

Tesis Doctoral

eman ta zabal zazu



Universidad
del País Vasco

Euskal Herriko
Unibertsitatea

**ANÁLISIS MECATRÓNICO DE ACCIONAMIENTOS DE
MÁQUINAS HERRAMIENTA TENIENDO EN CUENTA
LA FLEXIBILIDAD DE LA ESTRUCTURA**

Presentada por

D. Igor Ansoategui Belategui

en el

Departamento de Ingeniería Mecánica

perteneciente a la

Universidad del País Vasco

Euskal Herriko Unibertsitatea

Para la obtención del título de

Doctor Ingeniero Industrial

Dirigida por

Dr. D. Francisco Javier Campa

Mayo de 2017

“Lo que vale cuesta”

amama Felisa,

Legarrekoa

AGRADECIMIENTOS

Quiero dar las gracias a Fran, por empezar conmigo con una hoja en blanco, y por preguntarme si me gustaba lo que hacía.

A Jon Ander y a Carolina, los jóvenes estudiantes, por su generosidad, trabajo y buenos momentos compartidos.

A José Cortes y Leire de SNA Europa por abrirme las puertas de vuestra empresa. A Amaia Zugazagasti de Fagor Automation por las recomendaciones sobre temas de control, las conversaciones telefónicas. A Jon Mabe por su charla sobre sensores.

A compañeros de la Escuela como Ekaitz, Unai, Borja, Mikel, y Marisol, por acompañarme. A Isma por su alegría contagiosa en las comidas.

A Lourdes de la biblioteca por ser tan atenta, y buena profesional. Al conserje mayor Iñaki por estar siempre dispuesto a colaborar. Al resto de administrativos de Vitoria y Bilbo que de forma indirecta y directa han puesto su trabajo, su grano de arena en esta larga tarea.

A toda la sección departamental de Vitoria-Gasteiz, especialmente a Joseba Ortiz de Villalba nuestro gran maestro del taller y a Patxitxu mi compañero por estar a mi lado. A Amaia por su autenticidad, a Juan Arrugaeta por pensar siempre en el grupo, y sobre todo a mi amiga Ana.

A Osa por ser un fichaje, divertido y buena persona. A mi compañero y amigo Ugutz, por ser un referente en este mundo universitario.

A mis amigos de siempre Fer, Mikel, Javi, Gorka, Harriet, y Asiertxo.

Bereziki onenei: nere ama Margaritari, nere lehen entrenatzaile eta aita Jose Mariri ta Amaiatxo arrebari.

Legarrekeui. Amama, aiteita ta osaba Jose Luisi dakitena erakusteagatik ta laguntzagatik. Ignazio Zuloagako familiari osaba-izebei, Ioni eta Izarri.

Ta maite ditudan nere etxeko kuttunei, Mireia ta Niko.

Nere guraso ta tesi periodo honetan gogoratu naizen guztiei.

INDICE

1.	INTRODUCCIÓN	29
1.1	ORGANIZACIÓN DEL TRABAJO DE LA TESIS DOCTORAL.....	32
2.	ESTADO DEL ARTE.....	35
2.1	FUNDAMENTOS DE MECATRÓNICA.....	35
2.1.1	Definición, historia, aplicaciones y rama mecatrónica.....	35
2.1.2	Norma VDI 2206	41
2.2	MECATRÓNICA EN MÁQUINA-HERRAMIENTA.....	45
2.2.1	Mecatrónica en máquinas-herramienta de grandes dimensiones	49
2.3	ELEMENTOS QUE COMPONEN EL SISTEMA MECATRÓNICO	52
2.3.1	Accionamientos de avance.....	54
2.3.2	Elementos de medida: Encoders y reglas ópticas	68
2.3.3	Control de accionamientos	72
2.3.4	Estructura	94
2.4	MODELADO MECATRÓNICO DE ACCIONAMIENTOS.....	100
2.4.1	Modelo analítico	100
2.4.2	Modelo de EF de accionamientos husillo a bolas	124
2.5	MODELOS MECATRÓNICOS DE MÁQUINAS-HERRAMIENTA	128
2.5.1	Problemática identificada en las máquinas-herramienta grandes	131
2.6	CONCLUSIONES, PROBLEMÁTICA IDENTIFICADA Y ASPECTOS A MEJORAR	133
3.	ANÁLISIS MECATRÓNICO DE ACCIONAMIENTOS DE MÁQUINA HERRAMIENTA CON ESTRUCTURA FLEXIBLE.....	137
3.1	INTRODUCCIÓN.....	137
3.2	ANÁLISIS MECATRÓNICO DE ACCIONAMIENTOS DE AVANCE MEDIANTE MODELO	139
3.2.1	Modelado mecatrónico de un accionamiento de avance.....	139
3.2.2	Modelo dinámico de la planta de 2 gdl.....	140
3.2.3	Modelo de dinámico de la planta de varios grados de libertad.....	145

3.2.4	Aplicación a un accionamiento basado en husillo a bolas	147
3.2.5	Conclusiones.....	160
3.3	ANÁLISIS MECATRÓNICO DE ACCIONAMIENTOS DE MÁQUINAS-HERRAMIENTA TENIENDO EN CUENTA LA FLEXIBILIDAD DE LA ESTRUCTURA.....	160
3.3.1	Modelado dinámico	161
3.3.2	Modelo mecatrónico	165
3.3.3	Caso de estudio	166
3.3.4	Conclusiones.....	173
4.	VALIDACIÓN EXPERIMENTAL DE LOS MODELOS MECATRÓNICOS	177
4.1	VALIDACIÓN DEL MODELO MECATRÓNICO DE UN ACCIONAMIENTO DE AVANCE .	177
4.1.1	Banco de ensayos y metodología experimental	177
4.1.2	Identificación de la fricción y el amortiguamiento.....	180
4.1.3	Validación en el dominio de la frecuencia	182
4.1.4	Validación en el dominio del tiempo.....	186
4.2	VALIDACIÓN DEL MODELO MECATRÓNICO DE UN ACCIONAMIENTO DE UNA MÁQUINA HERRAMIENTA DESPLAZANDO UN CUERPO FLEXIBLE.....	190
4.2.1	Banco de ensayos y metodología experimental	190
4.2.2	Análisis modal experimental del elemento/cuerpo flexible	193
4.2.3	Validación en el dominio del tiempo.....	194
5.	PLANIFICACIÓN DEL MOVIMIENTO PARA LA REDUCCIÓN DEL ERROR RESIDUAL O SOBREDISPARO	201
5.1	ANÁLISIS DE LA VARIACIÓN DEL SOBREDISPARO CON EL JERK O EL TIEMPO DE ACELERACIÓN.....	204
5.1.1	Localización de las zonas de sobredisparo mínimo para un perfil de movimiento seno cuadrado	205
5.1.2	Localización de las zonas de sobredisparo mínimo para un perfil triangular en aceleración:	211
5.2	Discusión del modelo mecatrónico de Jean-Pierre Barre et al.	214
5.2.1	Simplificación del desarrollo matemático del error vibratorio.....	216

6.	CURVAS SOBREDISPARO VS. TIEMPO DE ACELERACIÓN O JERK.....	223
6.1	ENSAYOS PRELIMINARES.....	223
6.2	MEDICIÓN DEL SOBREDISPARO EN FUNCIÓN DEL JERK COMANDADO.....	225
6.2.1	Velocidad de avance igual a la velocidad máxima ($V_f=G_0$).....	225
6.2.2	Velocidad de avance mitad de la velocidad máxima ($V_f=G_0/2$)	231
6.3	CONCLUSIONES	233
7.	CONCLUSIONES Y LÍNEAS FUTURAS	237
7.1	CONCLUSIONES	237
7.2	LÍNEAS FUTURAS	241
8.	BIBLIOGRAFÍA	245

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1. 1. Centro de mecanizado horizontal y vertical de columna móvil Zayer [www.zayer.com]. Producto mecanizado turbina Kaplan para sector hidroeléctrico [www.talleresaratz.com].....	29
Figura 1. 2. Accionamiento tipo husillo a bolas de la empresa Shuton para aplicaciones de prensas e inyección de plástico. Sistema de recirculación de las bolas [www.shuton.com].....	29
Figura 1. 3. Influencia de la flexibilidad de la columna en el error de la punta de la herramienta. x1: Posición en el encóder del motor, x2: Posición medida en el encóder lineal, x3: posición real en la punta de la herramienta.....	31
Figura 2. 1 Representación esquemática de la fusión tecnológica para la mecatrónica. a) O. Kaynak (1996), b) Rensselaer Polytechnic Institute.....	36
Figura 2. 2 Ejemplos de algunas aplicaciones mecatrónicas.....	40
Figura 2. 3. Encabezado de la Norma VDI 2206.	41
Figura 2. 4 Modelo en forma de V en el nivel macro (Gausemeier, Jürgen y Moehringer, Stefan 2003).	42
Figura 2. 5. Procediendo con varios pasos (macrociclos) y el aumento de la madurez del producto (Gausemeier, Jürgen y Moehringer, Stefan 2003).	43
Figura 2. 6. Simulación integrada de máquina-herramienta, pieza y proceso (Altintas et al. 2005).	46
Figura 2. 7. Comparación del proceso de diseño tradicional y el proceso de diseño mediante prototipos virtuales (Altintas et al. 2005).	47
Figura 2. 8. Desarrollo integrado de máquinas-herramienta con prototipos virtuales(Altintas et al. 2005).	48
Figura 2. 9. Máquinas-herramientas de grandes dimensiones. a)Tornos verticales de grandes dimensiones con mesa desplazable Pietro Carnaghi, b) Torno de bancada inclinada WFL, c) Centro de mecanizado puente con travesaño fijo y mesa móvil Zayer.	50
Figura 2. 10. Fresadoras de grandes dimensiones. a) Columna móvil, modelo Magna de Nicolas Correa, b) Máquina Waldrich- Coburg con accionamiento piñon-cremallera.....	52
Figura 2. 11. Elementos de un sistema mecatrónico.	53

Figura 2. 12. Tipos de accionamiento de avance para máquina-herramienta. a) Husillo de bolas laminado WMH Herion, b) Piñón-cremallera Redex, para máquina DMG. c) Accionamiento para eje rotativo, d) Motor lineal Sodick, e) Torque motor Heidenhain.	55
Figura 2. 13. Esquema de un accionamiento con husillo a bolas.....	56
Figura 2. 14. Cargas en el husillo cuando la tuerca junto a la mesa se mueve axialmente.	58
Figura 2. 15. Contacto entre husillo-bolas-tuerca, con forma de arco gótico en ranuras. K_T : rigidez en la intersección husillo-tuerca.	58
Figura 2. 16. Fresadora de gran dimensión DMG, con accionamiento piñón-cremallera Redex. a) Máquina, b) Vista longitudinal cremallera, c) Accionamiento piñón cremallera con dos motores.	61
Figura 2. 17. Componentes de un motor lineal.....	63
Figura 2. 18. Comparación de capacidades de aceleración entre accionamiento husillo a bolas y motor lineal. WFL (Altintas et al. 2011).	63
Figura 2. 19. Dos conceptos mecánicos asociados a multitasking: torretas de motor integrado y motores de par para ejes rotativos, sistema trifix de DMG-MORI («www.dmgmori.com.»).....	65
Figura 2. 20. Accionamiento para eje rotativo.....	66
Figura 2. 21. Motor de par. a) Construcción, b) Distintas gamas.....	67
Figura 2. 22. Reglas lineales. a) Regla óptica lineal (X. Yang et al. 2015), b) Encóderes lineales magnéticos Magnescale Co., Ltd. Imagen superior absoluto, e imagen inferior incremental. ..	69
Figura 2. 23. a) Encoders rotatorios, b) Exploración fotoeléctrica para un encóder rotatorio y un encóder lineal. (Cortesía de Fagor Automation).....	71
Figura 2. 24. Encoders rotatorios de retícula escalar (Das et al. 2016).	72
Figura 2. 25. Estructura general de un sistema de control.	73
Figura 2. 26. Modelo de control en cascada para accionamientos lineales.	74
Figura 2. 27. Integración funcional mediante la armonización de los límites de los sistemas estructurales y funcionales («www.isw.uni-stuttgart.de»).	76
Figura 2. 28. Diagrama de bloques en serie de filtros de sistemas mecatrónicos.....	81
Figura 2. 29. Diagrama de bloques de la comunicación después del control mecatrónico.....	82
Figura 2. 30. Siete filtros comunes en sistemas de control (Ellis 2012).	82
Figura 2. 31. Tipos de perfiles del generador de trayectorias.....	84
Figura 2. 32. Sobredisparos en ejes de avance. a) En función del jerk comandado (Zulaika, Juan José; Ander Altamira, Jon 2005). b) En función del tiempo de aceleración (Barre et al. 2005). ..	87
Figura 2. 33. Modelo mecatrónico con a) perturbación interna de fricción y b) perturbación externa de corte.....	88

Figura 2. 34. Tipos de perturbaciones habituales. a) Fricción entre dos superficies. b) Arranque de viruta.	89
Figura 2. 35. Modelo de accionamiento flexible usado en el diseño del controlador (A. Kamalzadeh y Erkorkmaz 2007).	91
Figura 2. 36. Modelos de fricción: a) Modelo de Coulomb+ fricción viscosa b) Modelo estático+ Coulomb+ fricción viscosa, y c) Modelo viscoso negativo+ Coulomb+ fricción viscosa (fricción Stribeck)(Bryan Armstrong-Hélouvry, Pierre Dupont, y Carlos Canudas De Wit 1994).	91
Figura 2. 37. a)Esquema de la relación fuerza-desplazamiento del ensayo (of the stage). b) Modelo dinámico y relación fuerza-desplazamiento del ensayo para las tres regiones.	92
Figura 2. 38. Estructuras de máquinas. a) Rectificando el bastidor de granito, b) Cama en hierro dúctil de Alzmetall, c) Estructura de la máquina K&M.	95
Figura 2. 39. Componentes estructurales y combinación de variantes parametrizadas en el sistema MECOMAT (Van Brussel et al. 2001).	96
Figura 2. 40. Tres estructuras de la máquina. a) Columna fija estructura tipo C. b) Columna con carnero, estructura tipo C. c) Pórtico con desplazamiento de travesaño,y todos los movimientos en la herramienta. (L. Norberto López de Lacalle y Lamikiz 2009).	97
Figura 2. 41. Ejemplo de análisis de deformación estática. Espacio de trabajo: 1m x 1m x 1m, constantes de rigidez 10^9 N/m, y fuerza de corte $F=1000$ N, $M=500$ Nm. (Van Brussel et al. 2001).	98
Figura 2. 42. Modos de vibración de la estructura de la máquina a las frecuencias de 54 Hz, 81 Hz y 109 Hz. (Kolar, Sulitka, y Janota 2011).	99
Figura 2. 43. Desde el modelo original al biónico (Zhao et al. 2008).	100
Figura 2. 44. Accionamiento analizado como un sistema puramente inercial. a) Reducido a un eje lineal, b) Reducido a un eje rotativo.	102
Figura 2. 45. Modelo inercial del accionamiento husillo a bolas en Matlab-Simulink.	103
Figura 2. 46. Respuesta de un modelo inercial de parámetros concentrados.	105
Figura 2. 47. Bode del lazo cerrado de velocidad de un modelo inercial (Vesely, J. 2009).	106
Figura 2. 48. Modelos de parámetros concentrados de los modos pre y post actuador (Barre et al. 2005)	107
Figura 2. 49. Esquema de parámetros concentrados del accionamiento. a) Representación física, b) Modelo estándar de 2 gdl, reducido al eje de la carga (arriba) y reducido al eje del motor (abajo).	108
Figura 2. 50. Modelo mecatrónico de 2 gdl de un accionamiento en Simulink.	108
Figura 2. 51. Modelo de 2 gdl en lazo abierto, y coordenadas absolutas. Respuesta de un modelo de 2 gdl de parámetros concentrados.	113

Figura 2. 52. Valores de posición, velocidad, aceleración y jerk comandados y reales de una simulación.	114
Figura 2. 53. Superposición de valores cinemáticos a distintos avances.....	115
Figura 2. 54. Posiciones y error de seguimiento de una simulación con generador.	116
Figura 2. 55. Valores entre los bloques del lazo de un regulador: Intensidad, par motor, y velocidad angular en el eje del motor.....	117
Figura 2. 56. Diagramas Bode de las funciones de transferencia primaria y secundaria.	118
Figura 2. 57. Diagramas Bode de las funciones de transferencia del lazo cerrado de velocidad (LCV) y el lazo cerrado de posición (LCP).	119
Figura 2. 58. Esbozo de la transmisión de una máquina-herramienta de grandes dimensiones. Modelo lineal general de la transmisión. (Magnani y Rocco 2010).	120
Figura 2. 59. Diagrama Bode de la función de transferencia primaria y secundaria del modelo de N gdl.	123
Figura 2. 60. a) Modelo de EF de accionamiento y estructura. b) Modelo mecatrónico de la máquina (Vesely, J. 2009).....	130
Figura 2. 61. Estructura estado-espacio del modelado de un sistema mecánico (Neugebauer et al. 2012).	131
Figura 2. 62. Influencia de la flexibilidad de la columna en el error de la punta de la herramienta. x1: Posición en el encóder del motor, x2: Posición medida en el encóder lineal, x3: posición real en la punta de la herramienta.....	132
Figura 3. 1. Esquema de las aportaciones.....	138
Figura 3. 2. Modelo mecatrónico de 2 gdl en parámetros concentrados de un accionamiento.	139
Figura 3. 3. Modelo de parámetros concentrados de un sistema mecánico de 2 gdl.	140
Figura 3. 4. Diagramas Bode de las funciones de transferencia primaria y secundaria.	143
Figura 3. 5. Modelo de parámetros concentrados de un sistema mecánico de 2 gdl con bloqueo de la primera masa.....	143
Figura 3. 6. Modelo de parámetros concentrados de N gdl en serie: traslación y rotacional..	145
Figura 3. 7. Diagrama Bode de la función de transferencia primaria y secundaria del modelo de N gdl.	147
Figura 3. 8. Banco de ensayos del accionamiento husillo a bolas.....	148
Figura 3. 9. Modelo de parámetros concentrados de N gdl del accionamientos husillo a bolas.	149

Figura 3. 10. Tipos de diagrama y modelos de un accionamiento husillo a bolas	154
Figura 3. 11. Vista longitudinal conjunto husillo-tuerca y rigidez torsional husillo en función de la posición de la mesa.	155
Figura 3. 12. Resultado de la matriz modal.....	157
Figura 3. 13. Diagramas Bode de los modelos. a) Función de transferencia primaria FT_1 , b) Función de transferencia secundaria FT_2 , c) Ancho de banda del lazo de posición FT_{LCP}	158
Figura 3. 14. Comparativa resultados entre modelos de dos y N gdl. $V_f=30$ m/min y carrera 100 mm.	159
Figura 3. 15. Resumen del análisis modal de un accionamiento husillo a bolas, comparando modelos mecatrónicos de 2 y N gdl.	160
Figura 3. 16. Esquema de parámetros concentrados del modelo de 3 gdl.....	161
Figura 3. 17. Modelo mecatrónico de 3 gdl de un accionamiento de una máquina-herramienta flexible.....	166
Figura 3. 18. Banco de ensayos con una masa flexible sobre un accionamiento husillo a bolas.	167
Figura 3. 19. Modelo de parámetros concentrados del banco de ensayos. a) modelo de N=8 gdl, b) modelo equivalente de 3 gdl.....	168
Figura 3. 20. Modelo de 3 gdl en Simulink.....	168
Figura 3. 21. Resultado de la matriz modal.....	169
Figura 3. 22. Diagramas Bode de FT_1 y FT_2	170
Figura 3. 23. Diagramas Bode de FT_3 y el lazo cerrado de posición.....	171
Figura 3. 24. Par motor, velocidad angular motor y posición mesa y masa flexible.....	172
Figura 3. 25. Valores cinemáticos en el dominio del tiempo	173
Figura 4. 1. Banco de ensayos del accionamiento.	177
Figura 4. 2. Instrumentación para mediciones accionamiento.....	179
Figura 4. 3. Captura de la pantalla del osciloscopio del CNC. Velocidad comandada y comando de par motor.	180
Figura 4. 4. Comparación del par motor experimental y par motor comandado del modelo. Carrera ida (aceleración y deceleración).....	181
Figura 4. 5. Distintos pares experimentales a varia velocidades de avance, carrera 100 mm y tiempo de muestreo de 4 ms. Carrera ida con aceleración y estabilización.	181
Figura 4. 6. Curva de regresión entre la relación par consumido y velocidad angular del motor.	182

Figura 4. 7. Diagramas Bode de los modelos. a) Función de transferencia primaria FT_1 , b) Función de transferencia secundaria FT_2 , c) Ancho de banda del lazo de posición FT_{LCP}	183
Figura 4. 8. Situación del útil-abrazadera, lugar del impacto del martillo y posición de los acelerómetros.	184
Figura 4. 9. Resultados del análisis modal experimental a distintas posiciones del acelerómetro.	185
Figura 4. 10. Modelo N gdl y curvas experimentales. $V_f=7$ m/min y Δx 100mm. Caso $V_{max}=V_f$	187
Figura 4. 11 Modelo N gdl y curvas experimentales. $V_f=22$ m/min y Δx 100mm. Caso $V_{max}=V_f$	187
Figura 4. 12. Modelo 2 gdl y curvas experimentales. $V_f=7$ m/min y Δx 100 mm. Caso $V_{max}=V_f$	188
Figura 4. 13. Modelo 2 gdl y curvas experimentales. $V_f=30$ m/min y Δx 100 mm. Caso $V_{max}<V_f$	189
Figura 4. 14. a) Fresadora de grandes dimensiones de columna móvil, modelo Magna («www.correa.es») b) Banco de ensayos con una masa flexible sobre un accionamiento husillo a bolas. c) Detalle masa flexible encima de la mesa del accionamiento.	191
Figura 4. 15. Instrumentación para mediciones máquina.	192
Figura 4. 16. Resultados del análisis modal experimental en la caracterización del elemento flexible. a) Bode de la función de transferencia, b) Parte real e imaginaria de la función de transferencia.	193
Figura 4. 17. a) Fotografía representando el sistema interferométrico laser lineal instalado en la mesa del banco de ensayos.b) Retroreflector instalado en lo alto de la estructura.	195
Figura 4. 18. Curvas de posición y error de seguimiento para varias condiciones de trabajo. De arriba a abajo: a) $V_f = 30000$ mm/min y $\Delta x = 400$ mm, b) 30000 mm/min y 100mm, c) 15000 mm/min y 100 mm, d) 7000 mm/min y 100 mm, y e) 7000 mm/min y 20 mm.	196
<i>Figura 4. 19. Error de seguimiento en mesa y masa flexible. $V_f = 7000$ mm/min y $\Delta x = 100$ mm.</i>	<i>197</i>
Figura 5. 1. Esquema de las aportaciones II.	201
Figura 5. 2. Influencia de la flexibilidad de la columna en el error de la punta de la herramienta. x1: Posición en el encóder del motor, x2: Posición medida en el encóder lineal, x3: posición real en la punta de la herramienta.	202
Figura 5. 3. Diagrama de un comando de posición.	203

Figura 5. 4. Sobredisparo vs. jerk, 2 gdl y 3 gdl.....	203
Figura 5. 5. Sobredisparo frente al tiempo de aceleración ó jerk comandado. Casos de Vf=15 y 30 m/min.....	205
Figura 5. 6. Perfil de velocidad en función del tiempo de aceleración y el tiempo final del tramo de aceleración en el perfil comandado.....	205
Figura 5. 7. Perfiles del generador de trayectorias seno cuadrado en velocidad.....	206
Figura 5. 8. Cuatro secuencias de tiempos de finales en curvas de aceleración en función del tiempo y frecuencia, para generador de trayectorias seno cuadrado en velocidad.	208
Figura 5. 9. Relación tiempo de aceleración vs frecuencia natural del sistema, para perfil seno cuadrado en velocidad.....	210
Figura 5. 10. Relación jerk máximo comandado vs frecuencia natural del sistema, para perfil seno cuadrado en velocidad.	210
Figura 5. 11. Perfil de un generador de trayectorias tipo triangular en velocidad.....	211
Figura 5. 12. Cuatro secuencias de tiempos finales para curvas de aceleración en función del tiempo y frecuencia. Generador de trayectorias triangular en aceleración.....	212
Figura 5. 13. Relación tiempo de aceleración vs frecuencia natural del sistema, para perfil triangular en aceleración.	213
Figura 5. 14. Relación jerk máximo comandado vs frecuencia natural del sistema, para perfil triangular en aceleración.	213
Figura 5. 15. Modelos mecatrónicos que tienen en cuenta la elasticidad estructural de la máquina (Ansoategui et al. 2016) vs (Barre et al. 2005).....	215
Figura 5. 16. Representación del error vibratorio según Barre et al. mediante diagrama de bloques.....	216
Figura 5. 17. Tres modelos mecatrónicos comparados.	217
Figura 5. 18. Diagramas de Bode de la FT global de los tres modelos: Posición estructura/ posición comandada.	218
Figura 5. 19. Respuesta a una función escalón en los modelos.....	219
Figura 6. 1. Esquema medición mediante regla óptica y sistema interferómetro-láser para medición de desplazamiento lineal.....	223
Figura 6. 2. Sobredisparo Δs de mesa y masa flexible, dependiendo del jerk máximo comandado.....	224
Figura 6. 3. Sobredisparo en función del tiempo de aceleración del modelo 3 gdl, modelo 2 gdl y experimental a Vf= 30 m/min y carrera de 400 mm.....	226

Figura 6. 4. Posición experimental del elementos flexible, con ensayo que da un elevado sobredisparo (E1), sobredisparo mínimo en valle (E2), y en el primer pico (E3).....	227
Figura 6. 5. Posición, velocidad, aceleración y jerk experimental en elemento flexible, cuando $V_f=30$ m/min.	228
Figura 6. 6. Razones por las escoger un jerk comandado máximo.	229
Figura 6. 7. Jerk comandado, jerk ejecutado y jerk filtrado.....	230
Figura 6. 8. Sobredisparo en función del tiempo de aceleración del modelo 3 gdl, modelo 2 gdl y experimental a $V_f= 15$ m/min y carrera de 400 mm.....	231
Figura 6. 9. Posición experimental del elementos flexible, con ensayo que da sobredisparo máximo (punto E1, $t_{acc}=25$ ms), sobredisparo mínimo en valle (punto E2, $t_{acc}=190$ ms), y en el primer pico (punto E3, $t_{acc}=235$ ms).....	232
Figura 6. 10. Posición, velocidad, aceleración y jerk experimental en elemento flexible, cuando $V_f=15$ m/min y carrera de 400 mm.....	233

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 2. 1. Aceleración y jerk máximos comandados para distintos perfiles del generador.....	86
Tabla 2. 2. Modos de diseñar los componentes de accionamientos husillo a bolas para MEF.	125
Tabla 2. 3. Conjunto accionamiento y simulación.	126
Tabla 3. 1. Frecuencia, amortiguamiento relativo y funciones de transferencia de modelos de 2 gdl en coordenadas modales.	144
Tabla 3.2. Resumen de las rigideces e inercias de los componentes.....	154
Tabla 3.3. Coeficientes de los numeradores y denominadores de las funciones de transferencia en coordenadas naturales.....	163
Tabla 3.4. Componentes de rigidez e inercias, y equivalencias al modelo de 3 gdl	167
Tabla 4. 1. Parámetros del control	178
Tabla 4. 2. Frecuencias naturales de los modelos analíticos y resultados experimentales.....	184
Tabla 4. 3. Resumen de los parámetros dinámicos por la caracterización del cuerpo flexible.	194
Tabla 5. 1. Resumen de valores óptimos de parámetros de control: tiempo de aceleración, aceleración y jerk, para distintos perfiles del generador.....	214

NOMENCLATURA

x_1	Posición en el encoder del motor
x_2	Posición en la regla óptica
x_3	Posición en la punta de la herramienta
MEF	Modelo de Elementos Finitos
ASME	The American Society of Mechanical Engineers
IEE	Institute of Electrical and Electronics Engineers
VDI Engineers	Verein Deutscher Ingenieure, the Association of German
ISI	International Statistical Institute
ABS	Antiblockiersystem
ESP	Elektronisches Stabilitätsprogramm
ICED	International Conference on Engineering Design
PLC	Programmable Logic Controller
E/S	Entradas y salidas
TCP	Tool Center Point
HSC	High Speed Center
HPC	High performance computing
A, B, C	Ejes rotativos de máquina herramienta
DIN	Deutsches Institut für Normung
M	Momento del eje de un servomotor
M_t	Momento torsional de un husillo de una accionamiento en el lugar de la tuerca
F_t	Fuerza equivalente de M_t
F_a	Fuerza de avance de la tuerca al eje
R_H	Radio del husillo
p	Paso del husillo

R_{1X}, R_{2X}	Fuerzas de reacción del cojinete de un accionamiento husillo a bolas
K_v	Ganancia de proporcional del lazo de posición
EMO	Exposición internacional de trabajos del metal
CM	Centro de Mecanizado
PPRR	Centro de Mecanizado de 5 ejes (3 primeros ejes prismático, 2 últimos rotativos)
CA	Corriente Alterna
P	Posición de la mesa de un accionamiento
P_{real}	Posición real de la mesa de un accionamiento
$\Delta\varepsilon$	Error de posición
LED	Light-emitting diode
FLWE	Error de seguimiento de un eje en un control
CNC	Control numérico computarizado
P	Control Proporcional
K_p	Ganancia proporcional de un lazo de velocidad en un control
T_i	Tiempo integral de un regulador de un control
PID	Control Proporcional, Integral y Derivativo
K_t	Ganancia proporcional del par
FFV	Control FeedForward en Velocidad
f_n	Frecuencia natural
BW_{LCV}	Ancho de banda (BandWidth) del lazo cerrado de velocidad
BW_{LCP}	Ancho de banda (BandWidth) del lazo cerrado de posición
SMC	Sliding Mode Control. Control en modo deslizamiento
ABSMC	Adaptative Backstepping de SMC
RL	Reinforcement Learning
ASMC	Adaptative Sliding Mode Control

DADSC	Controlador de deslizamiento de perturbación adaptativa en tiempo discreto
SISO	Sistema de una entrada y una salida, en ingeniería de control
SIMO	Sistema de una entrada y múltiples salidas, en ingeniería de control
MCDADSC	Controlador DADSC para un modo de compensación SIMO
MTEF	Filtros de mínimo error de seguimiento
LPV	Teoría de control de variación lineal de parámetros
FPB	Filtro paso bajo
ADC	Convertidor analógico-digital
EMI	Electro Magnetic Interference
FIR	Finite Impulse Response
IIR	Infinite Impulse Response
DAC	Convertidor digital-analógico
f_s	Frecuencia de muestra
t_{acc}	Parámetro de control de tiempo de aceleración
τ	Par efectivo del eje del motor
τ_m	Par motor
τ_d	Par de perturbación
b_1	Fricción viscosa en las guías lineales
b_2	Fricción viscosa en los cojinetes
d	Fricción no-lineal del sistema
c	Coeficiente de amortiguamiento (por ejemplo precarga inducida en la tuerca)
J	inercia
τ_{Fc}	Par debido a la fuerza de Coulomb
F_s	Fricción estática
F_v	Fricción viscosa

\dot{x}_s, δ	Parámetros empíricos
ξ_i	i-ésimo amortiguamiento relativo
c_i	i-ésimo coeficiente de amortiguamiento
Δf	Incremento de frecuencia en análisis modal experimental
C, G	Formas estructurales de máquinas fresadoras
EF	Elementos finitos
ACC/DEC	Tipo de control aceleración/deceleración
gdl	Grados de libertad
N	Caso de modelos de N gdl (más de 2 gdl)
J_{eq}	Inercia equivalente de un modelo inercial
M	Masa de la mesa de un modelo inercial
J_A	Inercia del acoplamiento
J_H	Inercia del husillo
J_m	Inercia del motor
J_R	Inercia de la reductora
i_R	Factor de reducción
f	Fuerza del motor
M_{eq}	Masa equivalente de un modelo inercial
ω	Velocidad angular del motor
c_m	Amortiguamiento en el motor
x_1, θ_1	Posición lineal y angular del motor en modelo de 2 gdl
x_2	Posición lineal de la carga en modelo de 2 gdl
ZOH	Función de muestreo Zero Order Hold
FT_1	Función de transferencia primaria
FT_2	Función de transferencia secundaria
k	Rigidez equivalente de un modelo de 2 gdl
ω_2	Primera frecuencia natural de un modelo de 2 gdl

m_1	Masa del rotor de un modelo de 2 gdl
m_2	Masa del elemento de carga de un modelo de 2 gdl
D	Matriz dinámica cuadrada
m_T	Masa total de un sistema de 2 gdl
r_m	Relación de inercias de un modelo de 2 gdl
$[\Phi]$	Matriz de modos
ϕ_{ij}	Componente de gdl i-ésimo del vector modal j-ésimo
A, B, C, D	Matrices de una representación en espacio de estados
$u(t)$	Entradas de una representación en espacio de estados
$y(t)$	Salidas de una representación en espacio de estados
λ	Valores propios
I	Matriz identidad
v_t	Valores de tiempo para un generador de corriente en Simulink
v_i	Valores de intensidad para un generador de corriente en Simulink
V_f	Velocidad de avance programada en el control
ω_m	Velocidad angular del eje del motor de un modelo mecatrónico
FFT	Fast Fourier Transformation
ω_{2r1}	Frecuencia del segundo cuerpo de un modelo de 2 gdl, suponiendo primer cuerpo bloqueado
LCP	Lazo cerrado de posición
LCV	Lazo cerrado de velocidad
$FT_{1,2}, FT_{2,3}, \dots, FT_{(n-1),n}$	Funciones de transferencia secundarias fraccionadas de un modelo de N gdl
ω_i	i-ésima frecuencia modal
δ	Posición en coordenadas modales
g	Fuerza en coordenadas modales
ξ_{2r1}	Amortiguamiento relativo del elemento de carga cuando se bloquea el elemento motriz de un modelo de 2 gdl

$x_1, x_2, \dots, x_{n-1}, x_n$	Grados de libertad lineales de un modelo de N gdl
$\theta_1, \theta_2, \dots, \theta_{n-1}, \theta_n$	Grados de libertad angulares de un modelo de N gdl
$k_1, k_2, \dots, k_{n-1}, k_n$	Parámetros de rigidez de un modelo de N gdl
$c_1, c_2, \dots, c_{n-1}, c_n$	Parámetros de amortiguamiento de un modelo de N gdl
$m_1, m_2, \dots, m_{n-1}, m_n$	Masas de los elementos de un modelo de N gdl
$J_1, J_2, \dots, J_{n-1}, J_n$	Inercias de los elementos de un modelo de N gdl
k_{ai}, k_{ti}	Coefficiente de rigidez axial y torsional del elemento i-ésimo de la cadena de transmisión
c_{ai}, c_{ti}	Coefficiente de amortiguamiento axial y torsional del elemento i-ésimo de la cadena de transmisión
q	Coordenadas de los gdl
$[J], [C], [K]$	Matrices de inercia, amortiguamiento y rigidez
G	Módulo cortante
J	Momento de inercia torsional
L	Longitud de la barra
E	Módulo de Young
A	Sección transversal
I	Momento de inercia axial
k_{aC}, k_{aCT}	Rigidez axial del cojinete frontal y el cojinete trasero
k_{aH1}, k_{aH2}	Rigidez axial del husillo lado cojinete frontal y posición de la tuerca, y posición de la tuerca y cojinete trasero.
k_{aT}, k_{aST}	Rigidez axial tuerca y soporte tuerca
x'	Posición de la tuerca respecto al empotramiento del cojinete frontal
V_i	Vector propio i-ésimo
n_i, d_i	Coefficiente i-ésimo del numerador y denominador
f_d	Fuerza de perturbación
FT_3	Función de Transferencia terciaria
ω_{irjk}	Frecuencia natural del grado de libertad i por el bloqueo de j y k

a_1, a_2	Términos constantes de la matriz modal para modelo de N=3 gdl
e_x	Error de seguimiento del eje X
e_ω	Error de seguimiento en velocidad angular
ω_0	Comando de velocidad angular
I_0	Comando de corriente
x_0	Consigna de posición
FT_1', FT_2' y FT_3'	Funciones de transferencia primaria, secundaria y terciaria convertidas a la unidades del modelo mecatrónico
k_1, k_2	Rigidez de la transmisión y el elemento estructural en un modelo mecatrónico de 3 gdl
m_1, m_2, m_3	Masa del motor, de la transmisión y del elemento estructural en un modelo mecatrónico de 3 gdl
m_8, c_{a8}, k_{a8}	Masa, amortiguamiento y rigidez del elemento estructural en el modelo mecatrónico de 8 gdl
H1, H2, H3	Dirección de impacto del martillo para análisis modal experimental (flexión, torsión y axial)
A1, A2, A3	Lugar de acelerómetro para lectura de vibración (modos flexión, torsión y axial)
x, v, a, j	Posición, velocidad, aceleración y jerk
V_{max}	Velocidad máxima alcanzada del eje
f_{21}, f_{22}	Picos de frecuencia de la parte real del análisis modal experimental
Δs	Sobredisparo del eje
t_f	Tiempo final del tramo de aceleración necesario para alcanzar la velocidad de avance V_f en el eje
t_v	Tiempo del tramo estacionario de velocidad constante V_f
G_0	Velocidad máxima que puede alcanzar el eje
$t_{acc, \Delta s \approx 0}, a_{\Delta s \approx 0}, j_{\Delta s \approx 0}$	Valores de tiempo de aceleración, aceleración y jerk comandado que minimizan el sobredisparo
X_{SR}	Posición de sólido rígido
FT_{SR}	Función de transferencia de sólido rígido

ϵ_{vib}	Error dinámico vibratorio o oscilatorio
ϵ_{SR}	Error dinámico de sólido rígido
ϵ_{total}	Error dinámico total

1. Introducción

1. INTRODUCCIÓN

En los últimos años, el crecimiento de los sectores de energías renovables, ferrocarril, aviación, plataformas marinas, la energía de fusión en grandes plantas científicas, etc. ha requerido el desarrollo de máquinas-herramienta de escala convencional y grandes dimensiones. Para dar servicio a dichos sectores se requiere de máquinas-herramienta como pueden ser prensas, tornos o fresadoras. En líneas generales, una máquina-herramienta consta de tres partes fundamentales: accionamientos de avance y herramienta, parte estructural de la máquina y el control. Los accionamientos de avance de una máquina-herramienta se ocupan de dar movimiento a los ejes de las máquinas según sus grados de libertad.



Figura 1. 1. Centro de mecanizado horizontal y vertical de columna móvil Zayer [www.zayer.com]. Producto mecanizado turbina Kaplan para sector hidroeléctrico [www.talleresaratz.com].



Figura 1. 2. Accionamiento tipo husillo a bolas de la empresa Shuton para aplicaciones de prensas e inyección de plástico. Sistema de recirculación de las bolas [www.shuton.com].

En cuanto, a la mecatrónica, se trata de una disciplina de ingeniería que aparece como respuesta a la necesidad de integrar tecnologías para el diseño de productos tecnológicamente avanzados. Existe un consenso general para describir la mecatrónica como “una disciplina integradora que se basa en la aplicación de conceptos de la ingeniería mecánica, electrónica y tecnologías de la información para diseñar productos, procesos y sistemas avanzados” Dinsdale (1989). Por tanto, constituye un enfoque que subraya la necesidad de una integración y una interacción entre distintas ramas de la ingeniería. Por ello, se puede afirmar que el diseño de un accionamiento de máquina-herramienta actual pertenece a la disciplina de la mecatrónica.

Este trabajo está orientado principalmente al análisis de accionamientos de máquinas herramienta destinadas sobre todo a la fabricación en arranque de viruta, como al ejemplo de la Figura 1. 1. Aquí se representa un centro de mecanizado de grandes dimensiones con columna móvil de la marca Zayer, la empresa Aratz utiliza este tipo de máquina donde una de sus aplicaciones es el mecanizado de turbinas Kaplan para el sector hidroeléctrico. Pero la metodología de esta tesis podría servir para otro tipo de máquinas-herramienta como son las prensas, aplicaciones de inyección de plástico y otras aplicaciones en las que se requieren accionamientos de husillo de alta dinámica y alta carga como por ejemplo los husillo a bolas de la marca Shuton como se muestra en la Figura 1. 2. El caso estudiado en esta tesis se ha basado en accionamientos husillos a bolas, pero los modelos desarrollados podrían servir también para otro tipo de accionamiento, como pueden ser los motores lineales.

En las últimas décadas se ha realizado un profundo esfuerzo para investigar el comportamiento mecatrónico a través del modelado. Cuanto más complejo y detallado sea el modelo más realista será la simulación, si es correcta la interpretación de los parámetros dinámicos, y se podrá realizar el mejor diseño. Las especificaciones que deben garantizarse en la etapa de diseño son generalmente la precisión siguiendo la trayectoria programada de la herramienta, la robustez contra las perturbaciones como las fuerzas de corte y, aceleración y jerk para realizar movimientos complejos de forma productiva.

En cuanto a los diseñadores de máquinas grandes, el desafío principal es garantizar la precisión en el movimiento de la punta de la herramienta en todo el espacio de trabajo, debido a sus grandes pesos y el uso de elementos estructurales de grandes voladizos como columnas o carneros. Como consecuencia, aparecen algunos problemas. Por ejemplo, estas máquinas tienen bajas frecuencias naturales, lo cual significa que sufren chatter durante el fresado. Estos también necesitan ser calibrados en espacios de trabajo muy grandes, para compensar las flexiones debido a su propio peso. También, se presentan problemas térmicos y deben ser compensados,

especialmente en máquinas que trabajan en climas tropicales bajo relativamente altos gradientes de temperatura ambiente. Finalmente, la combinación de las frecuencias naturales y las fuerzas inerciales grandes complican el control de la posición en la punta de la herramienta, cuando la máquina intenta ejecutar movimientos moderadamente complejos.

Este trabajo está enfocado en el último problema, que es el control de posición en la punta de la herramienta para máquinas medianas y grandes. En estas máquinas, la localización de los encoders (x_1) y reglas ópticas (x_2) empleados para controlar la posición están muy lejos de la punta de la herramienta (x_3), ver Figura 1. 3, lo cual significa que la flexión de los elementos estructurales debido a las fuerzas inerciales deriva en un error de seguimiento que debe ser minimizado. Esto puede hacerse desde la etapa de diseño, usando modelos mecatrónicos para analizar la transmisión mecánica y el rendimiento dinámico de la estructura.

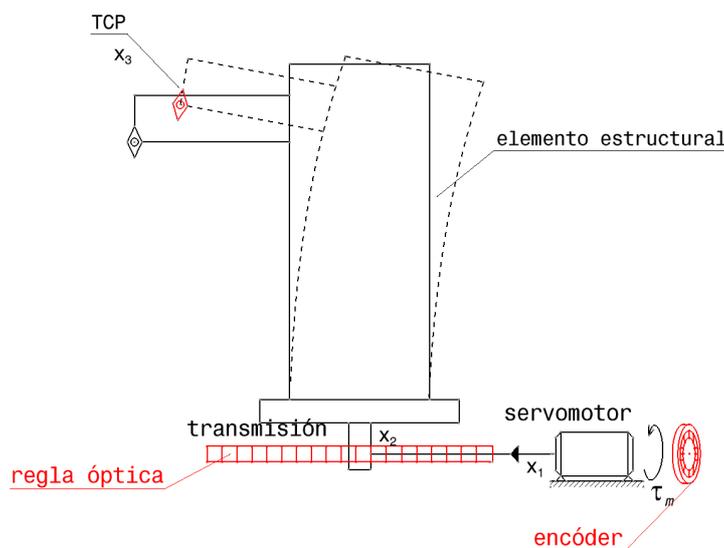


Figura 1. 3. Influencia de la flexibilidad de la columna en el error de la punta de la herramienta. x_1 : Posición en el encoder del motor, x_2 : Posición medida en el encoder lineal, x_3 : posición real en la punta de la herramienta.

Este trabajo presenta un modelo mecatrónico de 3gdl de un accionamiento, y analiza la influencia de los parámetros del control en el error de posicionamiento considerando la flexibilidad de la transmisión y de los elementos estructurales de la máquina. El análisis se ha validado experimentalmente simulando la flexibilidad de una máquina-herramienta en un banco de ensayos con una masa situada sobre dos placas finas en voladizo sujetas a la mesa de un accionamiento con husillo a bolas y control Fagor 8035 situado en el taller Máquina herramienta del Departamento de Ingeniería Mecánica de la UPV/EHU.

1.1 ORGANIZACIÓN DEL TRABAJO DE LA TESIS DOCTORAL

Con el fin de abordar de una manera estructurada los objetivos tecnológicos que se han presentado en el apartado anterior, el presente trabajo de Tesis Doctoral se ha estructurado de la siguiente manera:

Capítulo 2: En este capítulo se ha presentado el estado del arte que analiza los fundamentos mecatrónicos, la mecatrónica en máquina-herramienta, los elementos que componen el sistema mecatrónico, el modelado mecatrónico de accionamientos, modelos mecatrónicos de máquinas-herramienta, para terminar con la problemática identificada y aspectos a mejorar.

Capítulo 3: En este capítulo se desarrollan las aportaciones del análisis mecatrónico de accionamientos de avance desplazando estructuras de rigidez limitada como es el caso de las grandes máquinas herramienta.

Capítulo 4: Se realiza una validación experimental de las aportaciones del capítulo anterior, en cuanto al modelado del accionamiento y la integración de la flexibilidad estructural.

Capítulo 5: Se analiza la planificación del movimiento para la reducción del error residual ó sobredisparo en un accionamiento con estructura flexible.

Capítulo 6: Se valida de manera experimental el modelo del accionamiento con estructura flexible para una variación del jerk y tiempo de aceleración de la consigna que influyen en el sobredisparo de la punta de herramienta. Este modelo se compara con otro modelo propuesto por otros autores.

Capítulo 7: Se presentan las conclusiones o las principales aportaciones que realiza este trabajo de investigación sobre el estado del arte, así como las líneas de investigación que se abren con el presente trabajo de cara al futuro.

2. Estado del arte

2. ESTADO DEL ARTE

En este capítulo se realiza un resumen del estado del arte actual de la mecatrónica en máquina-herramienta. Para ello, se hará una breve introducción acerca de la mecatrónica en general y se analizará la mecatrónica de máquinas-herramienta. Posteriormente, se lleva a cabo un estudio de los elementos que componen el sistema mecatrónico como son los accionamientos, los sensores, el control y la estructura de la máquina. A continuación, se desarrolla el estado del arte de los modelos analíticos de los accionamientos, modelos de elementos finitos (MEF) y modelos mecatrónicos de las máquinas-herramienta de grandes dimensiones. Para finalizar, se realiza un estudio del arte sobre el efecto del jerk en la aparición de sobredisparos ó vibración residual en el eje del accionamiento como en la punta de la herramienta. En definitiva, se muestran las principales aportaciones realizadas hasta la fecha por diferentes autores en dicho campo.

2.1 FUNDAMENTOS DE MECATRÓNICA

2.1.1 Definición, historia, aplicaciones y rama mecatrónica

El término "*Mechatronics*" es acuñado en Japón en 1969 en la *Yaskawa Electric Corporation*, y patentado posteriormente en 1973. En 1982 Yaskawa permite el libre uso del término (Okay Kaynak 1996). La *Mecatrónica* es definida como "la integración sinérgica de la ingeniería mecánica con la electrónica y el control computacional inteligente en el diseño y la fabricación de los productos y procesos" por Dinsdale(1989). La definición de Dinsdale es aceptada y referenciada por muchos autores hasta el día de hoy, entre ellos J. Hewit (1996).

En el año 1996, hubo un debate considerable sobre lo que significaba "*Mecatrónica*". J. R. Hewit y King (1996) aceptaron la definición de Dinsdale, pero comentaba que no había una aceptación universal y que se necesitaba una definición absoluta, puesto que todavía había una opinión generalizada de que la *Mecatrónica* en realidad no era más que "una buena ingeniería" o "buen diseño" o incluso "lo que siempre hemos estado haciendo sin darle un nombre".

Sin embargo, existe un acuerdo generalizado de que la *Mecatrónica* surgió de la robótica, como por ejemplo lo plantean Fukuda y Arakawa (1998). Los primeros brazos

robotizados, incapaces de coordinar sus movimientos y privados de sensores, fueron relegados a tareas repetitivas sencillas como el *pick-and-place* y la soldadura por puntos, a mediados de la década de los noventa. En los próximos años, después de un período de intensa actividad de investigación en áreas clave como la cinemática y dinámica, el control, la tecnología de sensores, y la programación de alto nivel, los robots eran capaces de desarrollar tareas mucho más exigentes, como el montaje, soldadura de arco, y el tratamiento de materiales.

Se destaca que la *Mecatrónica* no constituye una nueva rama de ingeniería, sino de un enfoque que subraya la necesidad de una integración y una interacción entre distintas ramas de la ingeniería, desde la etapa inicial del diseño.

Existen algunas definiciones e interpretaciones más gráficas del término *Mecatrónica*, por ejemplo, O. Kaynak (1996) y Rensselaer Polytechnic Institutela definen mediante la Figura 2. 1. En los dos círculos de la figura, se tiene una confluencia de las ramas de ingeniería mecánica, electrónica y ciencias de la computación, donde Rensselaer Polytechnic Instituto añade una cuarta rama que corresponde a los sistemas de control, y en el aro exterior representa algunas de las aplicaciones de la *Mecatrónica*.

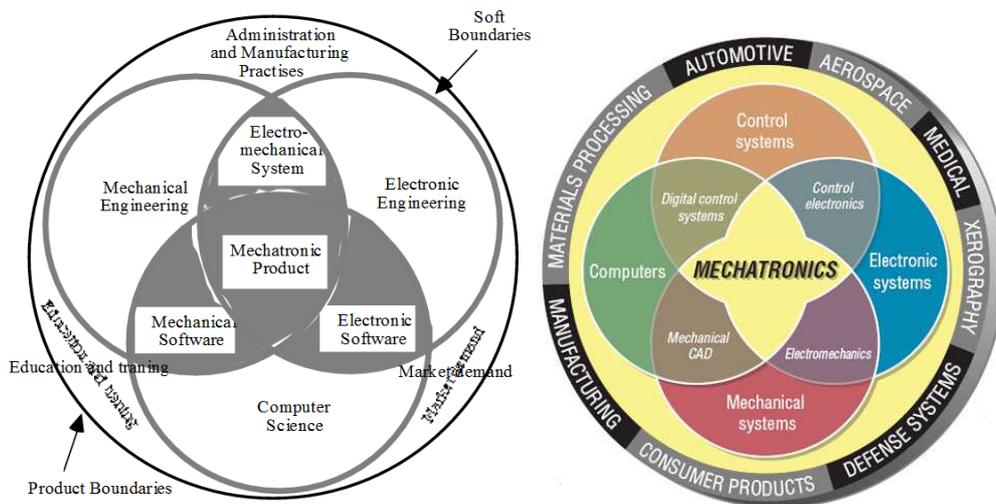


Figura 2. 1 Representación esquemática de la fusión tecnológica para la mecatrónica. a) O. Kaynak (1996), b) Rensselaer Polytechnic Instituto.

Como se indica en la Figura 2. 1, automoción, tecnología aeroespacial, medicina (Katsura, Iida, y Ohnishi 2005; Palli y Pirozzi 2012), xerografía, sistemas de defensa, productos de consumo, fabricación, y el procesamiento de materiales son algunos campos de la mecatrónica. La robótica (X. Wu et al. 2015; Ollero et al. 2006) en áreas como la fabricación, domótica o astronomía, telecomunicaciones e internet (Andreev et al. 2015), dentro de la medicina la ergonomía (Bassi Luciani et al. 2016), la

construcción (Melling et al. 1997), biología (B. Xu et al. 2016), ferroviario (Meinel, Paryanto, y Franke 2016), instrumentación y equipamientos científico (por ejemplo telescopios), mecatrónica en domótica, visión y sonido, micro-nanotecnologías (por ejemplo para la micromecatrónica) y la mecatrónica en el sector energético, como por ejemplo para el control de orientación de paneles, son otras aplicaciones de la mecatrónica.

Según J. Hewit (1996), desde la década de los 70 a los 90, el diseño multidisciplinar de la filosofía de la *Mecatrónica* ganó aceptación y respetabilidad en un gran número de países europeos, especialmente en Alemania, Finlandia y Hungría. En el Lejano Oriente, fuera de Japón, se encontraron fuertes puntos de apoyo en Singapur, Hong Kong y Taiwán. Fue más difícil obtener reconocimiento en el Reino Unido por razones que no son del todo claras. También llevó mucho tiempo establecerse en los EE.UU. aunque para 1996 había informes de que ASME e IEEE estaban uniéndose para publicar una revista sobre el tema y parecía inmediata una conferencia formal de *Mecatrónica* en Estados Unidos. Hungría había trabajado en la oficina *Mechatroninfo* desde 1980. En la segunda parte de la década de los noventa, en el Reino Unido comenzaron a organizar *Foros de Mecatrónica* celebrados en las universidades de Lancaster, Cambridge y Dundee.

Por fin, en 2004 una Asociación de ingenieros alemanes, marca un hito y desarrolla la norma VDI 2206, que trata del diseño metodológico para sistemas mecatrónicos.

En la actualidad hay al menos dos revistas específicas de Mecatrónica, en el ISI Web of Knowledge, incluidas en Journal Citation Reports (JCR), y en las siguientes categorías:

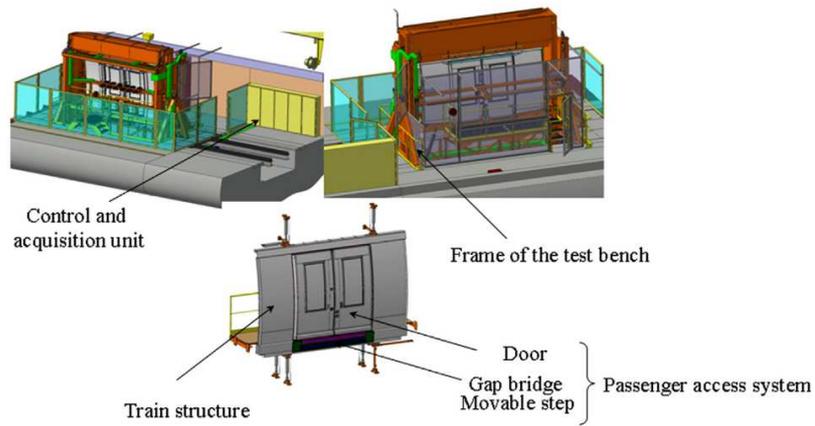
1. "IEEE-ASME TRANSACTIONS ON MECHATRONICS". Publicado por *IEEE-INST ELECTRICAL ELECTRONICS ENGINEERS INC.* Categorías: *Automation & Control Systems Sciences, Manufacturing Engineering Sciences, Electrical & Electronic Engineering Sciences, Mechanical Engineering Sciences.*
2. "MECHATRONICS". Publicado por *PERGAMON-ELSEVIER SCIENCE LTD.* Categorías: *Automation & Control Systems Sciences, Computer Sciences, Artificial Intelligence Sciences, Electrical & Electronic Engineering Sciences, Mechanical Engineering Sciences.*

Los hitos y las etapas a destacar en la evolución histórica de sistemas, productos y procesos hacia lo que se conoce hoy en día como *Mecatrónica* comienzan antes del siglo XX, donde los sistemas eran puramente mecánicos (Bradley y Russell 2010). En 1860 se creó la máquina de vapor, en 1870 la dinamo y el motor de corriente continua.

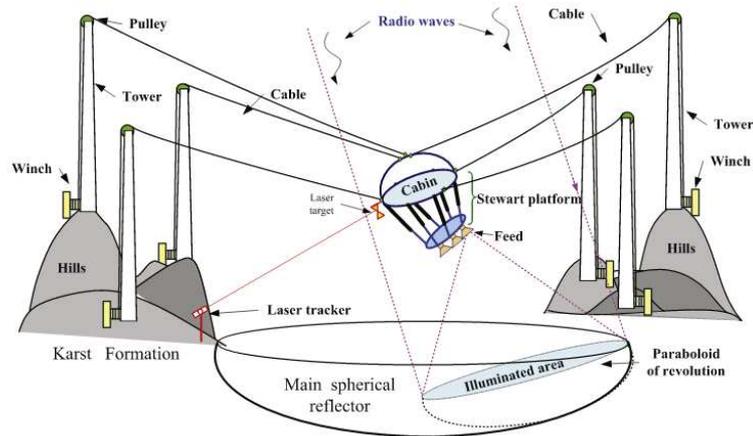
Hasta el año 1920 hubo un desarrollo en los accionamientos eléctricos, y hasta 1955 hubo un mayor desarrollo de fundamentos del control automático, donde se desarrollaron turbinas de vapor para las aeronaves. Desde 1955 hasta aproximadamente 1978 el crecimiento es de la automatización con equipos de proceso y miniaturización. En esta época se crean los elevadores controlados electrónicamente. A partir de 1975 los sistemas mecánicos son con control continuo digital y control secuencial digital. Aquí se desarrollan las máquinas-herramienta, los robots industriales, las plantas industriales y las unidades de disco. En 1978 se inventa el micro controlador, en 1980 se conoce la computadora personal, y más adelante, los nuevos actuadores y sensores, y la integración de los componentes. Desde 1975 hasta la actualidad hay un crecimiento de la integración del proceso y los microcomputadores. En esta etapa se producen los primeros rodamientos magnéticos y se implanta el control en el sector del automóvil con los sistemas ABS y ESP.

Las limitaciones del rendimiento de los sistemas mecatrónicos, dependen tanto de las características del subsistema mecánico como de control. Por tanto, son de tener en consideración las interacciones entre los subsistemas, y deben ser incluidas en los procesos de diseño (Kim y Chung 2005).

Sobre la computación del software para sistemas inteligentes, Fukuda y Arakawa (1998) destacan distintas técnicas que juegan su rol particular y se relacionan con los siguientes campos: representación del conocimiento, inferencia (por ejemplo redes neuronales artificiales o Sistemas de interferencia Fuzzy como Altintas et al. (2005)), aprendizaje (por ejemplo Q-learning (Fernandez-Gauna et al. 2014a)) y búsqueda (por ejemplo algoritmos genéticos).



a. Banco de pruebas desarrollado para el sistema mecatrónico puerta del tren.(Cauffriez et al. 2016).



b. Aplicación de la plataforma de Stewart en la super antena FAST.(Duan et al. 2016).



c. La pierna biónica de Proprio-Foot (Delussu et al. 2013).

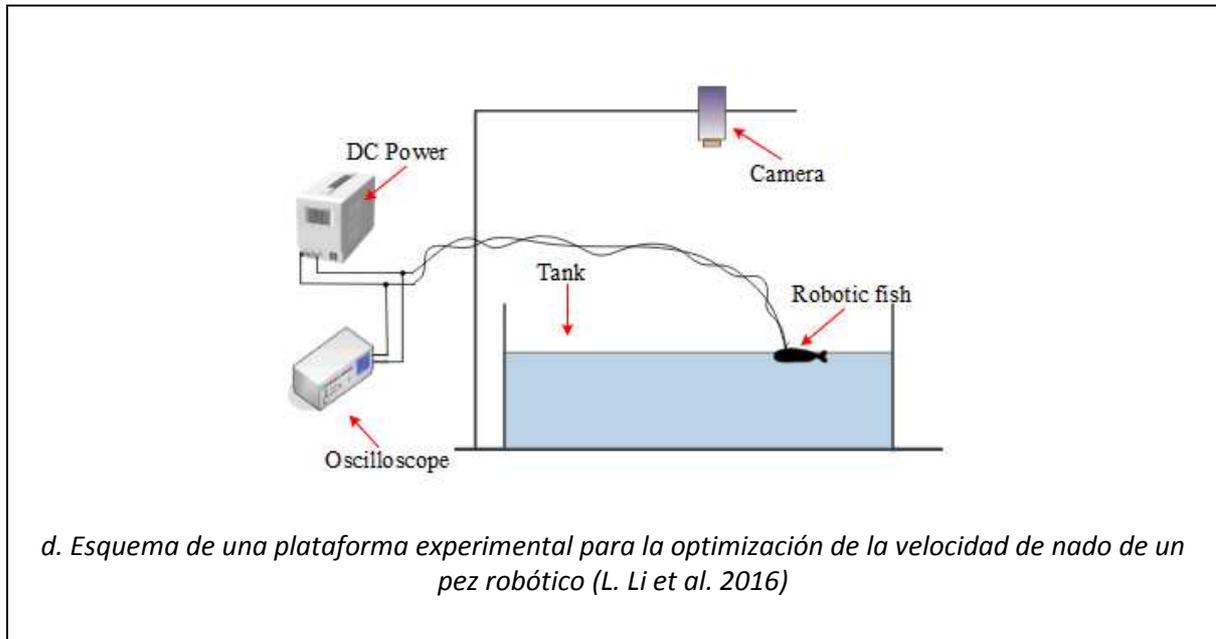


Figura 2. 2Ejemplos de algunas aplicaciones mecatrónicas.

En cuanto a los productos que se desarrollan mediante la mecatrónica, se exponen algunos ejemplos en la siguiente Figura 2. 2. En el ejemplo de la Figura 2. 2a se desarrolla un modelado gráfico de las uniones para la detección y el aislamiento de fallos de un sistema mecatrónico de una puerta de un tren. En el caso de la Figura 2. 2b se diseña una plataforma Stewart para aislar las vibraciones activas de una super antena. En el artículo que corresponde a la Figura 2. 2c se evalúan los efectos de la fibra de carbono en un pie biónico. El caso de la Figura 2. 2d trata de la aplicación de un método para la optimización de la capacidad de nado de un pez robótico. En el caso de la Figura 2. 2e se realiza una estimación adaptativa de la masa de un vehículo y la pendiente de la carretera bajo un movimiento longitudinal. Y en la Figura 2. 2f, se muestran dos ejemplos de productos de consumos distintos, un disco duro, y una raqueta de squash. En la raqueta de squash la electrónica, los sensores y los actuadores están incrustados en la cabeza y ajustan continuamente las características dinámicas.

2.1.2 Norma VDI 2206

La VDI es la norma de la Asociación de Ingenieros Alemanes, los cuales han propuesto la primera norma para asistir al proceso de diseño mecatrónico, la Norma VDI 2206. Esta norma está datada en junio del año 2004, como se observa en la Figura 2. 3

ICS 03.100.40; 31.220	VDI-RICHTLINIEN	Juni 2004 June 2004
VEREIN DEUTSCHER INGENIEURE	Entwicklungsmethodik für mechatronische Systeme Design methodology for mechatronic systems	VDI 2206 Ausg. deutsch/englisch Issue German/English

Figura 2. 3. Encabezado de la Norma VDI 2206.

En agosto del 2003 en el Congreso Internacional de Diseño en Ingeniería ICED 03, celebrado en Estocolmo Gausemeier, Jürgen y Moehringer, Stefan presentan la nueva guía de la norma VDI 2206, titulada “Un modelo de procedimiento flexible para el diseño de sistemas mecatrónicos”.

Gausemeier, Jürgen y Moehringer, Stefan(2003) observan que para alcanzar la integración sinérgica entre las ingenierías, los expertos de cada dominio implicados necesitan unas directrices específicas para el diseño sistemático de los sistemas mecatrónicos.

Los sistemas mecatrónicos se caracterizan por una alta complejidad debido a la gran cantidad de elementos conectados que se realizan, además, en los diferentes dominios de ingeniería. La guía es un paso hacia una metodología específica que comprende las bases de los sistemas mecatrónicos, modelo de procedimiento, los métodos de modelado y análisis de modelos, herramientas asistidas por ordenador, y determinados aspectos de la organización mecatrónico. La "impresión en verde" de la VDI 2206 se publica en marzo de 2003 y la "impresión en blanco" con la traducción en inglés en junio del 2004. Con el fin de evaluar y mejorar la metodología, es importante especialmente el feed-back de las prácticas en la industria.

Esta norma propone un modelo en V para describir la secuencia de tareas en los sucesivos ciclos de diseño de un sistema mecatrónico, ver Figura 2. 4.

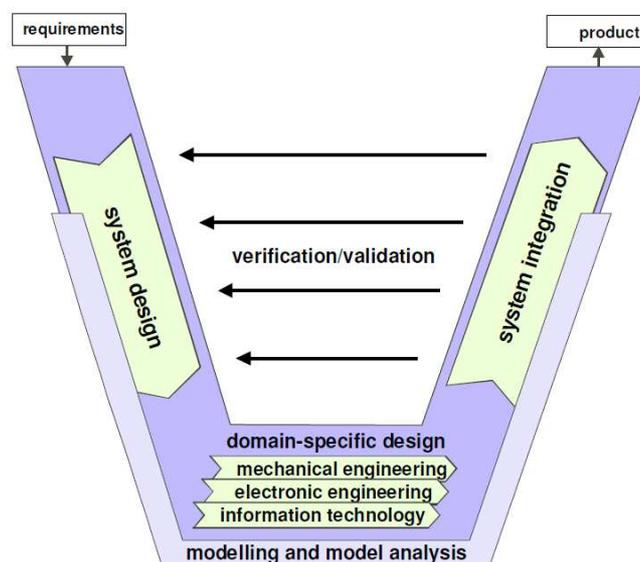


Figura 2. 4 Modelo en forma de V en el nivel macro (Gausemeier, Jürgen y Moehringer, Stefan 2003).

Las principales tareas de la norma VDI 2206, son:

1. Definición de requisitos.
2. Diseño preliminar del sistema.
3. Diseño específico de cada disciplina.
4. Integración del sistema.
5. Comprobación de las propiedades.
6. Modelado y análisis del modelo.

En la primera tarea propuesta por la norma VDI 2206 se deben enumerar todos los requisitos o especificaciones que debe cumplir el producto a diseñar. En la segunda tarea, la función principal del producto debe descomponerse en varias subfunciones. La tercera tarea propuesta por la norma pide que se debe diseñar con mayor grado de detalle dentro de cada una de las disciplinas involucradas en el diseño del producto. La cuarta tarea se refiere a la integración del sistema, donde los desarrollos de cada disciplina se integran en un conjunto global, analizando la interacción entre ellos. La quinta tarea propuesta por la norma, dice que debe comprobarse de forma continua la adecuación de todos los progresos realizados a la solución concebida inicialmente y sus requisitos. Y en la sexta y última etapa, se exige que todas las acciones que se emprenden en las tareas anteriores se apoyen en la construcción de modelos y herramientas asistidas por ordenador para la simulación de las prestaciones del sistema o sus componentes.

Generalmente un producto mecatrónico complejo no se produce en un solo ciclo de diseño como en la Figura 2. 4, sino que se requieren varios, ver enumeración de la Figura 2. 5. El producto es el resultado de unos ciclos de diseño, no tiene por qué ser el producto final, sino versiones previas que hayan sido necesarias para su desarrollo, como un prototipo de laboratorio, un prototipo funcional, un producto piloto, etc.

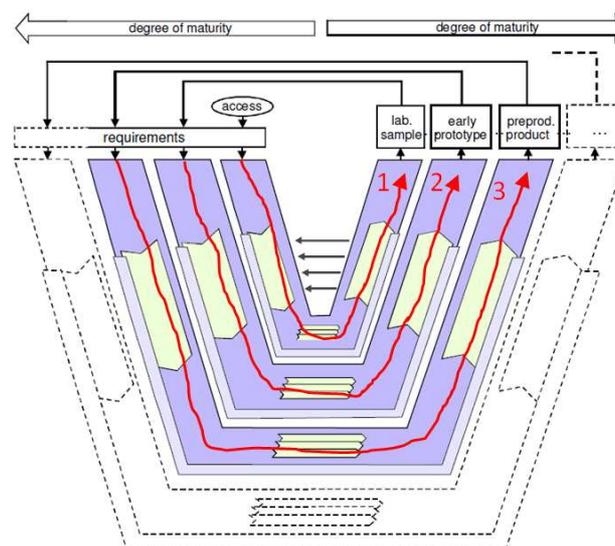


Figura 2. 5. Procediendo con varios pasos (macro ciclos) y el aumento de la madurez del producto (Gausemeier, Jürgen y Moehring, Stefan 2003).

A partir de la aprobación de la norma VDI 2206, las primeras investigaciones basadas en la norma, se llevan a cabo por una serie de autores como Bathelt, Jens et al.(2005), Bacs, Christian (2007), Neugebauer, Denkena, y Wegener (2007), y Gausemeier et al. (2009).

En agosto del 2005 Bathelt, Jens et al. presentan en el Congreso Internacional ICED 05 (International Conference on Engineering Design), una aplicación de la norma VDI 2206 a un sistema mecatrónico controlado por un PLC. La relevancia de los métodos y herramientas utilizados en el trabajo se demuestra mediante un estudio de caso industrial. El estudio se centra en el desarrollo de máquinas virtuales *comber*, máquinas que preparan algodón o lana para la fabricación de las fibras (Bathelt, Jens et al. 2005). Este método no pretende ser capaz de manejar cualquier tipo de sistema mecatrónico.

En agosto del 2007 Bacs, Christian desarrolla una propuesta de prototipado virtual rápido para los sistemas mecatrónicos. Destacan los actuadores y sensores como los principales componentes que abarcan más de un dominio, entendiendo como dominio la rama, mecánica, electrónica y procesado de la información. Utilizarlos como componentes mecatrónicos estándar puede reducir más la redundancia de datos, así como la tasa de error. Y las máquinas virtuales se pueden iniciar mucho más rápido como resultado de que todos los dominios de trabajo están en el mismo conjunto de datos. Además, la propuesta demuestra que estos componentes tienen ventajas adicionales dentro de los dominios de sistemas eléctricos y hidráulicos / neumáticos (Bacs, Christian 2007).

Bien Bathelt, Jens et al. (2005) como Bacs, Christian(2007) coinciden que en sus métodos, el flujo de datos debe estar más detallado y automatizado para que los métodos sean más eficientes con el software utilizado.

Para la revisión de las características de diseño especial en procesos de ingeniería, Neugebauer, Denkena, y Wegener(2007) toman como referencia la Norma VDI 2206, y los trabajos de Bathelt, Jens et al. (2005), y Möhringer, S. (2002). En el caso de Bathelt, Jens et al. (2005), la estructura de función expandida a partir de la cual se derivan la estructura mecánica del producto, la lista de E/S y la tabla de funciones secuenciales para la programación, así como la estructura de funciones mecánicas y una lista de sensores/actores. En cambio, Neugebauer, Denkena, y Wegener(2007) reconocen que el desarrollo posterior se está moviendo en la dirección de un entorno de desarrollo uniforme para todos los dominios, que en la actualidad es todavía poco realista debido a la diversidad de los sistemas de procesamiento de datos disponibles.

Basándose en la Norma VDI 2206, y sus anteriores trabajos como Gausemeier, Jürgen y Moehringer, Stefan(2003), Gausemeier et al. (2009) desarrollan sistemas de “auto-optimización” en entornos mecatrónicos. Éstos reaccionan de forma autónoma y flexible con el cambio de condiciones de contorno. Son capaces de aprender y optimizar su comportamiento durante el funcionamiento. Respecto al diseño

conceptual de este tipo de sistemas, el principal desafío consiste en la especificación de un dominio que abarca la solución desde el principio, que describe la construcción básica, así como el modo de operación en un dominio. Es fundamental la buena comunicación y la cooperación de los especialistas participantes para que eviten errores de diseño, sin que se den malentendidos entre ellos. Gausemeier et al. (2009) utilizan la tecnología ferroviaria como un ejemplo complejo, para demostrar cómo utilizar esta técnica y cómo se pueden beneficiar los futuros sistemas de ingeniería mecánica.

En la evolución del concepto de los sistemas mecatrónicos se define el concepto denominado *Adaptrónico*. En Neugebauer, Denkena, y Wegener(2007) auguraban que las tendencias emergentes serían el uso cada vez mayor de componentes auto-optimizadores, en parte *Adaptrónicos* y el uso de sistemas de control cada vez más eficientes para los modelos de compensación de errores de máquina y control de procesos. Decían que toda la funcionalidad de las máquinas se incrementaría electrónicamente y por tanto las funciones mecatrónicas también, como así ha sido.

Altintas et al. (2011) propone mayor investigación de la reducción de la fricción en los accionamientos, y su compensación en tiempo real por los sistemas del CNC, evitando vibraciones a través de aparatos *Adaptrónicos* con el fin de empujar más los límites de velocidad y precisión de los sistemas presentes.

2.2 MECATRÓNICA EN MÁQUINA-HERRAMIENTA

La mecatrónica tiene distintas áreas de aplicación, entre otras, la mecatrónica en sistemas de fabricación. La mecatrónica en máquinas-herramienta es un ejemplo dentro del área de fabricación, como también pueden ser los robots, los sistemas de fabricación flexible, las líneas transfer y las líneas de ensamblaje, y la metrología.

Una tendencia actual es la de la fabricación virtual (virtual manufacturing). Es de gran interés económico para el diseño de máquinas-herramienta así como para la planificación de procesos que la calidad resultante de la pieza de trabajo sea predicha antes del inicio de la producción Altintas et al. (2005). El procedimiento para una simulación integrada de máquina herramienta, pieza de trabajo y proceso en el dominio del tiempo se muestra en la Figura 2. 6.

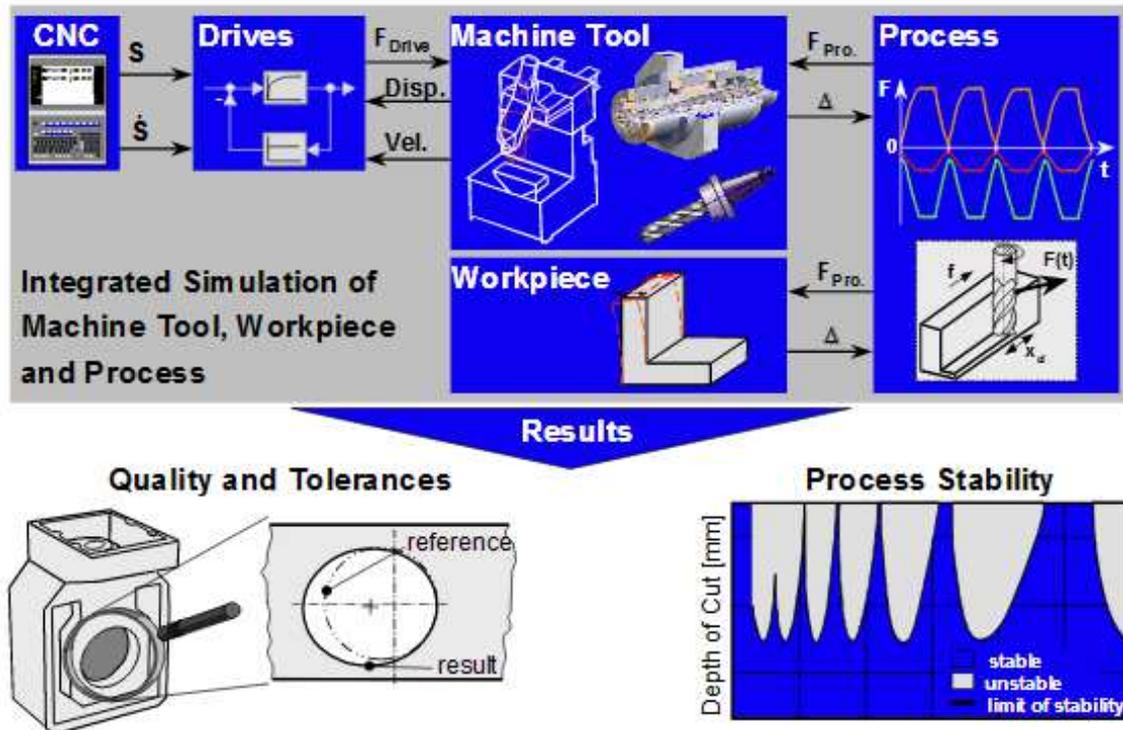


Figura 2. 6. Simulación integrada de máquina-herramienta, pieza y proceso (Altintas et al. 2005).

De la Figura 2. 6 hay que destacar que un análisis y la optimización del proceso de producción es sólo posible si todas las interacciones entre máquina-herramienta, pieza y proceso pueden ser simuladas precisamente. Debido a su comportamiento dependiente en tiempo, la simulación de la máquina-herramienta y el proceso se llevará a cabo en el dominio del tiempo.

Durante el proceso de diseño de una máquina-herramienta, Altintas et al. (2005) una vez desarrollado el apartado analítico se crea un prototipo virtual del proceso. Las ventajas por la reducción del tiempo mediante la integración de un proceso de diseño con prototipos virtuales, se ven en la Figura 2. 7.

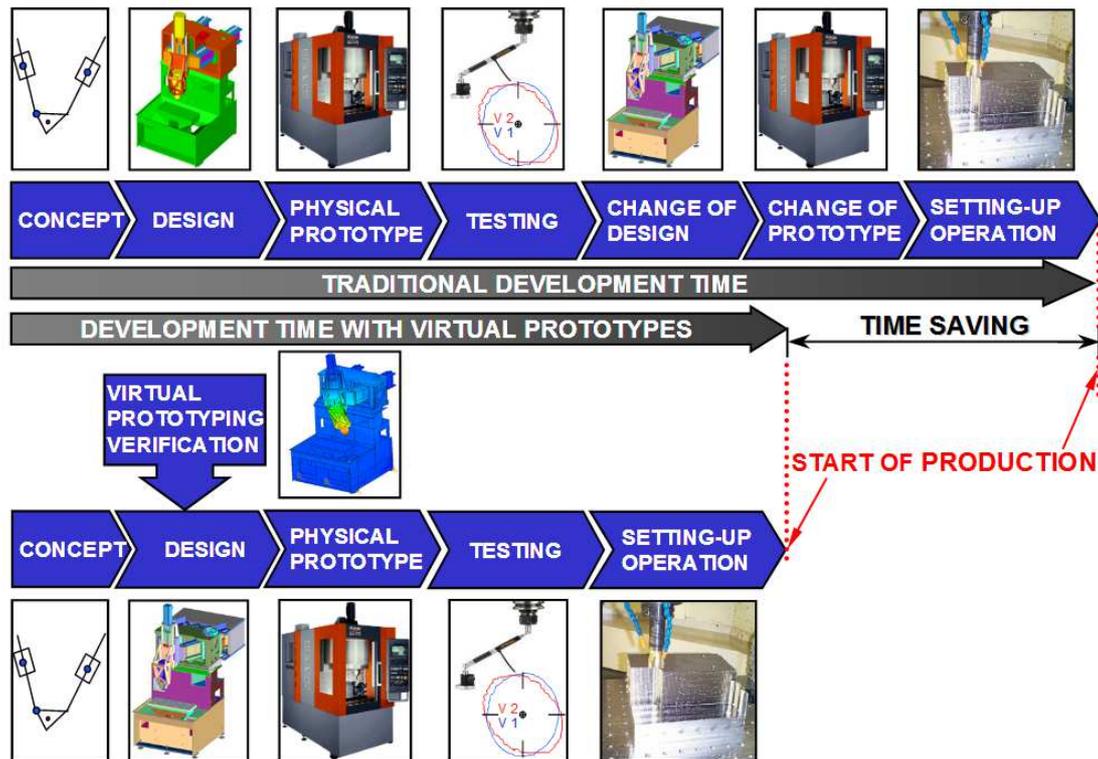


Figura 2. 7. Comparación del proceso de diseño tradicional y el proceso de diseño mediante prototipos virtuales (Altintas et al. 2005).

En el enfoque del prototipado virtual, los ingenieros son capaces de simular de forma realista el comportamiento cinemático, estático y dinámico de todo el sistema de máquina-herramienta incluyendo las operaciones de corte. Así, es posible analizar rápidamente variaciones de diseño múltiples hasta lograr un prototipo optimizado que satisfaga los requisitos de mecanizado de la mejor manera posible. La ingeniería de diseño virtual está habilitada mediante el uso de la tecnología informática de alto rendimiento y herramientas de ingeniería del software.

Los prototipos virtuales no sólo son útiles para el proceso de diseño, sino también para el arranque inicial virtual de la máquina-herramienta o la simulación de las operaciones de mecanizado en el modelo digital de la máquina-herramienta.

Esta tesis se centra sobre todo en el modelado de accionamientos y máquinas grandes, por lo que de la Figura 2. 7 inferior se trabajará en los primeros cuatro pasos: análisis de conceptos, diseño del modelo o prototipado virtual, prototipado físico y testeo o validación experimental. En cuanto al prototipado físico se han desarrollado modelos de elementos finitos, sobre un accionamiento husillo a bolas que disponemos en el taller. El análisis experimental se ha trabajado ayudado del osciloscopio del control,

una instrumentación externa de interferómetro-láser y analizadores de vibraciones con martillo y acelerómetro.

En cuanto al diseño integrado de máquinas-herramienta modernas, los sistemas de hardware y software avanzados permiten a los ingenieros de diseño evaluar y optimizar características de producto críticas con prototipos virtuales antes de construir el primer prototipo físico. Una amplia gama de herramientas de software están disponibles para las distintas etapas de diseño de máquinas-herramienta, ver Figura 2. 8.

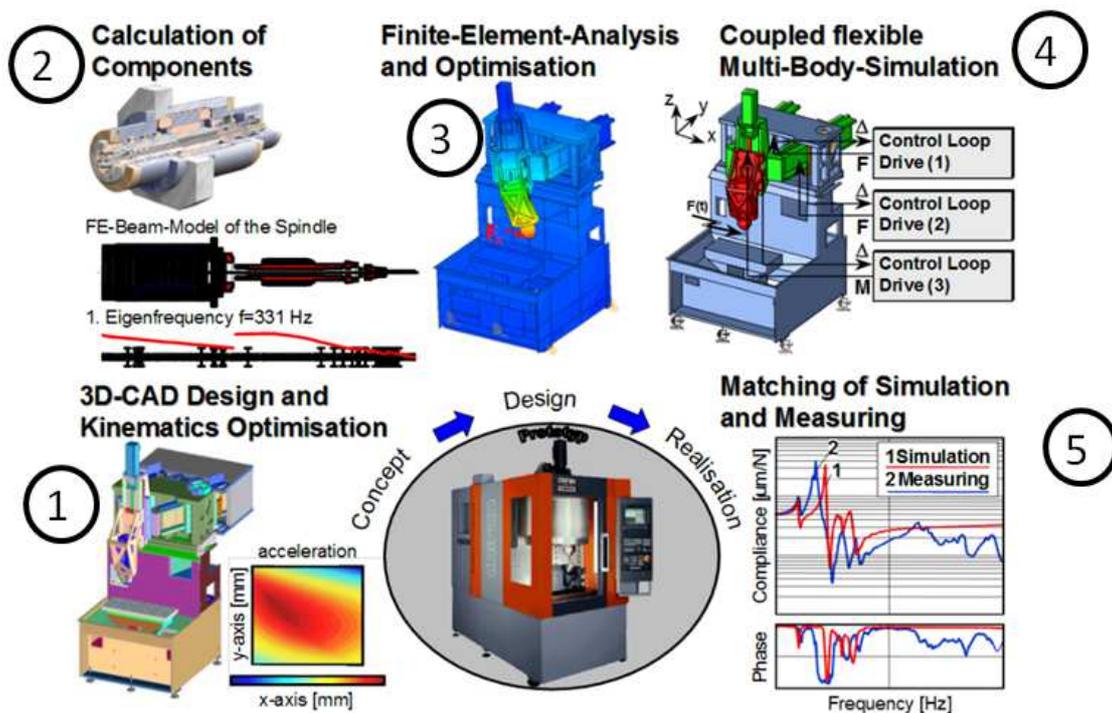


Figura 2. 8. Desarrollo integrado de máquinas-herramienta con prototipos virtuales(Altintas et al. 2005).

Iniciado principalmente por la industria automotriz y aeronáutica, el desarrollo de herramientas de software modernas para la simulación de propiedades de los productos se ha mejorado significativamente. Los sistemas avanzados de software y hardware permiten a los ingenieros de diseño evaluar y optimizar características críticas del producto con prototipos virtuales antes de que se construya el primer prototipo físico. Una amplia gama de herramientas de software está disponible para las diferentes etapas de diseño de una máquina herramienta como se muestra en la Figura 2. 8.

Este trabajo se concentra en el estudio del modelado y la validación experimental, que correspondería al paso 5 de la Figura 2. 8, en el cálculo de componentes (paso 2) y el análisis de elementos finitos y optimización (paso 3).

Altintas et al. (2005) comentaban que la tecnología de hace una década permitía conceptos ingenieriles de elementos finitos, multi-cuerpo, cinemática y control. Pero sin embargo, la tecnología de máquina-herramienta virtual todavía requería investigación fundamental en el área de simulación de procesos, integración de todos los módulos de análisis en un programa de simulación fácil de usar para los usuarios.

Neugebauer, Denkena, y Wegener(2007) consideran que el enfoque mecatrónico es el adecuado para el desarrollo de máquinas-herramienta. La reconfigurabilidad como un requisito previo necesario para la flexibilidad de las máquinas-herramienta exige componentes de máquina-herramienta mecatrónicos con la funcionalidad Plug&Play. Esto requiere la creación y estandarización de interfaces hombre-máquina que sean uniformes en términos de sus propiedades mecánicas, energéticas y de los aspectos de tecnologías de la información. Neugebauer, Denkena, y Wegener(2007) como Bathelt, Jens et al.(2005) y Bacs, Christian(2007) coinciden que en el flujo de datos o el software debe ser más eficiente.

2.2.1 Mecatrónica en máquinas-herramienta de grandes dimensiones

La demanda para la fabricación de piezas grandes está aumentando, y ampliándose a sectores tradicionalmente basados en la mano de obra humana. Tradicionalmente los sectores aeronáuticos y navales tienen capacidades requeridas para mecanizar piezas grandes, pero nuevos sectores como las centrales energéticas están demandando capacidades similares, y la presión por la productividad está obligando a sectores tradicionales como la construcción civil a utilizar procedimientos más típicos de la producción (Uriarte et al. 2013). En los últimos años, el crecimiento de los sectores de energías renovables, plataformas marinas y la energía de fusión en grandes plantas científicas también ha requerido el desarrollo de grandes máquinas-herramienta (Zulaika, Campa, y Lopez de Lacalle 2011).

Algunos ejemplos de máquinas-herramienta de grandes dimensiones se presentan en la Figura 2. 9. Tornos verticales con mesa desplazable de la Figura 2. 9a, tornos de bancada inclinada como el de la Figura 2. 9b, y centros de mecanizado puente con travesaño fijo y mesa móvil de la Figura 2. 9c, son algunas máquinas grandes. En cuanto a las aplicaciones, los tornos *Pietro Carnaghi* de la Figura 2. 9a se dirigen al

mercado de productores de energía, desde el nuclear al eólico o al hidráulico. Los tornos *WFL* de la Figura 2. 9b, se aplican en la fabricación de piezas siderúrgicas tales como engranajes, husillos, normalmente pequeñas series y piezas unitarias. Algunas de las aplicaciones de los centros de mecanizado *Zayer* de la Figura 2. 9c son los cruzamientos de la industria ferroviaria.

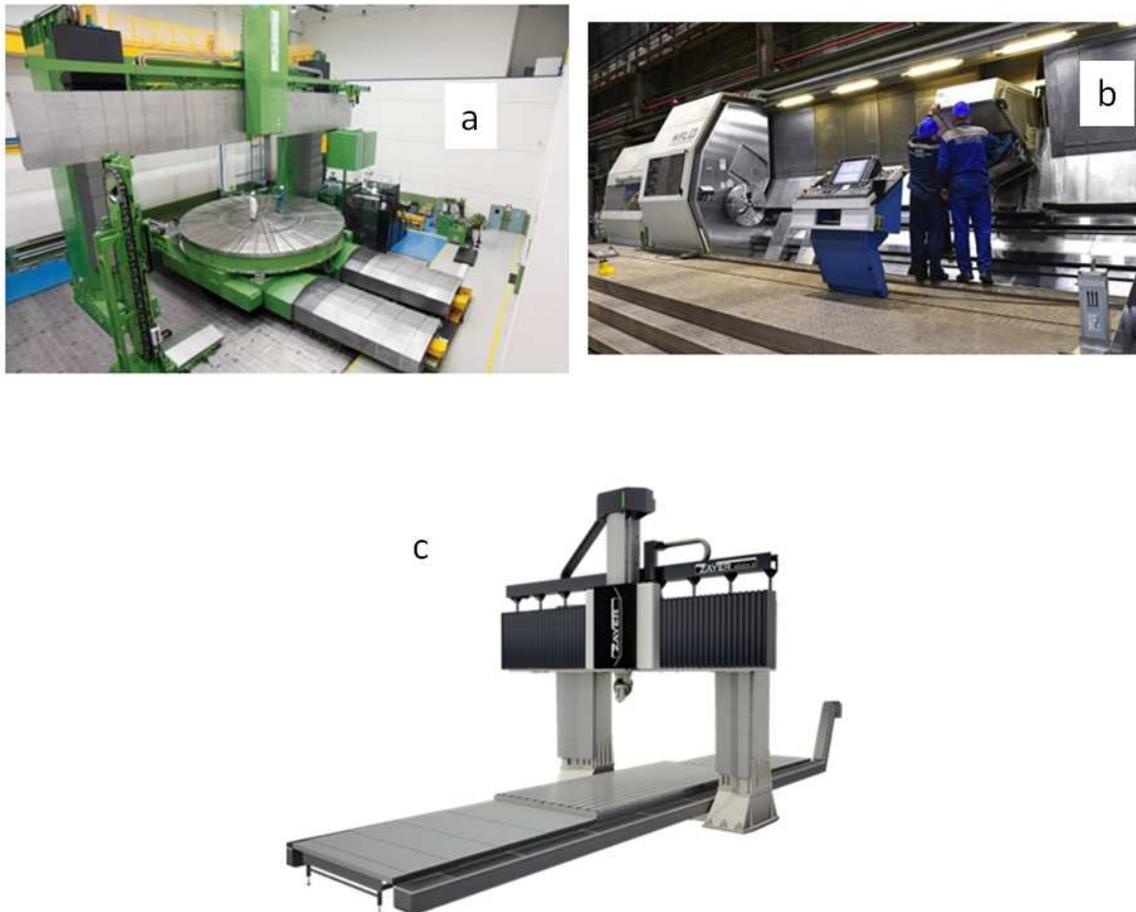


Figura 2. 9. Máquinas-herramientas de grandes dimensiones. a)Tornos verticales de grandes dimensiones con mesa desplazable Pietro Carnaghi, b) Torno de bancada inclinada WFL, c) Centro de mecanizado puente con travesaño fijo y mesa móvil Zayer.

El impacto de los principios generales de ingeniería de las grandes máquinas de taller que se utilizan comúnmente para la fabricación, difiere sustancialmente de los aplicados por el tamaño de máquina convencional. Estas grandes dimensiones producen un factor de amplificación de cualquier fuente de error, por lo que la verificación y la calibración de tales máquinas grandes se vuelve aún más crítica que en las máquinas convencionales.

Los principales problemas de las máquinas grandes son: el transporte, la metrología y las deformaciones térmicas, chatter y control.

Operaciones como transporte, manipulación, sujeción y medición de grandes partes tienen un mayor impacto en el tiempo de ciclo de fabricación que en el caso de tamaños convencionales. Los aparatos inteligentes serán cada vez más utilizados, la auto-calibración de las máquinas, el centrado de sus partes y la verificación in situ requieren de técnicas más rápidas y más baratas.

Los problemas de metrología son una fuente continua de desafíos. Se requieren sistemas rápidos y rastreables para tamaños alrededor de 5-50 metros, siendo la multilateración y la fotogrametría las tecnologías más prometedoras.

Las deformaciones térmicas (Gomez-Acedo et al. 2015; Uriarte et al. 2013) y el efecto de las cargas móviles pesadas (Ansoategui et al. 2016) son la principal fuente de incertidumbre, por lo que requieren técnicas de auto-calibración online (Uriarte et al. 2013). Las deformaciones térmicas especialmente se presentan en máquinas que trabajan en climas tropicales bajo altos gradientes de temperatura ambiente.

En cuanto a las vibraciones, las fresadoras de grandes dimensiones tienen bajas frecuencias naturales, lo que significa que sufren chatter (Zulaika, Campa, y Lopez de Lacalle 2011) durante el fresado. Estas fresadoras necesitan ser calibrados en espacios de trabajo muy grandes, para compensar las flexiones debido a su propio peso. Finalmente, la combinación de las frecuencias naturales y las fuerzas inerciales grandes complican el control de la posición en la punta de la herramienta (TCP), cuando la máquina intenta ejecutar movimientos moderadamente complejos (Uriarte et al. 2013).

Neugebauer et al. (2012) se centran en los parámetros del control de las máquinas grandes. Donde consideran que una posibilidad para aumentar el rendimiento de las máquinas herramientas es el logro de mayores aceleraciones y jerks de dispositivos móviles y soportes. Con ello se puede optimizar el consumo de energía y los costes de mecanizado. Neugebauer et al. (2012) se ocupan de la optimización del sistema mecatrónico de un centro de mecanizado de alta velocidad (HSC) y centros portátiles (HPC) a gran escala, por ejemplo, para la creación de herramientas. A partir de las necesidades del proceso se pretende una reducción del tiempo de mecanizado mediante aceleraciones más altas y una estabilidad del proceso mejorada. Los parámetros del sistema se lograron mediante la implementación de un eje redundante y el uso de diseño ligero actualizado por plásticos reforzados.

Esta tesis principalmente va orientada a garantizar la precisión en el movimiento de la punta de la herramienta en todo el espacio de trabajo, debido a sus grandes pesos y el

uso de elementos estructurales de grandes voladizos como columnas o carneros, ver Figura 2. 10:



Figura 2. 10. Fresadoras de grandes dimensiones. a) Columna móvil, modelo Magna de Nicolás Correa, b) Máquina Waldrich- Coburg con accionamiento piñón-cremallera.

La mayoría de los avances en el campo de las máquinas herramientas para grandes partes se han logrado mediante soluciones propuestas por la industria (Uriarte et al. 2013), debido a que la investigación académica no tiene recursos suficientes para dar una respuesta rápida como requiere el entorno industrial. El alto nivel de inversión necesario para desarrollar y ensayar prototipos de máquinas-herramienta grandes en el laboratorio limita su investigación.

2.3 ELEMENTOS QUE COMPONEN EL SISTEMA MECATRÓNICO

Los elementos que componen un sistema mecatrónico se clasifican en cuatro grupos fundamentalmente, como son: accionamientos, sensores, control y la estructura de la máquina-herramienta, ver Figura 2. 11.

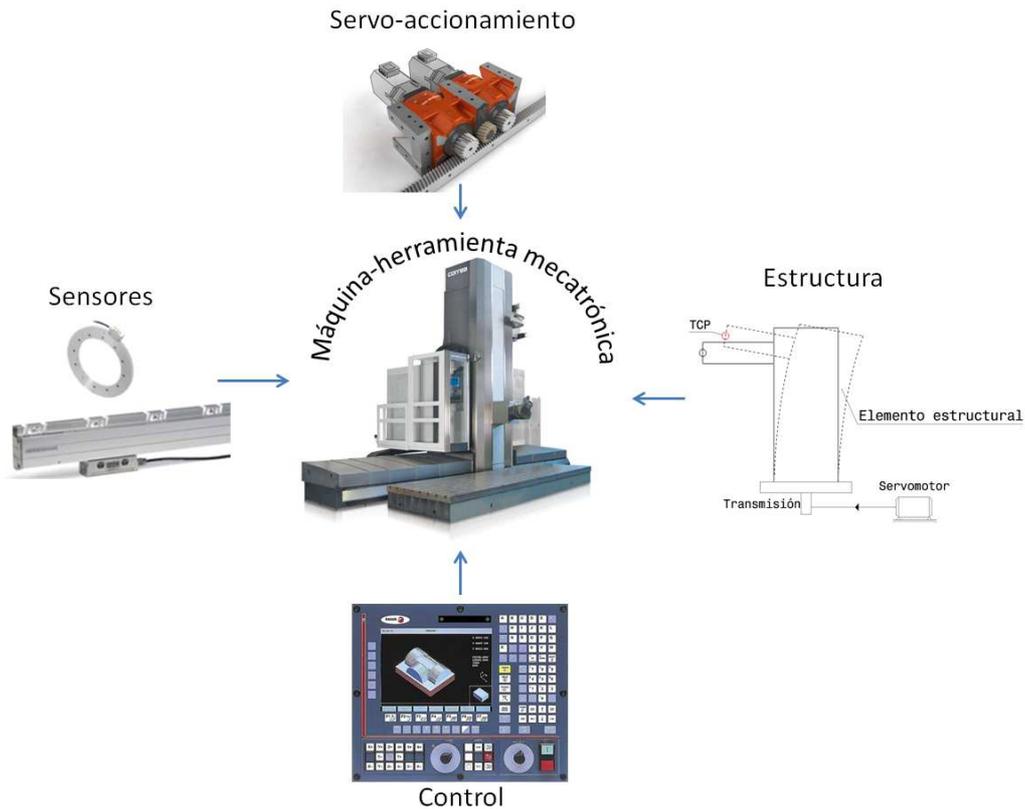


Figura 2. 11. Elementos de un sistema mecatrónico.

Las limitaciones del rendimiento del sistema dependen tanto de las características del subsistema mecánico como de control. Por ello, las interacciones entre la parte mecánica y la de control se deben incluir en los procesos de diseño (Kim y Chung 2005).

A nivel mecánico la transformación del movimiento y el par a lo largo de la cadena de transmisión comienza en el servomotor (Caracciolo y Richiedei 2014), continúa en el accionamiento ó transmisión (Magnani y Rocco 2010) y termina en un extremo de la estructura ó punta de herramienta de la máquina (Neugebauer et al. 2012; Ansoategui et al. 2016).

A nivel de ingeniería electrónica el control numérico permite automatizar tanto el movimiento de los ejes como otra serie de funciones mediante comandos programados en un medio de almacenamiento. Los sensores son los encargados de dar la posición y la velocidad real de los ejes de la máquina. Se pueden utilizar diferentes sistemas de medida: ópticos, magnéticos, etc. En la actualidad los que más se emplean son las reglas ópticas para medidas lineales y los encoders para medidas angulares y velocidades. En ocasiones, se utilizan sistemas de medida redundantes, sistemas que suman la regla óptica y el encoder, para un mayor control de la cadena cinemática.

Para obtener un sistema robusto, la planta y el controlador deben ser diseñados simultáneamente. A continuación se desarrolla el estudio del arte de accionamientos de avance de sistemas mecatrónicos.

2.3.1 Accionamientos de avance

Los accionamientos pueden ser de avance o de motor principal, pero de forma general cuando se dice solamente accionamiento, se suele referir a los accionamientos de avance. Los accionamientos de avance son un conjunto de elementos que se encargan de mover los ejes de la máquina. Los accionamientos para los ejes lineales cartesianos (X, Y, Z) se componen de un servomotor y de un sistema de conversión de movimiento generalmente de giro a lineal. Los accionamientos que más se usan son el husillo a bolas, Figura 2. 12a (Altintas et al. 2011), y el motor lineal, Figura 2. 12d (Itagaki, Tsutsumi, y Iwanaka 2012). Entre los dos, el sistema más empleado es la combinación de servomotor y husillo a bolas, salvo para tareas de alta precisión ó elevados requisitos dinámicos. Sin embargo, para trayectorias de trabajo largas que se requieren en las máquinas-herramienta de grandes dimensiones, el accionamiento empleado es el piñón-cremallera, ver Figura 2. 12b (Ehrmann, Isabey, y Fleischer 2016).

Los accionamientos para ejes rotativos (A, B, C) utilizan un servomotor y reductor (sinfín-corona), ver Figura 2. 12c . El motor lineal consta de un motor eléctrico con estator y rotor, distribuidos de tal forma que en vez de producir un par, producen una fuerza lineal en el sentido axial, ver Figura 2. 12d. Se puede disponer de forma circunstancial formando un motor de par. En la Figura 2. 12e se representa un módulo de encoder angular con cojinete y motor de par o torque motor integrado que proporciona un movimiento rotatorio de alta precisión en una unidad compacta.

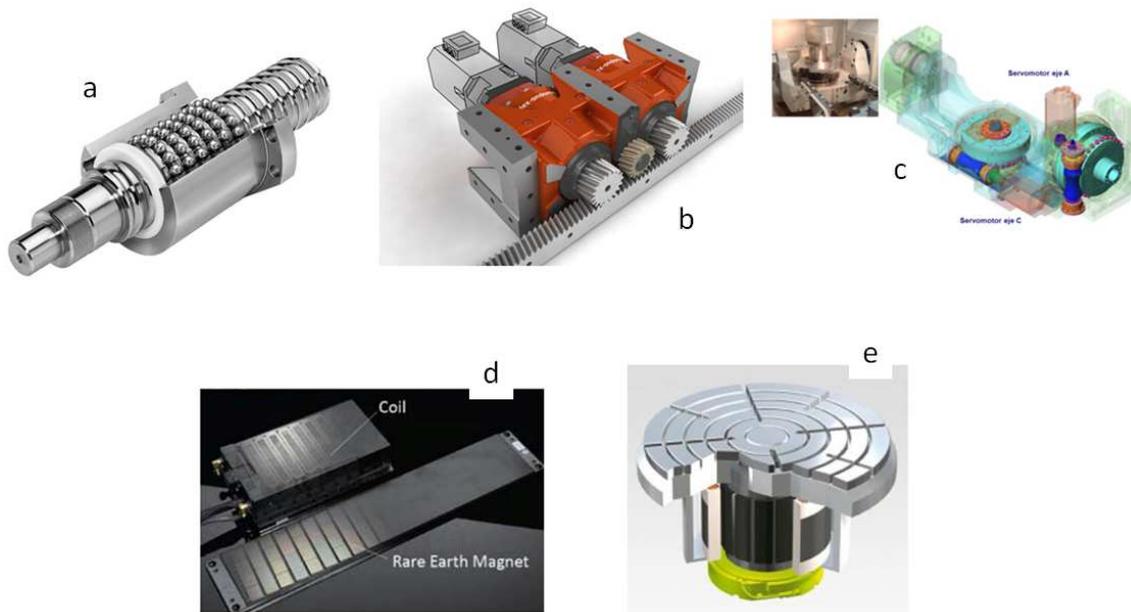


Figura 2. 12. Tipos de accionamiento de avance para máquina-herramienta. a) Husillo de bolas laminado WMH Herion, b) Piñón-cremallera Redex, para máquina DMG. c) Accionamiento para eje rotativo, d) Motor lineal Sodick, e) Torque motor Heidenhain.

Una comparación habitual en cuanto a prestaciones se da entre los accionamientos husillo a bolas y motores lineales. Según la empresa Festo («www.festo.com») los husillos a bolas alcanzan 2.5g de aceleración, mientras los motores lineales pueden llegar a 10g. En cuanto a precisión, los husillos a bolas van de centésimas de milímetros a micras, mientras el motor lineal trabaja en micras. La velocidad del motor tiene unas máximas de 1 m/s en husillos a bolas, y el motor lineal de 10 m/s.

El accionamiento deberá de ser escogido en función de la carga o la estructura que deberá mover en la máquina-herramienta (Caracciolo y Richiedei 2014; «www.shuton.com»; «www.korta.com»). También en función de la precisión y la velocidad a la que se quiera trabajar en la TCP. La carga que se quiere mover habitualmente será cercana a la inercia del servomotor, es decir, se debe procurar una relación de inercia 1:1 entre inercia del motor e inercia de la parte a mover.

Modelos de rigidez, precargas de accionamiento, estudios de amortiguamiento de resonancias, y diseños de controladores son algunos de los temas que se han investigado a lo largo de estas últimas décadas en el campo de los accionamientos.

A continuación, se desarrollará el estado del arte de los tres accionamientos de avance más conocidos de los sistemas mecatrónicos.

2.3.1.1 Husillo a bolas

Un accionamiento basado en husillo a bolas consiste en un husillo soportado por cojinetes en sus dos extremos, y una tuerca por la que recirculan bolas, consiguiendo una transmisión del movimiento por la rodadura de las bolas. La tuerca se conecta a una mesa, que se desliza sobre unas guías que conducen a la mesa y absorben el momento de vuelco que transmite la tuerca. A uno de los extremos del husillo a bolas se le fija el motor rotativo. Entre el motor y el eje del husillo se une un acoplamiento flexible para absorber desalineamientos entre ejes, por montaje, diseño o funcionamiento. En función del diseño, el motor puede incorporar una reductora.

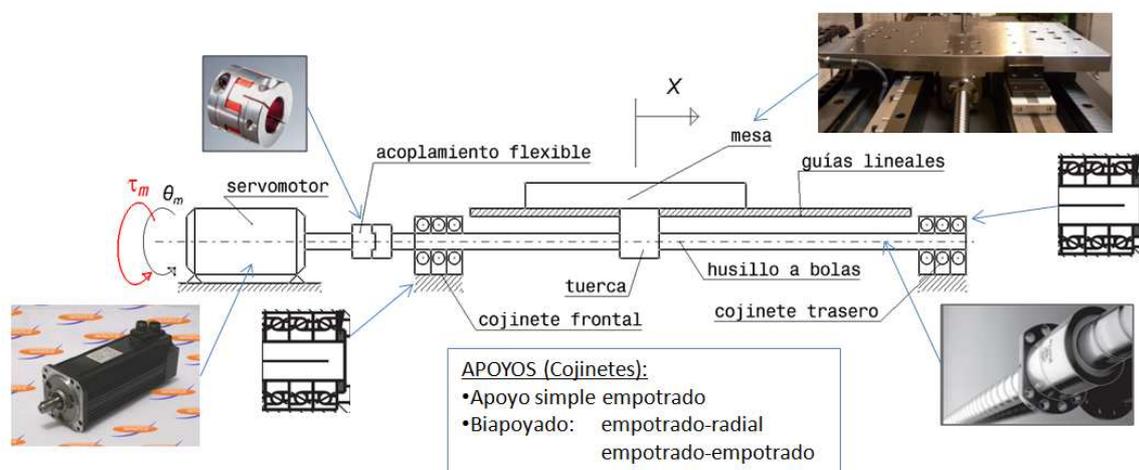


Figura 2. 13. Esquema de un accionamiento con husillo a bolas.

Los accionamientos tipo husillo a bolas son caracterizados por su alta eficiencia, $\eta=95-98\%$, bajo calentamiento, bajo desgaste y vida de servicio larga sin efecto stick-slip (Altintas et al. 2011). Los términos de diseño, cálculo y aceptación de los accionamientos husillo a bolas son descritos en estándares DIN 69051-3, DIN 69051-4 y DIN 69051-5.

En cuanto a las dimensiones dependiendo de la aplicación, el diámetro y paso del husillo puede variar entre 4 y 200 mm, y entre 1 y 80 mm respectivamente (Altintas et al. 2011; «www.korta.com», «www.shuton.com»). Un husillo de 4 metros ya se considera un husillo largo («www.korta.com»).

En cuanto a las características cinemáticas, los actuales accionamientos husillo-bolas pueden alcanzar velocidades de carrera de 100 m/min y aceleraciones de 2.5g.

Otra característica común de los husillos a bola, es la precarga de las tuercas y la pretensión del eje del husillo. Las tuercas están precargadas para evitar holguras (G.-H. Feng y Pan 2012b; Cuttino, Dow, y Knight 1997; Wei y Lai 2011), por ajuste de espaciadores que crean un desplazamiento entre los conductos o usando bolas de gran tamaño. Sin embargo, las precargas provocan una fricción estática mayor en el sistema y por tanto, se requiere una mayor fuerza del accionamiento. Por otro lado, también se pretensa el propio eje del husillo, en el caso de que existan dilataciones térmicas durante el funcionamiento para compensar las sobretensiones en la dirección axial. Esto puede provocar desajustes, deformaciones o roturas, bien en los elementos de sujeción como son los rodamientos de los cojinetes o en cualquiera de los elementos del sistema.

En referencia al modo de trabajo y a las deformaciones de un husillo a bolas, la Figura 2. 14 muestra el caso donde el eje del husillo se encuentra biempotrado y pretensado. La Figura 2. 14 indica cómo en un desplazamiento de ida o forward, entre el cojinete frontal y la tuerca el eje del husillo sufre cargas de tracción y torsión, y entre la tuerca y el cojinete trasero compresión. En el desplazamiento de vuelta o backward, entre el husillo y el cojinete trasero el eje se cargará en tracción, y entre la tuerca y el cojinete frontal en compresión y torsión. Si el eje no estuviese pretensado, el cojinete trasero no realizaría ninguna reacción y desaparecería la compresión del eje entre tuerca y cojinete trasero en el caso de ida, y la tracción en la vuelta. M es el momento del eje del motor, M_t corresponde al momento torsional del eje en el lugar de la tuerca y F_t su fuerza equivalente, F_a equivale a la fuerza de avance de la tuerca al eje, y R_H representa al radio del husillo. El R_{1x} y R_{2x} son las reacciones de los cojinetes.

Las deformaciones axiales (tracción y compresión) y de torsión son acopladas, y distorsionan la precisión de posicionamiento de la mesa. Mientras ocurren deformaciones estáticas durante velocidades de carrera constantes, bajo cargas constantes el accionamiento puede experimentar vibraciones durante posicionado dinámico y bajo operaciones de corte interrumpido.

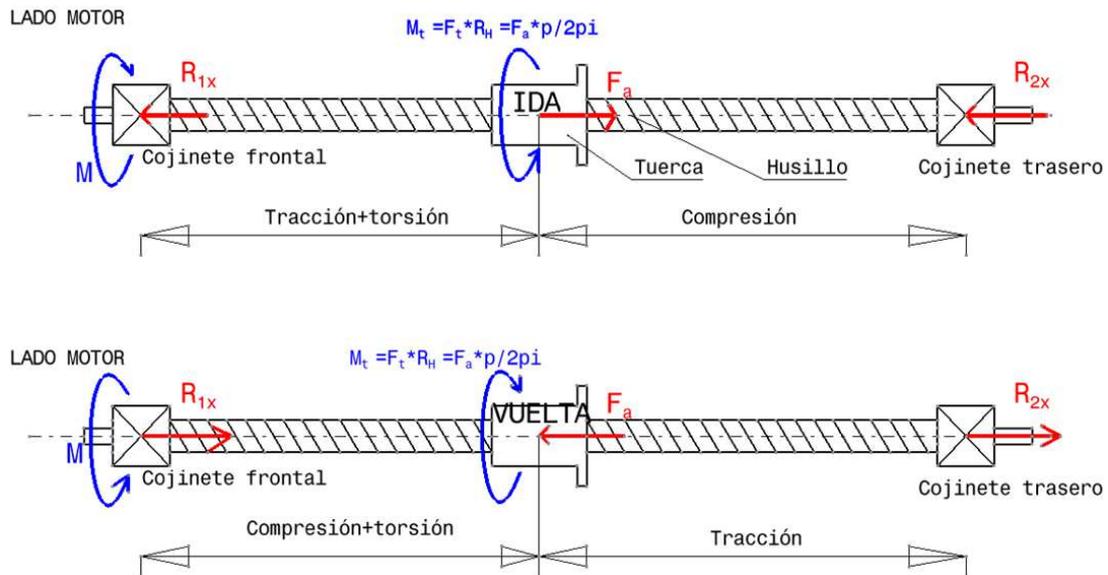


Figura 2. 14. Cargas en el husillo cuando la tuerca junto a la mesa se mueve axialmente.

Al ser el accionamiento de avance más utilizado en los ejes de los servomecanismos, se ha investigado mucho acerca de los husillos a bolas, sobre todo a lo largo de estas dos últimas décadas. Geometría, comportamiento dinámico y el control, han sido los temas más tratados.

En cuanto a la geometría, Cuttino, Dow, y Knight (1997), determinan que los arcos de las ranuras del husillo y la tuerca tengan forma de arco gótico y mayor radio que el de las bolas, hace que crezca el área de contacto, disminuyendo las tensiones máximas, ver Figura 2. 15.

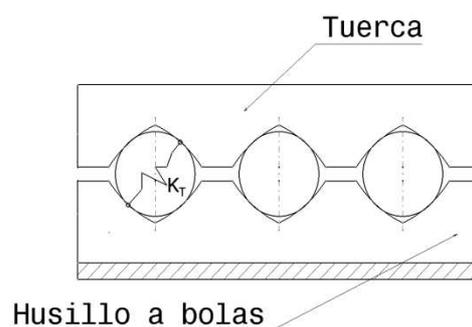


Figura 2. 15. Contacto entre husillo-bolas-tuerca, con forma de arco gótico en ranuras. K_T : rigidez en la intersección husillo-tuerca.

En el campo del comportamiento dinámico de los husillos a bolas, se han estudiado las inercias, rigideces, las vibraciones, el amortiguamiento y la perturbación.

Según Neugebauer et al. (2012), para mejorar el comportamiento dinámico, es esencial una manipulación del ratio rigidez/peso de la estructura de la máquina-herramienta (diseño ligero). Además asumiendo una rigidez constante, la masa de carga debe ser la menor posible para realizar una aceleración dada en desplazamientos Huang, y Cheng (2004) y Vicente et al. (2011) analizan su comportamiento cuando el carro se encuentra a distintas posiciones respecto al centro de gravedad del eje. J.-S. Chen, Huang, y Cheng (2004) estudian los modos de orientación de balanceo y cabeceo de un eje, en distintas posiciones, donde se asumen distintos sobredisparos.

Vicente et al. (2011) estudia la variación de la frecuencia de cada modo para diferentes posiciones de carro y diferentes movimientos de masas. Deducen que cuando el acoplamiento axial-torsional es grande hace que el valor de la frecuencia del primer modo sea menos sensible a variaciones de la masa de carga. Sin embargo, dicen que se puede preferir un acoplamiento de torsión-axial bajo para minimizar las variaciones de frecuencia del segundo modo para posiciones de mesa variables.

En cuanto al amortiguamiento, Varanasi y Nayfeh (2004) crean un sistema para amortiguar las resonancias colocando un amortiguador en el cojinete de empuje que se encuentra en el lado opuesto al motor. La disipación de energía se explica en el modelo tanto por amortiguación histérica como por viscosidad. Para amortiguamiento ligero, una expansión de perturbación produce fórmulas simples para los polos de lazo abierto del sistema, a partir de la cual se obtiene un modelo equivalente amortiguado viscosamente y las funciones de transferencia desde el par motor hasta la rotación del motor y la posición del carro. Los experimentos llevados a cabo confirman que el modelo predice con precisión las funciones de transferencia en lazo abierto.

En cuanto a las perturbaciones, éstas se pueden considerar externas ó internas, y las que contemplan la fricción y el amortiguamiento de fricción viscoso u otro tipo de no-linealidad como puede ser el comportamiento térmico. Kaan Erkorkmaz y Yusuf Altintas(2001) presentan un método para identificar las características de fricción de los accionamientos de máquina-herramienta. La inercia y la fricción viscosa se estiman mediante un esquema de mínimos cuadrados. El modelo de fricción se desarrolla observando el par de perturbación a través de un filtro de Kalman, mientras los ejes se ensayan desplazándose a varias velocidades bajo un control de lazo cerrado.

En cuanto al control, Amin Kamalzadeh y Erkorkmaz (2007) presentan una estrategia de control para alcanzar alta precisión en accionamientos husillos a bolas. El lazo de posición se cierra usando un control SMC (explica en el tema de control), el cual es diseñado para atenuar las vibraciones del primer modo axial. Demuestran que el

controlador es capaz de alcanzar grandes anchos de banda, y los errores de conducción, los cuales son repetitivos, son también modelados en las leyes de control.

El mayor objetivo del accionamiento como de todo el sistema mecatrónico, es conseguir la mejor precisión a mayor velocidad de avance posible, por ello, tiene que haber una buena *sintonía* entre la parte mecánica y el control de la máquina. Kim y Chung (2005) concluyeron que generalmente las características de respuesta de un sistema mecatrónico son mejores cuando las inercias y las rigideces del sistema disminuyen y en consecuencia las magnitudes de las ganancias del controlador crecen.

Se debe tener en cuenta que no es suficiente estudiar solamente el servoaccionamiento y su control, ya que la estructura de la máquina-herramienta puede alterar las frecuencias naturales del sistema e influir en el comportamiento del accionamiento y todo el conjunto mecatrónico. Tampoco es lo mismo estudiar el comportamiento dinámico de un husillo a bolas en la empresa donde se fabrica el accionamiento, que hacerlo en un banco de ensayo o una máquina real teniendo en cuenta las condiciones de contorno reales. Por todo ello conviene crear modelos mecatrónicos precisos que tengan que suplir en modo virtual el comportamiento dinámico general real del sistema, contemplando dichas condiciones de contorno reales.

En cuanto al modelado, además del modelo de amortiguamiento de Varanasi y Nayfeh (2004), el modelo de fricción de Kaan Erkorkmaz y Yusuf Altintas (2001), y el modelo de control que contemplan errores de conducción de Amin Kamalzadeh y Erkorkmaz(2007), ya mencionados, G.-H. Feng y Pan(2012b) proponen un modelo dinámico concentrado para estudiar la variación de precarga del sistema. Teniendo en cuenta las propiedades y condiciones de diseño de un accionamiento husillo a bolas, G.-H. Feng y Pan(2012b) demuestran que la variación de precarga de un husillo a bolas puede ser diagnosticada por las señales de vibración detectadas en las tuercas. El análisis espectral de las señales experimentales adquiridas a partir de varios ajustes de precarga se explica mediante el modelo dinámico. El resultado puede ser significativo en la evaluación de la calidad de las piezas mecanizadas y el estado de salud del husillo a bolas. Esto podría ser útil para los investigadores e ingenieros para supervisar el rendimiento de trabajo del accionamiento.

2.3.1.2 Piñón-cremallera

Para grandes longitudes, los accionamientos con husillos a bolas pierden rigidez si no se incrementa el diámetro. Esto supone un gran aumento de la inercia que debe mover

el motor. En cambio, la transmisión de piñón-cremallera presenta una inercia y rigidez independiente del recorrido. Por ello, para trayectorias de trabajo largas que se requieren en las máquinas-herramientas de grandes dimensiones, el accionamiento empleado es el piñón-cremallera, ver Figura 2. 12b.

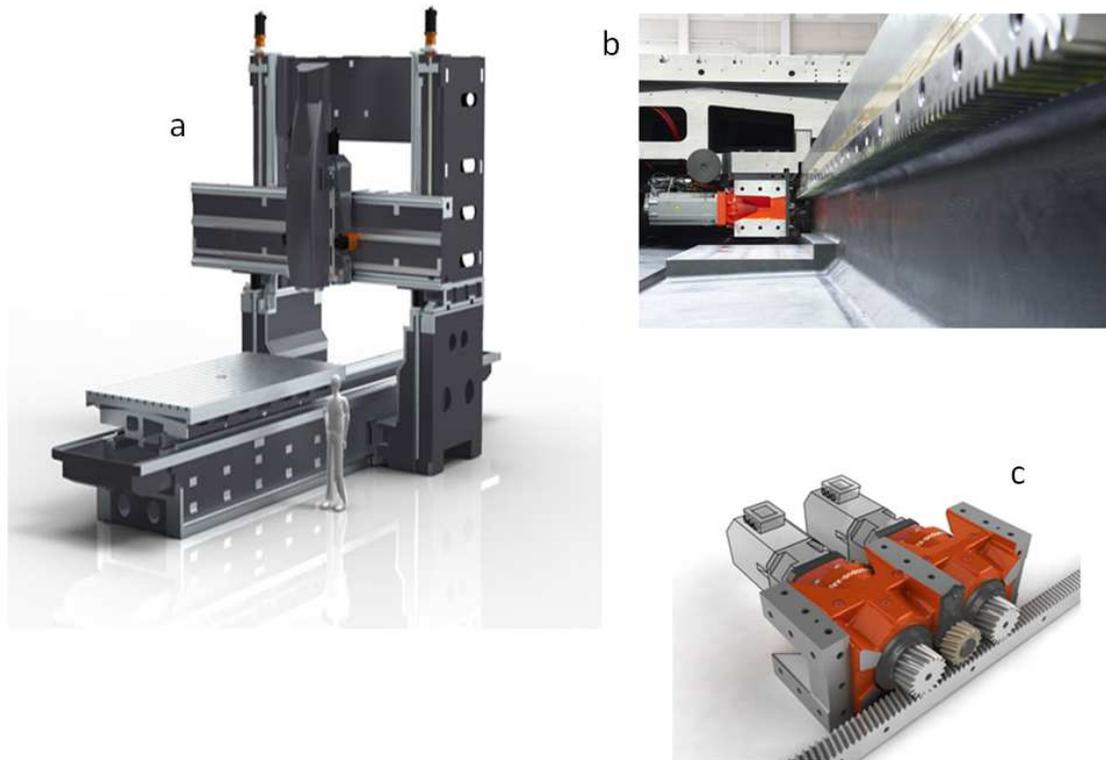


Figura 2. 16. Fresadora de gran dimensión DMG, con accionamiento piñón-cremallera Redex. a) Máquina, b) Vista longitudinal cremallera, c) Accionamiento piñón cremallera con dos motores.

Mediante la unión de varias cremalleras juntas, se pueden realizar unas carreras de avance muy largas (Altintas et al. 2011). La rigidez total está dominada por la rigidez de torsión del engranaje y del eje del piñón, así como de la rigidez de contacto de la combinación de piñón-cremallera. La transferencia de potencia en el piñón se caracteriza por bajas revoluciones y alto par. Toda la línea de accionamiento debe estar diseñada con alta rigidez torsional y libre de holguras. Se podría conseguir una transferencia de avance con libertad de holgura en ambas direcciones de movimiento a través de la separación del piñón. La holgura se puede eliminar mediante dos piñones con engranaje helicoidal que se combinan con una cremallera. Otra posibilidad de realizar el avance libre de holguras es la aplicación de tensión al accionar el piñón con dos motores en direcciones opuestas, mediante el sistema maestro-esclavo, ver Figura 2. 16. Mientras que el motor principal aplica par alto para entregar el movimiento, el segundo entrega menos par para eliminar holgura (Altintas et al. 2011).

Ehrmann, Isabay, y Fleischer (2016) señalan que un accionamiento piñón-cremallera debe ser específicamente diseñado con respecto a sus características. Concluyen la necesidad de crear modelos virtuales mediante la monitorización de las condiciones de los accionamientos de piñón-cremallera. Se proponen principios potenciales de supervisión de condiciones de accionamientos piñón-cremallera: análisis de la vibración, monitorización de las propiedades de los lubricantes y el análisis de la emisión acústica.

2.3.1.3 Accionamientos por acoplamiento directo

Los direct-drives o accionamientos por acoplamiento directo, básicamente son los que pueden alcanzar mayores anchos de banda y valores de jerk debido a la ausencia de elementos de transferencia entre motor y elemento a mover (Neugebauer, Denkena, y Wegener 2007). Para la traslación se usan los motores lineales y para la rotación, los motores de par.

2.3.1.4 Motor lineal

El motor lineal es un motor eléctrico asíncrono con rotor y estator plano, distribuidos de tal forma que producen una fuerza magnética lineal en el sentido de avance. En los accionamientos lineales no hay ningún elemento de transmisión de movimiento flexible. Además de primario y secundario, se deben situar guías lineales para acompañar el movimiento y reglas ópticas en estas guías para poder medir la posición de los ejes. Como no hay contacto entre primario y secundario, se limitan los desgastes y rozamientos (Umezawa et al. 2008) a los que aparezcan en los guiados. Debido a las pérdidas electromagnéticas que existen en el entrehierro se genera gran cantidad de calor, por lo que es necesario contar con un refrigerador.

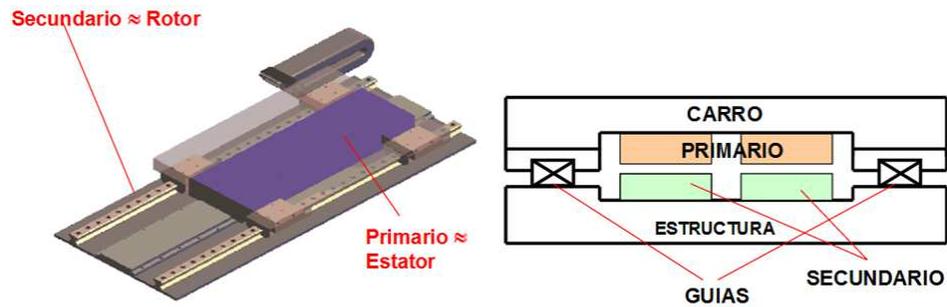


Figura 2. 17. Componentes de un motor lineal.

Los motores lineales tienen capacidad para alcanzar altas aceleraciones y velocidades, pudiendo llegar a 10g. La velocidad del motor lineal máxima suele ser mayor que 120 m/min, y puede alcanzar máximas de 600 m/min. Tiene buen comportamiento dinámico ya que es posible alcanzar altos valores del factor de proporcionalidad del lazo de posición K_v , y llegar cerca de 250 1/s. Otra ventaja, es su fácil montaje de los componentes.

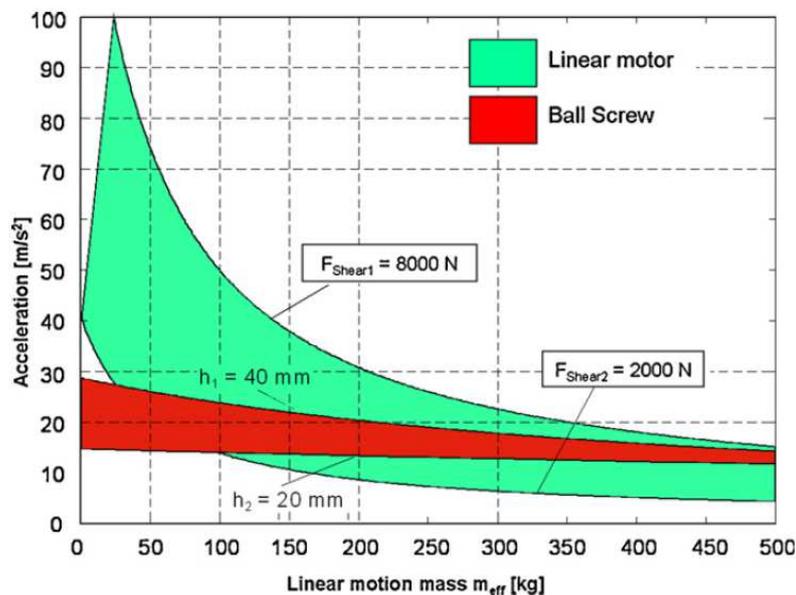


Figura 2. 18. Comparación de capacidades de aceleración entre accionamiento husillo a bolas y motor lineal. WFL (Altintas et al. 2011).

En cuanto a sus inconvenientes, están el alto coste del accionamiento, y que la fuerza limitada frente a la proporcionada por un accionamiento basado en husillos hace que el rango de masas que pueden desplazar quede limitado. Si se interrumpe la alimentación de energía eléctrica, quedan a merced de las fuerzas gravitatorias o

inerciales, por tanto es necesario el empleo de frenos y/o sistemas de compensación. Además, es necesario aislar las guías contra la viruta por la atracción magnética.

El sistema de guía es el mismo que los accionamientos de husillo a bolas. Mientras se evitan las flexibilidades del husillo, la tuerca, el acoplamiento, el eje del motor y los cojinetes de empuje en los accionamientos directos, la carga de corte y la masa se transmiten directamente al motor (Altintas et al. 2011). Los accionamientos lineales permiten una mayor aceleración, velocidad de avance y posicionamiento rápido con anchos de banda de servo elevados respecto a los accionamientos de husillo de bolas (Pritschow y Philipp 1990; Umezawa et al. 2008).

Mientras el motor lineal puede alcanzar altas aceleraciones para cargas útiles ligeras, el accionamiento husillo a bolas puede mantener su capacidad de aceleración para una mayor variación de la masa de carga útil debido a la reducción de la inercia reflejada en el motor giratorio. Las masas pesadas de las mesas de las máquinas y las columnas transportadas por accionamientos lineales de alta velocidad y alta aceleración pueden excitar los modos de baja frecuencia de las estructuras de las máquinas herramienta (Zirn O 2008; Zirn, Weikert, y Rehsteiner 1996). Las vibraciones inerciales resultantes son captadas por encoders lineales colocados sobre la mesa, lo que puede desestabilizar el controlador y producir un acabado superficial deficiente.

En relación al control, Yoshiyuki Tomita, Kenichi Makino, Masanobu Sugimine (1996) desarrollan un sistema de alto rendimiento XY, impulsado por motores lineales paralelos. Se evaluaron las ventajas del sistema de control que incorpora el observador de perturbación de la fuerza y la generación continua del perfil del jerk. El observador de perturbación de fuerza mejor significativamente la respuesta para comandos de pasos repetitivos. Los resultados experimentales demostraron capacidad de posicionamiento preciso.

En el ámbito de la corrección de errores de orientación, con el fin de controlar la posición del centro de gravedad, la flexión y el guiñado independientemente, Umezawa et al. (2008) propusieron el método de control en modo interacción utilizando tres motores lineales para la mesa de la transmisión. A partir de los resultados de la simulación y de los experimentos, se confirma que los tres modos se controlan independientemente y, por lo tanto, la flexión y guiñada pueden suprimirse usando el control del modo de interacción. Además, al combinar el método de control del modo interacción con el observador de perturbaciones y un control feedforward, este sistema de control tiene una alta robustez y una alta capacidad de respuesta. Por último, para realizar la supresión de la flexión y guiñada, es necesario considerar la influencia de la fuerza de empuje en las respuestas.

Referente al mercado, en la feria EMO 2013 celebrada en Hannover y 2015 en Milán, Sodick apostó por la incorporación de las versiones más avanzadas de motores lineales en sus máquinas. La compañía ha instalado un cuarto de millón de motores lineales en sus máquinas, gracias a los cuales consiguen gran precisión y estabilidad en el posicionamiento además de grandes aceleraciones («www.sodick.com»). Dentro de la electroerosión por hilo, Sodick presentó varias máquinas, que además de estar equipadas con motores lineales llevan nuevos generadores que reducen el número de cortes para lograr la precisión y acabado superficial necesarios, lo cual se traduce en una mayor productividad.

2.3.1.5 Motor de par

Transmiten la potencia de forma directa a los elementos de la máquina sin ningún cuerpo ni mecanismo adicional tal como reductores, correas y polea, o contra ejes, debido a su alto par. El concepto es extremadamente simple, el esfuerzo de torsión generado por el motor eléctrico se aplica directamente en el eje del máquina. Se utilizan para accionamientos de avance en ejes rotativos de altas prestaciones y para los casos donde se utiliza el mismo sistema del eje rotativo como accionamiento principal: máquinas multitarea, eje C en centros de torneado, etc., ver Figura 2. 19.

Desde el punto de vista de diseño y construcción de máquinas, la irrupción de los motores de par en 2003 ha facilitado la resolución cinemática y de transmisión en las máquinas multitarea. Es una excelente opción para aplicaciones en válvulas de control (Ahmed, Laghrouche, y El Bagdouri 2012).

Como en los motores lineales, en los motores de par al contar también con efecto electromagnético, la disipación del calor es igualmente un problema.

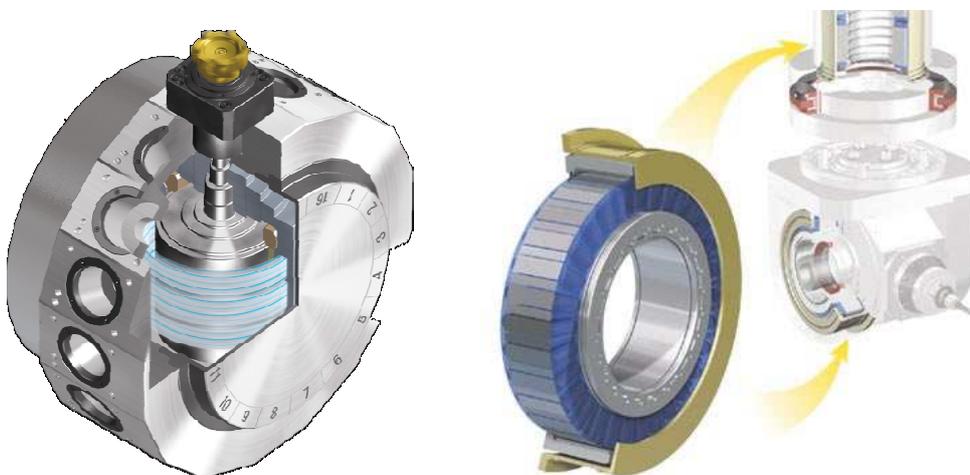


Figura 2. 19. Dos conceptos mecánicos asociados a multitasking: torretas de motor integrado y motores de par para ejes rotativos, sistema trifix de DMG-MORI («www.dmgmori.com.»).

Los accionamientos para ejes rotativos (A, B, C) utilizan un servomotor y reductor (sinfín-corona), ver Figura 2. 20. Este conjunto de elementos se encarga por ejemplo de mover los ejes rotativos de los dos últimos eje de la "cuna" de un CM de 5 ejes tipo PPPRR.

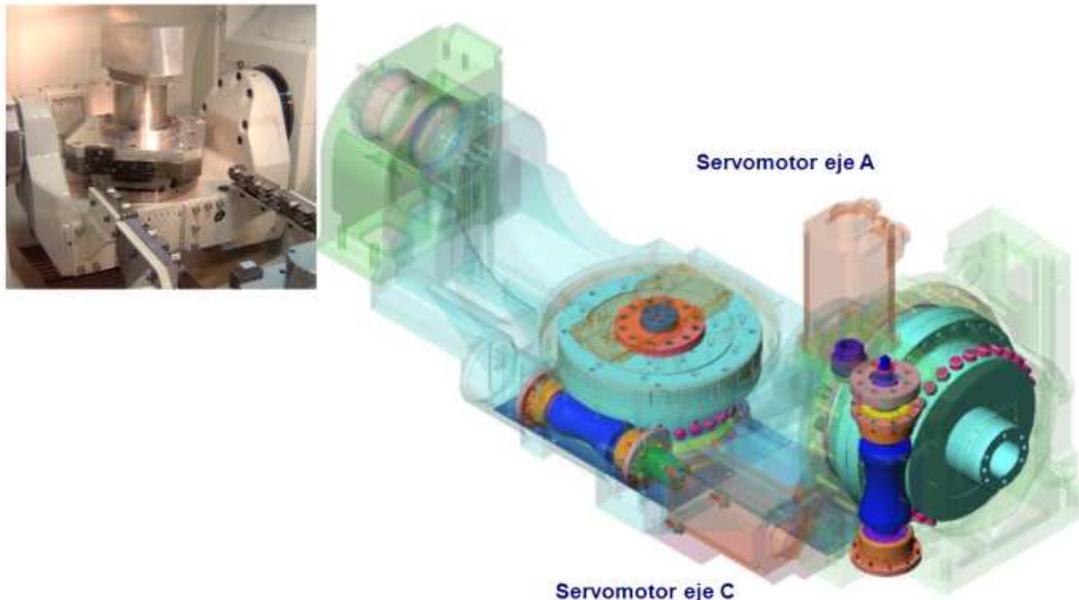


Figura 2. 20. Accionamiento para eje rotativo.

El estudio de la variación térmica (Ahmed, Laghrouche, y El Bagdouri 2012; Oswald et al. 2012), fricción (Wang y Wang 2015; Ahmed, Laghrouche, y El Bagdouri 2012) y desgaste (Peng, Kessissoglou, y Cox 2005), refrigeración (Oswald et al. 2012) y lubricación (Peng, Kessissoglou, y Cox 2005), pérdida de corriente (Oswald et al. 2012), dimensiones del rotor y el estator (Ahmed, Laghrouche, y El Bagdouri 2012), geometría del ángulo de rotor (Ahmed, Laghrouche, y El Bagdouri 2012), vibraciones (Peng, Kessissoglou, y Cox 2005), y la propia magnitud de par son temas recurrentes en el campo de los motores de par.

Hay que destacar, que muchas de estas investigaciones han planteado líneas de investigaciones futuras.

En cuanto a cambios en la construcción, Oswald et al. (2012) trabajan en un motor que es un primer paso para introducir devanados para aplicaciones de motor de alto par. Esperan nuevas cintas superconductoras con un mejor rendimiento para reducir aún más las pérdidas de corriente alterna (CA). Estas cintas semiconductoras son necesarias para reducir las demandas de refrigeración y, por lo tanto, dar lugar a una alta eficiencia general.

En referencia a la construcción, estudio técnico y salud de la maquinaria, posibles investigaciones futuras en este tipo de accionamiento, pueden venir por ejemplo de lo que han estudiado Peng, Kessissoglou, y Cox (2005). Ellos analizan la lubricación, y las causas del fallo de la máquina. Destacan condiciones específicas de desgaste por contacto de metal a metal y analizan las vibraciones de los engranajes helicoidales. En la Figura 2. 21a se muestra la construcción de un motor de par y distintas gamas de motores de par en la Figura 2. 21b.



Figura 2. 21. Motor de par. a) Construcción, b) Distintas gamas.

En cuanto al control, modelado, y compensación de la fricción Ahmed, Laghrouche, y El Bagdouri (2012) y Wang y Wang (2015) han propuesto distintos trabajos.

Por Ahmed, Laghrouche, y El Bagdouri (2012) se ha discutido el modelado y control del motor DC de par de ángulo limitado y se ha derivado un modelo físico no lineal. El par de este motor depende del ángulo del rotor con respecto al estator. Ahmed, Laghrouche, y El Bagdouri (2012) han evaluado experimentalmente el coeficiente de par motor electromagnético, en función del ángulo del rotor. Los resultados experimentales de un actuador comercial basado en este motor validan el modelo propuesto en condiciones variables de temperatura. Este modelo es simple y preciso, adecuado para propósitos de control ya que incorpora fricción y no linealidades en la elasticidad, y efectos de temperatura en el actuador. Ahmed, Laghrouche, y El Bagdouri (2012) desarrollan un esquema de control de modo deslizante de segundo orden para el control robusto del actuador. El controlador ha reducido el fenómeno de chattering a un nivel despreciable. En opinión de Ahmed, Laghrouche, y El Bagdouri (2012) los desarrollos futuros en esta dirección son el modelado paramétrico de la curva de par y un modelo completo y preciso basado en las dimensiones del estator y del rotor.

Wang y Wang(2015) proponen un algoritmo de control de par robusto y adaptativo con la compensación de fricción dinámica basada en un modelo para lograr un control de seguimiento de par de alta precisión para el motor de par en lazo cerrado.

2.3.2 Elementos de medida: Encoders y reglas ópticas

Según la magnitud que se desee detectar se escoge un sensor u otro. Posición lineal o angular, desplazamiento y deformación, velocidad lineal y angular, sensores de presencia, temperatura... son algunas de las magnitudes que se miden.

En esta sección se realizará un estado del arte de los encoders y reglas ópticas que controlan la posición de un eje de máquina-herramienta.

Los datos mínimos que se pide a un elemento o instrumento de medida son la precisión, la resolución y la exactitud. Características como la linealidad y la fiabilidad, también son valoradas en los instrumentos de medida de los sistemas mecatrónicos. Así, la precisión de un instrumento es una medida de la veracidad de sus salidas. La resolución de un instrumento es la medida de menor incremento en posición que puede medir. La exactitud de un instrumento de medición de posición es el grado de reproducibilidad. La linealidad de un instrumento de medición de posición es una medición de la desviación entre la salida del sensor y el desplazamiento real que se mide. Y la fiabilidad de un elemento de medida se define como la probabilidad de que funcione adecuadamente durante un período determinado bajo condiciones operativas específicas, por ejemplo, condiciones de presión, temperatura, fricción, velocidad, tensión o forma de una onda eléctrica, nivel de vibraciones, etc.

La lectura del elemento de medida o sensor, dependerá de la suma de la lectura real y el error. Por ejemplo, la posición de la mesa de un accionamiento husillo a bolas medida por la regla óptica como se indica en la Ec. (2.1), será la posición real de la mesa más el error de medición.

$$P = P_{real} + \Delta\epsilon \quad (2.1)$$

En el elemento de medida, como en cualquier otra componente de la arquitectura o estructura del sistema mecatrónico, se busca minimizar el error, o el impacto que tiene el error en el modelo.

La posición absoluta del accionamiento de avance debe medirse para posicionar con precisión la herramienta sobre la pieza de trabajo (Altintas et al. 2011). Los encoders absolutos tienen posiciones absolutas codificadas en binario. Los encoders incrementales tienen una marca de referencia adicional que permite al controlador

controlar la posición absoluta contando las marcas igualmente espaciadas con respecto a la marca de referencia.

Los accionamientos de avance usan sensores de posición y velocidad para el avance del eje, y de corriente para cerrar el lazo de potencia. Generalmente, los sistemas de medida son los encargados de dar la posición y velocidad real de los ejes de la máquina con el objetivo de mejorar su precisión de posicionado y el ancho de banda de la respuesta (Altintas et al. 2011). En los sensores posición y velocidad, se pueden utilizar diferentes sistemas de medida, pero principalmente se trabaja con ópticos o magnéticos, como se muestra en la Figura 2. 22.

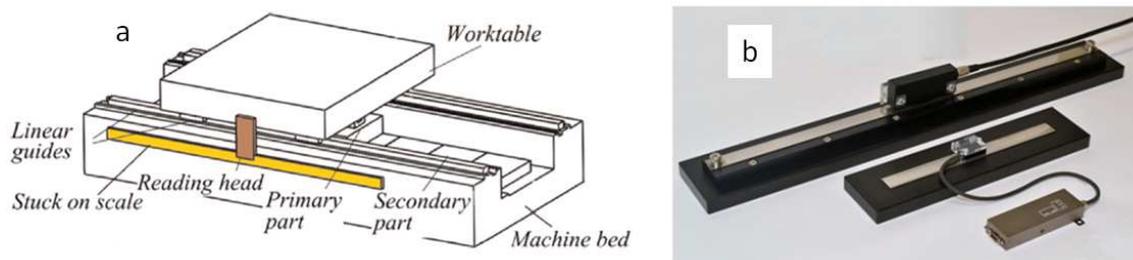


Figura 2. 22. Reglas lineales. a) Regla óptica lineal (X. Yang et al. 2015), b) Encoders lineales magnéticos Magnescale Co., Ltd. Imagen superior absoluto, e imagen inferior incremental.

SENSORES MAGNÉTICOS:

En cuanto a sensores magnéticos, las escalas magnéticas usan cabezales sensibles al deslizamiento para detectar ondas seno y coseno desde una escala de grabación magnética. La escala es un impreso de alambre con miles de pares de polos norte/sur (Slocum 1992). Este tipo de sensor existe en forma lineal. La mayor ventaja respecto a las escalas ópticas es que son relativamente inmunes a la suciedad y a los fluidos.

Los sensores magnéticos típicos son denominados Eddy Current. Pero estos se usan más para medir distancias cortas como en aplicaciones de micromecanizado, para finales de carrera o captación de vibraciones.

SENSORES ÓPTICOS:

En cuanto a sensores ópticos, los sensores de posición del banco de ensayos usado en este estudio, tiene un encoder rotatorio óptico Sick SRM50 para medir la posición angular en el eje del motor, y una regla óptica Heidenhain LS186 para medir la posición

lineal del carro. Por ello, el desarrollo del estado del arte se centrará más en los elementos de medida ópticos.

Los encoders ópticos funcionan según el principio de contar líneas de escala, ó ranuras pasantes, con el uso de focos de luz como diodos LED y fotocélulas que detectan la llegada del haz de luz (Slocum 1992; Altintas et al. 2011; L. N. López de Lacalle y Lamikiz 2009). Estos sistemas que utilizan dispositivos de barrido de luz, proyectan la luz en dos graduaciones con períodos de rejilla iguales. Una de las graduaciones, el retículo de exploración se mueve en relación con el otro, el retículo de la escala, ver Figura 2. 23. Cuando la luz pasa a través de una rejilla de vidrio o metal, las superficies claras y oscuras se proyectan a un sensor fotoeléctrico. Hay dos posiciones límite, en primer lugar, cuando las rejillas están alineadas, la luz pasa y las células fotovoltaicas generan el valor de voltaje máximo. Por otra parte, si las líneas de una rejilla coinciden con las aberturas de la otra, no pasa luz y la señal de las células fotovoltaicas es mínima.

Los sensores ópticos pueden ser configurados para medir movimientos lineales o de rotación angular. Muchos producen una salida digital basada en el recuento de las líneas de escala y normalmente son inmunes a ruidos eléctricos encontrados por otros elementos electrónicos (Fukuma 2009). Es un método libre de contacto, por lo que los sistemas de medición están libres de desgaste (L. N. López de Lacalle y Lamikiz 2009). Algunos encoders ópticos también producen ondas seno y coseno analógicas a la salida y pueden ser susceptibles a ruidos eléctricos.

Sin embargo, los encoders ópticos son extremadamente sensibles al polvo, a la suciedad, y la contaminación de fluidos, por tanto, deben ser cuidadosamente protegidos o usados en un ambiente limpio. Por ello, los encoders ópticos fueron inicialmente considerados aparatos delicados con cuestionable confiabilidad. Sin embargo, años de evolución de diseño han producido diseños que resisten cualquier tipo de operación ambiental, ver Figura 2. 23.

En referencia a la influencia de las vibraciones en la medida y sus inconveniencias, recientemente, en cuanto a reglas ópticas lineales X. Yang et al. (2015) han analizado y discutido los efectos de la vibración torsional mecánica sobre el error de la regla y sobre la fluctuación del desplazamiento. Para las tres vibraciones de torsión, el error de orientación causado por la vibración de guiñada (yaw) es mucho mayor que las vibraciones de balanceo (roll) y de cabeceo (pitch), que es la dirección sensible del error de la regla. Se propone tomar medidas para reducir la vibración del desplazamiento. La posición de la instalación de la escala de la rejilla puede ser

optimizada para evitar la vibración torsional y el cabezal de lectura se puede instalar desde el centro de la mesa de trabajo a una distancia adecuadamente definida.

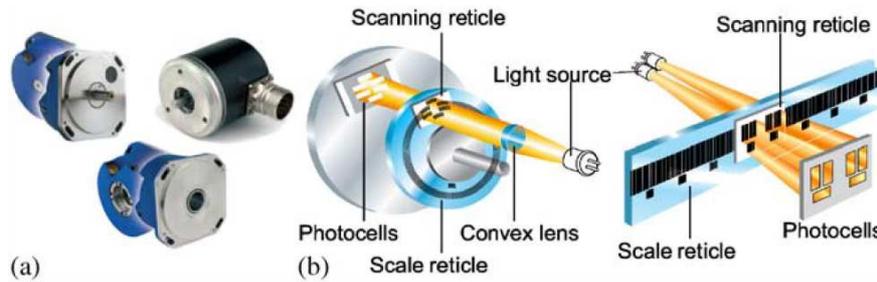


Figura 2. 23. a) Encoders rotatorios, b) Exploración fotoeléctrica para un encoder rotatorio y un encoder lineal. (Cortesía de Fagor Automation).

En la actualidad los que más se emplean son las reglas ópticas para medidas lineales y los encoders ópticos o magnéticos para medidas angulares y velocidades en motor. En ocasiones se utilizan sistemas de medida redundantes, regla óptica combinada con un encoder, para un mayor control de la cadena cinemática. Una práctica común es convertir el lazo de velocidad cerrado usando un encoder rotatorio para rigidizar la medida, y el lazo de posición con una escala lineal para precisión (A. Kamalzadeh y Erkorkmaz 2007). Si la señal de retroalimentación es tomada de un sensor conectado al motor, es decir del encoder, el giro del motor puede ser controlado generalmente con gran rapidez, pero la posición real de la mesa es desconocida y puede desviarse de la posición deseada debido a efectos cuasi-estáticos, así como por resonancia del sistema. Si la señal de retroalimentación es tomada únicamente de la posición de la mesa, es decir de la regla, los errores cuasi-estáticos pueden ser eliminados, pero el ancho de banda del controlador se limitará ya que al no controlar la velocidad del eje, la primera frecuencia de resonancia del accionamiento disminuirá, inestabilizando el sistema. Es por ello que usualmente, se recomienda utilizar un encoder rotacional en lazo cerrado de velocidad para rigidizar, y una regla lineal en el lazo de posición para conseguir precisión.

Aunque el modo habitual de cerrar un lazo de posición de accionamiento husillo a bolas sea mediante una regla óptica, A. Kamalzadeh y Erkorkmaz (2007) presentan una estrategia de control en la que el lazo de posición se cierra mediante retroalimentación rotativa. Los errores que se originan a partir de las imperfecciones de la conducción y las deformaciones elásticas se modelan y compensan contrarrestando los comandos de la trayectoria. Comentan que la realimentación lineal puede añadirse opcionalmente para mejorar aún más la precisión final. Se demuestra que en cualquier caso, la compensación de los errores de conducción y las deformaciones elásticas conducen a una mejora sustancial del rendimiento.

Actualmente Das et al. (2016) han estudiado, y desarrollado nuevos conceptos y tipos de sistemas para encoders rotatorios. Diseñan, desarrollan y prueban un nuevo encoder rotatorio absoluto. Das et al. (2016) introducen mayor espacio entre el disco y el detector, así como con la fuente de luz. Por lo tanto, el disco giratorio no podría dañar los foto detectores ni la fuente de luz, resultando inmune a vibraciones y choques. El encoder rotatorio propuesto, dentro de su rango de medición de 0 °- 360 °, presenta buena linealidad, repetibilidad ($\pm 0.4^\circ$) y precisión ($\pm 1^\circ$).

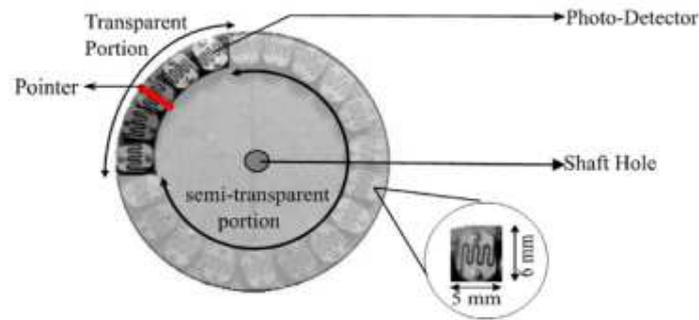


Figura 2. 24. Encoders rotatorios de retícula escalar (Das et al. 2016).

2.3.3 Control de accionamientos

Definido el ancho de banda como la longitud, medida en Hz, de la extensión de frecuencias en la que se concentra la mayor potencia de la señal, los principales objetivos de control en un sistema de accionamiento de avance son: Minimizar el error de seguimiento, maximizar el ancho de banda, y amortiguar las vibraciones flexibles (Hanifzadegan y Nagamune 2013).

El estado del arte del control de accionamientos se ha obtenido centrado sobre todo en los accionamientos husillo a bolas. Los temas investigados en control de accionamientos son: Generación y control de trayectoria y, Técnicas de compensación de perturbaciones.

2.3.3.1 Generación y control de la trayectoria

El estudio de la generación y control de la trayectoria lo dividiremos en:

Funcionamiento de un control genérico, controlador básico PID, temporización y frecuencias de los lazos de control, elementos de un control numérico, controles

avanzados, filtros comunes en sistemas de control y generación del movimiento o path-planning.

FUNCIONAMIENTO DE UN CONTROL GENÉRICO

El análisis del funcionamiento de un control genérico es de un control en lazo cerrado. El control tiene que leer un programa codificado, y dar las consignas para el correcto movimiento de los ejes, es decir, con el mínimo error de posicionamiento posible. Los sistemas de control generalmente se dividen en controlador y máquina, ver Figura 2. 25. El controlador a su vez se clasifica en lógicas de control (algoritmos de control) y actuadores, convertidor de potencia en el caso de la máquina-herramienta. Los sistemas a controlar pueden ser mecánicos, eléctricos, térmicos... (Ogata 2010). La máquina, por ejemplo, puede ser un accionamiento husillo a bolas o cualquier ejemplo de sistema representado en la Figura 2. 2. La máquina también se divide en dos partes, la planta y la sensórica. La planta recibe dos tipos de señales, una de la salida del convertidor, y la otra de las perturbaciones. El objetivo del sistema de control es conducir la planta de forma que siga a la consigna o comando establecido, mientras se compensan las perturbaciones. No es posible predecir las prestaciones del lazo de control sin conocer previamente su modelo matemático.

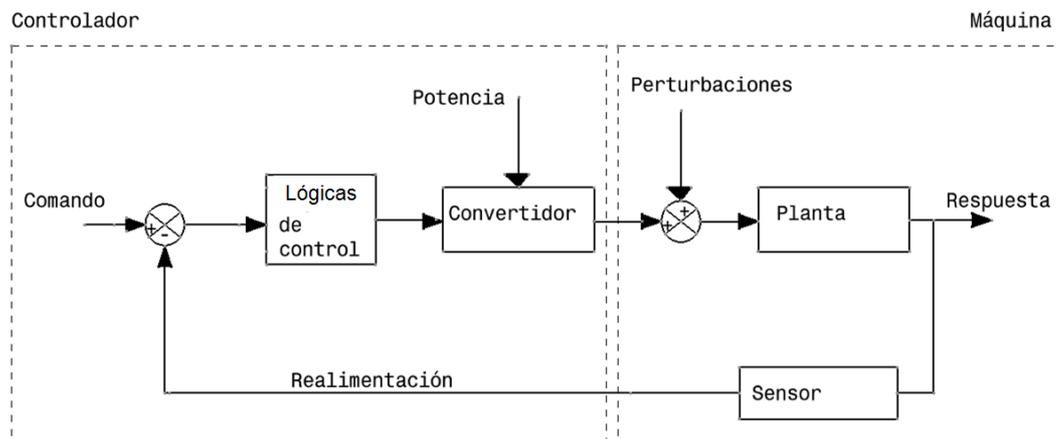


Figura 2. 25. Estructura general de un sistema de control.

El procedimiento de medir la señal de salida y restarla de la entrada se llama realimentación negativa. El lazo que se forma al realizar la realimentación suele denominarse lazo cerrado.

Los comandos son las señales que tiene el sistema de control por los que recibe estímulos que indican cómo se desea que sea su evolución. Las lógicas de control o algoritmos de control, procesan una señal, es decir la diferencia entre la entrada de

referencia (comando o consigna) y la medida de la salida del sensor, y produce una señal de salida adecuada para controlar la planta que es enviada al actuador o al convertidor. El convertidor, es el dispositivo que convierte la señal de la salida del controlador en otra señal de distinta naturaleza y generalmente de mayor potencia, y la aplica a la planta. Los algoritmos de control y los convertidores tienen dinámicas rápidas, y normalmente se modelan con ganancias. El estado del arte del modelado de accionamientos, se desarrolla en la sección 2.4. Sin embargo, pueden ser consideradas como retardos de primer orden o con dinámicas de orden superior en algunos controladores avanzados (González-González et al. 2014). Y el sensor, que ya ha sido explicado más detalladamente en el apartado 2.3.2, es el dispositivo de medida, que convierte una señal de salida en otra magnitud, generalmente eléctrica, apta para ser tratada por los algoritmos de control.

CONTROLADOR BÁSICO PID. FUNCIONAMIENTO Y MODELADO

En un control de posición, el algoritmo de control intenta minimizar el error de seguimiento o "following /Tracking error" (FLWE), que es la diferencia entre la consigna de posición y la medida actual, como se muestra en la Figura 2. 26. En esta Figura 2. 26, se parte de un modelo de control para explicar el comportamiento del controlador básico PID, pero el estado del arte del modelado, se profundiza en la sección 2.4.

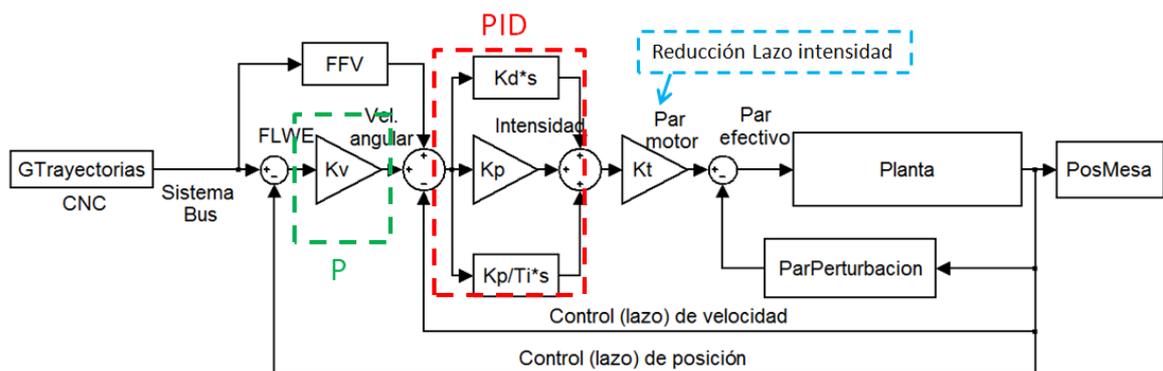


Figura 2. 26. Modelo de control en cascada para accionamientos lineales.

La estructura de control en cascada mostrada en la Figura 2. 26 es el más comúnmente utilizado en el ámbito industrial. Por lo tanto, también se utiliza como una estructura de control de referencia respecto a nuevos algoritmos publicados en la literatura. Los comandos de posición se transmiten desde el CNC al accionamiento a través de un sistema de comunicación de datos, habitualmente de un sistema denominado Bus. El diagrama de bloques representa un sistema de accionamiento directo, y el controlador tiene un lazo de corriente interno, que es comandado por lazos de control de

velocidad y posición. Para corregir el error de seguimiento, en el lazo de posición el primer algoritmo de control que se utiliza es un Control proporcional (P) con ganancia proporcional (K_v) de posición variable. A continuación, en el lazo de velocidad se utiliza un controlador PID que tiene una ganancia proporcional (K_p), y una acción integral con constante de tiempo (T_i) para minimizar el error de estado estacionario causado por las posibles perturbaciones y el desfase de la inercia de la planta. El controlador PID, es un controlador PI al que se le añade en paralelo una ganancia derivativa (Coelho, Araújo, y Silveira 2014), aunque no es habitual porque genera señales de comando muy nerviosas. Los controladores PID, se basan en suavizar las aceleraciones y deceleraciones, por lo que se puede aumentar la ganancia del lazo de posición K_v .

Si la constante de tiempo mecánica de todo el sistema mecánico (motor, actuador y carga) es un orden de magnitud mayor que la constante de tiempo eléctrica y mayor que el tiempo de ciclo del lazo de intensidad, se puede prescindir del lazo cerrado de intensidad. Equivale a suponer que la intensidad comandada se alcanza de forma inmediata por parte del motor, en el caso de la Figura 2. 26 el lazo de intensidad está reducido y representado solamente por la ganancia del par K_t . Cuando se tienen accionamientos de acoplamiento directo, caso de los motores lineales o torque motors, altamente se recomienda un modelo de lazo de intensidad más complejo, en estos casos, la intensidad se compara en el devanado del motor con la consignada.

Habitualmente, las inercias y las fuerzas de amortiguamiento viscosas se tratan de compensar por las acciones de control feedback y feedforward, respectivamente. Respecto a los algoritmos tipo feedforward se debe mencionar que se basan en introducir directamente una acción de control proporcionales a la consigna de posición, velocidad y/o aceleración. En la Figura 2. 26, se puede observar un feedforward de velocidad (FFV).

TEMPORIZACIÓN Y FRECUENCIAS DE LOS LAZOS

En la mayoría de los dobles lazos cerrados de velocidad y posición, el lazo de posición se cierra en períodos que van desde 1 ms a 5 ms, y el de velocidad de 0.1 a 0.5 ms. Y el lazo de corriente aproximadamente diez veces más rápido que el de velocidad.

La primera frecuencia natural en modo no rígido de los accionamientos husillo a bolas está entre 10-100 Hz (Uriarte et al. 2013). Los anchos de banda máximos del lazo de velocidad rondan los 100 Hz, y los del lazo de posición los 30-80 Hz (Dong y Tang 2014a). Todos estos valores son orientativos y dependerán de los parámetros y condiciones de la planta. En todo caso, Pritschow y Philipp (1992) demuestran que el

ancho de banda se puede aumentar en tres veces con lazos de control y compensación. Según J.-S. Chen, Huang, y Cheng (2004), con el uso de un mecanismo de accionamiento rígido, la primera frecuencia natural (f_n) de un accionamiento debe ser entre 3 y 10 veces mayor que el ancho de banda en el lazo de velocidad (BW_{LCV}). Y el ancho de banda del lazo de velocidad debe ser entre 3 y 10 veces mayor que el ancho de banda del lazo de posición (BW_{LCP}), es decir:

$$BW_{LCP} < \frac{BW_{LCV}}{3} < \frac{f_n}{9} \quad (2.2)$$

Controladores comerciales como los de Fanuc y Siemens, recomiendan que la primera frecuencia natural del sistema mecánico sea un orden mayor que el ancho de banda de la respuesta en posición, para asegurar que la elasticidad del mecanismo del accionamiento no produzca errores significativos.

ELEMENTOS DE UN CONTROL NUMÉRICO

Los sistemas de control de ejes individuales se conectan a través del sistema de comunicaciones industriales en Bus, ver Figura 2. 26 anterior. Un procedimiento para crear sistemas de control mecatrónicos se muestra en Figura 2. 27.

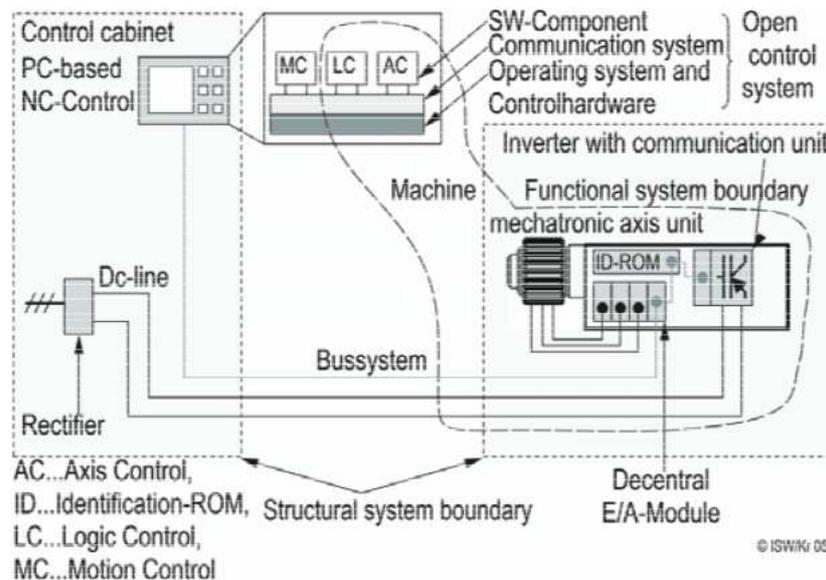


Figura 2. 27. Integración funcional mediante la armonización de los límites de los sistemas estructurales y funcionales («www.isw.uni-stuttgart.de»).

Entre los elementos de un CNC de última generación además de los accionamientos y los elementos de medida ya descritos, el interface hombre-máquina, controladores o drivers, el control lógico (PLC ó autómeta) y el sistema Bus son cuatro elementos fundamentales en el funcionamiento del control y en la comunicación entre los dispositivos del control y la máquina, ver Figura 2. 27.

El interface es la parte visible del CNC. Esta aplicación permite ejecutar todas las funciones de la máquina y cargar los programas. Aquí también se visualiza el estado de la máquina: posición, velocidades de ejes, potencia consumida, alarmas, programas, trayectorias,... Dependiendo del fabricante puede variar la presentación y las prestaciones, pero casi siempre se dispone de la misma información básica.

El controlador, variador o driver está situado en el armario eléctrico de la máquina, y es el encargado de la generación de comandos o consignas necesarias para la ejecución de un programa. En él se encuentra el microprocesador encargado del cálculo de las posiciones de cada eje y la regulación de los ejes. También se integra un autómeta programable (PLC) que ejecuta todas las órdenes auxiliares que no dependen del movimiento. También dispone de fuente de alimentación, tarjeta de entradas/salidas, y de toda la electrónica necesaria para el control de la trayectoria de la máquina, así como de su estado manual, automático ó alarmas, etc.

El sistema Bus, se encarga de enviar toda la información entre los diferentes elementos que forman el control de la máquina. El bus debe garantizar que la transmisión de señales sea fiable y rápida. En la actualidad existen tres estándares que se utilizan en CNC: PROFIBUS (Siemens), SERCOS (Fagor) y el EtherCAT (Rostan, Stubbs, y Dzilno 2010). El CANopen (Luo et al. 2011) es otro protocolo actual de comunicación de alto rendimiento para uso industrial.

ALTERNATIVAS AL PID Y ESTRATEGIAS DE CONTROL AVANZADAS

Se pueden encontrar un número significativo de controladores avanzados en la literatura, destacando como ejemplos a Hang, Astrom, y Wang(2002), Nauoar et al. (2007), Altintas et al. (2011) y Castillo y Melin (2012). Además de la posición, los algoritmos de control pueden usar la velocidad, la aceleración y el jerk. Los compensadores basados en estas variables se utilizan para minimizar los efectos de la fricción, compensar la perturbación de la fuerza de corte y la dinámica no modelada.

Uno de los controles avanzados más investigados en la última década es el SMC (Sliding Mode Control), el cual se ha aplicado a todo tipo de controles para

accionamientos (A. Kamalzadeh y Erkorkmaz 2007; Ahmed, Laghrouche, y El Bagdouri 2012; Dong y Tang 2014a). El SMC es un método de control no lineal que altera la dinámica de un sistema no-lineal por la aplicación de una señal de control discontinua, que fuerza al sistema a "deslizar" a lo largo de una sección transversal del comportamiento normal del sistema. El diseño del controlador de A. Kamalzadeh y Erkorkmaz(2007), está basado en control de modo deslizamiento adaptativo (SMC), que proporciona excelentes capacidades de seguimiento y robustez. Ahmed, Laghrouche, y El Bagdouri (2012) aplican un control de modo deslizante en motores de par. Una variante del SMC, lo aplicaron Dong y Tang (2014a) que diseñaron un controlador ABSMC (Adaptative Backstepping SMC) de modo deslizante combinando con la técnica de retroceso para suprimir la vibración.

Desde el comienzo de la definición y aplicación de sistemas inteligentes, se han desarrollado distintas estrategias de control como sistemas de inferencia Fuzzy y Reinforcement Learning, aplicadas al control de sistemas mecatrónicos (Tong 1977; Lee, Seo, y Jung 2012).

El ajuste de las ganancias juega un rol importante en el diseño de un controlador (Altintas et al. 2011). Un sistema de control difuso o control Fuzzy es un sistema de control basado en la lógica difusa. En este control, un sistema matemático que analiza los valores de entrada analógica en términos de variables lógicas que toman valores continuos entre 0 y 1, en contraste con la lógica clásica o digital que opera sobre valores discretos de 1 o 0 (verdadero o falso, respectivamente) (Castillo y Melin 2012). A lo largo de las últimas décadas, el control de Fuzzy ha sido ampliamente usado para controlar parámetros de auto-ajuste (self-tuning).

En concreto, RL (Reinforcement Learning) es un tipo de estrategia para diseño de controles, que proporciona una adaptación autónoma interesante para el ajuste de ganancias del control de sistemas mecatrónicos. El modelo RL permite distintas enfoques, que son testeadas buscando el mejor ajuste para el accionamiento (Fernandez-Gauna et al. 2014). Los parámetros del controlador PID se ajustan mediante una optimización de búsqueda aleatoria. Los métodos de acción crítica utilizados superan al controlador PID en los experimentos computacionales realizados. El modelo RL de Fernandez-Gauna et al. (2014a) requiere menos iteraciones que la búsqueda aleatoria convencional, y requiere menos realimentación y esfuerzo de ajuste.

Otras estrategias de control son el control adaptativo o error de seguimiento mínimo (MTE, Minimum Tracking Error). La técnica de control adaptativo se puede aplicar con buenos resultados en aquellas ocasiones en las que el modelo, aun siendo conocido,

cambia continuamente por variar las condiciones de funcionamiento. La idea básica del control adaptativo es modificar en tiempo real los parámetros que definen el regulador, por ejemplo PID, de acuerdo al comportamiento instantáneo del sistema. En cuanto al control adaptativo, Neugebauer, Denkena, y Wegener(2007), Vicente et al. (2011) y Altintas et al. (2011) auguran un mayor control de procesos, mejor compensación de errores de máquina, y mayor compensación de la fricción.

Una versión de modo compensación ASMC (Adaptative Sliding Mode Control) fue propuesto por A. Kamalzadeh y Erkorkmaz(2007) para un control activo de accionamientos husillo a bolas. En respuesta a las desventajas del ASMC, especialmente en términos de estimación de la perturbación y saturación de entradas del control, Won y Hedrick (2001) propusieron un controlador de deslizamiento de perturbación adaptativa en tiempo discreto (DADSC) para sistemas de una entrada-una salida (SISO). Ellos demostraron la efectividad del DADSC en control de velocidad de los motores. Sin embargo, sus métodos no se usaron directamente para modos de compensación de sistemas de una entrada- múltiple salida (SIMO) de accionamientos husillo a bolas flexibles.

C. Okwudire y Altintas(2009) consideraron el modo de acoplamiento torsional-axial en accionamientos husillo a bolas, cuales profundizaron más en la precisión posicional en aplicaciones de posicionado de alta velocidad. El controlador DADSC propuesto por Won y Hedrick(2001) es extendido para un modo de compensación SIMO (es decir, MCDADSC). Sin embargo, teóricamente se demuestra que, incluso cuando se alcanza el modo deslizamiento, con el controlador MCDADSC no se logra un error de seguimiento nulo. Por lo tanto, C. Okwudire y Altintas(2009) proponen una estrategia para diseño de filtros de mínimo error de seguimiento (MTEF).

Como otra alternativa al controlador PID, la teoría de control de variación lineal de parámetros (LPV) proporciona una técnica de diseño de programación de ganancia sistemática que ha sido ampliamente utilizado en los campos que van desde el sector aeroespacial a las industrias de control de procesos (F. Wu 2001). La condición de síntesis de LPV puede formularse utilizando una sola función de Lyapunov, ya sea cuadrática o dependiente de parámetros, en todo el espacio de parámetros. Las funciones Lyapunov son funciones escalares que pueden ser usados para probar la estabilidad dinámica de sistemas y teoría de control. Sin embargo, para un sistema LPV con un rango de variación de parámetros grande, no puede existir una sola función de Lyapunov. Si existe, a menudo es necesario sacrificar el rendimiento en algunas subregiones de parámetros para obtener un solo controlador LPV en toda la región del parámetro. Un enfoque razonable para evitar estos problemas es diseñar varios controladores LPV, cada uno adecuado para un parámetro específico de subregión, y

conmutar entre ellos para lograr un mejor rendimiento. Los sistemas LPV se convierten entonces en una nueva clase de sistemas, denominados sistemas conmutados de LPV o Switched LPV systems (B. Lu y Wu 2004).

Más adelante Hanifzadegan y Nagamune (2013) continúan con la teoría de sistemas conmutados de B. Lu y Wu (2004), y diseñan un control de programación de ganancia mediante conmutación (Switching Gain-Scheduled Control) el cual les da una precisión de seguimiento un 52% mejor, amortiguando las resonancias y ampliando el ancho de banda.

FILTROS COMUNES EN SISTEMAS DE CONTROL

Los requisitos generales de los filtros, son eliminar el mayor ruido posible con el menor desfase posible, para que no creen sistemas inestables. Un filtro de poca potencia no atenuará el ruido todo lo que se quiera, pero un filtro con demasiada potencia, generará retardo. Todas las inestabilidades se arrastran a lo largo del sistema mecatrónico, llegando a la parte mecánica, y por consiguiente a la punta de la herramienta. En la simulación ocurrirá, lo mismo si los filtros de la planta del diagrama de bloques se modelan de forma inadecuada el modelo se inestabilizará. En sistemas de control se utilizan filtros bien en la realimentación (Altintas et al. 2011) o filtros para la eliminación de ruido antes de la planta (Amin Kamalzadeh y Erkorkmaz 2007).

En la actualidad se pueden distinguir dos grupos de filtros: los filtros de señal y los filtros de control. En la Figura 2. 28, se describe el recorrido de la señal desde el sensor (S) hasta el control (CNC). Los filtros de señal, influyen en tres bloques: en el primero se tienen filtros para eliminar el ruido (Mutoh et al. 2005) y suelen ser de tipo paso bajo, ver paso 1 de la Figura 2. 28. Posteriormente, para preparar la digitalización existen los filtros antialiasing (Ellis 2012), que siempre son paso bajo (FPB). Estos dos tipos de filtros, paso 1 y paso 2 de la Figura 2. 28, suelen ser analógicos. En el paso 3, tenemos los filtros para digitalizar la señal mediante convertidores analógico-digital (ADC), con el interpolador y el convertidor de tensión a bits para definir la resolución y la frecuencia de muestreo, e introducirlo al control.

El ruido que se elimina con los filtros es de una variedad de orígenes: interconexiones eléctricas, limitaciones de resolución, EMI (Electro Magnetic Interference, (Mutoh et al. 2005)) y fuentes de ruido intrínsecos en dispositivos de retroalimentación. Y para entender la función de los filtros antialiasing, se define el Aliasing, que es el error que se comete cuando la velocidad de muestreo, es decir, el número de muestras por segundo que se toman de la señal, no es suficientemente elevada para el tipo de

señales que se quieren medir. Hay que saber que es necesario muestrear por lo menos al doble de la frecuencia más alta que se espera del sistema, se necesitan por lo menos dos muestras por onda, como se describe en el teorema de Nyquist. Para cumplir esa regla, y por razones de conveniencia la mayor parte de los analizadores muestrean a 2.56 veces la frecuencia más alta a la que quieren llegar. En la práctica, se muestrea a la mayor frecuencia que se pueda, incluso 10 veces la frecuencia máxima o más.

En cuanto a filtros de control, se usan filtros digitales, paso 4 de la Figura 2. 28. En este grupo, se usan los que se necesiten: filtros paso-alto, filtros paso-bajo o notch filter (filtros de banda eliminada). En este grupo, existen filtros más avanzados como los conocidos Kalman (Auger et al. 2013), los cuales se van sintonizando a la frecuencia de giro, el resto trabaja con frecuencia fija. Los filtros de banda eliminada (Notch Filters) también se usan en sistemas de control, pero con menos frecuencia. Sus efectos, tanto positivos como negativos, son más limitados que los de los filtros de paso bajo.

Los filtros digitales tienen dos tipos de estructura principalmente, el FIR (Finite Impulse Response) y el IIR (Infinite Impulse Response). El FIR tiene mayor retardo, pero es más estable, y el IIR es menos estable, pero tiene menos retardo (Chandra y Chattopadhyay 2016; Storn 1996).

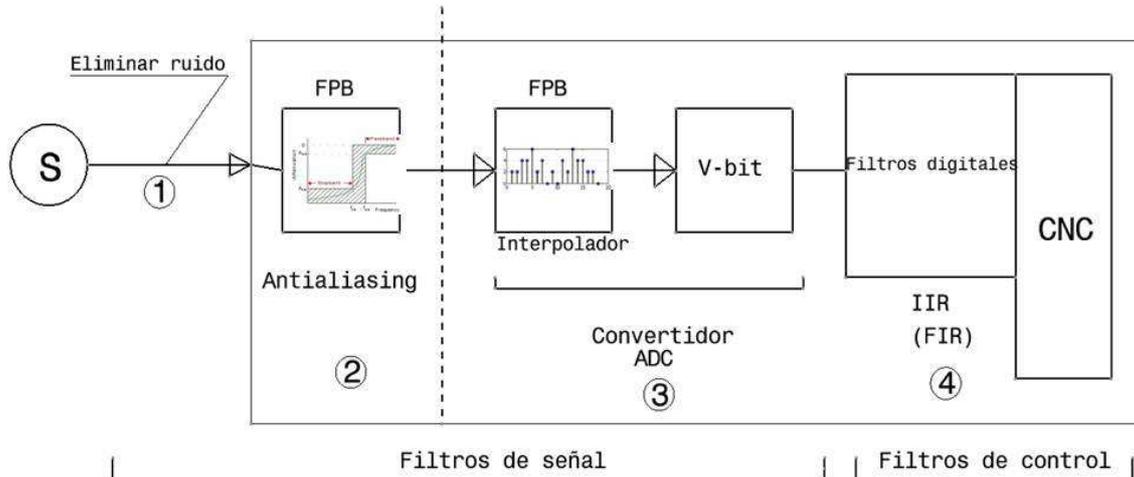


Figura 2. 28. Diagrama de bloques en serie de filtros de sistemas mecatrónicos.

También, hay que tener en cuenta que la corriente a la salida del control pasará por un convertido en este caso digital-analógico (DAC), y posteriormente se filtrará por un paso-bajo para suavizar los golpes de la señal de intensidad discretizada, y para que no violente el motor provocándole golpes, ver Figura 2. 29.

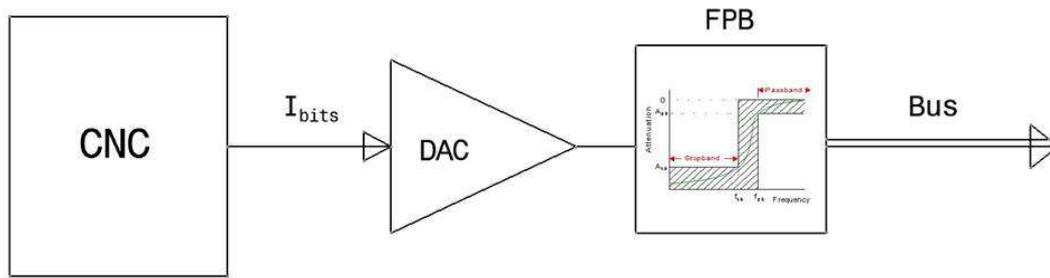


Figura 2. 29. Diagrama de bloques de la comunicación después del control mecatrónico.

En control digital las entradas y las salidas son analógicas como se observa en la Figura 2. 28 y Figura 2. 29, con una frecuencia de muestreo f_s .

S.-T. Wu, Lian, y Chen(2015) incluyen dos filtros de banda eliminada en un lazo de realimentación para elevar el amortiguamiento para el primer y segundo modo flexible sin excitar resonancias a altas frecuencias. Los filtros de banda eliminada son también colocados en el lazo para evitar las excitaciones de resonancia torsional (A. Kamalzadeh y Erkorkmaz 2007).

Mediante una visión más general del control, en la Figura 2. 30 Ellis (2012) muestra cómo están los filtros presentes en el controlador, en los dispositivos de realimentación y en los convertidores de potencia. Incluso la planta puede incluir a veces algún filtro.

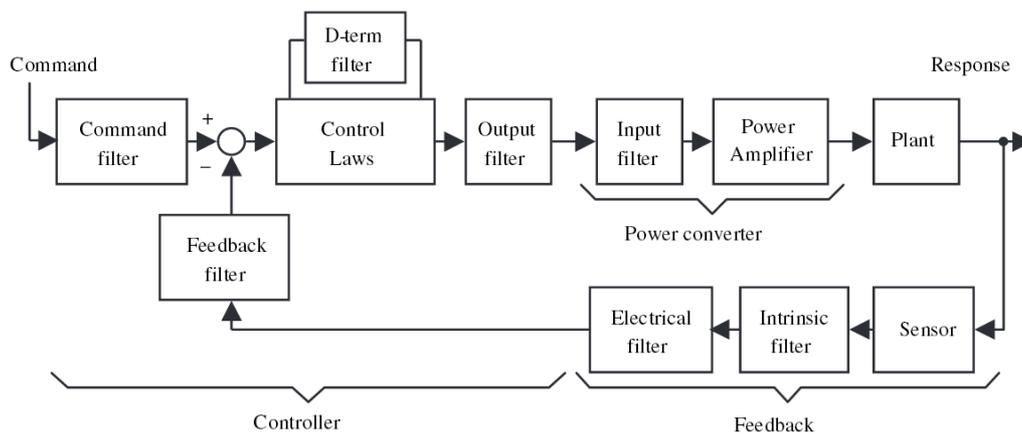


Figura 2. 30. Siete filtros comunes en sistemas de control (Ellis 2012).

Los filtros pre-convertidor y del convertidor de la Figura 2. 30, se identifican con los de la Figura 2. 28 y Figura 2. 29. El filtro de realimentación será el filtro antialiasing, el D-term filter los filtros digitales IIR o FIR, el filtro de salida de la Figura 2. 30 a la salida que se tiene antes de la consigna, Bus, y es el que limpia la señal de corriente. Los

filtros que se representan delante del filtro de realimentación de la Figura 2. 30, también corresponden a los que tenemos antes del Bus.

El controlador hace el uso más extenso de filtros. Cuanto más flexible sea el controlador, más opciones tendrá al poner en marcha un sistema de control.

GENERADOR DE TRAYECTORIA O PATH-PLANNING

Los controles numéricos de los sistemas mecatrónicos constan de comandos de referencia de variables cinemáticas, llamados perfiles de trayectoria. En la actualidad los modelos del generador que definen éstos perfiles, tienen distinto orden de polinomio (Osornio-Rios et al. 2009; Altintas et al. 2011). Para conseguir alta velocidad y alta precisión de seguimiento es necesario un perfil de aceleración adecuado.

Perfiles basados en polinomios de mayor grado dan dinámicas más suaves, haciendo que el seguimiento de la trayectoria sea más sencillo debido al ancho de banda limitado del controlador. Pero este tipo de perfiles son difíciles de generar debido a la fuerte carga computacional que demanda recursos de hardware y tiempo de procesado, comprometiendo seriamente en la práctica a la implementación de los controladores on-line.

En los controles descritos en la literatura científica se tienen por ejemplo, clasificados desde menor a mayor orden, perfiles de velocidad triangular (Figura 2. 31a), perfiles de velocidad trapezoidal o continuo (Figura 2. 31b), aceleración trapezoidal o continuo (Figura 2. 31c) (Kaan Erkorkmaz 2001; Heng y Erkorkmaz 2010; Anthony Siu 2011), velocidad o aceleración seno cuadrado (Figura 2. 31d), aceleración cúbica (Yoshiyuki Tomita, Kenichi Makino, Masanobu Sugimine 1996; Leng, Wu, y Pan 2007), aceleración quíntica, que deriva en un jerk de segundo orden, perfiles de jerk cúbico, etc. Éste último caso, ofrece la posibilidad de trabajar a diferentes aceleraciones y deceleraciones por tramos.

La generación de perfiles de velocidad o aceleración para limitar el jerk, es una de las cuestiones más importantes en aplicaciones industriales automatizadas. La suavidad de la dinámica mediante los controladores puede asegurar precisión, mientras decrece la tensión en la transmisión. Durante las operaciones, se generan pequeñas discontinuidades debido a los perfiles de posición del controlador, los cuales a menudo, se basan en perfiles de velocidad trapezoidal. Estas discontinuidades pueden provocar resonancias en los elementos mecánicos (Osornio-Rios et al. 2009), y saturar los actuadores, así como degradar el seguimiento del eje, empeorando así la precisión

2. Estado del arte

de contorneado (Kaan Erkorkmaz 2001). En los últimos años se están realizando grandes esfuerzos para desarrollar nuevos modelos de generadores de trayectorias, para mecanizar formas complejas.

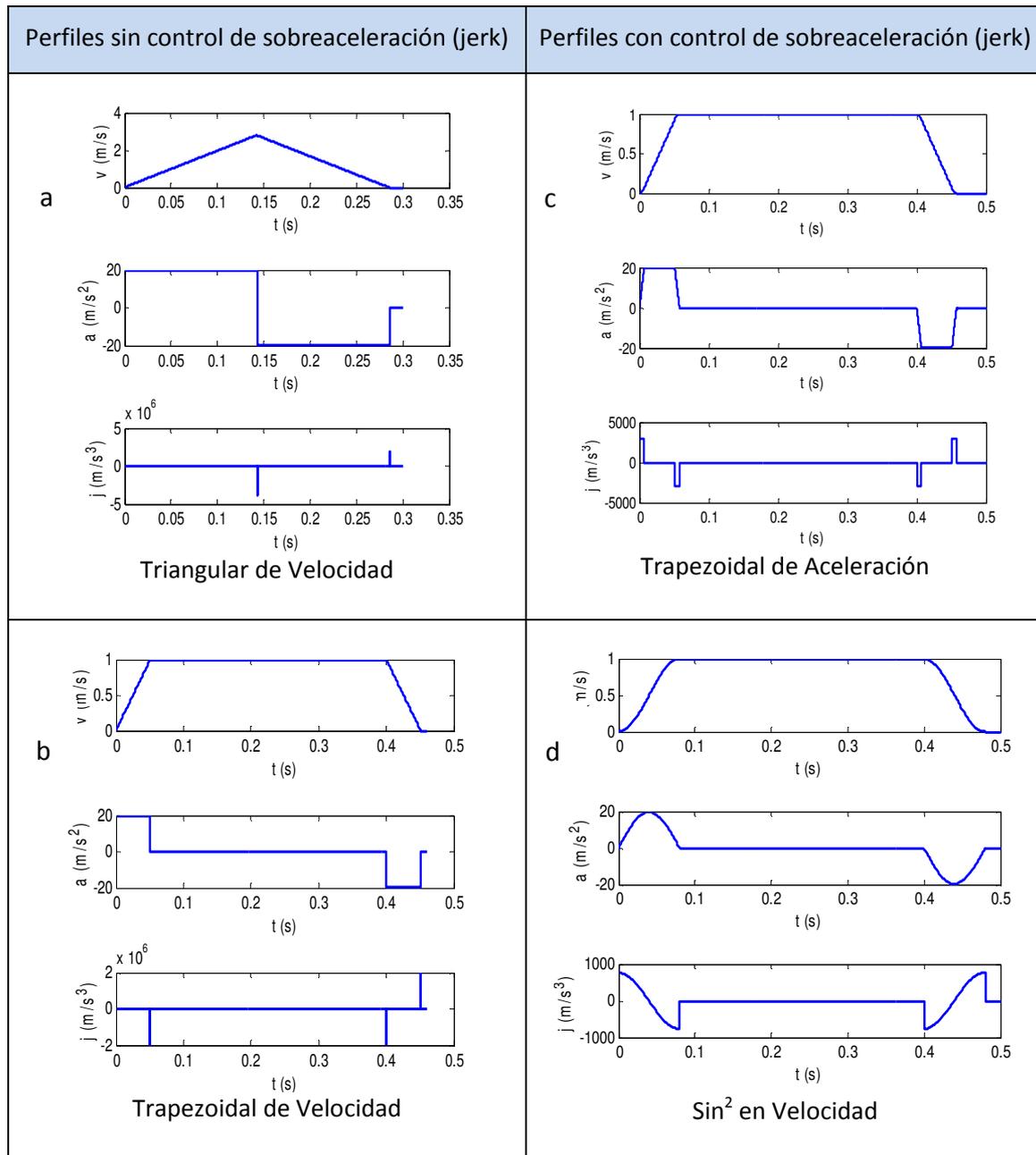


Figura 2. 31. Tipos de perfiles del generador de trayectorias.

En los casos de los generadores de trayectorias que no tienen un control de sobreaceleración o jerk, casos Figura 2. 31a y Figura 2. 31b, en los finales y comienzos de las aceleraciones y deceleraciones se observa que el jerk tiene unos impulsos que pasan de un valor nulo a un valor máximo en un incremento de tiempo infinitesimal. Esto provocará errores o sobredisparos en los desplazamientos de los ejes de la máquina-herramienta, y una fatiga de la mecánica.

En el perfil de aceleración trapezoidal, ver Figura 2. 31c, se observa que el perfil de aceleración tiene discontinuidades, que son claramente reflejadas en el perfil del jerk como un impulso de energía, el cual generará tensión el sistema mecánico, es decir, el servomotor, la transmisión y la estructura de la máquina.

Un perfil de velocidad seno cuadrado, ver Figura 2. 31d, es un polinomio de segundo grado de un solo trazo para la velocidad. La curva seno cuadrado, también es conocida como curva con forma de campana. Si se observa el perfil de velocidad, se ve que está formado por dos polinomios cuadráticos uno de aceleración y otro de deceleración, y otro tramo intermedio de velocidad constante o aceleración nula. En este perfil de polinomio de mayor grado que el trapezoidal, se observa que las dinámicas son más suaves. En las trayectorias de las dinámicas del perfil seno cuadrado se puede ver que la velocidad, aceleración y jerk son suaves sin discontinuidades, y que el jerk también está limitado sin impulsos de gran energía. La continuidad de la velocidad y la aceleración evitarán vibraciones intensas. Las dinámicas del pico del jerk se han reducido considerablemente en magnitud, si los comparamos con los valores del perfil trapezoidal. A mayor orden analítico de curva de referencia, el valor pico del jerk disminuye y la curva se suaviza.

Por lo general, el método de velocidad o aceleración mediante función trigonométrica es más flexible, pero el modelo del generador es también computacionalmente más extenso y más complejo, siendo así más difícil satisfacer requerimientos a tiempo real (Leng, Wu, y Pan 2007).

ESTUDIO DE JERK Y SOBREDISPAROS O VIBRACIONES RESIDUALES

El término jerk también llamado sobre-aceleración, se define como la derivada de la aceleración cuánto de rápido se quiere que acelere un eje, siendo el parámetro cinemático menos tangible de los estudiados, pero no por ello el menos importante. Un valor alto de límite de jerk activado en el control hará que por ejemplo, de una esquina de una cajera la herramienta de corte salga más rápido evitando el sobrecalentamiento de la zona a mecanizar y el de la propia herramienta. Pero un límite de jerk excesivo puede llevar a errores de posición o sobredisparos y vibraciones transitorias o resonancias por sobrepasamiento de la cota que se quiera alcanzar. Las interrupciones del jerk de un perfil son fuente de vibración, por ello hay controles que disminuyen las variaciones (suavizan) de jerk en el mercado. Por ello, se recomiendan comandos de jerk máximos pero limitados, y perfiles de jerk lo más suaves posibles.

Como se ha comentado en el apartado de control de trayectorias, el generador de trayectorias es determinante en el resultado final del movimiento del eje, como también son por ejemplo la elasticidad y las inercias de los componentes de la máquina. En el generador de trayectorias el tiempo de aceleración del eje es proporcional al jerk comandado. El tiempo de aceleración (t_{acc}) se define como el tiempo que tarda el eje en alcanzar su velocidad de avance máxima, y en función del tipo de perfil que se tenga activado, el valor de la aceleración y el jerk máximo comandado cambiarán, ver Tabla 2. 1.

Tabla 2. 1. Aceleración y jerk máximos comandados para distintos perfiles del generador

Perfil triangular o trapezoidal en aceleración	$a = \frac{G0}{t_{acc}}$	$j = \frac{G0}{t_{acc}^2} = \frac{a}{t_{acc}}$
Perfil seno cuadrado en velocidad	$a = \frac{\pi \cdot G0}{2 \cdot t_{acc}}$	$j = \frac{1}{2V_f} \left(\frac{\pi \cdot G0}{t_{acc}} \right)^2 = \frac{2a^2}{V_f}$

G0: Posicionamiento rápido, V_f : Velocidad de avance del eje.

Introduciendo un perfil de trayectorias trapezoidal en velocidad y aceleración en sus modelos mecatrónicos Zulaika, Juan José; Ander Altamira, Jon (2005) y Barre et al.(2005) obtuvieron distintos sobredisparos o amplitudes máximas en sus particulares modelos mecatrónicos. En la Figura 2. 32 se observa cómo Zulaika, Juan José; Ander Altamira, Jon (2005) y Barre et al.(2005) obtienen distintas desviaciones en posición, Zulaika, Juan José; Ander Altamira, Jon (2005) en función del tiempo de aceleración y Barre et al.(2005) en función del jerk máximo comandado, siendo ambos inversamente proporcionales como se ve en la formulación de la Tabla 2. 1. Por ello, la tendencia de la Figura 2. 32a es ascendente en sobredisparo, y la Figura 2. 32b descendente. Más recientemente, Liang et al. (2016) han estudiado oscilaciones de avance en sistemas husillo a bolas, analizando sobredisparos en función de la frecuencia y los efectos en la calidad superficial de las piezas.

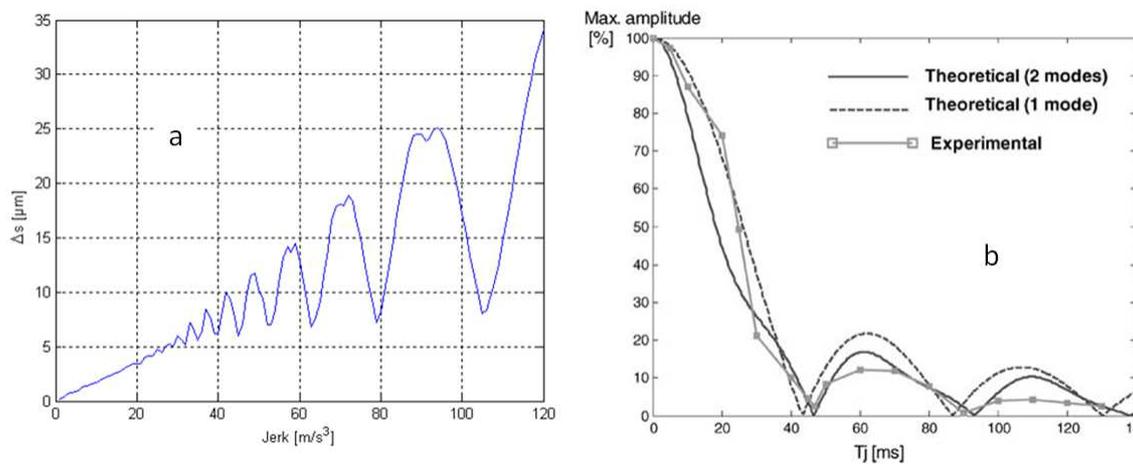


Figura 2. 32. Sobredisparos en ejes de avance. a) En función del jerk comandado (Zulaika, Juan José; Ander Altamira, Jon 2005). b) En función del tiempo de aceleración (Barre et al. 2005).

Zulaika, Juan José; Ander Altamira, Jon (2005) usando un modelo de 2 gdl, demostraron que el impacto del jerk en el sobredisparo dependía mucho de la frecuencia natural del sistema.

A la hora de diseñar servomecanismos de alta dinámica, resulta de gran utilidad el empleo de herramientas de modelado y simulación mecatrónicas que garanticen que realmente se van a obtener las especificaciones definidas inicialmente (Jerk alcanzable, ganancias en los controladores de posición y velocidad etc.) cumpliendo también con los requisitos de precisión de los movimientos y en los posicionamientos. Así, Zulaika, Juan José; Ander Altamira, Jon (2005) establecen una serie de requerimientos mecatrónicos que debe cumplir el diseño para poder garantizar dichos requerimientos funcionales.

Barre et al.(2005) demuestran que la elección del valor máximo del jerk es importante porque en algunos casos pueden observarse diferencias sustanciales en la amplitud de la vibración o vibración residual. Las pruebas experimentales de varios prototipos muestran que la influencia del valor jerk puede estimarse correctamente mediante la formulación teórica desarrollada. El mismo tipo de estudio se puede llevar a cabo en otras técnicas de generador de trayectorias utilizadas industrialmente.

En la Figura 2. 32a, se observa como el sobreimpulso no crece indefinidamente donde hay valores de jerk que anulan el sobreimpulso, esto se analizará en la tesis.

2.3.3.2 Técnicas de compensación de perturbaciones

Las perturbaciones son una señal que tienden a afectar el valor de la salida de un sistema, y son una de las razones de la existencia de la teoría de control, sin perturbaciones no habría necesidad de realimentación. Estas limitan el ancho de banda y el comportamiento de un sistema. A veces no es necesario predecir la perturbación sino el efecto que ella causa en el proceso, en cualquier caso, es importante tener un modelo de perturbación. El efecto de las perturbaciones se reduce por ejemplo con la realimentación local o con la predicción. Y la fuente se puede reducir, mediante medidas de carácter mecánico por ejemplo usando buenos rodamientos con menor fricción, o mediante medidas de carácter electrónico, como por ejemplo modificando la electrónica del sensor. Este trabajo se centrará en las perturbaciones del proceso mecánico.

Si la perturbación se genera dentro del sistema se la denomina interna, mientras que una perturbación externa se genera fuera del sistema y constituye una entrada. Una perturbación externa puede ser un par de carga de una máquina, y la temperatura de un motor una perturbación interna. Pero por ejemplo la temperatura del taller será una perturbación externa. En la Figura 2. 33, se expone un caso de perturbación interna por fricción (Ansoategui, I, Campa, FJ, y López, C 2016) y otro de perturbación externa por fuerza de corte (Altintas et al. 2011).

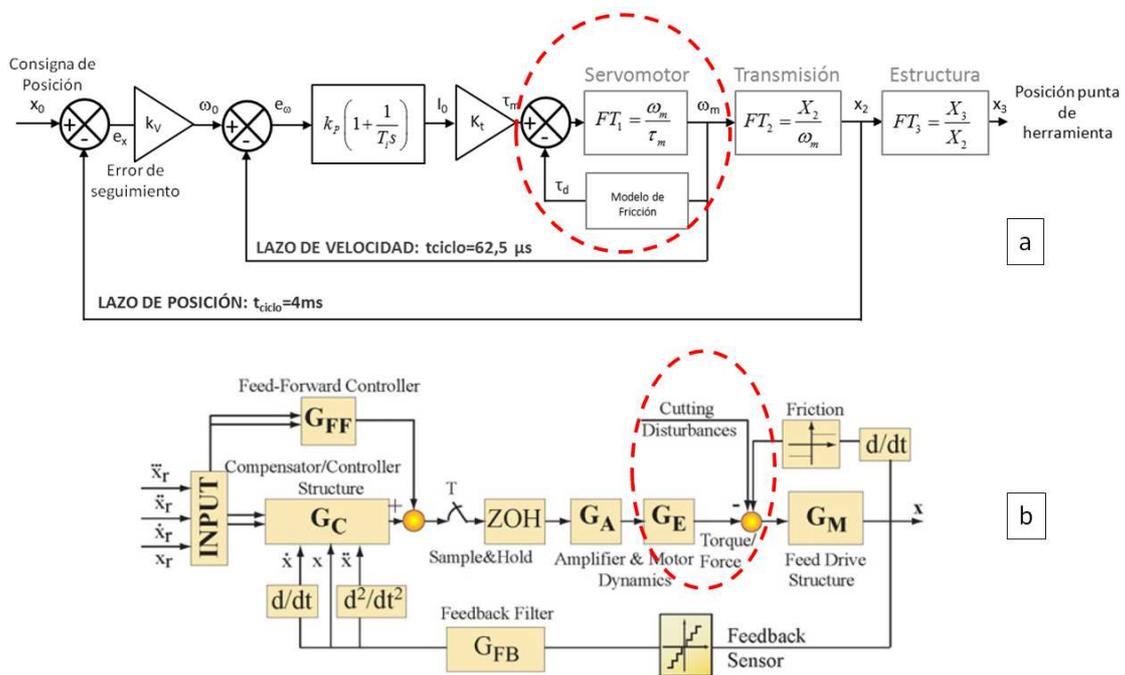


Figura 2. 33. Modelo mecatrónico con a) perturbación interna de fricción y b) perturbación externa de corte.

Generalmente, se contemplan dos tipos de perturbaciones en los accionamientos y en las máquinas-herramienta: la fricción entre los componentes de la máquina, y la fuerza de corte fruto de la acción del arranque de viruta. En la siguiente Figura 2. 34a, en relación a la fricción por contacto entre componentes se representa la flexión *Bristle* entre dos superficies (Wang y Wang 2015). También un ejemplo de operación de acabado de álabe *flank milling* en un instante puntual de corte en la Figura 2. 34b (Calleja Ochoa, Amaia 2015) y un modelo de un ejemplo de proceso de fresado con punta de bola (Altintas et al. 1999) donde también surgen perturbaciones por fuerzas de corte.

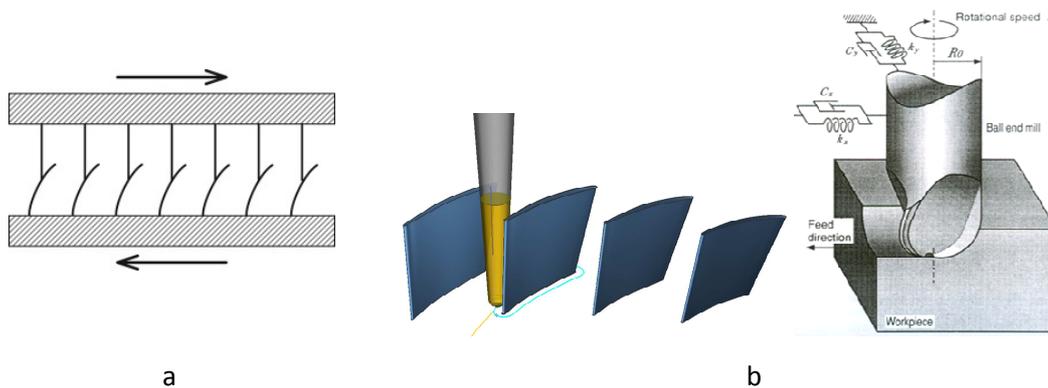


Figura 2. 34. Tipos de perturbaciones habituales. a) Fricción entre dos superficies. b) Arranque de viruta.

Siendo fuente de las perturbaciones la fricción y las fuerzas de corte, estas pueden excitar los modos de vibración de los componentes del accionamiento o la máquina. En los accionamientos de avance de husillos a bolas la magnitud con la que se mide la perturbación es el par, y por ejemplo el par efectivo del eje del motor τ será el resultado de la resta del par motor comandado τ_m menos el par de perturbación τ_d :

$$\tau = \tau_m - \tau_d \quad (Nm) \quad (2.3)$$

Las perturbaciones en accionamientos, y sobre todo en aplicaciones de husillos a bolas han sido estudiados a lo largo de las últimas décadas por varios autores Yoshiyuki Tomita, Kenichi Makino, Masanobu Sugimine (1996), Kaan Erkorkmaz y Yusuf Altintas (2001), A. Kamalzadeh y Erkorkmaz (2007), Umezawa et al. (2008), C. Okwudire y Altintas (2009), Altintas et al(2011), Kaan Erkorkmaz y Hosseinkhani (2013), y Fernandez-Gauna et al. (2014b). De ellos Kaan Erkorkmaz y Yusuf Altintas (2001), y A. Kamalzadeh y Erkorkmaz (2007) han analizado el comportamiento de la fricción lineal y/o no-lineal. Por otro lado, las fuerzas o momentos de corte han sido estudiadas por Kaan Erkorkmaz y Hosseinkhani(2013). A. Kamalzadeh y Erkorkmaz (2007) y Altintas et

al(2011) estudian las perturbaciones originadas tanto por la fricción de los ejes como de las fuerzas de corte.

En accionamientos husillos a bolas, las fricciones no-lineales de las guías se convierten en un factor significativo en la degradación del seguimiento y la precisión de movimiento en trayectorias de esquinas agudas y arcos (Altintas et al. 2005), por ello, para este y otros casos se buscan estrategias para su compensación, también estrategias de control, como se comentará a continuación.

COMPENSACIÓN DE LA PERTURBACIÓN

A lo largo de esta última década en relación al control de las perturbaciones se han considerado diferentes estrategias para alcanzar un amplio ancho de banda, con el fin de poder seguir los cambios repentinos en el movimiento, mientras se rechazan perturbaciones originadas por la fricción de ejes y fuerzas de corte Altintas et al(2011). Generalmente, es conocido que el mejor rendimiento en seguimiento de consigna y rechazo de perturbación en un servomecanismo es alcanzado con la selección de ganancias del controlador lo más altas posibles (Kim y Chung 2005), sin que los actuadores caigan en saturación. En C. Okwudire y Altintas (2009) se hace uso de métodos de cambio de ganancia para rechazar las perturbaciones. De hecho, lo consideran importante para actualizar los parámetros de MTEF (Minimum Tracking Error Filters) mientras la mesa se mueve a lo largo del husillo. Las perturbaciones externas, como son por ejemplo la fricción, también se pueden compensar usando técnicas de prealimentación feedforward (Altintas et al. 2011; A. Kamalzadeh y Erkorkmaz 2007). Kaan Erkorkmaz y Hosseinkhani (2013) diseñan una estrategia de control aplicando principios de ajuste de lazo (loop shaping) con un control de emplazamiento de polo, despreciando las perturbaciones de las fuerzas de corte, y mejorando a su vez el error de seguimiento. Kaan Erkorkmaz y Yusuf Altintas (2001) identifican los parámetros del modelo de fricción usando un filtro Kalman, y verificando en ensayos de contorneado de alta velocidad donde la fricción ha sido modelada para contrarrestar inmediatamente la fricción real, con el fin de prevenir el error de seguimiento y error de contorneado.

También se han evaluado las ventajas de los sistemas de control que incorporan observadores de perturbación de fuerza, como Yoshiyuki Tomita, Kenichi Makino, Masanobu Sugimine (1996), Umezawa et al. (2008) y Denkena et al.(2014).

A. Kamalzadeh y Erkorkmaz (2007) contemplan en modo independiente, ver Figura 2. 35, la fricción viscosa de las guías lineales (b_1) y los cojinetes rotatorios (b_2), las

perturbaciones externas de las acciones en la mesa tales como las fuerzas de corte y la fricción no-lineal del sistema (d), y la precarga inducida en la tuerca c .

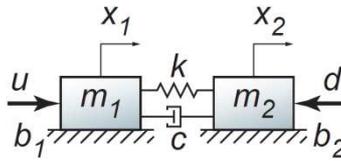


Figura 2. 35. Modelo de accionamiento flexible usado en el diseño del controlador (A. Kamalzadeh y Erkorkmaz 2007).

MODELADO E IDENTIFICACIÓN DE LA FRICCIÓN Y AMORTIGUAMIENTO

Bryan Armstrong-Hélouvry, Pierre Dupont, y Carlos Canudas De Wit (1994) realizan un exhaustivo estudio de los modelos, herramientas de análisis y métodos de compensación para el control de las máquinas con fricción. En cuanto a la fricción en máquinas, en 1699 Amontons redescubrió el modelo de fricción de Da Vinci (1519), que fue descrito matemáticamente por Coulomb (1785) entre otros. En ingeniería el modelo de fricción más usado es el que suma el modelo estático, el de Coulomb y el de fricción viscosa (Morin 1833; Reynolds, 1886), ver Figura 2. 36.

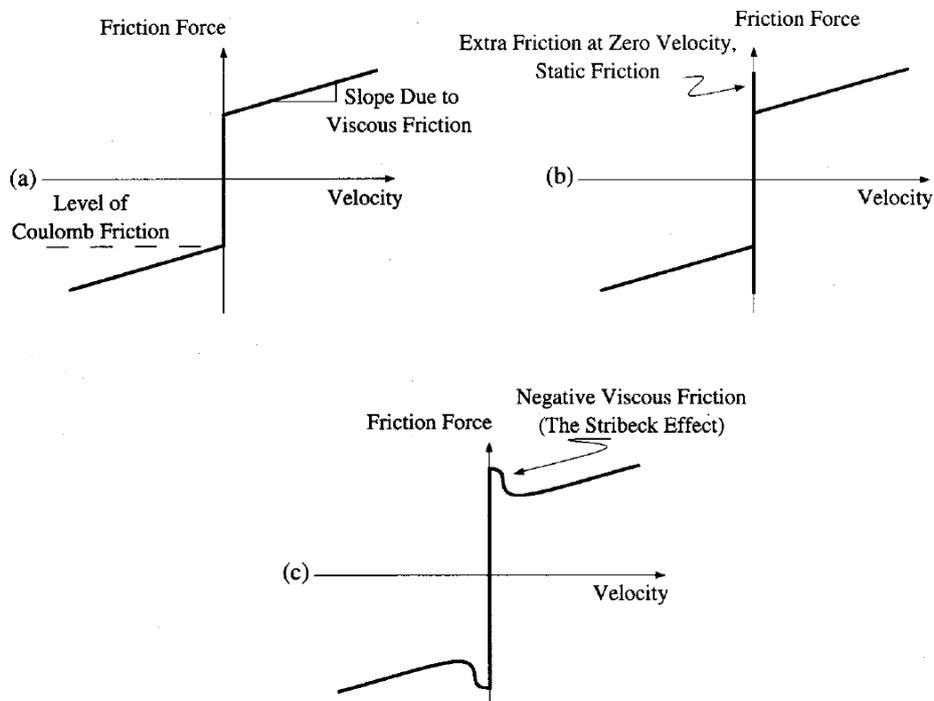


Figura 2. 36. Modelos de fricción: a) Modelo de Coulomb+ fricción viscosa b) Modelo estático+ Coulomb+ fricción viscosa, y c) Modelo viscoso negativo+ Coulomb+ fricción viscosa (fricción Stribeck)(Bryan Armstrong-Hélouvry, Pierre Dupont, y Carlos Canudas De Wit 1994).

Dentro de la tribología de la fricción, hay un estudio de la relajación de las oscilaciones, donde aparecieron comportamientos *stick-slip* a movimientos a bajas velocidades. Los primeros intentos de explicación fueron llevados a cabo con modelos de fricción estática más el de Coulomb por Thomas 1930, ver Figura 2. 36a. Se planteó una fricción viscosa negativa, como se muestra en la Figura 2. 36c, y los esfuerzos se dirigieron a dilucidar su carácter mediante el ajuste de las oscilaciones predichas a los efectos *stick-slip* observados.

Como técnicas para la compensación para máquinas con fricción destacan los problemas a evitar mediante el diseño del control, compensación de la fricción basada en no-modelos, y la compensación de la fricción basada en modelos. Hoy en día todavía es muy habitual determinar valores de fricción estática o de Coulomb, y coeficientes de amortiguamiento de fricción viscosa experimentalmente. En modo empírico, la compensación de la fricción basado en no-modelos, según la clasificación de Bryan Armstrong-Hélouvry, Pierre Dupont, y Carlos Canudas De Wit (1994) se da mediante el ajuste de diferentes técnicas de control, por ejemplo, el PD (Proporcional Derivativo), el control PI (Proporcional Integral), etc.

Como ejemplo de compensación basado en modelo, Futami, Furutani, y Yoshida (1990) construyeron un control de un mecanismo de un eje accionado por un motor lineal de CA (Corriente Alterna), y con una guía de bolas de rodadura. Se identifica la microdinámica por etapas mediante un control en modo dual, que se muestran en la Figura 2. 37a. La Figura 2. 37a muestra la relación fuerza-desplazamiento cuando se controla la posición de la unidad con una entrada de referencia sinusoidal.

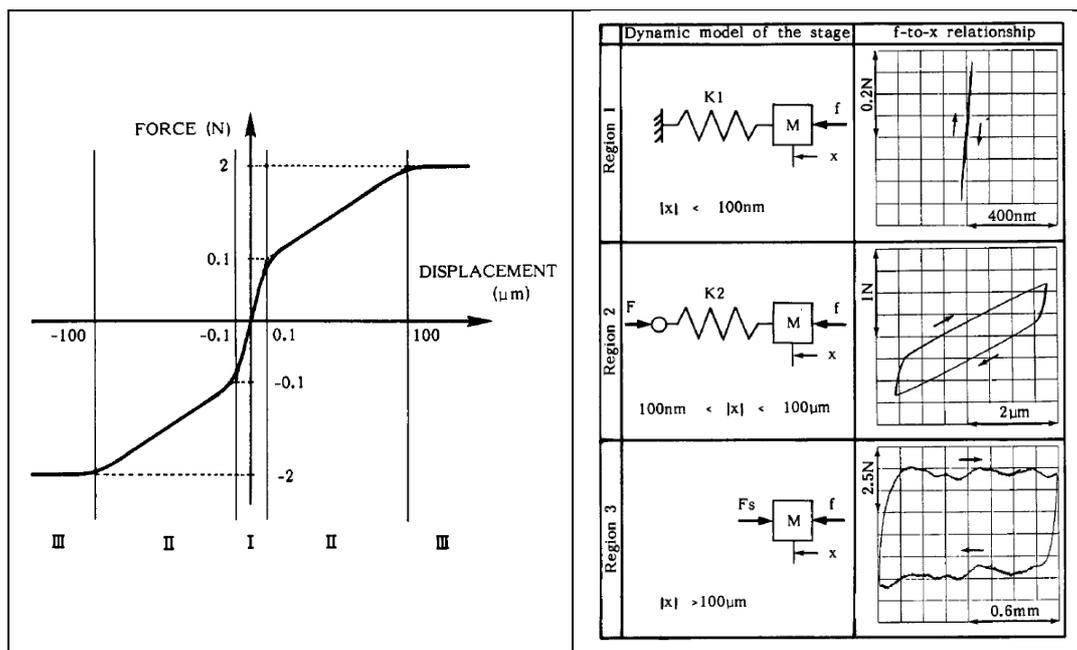


Figura 2. 37. a) Esquema de la relación fuerza-desplazamiento del ensayo (of the stage). b) Modelo dinámico y relación fuerza-desplazamiento del ensayo para las tres regiones.

Pero en general, es especialmente muy difícil obtener una correcta predicción de los parámetros de fricción viscosa en máquina-herramienta, porque existe una gran dependencia de distintas influencias, por ejemplo la precarga, las temperatura, las condiciones de unión y muchas otras condiciones no-lineales.

Un modo sencillo de hallar el coeficiente de amortiguamiento de fricción viscoso y la fricción de Coulomb, pero útil, y muy utilizado es el de identificarlo de forma experimental, por ejemplo, midiendo valores de pares comandados cuando la velocidad angular del eje del motor es constante (Kaan Erkorkmaz 2001; C. L. Chen, Jang, y Lin 2004a; Brecher, Fey, y Bäumlér 2013). El valor del coeficiente de amortiguamiento de la fricción viscosa y la fricción de Coulomb, se recogen de la pendiente de la fricción viscosa y del nivel de la fricción de Coulomb de la Figura 2.36a. Análíticamente el par dinámico de un sistema mecánico de 1 gdl con fricción se representa de la siguiente forma:

$$\tau = J \cdot \ddot{\theta} + \tau_d \quad (2.4)$$

Donde:

$$\tau_d = c \cdot \dot{\theta}_M + \tau_{F_c} \quad (2.5)$$

Con el fin de obtener el valor del coeficiente de amortiguación (c) en función del par recogido experimentalmente, se realizan varios ensayos a valores de velocidad de avance constantes ($\ddot{\theta} = 0$). Para después realizar una regresión lineal con el par medido vs velocidad de motor, se pueden calcular c y τ_{F_c} . La Ec. (2.5) se empleará como en Brecher, Fey, y Bäumlér (2013).

Otro modo de hallar la fricción de un sistema mecánico lo estudian Li Chun Bo y Pavelescu (1982) y Rafan et al (2015). Para estudiar la fricción como una función de la velocidad en estado estacionario, variante de la curva de Stribeck, Li Chun Bo y Pavelescu (1982) revisaron varios modelos propuestos en la literatura y adoptaron y linearizaron un modelo exponencial con la siguiente forma:

$$F(\dot{x}) = F_c + (F_s - F_c) e^{(\dot{x}/\dot{x}_s)^\delta} + F_v \dot{x}_s \quad (2.6)$$

Donde F_s es el nivel de fricción estática, F_c es el valor mínimo de la fricción de Coulomb, y \dot{x}_s y δ son parámetros empíricos. F_v es el parámetro de fricción viscosa. Esta fórmula

hoy en día se ha usado por Rafan et al (2015), para determinar el modelo feedforward de fricción y analizar el error de contorneado en un accionamiento husillo a bolas.

En cuanto al amortiguamiento, un modo empírico de medir el amortiguamiento en modo estructural, es mediante un análisis modal mediante la excitación de martillo y medición del acelerómetro, donde se recogen las frecuencias naturales, y los picos de la parte real de la función de transferencia y se determina el amortiguamiento del cuerpo, mediante la siguiente relación:

$$\xi = \frac{\Delta f}{f_n} \quad (2.7)$$

T. Yang y Lin (2004) identificaron con éxito los valores de cinco parámetros de rigidez y seis de amortiguamiento de un servomecanismo lineal. El modelo dinámico con parámetros identificados en las uniones simula satisfactoriamente la respuesta en frecuencia del servomecanismo y puede utilizarse para diseñar controladores o para realizar la localización de averías del servomecanismo. La ventaja del método de identificación propuesto es que se evitan probar cada unión individualmente en plataformas de ensayo especialmente diseñadas.

En general, el amortiguamiento del sistema es difícil de predecir, si se considera que a menudo varía con la temperatura y la lubricación del accionamiento, pero a diferencia de la rigidez del sistema, con las estrategias mencionadas, en general se puede obtener un modelo preciso sin un conocimiento exacto del origen del amortiguamiento.

2.3.4 Estructura

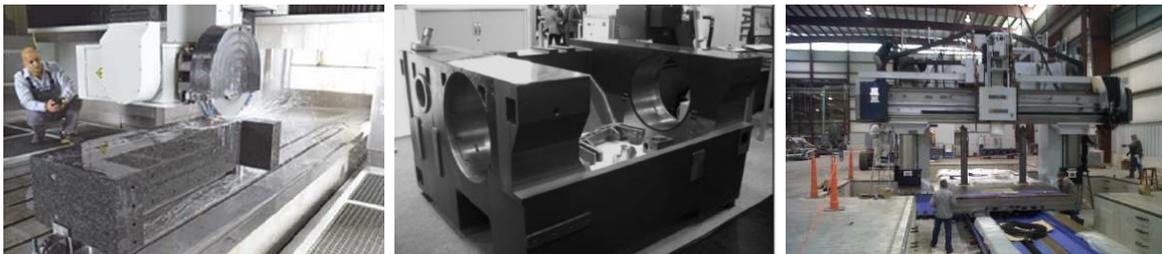
La estructura de las máquinas-herramienta debe sostener todos los componentes de la máquina y soportar al mismo tiempo las fuerzas procedentes del proceso, manteniendo suficiente rigidez para obtener la precisión requerida (L. Norberto López de Lacalle y Lamikiz 2009). Por otra parte, se debe conseguir una elevada relación de amortiguación y una baja distorsión térmica (Gomez-Acedo et al. 2015).

Un modo de mejorar el amortiguamiento lo presenta la empresa HERMLE en sus diferentes modelos de fresadoras de 5 ejes, las cuales tienen en común una arquitectura tipo puente y la opción de una bancada de un compuesto denominado *Mineralite* (92% cuarzo y 8% Epoxi) que aporta mayor amortiguamiento y estabilidad

térmica. Si es posible, la estructura de la máquina debe presentar un diseño simétrico, donde la compensación de las deformaciones térmicas sea más fácil (Lamikiz, López de Lacalle, y Celaya 2009). Los problemas térmicos deben ser compensados, especialmente en máquinas que trabajan en climas tropicales bajo relativamente altos gradientes de temperatura ambiente (Gomez-Acedo et al. 2015).

En la estructura de máquinas-herramienta, principalmente se incluyen dos tipos de elementos:

1. El bastidor y la cimentación: El cuerpo principal de la estructura lo constituye el bastidor de la máquina. Se puede construir en un bloque o ensamblar varios sub-bastidores individuales, ver Figura 2. 38b. Un componente importante es la cimentación, donde descansan todos los demás componentes. Es la base sólida de la máquina después de la construcción, colocada en el suelo del taller usando algún tipo de soporte aislador.



(a)

(b)

(c)

Figura 2. 38. Estructuras de máquinas. a) Rectificando el bastidor de granito, b) Cama en hierro dúctil de Alzmetall, c) Estructura de la máquina K&M.

2. Componentes estructurales de la cadena cinemática: Forman parte del mecanismo, estando vinculados por el movimiento relativo entre ellos, ver Figura 2. 39. La unión de esos elementos con movimiento relativo debe ser muy rígida y amortiguada a lo largo de la dirección perpendicular para deslizarse mientras permite un movimiento suave.

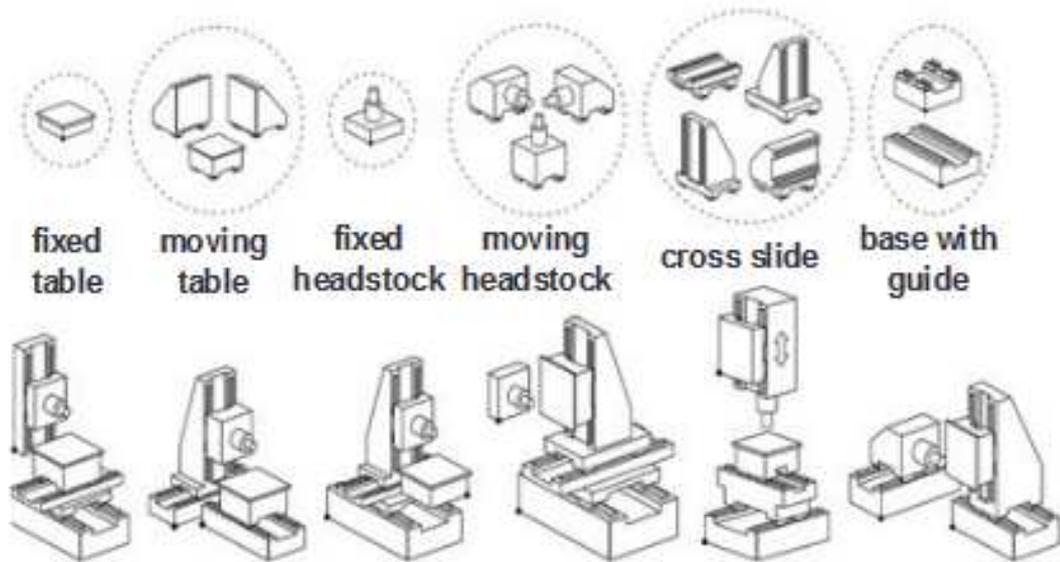


Figura 2. 39. Componentes estructurales y combinación de variantes parametrizadas en el sistema MECOMAT (Van Brussel et al. 2001).

Se utilizan dos conceptos de diseño de estructura, las configuraciones de bucle abierto y de bucle cerrado. En el primer caso las fuerzas del proceso se conducen al suelo a través de una sola vía estructural, mientras que en el caso cerrado las fuerzas se derivan de varias maneras al suelo. Obviamente, en el primer caso la estructura es más débil, por lo tanto, por deformación de la máquina debido a las fuerzas de corte se produce un error mayor en la posición de la punta de la herramienta. En el segundo caso, aumenta la rigidez medida en la punta de la herramienta. Por otro lado, y para el mismo tamaño de la máquina, el primer tipo suele ofrecer más espacio de trabajo y accesibilidad a la zona de trabajo para el manejo de piezas que el segundo.

La característica de lazo abierto para máquinas fresadoras es la forma C o G de sus estructuras, muy común en las máquinas pequeñas. El acceso a la zona de trabajo es fácil, pero esta estructura es sensible a las cargas térmicas y mecánicas (torsión y flexión) con una respuesta asimétrica. El saliente del bastidor produce errores de Abbe en la pieza de trabajo. En la Figura 2. 40, se presentan dos diseños. Así, el caso (a) es la "columna fija", más rígida pero afectada por el calor procedente del proceso de mecanizado, y el movimiento de las diferentes masas dependiendo del peso de la pieza. La (b) es la "columna con carnero", menos rígida pero moviendo la misma masa todo el tiempo.

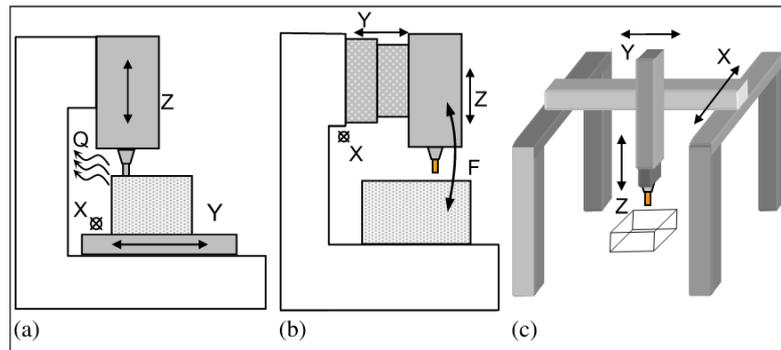


Figura 2. 40. Tres estructuras de la máquina. a) Columna fija estructura tipo C. b) Columna con carnero, estructura tipo C. c) Pórtico con desplazamiento de travesaño, y todos los movimientos en la herramienta. (L. Norberto López de Lacalle y Lamikiz 2009).

Con respecto a los bastidores de bucle cerrado, la estructura tipo pórtico o puente se utiliza para las máquinas medianas y grandes, que realizan generalmente trabajos pesados o que mecanizan piezas grandes. En algunos casos, el puente es fijo y la mesa se mueve, en otros, la pieza de trabajo es fija y todos los movimientos se dan por el puente o un travesaño de desplazamiento colocado en el puente, ver Figura 2. 40c.

En cuanto a los principios básicos para el diseño de una máquina precisa y robusta, se deben aplicar las siguientes pautas. Así, el principio funcional indica que los bastidores independientes son altamente recomendados para dividir los errores de cada elemento (Lamikiz, López de Lacalle, y Celaya 2009; Campa, Lopez de Lacalle, y Celaya 2011). Por otra parte, las máquinas deben ser diseñadas partiendo de los requisitos básicos, en lugar de mejorar los viejos diseños o añadir nuevos componentes. Otra regla básica es el principio de la elasticidad. La rigidez debe ser lo más alta posible, pensando no sólo en términos generales, sino en áreas locales que soportarán grandes fuerzas. Finalmente las fuentes de calor de la máquina por ejemplo en los ejes principales y los accionamientos, deben estar lo más lejos posible de la zona de trabajo y se recomienda diseñar sistemas de refrigeración para evitar gradientes térmicos.

Otros métodos más complejos para el diseño de máquinas convencionales se basan en el ejemplo de una máquina herramienta de tres ejes, ver Figura 2. 41 (Van Brussel et al. 2001). Aquí, se utilizan algoritmos genéticos para determinar la configuración que satisfaga de forma óptima uno o más requisitos de diseño, como la rigidez estática máxima, alta rigidez dinámica, espacio de trabajo máximo, etc. Esto requiere la construcción de un modelo de máquina en sus diferentes configuraciones. Este paso se ha elaborado utilizando el método de síntesis de componentes, donde los algoritmos genéticos fueron aplicados en este tipo de máquina convencional y en la operación de corte que se indica en la Figura 2. 41.

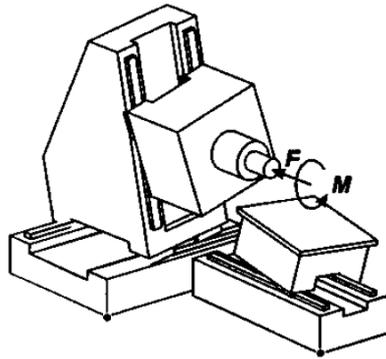


Figura 2. 41. Ejemplo de análisis de deformación estática. Espacio de trabajo: $1\text{ m} \times 1\text{ m} \times 1\text{ m}$, constantes de rigidez 10^9 N/m , y fuerza de corte $F=1000\text{ N}$, $M=500\text{ Nm}$ (Van Brussel et al. 2001).

Para los diseñadores el desafío principal de las máquinas grandes es garantizar la precisión en el movimiento de la punta de la herramienta en todo el espacio de trabajo, debido a sus grandes pesos y el uso de elementos estructurales de grandes voladizos como columnas o carneros. Como consecuencia, aparecen algunos problemas (Ansoategui et al. 2016). Por ejemplo, estas máquinas tienen bajas frecuencias naturales, lo cual significa que sufren chatter (Zulaika, Campa, y Lopez de Lacalle 2011) durante el fresado. Estos también necesitan ser calibrados en espacios de trabajo muy grandes, para compensar las flexiones debido a su propio peso (Uriarte et al. 2013). Finalmente, la combinación de las frecuencias naturales y las fuerzas inerciales grandes complican el control de la posición en la punta de la herramienta, cuando la máquina intenta ejecutar movimientos moderadamente complejos (Uriarte et al. 2013).

El concepto de un sistema de diseño basado en modelos está representado por el sistema MECOMAT (Mechatronic Compiler for Machine Tool Design) (Van Brussel et al. 2001), que es un sistema de software integrado para la síntesis, el análisis y la optimización de una clase de máquinas-herramienta, en la que, además de los elementos estructurales de acuerdo con la Figura 2. 39, los accionamientos y los elementos de control se almacenan como elementos parametrizados y el diseñador sintetiza su diseño a partir de éstos (Neugebauer, Denkena, y Wegener 2007).

Hoy en día, casi no se puede hablar de estructura en máquina-herramienta sin incluir un análisis numérico por medio de modelado de EF (Van Brussel et al. 2001; Kolar, Sulitka, y Janota 2011; Zulaika, Campa, y Lopez de Lacalle 2011; Neugebauer, Denkena, y Wegener 2007; Uriarte et al. 2013; Möhring et al. 2015). Las propiedades del husillo y del sistema de herramientas conectadas con el bastidor de la máquina-herramienta se han simulado utilizando un modelo acoplado por Kolar, Sulitka, y Janota (2011). El modelo se basa en acoplar el modelo de EF del bastidor de la máquina modalmente reducido y el modelo detallado del cabezal con la herramienta, ver Figura 2. 42. Las

propiedades del modelo acoplado han sido verificadas experimentalmente tanto por las pruebas de impacto de martillo en el punto final de la herramienta como por las pruebas de corte. La estrategia de modelar el husillo, la herramienta y el sistema de bastidor de la máquina como un sistema de varios cuerpos, en el que los modelos de EF reducidos están acoplados, representa una herramienta eficaz para investigar las propiedades dinámicas en la punta de la herramienta para varias combinaciones diferentes de estructuras de máquinas-herramienta, accionamientos y herramientas.

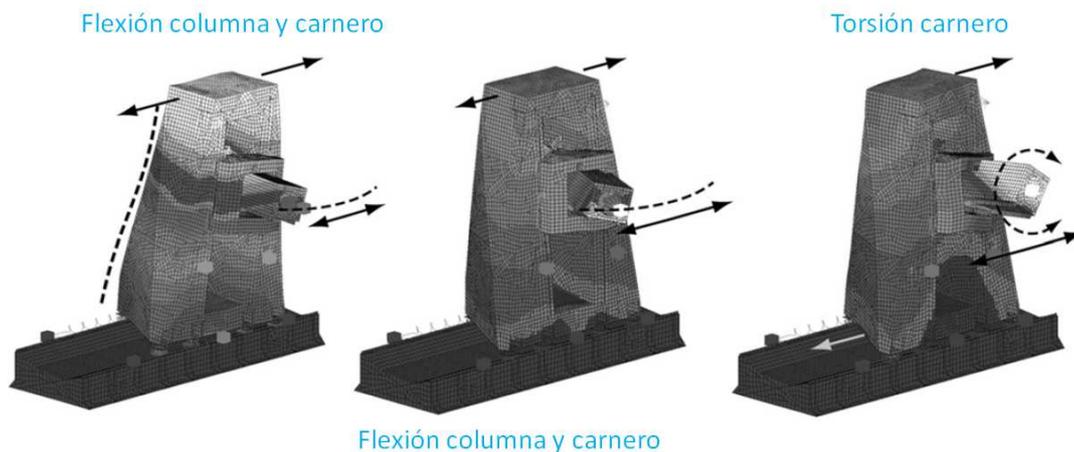


Figura 2. 42. Modos de vibración de la estructura de la máquina a las frecuencias de 54 Hz, 81 Hz y 109 Hz (Kolar, Sulitka, y Janota 2011).

La selección de materiales, el desarrollo de materiales en particular, la combinación de los mismos y el diseño estructural ofrecen mayor grado de libertad de montaje para el constructor de máquinas-herramienta (Möhring et al. 2015; «<http://www.k-mm.com>»). Además, se inventan e investigan permanentemente nuevos materiales que pueden proporcionar propiedades ventajosas para aplicaciones de máquinas herramienta, por ejemplo, nano tubos de carbono. Los métodos de simulación y las máquinas virtuales pueden hoy en día incorporarse y utilizarse para el diseño estructural y la optimización. El análisis conjunto del comportamiento de la máquina y del proceso considerando las propiedades de los materiales y las características estructurales es cada vez más importante y deseado en diversas iniciativas de investigación. La integración de dispositivos micro electrónicos y el diseño y la aplicación de materiales y estructuras inteligentes y pequeños, permite un alto grado de integración funcional. Éste es un campo de investigación de última actualidad que conduce a la sensibilidad de los componentes y máquinas.

Otra tendencia es el diseño inspirado en la naturaleza. Las deformaciones elásticas en sistemas mecánicos en estado estacionario son significantes en movimientos circulares a altas aceleraciones. Esos errores de contorno a altas velocidades en movimientos

circulares no pueden ser evitados usando suaves controles de ACC/DEC. Se puede solucionar la deformación elástica poniendo el valor de la compensación en el interpolador, optimizando la estructura topológica, por ejemplo quitando peso a la cabeza del eje (J.-S. Chen, Huang, y Cheng 2004), o realizando estructuras de columnas ramificadas de inspiración biónica como (Zhao et al. 2008), ver Figura 2. 43. En esta columna ramificada biónica se reduce la masa un 2.24 %, y la rigidez específica se incrementa en un 21.10%.

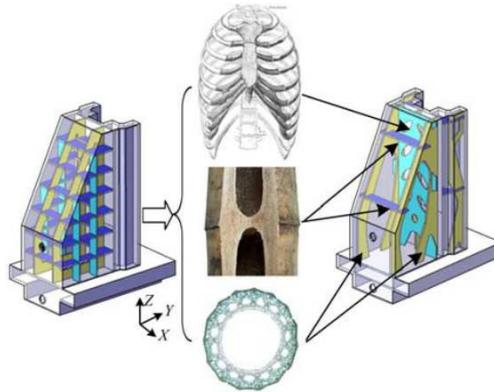


Figura 2. 43. Desde el modelo original al biónico (Zhao et al. 2008).

2.4 MODELADO MECATRÓNICO DE ACCIONAMIENTOS

El estado del arte del modelado de los accionamientos de máquinas-herramienta se dividirá en dos apartados, modelado analítico y modelado numérico o por elementos finitos.

2.4.1 Modelo analítico

Con el objetivo de optimizar el rendimiento de las cadenas de transmisión en máquina-herramienta, es una tendencia común para los ingenieros de las últimas décadas investigar comportamientos dinámicos a través del modelado (Magnani y Rocco 2010), también en el caso de los accionamientos. El accionamiento husillo a bolas al ser el más utilizado, también es el más modelado, como por ejemplo por Zaeh, Oertli, y Milberg (2004), C. E. Okwudire y Altintas(2009) y Altintas et al. (2011). Cuanto más detallado sea el modelo, más preciso será su análisis. Existen unas especificaciones dinámicas de precisión y respuesta dinámica o aceleración y jerk que hay que garantizar para tener un funcionamiento dinámico del servomecanismo estable, preciso y robusto. Estas especificaciones están relacionadas con las propiedades

mecánicas finales del accionamiento, básicamente inercias y rigideces, y por tanto es importante apoyarse en modelos para hacer el diseño de estos elementos.

Para obtener un modelo que describa con la mayor precisión el comportamiento dinámico de un accionamiento se plantean varias opciones. Se desarrollan formulaciones de Newton como en el artículo de Magnani y Rocco(2010) o Lagrange como en J.-S. Chen, Huang, y Cheng(2004), T. Yang y Lin(2004), y Vicente et al. (2011). Al ser el eje del husillo un cuerpo de rigidez variable a lo largo de su eje, algunos autores han formulado las ecuaciones de Lagrange de forma integral (Vicente et al. 2011; Dong y Tang 2014b). La formulación de Newton se aplica a modelos de parámetros concentrados, modelo de parámetros distribuidos (Varanasi y Nayfeh 2004), modelos de sólidos rígidos o sistemas Multibody. Es muy habitual modelar un accionamiento mediante modelos de parámetros concentrados, tanto en coordenadas naturales como en modales.

Los modelos de parámetros concentrados (Lumped Parameters Models) constituyen una simplificación de la realidad que desprecia la naturaleza continua de los sólidos mediante la utilización de masas puntuales, muelles y amortiguadores que concentran las características del sólido real. Su interés reside en que son relativamente sencillos de plantear y manejar dado que simplifican enormemente la dinámica del sistema. Dicha simplificación introduce siempre un error en los resultados del modelo. Sin embargo, si las hipótesis de simplificación son acertadas, se pueden obtener resultados muy cercanos a la realidad con modelos relativamente simples, evitando la utilización de modelos MEF o Multibody. Generalmente, estos modelos se utilizarán en la fase inicial del diseño mecatrónico o a lo largo de la misma si los requisitos en la predicción de la dinámica no son altamente exigentes, o si la dinámica del sistema no es compleja. Hay que pensar que a efectos del cálculo del ancho de banda, el primer modo del sistema es el más limitante, y por tanto no es imprescindible el cálculo de más modos.

El modelado mecatrónico de sistemas complejos, como por ejemplo una fresadora, no siempre es sencillo debido a la cantidad de variables que intervienen y al desconocimiento e interpretación total del fenómeno físico real. Es evidente que el estudio de un fenómeno en el que se hayan realizado muchas simplificaciones, será más sencillo de modelar que uno donde se haya realizado un estudio profundo y que considere la mayor cantidad posible de variables que intervienen en el mismo. Sin embargo, lo importante no es cuanto de detallado sea un modelo sino la forma en que se pueden utilizar los resultados obtenidos para interpretar el fenómeno en estudio. El no poseer una interpretación clara del funcionamiento del controlador real, así como

no tener todos los datos de los elementos que componen el accionamiento, limitan en principio su modelo desde cualquier estrategia elegida.

Entre los modelos de parámetros concentrados de accionamientos de la bibliografía, se encuentran los modelos inerciales, modelos de dos gdl, y modelos de N gdl. A continuación se desarrollan los tres casos:

2.4.1.1 Modelo inercial

Este modelo es el más sencillo que se puede obtener, ya que el accionamiento se considera como un sistema perfectamente rígido. De esta manera, en un accionamiento con husillo a bolas tenemos como variable de entrada el par del motor y como variable de salida el movimiento lineal del carro, donde nuestro sistema de estudio, llamado planta es un sistema puramente inercial, como se puede apreciar en la Figura 2. 44, y se presenta con una masa o una inercia y 1 grado de libertad.

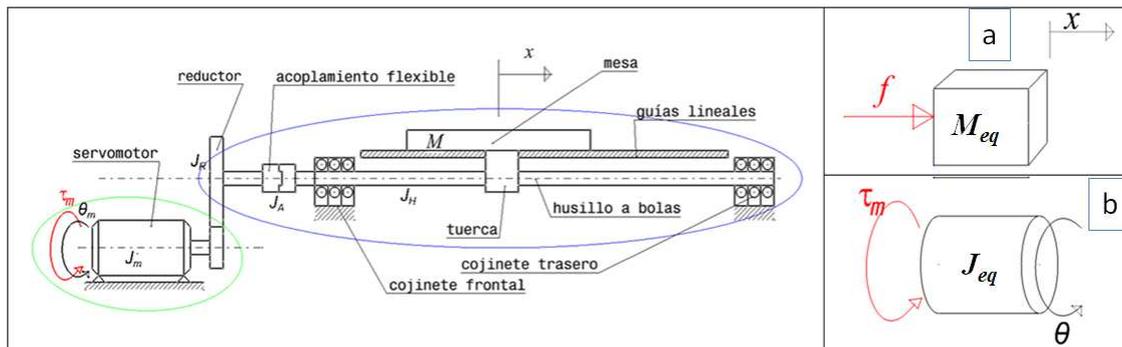


Figura 2. 44. Accionamiento analizado como un sistema puramente inercial. a) Reducido a un eje lineal, b) Reducido a un eje rotativo.

Considerar el sistema de una manera demasiado ideal y tan simplificado deja de lado fenómenos importantes como posibles vibraciones y la fricción viscosa y de Coulomb, sin embargo, este modelo nos puede servir como punto de partida para comprender los alcances teóricos máximos del sistema y poder analizar modelos más complejos posteriormente.

Por lo tanto, puede ser una buena primera aproximación para el análisis mecatrónico de un accionamiento. Autores como Yamazaki, T.(2008), Vesely, J.(2009), y Fernandez-Gauna et al.(2014a) han recurrido a modelos inerciales, sobre todo, para los casos donde era prioritario un análisis más profundo del control, y menos del aspecto mecánico y estructural.

Yamazaki, T.(2008) desarrolla el sistema de un accionamiento de avance con la precisión de decenas de nanómetro y la carrera en decenas de milímetros logrado por un solo mecanismo. El modelo matemático propuesto representa el comportamiento dinámico del sistema en el orden del movimiento microscópico. Concluye que en el caso de que no se tengan en cuenta las características de la no-linealidad en la elasticidad por el fenómeno de histéresis, la amplitud del par motor es 100 veces mayor que el caso en que se considera. Por otro lado, el modelo de fricción propuesto representa con éxito el comportamiento dinámico que depende de las características de la elasticidad no lineal.

Vesely, J.(2009) valida un modelo para el ancho de banda del control de velocidad. Muchas simulaciones demuestran que si el ancho de banda es de aproximadamente el 50% de la primera frecuencia mecánica de antiresonancia, el modelo va acorde con la realidad.

Fernandez-Gauna et al.(2014a) con un modelo inercial en planta desarrolla un tipo de estrategia para el diseño de controladores, llamado Reinforcement Learning (RL). Los métodos de control del RL son comparados con el controlador PID. Fernandez-Gauna et al.(2014a) resuelve que el RL requiere menos interacciones, y menos realimentación y ajustes para los diseñadores.

Considerando que en el dominio de Laplace el término $1/s$ representa la integración y que la mayoría de los controladores básicos de la máquina son un controlador PID para el lazo cerrado de velocidad y un controlador P para el lazo cerrado de posición, el modelo inercial del accionamiento husillo a bolas queda como se muestra en la Figura 2. 45.

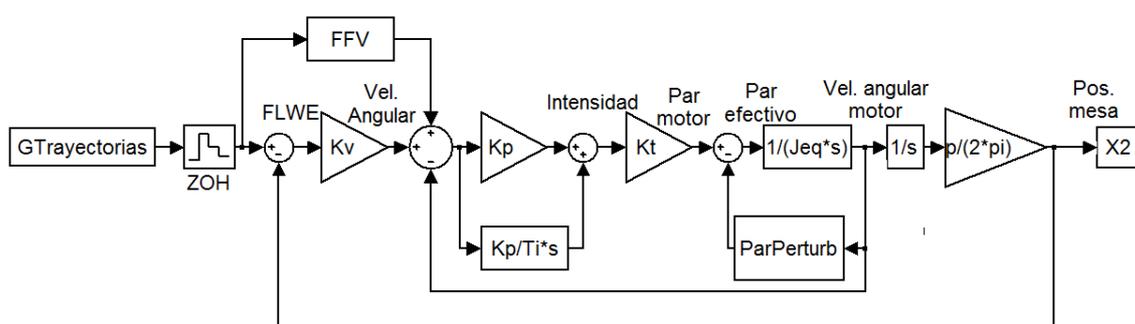


Figura 2. 45. Modelo inercial del accionamiento husillo a bolas en Matlab-Simulink.

La inercia equivalente J_{eq} del modelo inercial de la Figura 2. 45, se refiere a la inercia equivalente del sistema de la Ec. (2.8). El valor de la inercia equivalente para un

accionamiento husillo a bolas por ejemplo irá en función del valor de la masa de la mesa M , la inercia del acoplamiento J_A , la inercia del husillo J_H , la inercia del rotor del servomotor J_m , la inercia de la reductora J_R , el factor de reducción i_R y el paso del husillo p , como se indica en la Ec. (2.8).

$$J_{eq} = \left(M \left(\frac{p}{2\pi} \right)^2 + J_A + J_H + (J_m + J_R) i_R^2 \right) \quad (2.8)$$

En la Figura 2. 45 por una parte se define la planta y por otra parte la planta adaptada a las unidades de este modelo mecatrónico, considerando el bloque del convertidor de unidades de rotación a lineal mediante el paso del husillo.

Ambos sistemas, inercial y de masa, son equivalentes, pero hay que tener claro que en uno se estudia movimiento rotativo y en el otro el movimiento lineal, con su correspondencia entre uno y otro. Si no existiera reductor, en la Ec. (2.8) se observa como la inercia total del sistema sería simplemente la suma de las inercias de cada uno de los elementos mecánicos que componen el accionamiento.

El par del eje del motor será :

$$\tau_m = J_{eq} \cdot \ddot{\theta} = J_{eq} \cdot \frac{\ddot{x} 2\pi i_R}{p} \quad (2.9)$$

Mediante la transformada de Laplace, se obtiene la función de transferencia global del modelo inercial de la Figura 2. 43 adaptada a las unidades del modelo mecatrónico de la Figura 2. 45.

$$FT_{\text{planta_modelo inercial}} = \frac{x(s)}{\tau_m(s)} = \frac{x(s)}{f\left(\frac{p}{2\pi}\right)(s)} = \frac{\left(\frac{p}{2\pi}\right) 1}{J_{eq} s^2 i_R} = \frac{\left(\frac{2\pi}{p}\right) 1}{M_{eq} s^2 i_R} \quad (2.10)$$

En la Ec. (2.10) se observa cómo se deben transformar las unidades dependiendo si la función de transferencia se resuelve en inercia o en masa, ya que $J_{eq} = M_{eq} \left(\frac{p}{2\pi} \right)^2$.

Un análisis en el dominio del tiempo de las funciones de transferencia o del modelo de control, analiza el tiempo que se tarda en alcanzar la consigna, sobredisparo, error de seguimiento... Otros parámetros como la corriente, y en modo proporcional el par, las distintas señales eléctricas (tensión y corriente), electrónicas (bits), lógicas o mecánicas de los sistemas mecatrónicos se analizan en función del tiempo. Por ejemplo, una entrada escalón en un lazo abierto a una función de transferencia de un modelo inercial, da como respuesta una posición en el elemento de carga de la forma de la Figura 2. 46.

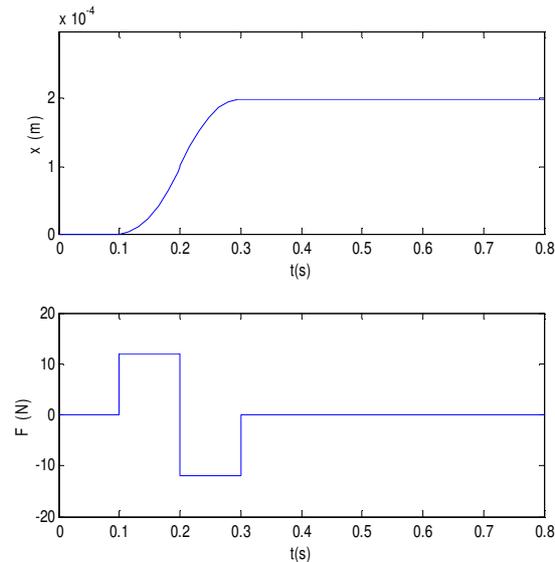


Figura 2. 46. Respuesta de un modelo inercial de parámetros concentrados.

Teniendo en cuenta el amortiguamiento de un sistema, un análisis en el dominio de la frecuencia de la función de transferencia de un modelo inercial se realiza de la siguiente Ec. (2.11).

$$FT = \frac{1}{J_{eq}s + c} = \frac{\omega}{\tau} \quad (2.11)$$

Como se observa en la Figura 2. 47 desarrollada por Vesely, J. (2009) el modelo inercial es solamente válido para anchos de banda bajos del lazo de velocidad.

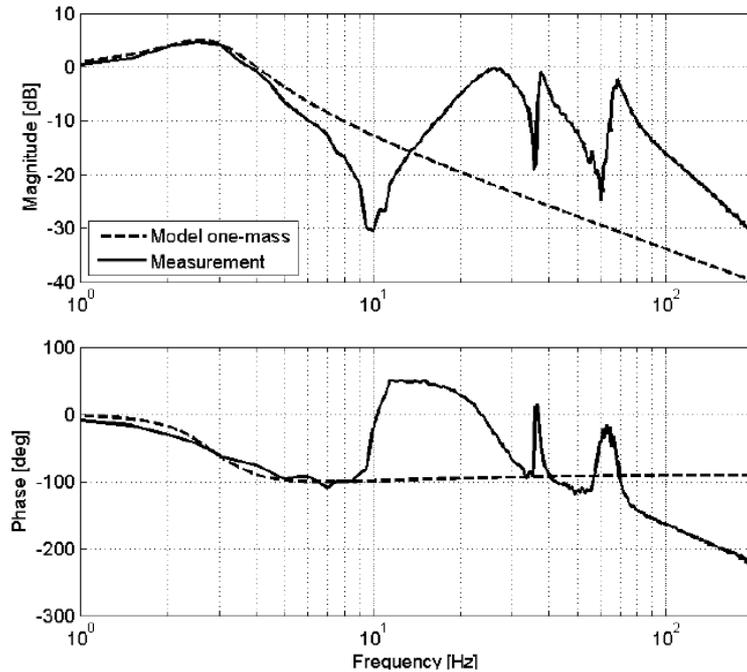


Figura 2. 47. Bode del lazo cerrado de velocidad de un modelo inercial (Vesely, J. 2009).

2.4.1.2 Modelo de dos grados de libertad

INTRODUCCIÓN

Es muy habitual modelar la dinámica de un accionamiento mediante modelos de parámetros concentrados de 2 gdl. Modelos representados por dos masas y 2 gdl, una rigidez equivalente y un amortiguamiento.

El modelo inercial resulta limitado si se requiere entender correctamente el comportamiento dinámico de la parte mecánica del sistema, ya que es necesario predecir al menos la frecuencia natural del sistema, el ancho de banda del lazo de posición y el ancho de banda del lazo de velocidad. El ancho de banda del lazo de posición depende del lazo de velocidad y ambos de las ganancias de los controladores, que en último término dependen a su vez de la primera frecuencia natural de la transmisión del accionamiento.

Es por ello que se hace un modelo simplificado de 2 gdl para no incrementar excesivamente la complejidad matemática pero manteniendo una relación coherente entre el modelo y el sistema real. El modelo de dos masas concentradas es un enfoque bien conocido para el modelado dinámico de accionamientos electromecánicos (Gross, Hamann, y Wiegärtner 2001; George Ellis 2004).

La flexibilidad dominante se origina clásicamente de los dispositivos que constituyen la transmisión mecánica tales como el eje husillo a bolas o la polea-correa de la reductora si la tiene. De hecho, en máquinas convencionales, el accionamiento mecánico es el asiento de las deformaciones más significativas. Además, los modos estructurales, que uno podría razonablemente descuidar antes, a veces se vuelven muy sensibles (Barre et al. 2005). Bopearatchy y Hatanwala (1990), George Ellis (2004) y Barre et al. (2005) distinguen dos familias de flexibilidades dominantes, el modo post-actuador y el modo estructural o pre-actuador, ver Figura 2. 48. En este apartado se analizará el modo post-actuador.

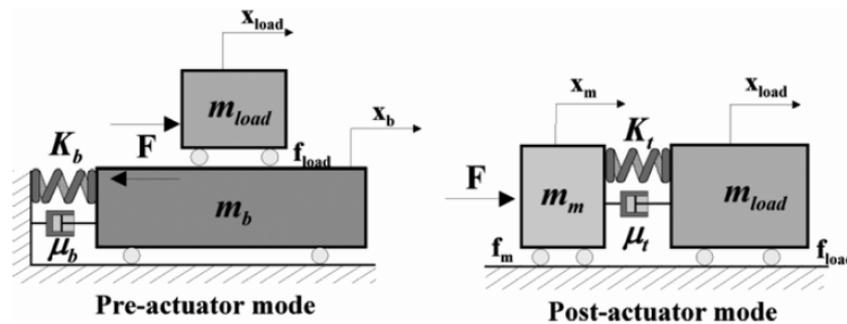


Figura 2. 48. Modelos de parámetros concentrados de los modos pre y post actuador (Barre et al. 2005)

MODELADO

Un modelo físico de un accionamiento mediante parámetros concentrados y 2 gdl, se representa en la Figura 2. 49a. El grado de libertad del rotor sería el posicionamiento rotacional del eje θ_1 y la posición lineal de la carga x_2 , y la fricción entre el devanado del estator y el juego de bobinas del rotor se ha considerado como c_m . La representación del mismo modelo con la reducción a los ejes de la carga o el motor, se da en la Figura 2. 49b.

Suponiendo como accionamiento un husillo a bolas, la primera masa, círculo verde de la Figura 2. 44, representa el motor y su eje, y es donde se aplica la fuerza de entrada. La segunda masa, círculo azul de la Figura 2. 44, representa la carga, compuesta por el acoplamiento, husillo, tuerca y mesa, y es donde se analiza el movimiento de salida del sistema. El muelle representa la rigidez equivalente del sistema, y el amortiguador el coeficiente de los efectos disipadores del sistema, como son por ejemplo el amortiguamiento estructural de los componentes de la transmisión, más el debido a la fricción en contactos.

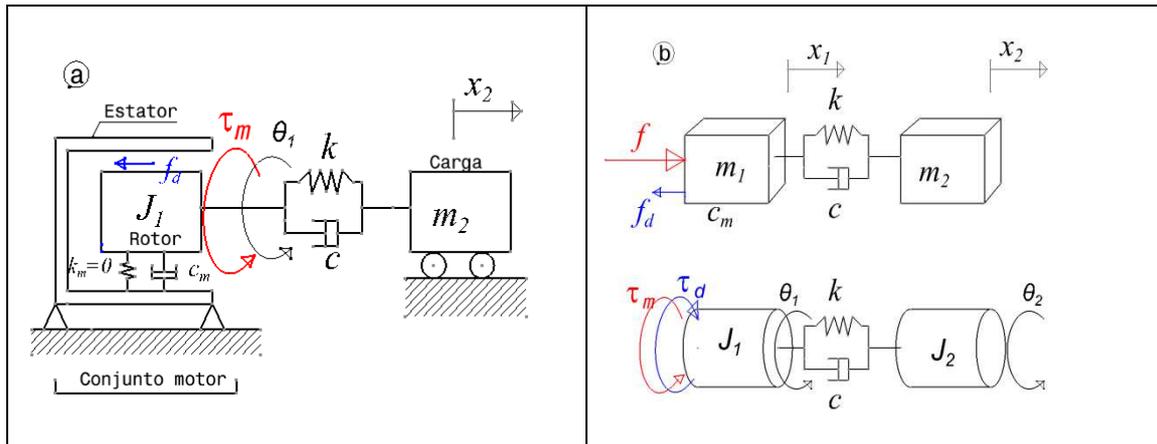


Figura 2. 49. Esquema de parámetros concentrados del accionamiento. a) Representación física, b) Modelo estándar de 2 gdl, reducido al eje de la carga (arriba) y reducido al eje del motor (abajo).

Para A. Kamalzadeh y Erkorkmaz (2007) el coeficiente de amortiguamiento equivalente corresponde al amortiguamiento inducido en la precarga de la tuerca. Incorpora por otro lado en el segundo cuerpo una perturbación que representa a una perturbación externa que actúa en la mesa, y que se debe a las fuerzas de corte o a la fricción no-lineal y no-modelada.

Para analizar el comportamiento dinámico de un accionamiento "en modo estándar" es habitual desarrollar un modelo mecatrónico como en la Figura 2. 50 en Matlab/Simulink, basado en lazos cerrados en cascada para posición, velocidad y control de corriente. El control de posición es un controlador P con un feedforward (FFV) añadido, y el tiempo de ciclo se puede modelar en Simulink introduciendo la función de muestreo Zero Order Hold (ZOH), determinante para la respuesta dinámica del sistema. El control de velocidad tiene un controlador PI para el control de velocidad del motor. Finalmente, el lazo de corriente es modelado solamente con una ganancia de constante de par K_t , porque se asume que se cierra mucho más rápido que los lazos de control de velocidad y posición.

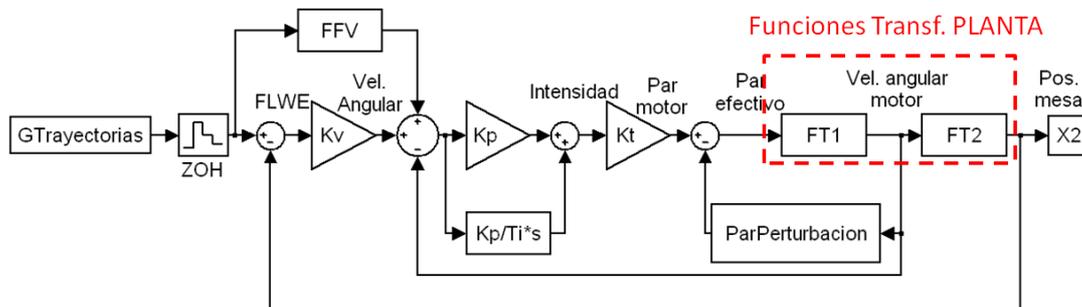


Figura 2. 50. Modelo mecatrónico de 2 gdl de un accionamiento en Simulink.

Desde el punto de vista mecánico, la dinámica de los accionamientos se modela fundamentalmente mediante dos funciones de transferencia que se introducirán en el modelo de Simulink. La primera función de transferencia FT1 relaciona el par del motor con la posición angular del motor en el encoder. La segunda función de transferencia FT2 relaciona la posición angular del motor con la posición de la mesa medida por el encoder lineal. Por otro lado, la perturbación de par debida a la fricción se suele identificar como se ha indicado en el apartado 2.3.3.2.

Los dos grados de libertad de la Figura 2. 49b son las posiciones equivalentes a las mediciones de posición del encoder del motor y la posición de la mesa en el encoder lineal. La primera masa representa a la inercia del motor, y la fuerza de entrada f es equivalente al par motor. La segunda masa representa a la inercia del acoplamiento flexible, husillo, tuerca y mesa. Las ecuaciones del movimiento en forma matricial se definen a continuación en la Ec. (2.12).

$$\begin{bmatrix} m_1 & 0 \\ 0 & m_2 \end{bmatrix} \cdot \begin{Bmatrix} \ddot{x}_1 \\ \ddot{x}_2 \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} c & -c \\ -c & c \end{bmatrix} \cdot \begin{Bmatrix} \dot{x}_1 \\ \dot{x}_2 \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} k & -k \\ -k & k \end{bmatrix} \cdot \begin{Bmatrix} x_1 \\ x_2 \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} f \\ 0 \end{Bmatrix} \quad (2.12)$$

A continuación se representan las dos frecuencias modales donde la primera de ellas es nula ya que representa el modo de sólido rígido con las dos masas desplazándose a la vez. La primera frecuencia natural será:

$$\omega_2 = \sqrt{\frac{k(m_1 + m_2)}{m_1 \cdot m_2}} \quad (2.13)$$

REPRESENTACIÓN MEDIANTE FUNCIONES DE TRANSFERENCIA

Convirtiendo la Ec. (2.12) al dominio de Laplace, las funciones de transferencia primarias y secundarias tienen la siguiente forma:

$$FT_1 = \frac{x_1}{f} = \frac{1}{s^2} \cdot \frac{m_2 s^2 + cs + k}{m_1 m_2 s^2 + (m_1 + m_2)c \cdot s + (m_1 + m_2)k} \quad FT_2 = \frac{x_2}{x_1} = \frac{cs + k}{m_2 s^2 + cs + k} \quad (2.14)$$

Como lo han desarrollado Barre et^o al. (2005) y Zulaika y Altamira (2005) las funciones de transferencia del modelo de 2 gdl en función de la frecuencia natural, amortiguamiento relativo ξ y la relación de inercias $r_m = m_2/m_1$, serán:

$$FT_1 = \frac{x_1}{f} = \frac{1}{m_T} \cdot \frac{1}{s} + \frac{r_m}{m_T} \cdot \frac{1}{s^2 + 2\xi_2 \cdot \omega_2 \cdot s + \omega_2^2} \quad FT_2 = \frac{x_2}{x_1} = \frac{2\xi_2 \omega_2 s + \omega_2^2}{(1 + r_m)s^2 + 2\xi_2 \cdot \omega_2 \cdot s + \omega_2^2} \quad (2.15)$$

El desarrollo completo de las funciones de transferencia de las Ecs. (2.14) y (2.15), se realiza en el capítulo 3. La m_T y el r_m de la Ec. (2.15), son la masa total del sistema y la relación de inercias que relaciona la masa de carga m_2 con la masa del motor m_1 . El amortiguamiento relativo ξ_2 se obtiene como la Ec. (2.16) en el sistema de 2 gdl.

$$\xi_2 = \frac{c \cdot m_T}{2m_1 m_2 \omega_2} \quad (2.16)$$

La experiencia muestra que es un procedimiento común valorar empíricamente el amortiguamiento relativo, y aproximarlos según el caso a valores comprendidos entre el 1% y el 5%, es decir, $\xi_2=0.01$ hasta $\xi_2=0.05$.

Una vez definidas las funciones de transferencia de la planta, modelada la parte de control con un ajuste de ganancias e identificado el generador de trayectorias, el modelo se validará experimentalmente en el dominio del tiempo. Por otro lado, para validarlo en el dominio de la frecuencia, primero habría que desarrollar la parte analítica. Para obtener las frecuencias naturales y la matriz de modos del modelo se debe resolver la matriz dinámica cuadrada [D], y matriz de modos, siendo:

$$D = M^{-1} \cdot K \quad (2.17)$$

Los valores propios o autovalores $\lambda_i = \omega_i^2$ se obtienen de la matriz [D], y los autovectores o vectores propios de la matriz de modos [ϕ], el cual para los modelos de 2 gdl equivale a la Ec. (2.18), normalizando respecto a la matriz de masas.

$$[\phi] = \begin{bmatrix} \phi_{11} & \phi_{21} \\ \phi_{12} & \phi_{22} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \frac{1}{\sqrt{m_T}} & \sqrt{\frac{r_m}{m_T}} \\ \frac{1}{\sqrt{m_T}} & -\sqrt{\frac{1}{r_m m_T}} \end{bmatrix} \quad (2.18)$$

REPRESENTACIÓN EN ESPACIO DE ESTADOS

A partir de las ecuaciones de movimiento, después de pasarlos al dominio de la frecuencia, la dinámica del accionamiento se puede modelar mediante funciones de transferencia, o usar la aproximación del espacio estado como Bopearatchy y Hatanwala (1990) y Gross, Hamann, y Wiegärtner (2001), y J.-S. Chen, Huang, y Cheng (2004).

Las aproximaciones en espacio estado son apropiadas para sistemas de orden superior. En un modelo de estado de un sistema dinámico, la transformación a sistema de primer orden se realiza por medio de la Ec. (2.19):

$$\dot{x}(t) = Ax(t) + Bu(t) \quad (2.19)$$

Y la solución de la ecuación diferencial va acompañada de la salida definida mediante la Ec. (2.20).

$$y(t) = Cx(t) + Du(t) \quad (2.20)$$

Suponemos la matriz feedforward D nula, no es habitual que la variable de entrada influya directamente en la salida. El objetivo es obtener la respuesta del sistema $y(t)$, conociendo las matrices A, B y C.

La aproximación espacio estado de un modelo libre de perturbaciones, se representa a través de la Ec. (2.21).

$$\dot{x} = \begin{bmatrix} 0 & I \\ -M^{-1}K & -M^{-1}C \end{bmatrix} x + \begin{bmatrix} 0 \\ M^{-1} \end{bmatrix} f \quad (2.21)$$

Para un modelo de dos gdl sin perturbaciones el modelo de espacio-estado queda como en la Ec. (2.22).

$$\begin{bmatrix} \dot{x}_2 \\ \ddot{x}_2 \\ \dot{x}_1 \\ \ddot{x}_1 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 & 0 \\ -k/m_2 & -c/m_2 & k/m_2 & c/m_2 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \\ k/m_1 & c/m_1 & -k/m_1 & -c/m_1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x_2 \\ \dot{x}_2 \\ x_1 \\ \dot{x}_1 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ 1/m_1 \end{bmatrix} [f] \quad (2.22)$$

En una aproximación de espacio-estado, los valores propios con las raíces λ de la ecuación característica se obtienen mediante la Ec. (2.23).

$$|x \cdot I - A| = 0 \quad (2.23)$$

INFLUENCIA DE LA INERCIA Y LA RIGIDEZ DEL ACCIONAMIENTO

La inercia del husillo dificulta alcanzar altas aceleraciones utilizando motores de cierto tamaño o inercia. Un limitador del comportamiento dinámico del accionamiento surge de la elasticidad del accionamiento, que da lugar a frecuencias de resonancia más bajas que limitan el ancho de banda del sistema. La optimización de la transmisión de potencia, o aceleración, no asegura un comportamiento dinámico adecuado del accionamiento. En cuanto a la influencia de la relación de inercias en la respuesta dinámica, Fanuc indica que existe una regla de oro que dice que el ratio de inercia carga-motor se debe mantener en menos de tres si se quiere obtener una velocidad de respuesta rápida. Por otro lado J.-S. Chen, Huang, y Cheng(2004) demuestran que la proporción 3:1 puede complicar la tarea de los centros de mecanizado de alta velocidad.

El parámetro básico para conseguir un comportamiento dinámico adecuado es una frecuencia natural de transmisión elevada (>25 Hz).

En cuanto a los parámetros de rigidez Kim y Chung (2005), A. Kamalzadeh y Erkorkmaz (2007) y Amin Kamalzadeh, Gordon, y Erkorkmaz(2010) como otros muchos autores suman las rigideces de todos los componentes del accionamiento en serie, teniendo en cuenta la rigidez del husillo axial y torsional, la rigidez de los cojinetes y la unión de la tuerca. A. Kamalzadeh y Erkorkmaz (2007) consideran la rigidez de los rodamientos y la tuerca constante bajo condiciones de carga consistentes, y la rigidez torsional y axial del husillo dependerán de la posición lineal de la tuerca. Normalmente el elemento más flexible de todos estos componentes suele ser el husillo, el que determinará la frecuencia natural del sistema y limitará el ancho de banda. Varanasi y Nayfeh (2004) diferencian la elasticidad del husillo a bolas entre el lado motor-mesa y mesa-cojinete opuesto del motor, porque la rigidez del eje del husillo será menor cuando la tuerca se encuentra más lejos del motor decreciendo la frecuencia de resonancia, porque en su caso el cojinete próximo al motor restringe el movimiento axial.

ANÁLISIS DE LAS FUNCIONES DE TRANSFERENCIA Y LOS LAZO DE CONTROL EN EL DOMINIO DEL TIEMPO

Errores de la velocidad angular del eje del motor, errores de seguimiento en velocidad angular del eje del motor, análisis de los errores de contorneado, análisis de señales de control en tensión o la predicciones de la fricción de Coulomb, son otras magnitudes que se han estudiado en el dominio del tiempo, también para modelos de 2 gdl.

Las posiciones del elemento de carga en el dominio del tiempo para modelos de 2 gdl, han sido analizados por muchos autores, como por ejemplo por Zulaika y Altamira (2005), Ebrahimi y Whalley (2000), y C. L. Chen, Jang, y Lin (2004b).

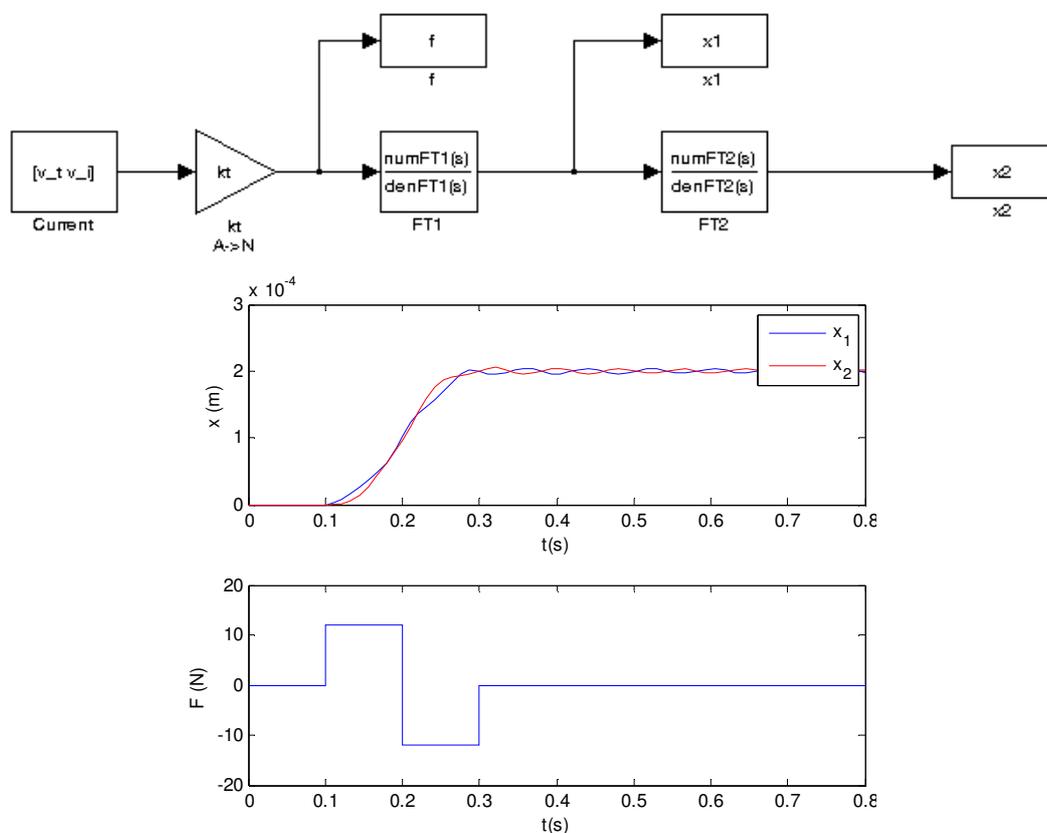


Figura 2. 51. Modelo de 2 gdl en lazo abierto, y coordenadas absolutas. Respuesta de un modelo de 2 gdl de parámetros concentrados.

Por ejemplo para un diseño de lazo abierto en Simulink, generando una señal de intensidad se la fuerza en el motor, y los desplazamientos en el sensor del motor así como en el sensor de posición de la masa, ver Figura 2. 51.

Como señal de entrada en el sistema también se puede introducir una fuerza, un momento o un voltaje como A. Kamalzadeh y Erkorkmaz (2007), Amin Kamalzadeh, Gordon, y Erkorkmaz (2010) y Kaan Erkorkmaz y Yusuf Altintas (2001).

De un modelo mecatrónico como el de la Figura 2. 50, se resuelven representaciones gráficas como el de la Figura 2. 52, mediante valores cinemáticos como los comandos de posición, velocidad, aceleración y jerk, y como sus respuestas medidas con la regla óptica en la carga.

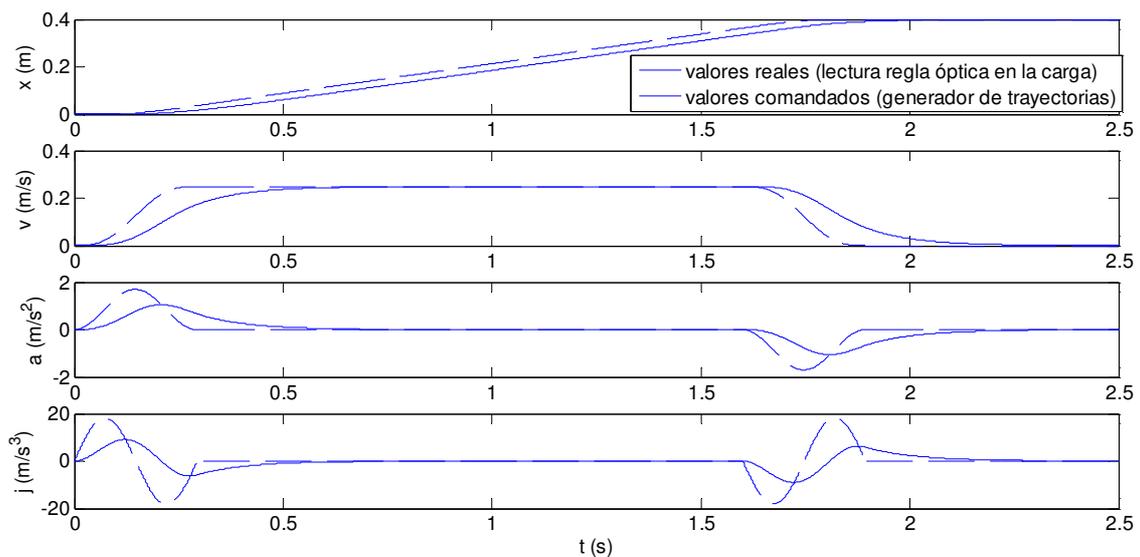


Figura 2. 52. Valores de posición, velocidad, aceleración y jerk comandados y reales de una simulación.

En la Figura 2. 53 se observa la diferencia de valores cinemáticos comandados a distintas velocidad de avance (V_f) programadas, a 7, 10, 12, 15, 20, y 25 m/min. En esta Figura 2. 53, se observa como en el caso de mayor velocidad (magenta), y en la carrera programada al eje no le da tiempo a alcanzar la V_f . Cuando la velocidad es menor las curvas se extienden en el tiempo.

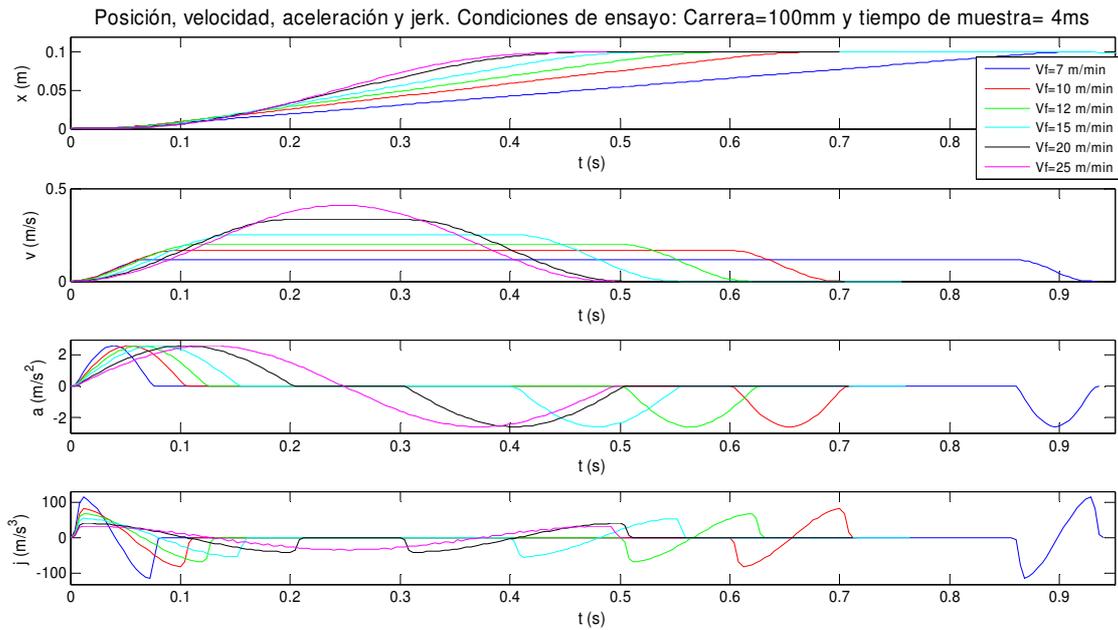


Figura 2. 53. Superposición de valores cinemáticos a distintos avances.

Zulaika, Juan José; Ander Altamira, Jon (2005) consideran de gran utilidad el empleo de herramientas de modelado y simulación mecatrónicas que garanticen que realmente se van a obtener las especificaciones definidas inicialmente. Algunas especificaciones son el Jerk alcanzable, y el cumplimiento de los requisitos de precisión de los movimientos y en los posicionamientos.

El perfil de aceleraciones y jerks, así como sus valores reales o alcanzables son de gran ayuda para diseñar un sistema mecatrónico, con ciertas especificaciones de partida. Kaan Erkorkmaz(2001) diseña un sistema de control de alto rendimiento. Las oscilaciones por aceleraciones y jerks, que exceden los límites especificados se producen debido a curvaturas de la trayectoria y en los cambios de dirección de ejes.

En la Figura 2. 54, se representa la posición comandada y la real, y la resta o la desviación entre ellas que se define como error de seguimiento, representada como following error en el modelo mecatrónico de la Figura 2. 50.

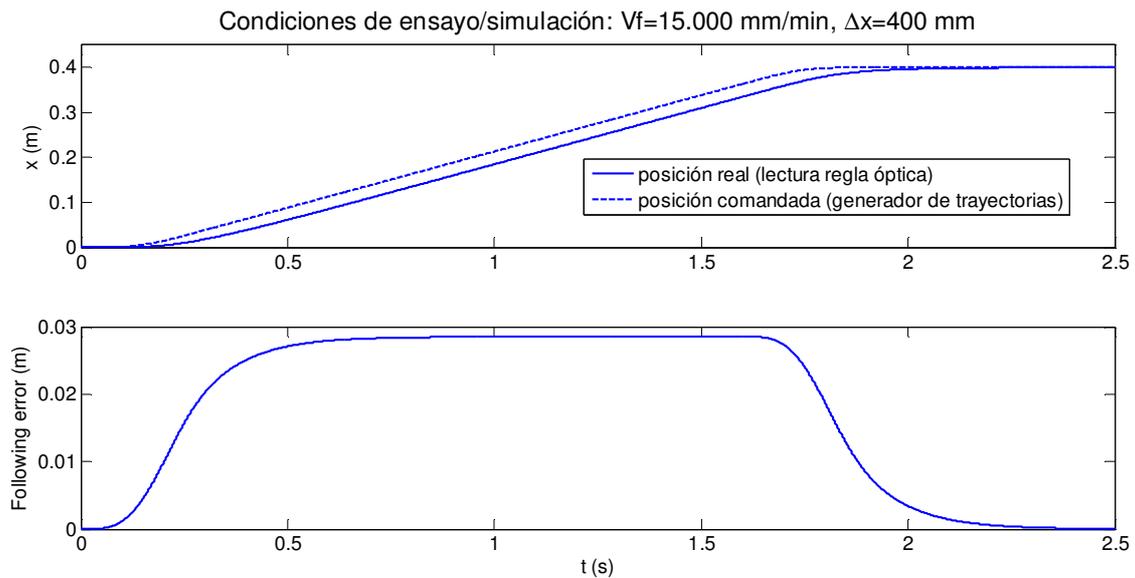


Figura 2. 54. Posiciones y error de seguimiento de una simulación con generador.

C. L. Chen, Jang, y Lin(2004b), A. Kamalzadeh y Erkorkmaz(2007), Amin Kamalzadeh, Gordon, y Erkorkmaz(2010) y Dong y Tang (2014b) tienen en cuenta el error de seguimiento en sus modelo para lograr sistemas más estables.

Si se desea estudiar el comportamiento del lazo abierto de velocidad o el regulador, ver Figura 2. 55, los parámetros a seguir son la intensidad comandada, la consigna de par motor y la velocidad angular del motor medida por el encoder. El lazo de control de intensidad es complejo cuando se tienen accionamientos de acoplamiento directo como motores lineales o motores de par. Pero cuando los accionamientos son más tradicionales con una transmisión mecánica como por ejemplo un husillo a bolas o un piñón-cremallera, el lazo de intensidad se puede simplificar considerablemente. Por lo que la intensidad comandada, y la simulada en el devanado del motor serán proporcionales. Por ello, la curva del par del motor de la Figura 2. 55, será semejante y proporcional a la intensidad comandada, multiplicada solamente por la ganancia de constante de par motor. Equivale a suponer que la intensidad comandada se alcanza de forma inmediata por parte del motor. En la velocidad angular del eje del motor influirá además la función de transferencia primaria.

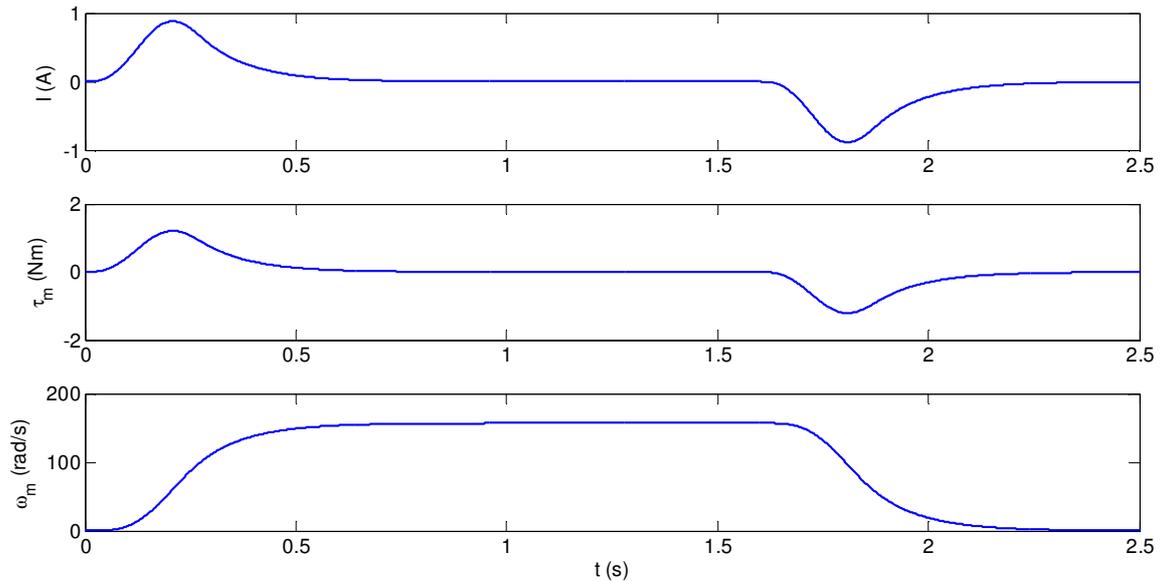


Figura 2. 55. Valores entre los bloques del lazo de un regulador: Intensidad, par motor, y velocidad angular en el eje del motor.

Ebrahimi y Whalley(2000) demuestran que los efectos de la rigidez, la fricción, la holgura y la masa de la mesa sobre la velocidad del motor, la corriente y la velocidad / desplazamiento de la mesa pueden ser modelados en el dominio de tiempo para optimizar la especificación de los accionamientos. Sin embargo, consideran que se puede llevar a cabo además el análisis de la respuesta de frecuencia utilizando el mismo paquete de software.

En cuanto a la velocidad de giro del motor, Vesely, J. (2009) crea un modelo de dos gdl, y lo valida para el ancho de banda del control de velocidad, mediante gráficas de velocidad respecto el dominio del tiempo. Como es de esperar, Vesely, J. (2009) demuestra que el modelo de 2 gdl es más preciso que el inercial, pues representa más detalladamente los datos experimentales.

ANÁLISIS DE LAS FUNCIONES DE TRANSFERENCIA Y LOS LAZO DE CONTROL EN EL DOMINIO DE LA FRECUENCIA

La representación del dominio de frecuencia puede proporcionar más comprensión sobre la señal y el sistema en el que se genera. Las muestras de una señal obtenida desde el dispositivo de adquisición de datos constituye la representación en el dominio del tiempo de la señal. Algunas medidas, como ruido o distorsión armónica, son difíciles de cuantificar al inspeccionar la forma de onda del tiempo. Cuando la misma señal es mostrada en el dominio de frecuencia por una FFT (Fast Fourier Transformation), fácilmente puede medir las frecuencias armónicas y las amplitudes.

Vesely, J. (2009) también usa un modelo de 2 gdl, y consigue características de señal en el dominio de la frecuencia en el lazo de velocidad con una buena correspondencia a los datos medidos hasta el valor de la frecuencia de antiresonancia.

Las señales de los modelos mecatrónicos que más interesan estudiar en el dominio de la frecuencia, serán la función de transferencia primaria y secundaria, y los lazos cerrados de velocidad y posición.

En la FT1 de un modelo de dos gdl, y para los casos donde el amortiguamiento relativo es subcrítico y se encuentra en el rango $0 < \xi < 0.707$, la frecuencia natural relativa ω_{2r1} donde se bloquea el primer grado de libertad, equivaldrá a la Ec. (2.24). Las frecuencias de antiresonancia y resonancia serán las que se indican en la Figura 2. 56. En la función de transferencia secundaria se observa cómo su pico de resonancia coincide en frecuencia con la de anti-resonancia de la FT1.

$$\omega_{2r1} = \sqrt{\frac{k}{m_2}} \quad (2.24)$$

El valor de la fricción y el amortiguamiento eficaz del sistema, en definitiva el grado de las perturbaciones hará que las amplitudes de los picos de resonancia y anti-resonancia sean de mayor amplitud, o menor.

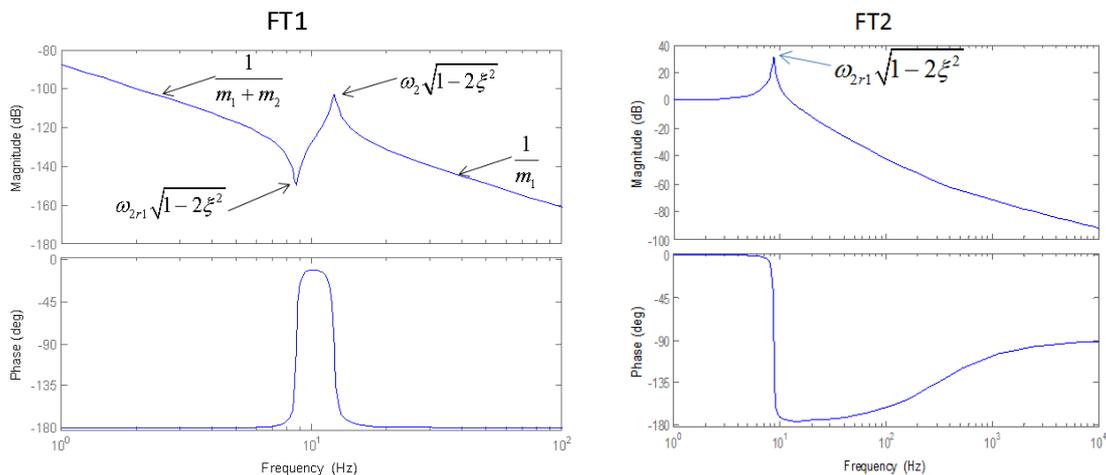


Figura 2. 56. Diagramas Bode de las funciones de transferencia primaria y secundaria.

Kim y Chung (2006) en su accionamiento husillo a bolas usan la respuesta de la primera función de transferencia para considerar su modelo válido.

En un control PID, el ancho de banda del lazo cerrado de posición (LCP), ver la Figura 2. 57, es determinante . El ancho de banda, es el rango, medido en Hz, de frecuencia en el que el sistema reproduce fielmente una señal de entrada. Se puede medir como la frecuencia en la cual la magnitud de la respuesta en frecuencia está 3 dB por debajo de la amplitud de la entrada. La caída en magnitud o la anti-resonancia del lazo cerrado de velocidad (LCV) de la Figura 2. 57 también coincide en el lugar de la frecuencia de anti-resonancia de la FT1.

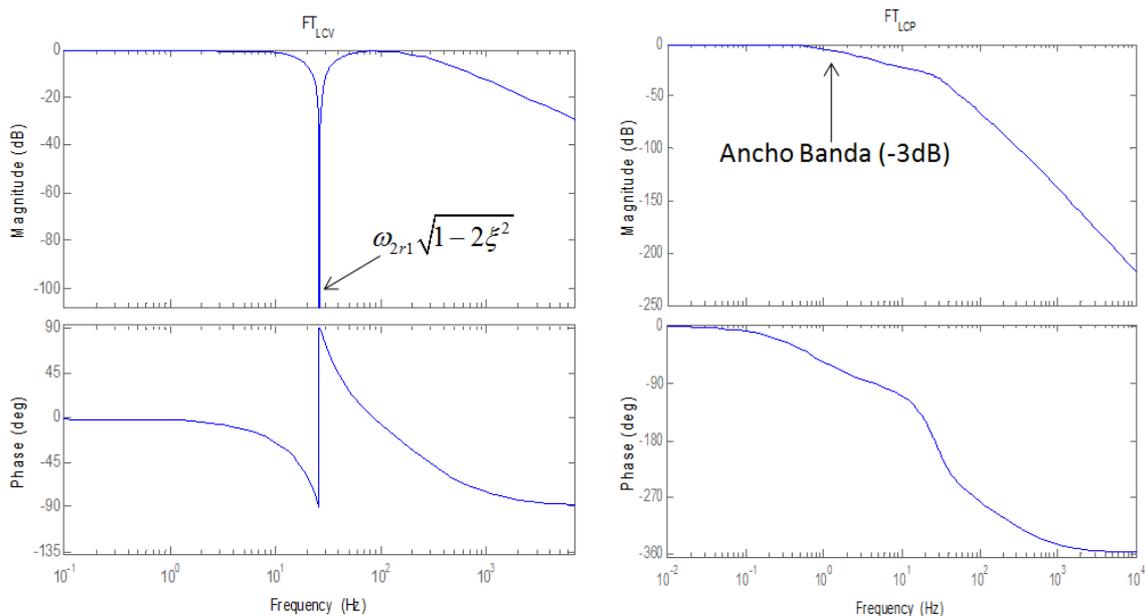


Figura 2. 57. Diagramas Bode de las funciones de transferencia del lazo cerrado de velocidad (LCV) y el lazo cerrado de posición (LCP).

En Varanasi y Nayfeh (2004) se realiza una comparativa entre modelos y experimentos ayudados de diagramas Bode de funciones de transferencia primarias y estudio de lazos cerrados de posición. Demuestran que un sistema con amortiguador viscoelástico incorporado en el cojinete de empuje colocado en el lado opuesto al motor disminuye la resonancia, y optimiza el ancho de banda del lazo cerrado de posición sin necesidad de fuerzas de precarga muy altas, mejorando el rendimiento.

Para estudiar la compensación de las vibraciones axiales en accionamientos husillos a bola, Kamalzadeh y Erkorkmaz (2007) determinan las funciones de respuesta en frecuencia (FRF) en lazo abierto para las aceleraciones del accionamiento, y las aceleraciones de la mesa respecto al par comandado del motor. De este modo analizan el primer modo axial del accionamiento. Kamalzadeh y Erkorkmaz (2007) atenúan activamente las vibraciones de ese primer modo axial con un control SMC, aumentando el ancho de banda de posición y mejorando así la precisión del

accionamiento. K. Erkorkmaz y Kamalzadeh (2006) realizaron el mismo procedimiento para estudiar las frecuencias y los modos torsionales.

2.4.1.3 Modelo de N grados de libertad

En este apartado se desarrolla un estado del arte de modelos de accionamientos que han sido analizados por el método de parámetros concentrados de N gdl. Es más extendido el análisis dinámico de mecanismos y máquinas por N gdl como por ejemplo lo hicieron T. Yang y Lin (2004), Magnani y Rocco (2010) y Neugebauer et al. (2012), pero Pislaru, Ford, y Holroyd (2004), J.-S. Chen, Huang, y Cheng (2004), G.-H. Feng y Pan(2012) y Vicente et al. (2011) se han centrado en el estudio del propio accionamiento. Aunque el análisis dinámico de Magnani y Rocco (2010) se haya dirigido a máquinas, sus aportaciones también ayudan a estudios de accionamientos, ver Figura 2. 58.

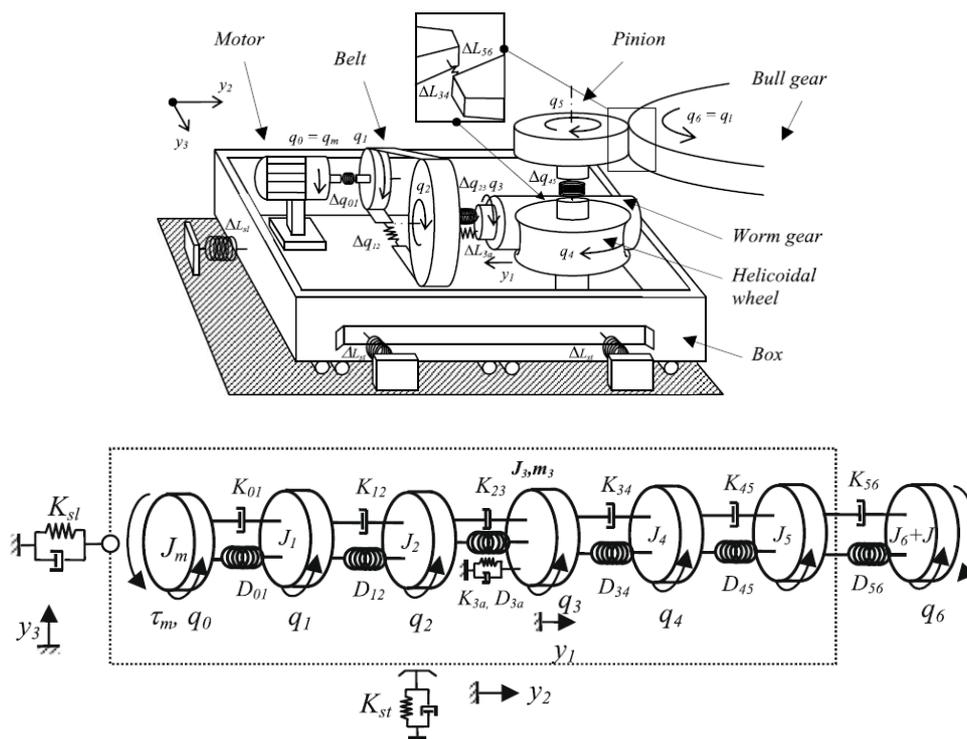


Figura 2. 58. Esbozo de la transmisión de una máquina-herramienta de grandes dimensiones. Modelo lineal general de la transmisión. (Magnani y Rocco 2010).

Pislaru, Ford, y Holroyd (2004) desarrollaron un nuevo modelo de N gdl con carga distribuida, factores de amortiguamiento explícitos, holguras y fricción, y demostraron

que tenían una respuesta dinámica similar al sistema de accionamiento de la máquina-herramienta en las mismas condiciones.

J.-S. Chen, Huang, y Cheng(2004) crean un modelo mecánico de N gdl y analizan la operación de contorneado con un sistema de accionamientos de avance de alta velocidad con efectos elásticos. Concluyen que un control de aceleración/deceleración mejora las vibraciones transitorias en puntos de cambio de velocidad. Pero sin embargo, detectan que las deformaciones elásticas en sistemas mecánicos en estado estacionario son determinantes en movimientos circulares a altas aceleraciones. Proponen solucionar los errores mediante la compensación en el interpolador y optimizar la estructura topológica, por ejemplo quitando peso a los cabezales de los ejes.

G.-H. Feng y Pan(2012) han demostrado con éxito que la variación de la precarga de un husillo a bolas puede ser diagnosticada por señales de vibración detectadas en las tuercas. Se propone un modelo dinámico de parámetros concentrados de N gdl para diferentes niveles de precarga del sistema de accionamiento.

Un modelo de parámetros concentrados en coordenadas naturales para N gdl, genera complejas y tediosas funciones de transferencia para resolverlas matemáticamente. Por ello, la alternativa analítica puede ser crear un modelo en parámetros concentrados pero en coordenadas modales, ó desarrollar una aproximación de espacio-estado J.-S. Chen, Huang, y Cheng(2004) y T. Yang y Lin(2004).

En el capítulo 3 de las aportaciones se presenta un ejemplo de accionamiento en coordenadas modales desarrollando la correspondiente matriz modal y las funciones de transferencia. Una aproximación de espacio estado para un modelo de N gdl, hará aumentar el orden de los vectores y las matrices, pero el desarrollo analítico será semejante al modelo de 2 gdl. Otra alternativa a desarrollar modelos de N gdl, es a través de modelado numérico en EF, que se revisa en el apartado 2.4.2.

ANÁLISIS DE LAS FUNCIONES DE TRANSFERENCIA Y LOS LAZO DE CONTROL EN EL DOMINIO DEL TIEMPO

Un análisis temporal de lazos de control para estudiar la dinámica de un accionamiento se hará en parte mediante el modelado de funciones de transferencia, o la

aproximación del espacio de estados. Las funciones de transferencia de un modelo de N parámetros concentrados en serie será por ejemplo:

$$FT_1 = \frac{x_1}{f} \quad FT_{1,2} = \frac{x_2}{x_1} \quad FT_{2,3} = \frac{x_3}{x_2} \quad \dots \quad FT_{(n-1),n} = \frac{x_n}{x_{n-1}} \quad (2.25)$$

La primera y segunda función de transferencia de la Ec. (2.26), se introduce en el modelo mecatrónico de la Figura 2. 50 ó Figura 2. 51.

$$FT_1 = \frac{x_1}{f} \quad FT_2 = \frac{x_n}{x_1} = FT_{1,2} \cdot FT_{2,3} \cdot FT_{3,4} \cdot \dots \cdot FT_{(n-1),n} \quad (2.26)$$

En modelos de N gdl, el desarrollo matemático de estas funciones de transferencia en coordenadas absolutas es demasiado extenso y tedioso, por lo que una alternativa es desarrollar un modelo en coordenadas polares o una aproximación en espacio-estado como Vesely, J. (2009) y Neugebauer et al. (2012). Estos autores, no sólo analizan el accionamiento sino que analizan la máquina-herramienta en su conjunto, es decir, accionamiento y estructura de la máquina.

En (B. Feng et al. 2015) se determinan señales medidas en voltios frente al dominio del tiempo basadas en ajustes de carga diferentes de un accionamiento husillo a bolas.

J.-S. Chen, Huang, y Cheng (2004) determinan el sobredisparo en el dominio del tiempo para mecanizado lineal, en córner, y en contorno circular con una estrategia de control de aceleración/deceleración en el comando de trayectoria activado y desactivado. Se demuestra también que la mayor contribución a ese error es debido a la elasticidad axial del husillo a bolas y la tuerca.

Otro ejemplo, de modelado y análisis de modelos de N gdl en el dominio del tiempo es el trabajo de Zaeh, Oertli, y Milberg (2004), donde simulan el comportamiento de posición de un lazo de control a una respuesta escalón validándolo con los resultados experimentales correspondientes a un banco de ensayos con accionamiento husillo a bolas. La simulación del sistema de control de ejes fue desarrollada para demostrar que el MEF generado es un modelo capaz para describir correctamente la trayectoria de control mecánico.

ANÁLISIS DE LAS FUNCIONES DE TRANSFERENCIA Y LAZOS DE CONTROL EN EL DOMINIO DE LA FRECUENCIA

Pislaru, Ford, y Holroyd (2004), J.-S. Chen, Huang, y Cheng (2004) y G.-H. Feng y Pan (2012) son algunos de los autores que han analizado funciones de transferencia y lazos de control de modelos de N gdl en el dominio de la frecuencia.

A continuación en la Figura 2. 59 se presentan los diagramas Bode fundamentales de una accionamiento de avance de un modelo de N gdl.

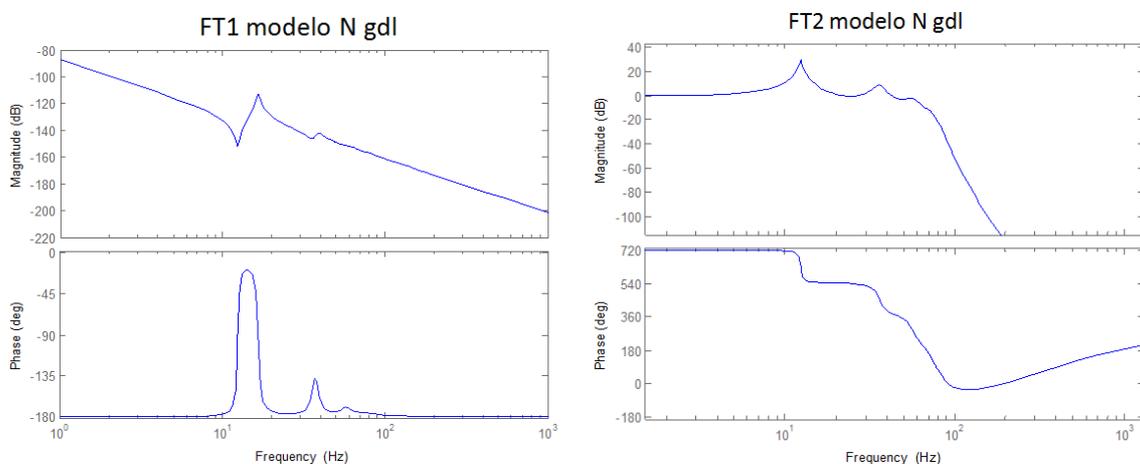


Figura 2. 59. Diagrama Bode de la función de transferencia primaria y secundaria del modelo de N gdl.

En J.-S. Chen, Huang, y Cheng (2004) resuelven las frecuencias naturales y los modos de frecuencia de un modelo aproximado a espacio-estado de N=5 gdl, para dos accionamientos husillo a bolas de los ejes X e Y de un centro de mecanizado que mueve la columna y el cabezal, respectivamente. El eje X, mueve la columna de la máquina con un voladizo mayor que el eje Y con su cabezal, por lo que tendrá frecuencia naturales menores.

G.-H. Feng y Pan (2012) muestran las respuestas de frecuencia de un modelo de parámetros concentrados con N=4 gdl, donde se comparan las aceleraciones del husillo a bolas (FT1) y el carro (FT2). Basándose en el sistema de precarga ajustable de accionamientos, a través del modelo dinámico se explica el análisis espectral de las señales experimentales adquiridas a partir de ajustes de varias precargas. La variación de precarga se diagnostica por el cambio de frecuencia y la magnitud de la frecuencia del pico en un rango de frecuencias específico.

Pislaru, Ford, y Holroyd (2004) muestran que un modelo con carga distribuida y factores de amortiguamiento representan detalladamente el comportamiento dinámico de los accionamientos de las máquinas. Para este modelo de cargas distribuidas, se han creado siete módulos para las diferentes partes del accionamiento de avance de una máquina-herramienta con CNC. Además la aproximación modular permite el cálculo de las fuerzas que ocurren entre los componentes del modelo. Según Pislaru, Ford, y Holroyd(2004), el modelo de parámetros concentrados no ofrece esta oportunidad, y lo consideran perjudicial para la práctica del diseño. Además, calculan frecuencias de resonancia de la carga mecánica al motor, es decir, las frecuencias del lazo cerrado de posición.

2.4.2 Modelo de EF de accionamientos husillo a bolas

Los modelos de EF dan una aproximación real del comportamiento dinámico de accionamientos y máquinas. El estado del arte de MEF de máquinas se realiza en el siguiente apartado. Q. Xu y Ford (2002), Zaeh, Oertli, y Milberg (2004), C. E. Okwudire y Altintas (2009), Zulaika, Juan José, Ander Altamira, Jon (2005), L. H. Lu et al (2010), C. E. Okwudire (2011), Arana A, et al (2012) y H. Li et al (2015) son algunos de los autores que han estudiado el comportamiento dinámico de accionamientos vía MEF.

En cuanto al control del movimiento, los MEF son de gran utilidad para analizar el comportamiento vibratorio del sistema, mediante el cálculo de las frecuencias naturales y el estudio de modos de vibración. Pero también se puede estudiar el control de posición a lo largo del tiempo como lo ha hecho Zaeh, Oertli, y Milberg (2004), que transforma el modelo de EF a aproximaciones analíticas en espacio-estado, integrándolos posteriormente en modelos mecatrónicos. Otros autores se han dedicado a investigar las condiciones de contorno de accionamientos, como Arana A, et al (2012).

Es complejo analizar las uniones entre componentes de máquinas y mecanismo, ya que por ejemplo las no linealidades causadas por las holguras o la transferencia térmica en la interferencia husillo-bola-tuerca genera muchas imprecisiones en los cálculos de los modelos. Por todo ello, en la literatura de la academia es más habitual modelar estructuras de un sólo cuerpo. Pero hay quienes como C. E. Okwudire y Altintas (2009) y C. E. Okwudire (2011) han modelado mediante EF el husillo en modo estructural y posteriormente sus uniones.

En la siguiente Tabla 2. 2 y Tabla 2.3 se presenta un esquema de como algunos autores han modelado accionamientos husillos a bolas.

Tabla 2. 2. Modos de diseñar los componentes de accionamientos husillo a bolas para MEF.

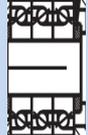
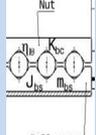
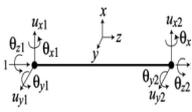
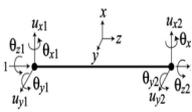
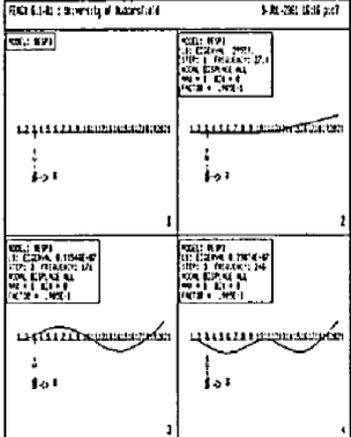
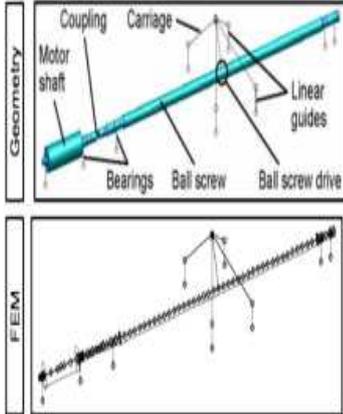
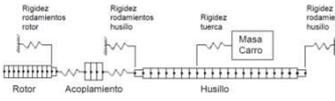
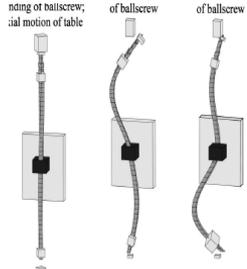
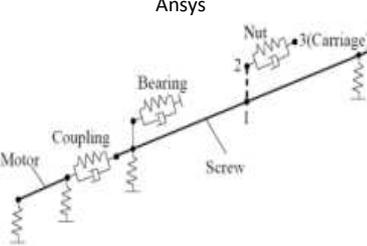
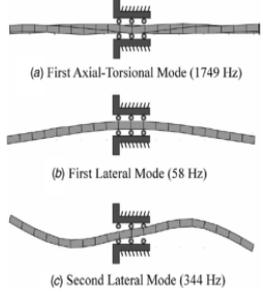
MEF HUSILLO-BOLAS	Motor	Acoplamiento	Rodamientos	Uniones	Husillo	Carro	Contacto husillo-tuerca
							
Xu 2002					20 elementos viga, 21 nodos 		
Zaeh 2004					 escalar	Rígido ideal, modelado tensorialment e 	
Zulaika 2005	Eje macizo	Cilindro hueco de acero			Cilindro de acero	Masa concentrada 	
Okwudire 2009		Masa concentrada 			Viga Timoshenko. Def par cortante y inercia rotacional. Hz altas. δY nulo 	Masa concentrada 	
Lu 2011					Viga circular 		Unión rígida
Okwudire 2011					Viga Timoshenko. 		

Tabla 2. 3. Conjunto accionamiento y simulación.

Xu Q 2002	Zaeh MF2004	Zulaika JJ 2005
<p style="text-align: center;">Abaqus</p> 	<p style="text-align: center;">Patran/Nastran</p> 	
Okwudire C 2009	Lu Lihua 2011	Okwudire C 2011
	<p style="text-align: center;">Ansys</p> 	

Q. Xu y Ford (2002) desarrollan un análisis MEF incluyendo las restricciones y condiciones de contorno más apropiados, de esta forma predicen un rango concreto para la primera resonancia. Consideran que el modelo de EF contribuirá en el conocimiento de la vibración lateral. El accionamiento se modela con 20 elementos viga adaptados al caso con 21 nodos, como se indica en la Tabla 2. 2. Crean que un modelo de 3D tiene un coste computacional en tiempo que no compensa por sus pequeñas mejoras.

En Zaeh, Oertli, y Milberg (2004) integran un modelo de EF en un modelo mecatrónico de un sistema de control de ejes diseñado en Matlab-Simulink, transformado a una aproximación en espacio-estado, para simular posteriormente el comportamiento de posición y velocidad en los lazos del control. Acoplamiento, cojinetes y las uniones entre los componentes los modelan como muelles. El eje del husillo como elemento muelle escaler y el carro como un cuerpo rígido ideal, modelado tensorialmente en su

centro de gravedad. La bancada se considera como base inercial. Zaeh, Oertli, y Milberg (2004) desarrollaron la simulación del sistema de control de ejes para demostrar que el modelo de EF generado es un modelo válido para la trayectoria de control mecánica.

Zulaika, Juan José, Ander Altamira, Jon (2005) diseñan la mecatrónica de un servomecanismo de alto rendimiento ayudados de una simulación de un MEF de un accionamiento husillo a bolas de alto rendimiento. Logran una precisión y aproximación del modelo a la frecuencia natural real, además los modelos permiten identificar el efecto que tiene cada componente sobre cada una de las frecuencias naturales del servomecanismo. (Zulaika, Juan José; Ander Altamira, Jon 2005) afirman que el conocimiento adquirido en el banco de pruebas permitirá extender con garantías los modelos MEF a otras configuraciones y arquitecturas de máquinas.

C. E. Okwudire y Altintas (2009) como Q. Xu y Ford (2002) contemplan las vibraciones laterales además de las axiales y torsionales en los accionamientos husillo a bolas. Esta dinámica lateral lleva a errores de flexión, por tanto errores de posición y precisión. C. E. Okwudire y Altintas (2009) concretamente realizan un modelado híbrido de accionamientos husillo a bolas con dinámicas axiales, torsionales y laterales acopladas. Basándose en un modelo de EF desarrollan la analítica de la interferencia entre husillo y tuerca. Modelan en EF el eje del husillo como una viga Timoshenko, los cuerpos como masas concentradas y el resto de las uniones y rodamientos como muelles lineales, ver Tabla 2. 2.

La función de transferencia del accionamiento husillo a bolas se obtiene aplicando el modelo MEF en análisis experimental por L. H. Lu et al (2010), analizándose el comportamiento vibratorio del sistema. Como se indica en Tabla 2. 2, el eje del husillo se modela como una viga circular, mientras el contacto husillo-tuerca se considera una unión rígida.

En C. E. Okwudire (2011) mediante un MEF se desarrolla un nuevo modelo mejorado de intersección husillo-tuerca, el cual incorpora la deformación elástica del husillo con la tuerca. Los resultados de simulación muestran discrepancias significativas entre las frecuencias naturales de la unión husillo-tuerca predichas por el nuevo modelo y los modelos existentes, particularmente para husillos a bolas compactos y tuercas largas y rígidas. Este tipo de accionamientos se usa en inspección de semiconductores, alineamiento óptico de fibra, equipos médicos y actuadores robóticos miniaturizados.

K. Erkorkmaz y Kamalzadeh(2006) desarrollan un modelo de EF para investigar las dinámicas torsionales de un accionamiento husillo a bolas. Para su validación experimental montan tres encoders rotatorios a lo largo del eje de un banco de ensayos, situados en el motor, al comienzo del eje del husillo próximo al motor y al final del eje. Estudian el primer y segundo modo torsional mediante el modelo y experimentalmente.

En los últimos años, además de estudiar el control del movimiento y el comportamiento dinámico por MEF de husillos a bolas, otros autores como Arana A, et al (2012) y H. Li et al (2015) han estudiado las condiciones de contorno a través de MEF en la unión husillo-bola-tuerca, y concretamente la temperatura y/o la refrigeración en el husillo (H. Li et al. 2015) o en la tuerca (Arana A, et al. 2012).

Desde el punto de vista de los materiales, para mejorar la distribución de la capa endurecida y evitar posibles defectos, H. Li et al (2015) investigaron los efectos de los parámetros de endurecimiento por inducción en la capa endurecida utilizando el método de elementos finitos. Se construyó un modelo de EF de endurecimiento por inducción de una sola zona de rosca de husillo, y se obtuvieron las curvas de temperatura en la región superficial de una bola mediante una simulación numérica.

Arana A, et al (2012) desarrollan un modelo numérico que valida el modelo analítico de predicción del calor generado en la interacción entre la tuerca y el husillo. Se ha constatado que la solución de refrigeración mediante aire forzado consigue mantener resultados adecuados de temperatura estable. Con el sistema optimizado se ha podido mantener más estable la temperatura de la tuerca, incluso pudiendo bajar la temperatura inicial. Además este nuevo sistema optimizado puede ser controlable a tiempo real con lo que es posible mantener la temperatura.

2.5 MODELOS MECATRÓNICOS DE MÁQUINAS-HERRAMIENTA

Los propósitos para el análisis de los sistemas mecatrónicos de máquinas-herramienta, además de determinar las características estáticas, está el reconocimiento del comportamiento dinámico del sistema de control cerrado, por ejemplo con el comportamiento de la transferencia de perturbación en el punto del centro de la herramienta (TCP) y el comportamiento de transferencia de control de los ejes. Desde el punto de vista de la dinámica de la máquina, para un diseño bueno y equilibrado

debe preverse una respuesta de frecuencia relativa sin significativas frecuencias naturales individuales dominantes.

En cuanto al estudio de las frecuencias, de las configuraciones de máquina de cinemática en serie, la de columna móvil es la más flexible, y la grantry elevada la más rígida y más dinámica. En máquinas grandes normalmente los modos estructurales son menores que los modos del accionamiento, y así deben ser considerados junto con los del modelo. Por tanto se puede estimar que el ancho de banda del lazo de posición puede alcanzar el 80% de la primera frecuencia natural (modo no-rígido) y el lazo de posición en torno al 25% del ancho de velocidad. Con respecto a las frecuencias naturales de las máquinas, la frecuencia natural estructural dominante está en el rango 10-100Hz, mientras en máquinas muy grandes se encuentra entre 3-15Hz. Los modelos dinámicos del accionamiento, incluyendo los efectos de la estructura de la máquina, también permiten determinar la sensibilidad de las ganancias admisibles vs. variables de diseño (Uriarte et al. 2013).

Es interesante el salto que hay que dar del estudio local y exclusivo de los accionamientos al estudio global de la máquina. Este paso lo revisan y lo diseñan Altintas et al (2005) y Neugebauer et al (2007). En modo más particular Vesely, J. (2009) y Neugebauer et al (2012) desarrollan una metodología para diseñar el sistema mecánico dentro de un modelo mecatrónico, teniendo en cuenta por un lado con un modelo el comportamiento dinámico del accionamiento para integrarlo después en un modelo global junto a otro modelo que representa la estructura de la máquina.

Vesely, J. (2009), el accionamiento y la estructura lo desarrolla mediante MEF. La estructura mecánica del mecanismo del accionamiento husillo a bolas se describe por separado del modelo MEF del bastidor de la máquina por Vesely, J. (2009). Se crea un modelo discreto con parámetros que representan las características inerciales y de rigidez de los componentes mecánicos del accionamiento, con lo que el husillo a bolas se modela como un continuo 1D manteniendo ambos grados de libertad, el axial y el rotacional, entre los cuales se establece una ecuación de restricción. Las ecuaciones de movimiento de este sistema se transforman en una representación de espacio de estados. La Figura 2. 60a representa el esquema general del modelo de accionamiento conectado con el bastidor de la máquina, y se introduce en el esquema de bloque simbólico del modelo de servo-regulación que se muestra en la Figura 2. 60b. El método presentado de modelado virtual de máquinas-herramienta por Vesely, J. (2009), se está convirtiendo en la práctica como una herramienta que permite realizar un análisis y optimización complejo de los accionamientos de avance de máquinas-herramienta y de la estructura de las máquinas-herramienta. Reduce significativamente el tiempo de desarrollo y revela las posibilidades reales de la

construcción durante la fase de un diseño de una nueva máquina cuando los cambios posibles no son económicamente críticos.

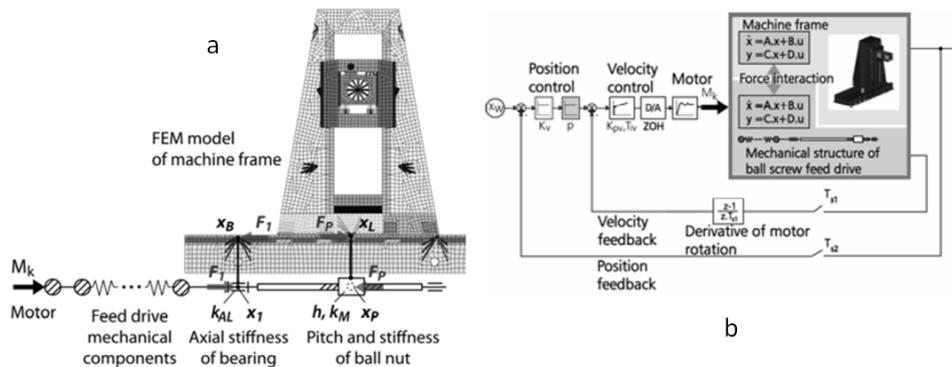


Figura 2. 60. a) Modelo de EF de accionamiento y estructura. b) Modelo mecatrónico de la máquina (Vesely, J. 2009).

Más adelante Neugebauer et al (2012) crean un modelo de estado-espacio de un sistema mecánico que corresponde a una máquina-herramienta de alta velocidad. En este desarrollo Neugebauer et al (2012) primero construyen un modelo de elementos finitos (MEF). Este modelo está creado en gran medida de forma modular, es decir, los componentes individuales se mallan independientemente entre sí y luego se conectan a modelos de reemplazo como elementos matriciales (matriz de rigidez), y como se muestra en la Figura 2. 61 en el caso de Neugebauer et al (2012) en el software ANSYS classic. Este módulo del software representa el comportamiento de transferencia de los componentes, tales como guías lineales, cojinetes, husillos a bola y elementos de montaje. A continuación Neugebauer et al (2012) acoplan la mecánica y el control. En este tipo de acoplamiento, se aplica la variación de transformación del modelo mecánico en el entorno de la descripción de control, para utilizar las posibilidades de modelización convencional del ciclo de control.

El primer paso del modelado de Neugebauer et al (2012) es la ejecución de un análisis modal no amortiguado en ANSYS. La simulación del sistema de control cerrado se lleva a cabo con los conocimientos del enfoque de ingeniería de control en MATLAB. En el segundo paso, los autovectores y los valores propios se leen y luego se utilizan para construir el sistema en espacio de estados. Por lo tanto, los nodos de entrada y los grados de libertad de los nodos de entrada se deben definir en un array en ANSYS. Lo mismo se aplica a los nodos de salida y los grados de libertad de los nodos de salida. Se puede decidir por un parámetro, si se desea la trayectoria de salida, la velocidad o la aceleración. Además, se tiene que determinar el número de los N primeros modos considerados (reducción del modelo). Los amortiguamientos modales tienen que ser definidos en ANSYS. La Figura 2. 61 muestra el procedimiento principal. El tercer paso

es el acoplamiento del modelo mecánico de espacio de estados con la parte del sistema de ingeniería de control en MATLAB o Simulink.

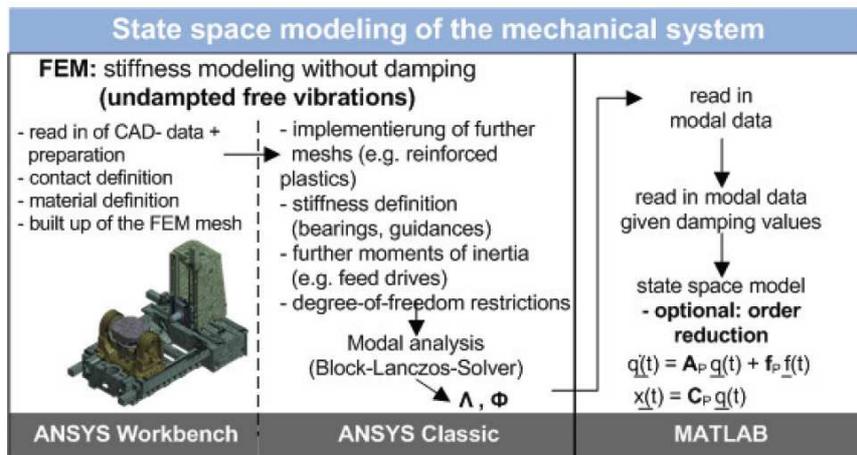


Figura 2. 61. Estructura estado-espacio del modelado de un sistema mecánico (Neugebauer et al. 2012).

Además del modelado en EF, otros autores como Barre et al. (2005) y Ansoategui et al. (2016) han modelado máquinas-herramienta a través de parámetros concentrados. Barre et al. (2005), mediante un modelo mecatrónico de parámetros concentrados de 2 gdl estudian la influencia de reglas de movimiento del control de jerk en el comportamiento vibratorio de una máquina-herramienta. Y más recientemente, Ansoategui et al. (2016) estudian la influencia de la elasticidad de una máquina-herramienta a través de un modelo mecatrónico de parámetros concentrados de 3 gdl.

2.5.1 Problemática identificada en las máquinas-herramienta grandes

Este trabajo comenzó con el estudio de accionamientos de avance, y en particular de los husillos a bola. Se realiza el paso natural, y se da el salto del análisis del accionamiento a máquina. Aquí se desarrolla un modelo mecatrónico por medio de un modelo de parámetros concentrados, donde para el accionamiento se considera un modelo de 2 o N gdl, y para analizar la máquina en su globalidad, por la propia estructura se le añade otro parámetro concentrado con su gdl. Mientras se estudiaba en profundidad el comportamiento dinámico de toda la máquina, se identificó un problema en máquinas-herramientas, en particular en máquinas-herramienta de grandes dimensiones. El estudio de arte de este tema se aborda a continuación.

En los últimos años, el crecimiento de los sectores de energías renovables, ferrocarril, aviación, plataformas marinas, la energía de fusión en grandes plantas científicas, etc. ha requerido el desarrollo de grandes máquinas-herramienta. Para los diseñadores el desafío principal de estas máquinas es garantizar la precisión en el movimiento de la punta de la herramienta en todo el espacio de trabajo, debido a sus grandes pesos y el uso de elementos estructurales de grandes voladizos como son las columnas o los carneros. Como consecuencia, aparecen algunos problemas. Por ejemplo, estas máquinas tienen bajas frecuencias naturales, lo cual significa que sufren chatter (Zulaika, Campa, y Lopez de Lacalle 2011) durante el fresado. Estos también necesitan ser calibrados en espacios de trabajo muy grandes, para compensar las flexiones debido a su propio peso (Uriarte et al. 2013). Finalmente, la combinación de las frecuencias naturales y las fuerzas inerciales grandes complican el control de la posición en la punta de la herramienta, cuando la máquina intenta ejecutar movimientos moderadamente complejos (Uriarte et al. 2013).

Este trabajo está enfocado en el último problema, que es el control de posición en la punta de la herramienta (Tool Center Point, TCP) para máquinas grandes. En estas máquinas, la localización de los encoders empleados para controlar la posición está muy lejos de la punta de la herramienta, ver Figura 2. 62, lo cual significa que la flexión de los elementos estructurales debido a las fuerzas inerciales deriva en un error de seguimiento que debe ser minimizado. Esto puede hacerse desde la etapa de diseño, usando modelos mecatrónicos para analizar la transmisión mecánica y el rendimiento dinámico de la estructura.

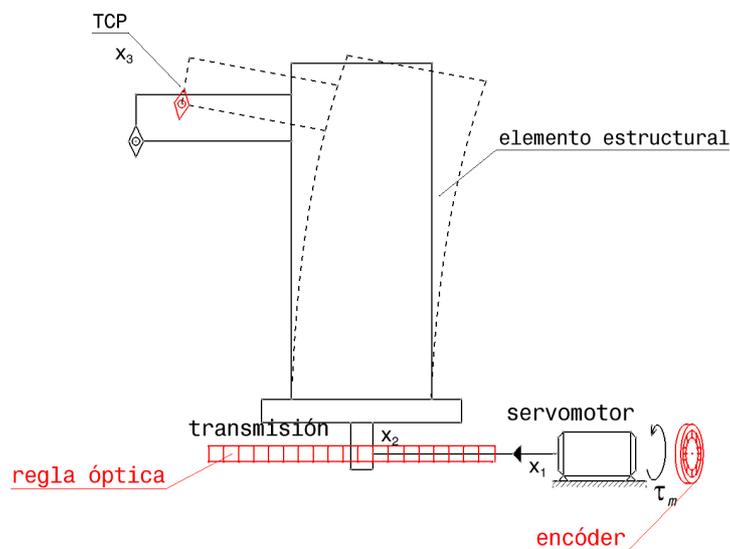


Figura 2. 62. Influencia de la flexibilidad de la columna en el error de la punta de la herramienta. x_1 : Posición en el encoder del motor, x_2 : Posición medida en el encoder lineal, x_3 : posición real en la punta de la herramienta.

En la década reciente, se han desarrollado varios modelos mecatrónicos de 2 gdl, que controlan la posición angular en el encoder del motor y la posición del encoder lineal, analizados en profundidad en el apartado 2.4.1.2. Por destacar algunos trabajos, Dequidt, Castelain, y Valdès (2000) desarrollaron un modelo de 2 gdl, con nuevas reglas para la determinación del ancho de banda y el ratio inercial, y más recientemente, Caracciolo y Richiedei (2014) propusieron un modelo mecatrónico, que minimiza el par del motor. Sin embargo, para máquinas-herramienta grandes con una gran inercia y rigidez limitada en los elementos de la máquina, los modelos de 2 gdl no son lo suficientemente precisos. Se debe añadir un tercer gdl para la punta de la herramienta como en la Figura 2. 62, modelando la naturaleza flexible de los elementos estructurales localizados desde el encoder lineal hasta la punta de la herramienta. Si no, se obtendrán sin reconocer grandes sobredisparos al final de la columna o el carnero donde se encuentra la punta de la herramienta.

Entre los autores que han desarrollado modelos mecatrónicos de 3 gdl, Neugebauer et al. (2012) presentaron una optimización del comportamiento de máquinas grandes para alcanzar mayores aceleraciones, reduciendo así el tiempo de proceso de mecanizado. S.-T. Wu, Lian, y Chen (2015) construyeron un prototipo basado en una viga flexible sobre un accionamiento husillo a bolas, usando filtros de banda eliminada y un potenciador lineal para el control de la vibración durante el movimiento. Fortunato y Ascari (2013), diseñaron un modelo virtual de centros de mecanizado, basado en métodos de aproximación de masas concentradas y elementos finitos. Este modelo virtual ayuda a los diseñadores en la definición óptima de las características de la máquina-herramienta.

2.6 CONCLUSIONES, PROBLEMÁTICA IDENTIFICADA Y ASPECTOS A MEJORAR

En las dos líneas principales investigadas, estudio del comportamiento dinámico y modelado mecatrónico de accionamientos de avance y máquinas-herramienta, se han identificado algunas problemáticas y aspectos a mejorar.

En cuanto a los accionamientos de avance de máquina-herramienta se ha trabajado en encontrar modelos mecatrónicos complejos de N gdl y completar esa parte de literatura científica para entender la simulación y la correcta elección de diseño de elementos o componentes realizando un análisis modal con distintos métodos y coordenadas.

En cuanto al estudio del conjunto de una máquina-herramienta, partiendo del paso anterior, el análisis de accionamientos, se ha dado el salto para estudiar el comportamiento dinámico del accionamiento, de la estructura y del control, es decir del conjunto global de la máquina-herramienta. La influencia de la elasticidad de una máquina-herramienta se analiza mediante un modelo mecatrónico. En la Figura 2. 32a, se observa como el sobreimpulso no crece indefinidamente donde hay valores de jerk que anulan el sobreimpulso. En este campo se han detectado carencias aunque autores como Barre et al. (2005) han enfocado en la misma dirección.

Barre et al. (2005) han simplificado los lazos del modelo, considerándolos como ideales, suponiendo que la parte de control y máquina trabajan en serie, enfoque que no se ajusta a la realidad. En esta tesis se aporta y desarrolla un modelo mecatrónico más real, con un control PID que describe los lazos cerrados de velocidad y posición en cascada. En el desarrollo del apartado de las aportaciones, se justificarán los beneficios de los modelos presentados en esta tesis.

Otro autor como Liang et al. (2016) también estudia en ese entorno donde las oscilaciones disminuyen en función de una consecuencia de diseño. Liang et al. (2016) concluyen que aunque las amplitudes del par pueden ser disminuidas por el sistema de control, las oscilaciones de desplazamiento no se pueden eliminar por las resonancias mecánicas. Las amplitudes crecen significativamente cuando la frecuencia del par coincide con la transmisión mecánica. Liang et al. (2016) estudian, en función de la frecuencia de los armónicos, los efectos de las oscilaciones en la calidad superficial de piezas mecanizadas en un torno y en la mesa de una fresadora. En el trabajo de esta tesis, se analiza el efecto de la oscilación en función de la frecuencia de los armónicos no solamente para el accionamiento sino también para la parte estructural de la máquina, pero además para distintos tipos de perfiles de generador de trayectorias.

3. Análisis mecatrónico de accionamientos de máquina herramienta con estructura flexible mediante modelado

3. ANÁLISIS MECATRÓNICO DE ACCIONAMIENTOS DE MÁQUINA HERRAMIENTA CON ESTRUCTURA FLEXIBLE

Las aportaciones se dividirán fundamentalmente en dos apartados: en el primero, se desarrollan los modelos mecatrónicos de la cadena de transmisión de una máquina-herramienta, donde se analiza el comportamiento dinámico de los accionamientos de avance y de los accionamientos cuando se les añade una estructura flexible. El accionamiento con el cuerpo flexible fijado a la mesa, simula de forma más realista el movimiento de un eje de una máquina-herramienta, ya que una máquina-herramienta real desplaza cuerpos flexibles como son las columnas y los carneros, ver parte superior de la Figura 3. 1.

En un segundo apartado, en el Capítulo 5, a través del modelo mecatrónico del accionamiento con cuerpo flexible, se estudiará la planificación de la trayectoria en las máquinas-herramienta, la influencia de la elasticidad, el sobredisparo en posición de la punta de la herramienta, el tiempo de aceleración o el jerk máximo comandado del control, como se puede observar en la parte inferior de la Figura 3. 1.

3.1 INTRODUCCIÓN

En este apartado se han desarrollado varios modelos bien para accionamientos como para las máquinas-herramienta. En las aportaciones de accionamientos se ha estudiado el comportamiento dinámico de un modelo mecatrónico de 2 gdl y otro de N gdl, aplicado a un accionamiento husillo a bolas. En cuanto a aportaciones de máquina, se ha creado un modelo mecatrónico que estudia el modelado dinámico de un sistema de 3 gdl, donde se obtienen en modo analítico los coeficientes de amortiguamiento, se describen las funciones de transferencia de la planta del control y se realiza un análisis modal del sistema.

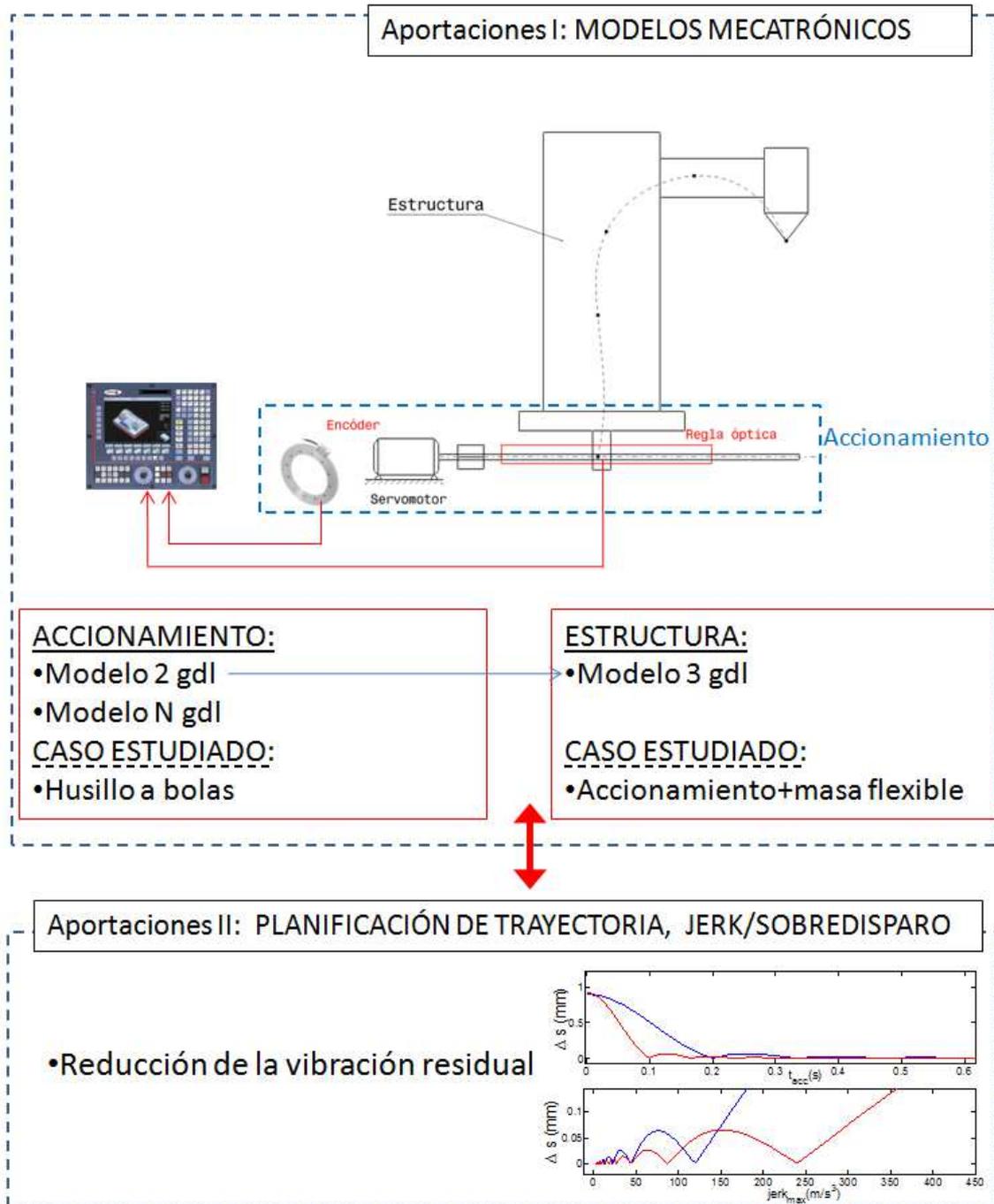


Figura 3. 1. Esquema de las aportaciones

3.2 ANÁLISIS MECATRÓNICO DE ACCIONAMIENTOS DE AVANCE MEDIANTE MODELO

El control de posición de alto rendimiento en máquinas-herramienta solamente puede ser alcanzado modelando el comportamiento dinámico del sistema mecatrónico, compuesto por el motor, transmisión y control durante la etapa de diseño. En esta sección, se presenta un modelo analítico complejo de un accionamiento husillo a bolas, el cual se integra en un modelo mecatrónico del actuador para predecir el comportamiento dinámico y analizar el impacto de cada componente de la transmisión. Primero, se presenta un modelo sencillo de 2 grados de libertad, y establece la base para el desarrollo de un modelo más complejo de varios grados de libertad, cuyas funciones de transferencia fundamentales están representadas usando coordenadas naturales y modales. El modelado en coordenadas modales lleva una simplificación de las funciones de transferencia que reduce el trabajo computacional.

3.2.1 Modelado mecatrónico de un accionamiento de avance

Para analizar el comportamiento dinámico del accionamiento se desarrolla un modelo mecatrónico en Matlab/Simulink, ver Figura 3. 2. En cuanto al modelado del control del accionamiento, este se basa en lazos en cascada para posición, velocidad y control de corriente. El control de posición está basado en un controlador P con un feed-forward (FFV) añadido, y el tiempo de ciclo es de 4 ms. El control de velocidad tiene un controlador PI para el control de velocidad del motor. Finalmente, el lazo de corriente es modelado solamente con una ganancia de constante de par K_t , porque este se cierra mucho más rápido que los lazos de velocidad y posición. Por ejemplo, cada $100\mu\text{s}$ o menos, se compara la intensidad en el devanado con la consignada. Periódicamente, cada $50\mu\text{s}$ o más, se compara la velocidad del motor con la consignada. Y cada $500\mu\text{s}$ o más, se compara la posición del encoder (en la carga si hay, o en el motor) con la consignada.

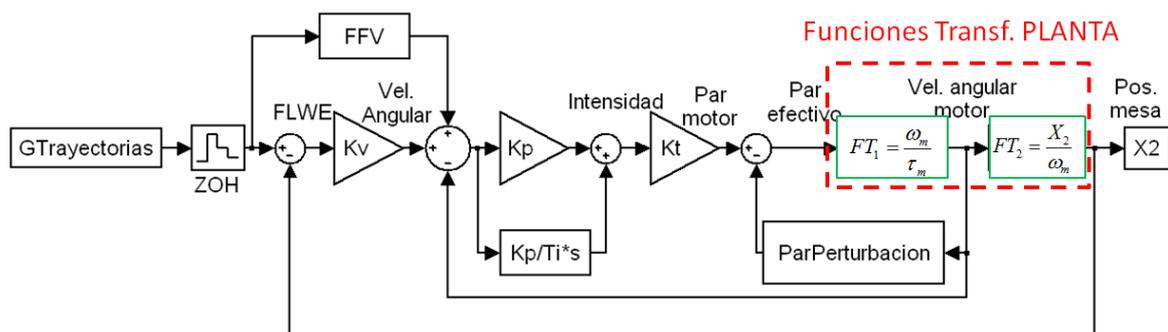


Figura 3. 2. Modelo mecatrónico de 2 gdl en parámetros concentrados de un accionamiento.

Desde el punto de vista mecánico, la dinámica de los accionamientos se modela fundamentalmente mediante dos funciones de transferencia. La función de transferencia primaria FT_1 relaciona el par del motor con la posición angular del motor en el encoder. La función de transferencia secundaria FT_2 relaciona la posición angular del motor con la posición del elemento terminal del accionamiento, por ejemplo, la mesa medida por el encoder lineal en un accionamiento de traslación. Por otro lado, la perturbación de par debida a la fricción deber ser identificada experimentalmente.

3.2.2 Modelo dinámico de la planta de 2 gdl

El modelo de 2 gdl de un accionamiento se basa en un sistema de dos masas conectadas mediante un muelle y un amortiguamiento como se muestra en la planta de la Figura 3. 3. Este es un enfoque bien conocido para el modelado dinámico de un accionamiento electromecánico. Aquí, este modelo se establecerá usando coordenadas naturales y modales para proporcionar una referencia para el modelo de N gdl.

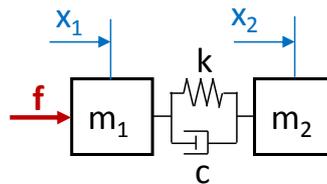


Figura 3. 3. Modelo de parámetros concentrados de un sistema mecánico de 2 gdl.

Los dos grados de libertad de la planta de la Figura 3. 3son las posiciones lineales equivalentes a las mediciones de posición angular del encoder del motor y la posición del elemento terminal del accionamiento. La primera masa representa a la inercia del motor, y la fuerza de entrada f es equivalente al par motor. La segunda masa representa a la inercia de todas las componentes de la transmisión incluyendo el elemento terminal. Hay dos frecuencias naturales donde la primera de ellas es nula ya que representa el modo de cuerpo rígido. Convirtiendo las ecuaciones de movimiento al dominio de Laplace, las funciones de transferencia primarias y secundarias tienen la forma que se indica en la Figura 3. 2.

3.2.2.1 Coordenadas naturales

Las ecuaciones del movimiento de un modelo dinámico de 2 gdl, en forma matricial se definen en la Ec. (3.1).

$$\begin{bmatrix} m_1 & 0 \\ 0 & m_2 \end{bmatrix} \cdot \begin{Bmatrix} \ddot{x}_1 \\ \ddot{x}_2 \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} c & -c \\ -c & c \end{bmatrix} \cdot \begin{Bmatrix} \dot{x}_1 \\ \dot{x}_2 \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} k & -k \\ -k & k \end{bmatrix} \cdot \begin{Bmatrix} x_1 \\ x_2 \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} f \\ 0 \end{Bmatrix} \quad (3.1)$$

A continuación se representan las dos frecuencias modales donde la primera de ellas es nula ya que representa el modo de sólido rígido con las dos masas desplazándose a la vez. La primera frecuencia natural será:

$$\omega_2 = \sqrt{\frac{k(m_1 + m_2)}{m_1 \cdot m_2}} \quad (3.2)$$

Convirtiendo la Ec. (3.1) al dominio de Laplace, las funciones de transferencia primarias y secundarias tienen la siguiente forma:

$$FT_1 = \frac{x_1}{f} = \frac{1}{s^2} \cdot \frac{m_2 s^2 + cs + k}{m_1 m_2 s^2 + (m_1 + m_2)c \cdot s + (m_1 + m_2)k} \quad FT_2 = \frac{x_2}{x_1} = \frac{cs + k}{m_2 s^2 + cs + k} \quad (3.3)$$

3.2.2.2 Coordenadas modales

El problema de los valores propios de la matriz dinámica del modelo dinámico, ver Ec. (3.4), proporciona las frecuencias modales así como la matriz modal $[\phi]$.

$$[[K] - \omega_i^2 [M]] \{\phi_i\} = 0 \quad 1 \leq i \leq n \quad (3.4)$$

Normalizando la matriz modal respecto a la matriz de masas, se obtiene la Ec. (3.5).

$$[\phi] = \begin{bmatrix} \frac{1}{\sqrt{m_1 + m_2}} & \sqrt{\frac{m_2}{m_1(m_1 + m_2)}} \\ \frac{1}{\sqrt{m_1 + m_2}} & -\sqrt{\frac{m_1}{m_2(m_1 + m_2)}} \end{bmatrix} \quad (3.5)$$

Para convertir la ecuación de movimiento de la Ec. (3.1) a coordenadas modales, se realiza la conversión a coordenadas modales $\{\delta\}$ y se obtiene la fuerza modal $\{g\}$.

$$\{x\} = [\phi] \cdot \{\delta\} \quad \{f\} = [\phi] \cdot \{g\} \quad (3.6)$$

En la Ec. (3.6), $\{x\}$ representa a la posición de los cuerpos, $\{\delta\}$ al vector de desplazamiento modal, $\{g\}$ al vector de fuerza modal, y $\{f\}$ el vector de fuerza externa que se aplica a los dos cuerpos del modelo, motor y transmisión (carga). La ecuación de movimiento en coordenadas modales es la siguiente Ec. (3.7), donde se asume que el amortiguamiento es proporcional.

$$\begin{Bmatrix} \ddot{\delta}_1 \\ \ddot{\delta}_2 \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} 2 \cdot \xi_1 \cdot \omega_1 & 0 \\ 0 & 2 \cdot \xi_2 \cdot \omega_2 \end{bmatrix} \cdot \begin{Bmatrix} \dot{\delta}_1 \\ \dot{\delta}_2 \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} \omega_1^2 & 0 \\ 0 & \omega_2^2 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \delta_1 \\ \delta_2 \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} g_1 \\ g_2 \end{Bmatrix} \quad (3.7)$$

Como el primer modo es de sólido rígido, $\omega_1=0$, por lo que las ecuaciones de movimiento son descritas en la Ec. (3.8).

$$\ddot{\delta}_1 = g_1 \quad \ddot{\delta}_2 + 2\xi_2 \cdot \omega_2 \cdot \dot{\delta}_2 + \omega_2^2 \cdot \delta_2 = g_2 \quad (3.8)$$

Después de pasar al dominio de Laplace, las funciones de transferencia correspondientes en coordenadas modales son:

$$\frac{\delta_1}{g_1} = \frac{1}{s^2} \quad \frac{\delta_2}{g_2} = \frac{1}{s^2 + 2\xi_2 \cdot \omega_2 \cdot s + \omega_2^2} \quad (3.9)$$

Introduciendo la Ec. (3.9) en la Ec. (3.6), y deshaciendo la conversión a coordenadas modales, se obtiene la siguiente relación entre los grados de libertad y la fuerza del accionamiento:

$$x_1 = \frac{1}{\sqrt{m_1 + m_2}} \delta_1 + \sqrt{\frac{m_2}{m_1(m_1 + m_2)}} \delta_2 = \left[\frac{1}{m_T} \cdot \frac{1}{s^2} + \frac{m_2}{m_1 \cdot m_T} \cdot \frac{1}{s^2 + 2 \cdot \xi_2 \cdot \omega_2 \cdot s + \omega_2^2} \right] \cdot f$$

$$x_2 = \frac{1}{\sqrt{m_1 + m_2}} \delta_1 - \sqrt{\frac{m_1}{m_2(m_1 + m_2)}} \delta_2 = \frac{1}{m_T} \left[\frac{1}{s^2} - \frac{1}{s^2 + 2 \cdot \xi_2 \cdot \omega_2 \cdot s + \omega_2^2} \right] \cdot f$$

(3.10)

Desde la Ec. (3.10), las funciones de transferencia fundamentales se muestran en la Ec. (3.11) como una función de la masa total del sistema m_T y el ratio r_m que relaciona la masa de la transmisión m_2 con la del motor m_1 .

$$FT_1 = \frac{x_1}{f} = \frac{1}{m_T} \cdot \frac{1}{s^2} + \frac{r_m}{m_T} \cdot \frac{1}{s^2 + 2\xi_2 \cdot \omega_2 \cdot s + \omega_2^2}$$

$$FT_2 = \frac{x_2}{x_1} = \frac{2\xi_2 \cdot \omega_2 \cdot s + \omega_2^2}{(1 + r_m) \cdot s^2 + 2\xi_2 \cdot \omega_2 \cdot s + \omega_2^2} \quad (3.11)$$

Comparando Ec. (3.11) y Ec. (3.3), se observa que usando las coordenadas modales, las funciones de transferencia fundamentales se pueden obtener en un modo más explícito, aislando también la contribución de cada modo a la función de transferencia. Ahora, en el dominio de la frecuencia las funciones de transferencia primaria y secundaria toman la forma de la Figura 3. 4.

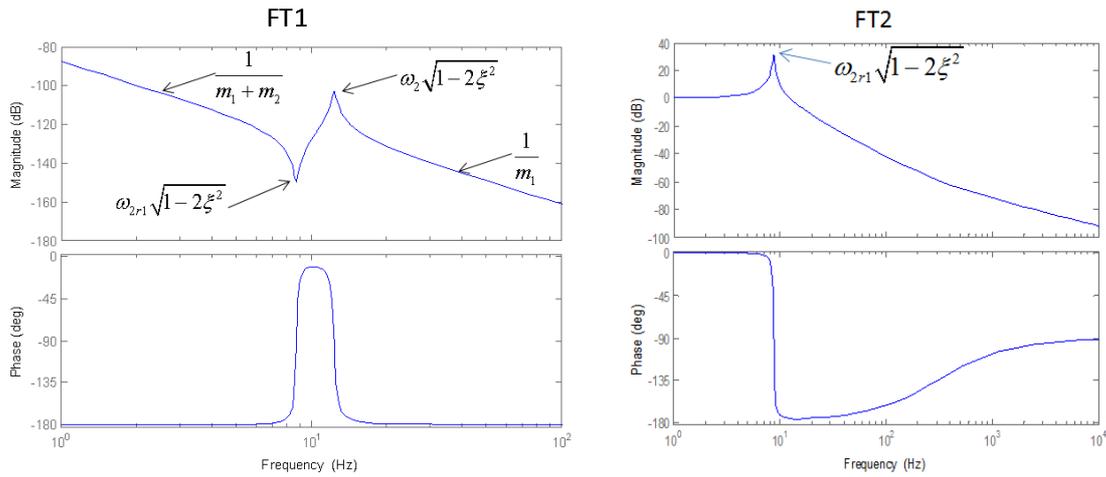


Figura 3. 4. Diagramas Bode de las funciones de transferencia primaria y secundaria.

Según los Bodes de la Figura 3. 4, en la función de transferencia primaria FT1 se obtiene una frecuencia de resonancia, que dependerá de la frecuencia natural ω_2 definida en la Ec. (3.2). Pero surge otra frecuencia de antiresonancia dependiente de la frecuencia natural relativa ω_{2r1} definida en la Ec. (3.12), donde se bloquea el primer grado de libertad. Esta frecuencia de antiresonancia, se cumple para los casos donde el amortiguamiento relativo es subcrítico y se encuentra en el rango $0 < \xi < 0.707$. En la función de transferencia secundaria se observa cómo su pico de resonancia coincide en frecuencia con la de anti-resonancia de la FT1.

$$\omega_{2r1} = \sqrt{\frac{k}{m_2}} \quad (3.12)$$

La representación gráfica para obtener la frecuencia natural relativa ω_{2r1} se muestra a continuación en la Figura 3. 5

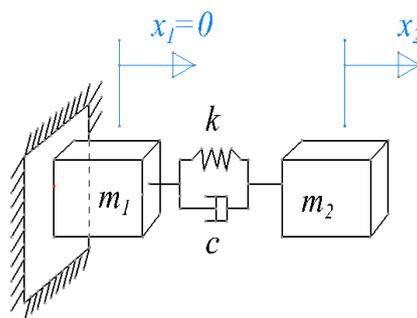


Figura 3. 5. Modelo de parámetros concentrados de un sistema mecánico de 2 gdl con bloqueo de la primera masa.

El valor de la fricción y el amortiguamiento eficaz del sistema, en definitiva el grado de las perturbaciones hará que las amplitudes de los picos de resonancia y anti-resonancia sean de mayor o menor amplitud.

En la siguiente Tabla 3.1, en modo ordenado se presentan las frecuencias, amortiguamientos relativos y las funciones de transferencia primaria y secundaria para un modelo mecatrónico de 2 gdl en coordenadas modales.

Tabla 3. 1. Frecuencia, amortiguamiento relativo y funciones de transferencia de modelos de 2 gdl en coordenadas modales.

	Modelo 2 gdl	Modelo 2 gdl, bloqueo m_1
Frecuencias	$\omega_2 = \sqrt{\frac{k(m_1 + m_2)}{m_1 \cdot m_2}} = \omega_{2r1} \sqrt{1 + r_m}$	$\omega_{2r1} = \sqrt{\frac{k}{m_2}}$
Amortigua- mientos relativos	$\xi_2 = \frac{c \cdot (m_1 + m_2)}{2m_1 m_2 \omega_2} = \xi_{2r1} \sqrt{1 + r_m}$	$\xi_{2r1} = \frac{c}{2m_2 \omega_{2r1}}$
FT2	$\frac{2\xi_2 \omega_2 s + \omega_2^2}{(1 + r_m) s^2 + 2\xi_2 \cdot \omega_2 \cdot s + \omega_2^2} = \frac{2\xi_{2r1} \omega_{2r1} s + \omega_{2r1}^2}{s^2 + 2\xi_{2r1} \cdot \omega_{2r1} \cdot s + \omega_{2r1}^2}$	
Ratio de masas, masa total	$r_m = \frac{m_2}{m_1}; \quad m_T = m_1 + m_2; \quad 1 + r_m = \frac{m_T}{m_1}$	
FT1	$\frac{1}{m_T} \cdot \frac{1}{s^2} + \frac{r_m}{m_T} \cdot \frac{1}{s^2 + 2\xi_2 \cdot \omega_2 \cdot s + \omega_2^2} =$ $\frac{1}{m_T} \cdot \frac{1}{s^2} + \frac{r_m}{m_T} \cdot \frac{1}{s^2 + 2\xi_{2r1} \cdot \omega_{2r1} \cdot (1 + r_m) s + \omega_{2r1}^2 (1 + r_m)}$	

Según la representación analítica de la

Tabla 3. 1 la función de transferencia secundaria FT2 se puede determinar solamente en función de ω_{2r1} y ξ_{2r1} , así no se tiene porque conocer el valor de la primera masa, simplificando su cálculo. Pero para la función de transferencia primaria FT1 es necesario conocer el valor de las dos masas.

La frecuencia ω_{2r1} que define la frecuencia de antiresonancia descrita en la Ec. (3.12) y localizada en la Figura 3. 4, reduce antes la frecuencia de la función de transferencia primaria, y en consecuencia es la que limita el ancho de banda del lazo de posición del sistema.

3.2.3 Modelo de dinámico de la planta de varios grados de libertad

Aunque el modelo de 2 gdl puede ser suficiente para predecir el comportamiento dinámico global del accionamiento, los modelos de parámetros concentrados de N gdl permiten analizar la influencia de cada componente. En este apartado se pretende saber si un modelo de varios grados de libertad mejora al modelo de 2 gdl.

En la Figura 3. 6 se presentan dos modelos de accionamientos de parámetros concentrados de N gdl, de traslación y rotación, la primera masa o inercia concentrada corresponde a la inercia del rotor del servomotor, y el resto a la de los demás componentes del accionamiento, siendo x_n el equivalente a x_2 del modelo de 2 gdl.

En un accionamiento con transmisión que convierte un movimiento rotativo en uno de traslación, por ejemplo, un husillo a bolas, el modelo se puede plantear como de traslación reduciendo todos los parámetros dinámicos al eje de traslación de la mesa, o bien como de rotación reducida al eje de rotación del motor.

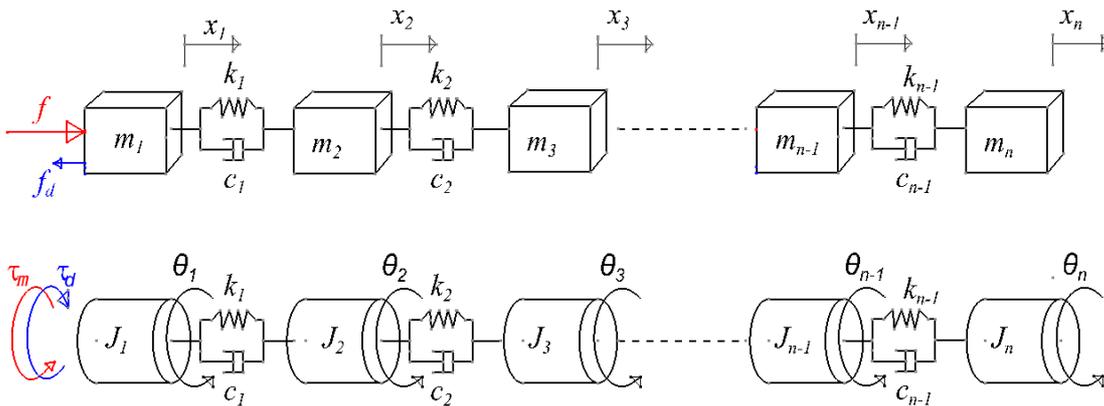


Figura 3. 6. Modelo de parámetros concentrados de N gdl en serie: traslación y rotacional.

La ecuación del movimiento genérico en forma matricial y en tiempo del modelo dinámico de N gdl, corresponde a la Ec. (3.13).

$$\begin{bmatrix} m_1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & m_1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & \dots & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & m_{n-1} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & m_n \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \ddot{x}_1 \\ \ddot{x}_2 \\ \dots \\ \ddot{x}_{n-1} \\ \ddot{x}_n \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} c_1 & -c_1 & 0 & 0 & 0 \\ -c_1 & c_1 + c_2 & \dots & 0 & 0 \\ 0 & \dots & \dots & \dots & 0 \\ 0 & 0 & \dots & c_{n-2} + c_{n-1} & -c_{n-1} \\ 0 & 0 & 0 & -c_{n-1} & c_{n-1} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \ddot{x}_1 \\ \ddot{x}_2 \\ \dots \\ \ddot{x}_{n-1} \\ \ddot{x}_n \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} k_1 & -k_1 & 0 & 0 & 0 \\ -k_1 & k_1 + k_2 & \dots & 0 & 0 \\ 0 & \dots & \dots & \dots & 0 \\ 0 & 0 & \dots & k_{n-2} + k_{n-1} & -k_{n-1} \\ 0 & 0 & 0 & -k_{n-1} & k_{n-1} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} x_1 \\ x_2 \\ \dots \\ x_{n-1} \\ x_n \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} f \\ 0 \\ \dots \\ 0 \\ 0 \end{Bmatrix} \quad (3.13)$$

Y la ecuación de movimiento en el dominio de Laplace o de la frecuencia:

$$\begin{bmatrix} m_1s^2 + c_1s + k_1 & -c_1s - k_1 & 0 & 0 & 0 \\ -c_1s - k_1 & m_2s^2 + (c_1 + c_2)s + (k_1 + k_2) & \dots & 0 & 0 \\ 0 & \dots & \dots & \dots & 0 \\ 0 & 0 & \dots & m_{n-1}s^2 + (c_{n-2} + c_{n-1})s + (k_{n-2} + k_{n-1}) & -c_{n-1}s - k_{n-1} \\ 0 & 0 & 0 & -c_{n-1}s - k_{n-1} & m_ns^2 + c_{n-1}s + k_{n-1} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} x_1 \\ x_2 \\ \dots \\ x_{n-1} \\ x_n \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} f \\ 0 \\ \dots \\ 0 \\ 0 \end{Bmatrix} \quad (3.14)$$

3.2.3.1 Coordenadas naturales

Las funciones de transferencia de un modelo de parámetros concentrados de N gdl como el de la Figura 3. 6, será:

$$FT_1 = \frac{x_1}{f} \quad FT_{1,2} = \frac{x_2}{x_1} \quad FT_{2,3} = \frac{x_3}{x_2} \quad \dots \quad FT_{(n-1),n} = \frac{x_n}{x_{n-1}} \quad (3.15)$$

La primera y segunda función de transferencia de la Ec. (3.16), se introducen en el modelo mecatrónico de la Figura 3. 2.

$$FT_1 = \frac{x_1}{f} \quad FT_2 = \frac{x_n}{x_1} = FT_{1,2} \cdot FT_{2,3} \cdot FT_{3,4} \cdot \dots \cdot FT_{(n-1),n} \quad (3.16)$$

En modelos de N gdl, el desarrollo matemático de estas funciones de transferencia en coordenadas naturales es extenso, por lo que una alternativa es desarrollar un modelo en coordenadas modales.

3.2.3.2 Coordenadas modales

La descomposición de las dos funciones de transferencia fundamentales de la Ec. (3.17), utilizando las coordenadas modales, reduce significativamente el trabajo computacional durante la simulación y, permite una representación explícita y sencilla. Si el cambio a coordenadas modales de la Ec. (3.6) es aplicado a las ecuaciones de movimiento de un modelo de N gdl como en la Ec. (3.4), operando como en el apartado de coordenadas modales del caso de 2 gdl de la Sección 3.2.2.2, las funciones de transferencia fundamentales de un modelo de N gdl se pueden representar explícitamente como las siguientes dos expresiones matemáticas:

$$\begin{aligned}
 FT_1 &= \frac{x_1}{f} = \sum_{i=1}^n \frac{\phi_{i1}^2}{s^2 + 2\xi_i \cdot \omega_i \cdot s + \omega_i^2} \\
 FT_2 &= \frac{x_n}{x_1} = \frac{\sum_{i=1}^n \left(\frac{\phi_{in} \cdot \phi_{i1}}{s^2 + 2\xi_i \cdot \omega_i \cdot s + \omega_i^2} \right)}{\sum_{i=1}^n \left(\frac{\phi_{i1}^2}{s^2 + 2\xi_i \cdot \omega_i \cdot s + \omega_i^2} \right)}
 \end{aligned} \tag{3.17}$$

Los componentes de los vectores propios de la Ec. (3.17) se reflejan en la matriz de modos de la Ec. (3.18), que se representa a continuación:

$$[\phi] = \begin{bmatrix} \phi_{11} & \dots & \phi_{n1} \\ \dots & \dots & \dots \\ \phi_{1n} & \dots & \phi_{nn} \end{bmatrix} \tag{3.18}$$

Las funciones de transferencia explícitas de la Ec. (3.17) darán los siguientes diagramas Bode de la Figura 3. 7, donde se aprecian otras resonancias además de la provocada por la primera frecuencia natural.

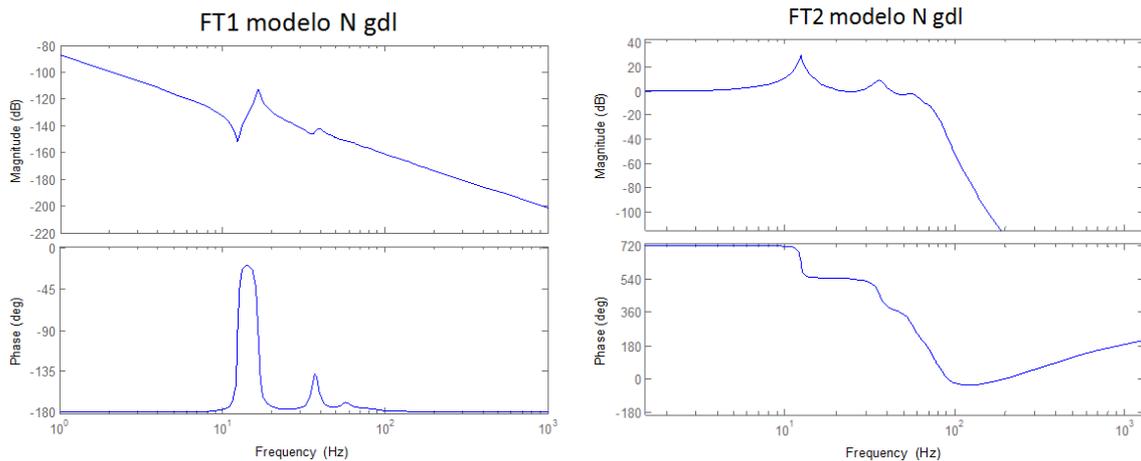


Figura 3. 7. Diagrama Bode de la función de transferencia primaria y secundaria del modelo de N gdl.

3.2.4 Aplicación a un accionamiento basado en husillo a bolas

En la Figura 3. 8, se muestra un banco de ensayos con accionamiento husillo a bolas que ha sido modelado y examinado. El banco tiene un servomotor Fagor FKM 42.30A, con un par nominal de 6.3 Nm, un husillo a bolas marca Korta KBS-3210 de tuerca simple y soporte con un diámetro exterior de 32 mm y un paso de 10 mm, y una regla de captación de movimiento óptico Heidenhain Ls186 MI640 con una resolución de 0.5 μm. Un cilindro neumático puede imponer una fuerza en la mesa, simulando una

perturbación en el avance. El accionamiento se controla con un CNC Fagor 8035, el cual tiene una función osciloscopio que permite medir señales internas, como la posición en el encoder del motor y el encoder lineal, el error de seguimiento o el par motor y la intensidad.

El modelo sirve para cualquier tipo de accionamiento mecánico de máquina-herramienta.



Figura 3. 8. Banco de ensayos del accionamiento husillo a bolas.

En este trabajo, se han realizado los siguientes supuestos para desarrollar un modelo de 7 gdl de un accionamiento husillo a bolas. El eje del husillo es conducido con un servomotor conectado a un sistema husillo a bolas y tuerca a través de un acoplamiento flexible, ver Figura 3. 9. Este acoplamiento flexible está dividido en dos mitades, el anillo próximo al motor, y el anillo atado al eje del husillo. El husillo está apoyado en sus extremos entre dos cojinetes con un tándem de tres rodamientos angulares cada uno. La configuración de los dos soportes del eje rotatorio es de tipo bi-empotrado. Estos rodamientos proporcionan guiado radial y absorben las fuerzas en la dirección axial.

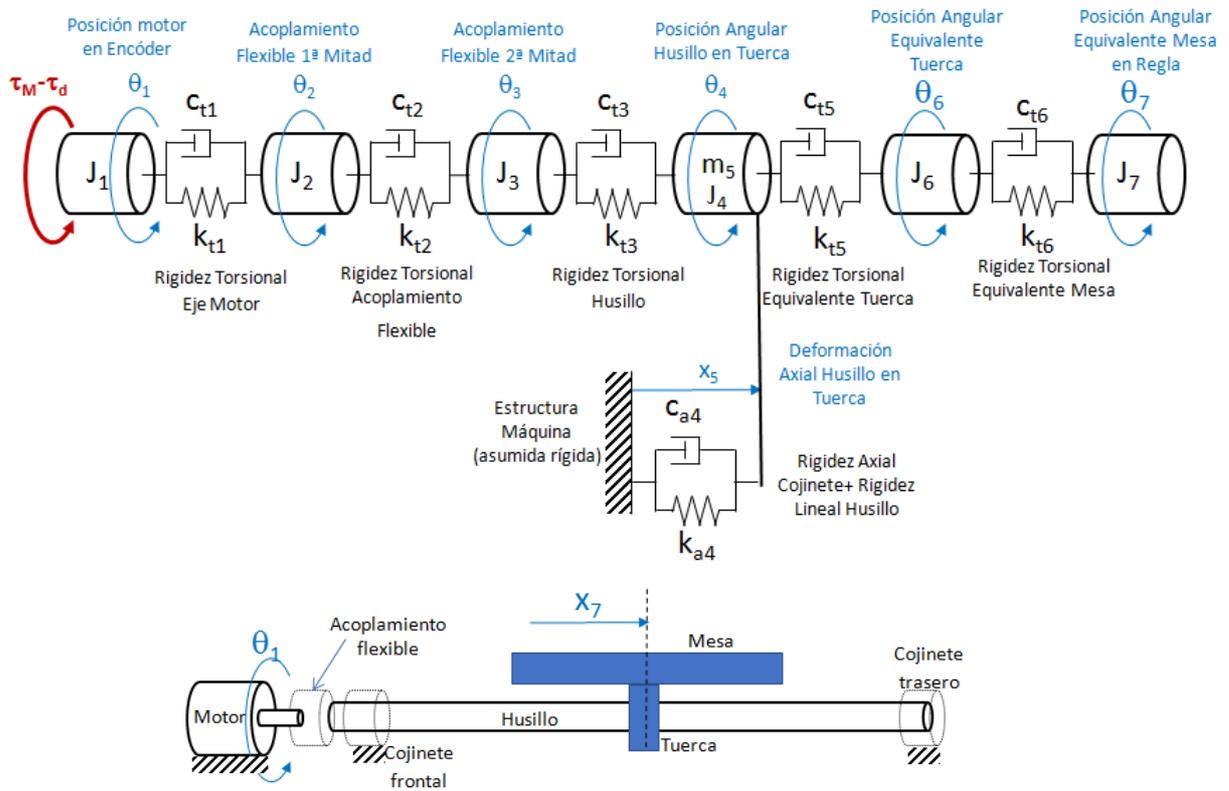


Figura 3. 9. Modelo de parámetros concentrados de N gdl del accionamientos husillo a bolas.

En los próximos sub-apartados se describe en detalle el desarrollo de las funciones de transferencia del modelo de 7 gdl en coordenadas naturales y modales, inercias y rigideces de los elementos de la cadena de transmisión, modos y frecuencias en los modelos de 2 y N gdl, una comparación en el dominio de la frecuencia de los modelos de 2 y N gdl, resumen del análisis modal, y una comparación en el dominio del tiempo de los modelos de 2 y N gdl.

3.2.4.1 Planteamiento de la Funciones de Transferencia

COORDENADAS NATURALES

En el modelo de la Figura 3. 9 las siete inercias concentradas son conectadas por los correspondientes muelles y amortiguadores que representan la rigidez y el amortiguamiento de la cadena de transmisión. El movimiento es proporcionado por el

par del motor τ_m , el cual tiene que trabajar en contra del par de perturbación debido a la fricción τ_d . El par resultante proporciona el movimiento en la mesa del accionamiento x_7 , cuyo equivalente angular se calcula como una función del paso del husillo p :

$$\theta_7 = x_7 \frac{2\pi}{p} \quad (3.19)$$

Por tanto, los 7 grados de libertad son la posición angular en el encoder θ_1 , la posición angular en el primer anillo del acoplamiento flexible θ_2 , la posición angular en el segundo anillo θ_3 , la posición angular de la sección del husillo donde se encuentra la tuerca θ_4 , así como su deformación axial x_5 , el equivalente angular de la posición lineal de la interferencia de la tuerca con la mesa θ_6 , calculado como en la Ec. (3.19), y el mencionado equivalente angular de la posición lineal de la mesa en la regla óptica θ_7 . Se realiza una conversión desde las posiciones lineales respecto a sus angulares equivalentes para tener un modelo coherente respecto a las unidades de los grados de libertad, así evitando posibles problemas numéricos. Por lo tanto, x_5 es también convertido a θ_5 siguiendo la Ec. (3.19).

Con respecto a la rigidez de los elementos de la cadena de transmisión, se considera la rigidez torsional del eje del motor k_{t1} , la del acoplamiento flexible k_{t2} , la rigidez torsional del husillo k_{t3} así como su rigidez axial k_{a4} junto con la rigidez axial de los cojinetes frontal y trasero, el equivalente torsional de la rigidez axial de la interferencia husillo-tuerca k_{t5} debido a la deformación de las bolas, y el equivalente torsional de la rigidez axial de la tuerca y la mesa, desde la interferencia de la tuerca a la posición donde la medición del encoder lineal toma lugar k_{t6} .

Con respecto a las inercias, se tiene en cuenta la inercia del motor J_1 , la inercia de los dos anillos del acoplamiento flexible J_2 y J_3 , la inercia J_4 y masa m_5 del husillo, la masa de la tuerca m_6 y la mesa m_7 . De nuevo, para tener un modelo coherente en unidades, todas las magnitudes han sido convertidas a sus valores torsionales equivalentes en el eje del motor. Además, en paralelo con los muelles, se introducen amortiguadores para modelar el amortiguamiento estructural de todos los elementos.

$$k_{ii} = k_{ai} \left(\frac{p}{2\pi} \right)^2 \quad J_i = m_i \left(\frac{p}{2\pi} \right)^2 \quad i = 5, 6, 7 \quad (3.20)$$

Aislado los cuerpos de la cadena de transmisión de la Figura 3. 9, y planteando los respectivos diagramas de sólido libre, mediante Newton-Euler se obtienen las ecuaciones del movimiento:

$$\begin{aligned}
 \tau &= J_1 \ddot{\theta}_1 + c_{t1} \dot{\theta}_1 - c_{t1} \dot{\theta}_2 + k_{t1} \theta_1 - k_{t1} \theta_2 \\
 0 &= J_2 \ddot{\theta}_2 - c_{t1} \dot{\theta}_1 + (c_{t1} + c_{t2}) \dot{\theta}_2 - c_{t2} \dot{\theta}_3 - k_{t1} \theta_1 + (k_{t1} + k_{t2}) \theta_2 - k_{t2} \theta_3 \\
 0 &= J_3 \ddot{\theta}_3 - c_{t2} \dot{\theta}_2 + (c_{t2} + c_{t3}) \dot{\theta}_3 - c_{t3} \dot{\theta}_4 - k_{t2} \theta_2 + (k_{t2} + k_{t3}) \theta_3 - k_{t3} \theta_4 \\
 0 &= J_4 \ddot{\theta}_4 - c_{t3} \dot{\theta}_3 + c_{t5} \dot{\theta}_4 + c_{t5} \dot{\theta}_5 - c_{t5} \dot{\theta}_6 - k_{t3} \theta_3 + (k_{t3} + k_{t5}) \theta_4 + k_{t5} \theta_5 - k_{t5} \theta_6 \\
 0 &= J_5 \ddot{\theta}_5 + (c_{t4} + c_{t5}) \dot{\theta}_5 + c_{t5} \dot{\theta}_4 - c_{t5} \dot{\theta}_6 + (k_{t4} + k_{t5}) \theta_5 + k_{t5} \theta_4 - k_{t5} \theta_6 \\
 0 &= J_6 \ddot{\theta}_6 - c_{t5} \dot{\theta}_4 - c_{t5} \dot{\theta}_5 + (c_{t5} + c_{t6}) \dot{\theta}_6 - c_{t6} \dot{\theta}_7 + k_{t5} \theta_4 - k_{t5} \theta_5 + (k_{t5} + k_{t6}) \theta_6 - k_{t6} \theta_7 \\
 0 &= J_7 \ddot{\theta}_7 - c_{t6} \dot{\theta}_6 + c_{t6} \dot{\theta}_7 - k_{t6} \theta_6 + k_{t6} \theta_7
 \end{aligned} \tag{3.21}$$

Así, las ecuaciones dinámicas del sistema de accionamiento pueden ser descritas y ordenadas en forma matricial, como se ve en la Ec. (3.22), donde [J], [C] y [K] son las matrices de inercia, amortiguamiento y rigidez, respectivamente.

$$[J]\{\ddot{q}\} + [C]\{\dot{q}\} + [K]\{q\} = \{\tau\} \tag{3.22}$$

El vector τ incluye las fuerzas y q las coordenadas de los grados de libertad, como en la Ec. (3.23).

$$\{\tau\}^T = \{\tau_{ef} \quad 0 \quad 0 \quad 0 \quad 0 \quad 0 \quad 0\} \quad \{q\}^T = \{\theta_1 \quad \theta_2 \quad \theta_3 \quad \theta_4 \quad \theta_5 \quad \theta_6 \quad \theta_7\} \tag{3.23}$$

Las matrices [J], [C] y [K] de la Ec. (3.22), del modelo de N=7 gdl, reducidas al eje del motor, toman la siguiente forma simétrica:

$$\begin{aligned}
 [J] &= \text{diag}[J_1 \quad J_2 \quad J_3 \quad J_4 \quad J_5 \quad J_6 \quad J_7] \\
 [K] &= \begin{bmatrix} k_{t1} & -k_{t1} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ -k_{t1} & k_{t2} & -k_{t2} & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & -k_{t2} & k_{t2} + k_{t3} & -k_{t3} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & -k_{t3} & k_{t3} + k_{t5} & k_{t5} & -k_{t5} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & k_{t5} & k_{t4} + k_{t5} & -k_{t5} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & -k_{t5} & -k_{t5} & k_{t5} + k_{t6} & -k_{t6} \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -k_{t6} & k_{t6} \end{bmatrix} \\
 [C] &= \begin{bmatrix} c_{t1} & -c_{t1} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ -c_{t1} & c_{t2} & -c_{t2} & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & -c_{t2} & c_{t2} + c_{t3} & -c_{t3} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & -c_{t3} & c_{t3} + c_{t5} & c_{t5} & -c_{t5} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & c_{t5} & c_{t4} + c_{t5} & -c_{t5} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & -c_{t5} & -c_{t5} & c_{t5} + c_{t6} & -c_{t6} \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -c_{t6} & c_{t6} \end{bmatrix}
 \end{aligned} \tag{3.24}$$

Una vez transformada la Ec. (3.21) al dominio de Laplace, se obtienen las funciones de transferencia parciales entre los ejes de los componentes del modelo de N gdl en coordenadas naturales, ver Ec. (3.25).

$$\begin{aligned}
 FT_1 &= \frac{\theta_1}{\tau} = \frac{1}{[J_1 s^2 + c_{t1} s + k_{t1}] - [c_{t1} s + k_{t1}] FT_{1-2}} \\
 FT_{1-2} &= \frac{\theta_2}{\theta_1} = \frac{c_{t1} s + k_{t1}}{(J_2 s^2 + (c_{t1} + c_{t2}) s + (k_{t1} + k_{t2})) - (c_{t2} s + k_{t2}) FT_{2-3}} \\
 FT_{2-3} &= \frac{\theta_3}{\theta_2} = \frac{c_{t2} s + k_{t2}}{[J_3 s^2 + (c_{t2} + c_{t3}) s + (k_{t2} + k_{t3})] - (c_{t3} s + k_{t3}) FT_{3-4}} \\
 FT_{3-4} &= \frac{\theta_4}{\theta_3} = \frac{c_{t3} s + k_{t3}}{[J_4 s^2 + c_{t5} s + (k_{t3} + k_{t5})] + FT_{4-5} (c_{t5} s + k_{t5}) (1 - FT_{5-6})} \\
 FT_{4-5} &= \frac{\theta_5}{\theta_4} = \frac{c_{t5} s + k_{t5}}{(J_5 s^2 + (c_{t4} + c_{t5}) s + k_{t4} + k_{t5}) - (c_{t5} s + k_{t5}) FT_{5-6}} \\
 FT_{5-6} &= \frac{\theta_6}{\theta_5} = \frac{(c_{t5} s + k_{t5}) \left(\frac{1}{FT_{4-5}} + 1 \right)}{(J_6 s^2 + (c_{t5} + c_{t6}) s + k_{t5} + k_{t6}) - (c_{t6} s + k_{t6}) FT_{6-7}} \\
 FT_{6-7} &= \frac{\theta_7}{\theta_6} = \frac{(c_{t6} s + k_{t6})}{(J_7 s^2 + c_{t6} s + k_{t6})} \\
 FT_{5-6} &= \frac{\theta_6}{\theta_5} = \frac{(c_{t5} s + k_{t5}) \left(\frac{1}{FT_{4-5}} + 1 \right)}{(J_6 s^2 + (c_{t5} + c_{t6}) s + k_{t5} + k_{t6}) - (c_{t6} s + k_{t6}) FT_{6-7}} \tag{3.25} \\
 FT_{6-7} &= \frac{\theta_7}{\theta_6} = \frac{(c_{t6} s + k_{t6})}{(J_7 s^2 + c_{t6} s + k_{t6})}
 \end{aligned}$$

A partir de la Ec. (3.25), se obtienen las funciones de transferencia primarias y secundarias según la Ec. (3.26) y se introducen en el modelo mecatrónico de la Figura 3. 2. Puesto que son demasiado extensas para representarlas de forma explícita aquí, estos aparecen como una función de las funciones de transferencia que relacionan los otros grados de libertad.

$$\begin{aligned}
 FT_1 &= \frac{\theta_1}{\tau} = \frac{1}{(J_1 s^2 + c_{t1} s + k_{t1}) - (c_{t1} s + k_{t1}) \cdot FT_{1-2}} \\
 FT_2 &= \frac{\theta_7}{\theta_1} = FT_{1-2} \cdot FT_{2-3} \cdot FT_{3-4} \cdot FT_{4-5} \cdot FT_{5-6} \cdot FT_{6-7}
 \end{aligned} \tag{3.26}$$

PLANTEAMIENTO EN COORDENADAS MODALES

Para la aplicación particular de la Figura 3.9 las funciones de transferencia en coordenadas modales del modelo tomarán la forma de la Ec. (3.17) con N=7 gdl:

$$\begin{aligned}
 FT_1 = \frac{x_1}{f} &= \sum_{i=1}^7 \frac{\phi_{i1}^2}{s^2 + 2\xi_i \cdot \omega_i \cdot s + \omega_i^2} \\
 FT_2 = \frac{x_7}{x_1} &= \frac{\sum_{i=1}^7 \left(\frac{\phi_{i7} \cdot \phi_{i1}}{s^2 + 2\xi_i \cdot \omega_i \cdot s + \omega_i^2} \right)}{\sum_{i=1}^7 \left(\frac{\phi_{i1}^2}{s^2 + 2\xi_i \cdot \omega_i \cdot s + \omega_i^2} \right)}
 \end{aligned} \tag{3.27}$$

3.2.4.2 Cálculo de los parámetros dinámicos del modelo de 7 gdl

INERCIAS Y RIGIDECES DE LOS ELEMENTOS DE LA CADENA DE TRANSMISIÓN

Para modelar la rigidez de todos los componentes se usa la teoría de la elasticidad, clasificada por su formulación en la Ec. (3.28), donde se presentan las ecuaciones que determinan los valores torsionales, axiales y de flexión de rigidez de los distintos elementos de la transmisión. Estos son función del módulo cortante G, el momento de inercia torsional J, la longitud de la barra, el módulo Young E, el área de la sección transversal A, y el momento de inercia axial I.

$$K_{torsional} = \frac{G \cdot J}{L} \qquad K_{axial} = \frac{E \cdot A}{L} \qquad K_{flexure} = \frac{3E \cdot I}{L^3} \tag{3.28}$$

En la Tabla 3.2 se clasifican las inercias y las rigideces de cada elemento, asumiendo que la tuerca se encuentra en la mitad del eje del husillo. Los datos del eje del motor, el acoplamiento flexible, la interferencia husillo-tuerca (bolas) y la rigidez de la tuerca son proporcionados por los fabricantes.

Tabla 3.2. Resumen de las rigideces e inercias de los componentes

		Rigidez		Inercias y masas
Eje Motor		$k_{t1} = 3,23 \cdot 10^4 \text{ Nm / rad}$		$J_1 = 8,5 \cdot 10^{-4} \text{ kgm}^2$
Acoplamiento Flexible		$k_{t2} = 4,01 \cdot 10^3 \text{ Nm / rad}$		$J_2 = J_3 = 8,52 \cdot 10^{-5} \text{ kgm}^2$
Husillo	torsión	$k_{t3} = 1,72 \cdot 10^4 \text{ Nm / rad}$	$k_{aH} = 6,91 \cdot 10^8 \text{ N / m}$ $k_{tH} = 1,75 \cdot 10^4 \text{ Nm / rad}$	$J_4 = 6,25 \cdot 10^{-4} \text{ kgm}^2$
	axial	$k_{a4} = 1,23 \cdot 10^8 \text{ N / m}$ $k_{t4} = 311,56 \text{ Nm / rad}$		$m_5 = 5 \text{ kg}$ $J_5 = 1,26 \cdot 10^{-5} \text{ kgm}^2$
Husillo-tuerca		$k_{a5} = 5,45 \cdot 10^8 \text{ N / m}$ $k_{t5} = 1380,5 \text{ Nm / rad}$		$m_6 = 1,23 \text{ kg}$ $J_6 = 3,11 \cdot 10^{-6} \text{ kgm}^2$
Tuerca-mesa		$k_{a6} = 3,05 \cdot 10^8 \text{ N / m}$ $k_{t6} = 772,57 \text{ Nm / rad}$		$m_7 = 68,5 \text{ kg}$ $J_7 = 1,73 \cdot 10^{-4} \text{ kgm}^2$

En la Figura 3. 10 se muestra un diagrama de sólido libre que representa el modo de trabajo del husillo a bolas y el modelado de parámetros concentrados. Es la sección del husillo a bolas entre el cojinete frontal y la tuerca, la que trabaja a torsión, siendo la rigidez torsional del husillo a bolas k_{t3} .

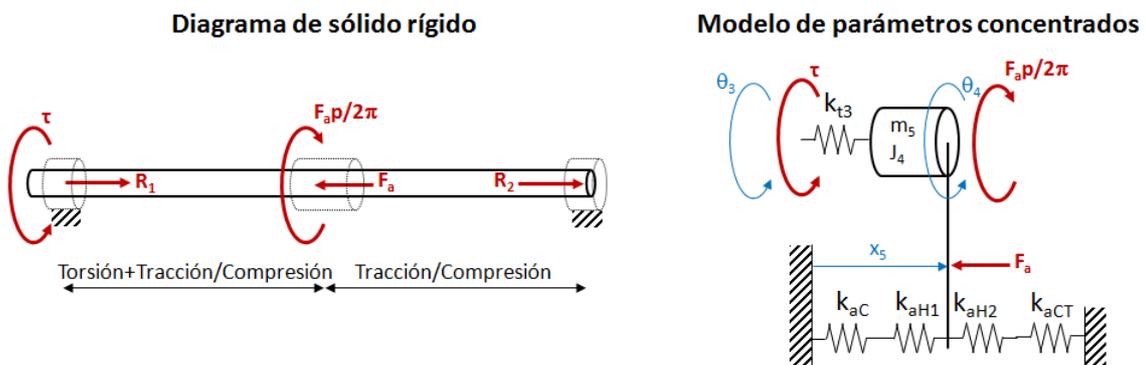


Figura 3. 10. Tipos de diagrama y modelos de un accionamiento husillo a bolas

Por otro lado, para obtener la rigidez axial equivalente del eje del husillo, se ha considerado que, a medida que se fijan los dos soportes (cojinetes), ambos lados del husillo a bolas trabajan a tracción/compresión en paralelo, por tanto, se tiene k_{aH1} y k_{aH2} . Cada lado también trabaja en serie con la rigidez axial del cojinete frontal y trasero, k_{aC} y k_{aCT} , respectivamente, de manera que la rigidez axial resultante k_{a4} es:

$$K_{a4} = \frac{K_{aC} \cdot K_{aH1}}{K_{aC} + K_{aH1}} + \frac{K_{aCT} \cdot K_{aH2}}{K_{aCT} + K_{aH2}} \quad (3.29)$$

El cálculo de la rigidez entre la tuerca y la mesa k_{a6} se muestra en la Ec. (3.30). Considera en serie la deformación axial de la tuerca k_{aT} y el soporte de la tuerca k_{aS} . La unión entre el soporte de la tuerca y la mesa se realiza mediante cuatro tornillos fijados en vertical, este enlace se considera totalmente rígido.

$$\frac{1}{K_{a6}} = \frac{1}{K_{aT}} + \frac{1}{K_{aS}} \quad (3.30)$$

La rigidez del eje del motor K_{t1} y la rigidez torsional del husillo (K_{t3}) se calculan de forma inmediata mediante las Ecs. (3.28). Respecto a la rigidez torsional del husillo, su valor será dependiente de la posición de la mesa. Como se observa en la Figura 3. 11, se pueden asignar dos sistemas de referencia, el estructural S1 y el de la transmisión S2. La variable de longitud para calcular la rigidez del husillo será x' con respecto al empotramiento frontal, pero a la hora de dar la consigna de posición la variable que nos interesa será la x con respecto al cero. Si suponemos que la mesa se encuentra en el comienzo, en una posición intermedia, y al final del recorrido, K_{t3} tomará los valores indicados en la Figura 3. 11, por lo que se comprueba que a medida que la mesa se aleje del apoyo frontal el eje del husillo irá perdiendo rigidez torsional.

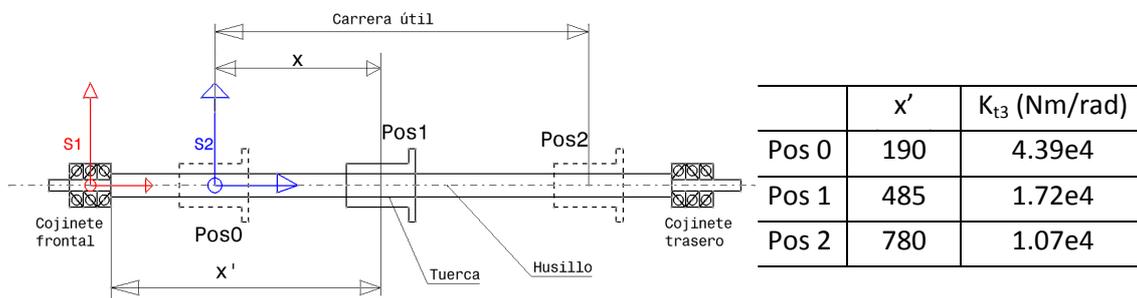


Figura 3. 11. Vista longitudinal conjunto husillo-tuerca y rigidez torsional husillo en función de la posición de la mesa.

En cambio, la rigidez axial resultante del eje del husillo no cambiará ya que la rigidez axial del husillo del lado del motor se compensa con la rigidez axial del lado opuesto, manteniéndose constante su suma, y por tanto, el valor de K_{a4} de la Ec. (3.29). Y como se observa en la Tabla 3.2 cuando la mesa se encuentra en la mitad del eje la rigidez torsional del husillo (unificadas las unidades) es mayor que la axial, por lo que un cambio de posición modificará la componente resultante del husillo K_{aH} ó K_{tH} ya que el husillo trabaja a torsión y tracción-compresión en paralelo. Este cambio de rigidez en el husillo modificará la frecuencia del sistema, pero su cálculo no es inmediato, ya que hay que tener en cuenta la masa del mismo componente y a su vez comparar con el resto de las rigideces y masas de los demás elementos del sistema.

El amortiguamiento se obtiene en modo experimental como se verá en el próximo Capítulo 4.

3.2.4.3 Análisis modal

MODELO DE N GDL

Las frecuencias modales obtenidas de resolver el problema de valores propios de la matriz dinámica $([D]=[M]^{-1} [K])$ están en Hz:

$$\{f_n\}^T = \{0 \quad 170.3 \quad 445.5 \quad 1231.3 \quad 2579.4 \quad 3450 \quad 4416.4\} \quad (3.31)$$

La matriz modal, normalizada respecto a la matriz de masas, se muestra en la Ec. (3.32).

$$[\phi] = \begin{bmatrix} 0.4082 & -0.0881 & -0.4171 & 0.0008 & -0.0338 & 0.0854 & 0.00001 \\ 0.4082 & -0.0855 & -0.3311 & -0.0004 & 0.1998 & -0.9716 & -0.0001 \\ 0.4082 & -0.0620 & 0.4169 & -0.0102 & 0.9659 & 0.2191 & 0.0013 \\ 0.4082 & -0.0561 & 0.5751 & -0.0094 & -0.1130 & -0.0135 & -0.0034 \\ -1.0824 \times 10^{-15} & 0.4723 & -0.4512 & -0.8228 & 0.0012 & 0.0026 & -0.1693 \\ 0.4082 & 0.5179 & 0.0543 & -0.5663 & -0.1144 & -0.0217 & 0.9855 \\ 0.4082 & 0.6974 & -0.0715 & 0.0455 & 0.0019 & 0.0002 & -0.0057 \end{bmatrix} \quad (3.32)$$

Atendiendo a los vectores propios, como se muestra en la Ec. (3.32), y más intuitivamente en la Figura 3. 12 para los tres primeros modos, se observa que el primer modo, como se esperaba, corresponde al modo de sólido rígido, por lo que todos los componentes se mueven a la par excepto la deformación axial del husillo que está cerca de cero. En la Figura 3. 12, se observa que el salto mayor en amplitud del segundo modo se da desde el grado de libertad rotacional (θ_4) del husillo al traslacional del propio husillo (θ_5 que representa a X_5). Es decir, el segundo modo tiene principalmente un comportamiento axial, debido al mayor valor de las tres últimas líneas de la 2ª columna de la Ec. (3.32). En contraste, el tercer modo es principalmente torsional mientras que los modos superiores se deben al acoplamiento de la vibración torsional y axial.

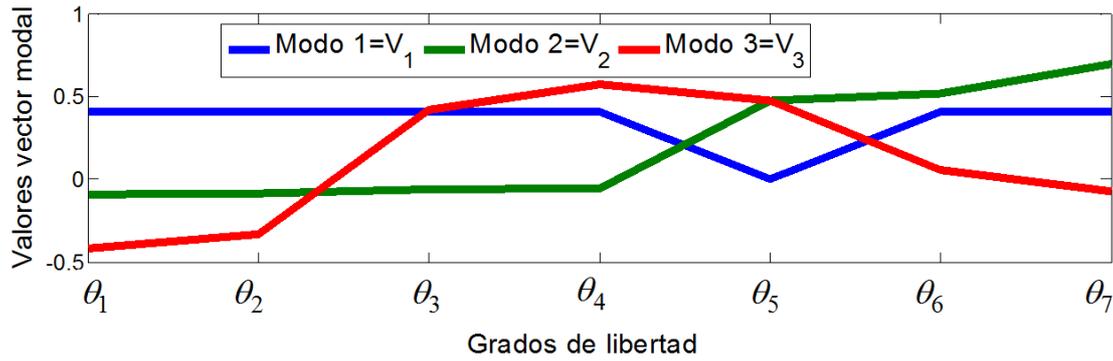


Figura 3. 12. Resultado de la matriz modal

MODELO DE 2 GDL

El modelo de 2 gdl se ha planteado reducido al eje traslacional de la mesa. Por tanto, los valores de las masas del motor (m_1) y el resto de la transmisión (m_2) del accionamiento se calcularán como en la Ec. (3.33).

$$m_{1_{(2gdl)}} = J_1 \left(\frac{2\pi}{p} \right)^2 = 335 \text{ kg} \quad m_{2_{(2gdl)}} = m_5 + m_6 + m_7 + (J_2 + J_3 + J_4) \left(\frac{2\pi}{p} \right)^2 = 388.78 \text{ kg} \quad (3.33)$$

Con respecto a la rigidez, sabiendo que todas las rigideces están en serie, excepto las rigideces axial y torsional del eje del husillo que están dispuestas en paralelo, conocido el paso del husillo $p=10$ mm, la rigidez equivalente del banco de ensayos se puede obtener como:

$$k = \frac{1}{\frac{1}{k_{t1} \left(\frac{2\pi}{p} \right)^2} + \frac{1}{k_{t2} \left(\frac{2\pi}{p} \right)^2} + \frac{1}{k_{t3} \left(\frac{2\pi}{p} \right)^2 + k_{a4}} + \frac{1}{k_{a5}} + \frac{1}{k_{a6}}} = 1.66 \cdot 10^8 \frac{N}{m} \quad (3.34)$$

Las rigideces torsionales de la Ec. (3.34) se han transformado a sus equivalentes de traslación, según la Ec. (3.20).

Una vez definidas las masas y las rigideces del sistema, las frecuencias naturales han sido determinadas aplicando la ecuación de la Figura 3. 2, siendo 0 Hz el modo rígido, y 152.8 Hz la primera frecuencia natural. En cuanto a la matriz modal, el modelo de 2 gdl toma la forma de la Ec. (3.35).

$$[\phi] = \begin{bmatrix} 0.7071 & -0.7570 \\ 0.7071 & 0.6534 \end{bmatrix} \quad (3.35)$$

En la Ec. (3.35), se observa que el primer modo de vibración, el que corresponde al modo rígido, hace que los dos componentes del accionamiento, motor y transmisión, se muevan en fase. En el segundo modo, correspondiente al segundo vector propio, hay un acoplamiento torsional y axial de la vibración. Si comparamos la matriz modal del modelo de 2 gdl de la Ec. (3.35) con la matriz modal del modelo de N=7 gdl de la Ec. (3.32), se observa que en el modelo de 7 gdl el comportamiento del segundo modo es axial. Por tanto, son los últimos elementos de la cadena cinemática los que habría que rigidizar si se quiere mejorar el accionamiento, este dato no se puede obtener del modelo de 2 gdl.

3.2.4.4 Comparación de los modelos de 2 gdl y 7 gdl

DOMINIO DE LA FRECUENCIA

En el dominio de la frecuencia, se han comparado los diagramas de Bode de las funciones de transferencia primaria FT_1 y secundaria FT_2 , y la función de transferencia del lazo cerrado de posición FT_{LCP} , que relaciona la posición de la mesa frente a la posición comandada. La Figura 3. 13 representa los tres diagramas Bode con las principales frecuencias y los anchos de banda de los lazos cerrados de posición de los modelos de 2 y 7 gdl. Se observa, que el ancho de banda de los lazos cerrados de posición en los dos modelos se da aproximadamente a 2.8 Hz. Además, se observa la variedad de los picos de resonancia en el modelo de 7 gdl en comparación con el de 2 gdl.

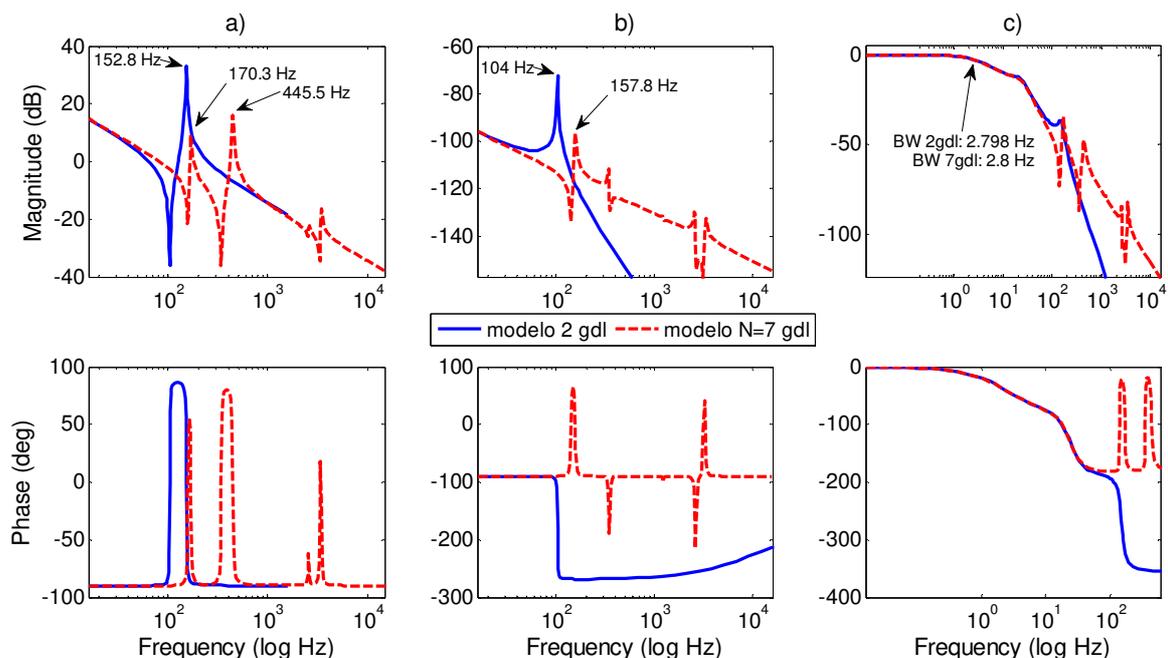


Figura 3. 13. Diagramas Bode de los modelos. a) Función de transferencia primaria FT_1 , b) Función de transferencia secundaria FT_2 , c) Ancho de banda del lazo de posición FT_{LCP} .

En la Figura 3. 13a la primera frecuencia natural del modelo de 2 gdl hace pensar que dicho modelo es más elástico que el modelo de 7 gdl, ya que se obtiene una frecuencia natural menor. Esto sucede porque en el modelo de 2 gdl las inercias de todos los componentes del sistema menos el del rotor se concentran en un sólo parámetro, el elemento de carga m_2 , posterior a la rigidez equivalente de todo el conjunto, mientras que en el modelo de 7 gdl la inercia y rigidez están distribuidas. En la Figura 3. 13a también se observa cómo la primera frecuencia natural en el modelo de dos grados de libertad (152.8 Hz) está menos amortiguada que la frecuencia natural del modelo de N grados de libertad (170.3 Hz).

DOMINIO DEL TIEMPO

También se realiza una comparación de resultados en el dominio del tiempo entre los modelos de 2 y N gdl, y por la Figura 3. 14 se observa que las formas de las gráficas de posición y par coinciden. En estas curvas apenas se muestran diferencias, así, se puede decir que en el dominio del tiempo, ambos modelos son igualmente válidos.

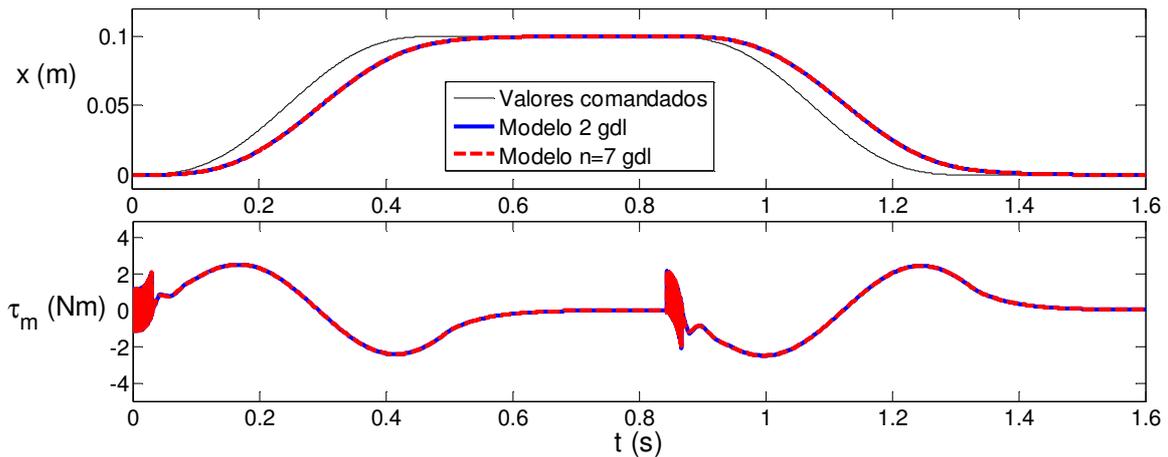


Figura 3. 14. Comparativa resultados entre modelos de dos y N gdl. $V_f=30$ m/min y carrera 100 mm.

3.2.5 Conclusiones

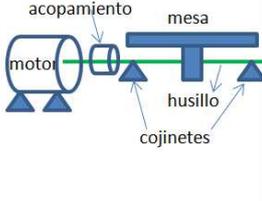
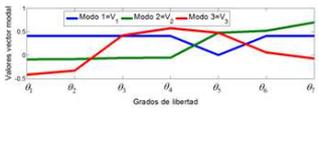
ACCIONAMIENTO	Gdl Modelo	Frecuencias naturales	Ancho de banda LCP	Matriz/análisis modal	Ámbito de aplicación
	2 gdl	$f_{n1}=0$ Hz $f_{n2}=152.8$ Hz	BW=2.798 Hz	$[\phi] = \begin{bmatrix} 0.7071 & -0.7570 \\ 0.7071 & 0.6534 \end{bmatrix}$	Simulación
	7 gdl	$f_{n1}=0$ Hz $f_{n2}=170.3$ Hz $f_{n3}=445.5$ Hz $f_{n4}=1231.3$ Hz $f_{n5}=2579.4$ Hz $f_{n6}=3450$ Hz $f_{n7}=4416.4$ Hz	BW=2.8 Hz		Rediseño

Figura 3. 15. Resumen del análisis modal de un accionamiento husillo a bolas, comparando modelos mecatrónicos de 2 y N gdl.

Con respecto a la comparación entre el modelo de 2 gdl y el modelo de 7 gdl, definitivamente, en el dominio de la frecuencia dentro del ancho de banda hay poca diferencia entre ambos modelos, como se indica en la Figura 3. 15. Si el propósito de los modelos es simular el comportamiento dinámico de un accionamiento, el modelo de 2 gdl es suficiente, ya que el primer modo es el que limitará el ancho de banda del lazo de posición, y ese ya se obtiene con el modelo de 2 gdl. Sin embargo, si el propósito del modelo es utilizarlo para rediseñar y mejorar el accionamiento, el modelo de 7 gdl es una herramienta mejor para predecir cuales son los elementos débiles de la cadena de transmisión. Observando la Figura 3. 12, está claro que el segundo modo, el primero de vibración, se debe principalmente a la pobre rigidez axial del husillo, de la rigidez de las bolas y de la interferencia tuerca-mesa. Esa información es de gran utilidad para rediseñar la transmisión si el ancho de banda alcanzado inicialmente no cumple los requisitos, por ejemplo, en este caso, se necesitaría un eje de husillo más rígido y una unión más robusta del husillo a la tuerca y de la tuerca a la mesa.

3.3 ANÁLISIS MECATRÓNICO DE ACCIONAMIENTOS DE MÁQUINAS-HERRAMIENTA TENIENDO EN CUENTA LA FLEXIBILIDAD DE LA ESTRUCTURA

El desarrollo de la gran maquinaria en la industria de la máquina-herramienta, implica mover componentes estructurales y piezas grandes con gran masa y grandes voladizos. En consecuencia, durante el movimiento aparecen vibraciones transitorias en la punta

de la herramienta, debido a las altas fuerzas inerciales que actúan sobre la máquina, cuya rigidez es limitada. Se trata de un problema que existe en máquinas de tamaño convencional pero se magnifica en las de mayores dimensiones. Genera vibraciones en los cambios de dirección que afectan al acabado superficial e inducen problemas de holguras y desgaste en la máquina a largo plazo. Para predecir la aparición de dichas vibraciones y cuantificarlas, se ha desarrollado un modelo mecatrónico de tres grados de libertad considerando la dinámica de la cadena de transmisión del accionamiento, la dinámica de los elementos estructurales de la máquina y el control. El modelo también puede ser usado en la fase de diseño para estimar el máximo jerk que se puede comandar sin la aparición de dichos sobredisparos o vibraciones residuales en la punta de la herramienta. Puede ser usado también para predecir el ancho de banda de todo el sistema mecatrónico.

3.3.1 Modelado dinámico

3.3.1.1 Funciones de transferencia

Antes de desarrollar el modelo mecatrónico de 3 gdl, es necesario analizar el modelo dinámico de la planta. En la Figura 3. 16, se muestra el modelo de parámetros concentrados de 3 gdl, que se va a emplear para modelar el sistema mecánico formado por el motor, transmisión y estructura. Como elementos de medida se tiene un encoder en el motor, y una regla óptica que mide la posición de la mesa, pero no hay medida directa en la herramienta.

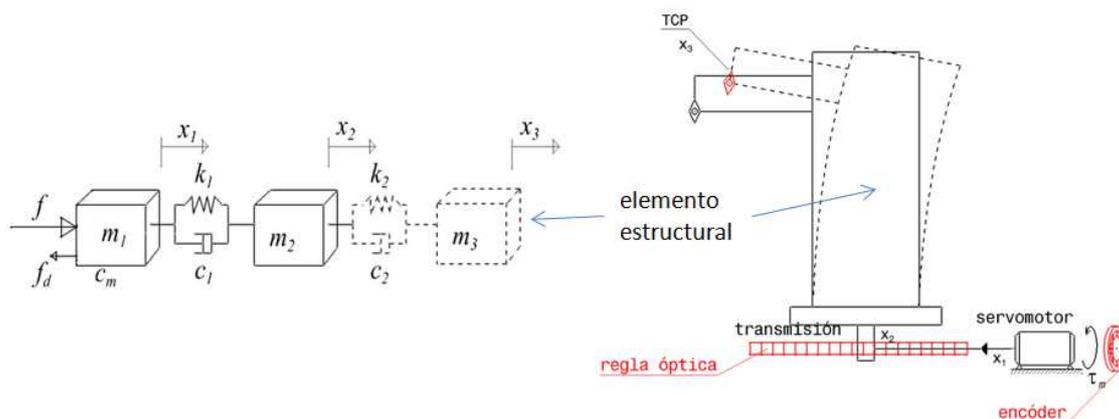


Figura 3. 16. Esquema de parámetros concentrados del modelo de 3 gdl.

En el modelo de 3 gdl, x_1 es la posición del motor, x_2 es la posición medida en el encoder lineal y x_3 es la posición de la punta de la herramienta. La masa m_1 representa la inercia del motor, la segunda masa m_2 es la inercia de la transmisión. La tercera masa m_3 representa la inercia de la estructura elástica. Respectivamente, k_1 y c_1 son la

rigidez y el amortiguamiento de la cadena de transmisión, desde el motor al encoder lineal y, k_2 y c_2 la rigidez y el amortiguamiento del elemento estructural desde el encoder lineal a la punta de la herramienta. Además, para ambos modelos, la fuerza f es equivalente al par del servomotor, f_d es la fuerza de perturbación debida a la fricción y las fuerzas de corte y, c_m es el amortiguamiento viscoso del motor. Los últimos dos términos, serán considerados como una fuerza o par de perturbación externo f_d .

La ecuación del movimiento del modelo de 3 gdl en forma matricial es:

$$\begin{bmatrix} m_1 & 0 & 0 \\ 0 & m_2 & 0 \\ 0 & 0 & m_3 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \ddot{x}_1 \\ \ddot{x}_2 \\ \ddot{x}_3 \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} c_1 & -c_1 & 0 \\ -c_1 & c_1 + c_2 & -c_2 \\ 0 & -c_2 & c_2 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \dot{x}_1 \\ \dot{x}_2 \\ \dot{x}_3 \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} k_1 & -k_1 & 0 \\ -k_1 & k_1 + k_2 & -k_2 \\ 0 & -k_2 & k_2 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} x_1 \\ x_2 \\ x_3 \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} f \\ 0 \\ 0 \end{Bmatrix} \quad (3.36)$$

A partir de las ecuaciones de movimiento, después de pasar al dominio de la frecuencia o de Laplace, la dinámica del accionamiento será modelada mediante funciones de transferencia. La función de transferencia primaria FT_1 relaciona la posición angular en el encoder con el par del motor. La función de transferencia secundaria FT_2 relaciona la posición del encoder lineal con la posición angular del motor. Finalmente, la función de transferencia terciaria FT_3 relaciona la posición de la punta de la herramienta con la posición del encoder lineal. Las tres funciones de transferencia son representadas de forma genérica por la Ec. (3.37), cuyos coeficientes son mostrados en la Tabla 3.3.

$$FT_i = \frac{n_4 s^4 + n_3 s^3 + n_2 s^2 + n_1 s + n_0}{d_6 s^6 + d_5 s^5 + d_4 s^4 + d_3 s^3 + d_2 s^2 + d_1 s + d_0} \quad (3.37)$$

Tabla 3.3. Coeficientes de los numeradores y denominadores de las funciones de transferencia en coordenadas naturales

	$FT_1 = \frac{x_1}{f}$	$FT_2 = \frac{x_2}{x_1}$	$FT_3 = \frac{x_3}{x_2}$
n_0	$k_1 k_2$	$k_1 k_2$	k_2
n_1	$c_1 k_2 + c_2 k_1$	$c_1 k_2 + c_2 k_1$	c_2
n_2	$m_3 k_1 + (m_2 - m_3) k_2 + c_1 c_2$	$m_3 k_1 + c_1 c_2$	0
n_3	$m_3 c_1 + (m_2 - m_3) c_2$	$m_3 c_1$	0
n_4	$m_2 m_3$	0	0
d_0	0	$k_1 k_2$	k_2
d_1	0	$c_1 k_2 + c_2 k_1$	c_2
d_2	$(m_1 + m_2 - m_3) k_1 k_2$	$m_3 k_1 + (m_2 - m_3) k_2 + c_1 c_2$	m_3
d_3	$(m_1 + m_2 - m_3) (c_2 k_1 + c_1 k_2)$	$m_3 c_1 + (m_2 - m_3) c_2$	0
d_4	$(m_1 + m_2) m_3 k_1 + (m_2 - m_3) m_1 k_2 + (m_1 + m_2 - m_3) c_1 c_2$	$m_2 m_3$	0
d_5	$(m_1 + m_2) m_3 c_1 + (m_2 - m_3) m_1 c_2$	0	0
d_6	$m_1 m_2 m_3$	0	0

A partir de las ecuaciones del movimiento se puede realizar el análisis modal. La primera frecuencia modal es nula correspondiente al modo de sólido rígido, y las frecuencias del segundo y tercer modo son:

$$\omega_2 = \sqrt{\frac{1}{2} \left((\omega_{123})^2 - \sqrt{(\omega_{123})^4 - 4k_1 k_2 \left(\frac{m_T}{m_1 m_2 m_3} \right)} \right)}$$

$$\omega_3 = \sqrt{\frac{1}{2} \left((\omega_{123})^2 + \sqrt{(\omega_{123})^4 - 4k_1 k_2 \left(\frac{m_T}{m_1 m_2 m_3} \right)} \right)}$$
(3.38)

El término m_T de las Ecs. (3.38), corresponde a la suma de las tres masas del sistema. La frecuencia ω_{123} de la Ecs. (3.38), depende de las frecuencias naturales resultantes de la fijación de dos de los tres gdl alternativamente, donde ω_{irjk} es la frecuencia resultante de fijar los grados de libertad j y k.

$$(\omega_{123})^2 = \left(\frac{k_1}{m_1} + \frac{k_1 + k_2}{m_2} + \frac{k_2}{m_3} \right) = (\omega_{1r23})^2 + (\omega_{2r13})^2 + (\omega_{3r12})^2 \quad (3.39)$$

ANÁLISIS MODAL

Además, se ha realizado el análisis modal del modelo de 3 gdl para encontrar en modo simbólico la manera de relacionar los amortiguamientos con los amortiguamientos relativos de cada modo. La matriz modal del modelo de 3 gdl es proporcionada por (Blevins 1979), y en la Ec. (3.41) se muestra la matriz modal normalizada de masas necesaria para el cálculo del amortiguamiento. La matriz modal es inicialmente obtenida como se muestra en la Ec. (3.40).

$$[\phi] = \begin{bmatrix} 1 & 1 & 1 \\ 1 & 1 - \frac{\omega_2^2}{(\omega_{1r23})^2} & 1 - \frac{\omega_3^2}{(\omega_{1r23})^2} \\ 1 & \frac{1 - \frac{\omega_2^2}{(\omega_{1r23})^2}}{1 - \frac{\omega_2^2}{(\omega_{3r12})^2}} & \frac{1 - \frac{\omega_3^2}{(\omega_{1r23})^2}}{1 - \frac{\omega_3^2}{(\omega_{3r12})^2}} \end{bmatrix} \quad (3.40)$$

Después de la normalización con respecto a la matriz de masas, la matriz modal $[\phi]$ es:

$$[\phi] = \begin{bmatrix} \frac{1}{\sqrt{m_T}} & \frac{1}{a_1} & \frac{1}{a_2} \\ \frac{1}{\sqrt{m_T}} & \frac{1 - \frac{\omega_2^2}{\omega_{1r23}^2}}{a_1} & \frac{1 - \frac{\omega_3^2}{\omega_{1r23}^2}}{a_2} \\ \frac{1}{\sqrt{m_T}} & \frac{1 - \frac{\omega_2^2}{\omega_{1r23}^2}}{\left(1 - \frac{\omega_2^2}{\omega_{3r12}^2}\right) a_1} & \frac{1 - \frac{\omega_3^2}{\omega_{1r23}^2}}{\left(1 - \frac{\omega_3^2}{\omega_{3r12}^2}\right) a_2} \end{bmatrix} \quad (3.41)$$

Los términos constantes a_1 y a_2 de la Ec. (3.41) son definidos en la Ec. (3.42).

$$a_1 = \sqrt{\frac{\left(m_3 \omega_{3r12}^4 + m_2 (\omega_2^2 - \omega_{3r12}^2)^2\right) (\omega_2^2 - \omega_{1r23}^2)^2}{(\omega_2^2 - \omega_{3r12}^2)^2 \omega_{1r23}^4}} + m_1$$

$$a_2 = \sqrt{\frac{\left(m_3 \omega_{3r12}^4 + m_2 (\omega_3^2 - \omega_{3r12}^2)^2\right) (\omega_3^2 - \omega_{1r23}^2)^2}{(\omega_3^2 - \omega_{3r12}^2)^2 \omega_{1r23}^4}} + m_1 \quad (3.42)$$

AMORTIGUAMIENTO

En un modelo de 3 gdl, la matriz de amortiguamiento [C] en coordenadas modales y asumiendo que el amortiguamiento es proporcional es:

$$[\phi]^T [C] [\phi] = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 \\ 0 & 2\xi_2 \omega_2 & 0 \\ 0 & 0 & 2\xi_3 \omega_3 \end{bmatrix} \quad (3.43)$$

Teniendo en cuenta la matriz modal normalizada de la Ec. (3.41), la Ec. (3.43) relaciona los dos amortiguamientos del modelo de 3 gdl, c_1 y c_2 según Ec. (3.44).

$$c_2 = \frac{c_1 (-\omega_{3r12}^4 + \omega_2^2 \omega_{3r12}^2 + \omega_3^2 \omega_{3r12}^2 - \omega_2^2 \omega_3^2)}{(\omega_2^2 - \omega_{1r23}^2)(\omega_3^2 - \omega_{1r23}^2)} \quad (3.44)$$

La relación entre los amortiguamientos relativos del sistema de 3 gdl será la siguiente:

$$\xi_2 = \frac{c_1 \omega_2^3 (\omega_2^2 - \omega_3^2) (\omega_2^2 - \omega_{3r12}^2) (\omega_{3r12}^2 - \omega_{1r23}^2)}{2 (\omega_3^2 - \omega_{1r23}^2) \left(m_3 \omega_{3r12}^4 (\omega_2^2 - \omega_{1r23}^2)^2 + m_1 (\omega_2^2 - \omega_{3r12}^2)^2 \omega_{1r23}^4 + m_2 (\omega_2^2 - \omega_{3r12}^2)^2 (\omega_2^2 - \omega_{1r23}^2)^2 \right)}$$

$$\xi_3 = \frac{c_1 \omega_3^3 (\omega_3^2 - \omega_2^2) (\omega_3^2 - \omega_{3r12}^2) (\omega_{3r12}^2 - \omega_{1r23}^2)}{2 (\omega_2^2 - \omega_{1r23}^2) \left(m_3 \omega_{3r12}^4 (\omega_3^2 - \omega_{1r23}^2)^2 + m_1 (\omega_3^2 - \omega_{3r12}^2)^2 \omega_{1r23}^4 + m_2 (\omega_3^2 - \omega_{3r12}^2)^2 (\omega_3^2 - \omega_{1r23}^2)^2 \right)} \quad (3.45)$$

3.3.2 Modelo mecatrónico

El modelo mecatrónico integra la dinámica del accionamiento, la estructura y el control. El modelo se muestra en la Figura 3. 17, donde se modelan los lazos de control de posición y velocidad con sus tiempos de ciclo, y la función de transferencia terciaria que se encuentra después del lazo cerrado de posición.

Respecto al control, este es un conocido PID en cascada, con control de posición, velocidad e intensidad, y con los tiempos de ciclo que se representan en la Figura 3. 17. Es destacable que no existe un control directo de la posición de punta de la herramienta en las máquinas-herramientas.

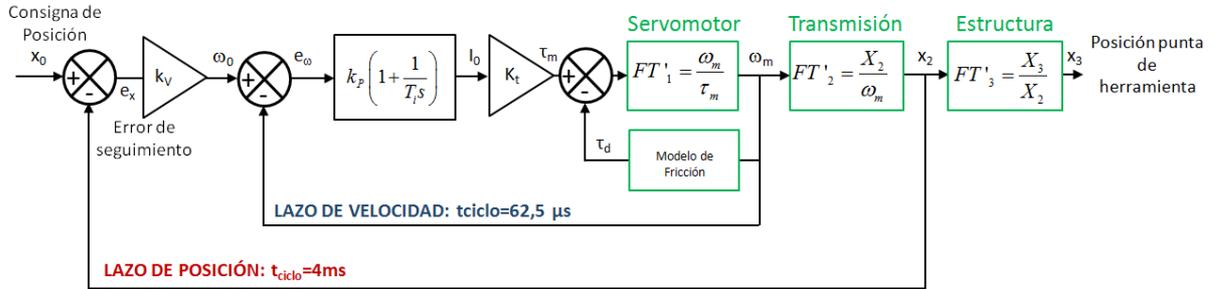


Figura 3. 17. Modelo mecatrónico de 3 gdl de un accionamiento de una máquina-herramienta flexible.

Para adaptar el modelo mecatrónico de la Figura 3. 17, al caso de un accionamiento tipo husillo a bolas, la posición angular debe ser relacionada con la posición lineal a través del paso p . También debe ser resuelta la conversión entre par y fuerza, y la obtención de la velocidad angular a partir de la FT_1 . Así, las funciones de transferencia resultantes serán:

$$FT'_1 = \frac{\omega_m}{\tau_m} = \frac{x_1}{f} \left(\frac{2\pi}{p} \right)^2 s = FT_1 \left(\frac{2\pi}{p} \right)^2 s \quad FT'_2 = \frac{x_2}{\omega_m} = \frac{x_2}{x_1} \left(\frac{p}{2\pi} \right) \frac{1}{s} = FT_2 \left(\frac{p}{2\pi} \right) \frac{1}{s}$$

$$FT'_3 = FT_3 = \frac{x_3}{x_2}$$

(3.46)

Para la función de transferencia terciaria, no existe la necesidad de ningún cambio, porque la relación entre la posición de la masa flexible y la posición de la mesa es directa.

3.3.3 Caso de estudio

Como se muestra en la Figura 3. 18 se ha modificado el banco de pruebas anteriormente utilizado para añadir un componente flexible. En la parte superior de la mesa del accionamiento, se han colocado dos placas de acero de espesor 2 mm en voladizo con una masa de 30 kg encima. De esta forma se pretende simular el comportamiento flexible de la estructura de una máquina-herramienta. La 1ª frecuencia natural de máquinas-herramienta está en el intervalo de 10-100Hz, mientras que en máquinas de gran tamaño está entre 3 y 15 Hz (Uriarte et al. 2013). El prototipo aquí empleado tiene una frecuencia natural estructural de 15 Hz.

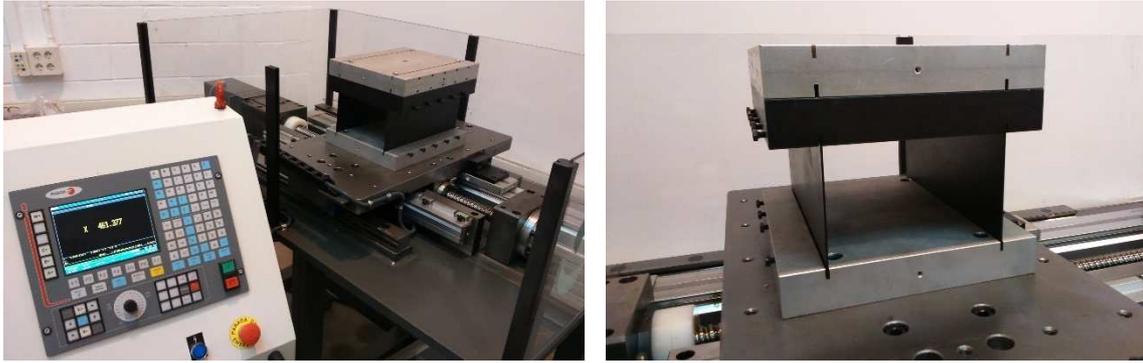


Figura 3. 18. Banco de ensayos con una masa flexible sobre un accionamiento husillo a bolas.

CÁLCULO DE LOS PARÁMETROS DINÁMICOS

La masa del motor y la rigidez de la transmisión son las mismas que las utilizadas en el modelo de accionamiento de 2 gdl, Ec. (3.33) y Ec. (3.34). En el caso de la masa de la carga se debe de tener en cuenta que se añade un bloque de aluminio en la mesa para que soporte la masa flexible. Por lo tanto, los nuevos valores adaptados en el banco se dan en la Tabla 3.4:

Tabla 3.4. Componentes de rigidez e inercias, y equivalencias al modelo de 3 gdl

	Rigidez equivalente (N/m)	Masa equivalente (kg)
Motor	$k_1 = 1.66 \cdot 10^8$	$m_1 = 335$
Carga		$m_2 = 423.86$
Estructura	$k_2 = 3.7060 \cdot 10^4$ (modal)	$m_3 = 4.2280$ (modal)

La rigidez y la masa de la estructura de la Figura 3. 18 indicadas como parámetros m_3 y k_2 en la Tabla 3.4, se han obtenido por Análisis Modal Experimental, y su desarrollo se explicará en la Validación Experimental del Capítulo 4.

Enlazando el modelo de 7 gdl del accionamiento con el grado de libertad adicional de la masa flexible, se parte de un modelo dinámico inicial de 8 gdl. Como en el apartado del accionamiento se ha concluido que a efectos de simulación basta un modelo de 2 gdl, el modelo de la Figura 3. 19a se ha reducido a un modelo de 2 gdl más el grado de libertad del elemento estructural. Por tanto se trabajará con un modelo de 3 gdl como se observa en la Figura 3. 19b.

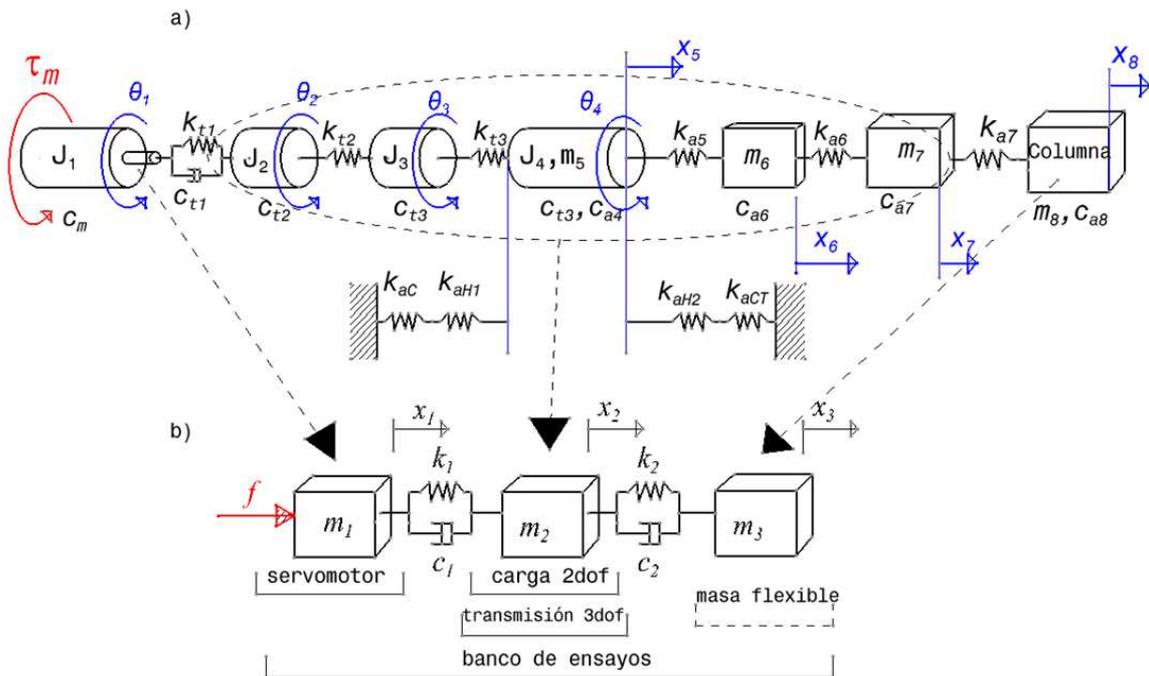


Figura 3. 19. Modelo de parámetros concentrados del banco de ensayos. a) modelo de $N=8$ gdl, b) modelo equivalente de 3 gdl

MODELO MECATRÓNICO EN SIMULINK

Además de todos los códigos trabajados en Matlab, se crea el modelo en Simulink donde se han realizado las simulaciones, esta se representa en la Figura 3. 20.

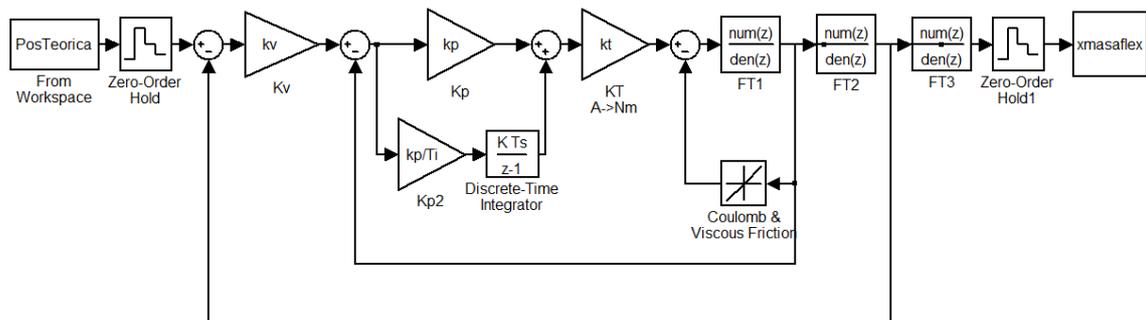


Figura 3. 20. Modelo de 3 gdl en Simulink

ANÁLISIS MODAL Y FUNCIONES DE TRANSFERENCIA

Las frecuencias naturales del segundo y tercer modo del modelo de 3 gdl son de 15.1 y 149 Hz, según resultados de la Figura 3.22. De haber considerado un modelo de 2 gdl que considera la masa pero no la rigidez limitada de las placas, la frecuencia obtenida

hubiera sido 149 Hz. En el segundo modo de la matriz modal del modelo de 3 gdl de la Ec (3.47) y de forma gráfica en la Figura 3. 21 se puede observar el efecto de resonancia de la masa flexible, y en el tercer modo la vibración de la transmisión, acoplada en modo traslacional y torsional pero anulando casi la amplitud de la masa flexible.

$$[\phi] = \begin{bmatrix} 0.5773 & -0.0059 & 0.7602 \\ 0.5773 & -0.0056 & -0.6494 \\ 0.5773 & 0.9999 & 0.0198 \end{bmatrix} \quad (3.47)$$

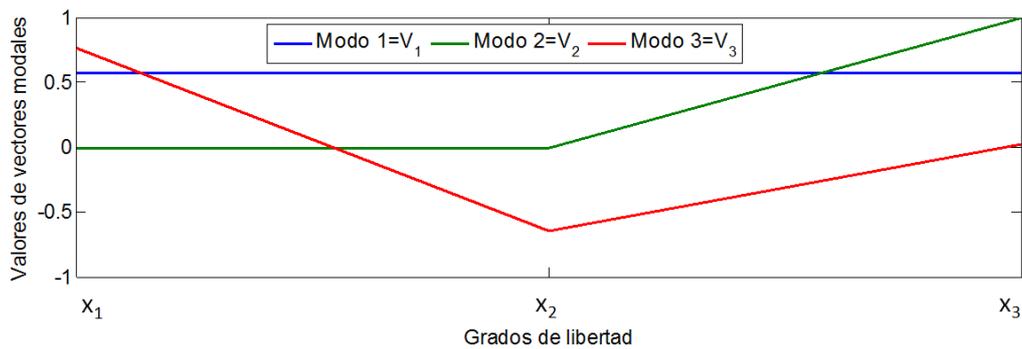


Figura 3. 21. Resultado de la matriz modal

En la Figura 3.22, de izquierda a derecha, se muestran la primera función de transferencia (FT₁) para los modelos de 2 y 3 gdl, la segunda función de transferencia FT₂ para ambos modelos. En la Figura 3. 23 la función de transferencia FT₃ del modelo de 3 gdl y el lazo cerrado de posición. En las funciones de transferencia de los lazos cerrados de posición (LCP) se comparan los modelos de 2 y 3 gdl, y el lazo cerrado de posición a la vez que el FT terciario. La influencia de la elasticidad de las placas aparece en FT₁ y FT₂, donde alrededor de 15 Hz hay cambios en magnitud y fase. Además, las FTs de los lazos cerrados de posición de 2 y 3 gdl son prácticamente iguales. Sin embargo, cuando se añade la FT terciaria al lazo cerrado de posición del modelo de 3 gdl, el pico a 15.3 Hz tiene una gran influencia, esto resultará en la aparición de sobredisparos y vibraciones debido a las fuerzas de inercia, reduciéndose incluso el ancho de banda del accionamiento.

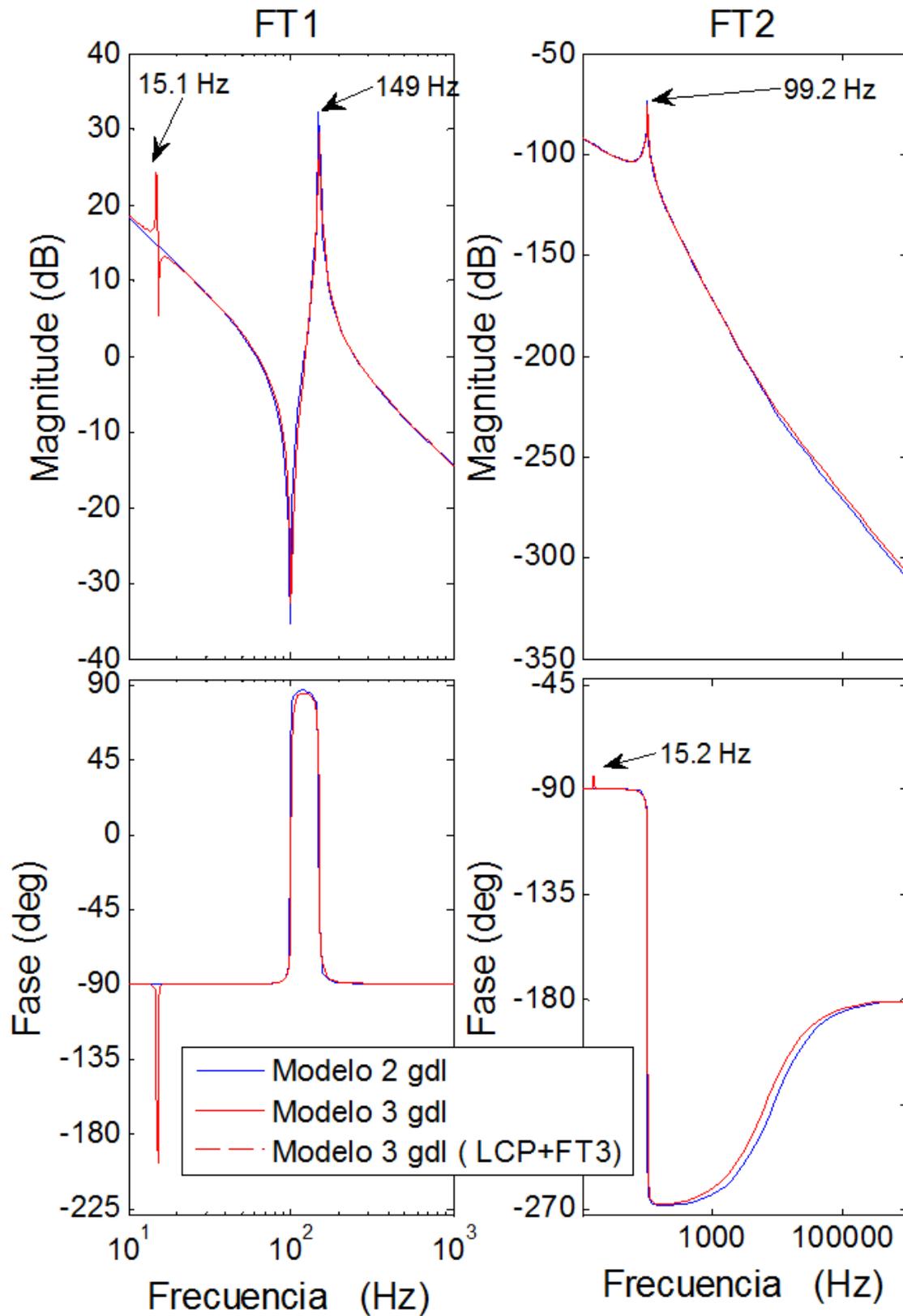


Figura 3. 22. Diagramas Bode de FT1y FT2.

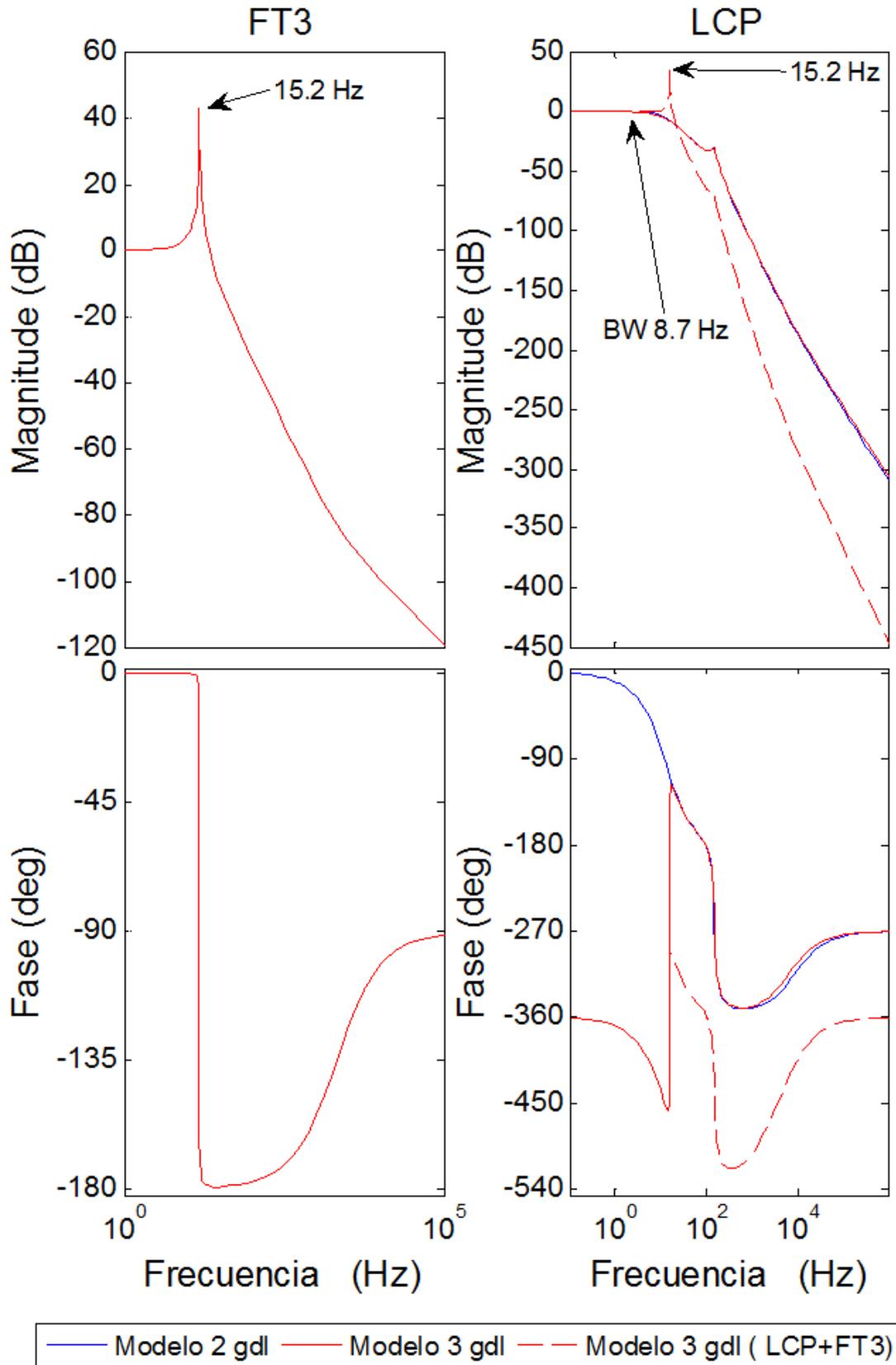


Figura 3. 23. Diagramas Bode de FT3 y el lazo cerrado de posición.

SIMULACIÓN EN EL DOMINIO DEL TIEMPO

El par del motor, así como su velocidad angular y la posición de la mesa medida por el encoder lineal y la posición de la masa flexible que no se mide son algunos resultados del modelo de 3 gdl.

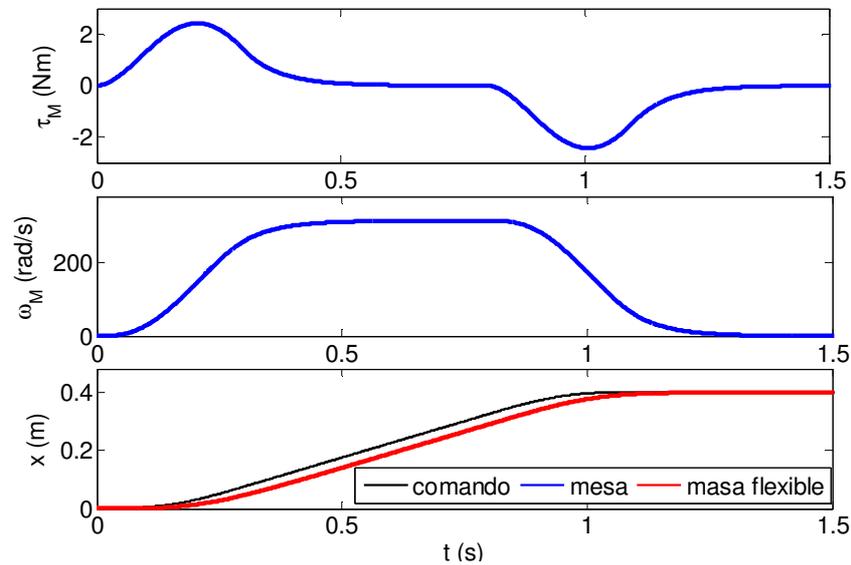


Figura 3. 24. Par motor, velocidad angular motor y posición mesa y masa flexible

Como en la Figura 3. 24 no se aprecia la diferencia entre la posición de la mesa y la masa flexible en la Figura 3. 25 se representa en detalle mediante un zoom. Las oscilaciones en jerk provocadas por la elasticidad de la estructura flexible también se aprecian en la Figura 3. 25.

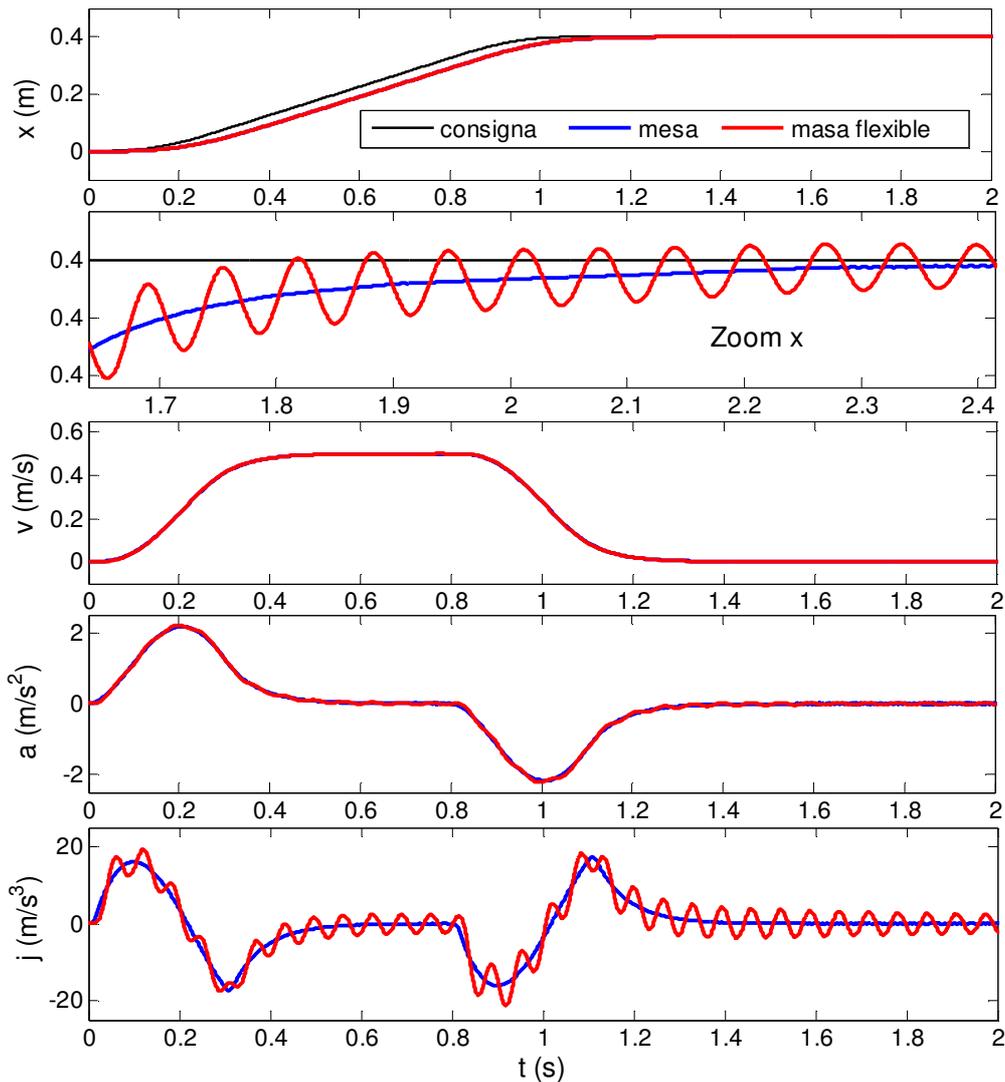


Figura 3. 25. Valores cinemáticos en el dominio del tiempo

3.3.4 Conclusiones

Hoy en día se diseñan los accionamientos suponiendo que la estructura es rígida aunque en realidad no lo es, con lo que se comete un error que con el modelo de 3 gdl puede ser estimado y evitado. Este error se puede cuantificar mediante los resultados del modelo que se presentan en el dominio del tiempo y en frecuencia. Además un análisis modal puede destacar a través de los tres primeros modo que parte de la máquina influye más en los errores, si la transmisión o la estructura. La magnitud de estos errores se trabaja en la validación experimental del Capítulo 4 y Capítulo 6.

4. Validación experimental de los modelos mecatrónicos

4. VALIDACIÓN EXPERIMENTAL DE LOS MODELOS MECATRÓNICOS

En esta primera parte de validación experimental se validan los modelos de 2 y N gdl para el accionamiento y el modelo de 3 gdl para una máquina completa que incluye accionamiento, estructura flexible y control.

4.1 VALIDACIÓN DEL MODELO MECATRÓNICO DE UN ACCIONAMIENTO DE AVANCE

4.1.1 Banco de ensayos y metodología experimental

En este apartado se presenta el banco de ensayos junto al control, ver Figura 4. 1, en el que se han realizado los experimentos para validar los modelos.



Figura 4. 1. Banco de ensayos del accionamiento.

El banco de ensayos de la Figura 4. 1 consta de un servomotor Fagor FKM 42.30A con un par nominal de 6.3 Nm, acoplamiento flexible de la marca KTR Rotex GS24/28 AL-H, un husillo a bolas marca Korta KBS 3210 con un diámetro exterior de 32 mm y un paso de 10 mm, con una tuerca simple y soporte, una regla de captación de movimiento

óptico Heidenhain Ls186 MI640 con una resolución de $5\mu\text{m}$, y un control Fagor 8035. Otros componentes del accionamiento son los rodamientos (3x2) de los cojinetes, con contacto angular 60° NSK-Rhp Bsb 025 062, las dos guías lineales INA KUSE 45 de longitud de 850 mm, el regulador del control es Fagor MCS y un cilindro neumático sin vástago MY1B50G-700 (SMC) que puede imponer una fuerza en la mesa, simulando una perturbación en el avance. En la siguiente Tabla 4. 1, se clasifican los parámetros y variables internos asignados en el control y el regulador.

Tabla 4. 1. Parámetros del control

	Parámetros importantes	Valor del parámetro asignado
P=Controlador proporcional	k_v	333 mV/mm
PI =Controlador proporcional-integral	k_p	20 mA/rpm
	T_i	6.2 ms
Constante de par motor	k_T	1.4 Nm/A

Los tiempos de ciclo del control son 4 ms para el lazo de posición, y $62.5\ \mu\text{s}$ para el lazo de velocidad.

Además de la función osciloscopio del control que recoge las señales del encoder del eje del motor así como de la regla óptica de la mesa, la instrumentación utilizada para obtener el resto de datos del accionamiento, se detalla en la Figura 4. 2. Las mediciones internas recogidas por el osciloscopio, se trabajan por medio del software WinDNC de Fagor. Estas mediciones internas se han recogido en tiempo real con un período de muestra de 4ms, y han sido sobre todo posición medida en el encoder del motor, posición medida en la regla óptica, velocidad angular en el encoder y lineal en la regla, error de seguimiento, intensidad en el motor y el par del motor. En cuanto a la mediciones externas, se han medido frecuencias, a través de un análisis modal experimental, en el que se ha usado un martillo instrumentado PCB modelo 086c03, un acelerómetro lágrima de masa pequeña PCB 352C22 con sensibilidad de 10.44 mV/g, un analizador de señales OROS modelo OR35 de 4 canales y un programa de captación NV Gate de OROS.

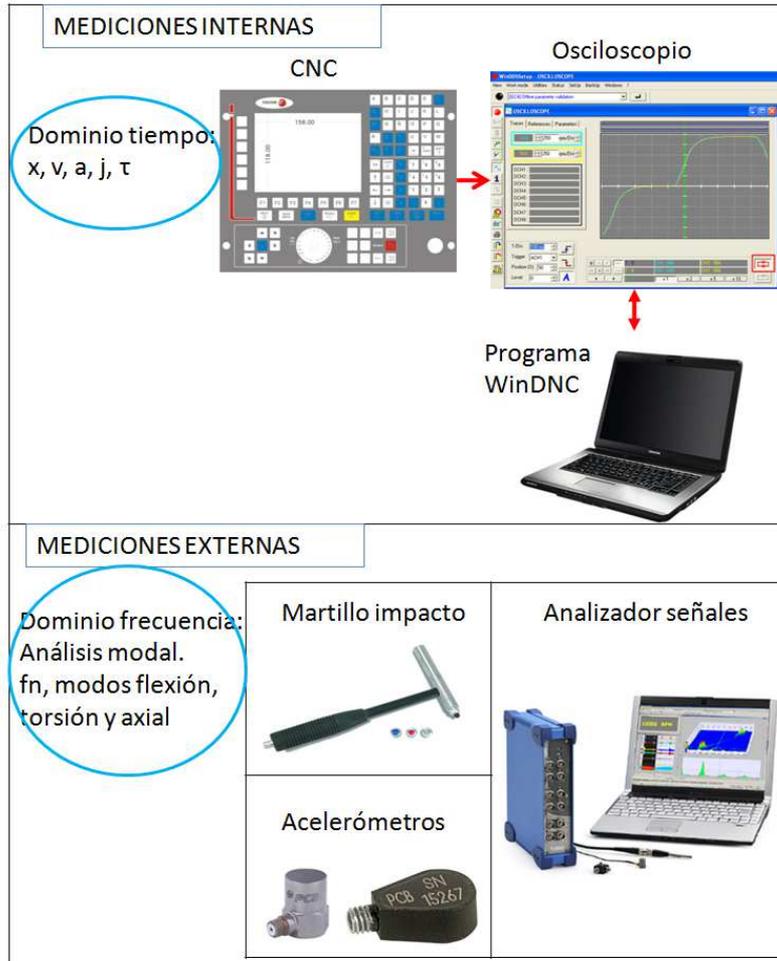


Figura 4. 2. Instrumentación para mediciones accionamiento.

Para la validación experimental de un accionamiento de avance, primero se presenta el banco de ensayos, luego se identifica la fricción y el amortiguamiento, y posteriormente se validan los modelos de 2 y N gdl mediante una comparativa entre modelos en el dominio del tiempo, y en el dominio de la frecuencia en base a un análisis modal experimental. En el dominio de la frecuencia, se comparan la primera y la segunda función de transferencia y los diagramas Bode del lazo cerrado de posición. La validación experimental en el dominio de la frecuencia se realiza mediante un análisis modal experimental midiendo las deformaciones en modos de flexión, torsión y axial. En el dominio del tiempo, los resultados de los modelos de 2 y 7 gdl son comparados con los valores experimentales, en los casos donde es posible alcanzar la velocidad de avance objetivo y cuando no. En el dominio del tiempo, ambos modelos también se comparan entre sí.

4.1.2 Identificación de la fricción y el amortiguamiento

El coeficiente de amortiguamiento por fricción viscosa (c) y la fricción de Coulomb (F_c) se identifican de forma experimental, midiendo con la función osciloscopio del CN, ver Figura 4. 3, los valores de par cuando la velocidad angular del eje del motor es constante. Analíticamente, el par motor de un sistema mecánico de 1 gdl con fricción se representa de la siguiente forma:

$$\tau = J \cdot \ddot{\theta} + \tau_d \quad (4.1)$$

Donde el par de perturbación corresponde a la Ec. (4.2), si se asume un modelo de fricción viscosa más fricción seca de Coulomb.

$$\tau_d = c \cdot \dot{\theta}_M + \tau_{F_c} \quad (4.2)$$

Como se han realizado varios ensayos a valores de velocidad de avance constantes, así $\ddot{\theta} = 0$. Realizando una regresión lineal con el par medido frente a la velocidad de motor, se pueden calcular c y τ_{F_c} . En la Figura 4. 4, se indica el valor de perturbación por fricción medido debido a la diferencia entre el par experimental y el par del modelo en el tramo de velocidad constante.

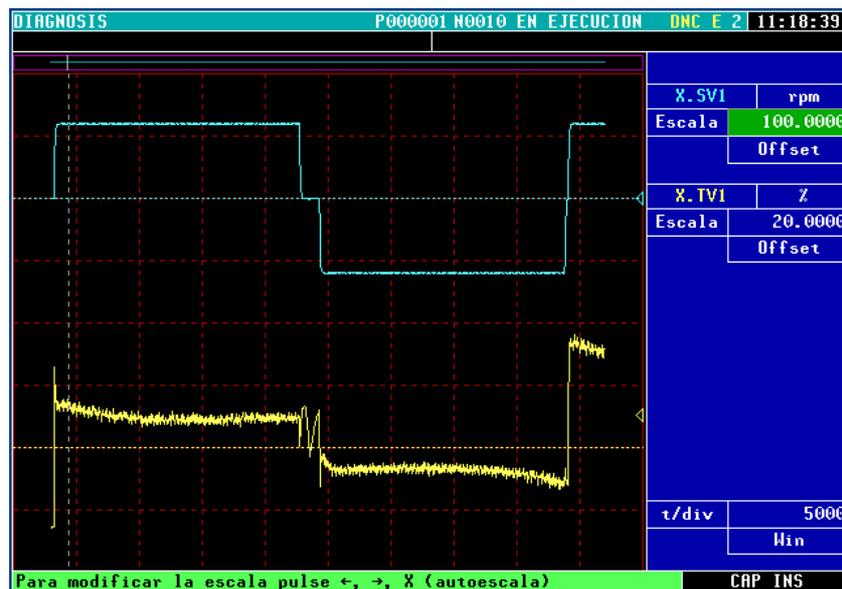


Figura 4. 3. Captura de la pantalla del osciloscopio del CNC. Velocidad comandada y comando de par motor.

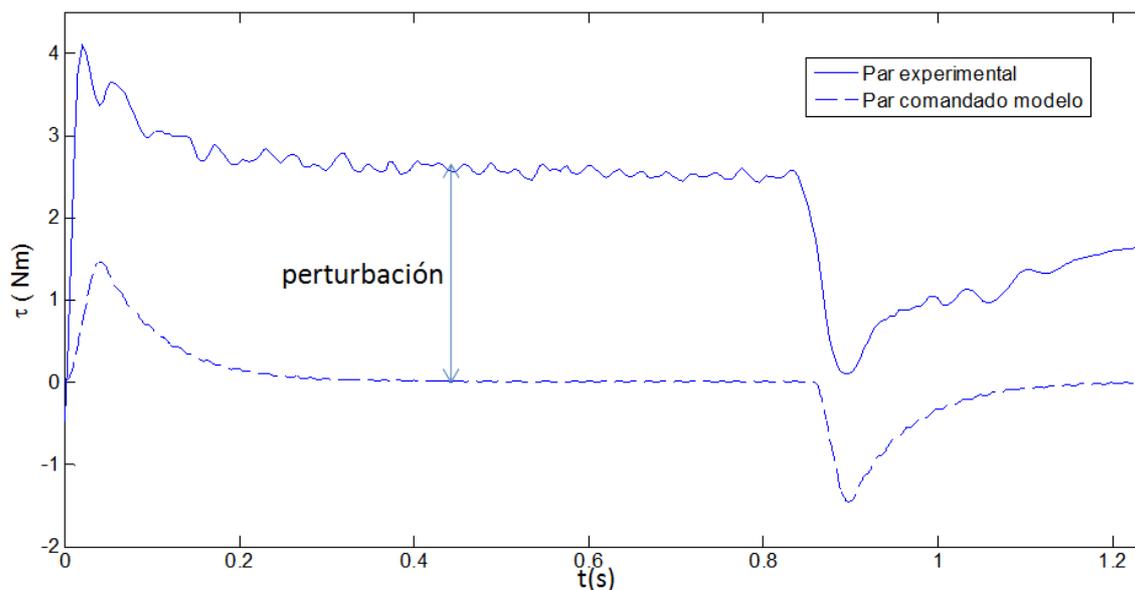


Figura 4. 4. Comparación del par motor experimental y par motor comandado del modelo. Carrera ida (aceleración y deceleración).

Para obtener los valores de la Figura 4. 4 se han realizado ensayos a velocidades de 5-7-10-12-15-20-22 m/min, y manteniendo una misma carrera de 100 mm de desplazamiento. La superposición de curvas de par experimental comandado se muestra en la Figura 4. 5. Estos datos son recogidos en un desplazamiento de ida con etapa de aceleración, y estabilización posterior de velocidad a la velocidad de avance.

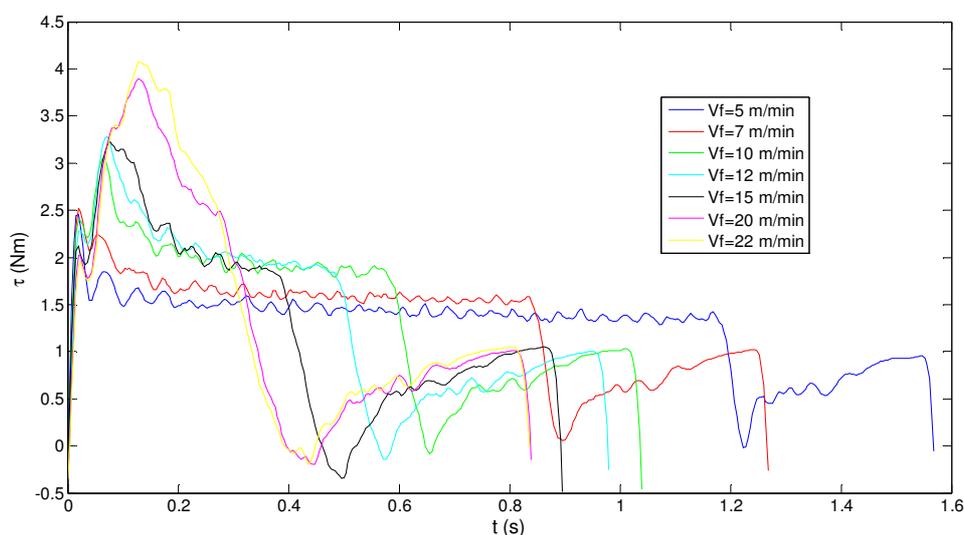


Figura 4. 5. Distintos pares experimentales a varias velocidades de avance, carrera 100 mm y tiempo de muestreo de 4 ms. Carrera ida con aceleración y estabilización.

En la Figura 4. 5, se observa que a partir de 22 m/min, no se identifica ningún valor de fricción, pues al ser una velocidad excesiva el carro no se estabiliza en ningún momento en una velocidad constante.

Finalmente, teniendo en cuenta las medidas de par se representa una curva de regresión como la de la Figura 4. 6, donde se obtiene el valor de $\tau_{Fc}=1.1$ Nm, y $c=0.0064$ Nsm/rad.

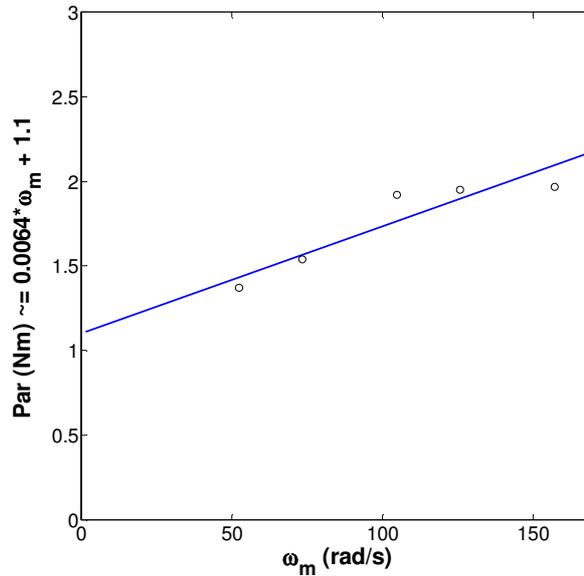


Figura 4. 6. Curva de regresión entre la relación par consumido y velocidad angular del motor.

4.1.3 Validación en el dominio de la frecuencia

La Figura 4. 7 mostrada también en el capítulo Aportaciones I, representa la respuesta analítica de los Bodes de los modelos. Estas gráficas serán contrastadas con los resultados del "Análisis modal experimental" del accionamiento.

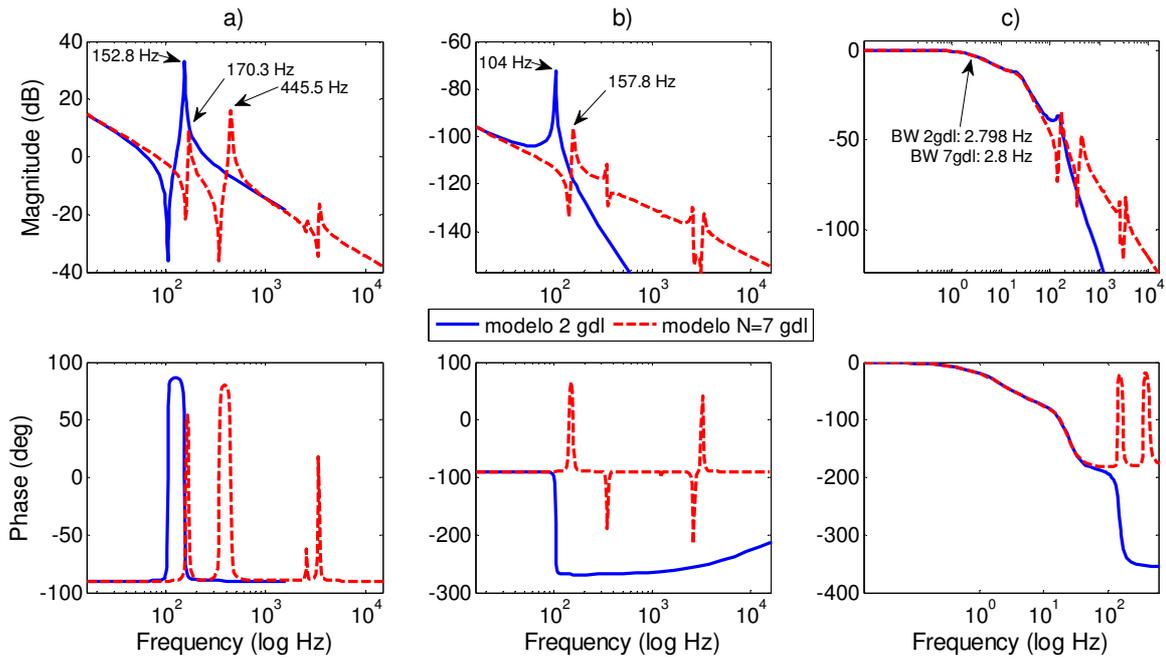


Figura 4. 7. Diagramas Bode de los modelos. a) Función de transferencia primaria FT_1 , b) Función de transferencia secundaria FT_2 , c) Ancho de banda del lazo de posición FT_{LCP} .

Como se puede observar en la Figura 4. 7 el ancho de banda del lazo de posición es similar para los dos modelos. Sin embargo, los valores de las primeras frecuencias modales difieren del modelo de 2 gdl al modelo de 7 gdl, en la función de transferencia primaria un 11%. Esto sucede porque en el modelo de 2 gdl las inercias de todos los componentes del sistema menos el del rotor se concentran en un sólo parámetro, el elemento de carga m_2 , posterior a la rigidez equivalente de todo el conjunto, mientras que en el modelo de 7 gdl la inercia y rigidez están distribuidas.

Se han realizado varios ensayos de impacto de martillo, en diferentes posiciones y direcciones de los ejes para evaluar la validez de los modelos. Para ello, con el objeto de tratar de excitar modos a torsión y axiales del husillo, se ha usado como soporte una brida abrazadera de aluminio que se fija al eje del husillo como se observa en la Figura 4. 8. Con el impacto del martillo en dirección H2 se pretende recoger modos torsionales a través del acelerómetro situado en la posición A2, con el impacto en la dirección H3 se desea leer las señales axiales con el acelerómetro colocado en A3 y finalmente con el acelerómetro lágrima colocado en el lugar A1 se medirán las señales vibratorias en modo flexión mediante el impacto en la dirección H1.

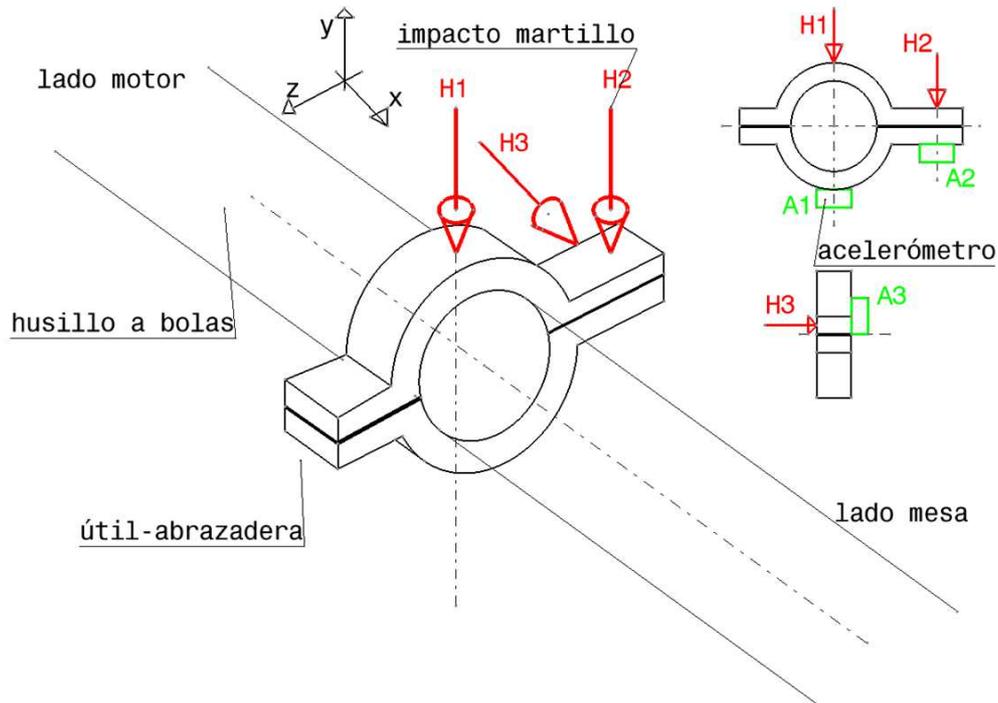


Figura 4. 8. Situación del útil-abrazadera, lugar del impacto del martillo y posición de los acelerómetros.

Los resultados del experimento se presentan en la Tabla 4. 2 y gráficamente en la Figura 4. 9. Se debe recordar, que los modos del modelo que se propone aquí son modos de transmisión, y los modos identificados experimentalmente pueden ser de la transmisión del mecanismo o modos estructurales.

Tabla 4. 2. Frecuencias naturales de los modelos analíticos y resultados experimentales

	Picos de resonancia, f_n (Hz)		Tipo de vibración
Modelo analítico (2 gdl)	{0, 152.8}		Transmisión
Modelo analítico (N gdl)	{0, 170.3, 445.5, 1231.3, 2579.4, 3450, 4416.4}		Transmisión
Resultados experimentales	Modo flexión (H1, A1)	{172, 468, 834...}	Estructural
	Modo torsión (H2, A2)	{171, 354, 473...}	Estructural y transmisión
	Modo axial (H3, A3)	{172, 522, 653, 982...}	Estructural y transmisión

Como se indica en la Figura 4. 7 y Figura 4. 9, el lugar de las frecuencias del modelo de N gdl coincide con el experimental, ya que en el segundo modo experimental la resonancia se obtiene a 172 Hz, el cual se aproxima más a los 170.3 Hz del modelo de 7 gdl que a los 152.8 Hz del modelo de 2 gdl. De acuerdo a los valores experimentales en el segundo modo de vibración a 172 Hz, además del modo axial se tienen modos torsionales y de flexión.

Por ejemplo, el modelo complejo de N=7 gdl nos indica que el tercer modo de vibración cerca de 470 Hz es principalmente torsional, pero con el análisis modal experimental se reconoce que además existe una componente de flexión.

Este análisis experimental ayuda a tener una nueva perspectiva a la hora de compararlo con los modelos del accionamiento de 2 gdl y N gdl. El ensayo se ha hecho para intentar recoger los datos de la misma forma de la que se han analizado los modelos teóricos.

Se observa que los valores de las frecuencias del modelo de 2 gdl con respecto a los valores experimentales son conservadores, y que el modelo de N gdl es más realista, porque su 1ª frecuencia es más cercana a las frecuencias experimentales.

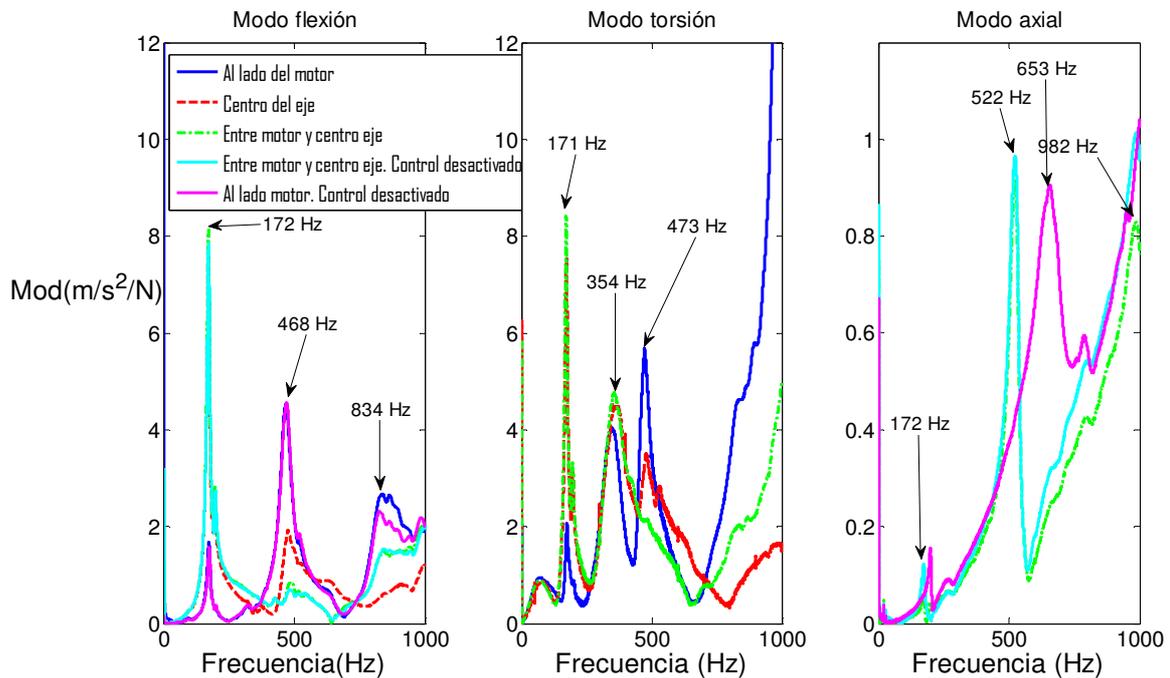


Figura 4. 9. Resultados del análisis modal experimental a distintas posiciones del acelerómetro.

Según los ensayos de la Figura 4. 9 se puede decir que el ensayo no es concluyente por la dificultad intrínseca de medir modos axiales y de torsión en un eje, pero que la

coincidencia del 1er modo con el modelo de 7 gdl apunta a que la predicción de éste es mejor que la del de 2 gdl.

4.1.4 Validación en el dominio del tiempo

Con el fin de validar los modelos de 2 y N gdl se ha realizado una serie de ensayos en el dominio del tiempo.

En el Control Numérico del banco de ensayos de husillo a bolas, el perfil de velocidad del generador de trayectorias adopta una forma seno cuadrado. El comando de perfil seno cuadrado en velocidad suaviza sus derivadas como la aceleración y jerk, sin discontinuidades evitando vibraciones intensas. En la Figura 4. 10, Figura 4. 11, Figura 4. 12 y Figura 4. 13, se muestran los resultados de la posición, velocidad, aceleración, jerk y par del motor de un ensayo a 100 mm de carrera con ciclos de ida y vuelta, y con una velocidad de avance de 7-22-30 m/min. La línea continua representa los resultados de los modelos de 2 y 7 gdl, las líneas discontinuas muestran las mediciones experimentales de la regla óptica y el encoder del motor, y también se muestran las consignas de posición y velocidad.

Puede ocurrir que el eje de la máquina no tenga espacio para alcanzar la velocidad de avance programada, en ese caso los perfiles deben ser adaptados modificando la representación analítica en el modelado desarrollado en Matlab/Simulink, donde se cambian las ecuaciones.

VALIDACIÓN MODELO 7 GDL

La Figura 4. 10 corresponde al modelo mecatrónico de accionamiento de N=7 gdl en las condiciones del ensayo que corresponden a 7 m/min de velocidad de avance, donde sí se alcanza la velocidad de avance programada.

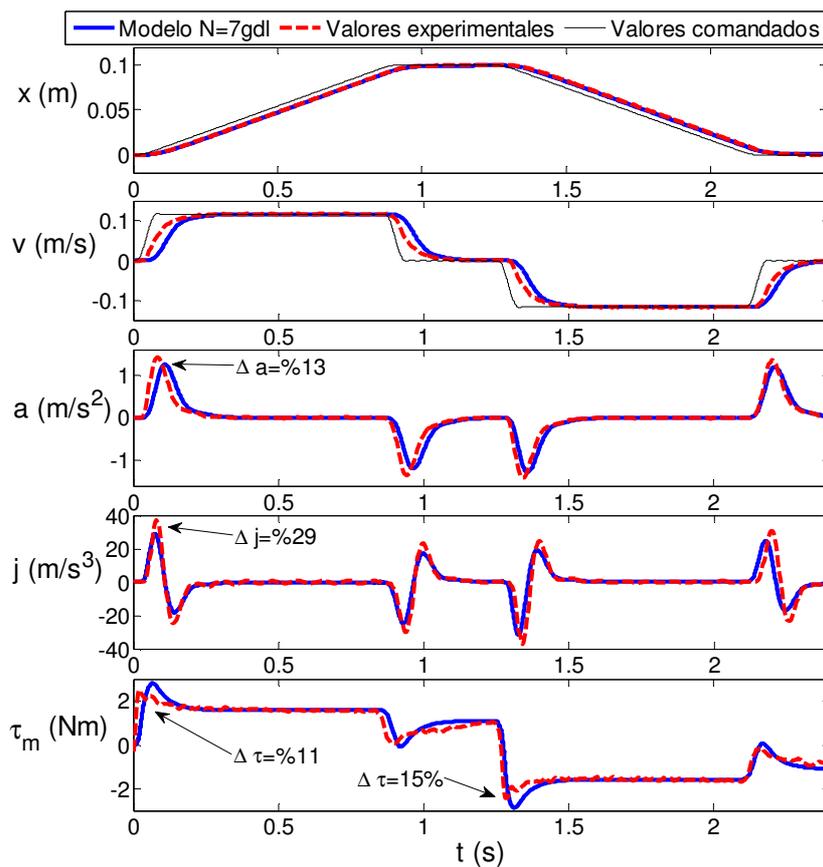


Figura 4. 10. Modelo N gdl y curvas experimentales. $V_f=7$ m/min y Δx 100mm. Caso $V_{max}=V_f$.

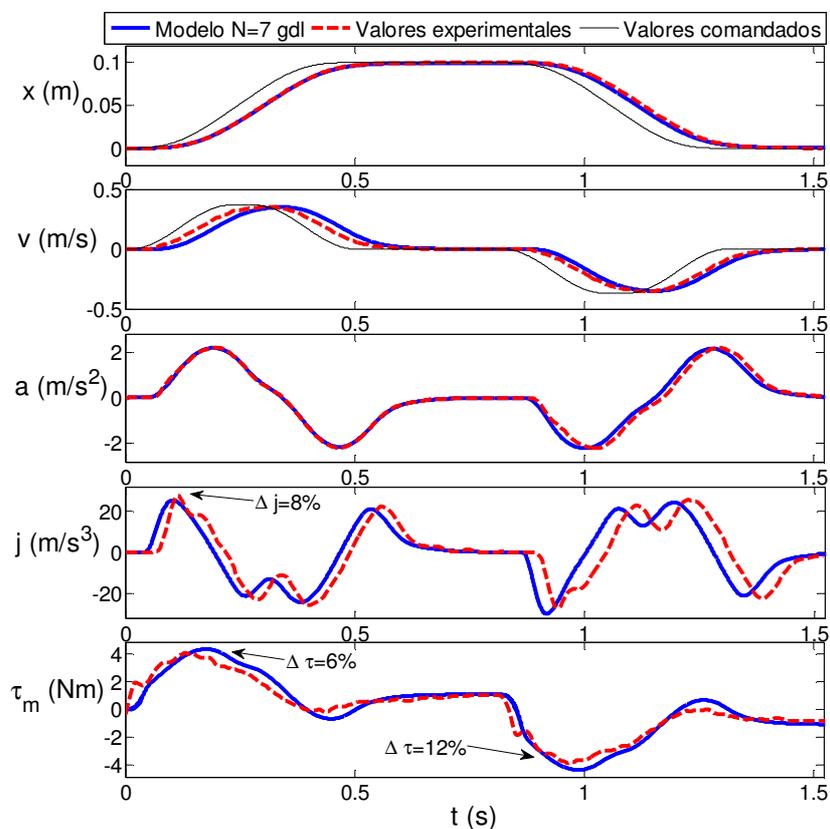


Figura 4. 11 Modelo N gdl y curvas experimentales. $V_f=22$ m/min y Δx 100mm. Caso $V_{max}=V_f$.

En la siguiente Figura 4. 11 se puede ver cómo se alcanzan también los 22 m/min de avance aunque en este caso más apuradamente. Para la carrera programada, el accionamiento pasa muy poco tiempo a velocidad constante debido a la falta de la aceleración.

VALIDACIÓN MODELO 2 GDL

Los resultados del modelo de 2 gdl, son representados por un ensayo a 7 m/min de velocidad de avance como se muestra en la Figura 4. 12.

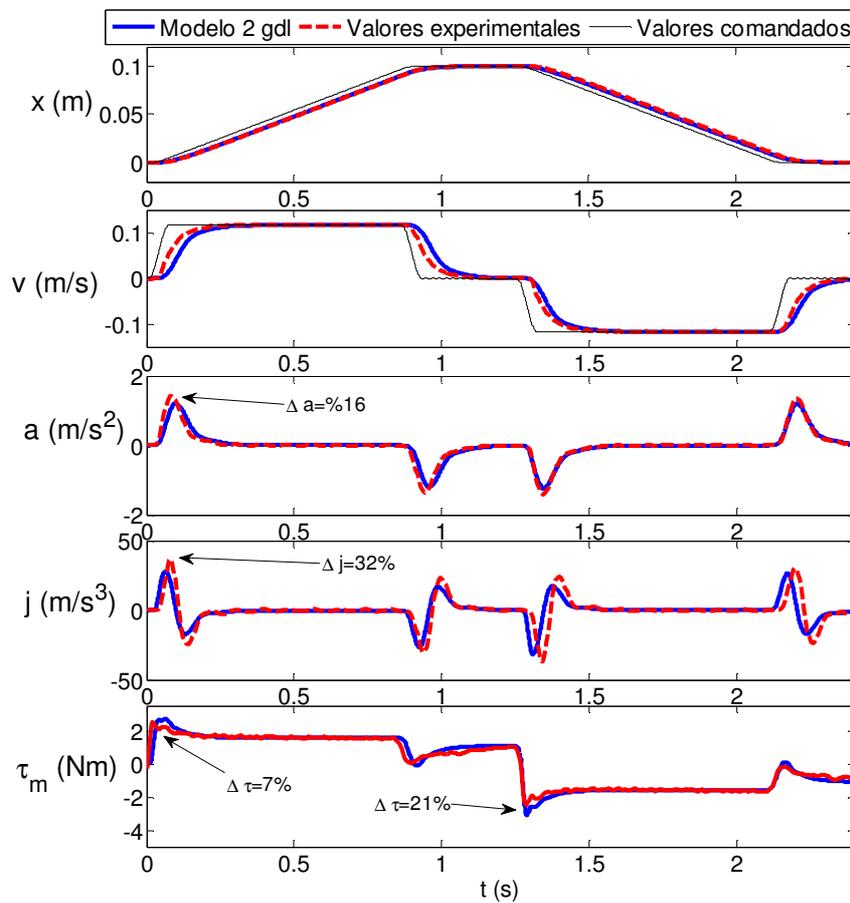


Figura 4. 12. Modelo 2 gdl y curvas experimentales. $V_f=7$ m/min y Δx 100 mm. Caso $V_{max}=V_f$.

También se simula un ensayo 30 m/min de velocidad de avance como se muestra en la Figura 4. 13, por las condiciones de este último no se alcanza la de velocidad de avance programada.

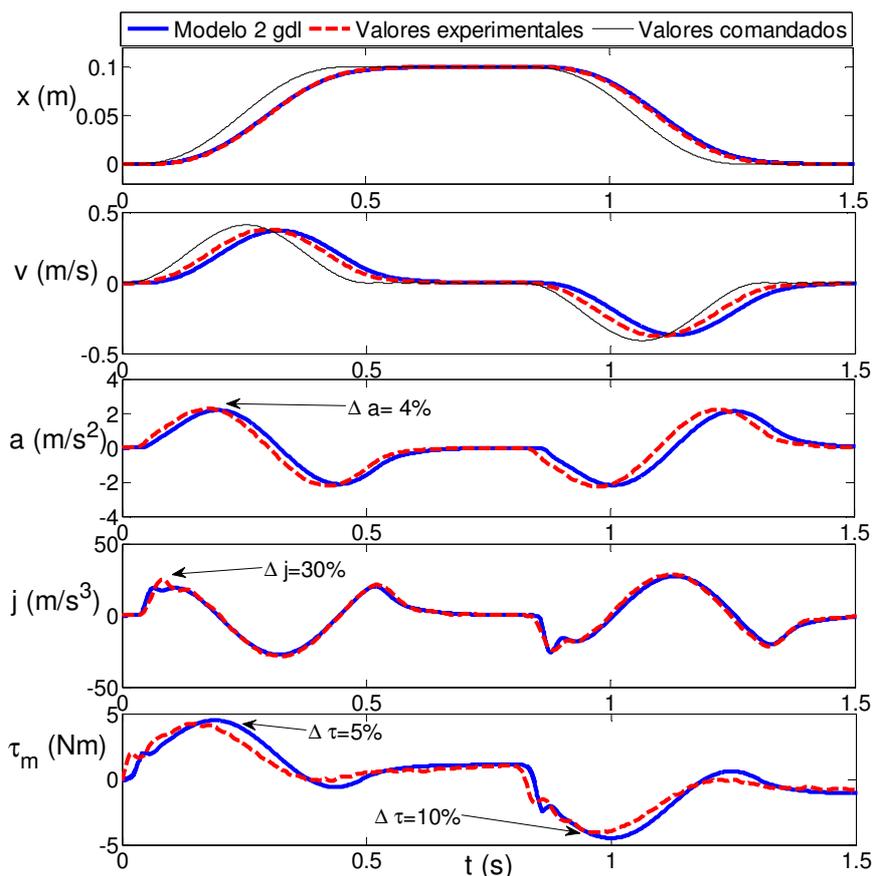


Figura 4. 13. Modelo 2 gdl y curvas experimentales. $V_f=30$ m/min y Δx 100 mm. Caso $V_{max}<V_f$.

CONCLUSIONES

Como se puede ver en las Figura 4. 10, Figura 4. 11, Figura 4. 12 y Figura 4. 13, las curvas de par de los modelos y las curvas experimentales coinciden razonablemente en forma y fase aunque se obtengan algunas desviaciones como se indican en los valores pico de aceleraciones, jerk y par. En posición las curvas de los modelos son notablemente coincidentes con las curvas experimentales. En velocidad bien la forma como las amplitudes son notablemente coincidentes, aunque se tenga en ligero retardo debido probablemente a una imprecisión en la estimación del amortiguamiento y fricción.

La línea negra fina en las curvas de posición y velocidad representa a los valores comandados y las líneas azules los valores a la salida del accionamiento, es decir en la mesa del accionamiento, por lo que su retardo es lógico.

En cuanto a las formas de las curvas y fases de las aceleraciones experimentales y de modelos son muy semejantes, especialmente en el modelo de 7 gdl Figura 4. 11 que coincide de forma muy precisa también en la amplitud de los picos.

Las desviaciones en los picos de jerk como se esperaba son mayores que en aceleración, pero formas y fases son muy semejantes. Aunque haya una desviación del 30% en el pico de jerk el resultado de la Figura 4. 13 del modelo de 2 gdl es notablemente correcto.

Para finalizar, ambos modelos se acoplan bien a las señales experimentales, y aunque existan desviaciones en picos, la magnitud de fricción está bien estimada como se muestra en la Figura 4. 10 y en la Figura 4. 12.

Los retrasos en tiempo pueden considerarse despreciables, y las amplitudes de las variables cinemáticas y dinámicas validan bien el modelo de 2 gdl como el de 7 gdl, por lo tanto, estos están muy cerca de los valores experimentales.

Por lo general se observa que en el dominio del tiempo el modelo de 7 gdl tiene menores desviaciones que el modelo de 2 gdl. Además, se observa que las desviaciones también son mayores a bajas velocidades de avance, probablemente por una imprecisión en el grado de fricción estimada.

4.2 VALIDACIÓN DEL MODELO MECATRÓNICO DE UN ACCIONAMIENTO DE UNA MÁQUINA HERRAMIENTA DESPLAZANDO UN CUERPO FLEXIBLE

4.2.1 Banco de ensayos y metodología experimental

En este apartado se valida el conjunto de un modelo mecatrónico de un accionamiento de una máquina-herramienta desplazando un cuerpo flexible de una máquina-herramienta. Para ello, se cuenta con un banco de ensayos como el de la Figura 4. 15b y Figura 4. 15c. Este prototipo, a efectos prácticos se puede asemejar por ejemplo a un centro de mecanizado como el de la Figura 4. 15a, que engloba sus partes principales como son accionamiento, estructura y control. Se comienza con la caracterización experimental de lo que representa a la columna o el elemento flexible del prototipo, y posteriormente se valida experimentalmente el modelo de la máquina, estudiando señales de los ensayos en el dominio del tiempo.

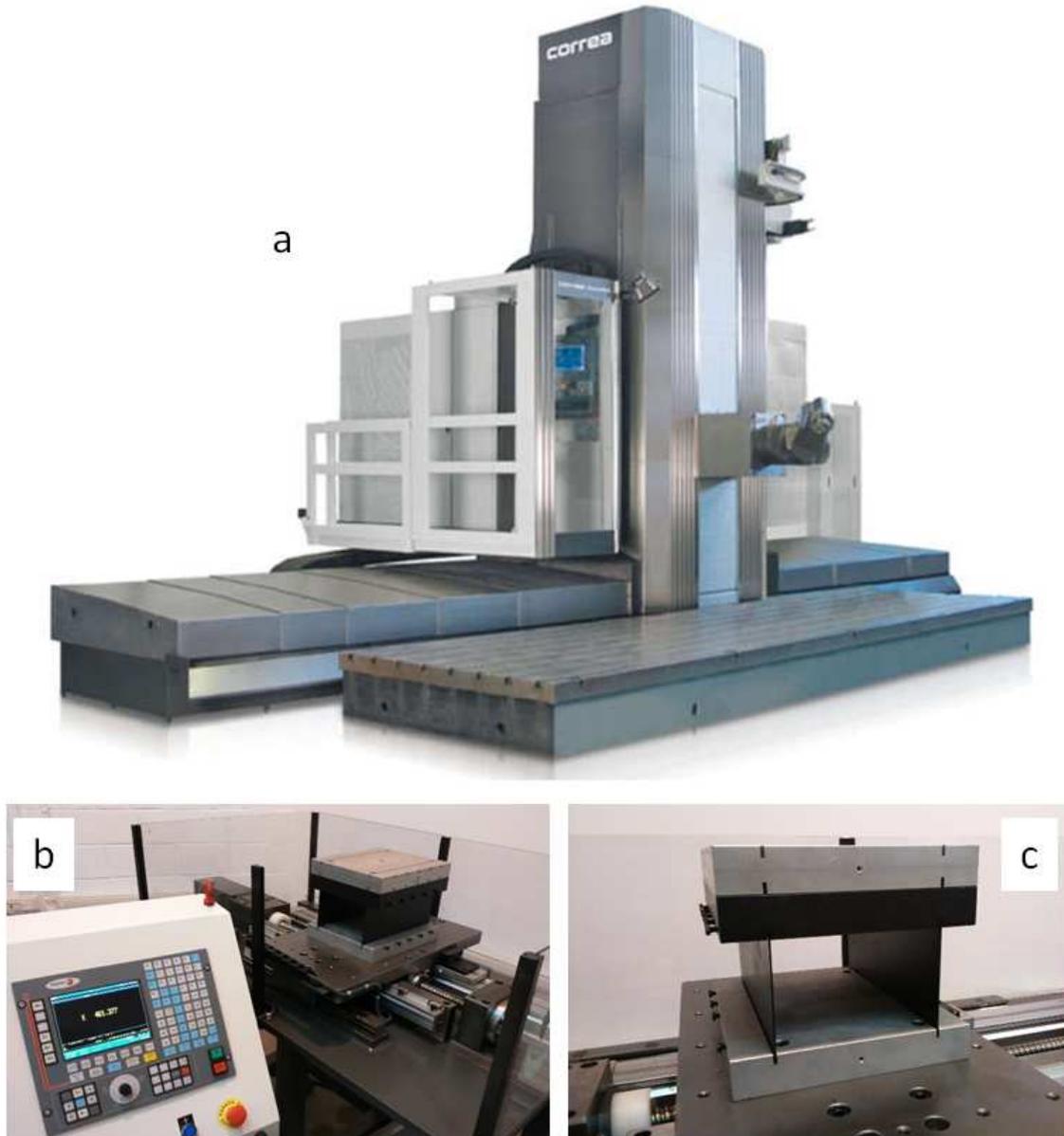


Figura 4. 14. a) Fresadora de grandes dimensiones de columna móvil, modelo Magna («www.correa.es») b) Banco de ensayos con una masa flexible sobre un accionamiento husillo a bolas. c) Detalle masa flexible encima de la mesa del accionamiento.

Como se observa en la Figura 4. 15c, encima de la mesa se fija una placa de aluminio de 8 kg que fija y soporta el resto de la estructura flexible. Encima de esta base de aluminio, se posicionan en modo vertical dos placas de acero de 0.6 kg cada una y 2 mm de espesor, los que le dan la flexibilidad a las masas superiores. Esa flexibilidad se puede asemejar a la de la columna de una máquina-herramienta real de escala convencional o grandes dimensiones. Las masas que se encuentran en lo alto de la estructura de la Figura 4. 15c son un bloque de aluminio de 8kg fijado a otro bloque de

acero de 25kg, y simulan la posición de una herramienta de corte que por ejemplo se encuentra en el extremo de un conjunto columna-carnero.

La instrumentación utilizada para la validación experimental del modelo de la máquina se presenta en la siguiente Figura 4. 15. En el dominio del tiempo, la posición y el error de seguimiento de la mesa se capta por medio del osciloscopio, y la posición y el error de seguimiento en lo alto del elemento flexible a través de interferómetro-láser. Por otro lado, se realiza una caracterización del elemento flexible, con la instrumentación de análisis modal habitual, martillo, acelerómetro y analizador.

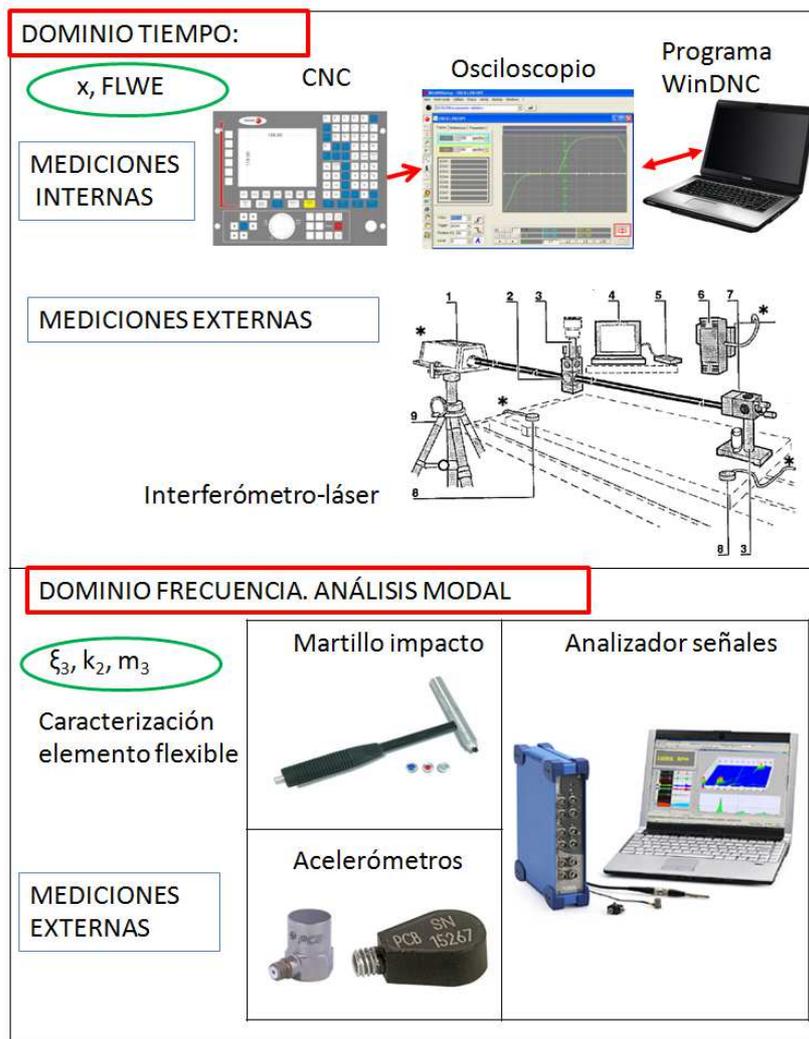


Figura 4. 15. Instrumentación para mediciones máquina.

4.2.2 Análisis modal experimental del elemento/cuerpo flexible

La caracterización del elemento flexible del prototipo de la máquina de la Figura 4. 14c, permite cuantificar la masa, rigidez y amortiguamiento de las placas finas y la masa. El análisis modal experimental se ha realizado mediante una prueba de impacto ayudado de un martillo 086c03 PCB, un pequeño acelerómetro tipo lagrima PCB 352C22 con una sensibilidad de 10.44 mV/g, un analizador de señales OROS OR35 de cuatro canales como el de la Figura 4. 2, y un programa de adquisición OROS NV Gate. Después, se obtienen las gráficas de la función de transferencia así como la fase y la parte real e imaginaria en Matlab, como se muestran a continuación en la Figura 4. 16.

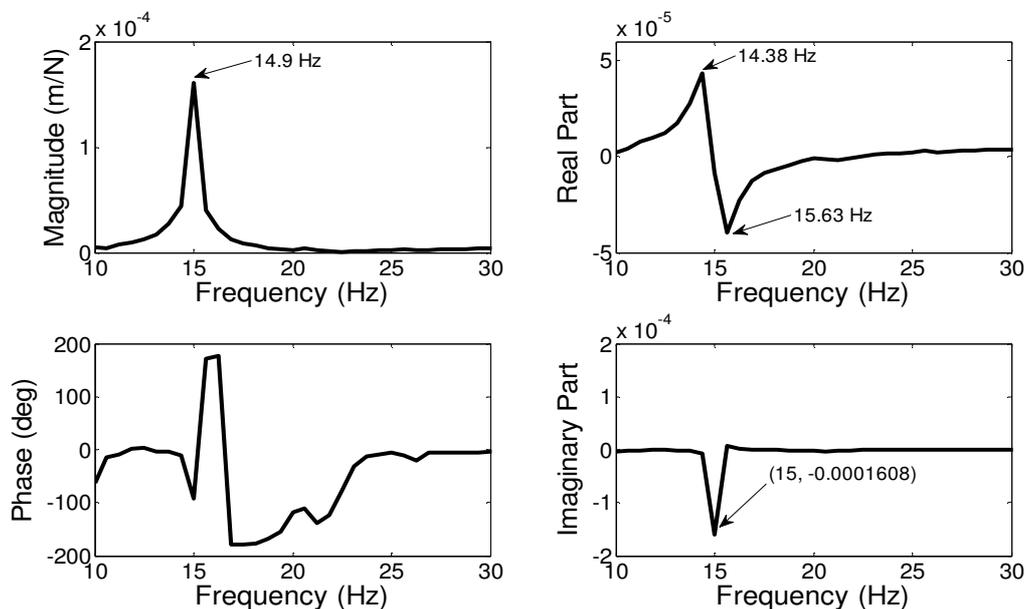


Figura 4. 16. Resultados del análisis modal experimental en la caracterización del elemento flexible. a) Bode de la función de transferencia, b) Parte real e imaginaria de la función de transferencia.

Los resultados de la Figura 4. 16 muestran que la frecuencia natural es $f_2=14.9$ Hz. Los dos picos de la parte real de la función de transferencia se producen a $f_{21}=15.63$ Hz y $f_{22}=14.38$ Hz. Por tanto, el incremento de frecuencia es de $\Delta f=1.25$ Hz y el amortiguamiento relativo de la columna del prototipo da: $\xi_3 = \frac{\Delta f}{f_2} = 0.0839$

El valor mínimo de la parte imaginaria determina la rigidez del elemento flexible, ya que: $\text{Im}_{\min} = \frac{-1}{2k_2\xi_3} = -0.0001608$. Por tanto: $k_2 = 3.7060 \cdot 10^4$ N/m.

Para calcular la masa modal de la masa flexible se tiene que $m_3 = \frac{k_2}{\omega_2^2} = \frac{k_2}{(2\pi f_2)^2}$, por ello $m_3 = 4.22 \text{ kg}$.

Considerando Ec. (4), Ec. (5), Ec. (9), Ec. (10) del capítulo de Aportaciones I, el valor calculado del amortiguamiento relativo ξ_3 , y los valores de la Tabla 2, los coeficientes de amortiguamiento c_1 y c_2 serán 16789 Ns/m y 11.80 Ns/m.

Los resultados se resumen en la siguiente Tabla 4. 3:

Tabla 4. 3. Resumen de los parámetros dinámicos por la caracterización del cuerpo flexible.

	Valor y unidades
Frecuencia natural	$f_2=14.9 \text{ Hz}$
Amortiguamiento relativo	$\xi_3 = 0.0839$
Rigidez del elemento flexible	$k_2 = 3.7060 \cdot 10^4 \text{ N / m}$
Masa modal del elemento flexible	$m_3 = 4.22 \text{ kg}$
Coeficientes de amortiguamiento	$c_1=16789 \text{ Ns/m}$
	$c_2=11.80 \text{ Ns/m}$.

4.2.3 Validación en el dominio del tiempo

La validación experimental del modelo se ha realizado en el ensamblaje del banco de ensayos de la Figura 4. 14c. Se han recogido datos internos y externos. Los datos internos han sido posición comandada, error de seguimiento medido por el encoder lineal, el par motor y la velocidad. Estos datos han sido recogidos por la función osciloscopio del CNC de Fagor. El dato externo es la posición del reflector atado a la masa flexible, medida por el interferómetro láser HP 5529A con precisión submicrométrica y muestreada por el software de metrología HP 10474 A (Usop et al. 2015). Todas las señales han sido muestreadas con un período de 4 ms. En la Figura 4. 17a, se muestra el láser, el interferómetro, el retroreflector, y una mesa de granito para realizar el ensayo externo. En la Figura 4. 17b, se muestra el detalle de la fijación del retroreflector para recoger los datos de posición y FLWE en lo alto de la estructura flexible.

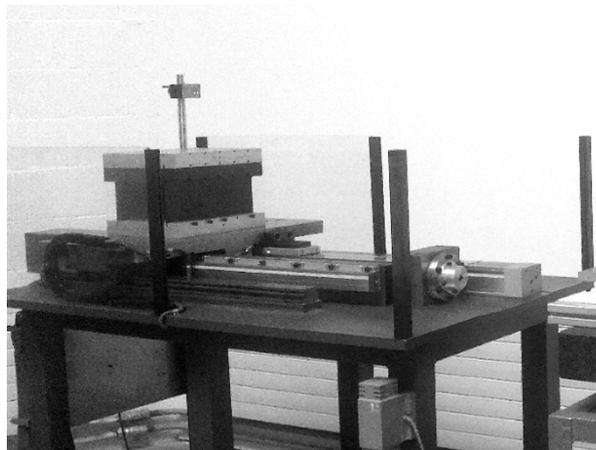


Figura 4. 17. a) Fotografía representando el sistema interferométrico laser lineal instalado en la mesa del banco de ensayos. b) Retroreflector instalado en lo alto de la estructura.

Los ensayos consisten de varios movimientos lineales con un perfil de velocidad seno cuadrado con distintas longitudes de 20, 100 y 400 mm, y velocidades de avance de 7, 15 y 30 m/min. En la Figura 4. 18 se muestran los resultados de los ensayos de 30 m/min a 400mm de carrera, 30 m/min a 100mm de carrera, 15 m/min a 100mm de carrera, 7 m/min a 100mm de carrera y 7 m/min a 20mm de carrera. Allí, la línea discontinua representa la posición simulada o el error de seguimiento de la mesa, la línea continua gruesa es la posición y error de seguimiento de la mesa, la línea de puntos es la posición y el error de seguimiento simulado de la masa flexible, y la línea continua fina es la posición y error de seguimiento medido en la masa.

4. Validación experimental de los modelos mecatrónicos

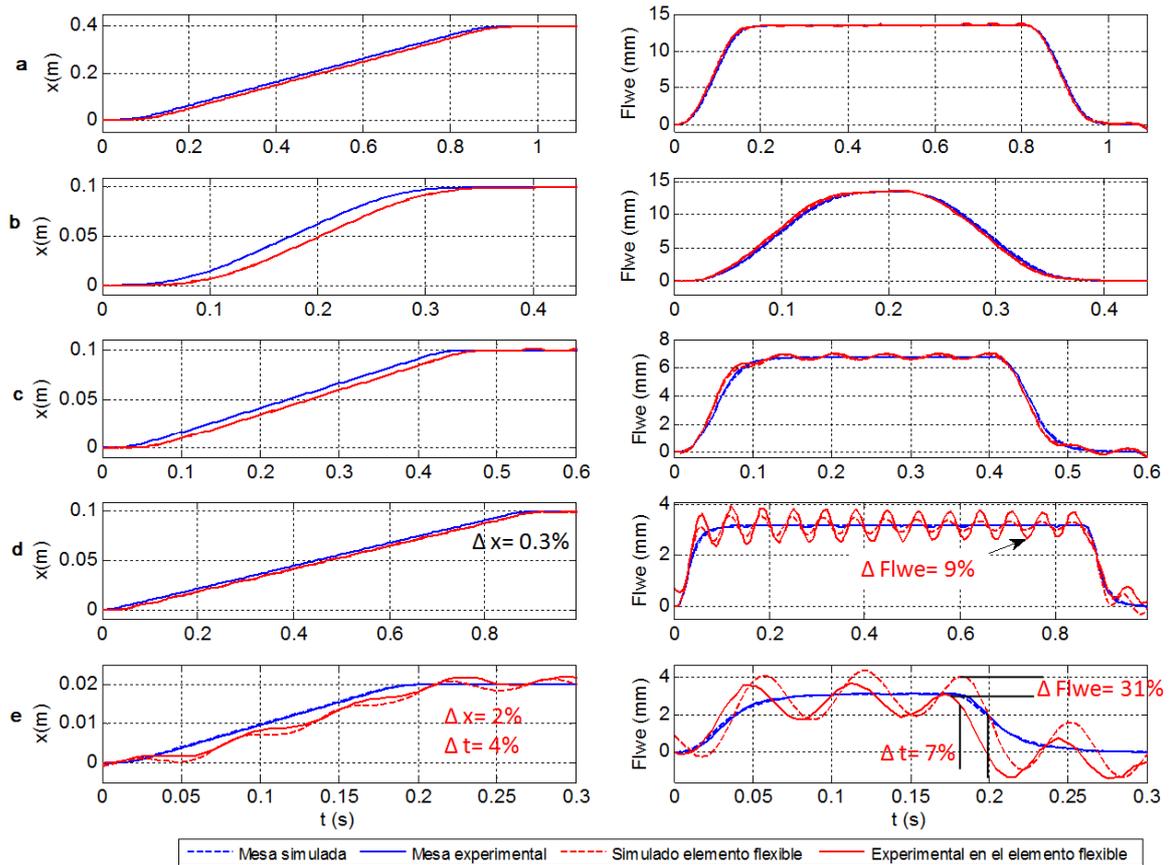


Figura 4. 18. Curvas de posición y error de seguimiento para varias condiciones de trabajo. De arriba a abajo: a) $V_f = 30000$ mm/min y $\Delta x = 400$ mm, b) 30000 mm/min y 100mm, c) 15000 mm/min y 100 mm, d) 7000 mm/min y 100 mm, y e) 7000 mm/min y 20 mm.

Generalmente, se observa que las curvas del modelo se ajustan bien con las experimentales, como en el caso de la Figura 4. 18a, aunque existen algunos errores como se observa en los casos de la Figura 4. 18d y Figura 4. 18e.

Debido a las carreras más cortas, lo cual significa mayor frecuencia en movimiento, en Figura 4. 18c, Figura 4. 18d, y Figura 4. 18e, se observan mayores oscilaciones en el error de seguimiento de la masa flexible. Esto es debido a la inercia y la rigidez limitada del elemento estructural. Las oscilaciones del error de seguimiento en la Figura 4. 18d son mayores porque a esa velocidad de husillo, el eje trabaja cerca de la primera frecuencia natural (15 Hz). Con el mismo avance y una carrera menor, ver caso Figura 4. 18e, las oscilaciones en el elemento flexible son mayores, incluso apreciables en la curva de posición.

En cuanto, a los errores entre modelo o simulados y experimental, en el caso de la Figura 4. 18d se observa un error del 9 % en el error de seguimiento de las masa flexible, pero sin desfase. En el caso, de la Figura 4. 18e hay una desviación entre la

posición de la masa flexible simulada y la experimental del 2% con un desfase en tiempo del 4%. En el error de seguimiento, del mismo caso la desviación es del 31 % y del 7% en tiempo.

De forma general, en una carrera corta y a alta velocidad de avance es más probable trabajar cerca de la frecuencia natural (15 Hz), y obtener grandes oscilaciones y sobredisparos, pero no es el único factor. El contenido armónico del movimiento realmente influye en el error de seguimiento y en el sobredisparo. Y eso depende de la velocidad de avance, la carrera, el generador de trayectorias y el tiempo de aceleración. Por ejemplo, incluso programando una velocidad de avance menor con la misma carrera, Figura 4. 18c, pueden aparecer mayores oscilaciones en el error de seguimiento. En la Figura 4. 19, se observa con mayor detalle la comparación entre el error de seguimiento simulado y medido de la mesa, ya que en la Figura 4. 18 apenas se puede diferenciar.

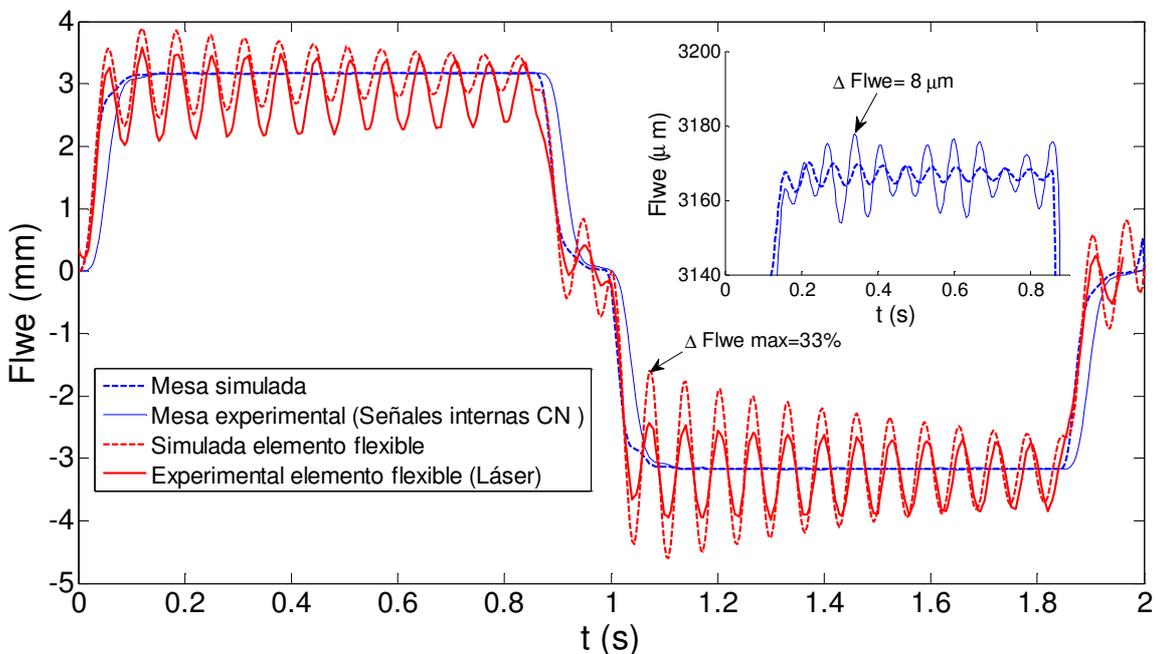


Figura 4. 19. Error de seguimiento en mesa y masa flexible. $V_f = 7000 \text{ mm/min}$ y $E_x = 100 \text{ mm}$.

De nuevo en la Figura 4. 19, las señales son muy similares. La mayor diferencia existe en la amplitud de las oscilaciones, la cual parece mayor en la simulación del movimiento de la masa flexible, pero menor en la simulación del movimiento de la mesa. Esto probablemente es debido a una estimación imperfecta de la amortiguación tanto de la cadena de transmisión así como de la masa flexible, o incluso debido al hecho de asumir la hipótesis de que un amortiguamiento proporcional tiene sus limitaciones comparando con la evidencia experimental.

CONCLUSIONES

En general, se considera el modelo mecatrónico de un accionamiento de una máquina-herramienta desplazando un cuerpo flexible validado ya que en el peor de los casos el error de posicionamiento en el elemento flexible es del 2% con un retardo del 4%. En cuanto al error de seguimiento en un ensayo donde las oscilaciones en masa flexible son el 0.3% mayores que en la mesa, la desviación en el error de seguimiento simulado y experimental es de 8 μm , y en la masa flexible del 33%. Esta mayor desviación en masa flexible, se puede deber a una desviación en la estimación del amortiguamiento o de la caracterización de la masa flexible.

5. Planificación del movimiento para la reducción del error residual o sobredisparo

5. PLANIFICACIÓN DEL MOVIMIENTO PARA LA REDUCCIÓN DEL ERROR RESIDUAL O SOBREDISPARO

En el Capítulo 3, Análisis Mecatrónico de Accionamientos de Avance Mediante Modelo, se ha estudiado el comportamiento dinámico de un modelo de N gdl, aplicado a un accionamiento husillo a bolas, y se ha realizado un modelado mecatrónico para accionamientos de máquina-herramienta teniendo en cuenta la flexibilidad de la estructura. Partiendo de estos modelos, en este Capítulo 5, se estudia la influencia de la elasticidad de una máquina-herramienta mediante un cambio de un parámetro del control de la máquina, como es el tiempo de aceleración del eje o proporcionalmente el jerk comandado. El cambio del tiempo de aceleración provocará una vibración transitoria y un sobredisparo en las fases de aceleración y deceleración de los ejes. Ese sobredisparo en función del tiempo de aceleración y el jerk comandado se plasma para dos velocidades de avance distintas en modo esquemático en la parte inferior de la Figura 5. 1.

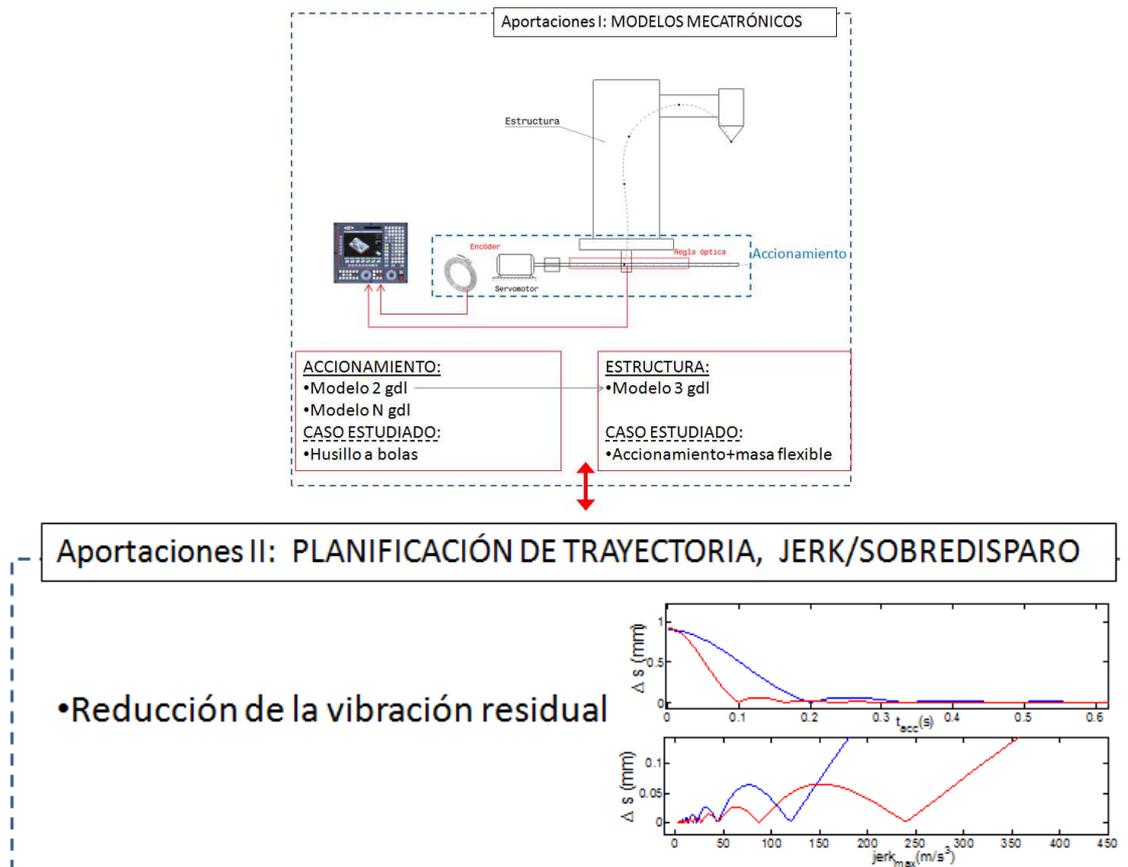


Figura 5. 1. Esquema de las aportaciones II.

Una manera de cuantificar la influencia del jerk en la propagación del movimiento desde el motor a la punta de la herramienta a través de la transmisión, es analizar la

respuesta temporal entre modelos de parámetros concentrados de 2 y 3 gdl. Como se ha indicado en el Capítulo 3, el modelo de 2 gdl supone la estructura de la máquina totalmente rígida, y el modelo de 3 gdl supone la estructura flexible, como se muestra en la Figura 5. 2.

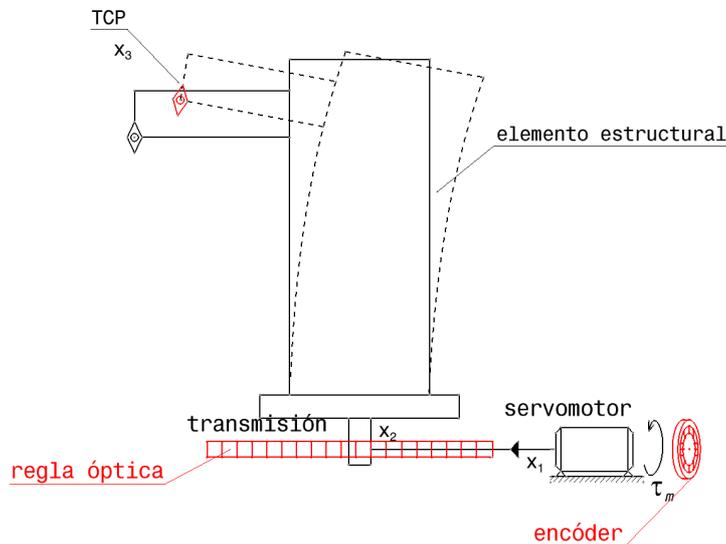


Figura 5. 2. Influencia de la flexibilidad de la columna en el error de la punta de la herramienta. x_1 : Posición en el encoder del motor, x_2 : Posición medida en el encoder lineal, x_3 : posición real en la punta de la herramienta.

Asumiendo que el motor describe una trayectoria definida por el generador en x_1 , en este estudio se podrá ver cómo se sigue la transmisión de ese movimiento en la regla óptica x_2 y en la punta de la herramienta x_3 , ver Figura 5. 2. Este análisis inicialmente ha sido realizado bajo la hipótesis de lazo abierto, como se muestra en la Figura 5. 3. Para realizar este estudio, se ha programado en Simulink un generador de trayectorias con jerk regulable. A partir de las funciones de transferencia FT_2 y FT_3 que representan a la máquina como en la Ec. (3.46), las salidas de x_2 y x_3 serán comparadas con x_1 , para calcular el error de seguimiento. Este error de seguimiento será el sobredisparo máximo respecto al valor estacionario, obtenido de una vibración residual ó transitoria en un movimiento de eje como el que se representa en la salida de la Figura 5. 3. En el caso del modelo de 3 gdl, la elasticidad de la estructura causará una respuesta diferente entre x_2 y x_3 , como se muestra en la salida y respuesta de posición, de la Figura 5. 3. Para cambiar el jerk entre simulaciones, se modificará el tiempo de aceleración t_{acc} , el cual definirá la pendiente de la curva del comando de velocidad en la fase de aceleración.

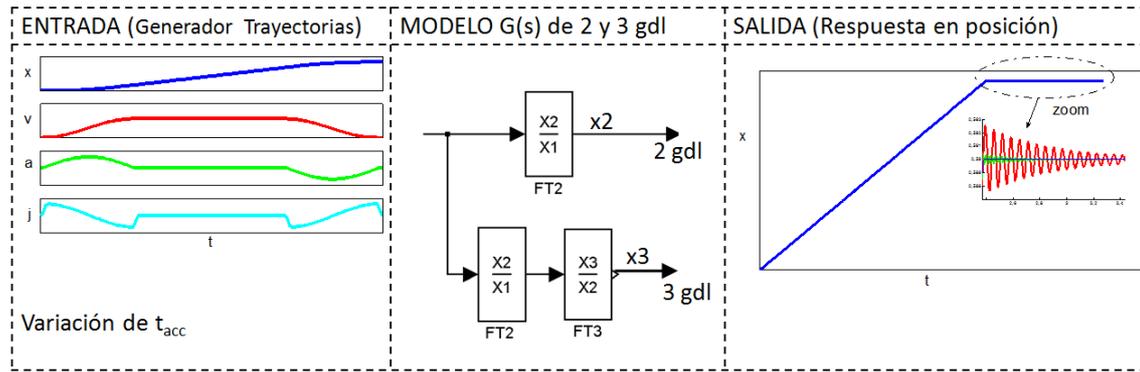


Figura 5. 3. Diagrama de un comando de posición.

A modo de ejemplo de lo que se pretende obtener la gráfica principal de la Figura 5. 4 dibuja la tendencia del sobredisparo cuando el jerk máximo comandado crece para diferentes ratios de rigidez k_2/k_1 : 0.01, 0.1 y 100. La rigidez k_2 representa al elemento estructural y la k_1 a la transmisión. En la ventana interior de la Figura 5. 4 se detalla mediante un zoom los valores menores de sobredisparo y jerk, en esta representación comparando sólo un caso del modelo de 3 gdl ($k_2=0.01*k_1$) y el modelo de 2 gdl. Como se puede apreciar a medida que la rigidez de la estructura k_2 se reduce con respecto a la transmisión k_1 , el sobredisparo aumenta de forma considerable. Si la rigidez k_2 es 100 veces mayor que k_1 , x_3 y x_2 son coincidentes, es decir la posición del TCP y la del punto de medida del encoder lineal es la misma.

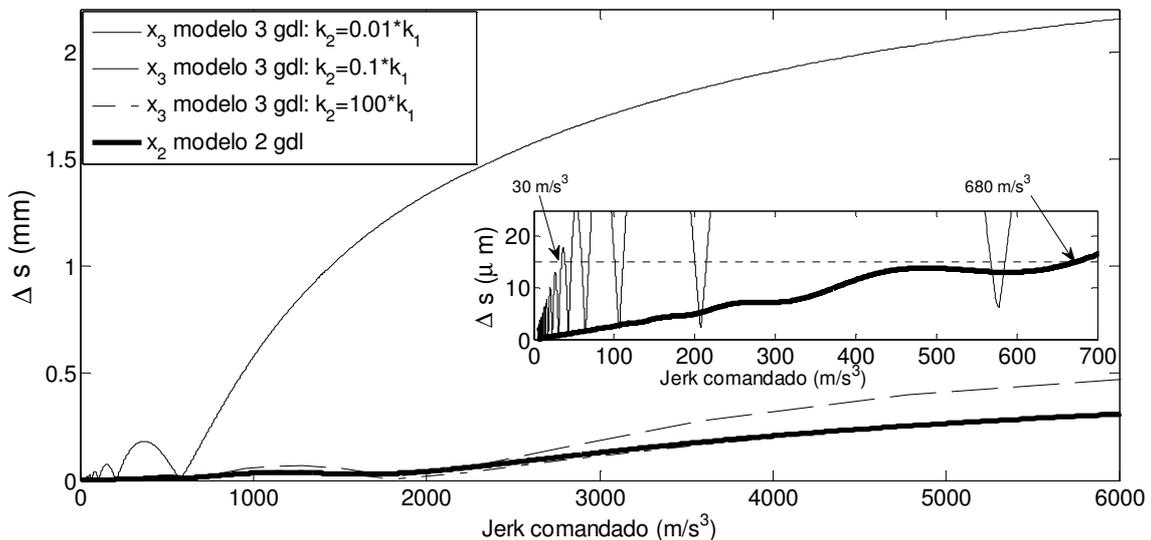


Figura 5. 4. Sobredisparo vs. jerk, 2 gdl y 3 gdl.

En la ventana de la Figura 5. 4, se muestra como bajo la hipótesis de la estructura rígida (modelo 2 gdl), si se fija un objetivo de diseño de tener como máximo $15 \mu\text{m}$ de

sobredisparo, el jerk comandado máximo debe ser de 680 m/s^3 . Para el modelo de 3 gdl, es decir, considerando la flexibilidad estructural, se observa que hay muchas intersecciones entre la línea de $15 \mu\text{m}$ y la curva. Con un criterio de elegir el mayor jerk posible, entre 560 y 580 m/s^3 , sería posible hacer movimientos con un sobreimpulso inferior a $15 \mu\text{m}$. Si por el contrario se busca un jerk conservador, cualquier valor por debajo de 30 m/s^3 será válido. Entre 30 m/s^3 y 680 m/s^3 hay un error de 95.59% . Por lo tanto, el error en la estimación del jerk comandado cuando se ignora la elasticidad del elemento estructural excede un 95% en el caso de $k_2=0.01*k_1=1\%*k_1$.

Por la experiencia de los autores y después de consultar con los fabricantes de máquinas-herramienta de medianas y grandes dimensiones y un fabricante de controles numéricos del entorno, el jerk máximo comandado está normalmente limitado al rango entre 5 y 30 m/s^3 con el objetivo de tener un valor conservador, lo cual concuerda con los valores que han sido estudiados.

5.1 ANÁLISIS DE LA VARIACIÓN DEL SOBREDISPARO CON EL JERK O EL TIEMPO DE ACELERACIÓN

Como se intuye en la Figura 5. 4, y como se observa en la Figura 5. 5 el sobreimpulso no crece indefinidamente con el jerk, hay valores de jerk que lo anulan. Lo que se pretende en este apartado es demostrar el motivo de dichos valores mínimos de sobreimpulso. Para ello a unos ciertos valores de jerk comandado a continuación se analizará la formulación de dos tipos de perfiles de generador, el seno cuadrado en velocidad y el de aceleración triangular, ambos perfiles limitan el jerk máximo. Se trabajará de forma indistinta con el jerk o el tiempo de aceleración, que son dos magnitudes que para un determinado perfil de movimiento, están relacionados. En la Figura 5. 5 se muestra sobredisparo vs. t_{acc} y sobredisparo vs. jerk, apreciándose los valores de sobredisparo (Δs) igualmente.

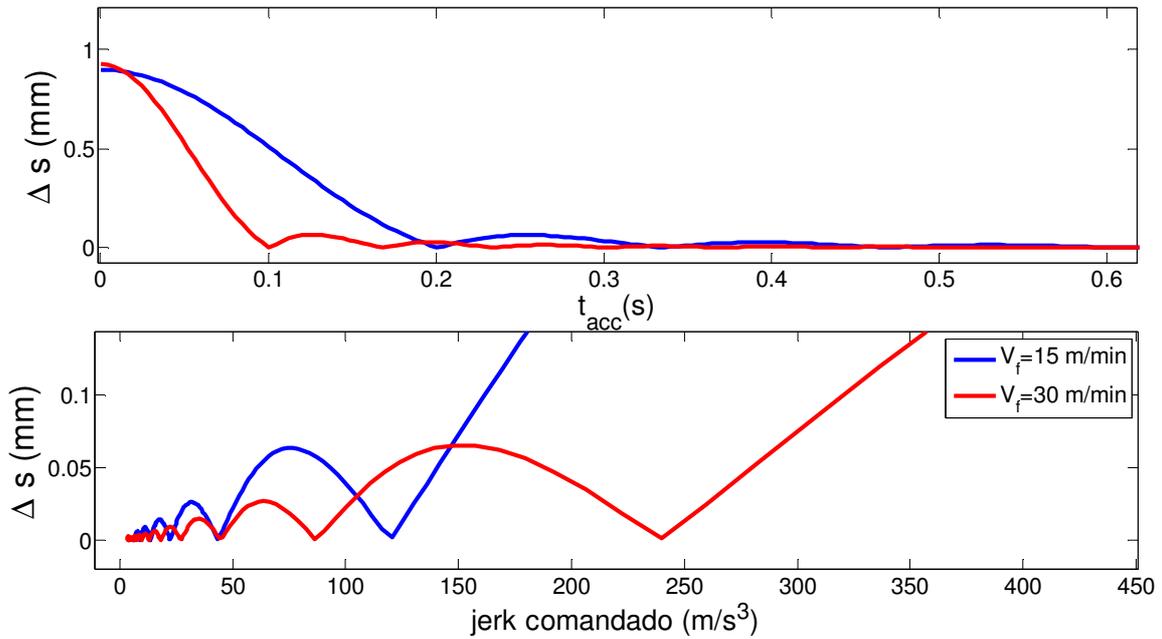


Figura 5. 5. Sobredisparo frente al tiempo de aceleración ó jerk comandado. Casos de $V_f=15$ y 30 m/min.

5.1.1 Localización de las zonas de sobredisparo mínimo para un perfil de movimiento seno cuadrado

Para hallar los lugares de caída del sobredisparo en función del tiempo de aceleración, se plantea una sucesión de distintos valores de tiempo del tramo de aceleración, como en la Figura 5. 8. Pero primero conviene aclarar que el tiempo de aceleración t_{acc} tal como se programa en un control NC corresponde al tiempo que el eje necesita para alcanzar su velocidad máxima, G0. El tiempo del tramo de aceleración t_f es el tiempo que necesita el eje para alcanzar una velocidad de avance programada V_f inferior a G0, como se indica en la Figura 5. 6.

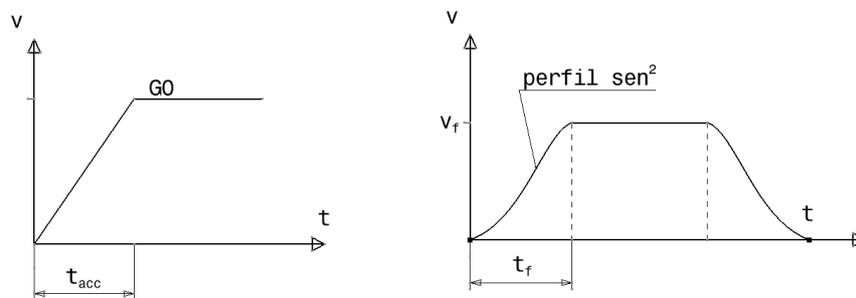


Figura 5. 6. Perfil de velocidad en función del tiempo de aceleración y el tiempo final del tramo de aceleración en el perfil comandado.

Como la aceleración del eje debe ser constante y proporcional:

$$\frac{G0}{t_{acc}} = \frac{V_f}{t_f} \quad (5.1)$$

Por tanto:

$$t_f = t_{acc} \frac{V_f}{G0} \quad (5.2)$$

En el caso donde se programe con un avance máximo, $V_f=G0$, el tiempo del tramo de aceleración t_f y el tiempo de aceleración t_{acc} serán el mismo.

Por otra parte, un perfil de trayectoria seno cuadrado en velocidad, tiene una velocidad comandada en el tramo de aceleración de:

$$v = V_f \sin^2(\omega t) = \frac{V_f}{2} - \frac{V_f}{2} \cos(2\omega t) \quad (5.3)$$

Por tanto, sus derivadas, aceleración y jerk comandado suponen:

$$\begin{aligned} a &= \omega V_f \sin(2\omega t) \\ j &= 2\omega^2 V_f \cos(2\omega t) \end{aligned} \quad (5.4)$$

Los perfiles de movimiento comandado de un generador de trayectorias tipo seno cuadrado en velocidad se muestran en la Figura 5. 7.

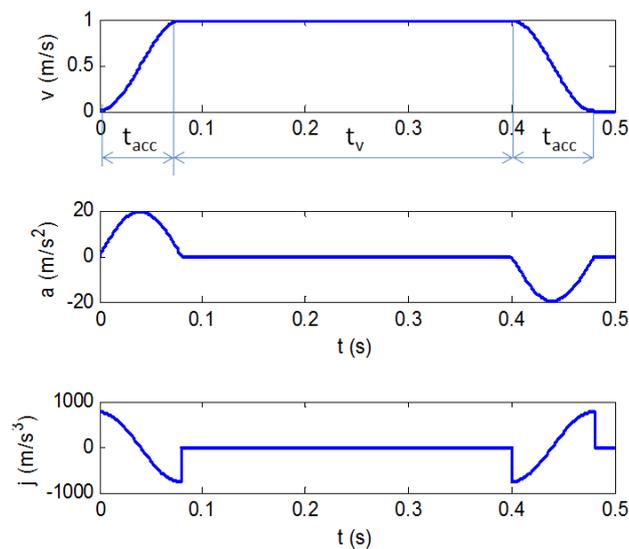


Figura 5. 7. Perfiles del generador de trayectorias seno cuadrado en velocidad.

Desarrollando la analítico del perfil seno cuadrado el tramo del tiempo de velocidad constante da:

$$t_v = \frac{x_{final} - 2 \left(\frac{V_f}{2} t_{acc} - \frac{V_f}{4\omega} \sin(2\omega t_{acc}) \right)}{V_f} \quad (5.5)$$

Un perfil seno cuadrado en velocidad parte de una fórmula como la Ec. (5.3). Si la variable de tiempo corresponde al tiempo final del tramo de aceleración t_f , la velocidad del eje en ese momento corresponderá a la velocidad de avance V_f , entonces:

$$t = t_f \rightarrow v = V_f \rightarrow 2\omega t = \pi$$

$$2\omega t_f = \pi \rightarrow \omega = \frac{\pi}{2t_f} \quad (5.6)$$

Los parámetros de eje o control más trabajados han sido el tiempo de aceleración o el jerk máximo comandado. Para buscar la proporcionalidad entre ambos, teniendo en cuenta las Ec. (5.2), Ec. (5.4) y Ec. (5.6), se obtiene que para un perfil seno cuadrado en velocidad:

$$j = \frac{1}{2V_f} \left(\frac{\pi G_0}{t_{acc}} \right)^2 \quad (5.7)$$

Para encontrar la relación de las caídas del sobredisparo, en función del tiempo de aceleración se realizan simulaciones mediante una sucesión de distintos valores de tiempo del tramo de aceleración t_f , como en la Figura 5. 8.

En el primer caso, Figura 5. 8a, se tiene una onda sinusoidal donde el tiempo del tramo de aceleración t_f corresponde a la mitad del período de la frecuencia natural ($t_f=1/2f_n$) sea de la estructura f_n o del accionamiento. Además el caso corresponde a una carrera sin tramo de velocidad constante. Con este valor de t_f en el dominio de la frecuencia obtenemos un espectro con un armónico sobre la frecuencia natural, ver Figura 5. 8a derecha.

En el caso Figura 5. 8b, aparece un tramo de movimiento a velocidad constante porque se ha programado un desplazamiento mayor. Así todo, se mantiene la condición de t_f ($t_f=1/2f_n$). En el dominio de la frecuencia, Figura 5. 8b derecha, hay una excitación a $f=f_n$, proveniente del primer armónico del movimiento a $f=f_n$. En la Figura 5. 8b derecha se ve que en el 3er armónico, hay una caída en la excitación, lo cual se debe a la forma de la onda.

En el caso de la Figura 5. 8c, se aumenta el tiempo del tramo de aceleración t_f al doble ($t_f=1/f_n$), de este modo en el espectro el 2º armónico está sobre la frecuencia natural de 15 Hz por lo que habría excitación del modo de vibración.

En el caso Figura 5. 8d, al aumentar la t_f hasta tres veces la mitad de la frecuencia natural ($t_f=3/2f_n$), se hace coincidir el mínimo de excitación con la frecuencia natural. Además, hay otros mínimos correspondientes al 5º, 7º, 9º... armónicos. El tiempo de aceleración que corresponde al caso de la Figura 5. 8d teniendo en cuenta la Ec. (5.2) será:

$$t_{acc} = 3 \frac{1}{2f_n} \frac{G0}{V_f} \quad (5.8)$$

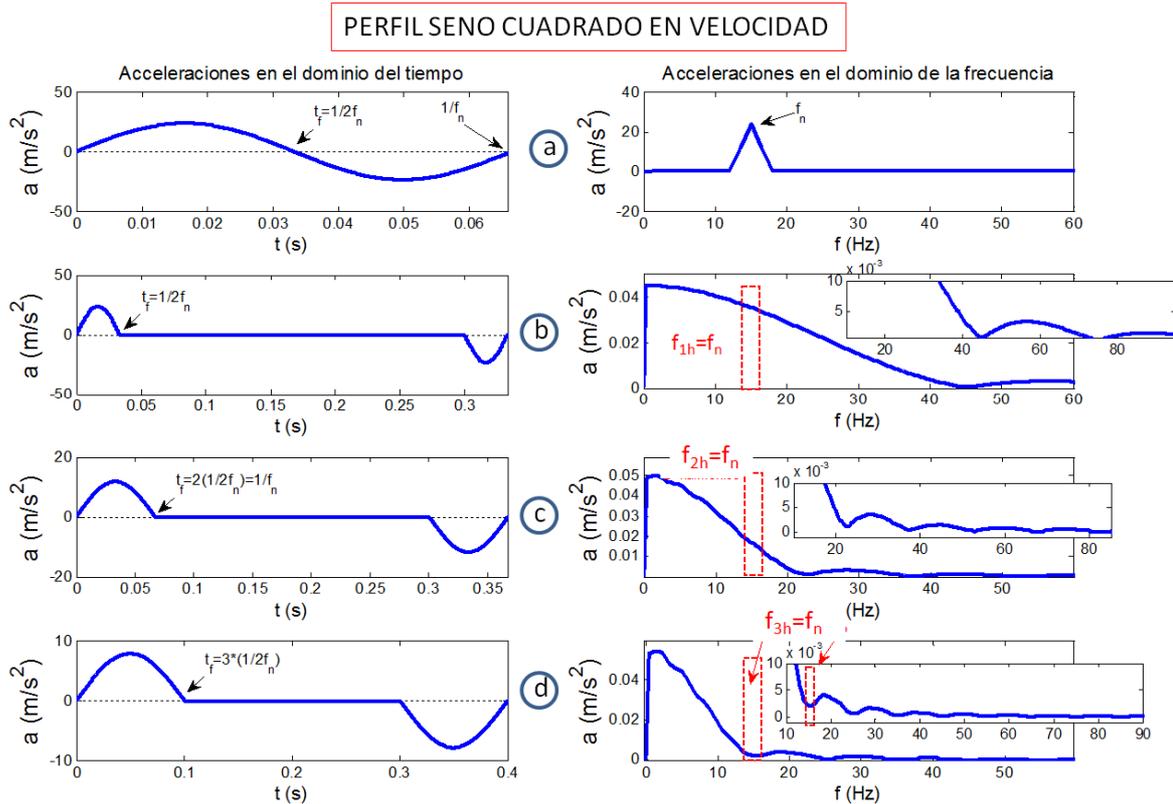


Figura 5. 8. Cuatro secuencias de tiempos de finales en curvas de aceleración en función del tiempo y frecuencia, para generador de trayectorias seno cuadrado en velocidad.

Como se observa en la Figura 5. 8d, el sobredisparo caerá por vez primera cuando el tercer armónico coincide con la frecuencia natural, lo mismo sucede cuando lo hacen el 5º, 7º, 9º... Generalizando la fórmula de la Ec. (5.8), se concluye que los valores de tiempo de aceleración que minimizan la excitación y por tanto el sobredisparo para un generador de trayectorias con perfil seno cuadrado son:

$$t_{acc_Δs=0} = (2n+1) \frac{G0}{2V_f f_n} \quad (n=1,2,3,...) \quad (5.9)$$

Entre estos valores el óptimo será cuando $n=1$, ya que además de obtener un sobredisparo mínimo, provoca que el eje acelere lo más rápido posible. Por tanto, se

concluye que los lugares de caída del sobredisparo en función del tiempo de aceleración suceden cuando ciertas frecuencias de los armónicos coinciden con la frecuencia natural del sistema. Desde el punto de vista de condiciones de trabajo y parámetros de control, en el perfil seno cuadrado en velocidad también influyen el cociente entre el avance programado V_f y la velocidad máxima del eje $G0$.

En el caso de máquinas-herramienta, la frecuencia natural de la estructura es generalmente menor que la del accionamiento, por tanto su frecuencia dictará qué tiempo de aceleración, qué aceleración máxima o en qué valor se debe limitar el jerk comandado. Si se quiere encontrar el valor de aceleración máxima comandada del eje, teniendo en cuenta las Ecs.(5.4) y (5.6), será:

$$a = V_f \omega = V_f \frac{\pi}{2t_f} = V_f \frac{\pi}{2t_{acc} \frac{V_f}{G0}} = \frac{\pi G0}{2t_{acc}} \quad (5.10)$$

Y como la caída de los sobredisparos ocurre cuando el tiempo de aceleración corresponde a la Ec. (5.9), los valores de aceleración programada que producen la caída del sobredisparo son:

$$a_{\Delta s=0} = \frac{\pi f_n V_f}{(2n+1)} \quad (n = 1, 2, 3, \dots) \quad (5.11)$$

Conocido el valor del jerk de la Ec. (5.7), ahora jerk y aceleración se relacionan como:

$$j = \frac{1}{2V_f} \left(\frac{\pi \cdot G0}{t_{acc}} \right)^2 = \frac{2a^2}{V_f} \quad (5.12)$$

Siguiendo los mismos pasos para el jerk, los valores de jerk comandado donde se producen las caídas son:

$$j_{\Delta s=0} = 2V_f \left(\frac{\pi f_n}{(2n+1)} \right)^2 \quad (n = 1, 2, 3, \dots) \quad (5.13)$$

Por lo tanto, este estudio sirve para cualquier tipo de accionamiento de máquina-herramienta con generador de trayectorias tipo seno cuadrado en velocidad, independientemente de la programación de sus parámetros, y cualquier máquina-herramienta con estructura flexible.

En la Figura 5. 9 partiendo de la Ec. (5.9) se presenta una gráfica donde se recomienda el tiempo de aceleración máxima ($n=1$), en función de la frecuencia natural que se tiene en el sistema y de la relación de velocidades $V_f/G0$. La velocidad de avance máxima del control se ha fijado a 30 m/min.

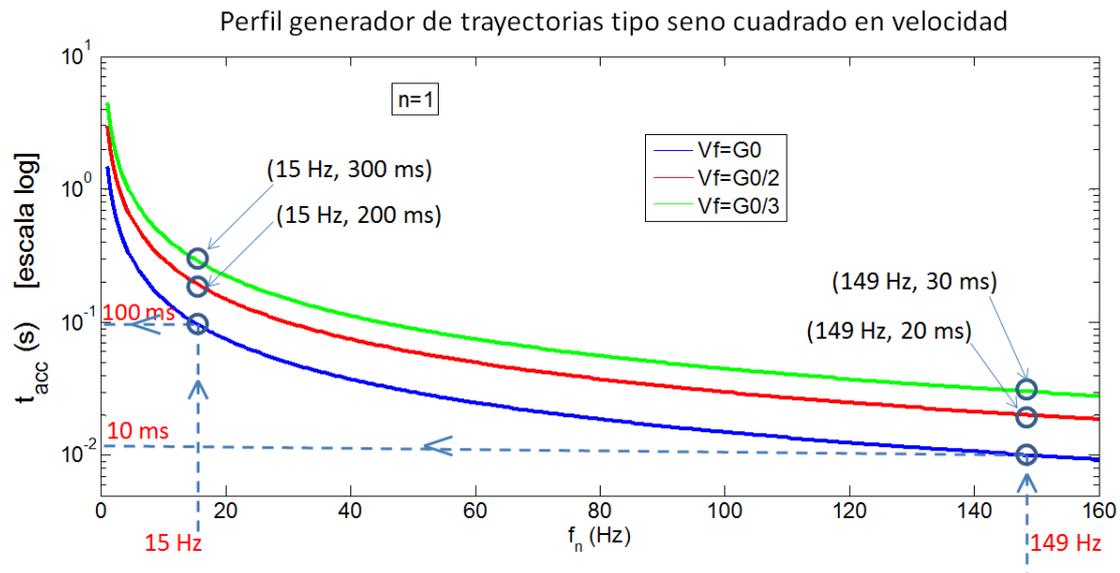


Figura 5. 9. Relación tiempo de aceleración vs frecuencia natural del sistema, para perfil seno cuadrado en velocidad.

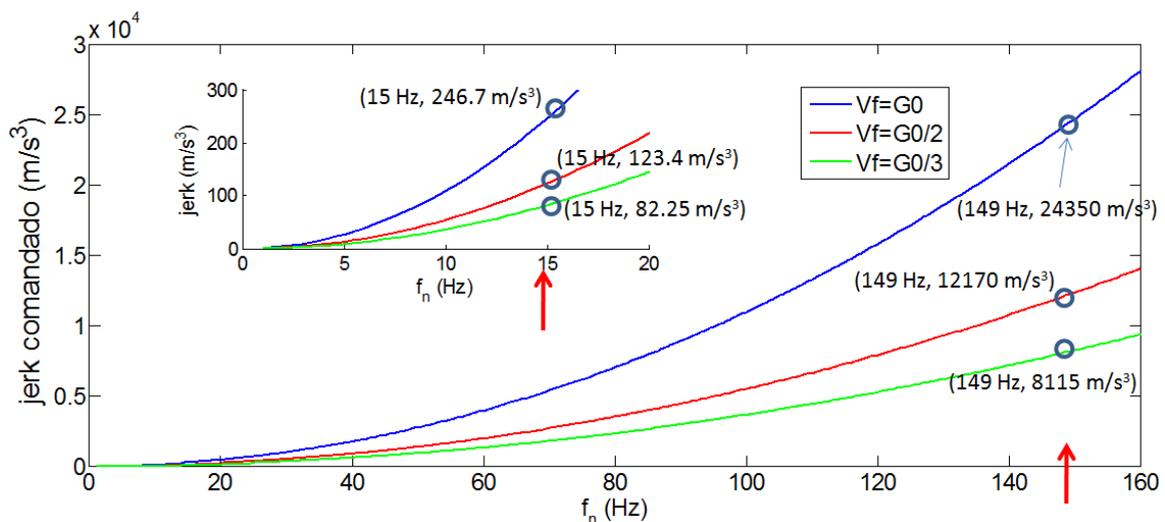


Figura 5. 10. Relación jerk máximo comandado vs frecuencia natural del sistema, para perfil seno cuadrado en velocidad.

Para el caso estudiado en el Capítulo 3, si no se tiene en cuenta la flexibilidad del elemento estructural se obtenía una primera frecuencia natural a 149 Hz de la transmisión, y en el caso de que se tenga en cuenta la flexibilidad estructural a 15 Hz. En la Figura 5. 9, se observa que para un ratio de velocidad unitario el tiempo de aceleración que se debe seleccionar es 900% mayor para obtener un sobredisparo óptimo.

5.1.2 Localización de las zonas de sobredisparo mínimo para un perfil triangular en aceleración:

Un perfil de generador de trayectorias tipo triangular en aceleración es también un perfil con control de jerk pero no es tan suave como un perfil seno cuadrado. En la Figura 5. 11 se representa un perfil triangular en aceleración con el tiempo final del tramo de aceleración t_f que se necesita para alcanzar la velocidad de avance V_f .

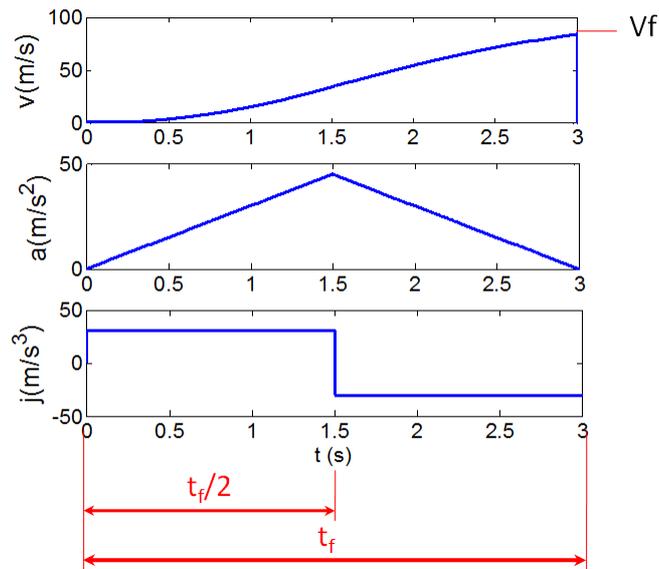


Figura 5. 11. Perfil de un generador de trayectorias tipo triangular en velocidad.

En el perfil de jerk se observan los tramos constantes, por tanto en la rampa de aceleración hasta la mitad del tramo de aceleración, esta valdrá:

$$a = j \cdot t \tag{5.14}$$

Integrándolo, la velocidad en función del tiempo será:

$$v = j \frac{t^2}{2} \tag{5.15}$$

Cuando el tiempo t corresponda a la mitad del tiempo del tramo de aceleración t_f se alcanzará la mitad de la velocidad de avance. Por tanto la V_f final será:

$$V_f = j \frac{t_f^2}{2} \tag{5.16}$$

El valor del jerk comandado corresponde a:

$$j = \frac{2V_f}{t_f^2} \quad (5.17)$$

Siendo los parámetros de control más influyentes en este apartado, jerk y tiempo de aceleración se tiene la siguiente relación entre ellos:

$$j = \frac{2}{V_f} \left(\frac{G0}{t_{acc}} \right)^2 \quad (5.18)$$

El valor de aceleración máxima se obtienen cuando $t=t_i/2$, y teniendo en cuenta el valor del jerk de la Ec. (5.13) su valor es:

$$a = j \frac{t_f}{2} = \frac{V_f}{t_f} \quad (5.19)$$

Ahora, estudiando secuencias como en el caso de perfil seno cuadrado en velocidad, con un perfil triangular en aceleración el sobredisparo caerá por vez primera cuando el cuarto armónico coincida con la frecuencia natural. Generalizando la fórmula de la Ec. (5.2), se concluye que los valores de tiempo de aceleración óptimos para un generador de trayectorias con perfil triangular en aceleración son:

$$t_{acc_ \Delta s=0} = 4n \frac{G0}{2V_f f_n} = 2n \frac{G0}{V_f f_n} \quad (n = 1, 2, 3, \dots) \quad (5.20)$$

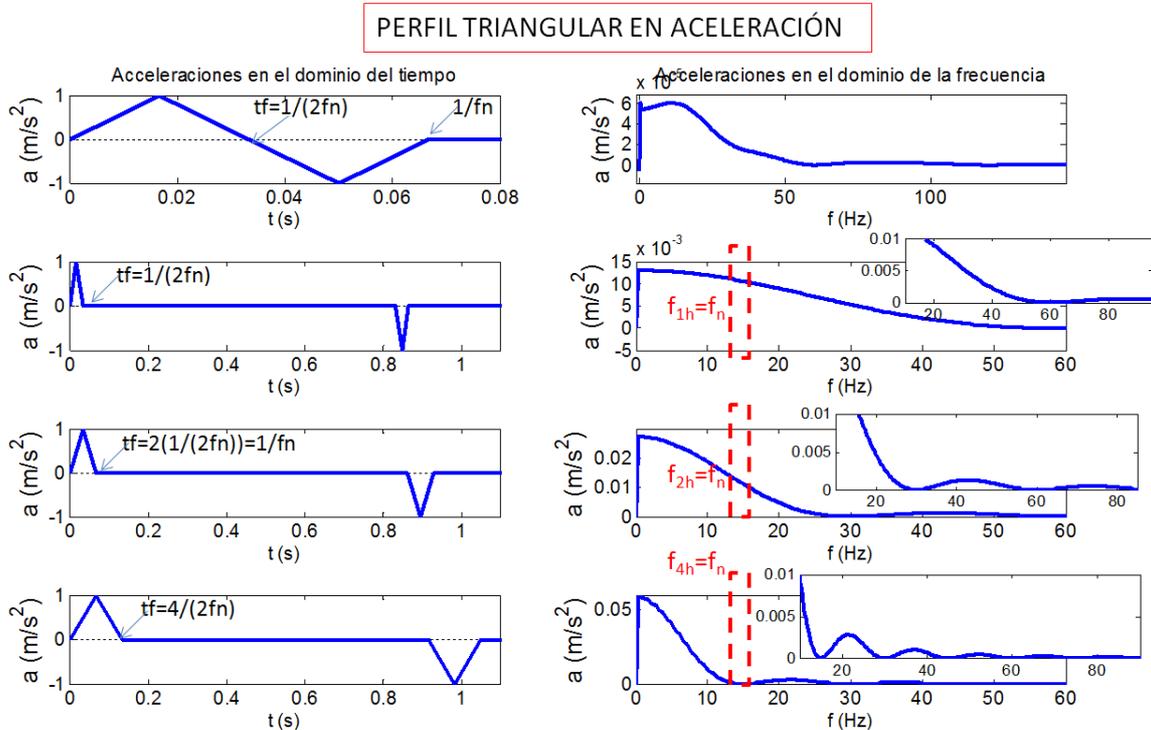


Figura 5. 12. Cuatro secuencias de tiempos finales para curvas de aceleración en función del tiempo y frecuencia. Generador de trayectorias triangular en aceleración.

Introduciendo la Ec. (5.20) y Ec. (5.2) en la Ec. (5.16) se conocerá el valor óptimo de aceleración máxima para obtener el menor sobredisparo posible:

$$a_{\Delta s=0} = \frac{V_f f_n}{2n} \quad (n = 1, 2, 3, \dots) \quad (5.21)$$

Introduciendo la Ec. **Error! No se encuentra el origen de la referencia.** y Ec. (5.2) en la Ec. (5.15) se obtiene el valor óptimo de jerk:

$$j_{\Delta s=0} = \frac{V_f f_n^2}{2n^2} \quad (n = 1, 2, 3, \dots) \quad (5.22)$$

Para encontrar una relación óptima entre el diseño de la máquina-herramienta, y el parámetro determinante del control como es el tiempo de aceleración, para el caso de perfil triangular en aceleración también se desarrolla una gráfica para distintos ratios de velocidad V_f/G_0 , ver Figura 5. 13.

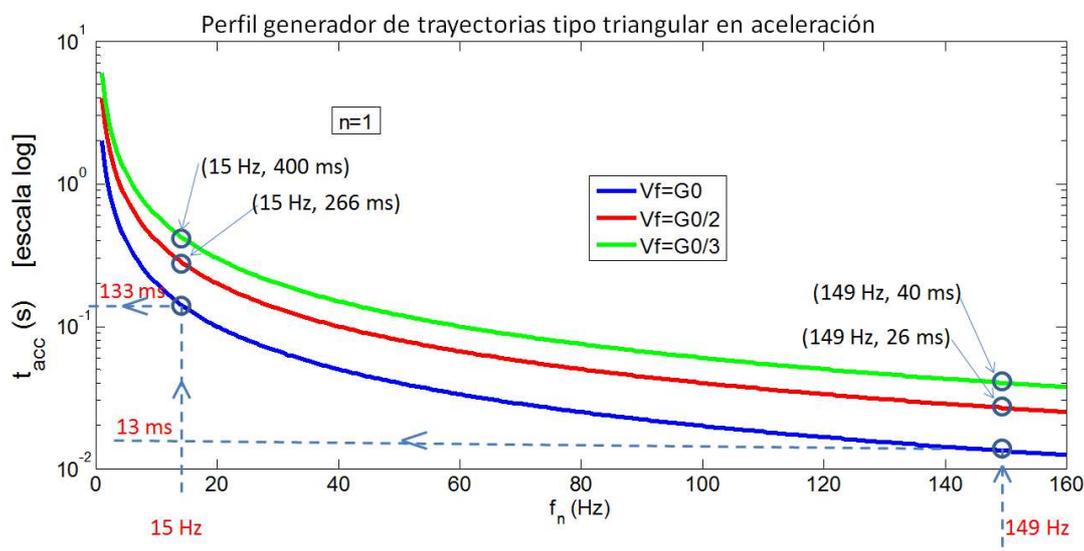


Figura 5. 13. Relación tiempo de aceleración vs frecuencia natural del sistema, para perfil triangular en aceleración.

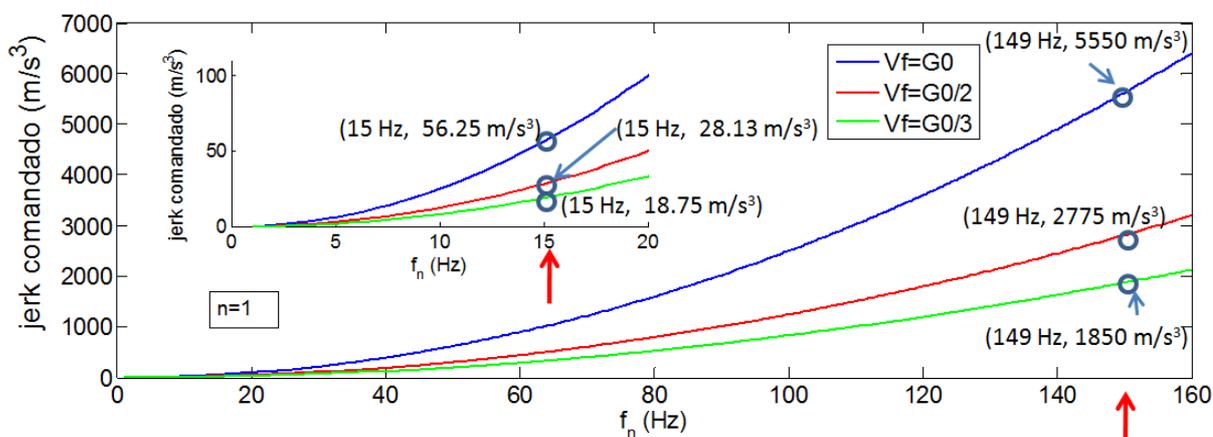


Figura 5. 14. Relación jerk máximo comandado vs frecuencia natural del sistema, para perfil triangular en aceleración.

Al no considerar la flexibilidad estructural el tiempo aceleración óptimo ($n=1$) sería 923% menor que al considerarla, pasa de 13 ms a 133 ms para el caso de $V_f=G0$ como se muestra en la Figura 5. 13. Como el parámetro de referencia de algunos controles en vez de tiempo de aceleración, es el jerk comandado en la Figura 5. 14 se representa jerk comandado respecto a la frecuencia natural.

Este análisis se puede extrapolar a otros perfiles con control de jerk, como el trapezoidal de aceleración. Sin embargo, no sería aplicable a perfiles que generan impulsos de jerk como el trapezoidal o triangular de velocidad, o al movimiento circular a velocidad constante, donde el jerk en uno de los 2 ejes presenta una variación senoidal. Si la condición de la velocidad de avance impone una aceleración en resonancia con la estructura, sería inevitable tener un cierto error por sobreimpulso en la ejecución de la trayectoria.

Tabla 5. 1. Resumen de valores óptimos de parámetros de control: tiempo de aceleración, aceleración y jerk, para distintos perfiles del generador.

	Perfil lineal (triangular en aceleración)	Perfil trigonométrico (seno cuadrado en velocidad)
Tiempo de aceleración óptimo	$t_{acc_Δs=0} = 2n \frac{G0}{V_f f_n}$	$t_{acc_Δs=0} = (2n+1) \frac{G0}{2V_f f_n}$
Aceleración comandada óptima	$a_{Δs=0} = \frac{V_f f_n}{2n}$	$a_{Δs=0} = \frac{\pi f_n V_f}{(2n+1)}$
Jerk comandado óptimo	$j_{Δs=0} = \frac{V_f f_n^2}{2n^2}$	$j_{Δs=0} = 2V_f \left(\frac{\pi f_n}{(2n+1)} \right)^2$
Relación jerk óptimo con tiempo de aceleración óptimo	$j_{Δs=0} = \frac{2}{V_f} \left(\frac{G0}{t_{acc_Δs=0}} \right)^2$	$j_{Δs=0} = \frac{1}{2V_f} \left(\frac{\pi G0}{t_{acc_Δs=0}} \right)^2$
$(n = 1, 2, 3, \dots)$		

5.2 Discusión del modelo mecatrónico de Jean-Pierre Barre et al.

En la primera revisión del artículo de Ansoategui et al. (2016) que posteriormente fue aceptado, uno de los revisores indico que Barre et al. (2005) ya habían diagnosticado la caída de los sobredisparos a ciertos tiempos de aceleración de un perfil del generador de trayectorias.

Para estudiar sus aportaciones y distinguir las diferencias, se compararon los modelos de Ansoategui et al. (2016) y Barre et al. (2005), que se representan en la Figura 5. 15.

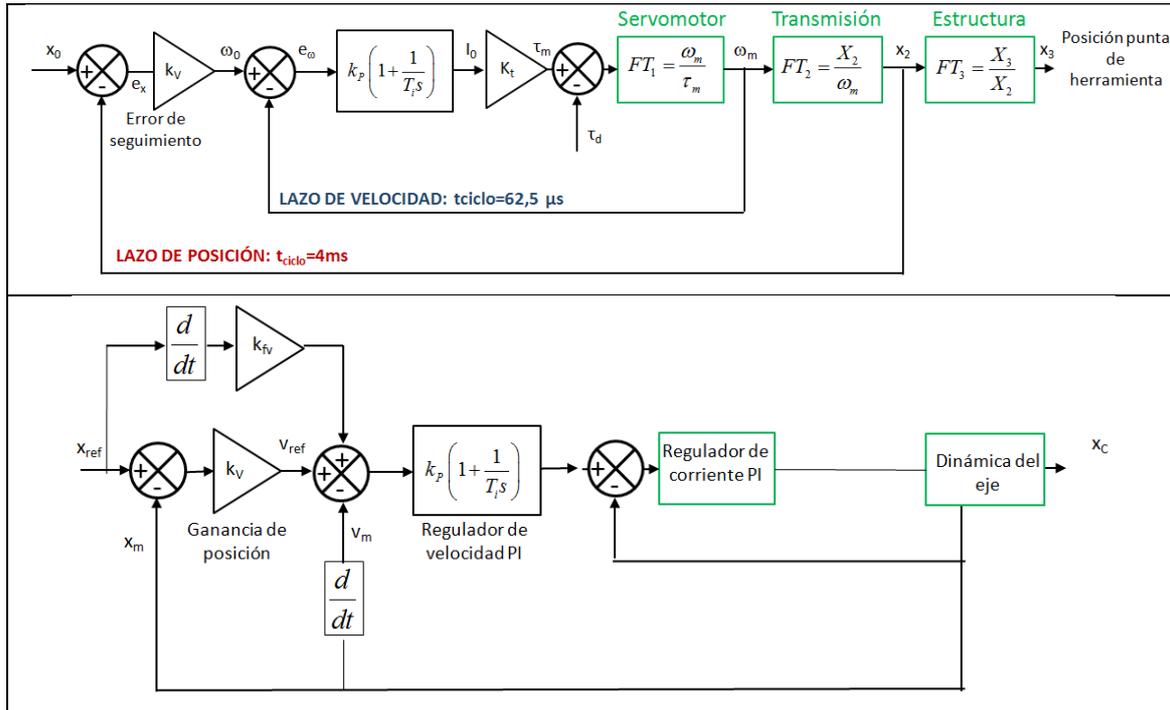


Figura 5. 15. Modelos mecatrónicos que tienen en cuenta la elasticidad estructural de la máquina (Ansoategui et al. 2016) vs (Barre et al. 2005).

En la Figura 5. 15 se observa que el modelo de Barre et al. (2005) idealiza tanto la parte de control como la transmisión del accionamiento de la máquina-herramienta. La parte de control idealizada es el lazo de velocidad, ignorando la función de transferencia primaria, es decir la inercia a desplazar. En cuanto a la transmisión, Barre et al. (2005) consideran la transmisión totalmente rígida, considerando la FT_2 que se muestra en el modelo de Ansoategui et al. (2016) como ideal, es decir $FT_2=1$.

Resumiendo, el modelo de Barre et al. (2005) ignora que la presencia de una estructura flexible sobre el accionamiento limita su comportamiento dinámico, quizá por tratar de asumir una hipótesis simplificada.

De hecho, Barre et al. (2005) separa el error total en el elemento terminal en errores oscilatorios por vibración de la estructura y errores aperiódicos por el seguimiento de la consigna, proponiendo una expresión analítica compleja. Ansoategui et al. (2016) por otra parte, desarrollan la formulación de las tres funciones de transferencia de la planta, pero el resto del modelo mecatrónico para la simulación no tiene más desarrollo analítico, es puramente numérico.

Para poder entender cómo realizan la división de los tipos de error Barre et al. (2005), en este trabajo se plantea una simplificación analítica que se expone a continuación.

5.2.1 Simplificación del desarrollo matemático del error vibratorio

Barre et al. (2005) suponen que el error de posicionamiento de un accionamiento se compone de 2 partes: la oscilatoria, debida a la vibración de la estructura y la aperiódica debida al retraso en seguir la consigna de posición. La primera es la responsable del sobredisparo cuando el accionamiento llega a una posición determinada. Por otra parte, se proponen obtener una expresión analítica del error oscilatorio, para lo cual introducen las hipótesis de que: 1) La transmisión es infinitamente rígida ($FT2=1$), y 2) el lazo de velocidad es ideal, es decir no hay retardo alguno en alcanzar consignada al motor. Esto equivale a que $FT1=1/s$, es decir, que el accionamiento no tiene inercia, y que la masa flexible, o la flexibilidad de la estructura no influyen en el movimiento del accionamiento. Esto es discutible ya que la relación de transmisión de un accionamiento puede minimizar esa influencia, pero no hacer que desaparezca. Así, obtienen el error de seguimiento total en el dominio de Laplace para una consigna trapezoidal de aceleración. Al pasar al dominio del tiempo con la transformada inversa, se obtiene una serie de términos entre los cuales Barre et al. diferencian los debidos al error aperiódico y al oscilatorio.

Este largo proceso matemático puede llevar a cometer errores, en el caso de Barre et al. (2005), en el paso de la división de errores aperiódicos y vibratorios, ya que algún término vibratorio lo contemplan como aperiódico.

Un modo de simplificar el desarrollo matemático del error vibratorio se expone en la Figura 5. 16. Suponiendo que el único elemento flexible es la estructural, el sistema se simplifica considerando el accionamiento rígido e inercia nula.

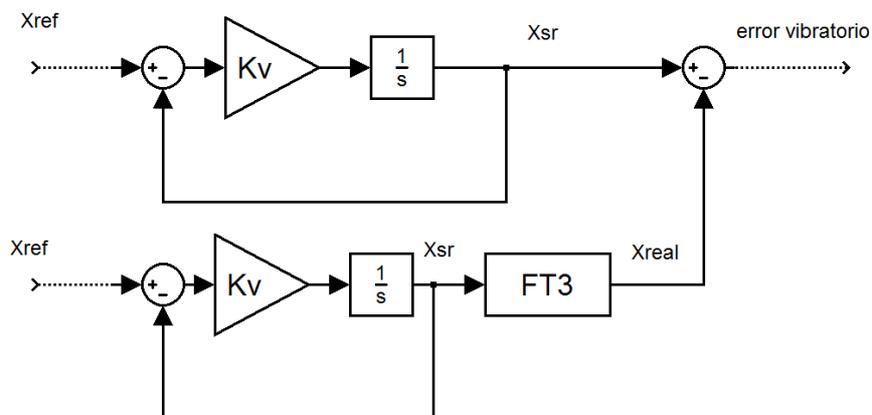


Figura 5. 16. Representación del error vibratorio según Barre et al. mediante diagrama de bloques.

En la Figura 5. 16 se obtiene el error vibratorio como la posición del TCP considerando estructura rígida (rama superior) menos la posición del TCP para estructura flexible (rama inferior) donde la flexibilidad estructural queda representada por la FT3. Este esquema reproduce la hipótesis de Barre et al. y ha sido utilizado para comparar sus resultados con los del modelo de 3 gdl aquí propuesto.

A dicha comparación se ha añadido un tercer modelo híbrido. Se trata de una simplificación del modelo de 3 gdl donde se supone que la transmisión es infinitamente más rígida que la estructura a mover y por tanto, se tienen 2 gdl, el movimiento del motor y transmisión a la par, y el movimiento del TCP de la estructura. Esto implica que desaparece la FT2 del modelo de 3 gdl. Sin embargo, sí considera la FT1, con la inercia de la transmisión, así como el efecto de la inercia de la estructura y su flexibilidad sobre ella.

En la Figura 5. 17. se plantea la comparativa entre los tres modelos mecatrónicos. El modelo de 3 gdl descrito en esta tesis, el modelo de Barre et al. (2005) que consideran la transmisión rígida y un control ideal, y el tercer modelo híbrido, denominado "JP Barre mejorado".

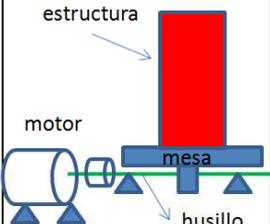
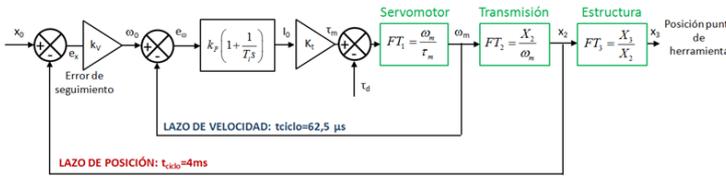
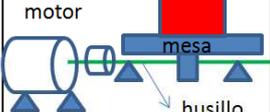
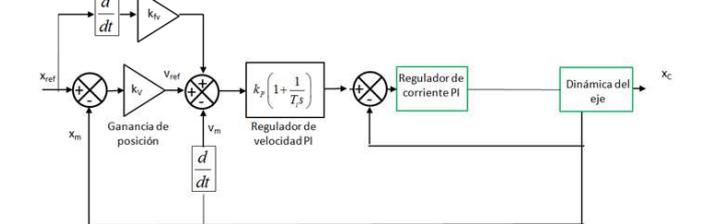
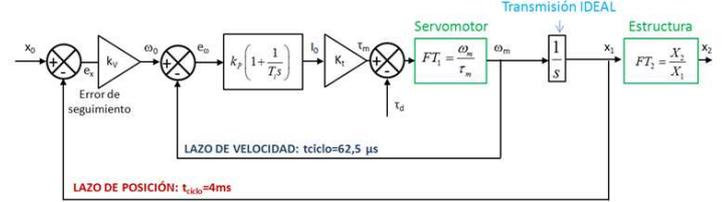
MÁQUINA	GDL Modelo parámetros concentrados	MODELOS MECATRÓNICOS
<p>Máquina: Accionamiento+estructura</p> 	3 gdl	 <p>LAZO DE VELOCIDAD: $t_{ciclo}=62,5 \mu s$</p> <p>LAZO DE POSICIÓN: $t_{ciclo}=4ms$</p>
<p>Máquina: Accionamiento+estructura</p> 	2 gdl (JP Barre 2005): Accionamiento rígido. Regulador ideal.	
<p>Máquina: Accionamiento+estructura</p> 	2 gdl (JP Barre mejorado): Accionamiento rígido. Regulador no-ideal.	 <p>LAZO DE VELOCIDAD: $t_{ciclo}=62,5 \mu s$</p> <p>LAZO DE POSICIÓN: $t_{ciclo}=4ms$</p>

Figura 5. 17. Tres modelos mecatrónicos comparados.

Los parámetros dinámicos empleados en la comparación son los del banco de ensayos de 3 gdl del Capítulo 4.

En la Figura 5. 18 se muestran los diagramas de Bode de la FT que relaciona posición de la estructura y posición comandada. Los tres diagramas son similares, sin embargo, por una parte el modelo de Barre et al. está menos amortiguado que los otros. Los otros dos modelos reflejan a través de la FT1 y FT2 la influencia de la flexibilidad, amortiguamiento e inercia de la estructura sobre el accionamiento. Al obtener la FT del lazo cerrado de posición, posición en el encoder lineal frente a consigna, resulta estar más amortiguada en el caso de estos dos modelos. En la Figura 5. 19 se muestra la respuesta de los tres modelos ante entrada escalón, donde se muestra cómo la amplitud de la vibración transitoria no decae en el modelo de Barre.

Por otro lado, las curvas de los modelos de 2 gdl mejorado y 3 gdl están por encima de la del modelo de 2 gdl de Barre, es decir, habría mayor sobredisparo. Esto está relacionado con el hecho de que el modelo de Barre supone que cuesta menos esfuerzo (no hay inercia) corregir la posición del accionamiento. Este efecto se aprecia en la respuesta escalón de la Figura 5. 19 donde, aunque decae más por el amortiguamiento, el sobredisparo es mayor en el modelo de 2 gdl de Barre mejorado, y aún mayor en el de 3 gdl, ya que se añade la flexibilidad de la transmisión, que dificulta aún más la corrección del sobredisparo.

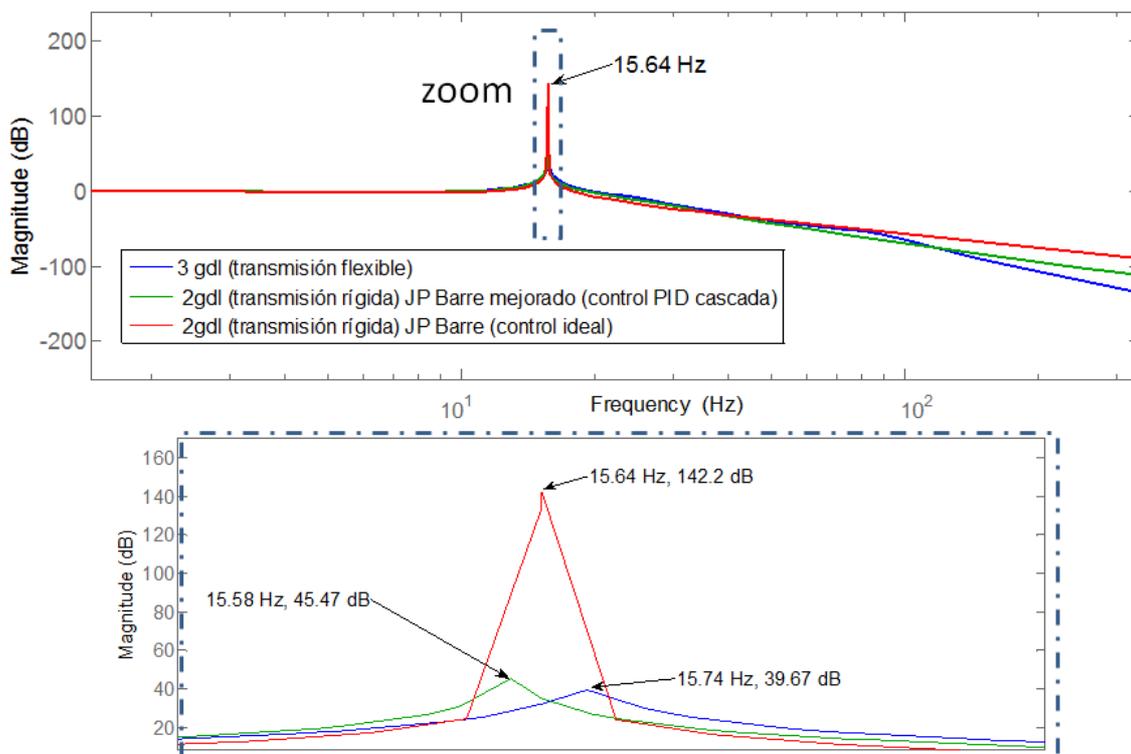


Figura 5. 18. Diagramas de Bode de la FT global de los tres modelos: Posición estructura/ posición comandada.

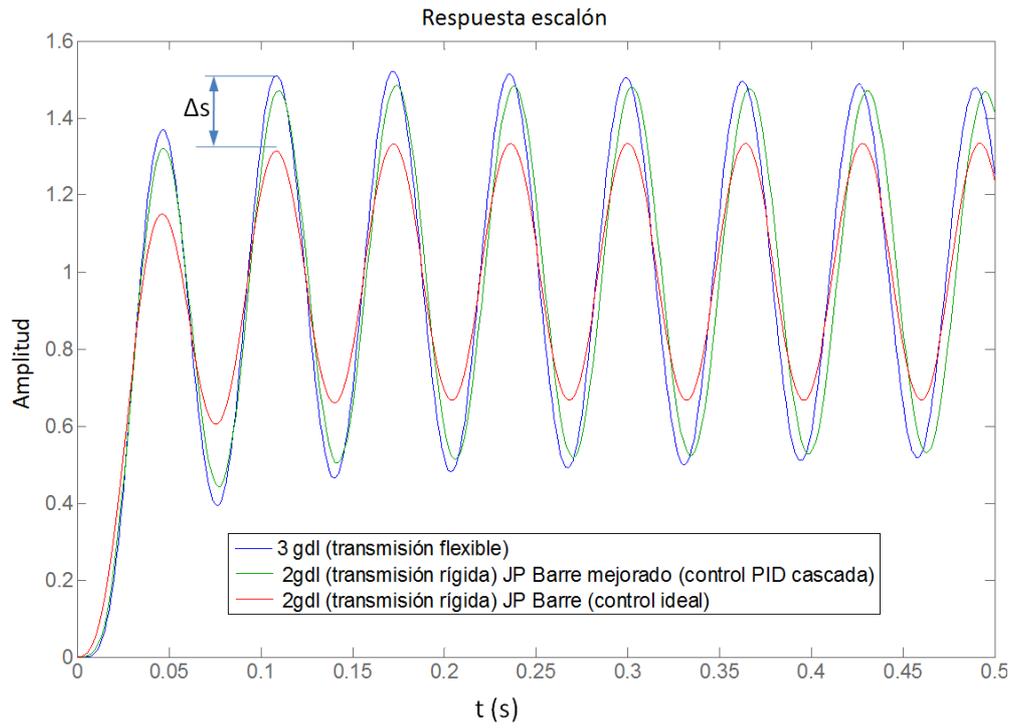


Figura 5. 19. Respuesta a una función escalón en los modelos

6. Curvas sobredisparo vs. tiempo de aceleración o jerk

6. CURVAS SOBREDISPARO VS. TIEMPO DE ACELERACIÓN O JERK

6.1 ENSAYOS PRELIMINARES

Aquí, se han realizado ensayos en el banco de ensayos del Capítulo 4 variando el jerk comandado del perfil de movimiento y midiendo los sobredisparos resultantes en la mesa del accionamiento y en la masa flexible. Para verificar la posición de la estructura flexible y la mesa se ha utilizado respectivamente el sistema de interferómetro-láser y la regla óptica del banco de ensayos, como se muestra en la Figura 6. 1. La regla es de la marca Heidenhain Ls186 MI640 con una resolución de $5\mu\text{m}$ y el sistema interferómetro-láser consta de una cabezal láser HP5519A, de un retroreflector lineal HP10767A fijado a la estructura flexible, y un conjunto de retroreflector e interferómetro lineal HP10766A de una resolución óptica fundamental de 316.5 nm situado en una mesa de granito. La regla óptica lineal mide la posición aproximadamente a la altura de la tuerca de la mesa del accionamiento, y el sistema interferómetro-láser la posición de la parte superior de la estructura flexible.

La idea es verificar experimentalmente como afecta el cambio del tiempo de aceleración, en el sobredisparo de la mesa y masa flexible. De nuevo, la parte superior de la masa flexible representa el lugar de la punta de la herramienta de corte en una máquina herramienta.

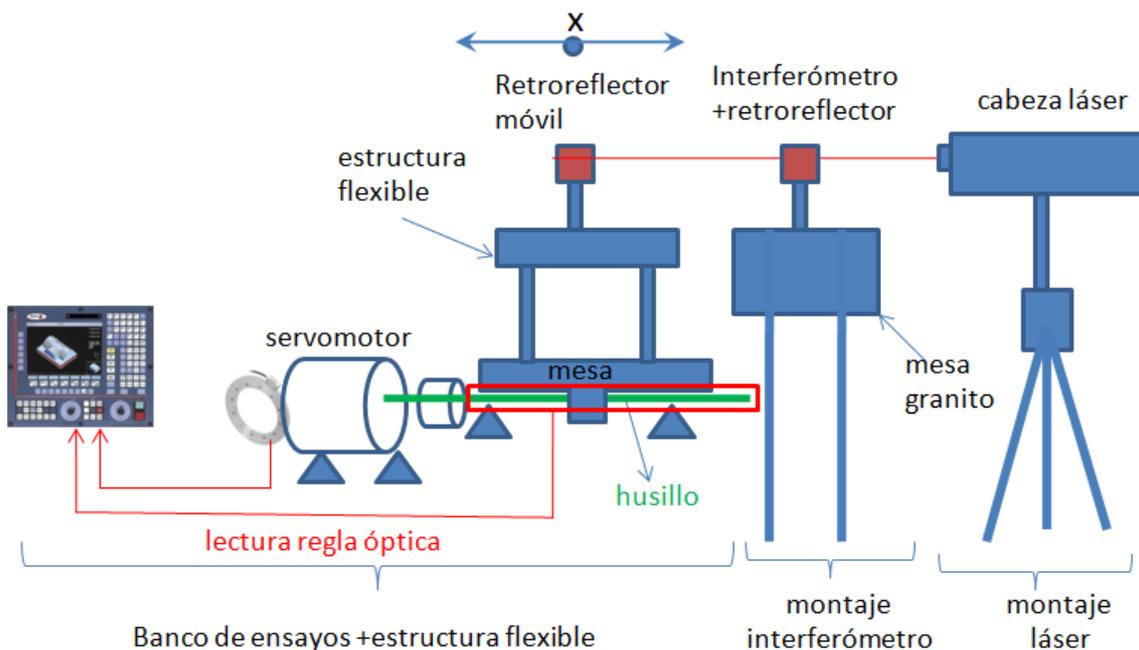


Figura 6. 1. Esquema medición mediante regla óptica y sistema interferómetro-láser para medición de desplazamiento lineal.

6. Curvas sobredisparo vs. tiempo de aceleración o jerk

Por lo tanto, variando el tiempo de aceleración del perfil, se pueden cambiar la aceleración y el jerk comandado. Aquí, se han ensayado varios tiempos de aceleración comprendidos entre 60 y 300 ms, exactamente a 1370, 771, 610, 493, 216, 124, 79, 63 y 54 m/s^3 . La velocidad de avance se ha fijado en 15 m/min y la carrera es de 590 mm. Los valores de sobredisparo medidos en mesa y masa flexible se comparan con las simuladas en la Figura 6. 2a y en la Figura 6. 2b, respectivamente. Con respecto a las simulaciones, son representados los sobredisparos calculados con el modelo mecatrónico completo, pero como referencia también se muestran los desplazamientos obtenidos considerando solamente las FTs de la transmisión.

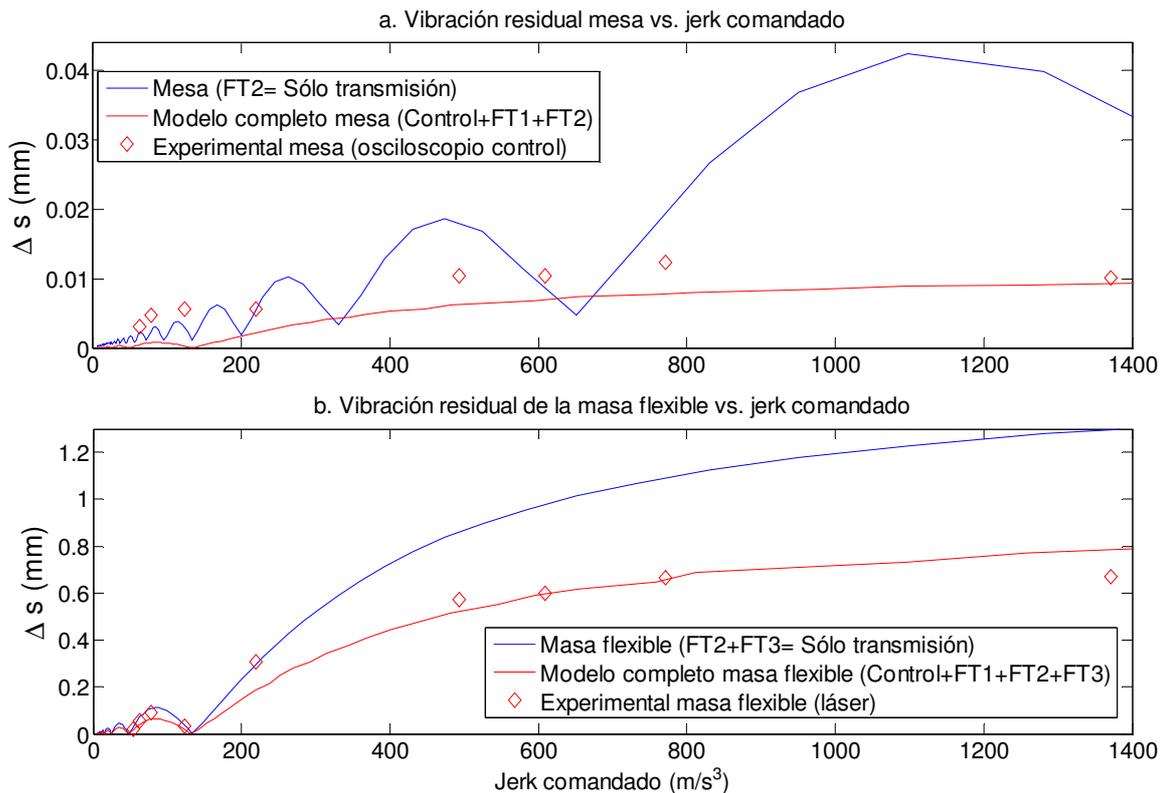


Figura 6. 2. Sobredisparo Δs de mesa y masa flexible, dependiendo del jerk máximo comandado.

Comparando los sobredisparos simulados del modelo mecatrónico y los experimentales, se puede decir que hay una coincidencia razonable. En la Figura 6. 2b, todos los ensayos están sobre la tendencia predicha, mientras en la Figura 6. 2a, los sobredisparos medidos parece que siempre son mayores que los predichos, que de nuevo puede ser debido a la mala identificación del amortiguamiento. Aunque la tendencia esperada fuese un crecimiento del sobredisparo a medida que aumentara el jerk comandado, los resultados experimentales así como los del modelo muestran en la Figura 6. 2b que los sobredisparos decaen a ciertos valores de jerk, como por ejemplo a 54 y 124 m/s^3 . A estos valores, parece que el jerk demandado, junto a la

forma del perfil y la frecuencia natural dominante del sistema hacen que la vibración de la masa flexible se cancele. Este es un efecto interesante que debe ser analizado.

Comparando las predicciones del modelo mecatrónico y los modelos de transmisión, es claro que las tareas de control de posición significan un sobredisparo menor según lo predicho por el modelo mecatrónico. Sin embargo, se debe indicar cómo la forma de las curvas simuladas es similar en la Figura 6.1b, pero no en la Figura 6.1a. Esto se explica de nuevo por las frecuencias dominantes de los sistemas simulados. En la Figura 6.1b la frecuencia dominante de la transmisión, FT_2 y FT_3 , es la misma que en el lazo cerrado de posición, el cual es 15.2 Hz, ver Figura 3.22 y Figura 3.23. En la Figura 6.1a, la forma es diferente porque la frecuencia dominante de FT_2 es 99.2 Hz según la Figura 3.22, diferente a la frecuencia dominante del lazo cerrado de posición. El resultado es que solamente con el modelo de transmisión, los valores de jerk que minimizan el sobredisparo son mayores.

6.2 MEDICIÓN DEL SOBREDISPARO EN FUNCIÓN DEL JERK COMANDADO

A continuación se presentan dos casos para estudiar el sobredisparo en función del tiempo de aceleración, y el análisis de posición, velocidad y jerk en función del tiempo para dos condiciones de ensayos distintas $V_f=30$ m/min y $V_f=15$ m/min. La velocidad máxima del eje G0 se fija es de 30 m/min para todos los ensayos realizados. En las siguientes gráficas, se muestran las curvas del modelo completo de 3 gdl, el modelo de 2 gdl JP Barre el cual considera la transmisión y el control ideal, y los datos experimentales.

6.2.1 Velocidad de avance igual a la velocidad máxima ($V_f=G0$)

Se han realizado 50 ensayos, con distintos tiempos de aceleración desde 18 ms hasta 2000 ms. Así, en la Figura 6. 3 se representan los modelos y los resultados de los ensayos, donde se relaciona el sobredisparo con el tiempo de aceleración.

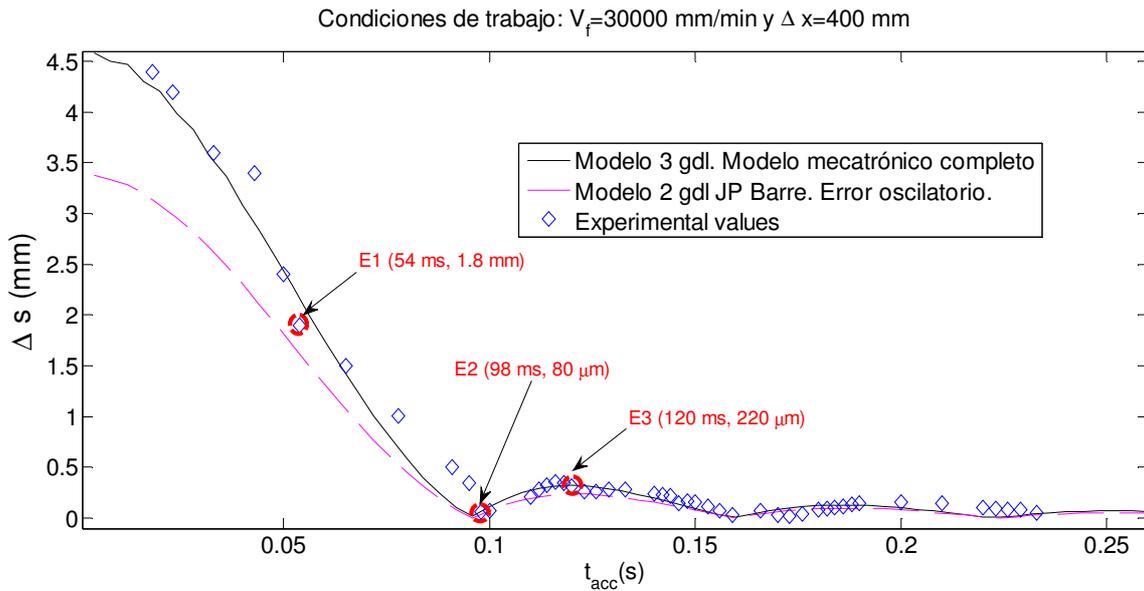


Figura 6. 3. Sobredisparo en función del tiempo de aceleración del modelo 3 gdl, modelo 2 gdl y experimental a $V_f= 30$ m/min y carrera de 400 mm.

En la Figura 6. 3 se observa que el lugar de las caídas de sobredisparo coinciden en el modelo de JP Barre y el modelo mecatrónico completo. Pero se observa también que los datos experimentales sobre todo las amplitudes de los sobredisparos para el resto de los tiempos de aceleración se aproximan más al modelo mecatrónico de 3 gdl completo que al modelo de JP Barre. Por tanto, si en el Capítulo 4 quedaba validado el modelo mecatrónico de 3 gdl en base a la posición y el error de seguimiento de la mesa y la masa flexible en el dominio del tiempo, mediante la Figura 6. 3 se valida además el modelo en función de un parámetro determinante del control como es el tiempo de aceleración.

Tomando como muestra tres ensayos de la Figura 6. 3, los indicados como E1, E2 y E3, se analizan en la siguiente Figura 6. 4 las posiciones de la masa flexible con sus oscilaciones que llevan a distintos errores residuales transitorios. Las curvas de la Figura 6. 4 se encuentran desfasadas en tiempo para apreciar mejor las oscilaciones de cada caso. La muestra indicada como E1 representa a un ensayo que da un sobredisparo elevado de 1.8 mm cuando el tiempo de aceleración es de 54 ms, el ensayo E2 muestra el caso ideal donde a 98 ms de tiempo de aceleración solamente se obtiene un sobredisparo de 80 μm , y el tercer caso E3 representa al ensayo donde el sobredisparo vuelve a incrementarse hasta 220 μm cuando el tiempo de aceleración es de 120 ms. Se ha desfasado el inicio de los ensayos en el tiempo para evitar el solape de las señales.

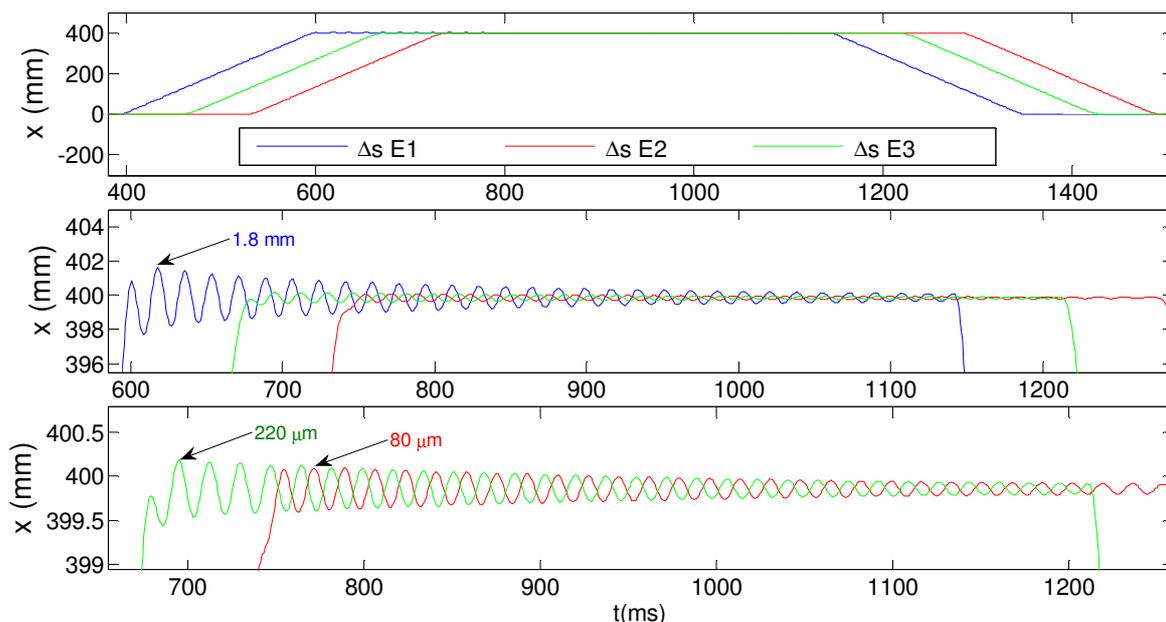


Figura 6. 4. Posición experimental del elementos flexible, con ensayo que da un elevado sobredisparo (E1), sobredisparo mínimo en valle (E2), y en el primer pico (E3).

En la Figura 6. 4 se observan los sobredisparos de los tres ensayos que se han realizado a distintos tiempos de aceleración, donde se indican los sobredisparos que también se han mostrado en la Figura 6. 3.

A continuación, en la Figura 6. 5, para los tres casos anteriores E1, E2 y E3 se muestran los resultados de velocidad, aceleración y jerk, en función del tiempo.

Los valores máximos de jerk medidos para E1, E2 y E3, 3998 , 1202 y 1448 m/s^3 , se observa que son muy elevados si se comparan con los valores comandados. Esto es debido a la vibración transitoria presente en la aceleración y deceleración. Por otra parte, la vibración transitoria es apreciable a simple vista en la velocidad y aceleración. En los casos E2 y E3 dicha vibración no oculta la forma del perfil de aceleración, que se ajusta al patrón seno cuadrado. En E1 la vibración no permite verlo.

6. Curvas sobredisparo vs. tiempo de aceleración o jerk

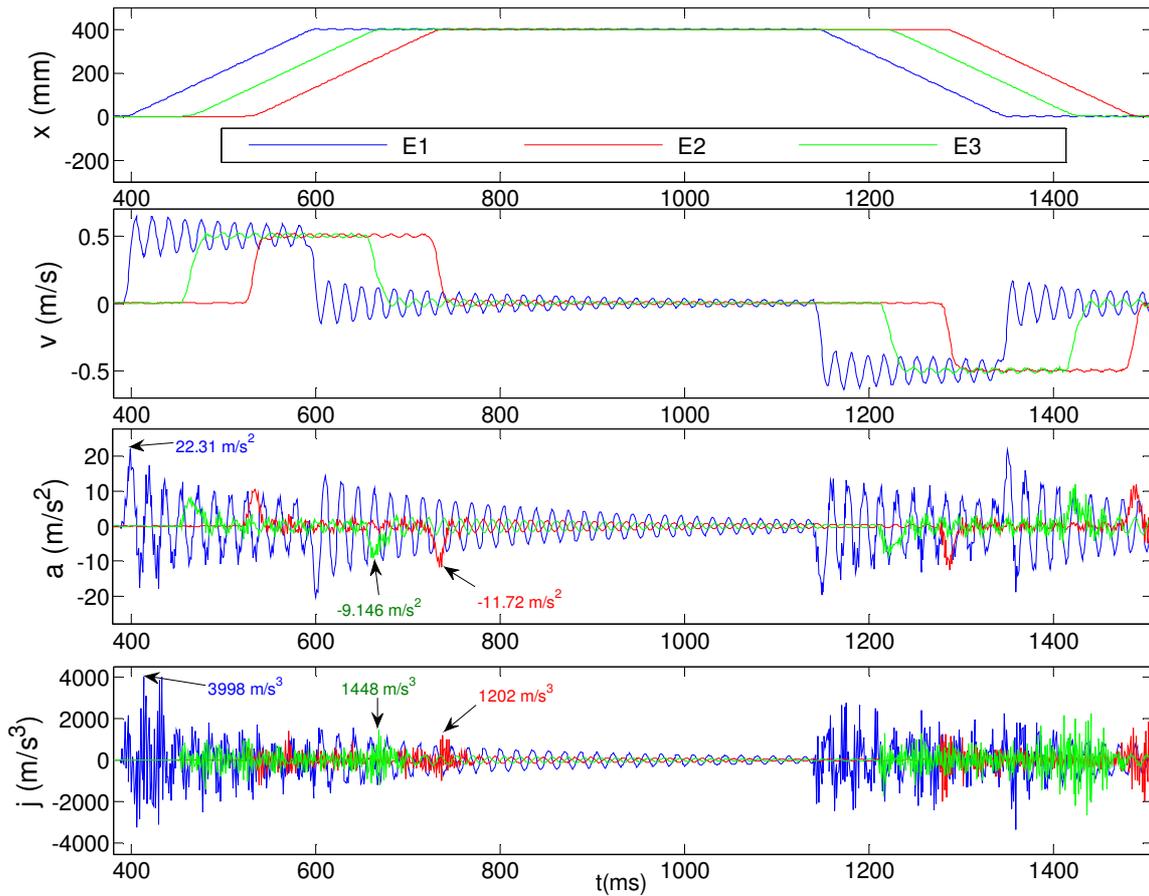


Figura 6. 5. Posición, velocidad, aceleración y jerk experimental en elemento flexible, cuando $V_f=30$ m/min.

Llegados a este punto y entendiendo que los modelos mecatrónicos planteados se pueden extrapolar a otros accionamientos y distintos tipos de máquinas-herramienta, desde el punto de vista de diseño en máquina-herramienta se presentan dos alternativas o razones para escoger un jerk comandado determinado, ver Figura 6. 6.

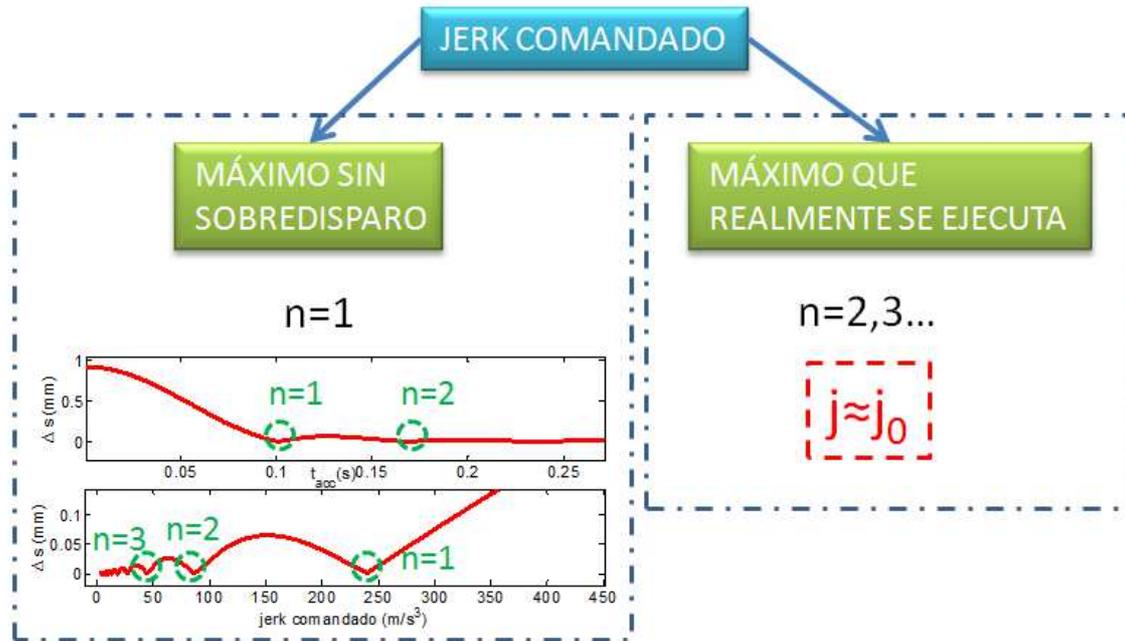


Figura 6. 6. Razones por las escoger un jerk comandado máximo.

Si lo que se pretende es obtener el menor sobredisparo en eje se optará por un jerk comandado mayor posible, en el ejemplo de la Figura 6. 6, se escogería para el número de armónico $n=1$, aproximadamente $246 m/s^3$. Pero si se pretende que a la salida del sistema, en este caso en lo alto de la estructura flexible, tener un jerk semejante al comandado también con un sobredisparo menor, quizás no se tenga que escoger un número de armónico $n=1$, sino uno superior. En cualquier caso siempre se escogerá en la medida de lo posible el jerk comandado máximo posible, siempre y cuando el ancho de banda del control lo permita.

Por ejemplo, si la aplicación del movimiento es un Pick&place puede que no importe que el jerk comandado sea realmente ejecutado a la salida, pero por ejemplo para un robot que a la salida o en el último eslabón de la cadena cinemática puede ser de gran importancia que el jerk siga los perfiles de la consigna.

Para entender mejor como puede ser el jerk ejecutado y poder compararlo con el comandado se distinguirán el jerk ejecutado por el movimiento y el jerk oscilatorio. A la salida del sistema se tienen dos tipos o fuentes de error y jerk, el primero provocado por el movimiento, el que JP Barre et al. (2005) denominan como error aperiódico, y por otro el jerk oscilatorio debido al fenómeno estructural de la máquina. Para diferenciar la influencia del movimiento del oscilatorio, a los resultados recogidos por la instrumentación interferómetro-láser de la Figura 6. 5 se les ha aplicado un filtro paso bajo, obteniendo señales como en la Figura 6. 7.

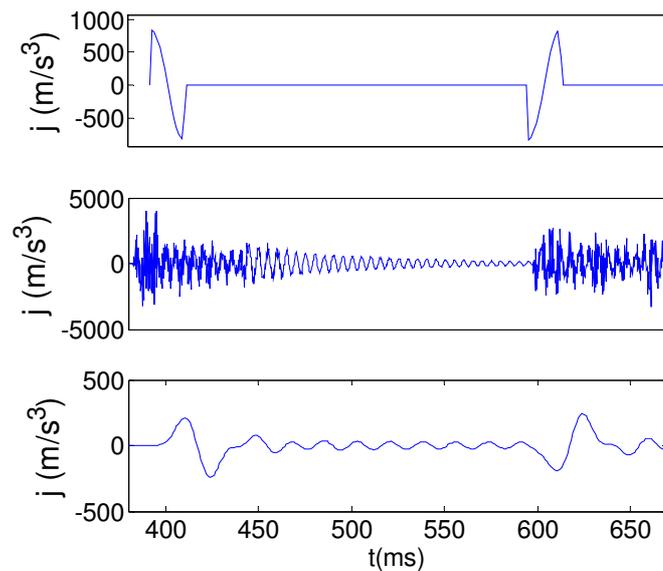


Figura 6. 7. Jerk comandado, jerk ejecutado y jerk filtrado.

En la Figura 6. 7 se observan los valores de jerk de un ensayo a una velocidad de avance de 30 m/min y carrera de 0.3 m. La primera gráfica empezando por arriba de la Figura 6. 7, corresponde a un perfil de jerk comandado, la segunda es la respuesta en jerk del banco de ensayos medido en lo alto de la estructura flexible, y la tercera es la señal experimental filtrada mediante un filtro paso bajo de frecuencia de corte de 7.5 Hz y un orden de filtro de 5. La razón del filtrar es aislar el jerk ejecutado debido al movimiento del oscilatorio, pero se ha observado que las amplitudes de jerk varían en modo irregular, por lo que los resultados del filtrado no son concluyentes.

Por tanto, en este apartado la mayor aportación es que se puede planificar el movimiento en función del tiempo de aceleración y jerk comandado óptimo. Con el modelo mecatrónico podremos conocer el valor del error residual y el sobredisparo mínimo del eje para distintos tipos de accionamiento, sea cual sea la relación $G0/V_f$, sea cual sea la frecuencia natural del sistema, y sea cual sea el tipo de generador de trayectorias. En este estudio se han desarrollado los generadores seno cuadrado en velocidad y el perfil triangular en aceleración. También se conocen las distintas fuentes del jerk ejecutado, pero no se ha logrado aislar el jerk debido al movimiento de la vibración.

6.2.2 Velocidad de avance mitad de la velocidad máxima ($V_f=G0/2$)

Se han realizado nuevos ensayos bajando la velocidad de avance a 15 m/min. A continuación se representan distintos valores de ensayos analizando sobredisparos de la masa flexible en función del parámetro de control tiempo de aceleración, para validar el modelo. Se realizan 58 ensayos a distintos tiempos de aceleración que van desde 25 a 2000 ms, aunque los valores mayores no se representen en la Figura 6. 8. En esta Figura 6. 8 se comparan el modelo mecatrónico de 3 gdl, el modelo de 2 gdl de JP Barre, y los valores experimentales.

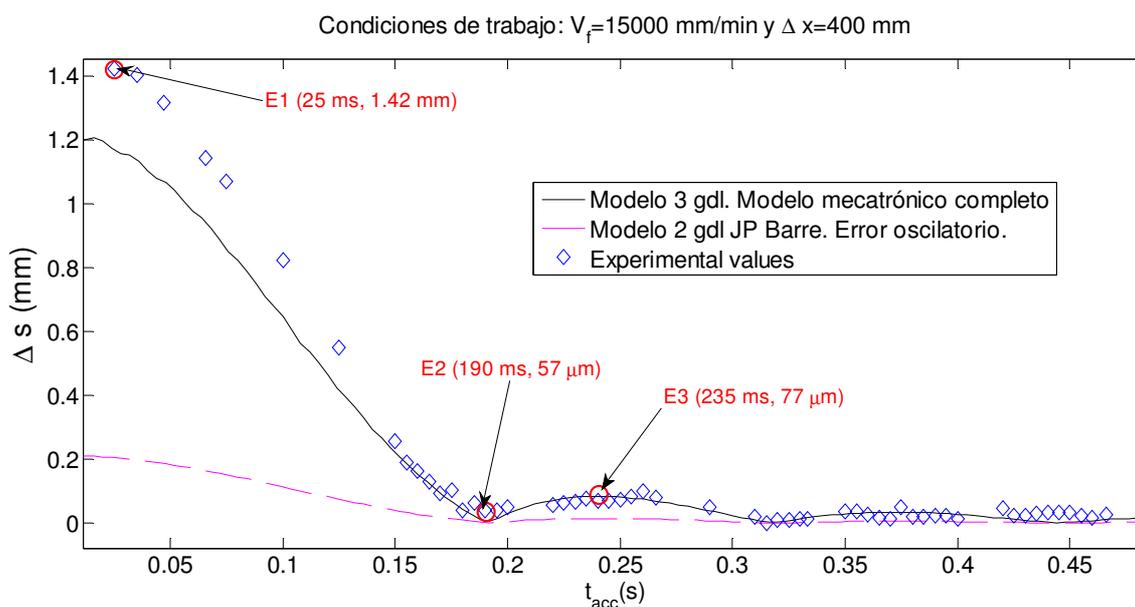


Figura 6. 8. Sobredisparo en función del tiempo de aceleración del modelo 3 gdl, modelo 2 gdl y experimental a $V_f= 15$ m/min y carrera de 400 mm.

De la Figura 6. 8 se observa que el tiempo de aceleración ideal es a 190 ms (punto E2) ya que es donde se obtiene el menor sobredisparo, el tiempo de aceleración más desfavorable ocurre obviamente cuando al eje se le exige más, es decir cuando el tiempo de aceleración es muy bajo, en este caso el ensayo más exigente se ha realizado con un tiempo de aceleración de 25 ms (punto E1). A medida, que se va aumentando el tiempo de aceleración el sobredisparo tiende a disminuir, pero se observan las subidas en los picos de sobredisparo, por ejemplo a 235ms en el punto E3.

A la hora de representar los ensayos E1, E2 y E3 a 15 m/min de avance en la Figura 6. 9, se observa que en la tercer subgráfica al eje no le da tiempo a llegar a 400 mm de carrera que se había programado. Se observa que la media de las oscilaciones ocurre a 399.85 mm, por lo que hay una desviación de 150 μ m. Esto es debido a que a la hora

de preseleccionar el cero con el interferómetro-láser se ha cometido un error. Asumiendo dicho error los sobredisparos son de 1.42 mm para el ensayo E1, 57 μm para el E2 y 77 μm para el E3.

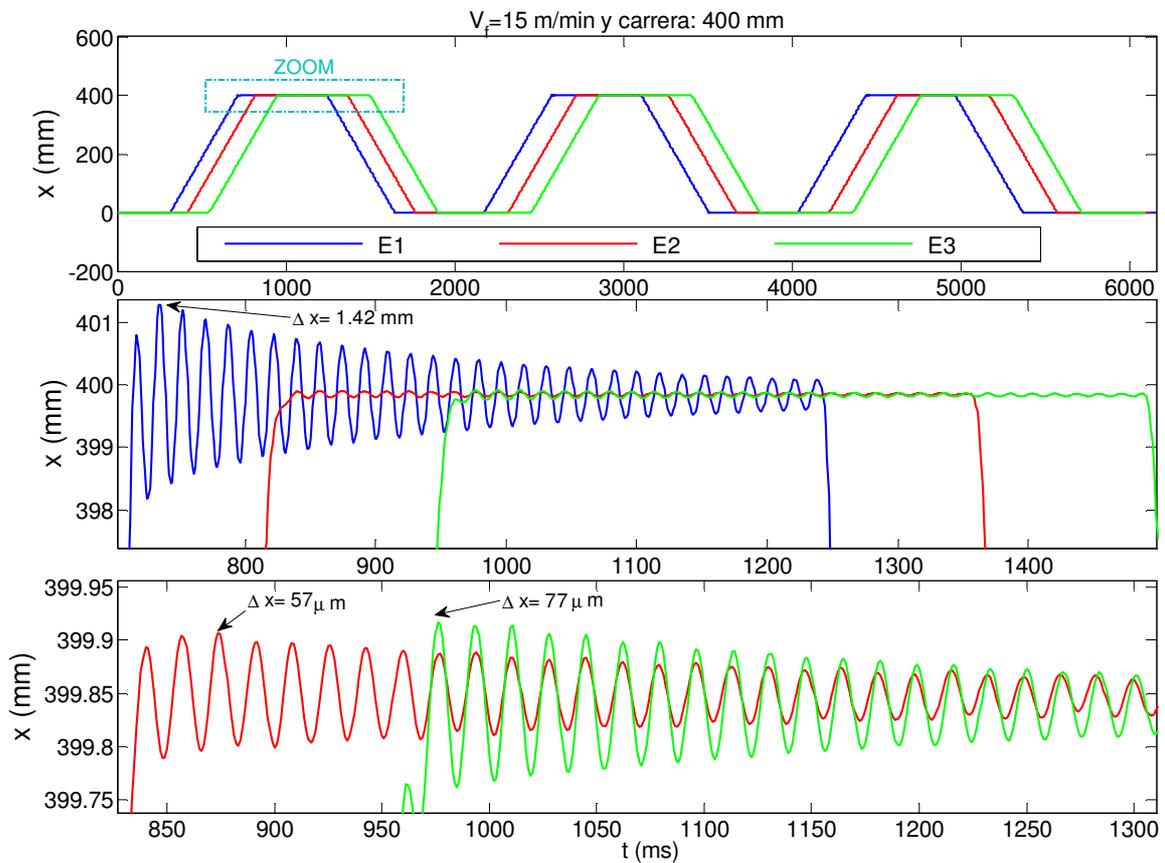


Figura 6. 9. Posición experimental del elementos flexible, con ensayo que da sobredisparo máximo (punto E1, $t_{acc}=25$ ms), sobredisparo mínimo en valle (punto E2, $t_{acc}=190$ ms), y en el primer pico (punto E3, $t_{acc}=235$ ms).

En la siguiente Figura 6. 10 se presentan las derivadas de las posiciones de la masa flexible de los ensayos recogidos por el interferómetro-láser, para tener una idea de cómo aumenta la aceleración y el jerk una vez contemplados los parámetros dinámicos del sistema.

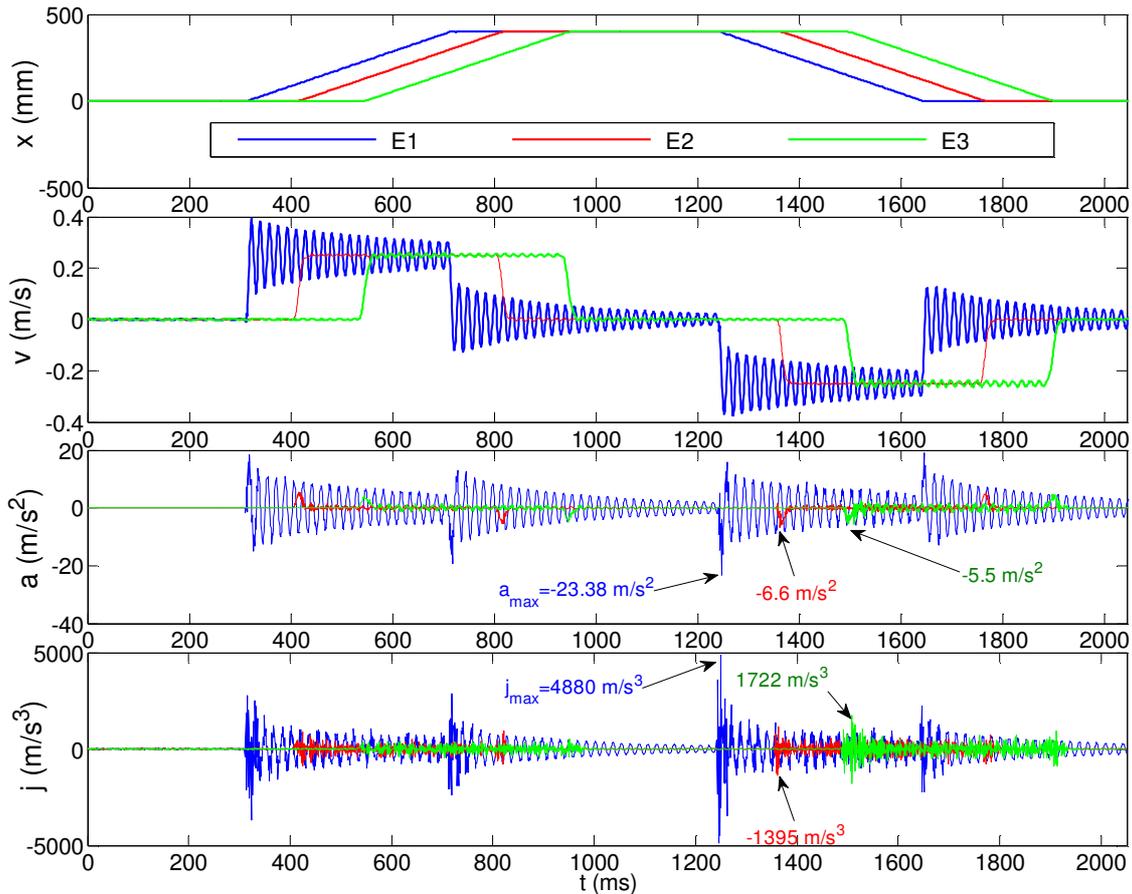


Figura 6. 10. Posición, velocidad, aceleración y jerk experimental en elemento flexible, cuando $V_f=15$ m/min y carrera de 400 mm.

6.3 CONCLUSIONES

Por una parte la aportación en este apartado es que se ha demostrado cual es el tiempo de aceleración o jerk comandado óptimo para obtener el menor sobredisparo en lo alto de la estructura, para el generador de trayectorias seno cuadrado en velocidad.

Si en el Capítulo 5 se ha sido validado el modelo de 3 gdl, en posición de mesa y masa flexible y el error de seguimiento en el dominio del tiempo, aquí se ha validado además respecto a un parámetro determinante para la precisión que es el tiempo de aceleración.

El lugar de las caídas de sobredisparo coinciden con el modelo de JP Barre y el modelo mecatrónico completo. Pero se observa también que los datos experimentales sobre todo las amplitudes de los sobredisparos para el resto de los tiempos de aceleración se aproximan más al modelo mecatrónico completo que al modelo de JP Barre.

El modelo de 2 gdl de JP Barre mejorado que se plantea en el Capítulo 5, el que supone la transmisión rígida pero el control PI en cascada, como se observa en el sobredisparo de la Figura 5.19, este se acerca al del modelo de 3gdl. Por lo que se concluye que al ser la frecuencia natural de la estructura dominante respecto a la del accionamiento, 15 Hz frente a 172 Hz en nuestro caso, suponer la transmisión rígida no conlleva a un mayor error, pero el considerar el control ideal como lo hace JP Barre sí.

Por último, hay que reconocer que no todas las trayectorias se prestan a que se cumpla que las caídas de sobredisparo ocurren cuando el tiempo de aceleración o el jerk comandado coinciden con la caída de un armónico. Este estudio sirve para interpolaciones lineales ó movimientos rectilíneos con limitación de jerk, por otro lado para movimientos o interpolaciones circulares ni para líneas complejas ejecutadas por ejemplo en un CAM esta formulación propuesta en el apartado valdría.

7. Conclusiones y líneas futuras

7. CONCLUSIONES Y LÍNEAS FUTURAS

7.1 CONCLUSIONES

En este trabajo de tesis se ha presentado un método para el análisis mecatrónico de accionamientos para máquina herramienta basado en el modelado del sistema mecánico y el control. Tras la revisión de la bibliografía y el desarrollo y validación de lo propuesto, las conclusiones extraídas son las siguientes:

- La principal aportación de este trabajo es el desarrollo de un modelo mecatrónico de 3 grados de libertad que integra la dinámica del motor, la cadena de transmisión del accionamiento, los elementos estructurales de la máquina herramienta y el control en cascada de posición, velocidad y corriente, aportando la formulación completa del modelo, funciones de transferencia relevantes y obtención del amortiguamiento. El modelo ha sido programado en Matlab/Simulink y empleado para simular la influencia de la elasticidad de los elementos estructurales de la máquina en el comportamiento del accionamiento, obteniéndose como resultado que en general el elemento terminal de la estructura, donde se colocaría la herramienta, sufre un desplazamiento distinto al que se experimenta al final del accionamiento. El modelo permite comprobar si un diseño de accionamiento y estructura determinado es capaz de lograr unos requisitos de movimiento predefinidos, es decir, alcanzar una posición dada siguiendo un perfil de movimiento con una velocidad de avance, aceleración y jerk determinados.
- La simulación de la parte motora junto con la transmisión propios del accionamiento de la máquina herramienta se ha realizado mediante un modelo de parámetros concentrados de 2 grados de libertad, la posición del motor y la posición del terminal del accionamiento. Dicha hipótesis ha sido validada realizando una comparativa en términos de posicionamiento, velocidad, error de seguimiento y par motor entre el modelo de 2 uno específicamente desarrollado de 7 grados de libertad para el caso de un accionamiento basado en un husillo a bolas.

- En dicha comparativa, queda constatado que disponer de un mayor número de grados de libertad en el modelo del accionamiento resulta beneficioso de cara a cuestionarse un rediseño del mismo, ya que el análisis modal del modelo aporta información acerca de los grados de libertad que más influyen en los modos más bajos, los cuales limitan más el comportamiento dinámico del accionamiento. Es posible de ese modo identificar qué componentes o uniones son los más débiles en el mecanismo de la transmisión. El modelado empleado, basado en parámetros concentrados, es extrapolable por su sencillez y generalidad a otros tipos de accionamiento.
- Para las pruebas experimentales, se ha empleado un banco de ensayos que consiste en un accionamiento husillo a bolas y una masa con dos placas flexibles que simulan la elasticidad de la estructura de la máquina-herramienta y con un modo de 15 Hz similar al de máquinas de grandes dimensiones. Los parámetros dinámicos se han obtenido del catálogo de los fabricantes y de la realización de un análisis modal específicamente para la masa flexible. Los ensayos con distintos avances y carreras muestran un ajuste adecuado entre el modelo y lo experimental, aunque hay margen de mejora en la estimación de los parámetros dinámicos de la transmisión, especialmente en lo tocante al amortiguamiento.
- Una de las constataciones de dichos ensayos ha sido comprobar cómo el sobredisparo obtenido al alcanzar la posición final no aumenta de forma progresiva al aumentar el jerk programado sino que hay determinados valores del mismo que reducen de forma notable dicho sobredisparo y la correspondiente vibración transitoria propia de la frenada. Al respecto, el modelo de 3 grados de libertad también ha sido utilizado para estimar el máximo jerk que se puede comandar a una máquina sin producir un excesivo sobredisparo en la punta de la herramienta. Las comparaciones realizadas muestran que cuando se ignora la elasticidad de la máquina el error en la estimación del máximo jerk programable sin sobredisparo puede ser superior al 90%.
- Para analizar la variación del sobredisparo de la masa con el jerk comandado, también se han realizado ensayos, midiendo el desplazamiento de la mesa con un interferómetro lineal. Los resultados muestran un buen ajuste con las

predicciones del modelo. Se ha demostrado que los valores de jerk programado que minimizan el sobredisparo tienen una relación con el tipo de perfil de movimiento y especialmente con la frecuencia dominante del sistema, en este caso, la estructura. Eso significa que puede ser posible programar un jerk con sobredisparo mínimo para cada tipo de movimiento. En esta tesis se presenta la formulación de tiempo de aceleración, aceleración y jerk comandados óptimos para dos tipos de perfil de movimiento con control de jerk: perfil seno cuadrado de velocidad y perfil triangular de aceleración.

- Se ha comparado el modelo de 3 grados de libertad con la propuesta de Barre et al. (2005) que desarrollan en modo analítico el error dinámico en el desplazamiento de un accionamiento que también tiene en cuenta la flexibilidad de un elemento estructural. Representan la caída del sobredisparo en función del tiempo de la rampa de aceleración de un perfil de generador de trayectorias tipo trapezoidal en aceleración. El error dinámico lo distinguen mediante dos tipos de error: error aperiódico y oscilatorio. Definen mediante formulación el valor máximo del error oscilatorio en función de las características del generador de trayectorias, parámetros del control y la frecuencia natural del sistema. Pero durante el desarrollo de la formulación confunden algún término de error oscilatorio como aperiódico, lo que conlleva a arrastrar la equivocación a lo largo del desarrollo matemático. Un modelo mecatrónico en Matlab/Simulink como se ha presentado en esta tesis evita cometer errores en la diferenciación analítica. En la práctica, puede resultar innecesario plantear una formulación compleja como Barre et al. para dividir distintos tipos de error, que además es dependiente del tipo de perfil de movimiento. Si el modelo mecatrónico está correctamente diseñado se pueden obtener resultados más eficaces. Por otra parte, en la práctica lo importante no suele ser saber de qué tipo es el error, sino si está acotado a un valor determinado.
- En el desarrollo del modelo de 3 grados de libertad de esta tesis se contempla más flexibilidad y más masa que en el modelo de 2 grados de libertad desarrollado con la metodología de Barre et al., porque en este trabajo no se considera la transmisión como ideal, es decir, rigidez infinita e inercia nula y el regulador de velocidad no es ideal, es decir, no se asume que responde de forma inmediata como en el caso de Barre et al. Se ha realizado una comparativa para la cual se tiene en cuenta una igualdad de ganancias para ambos modelos. El modelo de 3 grados de libertad se valida

experimentalmente mediante curvas de sobredisparo frente a tiempo de aceleración. En los ensayos con velocidad de avance de 15 m/min, carrera de 400mm, y distintos tiempos de aceleración, en la estimación del sobredisparo en la estructura flexible respecto al tiempo de aceleración hay un error máximo del 17 % del modelo de 3 grados de libertad, y un error máximo del 85 % respecto al modelo desarrollado con la metodología de Barre et al.

- Se ha realizado una comparativa adicional entre el modelo mecatrónico de 3 grados de libertad, el modelo de 2 grados de libertad desarrollado por la metodología de Barre et al. y un tercer modelo mecatrónico de parámetros concentrados de 2 grados de libertad con el control PI en cascada donde se supone la transmisión rígida, es decir, una simplificación del modelo de 3 grados de libertad que asume la transmisión como rígida. En las comparaciones realizadas, el modelo completo y el simplificado presentan un comportamiento similar, es decir, más sobredisparo y más amortiguamiento en la respuesta a escalón que el modelo de Barre et al. El motivo de la similitud se encuentra en que las pruebas realizadas se basan en el banco de ensayos donde el modo dominante es de la estructura de la máquina y no de la transmisión. Se concluye, por tanto, que suponer una transmisión ideal influye en que el sobredisparo sea menor de lo que realmente es, pero considerar el regulador de velocidad ideal también conlleva errores en el cálculo de sobredisparo. En el caso estudiado experimentalmente en esta tesis las desviaciones son mayores por considerar el regulador del control ideal que por considerar la transmisión ideal.

7.2 LÍNEAS FUTURAS

1. Hacer el mismo análisis para el movimiento entre dos ejes, movimiento combinado entre dos servoaccionamientos, o en una máquina herramienta real, introduciendo más modos de vibración de la estructura. Analizar la influencia de la variación de los parámetros modales con la posición.
2. Estudiar la influencia en el sobredisparo de otros parámetros de control como pueden ser las ganancias de los lazos de velocidad y posición, y el efecto de un feed-forward de velocidad o la ganancia derivativa del lazo de velocidad.
3. Aplicar el método de planificación de trayectoria a otros sistemas en los que la flexibilidad estructural es determinante y aparecen vibraciones transitorias como es el caso de los soft robots, los robots ultraflexibles o el caso de las tareas pick&place de objetos delicados donde el propio objeto a portar es el que experimenta la vibración.
4. Obtener el jerk óptimo o tiempo de aceleración óptimo para otros perfiles de movimiento con control de jerk, como el spline quíntico o el perfil trapezoidal de aceleración.

8. Bibliografía

8. BIBLIOGRAFÍA

- Ahmed, Fayez S., Salah Laghrouche, y Mohammed El Bagdouri. 2012. «Analysis, Modeling, Identification and Control of Pancake DC Torque Motors: Application to Automobile Air Path Actuators». *Mechatronics* 22 (2): 195-212. doi:10.1016/j.mechatronics.2012.01.004.
- Altintas, Y., C. Brecher, M. Weck, y S. Witt. 2005. «Virtual Machine Tool». *CIRP Annals - Manufacturing Technology* 54 (2): 115-38. doi:10.1016/S0007-8506(07)60022-5.
- Altintas, Y., A. Verl, C. Brecher, L. Uriarte, y G. Pritschow. 2011. «Machine tool feed drives». *CIRP Annals - Manufacturing Technology* 60 (2): 779-96. doi:10.1016/j.cirp.2011.05.010.
- Altintas, Y., E. Shamoto, P. Lee, y E. Budak. 1999. «Analytical Prediction of Stability Lobes in Ball End Milling». *Journal of Manufacturing Science and Engineering* 121 (4): 586. doi:10.1115/1.2833064.
- Andreev, V.P., K.B. Kirsanov, P.F. Pletenev, Yu.V. Poduraev, V.E. Pryanichnikov, y E.A. Prysev. 2015. «Technology Supervisory Control for Mechatronic Devices via the Internet». *Procedia Engineering* 100: 33-40. doi:10.1016/j.proeng.2015.01.339.
- Ansoategui, I, Campa, FJ, y López, C. 2016. «Análisis mecatrónico de la influencia de la elasticidad de una máquina herramienta en las prestaciones dinámicas de sus servoaccionamientos». En . *Elx (Comunidad Valenciana)*.
- Ansoategui, Igor, Francisco J. Campa, Carolina López, y Mikel Díez. 2016. «Influence of the Machine Tool Compliance on the Dynamic Performance of the Servo Drives». *The International Journal of Advanced Manufacturing Technology*, octubre. doi:10.1007/s00170-016-9616-y.
- Anthony Siu. 2011. «Real time trajectory generation and interpolation». Tesis.
- Arana A, et al. 2012. «Estrategias para el enfriamiento de husillos a bolas en máquinas de alta dinámica con el objetivo de mejorar errores de posicionamiento». En . *Castellón (España)*.
- Auger, Francois, Mickael Hilairret, Josep M. Guerrero, Eric Monmasson, Teresa Orłowska-Kowalska, y Seiichiro Katsura. 2013. «Industrial Applications of the Kalman Filter: A Review». *IEEE Transactions on Industrial Electronics* 60 (12): 5458-71. doi:10.1109/TIE.2012.2236994.
- Bacs, Christian. 2007. «New Datahandling - and Rapid Virtual Prototyping Approach for Mechatronic Systems». En . *Cité des Sciences et de L'Industrie, Paris, France*.
- Barre, Pierre-Jean, Richard Bearee, Pierre Borne, y Eric Dumetz. 2005. «Influence of a Jerk Controlled Movement Law on the Vibratory Behaviour of High-Dynamics Systems». *Journal of Intelligent and Robotic Systems* 42 (3): 275-93. doi:10.1007/s10846-004-4002-7.
- Bassi Luciani, Lorenzo, Dario Martelli, Vito Monaco, Vincenzo Genovese, y Silvestro Micera. 2016. «Up-Down Chair: A Novel Mechatronic Device to Assess Otolith Function in Patients with Vestibular Disorders». *Medical Engineering & Physics* 38 (3): 302-7. doi:10.1016/j.medengphy.2015.12.002.
- Bathelt, Jens, Jönsson, Anders, Bacs, Christian, Dierssen, Stefan, y Meier, Markus. 2005. «Applying the New VDI Design Guideline 2206 On Mechatronic Systems Controlled by a PLC». En . *Melbourne, Australia*.

- Blevins, Robert D. 1979. *Formulas for natural frequency and mode shape*. New York: Van Nostrand Reinhold Co.
- Bopearatchy, D.L.P., y G.C. Hatanwala. 1990. «State space control of a multi link robot manipulator by a translational modelling technique». En , 285-90. IEEE Comput. Soc. Press. doi:10.1109/ISIC.1990.128470.
- Bradley, David, y David W. Russell, eds. 2010. *Mechatronics in Action: Case Studies in Mechatronics - Applications and Education*. London: Springer.
- Brecher, Christian, Marcel Fey, y Stephan Bäumlér. 2013. «Damping Models for Machine Tool Components of Linear Axes». *CIRP Annals - Manufacturing Technology* 62 (1): 399-402. doi:10.1016/j.cirp.2013.03.142.
- Bryan Armstrong-Hélouvry, Pierre Dupont, y Carlos Canudas De Wit. 1994. «A Survey of Models, Analysis Tools and Compensation Methods for the Control of Machines with friction».
- Calleja Ochoa, Amaia. 2015. «Método de fabricación de componentes de alto valor añadido por combinación de mecanizado multieje y aportación láser». Euskal Herriko Unibertsitatea, UPV/EHU.
- Campa, F.J., L.N. Lopez de Lacalle, y A. Celaya. 2011. «Chatter Avoidance in the Milling of Thin Floors with Bull-Nose End Mills: Model and Stability Diagrams». *International Journal of Machine Tools and Manufacture* 51 (1): 43-53. doi:10.1016/j.ijmactools.2010.09.008.
- Caracciolo, Roberto, y Dario Richiedei. 2014. «Optimal Design of Ball-Screw Driven Servomechanisms through an Integrated Mechatronic Approach». *Mechatronics* 24 (7): 819-32. doi:10.1016/j.mechatronics.2014.01.004.
- Castillo, Oscar, y Patricia Melin. 2012. «A Review on the Design and Optimization of Interval Type-2 Fuzzy Controllers». *Applied Soft Computing* 12 (4): 1267-78. doi:10.1016/j.asoc.2011.12.010.
- Castro, H.F.F, y M Burdekin. 2003. «Dynamic Calibration of the Positioning Accuracy of Machine Tools and Coordinate Measuring Machines Using a Laser Interferometer». *International Journal of Machine Tools and Manufacture* 43 (9): 947-54. doi:10.1016/S0890-6955(03)00083-X.
- Castro, H.F.F., y M. Burdekin. 2005. «Evaluation of the Measurement Uncertainty of a Positional Error Calibrator Based on a Laser Interferometer». *International Journal of Machine Tools and Manufacture* 45 (3): 285-91. doi:10.1016/j.ijmactools.2004.08.012.
- Cauffriez, Laurent, Sébastien Grondel, Pierre Loslever, y Christophe Aubrun. 2016. «Bond Graph Modeling for Fault Detection and Isolation of a Train Door Mechatronic System». *Control Engineering Practice* 49 (abril): 212-24. doi:10.1016/j.conengprac.2015.12.019.
- Chandra, Abhijit, y Sudipta Chattopadhyay. 2016. «Design of Hardware Efficient FIR Filter: A Review of the State-of-the-Art Approaches». *Engineering Science and Technology, an International Journal* 19 (1): 212-26. doi:10.1016/j.jestch.2015.06.006.
- Chen, C.L., M.J. Jang, y K.C. Lin. 2004a. «Modeling and High-Precision Control of a Ball-Screw-Driven Stage». *Precision Engineering* 28 (4): 483-95. doi:10.1016/j.precisioneng.2004.03.001.
- Chen, J.-S., Y.-K. Huang, y C.-C. Cheng. 2004. «Mechanical model and contouring analysis of high-speed ball-screw drive systems with compliance effect». *The International Journal of Advanced Manufacturing Technology* 24 (3-4). doi:10.1007/s00170-003-1777-9.
- Coelho, Antonio A. R., Rejane B. Araújo, y Antonio S. Silveira. 2014. «Steady-State Tracking Properties for the Generalized Minimum Variance Controller: A Review, Proportional-Integral-Derivative Tuning, and Applications». *Industrial & Engineering Chemistry Research* 53 (4): 1470-77. doi:10.1021/ie400900q.

- Cuttino, J. F., T. A. Dow, y B. F. Knight. 1997. «Analytical and Experimental Identification of Nonlinearities in a Single-Nut, Preloaded Ball Screw». *Journal of Mechanical Design* 119 (1): 15. doi:10.1115/1.2828782.
- Das, Subir, Tuhin Subhra Sarkar, Badal Chakraborty, y Himadri Sekhar Dutta. 2016. «Study on Array of Photo-Detector Based Absolute Rotary Encoder». *Sensors and Actuators A: Physical* 246 (agosto): 114-22. doi:10.1016/j.sna.2016.05.026.
- Delussu, Anna Sofia, Stefano Brunelli, Francesco Paradisi, Marco Iosa, Roberto Pellegrini, Daniele Zenardi, y Marco Traballes. 2013. «Assessment of the Effects of Carbon Fiber and Bionic Foot during Overground and Treadmill Walking in Transtibial Amputees». *Gait & Posture* 38 (4): 876-82. doi:10.1016/j.gaitpost.2013.04.009.
- Denkena, B., L. Overmeyer, K. M. Litwinski, y R. Peters. 2014. «Compensation of Geometrical Deviations via Model Based-Observers». *The International Journal of Advanced Manufacturing Technology* 73 (5-8): 989-98. doi:10.1007/s00170-014-5885-5.
- Dequidt, Antoine, Jean-Marie Castelain, y Etienne Valdès. 2000. «Mechanical Pre-Design of High Performance Motion Servomechanisms». *Mechanism and Machine Theory* 35 (8): 1047-63. doi:10.1016/S0094-114X(99)00055-5.
- Dinsdale, Jack. 1989. «Mechatronics and Asics». *CIRP Annals - Manufacturing Technology* 38 (2): 627-34. doi:10.1016/S0007-8506(07)61130-5.
- Dong, Liang, y Wen Cheng Tang. 2014a. «Adaptive Backstepping Sliding Mode Control of Flexible Ball Screw Drives with Time-Varying Parametric Uncertainties and Disturbances». *ISA Transactions* 53 (1): 110-16. doi:10.1016/j.isatra.2013.08.009.
- Duan, Xuechao, Yuanying Qiu, Jianwei Mi, y Hong Bao. 2016. «On the Mechatronic Servo Bandwidth of a Stewart Platform for Active Vibration Isolating in a Super Antenna». *Robotics and Computer-Integrated Manufacturing* 40 (agosto): 66-77. doi:10.1016/j.rcim.2016.01.005.
- Ebrahimi, M., y R. Whalley. 2000. «Analysis, modeling and simulation of stiffness in machine tool drives». *Computers & industrial engineering* 38 (1): 93-105.
- Ehrmann, Christopher, Philippe Isabey, y Jürgen Fleischer. 2016. «Condition Monitoring of Rack and Pinion Drive Systems: Necessity and Challenges in Production Environments». *Procedia CIRP* 40: 197-201. doi:10.1016/j.procir.2016.01.101.
- Ellis, George. 2012. *Control system design guide: using your computer to understand and diagnose feedback controllers*. Fourth edition. Amsterdam: Elsevier/BH.
- Erkorkmaz, K., y A. Kamalzadeh. 2006. «High bandwidth control of ball screw drives». *CIRP Annals-Manufacturing Technology* 55 (1): 393-398.
- Erkorkmaz, Kaan, y Yasin Hosseinkhani. 2013. «Control of Ball Screw Drives Based on Disturbance Response Optimization». *CIRP Annals - Manufacturing Technology* 62 (1): 387-90. doi:10.1016/j.cirp.2013.03.138.
- Feng, B., D. Zhang, X. Mei, E. Mu, y X. Huang. 2015. «Investigation of the Controller Parameter Optimisation for a Servomechanism». *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part B: Journal of Engineering Manufacture* 229 (1 Suppl): 98-110. doi:10.1177/0954405414558697.
- Feng, Guo-Hua, y Yi-Lu Pan. 2012a. «Investigation of ball screw preload variation based on dynamic modeling of a preload adjustable feed-drive system and spectrum analysis of ball-nuts sensed vibration signals». *International Journal of Machine Tools and Manufacture* 52 (1): 85-96. doi:10.1016/j.ijmachtools.2011.09.008.
- Feng, Guo-Hua, y Yi-Lu Pan. 2012b. «Establishing a Cost-Effective Sensing System and Signal Processing Method to Diagnose Preload Levels of Ball Screws». *Mechanical Systems and Signal Processing* 28 (abril): 78-88. doi:10.1016/j.ymsp.2011.10.004.
- Fernandez-Gauna, Borja, Igor Ansoategui, Ismael Etxeberria-Agiriano, y Manuel Graña. 2014a. «Reinforcement Learning of Ball Screw Feed Drive Controllers». *Engineering Applications of Artificial Intelligence* 30 (abril): 107-17. doi:10.1016/j.engappai.2014.01.015.

- Fortunato, Alessandro, y Alessandro Ascari. 2013. «The Virtual Design of Machining Centers for HSM: Towards New Integrated Tools». *Mechatronics* 23 (3): 264-78. doi:10.1016/j.mechatronics.2012.12.004.
- Fukuda, Toshio, y Takemasa Arakawa. 1998. «Intelligent Systems: Robotics versus Mechatronics». *Annual Reviews in Control* 22 (enero): 13-22. doi:10.1016/S1367-5788(98)00002-9.
- Fukuma, Takeshi. 2009. «Wideband Low-Noise Optical Beam Deflection Sensor with Photothermal Excitation for Liquid-Environment Atomic Force Microscopy». *Review of Scientific Instruments* 80 (2): 023707. doi:10.1063/1.3086418.
- Futami, S, A Furutani, y S Yoshida. 1990. «Nanometer positioning and its micro-dynamics». *Nanotechnology* 1 (1): 31-37. doi:10.1088/0957-4484/1/1/006.
- Gausemeier, J., U. Frank, J. Donoth, y S. Kahl. 2009. «Specification Technique for the Description of Self-Optimizing Mechatronic Systems». *Research in Engineering Design* 20 (4): 201-23. doi:10.1007/s00163-008-0058-x.
- Gausemeier, Jürgen, y Moehring, Stefan. 2003. «New Guideline VDI 2206- A Flexible Procedure Model for the Design of Mechatronic Systems». En .
- George Ellis. 2004. *Control system design guide*. 3rd Edition. Elsevier Academic Press.
- Gomez-Acedo, E., A. Olarra, M. Zubieta, G. Kortaberria, E. Ariznabarreta, y L. N. López de Lacalle. 2015. «Method for Measuring Thermal Distortion in Large Machine Tools by Means of Laser Multilateration». *The International Journal of Advanced Manufacturing Technology* 80 (1-4): 523-34. doi:10.1007/s00170-015-7000-y.
- González-González, Asier, Ismael Etxeberria-Agiriano, Ekaitz Zulueta, Fernando Oterino-Echavarri, y Jose Lopez-Guede. 2014. «Pitch Based Wind Turbine Intelligent Speed Setpoint Adjustment Algorithms». *Energies* 7 (6): 3793-3809. doi:10.3390/en7063793.
- Gross, Hans, Jens Hamann, y Georg Wiegärtner. 2001. *Electrical feed drives in automation: basics, computation, dimensioning*. Erlangen: Publicis MCD Corporate Pub.
- Hang, C.C., K.J. Astrom, y Q.G. Wang. 2002. «Relay Feedback Auto-Tuning of Process Controllers — a Tutorial Review». *Journal of Process Control* 12 (1): 143-62. doi:10.1016/S0959-1524(01)00025-7.
- Hanifzadegan, Masih, y Ryozi Nagamune. 2013. «Switching Gain-Scheduled Control Design for Flexible Ball-Screw Drives». *Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control* 136 (1): 014503. doi:10.1115/1.4025154.
- Heng, Michele, y Kaan Erkorkmaz. 2010. «Design of a NURBS interpolator with minimal feed fluctuation and continuous feed modulation capability». *International Journal of Machine Tools and Manufacture* 50 (3): 281-93. doi:10.1016/j.ijmachtools.2009.11.005.
- Hewit, Jim. 1996. «Mechatronics Design — The Key to Performance Enhancement». *Robotics and Autonomous Systems* 19 (2): 135-42. doi:10.1016/S0921-8890(96)00041-3.
- Hewit, J.R., y T.G. King. 1996. «Mechatronics design for product enhancement». *IEEE/ASME Transactions on Mechatronics* 1 (2): 111-19. doi:10.1109/3516.506147.
- «<http://www.k-mm.com>». Fecha última de acceso: 21/04/2017.
- «ISO 230-2. Determination of accuracy and repeatability of positioning numerically controlled axes.» 2000.
- Itagaki, Hirofumi, Masaomi Tsutsumi, y Hideaki Iwanaka. 2012. «Design Method for High-Gain Control of Linear Motor Feed Drive Systems Using Virtual Linear Friction». *Procedia CIRP* 1: 244-49. doi:10.1016/j.procir.2012.04.044.
- Kaan Erkorkmaz. 2001. «High speed CNC system design. Part I: jerk limited trajectory generation and quintic spline interpolation».
- Kaan Erkorkmaz, y Yusuf Altintas. 2001. «High speed CNC system design. Part II: modeling and identification of feed drives».

- Kamalzadeh, A., y K. Erkorkmaz. 2007. «Compensation of Axial Vibrations in Ball Screw Drives». *CIRP Annals - Manufacturing Technology* 56 (1): 373-78. doi:10.1016/j.cirp.2007.05.087.
- Kamalzadeh, Amin, y Kaan Erkorkmaz. 2007. «Accurate tracking controller design for high-speed drives». *International Journal of Machine Tools and Manufacture* 47 (9): 1393-1400. doi:10.1016/j.ijmachtools.2006.08.027.
- Kamalzadeh, Amin, Daniel J. Gordon, y Kaan Erkorkmaz. 2010. «Robust Compensation of Elastic Deformations in Ball Screw Drives». *International Journal of Machine Tools and Manufacture* 50 (6): 559-74. doi:10.1016/j.ijmachtools.2010.03.001.
- Katsura, Seiichiro, Wataru Iida, y Kouhei Ohnishi. 2005. «Medical mechatronics—An Application to Haptic Forceps». *Annual Reviews in Control* 29 (2): 237-45. doi:10.1016/j.arcontrol.2005.05.003.
- Kaynak, O. 1996. «A new perspective on engineering education in mechatronics age». En , 2:970-74. IEEE. doi:10.1109/FIE.1996.573147.
- Kaynak, Okyay. 1996. «Recent Advances in Mechatronics». *Robotics and Autonomous Systems* 19 (2): 113-16. doi:10.1016/S0921-8890(96)00039-5.
- Kim, Min-Seok, y Sung-Chong Chung. 2005. «A Systematic Approach to Design High-Performance Feed Drive Systems». *International Journal of Machine Tools and Manufacture* 45 (12-13): 1421-35. doi:10.1016/j.ijmachtools.2005.01.032.
- Kim, Min-Seok, y Sung-Chong Chung. 2006. «Integrated Design Methodology of Ball-Screw Driven Servomechanisms with Discrete Controllers. Part I: Modelling and Performance Analysis». *Mechatronics* 16 (8): 491-502. doi:10.1016/j.mechatronics.2006.01.008.
- Kolar, Petr, Matej Sulitka, y Miroslav Janota. 2011. «Simulation of Dynamic Properties of a Spindle and Tool System Coupled with a Machine Tool Frame». *The International Journal of Advanced Manufacturing Technology* 54 (1-4): 11-20. doi:10.1007/s00170-010-2917-7.
- Lamikiz, Aitzol, L. Norberto López de Lacalle, y Ainhoa Celaya. 2009. «Machine Tool Performance and Precision». En *Machine Tools for High Performance Machining*, editado por L.N. López de Lacalle y A. Lamikiz, 219-60. London: Springer London. http://link.springer.com/10.1007/978-1-84800-380-4_6.
- Lee, Daeyeol, Hyojung Seo, y Min Whan Jung. 2012. «Neural Basis of Reinforcement Learning and Decision Making». *Annual Review of Neuroscience* 35 (1): 287-308. doi:10.1146/annurev-neuro-062111-150512.
- Leng, Hong-bin, Yi-jie Wu, y Xiao-hong Pan. 2007. «Research on cubic polynomial acceleration and deceleration control model for high speed NC machining». *Journal of Zhejiang University SCIENCE A* 9 (3): 358-65. doi:10.1631/jzus.A071351.
- Li, Boyuan, Jiawei Zhang, Haiping Du, y Weihua Li. 2017. «Two-Layer Structure Based Adaptive Estimation for Vehicle Mass and Road Slope under Longitudinal Motion». *Measurement* 95 (enero): 439-55. doi:10.1016/j.measurement.2016.10.045.
- Li Chun Bo, y D. Pavelescu. 1982. «The Friction-Speed Relation and Its Influence on the Critical Velocity of Stick-Slip Motion». *Wear* 82 (3): 277-89. doi:10.1016/0043-1648(82)90223-X.
- Li, Huiping, Lianfang He, Kang Gai, Rui Jiang, Chunzhi Zhang, y Musen Li. 2015. «Numerical Simulation and Experimental Investigation on the Induction Hardening of a Ball Screw». *Materials & Design* 87 (diciembre): 863-76. doi:10.1016/j.matdes.2015.08.094.
- Li, Liang, Jiang Lv, Wang Chen, Wei Wang, Xing Zhang, y Guangming Xie. 2016. «Application of Taguchi Method in the Optimization of Swimming Capability for Robotic Fish». *International Journal of Advanced Robotic Systems*, 1. doi:10.5772/64039.
- Liang, Tao, Dun Lu, Xiaojun Yang, Jun Zhang, Xiaobo Ma, y Wanhua Zhao. 2016. «Feed Fluctuation of Ball Screw Feed Systems and Its Effects on Part Surface Quality».

- International Journal of Machine Tools and Manufacture 101 (febrero): 1-9. doi:10.1016/j.ijmactools.2015.11.002.
- López de Lacalle, L. N., y A. Lamikiz, eds. 2009. Machine tools for high performance machining. London: Springer.
- López de Lacalle, L. Norberto, y Aitzol Lamikiz. 2009. «Machine Tools for Removal Processes: A General View». En Machine Tools for High Performance Machining, editado por L.N. López de Lacalle y A. Lamikiz, 1-45. London: Springer London. http://link.springer.com/10.1007/978-1-84800-380-4_1.
- Lu, Bei, y Fen Wu. 2004. «Switching LPV Control Designs Using Multiple Parameter-Dependent Lyapunov Functions». Automatica 40 (11): 1973-80. doi:10.1016/j.automatica.2004.06.011.
- Lu, Li Hua, Ying Chun Liang, Fu Li Yu, y Bao Ku Su. 2010. «Finite Element Modeling and Transfer Function Prediction of Ball-Screw Drive System». Key Engineering Materials 431-432 (marzo): 225-28. doi:10.4028/www.scientific.net/KEM.431-432.225.
- Luo, Yu, Xiangdong Jiao, Wengang Ji, Chanfeng Zhou, Lixin Zhang, y Tiexiang Li. 2011. «Control Network Communication for Pipeline Welding Based on CANopen». Procedia Engineering 15: 4994-99. doi:10.1016/j.proeng.2011.08.928.
- Magnani, Gianantonio, y Paolo Rocco. 2010. «Mechatronic analysis of a complex transmission chain for performance optimization in a machine tool». Mechatronics 20 (1): 85-101. doi:10.1016/j.mechatronics.2009.09.007.
- Meinel, David, Paryanto, y Jörg Franke. 2016. «Methodology Towards Computer-Aided Testing of Complex Mechatronic Systems: A Case Study About Assembling a Train System». Procedia CIRP 41: 247-51. doi:10.1016/j.procir.2015.12.121.
- Melling, G, D.A Bradley, H McKee, y M.B Widden. 1997. «The Development of a Rapid-Prototyping Technique for Mechatronic-Augmented Heavy Plant». Automation in Construction 5 (5): 365-78. doi:10.1016/S0926-5805(96)00161-6.
- Möhring, Hans-Christian, Christian Brecher, Eberhard Abele, Jürgen Fleischer, y Friedrich Bleicher. 2015. «Materials in Machine Tool Structures». CIRP Annals - Manufacturing Technology 64 (2): 725-48. doi:10.1016/j.cirp.2015.05.005.
- Möhringer, S., Gausemeier, J. 2002. «An Interface Specification for Principle Solutions Supporting the Cross-Domain Design of Mechatronic Systems». En ., .: . . : . doi:.
- Mutoh, N., M. Nakanishi, M. Kanesaki, y J. Nakashima. 2005. «EMI Noise Control Methods Suitable for Electric Vehicle Drive Systems». IEEE Transactions on Electromagnetic Compatibility 47 (4): 930-37. doi:10.1109/TEM.2005.857893.
- Naouar, M-W., E. Monmasson, A.A. Naassani, I. Slama-Belkhdja, y N. Patin. 2007. «FPGA-Based Current Controllers for AC Machine Drives—A Review». IEEE Transactions on Industrial Electronics 54 (4): 1907-25. doi:10.1109/TIE.2007.898302.
- Neugebauer, R., B. Denkena, y K. Wegener. 2007. «Mechatronic Systems for Machine Tools». CIRP Annals - Manufacturing Technology 56 (2): 657-86. doi:10.1016/j.cirp.2007.10.007.
- Neugebauer, R., S. Ihlenfeldt, U. Frieß, M. Wabner, y S. Rauh. 2012. «New High-Speed Machine Tool Structure by Holistic Mechatronic Systems Design». Procedia CIRP 1: 307-12. doi:10.1016/j.procir.2012.04.055.
- Ogata, Katsuhiko. 2010. Modern control engineering. 5th ed. Prentice-Hall electrical engineering series. Instrumentation and controls series. Boston: Prentice-Hall.
- Okwudire, Chinedum, y Yusuf Altintas. 2009. «Minimum Tracking Error Control of Flexible Ball Screw Drives Using a Discrete-Time Sliding Mode Controller». Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control 131 (5): 051006. doi:10.1115/1.3155005.
- Okwudire, Chinedum E. 2011. «Improved Screw–Nut Interface Model for High-Performance Ball Screw Drives». Journal of Mechanical Design 133 (4): 041009. doi:10.1115/1.4004000.

- Okwudire, Chinedum E., y Yusuf Altintas. 2009. «Hybrid Modeling of Ball Screw Drives With Coupled Axial, Torsional, and Lateral Dynamics». *Journal of Mechanical Design* 131 (7): 071002. doi:10.1115/1.3125887.
- Ollero, A., S. Boverie, R. Goodall, J. Sasiadek, H. Erbe, y D. Zuehlke. 2006. «Mechatronics, Robotics and Components for Automation and Control». *Annual Reviews in Control* 30 (1): 41-54. doi:10.1016/j.arcontrol.2006.02.002.
- Osornio-Rios, Roque Alfredo, René de Jesús Romero-Troncoso, Gilberto Herrera-Ruiz, y Rodrigo Castañeda-Miranda. 2009. «FPGA implementation of higher degree polynomial acceleration profiles for peak jerk reduction in servomotors». *Robotics and Computer-Integrated Manufacturing* 25 (2): 379-92. doi:10.1016/j.rcim.2008.01.002.
- Oswald, B., A.T.A.M. de Waele, M. Söll, T. Reis, T. Maier, J. Oswald, J. Teigelkötter, y T. Kowalski. 2012. «Project SUTOR Superconducting Speed-Controlled Torque Motor for 25.000Nm». *Physics Procedia* 36: 765-70. doi:10.1016/j.phpro.2012.06.040.
- Palli, G., y S. Pirozzi. 2012. «A Miniaturized Optical Force Sensor for Tendon-Driven Mechatronic Systems: Design and Experimental Evaluation». *Mechatronics* 22 (8): 1097-1111. doi:10.1016/j.mechatronics.2012.09.005.
- Peng, Z., N.J. Kessissoglou, y M. Cox. 2005. «A Study of the Effect of Contaminant Particles in Lubricants Using Wear Debris and Vibration Condition Monitoring Techniques». *Wear* 258 (11-12): 1651-62. doi:10.1016/j.wear.2004.11.020.
- Pislaru, C., D. G. Ford, y G. Holroyd. 2004. «Hybrid Modelling and Simulation of a Computer Numerical Control Machine Tool Feed Drive». *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part I: Journal of Systems and Control Engineering* 218 (2): 111-20. doi:10.1177/095965180421800205.
- Pritschow, G., y W. Philipp. 1990. «Direct Drives for High-Dynamic Machine Tool Axes». *CIRP Annals - Manufacturing Technology* 39 (1): 413-16. doi:10.1016/S0007-8506(07)61085-3.
- Pritschow, G., y W. Philipp. 1992. «Research on the Efficiency of Feedforward Controllers in M Direct Drives». *CIRP Annals - Manufacturing Technology* 41 (1): 411-15. doi:10.1016/S0007-8506(07)61233-5.
- Rafan, N.A., Z. Jamaludin, T.H. Chiew, L. Abdullah, y M.N. Maslan. 2015. «Contour Error Analysis of Precise Positioning for Ball Screw Driven Stage Using Friction Model Feedforward». *Procedia CIRP* 26: 712-17. doi:10.1016/j.procir.2014.08.021.
- Rostan, Martin, Joseph E. Stubbs, y Dmitry Dzilno. 2010. «EtherCAT enabled advanced control architecture». En , 39-44. *IEEE*. doi:10.1109/ASMC.2010.5551414.
- Slocum, Alexander H. 1992. *Precision Machine Design*. Englewood Cliffs, N.J.: Prentice Hall.
- Storn, R. 1996. «Differential evolution design of an IIR-filter». En , 268-73. *IEEE*. doi:10.1109/ICEC.1996.542373.
- Tong, R.M. 1977. «A Control Engineering Review of Fuzzy Systems». *Automatica* 13 (6): 559-69. doi:10.1016/0005-1098(77)90077-2.
- Umezawa, Keisuke, Yasuhiro Kakinuma, Seiichiro Katsura, Kohei Ohnishi, Tojiro Aoyama, y Katsuhiko Yokoi. 2008. «Interaction Mode Control for the Machine Tool Table with Three Linear Servo Motors». *Journal of Advanced Mechanical Design, Systems, and Manufacturing* 2 (4): 482-92. doi:10.1299/jamdsm.2.482.
- Uriarte, L., M. Zatarain, D. Axinte, J. Yagüe-Fabra, S. Ihlenfeldt, J. Eguia, y A. Olarra. 2013. «Machine Tools for Large Parts». *CIRP Annals - Manufacturing Technology* 62 (2): 731-50. doi:10.1016/j.cirp.2013.05.009.
- Usop, Zuriani, Ahmed A.D. Sarhan, N.A. Mardi, y Md Nizam Abd Wahab. 2015. «Measuring of Positioning, Circularity and Static Errors of a CNC Vertical Machining Centre for Validating the Machining Accuracy». *Measurement* 61 (febrero): 39-50. doi:10.1016/j.measurement.2014.10.025.

- Van Brussel, H., P. Sas, I. Nemeth, P. De Fonseca, y P. den Braembussche. 2001. «Towards a mechatronic compiler». *IEEE/ASME Transactions on Mechatronics* 6 (1): 90-105. doi:10.1109/3516.914395.
- Varanasi, Kripa K., y Samir A. Nayfeh. 2004. «The Dynamics of Lead-Screw Drives: Low-Order Modeling and Experiments». *Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control* 126 (2): 388. doi:10.1115/1.1771690.
- Vesely, J. 2009. «Complex model of machine structure with feed drive.» 2(4): 193-99.
- Vicente, Diego A., Rogelio L. Hecker, Fernando J. Villegas, y Gustavo M. Flores. 2011. «Modeling and vibration mode analysis of a ball screw drive». *The International Journal of Advanced Manufacturing Technology* 58 (1-4): 257-65. doi:10.1007/s00170-011-3375-6.
- Wang, Xingjian, y Shaoping Wang. 2015. «Output Torque Tracking Control of Direct-Drive Rotary Torque Motor with Dynamic Friction Compensation». *Journal of the Franklin Institute* 352 (11): 5361-79. doi:10.1016/j.jfranklin.2015.08.021.
- Wei, Chin-Chung, y Ruei-Syuan Lai. 2011. «Kinematical Analyses and Transmission Efficiency of a Preloaded Ball Screw Operating at High Rotational Speeds». *Mechanism and Machine Theory* 46 (7): 880-98. doi:10.1016/j.mechmachtheory.2011.02.009.
- Won, Mooncheol, y J. K. Hedrick. 2001. «Disturbance Adaptive Discrete-Time Sliding Control With Application to Engine Speed Control». *Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control* 123 (1): 1. doi:10.1115/1.1349884.
- Wu, Fen. 2001. «A Generalized LPV System Analysis and Control Synthesis Framework». *International Journal of Control* 74 (7): 745-59. doi:10.1080/00207170010031495.
- Wu, Shang-Teh, Sing-Han Lian, y Sheng-Han Chen. 2015. «Vibration Control of a Flexible Beam Driven by a Ball-Screw Stage with Adaptive Notch Filters and a Line Enhancer». *Journal of Sound and Vibration* 348 (julio): 71-87. doi:10.1016/j.jsv.2015.03.025.
- Wu, Xing, Weiliang Shen, Peihuang Lou, Bin Wu, Longjun Wang, y Dunbing Tang. 2015. «An Automated Guided Mechatronic Tractor for Path Tracking of Heavy-Duty Robotic Vehicles». *Mechatronics*, noviembre. doi:10.1016/j.mechatronics.2015.10.011.
- «www.correa.es». Fecha última de acceso: 21/04/2017.
- «www.dmgmori.com». Fecha última de acceso: 21/04/2017.
- «www.festo.com». Fecha última de acceso: 21/04/2017.
- «www.isw.uni-stuttgart.de». Fecha última de acceso: 21/04/2017.
- «www.korta.com». Fecha última de acceso: 21/04/2017.
- «www.shuton.com». Fecha última de acceso: 21/04/2017.
- «www.sodick.com». Fecha última de acceso: 21/04/2017.
- Xu, Bing, Yuanhua Yu, Qiang Liu, Qi Li, y Ping Gong. 2016. «Research on Opto-Mechatronic Biological Microscope Design». *Optik - International Journal for Light and Electron Optics* 127 (2): 937-41. doi:10.1016/j.ijleo.2015.10.133.
- Xu, Q, y D Ford. 2002. «Analytical and FE identification of lowest natural frequency of a ball-screw drive in beaver machine». En *Advances in Manufacturing Technology XVI*. Leeds Metropolitan University, UK.
- Yamazaki T. 2008. «Mathematical model for feed drive system in microscopic motion area» 33: 35-38.
- Yang, Tachung, y Chorng-Shyan Lin. 2004. «Identifying the Stiffness and Damping Parameters of a Linear Servomechanism». *Mechanics Based Design of Structures and Machines* 32 (3): 283-304. doi:10.1081/SME-200027937.
- Yang, Xiaojun, Dun Lu, Jun Zhang, y Wanhua Zhao. 2015. «Investigation on the Displacement Fluctuation of the Linear Motor Feed System Considering the Linear Encoder Vibration». *International Journal of Machine Tools and Manufacture* 98 (noviembre): 33-40. doi:10.1016/j.ijmachtools.2015.09.005.
- Yoshiyuki Tomita, Kenichi Makino, Masanobu Sugimine. 1996. «High-Response X-Y Stage System Driven by In-Parallel Linear Motors», enero.

- Zaeh, M. F., Th Oertli, y J. Milberg. 2004. «Finite element modelling of ball screw feed drive systems». *CIRP Annals-Manufacturing Technology* 53 (1): 289–292.
- Zhao, Ling, Wu-yi Chen, Jian-feng Ma, y Yong-bin Yang. 2008. «Structural Bionic Design and Experimental Verification of a Machine Tool Column». *Journal of Bionic Engineering* 5 (septiembre): 46-52. doi:10.1016/S1672-6529(08)60071-2.
- Zirn O. 2008. «Machine Tool Analysis – Modelling, Simulation and Control of Machine Tool Manipulators». ETH Zurich: Department of Mechanical & Process Engineering.
- Zirn, O., S. Weikert, y F. Rehsteiner. 1996. «Design and Optimization of Fast Axis Feed Drives Using Nonlinear Stability Analysis». *CIRP Annals - Manufacturing Technology* 45 (1): 363-66. doi:10.1016/S0007-8506(07)63081-9.
- Zulaika, J.J., F.J. Campa, y L.N. Lopez de Lacalle. 2011. «An Integrated Process–machine Approach for Designing Productive and Lightweight Milling Machines». *International Journal of Machine Tools and Manufacture* 51 (7-8): 591-604. doi:10.1016/j.ijmachtools.2011.04.003.
- Zulaika, Juan José; Ander Altamira, Jon. 2005. «Diseño mecatrónico de servomecanismos de alta dinámica». *Automática e instrumentación*, (362): 59-64, 5 Ref.