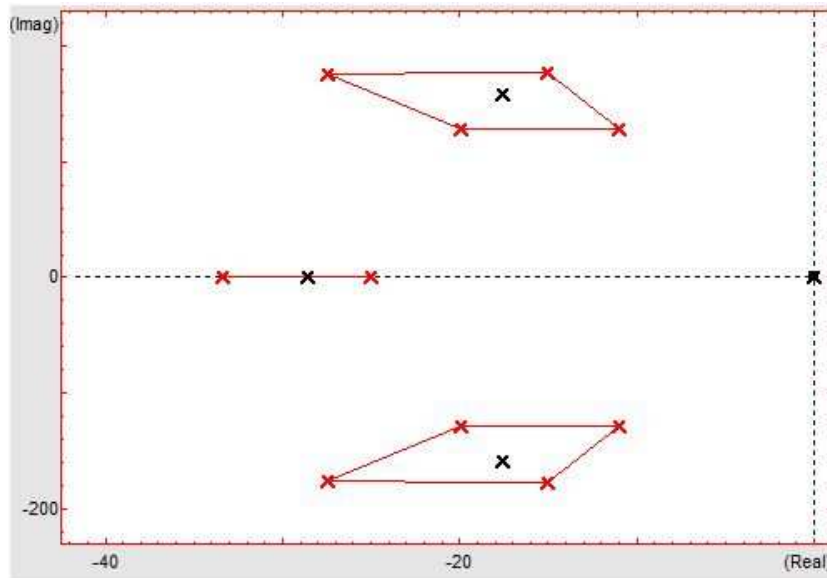


Figura 9. Representación en el plano de Nyquist de los modelos matemáticos de Velocidad vs Voltaje.

Al trasladar la incertidumbre al dominio de la frecuencia aparecen los “templates” o “plantillas” formadas por los elementos:

$$\mathcal{G}_w = \{G(\mathbf{p}, j\omega): \mathbf{p} \in \mathcal{P}\} \quad (4.43)$$

Para cada frecuencia fijada ω , \mathcal{G}_w define una “región difusa” en el gráfico de Nichols, que describe la incertidumbre de la planta en términos de la magnitud (en dB) y el ángulo de fase (en grados). Para propósitos de diseño se construyen N patrones de incertidumbre que corresponden a un conjunto discreto de frecuencias $\Omega = \{\omega_1, \omega_2, \dots, \omega_n\}$, escogidas para cubrir adecuadamente el ancho de banda del sistema. Para este caso las frecuencias de diseño escogidas son $\Omega \left(\frac{\text{rad}}{\text{s}}\right) = \{0.01, 0.05, 0.1, 0.5, 1, 5, 10, 50, 70, 100\}$ [16].

Para la construcción de estos parámetros de incertidumbre, se representa en la carta de Nichols la respuesta en frecuencia de cada una de las posibles plantas. Obviamente, hay infinitas plantas, pero para efectos de simplificación del diseño, se representan los valores mínimos, máximos y nominales, como aparecen en las figuras 10 y 11. Como las plantas a controlar en esta investigación tienen 10 parámetros distintos que pueden variar dentro de un rango prefijado, el número de puntos a representar es de $3^{10}=59049$.

Esta cantidad de puntos a representar en la carta de Nichols, hacen que QFT sea una técnica de diseño de controladores computacionalmente intensiva, porque es impráctico representarlos en forma manual, y a medida que aumentan los parámetros en una planta o se toman valores distintos al mínimo, máximo o nominal para representarlos, aumenta la cantidad de puntos que aparecen en la carta de Nichols.

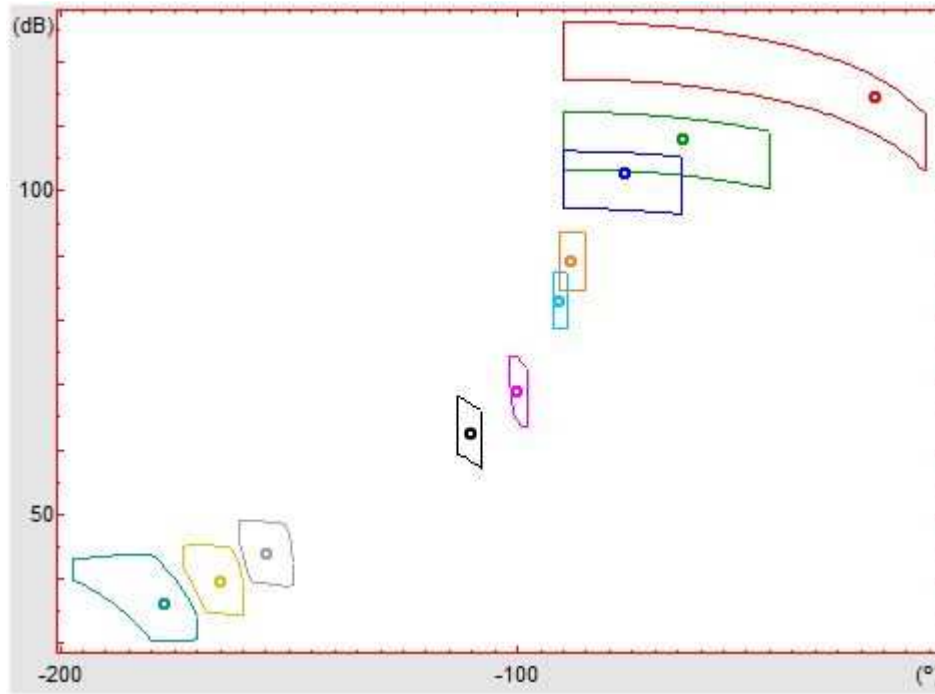


Figura 10. Patrones de incertidumbre de Fuerza vs Voltaje.

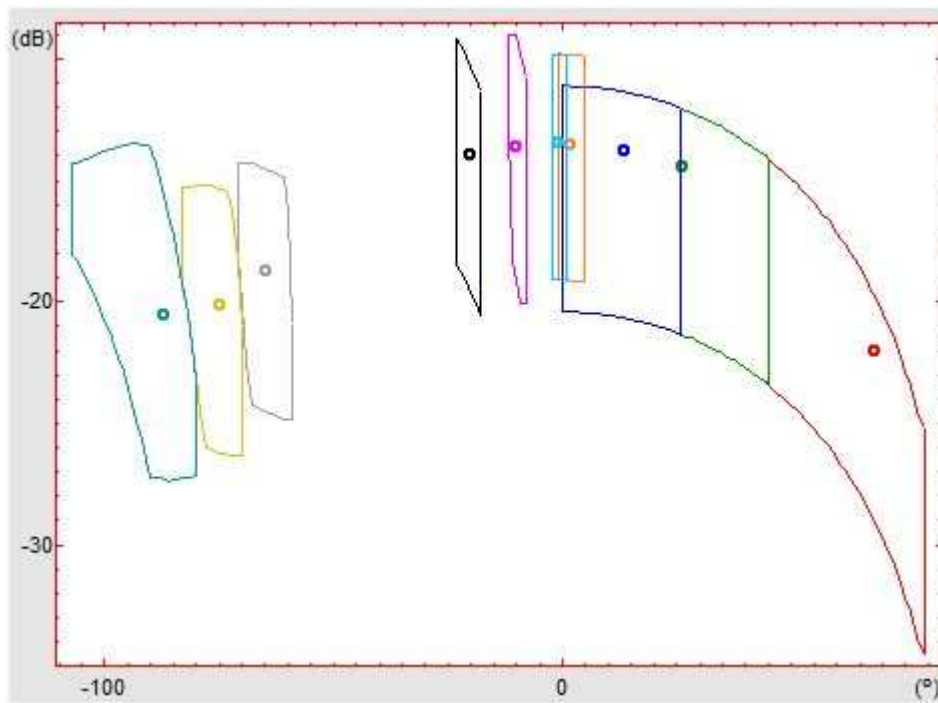


Figura 11. Patrones de incertidumbre de Velocidad vs Voltaje.

4.2 Definición de especificaciones

Los objetivos de desempeño robusto del diseño incluyen la estabilidad robusta a lazo cerrado, buena atenuación de la señal de perturbación $d(s)$ que entra a la salida del sistema, a pesar de la presencia de incertidumbre y un buen seguimiento de la entrada de referencia $r(s)$.

4.2.1 Estabilidad robusta a lazo cerrado

La restricción robusta QFT asociada en términos del lazo nominal, viene dada por

$$\max_{\mathbf{p} \in \mathcal{P}} \left| \frac{G(\mathbf{p}_o, j\omega_i)K(j\omega_i)}{1 + G(\mathbf{p}_o, j\omega_i)K(j\omega_i)} \right| \leq M = 1.4 \quad \forall \omega \in [0, \infty) \quad (4.44)$$

Lo que implica aproximadamente un margen de ganancia de 3 dB para el sistema a lazo cerrado^[17].

4.2.2 Atenuación de las perturbaciones a lazo cerrado

Para la atenuación de la señal de perturbación a la salida de la planta se coloca una tolerancia superior sobre la función de sensibilidad $L(j\omega) = G(\mathbf{p}, j\omega)K(j\omega)$. Para este diseño se considera solamente una frontera superior constante para limitar el valor pico de la amplificación de la perturbación como se muestra a continuación

$$\max_{\mathbf{p} \in \mathcal{P}} \left| \frac{1}{1 + G(\mathbf{p}_o, j\omega_i)K(j\omega_i)} \right| \leq M = 1.2 \quad \forall \omega \in [0, \infty) \quad (4.45)$$

4.3 Creación de contornos

Las restricciones de estabilidad robusta y atenuación de las perturbaciones pueden ser representadas en la carta de Nichols, resolviendo las desigualdades presentadas en las ecuaciones 4.44 y 4.45 para la planta, y quedan como fronteras curvas para cada frecuencia de diseño (véase figura 12).

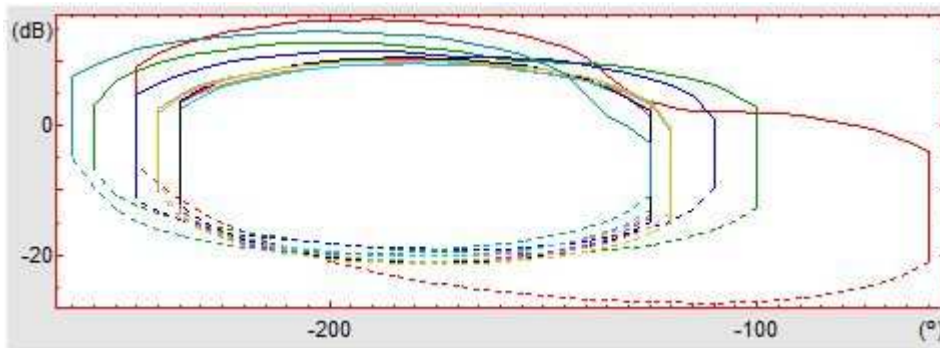


Figura 12. Representación de las especificaciones de estabilidad robusta y atenuación de las perturbaciones en la carta de Nichols.

Cada color representa el contorno para cada una de las frecuencias seleccionadas para el diseño. El contorno más grande es el de color rojo que corresponde a una frecuencia de 0.01 rad/s. Estos contornos son conocidos como contornos U o Fronteras de Horowitz – Sidi. Es a partir de estos que se realiza la síntesis del controlador.

4.4 Síntesis del controlador (loop – shaping)

Para el diseño del controlador, se representan en la carta de Nichols los contornos U y la función de transferencia de la planta nominal como se muestra en las figuras 13 y 14.

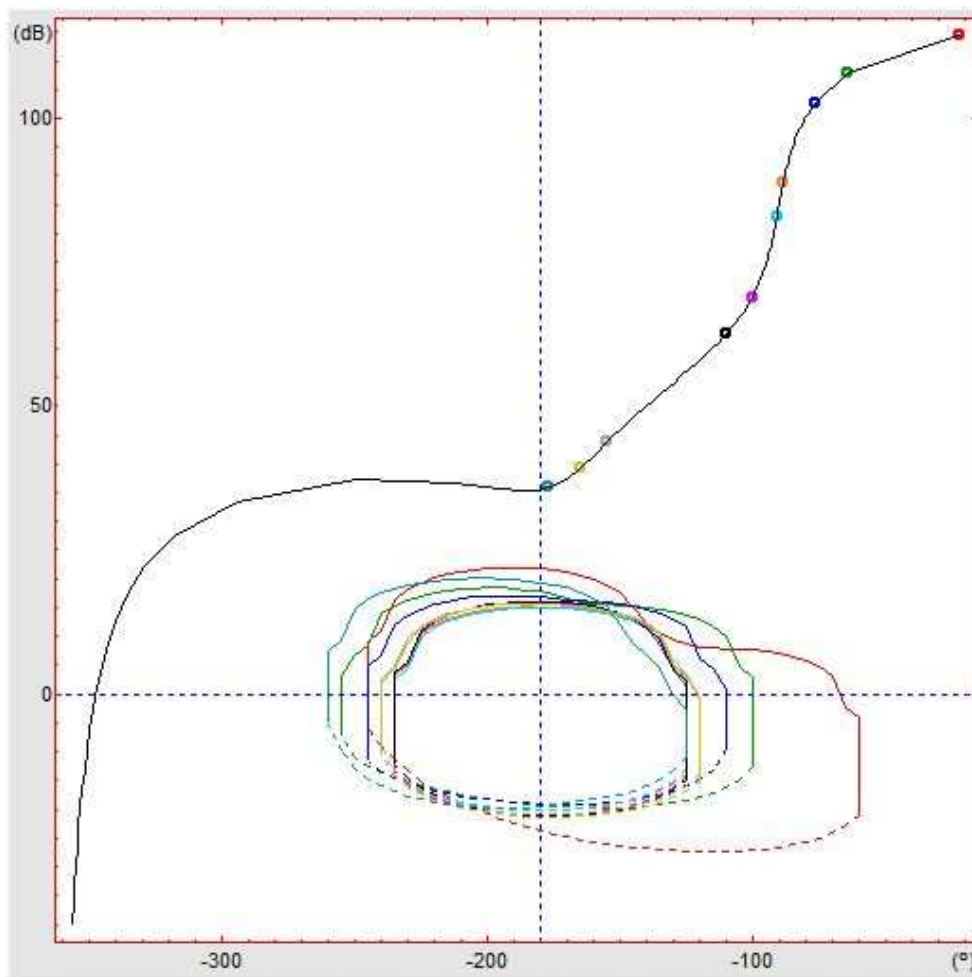


Figura 13. Lazo de control de Fuerza vs Voltaje sin compensador de realimentación.

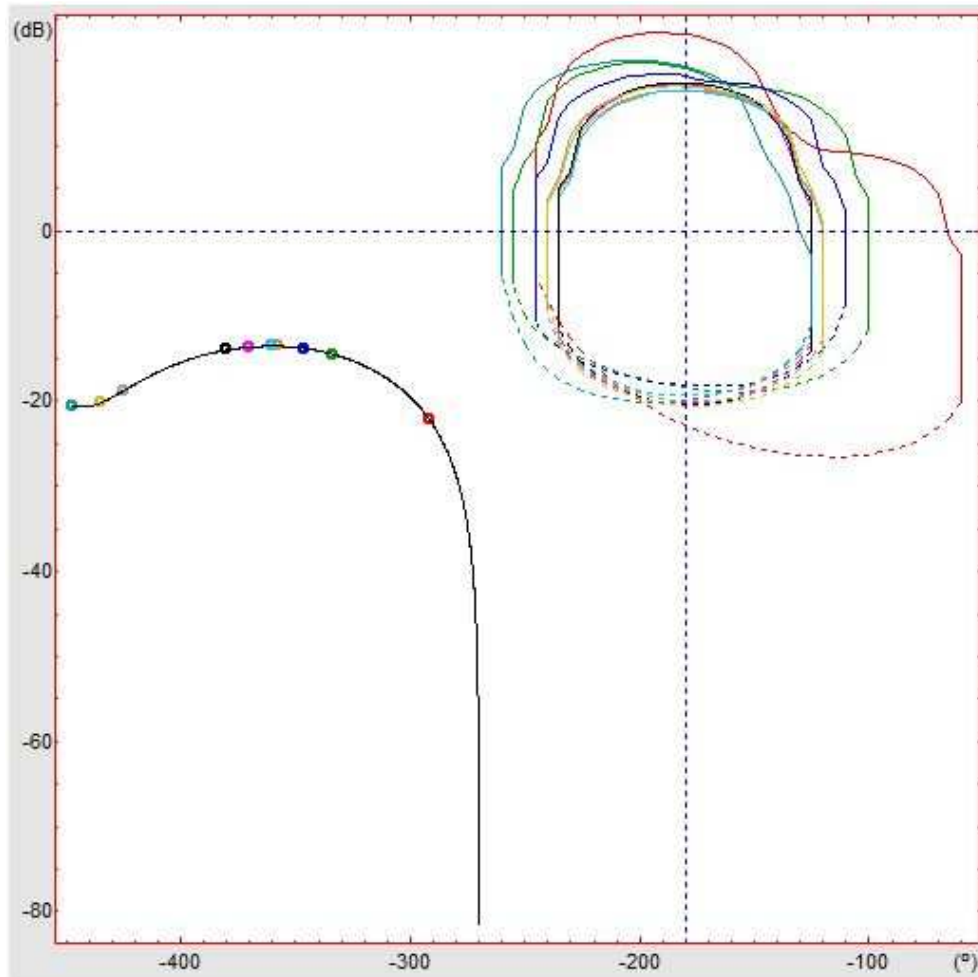


Figura 14. Lazo de control de Velocidad vs Voltaje sin compensador de realimentación.

A partir de las representaciones de las plantas y los contornos U se realiza el “loop-shaping” o síntesis del controlador añadiendo polos y ceros (reales y/o complejos) y modificando la ganancia para que se cumplan las condiciones de estabilidad del diseño QFT, que gráficamente equivalen a que el lazo cerrado toque el borde externo de los contornos U por debajo del punto $(0, -180^\circ)$.

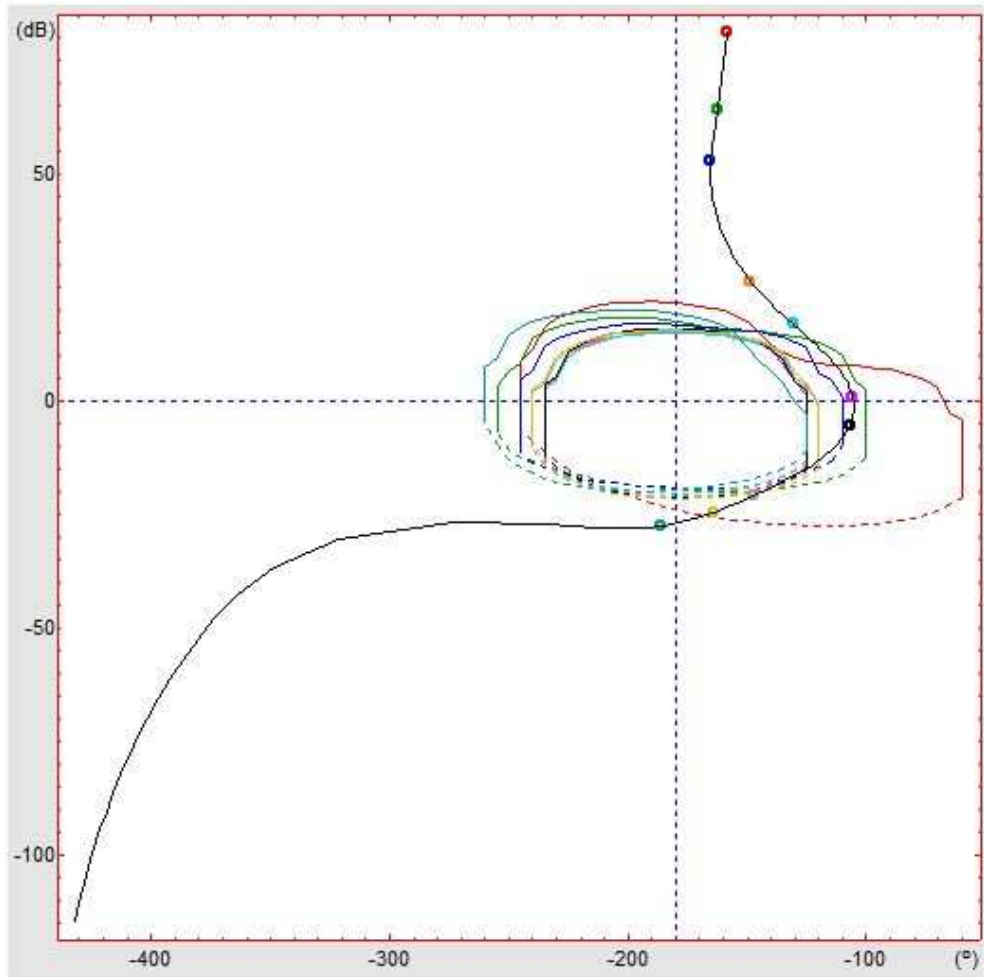


Figura 15. Lazo de control de Fuerza vs Voltaje compensado.

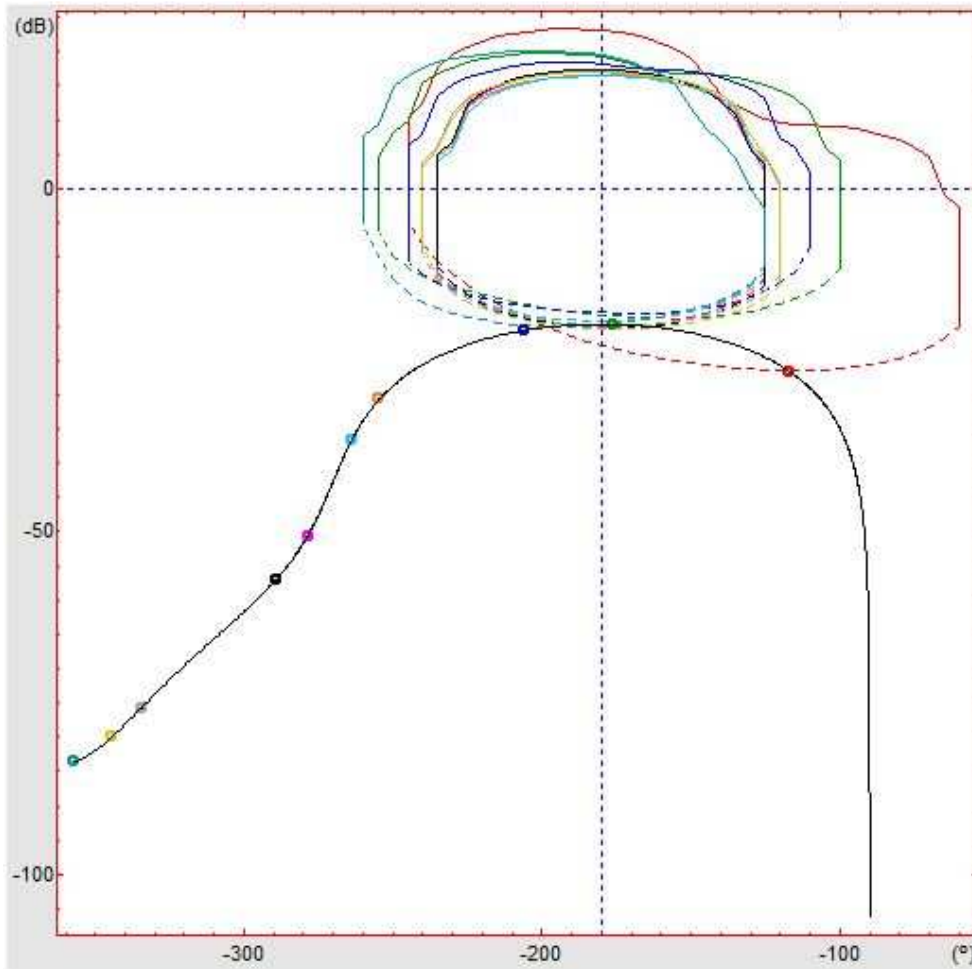


Figura 16. Lazo de control de Velocidad vs Voltaje compensado.

Con SISO – QFTIT, a medida que se añaden polos y ceros y se modifica la ganancia, se observa gráficamente su efecto en la carta de Nichols. Los reguladores propuestos para cada caso son los siguientes:

$$K_F(s) = \frac{0.54(s + 27.7)(s + 0.9)}{s(s + 225.9)(s + 59.6)} \quad (4.46)$$

$$K_v(s) = \frac{100}{(s + 0.01)} \quad (4.47)$$

4.5 Síntesis del pre – filtro

Este último paso de la técnica de diseño de QFT, solo será para el control de la fuerza, puesto que para el control de la velocidad no es necesario diseñar un prefiltro ya que el sistema es estable, como se observa en la figura 14.

Para el diseño del prefiltro se tomaron dos fronteras de seguimiento de la variable se entrada, superior e inferior (en rojo y azul respectivamente en las figuras 17, 18 y 19), también conocidas como “tracking bounds” que fueron diseñadas para garantizar la estabilidad robusta de la señal de control [14].

$$B_u = \frac{80s + 244}{(s + 8)(s + 7)(s + 4)} \tag{4.48}$$

$$B_l = \frac{19200}{s^4 + 94.4s^3 + 1248.08s^2 + 7296.4s + 19200} \tag{4.49}$$

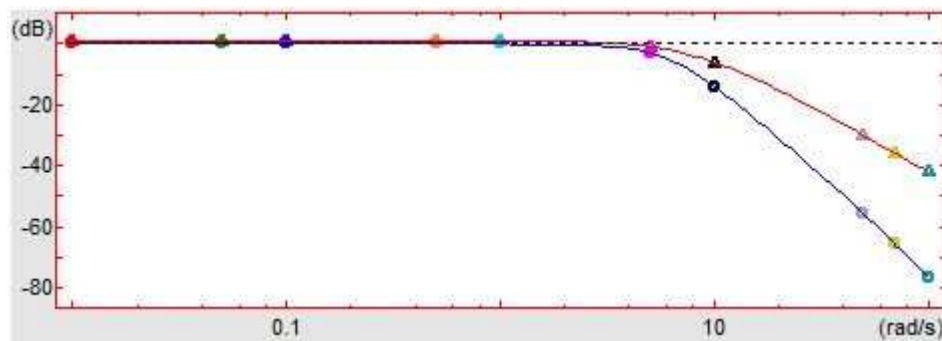


Figura 17. Fronteras superior e inferior de seguimiento de señal de control.

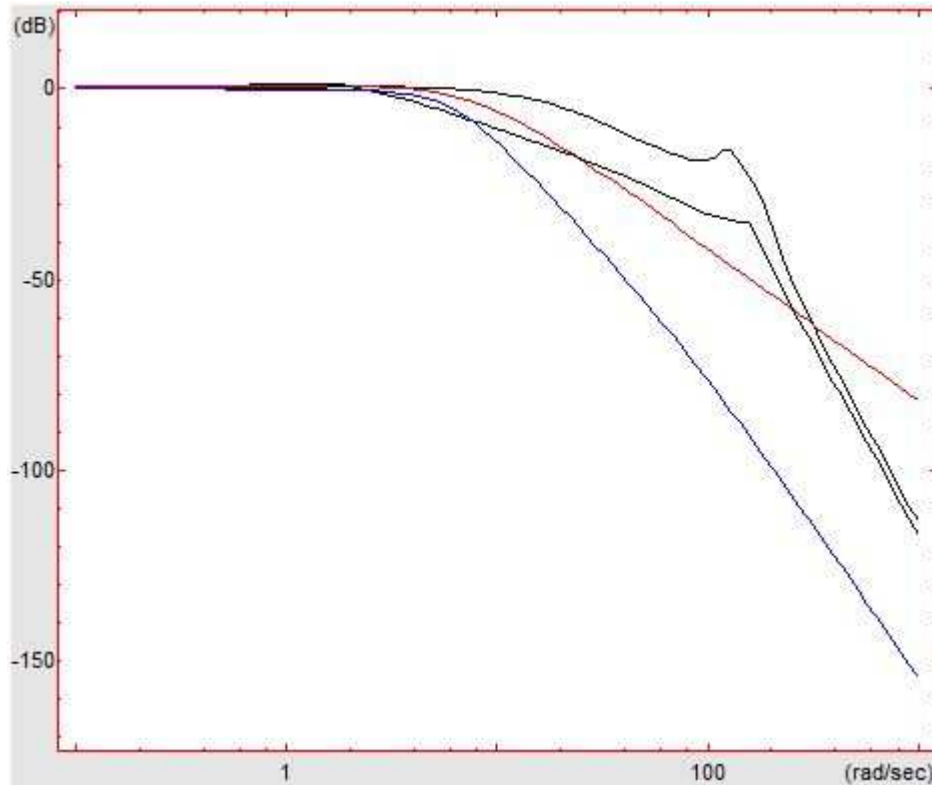


Figura 18. Señal de control de Fuerza vs Voltaje de Control sin prefiltro.

En la síntesis del prefiltro lo que se busca es que la señal de control entre dentro de las fronteras de seguimiento, y para lograr dicho objetivo, se añaden polos y ceros hasta lograr que las señales de control estén dentro de las fronteras.

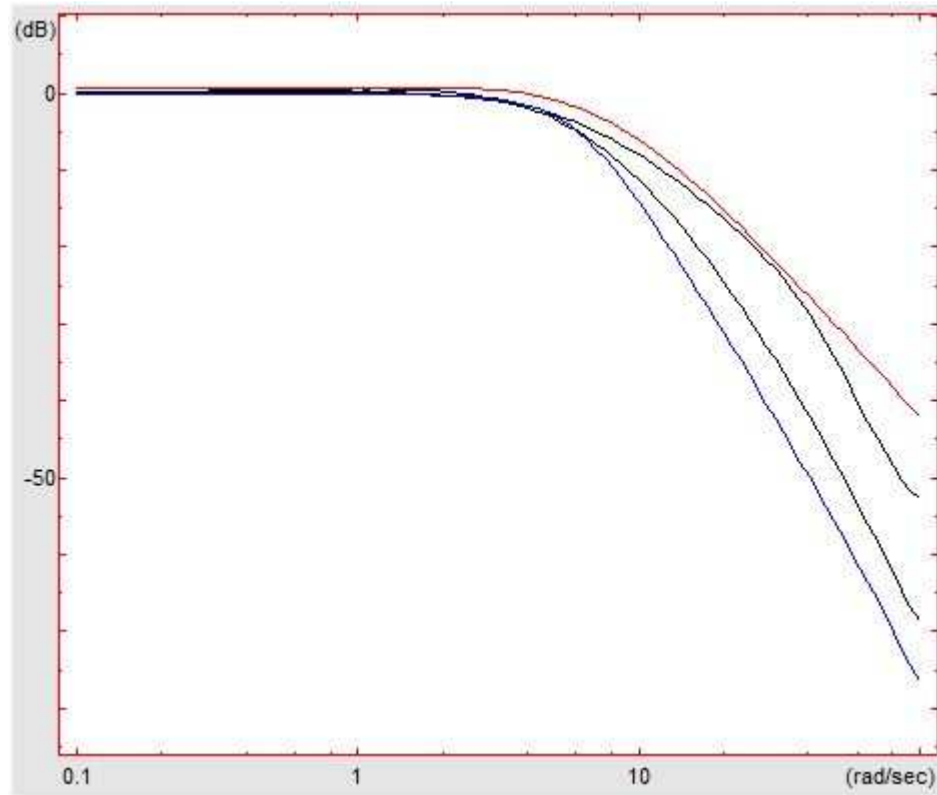


Figura 19. Señal de control vs Voltaje de Control con prefiltro.

El prefiltro propuesto es:

$$F_s = \frac{42(s + 150)}{(s + 96.6)(s + 11.5)(s + 5.5)} \quad (4.50)$$

4.6 Diseño de reguladores para la fuerza y la velocidad con metodologías tradicionales PID

Para el diseño del regulador PID con metodologías tradicionales, se escogió el método de tanteo. Es un método experimental en donde las características estáticas y dinámicas del proceso se obtienen a partir de una medida o de una serie de medidas realizadas en el proceso real. En este caso, el proceso se simuló utilizando Matlab Simulink y los controladores se obtuvieron simulando las distintas respuestas del sistema. Para el control de la fuerza se llegó a la síntesis de un controlador PID, ajustando las bandas proporcionales, integrales y derivativas progresivamente y luego añadiendo polos y ceros hasta lograr la estabilidad del sistema, según el método propuesto por Antonio Creus Sole ^[18]. Para la velocidad, se escogió un controlador PI. Finalmente los controladores obtenidos por este método para la fuerza y la velocidad son:

$$K_f = \frac{0.6(s + 30)(s + 3)}{s(s + 300)(s + 65)} \quad (4.51)$$

$$K_v = \frac{1000}{s + 0.001} \quad (4.52)$$

Capítulo 5

Se hace un análisis de los resultados obtenidos, comparando los reguladores diseñados con QFT, con los diseñados por metodologías PID tradicionales, analizando su respuesta temporal, al introducir una señal de escalón. Por último se concluye acerca de las bondades de la metodología QFT para el diseño de controladores.

5.1 Análisis de resultados

Para comparar los reguladores diseñados con la metodología QFT, se utilizarán las gráficas de respuesta del sistema a una señal de entrada en escalón, hechas con Matlab Simulink.

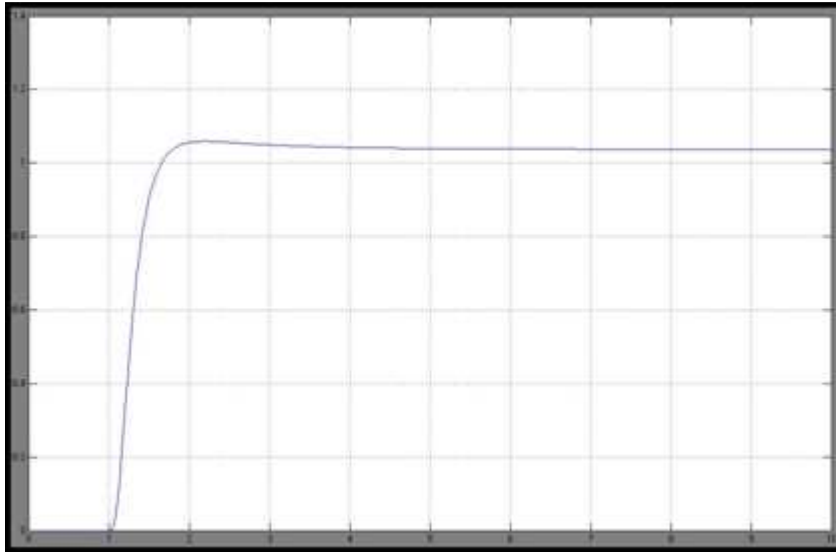


Figura 20. Respuesta temporal para la fuerza con la implementación del controlador QFT y parámetros nominales de planta.

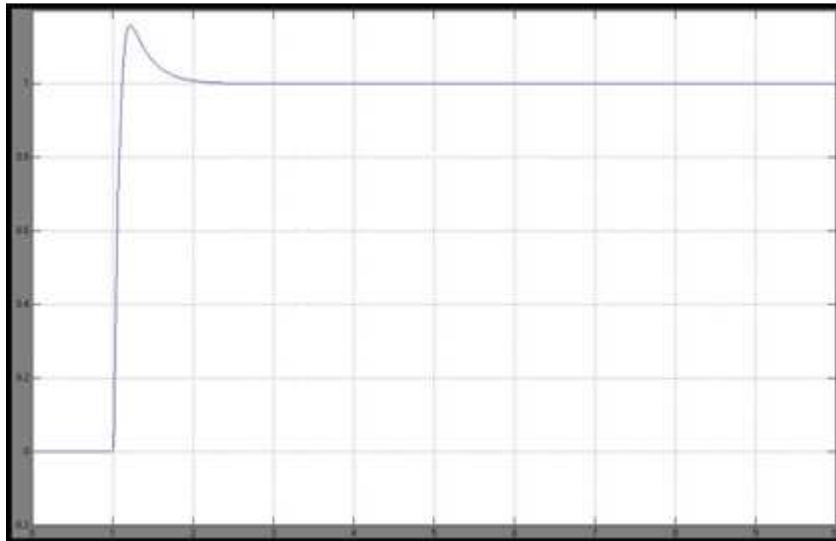


Figura 21. Respuesta temporal para la fuerza con la implementación del controlador PID tradicional y parámetros nominales de planta.

Como se puede observar en las figuras 20 y 21, el diseño QFT presenta ventajas sobre el método de tanteo tradicional para controladores PID. Se observa en este caso que con el controlador QFT no hay sobrepico y el tiempo de asentamiento es más corto. Además, el controlador PID no cumple con las especificaciones de diseño robusto que si cumple el controlador QFT, lo que permite que su acción de control sea efectiva incluso cuando los parámetros de la planta no son los nominales, como se verá en las figuras 22, 23, 24 y 25.

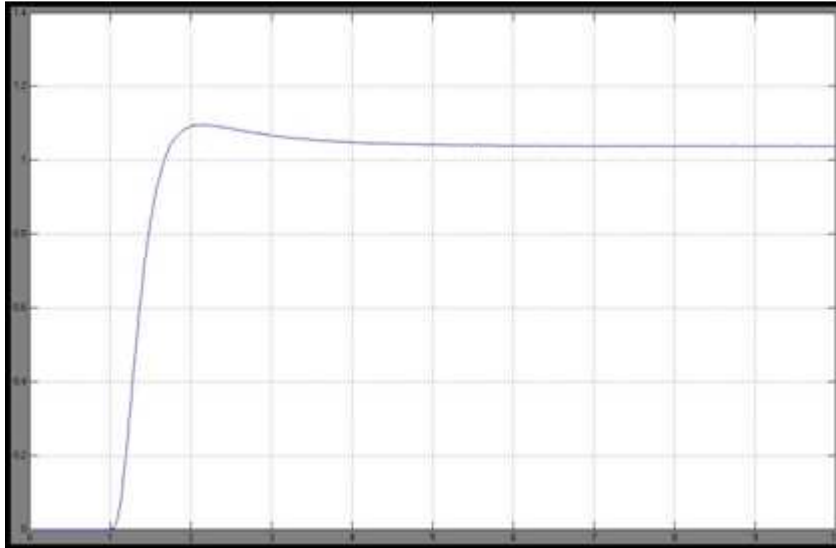


Figura 22. Respuesta temporal para la fuerza con la implementación del controlador QFT y parámetros mínimos de planta.

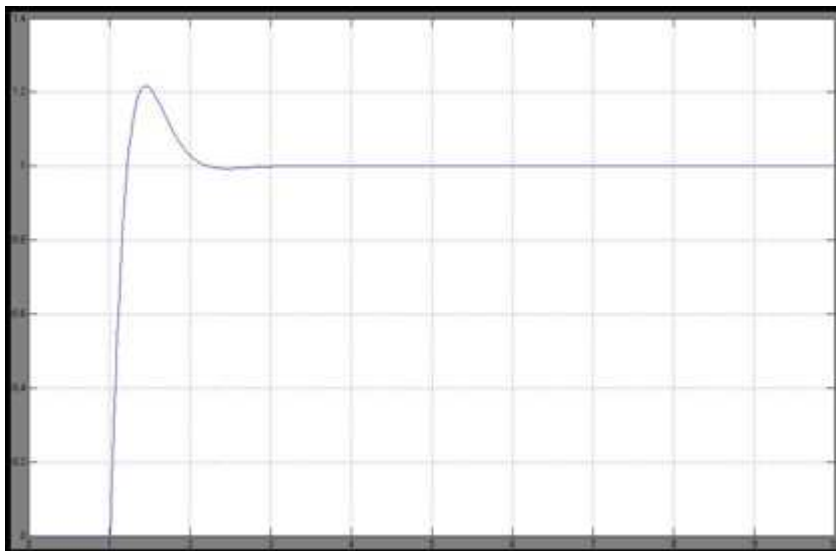


Figura 23. Respuesta temporal para la fuerza con la implementación del controlador PID tradicional y parámetros mínimos de planta.

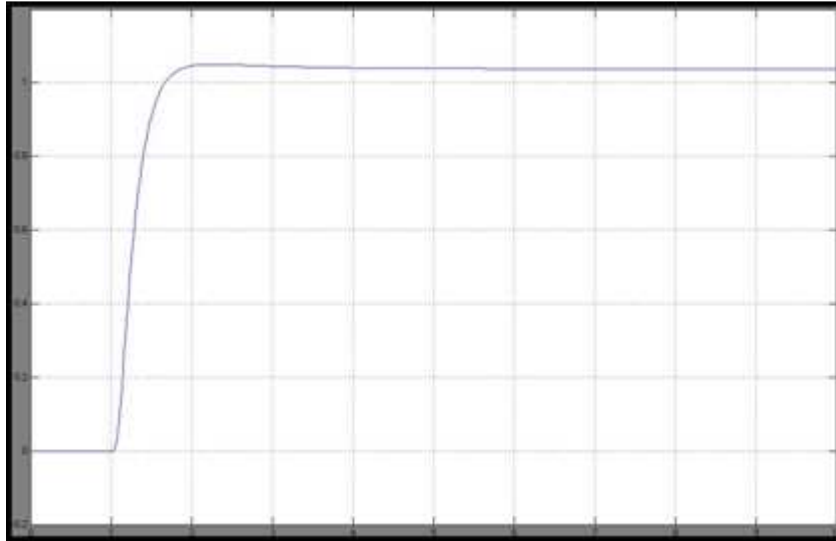


Figura 24. Respuesta temporal para la fuerza con la implementación del controlador QFT y parámetros máximos de planta.

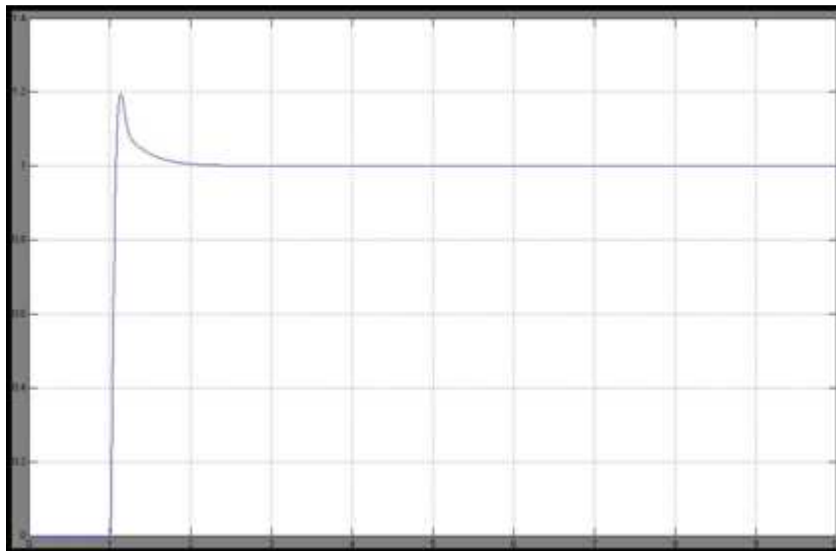


Figura 25. Respuesta temporal para la fuerza con la implementación del controlador PID tradicional y parámetros máximos de planta.

Se puede observar que la respuesta con el regulador QFT se mantiene casi igual para los parámetros límites de la planta mientras que con el controlador diseñado bajo una metodología PID tradicional hay variación en el sobrepico y el tiempo de asentamiento.

Para regular la velocidad, el regulador QFT diseñado es bastante sencillo, y no se le añadieron más ceros y polos con el objeto de no complicar el diseño e ilustrar uno de los puntos más ventajosos de QFT: el diseño transparente, una característica que permite al diseñador sopesar complejidad versus precisión.



Figura 26. Respuesta temporal para la velocidad con la implementación del controlador QFT y parámetros nominales de planta.

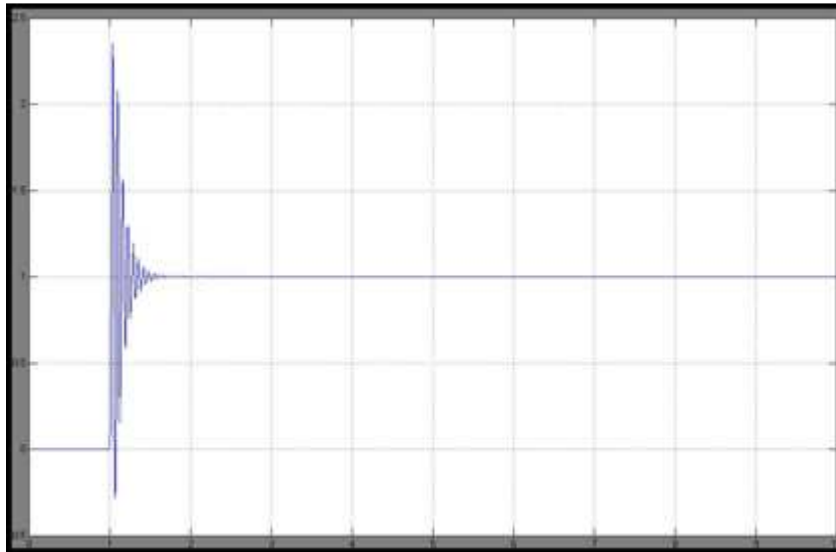


Figura 27. Respuesta temporal para la velocidad con la implementación del controlador PID tradicional y parámetros nominales de planta.



Figura 28. Respuesta temporal para la velocidad con la implementación del controlador QFT y parámetros mínimos de planta.

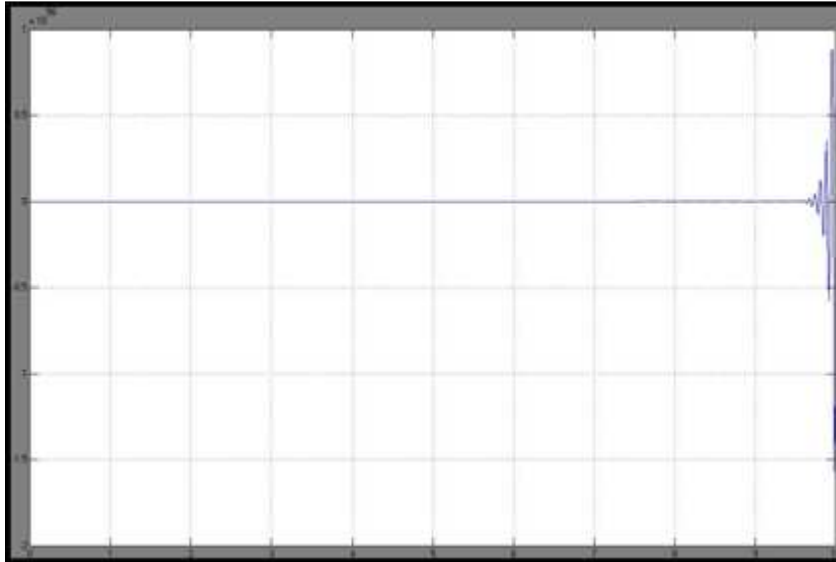


Figura 29. Respuesta temporal para la velocidad con la implementación del controlador PID tradicional y parámetros mínimos de planta.



Figura 30. Respuesta temporal para la velocidad con la implementación del controlador QFT y parámetros máximos de planta.

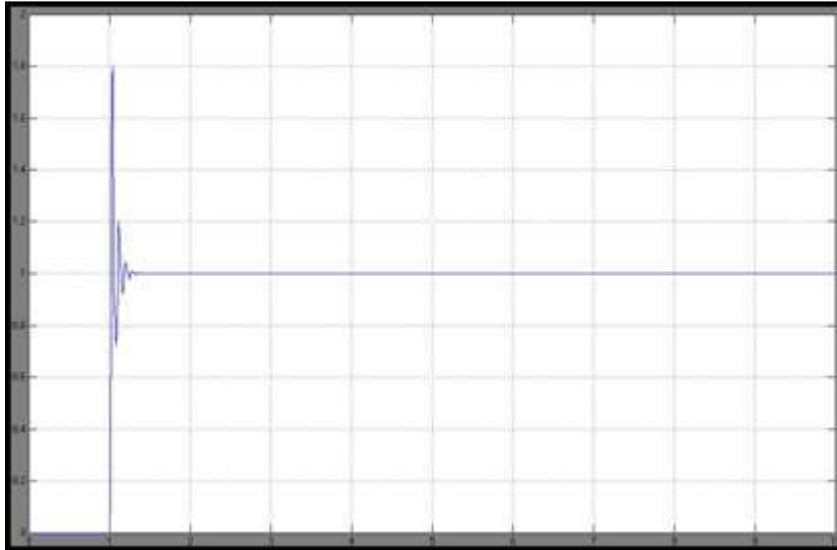


Figura 31. Respuesta temporal para la velocidad con la implementación del controlador PID tradicional y parámetros máximos de planta.

En las figuras 26, 27, 28, 29, 30 y 31 se observa como el regulador QFT maneja de manera adecuada la incertidumbre de planta, mientras que el regulador PID tradicional no se desempeña de manera satisfactoria en ninguno de los casos. Solamente QFT controla de manera adecuada las plantas con incertidumbre paramétrica, por lo que no hay dudas al recomendar su implementación.

5.2 Conclusiones

- QFT (Quantitative Feedback Theory), es una técnica de control robusto que le permite al diseñador observar lo que Horowitz llama “the cost of feedback”, es decir, como se debe establecer un equilibrio entre simplicidad y precisión. La acción de control mejora a medida que el controlador se hace más complicado, pero esto hace que los reguladores diseñados sean más difíciles de construir.
- Se observó que la respuesta de las plantas cuando son controladas con reguladores QFT es más estable y sigue con mayor precisión la señal de entrada que cuando estos son diseñados por métodos PID tradicionales.
- Al ser un método gráfico, QFT le permite al diseñador observar inmediatamente en la carta de Nichols el resultado de añadir ceros y polos a los controladores y aumentar o disminuir la ganancia. La utilización de una herramienta de software interactiva como Single Input Single Output Quantitative Feedback Theory Interactive Tool (SISO – QFTIT), facilita el proceso de diseño de reguladores como una técnica que es computacionalmente intensiva. Su sencilla interfaz hace que la curva de aprendizaje sea muy elevada, lo que resultó en un proceso sencillo de diseño.
- Esta investigación resulta ser la primera en esta universidad con la técnica de control QFT, lo que trae como consecuencia la introducción de nuevas herramientas para el área de teoría de control (QFT y SISO – QFTIT), y permitir seguidamente ampliar el área de diseño de controladores y por ende su implementación en otras plantas como por ejemplo neumáticas y eléctricas.

5.3 Recomendaciones

- Implementar controladores QFT en plantas neumáticas, eléctricas y otros sistemas.
- Utilizar otras especificaciones de diseño robusto en la síntesis de reguladores QFT.
- Utilizar otras herramientas computacionales de QFT, tales como la QFT Frequency Domain Control Design Toolbox.
- Combinar QFT con otras técnicas de diseño de controladores robustos.
- Diseñar controladores QFT para plantas no lineales.

Bibliografía

[1] Horowitz, I.M (1959). "Fundamental Theory of Automatic Linear Feedback Control Systems". I.R.E Transactions on Automatic Control. Volumen 4, Diciembre.

[2] García – Sanz, Mario (2005). "Control Robusto Cuantitativo QFT: historia de una idea". Revista Iberoamericana de Automática e Informática Industrial. Volumen 2, Número 3.

[3] Aranda, Joaquín, Chao, Dictino, Dormido Sebastián, Díaz José, Muñoz Rocio (2007). "Entorno de Simulación Interactiva para el Control de Posicionamiento Dinámico de una Plataforma Marina Amarrada". XXVI Jornadas de Automática con Alicante.

[4] Egaña, I. Sabalza, X. (2006). "Diseño de un Controlador Basado en QFT Para el Amortiguamiento del Chatter en Rectificadoras sin Centros". Revista Iberoamericana de Automática e Informática Industrial. Volumen 3, Número 2.

[5] Rajapakse, N. I. Happawana, G. S. Hurmuzlu, Y. (2007) "Suppression of Heavy-Truck Driver-Seat Vibration using Sliding-Mode Control and Quantitative Feedback Theory". Proceedings of the Institution of Mechanical Engineering – Part I – Journal of Systems and Control Engineering. Volumen 221, Número 5.

[6] Dormido, S. Aranda, J. Díaz, J. M. Dormido-Canto, S. (2001) "Interactive educational environment for design by QFT methodology". 5th International Symposium on Quantitative Feedback Theory and Robust Frequency Domain Methods, Proceedings. pp 223-230, Pamplona.

[7] Ogata, Katsuhiko (2004). "Ingeniería de Control Moderna". Cuarta edición. España. Prentice Hall.

[8] Roca, Felip (1998). "Oleohidráulica Básica y Diseño de Circuitos". Primera edición. España. Edicions UPC.

[9] Bordons, Carlos y Camacho, Eduardo (2004). "Control Predictivo Pasado, Presente y Futuro". Revista Iberoamericana de Automática e Informática Industrial. Volumen 1, Número 3.

[10] Kuo, Benjamin (2005). "Sistemas de Control Automático". Séptima edición. México. Prentice Hall.

[11] García – Sanz, Mario (2006). "Quantitative Robust Control Engineering: Theory and Applications". Defense Technical Information Center.

[12] Díaz, J. M. Dormido, S. Aranda, J. (2005). "Interactive computer-aided control design using quantitative feedback theory: the problem of vertical movement stabilization on a high-speed ferry"

[13] Díaz, J. M. Dormido, S. Aranda, J. (2004). "SISO-QFTIT, una herramienta software interactiva para el diseño de controladores robustos usando la metodología QFT. Manual del usuario (Versión 1.0)"

[14] Hernández Sampieri, Roberto, Fernández, Carlos y Baptista Pilar(2003). "Metodología de la Investigación". México. Mc Graw Hill.

[15] Niksefat, N. Sepehri, N. (2001). "Designing Robust Force Control of Hydraulic Actuators Despite System and Environmental Uncertainties". IEEE Control Systems Magazine.

[16] G. D. Halikias, A. C. Zolotas, R. Nandakumar (2007) "Design of optimal robust fixed-structure controllers using the quantitative feedback theory approach". Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers – Part I – Journal of Systems & Control Engineering.

[17] Niksefat, N. Sepehri, N. (2000) "Design and Experimental Evaluation of a Robust Force Controller for an Electro – Hydraulic Actuator Via Quantitative Feedback Theory". Control Engineering Practice.

[18] Creus Sole, Antonio (2006) "Instrumentación Industrial". México. Alfaomega Grupo Editor.