

UNIVERSIDAD DE NAVARRA
ESCUELA SUPERIOR DE INGENIEROS
SAN SEBASTIÁN



**CONTROL DE DISPOSITIVOS FÍSICOS
DE GRAN ESPACIO DE TRABAJO
PARA LA INTERACCIÓN TÁCTIL
CON ENTORNOS VIRTUALES**

M E M O R I A
que para optar al Grado de Doctor Ingeniero Industrial
presenta

JORGE JUAN GIL NOBAJAS

San Sebastián, Julio de 2003

Servicio de Publicaciones de la Universidad de Navarra

ISBN 848081-138-2

*A mis padres,
Francisco y María Jesús*

AGRADECIMIENTOS

Gracias a Dios he podido publicar esta tesis después de varios años de trabajo. Me gustaría agradecer en estas líneas a todas las personas que me han rodeado durante su realización. Espero que me disculpen que no nombre a todos.

En primer lugar, agradezco a mis directores de tesis, Julián Flórez y Alejo Avello, que me hayan guiado en mis primeros pasos en el mundo de la investigación.

A los miembros del laboratorio de Robótica, especialmente a Joan Savall, Diego Borro, Javier Martín y Nuria Merino. A mis “compañeros de despacho”, Emilio Sánchez y Jaime Rubí. A los demás compañeros de trabajo del CEIT, en especial a Jordi Viñolas, Iñaki Aliaga y el equipo del proyecto REVIMA, Luis Matey, Aiert Amundarain e Iker Aguinaga.

A todo el profesorado y personal de la Escuela, que han hecho de mí un ingeniero. A mi Departamento, en especial a Andrés García-Alonso, Ángel Rubio y Joaquín de Nó, y al equipo más veterano de Dirección de Estudios, Joseba Campos, Carmen Blanco y Estíbaliz Díaz.

A todos los residentes del Colegio Mayor Ayete y al resto de mis amigos, en especial a Guillermo García, José Ramón González, Santiago Esteban y Flavio Cuéllar, con quienes he pasado muchas horas de estudio durante la carrera.

Muy especialmente a mis padres, Francisco y María Jesús, a los que quiero muchísimo. A mis hermanos, Francisco José y María Soledad, y a toda mi familia.

ÍNDICE

AGRADECIMIENTOS	I
ÍNDICE	III
LISTA DE FIGURAS	VII
LISTA DE TABLAS	XI
NOMENCLATURA.....	XIII
RESUMEN.....	XVII
INTRODUCCIÓN.....	1
1.1 PRESENTACIÓN DE LOS SISTEMAS HÁPTICOS	1
1.2 ELEMENTOS DE UN SISTEMA HÁPTICO	2
1.2.1 <i>Usuario</i>	2
1.2.2 <i>Interfaz háptico</i>	3
1.2.2.1 Clasificación de los interfaces hápticos	3
1.2.2.2 Descripción de algunos interfaces hápticos	5
1.2.3 <i>Escenario virtual</i>	7
1.3 APLICACIONES	9
1.3.1 <i>Medicina</i>	9
1.3.2 <i>Diseño mecánico</i>	11
1.3.3 <i>Entretenimiento</i>	13
1.4 DESCRIPCIÓN DEL PROYECTO REVIMA	14
1.5 OBJETIVOS DE LA TESIS	17
1.6 REFERENCIAS	18

ESTADO DEL ARTE	19
2.1 CARACTERÍSTICAS DEL TACTO HUMANO	19
2.1.1 <i>Receptores de la piel</i>	19
2.1.2 <i>Adaptación sensorial</i>	21
2.1.3 <i>Resolución espacial</i>	21
2.1.4 <i>Resolución temporal</i>	22
2.1.5 <i>Receptores de la posición</i>	23
2.1.6 <i>Rango de fuerzas</i>	23
2.1.7 <i>Respuesta en frecuencia</i>	24
2.2 MODELOS DE FUERZA NORMAL DE CONTACTO	25
2.2.1 <i>Modelo elástico</i>	26
2.2.2 <i>Modelo elástico no lineal</i>	27
2.2.3 <i>Modelo viscoelástico</i>	27
2.2.4 <i>Modelo viscoelástico no lineal</i>	30
2.2.5 <i>Modelo semiviscoelástico</i>	32
2.3 CÁLCULO DE LA NORMAL Y PENETRACIÓN.....	33
2.3.1 <i>Objetos caracterizados mediante VRML</i>	33
2.3.2 <i>Objetos caracterizados mediante VPS</i>	34
2.3.3 <i>Objetos caracterizados mediante NURBS</i>	36
2.4 MODELOS DE FUERZA TANGENTE DE CONTACTO.....	37
2.4.1 <i>Modelo de Salisbury</i>	38
2.4.2 <i>Modelo de Constantinescu</i>	39
2.4.3 <i>Modelo de Salcudean</i>	40
2.4.4 <i>Modelo de Ruspini</i>	41
2.4.5 <i>Modelo de Mark</i>	42
2.4.6 <i>Otros modelos para texturas</i>	43
2.5 ESTRATEGIAS DE COMUNICACIÓN ENTRE LAZOS	43
2.6 ACTUACIÓN EN AUSENCIA DE INFORMACIÓN	45
2.7 ESTUDIOS DE ESTABILIDAD DEL SISTEMA.....	46
2.8 ESTUDIOS DE PASIVIDAD DEL SISTEMA.....	48
2.9 OTROS ALGORITMOS NUMÉRICOS.....	55
2.10 REFERENCIAS.....	56
CÁLCULO NUMÉRICO DE LA FUERZA DE CONTACTO.....	65
3.1 PARÁMETROS USADOS EN EL LHIFAM	68
3.2 CÁLCULO DE LA DIRECCIÓN NORMAL.....	70
3.2.1 <i>Caso de una única zona de contacto</i>	70
3.2.1.1 Descripción del método.....	70
3.2.1.2 Errores en el cálculo de la dirección normal.....	71
3.2.2 <i>Caso de varias zonas de contacto</i>	72
3.2.2.1 Método para detectar distintas zonas de contacto.....	74
3.2.2.2 Detección de falsas zonas de contacto.....	74
3.3 CÁLCULO DE LA PENETRACIÓN	75
3.3.1 <i>Cálculo del plano de contacto</i>	76
3.3.1.1 Descripción del método.....	76

3.3.1.2	Errores en la localización del plano de contacto	76
3.3.2	<i>Medida de la penetración</i>	77
3.3.2.1	Descripción del método	79
3.3.2.2	Errores en la medida de la penetración	79
3.3.3	<i>Resultados experimentales de la penetración medida</i>	80
3.4	ACTUACIÓN DEL ALGORITMO DE CONTROL	84
3.4.1	<i>Actuación en ausencia de información de contacto</i>	84
3.4.2	<i>Transición al nuevo contacto recibido</i>	86
3.4.2.1	Método para estimar el retraso de la información	86
3.4.2.2	Método de transición en varios periodos de muestreo	87
3.4.2.3	Método para el caso de transiciones muy bruscas	90
3.4.3	<i>Inclusión de la fuerza de rozamiento</i>	92
3.4.4	<i>Resultados experimentales de la penetración estimada</i>	94
3.5	CONCLUSIONES	97
3.6	REFERENCIAS	97
ESTUDIO TEÓRICO DE LA ESTABILIDAD DE UN SISTEMA HÁPTICO		99
4.1	ESTUDIO TEÓRICO DE LA ESTABILIDAD	100
4.1.1	<i>Modelo continuo del sistema</i>	100
4.1.2	<i>Modelo muestreado del sistema</i>	101
4.1.3	<i>Condición algebraica de la estabilidad del sistema</i>	102
4.2	REPRESENTACIÓN DE LA REGIÓN DE ESTABILIDAD	103
4.2.1	<i>Análisis numérico</i>	108
4.2.2	<i>Análisis del lugar de las raíces</i>	109
4.2.3	<i>Región de estabilidad y región límite de hardware</i>	112
4.2.4	<i>Análisis de la región de estabilidad</i>	114
4.2.5	<i>Conclusiones del estudio de estabilidad</i>	116
4.2.6	<i>Interpretación física</i>	117
4.2.7	<i>Comprobación experimental del estudio teórico</i>	119
4.3	INFLUENCIA DEL TÉRMINO DE VELOCIDAD	126
4.3.1	<i>Introducción de un filtro pasa-baja de primer orden</i>	127
4.3.2	<i>Introducción de la diferencia backwards modificada</i>	128
4.3.3	<i>Introducción de la diferencia de Tustin</i>	130
4.4	INFLUENCIA DEL ESCENARIO MÓVIL	133
4.4.1	<i>Modelo continuo del sistema</i>	133
4.4.2	<i>Modelo muestreado del sistema</i>	135
4.5	INFLUENCIA DEL USUARIO	136
4.5.1	<i>Análisis de la región de estabilidad con usuario</i>	137
4.5.2	<i>Estabilidad y pasividad</i>	141
4.6	CONCLUSIONES	143
4.7	REFERENCIAS	144
MÉTODO PARA LA DISMINUCIÓN DE LA INERCIA DEL INTERFAZ		147
5.1	DESCRIPCIÓN DEL MÉTODO	148
5.1.1	<i>Estudio del modelo continuo</i>	148
5.1.2	<i>Estudio de los modelos muestreados</i>	149

5.1.2.1	Cálculo del factor de disminución crítico	152
5.1.2.2	Expresión teórica del factor de disminución crítico	154
5.1.2.3	Discusión de los resultados	156
5.2	INFLUENCIA DEL MÉTODO EN LA RIGIDEZ VIRTUAL	157
5.3	CONCLUSIONES	161
5.4	REFERENCIAS	162
CONCLUSIONES Y FUTURAS LÍNEAS DE INVESTIGACIÓN		163
6.1	PRINCIPALES APORTACIONES	163
6.2	FUTURAS LÍNEAS DE INVESTIGACIÓN	166
CÓDIGO DE MATLAB		169
A.1	REGIÓN DE ESTABILIDAD.....	169
A.1.1	<i>Ecuación algebraica</i>	170
A.1.2	<i>Ecuación con margen de ganancia</i>	170
A.2	GANANCIA Y FRECUENCIA CRÍTICAS	171
A.3	AMORTIGUAMIENTO Y MASA DEL INTERFAZ	172
PUBLICACIONES.....		173
B.1	PUBLICACIONES CIENTÍFICAS	173
B.2	OTRAS PUBLICACIONES	192

LISTA DE FIGURAS

Figura 1.1 Elementos de un sistema háptico	2
Figura 1.2 PHANToM Premium 1.0	6
Figura 1.3 <i>DELTA Haptic Devic</i>	6
Figura 1.4 <i>Sarcos Dextrous Arm Master</i>	7
Figura 1.5 Sistema con arquitectura de doble lazo	9
Figura 1.6 Sistema de entrenamiento de colocación de puntos de sutura.....	10
Figura 1.7 Sistema de entrenamiento de operaciones laparoscópicas	10
Figura 1.8 PHANToM Desktop y FreeForm.....	11
Figura 1.9 CyberForce (a) y VisualHand Studio (b)	12
Figura 1.10 Sistema para modelar objetos.....	12
Figura 1.11 Sistema que simula una bolera.....	13
Figura 1.12 Interfaz háptico LHifAM	14
Figura 1.13 Dimensiones del espacio de trabajo del LHifAM	15
Figura 1.14 Forma del espacio de trabajo del LHifAM	16
Figura 1.15 Posibles configuraciones del LHifAM.....	16
Figura 1.16 Esquema del sistema REVIMA	17
Figura 2.1 Receptores de la piel	20
Figura 2.2 Respuesta frecuencial.....	25
Figura 2.3 Comparativa de los modelos elástico y viscoelástico.....	28
Figura 2.4 Comparativa de los modelos elástico y viscoelástico no lineal.....	31
Figura 2.5 Comparativa de los modelos elástico y viscoelástico no lineal.....	32
Figura 2.6 Comparativa de los modelos elástico y semiviscoelástico	32
Figura 2.7 Punto de intersección con el escenario virtual	33
Figura 2.8 Áreas usadas para la media ponderada que calcula la dirección normal	34
Figura 2.9 Esquema de objeto móvil caracterizado por VPS	35
Figura 2.10 Cálculo de la penetración “local” con objetos VPS	35
Figura 2.11 Caso en el que no existe penetración “local” con objetos VPS.....	36
Figura 2.12 Elementos que intervienen en el cálculo de la fuerza tangente	37

Figura 2.13 Esquema del modelo de fuerza tangente de Salisbury	39
Figura 2.14 Esquema del modelo de fuerza tangente de Constantinescu	39
Figura 2.15 Modelo de fuerza tangente de Constantinescu	40
Figura 2.16 Esquema del modelo de fuerza tangente de Salcudean	40
Figura 2.17 Esquema del modelo de fuerza tangente de Ruspini	41
Figura 2.18 Estimación del incremento de la penetración Δx	45
Figura 2.19 Modelo del sistema en contacto con un muelle virtual	46
Figura 2.20 Diagrama de bloques del modelo del sistema	47
Figura 2.21 Límites experimentales de estabilidad del sistema.....	48
Figura 2.22 Diagrama de bloques del modelo del sistema	49
Figura 2.23 Modelo del sistema con escenario móvil	51
Figura 2.24 Diagrama de bloques del modelo del sistema con escenario móvil	52
Figura 2.25 Modelo de cuádrupolos del sistema con escenario móvil	52
Figura 2.26 Diagrama de bloques del sistema como cuádrupolo	53
Figura 3.1 LHIfAM y sistema de referencia fijo	66
Figura 3.2 Sistema de referencia móvil.....	67
Figura 3.3 Ensayo con un escenario de tamaño pequeño	69
Figura 3.4 Ensayo con un escenario de tamaño grande.....	69
Figura 3.5 Una zona de contacto con una faceta tocada.....	70
Figura 3.6 Una zona de contacto con dos facetas tocadas.....	71
Figura 3.7 Una zona de contacto con varias facetas tocadas	72
Figura 3.8 Colisión del objeto móvil con dos zonas de contacto.....	73
Figura 3.9 Ejemplo de zona falsa de contacto	75
Figura 3.10 Plano de contacto Π situado en el vértice más alejado \mathbf{q}	76
Figura 3.11 Localización incorrecta del plano de contacto Π	77
Figura 3.12 Penetración errónea buscando la máxima absoluta	78
Figura 3.13 Penetración incorrecta buscando la máxima absoluta	78
Figura 3.14 Método para la medida de la penetración.....	79
Figura 3.15 Penetración incorrecta medida por el método	79
Figura 3.16 Penetración calculada a lo largo del tiempo	80
Figura 3.17 Penetración calculada a lo largo del tiempo.....	81
Figura 3.18 Penetración calculada a lo largo del tiempo.....	82
Figura 3.19 Penetración calculada al iniciar un contacto	83
Figura 3.20 Estimación del incremento de la penetración Δx	85
Figura 3.21 Retraso de la información de contacto	86
Figura 3.22 Estimación de la penetración actual del nuevo contacto	87
Figura 3.23 Direcciones normales intermedias	88
Figura 3.24 Movimiento de entrada en el objeto.....	91
Figura 3.25 Movimiento de salida del objeto	91
Figura 3.26 Elementos que intervienen en el cálculo del vector tangente \mathbf{t}	92
Figura 3.27 Penetración medida y estimada a lo largo del tiempo	94
Figura 3.28 Penetración medida y estimada a lo largo del tiempo	95
Figura 3.29 Penetración medida y estimada a lo largo del tiempo	96
Figura 4.1 Modelo continuo del sistema en contacto con una pared rígida.....	100
Figura 4.2 Diagrama de bloques del modelo continuo	101

Figura 4.3 Diagrama de bloques del modelo muestreado.....	102
Figura 4.4 Primer grado de libertad del PHANToM	104
Figura 4.5 Segundo grado de libertad del LHifAM	105
Figura 4.6 Región de estabilidad del PHANToM	106
Figura 4.7 Región de estabilidad del LHifAM.....	106
Figura 4.8 Comparación de las regiones estables del LHifAM y el PHANToM	107
Figura 4.9 Región de estabilidad del PHANToM calculada numéricamente	108
Figura 4.10 Posición de dos polos en función de K	110
Figura 4.11 Lugar de las raíces del sistema en función de B	111
Figura 4.12 Opciones del lugar de las raíces dependiendo de la estabilidad	112
Figura 4.13 Regiones de estabilidad y límite de hardware del LHifAM.....	113
Figura 4.14 Región de estabilidad del PHANToM y dos aproximaciones.....	115
Figura 4.15 Región de estabilidad del LHifAM y su aproximación lineal.....	115
Figura 4.16 Energía almacenada y restituida por un muelle.....	118
Figura 4.17 Energía almacenada y generada por un muelle muestreado.....	118
Figura 4.18 Energía almacenada y generada por un muelle muestreado.....	119
Figura 4.19 Energía almacenada y generada por un muelle discreto	119
Figura 4.20 Ensayo del relé.....	120
Figura 4.21 Ensayo del relé con el PHANToM.....	121
Figura 4.22 Margen de ganancia y frecuencia de cruce de fases usando Matlab	122
Figura 4.23 Ganancia crítica frente al periodo de muestreo	124
Figura 4.24 Ganancia crítica, teórica y experimental, frente al periodo de muestreo...	125
Figura 4.25 Ganancia crítica, teórica y experimental, frente a periodo de muestreo....	126
Figura 4.26 Modelo discreto con filtro pasa-baja de primer orden.....	127
Figura 4.27 Regiones de estabilidad del PHANToM con filtros pasa-baja	128
Figura 4.28 Modelo discreto con diferencia <i>backwards</i> modificada.....	129
Figura 4.29 Regiones de estabilidad del PHANToM con <i>backwards</i> modificada	129
Figura 4.30 Modelo muestreado con diferencia de Tustin	130
Figura 4.31 Posición de dos polos en función de K	132
Figura 4.32 Lugar de las raíces del sistema en función de B	133
Figura 4.33 Modelo continuo del sistema en contacto con un escenario móvil	133
Figura 4.34 Modelo continuo con escenario móvil	134
Figura 4.35 Lugar de las raíces del modelo continuo con escenario móvil	135
Figura 4.36 Modelo discreto con escenario móvil.....	135
Figura 4.37 Diagramas de bloques del modelo muestreado con usuario.....	137
Figura 4.38 Diagrama de bloques del modelo discreto con usuario	138
Figura 4.39 Regiones de estabilidad sin usuario y con distintos usuarios	139
Figura 4.40 Regiones de estabilidad sin usuario y con distintos usuarios	140
Figura 4.41 Región de pasividad del PHANToM comparada con la de estabilidad.....	142
Figura 5.1 Modelo continuo del método de disminución de inercia.....	148
Figura 5.2 Diagrama de bloques con usuario	149
Figura 5.3 Sistema muestreado tipo M.....	150
Figura 5.4 Sistema muestreado tipo F	150
Figura 5.5 Sistema muestreado tipo R.....	151
Figura 5.6 Sistema muestreado tipo FR.....	151

Figura 5.7 Sistema con motores actuando en un lugar diferente del usuario.....	156
Figura 5.8 Diagrama de bloques con disminución de inercia y pared rígida.....	157
Figura 5.9 Sistema muestreado tipo FR con escenario rígido	158
Figura 5.10 Incremento de la rigidez virtual crítica con la ganancia de fuerzas.....	159
Figura 5.11 Incremento de la rigidez virtual crítica con la ganancia de fuerzas.....	160

LISTA DE TABLAS

Tabla 1.1 Características de varios modelos de PHANToM.....	5
Tabla 1.2 Características del <i>DELTA Haptic Device</i>	7
Tabla 1.3 Características del LHIFAM	15
Tabla 2.1 Resumen de características de los receptores de la piel.....	23
Tabla 3.1 Nomenclatura de los distintos parámetros.....	67
Tabla 3.2 Parámetros empleados en el LHIFAM	68
Tabla 4.1 Características de los dispositivos	105
Tabla 4.2 Limitaciones de hardware de los dispositivos	113
Tabla 4.3 Resultados del ensayo del relé con el PHANToM	121
Tabla 4.4 Ganancia crítica obtenida en distintos ensayos	123
Tabla 4.5 Ganancia crítica con amortiguamiento virtual en distintos ensayos.....	126
Tabla 4.6 Frecuencias de corte del filtro pasa-baja de primer orden	127
Tabla 4.7 Valores propuestos para los parámetros del usuario.....	137
Tabla 5.1 Valores de los parámetros del LHIFAM y el usuario.....	152
Tabla 5.2 Valores críticos para la ganancia de la fuerza en el LHIFAM.....	153
Tabla 5.3 Valores críticos para la ganancia de la fuerza en el LHIFAM.....	153

NOMENCLATURA

a_e Aceleración del objeto virtual
 A_x Amplitud de desplazamiento
 A_f Amplitud de fuerza

b Amortiguamiento del interfaz háptico
 b_e Amortiguamiento del objeto virtual
 b_h Amortiguamiento del usuario
 B Amortiguamiento virtual del modelo de fuerza de contacto con un objeto virtual
 B_t Amortiguamiento tangente del modelo de fuerza de rozamiento

$C(s)$ Función de transferencia del modelo de fuerza de contacto con el objeto virtual

Δd Desplazamiento lateral
 $\Delta \mathbf{p}$ Vector incremento de posición del usuario
 Δx Incremento de la penetración x

$E(s)$ Función de transferencia de la dinámica del objeto virtual

f_c Frecuencia de corte
 f_{din} Módulo de la fuerza tangente de contacto en régimen dinámico
 f_e Fuerza ejercida por el escenario sobre el usuario
 f_e^* Fuerza ejercida por el escenario sobre el usuario muestreada
 f_h Fuerza ejercida por el usuario
 f_{max} Fuerza máxima que pueden ejercer los motores del interfaz háptico
 \mathbf{f}_n Componente normal de la fuerza de contacto
 f_n Módulo de la componente normal de la fuerza de contacto
 f_{ne} Parte elástica del módulo de la componente normal de la fuerza de contacto
 f_{nv} Parte viscosa del módulo de la componente normal de la fuerza de contacto

- \mathbf{f}_t Componente tangente de la fuerza de contacto
 f_t Módulo de la componente tangente de la fuerza de contacto
- $G(s)$ Función de transferencia de la dinámica del interfaz háptico
 $G_f(s)$ Función de transferencia del filtro
- h_{ij} Elemento ij de la matriz híbrida \mathbf{H}
 $H(s)$ Función de transferencia de la dinámica del interfaz háptico más el usuario
 $\mathbf{H}(s)$ y $\mathbf{H}(z)$ Matriz híbrida del cuadripolo que enlaza fuerza y posición del usuario con la fuerza y posición del objeto virtual
- k_h Rigidez del usuario
 K Rigidez virtual del modelo de fuerza de contacto con un objeto virtual
 K_{CR} Rigidez virtual crítica
 K'_{CR} Rigidez virtual crítica con disminución de inercia del interfaz
 K_f Ganancia de la fuerza de método de disminución de inercia
 K_t Rigidez en la dirección tangente
- LHifAM *Large Haptic Interface for Aeronautics Maintainability*
- m Masa del interfaz háptico
 m_e Masa del objeto virtual
 M_G Margen de ganancia de una determinada función de transferencia
 m_h Masa del usuario
- \mathbf{n} Vector normal de contacto
- \mathbf{p} Vector posición del usuario
 $\mathbf{p}_{\text{actual}}$ Vector de posición actual del usuario
 \mathbf{p}_{ad} Vector de posición del punto de adherencia del modelo de fuerza de rozamiento
 $\mathbf{p}_{\text{anterior}}$ Vector de posición del usuario en el periodo de muestreo anterior al actual
 PHANToM *Personal Haptic iNterface Mechanism*
 $\mathbf{\Pi}$ Plano de contacto que sirve de referencia para medir la penetración x
- \mathbf{q} Vector de posición del punto que pertenece al plano $\mathbf{\Pi}$ y sirve para localizarlo
- \mathbf{r} Vector de posición del punto de referencia para medir la penetración x
 \mathbf{R} Matriz de rotación del sistema de referencia móvil respecto del fijo
- t Tiempo
 T Periodo de muestreo
 T_{CR} Periodo crítico
 \mathbf{t} Vector tangente a la normal de contacto
 T_f Constante de tiempo del filtro

μ_d Coeficiente de rozamiento dinámico

μ_s Coeficiente de rozamiento estático

v_h^* Velocidad del usuario –y del interfaz háptico– muestreado

v_e Velocidad del objeto virtual, empujado por el usuario

v_e^* Velocidad del objeto virtual, empujado por el usuario, muestreada

v_h Velocidad del usuario –y del interfaz háptico–

v_t Velocidad tangente del usuario

x Penetración del usuario en el objeto virtual

x_{anterior} Penetración del usuario en el objeto virtual en el periodo de muestreo anterior

$x_{\text{colisión}}$ Penetración del usuario en el objeto virtual que calcula el algoritmo de colisiones

$x_{\text{errónea}}$ Penetración del usuario en el objeto virtual calculada de forma errónea

x_{nueva} Penetración del usuario en el objeto virtual estimada por el algoritmo de control

x_h Desplazamiento del usuario –y del interfaz háptico–

x_h^* Desplazamiento del usuario –y del interfaz háptico– muestreado

x_{min} Resolución de los sensores de posición del interfaz háptico

$\{X Y Z\}$ Sistema de referencia fijo

$\{X_m Y_m Z_m\}$ Sistema de referencia móvil unido al mango del interfaz virtual

$ZOH(s)$ Retenedor de orden cero

$Z_h(s)$ Función de transferencia de la dinámica del usuario

RESUMEN

Los sistemas hápticos de realidad virtual están suscitando en la actualidad un creciente interés, desde un punto de vista científico y empresarial, por las variadas aplicaciones industriales que pueden llegar a tener.

Los interfaces hápticos sirven de enlace entre el usuario y un escenario virtual, a través del sentido del tacto. El sistema requiere un dispositivo mecánico, que el operario manipula a modo de herramienta, con espacio de trabajo adecuado y baja inercia. También se requiere de un software gráfico y de control, encargado de mostrar el escenario, y la réplica virtual del usuario, y de calcular y comandar las fuerzas de contacto.

La presente tesis centra sus investigaciones en el área de control de dispositivos hápticos de gran espacio de trabajo. Los estudios se pueden agrupar en tres grandes líneas de trabajo:

- Desarrollo e implementación de un método de cálculo de la fuerza de contacto con el escenario.
- Estudio de la estabilidad del sistema, así como su comprobación experimental.
- Desarrollo, implementación y análisis de un método de disminución de inercia del interfaz, que contribuya a mejorar su transparencia.

Los planteamientos teóricos se han implementado físicamente en dos dispositivos hápticos. El primero es comercial, el PHANToM, mientras que el segundo, el LHIFAM, ha sido desarrollado por el CEIT en el marco del proyecto REVIMA. Este proyecto es pionero en España en el desarrollo de un sistema

háptico completo: generación del software gráfico y de control, y diseño mecánico y construcción del interfaz.

CAPÍTULO 1

INTRODUCCIÓN

1.1 PRESENTACIÓN DE LOS SISTEMAS HÁPTICOS

La finalidad de un sistema háptico es permitir al usuario tocar, sentir y manipular objetos virtuales a través de un dispositivo físico. El vocabulario científico denomina *haptic interface* al dispositivo en el que se encuentra involucrado de manera esencial el sentido del tacto. *Haptic* proviene del griego *hapthesthai*, tocar. Una traducción libre del término inglés podría ser interfaz háptico donde, en última instancia, háptico significaría táctil. A lo largo de esta tesis se emplearán indistintamente ambos adjetivos.

El estudio y desarrollo de los dispositivos hápticos se conoce como Háptica, área de investigación que emerge a comienzos de la década de los 90. En poco tiempo aparecieron numerosas publicaciones, grupos de trabajo, sesiones y conferencias dedicadas a este tema, hecho que refleja el creciente interés que ha suscitado tanto a los investigadores como a las empresas. En la actualidad es posible encontrar una sección de Háptica en numerosos congresos de Robótica, Gráficos por Computador y Sistemas Inteligentes. La Háptica aglutina, por tanto, muy diferentes campos de la ingeniería, fundamentalmente el diseño mecánico, el control digital y la informática (tanto en visualización gráfica en tres dimensiones como desarrollo de algoritmos de cálculo geométrico).

La sensación táctil que se consigue con los sistemas hápticos no es una inmersión total en el entorno virtual, porque requeriría aplicar una fuerza distribuida en la totalidad de la superficie de la piel. La tecnología actual consigue una interacción táctil a través de un dispositivo físico que maneja el usuario a modo de herramienta.

El dispositivo físico de enlace, también llamado interfaz háptico, se encuentra sensorizado para poder representar una réplica suya dentro del escenario virtual. Habitualmente se representa también parte del cuerpo del usuario, por ejemplo la mano o el brazo. Tanto la herramienta como el usuario virtuales pueden penetrar en alguna zona del escenario y, en ese caso, se puede calcular una fuerza de contacto que se debe restituir al usuario a través del dispositivo físico.

El modo de funcionamiento que se acaba de describir hace que los sistemas hápticos sean adecuados para la exploración de escenarios y la realización de tareas que requieran algún tipo de herramienta, más que para el contacto directo entre el usuario y el escenario.

1.2 ELEMENTOS DE UN SISTEMA HÁPTICO

En un sistema háptico, como el que se muestra en la Figura 1.1, intervienen tres elementos esenciales: el usuario, el interfaz háptico y el escenario virtual. En los siguientes apartados se ofrece una breve descripción de cada uno de estos elementos.



Figura 1.1 Elementos de un sistema háptico

1.2.1 Usuario

El usuario es una parte esencial del sistema ya que influye de manera decisiva en su comportamiento y en la estabilidad del conjunto. En el capítulo 2 se presentan numerosos estudios que se han realizado para determinar las principales características mecánicas del sentido humano del tacto. Un conocimiento suficiente de dicho sentido es indispensable para poder afrontar de modo adecuado el diseño de un sistema háptico.

Hay que tener en cuenta que el usuario se encuentra involucrado en el lazo de control. Los dispositivos hápticos son sistemas *man in the loop*, es decir, el operador forma parte intrínseca del sistema. El modo como la persona agarra el interfaz háptico modifica el comportamiento del sistema. Además, el interfaz háptico restituye fuerzas, por lo que cualquier inestabilidad puede causar serios daños tanto al hardware como a la persona. Es fundamental en este tipo de dispositivos garantizar la estabilidad del sistema en todo momento.

1.2.2 Interfaz háptico

El interfaz háptico es un dispositivo mecánico, dotado de sensores y actuadores, que sirve de enlace entre el escenario virtual y el usuario. Los sensores permiten al sistema conocer la posición del usuario, mientras que los actuadores restituyen la fuerza de contacto con el escenario virtual.

1.2.2.1 Clasificación de los interfaces hápticos

Existen muchos tipos de interfaces hápticos por lo que resulta difícil establecer comparaciones entre ellos. Los interfaces se suelen clasificar atendiendo a sus principales características. Por ejemplo, en función del tipo de actuador que posea:

- **Dispositivos con actuadores hidráulicos.** Los actuadores hidráulicos presentan un buen ancho de banda, gracias a la incompresibilidad del fluido que transmite la energía de la bomba al interfaz. La alta presión del aceite hace posible producir fuerzas muy elevadas. Los actuadores diseñados son necesariamente pesados, pero su relación potencia frente a peso es la más elevada, del orden de 600 W/kg. Su respuesta de actuación es mayor que los neumáticos, ya que la presión se propaga cuatro veces más rápido por el aceite que por el aire. Además la fricción no es un problema puesto que el aceite es autolubrificante.

Sin embargo, requieren sistemas de alta presión complejos y costosos. Se debe proceder continuamente al filtrado y limpieza del fluido. Por último, la posible existencia de pérdidas de aceite hace que estos manipuladores no sean aptos para entornos limpios, como por ejemplo, hospitales.

- **Dispositivos con actuadores neumáticos.** El aire no alcanza la capacidad de fuerza que poseen los sistemas hidráulicos, pero como funcionan a menor presión son actuadores más ligeros y con relación potencia frente a peso mayor que los eléctricos, del orden de 300 W/kg.

El aire además es limpio y no inflamable, por lo que puede ser usado en entornos limpios. No necesita circuito de retorno al compresor, por lo que los actuadores resultan más baratos y sencillos que los hidráulicos.

Sin embargo, el aire es compresible por lo que su tiempo de respuesta y ancho de banda son peores que los hidráulicos. La fricción estática es importante en este tipo de manipuladores y pueden enmascarar pequeñas fuerzas producidas por objetos virtuales blandos. Deben estar provistos de lubricación adicional. Por último, también son bastante ruidosos.

- **Dispositivos con actuadores eléctricos.** Los motores eléctricos de corriente continua son los actuadores más fáciles de manejar. Su instalación es sencilla y no requieren tuberías ni estaciones de bombeo. También son limpios, sin fugas de líquidos, silenciosos y fáciles de controlar.

Son bastante ligeros, pero si se comparan con los actuadores hidráulicos o neumáticos tienen una peor relación potencia frente a peso, característica muy importante de los actuadores de manipuladores portátiles. Los motores eléctricos sin reductor pueden llegar a generar del orden de 100 W/kg.

Atendiendo al tipo de anclaje del dispositivo, se pueden clasificar en:

- **Dispositivos fijos.** Se encuentran anclados en el suelo (o al techo, o a una mesa), y allí se soportan las fuerzas de reacción del dispositivo. Suelen ser cómodos de manejo. Son los más generalizados aunque poseen un espacio de trabajo relativamente más pequeño que los portátiles.
- **Dispositivos portátiles.** Se colocan en la zona del cuerpo donde se va a interactuar y las reacciones del dispositivo se transmiten a otro punto del cuerpo humano. Estos manipuladores requieren una muy buena relación fuerza máxima de actuación frente a su peso. Su principal inconveniente es que son de difícil manejo. Sin embargo, permiten grandes espacios de trabajo, porque el usuario los lleva consigo a cualquier sitio donde se desplace.

Una clasificación frecuente atiende al tipo de control que necesita el interfaz háptico. En particular:

- **Dispositivos de impedancia.** Su nombre proviene del hecho de que la fuerza que se restituye depende exclusivamente de la posición del

dispositivo. Deben poseer muy baja inercia para que el usuario pueda mover el interfaz sin resistencia. Sólo poseen sensores de posición.

- **Dispositivos de admitancia.** El interfaz es muy pesado y el usuario no es capaz de moverlo de forma diestra sin ayuda externa. Para ello requieren un control mucho más sofisticado que los anteriores. Suelen contar con sensores de fuerza y también de posición. Calculan el movimiento o trayectoria que debe seguir el dispositivo dependiendo de la fuerza aplicada por el usuario y del entorno virtual que se está simulando. El controlador del dispositivo ejercerá una fuerza que depende de la comparación de la trayectoria deseada con la posición actual del dispositivo.

Otra posible clasificación sería dividir los interfaces dependiendo del número de grados de libertad, sensorizados y actuados, que posea. Sin embargo, se usa poco este tipo de clasificación porque puede englobar en un mismo lugar interfaces muy distintos entre sí.

1.2.2.2 Descripción de algunos interfaces hápticos

En la Tabla 1.1 se muestran las características de varios interfaces hápticos fijos, eléctricos y de impedancia, modelos de PHANToM –acrónimo de *Personal Haptic iNterface Mechanism*– y desarrollados por SensAble Technologies Inc¹. El Premium 1.0 es el primer interfaz háptico que se comercializó, posee tres grados de libertad actuados y hasta seis sensorizados.

Características	Premium 1.0	Desktop	Premium 3.0
Espacio de trabajo	13 × 18 × 25 cm	16 × 13 × 13 cm	41 × 59 × 84 cm
Resolución	< 0.03 mm	< 0.02 mm	< 0.02 mm
Fricción estática	0.04 N	0.06 N	0.2 N
Fuerza máxima (pico)	8.5 N	6.4 N	22 N
Fuerza máxima (continua)	1.4 N	1.7 N	3 N
Rigidez	3.5 N/mm	3.16 N/mm	1 N/mm
Inercia aparente	< 75 g	< 75 g	< 150 g
Grados de libertad sensorizados	3 ó 6	6	3
Grados de libertad actuados	3	3	3

Tabla 1.1 Características de varios modelos de PHANToM

En la presente tesis se ha empleado precisamente un PHANToM Premium 1.0 para realizar ensayos experimentales, Figura 1.2.

¹ <http://www.sensable.com/>



Figura 1.2 PHANTOM Premium 1.0

El *DELTA Haptic Device*, de Force Dimension², también es un dispositivo fijo y eléctrico, pero posee seis grados de libertad actuados, cosa poco habitual entre los interfaces hápticos, que suelen restituir fuerza pero no pares. Sus principales características aparecen en la Tabla 1.2.

Figura 1.3 *DELTA Haptic Device*

En la Figura 1.3 se muestra un dispositivo *DELTA*. Su configuración mecánica es una variante de plataforma Stewart –por tanto un robot paralelo– con tres grados de libertad (traslaciones) a la que se añade una muñeca que posee los tres restantes (giros).

² <http://www.forcedimension.com/>

Características	DELTA Haptic Device
Espacio de trabajo en traslación	36 \varnothing \times 30 cm
Espacio de trabajo en rotación	$\pm 20^\circ$ cada eje
Resolución en traslación	< 0.1 mm
Resolución en rotación	< 0.04°
Fuerza máxima (continua)	25 N
Par máximo (continuo)	0.2 Nm
Grados de libertad sensorizados	6
Grados de libertad actuados	6

Tabla 1.2 Características del *DELTA Haptic Device*

El *Sarcos Dextrous Arm Master*, de Sarcos Inc³, Figura 1.4, es un interfaz fijo, hidráulico, de admitancia y posee diez grados de libertad (siete a lo largo del brazo y otros tres en la pinza situada en su extremo para la manipulación). Es, por tanto, un robot redundante que no sólo mide la posición cartesiana final de la mano, sino que reproduce el movimiento del brazo del usuario. A este tipo de interfaces también se les llama exoesqueletos.



Figura 1.4 *Sarcos Dextrous Arm Master*

Existen otros muchos interfaces hápticos, tanto comerciales como desarrollados por universidades o grupos de investigación, pero en este apartado sólo se han mostrado aquellos que se han considerado más representativos.

1.2.3 Escenario virtual

El escenario virtual es la parte más compleja del sistema porque se encarga de ejecutar tareas muy dispares. Por un lado, el escenario consiste en una extensa base de datos que recoge información de la localización en el espacio de cada

³ <http://www.sarcos.com/>

uno de los objetos que lo integran. También se almacenan otra serie de características gráficas, como puede ser el color, y otras de propósito general, como puede ser el árbol jerárquico de objetos que componen el escenario y las relaciones que puedan existir entre ellos, por ejemplo, la lista de objetos que están en contacto entre sí.

El escenario se presenta al usuario a través del interfaz gráfico, que puede ser el monitor, un proyector de video, un casco con visión estereoscópica, etc. El software gráfico debe mostrar el escenario discriminando sus partes vistas y ocultas. Además, si se pretende realizar una proyección estereoscópica del escenario, se debe calcular la imagen vista por cada uno de los ojos del usuario.

Otra tarea del software gráfico consiste en calcular las zonas de contacto entre la herramienta que manipula el usuario y el escenario. A la parte del software gráfico que se encarga de esta tarea se le llamará módulo o software de detección de colisiones.

Por otra parte, el software de control se encarga de calcular y comandar las fuerzas que se deben restituir al usuario en función de la información geométrica de contacto que ha calculado el módulo de detección de colisiones.

Todo el escenario virtual y el software que lo gestiona puede estar localizado en un único PC, pero lo habitual es que los sistemas hápticos posean dos. Uno aloja la base de datos y el software gráfico –con el módulo de visualización y de detección de colisiones– y el otro contiene únicamente el software de control.

La principal ventaja de este tipo de arquitectura, que se denominará de doble lazo, es que consigue desacoplar perfectamente las tareas del algoritmo de detección de colisiones y el algoritmo de control. El algoritmo de detección de colisiones, por muy rápido que sea, obtiene la información de contacto en un tiempo variable que puede ir desde las decenas hasta las centenas de Hz. Sin embargo, el algoritmo de control debe restituir la fuerza de contacto con una frecuencia mucho mayor, típicamente entre los 500 y 1000 Hz. Esto se debe a requerimientos propios del sentido del tacto, que es mucho más exigente que el sentido de la vista, como se mostrará en el siguiente capítulo.

Alojando el algoritmo de control en un PC distinto, es posible emplear un sistema operativo de tiempo real que garantice un periodo de muestreo constante. Mientras tanto, en el PC gráfico se puede tener un sistema operativo más amigable para el usuario.

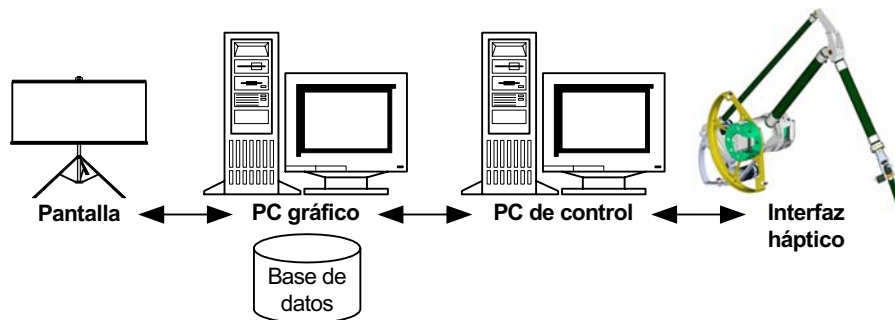


Figura 1.5 Sistema con arquitectura de doble lazo

Con una arquitectura de doble lazo, como se muestra en Figura 1.5, hay que elegir una forma eficiente de transmitir datos entre los dos PCs. También habrá que determinar qué información se intercambian. Lo habitual es que el PC de control envíe la posición y giro del usuario, y que el PC gráfico envíe la información de contacto necesaria para calcular la fuerza que se debe restituir al usuario.

1.3 APLICACIONES

Los sistemas hápticos se emplean principalmente en las áreas de la medicina, el diseño mecánico y el entretenimiento. Todas ellas suelen cumplir el principio de funcionamiento de que el usuario interactúa con el escenario virtual a través de una herramienta, ya sea bisturí, destornillador, pincel, etc.

1.3.1 Medicina

Las principales aplicaciones en el campo de la medicina son las de la simulación de operaciones y el desarrollo de interfaces para invidentes o que posean algún tipo de discapacidad, por ejemplo para la rehabilitación de pacientes con desórdenes neurológicos. Para no alargar excesivamente la exposición, en este apartado se describen sólo dos sistemas de aplicación médica.

En la Figura 1.6 se muestra un sistema desarrollado por la Universidad de Millersville⁴ de Pennsylvania, Webster (2001), que permite simular la colocación de puntos de sutura en heridas.

⁴ <http://cs.millersville.edu/~webster/haptics/>

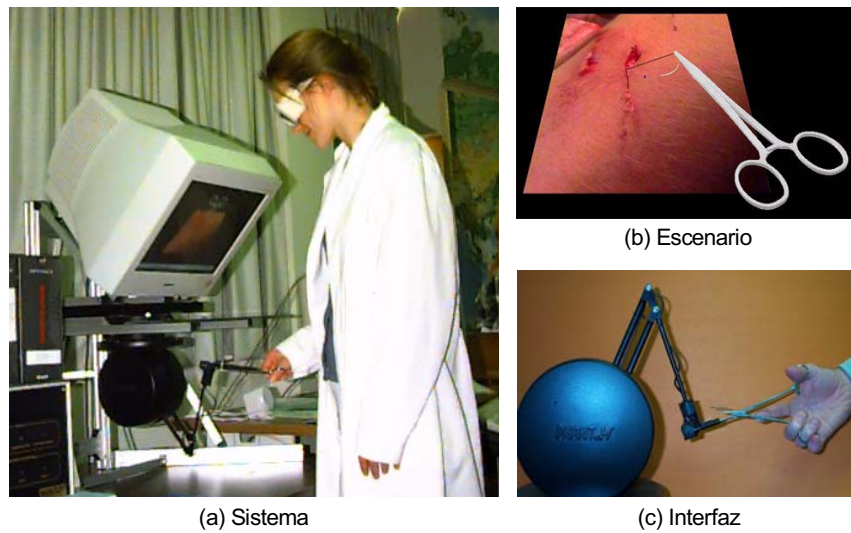


Figura 1.6 Sistema de entrenamiento de colocación de puntos de sutura

Este sistema utiliza como interfaz háptico un PHANToM Premium 1.5, ligeramente modificado. La visualización del escenario es estereoscópica y tiene la peculiaridad de que no se mira directamente a la pantalla sino que se hace a través de un espejo. De esta forma, la imagen se observa intuitivamente en el mismo lugar donde el usuario maneja el interfaz.



Figura 1.7 Sistema de entrenamiento de operaciones laparoscópicas

El sistema de la Figura 1.7, desarrollado también por la Universidad de Millersville, está destinado para simular operaciones laparoscópicas. Utiliza como

interfaz el *Virtual Laparoscopic Interface*, comercializado por Immersion Corp., que está específicamente diseñado para ese tipo de tareas.

Estos dos ejemplos muestran la enorme utilidad que pueden llegar a tener los sistemas hápticos en el área de la educación médica.

1.3.2 Diseño mecánico

Algunos sistemas hápticos comerciales están especialmente pensados para el diseño mecánico en tres dimensiones. Utilizan programas avanzados que permiten generar aplicaciones personalizadas o bien integrarlas con herramientas estándar de diseño CAD. Sin embargo, en la actualidad ningún programa estándar de CAD soporta directamente un interfaz háptico.

También por motivos de brevedad, se describen sólo tres sistemas pensados para el diseño mecánico, dos de los cuales son comerciales. El primer sistema comercial consiste en el programa FreeForm que usa como interfaz el PHANToM Desktop, ambos desarrollados por SensAble Technologies Inc. Este sistema, Figura 1.8, permite simular el proceso de modelización de una geometría cualquiera a partir de un bloque rectangular virtual de escayola. También es posible importar un modelo previamente diseñado en CAD para su posterior modificación. El modelo final se puede exportar en formatos estándar de diseño CAD.

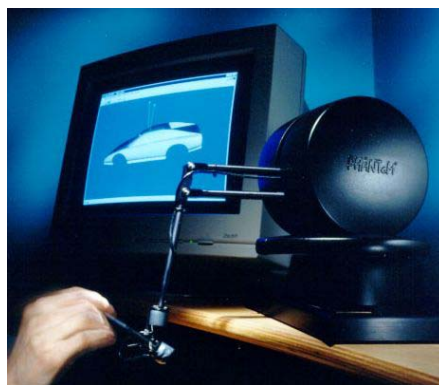


Figura 1.8 PHANToM Desktop y FreeForm

El segundo sistema comercial es el programa VirtualHand Studio que usa como interfaz el CyberForce, ambos desarrollados por Immersion Corp.⁵. Este sistema, Figura 1.9, permite importar modelos diseñados en CAD y completarlos con ciertas características mecánicas, por ejemplo la masa de cada elemento.

⁵ <http://www.immersion.com/>

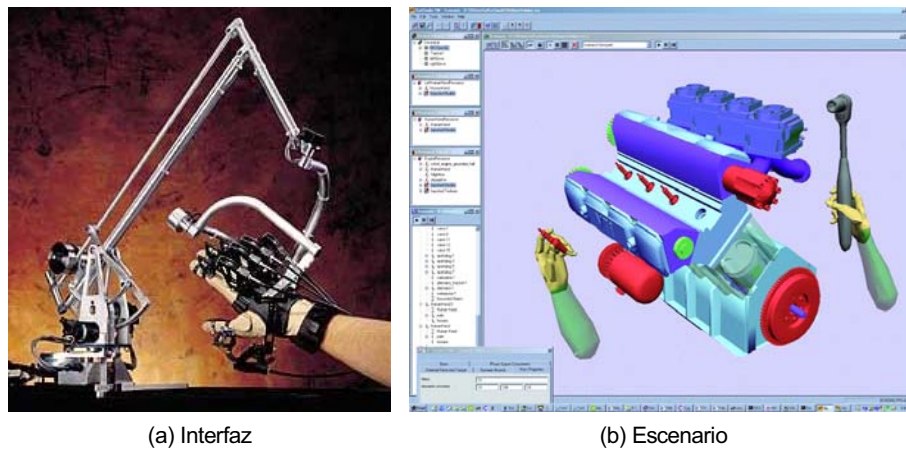


Figura 1.9 CyberForce (a) y VirtualHand Studio (b)

De esta forma es posible simular el proceso de montaje del conjunto no sólo con información visual, sino también con reflexión de fuerza. La sensación de peso y colisión con otros objetos puede servir para el aprendizaje de operarios en complejas tareas de ensamblaje, así como la validación de nuevos prototipos sin necesidad de confeccionar una maqueta del mismo.

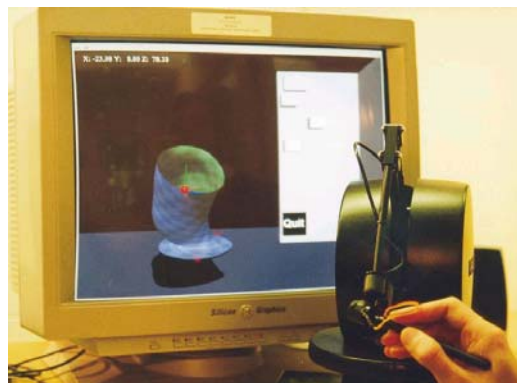


Figura 1.10 Sistema para modelar objetos

Un ejemplo de sistema de diseño mecánico no comercial es el desarrollado por el Departamento de Ciencias de la Computación de la *State University of New York*⁶. Con este sistema, Figura 1.10, es posible cambiar la forma de objetos modelizados mediante superficies NURBS, Dachille (2001). El interfaz que

⁶ <http://www.cs.sunysb.edu/>

se emplea es un PHANTOM Desktop y tiene características similares a las del primer sistema comercial descrito, pero con menos capacidades de diseño CAD.

Las grandes empresas que se dedican al diseño de nuevos equipos y prototipos están interesadas en el uso de los sistemas hápticos, más que para el diseño en sí de los mismos, para acortar el plazo de validación de los mismos. Aunque de momento no parece que se pueda llegar a sustituir a la maqueta, sí parece posible disminuir el número de versiones previas a la definitiva y, por tanto, disminuir sensiblemente el tiempo de lanzamiento del producto final.

También es muy interesante para las grandes empresas que se dedican al mantenimiento de equipos contar con puestos de aprendizaje de propósito general para operarios.

1.3.3 Entretenimiento

En el área del ocio y entretenimiento también se están invirtiendo muchos recursos para el desarrollo de sistemas hápticos. De estos sistemas sólo se citará un ejemplo de bolera virtual diseñada por el Instituto de Ciencias Aplicadas de Nagasaki⁷, Figura 1.11.

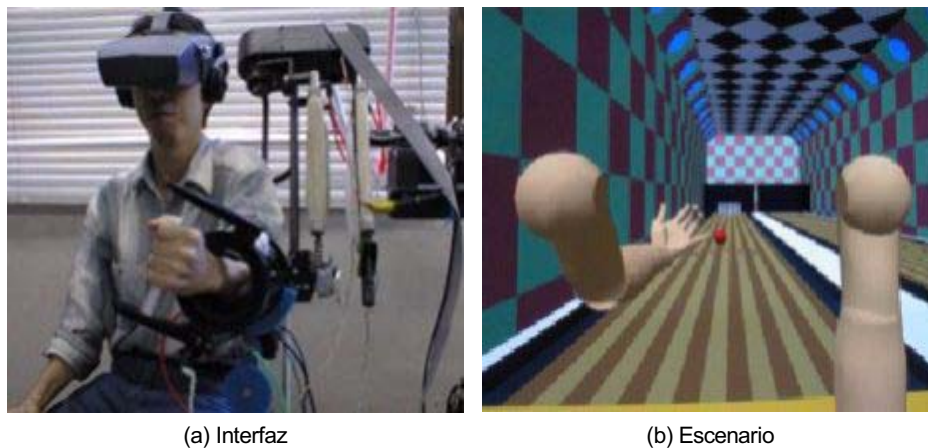


Figura 1.11 Sistema que simula una bolera

Para simular el lanzamiento se emplea un peculiar dispositivo de cinco grados de libertad desarrollado por el propio Instituto, Lawn (1997). Se trata de un brazo antropomórfico, capaz de medir la posición del usuario desde el hombro hasta la muñeca. Todos los grados de libertad se encuentran actuados, dos

⁷ <http://www.nias.ac.jp/>

mediante motores eléctricos de corriente alterna y tres mediante cilindros neumáticos.

1.4 DESCRIPCIÓN DEL PROYECTO REVIMA

La presente tesis desarrolla sus estudios en el marco de un proyecto de investigación aplicada llamado “Desarrollo de una Herramienta de Realidad Virtual para la Simulación de Procesos de Montaje y Mantenimiento” (en adelante REVIMA), desarrollado por el CEIT, con la colaboración de ITP y SENER, y parcialmente subvencionado por el Gobierno Vasco –proyecto nº CI01TP03 de la UET–. Es éste uno de los primeros proyectos llevados a cabo en España que incluye entre sus objetivos la construcción de un sistema háptico completo, es decir, tanto el interfaz físico como el software gráfico y de control.

La finalidad del sistema desarrollado en REVIMA es la simulación de operaciones de mantenimiento de motores de avión. Para lograr de forma adecuada este propósito, se ha diseñado un interfaz háptico específico para tal finalidad, al que se ha dado el nombre de LHifAM (*Large Haptic Interface for Aeronautics Maintainability*), Figura 1.12.



Figura 1.12 Interfaz háptico LHifAM

El LHifAM es un interfaz háptico fijo y eléctrico, que destaca por su gran espacio de trabajo. Su configuración de control es de impedancia, aunque resulta imprescindible incluir una estrategia para la disminución de la inercia del dispositivo durante su movimiento libre.

Características	LHifAM
Espacio de trabajo	120° × 500 × 1500 mm
Volumen alcanzable	1.107 m ³
Resolución en traslación eje X	0.004 mm
Resolución en traslación eje Y	0.025 mm
Resolución en traslación eje Z	0.012 mm
Resolución en rotaciones	0.0439°
Fuerza máxima eje X (pico)	42.5 N
Fuerza máxima Y-Z (pico)	72 N
Fuerza máxima eje X (continua)	10 N
Fuerza máxima Y-Z (continua)	16 N
Inercia aparente eje X	5 kg
Inercia aparente eje Y-Z	< 1 kgm ²

Tabla 1.3 Características del LHifAM

Desde un punto de vista cinemático, el LHifAM consiste en un mecanismo articulado que se desplaza sobre una guía lineal. Su espacio de trabajo, Figura 1.14, es aproximadamente un sector cilíndrico que posee 1.5 m de generatriz, 120° de arco y 0.5 m de espesor. Esta es la forma adecuada para simular la manipulación de *externals* de un motor de avión, que posee una simetría radial.

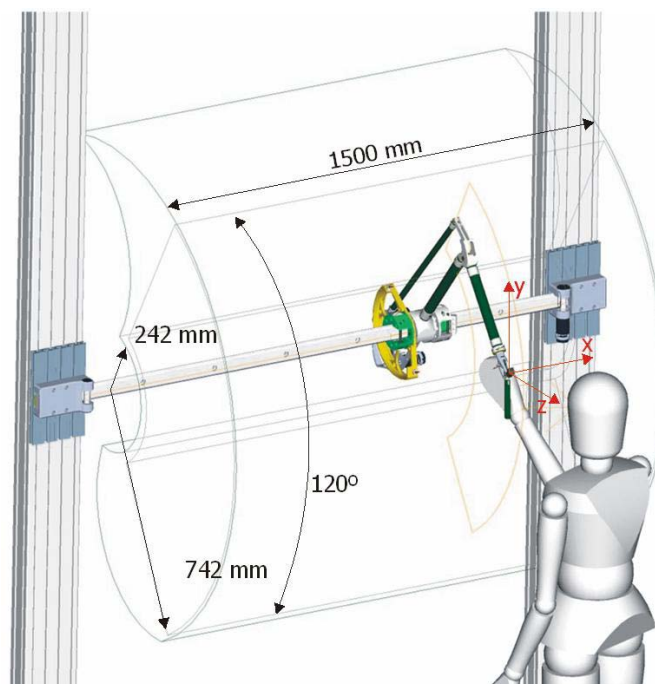


Figura 1.13 Dimensiones del espacio de trabajo del LHifAM

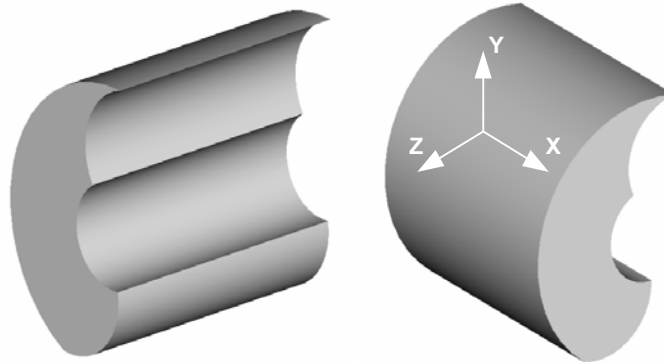


Figura 1.14 Forma del espacio de trabajo del LHifAM

El dispositivo se puede configurar para que los 120° de arco operativo sean accesibles al usuario desde distintas posiciones. Para ello la guía lineal puede colocarse a distintas alturas, Figura 1.15. También es posible emplear esta utilidad para adecuar el dispositivo a la altura del usuario.

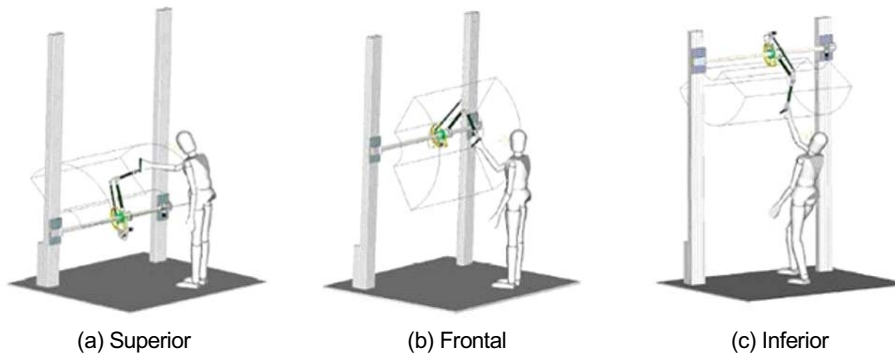


Figura 1.15 Posibles configuraciones del LHifAM

En cuanto al resto del sistema, Figura 1.16, se ha optado por una configuración de doble lazo donde el software se encuentra repartido en dos PCs. El PC visual alberga el software de detección de colisiones y el módulo de visualización. El escenario se muestra al usuario a través de dos proyectores de video que ofrecen una imagen estereoscópica del mismo. Asimismo, cuando se detecta una colisión con el escenario, se emite una señal acústica.

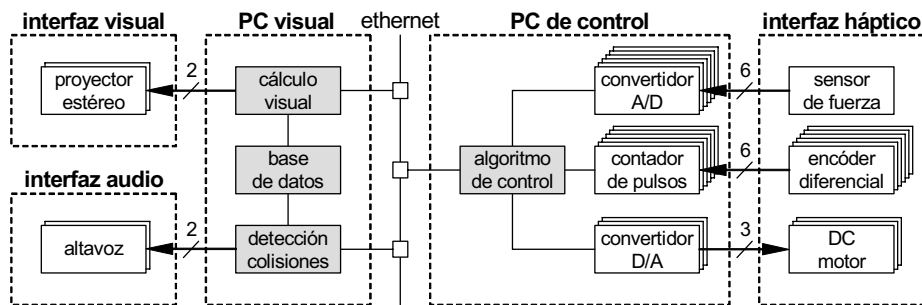


Figura 1.16 Esquema del sistema REVIMA

El algoritmo de control se ejecuta cada 2 ms. Éste recibe directamente las señales del sensor de fuerza y los encoders del interfaz además de la información de colisión con el escenario a través de una red ethernet. La información de posición del usuario se envía desde el algoritmo de control al PC visual también a través de la red ethernet.

1.5 OBJETIVOS DE LA TESIS

El objetivo general de la presente tesis consiste en aportar soluciones teóricas y prácticas para el control estable de un dispositivo háptico, así como la consecución de una buena sensación táctil durante el contacto con objetos virtuales. Las líneas de investigación concretas en las que se ha profundizado dentro de este objetivo general, las ha marcado el control del LHifAM, pero son extensibles a cualquier dispositivo háptico de impedancia. De hecho, todas las estrategias ideadas para el LHifAM se han implementado también en el PHANTOM.

A continuación se enumeran los puntos de estudio en los que se encuentra dividida la tesis:

- **Cálculo de la fuerza de contacto:** Desarrollo de un método de cálculo de la fuerza de contacto de modo que se garantice una buena sensación táctil durante el contacto con objetos virtuales.

Se parte de la elección de alguno de los modelos de contacto que se encuentran en la bibliografía científica. Posteriormente se desarrollan las estrategias de cálculo de los parámetros que requiere el modelo elegido. También se deben aportar soluciones para los problemas de comunicación que presentan los sistemas de doble lazo o doble PC. Una inadecuada gestión de la información puede originar cambios bruscos no deseables en la fuerza de contacto. El capítulo 3 recoge

las soluciones propuestas en este punto junto con resultados experimentales.

- **Estudio de la estabilidad del sistema:** Desarrollo teórico de la repercusión en la estabilidad del sistema de los distintos parámetros que lo caracterizan: periodo de muestreo, características mecánicas, propiedades del usuario, parámetros del modelo de contacto, etc. Los resultados teóricos también son contrastados de forma experimental, y se muestran en el capítulo 4.
- **Estudio de la disminución de la inercia mecánica del interfaz:** Desarrollo de una estrategia que permita al usuario manipular el interfaz sin resistencia cuando no existen colisiones con el escenario virtual, disminuyendo la elevada inercia que poseen los interfaces de gran espacio de trabajo como es el caso del LHifAM.

También se estudia la repercusión de la ayuda al movimiento en la estabilidad del sistema y en la calidad del contacto sentido por el usuario. Todos estos puntos se desarrollan en capítulo 5.

Previamente al desarrollo de estos apartados, y como punto de partida de los mismos, en el capítulo 2 se recoge una revisión bibliográfica del estado del arte en las citadas líneas de investigación.

Por último, en el capítulo 6 se resumen las principales aportaciones y conclusiones de la presente tesis. También se proponen posibles futuras líneas de investigación en el campo de los dispositivos hápticos.

1.6 REFERENCIAS

Dachille IX, F., Qin, H. y Kaufman, A., “A Novel Haptics-Based Interface and Sculpting System for Physics-Based Geometric Design”, *Computer Aided Design*, pp. 403-420, vol. 33(5), Abril, 2001.

Lawn, M., Takeda, T. y Yamada, T., “Development of a 5 Axis Upper Limb Force Display Operating in a VR Environment and Training”, *ICAT'97*, pp. 99-105, 1997.

Webster R., Zimmerman D., Mohler B., Melkonian M. y Haluck R., “A Prototype Haptic Suturing Simulator”, *Proceedings of the Medicine Meets Virtual Reality Conference - MMVR'2001*, Newport Beach, California, IOS Press, pp. 567-569, Enero, 2001.

CAPÍTULO 2

ESTADO DEL ARTE

Existe abundante bibliografía acerca de dispositivos hápticos en las publicaciones científicas de los últimos diez años. Este capítulo se centra en aquellas publicaciones que hacen referencia más directa a las líneas de investigación expuestas en el capítulo anterior.

Se ha realizado una unificación de la nomenclatura de los distintos artículos. De este modo, se empleará siempre la misma variable simbólica cuando se haga referencia a un parámetro determinado común a los diferentes estudios presentados.

Este capítulo no se limita meramente a recoger las distintas soluciones propuestas a un determinado problema; se han realizado comparativas de las distintas soluciones y se señalan ventajas e inconvenientes de todas ellas.

2.1 CARACTERÍSTICAS DEL TACTO HUMANO

El sentido humano del tacto, tan involucrado en los dispositivos hápticos, posee unas determinadas características de las que es necesario tener un conocimiento, sino completo, sí suficiente, como paso previo a cualquier acción en este terreno.

2.1.1 Receptores de la piel

Un determinado estímulo produce una sensación táctil cuando rebasa el umbral de percepción de un determinado tipo de receptor situado en la piel. Este umbral depende de la localización del estímulo dentro del cuerpo y su magnitud –en cuanto a extensión–.

Siguiendo los estudios realizados por Seow (1988), los tipos de receptores que se pueden encontrar en el tipo de piel sin bello que se encuentra en la palma de la mano y las yemas de los dedos, que son los miembros más empleados en las exploraciones táctiles, son:

- **Corpúsculos de Meissner** en un 40%. Están situados justo debajo de la epidermis. Se mueven con las crestas de la dermis y por eso son los que mejor detentan el movimiento en la piel. Funcionan como detectores de velocidad.
- **Discos de Merkel** en un 25%. Como indica su nombre, terminan en forma de disco, lo que les permite responder mejor a los estímulos de presión. También dan información de pequeñas vibraciones locales.
- **Corpúsculos de Pacinian** en un 13%. Se encuentran en lo más profundo de la dermis y son los receptores de mayor tamaño. Funcionan como detectores de aceleración. Perciben contactos ligeros y también vibraciones, siendo especialmente sensitivos a 250 Hz aproximadamente.
- **Corpúsculos de Ruffini** en un 19%. Tienen una estructura fusiforme y se sitúan en mitad de la dermis. Detectan muy bien la presión y la fuerza, además de los cambios térmicos.

La Figura 2.1 representa en un dibujo los distintos receptores de la piel.

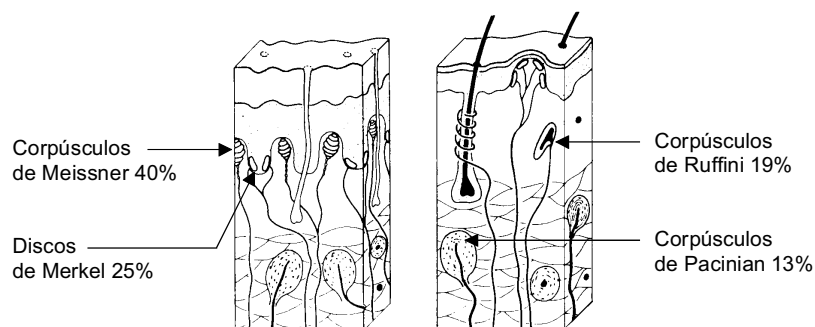


Figura 2.1 Receptores de la piel

En contraste con estos terminales neuronales encapsulados que se han llamado receptores, existen por toda la piel terminales nerviosos libres, en las proximidades de la superficie, que detectan el dolor. También existen en las zonas de la piel con bello unos folículos situados en las raíces de los cabellos que pueden detectar también el movimiento.

2.1.2 Adaptación sensorial

El estudio de la adaptación sensorial, consiste en cuantificar la variación a lo largo del tiempo del número de descargas eléctricas que genera un receptor determinado cuando responde a un estímulo constante.

Ciertos receptores presentan una disminución de descargas muy lenta a lo largo del tiempo, medida en impulsos por segundo. Estos receptores se llaman de adaptación lenta o SA, del inglés *slowly adapting*. El número de descargas cae de forma logarítmica hasta un periodo de 40 s, en el que normalmente desaparece.

Los receptores de adaptación rápida o RA, de *rapidly adapting*, poseen una disminución de impulsos tan grande que en muy poco tiempo el estímulo se convierte en imperceptible. Es la misma adaptación que se produce, por ejemplo, en las personas acostumbradas a llevar gafas o usar guantes.

A continuación se clasifican los receptores de la piel en función de su periodo de adaptación, de acuerdo con los estudios realizados por LaMotte y Srinivasan (1987):

- **Corpúsculos de Meissner** o RA tipo I. La mayor parte de las veces se descarga nada más aparecer el estímulo. Por este motivo, responden bien a la velocidad.
- **Discos de Merkel** o SA tipo I. Poseen un periodo de descarga largo, pero irregular, en respuesta a fuerzas aplicadas a la piel.
- **Corpúsculos de Pacinian** o RA tipo II. Producen una única descarga por estímulo. No son sensibles a la presión constante en la piel, pero sirven muy bien como detectores de aceleración o vibración. Algunos experimentos, como el de Schmidt (1977), han mostrado que su respuesta óptima se produce alrededor de los 200 Hz. Estos receptores establecen el mínimo umbral de percepción de estímulos consecutivos.
- **Corpúsculos de Ruffini** o SA tipo II. Poseen un periodo regular de descarga con un estímulo constante. El periodo de descarga se incrementa linealmente con el logaritmo de la fuerza.

2.1.3 Resolución espacial

Otra forma de caracterizar los receptores es de acuerdo al tamaño de su campo de recepción. El campo de recepción se puede definir como el área en el que un estímulo de intensidad dada es capaz de excitar al receptor. Esta superficie pue-

de variar desde 1 ó 2 mm² a 45 mm², dependiendo del tipo de receptor y de la parte del cuerpo.

En general, determinar el campo de recepción de un único receptor es difícil, ya que existe solape entre los distintos receptores, es decir, pueden responder al mismo estímulo varios de ellos.

Sin embargo, se puede afirmar que los receptores de la mano SA-II y RA-II (corpúsculos de Ruffini y Pacinian) tienen campos de recepción grandes y por tanto, baja resolución espacial. Por el contrario, los receptores SA-I y RA-I (discos de Merkel y corpúsculos de Meissner) poseen campos de recepción mucho más pequeños y por tanto, ofrecen una mejor localización espacial del estímulo.

Se han realizado numerosos test para determinar el umbral de discernimiento de dos puntos próximos en el espacio, también llamado *two-point limen*. Sherrick y Craig (1982) lo fijan en 2.5 mm en la punta del dedo, Shimoga (1993) lo establece en 11 mm para la palma de la mano y Seow (1988) en 67 mm para el muslo.

2.1.4 Resolución temporal

La resolución de los receptores es a la vez espacial y temporal. Cuando dos sucesos se presentan en la piel cercanos en el tiempo, el sujeto puede percibir un único estímulo. El umbral de discernimiento de dos puntos próximos en el tiempo, o *successiveness limen* (SL), es el tiempo límite mínimo de distinción de los dos sucesos. El valor SL de los receptores es de 5 ms aproximadamente, que es mucho menor que el de los ojos (25 ms), de ahí el famoso dicho que la mano es más rápida que el ojo. Pero si lo que se pretende es reconocer el orden en se produjeron los dos estímulos, el umbral asciende a 20 ms.

Welch y Warren (1986) fijaron el tiempo de respuesta táctil a un estímulo en 0.11 ó 0.12 s. Si en la percepción debe intervenir el cerebro de forma decisiva, como en el caso del reconocimiento del código Braille, este tiempo de respuesta aumenta. Fulke (1982) lo estableció entre 0.87 y 1.56 s para este caso.

Los umbrales de espacio y tiempo mencionados se encuentran afectados de forma negativa por el fenómeno del enmascaramiento, es decir, el hecho de que la llegada de un estímulo interfiera en la detección o reconocimiento de otro. Sucesiones de estímulos con poca separación temporal o espacial producen enmascaramiento.

Receptor	Periodo de adaptación	Frecuencia de percepción	Campo receptivo	Función
Discos de Merkel	SA-I	0 a 10 Hz	Pequeño, bien definido	Bordes, intensidad
Corpúsculos de Ruffini	SA-II	0 a 10 Hz	Grande, indistinto	Fuerza, presión
Corpúsculos de Meissner	RA-I	20 a 50 Hz	Pequeño, bien definido	Bordes, velocidad
Corpúsculos de Pacinian	RA-II	100 a 300 Hz	Grande, indistinto	Aceleración, vibración

Tabla 2.1 Resumen de características de los receptores de la piel

2.1.5 Receptores de la posición

La percepción de la propia posición y movimiento del cuerpo se realiza a través de tres tipos de receptores: las terminaciones nerviosas libres, los corpúsculos de Ruffini y los de Pacinian. Todos ellos están situados en los músculos y en las articulaciones del esqueleto humano.

La sensibilidad o resolución con que se percibe la posición de los miembros del cuerpo se suele cuantificar con el parámetro *just-noticeable-difference* (JND), que es una medida de la variación de una magnitud no apreciable por el ser humano. En este caso su unidad es el grado y mide la diferencia de ángulo que no se aprecia como cambio de posición en una articulación.

De acuerdo con los estudios de Kalawsky (1993), el lugar del cuerpo humano con menor JND –y por tanto con mayor precisión– es la cadera con 0.2°, mientras que el de mayor es el dedo del pie con 6.1°. Estudios más recientes de Tan (1994) han determinado los factores JND para todo el brazo: 0.8° en el hombro, 2.0° en el codo, 2.0° en la muñeca y 2.5° en el dedo.

El error final en la percepción de la posición del dedo será la suma de los errores concatenados de todo el brazo, a no ser que de alguna forma se fije un punto del mismo, por ejemplo, apoyando el codo en la mesa. Estas medidas son de interés a la hora de diseñar la resolución de los sensores de posición del dispositivo háptico.

2.1.6 Rango de fuerzas

Para poder diseñar de forma correcta el interfaz háptico, es preciso analizar el rango de fuerzas que puede ejercer y sentir el potencial usuario. Existen numerosos estudios que pretenden cuantificar la intensidad de la sensación del tacto y la capacidad de actuación de las distintas partes del cuerpo humano. La mínima

energía que puede ser percibida por la mano es conocida como umbral absoluto. Aunque este umbral varía con las personas, la literatura científica –como Sherrick y Craig (1982)– lo establece en 80 mg en la punta del dedo y 150 mg en la palma de la mano. Este dato puede ser interesante para establecer la resolución en fuerza que debería darse en los actuadores del dispositivo háptico. Srinivasan y Chen (1993) situaron la resolución óptima en 0.01 N, mientras que Dhruv y Tendick (2000) afirman que la resolución de fuerza que es capaz de percibir un usuario se encuentra alrededor de los 0.005 N.

Un parámetro interesante es el llamado ratio de Weber, que se define como el incremento del valor de una magnitud apreciable por un sujeto dividido por el valor inicial existente de dicha magnitud. Se suele llamar también *differential limen* (DF) y es parecido al JND pero adimensional. Sus valores aproximados, según Burdea (1991), son de 0.14 para presiones constantes y de 0.2 para impulsos y vibraciones. Sin embargo, estos valores varían con la superficie de contacto: disminuyen cuando ésta aumenta. Dhruv y Tendick (2000) sitúan el ratio de Weber entre 0.07 y 0.14.

Otros valores importantes son los valores máximos de fuerza que puede desarrollar el hombre en distintas operaciones. En concreto, An (1986) determina que al apretar con la mano el hombre es capaz de alcanzar los 400 N y la mujer los 228 N. De manera similar, con los dedos el hombre llega a los 65 N y la mujer a los 45 N. Por su parte, Sutter (1989) afirma que con el dedo índice extendido pueden los hombres ejercer una fuerza de 50 N y 40 N las mujeres.

Respecto al valor de fuerza máxima continua tolerable, es decir, que no produce dolor físico ni fatiga en una sesión de varias horas, Wiker (1989) la establece en el 15% de la máxima que se puede ejercer. Para el dedo índice serían 7.5 N (el 15% de 50 N).

2.1.7 Respuesta en frecuencia

Para seleccionar un correcto periodo de muestreo en el controlador que no degrade la sensación del tacto, es necesario conocer las respuestas frecuenciales típicas del cuerpo humano ante distintos objetivos.

El primer hecho que se deduce de cualquier estudio es que el ser humano siente estímulos más rápido de lo que es capaz de responder o actuar.

Atendiendo a las conclusiones enunciadas por Shimoga (1992), se puede afirmar que el ejercicio de fuerzas con habilidad se puede realizar hasta una frecuencia de 5 y 10 Hz, las sensaciones táctiles se reconocen entre 0 y 400 Hz, la percepción de la propia posición se puede realizar hasta los 20 ó 30 Hz y la información superficial más fina puede llegar hasta los 5 y 10 kHz.

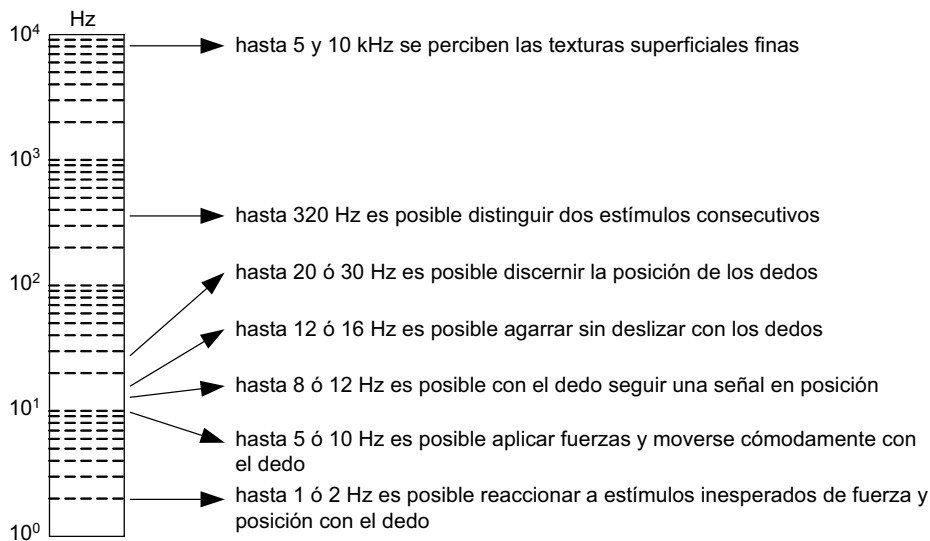


Figura 2.2 Respuesta frecuencial

Estos umbrales están muy relacionados con la resolución temporal de los receptores de la piel. Por ejemplo, el límite de 320 Hz que propone aquí Shimo-ga para la detección de dos estímulos consecutivos es comparable con el de los corpúsculos de Pacinian que se propone en la Tabla 1.1, o con el de Schmidt (1977).

Atendiendo a la respuesta en frecuencia del sentido del tacto, la mayoría de los autores utiliza una frecuencia de muestreo de 1 kHz ó 500 Hz. Con estas frecuencias se cubren prácticamente todos los efectos que se pueden simular en el tacto. Incluso la riqueza de texturas que se puede implementar con esos periodos es tan grande que en absoluto se considera necesario alcanzar los 10 kHz.

2.2 MODELOS DE FUERZA NORMAL DE CONTACTO

En este apartado se presentan los métodos para el cálculo del módulo de la fuerza normal. Las estrategias para el cálculo de la fuerza tangente se recogerán en el siguiente apartado.

El método más extendido entre los sistemas hápticos de impedancia para el cálculo de la fuerza normal de contacto entre dos objetos virtuales es aquel que determina dicha fuerza en función de la penetración máxima que se ha producido entre ambos objetos. A este método se le suele llamar método de la penalización.

Si en el contacto entre los dos objetos no se produce deformación plástica, la fuerza que aparece entre ambos se puede escribir como suma de dos componentes, una elástica o conservativa y otra viscosa.

$$\mathbf{f}_n = f_n \mathbf{n} \quad (2.1)$$

$$f_n = f_{ne}(x) + f_{nv}(x, \dot{x}) \quad (2.2)$$

Las ecuaciones (2.1) y (2.2) reflejan la composición enunciada. La fuerza normal de contacto es el vector \mathbf{f}_n y su módulo f_n posee dos componentes, f_{ne} es la parte elástica o conservativa y f_{nv} es la parte viscosa. El valor x es la penetración entre los objetos y \mathbf{n} es el vector normal de contacto.

La componente viscosa debe relacionarse de alguna manera con la disipación de energía que se produce en el contacto y, en particular, con el coeficiente de restitución ε que relaciona las velocidades de los objetos antes y después del contacto.

Un problema común todos los modelos que se describirán es encontrar un método para calcular la penetración x existente entre los dos objetos virtuales y la dirección normal de contacto \mathbf{n} . Este problema tiene diferentes soluciones dependiendo de cómo se encuentren caracterizados los objetos virtuales dentro del ordenador gráfico. En el apartado 2.3 se estudiarán estos problemas de forma más exhaustiva.

2.2.1 Modelo elástico

Cuando los dos objetos en contacto son metálicos, la componente viscosa es pequeña frente a la elástica y se puede despreciar. En las simulaciones del prototipo desarrollado lo habitual es que se produzca contacto entre una herramienta metálica que maneja el usuario contra una parte del motor de avión también metálica. Por tanto, este primer modelo parece conveniente para el prototipo.

El modelo elástico más extendido propone restituir una fuerza directamente proporcional a la penetración que se ha producido entre los dos objetos. Este modelo lo describe la ecuación (2.3), donde K es la rigidez virtual implementada.

$$f_n = Kx \quad (2.3)$$

Los objetos virtuales se sentirán más o menos rígidos dependiendo de la rigidez virtual K que se implemente. No es posible implementar de forma estable cualquier valor de rigidez, por lo que muchos de los artículos científicos intentan determinar cuál es el valor teórico crítico. Los resultados de esos estudios se recogen en los apartados 2.7 y 2.8.

De cara al usuario, la sensación es similar a tocar un cuerpo completamente rígido a través de un acoplamiento virtual consistente en un muelle de rigidez K . Numerosos autores prefieren hablar en términos de acoplamiento virtual en vez de modelo de fuerza de contacto. Desde este punto de vista, la pared virtual siempre es perfectamente rígida, pero el usuario no la toca directamente sino a través de dicho acoplamiento. En la presente tesis se empleará más la terminología de modelo de fuerza de contacto que la de acoplamiento virtual.

Acerca de la rigidez limitada de los objetos virtuales, Massie (1994) afirma que el hombre aprecia las rigideces mayores de 2000 N/m como una superficie completamente rígida. Por su parte, Tan (1994) afirma que el umbral absoluto de rigidez, a partir del cual un usuario no es capaz de distinguir rigideces mayores, hay que situarlo entre los 15300 N/m y los 41500 N/m.

2.2.2 Modelo elástico no lineal

Hay que tener en cuenta que el modelo anterior sólo es válido cuando el objeto que toca el escenario no tiene dimensiones, es decir, es un punto. Si los dos objetos en contacto tienen dimensiones, el modelo elástico es sólo aproximado. Parece lógico pensar que la fuerza de contacto debe ser, más bien, proporcional al volumen de intersección entre ambos objetos.

Si los objetos en contacto son esféricos, se ha propuesto un modelo elástico no lineal, como el de la ecuación (2.4). Este modelo, descrito por ejemplo por Johnson (1985), es coherente con la teoría de Hertz de los impactos, publicada en 1882.

$$f_n = Kx^{\frac{3}{2}} \quad (2.4)$$

Para objetos en contacto de otras formas, e incluso de diversos materiales, se han propuesto otras potencias para ponderar penetración.

Como, en general, no se conoce la forma de los objetos en colisión tanto el modelo lineal como el no lineal son aproximados. Si a la mayor simplicidad del modelo lineal se añade el hecho de que muchos dispositivos hápticos, por ejemplo el PHANTOM, sólo contemplan la posibilidad que colisione un punto del usuario, hace que el modelo lineal sea el más empleado hasta la fecha.

2.2.3 Modelo viscoelástico

El modelo viscoelástico añade al modelo elástico lineal una componente viscosa proporcional a la velocidad de aumento de la penetración en el escenario virtual. Este hecho puede interpretarse físicamente como si existiera un acoplamiento

virtual entre ambos objetos consistente en un muelle de rigidez K y un amortiguador de constante B .

Este modelo, en la ecuación (2.5), llamado también Kelvin-Voigt, citado en Goldsmith (1960), lo emplean varios autores, por ejemplo Brown (1994).

$$f_n = Kx + B\dot{x} \quad (2.5)$$

La componente que se añade beneficia en algunos aspectos en la sensación del contacto. El amortiguamiento virtual disipa energía y, por tanto, contribuye a la estabilidad del sistema. Este hecho se verá de forma más detallada en el apartado 2.7, donde se resumen los estudios de estabilidad realizados hasta el momento.

Un problema de este modelo es que la fuerza de contacto con el objeto es fuertemente discontinua. En vez de comenzar desde cero, comienza por un valor finito en función de la velocidad inicial con la que el usuario colisiona con el objeto. Este salto brusco de la fuerza puede imitar, de forma un poco burda, lo que podría ser una percusión inicial con el objeto.

Sin embargo, es más difícil encontrar sentido físico a los valores finales del modelo. Cuando el usuario pretende dejar de tocar el objeto y la penetración comienza a disminuir hasta hacerse cero, la fuerza resultante es contraria a la normal, es decir, se notaría una fuerza de atracción al objeto. Este hecho no tiene sentido físico, porque los cuerpos se deben separar sin ningún tipo de oposición a no ser que exista un fenómeno de adherencia entre ambos.

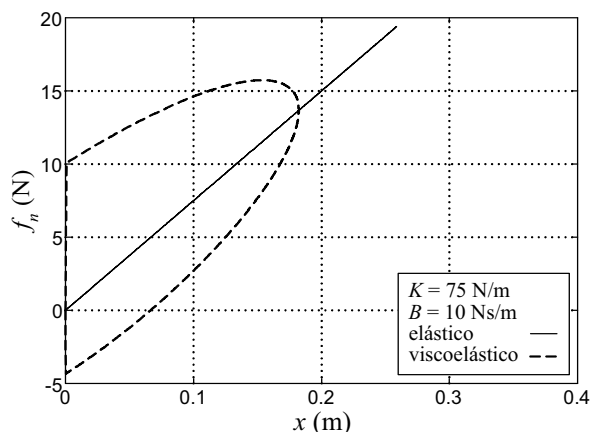


Figura 2.3 Comparativa de los modelos elástico y viscoelástico

La Figura 2.3 muestra una comparativa realizada en Matlab de los modelos elástico y viscoelástico. En ambos casos una pared virtual repele una masa de 5

kg que impacta con una velocidad de 1 m/s. Se representa el módulo de la fuerza en función de la penetración.

Se puede observar la fuerza inicial no nula del modelo viscoelástico. También se observa la aparición de fuerzas negativas, de adherencia o atracción, en los últimos momentos de contacto con la pared viscoelástica.

La energía disipada por el amortiguador del modelo viscoelástico corresponde al área encerrada por la línea discontinua de la Figura 2.3. En el modelo elástico, el movimiento de penetración y salida restituye fuerzas iguales en cada valor de penetración, la energía que devuelve la pared al objeto es la misma que ha disipado, por lo que el objeto en la simulación rebota con la misma velocidad con la que ha impactado. Esto no ocurre en el caso de modelo viscoelástico, donde la velocidad de salida es inferior a la de impacto, es decir, su energía cinética ha disminuido.

Otro hecho beneficioso del modelo viscoelástico que se observa en la simulación es que se consigue repeler la masa con menor penetración que con el modelo elástico. Además la fuerza máxima del modelo viscoelástico es inferior a la del modelo elástico. Este hecho también es positivo ya que una medida de seguridad habitual en este tipo de sistemas es limitar hasta un determinado valor la fuerza que se restituye al usuario.

Un pequeño inconveniente de este modelo, que obvian casi todos los autores, es que requiere conocer la derivada de la penetración. El cálculo de esta derivada requiere emplear un método de diferenciación que quizá pueda afectar a la estabilidad del sistema. Además, si la resolución de los sensores de posición no es muy grande, la señal derivada puede llegar a tener una muy baja resolución, con lo que se aparecerían efectos no lineales en el sistema.

Es posible, Brach (1991), en función de los parámetros K y B implementados, determinar cuál será el valor aproximado del coeficiente de restitución ε implementado. Como es sabido, ε puede variar entre 1, contacto perfectamente elástico, y 0, contacto perfectamente plástico. La ecuación (2.6) señala dicha relación.

$$\varepsilon = e^{\frac{-B\pi}{\sqrt{4mK - B^2}}} \quad (2.6)$$

Donde m es la masa del objeto que toca el escenario. La masa del escenario se supone infinita. Como era de esperar, ε es 1 cuando B es 0. Esta expresión se puede usar a la hora de asignar un valor numérico al amortiguamiento B , que es un parámetro menos intuitivo que la rigidez K .

Hay que hacer notar que, una vez asignados K y B , el coeficiente de restitución ε permanece constante durante la simulación.

2.2.4 Modelo viscoelástico no lineal

Para evitar el problema de las discontinuidades en la fuerza del modelo anterior, lo más sencillo es hacer incrementar el coeficiente B desde cero en función de la penetración, ecuación (2.7).

$$f_n = Kx + Bx\dot{x} \quad (2.7)$$

Este modelo, propuesto por Hunt y Crossley (1975), sigue poseyendo la ventaja del modelo anterior de contener un elemento que disipa energía, y por tanto, de contribuir a la estabilidad del sistema.

En este modelo es posible, como hacen Marhefka y Orin (1996 y 1999), relacionar el coeficiente de amortiguamiento B con el coeficiente de restitución ε del contacto, fijada la rigidez K . En las ecuaciones (2.8) y (2.9), se pueden ver las expresiones de ε y B , en función de v_i que es la velocidad inicial de contacto.

$$\varepsilon = 1 - \alpha v_i \quad (2.8)$$

$$B = \frac{3}{2} \alpha K \quad (2.9)$$

La ecuación (2.8) es una aproximación usual para el coeficiente de restitución que sólo se puede aplicar hasta un determinado valor máximo de v_i . Esta aproximación es suficiente ya que el usuario no va a colisionar con el escenario virtual más rápido que 1 ó 2 m/s. El coeficiente α depende del material de los objetos en contacto, y suele variar entre 0.08 y 0.32 s/m para superficies como el acero, el bronce o el marfil.

Hay que hacer notar que, con este modelo, una vez fijados B y K , el coeficiente de restitución sí que varía con la velocidad de contacto, como ocurre en la realidad.

La Figura 2.4 muestra una comparativa realizada en Matlab de los modelos elástico y viscoelástico. También en este caso una pared virtual repele una masa de 5 kg que impacta con una velocidad de 1 m/s. Se representa el módulo de la fuerza en función de la penetración.

Como era de esperar, se comprueba que el modelo viscoelástico disipa energía –el área encerrada por la línea discontinua de la Figura 2.4– aunque en menor medida que el modelo viscoelástico anterior. Por este motivo la penetración es similar al modelo elástico. También se comprueba el hecho de que la fuerza al inicio de la penetración y al final de la misma son iguales a cero.

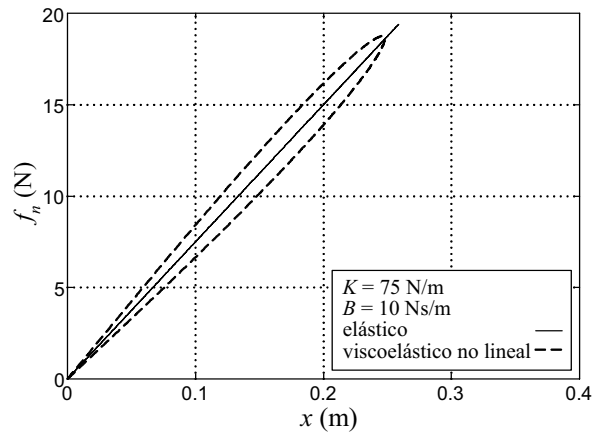


Figura 2.4 Comparativa de los modelos elástico y viscoelástico no lineal

Otro modelo viscoelástico no lineal, también propuesto por Hunt y Crossley (1975) y más ampliamente estudiado por Marhefka y Orin (1996 y 1999), introduce una potencia arbitraria n a la penetración, tanto de la componente elástica como de la componente viscosa.

$$f_n = Kx^n + Bx^n \dot{x} \quad (2.10)$$

También con este modelo se cumplen las ecuaciones (2.8) y (2.9) que relacionan el coeficiente de restitución ε con el coeficiente de amortiguamiento B , fijada una rigidez K , es decir, son independientes de la potencia n .

Kuwabara y Kono (1987) extienden la teoría de Hertz a la parte viscosa de este modelo y señalan $n = 0.5$ para el contacto entre esfera y esfera. Falcon (1998) señala con experimentos que $n = 0.25$ es más adecuada.

Este último modelo lo emplea Thompson II (1997) con el interfaz háptico *Sarcos Dextrous Arm Master*. En concreto, usa una potencia de $n = 0.5$, valor que se ha ajustado de forma experimental.

Como apunta Faik (2000), resulta desconcertante que se proponga en este último modelo una misma potencia n para las dos componentes, la elástica y la viscosa. Máxime cuando para la parte elástica se suelen recomendar valores entre 1 y 1.5 y para la viscosa entre 0.25 y 0.5.

Las características de este modelo son similares al modelo anterior en lo que se refiere a la componente que disipa energía y la fuerza inicial y final nula. Introduce, además, un efecto de incremento de la rigidez conforme aumenta la penetración. Este hecho se puede observar en la Figura 2.5 que representa una simulación en Matlab de las mismas características que las anteriores.

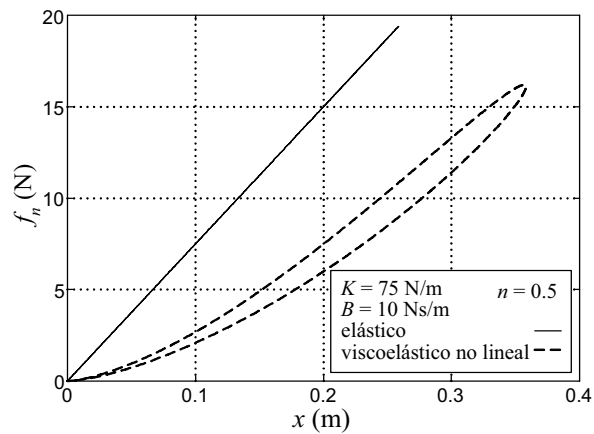


Figura 2.5 Comparativa de los modelos elástico y viscoelástico no lineal

2.2.5 Modelo semiviscoelástico

Este modelo, ecuación (2.11), propuesto por Rosenberg y Adelstein (1993), es igual al modelo viscoelástico ya descrito, pero sólo añade la componente del amortiguamiento mientras la penetración aumenta. Si la penetración disminuye sólo restituye la componente elástica.

$$f_n = \begin{cases} Kx + B\dot{x} & \dot{x} > 0 \\ Kx & \dot{x} \leq 0 \end{cases} \quad (2.11)$$

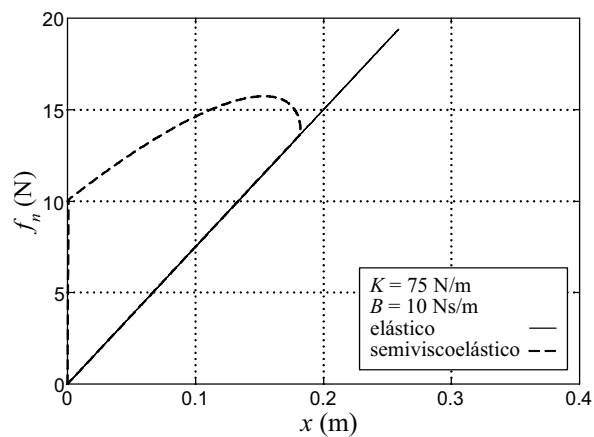


Figura 2.6 Comparativa de los modelos elástico y semiviscoelástico

Posee las mismas ventajas del modelo viscoelástico y además no tiene el inconveniente del efecto de atracción al usuario cuando abandona el contacto con el objeto. En la Figura 2.6 representa una simulación de las mismas características que las anteriores y se observa cómo este modelo no restituye fuerzas negativas.

2.3 CÁLCULO DE LA NORMAL Y PENETRACIÓN

El modo de calcular la dirección normal de contacto y la penetración depende de cómo esté caracterizado el escenario virtual en el ordenador gráfico. Esto significa también que no es posible proponer un método general para el problema.

2.3.1 Objetos caracterizados mediante VRML

Es habitual que la superficie exterior de los objetos virtuales se encuentre geoméricamente descompuesta, a modo de poliedro, en numerosos polígonos planos. De cada uno de estos polígonos, por lo general triángulos, se conocen sus vértices y normales que apuntan al exterior del objeto. Se denominará faceta a cada una de las caras o lados del poliedro que define la superficie exterior de los objetos virtuales.

Esta caracterización del escenario virtual la siguen, por ejemplo, los formatos estándar de VRML (Carey 1997). Para calcular la dirección normal, lo habitual es operar con las normales de las facetas que estén involucradas en el contacto.

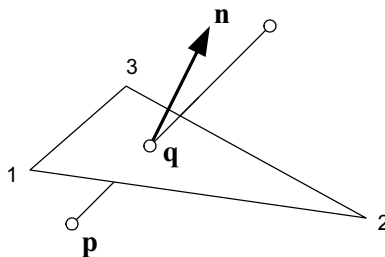


Figura 2.7 Punto de intersección con el escenario virtual

En el caso de que el usuario no sea tridimensional, es decir, que sólo un punto del usuario toca el escenario, el cálculo resulta relativamente sencillo. Este es el caso de algunas simulaciones realizadas con el PHANToM. Morgenbesser (1996) propone –y Basgodan (1997) implementa con éxito– modelizar el mango del PHANToM por una línea recta que puede atravesar el escenario. El

objetivo es calcular el punto de intersección \mathbf{q} de dicha línea recta con el escenario. Aunque la intersección puede darse con varias facetas, sólo se tiene en cuenta aquella que esté más alejada de la punta del mango. En la Figura 2.7, se muestra el punto de intersección \mathbf{q} .

$$\mathbf{n} = \frac{\sum_{j=1}^3 A_j \mathbf{n}_j}{\sum_{j=1}^3 A_j} \quad (2.12)$$

La penetración es la proyección del segmento que une la punta del mango y el punto de intersección \mathbf{q} sobre la dirección normal. Esta dirección normal de contacto no es la de la faceta tocada, sino una media ponderada de las normales de sus vértices. La ecuación (2.12) muestra cómo se realiza esa media, empleando las áreas de las zonas en que se divide la faceta por el punto de intersección. La Figura 2.8 muestra dichas áreas.

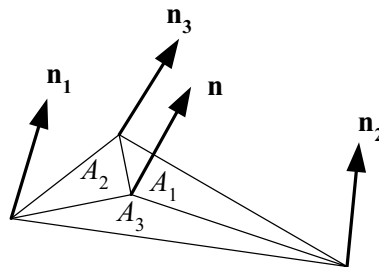


Figura 2.8 Áreas usadas para la media ponderada que calcula la dirección normal

La normal así calculada varía suavemente con el movimiento del usuario. Este algoritmo es análogo al método de Phong (1975) empleado para representar las sombras de un objeto dividido en facetas.

2.3.2 Objetos caracterizados mediante VPS

Renz (2001) y McNeely (1999) siguen una caracterización del objeto móvil llamada Voxmap-PointShell™ (en adelante VPS). En el modelo VPS, la superficie del objeto móvil se describe por un conjunto de puntos. Cada punto tiene asociado una normal dirigida hacia el interior del objeto. En la Figura 2.9 se puede observar un objeto caracterizado por el modelo VPS.

Para calcular la dirección normal de contacto, se buscan los puntos del objeto móvil VPS que se encuentren dentro de las cajas contenedoras del objeto

fijo. La dirección normal de contacto \mathbf{n} es igual a la suma vectorial de las normales asociadas a los puntos interiores, normalizada.

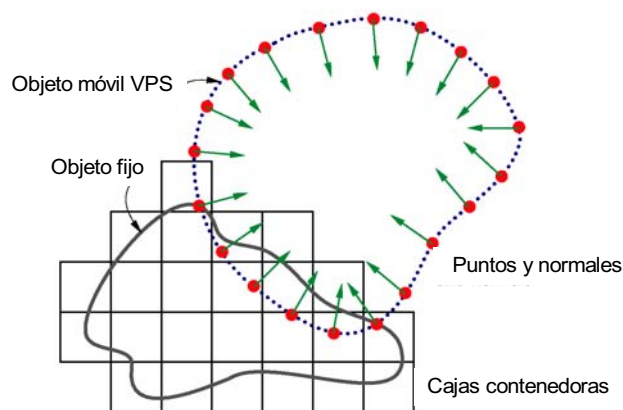


Figura 2.9 Esquema de objeto móvil caracterizado por VPS

La solución que da el modelo VPS, no calcula la penetración entre el objeto móvil y fijo. Calcula las penetraciones de todos los puntos del objeto móvil que se encuentran dentro del fijo y, en función de esas penetraciones, determina directamente el módulo de la fuerza de colisión.

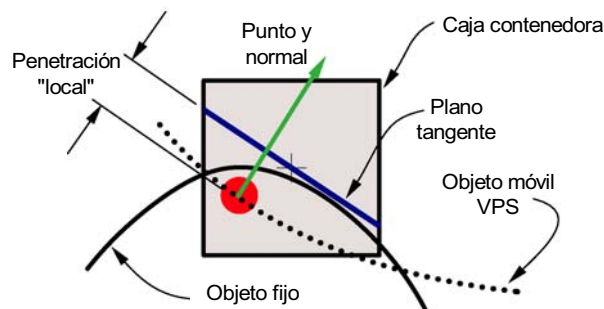


Figura 2.10 Cálculo de la penetración "local" con objetos VPS

Quizá el punto más débil de esta estrategia es el cálculo la penetración de cada uno de los puntos del escenario móvil que se encuentran dentro del escenario. Cada uno de esos puntos se encontrará dentro de una caja contenedora del escenario. El algoritmo propone calcular la distancia que existe entre el punto y un plano que contenga el punto central de la caja contenedora y sea perpendicular a la normal de contacto. Renz usa en todos los puntos interiores la misma normal \mathbf{n} , calculada como la suma vectorial normalizada. McNeely, en cambio,

propone usar para cada punto su propia normal. En la Figura 2.10 se muestra la estrategia con un sólo punto interior –por lo que ambas estrategias coinciden–.

Las dos estrategias de cálculo poseen inconvenientes comunes. El mismo estudio de Renz señala que, si el punto VPS en cuestión se encuentra en una caja contenedora no superficial sino interior al objeto fijo, la penetración “local” no tiene en cuenta la distancia hasta la superficie de las cajas contenedoras superiores.

Otro problema es que dentro de la caja contenedora, la penetración “local” tendrá una longitud poco superior a la mitad del lado de la caja contenedora. Si el punto VPS está por encima del plano tangente no existe penetración “local”. Este problema se puede apreciar en la Figura 2.11.

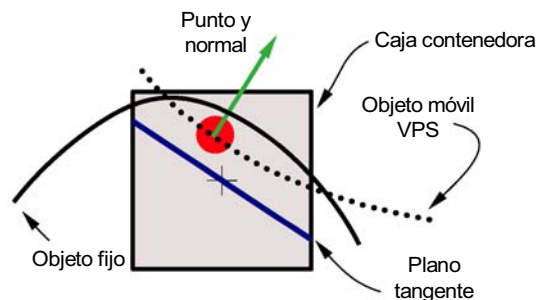


Figura 2.11 Caso en el que no existe penetración “local” con objetos VPS

Para solucionar este último problema, se propone calcular previamente a la simulación –cuando se divide el escenario en cajas contenedoras de dimensiones adecuadas– la proyección del punto central de cada caja contenedora sobre la superficie del objeto fijo. Por este nuevo punto proyectado se haría pasar el plano tangente sobre el que se calcula la penetración “local”.

2.3.3 Objetos caracterizados mediante NURBS

Los objetos virtuales pueden tener su superficie parametrizada mediante funciones *Non-Uniform Rational B-Splines*, en adelante NURBS (Piegl 1995).

Thompson (abril 1997 y noviembre 1997) propone un algoritmo para el cálculo de la penetración entre un punto de la herramienta virtual que manipula el usuario con el escenario fijo caracterizado por NURBS. Calcular la penetración entre un punto y una superficie es mucho más sencillo que calcular la penetración entre dos superficies. Este último caso se daría si fuera toda la herramienta virtual la que pudiera colisionar con el escenario.

En su estudio propone obtener la normal de contacto y la penetración en varias etapas sucesivas. La primera etapa es detectar la superficie NURBS más cercana a la punta de la herramienta. Para esta detección no se emplea la información de las superficies NURBS, sino las cajas contenedoras de cada superficie, que previamente a la simulación se han calculado. En una segunda etapa se comprueba constantemente el signo de la distancia del punto de la herramienta a la superficie. Para esto, se calcula la proyección del punto sobre la superficie. El signo de la penetración lo determina el producto escalar del vector normal a la superficie por vector el que une el punto de la herramienta y su proyección. El módulo de este producto escalar es la penetración.

De nuevo Thompson (1999) propone una extensión del algoritmo anterior para que sea compatible con objetos virtuales caracterizados mediante *trimmed* NURBS. Las *trimmed* NURBS permiten definir muchos más tipos de escenarios, como los generados con las operaciones básicas de los programas CAD de cortar una porción de superficie.

Por otra parte, Nelson (1999) propone dos algoritmos para determinar la penetración que existe entre dos superficies NURBS. El primero de ellos se basa en el método de iteración de Newton. El segundo efectúa un seguimiento de los puntos que determinan la máxima penetración entre las dos superficies teniendo en cuenta el movimiento y el giro del objeto móvil en cada instante.

2.4 MODELOS DE FUERZA TANGENTE DE CONTACTO

La fuerza tangente de contacto suele incluir el efecto de la fricción o rozamiento y también muestra la rugosidad de la superficie que se está simulando. Si no se introduce una fuerza tangente, el usuario tiene la sensación de estar deslizando sobre una superficie lubricada o tocando un objeto sin fricción, como puede ser el hielo.

Ningún autor se detiene a describir cómo se calcula la dirección tangente \mathbf{t} a la superficie de contacto conociendo el vector normal \mathbf{n} y la trayectoria del usuario. Este hecho, aparentemente trivial, será estudiado en el apartado 3.5.3.

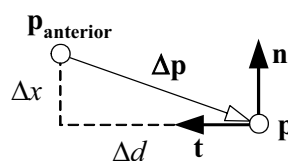


Figura 2.12 Elementos que intervienen en el cálculo de la fuerza tangente

En cuanto al módulo de la fuerza tangente existen varios modelos, más o menos complicados, que se describen en los próximos apartados. Todos ellos involucran los elementos representados en la Figura 2.12.

La posición actual del usuario es el punto \mathbf{p} . La posición el usuario en el periodo de muestreo anterior es el punto $\mathbf{p}_{\text{anterior}}$. La trayectoria del usuario la determina el vector $\Delta\mathbf{p}$, que es el vector diferencia de la posición anterior menos la actual. El vector normal de contacto sigue siendo \mathbf{n} . El vector tangente de contacto es \mathbf{t} . Los vectores \mathbf{n} y \mathbf{t} son unitarios y los vectores \mathbf{n} , \mathbf{t} y $\Delta\mathbf{p}$ son coplanarios. Δx es el incremento de la penetración y Δd es el incremento del deslizamiento sobre la superficie de contacto.

2.4.1 Modelo de Salisbury

El modelo de Salisbury (1995) pretende implementar el efecto del rozamiento de Coulomb, tanto estático o dinámico. En el caso de fricción estática restituye una fuerza tangente proporcional a la distancia a un punto fijo de adherencia, \mathbf{p}_{ad} . En el caso de fricción dinámica una fuerza proporcional a la fuerza normal de contacto. La transición entre ambos tipos de fricción depende del valor de la fuerza normal y del coeficiente de fricción estática, de la siguiente manera:

$$\mathbf{f}_t = f_t \mathbf{t} \quad (2.13)$$

$$f_t = K_t(\mathbf{p}_{\text{ad}} - \mathbf{p}) \cdot \mathbf{t} \quad \text{para} \quad f_t \leq \mu_s f_n \quad (2.14)$$

Donde μ_s es el coeficiente de rozamiento estático de la superficie virtual y K_t la constante de rigidez en la adherencia. Rebasado el umbral estático, se pasa al estado de rozamiento dinámico, donde la fuerza es un poco inferior, de la forma:

$$f_t = \mu_d f_n \quad (2.15)$$

El coeficiente de rozamiento dinámico de la superficie virtual es μ_d . Este coeficiente es menor que el coeficiente de rozamiento estático μ_s .

Durante el movimiento con fricción dinámica, el punto de adherencia se va desplazando. El nuevo punto de adherencia se sitúa en la dirección que marca el vector tangente al movimiento, a una distancia de la posición actual del usuario que se calcula dividiendo la fuerza tangente dinámica entre la constante de rigidez en la adherencia K_t .

Con el nuevo punto de adherencia, se comprueba en cada iteración si se sobrepasa o no el umbral de fricción estática. En caso afirmativo, se sigue restituyendo la fuerza de fricción dinámica y se modifica el punto de adherencia para la siguiente iteración. En caso negativo, se restituye la fuerza de fricción estática.

tica, y se conserva invariable el punto de adherencia. La Figura 2.13 muestra el modelo descrito.

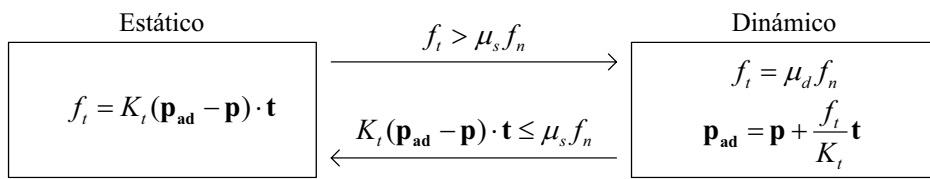


Figura 2.13 Esquema del modelo de fuerza tangente de Salisbury

2.4.2 Modelo de Constantinescu

Constantinescu (2002) emplea un modelo para la componente tangente de la fuerza simplificando aún más el modelo de rozamiento de Coulomb. El resultado es el modelo que se describe en la Figura 2.14.

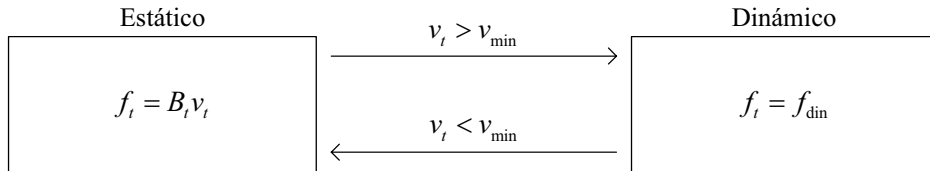


Figura 2.14 Esquema del modelo de fuerza tangente de Constantinescu

En este modelo el valor clave es la velocidad tangente del usuario, que se calcula como la división del incremento del deslizamiento sobre la superficie de contacto Δd entre el periodo de muestreo T .

$$\Delta d = -\Delta \mathbf{p} \cdot \mathbf{t} \quad (2.16)$$

$$v_t = \frac{\Delta d}{T} \quad (2.17)$$

En el régimen estático la fuerza es proporcional a la velocidad tangente. El paso de régimen estático a dinámico lo marca un umbral de velocidad tangente v_{min} . La fuerza en régimen dinámico es constante y menor que la máxima fuerza de rozamiento estático, como se muestra en la Figura 2.15.

El principal problema de este modelo consiste en el cálculo de la velocidad tangente. La frecuencia de muestreo es tan elevada que la resolución en velocidad suele ser pequeña, y la cuantización que se produce se puede percibir por el usuario. Además, el umbral v_{min} se suele escoger pequeño, por lo que puede estar próximo a la resolución en velocidad.

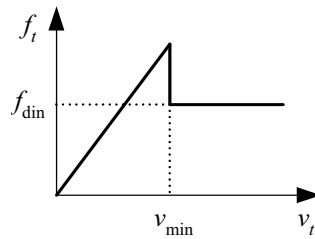


Figura 2.15 Modelo de fuerza tangente de Constantinescu

Comparado con el modelo de Salisbury, se puede afirmar además, que este modelo simula el rozamiento de Coulomb de forma más pobre.

2.4.3 Modelo de Salcudean

Salcudean (1994) modifica el modelo de Karnopp (1985) de fuerzas de contacto para poder aplicarlo a dispositivos en los que se desconocen las fuerzas exteriores aplicadas, como es el caso de un dispositivo háptico de impedancia.

Este modelo propone que la fuerza en el caso de rozamiento dinámico sea exclusivamente un rozamiento viscoso, es decir, una fuerza proporcional a la velocidad tangente del usuario. En la Figura 2.16 se muestra un esquema que describe este modelo.

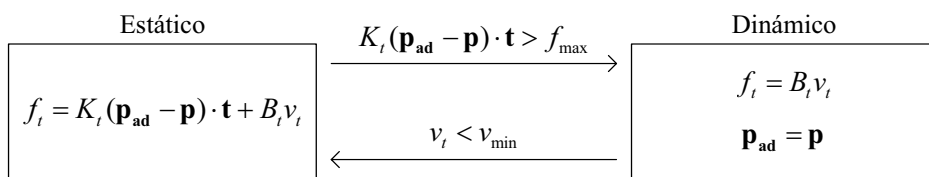


Figura 2.16 Esquema del modelo de fuerza tangente de Salcudean

El paso del estado estático a dinámico se efectúa cuando la fuerza, proporcional a la distancia hasta el punto de adherencia, supera el umbral que marca f_{max} . El paso del estado dinámico al estático se efectúa cuando la velocidad tangente disminuye por debajo del umbral que marca v_{min} .

El rozamiento viscoso, proporcional a la velocidad tangente, se incluye en los dos estados. Hay que resaltar que este modelo presenta el mismo problema en el cálculo de la velocidad tangente que el modelo de Constantinescu.

Asimismo, Salcudean propone situar el punto de adherencia en el mismo lugar donde se ha producido la transición al estado estático.

Adachi (1995) emplea este modelo de forma más simplificada. No se distinguen los estados estático y dinámico y simplemente se restituye una fuerza tangente proporcional a la velocidad tangente, de la forma:

$$\mathbf{f}_t = B_t v_t \mathbf{t} \quad (2.18)$$

2.4.4 Modelo de Ruspini

Ruspini (agosto 1997 y septiembre 1997) propone un modelo que pretende evitar precisamente el cálculo de la velocidad tangente que aparece en los modelos de Constantinescu y Salcudean. Desde este punto de vista, es semajante al modelo de Salisbury.

El modelo de Ruspini calcula la fuerza total de contacto, suma de la normal y tangente. Sólo calcula sus componentes para comprobar si se ha producido, o no, un cambio de estado estático a dinámico, y viceversa. En la Figura 2.17 se muestra un esquema del funcionamiento de este modelo.

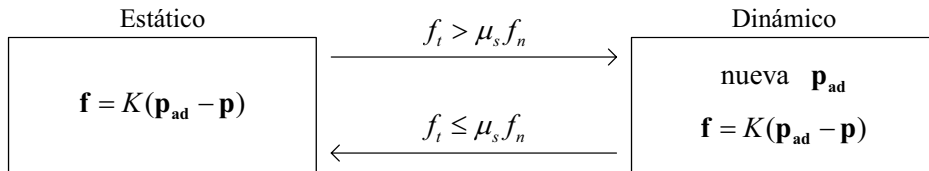


Figura 2.17 Esquema del modelo de fuerza tangente de Ruspini

La localización del punto de adherencia \mathbf{p}_{ad} es lo más característico de este modelo. El punto de adherencia se sitúa siempre en la superficie del escenario, jamás se introduce en él. De esta forma, la distancia de este punto a la posición del usuario está muy relacionada con la penetración x . El único inconveniente es que no se pueden asignar rigideces distintas al movimiento normal y tangente, K y K_t , como permiten los dos modelos anteriores.

La fuerza de contacto \mathbf{f} se calcula siempre de la misma forma, proporcional a la distancia hasta el punto de adherencia. Lo único que varía entre los estados estático y dinámico es la localización de dicho punto de adherencia. En el estado estático, el punto de adherencia \mathbf{p}_{ad} permanece constante, igual que los dos modelos anteriores, pero sobre la superficie del escenario.

En el estado dinámico el punto de adherencia se sitúa en un nuevo lugar. El cálculo de este nuevo lugar es lo más costoso del método. En principio, ese nuevo lugar debería ser el punto de la superficie del escenario más cercano a la posición del usuario a lo largo de la dirección normal. Sin embargo, si la distancia de ese nuevo punto hasta el punto de adherencia anterior es mayor que un

cierto umbral, el punto de adherencia se sitúa en el lugar que marca el umbral máximo de distancia que puede recorrer el punto de adherencia. La expresión de ese umbral de distancia se recoge en la ecuación (2.19).

$$\frac{f - \mu_d f_n}{B_t} T \quad (2.19)$$

En definitiva, esto es igual que calcular la velocidad estacionaria que alcanzaría un objeto sin masa sobre una superficie de viscosidad B_t y coeficiente de rozamiento dinámico μ_d . Multiplicando esta velocidad por T , se obtiene la distancia máxima que recorrería durante un periodo de muestreo. De esta forma, el método evita el cálculo de la velocidad tangente.

El principal inconveniente de este método es conseguir que el punto de adherencia siga correctamente la superficie del escenario.

2.4.5 Modelo de Mark

Mark (1996) propone un modelo de fuerza tangente que emplea cinco parámetros para la superficie, con el objetivo de añadir texturas a la sensación de rozamiento. Es el modelo que posee más variables que ajustar.

Los cinco parámetros que definen una superficie son: K_t , μ_d , d_{\max} , d_{media} y d_{entorno} . Al igual que en modelo anterior, cuando el usuario toca una superficie, el primer punto de contacto se considera como punto de adherencia. La fuerza tangente en el caso de adherencia es:

$$f_t = f_n K_t (\mathbf{p}_{\text{ad}} - \mathbf{p}) \cdot \mathbf{t} \quad \text{para} \quad (\mathbf{p}_{\text{ad}} - \mathbf{p}) \cdot \mathbf{t} \leq d_{\max} \quad (2.20)$$

Se observa en este modelo que la fricción estática es proporcional no sólo al deslizamiento tangente producido desde el punto de adherencia. También es proporcional al módulo de la fuerza normal de contacto f_n . Además, el umbral de transición a la fricción dinámica lo marca, no un valor de fuerza o velocidad, sino el deslizamiento tangente acumulado.

Rebasado el umbral, se produce el deslizamiento y la fuerza tangente que se restituye es igual que en el modelo de Salisbury:

$$f_t = \mu_d f_n \quad (2.21)$$

Sin embargo, a diferencia del modelo anterior, los puntos de adherencia se encuentran distribuidos a lo largo de la superficie. La variable d_{media} es la distancia media entre dos puntos de adherencia. El usuario encontrará un punto de adherencia con una probabilidad uniforme en un intervalo espacial acotado, que se muestra en la ecuación (2.22).

$$\left[d_{\text{media}} - \frac{d_{\text{entorno}}}{2}, d_{\text{media}} + \frac{d_{\text{entorno}}}{2} \right] \quad (2.22)$$

Cuando el usuario deja de moverse sobre la superficie, el modelo considera que ha encontrado un nuevo punto de adherencia. Esta forma de actuar reproduce la textura superficial del objeto que se está tocando.

2.4.6 Otros modelos para texturas

Massie (1996) introduce la textura de la superficie añadiendo directamente una fuerza sinusoidal en la dirección normal a la superficie, de frecuencia y amplitud variables, dependiendo de la superficie. Minsky (1995), en cambio, propone introducir esa fuerza sinusoidal en la dirección tangente a la superficie, es decir, en la misma dirección que la fuerza de rozamiento. Las dos soluciones son válidas, ya que para señales de altas frecuencias los receptores de la piel son insensibles a la dirección, como corroboraron los estudios de Kontarinis (1995) y Brooks (1990).

El número de publicaciones que proponen métodos para generar distintos tipos de texturas, usando desde procesos estocásticos hasta la teoría de fractales, es bastante elevado. Sin embargo, no se profundiza más sobre texturas en la presente tesis, ya que la utilidad final del dispositivo háptico desarrollado no se encuentra tanto en el discernimiento de texturas como en la manipulación de piezas. En dicha operación lo esencial es sentir las fuerzas de peso y contacto con otros cuerpos, no la calidad de las superficies de dichos objetos.

Sí se han descrito de forma detallada los modelos de fuerza de rozamiento es conveniente incluir algún tipo de fuerza de rozamiento en el dispositivo final.

2.5 ESTRATEGIAS DE COMUNICACIÓN ENTRE LAZOS

Es frecuente en sistemas de realidad virtual separar los distintos módulos del software en dos ordenadores, conectados entre si a través de una red Ethernet. La información se intercambia a través de dicha conexión, que debe ser suficientemente rápida y segura. En cuanto al tamaño de los mensajes, se intenta que sea lo menor posible.

Thompson II (1997) en su dispositivo de realidad virtual, que tiene por interfaz háptico el *Sarcos Dextrous Arm Master*, utiliza dos canales de información dentro de la misma red Ethernet. Uno de los canales sigue el protocolo UDP y se emplea para transmitir la posición del usuario del ordenador háptico al ordenador visual. Este protocolo de transmisión no garantiza la recepción de todos los mensajes, pero este hecho no constituye una seria desventaja. La razón

es que al ordenador gráfico llega más información de posición de la que se puede procesar. El módulo de detección de colisiones acaba empleando el último mensaje de posición recibido. Por otra parte, el protocolo UDP es más rápido que cualquier otro que garantice la recepción de todos los mensajes.

El segundo canal sigue el protocolo TCP, que sí que garantiza la recepción de todos los mensajes, y se emplea para enviar la información de la superficie en contacto. Además, el ordenador de control alberga una réplica del escenario virtual en las proximidades del usuario. Esta réplica se va actualizando periódicamente en función de la posición del mismo.

Mark (1996), describe una arquitectura similar, ideada para poder utilizar cualquier dispositivo mecánico, aunque en su caso usa el PHANTOM. En este caso también existen dos canales de transmisión de datos. Por un canal TCP se envían los comandos de control, por ejemplo, la orden de encendido y apagado del controlador. Es un canal unidireccional, desde el ordenador gráfico al ordenador de control. El canal UDP, en cambio, se establece en las dos direcciones. Por un lado, el ordenador de control envía las posiciones del usuario al ordenador gráfico. Y por otro, el ordenador gráfico envía el plano de contacto al ordenador de control.

En esta arquitectura la información que se intercambia es muy inferior a la del sistema anterior. El ordenador háptico sólo conoce del escenario un plano de contacto, que se determina con sólo cuatro parámetros.

Hay que tener en cuenta que, aunque se hable de una arquitectura de doble lazo, y cada cada lazo vaya a una frecuencia disrinta, no se puede abordar el problema como un sistema de doble periodo de muestreo, como hace por ejemplo Tornero (2002).

En primer lugar, el algoritmo de detección de colisiones no tiene periodo de muestreo fijo. Se ejecuta de forma ininterrumpida, a la máxima velocidad que le permita el microprocesador. En cuanto al algoritmo de control, no puede considerarse un sistema con dos periodos de muestreo, es decir, capaz de actuar en un periodo rápido y recibiendo información en un periodo lento. El motivo es que, aunque se reciba información de la penetración en un periodo lento, sí se tiene información de la posición del usuario con el mismo periodo rápido que la actuación. El estudio de estos sistemas se centra, por tanto, en estimar la penetración, cuando no se sabe, a la velocidad del periodo rápido. De esta forma el algoritmo de control tiene un único periodo de muestreo, eso sí, con información menos fiable.

2.6 ACTUACIÓN EN AUSENCIA DE INFORMACIÓN

Como se han mostrado en el apartado anterior, los sistemas que poseen una arquitectura de doble lazo, poseen un algoritmo de control con un periodo de muestreo fijo y muy inferior al tiempo de cálculo de la información de contacto. En consecuencia se han ideado estrategias para que el algoritmo de control estime la penetración efectuada en el escenario virtual y pueda actuar en ausencia de información.

Adachi (1995) propone una estrategia simple, que consiste en aumentar o disminuir la penetración del periodo de muestreo anterior en función del movimiento del usuario proyectado sobre la dirección normal, que se mantiene constante.

En la Figura 2.18 se muestran los elementos que intervienen en el método. El valor de Δx es la distancia que se debe sumar a la penetración del periodo de muestreo anterior.

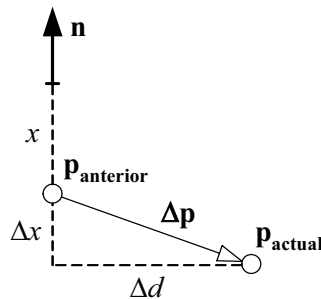


Figura 2.18 Estimación del incremento de la penetración Δx

Este método aproxima el escenario virtual como un plano de dimensiones infinitas, mientras no exista nueva información de contacto. La penetración así estimada sólo es buena si el usuario fuera un punto. Si el usuario toca el escenario con una herramienta tridimensional, el método es menos aproximado, ya que no tiene en cuenta el giro del usuario ni las dimensiones de la herramienta.

Sin embargo, y a pesar de las carencias señaladas, este método permite al usuario tocar escenarios bastante rígidos, a pesar de que el módulo de detección de colisiones sea lento.

El mayor inconveniente de este método se da cuando llega una nueva información de contacto, y cambia el plano de contacto. Este cambio puede ser brusco, tanto mayor cuanto más lento calcule la información de contacto el módulo de detección de colisiones.

Mark (1996) propone una forma de paliar este inconveniente. Cada vez que se recibe una nueva información de contacto, la fuerza que se restituye al usuario no es directamente proporcional a la nueva penetración. Para pasar de la penetración anterior a la nueva, se calculan n penetraciones intermedias y equidistantes entre sí. A lo largo de los n periodos de muestreo siguientes, se restituye una fuerza proporcional a cada una de ellas. De esta forma se consigue una transición un poco más suave, no en la dirección pero sí en el módulo.

Estos dos métodos son los únicos relevantes que se encuentran en bibliografía sobre actuación en ausencia de información. En el capítulo 3 de la presente tesis se describen distintos problemas que se pueden presentar implementando estos algoritmos tan sencillos y se ofrecen nuevas estrategias, junto con resultados experimentales.

2.7 ESTUDIOS DE ESTABILIDAD DEL SISTEMA

Hasta el momento, se han realizado muy pocos estudios teóricos sobre la estabilidad de un sistema háptico. Minsky (1990) propone el estudio del sistema de un grado de libertad, Figura 2.19. El interfaz está modelizado por una masa m y un amortiguamiento o viscosidad b . El usuario ejerce una fuerza f_h , y x_h es su desplazamiento. El escenario virtual consiste en un muelle de rigidez K .

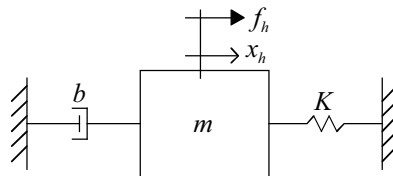


Figura 2.19 Modelo del sistema en contacto con un muelle virtual

El diagrama de bloques que propone para el estudio teórico es el que recoge la Figura 2.20. Las inestabilidades que aparecen en el sistema se achacan al retraso introducido por el muestreador. Por este motivo, aparece en el diagrama un retraso, en la actuación del muelle virtual, de un periodo de muestreo T . Hay que resaltar que, aunque se hace referencia al muestreador y al periodo de muestreo T , el estudio se realiza en el dominio continuo y no en el muestreado.

La ecuación característica del sistema es:

$$ms^2 + bs + Ke^{-sT} = 0 \quad (2.23)$$

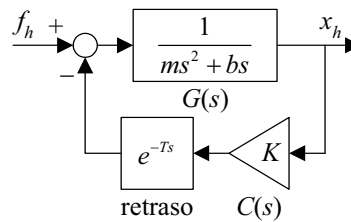


Figura 2.20 Diagrama de bloques del modelo del sistema

La función de retardo se aproxima por un desarrollo de Taylor de segundo orden:

$$e^{-Ts} = 1 - Ts + \frac{T^2}{2}s^2 \quad (2.24)$$

Con dicha aproximación, es sencillo demostrar que el sistema es estable si se cumple que:

$$b > KT \quad (2.25)$$

A partir de este resultado, Minsky afirma que, si se introdujera en el estudio anterior los parámetros de masa, viscosidad y rigidez del usuario, m_h , b_h y k_h , la condición de estabilidad que se debería cumplir es:

$$b + b_h > (K + k_h)T \quad (2.26)$$

Para el sistema real muestreado, se afirma que es más adecuada la expresión (2.27), donde el factor de proporcionalidad introducido se comprueba de forma experimental.

$$b + b_h > \frac{(K + k_h)T}{2} \quad (2.27)$$

Por último, se llega a afirmar que, en caso de que no se satisfaga la ecuación (2.27) que garantiza la estabilidad, lo que hay que hacer es introducir un amortiguador virtual, con coeficiente B , tal que se cumpla la expresión:

$$B + b + b_h > \frac{(K + k_h)T}{2} \quad (2.28)$$

Hay que resaltar que desde la ecuación (2.25) hasta la ecuación (2.28) el estudio de Minsky no ofrece ninguna justificación teórica. Es interesante señalar que, en su estudio, las inestabilidades que se achacan al retardo que introduce el muestreador. Asimismo, se recogen las siguientes conclusiones:

- El periodo de muestreo T y la rigidez virtual K son inversamente proporcionales: a menor periodo T , mayor rigidez K se puede implementar garantizando la estabilidad.

- El periodo de muestreo T y el amortiguamiento físico b son directamente proporcionales durante un amplio rango de valores de b : a menor periodo T , menor amortiguamiento b es necesario para garantizar la estabilidad.
- La masa del dispositivo m no influye en la estabilidad del sistema.

Brown y Colgate (1994) no realizan un estudio teórico de la estabilidad del sistema, pero presentan resultados experimentales que determinan el límite de estabilidad en función de varios parámetros del dispositivo.

El método que emplean para determinar la rigidez virtual K crítica es ir aumentando dicha rigidez y tocar el muelle virtual hasta que se presenten oscilaciones no amortiguadas. Los límites de estabilidad que establecen con este método concuerdan con las predicciones hechas por Minsky.

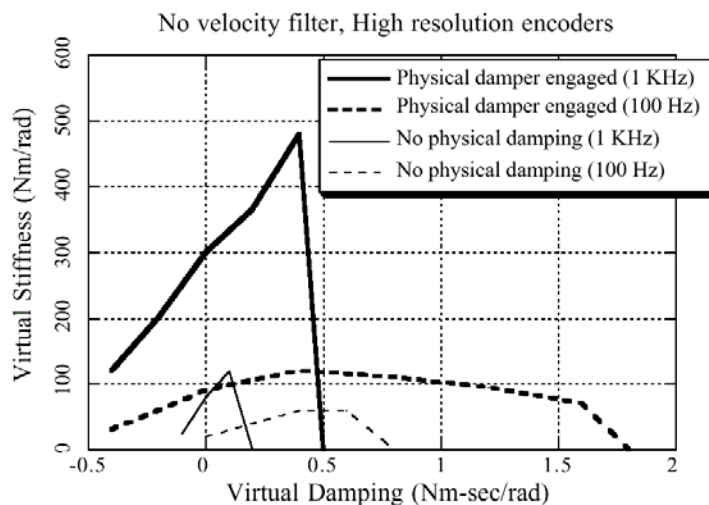


Figura 2.21 Límites experimentales de estabilidad del sistema

En la Figura 2.21 se ha reproducido una de las gráficas del estudio de estos autores. La inclusión del amortiguamiento virtual resulta beneficiosa hasta un determinado valor, y es posible implementar paredes virtuales con mayor rigidez.

2.8 ESTUDIOS DE PASIVIDAD DEL SISTEMA

La mayoría de los estudios que buscan las condiciones que deben cumplir los parámetros del sistema para garantizar la estabilidad, enfocan el problema desde el punto de vista de la pasividad.

Un sistema con una única entrada es pasivo, Slotine (1991), si cumple que:

$$\exists S_0 > -\infty, \quad \int_0^t f(\tau)v(\tau)d\tau > S_0, \quad \forall t > 0 \quad (2.29)$$

S_0 es una cota superior de la energía inicial del sistema, $f(t)$ es la fuerza de entrada al sistema y $v(t)$ es la velocidad con que se mueve el mismo. Esta condición expresa que, si el sistema en el instante inicial poseía una energía arbitraria S_0 , y se le introduce desde el exterior una cierta energía, definida por la integral a lo largo del tiempo de la fuerza exterior por la velocidad, en ningún instante la energía se hace inferior a la energía inicial. Es decir, el sistema no genera energía, aunque, como caso extremo, puede devolverla íntegramente.

Se puede demostrar que la condición (2.29) se cumple si la función de transferencia que relaciona las señales de fuerza y velocidad del sistema tiene parte real positiva para cualquier frecuencia, es decir:

$$v(s) = H(s)f(s) \quad (2.30)$$

$$\text{Re}[H(j\omega)] \geq 0, \quad \forall \omega > 0 \quad (2.31)$$

El conjunto de varios sistemas pasivos en cascada constituyen también un sistema pasivo. Por tanto, si se supone que el brazo del usuario es un sistema pasivo, como demuestra Hogan (1989), bastaría garantizar que el dispositivo háptico es pasivo, para poder afirmar que el conjunto usuario-dispositivo también lo es, y pueda afirmarse que es estable.

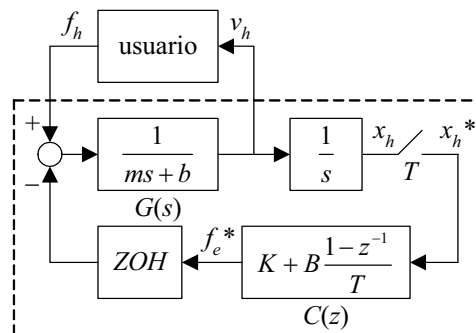


Figura 2.22 Diagrama de bloques del modelo del sistema

Con estas premisas, Colgate y Schenkel (1994) ponen las bases de los posteriores estudios de pasividad. Estudian la pasividad de un sistema háptico de un grado de libertad, cuyo diagrama de bloques se muestra en la Figura 2.22.

La fuerza que introduce el usuario al sistema y su velocidad son, respectivamente, f_h y v_h . El sistema será pasivo si cumple la condición (2.31), que acaban reduciendo a la condición:

$$b > \frac{T}{2(1 - \cos \omega T)} \operatorname{Re} \left[(1 - e^{-j\omega T}) C(e^{j\omega T}) \right], \quad 0 \leq \omega \leq \omega_N \quad (2.32)$$

Donde ω_N es la frecuencia de Nyquist, es decir, la mitad de la frecuencia de muestreo. Obsérvese que esta condición sirve para cualquier expresión que se implemente en el modelo de fuerza de contacto $C(z)$. Para el modelo viscoelástico, de muelle más amortiguador de la Figura 2.22, la condición de pasividad que resulta de operar la expresión (2.32) es:

$$b > \frac{KT}{2} + B \quad (2.33)$$

Llama la atención en la ecuación (2.33) que el amortiguamiento virtual B , en vez de contribuir para poder implementar mayores rigideces, hace el efecto contrario. Por este hecho, se dice que la pasividad es una condición más restrictiva que la estabilidad. Es decir, el sistema puede ser estable para un determinado usuario, mientras que si es pasivo, será estable para cualquier usuario que lo manipule.

Desde el punto de vista de la seguridad, es mejor garantizar la pasividad del dispositivo. Sin embargo, hay que tener en cuenta que la seguridad que ofrece el estudio pasivo se hace a costa de limitar “en exceso” el parámetro de rigidez virtual del escenario. Este hecho que va en detrimento de la sensación táctil de los escenarios rígidos.

También hay que considerar que las características mecánicas de distintos usuarios no son muy dispares entre sí. Es posible emplear un modelo aproximado para el usuario para encontrar la condición de estabilidad del sistema.

En un estudio similar, Brown y Colgate (1997) encuentran la condición de pasividad del sistema cuando se emplea la diferencia de Tustin (regla trapezoidal de integración, Phillips 1995) en vez de la diferencia *backwards* (regla de paso atrás de integración, Phillips 1995) para el cálculo de la velocidad del usuario. En ese caso, la expresión del modelo viscoelástico de fuerza de contacto es:

$$C(z) = K + B \frac{2(1 - z^{-1})}{T(1 + z^{-1})} \quad (2.34)$$

La condición de pasividad para este caso es:

$$b > \left(\frac{KT}{2} + B \right) \frac{1 + 2\lambda \cos \omega T + \lambda^2}{2(1 + \cos \omega T)(1 + 2\lambda \cos \omega T)}, \quad 0 \leq \omega \leq \omega_N \quad (2.35)$$

Donde:

$$\lambda = \frac{KT - 2B}{KT + 2B} \quad (2.36)$$

En la frecuencia de Nyquist es necesario un amortiguamiento físico b infinito para que se cumpla la ecuación (2.35). Este hecho, concluyen, hace que la diferencia de Tustin sea una mala candidata, frente a *backwards*, de cara a la elección de la estrategia de diferenciación de la posición.

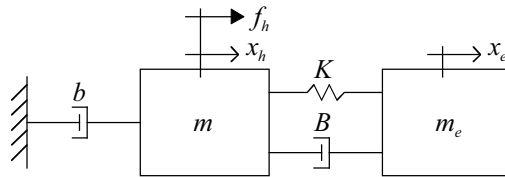


Figura 2.23 Modelo del sistema con escenario móvil

En este mismo estudio, se propone un diagrama de bloques que incluya el movimiento del escenario virtual, en lugar que sea una pared rígida. El modelo del sistema se representa en la Figura 2.23, donde m_e es la masa del escenario virtual y x_e su desplazamiento. En la Figura 2.24 aparece su diagrama de bloques.

La dinámica del objeto virtual se ha realizado siguiendo el método de Euler implícito para la integración de las ecuaciones de movimiento.

$$f_e(nT) = m_e a_e(nT) \quad (2.37)$$

$$v_e(nT) = v_e(nT - T) + T a_e(nT) \quad (2.38)$$

$$x_e(nT) = x_e(nT - T) + T v_e(nT) \quad (2.39)$$

La inclusión del movimiento del escenario virtual se podría estudiar aplicando la ecuación (2.32) a un acoplamiento virtual equivalente que incluyera las expresiones de $C(z)$ y $E(z)$ de la Figura 2.24 de la forma:

$$C(z) = \frac{m_e KT(1 - z^{-1})^2 + m_e B(1 - z^{-1})^3}{KT^3 + BT^2(1 - z^{-1}) + m_e T(1 - z^{-1})^2} \quad (2.40)$$

Sin embargo, afirman que incluir la dinámica del objeto virtual hace el estudio teórico inabordable.

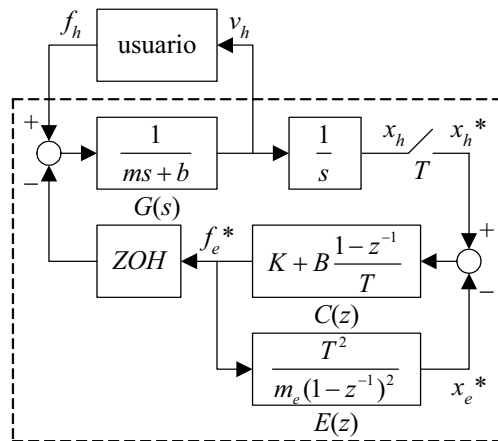


Figura 2.24 Diagrama de bloques del modelo del sistema con escenario móvil

Por su parte, Adams y Hannaford (1998, 1999 y 2002) tratan de llegar a las condiciones que garanticen la estabilidad del sistema empleando la teoría de cuadripolos tan extendida en Teoría de Circuitos. Para ellos, el sistema háptico puede representarse como se describe en la Figura 2.25.

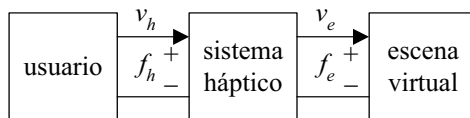


Figura 2.25 Modelo de cuadripolos del sistema con escenario móvil

Para garantizar la estabilidad del conjunto del sistema, y asumiendo de nuevo que tanto el usuario como el escenario son pasivos, bastaría garantizar que el cuadripolo intermedio que une los dos sistemas es absolutamente estable. Un cuadripolo se dice que es absolutamente estable si no existe ninguna pareja de dipolos pasivos que unidos al cuadripolo hagan el conjunto inestable.

La condición de estabilidad absoluta de un cuadripolo se conoce también como el criterio de Llewellyn (1952). Matemáticamente, hay que encontrar la expresión de la matriz \mathbf{H} , matriz híbrida del cuadripolo (2.41), y asegurar que cada sus elementos no tienen polos con parte real positiva, que si los tiene sobre el eje imaginario son simples, y que se cumplen las condiciones (2.42) y (2.43).

La condiciones (2.42) y (2.43) juntas implican que $\text{Re}[h_{22}(s)] \geq 0$.

$$\begin{bmatrix} f_h \\ -v_e \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} h_{11} & h_{12} \\ h_{21} & h_{22} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} v_h \\ f_e \end{bmatrix} \quad (2.41)$$

$$\operatorname{Re}[h_{11}(s)] \geq 0, \quad \forall \omega \geq 0 \quad (2.42)$$

$$2 \operatorname{Re}[h_{11}(s)] \operatorname{Re}[h_{22}(s)] \geq |h_{12}(s)h_{21}(s)| \operatorname{Re}[h_{12}(s)h_{21}(s)], \quad \forall \omega \geq 0 \quad (2.43)$$

El problema de este tipo de análisis, como se observa en la Figura 2.26, es que un sistema háptico se encuentran mezcladas señales continuas y señales muestreadas. En presencia de señales muestreadas es posible que no se pueda encontrar la matriz híbrida \mathbf{H} , ni ninguna otra matriz de inmitancia del cuatripolo. Esto se debe a que la entrada del sistema no se puede separar de la dinámica del sistema en términos de la transformada Z .

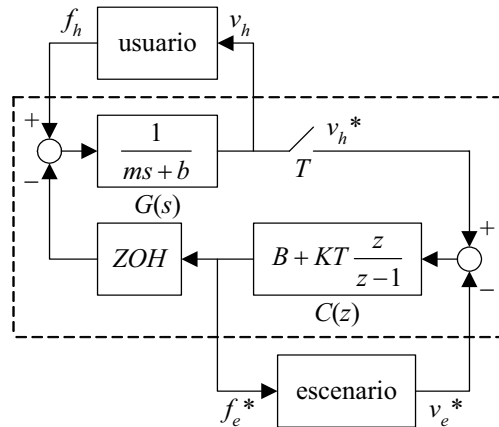


Figura 2.26 Diagrama de bloques del sistema como cuatripolo

Por ejemplo, para el sistema de la Figura 2.26 sólo se puede afirmar de forma exacta la expresión (2.44).

$$\begin{bmatrix} (G f_h)^* \\ -v_e^* \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 & (ZOH G)^* \\ -1 & \frac{1}{B + KT \frac{z}{z-1}} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} v_h^* \\ f_e^* \end{bmatrix} \quad (2.44)$$

Sin embargo, Adams y Hannaford asumen que la transformada Z de un producto de transformadas de Laplace se puede aproximar por el producto de las respectivas transformadas Z , cuando no se produce *aliasing*. De esta forma, la expresión (2.44) se transforma en la (2.45).

$$\begin{bmatrix} f_h^* \\ -v_e^* \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \frac{1}{G^*} & ZOH^* \\ -1 & \frac{1}{B + KT \frac{z}{z-1}} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} v_h^* \\ f_e^* \end{bmatrix} \quad (2.45)$$

La matriz híbrida \mathbf{H} de un sistema perfectamente transparente, debe tener la forma de la expresión (2.46).

$$\mathbf{H} = \begin{bmatrix} 0 & 1 \\ -1 & 0 \end{bmatrix} \quad (2.46)$$

Por tanto, si se desea obtener un dispositivo transparente, los parámetros de masa y amortiguamiento del interfaz háptico –incluidos en $G(s)$ – deben ser pequeños. Asimismo los parámetros B y K del acoplamiento virtual deben ser lo más grandes posibles.

En su estudio, aplican la condiciones (2.42) y (2.43) antes enunciadas para encontrar las condiciones de estabilidad del sistema. Sin embargo, hay que tener en cuenta que las variables que relaciona la matriz \mathbf{H} son variables muestreadas y no continuas. Esta dificultad se puede comprender mejor mostrándolo para el caso de un dipolo. Si en la definición de pasividad de la ecuación (2.29), se sustituye la integral por su equivalente muestreada, es decir, se sustituye la ecuación (2.47) por la ecuación (2.48), parece lógico concluir que no se puede garantizar la pasividad del sistema sin hacer ninguna referencia al periodo de muestreo T y al contenido en frecuencia de las señales de fuerza y velocidad.

$$\int_0^t f(\tau)v(\tau)d\tau, \quad \forall t > 0 \quad (2.47)$$

$$T \sum_{i=0}^n f^*(iT)v^*(iT), \quad \forall n = 0, 1, 2, \dots \quad (2.48)$$

Si, en función del periodo de muestreo T , se impone alguna limitación en el dominio de la frecuencia a dichas señales, como lo aconseja el Teorema de Shannon (1949), ya no se podría hablar estrictamente de pasividad. Si por el contrario, no se impone ninguna restricción a esas señales, puede existir un aporte de energía no detectado en el sumatorio de la ecuación (2.48).

Para poder trabajar con señales continuas en vez de muestreadas, Adams y Hannaford realizan una aproximación para bajas frecuencias, suponiendo la ausencia de *aliasing*. De esta forma, la transformada de Laplace de una señal muestreada, cuya expresión exacta aparece en la ecuación (2.49), se sustituye por la expresión de la ecuación (2.50).

$$x^*(s) = \frac{1}{T} \sum_{k=-\infty}^{\infty} x(s + jk\omega_s) \quad (2.49)$$

$$x^*(s) = \frac{1}{T} x(s), \quad \forall \omega \leq \frac{\omega_s}{2} \quad (2.50)$$

Asumen que su análisis es válido sólo para frecuencias inferiores a la de Nyquist. También afirman que el hecho de despreciar los efectos de las frecuencias superiores a la de Nyquist, es válido en los sistemas hápticos por la limitación en altas frecuencias que impone el dispositivo mecánico.

2.9 OTROS ALGORITMOS NUMÉRICOS

Algunos artículos científicos presentan estrategias de trabajo para conseguir que el sistema se comporte de forma estable en un rango mayor de rigideces virtuales. Hay que tener en cuenta que, aunque este hecho se consiga, es el programa de control el que hace estable un sistema intrínsecamente inestable, por lo que habrá que extremar las medidas de seguridad del dispositivo. No se puede tolerar en estos casos ningún error en el programa de control.

Gillespie (1996) propone una estrategia para intentar eliminar el retraso que introduce en el sistema el retenedor de primer orden. En su controlador, en vez de emplear la posición del usuario que lee el muestreador para determinar la fuerza de contacto, se estima la posición que tendrá el mismo en la mitad del periodo de tiempo que va desde el instante de muestreo y el siguiente. De esta forma, la actuación que se hace a lo largo del periodo de muestreo corresponde a una aproximación de la posición intermedia, y no del extremo inicial. De esta forma se consiguen simulaciones estables en condiciones que serían inestables con la estrategia tradicional.

Por su parte, Hannaford y Ryu (2001) intentan garantizar la pasividad del sistema calculando, en todo momento, la energía aportada al usuario por el escenario virtual. Si el dispositivo intenta ejercer una fuerza que, a lo largo de un periodo de muestreo, aportaría una energía excesiva –provocando un comportamiento no pasivo sino activo– el controlador calcula la nueva fuerza que evita el exceso de energía. Esta última fuerza es la que se restituiría al usuario.

Sin embargo, se puede plantear a este estudio la misma objeción que se hizo a Hannaford en el apartado anterior. La energía que se va calculando cada periodo de muestreo es sólo una aproximación de la energía real aportada por el usuario. No se puede decir de forma estricta que se garantice la pasividad del sistema conociendo sólo las señales muestreadas involucradas en el sistema.

2.10 REFERENCIAS

- Adachi, Y., Kumano, T. y Ogino, K., "Intermediate Representation for Stiff Virtual Objects", *Proceedings of the IEEE Virtual Reality Annual International Symposium*, pp. 203-210, 1995.
- Adams, R. J. y Hannaford, B., "A Two-Port Framework for the Design of Unconditionally Stable Haptic Interfaces", *Proceedings of the IEEE/RSJ International Conference on Intelligent Robots and Systems*, pp. 1254-1259, Victoria, B.C., 1998.
- Adams, R. J. y Hannaford, B., "Stable Haptic Interaction with Virtual Environments", *IEEE Transactions on Robotics and Automation*, vol. 15, n° 3, pp. 465-474, Junio, 1999.
- Adams, R. J. y Hannaford, B., "Control Law Design for Haptic Interfaces to Virtual Reality", *IEEE Transactions on Control Systems Technology*, vol. 10, n° 1, pp. 3-13, Enero, 2002.
- An, K-N., Askew, L. y Chao, E., "Biomechanics and Functional Assessment of Upper Extremities", *Trends in Ergonomics/Human Factors III*, Elsevier Science Publishers, Amsterdam, pp. 573-580, 1986.
- Basdogan, C., Ho, C.-H. y Srinivasan, M. A., "A Ray-Based Haptic Rendering Technique for Displaying Shape and Texture of 3D Objects in Virtual Environments", *Proceedings of the 1997 ASME International Mechanical Engineering Congress and Exhibition*, vol. DSC-61, pp. 77-84, 1997.
- Brach, R. M., *Mechanical Impact Dynamics: Rigid Body Collisions*, John Wiley & Sons, New York, 1991.
- Brooks, T. L., "Telerobotic Response Requirements", *Proceedings of 1990 IEEE International Conference on Systems, Man and Cybernetics*, pp. 113-120, Los Angeles, California, Noviembre, 1990.
- Brown, J. M. y Colgate, J. E., "Physics-Based Approach to Haptic Display", *Proceedings of the ISMRC 94*, Topical Workshop on Virtual Reality, pp. 101-106, Los Alamitos, California, 1994.

- Brown, J. M. y Colgate, J. E., "Passive Implementation of Multibody Simulations for Haptic Display", *Proceedings of the 1997 ASME International Mechanical Engineering Congress and Exhibition*, vol. DSC-61, pp. 85-92, 1997.
- Burdea, G. C., *Force and Touch Feedback for Virtual Reality*, John Wiley & Sons, New York, 1991.
- Carey, R., y Bell, G., *The Annotated VRML 2.0 Reference Manual*, Addison-Wesley, 1997.
- Colgate, J. E. y Brown, J. M., "Factors Affecting the Z-Width of a Haptic Display", *Proceedings of the IEEE 1994 International Conference on Robotics and Automation*, pp. 3205-3210, San Diego, Mayo, 1994.
- Colgate J. E. y Schenkel G. G., "Passivity of a Class of Sampled-Data Systems: Application to Haptic Interfaces", *Journal of Robotic Systems*, vol. 14, no. 1, pp. 37-47, 1997.
- Constantinescu, D., Salcudean, S. E. y Croft, E. A., "Local Interaction Models for Haptic Rendering of Rigid Environments", *Proceedings of the 2nd IFAC Conference on Mechatronics Systems*, pp. 553-558, Berkeley, California, Diciembre, 2002.
- Dhruv, N. y Tendick, F., "Frequency Dependence of Compliance Contrast Detection", *Proceedings of the ASME Dynamics Systems and Control Division*, DSC-Vol. 69-2, pp. 1087-1093, 2000.
- Faik, S. y Witteman, H., "Modeling of Impact Dynamics: A Literature Survey", *2000 International ADAMS User Conference*, Florida, Junio, 2000.
- Falcon, E., Laroche, C., Fauve, S. y Coste, C., "Behavior of One Elastic Ball Bouncing Repeatedly off the Ground", *The European Physical Journal B*, vol. 3, pp. 45-57, 1998.
- Fulke, E., "Reading Braille", en W. Schiff y E. Foulke Eds., *Tactile Perception-A Source Book*, Cambridge University Press, Cambridge, pp. 168-208, 1982.

- Gillespie, R. B. y Cutkosky, M. R., "Stable User-Specific Haptic Rendering of the Virtual Wall", *Proceedings of the ASME Dynamics Systems and Control Division*, DSC-Vol. 58, pp. 397-406, 1996.
- Goldsmith, W., *Impact: The Theory and Physical Behaviour of Colliding Solids*, Edward Arnold, London, 1960.
- Hannaford, B. y Ryu, J.-H., "Time Domain Passivity Control of Haptic Interfaces", *Proceedings of the 2001 IEEE International Conference on Robotics and Automation*, pp. 1863-1869, Seúl, Corea, Mayo, 2001.
- Hogan N., "Controlling Impedance at the Man/Machine Interface", *Proceedings of the 1989 IEEE International Conference on Robotics and Automation*, Scottsdale, AZ, vol. 3, pp. 1626-1631, Mayo 1989.
- Hunt, K. H. y Crossley, F. R. E., "Coefficient of Restitution Interpreted as Damping in Vibroimpact", *ASME Journal of Applied Mechanics*, pp. 440-445, Junio, 1975.
- Johnson K. L., *Contact Mechanics*, Cambridge University Press, pág. 93, 1985.
- Kalawsky, R., *The Science of Virtual Reality and Virtual Environments*, Addison-Wesley Ltd., UK, 1993.
- Karnopp, D., "Computer Simulation of Stick-slip Friction in Mechanical Dynamics Systems", *ASME Journal of Dynamic Systems, Measurement and Control*, vol. 107, pp. 100-103, 1985.
- Kontarinis, D., Son, J. S., Peine, W. y Howe, R., "Tactile Shape Sensing and Display System for Teleoperated Manipulation", *Proceedings of the 1995 IEEE International Conference on Robotics and Automation*, Nagoya, Japón, 1995.
- Kuwabara, G. y Kono K., "Restitution Coefficient in a Collision Between Two Spheres", *Japan Journal of Applied Physics*, vol. 26, n° 8, pp. 1230-1233, Agosto, 1987.
- LaMotte, R. y Srinivasan, M., "Tactile Discrimination of Shape: Responses of Slowly Adapting Mechanoreceptive Afferents to a Step Stroke Across

- the Monkey Fingerpad”, *The Journal of Neuroscience*, vol. 7, n° 6, pp. 1655-1671, Junio, 1987.
- LaMotte, R. y Srinivasan, M., “Tactile Discrimination of Shape: Responses of Rapidly Adapting Mechanoreceptive Afferents to a Step Stroke Across the Monkey Fingerpad”, *The Journal of Neuroscience*, vol. 7, n° 6, pp. 1672-1681, Junio, 1987.
- Llewellyn, F. B., “Some fundamental properties of transmission systems”, *Proceedings of the IRE*, vol. 40, pp. 271-283, Marzo, 1952.
- Marhefka D. W. y Orin D. E., “Simulation of Contact Using a Nonlinear Damping Model”, *Proceedings of IEEE International Conference on Robotics and Automation*, vol. 2, Minneapolis, pp. 1662-68, Abril, 1996.
- Marhefka D. W. y Orin D. E., “A Compliant Contact Model with Nonlinear Damping for Simulation of Robotic Systems”, *IEEE Transactions on Systems, Man, and Cybernetics, Part A: Systems and Humans*, vol. 29, n° 6, pp. 566-572, Noviembre, 1999.
- Mark W. R., Randolph S. C., Finch M., Van Verth J. M. y Taylor II R. M., “Adding Force Feedback to Graphics Systems: Issues and Solutions”, *Proceedings of SIGGRAPH96*, pp. 447-452, New Orleans, Louisiana, Agosto, 1996.
- Massie, T., “Initial Haptic Explorations with the PHANTOM: Virtual Touch Through Point Interaction”, Tesis Doctoral, Massachusetts Institute of Technology, Febrero, 1996.
- Massie, T. H. y Salisbury, J. K., “The PHANTOM Haptic Interface: A Device for Probing Virtual Objects”, *Proceedings of the ASME Winter Annual Meeting, Symposium on Haptic Interfaces for Virtual Environment and Teleoperator Systems*, Chicago, Noviembre, 1994.
- McNeely, W. A., Puterbaugh K. D. y Troy, J. J., “Six Degree-of-Freedom Haptic Rendering Using Voxel Sampling”, *Proceedings of the 1999 ACM SIGGRAPH*, pp. 401-408, 1999.
- Nelson, D. D., Johnson, D. E. y Cohen, E., “Haptic Rendering of Surface-to-Surface Sculpted Model Interaction”, *Proceeding of the ASME Dy-*

- dynamic Systems and Control Division*, DSC-Vol. 67, pp. 101-108, 1999.
- Minsky, M., "Computational Haptics: The Sandpaper System for Synthesizing Texture for a Force-Feedback Display", Tesis Doctoral, Massachusetts Institute of Technology, Junio, 1995.
- Minsky, M., Ouh-young, M., Steele, O., Brooks Jr., F. P. y Behensky, M., "Feeling and Seeing: Issues in Force Display", *Computer Graphics*, vol. 24, n° 2, 1990.
- Morgenbesser, H. B. y Srinivasan, M. A., "Force shading for haptic shape perception", *Proceedings of the ASME Dynamics Systems and Control Division*, DSC-Vol. 58, pp. 407-412, 1996.
- Phillips, C. L. y Nagle, H. T., *Digital Control System Analysis and Design*, 3ª Ed., Prentice Hall International, Inc., Englewood Cliffs, New Jersey, 1995.
- Phong, B. T., "Illumination for computer generated pictures", *Communications of the ACM*, vol. 18, n° 6, pp. 311-317, Junio, 1975.
- Piegl, L. y Tiller, W., *The NURBS Book (Monographs in Visual Communications)*, Springer Verlag, Julio, 1995.
- Renz, M., Preusche, C., Pötke, M., Kriegel, H.-P. y Hirzinger, G., "Stable Haptic Interaction with Virtual Environments Using an Adapted Voxmap-PointShell Algorithm", *Proceedings of the Eurohaptics Conference*, Birmingham, UK, Junio, 2001.
- Rosenberg, L. B. y Adelstein, B. D., "Perceptual Decomposition of Virtual Haptic Surfaces", *Proceedings IEEE 1993 Symposium on Research Frontiers in Virtual Reality*, San José, CA, pp. 46-53, Octubre, 1993.
- Ruspini, D. C., Kolarov, K. y O. Khatib, "The Haptic Display of Complex Graphical Environments", *Computer Graphics Proceedings, Annual Conference Series, SIGGRAPH 97*, Los Ángeles, California, Agosto, 1997.

- Ruspini, D. C., Kolarov, K. y O. Khatib, "Haptic Interaction in Virtual Environments", *Proceedings of the International Conference on Intelligent Robots and Systems, IROS'97*, Grenoble, Francia, Septiembre, 1997.
- Salcudean, S. E. y Vlaar, T. D., "On the Emulation of Stiff Walls and Static Friction with a Magnetically Levitated Input/Output Device", *ASME Journal of Dynamics, Measurement and Control*, vol. 119, pp. 127-132, Marzo, 1997.
- Salisbury, K., Brock, D., Massie, T., Swarup, N. y Zilles, C., "Haptic Rendering: Programming Touch Interaction with Virtual Objects", *Proceedings 1995 Symposium on Interactive 3D Graphics*, pp. 123-130, Monterey, California, 1995.
- Seow, K., "Physiology of Touch, Grip and Gait" en J. Webster Ed., *Tactile Sensing for Robotics and Medicine*, John Wiley & Sons, New York, pp. 13-40, 1988.
- Schmidt, R., "Somatovisceral sensibility", en R. Schmidt Ed., *Fundamentals of Sensory Physiology*, Springer-Verlag, New York, 1977.
- Shannon, C. E., "Communication in the Presence of Noise", *Proceedings of the IRE*, vol. 37, n° 1, pp. 10-21, Enero, 1949.
- Sherrick, C. y Craig, J., "The Psychophysics of Touch", en W. Schiff y E. Foulke Eds., *Tactile Perception-A Source Book*, Cambridge University Press, Cambridge, pp. 55-81, 1982.
- Shimoga, K. B., "Finger Force and Touch Feedback Issues in Dextrous Telemanipulation: ", *Proceedings of NASA-CIRSSE International Conference on Intelligent Robotic Systems for Space Exploration*, Troy, NY, pp. 159-178, 30 de Septiembre - 2 de Octubre, 1992.
- Shimoga, K. B., "A Survey of Perceptual Feedback Issues in Dextrous Telemanipulation: Part II. Finger Touch Feedback", *Proceedings of IEEE Virtual Reality Annual International Symposium*, Seattle, Washington, pp. 271-279, 18-22 de Septiembre, 1993.
- Slotine J. J. y Weiping L., *Applied Nonlinear Control*, Ed., Prentice Hall, Engle-wood Cliffs, New Jersey, 1991.

- Srinivasan, M. y Chen, J., "Human Performance in Controlling Normal Forces of Contact with Rigid Objects", *Advances in Robotics, Mechatronics and Haptic Interfaces*, DSC-Vol. 49, ASME, New York, pp. 119-125, 1993.
- Sutter, P., Iatridis, J. y Thakor, N., "Response to Reflected-Force Feedback to Fingers in Teleoperation", *Proceedings of NASA Conference on Space Telerobotics*, vol. 4, NASA, Greenbelt, MD, pp. 65-74, Febrero, 1989.
- Tan, H., Srivasan, M., Eberman, B., y Cheng, B., "Human Factors for the Design of Force Reflecting Haptic Interfaces", *Proceedings of ASME WAM*, DSC-Vol. 55-1, ASME, New York, pp. 353-360, 1994.
- Thompson II, T. V., Johnson, D. E. y Cohen, E., "Direct Haptic Rendering of Sculptured Models", *Proceedings Symposium on Interactive 3D Graphics*, Providence, RI, 27-30 Abril, 1997.
- Thompson II, T. V., Nelson, D.D., Cohen, E. y Hollerbach, J.M., "Maneuverable NURBS Models Within a Haptic Virtual Environment" *Proceedings of the 1997 ASME International Mechanical Engineering Congress and Exhibition*, DSC-Vol. 61, Dallas, pp. 37-44, Noviembre, 1997.
- Thompson II, T. V. y Cohen, E., "Direct Haptic Rendering of Complex Truncated NURBS Models", *Proceedings of Symposium on Haptic Interfaces ASME International ME'99 Congress and Exposition*, 14-19 de Noviembre, Nashville, Tennessee, 1999.
- Tornero, J. y Tomizuka, M., "Modeling, Analysis and Design Tools for Dual-rate Systems", *Proceedings of the American Control Conference*, Anchorage, AK, pp. 4116-4121, 8-10 de Mayo, 2002.
- Welch, R. y Warren, D., "Intersensory Interactions", *The Handbook of Perception and Human Performance*, John Wiley & Sons, New York, 1986.
- Wiker, S., Hershkowitz, E. y Zik, J., "Teleoperator Comfort and Psychometric Stability: Criteria for Limiting Master-Controller Forces of Operation and Feedback During Telemanipulation", *Proceedings of NASA Con-*

ference on Space Telerobotics, vol. 1, NASA, Greenbelt, MD, pp. 99-107, Febrero, 1989.

CAPÍTULO 3

CÁLCULO NUMÉRICO DE LA FUERZA DE CONTACTO

Como se puede comprobar en el capítulo anterior, varios autores proponen modelos de contacto que determinan el módulo de la fuerza normal en función de la penetración del usuario en el objeto virtual. Sin embargo, casi ninguno describe de forma detallada cómo se debe calcular la dirección normal y la penetración. En este capítulo se muestra la metodología implementada en el sistema REVIMA.

La arquitectura física del sistema impone una serie de limitaciones. La limitación más importante, de cara al objetivo final, es que el sistema sólo restituye una fuerza \mathbf{f} tridimensional al usuario, ecuación (3.1), pero en ningún caso pares.

$$\mathbf{f} = f \mathbf{n} \quad (3.1)$$

Por tanto, el objetivo del método se puede dividir en dos tareas parciales: por una parte el cálculo de la dirección, apartado 3.1, y por otra el cálculo del módulo, apartado 3.2.

La dirección \mathbf{n} de la fuerza coincide con la normal de contacto en caso de que sólo se toque una zona del escenario. Si existen varias zonas tocadas o varios objetos, el cálculo de la dirección normal resultante no es tan evidente.

En cuanto al módulo f , se elige el modelo elástico, de fuerza proporcional a la penetración x de la herramienta en el escenario. En el caso de que se toque una única zona del escenario, el cálculo de la penetración es una tarea intuitiva.

En el caso de múltiples contactos, habrá que estimar una penetración equivalente que englobe los fenómenos de esos contactos.

El sistema posee además una configuración en la que dos ordenadores se comunican entre sí. Para que no aparezcan retrasos elevados debidos a las comunicaciones, se debe limitar al máximo el flujo de información. Por tanto, el software de detección de colisiones debe procesar al máximo la información de contacto, y enviar al algoritmo de control un único vector para la dirección normal de la fuerza, con la distancia aproximada de la penetración de la herramienta en el objeto. Se descarta la posibilidad de enviar varias normales y penetraciones en cada mensaje, porque supondría enviar y recibir mensajes de tamaño variable.

El hecho de que se envíe una única dirección normal resultante y una penetración equivalente no quiere decir que el algoritmo de control se limite simplemente a restituir una fuerza proporcional a la penetración estimada en la dirección adecuada. El algoritmo de control debe afrontar otra serie de problemas: la actuación en ausencia de información de contacto, apartado 3.3.1, la transición al nuevo contacto recibido, apartado 3.3.2 y la inclusión de la fuerza de rozamiento, apartado 3.3.3.

En este momento, se señala la nomenclatura que se va a emplear en el capítulo. En primer lugar, $\{X Y Z\}$ es el sistema de referencia fijo. En la Figura 3.1 se muestra, sobre una fotografía del LHifAM, los ejes del sistema de referencia fijo. El sistema de visión muestra el escenario virtual sobre el plano $\{X Y\}$.

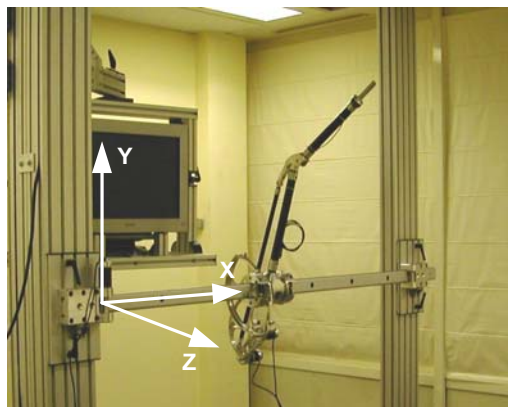


Figura 3.1 LHifAM y sistema de referencia fijo

En la Figura 3.2 se muestra una fotografía del mango del LHifAM y su equivalente en el escenario virtual. $\{X_m Y_m Z_m\}$ es el sistema de referencia móvil que se encuentra unido al mango o herramienta virtual.

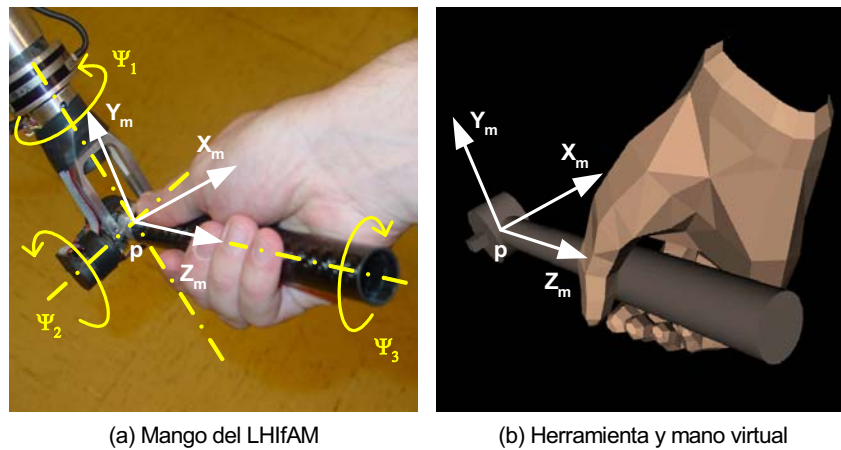


Figura 3.2 Sistema de referencia móvil

El eje Z_m coincide con el eje del mango de la herramienta, apuntando hacia el usuario. El plano $\{Y_m Z_m\}$ contiene el mango y el antebrazo del usuario, con el eje Y_m apuntando hacia el usuario. El origen del sistema de referencia móvil es el punto \mathbf{p} en coordenadas absolutas. Los tres encoders del mango del interfaz se inicializan con los ejes móviles alineados con los fijos, en una determinada posición de las barras del mecanismo. Con la lectura de los ángulos de estos tres encoders, Ψ_1 , Ψ_2 y Ψ_3 , se calcula la matriz de rotación \mathbf{R} del sistema de referencia móvil respecto al sistema de referencia fijo.

Parámetro	Sigla
Periodo de muestreo	T
Normal de contacto	\mathbf{n}
Penetración de la herramienta en el escenario	x
Posición del usuario	\mathbf{p}
Posición anterior del usuario	$\mathbf{p}_{\text{anterior}}$
Incremento de posición	$\Delta\mathbf{p}$
Incremento de la penetración	Δx
Vector tangente	\mathbf{t}
Desplazamiento lateral	Δd
Rigidez en la dirección normal	K
Rigidez en la dirección tangente	K_t
Coefficiente de rozamiento estático	μ_s
Coefficiente de rozamiento dinámico	μ_d

Tabla 3.1 Nomenclatura de los distintos parámetros

Se mantiene la nomenclatura del capítulo 2 para los parámetros que intervienen en el cálculo de la fuerza de contacto, tanto normal como tangente. En la Tabla 3.1 se muestran los parámetros más citados.

3.1 PARÁMETROS USADOS EN EL LHIFAM

El LHifAM es el interfaz háptico que ha servido como principal banco de pruebas de la metodología propuesta en este capítulo. La posibilidad de comprobar su funcionamiento real es de gran ayuda para buscar la solución más adecuada al problema. En este apartado se describen las condiciones de trabajo que se han empleado durante las exploraciones hápticas con este interfaz.

De todos los modelos de fuerza normal de contacto que se han presentado en el capítulo 2, se ha seleccionado el modelo elástico lineal, ecuación (2.3). La rigidez de los objetos se ha fijado en 700 N/m y el periodo de muestreo de 2 ms.

$$f_n = Kx \quad (3.2)$$

Además de la fuerza normal, el LHifAM tiene implementado el modelo de fuerza tangente propuesto por Salisbury (1995), descrito también en el capítulo 2. Se ha comprobado que la sensación de rozamiento que introduce este modelo y percibe el usuario con este algoritmo es muy satisfactoria. Los parámetros que hay que ajustar son pocos, y poseen todos ellos sentido físico, por lo que se juzga idóneo para el prototipo desarrollado.

En la Tabla 3.2 se ofrece un resumen de los valores implementados en el LHifAM para la simulación háptica.

Parámetro	Sigla	Magnitud
Periodo de muestreo	T	0.002 s
Rigidez en la dirección normal	K	700 N/m
Rigidez en la dirección tangente	K_t	100 N/m
Coefficiente de rozamiento estático	μ_s	0.4
Coefficiente de rozamiento dinámico	μ_d	0.2

Tabla 3.2 Parámetros empleados en el LHifAM

Los experimentos que se muestran a lo largo de este capítulo se han realizado con dos escenarios distintos. Uno de ellos tiene un tamaño pequeño, cuenta con sólo $1.5 \cdot 10^5$ facetas, y representa un diferencial de camión. En la Figura 3.3 se muestra al usuario tocando la cabeza de uno de los tornillos que cierra la carcasa del diferencial virtual.

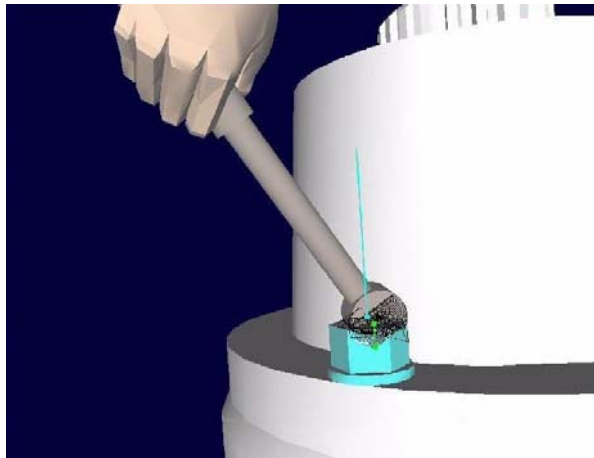


Figura 3.3 Ensayo con un escenario de tamaño pequeño

En la Figura 3.3, la línea azul señala la dirección de la normal de contacto, mientras que el segmento verde es la penetración calculada por el software de detección de colisiones.

El segundo escenario con el que se han realizado exploraciones hápticas es muy grande. Cuenta con $1.6 \cdot 10^6$ facetas, y representa un motor de un avión, modelo TP400. La Figura 3.4 muestra al usuario acercándose a una de las tuberías exteriores del motor de avión.

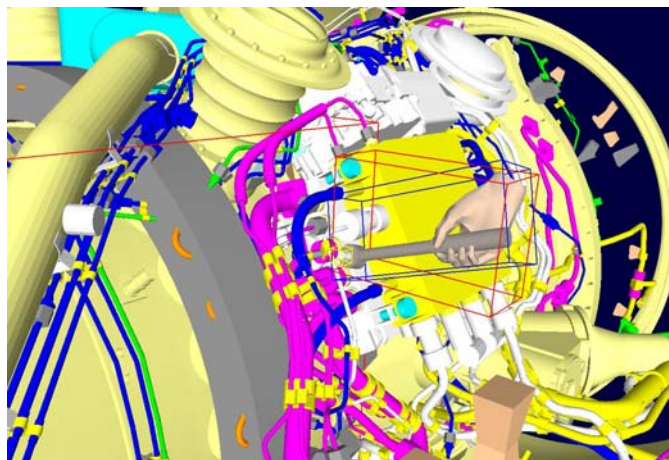


Figura 3.4 Ensayo con un escenario de tamaño grande

En los siguientes apartados se mencionan estos escenarios como escenario de tamaño grande o escenario de tamaño pequeño.

3.2 CÁLCULO DE LA DIRECCIÓN NORMAL

La superficie frontera de los objetos virtuales está compuesta por millones de polígonos triangulares. Para el cálculo de la dirección normal de contacto sólo se tendrán en cuenta las normales de los polígonos o facetas que se encuentren en contacto con la herramienta virtual que manipula el usuario. Por tanto, ninguna faceta de la herramienta virtual se tiene en cuenta para el cálculo de la dirección normal.

3.2.1 Caso de una única zona de contacto

En primer lugar se describe el procedimiento que se sigue cuando el contacto se produce en una única zona del escenario, y luego, los errores detectados con este método.

3.2.1.1 Descripción del método

Si el usuario toca sólo una faceta del objeto virtual, la metodología que se ha propuesto, de tener en cuenta sólo la normal de esa faceta, parece muy adecuada. Efectivamente, las direcciones de las normales de las facetas de la herramienta que hayan tocado el objeto virtual no tienen ningún interés para el cálculo de la dirección normal de contacto. Esa dirección normal de contacto coincide con la normal de la faceta tocada, como se puede observar en la Figura 3.5.

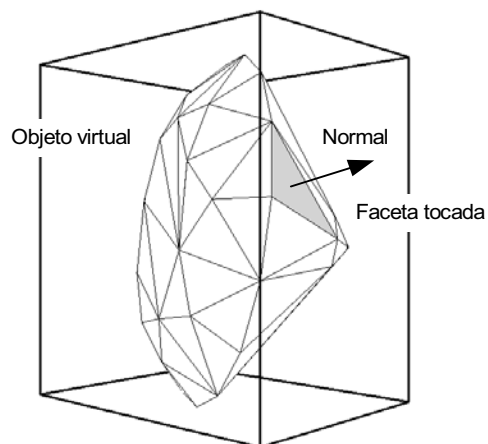


Figura 3.5 Una zona de contacto con una faceta tocada

En la práctica, las facetas son tan pequeñas que lo habitual es que el usuario toque varias facetas. En la Figura 3.6 se puede observar el caso de que sean dos las facetas tocadas. Una forma sencilla y rápida de calcular la normal de contacto es sumar vectorialmente las dos normales y normalizar el resultado

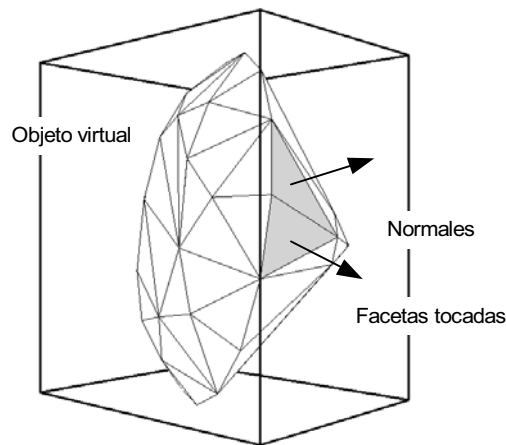


Figura 3.6 Una zona de contacto con dos facetas tocadas

La suma vectorial normalizada parece una aproximación razonable de la dirección normal de contacto. De nuevo, no se tienen en cuenta las normales de las facetas de la herramienta que manipula el usuario.

3.2.1.2 Errores en el cálculo de la dirección normal

Con el método descrito, pueden presentarse tres situaciones anómalas. En primer lugar, puede ocurrir que la penetración de la herramienta en el escenario sea tan grande que existan facetas tocadas que no corresponden a la superficie exterior del escenario. Las normales de esas facetas falsean el resultado final de la suma vectorial antes citada. Este problema se encuentra parcialmente solucionado en el sistema, ya que, como se verá en el apartado 3.1.2, se ha incluido un método para distinguir zonas de contacto y descartar aquellas que se consideran inaccesibles para el objeto móvil.

El segundo problema consiste en que pueden existir facetas de la superficie de contacto que no se tengan en cuenta en la suma vectorial. Este caso se observa en la Figura 3.7. Las facetas en contacto forman una especie de corona alrededor de la zona de contacto. Intuitivamente, parece que la suma vectorial de las normales de las facetas que componen esa corona no difiere sustancialmente de la resultante que sí tuviera en cuenta las facetas del escenario que quedan dentro

de esa corona. Por este hecho, no se ha previsto ninguna forma de intentar determinar qué facetas han quedado sin tocar.

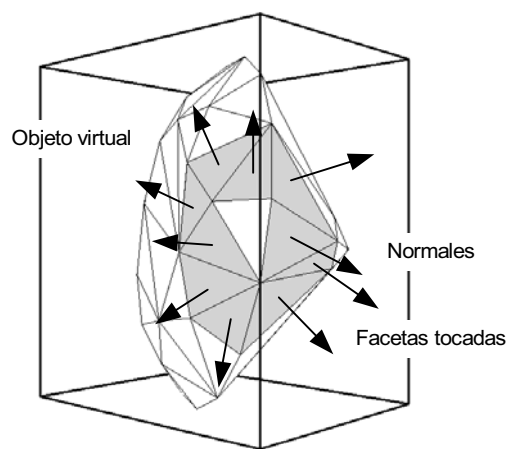


Figura 3.7 Una zona de contacto con varias facetas tocadas

El último problema posible es que la suma vectorial de las normales de las facetas sea nula. Este hecho es fácil de imaginar después de haber observado la corona de facetas de la Figura 3.7. Si la corona se forma en la superficie lateral de un cuerpo cilíndrico es probable que la suma vectorial sea muy próxima a cero, o tenga una dirección impredecible. Para el caso de que la suma vectorial se haga nula y, sin embargo, existan facetas en colisión, la solución que se ha implementado es asumir que el vector normal de contacto es igual al último vector normal no nulo calculado previamente.

Hay que tener en cuenta que la fuerza de repulsión impide que la penetración en el escenario sea muy elevada. Por tanto, es probable que los tres casos enunciados no se den en la práctica durante una simulación háptica. Desde este punto de vista, implementar rigideces elevadas para los objetos virtuales es beneficioso para minimizar los errores de cálculo en la dirección de la normal que se han descrito en este apartado.

3.2.2 Caso de varias zonas de contacto

Un problema que se ha apuntado en el apartado anterior es cómo calcular la dirección normal de contacto en el caso de que la herramienta virtual toque varios objetos virtuales, o al mismo objeto virtual en distintas zonas. En la Figura 3.8 se observa este hecho para el caso de dos zonas de contacto. A partir de este momento, se emplea una representación plana para describir la metodología y los errores. Las facetas se verán como segmentos.

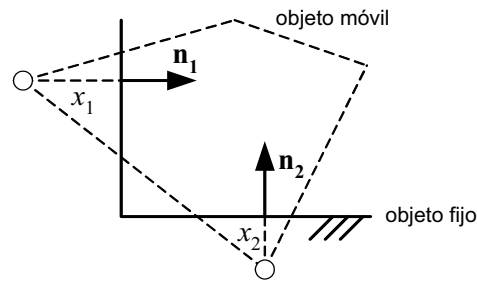


Figura 3.8 Colisión del objeto móvil con dos zonas de contacto

Evidentemente, en cada zona de contacto pueden estar implicadas varias facetas del escenario virtual. El algoritmo propuesto en el apartado anterior, que determina la dirección normal de contacto realizando la suma vectorial de las normales de las facetas tocadas, sólo es válido si existe una única zona de contacto. Si existen varias zonas de contacto, la dirección normal resultante depende también del valor de la penetración en cada una de esas zonas –los valores x_1 y x_2 de la Figura 3.8–.

La fuerza total que se debe restituir es igual a la suma vectorial de todas las fuerzas de contacto que se originen en cada zona. En la ecuación (3.3) se calcula la fuerza total cuando el usuario toca a la vez m zonas de contacto; empleando un modelo elástico de fuerza de contacto.

$$\mathbf{f} = \sum_{j=1}^m Kx_j \mathbf{n}_j = K \sum_{j=1}^m x_j \mathbf{n}_j = K \mathbf{v} \quad (3.3)$$

Asimismo, se muestra en la ecuación (3.3) cómo es posible definir un vector \mathbf{v} cuyo módulo y dirección pueden representar la penetración total equivalente x y una normal final resultante \mathbf{n} , como se define en la ecuación (3.4).

$$\mathbf{v} = \sum_{j=1}^m x_j \mathbf{n}_j = x \mathbf{n} \quad (3.4)$$

Evidentemente, la dirección normal resultante \mathbf{n} es el mismo vector \mathbf{v} normalizado.

En definitiva, es posible enmascarar la existencia de varias zonas de contacto con el escenario virtual, enviando al algoritmo de control la dirección final \mathbf{n} y la penetración x resultantes. El algoritmo de control desconocerá la existencia de varias zonas de contacto y trabajará como si se hubiera tocado una superficie de normal \mathbf{n} y existiera en ella una penetración igual a x .

Sin embargo, el software de detección de colisiones sí debe ser capaz de conocer si existe una única zona de contacto, para realizar la suma vectorial de

las normales de las facetas tocadas, o si existen varias, para calcular el vector \mathbf{v} de la ecuación (3.4).

Para determinar qué facetas corresponden a una única zona de contacto no es buena estrategia buscar aquellas que estén contiguas entre sí; porque dos facetas contiguas pueden formar parte de dos superficies muy dispares. Esto ocurre por ejemplo en la esquina de la Figura 3.8, donde dos facetas contiguas del objeto fijo pertenecen a distintas zonas de contacto.

3.2.2.1 Método para detectar distintas zonas de contacto

El método implementado considera pertenecientes a una única zona de contacto aquellas facetas cuyas normales poseen una dirección muy similar. Dos normales se consideran suficientemente similares cuando su producto escalar es próximo a la unidad. Dependiendo del umbral que se elija para ese producto escalar, el ángulo máximo que pueden formar entre sí será distinto. La condición (3.5) es la que se ha implementado para definir una zona de contacto.

$$\text{Si } \cos 30^\circ \leq \mathbf{n}_i \cdot \mathbf{n}_j \leq 1 \Rightarrow \text{Las facetas } i \text{ y } j \in \text{al mismo contacto} \quad (3.5)$$

El método compara cada normal con todas las normales que van integrando una determinada zona de contacto. Basta que cumpla la ecuación (3.5) con una de las normales de esa zona, para que se incluya dicha normal en la zona.

Una vez identificadas las m zonas de contacto, a cada una de ellas se le asocia una normal, que es la suma vectorial normalizada de todas las normales de dicha zona. Estas normales son las \mathbf{n}_j que aparecen en la ecuación (3.4). Para poder calcular la normal final \mathbf{n} , el vector \mathbf{v} normalizado, hay que calcular las penetraciones x de cada zona de contacto. Para el cálculo de esas penetraciones se sigue el método descrito en el apartado 3.2.2, considerando sólo las facetas de la correspondiente zona de contacto.

3.2.2.2 Detección de falsas zonas de contacto

Una vez que se han separado las facetas tocadas en zonas de contacto, es posible descartar aquellas zonas de contacto que se consideren de acceso imposible a la herramienta virtual u objeto móvil.

El caso más evidente se produce cuando se ha penetrado en exceso en el escenario, o éste es muy estrecho. En estas circunstancias, existen facetas tocadas a las que físicamente no se tiene acceso, como se puede observar en la Figura 3.9: la zona de normal \mathbf{n}_2 es inaccesible para el objeto móvil.

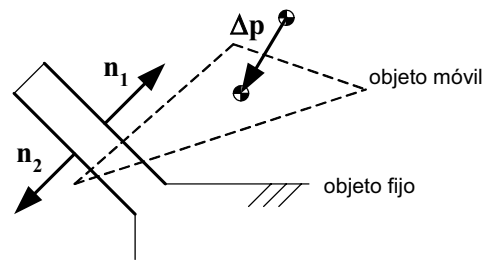


Figura 3.9 Ejemplo de zona falsa de contacto

Una forma de descartar estas zonas de contacto, siguiendo la formulación propuesta por Vaněček (1994), es no tener en cuenta aquéllas cuya normal posea la misma dirección que la trayectoria del objeto móvil. La ecuación (3.6) determina la condición de rechazo de una zona de contacto.

$$\text{Si } \Delta \mathbf{p} \cdot \mathbf{n}_i > 0 \Rightarrow \text{Se rechaza la zona } i \quad (3.6)$$

Para no cometer errores a la hora de descartar zonas falsas de contacto, habría que tener en cuenta también el giro del objeto. Un giro elevado puede provocar que existan zonas del objeto móvil que se desplacen en dirección contraria a la translación lineal del punto sensorizado, $\Delta \mathbf{p}$. El método implementado no contempla ninguna solución para este posible error. El error que se puede cometer al eliminar ese tipo de zonas no justifica el elevado tiempo de cálculo que requiere. Hay que tener en cuenta que sería necesario, con la translación $\Delta \mathbf{p}$ y la rotación \mathbf{R} , determinar el incremento de posición de todos los vértices del objeto móvil.

3.3 CÁLCULO DE LA PENETRACIÓN

El cálculo de la penetración presenta mayores problemas que el cálculo de la dirección normal, porque además de tener en cuenta las facetas tocadas del escenario virtual, hay que tener en cuenta también las facetas de la herramienta virtual que manipula el usuario.

El algoritmo implementado consta de dos etapas. La primera es el cálculo de un plano de referencia de contacto Π sobre el que se pueda medir la penetración. La segunda es la medida de la penetración propiamente dicha hasta ese plano de contacto. Cada una de estas etapas se desarrolla en un apartado distinto.

3.3.1 Cálculo del plano de contacto

El plano de contacto se toma perpendicular a la normal \mathbf{n} calculada en el apartado anterior. En caso de que existan varias zonas de contacto, se deberán calcular tantos planos Π_i como normales \mathbf{n}_i existan. Como el método es igual para cada zona de contacto, se supone a partir de ahora que existe una única zona de contacto con varias facetas tocadas.

3.3.1.1 Descripción del método

Siendo \mathbf{n} la orientación del plano Π , sólo es necesario determinar un punto \mathbf{q} , que pertenezca a ese plano, para conseguir definirlo. Dependiendo de cómo se calcule el punto \mathbf{q} , se obtendrán posiciones distintas del plano Π . El método implementado consiste en tomar como punto \mathbf{q} el vértice de las facetas tocadas más alejado en la dirección de \mathbf{n} .

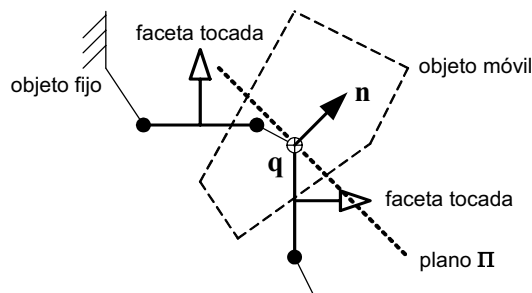


Figura 3.10 Plano de contacto Π situado en el vértice más alejado \mathbf{q}

En la Figura 3.10 se muestra cualitativamente la posición calculada para el plano de contacto Π . Aunque en el dibujo parece que el plano calculado es el correcto, para medir hasta él la penetración realizada por el objeto móvil en el escenario, se pueden producir dos tipos de errores. Estos errores se describen en el siguiente apartado.

3.3.1.2 Errores en la localización del plano de contacto

En la Figura 3.11 se muestra un posible error de localización en el plano de contacto, cuya consecuencia es un error en la medida de la penetración del objeto móvil en el fijo. Existe una distancia que no se tiene en cuenta. Este error lo causan aquellas facetas del objeto fijo que han quedado completamente “dentro” del objeto móvil, y por tanto, no aparecen en la lista de facetas en colisión.

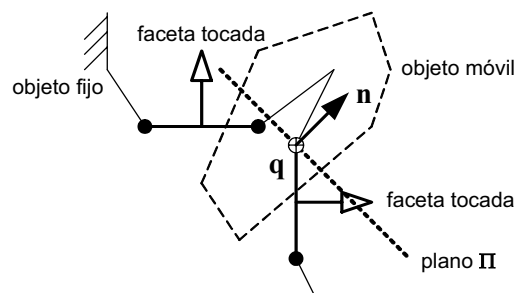


Figura 3.11 Localización incorrecta del plano de contacto Π

Aunque este error no se dé en el primer contacto entre los dos objetos, es posible que sí aparezca conforme vaya aumentando la penetración de la herramienta en el escenario. El plano Π no queda fijo en el punto más alejado de la penetración, sino que se va calculando cada vez. Por tanto, el plano puede cambiar de posición, dando saltos discretos conforme cambian las facetas en contacto. Este hecho se manifestará, necesariamente, con saltos discretos en el valor de la penetración calculada. La longitud de esos saltos será del orden de magnitud del tamaño de las facetas del escenario.

Para evitar este problema, se puede programar el método enunciado de forma que el plano Π quedara fijo en el lugar del primer contacto. Sin embargo, un desplazamiento lateral del objeto móvil hace que el plano fijo pueda no corresponder ya con el plano real sobre el que hay que medir la penetración. Por este motivo, es preferible calcular cada vez la posición del plano Π , aun a riesgo de que existan los saltos discretos que se han descrito.

En resumen, existen dos posibles problemas asociados al error en la localización en plano de contacto. El primero se manifiesta como un error en la medida de la penetración en el primer contacto de los objetos. En este caso, la penetración estimada en el primer contacto será inferior a la real. El segundo se manifiesta con el transcurso del tiempo, al modificar la posición del objeto móvil, como unos saltos discretos en la medida de la penetración.

3.3.2 Medida de la penetración

Para la medida de la penetración de la herramienta virtual hasta el plano de contacto Π se descarta buscar la máxima penetración de la herramienta en el plano. Esta búsqueda tendría en cuenta todos los vértices de facetas de la herramienta. La razón se puede observar en la Figura 3.12, donde se comprueba que la penetración máxima puede darse en un punto que no tiene nada que ver con el contacto.

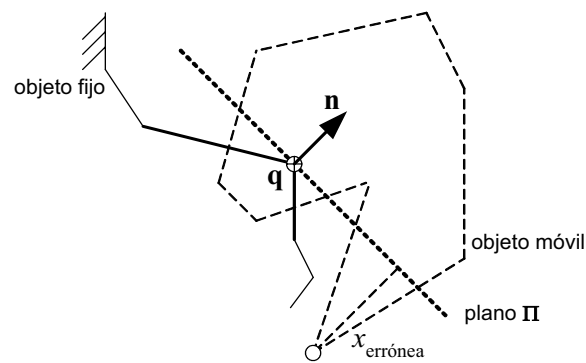


Figura 3.12 Penetración errónea buscando la máxima absoluta

Este error se muestra también en la Figura 3.13, en un instante de la exploración háptica que mide la penetración de esta forma. La penetración calculada está dibujada con una línea de color verde. Se observa que, mientras el contacto se ha producido en la punta de la herramienta con la cabeza del tornillo, la penetración está calculada en otro punto de la mano que no tiene nada que ver con la zona de contacto.

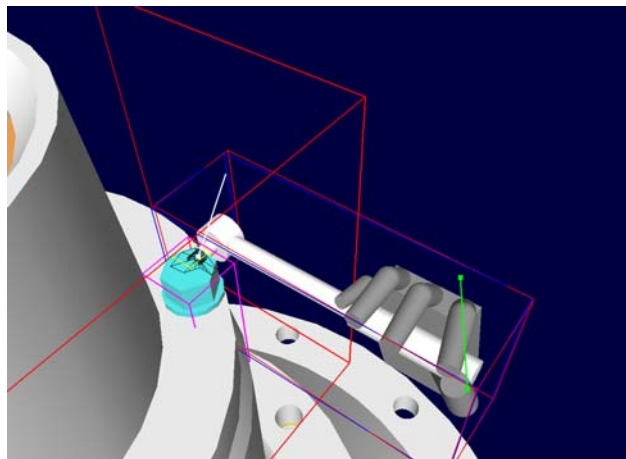


Figura 3.13 Penetración incorrecta buscando la máxima absoluta

Otra opción, que se descarta, es buscar la penetración máxima entre aquellos puntos del objeto móvil que estén situados en el interior del escenario. Existen varias razones para descartar este método. La primera es que el punto erróneo de la Figura 3.12 podría estar dentro del escenario, pero pertenecer a una zona de contacto distinta. Otra razón, no menos importante, es que determinar si

un punto queda dentro o fuera del escenario, cuya superficie exterior está caracterizada por numerosas facetas, es muy costoso en tiempo de cálculo.

3.3.2.1 Descripción del método

El método implementado busca la penetración máxima que se obtiene, probando sólo con los vértices de la lista de facetas del objeto móvil que tocan el escenario en esa zona de contacto. Dicho de otra forma, se busca la penetración máxima que produce la nube de puntos que forman los vértices de las facetas de la herramienta que están tocando el escenario en esa zona.

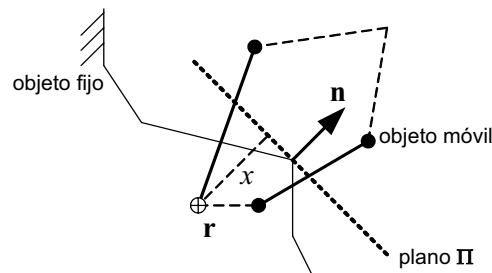


Figura 3.14 Método para la medida de la penetración

En la Figura 3.14 se muestra la penetración x calculada por el método. El vértice que consigue la penetración máxima es el punto r .

3.3.2.2 Errores en la medida de la penetración

La penetración correcta puede darse en el vértice de facetas “interiores” al escenario y, por tanto, que no aparezcan en la lista de facetas en contacto con el escenario. Esta situación se puede observar cualitativamente en la Figura 3.15.

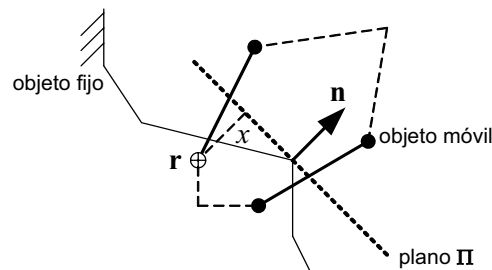


Figura 3.15 Penetración incorrecta medida por el método

Este error es semejante al que se producía para el cálculo del plano de contacto Π . De la misma forma, se puede manifestar tanto en un error en la medida

de la penetración en el primer contacto entre los dos objetos, como en variaciones discretas de penetración, a lo largo del tiempo, si cambian las facetas que están en contacto entre ambos objetos.

3.3.3 Resultados experimentales de la penetración medida

En este apartado se muestran resultados experimentales donde se observan los errores de en la medición de la penetración que se han descrito anteriormente. En la práctica es muy difícil saber cuándo el cambio erróneo de la penetración se debe a una equivocada localización del plano de contacto Π –como se describió en el apartado 3.4.1.2– o se debe a que algunas facetas del usuario han quedado dentro del escenario –apartado 3.4.2.2–.

En la Figura 3.16 se muestra la variación a lo largo del tiempo de la penetración calculada, con el método propuesto, durante una exploración háptica con el escenario de tamaño pequeño (el diferencial de camión). Se observan pequeños cambios de penetración debidos al movimiento del usuario y otros, más grandes, a los errores apuntados.

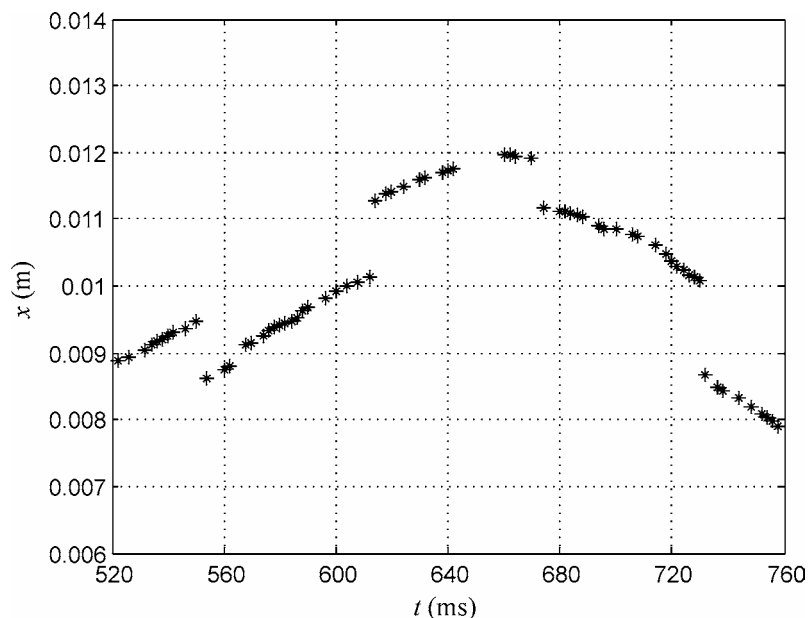


Figura 3.16 Penetración calculada a lo largo del tiempo

Se observa también que, con este tamaño de escenario, el software de detección de colisiones es capaz de calcular la penetración con el escenario cada 1

ó 2 periodos de muestreo, es decir, cada 2 ó 4 ms; aunque esporádicamente hay momentos que tarda un poco más de tiempo.

En este caso concreto, los cambios de penetración debidos al error del método son del orden de 1 mm, mientras que la penetración total de la herramienta ronda los 10 mm. Estos pequeños saltos, del 10 % aproximadamente, plantea la necesidad de introducir en el algoritmo de control una estrategia que intente suavizar las variaciones de fuerza que se presentan.

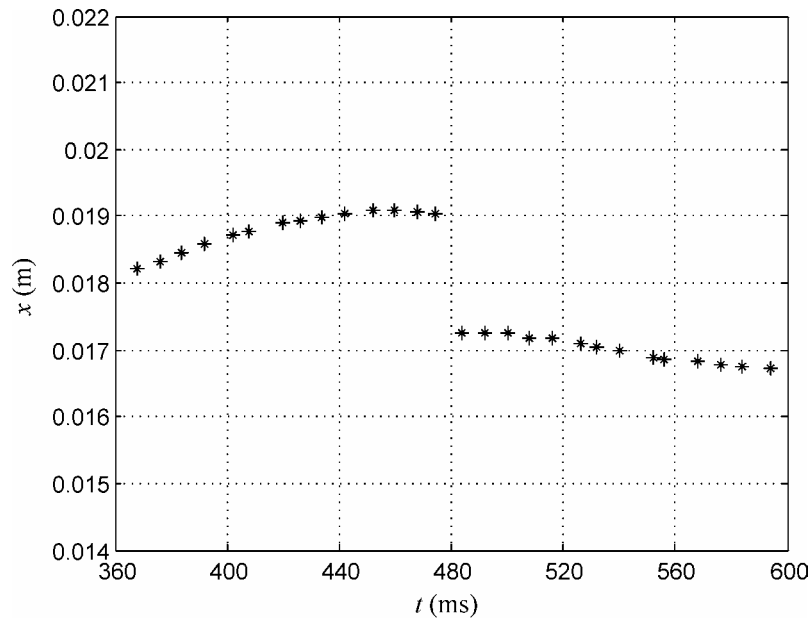


Figura 3.17 Penetración calculada a lo largo del tiempo

En la Figura 3.17 se muestra un intervalo de simulación háptica con el escenario de tamaño grande (el motor de avión TP400). Se observa en este caso que el software de detección de colisiones tarde un poco más en calcular la penetración del usuario en el escenario. Aproximadamente, se recibe un nuevo valor de penetración cada 8 ms. En esta ocasión, el cambio de penetración debido al error del método es de casi 2 mm, sobre una penetración total de 19 mm.

Es interesante mostrar un intervalo de tiempo mayor, de la misma simulación háptica. En la Figura 3.18 se muestra un intervalo de 1.2 segundos de exploración. Aunque la información de penetración parece más frecuente, sigue existiendo una media de 8 ms entre cada uno de los datos.

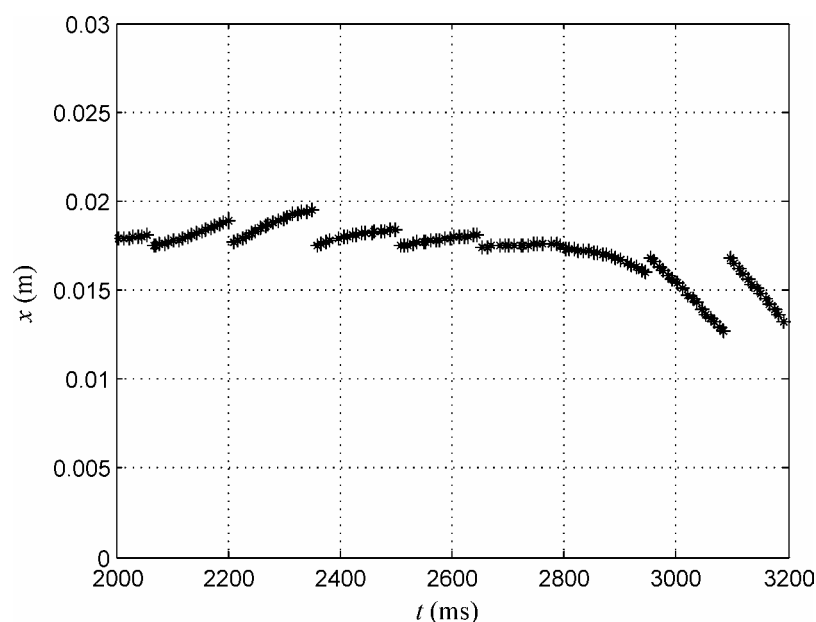


Figura 3.18 Penetración calculada a lo largo del tiempo

Se puede observar, de forma experimental, una de las características del método implementado. La penetración calculada siempre es igual o menor que la penetración real del usuario en el escenario. Conforme el usuario se introduce en el escenario, la penetración a veces se acorta. Lo contrario ocurre en el movimiento de salida del escenario. Aparece así una forma característica de “diente de sierra”.

Observando la Figura 3.18 parece relativamente sencillo incluir una estrategia que vaya concatenando los distintos tramos de penetración. Sin embargo, esta estrategia no se ha implementado en el sistema. La razón principal es que, después de realizar la concatenación, el usuario puede “salir” del escenario en un lugar diferente del que “entró”. Es decir, la penetración final de salida es muy difícil que sea nula. Además, en algunos casos, es difícil determinar cuándo se ha producido un cambio de tramo.

Otro problema más serio que los errores del método, y que también hace inviable la concatenación, es la elevada penetración inicial que suelen tener los contactos con el escenario. En la Figura 3.19 se muestra el comienzo de la exploración háptica con el escenario grande.

Como el software de detección de colisiones tarda cierto tiempo –y esto no depende del método de medida de la penetración que emplee–, el valor de la pe-

netración en el primer contacto con la superficie virtual alcanza un valor bastante elevado.

Además, el usuario puede estar acercándose al escenario de forma relativamente rápida (su movimiento fuera del mismo no está impedido), por lo que en varios milisegundos puede haber realizado una penetración considerable.

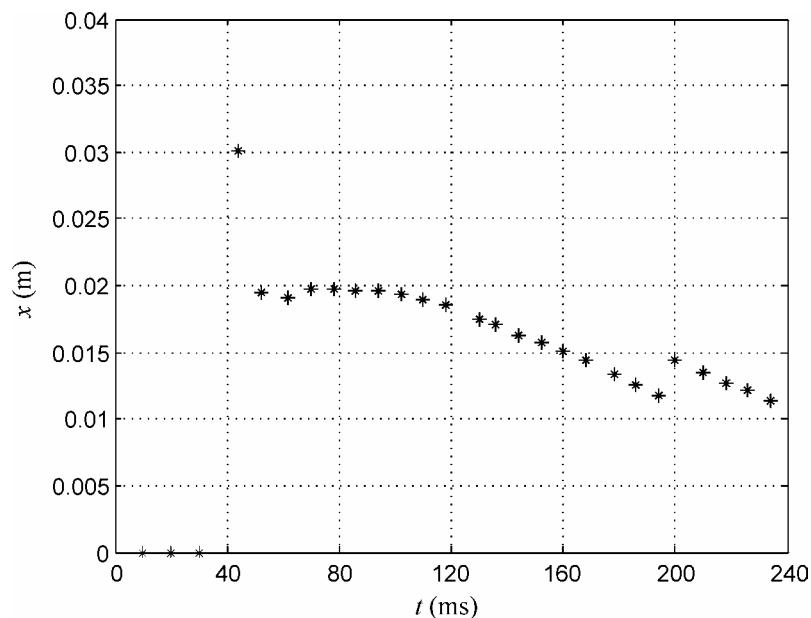


Figura 3.19 Penetración calculada al iniciar un contacto

En la Figura 3.19 se observa cómo la primera penetración en el escenario mide poco más de 30 mm. Inmediatamente después, la acción de la fuerza de contacto “saca” al usuario de la pared virtual y lo sitúa en una penetración más razonable. Como consecuencia de todo ello se plantean dos problemas. En primer lugar, no es posible saber si la penetración inicial es válida para empezar a concatenar los siguientes tramos o si ya se empieza con un error inicial. El segundo, y más importante, es que si la fuerza inicial es muy brusca puede expulsar completamente al usuario y tal vez éste pretenda permanecer en contacto con la pared.

Como consecuencia de lo expuesto, se toma como bueno el cálculo de la penetración que realiza el software de detección de colisiones; sin intentar paliar lo posibles errores de medición. Se deja como misión del algoritmo de control intentar minimizar los cambios bruscos de la fuerza de contacto. La actuación del algoritmo de control se expone en el siguiente apartado.

3.4 ACTUACIÓN DEL ALGORITMO DE CONTROL

Este apartado es muy importante para conseguir una buena sensación táctil durante la simulación, porque el algoritmo de control no recibe información de la dirección normal y la penetración cada periodo de muestreo. Si se mantuviera constante la fuerza de contacto mientras no se reciba información, la sensación táctil sería muy pobre porque el periodo de muestreo lo impondría de hecho el software de detección de colisiones que, por lo general, es más lento y variable comparado con el del algoritmo de control.

Por tanto, si se desea que la sensación táctil posea la frecuencia del algoritmo de control, éste debe ser capaz de:

- Actuar en ausencia de información de contacto, en particular, estimar la variación de la penetración cada periodo de muestreo.
- Efectuar una estimación de la variación de la penetración debida al retraso de las comunicaciones entre los dos PCs.
- Efectuar una transición suave entre contactos cuando llegue una nueva información de contacto. Estos cambios bruscos pueden darse tanto en la dirección \mathbf{n} como en la penetración x .
- Introducir una fuerza de rozamiento en función del movimiento del usuario perpendicular a la normal \mathbf{n} .

Las soluciones que se han implementado, para lograr cada una de estas tareas, se desarrollan en los siguientes apartados.

3.4.1 Actuación en ausencia de información de contacto

Cuando el algoritmo de control se ejecuta, y no se ha recibido un nuevo mensaje de información de contacto, se efectúa una estimación de la variación de la penetración en el objeto virtual desde el periodo de muestreo anterior. Para ello, el algoritmo de control conoce en todo momento el desplazamiento $\Delta\mathbf{p}$ y giro \mathbf{R} del usuario respecto de un punto de la herramienta, pero desconoce las dimensiones de la herramienta virtual así como la forma del escenario que está tocando.

La traslación medida del usuario $\Delta\mathbf{p}$, no tiene por qué coincidir con el desplazamiento del punto de contacto —el punto \mathbf{r} de la Figura 3.14—. Si se conociera la posición relativa entre ambos puntos, se podría calcular exactamente el cambio de posición del punto de contacto. Como esto no es así, se supone que el punto \mathbf{p} sensorizado y el punto \mathbf{r} de contacto son el mismo; por tanto, la traslación medida $\Delta\mathbf{p}$, es la que realiza el punto de contacto.

Como tampoco se conoce la forma del objeto virtual en los alrededores del punto de contacto –sólo se posee la dirección normal de contacto \mathbf{n} –, se supone que el contacto se hace con una superficie plana, ilimitada y constante en el tiempo.

Una forma de estimar la variación de la penetración, siguiendo el método propuesto por Adachi (1995), es mantener constante la dirección normal de contacto y sumar cada periodo de muestreo la proyección del incremento de la posición de usuario sobre la dirección normal. La Figura 3.20, muestra cualitativamente esta estrategia.

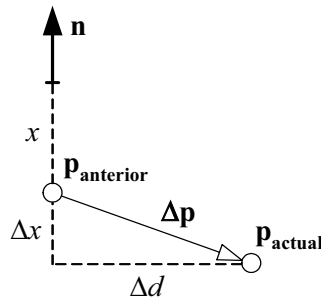


Figura 3.20 Estimación del incremento de la penetración Δx

La variable x es la penetración y \mathbf{n} es el vector normal de contacto. Los vectores $\mathbf{p}_{\text{anterior}}$ y $\mathbf{p}_{\text{actual}}$ son las posiciones del usuario en el periodo de muestreo anterior y actual. El vector $\Delta \mathbf{p}$ es el vector que une ambas posiciones. Este vector define la trayectoria seguida por el usuario durante el periodo de muestreo. La distancia Δx es el incremento de la penetración realizado durante el periodo de muestreo, mientras que Δd es el desplazamiento tangente a la normal realizado durante el periodo de muestreo.

Las ecuaciones (3.7) y (3.8) describen matemáticamente el algoritmo implementado, que se ejecuta cada periodo de muestreo.

$$\Delta x = -\Delta \mathbf{p} \cdot \mathbf{n} \quad (3.7)$$

$$x = x + \Delta x \quad (3.8)$$

Por tanto, la penetración que se emplea en cada momento para calcular la fuerza de contacto es una suma acumulada: la penetración en el instante anterior más la distancia Δx . Como el incremento es negativo en caso de que disminuya la penetración, siempre se debe realizar la suma de la ecuación (3.8).

3.4.2 Transición al nuevo contacto recibido

Cuando llega un nuevo mensaje con información de contacto hay que realizar una transición suave. Para evitar cambios bruscos en la fuerza de contacto cada vez que llega una nueva información de contacto se deben solucionar dos problemas que se describen en apartados distintos.

3.4.2.1 Método para estimar el retraso de la información

El primer problema es el retraso que existe siempre en la información de contacto que llega al algoritmo de control. Este retraso no se debe exclusivamente al tiempo que tarda el mensaje en ir de un PC a otro a través del canal UDP. El retraso total es mucho mayor.

La posición actual del usuario sólo la conoce cada periodo de muestreo el algoritmo de control. El ordenador gráfico sólo gestiona la última posición recibida vía UDP. Aunque reciba todas las posiciones del usuario enviadas por el algoritmo de control, algunas de ellas nunca las tiene en cuenta el algoritmo de detección de colisiones.

El cálculo de la información de contacto es muy rápido, pero aún en el mejor de los casos requiere varios milisegundos. Después, se debe enviar vía UDP la información de contacto al algoritmo de control.

Es evidente que la información de penetración y normal de contacto que recibe el algoritmo de control sólo es cierta para una posición del usuario anterior a la actual. En la Figura 3.21 se representa este hecho, donde se ha llamado $\mathbf{n}_{\text{nueva}}$ a la nueva normal de contacto que se recibe del PC gráfico, $x_{\text{colisión}}$ a la estimación de la penetración que se recibe y $\mathbf{p}_{\text{colisión}}$ a la posición del usuario donde es cierta la información que se recibe.

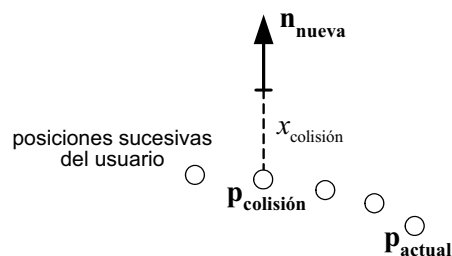


Figura 3.21 Retraso de la información de contacto

El error que se comete con este retraso se puede minimizar variando la penetración que se recibe del módulo de detección de colisiones. Esa variación en la penetración se hace de forma similar a la estimación que se hace de la varia-

ción de penetración cada periodo de muestreo. Este caso, el punto de partida en vez de ser la posición anterior, es la posición del usuario que ha empleado el módulo de detección de colisiones para el cálculo de la información de contacto.

$$\Delta x_{\text{retraso}} = - (\mathbf{p}_{\text{actual}} - \mathbf{p}_{\text{colisión}}) \cdot \mathbf{n}_{\text{nueva}} \quad (3.9)$$

$$x_{\text{nueva}} = x_{\text{colisión}} + \Delta x_{\text{retraso}} \quad (3.10)$$

Las ecuaciones (3.9), (3.10) y la Figura 3.22 describen esta estrategia.

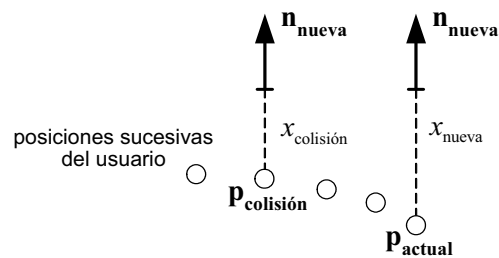


Figura 3.22 Estimación de la penetración actual del nuevo contacto

La única forma de que el algoritmo de control conozca la posición que tenía el usuario en el momento de la colisión calculada, es que se le envíe desde el PC gráfico junto con la información de colisión. De esta forma, queda fijada definitivamente la información que se envía de un ordenador a otro: la dirección normal \mathbf{n} , la penetración x y la posición del usuario en la que dicha información ha sido calculada $\mathbf{p}_{\text{colisión}}$.

3.4.2.2 Método de transición en varios periodos de muestreo

Una vez minimizado el problema del retraso de la información, el segundo problema es el salto brusco que puede originarse tanto en dirección como en penetración. La nueva penetración x_{nueva} , que se acaba de calcular, puede ser muy distinta de la penetración acumulada que se va estimando por medio de la ecuación (3.8). Con mayor razón puede ocurrir esto con la dirección normal, porque no se va modificando en ausencia de información.

Un tratamiento adecuado puede suavizar esos posibles cambios bruscos. En el capítulo 2 se mostró el método propuesto por Mark (1996), que abogaba por una transición gradual de la penetración desde la penetración estimada, para el instante actual, hasta la nueva penetración que ha llegado desde el PC gráfico, a lo largo de n periodos de muestreo del programa de control. El cambio de dirección será instantáneo, pero el módulo de la fuerza cambiará suavemente. Con esta estrategia, queda fijada la actuación del dispositivo en los n periodos de

muestreo siguientes a la recepción de la información de contacto. El parámetro n dependerá, por tanto, del número de periodos de muestreo que existen de media entre la recepción de dos mensajes de contacto.

El algoritmo implementado en el sistema realiza además transición gradual en la dirección de la normal. En la Figura 3.23 se describe, de forma cualitativa, la estrategia del cálculo de la dirección normal a lo largo de la transición.

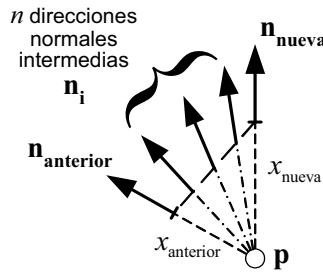


Figura 3.23 Direcciones normales intermedias

Matemáticamente, la dirección normal \mathbf{n}_i en cada instante intermedio de la transición, viene dada por la ecuación (3.13), después de normalizar cada uno de los \mathbf{n}'_i que se obtienen de la ecuación (3.12).

$$\Delta \mathbf{n} = \frac{1}{n+1} (x_{\text{nueva}} \mathbf{n}_{\text{nueva}} - x_{\text{anterior}} \mathbf{n}_{\text{anterior}}) \quad (3.11)$$

$$\mathbf{n}'_i = \mathbf{n}_{\text{anterior}} + i \Delta \mathbf{n} \quad (3.12)$$

$$\mathbf{n}_i = \frac{\mathbf{n}'_i}{|\mathbf{n}'_i|} \quad (3.13)$$

El vector $\Delta \mathbf{n}$ puede considerarse como el “vector incremento” de la dirección normal, a lo largo de los n instantes intermedios que dura la transición. Hay que señalar que los vectores unitarios \mathbf{n}_i de las direcciones normales intermedias, no forman entre sí un ángulo constante. Este hecho es más acusado conforme las direcciones normales anterior y nueva son más dispares. Constantinescu (2002), propone un método similar al descrito, pero calcula el vector $\Delta \mathbf{n}$ de forma diferente a la ecuación (3.11). En concreto, propone que las normales anterior y nueva no estén ponderadas por sus respectivas penetraciones.

Tanto el método propuesto como el de Constantinescu son más rápidos, desde el punto de vista de tiempo de cálculo, que intentar encontrar los vectores intermedios \mathbf{n}_i que formen un ángulo constante sí.

Con el método propuesto, en el caso de que las normales anterior y nueva fueran exactamente iguales, el “vector incremento” $\Delta \mathbf{n}$ sería igual a cero. Como consecuencia, todas las normales \mathbf{n}_i intermedias coincidirían con la anterior y la nueva, por lo que no se comete ningún error en esta situación especial.

En el otro caso extremo de que las normales anterior y nueva tengan igual dirección y sentidos opuestos, el método propuesto sirve si el número n de situaciones intermedias es impar. En ese caso, la primera mitad de las normales intermedias es igual a la normal anterior y la segunda mitad igual a la nueva. No se comete ningún error en la transición, pero ésta no se hará de modo suave. En el caso de n par, la normal situada en la mitad de las situaciones intermedias sería igual a cero, hecho que hay que evitar.

Después de observar el tiempo medio entre mensajes de colisión, el valor impuesto a n en el sistema es 5. Al asignar a n un valor impar igual a 3, el efecto de la estrategia se percibe poco. Mientras que valores para n de 7 ó 9, no permiten que la transición finalice, antes de que llegue un nuevo mensaje de información de contacto.

Las penetraciones intermedias se calculan de forma independiente y siguen inicialmente la estrategia de Mark (1996), ecuaciones (3.14) y (3.15).

$$\Delta x_{\text{transición}} = \frac{1}{n+1} (x_{\text{nueva}} - x_{\text{anterior}}) \quad (3.14)$$

$$x_i = x_{\text{anterior}} + i \Delta x_{\text{transición}} \quad (3.15)$$

A este algoritmo, tan sencillo de implementar, se le añade una pequeña corrección. La penetración en cada una de las transiciones no sólo viene fijada por la ecuación (3.15). Si no existiera transición, la penetración vendría estimada por la ecuación (3.8), de acuerdo con el movimiento realizado por el usuario desde el periodo de muestreo anterior. Por tanto, el verdadera expresión del valor de la penetración en cada una de las transiciones viene dada por las ecuaciones (3.16), (3.17), (3.18) y (3.19).

$$\Delta x_{\text{transición}} = \frac{1}{n+1} (x_{\text{nueva}} - x_{\text{anterior}}) \quad (3.16)$$

$$x_i' = x_{\text{anterior}} + i \Delta x_{\text{transición}} \quad (3.17)$$

$$\Delta x_i = - (\mathbf{p}_{\text{actual}} - \mathbf{p}_{\text{transición}}) \cdot \mathbf{n}_i \quad (3.18)$$

$$x_i = x_i' + \Delta x_i \quad (3.19)$$

La posición del usuario cuando empezó la transición se llama $\mathbf{p}_{\text{transición}}$ y permanece constante durante todo el proceso. En cambio, $\mathbf{p}_{\text{actual}}$ es la posición del usuario en cada instante de la transición. La penetración en cada uno de los

sucesivos instantes de la ecuación (3.19) posee dos componentes, una debida a la propia transición y otra debida al desplazamiento del usuario cada periodo de muestreo. Este desplazamiento, calculado por la ecuación (3.18), se hace desde la posición en la que comenzó la transición hasta la actual, proyectando en la dirección normal \mathbf{n}_i que rige en ese instante. De esta forma, no se acumula hasta el final de la transición la variación de la penetración debida al movimiento del usuario.

3.4.2.3 Método para el caso de transiciones muy bruscas

El método descrito en el apartado anterior funciona correctamente en la mayoría de los casos. Las transiciones son suaves y el usuario no siente cambios bruscos en la fuerza, salvo en los casos extremos que se tratan en este apartado.

Un ejemplo de caso extremo se da cuando el usuario intenta introducir la herramienta que manipula en un lugar de difícil acceso, con paredes cercanas a ambos lados de la misma. Con muy pequeños desplazamientos el usuario puede tocar sucesivamente paredes que poseen normales muy distintas.

Otro ejemplo se da cuando el usuario sigue con la herramienta el contorno de una superficie virtual que sea muy irregular. Este caso puede ser la cara dentada de un engranaje.

Todos estos casos se tratan de forma especial. Primero, hay que señalar un umbral, a partir del cual se considera que el sistema se encuentra en uno de estos casos extremos. Se considera que un cambio de 45° en la normal \mathbf{n} de contacto es excesivo y que el sistema se encuentra en una situación especial de transición muy brusca, ecuación (3.20).

$$\text{Si } \mathbf{n}_{\text{anterior}} \cdot \mathbf{n}_{\text{nueva}} > 0.707 \Rightarrow \text{Existe cambio muy brusco} \quad (3.20)$$

En caso de que exista un cambio muy brusco de normal, la estrategia implementada bloquea el movimiento del robot en la posición en la que se encuentre en ese momento el usuario. A partir de ese momento, se ignoran todos los mensajes de contacto que se reciben del software de detección de colisiones. El usuario sólo puede moverse en la dirección de salida del escenario. Esta dirección es la última normal recibida, precisamente aquella que se juzga que es muy distinta de las que se han calculado con anterioridad.

A continuación se describe cualitativamente la forma de actuación del método implementado. Sea en la Figura 3.24, $\mathbf{p}_{\text{difícil}}$ la posición del usuario cuando se recibe la dirección normal $\mathbf{n}_{\text{difícil}}$, que se juzga muy diferente de las normales anteriores.

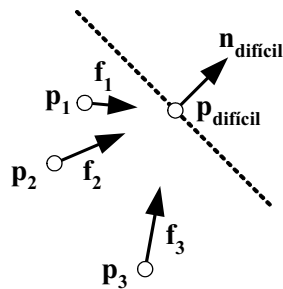


Figura 3.24 Movimiento de entrada en el objeto

Si el usuario se mueve a una posición \mathbf{p} situada en el lado opuesto a $\mathbf{n}_{\text{difícil}}$, como ocurre con las posiciones \mathbf{p}_1 , \mathbf{p}_2 o \mathbf{p}_3 , la fuerza que se restituye es radial y esférica hacia el punto $\mathbf{p}_{\text{difícil}}$, que se mantiene fijo, ecuación (3.21).

$$\mathbf{f} = K (\mathbf{p}_{\text{difícil}} - \mathbf{p}) \quad (3.21)$$

Si el usuario se mueve hacia una posición \mathbf{p} situada en el lado hacia el que apunta $\mathbf{n}_{\text{difícil}}$, Figura 3.25, la fuerza que se restituye es radial y cilíndrica, hacia la nueva localización del punto $\mathbf{p}_{\text{difícil}}$. El punto $\mathbf{p}_{\text{difícil}}$ se va desplazando con el movimiento del usuario en esta dirección, a lo largo del eje imaginario que pasa por el punto $\mathbf{p}_{\text{difícil anterior}}$ con dirección $\mathbf{n}_{\text{difícil}}$.

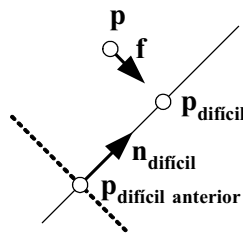


Figura 3.25 Movimiento de salida del objeto

De esta forma, el usuario se ve “empujado” a salir del escenario según la dirección de $\mathbf{n}_{\text{difícil}}$. Como la posición $\mathbf{p}_{\text{difícil}}$ va cambiando, no es posible deshacer el movimiento de salida que ya se haya realizado.

En resumen, se restituyen fuerzas radiales cilíndricas en el movimiento de salida del objeto y fuerzas radiales esféricas si el movimiento es de entrada en el objeto. Este proceso acaba cuando el módulo de detección de colisiones envía un mensaje, informando que ya no existen colisiones entre la herramienta y el escenario.

Con esta estrategia pueden aparecer una serie de problemas. Por ejemplo, es posible que no se acabe nunca el proceso de salida del escenario. Este problema puede deberse a un error en las comunicaciones. Si no llega el mensaje de ausencia de colisiones, el sistema se queda continuamente saliendo. También es posible que en la dirección de $\mathbf{n}_{\text{difícil}}$ no haya salida posible del escenario.

También es posible acabar en un “callejón sin salida”. Si la herramienta se encuentra en un paso muy estrecho, entre dos paredes muy cercanas con normales opuestas entre sí, es posible pasar de una a otra de forma inmediata. En esta situación no es posible sacar la herramienta del paso estrecho porque el movimiento se encuentra restringido en cualquier dirección que no sea la de salida del contacto.

Este mismo fenómeno se da cuando el usuario manipular un objeto arandela, es decir, que rodea completamente a otro sin casi holgura. Si no hay ninguna holgura, el algoritmo de detección de colisiones no envía mensaje de no colisión hasta atravesar completamente el objeto que está en su interior. Si hay un poco de holgura, es posible que se pase de un contacto a otro en las paredes interiores sin que se pueda sacar el objeto tipo arandela del otro. De nuevo se debe a que el movimiento de salida de un cuerpo del otro no coincide con la normal recibida de colisión difícil.

3.4.3 Inclusión de la fuerza de rozamiento

El sistema desarrollado introduce la fuerza de rozamiento siguiendo el modelo propuesto por Salisbury (1995), descrito en el capítulo 2. Sin embargo, para poder usar este modelo, u otro cualquiera, es necesario calcular el vector tangente de contacto. Conocido el vector normal de contacto \mathbf{n} y la trayectoria del usuario –en forma de incremento de la posición $\Delta\mathbf{p}$ –, calcular el vector tangente \mathbf{t} es trivial. Para ello, basta obtener la proyección del vector trayectoria actual sobre el plano perpendicular al vector normal y normalizarlo. Este vector proyección que habrá que normalizar se llamará a en este capítulo vector \mathbf{t}' .

En la Figura 3.26 se pueden observar los elementos que intervienen en el cálculo de la dirección tangente \mathbf{t} .

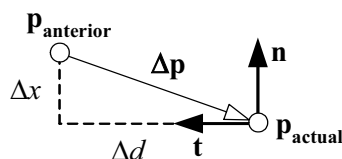


Figura 3.26 Elementos que intervienen en el cálculo del vector tangente \mathbf{t}

El vector \mathbf{t}' tiene por módulo el incremento de la posición en la dirección tangente, es decir, del incremento del deslizamiento Δd . Es decir:

$$\mathbf{t}' = \Delta d \mathbf{t} \quad (3.22)$$

El vector \mathbf{t}' se puede calcular de dos formas, asumiendo siempre que el vector normal \mathbf{n} es unitario. La primera de ellas sigue el método de ortogonalización de Gram-Schmidt, citado por Lang (1965). Este método resta el vector incremento de posición a la proyección de sí mismo sobre el vector normal.

$$\mathbf{t}' = (\Delta \mathbf{p} \cdot \mathbf{n}) \mathbf{n} - \Delta \mathbf{p} \quad (3.23)$$

El segundo método para calcular el vector \mathbf{t}' es efectuar un doble producto vectorial entre el vector incremento de posición y la normal, de la siguiente forma:

$$\mathbf{t}' = (\Delta \mathbf{p} \wedge \mathbf{n}) \wedge \mathbf{n} \quad (3.24)$$

De los dos métodos, el algoritmo más rápido, desde el punto de vista de tiempo de cálculo, es el de Gram-Schmidt. Sin embargo, por razones de mayor seguridad es preferible utilizar el método del doble producto vectorial.

Esta elección se explica si se observan las condiciones que deben darse para que el vector resultante \mathbf{t}' sea nulo. En el método de Gram-Schmidt, el vector \mathbf{t}' sólo es nulo si el vector incremento de posición es nulo o es paralelo a la normal. Si la normal \mathbf{n} es nula, el vector \mathbf{t}' coincide con el vector incremento de posición $\Delta \mathbf{p}$.

En el método del doble producto vectorial, el vector \mathbf{t}' es nulo en las mismas condiciones que en el de Gram-Schmidt, y además, cuando la normal \mathbf{n} es nula.

Este hecho es indiferente si el cálculo y la lectura del vector normal ha sido correcto, porque sólo podrían darse las situaciones de \mathbf{t}' nula comunes a los dos métodos. Sin embargo, un error en el cálculo o lectura de la normal, o una manipulación errónea de la misma, podría dar como resultado trabajar con un vector normal \mathbf{n} nulo. En este caso, la fuerza restituida al usuario en la dirección normal sería nula –lo cual, en ese hipotético caso de error, estaría por el lado de la seguridad–. Sin embargo, la fuerza tangente sería no nula con el método de Gram-Schmidt y nula con el método del doble producto vectorial.

Por tanto, si se quiere tener la misma “protección” a los errores de normal \mathbf{n} nula, que se posee en la dirección normal, se recomienda el uso del método del doble producto vectorial.

Otra ventaja que tiene el método del doble producto vectorial es que, si el vector normal \mathbf{n} no es unitario, pero su dirección es correcta, el vector tangente \mathbf{t} calculado por el método del doble producto vectorial sí es unitario y perpendi-

cular a \mathbf{n} , aunque el valor numérico del incremento del deslizamiento Δd es incorrecto. En el método de Gram-Schmidt, tanto el valor numérico del incremento del deslizamiento como la dirección del vector tangente \mathbf{t} son erróneos.

3.4.4 Resultados experimentales de la penetración estimada

En este apartado se muestran resultados experimentales de la penetración estimada por el algoritmo de control. Algunas de sus actuaciones no quedan reflejados; en concreto: la inclusión de la fuerza de rozamiento y la actuación en caso de transiciones muy bruscas.

En la Figura 3.27 se muestra el valor de la penetración medida por el software de detección de colisiones (asteriscos) y la estimación que efectúa el algoritmo de control (círculos). Los valores se han obtenido en una exploración háptica con el escenario de tamaño grande, es decir, con el motor de avión.

Se observa que, en este caso, el software de detección de colisiones se recibe una medida de la penetración aproximadamente cada 14 ms. El algoritmo de control, en cambio, realiza una estimación de la misma cada periodo de muestreo, es decir, cada 2 ms.

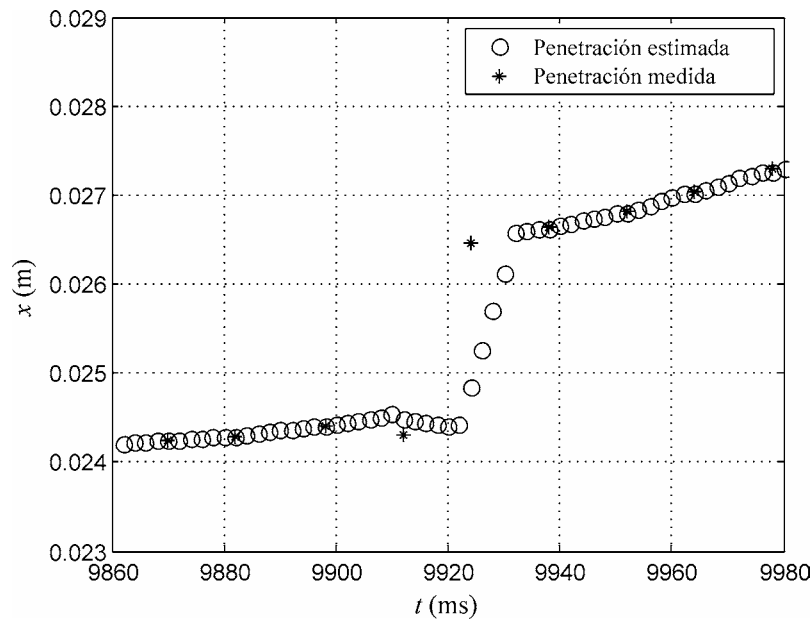


Figura 3.27 Penetración medida y estimada a lo largo del tiempo

Se observa que, en ausencia de información del software de detección de colisiones, la estimación que se realiza de la penetración teniendo en cuenta el movimiento del usuario es muy buena. La penetración estimada por el algoritmo de control casi es capaz de predecir cuál será la penetración medida por el software de detección de colisiones.

En el instante 9924 ms se observa un cambio brusco en la medida de la penetración, de algo más de 2 mm. El algoritmo de control efectúa una transición suave a lo largo de 5 periodos de muestreo. Cuando acaba la transición, vuelve a actuar exclusivamente la estimación de la variación de la penetración teniendo en cuenta el movimiento del usuario.

Es esencial que, durante los 5 periodos de muestreo que dura la transición, también se añada la estimación de la variación de la penetración teniendo en cuenta el movimiento del usuario, ecuación (3.18). De otra manera, cuando los cambios no son bruscos, el seguimiento de la penetración no sería bueno.

Otro lugar donde puede notarse este hecho es en el instante en que acaba la transición suave. Se observa que la transición alcanza un valor de penetración ligeramente superior a la penetración medida. Esto se debe, como se ha dicho, a que a lo largo de la transición se está añadiendo la estimación de la variación de la penetración teniendo en cuenta el movimiento del usuario.

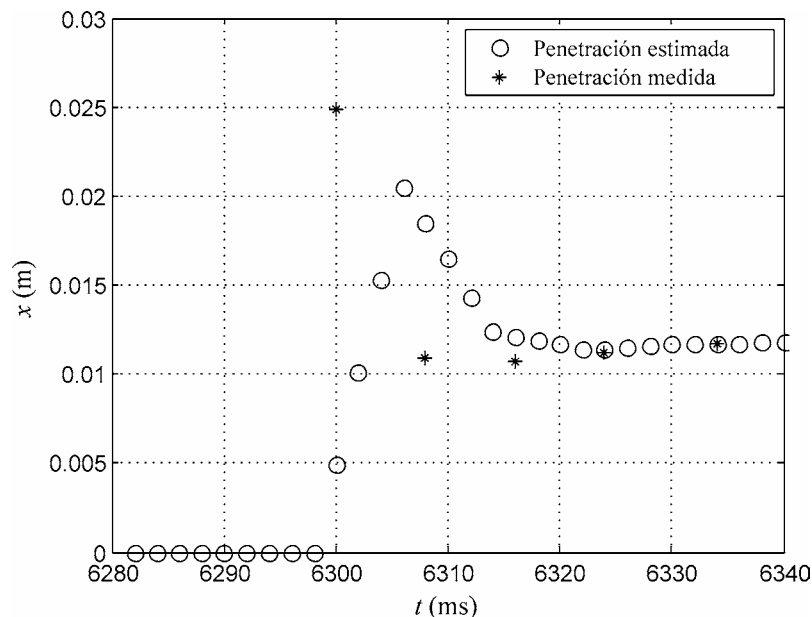


Figura 3.28 Penetración medida y estimada a lo largo del tiempo

En la Figura 3.28 se muestra cómo se comporta la estimación de la penetración cuando se produce el primer contacto con el escenario virtual. El dispositivo, en lugar de restituir una primera fuerza de contacto muy grande, restituye una fuerza creciente que alcanzará en 5 periodos de muestreo, es decir, 10 ms, la primera fuerza de contacto.

Una peculiaridad de este intervalo de la exploración háptica es que el tiempo que tarda el software de detección de colisiones en medir la penetración empieza siendo de 8 ms y luego 10 ms, es decir, primero 4 periodos de muestreo y luego 5. Esto quiere decir que, al principio, las transiciones que realiza el algoritmo de control no pueden finalizar antes de que se reciba la nueva medida de la penetración. Por tanto, la siguiente transición comenzará donde se haya interrumpido la anterior.

Este hecho, si es habitual, puede producir un pequeño retraso en la penetración estimada. Este fenómeno queda patente cuando la simulación háptica se realiza con el escenario pequeño, donde se recibe con mucha frecuencia la penetración medida. La Figura 3.29 muestra un intervalo de simulación con este tipo de escenario. La penetración medida tarda, a veces, dos o tres periodos de muestreo en llegar; pero hay tramos en los que llega cada periodo de muestreo. De esta forma, las transiciones no consiguen finalizar y aparece un pequeño retraso.

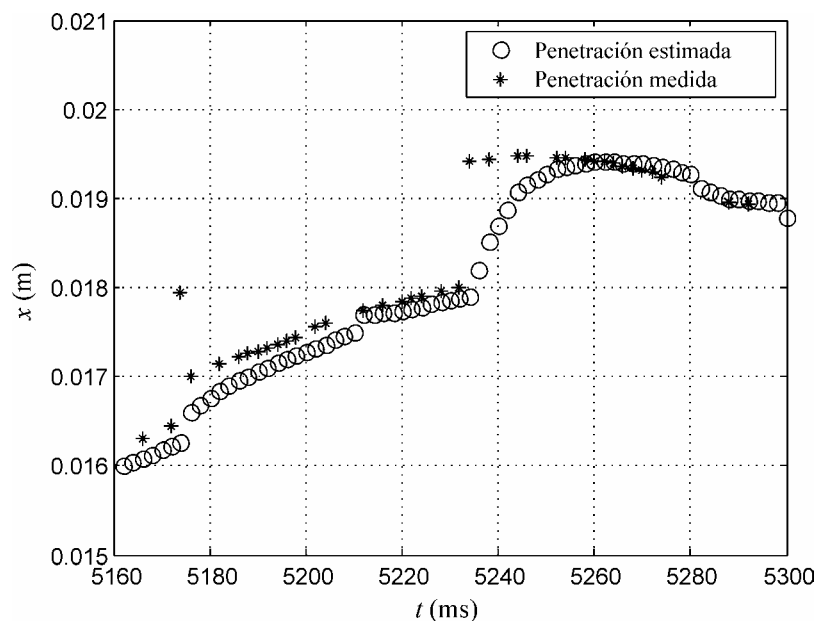


Figura 3.29 Penetración medida y estimada a lo largo del tiempo

El problema del retraso se podría mitigar modificando el valor del número de transiciones del algoritmo durante la ejecución del programa. Evidentemente, existe una relación de compromiso entre el retraso que se pretende disminuir y la brusquedad de los cambios de la fuerza, que también interesa paliar. En el caso de REVIMA, como las simulaciones hápticas se realizan siempre con escenarios muy grandes, se ha optado por mantener siempre constante el número de transiciones del algoritmo.

3.5 CONCLUSIONES

La metodología propuesta en este capítulo para el cálculo de la fuerza de contacto sigue varias etapas sucesivas. En primer lugar, se determina de forma aproximada la dirección normal de contacto y el valor de la penetración. Esta parte del método está ligada a la caracterización de los objetos en facetas, como ocurre en el caso del lenguaje VRML.

Posteriormente, la información de contacto es tratada por el algoritmo de control. Esta parte estima la penetración cuando no exista información, minimiza el error de retraso en las comunicaciones y disminuye los cambios bruscos en la fuerza. Estas operaciones son especialmente necesarias en los sistemas que tengan arquitectura de doble lazo, como ocurre en el caso de REVIMA.

El comportamiento de las estrategias se ha comprobado de forma experimental, en simulaciones hápticas con escenarios de diversos tamaños. Cabe destacar que el escenario de mayor tamaño, con más de millón y medio de facetas, representa un motor de avión TP400 exportado directamente de un programa de diseño mecánico. En la actualidad, muy pocos dispositivos hápticos son capaces de manejar escenarios tan grandes.

Las figuras del capítulo muestran varios resultados experimentales de las simulaciones. En ellos se observan los efectos de cada uno de los elementos que intervienen en la estrategia propuesta.

3.6 REFERENCIAS

Adachi, Y., Kumano, T. y Ogino, K., "Intermediate Representation for Stiff Virtual Objects", *Proceedings of the IEEE Virtual Reality Annual International Symposium*, pp. 203-210, 1995.

Constantinescu, D., Salcudean, S. E., Croft, E. A., "Local Interaction Models for Haptic Rendering of Rigid Environments", *Proceedings of the 2nd*

- IFAC Conference on Mechatronics Systems*, pp. 553-558, Berkeley, California, Diciembre, 2002.
- Lang, S., *Algebra*, Reading, Massachusetts, Addison-Wesley Publishing Company Inc., pág. 366, 1965.
- Mark, W. R., Randolph, S. C., Finch, M., Van Verth, J. M. y Taylor II, R. M., “Adding Force Feedback to Graphics Systems: Issues and Solutions”, *Proceedings of SIGGRAPH96*, pp. 447-452, New Orleans, Louisiana, Agosto, 1996.
- Salisbury, K., Brock, D., Massie, T., Swarup, N. y Zilles, C., “Haptic Rendering: Programming Touch Interaction with Virtual Objects”, *Proceedings 1995 Symposium on Interactive 3D Graphics*, pp. 123-130, Monterey, California, 1995.
- Vaněček Jr., G., “Back-face Culling Applied to Collision Detection of Polyhedra”, *Journal of Visualization and Computer Animation*, vol. 5, n° 1, pp. 55-63, 1994.

CAPÍTULO 4

ESTUDIO TEÓRICO DE LA ESTABILIDAD DE UN SISTEMA HÁPTICO

Los tradicionales métodos de comunicación con el ordenador son canales de información unidireccionales. El ordenador ofrece al usuario información visual y sonora por medio de la pantalla y los altavoces. El usuario introduce la información a través del teclado, el ratón o el joystick. El lazo de información se cierra en el propio usuario, con sus decisiones y respuestas neuromusculares. Con este tipo de canales los comportamientos oscilatorios son posibles; por ejemplo, intentar acertar a un objetivo móvil con el ratón en presencia de un retardo en el refresco gráfico. Sin embargo, aunque puedan ser molestos, no son peligrosos para el usuario, porque no existe transmisión de energía.

La interacción háptica es esencialmente diferente. La energía fluye bidireccionalmente, desde y hacia el usuario. El display háptico, como cualquier tipo de sistema *man in the loop*, constituye un lazo en el que se encuentran las decisiones del usuario y sus características de impedancia biomecánica. El modo como la persona agarre el interfaz háptico modifica el comportamiento del sistema. Dado que el dispositivo háptico genera energía física, cualquier inestabilidad puede causar serios daños tanto al hardware como a la persona; de aquí la necesidad de garantizar en todo momento su estabilidad.

Debido a que existen distintas configuraciones posibles del sistema, no es posible encontrar una única condición que garantice la estabilidad para todas ellas. Es necesario analizarlas por separado. Con los resultados que se obtengan

será posible valorar qué configuraciones permiten mejores resultados al contacto rígido, conservando la estabilidad. En este capítulo, se estudiarán arquitecturas de impedancia de un grado de libertad.

4.1 ESTUDIO TEÓRICO DE LA ESTABILIDAD

Los estudios de estabilidad del presente apartado se hacen suponiendo que el usuario es capaz de introducir fuerzas en el sistema sin alterar las características mecánicas del dispositivo. Por tanto, no se introduce en los modelos la dinámica del usuario. En el apartado 4.5 se mostrará cómo afecta en la estabilidad su introducción en el estudio.

Asimismo, se analizan en este apartado distintos modelos del sistema háptico de impedancia de un grado de libertad. De esta forma, se puede observar cómo influye cada elemento del sistema en la estabilidad del mismo. Todos los modelos se encuentran interactuando con un escenario virtual consistente en una pared rígida. En el apartado 4.4 se muestra cómo este tipo de escenario es el más crítico desde el punto de vista de la estabilidad.

4.1.1 Modelo continuo del sistema

En la Figura 4.1 aparece un modelo continuo del sistema en contacto con una pared rígida, donde la fuerza de contacto se calcula con un modelo viscoelástico de coeficientes K y B , como se muestra en la ecuación (4.1).

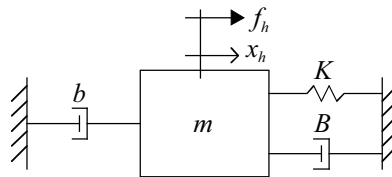


Figura 4.1 Modelo continuo del sistema en contacto con una pared rígida

$$f_e = Kx_h + B\dot{x}_h \quad (4.1)$$

El interfaz háptico posee una masa m y un amortiguamiento b . El usuario introduce una fuerza f_h y produce un desplazamiento x_h del interfaz. La pared virtual devuelve una fuerza f_e a través del modelo viscoelástico, que se representa como un muelle de rigidez K y un amortiguador de constante B , los dos en paralelo.

Evidentemente, es deseable implementar un valor de rigidez virtual K elevado, para que la pared virtual sea lo más rígida posible. El problema consiste

en determinar qué valores de K y B se pueden implementar conservando la estabilidad.

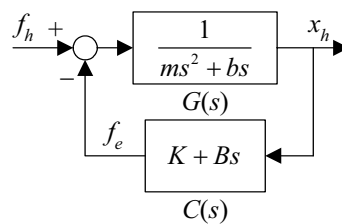


Figura 4.2 Diagrama de bloques del modelo continuo

Operando el diagrama de bloques de la Figura 4.2, la función de transferencia que relaciona la posición de salida con la fuerza de entrada se muestra en la ecuación (4.2).

$$\frac{x_h}{f_h} = \frac{1}{ms^2 + (B+b)s + K} \quad (4.2)$$

Por tanto, la ecuación (4.3) muestra la característica del sistema.

$$ms^2 + (B+b)s + K = 0 \quad (4.3)$$

Se observa que el sistema es de segundo orden, con coeficientes constantes y positivos. Se puede demostrar, aplicando el criterio de Routh-Hurwitz, que este tipo de sistemas es siempre estable para cualquier valor numérico que tomen sus coeficientes.

Por tanto, si el sistema se comportara como señala el modelo continuo, el usuario podría sentir la pared virtual tan rígida como lo deseara, aumentando arbitrariamente el valor de la rigidez K .

Sin embargo, los sistemas hápticos son siempre sistemas muestreados. La posición del interfaz x_h no se conoce de forma continua, sino para cada periodo de muestreo T . Asimismo, el ordenador calcula la fuerza f_e de contacto cada periodo de muestreo T . Además, para el cálculo de esta fuerza es necesario conocer la velocidad del dispositivo, por lo que habrá que emplear un método de diferenciación. Todos estos fenómenos no se tienen en cuenta en el modelo continuo del presente apartado.

4.1.2 Modelo muestreado del sistema

En la Figura 4.3 se muestra el modelo muestreado del sistema. Las variables con asterisco son señales muestreadas. Para el cálculo de la velocidad se emplea la diferencia *backwards*, Phillips (1995).

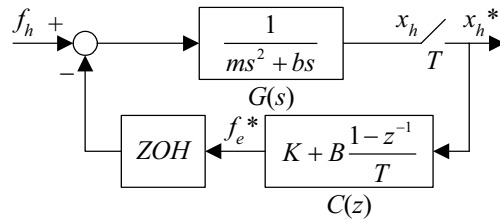


Figura 4.3 Diagrama de bloques del modelo muestreado

La función de salida muestreada del sistema aparece en la ecuación (4.4).

$$x_h^* = \frac{Z[Gf_h]}{1 + Z[ZOH G]C(z)} \quad (4.4)$$

Se observa en esta expresión que no es posible despejar la función de transferencia del dispositivo, aunque sí es posible identificar la ecuación característica del sistema, ecuación (4.5).

$$1 + Z[ZOH G]C(z) = 0 \quad (4.5)$$

La ecuación (4.6) es la expresión general de la transformada Z que aparece en la ecuación característica del sistema.

$$Z[ZOH G] = Z\left[\frac{1 - e^{-Ts}}{s} \frac{1}{ms^2 + bs}\right] = \frac{\left(e^{-\frac{bT}{m}} - 1 + \frac{bT}{m}\right)z + 1 - \left(1 + \frac{bT}{m}\right)e^{-\frac{bT}{m}}}{(z-1)\left(z - e^{-\frac{bT}{m}}\right)\frac{b^2}{m}} \quad (4.6)$$

Sustituyendo esta expresión en la ecuación (4.5), la ecuación característica del sistema queda definitivamente como aparece en la ecuación (4.7).

$$\begin{aligned} & Tb^2 z^3 + \left\{ (KT + B) \left[bT - m \left(1 - e^{-\frac{bT}{m}} \right) \right] - Tb^2 \left(1 + e^{-\frac{bT}{m}} \right) \right\} z^2 + \\ & + \left[m(2B + KT) \left(1 - e^{-\frac{bT}{m}} \right) + (b - KT) b T e^{-\frac{bT}{m}} - B b T \left(1 + e^{-\frac{bT}{m}} \right) \right] z + \\ & + B b T e^{-\frac{bT}{m}} - B m \left(1 - e^{-\frac{bT}{m}} \right) = 0 \end{aligned} \quad (4.7)$$

4.1.3 Condición algebraica de la estabilidad del sistema

Con la ecuación característica del sistema, es posible encontrar una condición para la estabilidad del sistema aplicando alguno de los criterios habituales en

sistemas muestreados, Ogata (1995), como son el criterio de Jury o el criterio de Routh-Hurwitz.

El empleo del criterio de Jury se descarta porque implica el uso de funciones valor absoluto, hecho que dificulta la obtención de una expresión algebraica sencilla. Para aplicar el método de Routh-Hurwitz hay que efectuar previamente una transformación bilineal, que convierta el círculo unitario del plano Z en el semiplano negativo del plano W . La ecuación (4.8) recoge la transformación bilineal empleada en este estudio.

$$z = \frac{1+w}{1-w} \quad (4.8)$$

Sustituyendo esta transformación en la ecuación característica del sistema, se obtiene la ecuación (4.9).

$$\begin{aligned} & \left[2m \left(1 - e^{-\frac{bT}{m}} \right) (KT + 2B) - bT \left(1 + e^{-\frac{bT}{m}} \right) (2B + KT - 2b) \right] w^3 + \\ & + \left[4bT(B+b)e^{-\frac{bT}{m}} - \left(1 - e^{-\frac{bT}{m}} \right) (4mB + bKT^2) \right] w^2 + \\ & + \left[2T \left(1 - e^{-\frac{bT}{m}} \right) (b^2 + bB - mK) + bKT^2 \left(1 + e^{-\frac{bT}{m}} \right) \right] w + bKT^2 \left(1 - e^{-\frac{bT}{m}} \right) = 0 \end{aligned} \quad (4.9)$$

Aplicando el criterio de Routh-Hurwitz a la ecuación (4.9), la condición que se debe cumplir para que el sistema sea estable se recoge, en forma de inecuación, en la expresión algebraica (4.10).

$$\begin{aligned} & mB(mK - Bb - b^2) \left(1 - e^{-\frac{bT}{m}} \right)^2 - BbT(mK - b^2) \left(1 - e^{-\frac{bT}{m}} \right) \left(1 + e^{-\frac{bT}{m}} \right) + \\ & + B^2b^2T \left(1 - e^{-\frac{bT}{m}} \right) e^{-\frac{bT}{m}} - b^2T(mK - b^2) \left(1 - e^{-\frac{bT}{m}} \right) + b^2KT^2(B+b)e^{-\frac{bT}{m}} > 0 \end{aligned} \quad (4.10)$$

La inecuación (4.10) delimita la región de estabilidad del sistema, es decir, el lugar geométrico de los valores de K y B que garantizan la estabilidad del dispositivo. El aspecto de esta inecuación es poco atractivo, sin embargo, los siguientes apartados describen su significado en profundidad.

4.2 REPRESENTACIÓN DE LA REGIÓN DE ESTABILIDAD

La región de estabilidad del sistema se encuentra delimitada por la rigidez virtual K crítica para cada valor de amortiguamiento virtual B . Su valor se puede

calcular sustituyendo en la inecuación (4.10) los valores numéricos de los distintos parámetros del interfaz háptico.

Como en la expresión (4.10) se ha calculado para un único grado de libertad, cuando el interfaz posea varios grados de libertad se pueden calcular las regiones de estabilidad de cada una de las articulaciones del mismo. También es posible emplear esta condición para comparar las regiones de estabilidad de articulaciones de diferentes interfaces. En el presente apartado se van a comparar las regiones de estabilidad de dos dispositivos: el PHANToM y el LHifAM.

En la Figura 4.4 se muestra el primer grado de libertad del PHANToM. Consiste en una peana giratoria sobre la que se asienta un cuadrilátero articulado, que contiene los siguientes dos grados de libertad del dispositivo. El cuadrilátero se ha desmontado para el cálculo de la inercia y amortiguamiento del dispositivo. La transmisión entre el motor de corriente continua y la peana, se realiza a través de un cable metálico. Las principales ventajas de este tipo de transmisiones son su muy bajo rozamiento y la ausencia de holguras. La peana puede girar un ángulo de casi 180° .

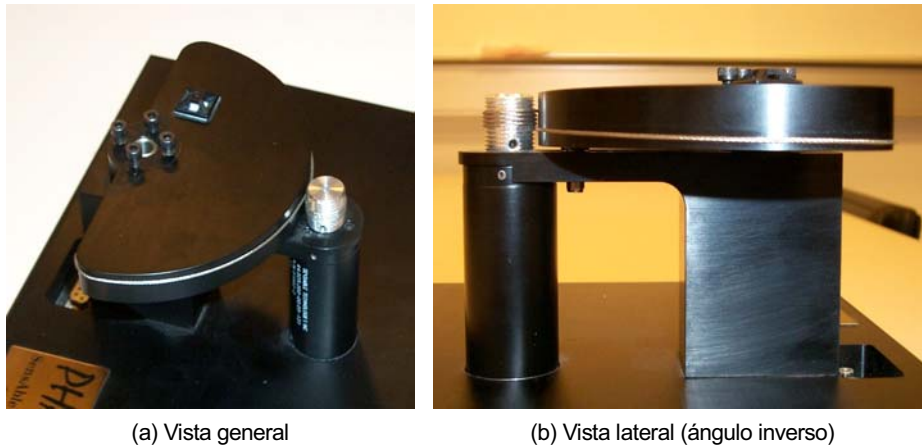


Figura 4.4 Primer grado de libertad del PHANToM

En la Figura 4.5 se muestra el segundo grado de libertad del LHifAM. En este caso la polea es el elemento fijo y el motor de corriente continua se desplaza en torno a ella, haciendo girar la primera barra del mecanismo. Aunque esta polea no gire, sí que se desplaza a lo largo de una guía lineal. Este es el primer grado de libertad del dispositivo. La transmisión, como en el caso del PHANToM, se realiza por medio de cable y el ángulo que puede girar la barra es de 120° .

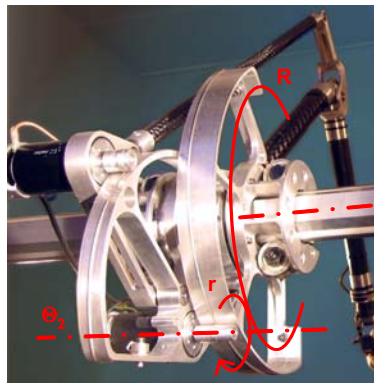


Figura 4.5 Segundo grado de libertad del LHifAM

La Tabla 3.2 recoge las características físicas de las dos articulaciones que se han mostrado. Como ambos grados de libertad son giratorios, en lugar de masa se hablará de inercia, y de forma equivalente con el resto de parámetros.

Parámetro y unidades	Sigla	PHANToM	LHifAM
Inercia (kgm^2)	m	0.0002	0.30779
Amortiguamiento (Nms/rad)	b	0.003	0.01036
Periodo de muestreo (s)	T	0.001	0.002

Tabla 4.1 Características de los dispositivos

El parámetro equivalente a la fuerza es, en el caso del PHANToM, el par aplicado sobre la peana giratoria y, en el caso del LHifAM, el par aplicado sobre la barra; en ningún caso sobre el motor. Asimismo, los valores de la Tabla 3.2 de inercia y amortiguamiento están medidos sobre el eje de giro de la articulación, no sobre el eje del motor. De la misma forma, el desplazamiento es el ángulo girado por la articulación.

Aplicando los valores de la Tabla 3.2 en la ecuación (4.10), resulta que la región de estabilidad del LHifAM es mucho más grande que la del PHANToM. En la Figura 4.6 se presenta la región de estabilidad del PHANToM y en la Figura 4.7 la del LHifAM.

El dispositivo con mayor inercia y amortiguamiento viscoso es el que mayor rigidez virtual permite implementar. Esto apunta a la relación de compromiso que se suele dar en este tipo de dispositivos entre transparencia y estabilidad. Cuanto mayor es la admitancia del interfaz, menor transparencia posee, pero es capaz de simular de forma estable paredes virtuales más rígidas.

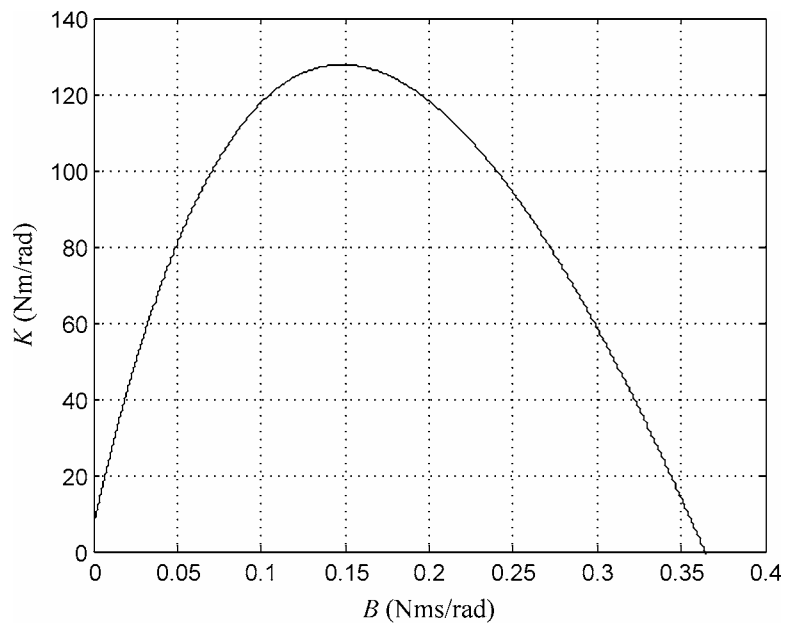


Figura 4.6 Región de estabilidad del PHANToM

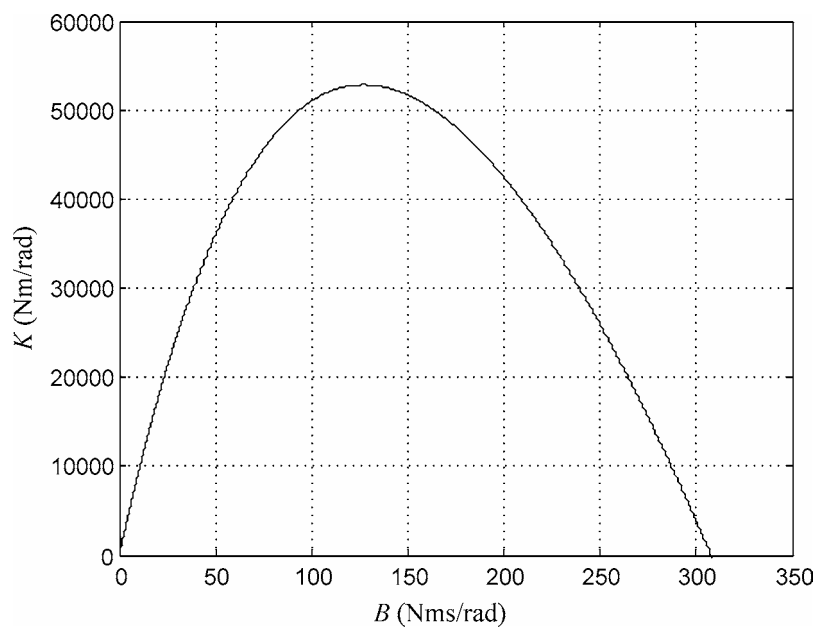


Figura 4.7 Región de estabilidad del LHIFAM

Las regiones de estabilidad son finitas, por tanto no se pueden asignar valores arbitrariamente grandes ni a la rigidez ni al amortiguamiento. Este hecho pone un límite al deseo inicial de implementar un valor lo más elevada posible para la rigidez, con objeto de sentir las paredes virtuales muy duras.

Brown (1995) y posteriormente Colgate y Brown (1997), proponen comparar los dispositivos hápticos atendiendo a la forma y tamaño de sus regiones de estabilidad. Estas regiones son designadas en sus estudios como la “Anchura-Z” del dispositivo, ya que engloban el conjunto de impedancias que se pueden implementar con el mismo. Estos estudios calculan las regiones de estabilidad de forma experimental. En este apartado se ha encontrado la expresión teórica exacta de las mismas.

Aunque la región de estabilidad LHIFAM es mucho más grande de la del PHANToM, para pequeños valores de amortiguamiento virtual B , las rigideces virtuales K críticas son comparables, Figura 4.8.

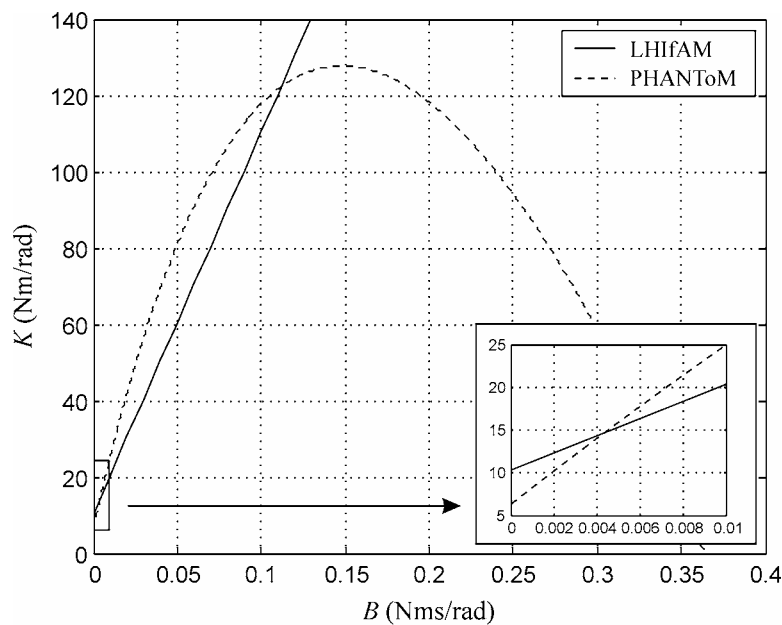


Figura 4.8 Comparación de las regiones estables del LHIFAM y el PHANToM

En la vista de detalle de Figura 4.8 se observa que, sin amortiguamiento, es posible implementar con el LHIFAM casi el doble de rigidez virtual que con el PHANToM. Sin embargo, para un rango de amortiguamientos, la rigidez crítica del PHANToM es mayor que la del LHIFAM.

4.2.1 Análisis numérico

Las Figuras 4.6 y 4.7 se han obtenido sustituyendo los parámetros reales de la Tabla 3.2 en la ecuación algebraica teórica (4.10). Una forma de comprobar si dicha ecuación es correcta, consiste en calcular directamente las regiones de estabilidad de ambos dispositivos de forma numérica, empleando un programa de cálculo numérico como Matlab, que permite determinar el margen de ganancia de funciones de transferencia continuas o muestreadas.

$$K < M_G \left\{ \frac{Z \left[ZOH \frac{1}{ms^2 + bs} \right]}{1 + B \frac{1 - z^{-1}}{T} Z \left[ZOH \frac{1}{ms^2 + bs} \right]} \right\} \quad (4.11)$$

La ecuación (4.10) es equivalente a la expresión (4.11), donde la variable es el amortiguamiento virtual B . La función M_G es el margen de ganancia de la función de transferencia que aparece entre las llaves.

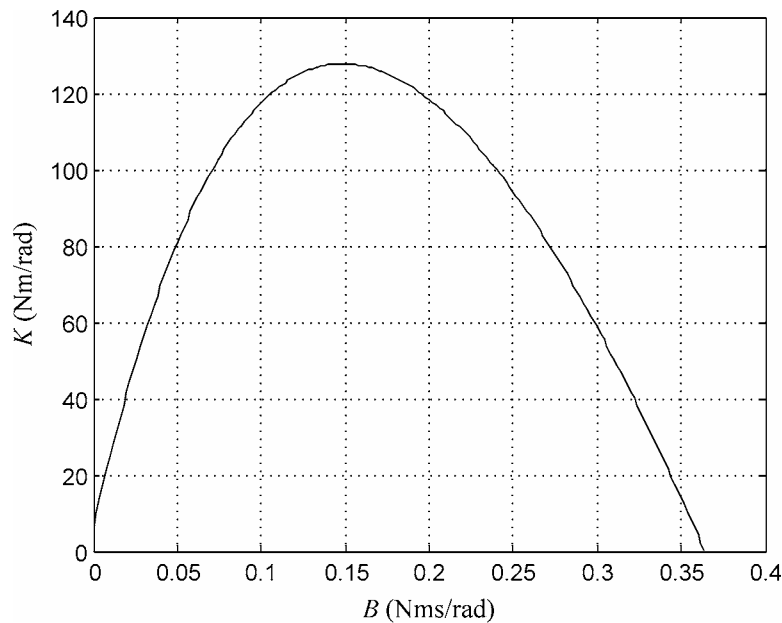


Figura 4.9 Región de estabilidad del PHANToM calculada numéricamente

El apéndice A.1 recoge el código de Matlab que calcula las regiones de estabilidad de esta manera. Por ejemplo, en la Figura 4.9 se muestra la región de estabilidad del PHANToM así calculada. Se puede observar que coincide exac-

tamente con la región de estabilidad calculada con la condición algebraica anterior, en la Figura 4.6.

La resolución numérica de las regiones de estabilidad, utilizando la ecuación de margen de ganancia confirma el resultado teórico algebraico obtenido. La ecuación (4.11) se presenta como alternativa de la ecuación (4.10) para calcular la región de estabilidad de in interfaz háptico. Sin embargo, contar con la expresión teórica (4.10) es muy conveniente para la justificación teórica que se realizará en los apartados 4.2.4 y 4.2.5 sobre la influencia de los distintos parámetros del sistema en la estabilidad del mismo.

4.2.2 Análisis del lugar de las raíces

El análisis teórico se ha realizado aplicando el criterio de Routh-Hurwitz a la ecuación característica del sistema después de aplicar una transformación bilineal. De esta forma, se ha encontrado una expresión algebraica para la condición de estabilidad. Este apartado pretende analizar el resultado obtenido desde el punto de vista del lugar de las raíces.

La ecuación característica del sistema, antes de la transformación bilineal, se muestra en las ecuaciones (4.12) y (4.13).

$$1 + Z[ZOH G]C(z) = 0 \quad (4.12)$$

$$1 + \frac{\left(e^{\frac{bT}{m}} - 1 + \frac{bT}{m} \right) z + 1 - \left(1 + \frac{bT}{m} \right) e^{-\frac{bT}{m}}}{(z-1) \left(z - e^{-\frac{bT}{m}} \right) \frac{b^2}{m}} \left(K + \frac{B}{T} \frac{z-1}{z} \right) = 0 \quad (4.13)$$

Para evitar expresiones largas, se escribe la ecuación (4.13) de forma un poco más compacta como sigue:

$$1 + \frac{K_1(z+z_1)}{(z-1)(z-p_1)} \left(K + \frac{B}{T} \frac{z-1}{z} \right) = 0 \quad (4.14)$$

Cuando se sustituyen los parámetros de un interfaz, el cero en $z = -z_1$ se encuentra en una posición muy cercana a $z = -1$, pero dentro del círculo unitario. En cambio, el polo en $z = p_1$ está cercano a $z = 1$, también dentro del círculo unitario. Operando en la expresión (4.14), se obtiene una nueva forma de escribir la ecuación característica, en la ecuación (4.15).

$$1 + B \frac{K_1}{T} \frac{(z+z_1)(z-1)}{z[(z-1)(z-p_1) + KK_1(z+z_1)]} = 0 \quad (4.15)$$

Se escribe la ecuación característica de esta forma, porque así se puede observar el lugar de las raíces en función del parámetro B . Para empezar, la expresión en z que se muestra en la ecuación (4.15) posee dos ceros y tres polos. Se pueden identificar inmediatamente la posición de los dos ceros, uno en $z = -z_1$ y otro en $z = 1$. De los tres polos, sólo hay uno que se puede identificar en $z = 0$. Los otros dos polos son las raíces de la ecuación (4.16).

$$(z-1)(z-p_1) + KK_1(z+z_1) = 0 \quad (4.16)$$

Si se escribe la ecuación (4.16) con se muestra en (4.17), se puede ver cómo los dos polos que quedan por identificar cambian su posición en función de la rigidez virtual K .

$$1 + KK_1 \frac{(z+z_1)}{(z-1)(z-p_1)} = 0 \quad (4.17)$$

Cualitativamente, la posición de estos dos polos estará en el lugar de las raíces que se muestra en la Figura 4.10, donde se han señalado unas posiciones arbitrarias que tomarían los polos, en $z = p_A$ y $z = p_B$, para una determinada rigidez K .

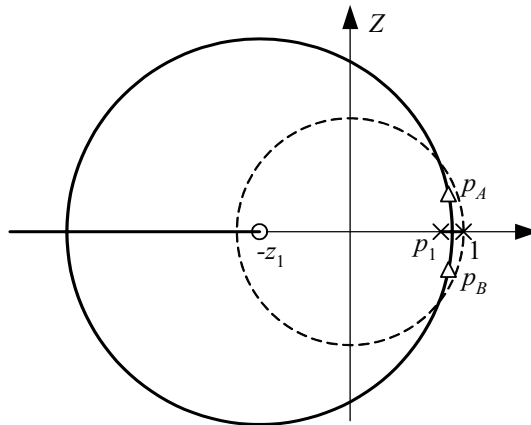


Figura 4.10 Posición de dos polos en función de K

Identificados los polos y ceros del sistema, y teniendo en cuenta que dos de los polos pueden variar su posición en función de la rigidez K implementada, es posible mostrar de forma cualitativa cómo es el lugar de las raíces del sistema en función del parámetro B .

En la Figura 4.11, se muestran las tres posibilidades de lugar de las raíces que se pueden dar atendiendo a la estabilidad del sistema. En la opción (a), que corresponde a una rigidez virtual K relativamente pequeña, el sistema es estable

sin amortiguamiento virtual B . Para valores pequeños de B los polos en lazo cerrado se alejan del límite de estabilidad, es decir, del círculo unitario. Por tanto un valor relativamente pequeño de B ayuda a hacer más estable el sistema. Para valores elevados de B el sistema se vuelve inestable.

En la opción (b), que corresponde a valores intermedios de rigidez virtual K , el sistema es inestable sin amortiguamiento. Sin embargo, existe un rango de valores de amortiguamiento B que hacen estable el sistema. Para valores muy elevados de amortiguamiento, el sistema se vuelve de nuevo inestable.

En la opción (c), que corresponde a valores muy elevados de rigidez virtual K , el sistema es inestable siempre, cualquiera que sea el valor de amortiguamiento B implementado.

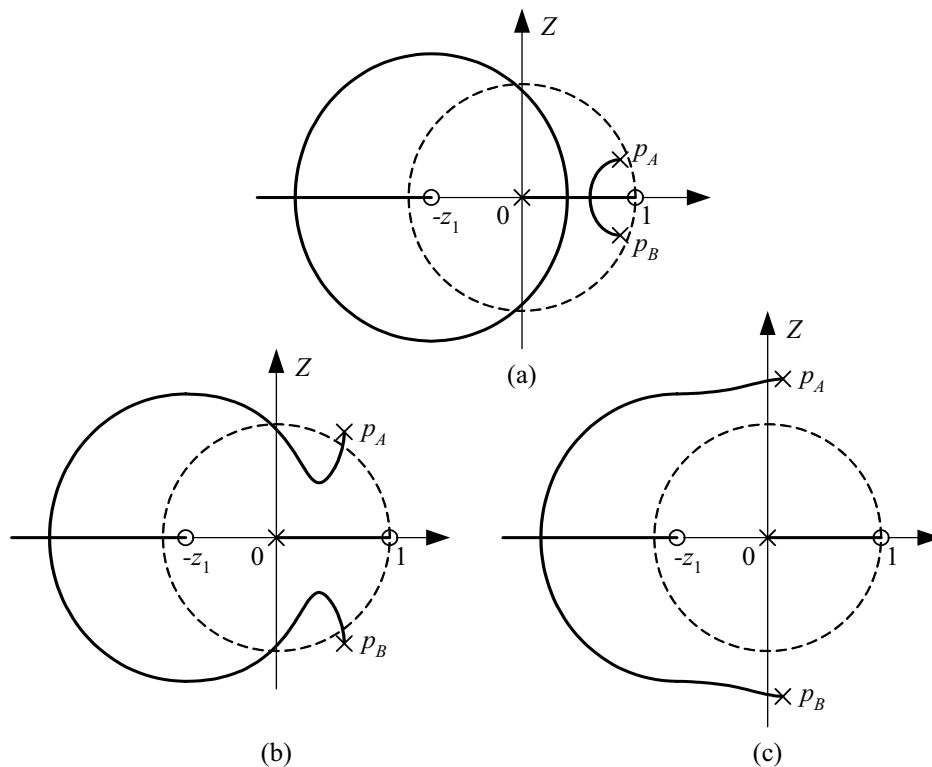


Figura 4.11 Lugar de las raíces del sistema en función de B

En la Figura 4.12 se muestra de forma cualitativa sobre una región de estabilidad, el camino que sigue el lugar de las raíces, conforme aumenta B , para cada una de las opciones de la Figura 4.11.

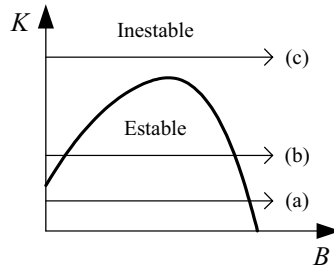


Figura 4.12 Opciones del lugar de las raíces dependiendo de la estabilidad

Los resultados del análisis del lugar de las raíces son coherentes con la forma de la región de estabilidad que se ha obtenido.

4.2.3 Región de estabilidad y región límite de hardware

Resulta llamativo en la Figura 4.7 que existan valores estables tan grandes de rigidez y amortiguamiento virtual. La saturación de los actuadores puede hacer que sean inalcanzables algunos de los valores teóricos estables. Por tanto, se va a comparar dicha región con los límites que impone el propio hardware.

El estudio teórico del apartado 4.1 no tiene en cuenta los fenómenos de cuantificación de la señal muestreada ni la saturación del actuador. La existencia de estos fenómenos es intrínseca a la propia arquitectura del sistema, e impone unos valores máximos de rigidez y amortiguamiento virtuales implementables.

En ausencia de amortiguamiento virtual, el límite para la rigidez es el cociente del par máximo del motor entre la resolución de posición del encóder. En ausencia de rigidez virtual, el límite para el amortiguamiento es el cociente del par máximo entre la resolución de velocidad del dispositivo. Esta última es, a su vez, la resolución de posición dividida entre el periodo de muestreo. Cuando exista una combinación lineal de rigidez y amortiguamiento virtuales, los valores límite para ambos parámetros deben cumplir la ecuación (4.18), donde f_{\max} es el par máximo del motor y x_{\min} es la resolución de posición del encóder.

$$Kx_{\min} + B \frac{x_{\min}}{T} = f_{\max} \quad (4.18)$$

La región límite de hardware que define la ecuación (4.18) es una recta, que une los puntos de rigidez máxima sin amortiguamiento y amortiguamiento máximo sin rigidez.

Es interesante conocer si estos límites que impone el hardware son siempre mayores que las rigideces y amortiguamientos estables del sistema muestreado.

En la Tabla 4.2 se muestran los valores numéricos de los límites de hardware de los dos dispositivos estudiados. En el caso del PHANToM, toda la región de estabilidad se puede implementar físicamente. Sin embargo, en el caso del LHIFAM esto no es así, como se observa en la Figura 4.13.

Parámetro y unidades	PHANToM	LHIFAM
Par máximo continuo (Nm) f_{\max}	0.2508	4.3841
Resolución de posición (rad) x_{\min}	$1.7950 \cdot 10^{-4}$	$1.4403 \cdot 10^{-4}$
Resolución de velocidad (rad/s)	0.1795	0.1440
Rigidez virtual máxima (Nm/rad)	1397.71	30438.34
Amortiguamiento virtual máximo (Nms/rad)	1.39	60.88

Tabla 4.2 Limitaciones de hardware de los dispositivos

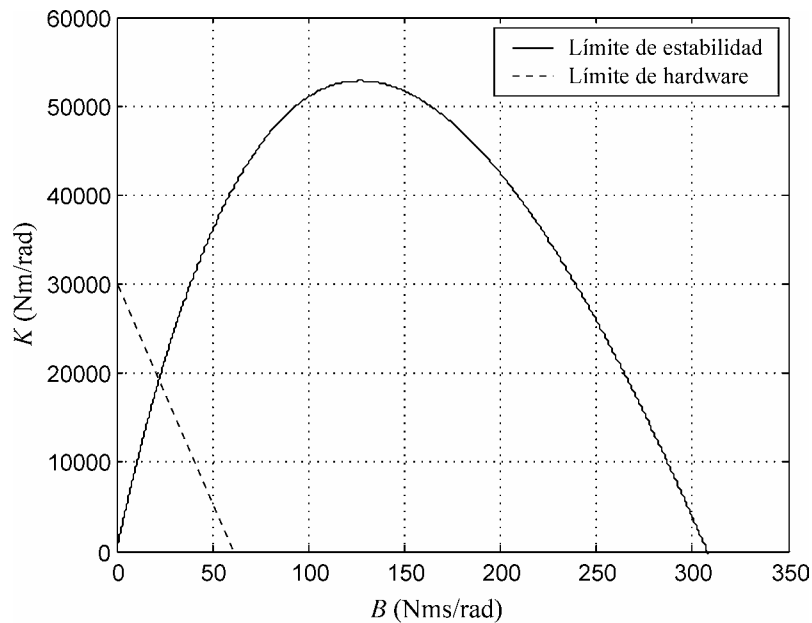


Figura 4.13 Regiones de estabilidad y límite de hardware del LHIFAM

Este hecho previene al diseñador del dispositivo para que, a la hora de escoger los motores y los encoders, tenga en cuenta qué valores de rigidez y amortiguamiento virtuales se podrán implementar de forma satisfactoria. Evidentemente, no es recomendable emplear valores de K y B cercanos a la región límite que se obtiene con la ecuación (4.18). Es conveniente implementar valores de K y B alejados de esa frontera, para que el efecto de la cuantificación de las señales sea despreciable

En el caso del LHifAM queda patente que, a partir del límite de hardware que se observa en la Figura 4.13, toda acción que vaya encaminada a hacer más grande la región de estabilidad del sistema es completamente superflua.

4.2.4 Análisis de la región de estabilidad

Para efectuar un análisis pormenorizado de la influencia de los distintos parámetros del sistema en la región de estabilidad, resulta conveniente obtener una aproximación polinómica de la inecuación (4.10). Esto se puede conseguir empleando el desarrollo de Taylor del término exponencial, como el que se propone en la ecuación (4.19).

$$e^{-\frac{bT}{m}} = 1 - b\frac{T}{m} + \frac{1}{2}b^2\frac{T^2}{m^2} - \frac{1}{6}b^3\frac{T^3}{m^3} + O\left(\frac{T^4}{m^4}\right) \quad (4.19)$$

La condición de estabilidad (4.10) se puede escribir como se muestra en la ecuación (4.20), despreciando los términos de segundo orden y superiores. Si se desprecian los términos de primer orden y superiores, la condición se muestra en la ecuación (4.21).

$$b + B - \frac{KT}{2} + \left(\frac{4bKT - 6b^2 - 12bB - 6B^2 - 3BKT}{12}\right)\frac{T}{m} > 0 \quad (4.20)$$

$$b + B - \frac{KT}{2} > 0 \quad (4.21)$$

Con estas nuevas condiciones de estabilidad es fácil encontrar dos expresiones para el valor crítico de la rigidez virtual K en función del amortiguamiento virtual B . A la inecuación (4.22) se le denominará aproximación racional del límite de estabilidad, mientras que a la inecuación (4.23) se le denominará aproximación lineal del límite de estabilidad.

$$K < \frac{6b(Tb - 2m) + 12(Tb - m)B + TB^2}{2T(2Tb - 3m) - 3TB} \quad (4.22)$$

$$K < \frac{2b + 2B}{T} \quad (4.23)$$

En la Figura 4.14, se representa la región de estabilidad del PHANToM comparada con las aproximaciones lineal y racional de la misma.

Se observa que la aproximación racional se ajusta bastante bien a la región exacta de estabilidad para cualquier valor de amortiguamiento virtual B . Sin embargo, la aproximación lineal sólo es buena para valores pequeños de amortiguamiento virtual B .

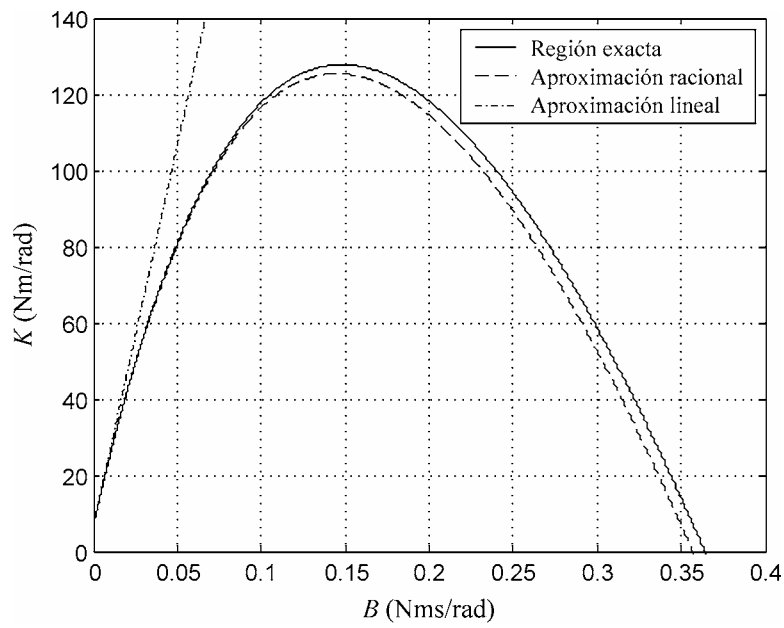


Figura 4.14 Región de estabilidad del PHANToM y dos aproximaciones

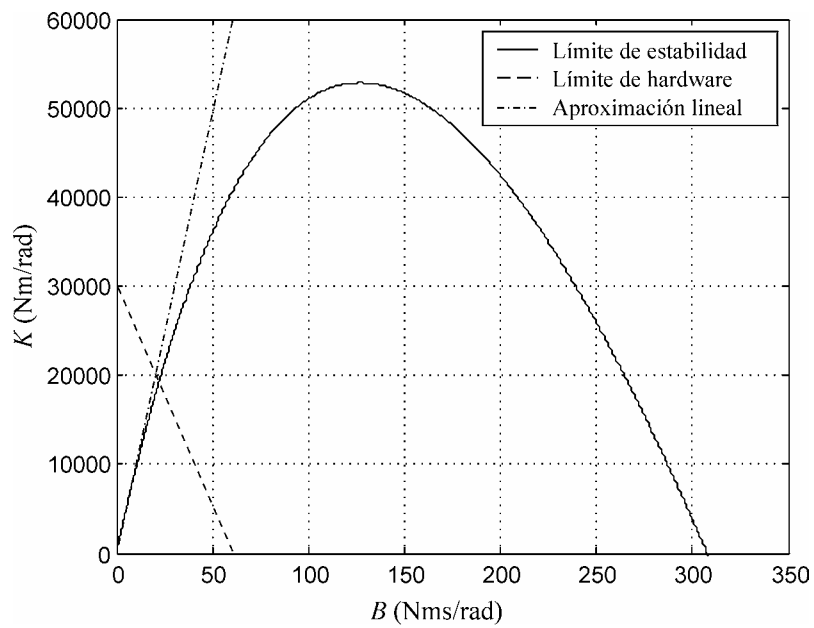


Figura 4.15 Región de estabilidad del LHIFAM y su aproximación lineal

A pesar de ello, como se aprecia en la Figura 4.15, la aproximación lineal puede resultar suficiente en muchos casos. En el caso del LHifAM, la limitación de hardware restringe enormemente los valores de K y B físicamente implementables.

Otra ventaja de la aproximación lineal es que permite calcular una expresión sencilla para el rango de rigideces estables cuando el amortiguamiento virtual B es nulo, ecuación (4.24).

$$0 < K < \frac{2b}{T} \quad (4.24)$$

Se observa que, en este caso, el valor estable máximo depende exclusivamente del amortiguamiento físico del interfaz b y del periodo de muestro T . En el apartado 4.2.6 se ofrece una interpretación física de este hecho. En el caso particular del PHANToM, el valor crítico de rigidez es de 6 Nm/rad y en el caso del LHifAM de 10.36 Nm/rad.

En cuanto a la pendiente inicial de la curva límite de la región de estabilidad, ecuación (4.25), resulta ser inversamente proporcional al periodo de muestro T . Esto explica por qué en la Figura 4.8 la pendiente de salida del PHANToM sea el doble que la del LHifAM.

$$\tan \varphi = \frac{2}{T} \quad (4.25)$$

Conocido este hecho, si se impusiera en el LHifAM un periodo de muestro de 1 ms, su rigidez crítica sin amortiguamiento sería de 20.73 Nm/rad y su pendiente inicial igual que la del PHANToM. De esta forma, la región de estabilidad del PHANToM estaría completamente incluida en la del LHifAM. Sin embargo, por limitación de la tarjeta de adquisición de datos no es posible realizarlo.

En cualquier caso, una vez fijado el periodo de muestro, la inclusión de un valor moderado de amortiguamiento virtual contribuye positivamente en la estabilidad del sistema. En concreto, se dobla el valor de la rigidez crítica cuando se introduce un amortiguamiento virtual B igual al físico b .

4.2.5 Conclusiones del estudio de estabilidad

A la vista de las condiciones de estabilidad calculadas, así como de las regiones representadas para el caso de dos interfaces reales, es posible formular ya una serie de conclusiones válidas para cualquier sistema háptico de impedancia.

La primera conclusión que conviene señalar es que el valor de la masa –o inercia– m que posea el interfaz háptico es, en la práctica, indiferente de cara a

la estabilidad del sistema. En realidad, al aumentar la masa se hace mucho más grande la región de estabilidad, pero este incremento se realiza para valores de amortiguamiento virtual excesivamente grandes, que no se utilizan en la práctica por limitaciones de hardware. El valor de la masa no aparece en la expresión de rigidez crítica sin amortiguamiento virtual, ni afecta a la pendiente inicial de la curva límite de estabilidad, que son los dos datos más interesantes de la estabilidad del sistema.

Este hecho no quiere decir que el valor de la masa del interfaz háptico sea indiferente en absoluto. La masa del sistema afecta directamente a la transparencia del dispositivo y, como se verá en el capítulo siguiente, afecta decisivamente en la estrategia de disminución de la inercia del mismo.

Si el amortiguamiento virtual B no se hace excesivamente grande, éste interviene en la estabilidad del sistema exactamente igual que el amortiguamiento físico b . En concreto, se pueden implementar rigideces virtuales mayores introduciendo valores cada vez más grandes amortiguamiento virtual.

El rango de rigideces estables aumenta también disminuyendo el periodo de muestreo T . Como se ha visto en el capítulo 2, es usual hacer el periodo de muestreo lo más pequeño posible por requerimientos del sentido del tacto. Por tanto, el valor de T lo establece la capacidad del ordenador y el tiempo que necesita para realizar los cálculos el programa de simulación, más que una elección directa desde el punto de vista de la estabilidad.

Asimismo, el rango de rigideces estables aumenta haciendo mejor el amortiguamiento físico b . Sin embargo, este es un parámetro sobre el que sólo se puede incidir –y de forma limitada– en el momento del diseño del interfaz háptico. Una vez construido no se suele modificar. Sin embargo, conviene recalcar que es esencial para la estabilidad del sistema que exista algo de amortiguamiento, físico o virtual, para que el sistema pueda ser estable.

4.2.6 Interpretación física

El presente apartado recoge la interpretación física que se puede dar a los resultados teóricos a los que se ha llegado. Es posible comprender el límite de estabilidad del sistema comparando de forma cualitativa la energía que se acumula y se libera en un muelle cuando la posición se conoce de forma continua o muestreada. Esta descripción sigue la enunciada por Brown (1995), aunque se hace aquí de una forma más amplia.

Cuando se comprime y se expande un muelle, la energía que almacena durante su compresión es igual a la que restituye durante su expansión. Esta energía corresponde al área de la zona sombreada de la Figura 4.16.

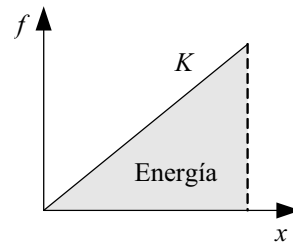


Figura 4.16 Energía almacenada y restituida por un muelle

La pendiente de la línea que relaciona las fuerzas con las posiciones es la rigidez del muelle. Cualquiera que sea dicha rigidez, la energía almacenada y la restituida coinciden siempre.

Si la posición del muelle sólo se puede conocer en periodos discretos de tiempo, la energía almacenada en el muelle durante la compresión será ligeramente inferior a la que se restituye durante la expansión, como se observa en la Figura 4.17.

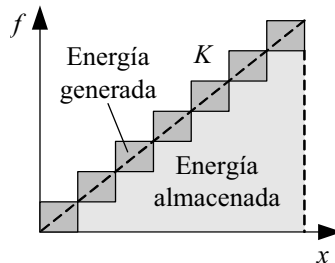


Figura 4.17 Energía almacenada y generada por un muelle muestreado

La diferencia de energías es una energía que genera el muelle muestreado. Esta aportación de energía hace que el muelle muestreado no sea un elemento pasivo en el sistema, y que lo hará inestable si no existe algún otro elemento en el mismo que disipe energía. De esta forma, se ve claro porqué una de las conclusiones del estudio teórico dice que sea esencial para la estabilidad del sistema la existencia de cierto amortiguamiento físico o virtual.

Si se dobla la rigidez del muelle muestreado la energía generada se dobla también, como se puede apreciar en la Figura 4.18. De ahí que, fijado el amortiguamiento, exista una rigidez máxima a partir de la cual el sistema se hace inestable. Si se quieren implementar rigideces mayores habrá que aumentar el amortiguamiento en la misma proporción.

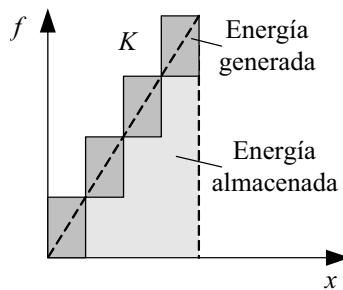


Figura 4.18 Energía almacenada y generada por un muelle muestreado

De esta forma, resulta lógico que una de las conclusiones teóricas diga que los parámetros de rigidez crítica y amortiguamiento son directamente proporcionales.

Otra forma de aumentar la rigidez del muelle muestreado, es disminuir el periodo de muestreo. Si el periodo de muestreo se reduce a la mitad, la energía generada lo hace también en la misma proporción. De hay que se afirme que los parámetros de rigidez crítica y periodo de muestreo son inversamente proporcionales. La reducción de la energía almacenada con el periodo de muestreo se aprecia en la Figura 4.19.

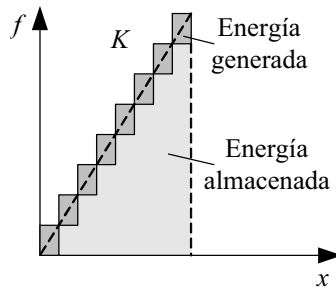


Figura 4.19 Energía almacenada y generada por un muelle discreto

De esta forma, se comprende que algunas de las condiciones de estabilidad, presentadas en el estudio teórico de los apartados anteriores, provienen del hecho de que el sistema sea muestreado y no continuo.

4.2.7 Comprobación experimental del estudio teórico

Los ensayos experimentales que se presentan en este apartado tienen una finalidad doble. En primer lugar, sirven para el cálculo los parámetros de inercia y amortiguamiento del PHANToM y el LHifAM propuestos en la Tabla 3.2. Por

otra parte, sirven para comprobar si los límites de estabilidad obtenidos el estudio teórico son válidos.

Una forma sencilla de calcular la ganancia última del dispositivo, y por tanto el valor de rigidez crítica, consiste en emplear el ensayo del relé, como proponen Aström y Hägglund (1995). El ensayo hace oscilar al dispositivo en torno a una posición de referencia introduciendo una señal de par de forma cuadrada. En poco tiempo, se alcanza el régimen permanente, donde la señal de par y la señal de posición del dispositivo se encuentran en contrafase. La frecuencia de oscilación es la frecuencia crítica y la relación de amplitudes, entre el primer armónico de la señal de par cuadrada y el de la señal de posición sinusoidal, es la ganancia crítica del sistema.

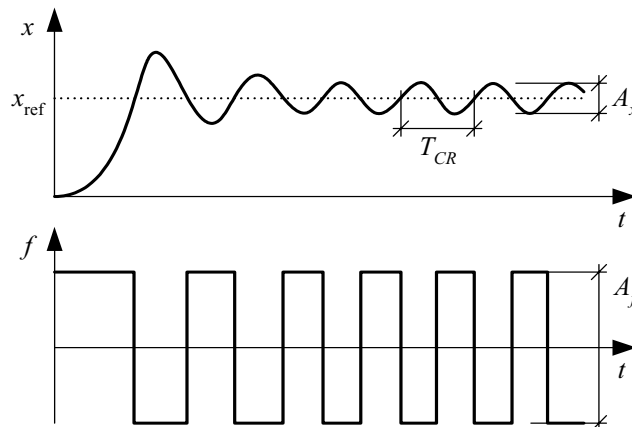


Figura 4.20 Ensayo del relé

En la Figura 4.20 se muestra cualitativamente las señales de par de entrada y posición de salida del sistema.

Para calcular la ganancia última, Aström y Hägglund proponen medir directamente la amplitud de salida del sistema y tomar, como amplitud del par de entrada, el primer armónico de la señal cuadrada. Esto se consigue con la ecuación (4.26).

$$K_{CR} = \frac{4A_f}{\pi A_x} \quad (4.26)$$

Sin embargo, una vez realizado el ensayo, es difícil medir la amplitud de la señal de salida, como se observa en la Figura 4.21. El ensayo de esta figura se ha realizado con el PHANTOM y un periodo de muestreo T igual a 1 ms. También se puede observar que el periodo de la oscilación crítica no es fácil medirlo

directamente sobre la gráfica. Por último, se puede comprobar que, en torno a la posición de referencia escogida para el ensayo, el comportamiento del sistema no es simétrico. Es muy probable que el valor del amortiguamiento viscoso sea diferente en cada sentido de movimiento.

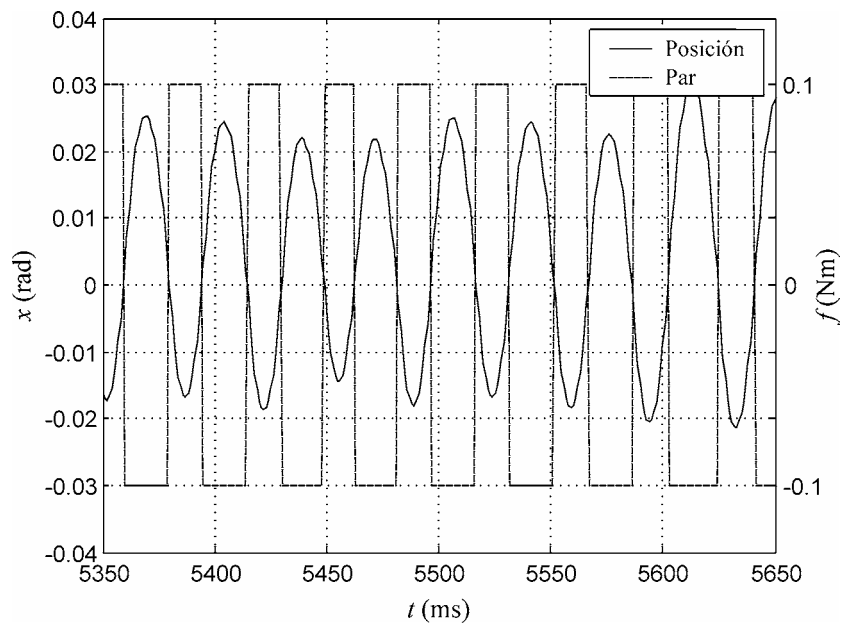


Figura 4.21 Ensayo del relé con el PHANToM

Para evitar medir sobre la gráfica las amplitudes de las señales, en lugar de emplear la ecuación (4.26), se calcula la ganancia crítica siguiendo el método descrito en el apéndice A.2, que emplea el programa matemático Matlab. La Tabla 4.3 recoge los resultados de seis ensayos realizados con el PHANToM. El periodo de muestreo para los seis ensayos es de 1 ms.

Ganancia crítica (Nm/rad)	Margen de ganancia (dB)	Fase (°)	Frecuencia cruce de fases (rad/s)
4.239993	12.5473	-178.02	153.3980
4.542049	13.1450	-177.81	159.5340
4.756952	13.5465	-178.64	162.6019
5.194141	14.3102	-179.27	168.7378
7.251277	17.2082	-178.25	205.5534
8.661965	18.7523	-179.70	223.9611

Tabla 4.3 Resultados del ensayo del relé con el PHANToM

En realidad, bastaría un único experimento para poder calcular los parámetros de inercia y amortiguamiento del dispositivo. Como se ha mostrado en la ecuación (4.24), la ganancia crítica del sistema depende exclusivamente del amortiguamiento del dispositivo, una vez fijado el periodo de muestreo. Por tanto, sustituyendo la ganancia crítica del ensayo en la ecuación (4.27) se puede estimar el valor del amortiguamiento físico.

Margen de Ganancia 15.6 dB (a 173 rad/s) y Margen de Fase 10.1° (a 69.9 rad/s)

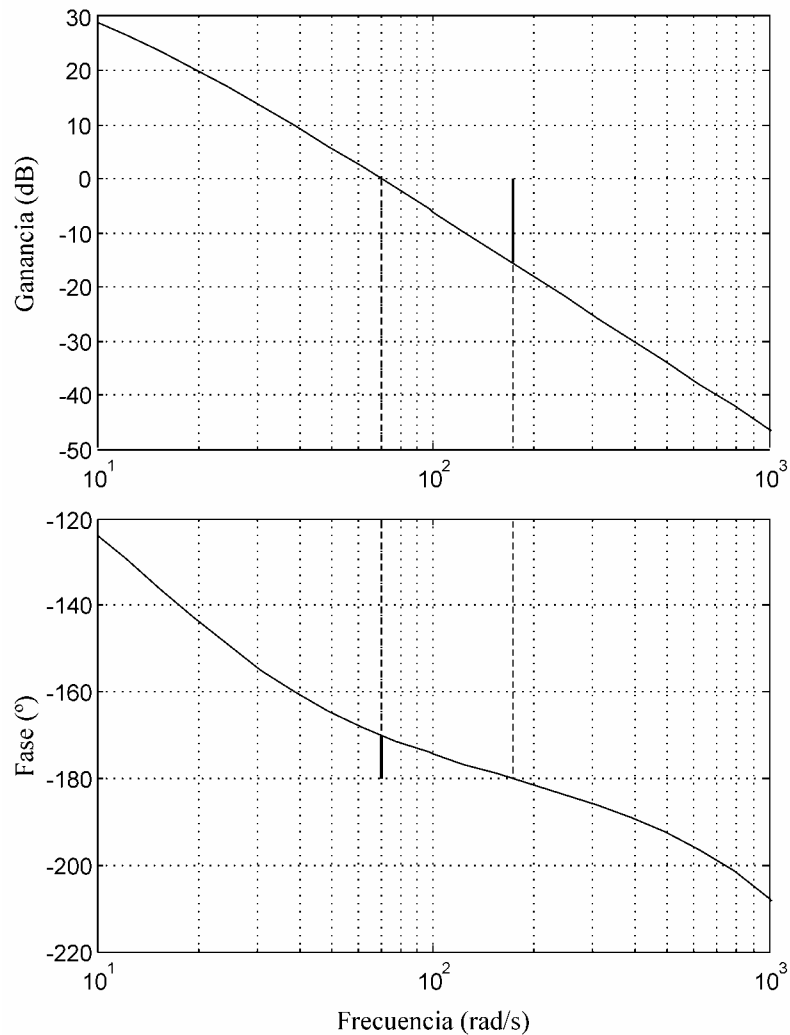


Figura 4.22 Margen de ganancia y frecuencia de cruce de fases usando Matlab

$$b = \frac{K_{CR}T}{2} \quad (4.27)$$

Con este valor de amortiguamiento se puede comprobar en Matlab que el margen de ganancia es siempre constante para cualquier valor de masa m del interfaz. El código se encuentra en el apéndice A.3.

En la Figura 4.22 se muestra un diagrama de Bode obtenido con Matlab. El programa anota los valores de los márgenes y sus correspondientes frecuencias. En el caso representado, un amortiguamiento físico b de 0.003 Nms/rad obtiene siempre un margen de ganancia de 15.6 dB.

Aunque el valor de la masa no modifica el margen de ganancia del sistema, sí varía el valor de la frecuencia de cruce de fases. Es ahora cuando se puede emplear el valor que la frecuencia de cruce de fases del ensayo del relé, para encontrar el valor de la masa del interfaz –en este caso inercia al tratarse de un eje giratorio–. Además, este valor de inercia se puede comparar con el valor de inercia que calcula el programa ProEngineer sobre un modelo CAD tridimensional del interfaz.

En el caso de la Figura 4.22 se ha asignado un valor para la inercia del primer grado de libertad del PHANToM de 0.0002 kgm². Este dato, obtenido de forma experimental, concuerda con la estimación de inercia calculada el programa ProEngineer para el mismo dispositivo, que es de 0.00019058 kgm².

Periodo de muestreo (ms)	Ganancia crítica (Nm/rad)	Periodo de muestreo (ms)	Ganancia crítica (Nm/rad)
1	4.2399	0.5	11.3899
1	4.5420	0.5	11.4068
1	4.7569	0.5	11.4901
1	5.1941	0.5	11.9106
1	7.2512	1.5	4.5469
1	8.6619	1.5	4.8336
2.5	2.4111	1.5	5.1346
2.5	2.4174	1.5	6.2054
2.5	2.4276	2	2.8358
3	1.3479	2	3.1883
3	1.8108	2	3.7129
3	2.5843	2	3.7429

Tabla 4.4 Ganancia crítica obtenida en distintos ensayos

Como se ha apuntado, estos cálculos se pueden hacer con un único ensayo del relé. Sin embargo, observando la Tabla 4.3, se han obteniendo valores dife-

rentes de ganancia crítica y de frecuencia de cruce de fases. Esta dispersión en las medidas no sorprende, ya que el parámetro de amortiguamiento físico es de difícil medida. Además, como se ha apuntado antes, seguramente dependa de la posición del interfaz y del sentido de giro del mismo.

En la Figura 4.23 se muestran los valores de ganancia crítica de la Tabla 4.4, obtenidos en 24 ensayos del relé con el PHANTOM. Se ha aumentado el número de ensayos para realizar una estimación más fiable de amortiguamiento físico. Además, los ensayos se han realizado con diferentes periodos de muestreo. Se puede observar que, exceptuando los ensayos con 0.5 y 2.5 ms, lo normal es que exista una acusada dispersión de valores para la ganancia crítica.

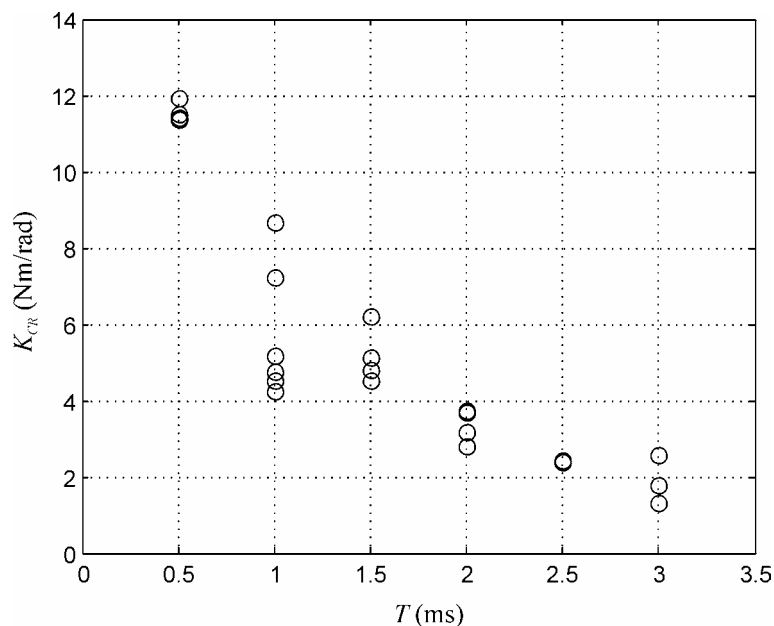


Figura 4.23 Ganancia crítica frente al periodo de muestreo

Asimismo, la Figura 4.23 muestra la validez de la ecuación teórica (4.24), que predecía el comportamiento inversamente proporcional de la ganancia crítica y el periodo de muestreo. Lo mismo puede decirse de la conclusión del estudio teórico que afirmaba que se podían implementar rigideces estables mayores disminuyendo el periodo de muestreo.

En la Figura 4.24 se observa el valor teórico de la ganancia crítica de la ecuación (4.24) tomando como valor de amortiguamiento físico el elegido anteriormente de 0.003 Nms/rad. Los resultados experimentales, dentro de la fuerte dispersión, siguen la predicción teórica de forma satisfactoria. No tiene intentar

obtener una medida más exacta del amortiguamiento físico, por ejemplo por medio de un ajuste de mínimos cuadrados, dada esa acusada dispersión. Los valores anteriormente propuestos de 0.003 Nms/rad para el amortiguamiento y 0.0002 kgm^2 para la inercia se toman como suficientemente buenos.

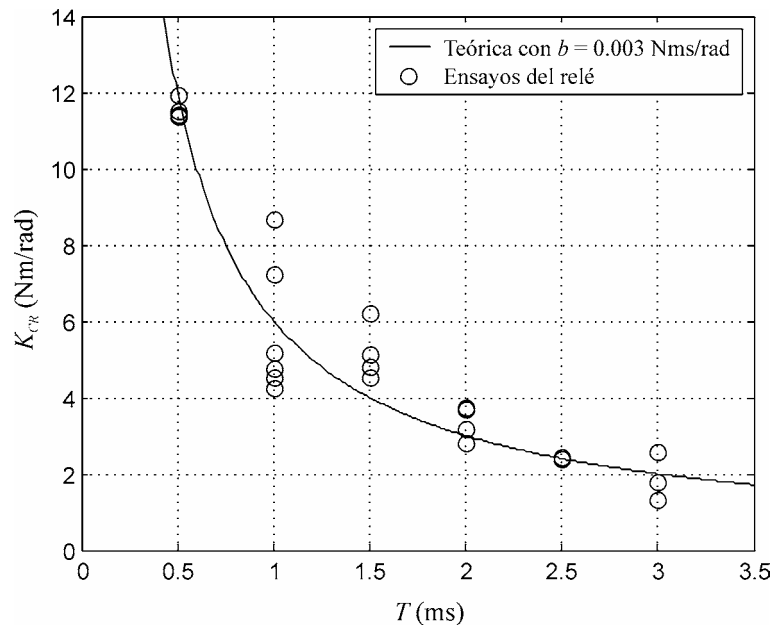


Figura 4.24 Ganancia crítica, teórica y experimental, frente al periodo de muestreo

Es posible repetir los ensayos del relé introduciendo, esta vez, un determinado valor de amortiguamiento virtual B para comprobar si efectivamente también aumenta la ganancia crítica del sistema y en la proporción que establecía el estudio teórico. En la Tabla 4.5 y la Figura 4.25 se muestran los resultados del ensayo del relé sobre el PHANTOM y un amortiguamiento virtual adicional de igual valor que el físico estimado con los ensayos anteriores.

Según la ecuación (4.23) la ganancia crítica doblará su valor añadiendo un amortiguamiento virtual igual al físico. La nueva nube de puntos debería seguir la línea continua, mientras que la línea discontinua es la predicción teórica anterior sin amortiguamiento virtual. Los valores experimentales con amortiguamiento virtual se han representado con círculos. Se comprueba que, de acuerdo con las predicciones teóricas, aumenta el valor de rigidez crítica introduciendo amortiguamientos virtuales y/o disminuyendo el periodo de muestreo.

Periodo de muestreo (ms)	Ganancia crítica (Nm/rad)	Periodo de muestreo (ms)	Ganancia crítica (Nm/rad)
1	9.1831	1.5	7.8651
1	9.4363	1.5	7.9589
1	11.1847	1.5	8.0076
1	11.3293	1.5	8.0938
1	11.8814	2.5	4.3226
1	12.7704	2.5	4.3924
2	6.8100	3	3.5560
2	6.9667	3	5.0575

Tabla 4.5 Ganancia crítica con amortiguamiento virtual en distintos ensayos

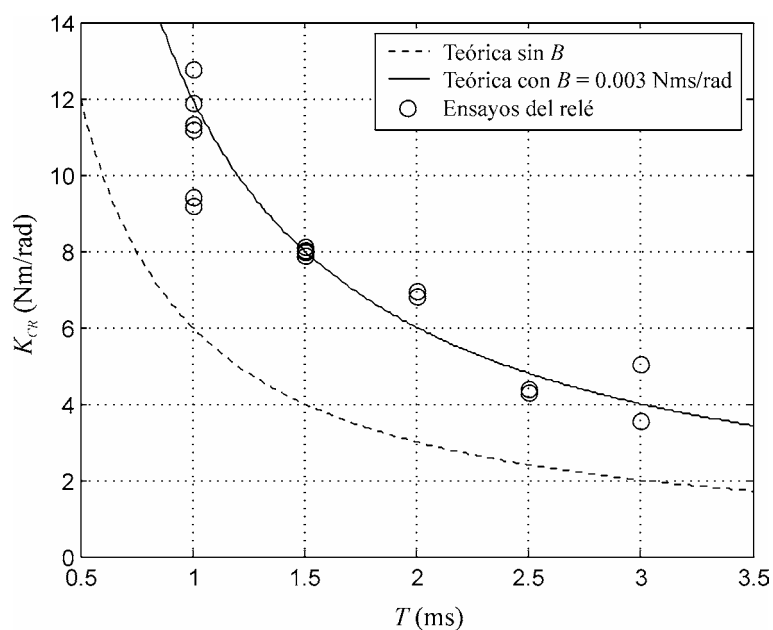


Figura 4.25 Ganancia crítica, teórica y experimental, frente a periodo de muestreo

4.3 INFLUENCIA DEL TÉRMINO DE VELOCIDAD

En el modelo estudiado hasta el momento, la velocidad del dispositivo se estima con la diferencia *backwards*. Una pregunta que cabe hacerse es cómo afecta a la estabilidad del sistema el empleo de filtros u otro tipo de diferencia.

4.3.1 Introducción de un filtro pasa-baja de primer orden

Se estudia en este apartado la influencia de la introducción de un filtro digital pasa-baja de primer orden a la señal de velocidad calculada con la diferencia *backwards*. El diagrama de bloques del sistema se muestra en la Figura 4.26.

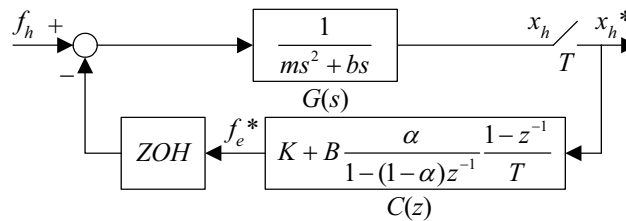


Figura 4.26 Modelo discreto con filtro pasa-baja de primer orden

El coeficiente α del filtro puede tomar valores entre cero y uno. Cuando α es la unidad, la actuación del filtro desaparece. En cambio, si α es cero se filtran todas las frecuencias. En este caso, la señal de velocidad se hace nula y el amortiguamiento B puede tomar cualquier valor que la rigidez crítica será constante e igual a la rigidez crítica sin amortiguamiento.

α	f_c (Hz)
1	∞
0.8	636.62
0.6	238.73
0.4	106.10
0.2	39.79
0	0

Tabla 4.6 Frecuencias de corte del filtro pasa-baja de primer orden

Para valores de α intermedios, se puede consultar en la Tabla 4.6 las diferentes frecuencias de corte para una frecuencia de muestreo f_s de 1 kHz. El valor de la frecuencia de corte del filtro se puede calcular con la ecuación (4.28).

$$f_c = \frac{\alpha}{2\pi(1-\alpha)} f_s \tag{4.28}$$

Es posible obtener una expresión teórica para la región de estabilidad aplicando el criterio de Routh-Hurwitz, como se ha hecho con anterioridad. Sin embargo, con una expresión similar a la ecuación (4.10), en este caso incluso con muchos más términos, es difícil predecir cómo varía la región de estabilidad en función de la constante α del filtro. Por este motivo, se representan en la Figura

4.27 las regiones de estabilidad del PHANToM para los valores de la constante α que se han anotado en la Tabla 4.6.

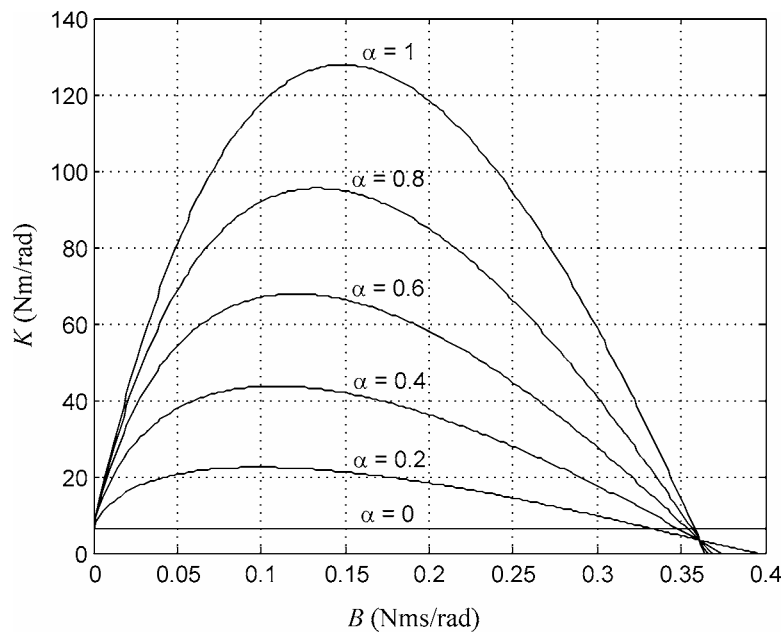


Figura 4.27 Regiones de estabilidad del PHANToM con filtros pasa-baja

La Figura 4.27 muestra cómo disminuye la región de estabilidad conforme más se filtra la señal de velocidad. Este resultado parece lógico ya que los filtros suelen introducir retrasos en las señales, lo cual es perjudicial para la estabilidad.

También se observa, como es evidente, que el punto de corte con el eje de ordenadas –la rigidez crítica sin amortiguamiento– permanece constante. El valor de rigidez crítica absoluta disminuye conforme se filtra más. En cambio, el valor de amortiguamiento crítico sin rigidez aumenta.

4.3.2 Introducción de la diferencia *backwards* modificada

En ocasiones, por ejemplo en Thompson II (1997), en lugar de utilizar la diferencia *backwards* acompañada de un filtro pasa-baja, se emplea una diferencia de paso atrás de más de un periodo de muestreo, que en adelante se llamará diferencia *backwards* modificada. En la Figura 4.28 se muestra este tipo de estrategia.

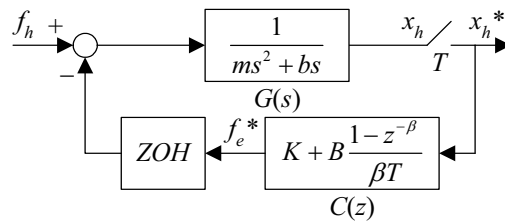


Figura 4.28 Modelo discreto con diferencia *backwards* modificada

Usando la diferencia de *backwards* modificada, se obtiene una estimación de la velocidad tanto más filtrada cuanto mayor sea el parámetro β .

Igual que en el apartado anterior, en vez de obtener la expresión teórica aplicando el criterio de Routh-Hurwitz, se calculan numéricamente las regiones de estabilidad del PHANToM variando el parámetro β . En la Figura 4.29 se muestran estas regiones de estabilidad.

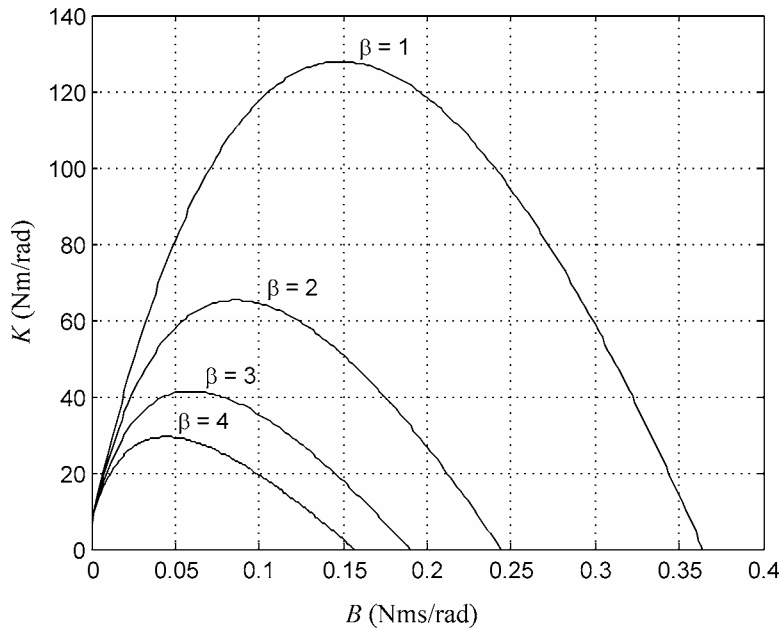


Figura 4.29 Regiones de estabilidad del PHANToM con *backwards* modificada

También en este caso disminuye la región de estabilidad conforme más se filtra la señal de velocidad. El punto de corte con el eje de ordenadas –rigidez crítica sin amortiguamiento– permanece constante, igual que en el apartado anterior. El valor de rigidez crítica absoluta disminuye, en apariencia, de forma

proporcional a β . También disminuye el valor de amortiguamiento crítico sin rigidez.

El sistema de Thompson II (1997), emplea este tipo de diferencia con un valor de β igual a 15 y una frecuencia de muestreo de 1500 Hz.

4.3.3 Introducción de la diferencia de Tustin

En la Figura 4.30 se muestra el diagrama de bloques del sistema empleando la diferencia de Tustin (Phillips 1995) en lugar de la diferencia *backwards*.

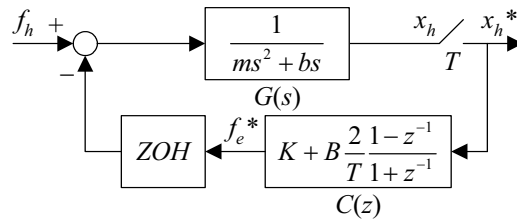


Figura 4.30 Modelo muestreado con diferencia de Tustin

En este apartado se muestra cómo el sistema de la Figura 4.30, que emplea la diferencia de Tustin, es inestable para cualquier valor de amortiguamiento B . Esta afirmación se justificará de dos maneras. La primera, aplicando las condiciones de Cardano-Viète a la ecuación característica del sistema, después de una transformación bilineal. La segunda, observando el lugar de las raíces del sistema.

La ecuación característica de este sistema, una vez aplicada la transformación bilineal (4.8), se escribe en la ecuación (4.29).

$$\begin{aligned}
 & 2B \left[bT \left(1 + e^{-\frac{bT}{m}} \right) - 2m \left(1 - e^{-\frac{bT}{m}} \right) \right] w^3 + \\
 & + \left[\left(1 + e^{-\frac{bT}{m}} \right) (bKT^2 - 2b^2T) - 2m \left(1 - e^{-\frac{bT}{m}} \right) (KT - 2B) - 4bBTe^{-\frac{bT}{m}} \right] w^2 + \quad (4.29) \\
 & + 2T \left[\left(1 - e^{-\frac{bT}{m}} \right) (mK - b^2 - bB) - bKTe^{-\frac{bT}{m}} \right] w - bKT^2 \left(1 - e^{-\frac{bT}{m}} \right) = 0
 \end{aligned}$$

Para que todas sus raíces tengan parte real negativa, la ecuación (4.29) debe cumplir las condiciones de Cardano-Viète, es decir, es condición necesaria pero no suficiente que todos los coeficientes del polinomio que compone la

ecuación característica, sean distintos de cero y posean igual signo. El término en w^3 , en la ecuación (4.30), es positivo.

$$2BbT \left(1 + e^{-\frac{bT}{m}} \right) - 4Bm \left(1 - e^{-\frac{bT}{m}} \right) > 0 \quad (4.30)$$

Sin embargo el término independiente, en la ecuación (4.31), es negativo.

$$-bKT^2 \left(1 - e^{-\frac{bT}{m}} \right) < 0 \quad (4.31)$$

Sustituyendo los valores de periodo de muestreo, inercia y viscosidad física del PHANTOM, estos dos coeficientes toman los siguientes valores:

$$3.1878891 \cdot 10^{-10} B > 0 \quad (4.32)$$

$$-5.4645458 \cdot 10^{-11} K < 0 \quad (4.33)$$

Por tanto, se puede concluir que el sistema es inestable si se calcula la velocidad del dispositivo por medio de la diferencia de Tustin.

Se puede llegar a la misma conclusión si se plantea el estudio de estabilidad desde el punto de vista del lugar de las raíces del sistema. Para ello se escribe la ecuación característica del sistema, antes de la transformación bilineal, en las ecuaciones (4.34) y (4.35).

$$1 + Z[ZOH \ G]C(z) = 0 \quad (4.34)$$

$$1 + \frac{\left(e^{-\frac{bT}{m}} - 1 + \frac{bT}{m} \right) z + 1 - \left(1 + \frac{bT}{m} \right) e^{-\frac{bT}{m}}}{(z-1) \left(z - e^{-\frac{bT}{m}} \right) \frac{b^2}{m}} \left(K + \frac{2B}{T} \frac{z-1}{z+1} \right) = 0 \quad (4.35)$$

De forma análoga a como se trabajó en el apartado 4.2.2, para evitar expresiones largas, se escribe la ecuación (4.35) de forma compacta en (4.36). Se recuerda que sustituyendo los parámetros un interfaz, el cero en $z = -z_1$ está en una posición cercana a $z = -1$, dentro del círculo unitario, y el polo en $z = p_1$ en una posición cercana a $z = 1$, también dentro del círculo unitario.

$$1 + \frac{K_1(z+z_1)}{(z-1)(z-p_1)} \left(K + \frac{2B}{T} \frac{z-1}{z+1} \right) = 0 \quad (4.36)$$

Operando en la expresión (4.36), se obtiene la siguiente ecuación característica:

$$1 + B \frac{2K_1}{T} \frac{(z+z_1)(z-1)}{(z+1)[(z-1)(z-p_1) + KK_1(z+z_1)]} = 0 \quad (4.37)$$

Escribiendo la ecuación característica de esta forma, se puede obtener el lugar de las raíces en función del parámetro B . La expresión en z de la ecuación (4.37) posee dos ceros y tres polos. Por tanto, el lugar de las raíces tendrá una asíntota que terminará en $z = -\infty$. La posición de los dos ceros se identifica inmediatamente, uno en $z = -z_1$ y otro en $z = 1$. De los tres polos, uno está localizado en $z = -1$, los otros dos polos son las raíces de la ecuación (4.38).

$$(z - 1)(z - p_1) + KK_1(z + z_1) = 0 \tag{4.38}$$

Si se escribe la ecuación (4.38) con se muestra en (4.39), se puede ver cómo los dos polos que quedan por identificar cambian su posición en función de la rigidez virtual K .

$$1 + KK_1 \frac{(z + z_1)}{(z - 1)(z - p_1)} = 0 \tag{4.39}$$

Cualitativamente la posición de estos dos polos estará en el lugar de las raíces que se muestra en la Figura 4.31. Si se elige una ganancia K que los sitúe dentro del círculo unitario, se encontrarán en posiciones $z = p_A$ y $z = p_B$.

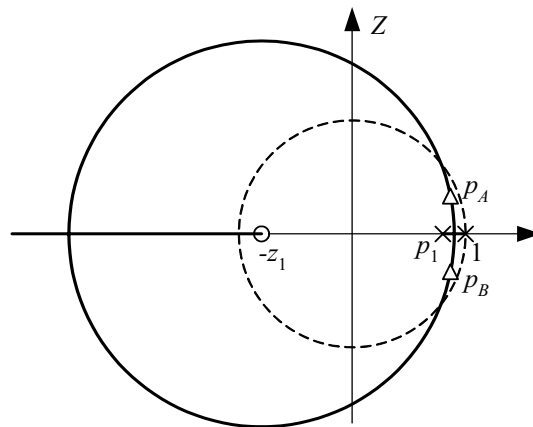


Figura 4.31 Posición de dos polos en función de K

Identificados los polos y ceros del sistema, se muestra en la Figura 4.32 el lugar de las raíces del sistema en función del parámetro B . Por muy pequeño que sea el valor de B , siempre hay un polo del sistema fuera del círculo unitario. Por tanto, el sistema es siempre inestable.

Que el sistema sea inestable empleando la diferencia de Tustin, pone de manifiesto la importancia que tiene el método empleado en el cálculo de la velocidad para la estabilidad del sistema. La introducción de un amortiguador en el cálculo de la fuerza de contacto sólo será beneficiosa, es decir, permitirá au-

mentar la rigidez K , si se calcula la velocidad del dispositivo de forma adecuada.

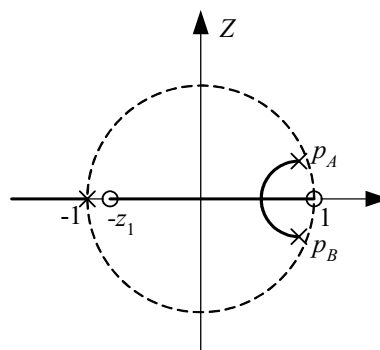


Figura 4.32 Lugar de las raíces del sistema en función de B

4.4 INFLUENCIA DEL ESCENARIO MÓVIL

Hasta el momento se ha estudiado la estabilidad del sistema en contacto con una pared virtual rígida. En el presente apartado se trata de estudiar cómo afecta a la estabilidad del sistema el hecho de que el escenario se mueva en función de la fuerza que ejerce el usuario y unas ecuaciones de movimiento que habrá que definir previamente.

4.4.1 Modelo continuo del sistema

Si al modelo presentado en la Figura 4.1 se introduce la posibilidad de que el escenario virtual se mueva, queda de la forma presentada en la Figura 4.33.

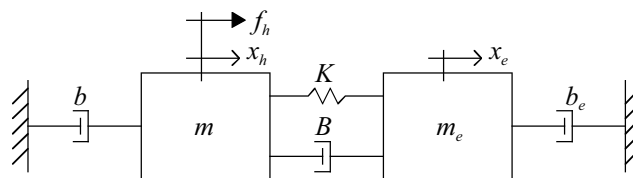


Figura 4.33 Modelo continuo del sistema en contacto con un escenario móvil

El objeto virtual posee una masa m_e y un amortiguamiento b_e , mientras que su desplazamiento es x_e . El usuario sigue sintiendo el objeto móvil a través de un modelo de fuerza de contacto que incluye una rigidez K y un amortiguamiento B . La cuestión es determinar si se puede implementar una rigidez virtual K más grande si el escenario es móvil, conservando la estabilidad del sistema.

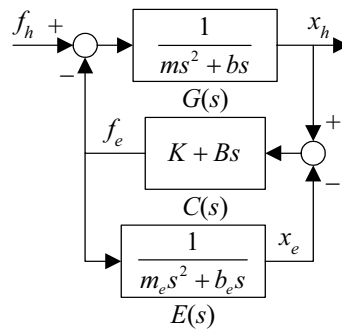


Figura 4.34 Modelo continuo con escenario móvil

La ecuación (4.40) es la nueva función de transferencia del sistema.

$$\frac{x_h}{f_h} = \frac{G(s)}{1 + \frac{C(s)G(s)}{1 + C(s)E(s)}} \quad (4.40)$$

Se puede demostrar que el sistema es estable para cualquier valor que tomen los parámetros. La ecuación característica del sistema es:

$$1 + \frac{C(s)G(s)}{1 + C(s)E(s)} = 0 \quad (4.41)$$

$$1 + C(s)E(s) + C(s)G(s) = 0 \quad (4.42)$$

$$1 + C(s)[E(s) + G(s)] = 0 \quad (4.43)$$

$$1 + (K + Bs) \left(\frac{1}{ms^2 + bs} + \frac{1}{m_e s^2 + b_e s} \right) = 0 \quad (4.44)$$

$$1 + B \frac{m + m_e}{mm_e} \frac{\left(s + \frac{K}{B} \right) \left(s + \frac{b + b_e}{m + m_e} \right)}{s \left(s + \frac{b}{m} \right) \left(s + \frac{b_e}{m_e} \right)} = 0 \quad (4.45)$$

En lazo cerrado, los tres polos del sistema tienen siempre parte real negativa. El motivo es que pertenecen a un lugar de las raíces que posee tres polos y dos ceros, todos de parte real negativa, menos un polo localizado en el origen. Por tanto, sea cual sea la posición relativa entre ellos, ninguna rama del lugar de las raíces pasará al semiplano de parte real positiva.

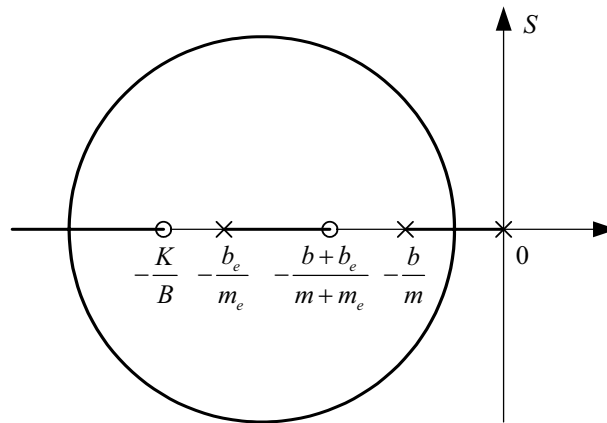


Figura 4.35 Lugar de las raíces del modelo continuo con escenario móvil

Así pues, para cualesquiera valores positivos de K , B , m , m_e , b y b_e el sistema es siempre estable.

4.4.2 Modelo muestreado del sistema

En este apartado se añade nuevamente la posibilidad de que el ordenador mueva el escenario virtual, de acuerdo con las ecuaciones del movimiento que se le asignen. Si el escenario posee una masa m_e y un amortiguamiento b_e y se emplea el método de Euler implícito para integrar las ecuaciones del movimiento, la dinámica directa del escenario virtual se rige por las ecuaciones (4.46)-(4.48). De acuerdo con estas ecuaciones, el sistema se puede describir de la forma presentada en la Figura 4.34.

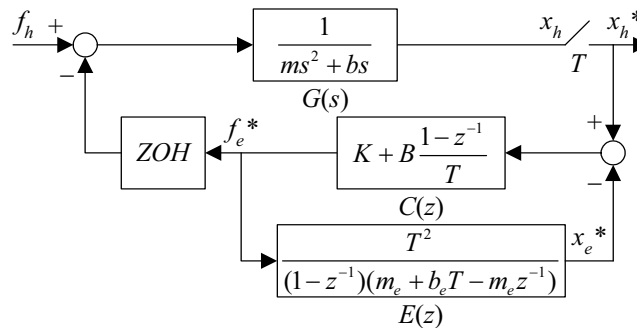


Figura 4.36 Modelo discreto con escenario móvil

$$f_e(nT) = m_e a_e(nT) + b_e v_e(nT) \tag{4.46}$$

$$v_e(nT) = v_e(nT - T) + T a_e(nT) \quad (4.47)$$

$$x_e(nT) = x_e(nT - T) + T v_e(nT) \quad (4.48)$$

La función de salida del sistema es:

$$x_h^* = \frac{[1 + C(z)E(z)]Z[Gf_h]}{1 + C(z)E(z) + C(z)Z[ZOH\ G]} \quad (4.49)$$

Por tanto, la nueva ecuación característica es:

$$1 + C(z)E(z) + C(z)Z[ZOH\ G] = 0 \quad (4.50)$$

$$1 + C(z)\{E(z) + Z[ZOH\ G]\} = 0 \quad (4.51)$$

Siguiendo los pasos empleados en el apartado 4.1.3 para aplicar el método de Routh-Hurwitz, incluyendo la aproximación de Taylor que se empleó en el apartado 4.2.4, se llega a la siguiente condición de estabilidad:

$$(2b + 2B - KT) \frac{T^2}{m^2} + (2b_e + 2B + 2KT) \frac{T^2}{m_e^2} + (4B + KT) \frac{T^2}{mm_e} > 0 \quad (4.52)$$

Es interesante observar que para que se cumpla la inecuación (4.52) es determinante la relación entre las masas física y virtual. Cuando $m_e \leq m$ la inecuación se cumple siempre y, por tanto, el sistema es también siempre estable. Sin embargo, cuando $m_e > m$, el primer término de la inecuación se vuelve predominante. En el caso extremo de que m_e se haga infinito, la inecuación (4.52) se convierte en la inecuación (4.21). Este hecho es lógico ya que el sistema ha pasado a tener un escenario virtual inmóvil.

Se deduce por tanto, que la situación más desfavorable desde el punto de vista de la estabilidad es el contacto con un escenario virtual inmóvil. Si todos los objetos del escenario se mueven según unas ecuaciones cuyas masas virtuales sean menores que la física, se puede implementar de forma estable cualquier valor de rigidez.

4.5 INFLUENCIA DEL USUARIO

El usuario no introduce exclusivamente una fuerza cuando manipula el dispositivo; también su impedancia biomecánica interviene en el sistema. Esta impedancia, que se denominará $Z_h(s)$, no es constante en el tiempo sino que puede ser cambiada de forma voluntaria en un amplio rango de valores, Hogan (1989). Así por ejemplo, la impedancia del usuario cambiará si éste agarra el interfaz con mayor o menor firmeza. En la Figura 4.37 se muestran dos diagramas de bloques equivalentes del dispositivo, donde aparece la impedancia del usuario.

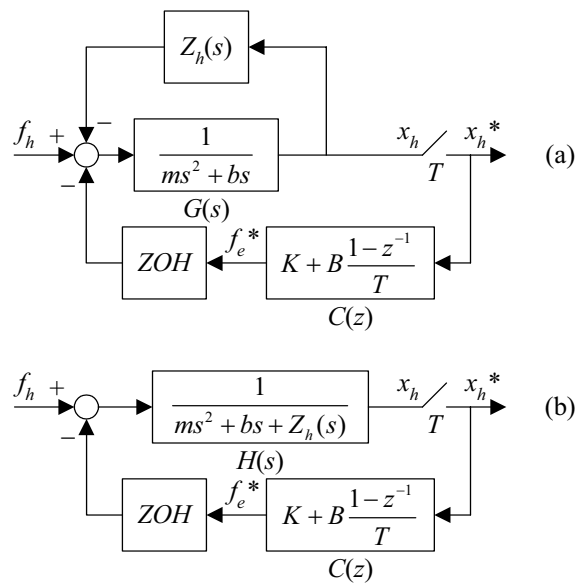


Figura 4.37 Diagramas de bloques del modelo muestreado con usuario

La fuerza intencional del usuario es la fuerza de entrada f_h . Esta fuerza no coincide con la fuerza efectiva que se emplea en mover el interfaz háptico porque hay que restarle dos componentes: una fuerza no intencional que se invierte en mover el propio brazo del usuario, Lawrence (1993) y Rubio (2000), y la fuerza del modelo de contacto que restituyen los motores del interfaz.

4.5.1 Análisis de la región de estabilidad con usuario

Aunque el valor de la impedancia mecánica del usuario no es constante en el tiempo, varios autores han propuesto los parámetros de masa, viscosidad y rigidez que mejor caracterizan su comportamiento, empleando un modelo lineal de segundo grado.

Autor	m_h (kg)	b_h (Ns/m)	k_h (N/m)
Lawrence (1993)	17.51	175.12	175.12
Kazerooni (1993)	4.54	6.83	12.5
Yokokohji (1994)	2	2	10
Daniel (1998)	1	12.6	39.5
Hogan (1989)	0.8	5.5	568
Lee (1993)	0.15	0.5	7

Tabla 4.7 Valores propuestos para los parámetros del usuario

Algunos de los valores propuestos por diversos autores se muestran en la Tabla 4.7. Sustituyendo el modelo lineal de segundo grado, el sistema que se debe estudiar es el siguiente:

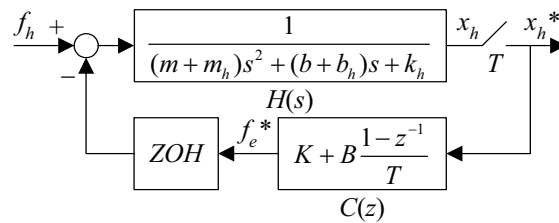


Figura 4.38 Diagrama de bloques del modelo discreto con usuario

La ecuación característica del sistema es:

$$1 + Z[ZOH H]C(z) = 0 \tag{4.53}$$

Donde, empleando un retenedor de orden cero:

$$Z[ZOH H] = Z \left[\frac{1 - e^{-Ts}}{s} \frac{1}{(m + m_h)s^2 + (b + b_h)s + k_h} \right] \tag{4.54}$$

Una dificultad que plantea el estudio teórico de la estabilidad del sistema que incluye al usuario es que, aún empleando un modelo lineal de segundo grado no se puede encontrar una expresión general para la transformada Z de la ecuación (4.54). El motivo es que la expresión de esta transformada Z varía dependiendo de que los polos de $H(s)$ sean reales o complejo conjugados.

Sin embargo, es posible estudiar la estabilidad del sistema para los casos numéricos mencionados en la Tabla 4.7. Para ello se puede emplear la ecuación (4.55).

$$K < M_G \left\{ \frac{Z \left[ZOH \frac{1}{(m + m_h)s^2 + (b + b_h)s + k_h} \right]}{1 + B \frac{1 - z^{-1}}{T} Z \left[ZOH \frac{1}{(m + m_h)s^2 + (b + b_h)s + k_h} \right]} \right\} \tag{4.55}$$

Resolviendo la expresión (4.55) en Matlab, es posible ir calculando los valores críticos de rigidez virtual K para distintos valores de amortiguamiento virtual B .

Como los valores propuestos en la Tabla 4.7 son lineales, no se pueden utilizar los grados de libertad giratorios del PHANToM y del LHIFAM, usados como ejemplo a lo largo de este capítulo. Para calcular las rigideces críticas se emplean unos valores hipotéticos lineales para las características del interfaz.

Estos valores son 0.5 kg para la masa, 0.1 Ns/m para el amortiguamiento y 0.001 s para el periodo de muestreo. En la Figura 4.39 se muestran gráficamente los valores críticos de rigidez para los diferentes modelos de usuario, líneas numeradas, y sin usuario, línea sin numerar.

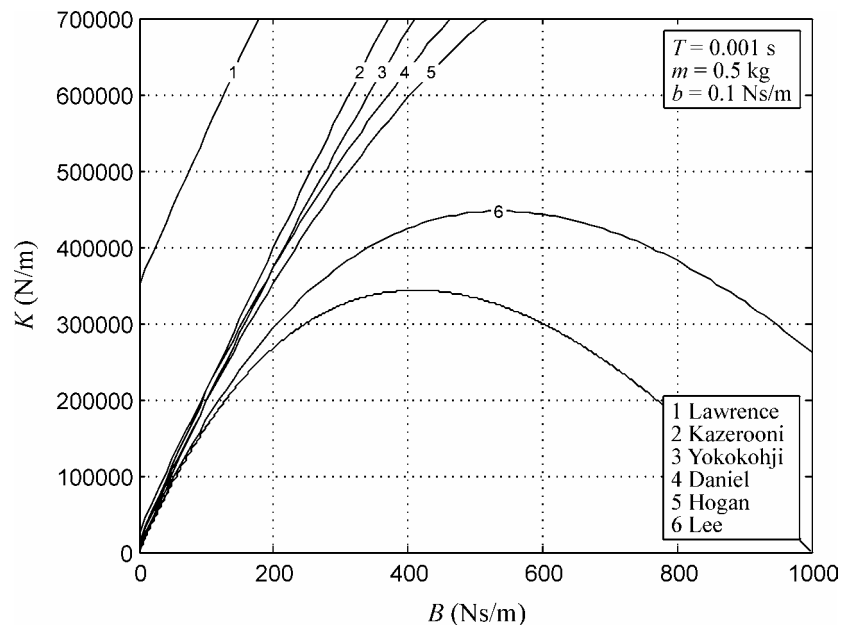


Figura 4.39 Regiones de estabilidad sin usuario y con distintos usuarios

En la Figura 4.40 se muestran las regiones de estabilidad, con y sin usuario, para pequeños valores de amortiguamiento virtual.

En la Figura 4.39 se observa que el aumento de la masa del usuario agranda la región de estabilidad fundamentalmente para valores de B elevados. Este hecho no es interesante si se tiene en cuenta, como se ha dicho en el apartado 4.2.3, que las regiones de elevado amortiguamiento virtual no son implementables por limitación de hardware.

En cambio, en la Figura 4.40 se observa que, para pequeños valores de amortiguamiento virtual B , la región de estabilidad aumenta conforme mayor es el amortiguamiento físico introducido por el usuario b_h . Este hecho sí es importante, porque es la zona de interés de la región de estabilidad. El rango de rigideces estables sin amortiguamiento virtual B que señalaba la ecuación (4.24) se puede escribir con usuario como se muestra en la ecuación (4.56).

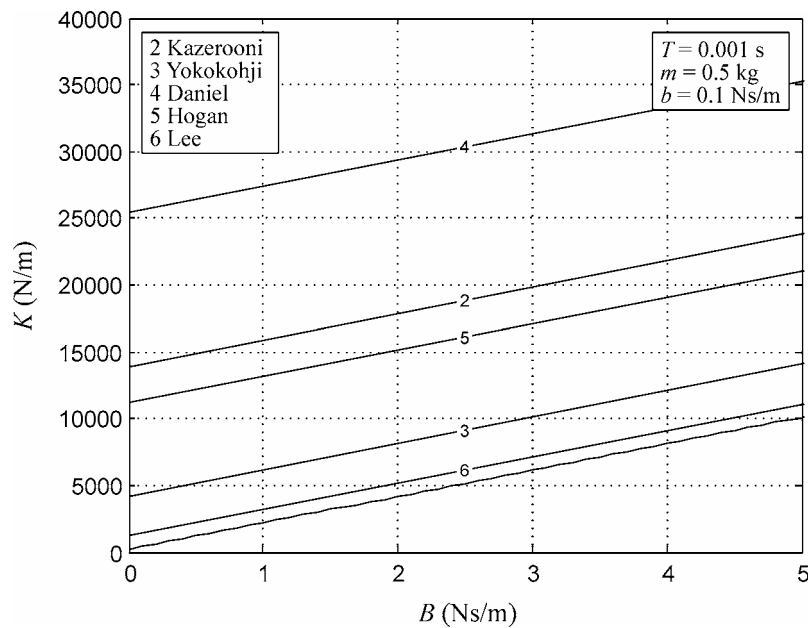


Figura 4.40 Regiones de estabilidad sin usuario y con distintos usuarios

$$0 < K < \frac{2(b + b_h)}{T} \quad (4.56)$$

Por otro lado, no resulta extraño que el amortiguamiento físico del usuario influya de igual manera, en la estabilidad del sistema, que el amortiguamiento físico del interfaz.

El punto de partida del estudio del presente capítulo, que se abordó sin la incluir la dinámica del usuario, era que el caso más desfavorable para la estabilidad del sistema es precisamente no tenerlo en cuenta. Con los parámetros de la Tabla 4.7 se ha comprobado que efectivamente esto sucede así. No es posible encontrar una expresión general de la región de estabilidad usando un modelo lineal de segundo orden para el usuario, pero se puede emplear la ecuación (4.55) para ir probando distintos parámetros de usuario.

Aunque se constatará que usando valores cualesquiera en el modelo del usuario la región de estabilidad se hace siempre más grande, no se puede afirmar con rotundidad que el usuario siempre mejore la estabilidad del sistema. La razón es que se da por supuesto que el usuario se comporta de acuerdo con ese modelo lineal, cosa que puede tomarse –como mucho– como una buena aproximación.

Este es el motivo por el que todos los estudios de estabilidad realizados en sistemas en los que un operador manipula un robot, como es el caso de los interfaces hápticos y los sistemas teleoperados, cuando se use un modelo de la impedancia del usuario, se acabe concluyendo que se deben tomar los resultados con precaución, por ejemplo en Flemmer (1999).

Sin embargo, atendiendo a los resultados de este apartado, cabe esperar de forma razonable que se cumplan las siguientes afirmaciones:

- La región que garantiza la estabilidad del sistema para cualquier usuario es precisamente aquella que se consigue sin tener en cuenta la dinámica del mismo: es capaz de introducir fuerzas independientemente del desplazamiento del interfaz.
- El usuario sólo puede contribuir a hacer más grande la región de estabilidad del sistema. Es posible que el usuario sea capaz de estabilizar un comportamiento inestable del sistema ante una pared demasiado rígida con sólo introducir una mayor masa y, sobre todo, amortiguamiento al mismo.

Admitiendo estas afirmaciones, parece razonable no sobrepasar los valores críticos de la rigidez virtual K hallados sin usuario. Aunque el usuario sea capaz de estabilizar rigideces superiores, no es la finalidad del operario hacer estable el sistema. El usuario debe manipular un sistema que de suyo sea estable. Además, el operario puede soltar el interfaz en cualquier momento.

4.5.2 Estabilidad y pasividad

En el capítulo 2 se hizo referencia a un estudio Colgate y Schenkel (1997) en el que se hallaba la región del sistema donde éste se comportaba de forma pasiva. Precisamente esta forma de abordar el estudio puede garantizar lo que en el apartado anterior no se podía afirmar de forma general. Si el sistema se comporta de forma pasiva, entonces es estable para cualquier impedancia $Z_h(s)$ que se quiera introducir en el lazo de control. Por tanto, sea lo que fuere lo que interactúe con el háptico –desde nada, pasando por un operario más o menos robusto, hasta una impedancia infinita, empotrando perfectamente el interfaz– el sistema será siempre estable.

El estudio de la pasividad consigue efectivamente asegurar la estabilidad del sistema para cualquier usuario que lo manipule, pero no cabe duda de que es una condición mucho más restrictiva que la estabilidad. La impedancia del usuario es *variable*, pero no puede tomar *cualquier* valor. Por mucho que un usuario tense sus músculos, no puede alcanzar una rigidez infinita.

La consecuencia que cabe esperar es que la región de pasividad sea más pequeña que la región de estabilidad encontrada en este capítulo sin influencia del usuario. Efectivamente, en la Figura 4.41 se representa la región de pasividad del PHANToM empleando la ecuación (4.57), propuesta por Colgate y Schenkel, comparada con la de estabilidad.

$$K < \frac{2b - 2B}{2} \quad (4.57)$$

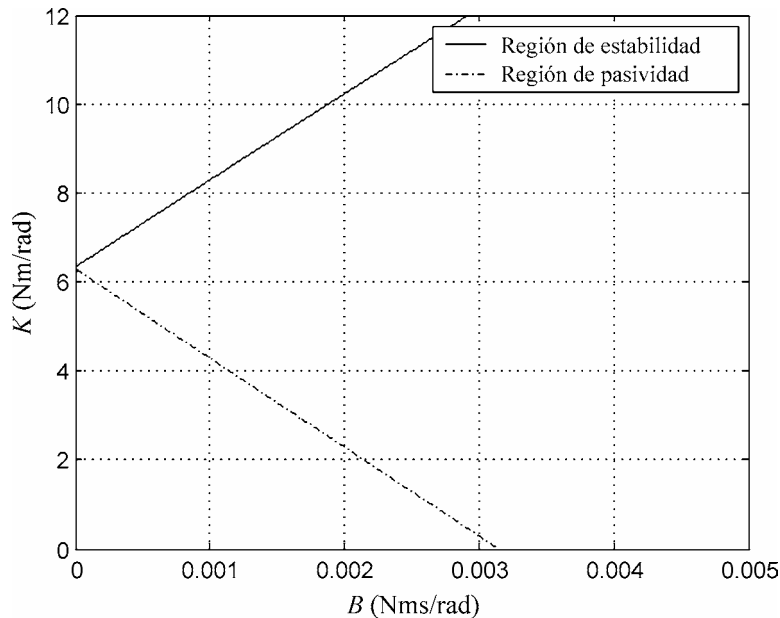


Figura 4.41 Región de pasividad del PHANToM comparada con la de estabilidad

Comparando la Figura 4.41 con la Figura 4.6 –que muestra la región de estabilidad completa del PHANToM– se puede apreciar que la región de estabilidad es mucho mayor que la región de pasividad.

En la Figura 4.39, y también en la Figura 4.40, cuando se buscaba la región de estabilidad con modelos concretos del usuario, siempre se obtenía una región estable mayor. Sin embargo, observando la Figura 4.41 está claro que existen impedancias que hacen menor la región de estabilidad. La pregunta que cabe hacerse es si puede suceder en este caso con el modelo lineal de segundo grado antes apuntado para el usuario.

La respuesta es afirmativa. Sí es posible hacer más pequeña la región de estabilidad del sistema introduciendo valores muy elevados de rigidez k_h , superiores a un millón de N/m para el ejemplo de interfaz del apartado anterior. Obser-

vando los valores de la Tabla 4.7, en donde se proponían como mucho 568 N/m para la rigidez del usuario, imaginar que se pueda alcanzar dicha situación cuando un usuario manipula el interfaz parece poco razonable. Sin embargo, como el estudio de pasividad garantiza la estabilidad para cualquier impedancia, sí que tiene en cuenta esta eventualidad.

Con el presente apartado, se pretende mostrar que la condición de pasividad es demasiado restrictiva. La región de estabilidad real del sistema se parece más a la que se obtiene con el estudio de estabilidad sin usuario, tomando esta región como la más desfavorable de cara a la estabilidad del sistema.

4.6 CONCLUSIONES

Se ha empleado el método de Routh-Hurwitz para el estudio teórico de la estabilidad de un sistema háptico de un grado de libertad discreto sin influencia del usuario. Este estudio garantiza, por ejemplo, la estabilidad del sistema cuando evoluciona libremente por acción del propio peso.

El procedimiento empleado se puede aplicar a otras posibles. La expresión teórica del sistema, sin influencia del usuario, se ha confirmado mediante ensayos experimentales.

Gracias a esta expresión teórica, se han enumerado la influencia en la estabilidad de los distintos parámetros del sistema: rigidez virtual, amortiguamiento físico y virtual, masa y periodo de muestreo. En concreto:

- La rigidez virtual K no puede hacerse arbitrariamente tan grande como se desee. Su valor está limitado tanto por la estabilidad del sistema como por la capacidad del propio hardware.
- El amortiguamiento, físico o virtual, es esencial para la estabilidad del sistema y siempre debe existir al menos una pequeña cantidad.
- Cuanto mayor sea el amortiguamiento físico b , mayor es el rango estable de rigideces virtuales implementables.
- El amortiguamiento virtual B , si no es muy grande, contribuye a la estabilidad del sistema en el mismo sentido y con la misma proporción que el amortiguamiento físico b .
- Cuanto menor es el periodo de muestreo T , mayor es el rango de rigideces virtuales implementables.
- La masa del interfaz háptico m no influye en la práctica en la estabilidad del sistema. Es decir, hace más grande la región de estabilidad en una zona que no se usa en la práctica.

Cuando el escenario virtual puede moverse de acuerdo con unas ecuaciones de movimiento, el sistema es más estable que si el contacto se produce con un objeto fijo. Por tanto, se toma este último caso como la situación más desfavorable de cara a la estabilidad del sistema. Se puede concluir que, si el objeto virtual se mueve de acuerdo con una masa virtual determinada, suficientemente pequeña, es posible aumentar su valor de rigidez virtual sin comprometer la estabilidad del sistema.

Respecto a la impedancia mecánica del usuario hay que afirmar que afecta a la estabilidad del sistema. El estudio realizado con varios modelos de usuario propuestos en la bibliografía muestra que la región de estabilidad del sistema aumenta. Se sugiere por tanto, implementar en el sistema aquellos parámetros que garantizan la estabilidad en ausencia de usuario, tomando el caso de sistema sin usuario como el más desfavorable de cara a la estabilidad.

4.7 REFERENCIAS

- Aström K. J. y Hägglund T., *PID Controllers: Theory, Design, and Tuning*, Research Triangle Park, North Carolina, Instrument Society of America, cap. 2, pp. 37-38, 1995.
- Brown, M., "A Theoretical and Experimental Investigation into Factors Affecting the Z-Width of a Haptic Display", Tesis Doctoral, Northwestern University, 1995.
- Brown J. M. y Colgate J. E., "Passive Implementation of Multibody Simulations for Haptic Display", *Proceedings of the 1997 ASME International Mechanical Engineering Congress and Exhibition*, vol. DSC-61, pp. 85-92, 1997.
- Colgate J. E. y Schenkel G. G., "Passivity of a Class of Sampled-Data Systems: Application to Haptic Interfaces". *Journal of Robotic Systems*, vol. 14, no. 1, pp. 37-47, 1997.
- Colgate J. E. y Brown J. M., "Factors Affecting the Z-Width of a Haptic Display", *Proceedings of the IEEE 1994 International Conference on Robotics and Automation*, vol. 4, pp. 3205-10, San Diego, CA, Mayo, 1997.

- Daniel R. W. y McAree P. R., "Fundamental Limits of Performance for Force Reflecting Teleoperation", *The International Journal of Robotics Research*, vol. 17, no. 8, pp. 811-830, Agosto, 1998.
- Flemmer H., Eriksson B. y Wikander J., "Control Design and Stability Analysis of a Surgical Teleoperator", *Mechatronics*, no. 9, pp. 843-866, Septiembre, 1999.
- Hannaford J. A. y Adams R. J., "Stable Haptic Interaction with Virtual Environments". *IEEE Transactions on Robotics and Automation*, vol. 15, no. 3, pp. 465-474, Junio, 1999.
- Hogan N., "Controlling Impedance at the Man/Machine Interface", *Proceedings of the 1989 IEEE International Conference on Robotics and Automation*, Scottsdale, AZ, vol. 3, pp. 1626-1631, Mayo, 1989.
- Kazerooni H., Tsay T. y Hollerbach K., "A Controller Design Framework for Telerobotic Systems", *IEEE Transactions on Control Systems Technology*, vol. 1, no. 1, pp. 50-62, Marzo, 1993.
- Lawrence D. A., "Stability and Transparency in Bilateral Teleoperation", *IEEE Transactions on Robotics and Automation*, vol. 9, no. 5, pp. 624-637, Octubre 1993.
- Lee S. y Sung Lee H., "Modeling, Design, and Evaluation of Advanced Teleoperator Control Systems with Short Time Delay", *IEEE Transactions on Robotics and Automation*, vol. 9, no. 5, pp. 607-623, Octubre, 1993.
- Ogata K., *Ingeniería de Control Moderna*, 2ª Ed., Prentice-Hall Hispanoamericana S.A., cap. 4, pág. 305, 1993.
- Ogata K., *Sistemas de Control en Tiempo Discreto*, 2ª Ed., Prentice-Hall Hispanoamericana S.A., cap. 4, pág. 191, 1996.
- Phillips, C. L. y Nagle, H. T., *Digital Control System Analysis and Design*, 3ª Ed., Prentice Hall International, Inc., Englewood Cliffs, New Jersey, 1995.

- Rubio, A., Avello, A. y Flórez, J., "On the use of Virtual Springs to Avoid Singularities and Workspace Boundaries in Force-Feedback Teleoperation", *Proceedings of the 2000 IEEE International Conference on Robotics & Automation*, pp. 2690-2695, San Francisco, Abril, 2000.
- Thompson II, T. V., Nelson, D.D., Cohen, E. y Hollerbach, J.M., "Maneuverable NURBS Models Within a Haptic Virtual Environment" *Proceedings of the 1997 ASME International Mechanical Engineering Congress and Exhibition*, DSC-Vol. 61, Dallas, pp. 37-44, Noviembre, 1997.
- Yokokohji Y. y Yoshikawa T., "Bilateral Control of Master-Slave Manipulators for Ideal Kinesthetic Coupling. Formulation and Experiment", *IEEE Transactions on Robotics and Automation*, vol. 10, no. 5, pp. 605-619, Octubre, 1994.

CAPÍTULO 5

MÉTODO PARA LA DISMINUCIÓN DE LA INERCIA DEL INTERFAZ

Se dice que un interfaz háptico es perfectamente transparente cuando es capaz de emular cualquier tipo de escenario: desde el espacio libre, hasta un obstáculo de rigidez infinita, Lawrence (1993 y 1996). Para lograrlo, idealmente la inercia del interfaz debería ser nula y su rigidez mecánica infinita. Evidentemente, cuanto mayor sea el espacio de trabajo del interfaz háptico, más difícil es conseguir que cumpla estos requisitos.

La aplicación para la que ha sido desarrollado el interfaz LHIFAM requiere un espacio de trabajo grande. La inercia de este dispositivo en su traslación en el eje X , Tabla 1.3, resulta bastante elevada.

En el presente capítulo se describe un método que permite reducir la inercia aparente del interfaz, utilizando la información de la fuerza del usuario. Para ello, es necesario incluir un sensor de fuerza; elemento poco habitual en los dispositivos de impedancia, ya que sólo suelen contar con la información de posición del usuario.

En este capítulo, como en el anterior, se aborda el estudio del dispositivo teniendo en cuenta que es un sistema muestreado. Precisamente el hecho de que el sistema sea muestreado hace que existan inestabilidades.

5.1 DESCRIPCIÓN DEL MÉTODO

Para disminuir la inercia del dispositivo, la estrategia que se propone es medir la fuerza ejercida por el usuario, amplificarla y ordenar a los motores que le ayuden en la misma dirección. Los experimentos muestran que si se amplifica mucho la fuerza del usuario, el sistema se vuelve inestable.

En los siguientes apartados se pretende averiguar dónde se encuentra el límite de estabilidad teórico en función de las características del dispositivo, es decir, cuál es la disminución de inercia máxima que se puede realizar sin comprometer la seguridad del usuario.

5.1.1 Estudio del modelo continuo

El método de disminución de inercia, de enunciado tan sencillo, introduce una serie de variaciones en el sistema que es preciso estudiar de forma detallada. En este apartado, se muestran las consecuencias del método en el modelo continuo del sistema. Este modelo se presenta en la Figura 5.1.

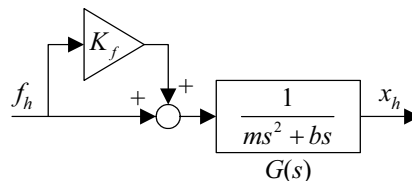


Figura 5.1 Modelo continuo del método de disminución de inercia

Este esquema sólo puede ser cierto si se cumple a la vez que: el usuario introduce fuerzas sin modificar la dinámica del interfaz, y la fuerza del usuario puede ser medida y amplificada de forma continua y sin retrasos. El dispositivo posee una masa m y un amortiguamiento b . La fuerza del usuario es amplificada K_f veces.

Como la fuerza que mueve el dispositivo es $1+K_f$ veces mayor, la inercia que siente el usuario que posee el interfaz se ve disminuida con este mismo factor. También el amortiguamiento aparente del dispositivo se ve disminuido con el mismo factor. La función de transferencia que relaciona la fuerza ejercida por el usuario y el movimiento del dispositivo se muestra en la ecuación (5.1). Esta función de transferencia muestra cómo se disminuye la inercia con este algoritmo un factor $1+K_f$. El parámetro K_f se denominará, a partir de ahora, factor de disminución de inercia.

$$\frac{x_h}{f_h} = \frac{1}{\frac{m}{1+K_f}s^2 + \frac{b}{1+K_f}s} \quad (5.1)$$

Si se introduce la dinámica del usuario, como ya se ha señalado en el capítulo anterior, el nuevo diagrama de bloques del sistema aparece en la Figura 5.2. La función de transferencia del usuario es $Z_h(s)$.

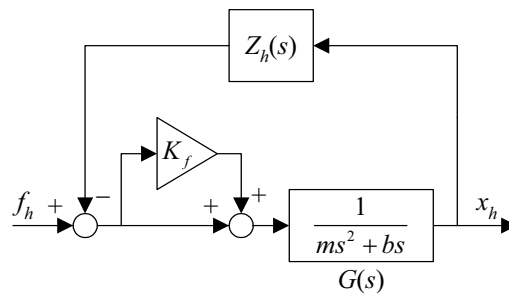


Figura 5.2 Diagrama de bloques con usuario

A pesar de la influencia del usuario, el método descrito sigue siendo válido. En la ecuación (5.2) se observa cómo queda la función de transferencia que relaciona el movimiento del dispositivo y la fuerza del usuario, empleando un modelo lineal de segundo grado para modelizar al usuario.

$$\frac{x_h}{f_h} = \frac{1}{\left(\frac{m}{1+K_f} + m_h\right)s^2 + \left(\frac{b}{1+K_f} + b_h\right)s + k_h} \quad (5.2)$$

En este caso la inercia del interfaz también se puede disminuir tanto como se desee –no hay un límite para el factor K_f –. Esta disminución sólo afecta a la masa y amortiguamiento del dispositivo; las características del usuario permanecen inalteradas.

5.1.2 Estudio de los modelos muestreados

El método de disminución de inercia propuesto se puede integrar de forma analógica; sin embargo, lo habitual será realizar una lectura analógica de la fuerza del usuario a través de un transductor y procesarla con un computador. Por tanto, en este apartado se aborda el estudio del método propuesto cuando se produce el muestreo de la señal de fuerza.

La lectura del sensor de fuerza puede llevar incluidos distintos elementos. En la Figura 5.3 se muestra la opción más simple, a la que denominará en este

capítulo como sistema *tipo M*, de muestreado. En este caso sólo existe el muestreador, la ganancia de la amplificación y el retenedor.

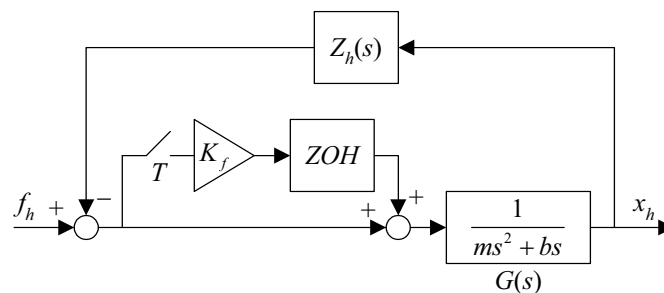


Figura 5.3 Sistema muestreado tipo M

La Figura 5.4 muestra el sistema *tipo F*, de filtrado, que incluye –además del muestreo de la señal la fuerza– la función de transferencia de un filtro anti-aliasing que habitualmente lleva incorporado el propio sensor de fuerza, previo a la lectura de la señal.

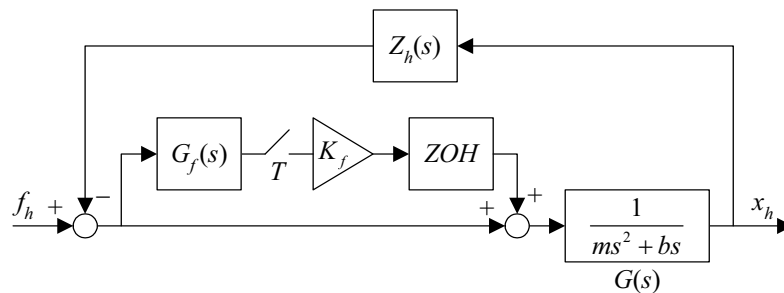


Figura 5.4 Sistema muestreado tipo F

En la Figura 5.5 se presenta el sistema *tipo R*, de retraso, que añade al primer sistema tipo M el retraso de un periodo de muestreo en la actuación de la fuerza amplificada.

Esta estrategia responde a la realidad de muchos sistemas, en los que se solicita una lectura analógica en un determinado instante y se espera hasta el periodo de muestreo siguiente para emplear dicha lectura. De esta forma, es posible asegurar en sistemas con periodos de muestreo muy pequeños que se ha completado la conversión analógico-digital de la señal.

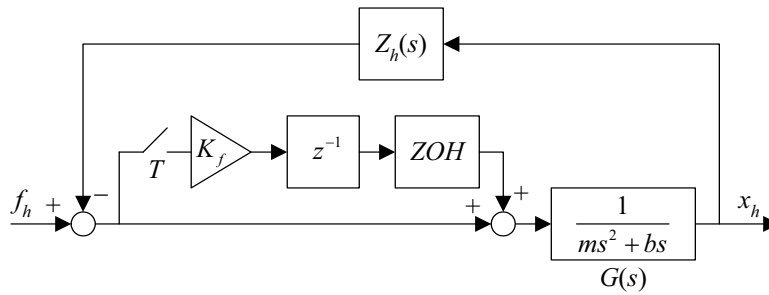


Figura 5.5 Sistema muestreado tipo R

Por último, en la Figura 5.6 se presenta el sistema *tipo FR* que incluye tanto el filtro anti-aliasing como el retraso de un periodo de muestreo.

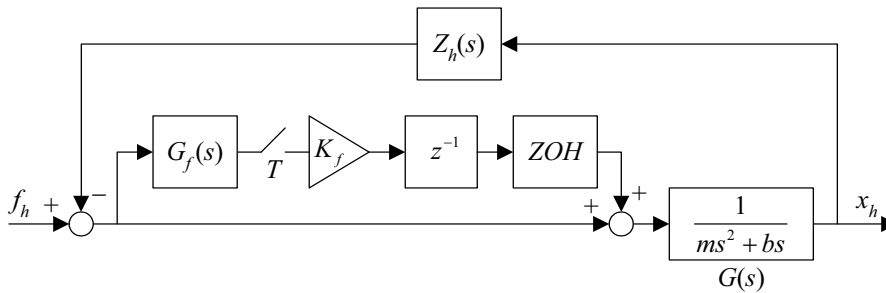


Figura 5.6 Sistema muestreado tipo FR

Se puede demostrar que la ecuación característica del sistema tipo FR es la que se muestra en la ecuación (5.3).

$$1 + K_f z^{-1} Z \left[ZOH \frac{GZ_h}{1 + GZ_h} G_f \right] = 0 \quad (5.3)$$

La ecuación característica del sistema tipo R es la ecuación (5.3) omitiendo la función de transferencia del filtro G_f . La ecuación característica del sistema tipo F también es la ecuación (5.3) omitiendo esta vez el término z^{-1} . Por último, para obtener la ecuación característica del sistema tipo M, hay que eliminar esos dos términos de la ecuación.

Empleando un modelo lineal de segundo grado para la dinámica del usuario, es posible calcular la siguiente función de transferencia, $N(s)$:

$$N(s) = \frac{GZ_h}{1 + GZ_h} = \frac{m_h s^2 + b_h s + k_h}{(m_h + m)s^2 + (b_h + b)s + k_h} \quad (5.4)$$

Con esta ecuación, se puede escribir la ecuación característica del sistema (5.3) de forma más compacta:

$$1 + K_f z^{-1} Z[ZOH N G_f] = 0 \quad (5.5)$$

Los parámetros m_h , b_h y k_h son respectivamente la masa, el amortiguamiento y la rigidez del usuario.

5.1.2.1 Cálculo del factor de disminución crítico

Analizando la ecuación característica del sistema (5.5), es posible determinar cuál es el factor crítico de disminución de inercia del dispositivo. En concreto, la ecuación (5.6) muestra el rango de valores de K_f estables del sistema.

$$K_f < M_G \{z^{-1} Z[ZOH N G_f]\} \quad (5.6)$$

Donde M_G es el margen de ganancia de la función de transferencia que se encuentra entre las llaves. Es interesante resolver esta expresión teórica general, para un dispositivo háptico real. Para este cálculo numérico se emplearán los valores que aparecen en la Tabla 5.1.

Parámetro	Sigla	Magnitud
Masa del usuario	m_h	2 kg
Amortiguamiento del usuario	b_h	2 Ns/m
Rigidez del usuario	k_h	10 N/m
Masa del dispositivo	m	5 kg
Amortiguamiento del dispositivo	b	0.8 Ns/m
Constante de tiempo del filtro	T_f	0.005 s
Periodo de muestreo	T	0.002 s

Tabla 5.1 Valores de los parámetros del LHifAM y el usuario

La masa y amortiguamiento del dispositivo corresponden a las del primer grado de libertad del LHifAM. Este primer grado de libertad, que es lineal, es también el que posee mayor inercia de todo el dispositivo. Para las características del usuario, se toman valores propuestos por Yokokohji (1994).

La constante de tiempo del filtro es la que señala el fabricante del sensor de fuerza embarcado en el LHifAM. Se trata de un transductor SI-40-2 Mini40 de ATI Industrial Automation⁸. La expresión para el filtro pasa-baja anti-aliasing es:

⁸ <http://www.ati-ia.com/>

$$G_f = \frac{1}{T_f s + 1} \quad (5.7)$$

Empleando todos estos valores, los valores críticos de la ganancia K_f para las tres opciones del método de disminución de inercia se presentan muestran en la Tabla 5.2.

De acuerdo con estos valores, con el sistema meramente muestreado, tipo M, es posible disminuir la inercia del dispositivo cuanto se desee, como ocurría con el modelo continuo del sistema.

Sistema	K_f crítica
Tipo M	∞
Tipo F	17.7320
Tipo R	3.5021
Tipo FR	10.6128

Tabla 5.2 Valores críticos para la ganancia de la fuerza en el LHIFAM

En cuanto al valor crítico del sistema con filtro, tipo F, parece razonable pensar que si el diseñador pudiera modificar el filtro G_f se conseguiría aumentar el margen de ganancia de la expresión (5.6), hacer más estable el sistema y aumentar el valor crítico del factor de disminución de inercia del dispositivo.

La introducción del retraso –sistema tipo R– es la opción más desfavorable desde el punto de vista de la estabilidad del sistema. En concreto, el valor crítico para K_f pasa de infinito a 3.5021 en el caso del LHIFAM.

Por último, observando el valor crítico del sistema tipo FR, parece razonable pensar que la inclusión de un filtro pasa-baja previo al muestreo de la señal de fuerza es beneficioso de cara a la estabilidad cuando existe retraso. En la tabla Tabla 5.3 se observa de forma numérica la variación del factor crítico de K_f modificando la constante de tiempo del filtro T_f .

T_f	K_f crítica tipo F	K_f crítica tipo FR
0.01	35.1159	19.3000
0.005	17.7320	10.6128
0.002	7.5731	5.5356
0.001	4.5947	4.0469
0.0001	3.4981	3.4981
0.00001	3.4979	3.4979
0	∞ (tipo M)	3.5021 (tipo R)

Tabla 5.3 Valores críticos para la ganancia de la fuerza en el LHIFAM

Cuando la constante de tiempo se anula, la señal ya no se filtra. Entonces, el sistema tipo F se transforma en el sistema tipo M; y el FR, en el tipo R. Observando los valores críticos de la Tabla 5.3 queda patente el efecto beneficioso del filtrado. Conforme más se filtra la señal de fuerza, mayor es el valor crítico de K_f para el sistema.

Sin embargo, existe una relación de compromiso que el diseñador debe tener en cuenta. Conforme más se filtra, menor es la fuerza que posteriormente se amplifica. En el caso extremo, filtrando completamente, la ganancia crítica sería infinita, pero se estaría amplificando una señal nula y, por tanto, no se disminuiría la inercia del dispositivo.

Los valores de la Tabla 5.3 refuerzan la afirmación anterior que decía que la situación más desfavorable, de cara a la estabilidad del sistema, es el caso tipo R. Es decir, considerar un retraso de un periodo de muestreo sin filtro anti-aliasing. Incluso el sistema tipo F, que no tiene retraso, tiende aproximadamente a esa situación en cuanto se introduce un valor muy pequeño de T_f .

También se puede afirmar que el sistema puramente muestreado, tipo M, es una situación ideal, pero irrealizable en la práctica.

5.1.2.2 Expresión teórica del factor de disminución crítico

Es interesante encontrar la expresión teórica para el valor máximo de disminución de la inercia del sistema tipo R, con retraso y sin filtro; porque, como se ha indicado en el apartado anterior, esta es la situación más desfavorable desde el punto de vista de la estabilidad del sistema con compensación de inercia.

Para ello, se debe calcular el margen de ganancia que se plantea en la ecuación (5.6). Una forma de hacerlo es representar el diagrama de Bode de la función de transferencia que se muestra en la expresión (5.8).

$$z^{-1}Z[ZOH N] \quad (5.8)$$

Para frecuencias sensiblemente inferiores a la frecuencia de muestreo, el diagrama de Bode de una función de transferencia muestreada se puede aproximar al de la función de transferencia continua equivalente. En este caso, la función de transferencia continua equivalente se muestra en la expresión (5.9).

$$e^{-Ts} \frac{m_h s^2 + b_h s + k_h}{(m_h + m)s^2 + (b_h + b)s + k_h} \quad (5.9)$$

La función exponencial, equivalente a un retraso de un periodo de muestreo, no añade ninguna ganancia al diagrama de Bode de la expresión racional. En cuanto a esta última expresión racional, para bajas frecuencias los factores que tienen más peso en la ganancia son las rigideces del usuario. Por tanto, para

bajas frecuencias el diagrama de Bode tiende a una ganancia igual a la unidad, es decir, cero en decibelios.

Para altas frecuencias los factores con más peso de la parte racional de la ecuación (5.9) son las masas del usuario y del dispositivo. La ganancia del sistema tiende a un valor constante igual a la relación (5.10). Esta ganancia es inferior a la unidad, por lo que será un número negativo en decibelios.

$$\frac{m_h}{m_h + m} \quad (5.10)$$

El margen de ganancia se medirá precisamente en una frecuencia elevada. La parte racional de la función de transferencia (5.9) posee dos polos y dos ceros. Por tanto, las fases de su diagrama de Bode comenzarán y acabarán en 0° . El retraso que multiplica dicha expresión introduce una caída en el diagrama de fases proporcional a la frecuencia y al periodo de muestreo. Por tanto, la fase del sistema tomará el valor de -180° aproximadamente en la frecuencia de Nyquist. Ésta será la frecuencia de cruce de fases de la expresión (5.11).

$$\omega_{cf} = \frac{\pi}{T} \quad (5.11)$$

Para esa frecuencia, tan elevada, la ganancia del sistema es aproximadamente la ganancia de altas frecuencias de la expresión (5.10). El margen de ganancia, por tanto, será la inversa de dicho valor, que equivale a cambiar el signo en decibelios. Por tanto, se pueden tomar como buenas las aproximaciones sucesivas de la ecuación (5.12).

$$M_G \{z^{-1}Z[ZOH N]\} \approx M_G \left\{ e^{-Ts} \frac{m_h s^2 + b_h s + k_h}{(m_h + m)s^2 + (b_h + b)s + k_h} \right\} \approx \frac{m_h + m}{m_h} \quad (5.12)$$

En definitiva, la expresión teórica a la que se quería llegar se muestra en la ecuación (5.13). Este es el rango mínimo de valores estables para la ganancia K_f de la fuerza.

$$K_f < 1 + \frac{m}{m_h} \quad (5.13)$$

Aplicando esta ecuación, el límite del factor de disminución de la inercia para el LHfAM resulta ser de 3.5. Este valor es muy similar al valor exacto, mostrado anteriormente en la Tabla 5.2, de 3.5021. Este hecho ratifica la validez de la expresión teórica aproximada (5.13) para el cálculo del factor crítico mínimo K_f del sistema.

5.1.2.3 Discusión de los resultados

Gracias a la expresión teórica (5.13) es posible afirmar que, aun en el peor de los casos es posible asignar el valor de la unidad a la ganancia K_f y, por tanto, disminuir la inercia del dispositivo a la mitad.

También es importante señalar que el umbral de la estabilidad depende sensiblemente de la masa del usuario que interviene en la manipulación del dispositivo. El valor de esta masa puede variar mucho, incluso para un mismo usuario, a lo largo de una simulación háptica.

Este punto constituye una diferencia sustancial con el estudio teórico del capítulo 4. En este capítulo, se obtenía una región finita de estabilidad sin usuario y la inclusión del éste mejoraba la estabilidad del sistema, aumentando el tamaño de dicha región. Ahora ocurre lo contrario: sin tener en cuenta el usuario no existe ningún límite para el valor de la ganancia K_f , y cuando éste se incluye empeora la estabilidad del sistema.

Otro hecho que hay que tener en cuenta, observando la expresión (5.11), es que, si se implementa en el sistema un valor elevado de K_f , dentro del rango de estabilidad pero cercano al valor crítico, se pueden estar excitando modos de vibración del dispositivo a elevadas frecuencias, que no han tenido en cuenta en el sencillo modelo de masa y amortiguamiento para el interfaz háptico. Este hecho sugiere un análisis más exhaustivo del sistema, modelizando de alguna manera los modos de vibración del sistema.

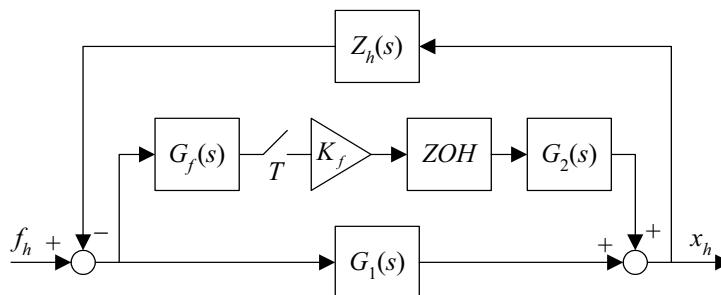


Figura 5.7 Sistema con motores actuando en un lugar diferente del usuario

En la estabilidad del sistema influyen otros factores, que no se han tenido en cuenta, como son la colocación de los motores y el sensor de fuerza dentro del interfaz. En los cuatro tipos del sistema muestreado, la fuerza que debe introducir el motor después de ser medida y amplificada se asume que está aplicada en el mismo lugar que la introduce el usuario. Esto no es lo habitual en los interfaces hápticos. Es más riguroso suponer dos funciones de transferencia dis-

tintas, G_1 y G_2 . Sobre la primera actuará la fuerza del usuario y sobre la segunda la fuerza de los motores, como se muestra en la Figura 5.7.

Las limitaciones del presente estudio teórico sugieren varias líneas de investigación que continúen la presente tesis. En el capítulo 6 se encuentran enunciadas algunas de ellas.

5.2 INFLUENCIA DEL MÉTODO EN LA RIGIDEZ VIRTUAL

La disminución de la inercia del sistema resulta muy útil durante el movimiento libre del usuario, cuando éste no toca ningún objeto virtual. Sin embargo, el método puede influir en la percepción de los objetos virtuales. En este apartado se estudia la influencia de la disminución de inercia en el modelo de contacto más sencillo, es decir, el puramente elástico, proporcional a la penetración en el objeto.

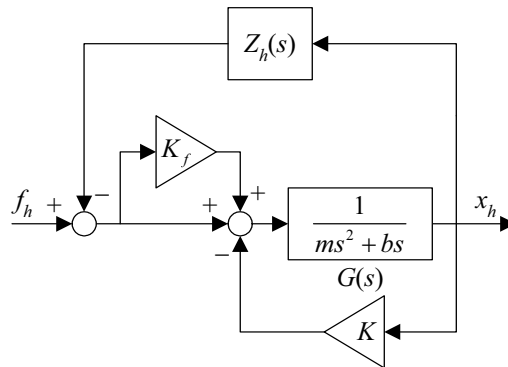


Figura 5.8 Diagrama de bloques con disminución de inercia y pared rígida

Operando el modelo continuo del sistema mostrado en la Figura 5.8 se puede obtener la función de transferencia (5.14), si se emplea un modelo lineal de segundo grado para el usuario.

$$\frac{x_h}{f_h} = \frac{1}{\left(\frac{m}{1+K_f} + m_h\right)s^2 + \left(\frac{b}{1+K_f} + b_h\right)s + \frac{K}{1+K_f} + k_h} \quad (5.14)$$

El método de disminución de inercia hace que el usuario perciba los objetos con una rigidez inferior a la implementada en el modelo de fuerza de contacto. La solución inmediata a esta degradación en la rigidez de los objetos es aumentar automáticamente $1+K_f$ veces la rigidez del modelo, en la dirección cuya

inercia se encuentre compensada. De esta forma, la rigidez sentida es uniforme e igual a la implementada.

La pregunta que se plantea ahora es cómo se ve modificado el valor crítico de la rigidez del modelo elástico, cuando se introduce el método de disminución de inercia. Si la rigidez K implementada para los objetos virtuales se encuentra cerca del valor crítico, no será posible incrementarla automáticamente $1+K_f$ veces. También en esta ocasión, el valor crítico para la rigidez K del escenario dependerá si la estrategia de disminución de inercia posee filtro anti-aliasing, retraso o no.

En la Figura 5.9 se muestra el sistema muestreado tipo FR, el más genérico, del que se pueden obtener los otros tres.

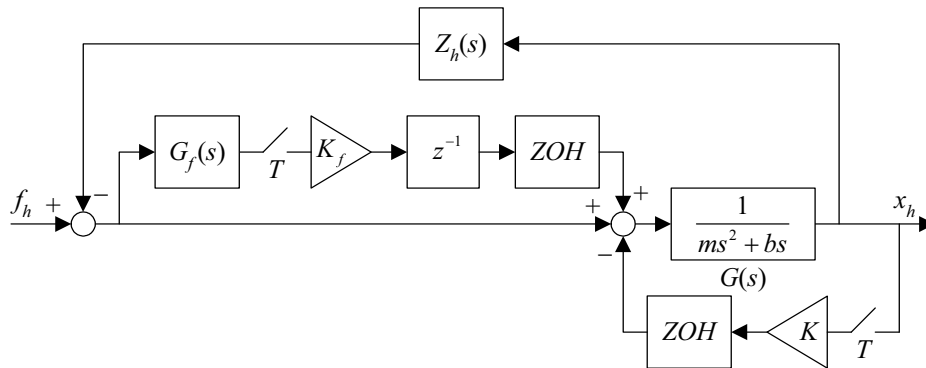


Figura 5.9 Sistema muestreado tipo FR con escenario rígido

La ecuación característica del sistema muestreado de la Figura 5.9 se recoge en la ecuación (5.15).

$$1 + K_f z^{-1} Z \left[ZOH \frac{G Z_h}{1 + G Z_h} G_f \right] + K Z \left[ZOH \frac{G}{1 + G Z_h} \right] = 0 \quad (5.15)$$

Empleando un modelo lineal de segundo grado para el usuario, puede encontrarse la siguiente expresión $H(s)$:

$$H(s) = \frac{G}{1 + G Z_h} = \frac{1}{(m_h + m)s^2 + (b_h + b)s + k_h} \quad (5.16)$$

Sustituyendo $H(s)$ y $N(s)$, la ecuación característica (5.15) queda:

$$1 + K_f z^{-1} Z [ZOH N G_f] + K Z [ZOH H] = 0 \quad (5.17)$$

Se puede demostrar que, manipulando la ecuación (5.17), los valores estables para la rigidez virtual K del sistema se encuentran dentro del rango que señala la inecuación (5.18).

$$K < M_G \left\{ \frac{Z[ZOH H]}{1 + K_f z^{-1} Z[ZOH N G_f]} \right\} \quad (5.18)$$

Si no se incluyera el método de disminución de inercia, la rigidez crítica del sistema sería vendría dada por la expresión (5.19). Con disminución de inercia, la nueva rigidez crítica del sistema se muestra en la expresión (5.20).

$$K_{CR} = M_G \{ Z[ZOH H] \} \quad (5.19)$$

$$K'_{CR} = M_G \left\{ \frac{Z[ZOH H]}{1 + K_f z^{-1} Z[ZOH N G_f]} \right\} \quad (5.20)$$

Es posible resolver de forma numérica el valor del margen de ganancia de la expresión (5.20) y calcular la nueva rigidez crítica del dispositivo en función de la ganancia K_f del método de disminución de inercia. Para ello, se vuelven a emplear los valores recogidos en la Tabla 5.1. En la Figura 5.10 muestran los resultados numéricos de los cuatro tipos de sistema muestreado hasta el valor crítico teórico mínimo K_f del LHifAM, obtenido mediante la ecuación (5.13).

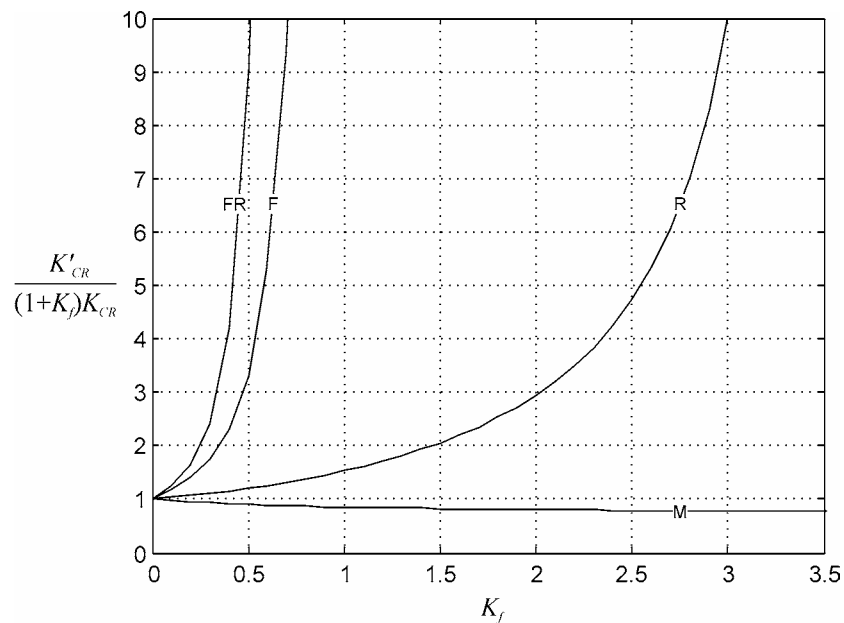


Figura 5.10 Incremento de la rigidez virtual crítica con la ganancia de fuerzas

La Figura 5.10 nuestra, en lugar del valor numérico de la nueva rigidez crítica, el valor adimensional que se obtiene dividiéndolo por la rigidez crítica del sistema sin disminución de inercia K_{CR} multiplicada por el factor $1+K_f$. Este valor adimensional da una idea del “incremento aparente” de la estabilidad del sistema en función de K_f . Si este valor adimensional fuera constante e igual a la unidad, la rigidez crítica de los objetos virtuales aumentaría justamente lo necesario para poder cancelar de forma automática la degradación en la rigidez del contacto cuando se introduce la disminución de inercia.

Se observa que el sistema muestreado tipo M, que no poseía ninguna limitación teórica para el valor de K_f , posee una seria desventaja: no permite implementar objetos igual de rígidos que sin incluir el método de disminución de inercia. Sorprendentemente, en el resto de los modelos, la rigidez del escenario se puede aumentar enormemente en un rango amplio de valores del factor K_f . En la Figura 5.11 se muestra el valor adimensional de incremento aparente de la rigidez crítica de los objetos virtuales, que se alcanza en estos tres tipos de sistema muestreado.

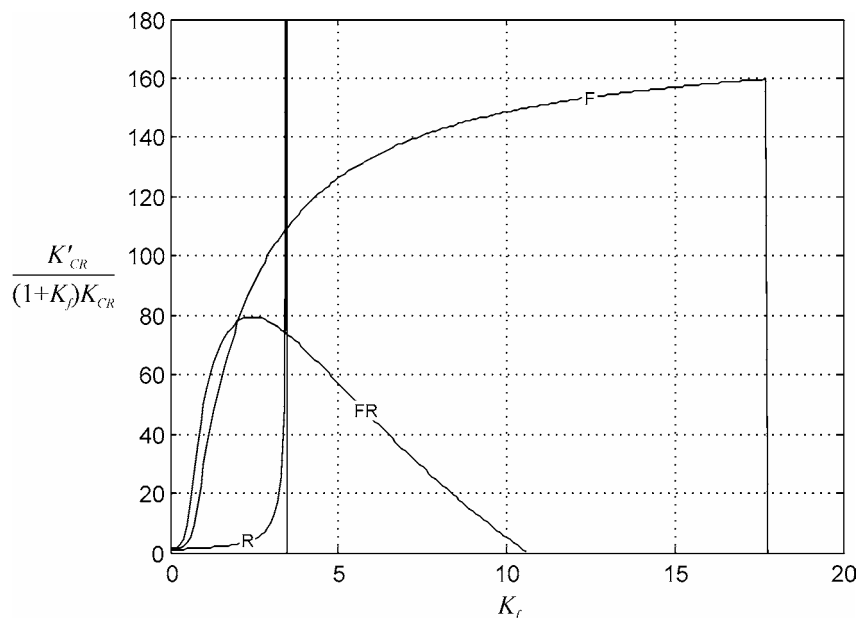


Figura 5.11 Incremento de la rigidez virtual crítica con la ganancia de fuerzas

Como era de esperar, se observa que, para cada tipo de sistema, sólo existen valores adimensionales hasta sus correspondientes valores críticos de K_f que se apuntaron en la Tabla 5.2: 17.7320 para el tipo F, 10.6128 para el tipo FR y 3.5021 para el tipo R.

Los sistemas muestreados tipo F y tipo R terminan en la ganancia crítica de fuerzas K_f de forma abrupta. Una ampliación de la Figura 5.11 mostraría cómo, al final de las dos curvas, existe una recta de elevada pendiente, casi vertical. También es posible observar este cambio brusco, aplicando el criterio de Routh-Hurwitz a la ecuación característica (5.17), después de una transformación bilineal. Con este criterio se observaría cómo, para que no existan cambios de signo en los términos de la columna de Routh-Hurwitz, en un amplio rango de valores de K_f la condición más restrictiva la impondría uno de términos de dicha columna –la parte curva de la gráfica– y en un rango de valores de K_f muy pequeño la condición más restrictiva la daría un término distinto de la columna –la parte recta de elevada pendiente de la gráfica–.

El hecho de que con el método de disminución de inercia se pueda aumentar de forma considerable la rigidez de los objetos virtuales, nada evidente por otro lado, hay que tomarlo con cautela. Como se ha mencionado en el apartado anterior, con elevadas ganancias de fuerza se pueden excitar modos de vibración naturales del interfaz y desestabilizar el sistema. Además, es poco recomendable implementar rigideces virtuales que sean inestables en caso de que se interrumpa, por cualquier motivo, la disminución de inercia del interfaz. Esto puede ocurrir, por ejemplo, si el sensor de fuerza se estropea y ofrece una lectura nula.

5.3 CONCLUSIONES

Se ha descrito en este capítulo un método válido para disminuir la inercia aparente de un interfaz háptico. Para ello se emplea la información de un sensor de fuerza que habrá que incluir en el sistema ya que no es habitual que lo posean los interfaces hápticos de impedancia.

Se han encontrado los valores críticos de la ganancia de fuerzas K_f de la estrategia para el LHfAM y, por tanto, un límite para dicha disminución de inercia de dicho interfaz. El procedimiento es extensible a cualquier otro interfaz. Resulta especialmente interesante es la expresión teórica (5.13), que se puede considerar como la situación más desfavorable del método de disminución de inercia para la estabilidad del sistema. Se recomienda ajustar la ganancia K_f del método de disminución de inercia situándolo en un valor cercano el que propone esta expresión.

Se ha analizado la influencia del método de disminución de inercia en la rigidez virtual crítica de los objetos que se simulen. La inclusión del método permite implementar objetos virtuales más rígidos, aunque se recomienda no hacerlo por encima del factor $1+K_f$, que es el que justamente corrige la degradación percibida por el usuario en la rigidez del objeto.

5.4 REFERENCIAS

- Aström K. J. y Hägglund T., *PID Controllers: Theory, Design, and Tuning*, Research Triangle Park, North Carolina, Instrument Society of America, cap. 2, pp. 37-38, 1995.
- Lawrence, D. A., "Stability and Transparency in Bilateral Teleoperation", *IEEE Transactions on Robotic and Automation*, vol. 9, n° 5, pp. 624-637, Octubre, 1993.
- Lawrence, D. A., Pao, L. Y., Salada, M. A. y Dougherty, "Quantitative Experimental Analysis of Transparency and Stability in Haptic Interfaces", *Proceedings of the 1996 ASME International Mechanical Engineering Congress and Exhibition*, DSC-Vol. 58, pp. 441-449, 1996.
- Yokokohji Y. y Yoshikawa T., "Bilateral Control of Master-Slave Manipulators for Ideal Kinesthetic Coupling. Formulation and Experiment", *IEEE Transactions on Robotics and Automation*, vol. 10, no. 5, pp. 605-619, Octubre, 1994.

CAPÍTULO 6

CONCLUSIONES Y FUTURAS LÍNEAS DE INVESTIGACIÓN

El objetivo de la presente tesis ha sido profundizar en el estudio y control de los dispositivos hápticos de impedancia, y en particular, de aquellos que poseen un gran espacio de trabajo. Este tipo de interfaces presenta una problemática añadida, que es su elevada inercia.

En los siguientes apartados se enumeran las principales aportaciones, resultados y conclusiones que se han obtenido durante el desarrollo de la tesis. También se proponen futuras líneas de investigación que pueden completar los estudios realizados.

6.1 PRINCIPALES APORTACIONES

Las aportaciones más importantes de la presente tesis son, en el área del cálculo de la fuerza de contacto:

- Desarrollo de un algoritmo para el cálculo de la penetración y normal de contacto, que la herramienta virtual produce en el escenario. Estos parámetros son necesarios para determinar la fuerza de contacto, a través de los diversos modelos de impedancia.

La metodología toma como punto de partida la lista de los polígonos o facetas, tanto del escenario como la herramienta, que se encuentran en colisión. Sólo puede aplicarse este método en aquellos casos en que la superficie exterior de los objetos virtuales se encuentre descompuesta en polígonos.

Tanto el punto de partida como la propia descomposición en facetas, imponen una serie de limitaciones que se han identificado como errores en el cálculo de la normal y penetración. Estos errores pueden provocar cambios apreciables en la fuerza de contacto, y justifican un posterior estudio para lograr transiciones suaves.

- Desarrollo de un método para el tratamiento de la información de contacto –penetración y normal– en el algoritmo de control. Esta metodología es crucial en los sistemas con arquitectura de doble lazo e influyen directamente en la sensación táctil final.

La metodología trata de eliminar el retraso debido a las comunicaciones entre los ordenadores. También incluye una transición a lo largo de varios periodos de muestreo para suavizar posibles cambios bruscos en la fuerza de contacto.

- Descripción de un método para el cálculo de la dirección tangente de contacto, contraria al deslizamiento sobre la superficie virtual. Este vector se emplea para la inclusión de la fuerza de rozamiento en la exploración háptica.

El método descrito emplea el doble producto vectorial y presenta ventajas frente a otros métodos de ortogonalización. Es más robusto ante fallos en el cálculo de la dirección y, por tanto, hace que el sistema sea más seguro.

- Implementación satisfactoria de los algoritmos mencionados en los puntos anteriores, en dos dispositivos hápticos; uno que emplea como interfaz el PHANToM y otro el LHIFAM.

Los escenarios virtuales empleados en los ensayos poseen de millones de facetas y representan los componentes de un motor de avión. Durante la exploración se han realizado diversas tareas de mantenimiento y montaje.

En el área del estudio de estabilidad del sistema:

- Desarrollo de un estudio teórico exhaustivo para determinar las condiciones que garantizan la estabilidad de dispositivo háptico. Este estudio resulta interesante para el desarrollo de interfaces hápticos, así como para la correcta elección de los parámetros del modelo de fuerza de contacto que se deseen implementar, sin comprometer la seguridad del usuario.

El estudio de estabilidad aborda el problema de un único grado de libertad muestreado, sin usuario, con el criterio de Routh-Hurwitz. Las condiciones obtenidas se han particularizado para los dos interfaces hápticos disponibles, el PHANTOM y el LHIFAM, que poseen espacios de trabajo muy dispares.

Es posible emplear la representación gráfica de las regiones de estabilidad de los dispositivos para comparar las rigideces virtuales que se podrían alcanzar con cada uno de ellos. También es posible observar gráficamente la relación que existe entre la región de estabilidad y la región límite de hardware del dispositivo.

- Análisis de la influencia de los elementos que integran el sistema en la estabilidad. Entre estos parámetros se encuentran, principalmente: el periodo de muestreo, la masa y viscosidad del interfaz, el método de diferenciación y el filtrado de la señal de velocidad.

Conocer cómo repercute en la estabilidad del sistema la variación de estos parámetros, resulta muy interesante para la correcta construcción de un interfaz háptico.

- Verificación del estudio teórico de estabilidad por medio de ensayos experimentales en un interfaz háptico.

La ganancia crítica del dispositivo se ha obtenido a través del ensayo del relé. Como el dispositivo evoluciona sin la intervención del usuario, el límite de estabilidad coincide con el estudio teórico realizado.

La disminución del periodo de muestreo y la inclusión de amortiguamiento virtual consiguen aumentar los márgenes de estabilidad del dispositivo, tal como predice el estudio teórico.

- Análisis de la influencia del usuario en la estabilidad del sistema. Empleando un modelo lineal de segundo grado para caracterizar la dinámica del usuario, y usando valores razonables que se han propuesto en la bibliografía científica, es posible constatar gráficamente que la región de estabilidad siempre aumenta.

Este resultado se ha comparado con los estudios del sistema desde el punto de vista de la pasividad. Gracias a él, se puede considerar que, en los dispositivos de impedancia, el caso más desfavorable para la estabilidad del sistema es que el usuario no agarre el interfaz.

- Análisis de la influencia del movimiento del escenario en la estabilidad del sistema.

Se ha comprobado teóricamente que el caso más desfavorable para la estabilidad del sistema, son los objetos visuales inmóviles.

En el área de disminución de inercia del dispositivo háptico, para la mejora de la transparencia del sistema:

- Desarrollo de una estrategia para la disminución de la inercia aparente del interfaz háptico, empleando la información de un sensor de fuerza colocado en el extremo del interfaz.
- Implementación satisfactoria de la estrategia de disminución de inercia en un interfaz háptico de gran espacio de trabajo y elevada inercia en uno de sus grados de libertad. En concreto se ha disminuido más de cinco veces la inercia del primer grado de libertad lineal del LHI-fAM.
- Desarrollo de un estudio teórico para la obtención del factor crítico de disminución de la inercia del interfaz. Este estudio analiza varias posibles configuraciones del sistema muestreado.

Se ha encontrado una expresión teórica para la situación más adversa de cara a la estabilidad. Es recomendable emplear esta expresión para ajustar de forma adecuada los parámetros que intervienen en la estrategia de disminución de inercia.

- Análisis de la influencia de la estrategia de disminución de inercia en la rigidez crítica de los objetos virtuales. Se muestra cómo es posible implementar objetos más rígidos introduciendo dicha estrategia.

Sin embargo, es recomendable aumentar la rigidez virtual de los objetos sólo lo necesario para compensar la degradación, que aparece en dicha rigidez, al ayudar al usuario en su movimiento.

6.2 FUTURAS LÍNEAS DE INVESTIGACIÓN

Los estudios que se han presentado en la presente tesis no agotan, en absoluto, las posibilidades que la ingeniería de control puede aportar en el diseño de dispositivos hápticos.

Como futuras líneas de investigación, se proponen en el área del cálculo de la fuerza de contacto:

- Desarrollo e implementación de un modelo de contacto que incluya no sólo la fuerza resultante sino también el par que se debe restituir en función de las facetas tocadas del escenario virtual.

Cuando la simulación háptica involucra objetos tridimensionales, el hecho de que no se puedan restituir pares constituye una seria limitación del sistema. La inclusión de pares mejoraría sustancialmente las prestaciones del dispositivo háptico desarrollado.

- Desarrollo de un modelo de fuerza de contacto que incluya la información del sensor de fuerza incorporado al extremo del interfaz.

Actualmente es un terreno apenas estudiado en la bibliografía científica, pero parece razonable que se pueda emplear la información de la fuerza del usuario para el cálculo de la fuerza de restitución del escenario cuando existe contacto.

En el área del estudio de estabilidad del sistema:

- Estudio teórico de la estabilidad del sistema con varios grados de libertad acoplados, así como su validación experimental.

El actual estudio teórico sólo contempla un único grado de libertad muestreado, por lo que los resultados sólo son aplicables en aquellos grados de libertad del interfaz que estén desacoplados del resto.

- Análisis más exhaustivo de la influencia del usuario en la estabilidad del sistema. Medida, con ensayos experimentales, del aumento de la estabilidad cuando el usuario agarra el interfaz.

También se propone incluir en el estudio teórico modelos más sofisticados que el empleado, lineal de segundo orden con coeficientes constantes.

En el área de disminución de inercia del dispositivo háptico y mejora de su transparencia:

- Desarrollo e inclusión de un modelo matemático del sistema de transmisión en el estudio de estabilidad desarrollado.

El comportamiento de la actual transmisión por cable del dispositivo es casi ideal. Sin embargo, en el caso de la guía lineal, resulta relativamente sencillo que vibre.

Este estudio resulta especialmente conveniente en caso de utilizar el método de disminución de inercia. Las pequeñas vibraciones de la guía lineal se detectan en el sensor de fuerza, y son amplificadas en la misma proporción que la ayuda que se desea introducir.

- Análisis de la influencia de la colocación del sensor de fuerza en el extremo del interfaz. La colocación del sensor de fuerza influye en el

factor crítico de disminución de la inercia del interfaz. En concreto, el estudio teórico supone que la fuerza de los motores y el usuario actúan en el mismo punto.

Sin embargo, como se ha indicado en el punto anterior, la transmisión por cable traslada el par de los motores a los ejes del mecanismo. Además, desde un eje del mecanismo hasta el extremo del interfaz, donde se encuentra el sensor de fuerza, existe una distancia apreciable. Si las barras del mecanismo se suponen infinitamente rígidas, el estudio teórico apuntado es válido. Sin embargo los modos de vibración del mecanismo no son despreciables cuando se introduce el método de disminución de inercia.

- Desarrollo de un método de compensación de rozamiento estático. Una elevada inercia degrada la transparencia del dispositivo, pero también existen otros fenómenos susceptibles de ser mejorados, como es el rozamiento estático.

El uso de una transmisión por cable hace que el rozamiento estático sólo sea apreciable en el grado de libertad de la guía lineal del LHI-fAM.

Otros campos, no explorados en la presente tesis:

- Realización de estudio cualitativo, con varios usuarios, de la sensación de rigidez percibida. Estimación del tiempo medio que necesita un usuario inexperto en manipular un dispositivo háptico.

APÉNDICE A

CÓDIGO DE MATLAB

A.1 REGIÓN DE ESTABILIDAD

Como se apuntó en el capítulo 4, la región de estabilidad del sistema háptico se puede calcular de dos maneras. La primera emplea la ecuación algebraica (A.1), que se ha hallado teóricamente empleando el criterio de Routh-Hurwitz.

$$\begin{aligned}
 & mB(mK - Bb - b^2) \left(1 - e^{-\frac{bT}{m}}\right)^2 - BbT(mK - b^2) \left(1 - e^{-\frac{bT}{m}}\right) \left(1 + e^{-\frac{bT}{m}}\right) + \\
 & + B^2 b^2 T \left(1 - e^{-\frac{bT}{m}}\right) e^{-\frac{bT}{m}} - b^2 T(mK - b^2) \left(1 - e^{-\frac{bT}{m}}\right) + b^2 K T^2 (B + b) e^{-\frac{bT}{m}} > 0
 \end{aligned} \tag{A.1}$$

La segunda descarga en el programa matemático la responsabilidad de calcular el margen de ganancia del sistema para cada valor de amortiguamiento virtual B , como se observa en la ecuación (A.2).

$$K < M_G \left\{ \frac{Z \left[\text{ZOH} \frac{1}{ms^2 + bs} \right]}{1 + B \frac{1 - z^{-1}}{T} Z \left[\text{ZOH} \frac{1}{ms^2 + bs} \right]} \right\} \tag{A.2}$$

A continuación se escribe el código de Matlab que puede emplearse para el cálculo de la región de estabilidad del sistema háptico de estas dos maneras.

A.1.1 Ecuación algebraica

La inecuación (A.1) se ha manipulado de forma que la ganancia máxima quede despejada en uno de los miembros de la inecuación.

```

m = 0.00018;
b = 0.00315;
T = 0.001;
vector = 0:0.000001:0.4;
e1 = exp(-b*T/m);
e2 = exp(b*T/m)-1;
K = vector*0;
n = 0;
for B = vector,
    n = n+1;
    x = m*B*(1-e1) - B*b*T*(1+e1) - b*b*T;
    Q = b*(B*B*(m - (m+b*T)*e1) + b*x) / (m*x + b*b*T*T*(B+b) / e2);
    K(n) = Q;
end
B = vector;
plot(B,K);

```

Los valores de masa, amortiguamiento y periodo de muestreo del dispositivo se especifican en las tres primeras líneas de código. En este código están recogidos los valores del PHANToM. Modificando estos valores se puede calcular la región de estabilidad de cualquier otro dispositivo.

A.1.2 Ecuación con margen de ganancia

En el caso de emplear la ecuación (A.2) que incluye el cálculo del margen de ganancia de una función de transferencia, es necesario el empleo de un programa como Matlab que permita dicha resolución numérica.

A continuación se presenta el código que permite representar la región de estabilidad.

```

m = 0.00018;
b = 0.00315;
T = 0.001;
s = tf([1 0],1);
z = tf([1 0],1,T);
D = m*s*s+b*s;
vector = 0:0.002:0.362;
K = vector*0;
n = 0;

```

```

for B = vector,
    n = n+1;
    den = (1/c2d(1/D,T))+B/T-B/(T*z);
    [Q,F,Wcg,Wcf] = margin(1/den);
    K(n) = Q;
end
B = vector;
plot(B,K);

```

Las regiones de estabilidad que se consiguen mediante las dos ecuaciones son exactamente las mismas. Hay que seleccionar el rango de valores del amortiguamiento virtual B , de forma que se abarque correctamente la región de estabilidad. Con la primera ecuación se obtienen valores de rigidez negativos fuera de dicha región, mientras que con esta segunda ecuación se obtienen valores erróneos de margen de ganancia –nulos o arbitrariamente grandes– debido a que el sistema es inestable.

A.2 GANANCIA Y FRECUENCIA CRÍTICAS

Para determinar la frecuencia crítica, o frecuencia de cruce de fases, es suficiente observar a qué frecuencia se encuentra el valor máximo del espectro de potencia de la señal de par, o la señal de posición. Este valor máximo se ve mejor en el espectro de la señal de posición porque se asemeja más a una señal sinusoidal. El comando *psd* de Matlab calcula el espectro de potencia de una señal temporal.

El comando *tfe* realiza una estimación de la función de transferencia que relaciona dos señales temporales. Introduciendo como parámetros las señales de par y la posición, es posible observar la ganancia crítica en la frecuencia crítica calculada anteriormente. Para esa frecuencia, la fase de la estimación de la función de transferencia es próxima a -180° , como es lógico.

A continuación se muestra el código de Matlab que realiza estos cálculos:

```

nfft = 2048;
[P,F] = psd(f,nfft,1000,hanning(nfft),nfft/2,'mean');
[Y,M] = max(P);
[T,F] = tfe(f,x,nfft,1000,hanning(nfft),nfft/2,'mean');
[Kc fi Wc] = [1/abs(T(M)) angle(T(M))*180/pi F(M)*2*pi];

```

Los resultados de la Tabla 4.3, recogen de seis ensayos realizados con el PHANToM y tratados matemáticamente como se acaba de describir.

A.3 AMORTIGUAMIENTO Y MASA DEL INTERFAZ

En este apartado se muestra el código de Matlab que corrobora uno de los resultados del estudio teórico. En concreto, que el margen de ganancia del sistema permanece siempre constante para cualquier valor de masa m del interfaz. Por tanto, obtenida la ganancia crítica con el ensayo del relé, es posible determinar el amortiguamiento físico del interfaz probando distintos valores numéricos.

En el caso del PHANToM, la ganancia crítica se obtiene para un amortiguamiento b de 0.003 Nms/rad. La Figura 4.22 es el resultado de las siguientes líneas de código:

```
m = 0.0002;  
Gs = tf([1], [m 0.003 0]);  
Gz = c2d(Gs, 0.001, 'zoh');  
margin(Gz);
```

Este mismo código puede emplearse para determinar la masa m del interfaz (o la inercia en caso de grados de libertad giratorios). Se trata de ir modificando el valor de la constante m hasta que la frecuencia de cruce de fases coincida con la que se obtuvo en el ensayo del relé.

En el caso del PHANToM, la frecuencia de cruce de fases se obtiene para una inercia de 0.0002 kgm².

Es importante seguir el orden mencionado: primero obtener el amortiguamiento del interfaz y después ajustar el valor de la inercia. El motivo es que sólo el amortiguamiento físico mantiene constante el valor de la ganancia crítica del sistema.

APÉNDICE B

PUBLICACIONES

B.1 PUBLICACIONES CIENTÍFICAS

En el presente apartado se presenta una copia de los artículos científicos que se han publicado en revista o se han presentado en congresos internacionales relacionados con la presente tesis. Las referencias de las publicaciones por orden de aparición son:

Gil, J. J., Avello, A., Rubio, A. y Flórez, J., "Stability Analysis of a 1 DOF Haptic Interface Using the Routh-Hurwitz Criterion", Aceptado en la revista *IEEE Transactions on Control Systems Technology*.

Savall, J., Borro, D., Gil, J. J. y Matey L., "Description of a Haptic System for Virtual Maintainability in Aeronautics", *Proceedings of the 2002 IEEE/RSJ International Conference on Intelligent Robots and Systems*, vol. 3, pp. 2887-2892, EPFL, Lausanne, Suiza, Octubre, 2002.

Amundarain, A., Borro, D., García-Alonso, A., Gil, J. J., Matey, L. y Savall, J., "Virtual Reality for Aircraft Engines Maintainability", *Proceedings of the Virtual Concept 2002*, pp. 60-65, Biarritz, Francia, Octubre, 2002. Aceptado también en la revista *Mécanique et Industries*.

This work has been submitted to the IEEE for possible publication. Copyright may be transferred without notice, after which this version may no longer be accessible.

Stability Analysis of a 1 DOF Haptic Interface Using the Routh-Hurwitz Criterion

Jorge Juan Gil, Alejo Avello, Ángel Rubio and Julián Flórez

Abstract—A haptic interface is a kinesthetic link between a human operator and a virtual environment. A way of studying the stability of a 1 DOF haptic interface using the Routh-Hurwitz criterion is presented in this paper. Parameter conditions that guarantee the stability of the system with a static virtual environment have been found. These conditions can help in the development and implementation of haptic devices. Finally, they have been confirmed by experimental results.

Index Terms— haptic device, stability, Routh-Hurwitz criterion

I. INTRODUCTION

A haptic interface links a human operator with a virtual environment in such way the user feels the scene with the sense of touch. In this kind of haptic interaction, energy flows bi-directionally: to and from the operator. Since the haptic device actively generates physical energy, instabilities can damage the hardware or cause injuries to the user. The stability of the system is thus crucial. Furthermore, instabilities degrade transparency in haptic simulation. A transparent haptic interface should be able to emulate any environment, from free-space to infinitely stiff obstacles.

Many authors have considered stability issues in haptic simulation. Minsky [1] established an expression to guarantee the stability of the system after theoretical formulations and experimental corrections. Colgate [2] studied the problem from the point of view of system passivity. If the device is passive, any interaction with the operator—who is assumed to be passive as well—will be stable. He established an expression that guarantees the passivity of a 1 DOF haptic interface interacting with a static wall, with the advantage that it is not necessary to characterize the human operator impedance. In subsequent studies, his conclusions have been extended to other variations of the control loop. Different models for the calculation of the virtual force involved have been introduced [3], and factors affecting the stability of the system, like velocity filtering or sensor quantization, have

been presented with experimental results [4]. Other studies have introduced equations of motion of the virtual object [3], [5]. Hannaford [6] used linear circuit theory to develop necessary and sufficient conditions for the stability of the haptic interaction. And Gillespie [7] introduced computational strategies in the formulation of the controllers in order to improve the performance of the virtual wall in simulation.

In this paper, the direct application of the Routh-Hurwitz criterion to study the stability of a 1 DOF haptic device is presented. The method can be described in three steps: the identification of the characteristic equation of the system, the application of a Möbius bilinear transformation, and the final application of the Routh-Hurwitz criterion.

II. PROBLEM DESCRIPTION

The haptic device studied in this paper is composed of three elements: the robot manipulator, the virtual environment and the virtual coupling network; as shown in Fig. 1. The robot manipulator is the mechanical device that is handled by the human operator. The virtual environment is the computer model of a real scene. The virtual coupling network [6] is an artificial link between the robot manipulator and the virtual environment—usually a spring and a damper—that defines the virtual force that must be restored to the human operator as a function of the positions—and velocities—of both the user and the virtual object. This kind of virtual coupling network is called an impedance model of the haptic interaction. Other possible haptic system configurations are not considered in this paper.

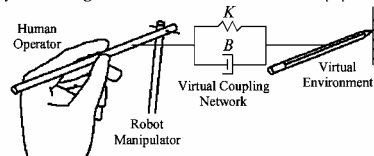


Fig. 1 Elements of a haptic device

The values of K and B should be chosen to be as high as possible to ensure device transparency [6]. If they are too low, the virtual objects will be felt the operator as very "soft". However, if K and B are increased too much, the system may become unstable. Colgate's expression [2] can be used for this choice. In expression (1) the mechanical

J. J. Gil, A. Avello and A. Rubio are with the Applied Mechanics Department, CEIT, P^o Manuel Lardizábal 15, 20018 San Sebastián, Spain. Fax: +34 943 213 076 Email: jgil@ceit.es, alavello@ceit.es, arubio@ceit.es

J. Flórez is with the Electronics and Control Department, University of Navarre, P^o Manuel Lardizábal 13, 20018 San Sebastián, Spain. Fax: +34 943 311 442 Email: florez@tecnun.es

damping of the robot manipulator b and the sample period T are related with the achievable values of K and B that satisfy the passivity of the system.

$$b > \frac{KT}{2} + B \quad (1)$$

However, [4] also refers to the fact that passivity is a very conservative design requirement. In other words, for a particular operator, higher values of the parameters K and B can increase transparency while maintaining the stability of the system.

Expression (2) proposed by Minsky [1] obtains values of K and B that satisfy the stability of the system. It relates the same parameters as (1) with also the damping of the operator b_o and its stiffness k_o .

$$B + b + b_o > \frac{(K + k_o)T}{2} \quad (2)$$

In this paper, a different theoretical stability limit for these parameters is presented. This is obtained by assuming that the operator does not influence the system. Obviously, the extent to which the limit of real stability region changes depends on how the operator holds the robot manipulator, because human operator's mechanical impedance can be modified voluntarily over a wide range [8]. However, the limit presented in this paper can be considered as the worst stability limit. In other words, the human operator contributes to make the system more stable. This is discussed in Section IV.

Another advantage of this analysis is that it is possible to validate the theoretical results of the study by real experiments on the haptic system, where only the influence of the haptic actuators are considered, as can be seen in Section V.

III. THEORETICAL STUDY

The Routh-Hurwitz criterion is applied to a model of the system where the environment is static. The operator feels the force of a virtual wall that can't be moved. The continuous model of the system is described in Fig. 2. The robot manipulator is represented by a mass m with a damping coefficient b . The virtual coupling network has a spring and a damper with coefficients K and B respectively. The force of the human operator and his displacement are f_h and x_h respectively.

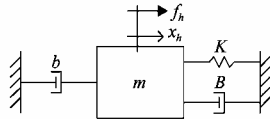


Fig. 2. Continuous model of the system for static environment

Notice that f_h is considered as an absolute input. In other words, the influence of human impedance is not taken into account in this study. Since x_h is measured by a data acquisition board, it is a discrete-time signal. After the holder, the force restored to the operator is defined for

every instant. However, it is a discontinuous signal. If a zero-order holder is used, this force is constant throughout the sample period, but it will have a finite jump at the beginning of each sample period. The block diagram of the system is given in Fig. 3.

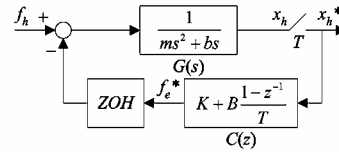


Fig. 3. Block diagram of the system for static environment

where $C(z)$ is the Z transfer function of the virtual coupling network, ZOH is the transfer function of the holder, $G(s)$ is the transfer function of the robot manipulator, T is the sample period and f_e^* is the force restored to the operator. The star superscript indicates that the variable is discrete. The backward difference is used to estimate the velocity of the human operator employed in the virtual damper. The output function is:

$$x_h^* = \frac{Z[Gf_h]}{1 + Z[ZOH G]C(z)} \quad (3)$$

Since a zero-order holder is used, $Z[ZOH G]$ is:

$$Z[ZOH G] = Z \left[\frac{1 - e^{-Ts}}{s} \frac{1}{ms^2 + bs} \right] \quad (4)$$

$$Z[ZOH G] = \frac{\left(e^{-bT} - 1 + \frac{bT}{m} \right) z + 1 - \left(1 + \frac{bT}{m} \right) e^{-bT}}{(z-1) \left(z - e^{-\frac{bT}{m}} \right) \frac{b^2}{m}} \quad (5)$$

The characteristic equation of the system is:

$$1 + Z[ZOH G]C(z) = 0 \quad (6)$$

Substituting $C(z)$ and $Z[ZOH G]$ into (6), gives:

$$\begin{aligned} Tb^2 z^3 + \left\{ (KT + B) \left[bT - m \left(1 - e^{-\frac{bT}{m}} \right) \right] - Tb^2 \left(1 + e^{-\frac{bT}{m}} \right) \right\} z^2 \\ + \left[m(2B + KT) \left(1 - e^{-\frac{bT}{m}} \right) + (b - KT - B) bT e^{-\frac{bT}{m}} - BbT \right] z \\ + BbT e^{-\frac{bT}{m}} - Bm \left(1 - e^{-\frac{bT}{m}} \right) = 0 \end{aligned} \quad (7)$$

It can be seen from [9] that a bilinear transformation should be used before applying the Routh-Hurwitz criterion to (7). The bilinear transformation that maps the unit circle of the z -plane into the left w -plane used in this paper is:

$$z = \frac{1+w}{1-w} \quad (8)$$

The Routh-Hurwitz criterion is applied to the modified characteristic equation, and is achieved if the following expression is satisfied:

$$\begin{aligned}
 & b^2KT^2(B+b)e^{\frac{bT}{m}} - BbT(mK-b^2)\left(1-e^{\frac{bT}{m}}\right)\left(1+e^{\frac{bT}{m}}\right) \\
 & + mB(mK-Bb-b^2)\left(1-e^{\frac{bT}{m}}\right)^2 - b^2T(mK-b^2)\left(1-e^{\frac{bT}{m}}\right) \\
 & + B^2b^2T\left(1-e^{\frac{bT}{m}}\right)e^{\frac{bT}{m}} > 0 \tag{9}
 \end{aligned}$$

It is very useful to draw the region of values of K and B that satisfies (9). Assigning hypothetical values of 0.5 kg to the mass, 0.1 Ns/m to the physical damping coefficient and 1 ms to the sample time, the stability region of this system is shown in Fig. 4.

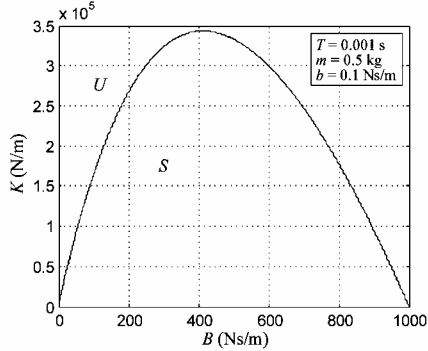


Fig. 4 Total view of the stable without operator region “S” and the corresponding unstable region “U”

Actually, it is impossible to use the whole extent of the region because of actuator saturation. Large K and B , imply large forces on the human operator. These forces, however, are always limited by the hardware, and usually also by the software. For this reason, it is interesting to view a zoom of this region for small values of B . This is shown in Fig. 5, with the passive region that satisfies (1).

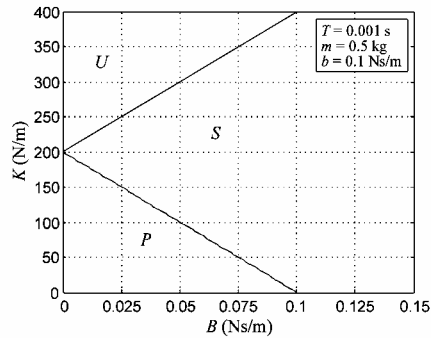


Fig. 5 Total view of the passive region “P”, partial view of the stable without operator region “S” and the corresponding unstable region “U”

As expected, the passive region is included in the stable without operator region. It can be appreciated from Fig. 5, that for small values of B , condition (9) can be approximated with the line:

$$b + B > \frac{KT}{2} \tag{10}$$

This graphical approximation (10) can also be obtained by substituting the exponential function in (9) by its Taylor series equivalent, where only the most significant terms of the result are considered. Notice that this approximation also confirms Minsky experimental result (2). Some conclusions can be made as a consequence of (10):

1. There is a limit to the maximum stiffness K that can be simulated maintaining the stability.
2. Some damping, either physical or virtual, is essential to achieve stability.
3. Virtual damping B and the physical damping b contribute in the same way to stability.
4. The shorter the sample period T , the higher the maximum achievable stiffness K for stability will be.
5. The mass of the robot manipulator m does not influence the maximum achievable stiffness for stability of the system.

IV. DISCUSSION

If human impedance, $Z_h(s)$, is added to the system model, it can be rewritten as is shown in Fig. 6.

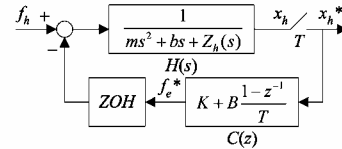


Fig. 6 Block diagram of the system for static environment and operator

The human impedance is usually characterized by a linear second-order system with a mass m_h , a damping b_h and an stiffness k_h . Obviously, although this characterization has been successfully used in many theoretical studies, it is only an approximation [8] so that the conclusions using this model should be interpreted with caution [10].

There is an additional difficulty if the linear second-order system model for the operator is used. The theoretical study developed in Section III can not be repeated with the new transfer function $H(s)$ of Fig. 6. It is impossible to find a general expression of its Z transform, as it was done in (5), because it has different expressions depending on the characteristics of its poles, that is, if its poles are real or complex. For this reason, the stable region with operator only can be found numerically.

The characteristic equation (11) of the system of Fig. 6 can be used to find the new stable region.

$$1 + Z[\text{ZOH } H]C(z) = 0 \quad (11)$$

$$1 + Z[\text{ZOH } H] \left(K + B \frac{1-z^{-1}}{T} \right) = 0 \quad (12)$$

$$1 + K \frac{Z[\text{ZOH } H]}{1 + B \frac{1-z^{-1}}{T} Z[\text{ZOH } H]} = 0 \quad (13)$$

So, the stable region with operator satisfies:

$$K < M_G \left(\frac{Z[\text{ZOH } H]}{1 + B \frac{1-z^{-1}}{T} Z[\text{ZOH } H]} \right) \quad (14)$$

Where the M_G function is the gain margin of the Z transfer function which is into parenthesis. Expression (14) is equivalent to (9) if $H(s)$ is substituted with $G(s)$. It also can be numerically solved for different operator models using software packages such as Matlab.

TABLE I
VALUES USED FOR THE HUMAN OPERATOR PARAMETERS

Author	m_h (kg)	b_h (Ns/m)	k_h (N/m)
Lawrence [11]	17.51	175.12	175.12
Kazerooni [12]	4.54	6.83	12.5
Yokokohji [13]	2.0	2.0	10.0
Daniel [14]	1.0	12.6	39.5
Hogan [8]	0.8	5.5	568.0
Lee [15]	0.15	0.5	7.0

The stable region with operator will be drawn using (14). In Table I, values for human impedance parameters used by several authors are presented. Fig. 7 and Fig. 8 show how the inclusion of operator impedance enlarges the stable region.

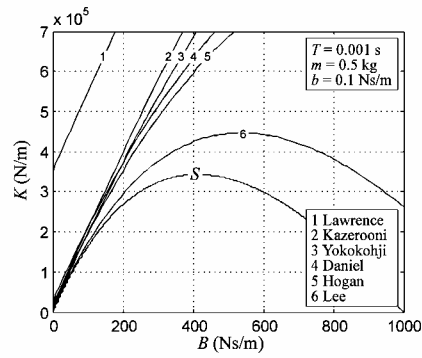


Fig. 7 Total view of the stable without operator region "S" and partial view of six stable regions using different operator models

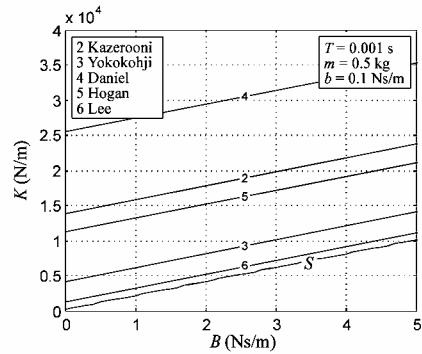


Fig. 8 Partial view of the stable without operator region "S" and partial view of five stable regions using different operator models

So, if the models mentioned in Table I are considered good characterizations of the operator, we can expect that the minimal stable region of the system with human operators is precisely that in which the operator is not taken into account. Although this fact is not evident, we can imagine the robot manipulator falling as a consequence of its own weight. If the robot interacts with a very stiff unstable wall and begins to oscillate, it seems reasonable that the operator will be able to stabilize the system because of the addition of his own damping.

V. EXPERIMENTAL RESULTS

In order to verify the conclusions of Section III, specifically equation (10), some experiments were performed. The first degree-of-freedom of the PHANTOM Haptic Interface [16] was used for this purpose. It consists on a rotating platform moved by a DC motor pulling a cable transmission. The control PC has a 233 MHz Pentium II microprocessor and a

Quanser data acquisition card. It is a good benchmark because this card allows the sample period to be changed easily and the data to be stored directly in a Matlab data file.

The critical virtual stiffness of the device was calculated by means of a relay experiment [17]. In this experiment a relay feedback –an on-off controller– makes the system oscillate around a reference position. In steady state, the input force is a square wave, the output position is similar to a sinusoid wave, and both have opposite phase. It can be demonstrated [17] that the ultimate frequency is the frequency of the oscillation of both signals, and the ultimate gain is the quotient of the amplitudes of the first harmonic of the square wave and the output position. This ultimate gain is, of course, the critical gain of this system. Since we are relating force exerted on the interface and position, this critical gain is precisely the maximum achievable virtual stiffness for stability.

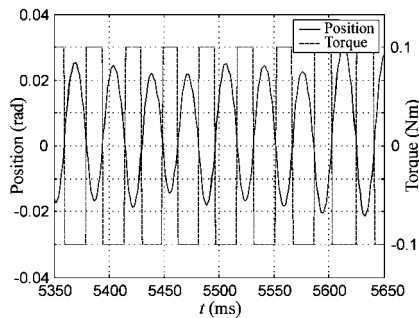


Fig. 9 Torque input and position output of one experiment vs. time

These two signals in opposite phase are shown in Fig. 9, for one experiment with T of 1 ms. It is difficult to evaluate the output position amplitude, so we have measured the peak of the average power spectral density of both signals in steady state during more than 16 seconds. The results for several experiments, without virtual damping B , are presented in Table II and Fig. 10.

TABLE II
CRITICAL VIRTUAL STIFFNESS WITHOUT VIRTUAL DAMPING

T (ms)	K_{cr} (Nm/rad)	T (ms)	K_{cr} (Nm/rad)
1	4.2399	0.5	11.3899
1	4.5420	0.5	11.4068
1	4.7569	0.5	11.4901
1	5.1941	0.5	11.9106
1	7.2512	1.5	4.5469
1	8.6619	1.5	4.8336
2.5	2.4111	1.5	5.1346
2.5	2.4174	1.5	6.2054
2.5	2.4276	2	2.8358
3	1.3479	2	3.1883
3	1.8108	2	3.7129
3	2.5843	2	3.7429

Notice in Fig. 9 that the behavior of the system is different depending on the rotary direction. This fact can explain the sensible variance in experimental results. As it was shown in (10), the critical virtual stiffness only depends on physical damping b , but this parameter –not such the physical inertia– can present little variations in the same axis robot.

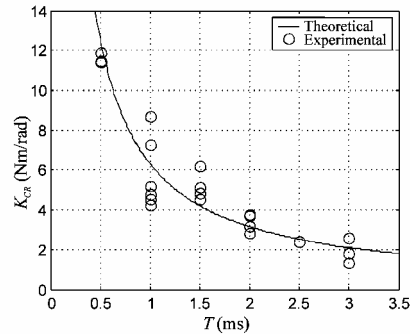


Fig. 10 Critical virtual stiffness without virtual damping vs. sample time

The theoretical behaviour predicted by (10) is represented as a solid line in Fig. 10. Physical damping b is estimated by means of the least square algorithm, that is, looking for the coefficient of the hyperbolic curve that minimizes the sum of the quadratic distances from the curve to the experimental values. This estimation is 3.149 mNm s/rad. In spite of the experiment's dispersion, it can be seen that the theoretical study corresponds well with reality.

The theoretical study also predicts that the critical virtual stiffness enlarges if relative little virtual damping B is included. Several experiments were performed in which it was included a virtual damping of 3.15 mNm s/rad in order to view if the critical virtual stiffness becomes double, according to (10). The results are presented in Table III and Fig. 11.

TABLE III
CRITICAL VIRTUAL STIFFNESS WITH VIRTUAL DAMPING

T (ms)	K_{cr} (Nm/rad)	T (ms)	K_{cr} (Nm/rad)
1	9.1831	1.5	7.8651
1	9.4363	1.5	7.9589
1	11.1847	1.5	8.0076
1	11.3293	1.5	8.0938
1	11.8814	2.5	4.3226
1	12.7704	2.5	4.3924
2	6.8100	3	3.5560
2	6.9667	3	5.0575

The theoretical behaviour with virtual damping predicted by (10) is represented as a solid line in Fig. 11. It can be also seen that the theoretical study corresponds well with reality.

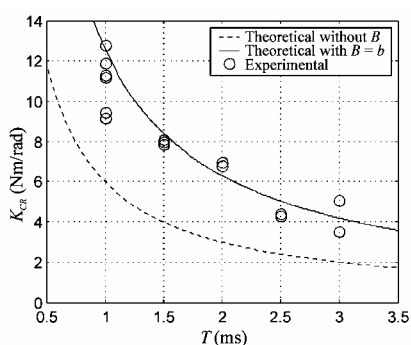


Fig. 11 Critical virtual stiffness with virtual damping vs. sample time

VI. CONCLUSIONS

A method of studying the stability of a discrete haptic interface system using the Routh-Hurwitz criterion has been presented. The parameter conditions that guarantee the stability of the system without operator have been found and have been corroborated by experimental results. The mechanical properties of the user modify the stable region presented in this paper. This region, however, can be considered the worst case for stability, and the maximum limit at which the control parameters can be set.

The method described in this paper can be employed to find new stability conditions by introducing variations in the system; for example, a different impedance model of haptic interaction for the virtual coupling network, the inclusion of equations of motion of the virtual object, or other methods of estimating the velocity of the human operator.

REFERENCES

- [1] M. Minsky, M. Ouh-young, O. Steele, F. P. Brooks Jr., and M. Behensky, "Feeling and Seeing: Issues in Force Display", *Computer Graphics*, Vol. 24, No. 2, 1990.
- [2] J. E. Colgate, and G. G. Schenkel, "Passivity of a Class of Sampled-Data Systems: Application to Haptic Interfaces", *Journal of Robotic Systems*, Vol. 14, No. 1, pp. 37-47, 1997.
- [3] J. M. Brown, and J. E. Colgate, "Passive Implementation of Multibody Simulations for Haptic Display", *Proceedings of the 1997 ASME International Mechanical Engineering Congress and Exhibition*, Vol. DSC-61, pp. 85-92, 1997.
- [4] J. E. Colgate, and J. M. Brown, "Factors Affecting the Z-Width of a Haptic Display", *International Conference on Robotics and Automation*, IEEE R&A Society, San Diego, CA, Vol. 4, pp. 3205-3210, 1994.
- [5] B. E. Miller, J. E. Colgate, R. A. Freeman, "Passive Implementation for a Class of Static Nonlinear Environments in Haptic Display", *Proceedings of the 1999 IEEE International Conference on Robotics and Automation*, Detroit, Michigan, May 1999.
- [6] R. J. Adams, and B. Hannaford, "Stable Haptic Interaction with Virtual Environments", *IEEE Transactions on Robotics and Automation*, Vol. 15, No. 3, pp. 465-474, June 1999.
- [7] R. B. Gillespie, and M. R. Cutkosky, "Stable User-Specific Haptic Rendering of the Virtual Wall", *Proceedings of the ASME Dynamics Systems and Control Division*, DSC-Vol. 58, pp. 397-406, 1996.
- [8] N. Hogan, "Controlling Impedance at the Man/Machine Interface", *Proceedings of the 1989 IEEE International Conference on Robotics and Automation*, Scottsdale, AZ, Vol. 3, pp. 1626-1631, May 1989.
- [9] K. Ogata, *Discrete-Time Control Systems*, Englewood Cliffs, New Jersey, Prentice-Hall, Inc., 1995, Chap. 4, pp. 191-192.
- [10] H. Flemmer, B. Eriksson, J. Wikander, "Control Design and Stability Analysis of a Surgical Teleoperator", *Mechatronics*, No. 9, pp. 843-866, September 1999.
- [11] D. A. Lawrence, "Stability and Transparency in Bilateral Teleoperation", *IEEE Transactions on Robotics and Automation*, Vol. 9, No. 5, pp. 624-637, October 1993.
- [12] H. Kazerooni, T. Tsay, and K. Hollerbach, "A Controller Design Framework for Telerobotic Systems", *IEEE Transactions on Control Systems Technology*, Vol. 1, No. 1, pp. 50-62, March 1993.
- [13] Y. Yokokohji, and T. Yoshikawa, "Bilateral Control of Master-Slave Manipulators for Ideal Kinesthetic Coupling, Formulation and Experiment", *IEEE Transactions on Robotics and Automation*, Vol. 10, No. 5, pp. 605-619, October 1994.
- [14] R. W. Daniel, and P. R. McAree, "Fundamental Limits of Performance for Force Reflecting Teleoperation", *The International Journal of Robotics Research*, Vol. 17, No. 8, pp. 811-830, August 1998.
- [15] S. Lee, and H. Sung Lee, "Modeling, Design, and Evaluation of Advanced Teleoperator Control Systems with Short Time Delay", *IEEE Transactions on Robotics and Automation*, Vol. 9, No. 5, pp. 607-623, October 1993.
- [16] T. H. Massie, and J. K. Salisbury, "The PHANTOM Haptic Interface: A Device for Probing Virtual Objects", *Proceedings of the ASME Dynamic Systems and Control Division*, DSC-Vol. 58, pp. 295-301, 1994.
- [17] K. J. Aström, and T. Häggglund, *PID Controllers: Theory, Design, and Tuning*, Research Triangle Park, North Carolina, Instrument Society of America, 1995, Chap. 2, pp. 37-38.

Proceedings of the 2002 IEEE/RSJ
Int'l. Conference on Intelligent Robots and Systems
EPFL, Lausanne, Switzerland • October 2002

Description of a Haptic System for Virtual Maintainability in Aeronautics

Joan Savall¹, Diego Borro¹, Jorge J. Gil², Luis Matey¹

¹CEIT, San Sebastián, Spain, jsavall@ceit.es, dborro@ceit.es, lmatey@ceit.es

²University of Navarra, San Sebastián, Spain, jjgil@tecnun.es

Abstract

This paper describes a Haptic system for maintainability simulation in Aeronautics, called REVIMA (Virtual Reality for Maintainability). In this project a software-hardware tool is designed and built to realistically simulate assembly-disassembly operations. It also helps to perform accessibility, interference and maintainability analysis by using virtual reality techniques without physical mock-ups. The system gives the user a reliable and realistic response. In order to achieve these requirements, the device has a workspace similar to the size of a turbo-engine. In addition this workspace can be placed in different positions to study ergonomics aspects of the simulated tasks.

1. Introduction

In the field of Aeronautics the term Maintainability is defined as "the ability of an element to keep in service or to be returned to adequate status in order to develop its function, after being maintained at conditions previously established, using the personnel, the means and adequate procedures" [1].

One of the most relevant aspects of maintainability concerns man and tool accessibility task analysis, which is undertaken in order to calculate paths and assembly-disassembly sequences and times.

Design based on electronic mock-up is widely used in the creation of engine externals (piping, harnesses and installations) by the aeronautics industry. Pipes and harness are routed over these parts and accessories are installed by means of a workstation network. This allows a group of designers to work quasi-concurrently over an assembly, copying and automating the original process. This technology is known in the industry as DMU/DPA (Digital Mock Up / Digital Pre-Assembly).

DPA/DMU technology has overcome the need for a hard mock-up for design purposes, significantly decreasing time-to-market and thereby saving money. However, nowadays the use of a physical mock-up is mandatory in order to evaluate the maintainability of externals during the development stage. Although these

mock-ups can be used for other applications, the ultimate purpose of the construction is to check the maintainability. The expenses of these mock-ups led ITP to research an alternative using haptics.

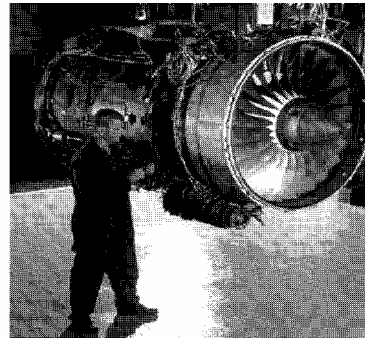


Figure 1: Maintenance operation on an aircraft-engine
(Photograph © courtesy of Rolls Royce)

ITP is the exclusive supplier of low-pressure turbines for Rolls-Royce engines of greater than 35,000lbs of thrust - primarily the Trent engine family. It is also the Spanish participant in the EJ200 engine for the Typhoon Eurofighter, and earlier this year became a 13.6% shareholder in the TP400 engine programme for the A400M European military transport aircraft.

Dressings and Maintainability design areas have always aspired to do away with -partially or totally- the physical mock-up, at least during the development phase. During production, the first production engine serves as a physical mock-up.

The main aim of this project is thus to develop a haptic device that can be used as a tool to predict the maintainability of an aircraft engine. One of the main advantages of this development would be that mock-ups were no longer needed for this purpose, leading to important cost savings in the development of a new engine.

2. Description of the system

REVIMA is a haptic system developed to check the maintainability of aircraft engines. The system has been created from scratch by CEIT Applied Mechanical Department. This is a multidisciplinary development that includes, amongst others, the following disciplines: mechanical design, control theory, computer graphics, computational geometry and human-machine interaction.

The research involved in the project concerns two main areas: mechanical design and software development. Both of them deal with important challenges since system maintenance simulation needs to be very close to reality.

One of the main targets of the mechanical design was that the workspace of the device should match that of an aircraft engine. At the same time, any haptic device had to have low inertia. Both requirements have been achieved by combining mechanical design with significant sensible use of a force sensor. The need of large workspace was established by ITP to perform ergonomic studies. This design is explained in section 3.

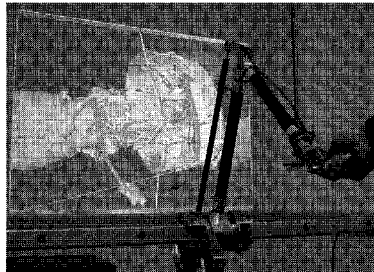


Figure 2: Photo of the CEIT LHIFAM in a virtual maintainability operation on a CAD aircraft engine model

In turn, software development has involved the integration of a fast control loop that reflects force to the operator, the evaluation of collisions, and the visualization of the scene. The two last tasks are especially difficult because of the enormous size of the model (more than 2 million triangles). Section 4 describes this integration.

3. Haptic interface

The Large Haptic Interface for Aeronautic Maintainability (LHIFAM) which has been developed, is an example of nonportable force-feedback hardware.

The most prevalent forms of force feedback interfaces in use today, are desk-grounded masters [2]. The system that this paper presents is floor-grounded due to the large workspace needed for the maintainability application. In fact, the basic workspace of the haptic interface occupies a cylindrical sector, which corresponds to a wide work area of a virtual 3D aircraft engine full-scale mock-up.

The dimensions of the basic cylindrical work-space are: internal radius, 242 mm; external radius, 772 mm; depth 1500mm; angle, 120°.

The system provides force feedback in three translational degrees of freedom while three additional orientations are measured, but not actuated, by a special wrist. The 6 DOF are obtained as follows:

The kinematic configuration of the three translational degrees of freedom is PRR, consisting of one prismatic and two revolute joints. A variant of a parallelogram mechanism is used, mounted on a commercial linear motion-rolling guide to obtain the largest displacement (about 1.5 metres).

A Roll-Pitch-Roll wrist provides the three orientations. These are measured by high-resolution encoders (2048 cpr). A classic design of the RPR wrist has been compacted to obtain a robust and light (less than 140gr) device to measure the orientation of the virtual tool.

The end-effector is cylindrical-shaped and can be held like a pen (for increased dexterity) or like a handle (for increased power). It is designed to be interchangeable between different shapes to reproduce several ways of holding operation tools.

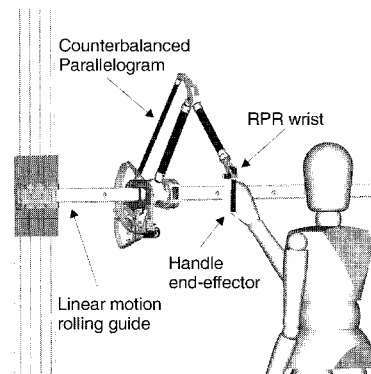


Figure 3: Main parts of the haptic interface.

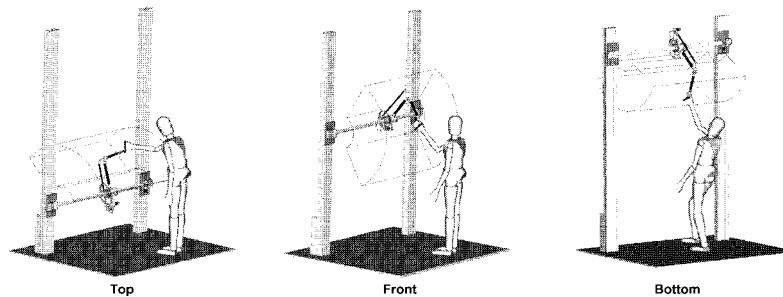


Figure 4: Different locations of the workspace

DC brushed motors with encoders transmit torques to the linkages through pre-tensioned cable reductions. To obtain the linear motion of the prismatic joint, a special cable transmission has been developed and tested, providing high performance.

The maximum providing continuous force capability of the device is about 16 N, while the limit of the peak force is about 70 N. The nominal resolution is 0.02 mm at the end effector.

An interesting design feature of the LHIFAM is that its workspace can be relocated: to reproduce different maintainability operations and check different situations from an ergonomic point of view, the basic cylindrical sector can be reconfigured as shown in Figure 4. The linear-motion-guide is supported by two columns, which allow the system to be placed at different heights, depending on the required maintainability task.

This is possible, without decreasing its dynamic properties, thanks to the special characteristic that the mechanism presents. The centre of gravity coincides with the pivotal point over the linear-guide for any position of the mechanism. To obtain this counterbalanced system, the DC motors are specially arranged on the parallelogram structure, which is also built using advanced structural materials.

4. System Architecture

The software of REVIMA is based on C++ and OpenGL Graphical Library. It has been developed using Microsoft Visual C++ and Microsoft Windows 2000 OS. This has represented a challenge because Windows 2000 is not a real time OS but it has advantages of cost, easy support and management, and software development tools.

The system runs in 2 PCs. One (control PC) is in charge of executing the control loop to command the LHIFAM.

The other (simulation PC) runs the main module, the Graphical User Interface (GUI), the collision solver and the graphics engine. Both PCs are interconnected through an Ethernet LAN network using the UDP network protocol. This type of architecture is also used in [3] and [4].

The computer that controls the haptic interface is a 233 MHz Pentium II CPU. A dual processor (two 866 MHz Pentium III Xeons with an Intense3D Wildcat 4210) runs the simulation. Collision detection is executed in one dedicated processor of the simulation PC.

The scheme of the system architecture is presented in Figure 5.

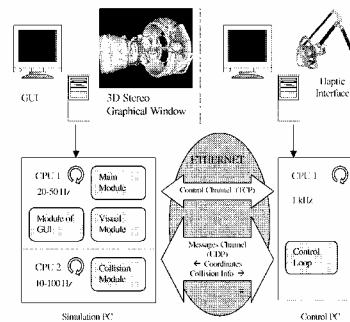


Figure 5: System Architecture

The simulation PC has two monitors: one shows the GUI and the other will contain the 3D virtual scene. The simulation PC's software has been structured in

independent modules encapsulated in DLLs to improve their development and support.

The software modules mentioned earlier are described below.

4.1 Simulation PC modules

The main module synchronizes several events: the GUI, the 3D scene visualization, collision detection and the reception of messages from the Control PC. This is achieved using a standard defined interface.

The visual engine needs to exceed 20 frames per second to achieve the application's requirements and obtain a good interaction with the user. This module uses several culling techniques and graphical database optimizations.

This module receives periodically, at a frequency of 1 kHz, the user position from the control PC. Since this frequency is higher than the visual module's rate, only the last position received is taken into account.

Due to the high frequency of the control loop, collision detection should have as fast a rate as possible. Efficiency has been preferred to saving memory. Therefore, algorithms have been chosen on the basis of spatial partitioning by means of voxels [5]. These algorithms use large amount of memory but are very fast (the access to the voxels is direct as against the search system of some hierarchical methods). In addition, the Boeing Company has experience in projects employing this kind of massive virtual environment [6].

For maintainability and accessibility, faithful reproduction/representation of the contact is critical. This module obtains good results because the structure stored reaches the triangle level, i.e. the maximum level accordi

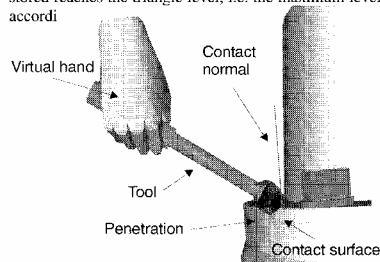


Figure 6: Graphical representation of the collision information

Another essential part of the collision module is the computation of the necessary information to obtain the most realistic force possible throughout the LHIFAM. All the computational effect is expended in the collision

module and only minimal information for the control loop is sent off minimizing the network traffic.

This computational cost arises from calculating a direction or contact normal and a penetration. With these values, the LHIFAM can obtain a direction and magnitude for the feedback force.

Figure 6 shows a visual example of this computation.

Besides these two values, the simulation PC sends the user-position, employed to calculate the penetration, through the network to the control PC. This value is necessary for the algorithm of the control PC.

4.2 Communications

There are several reasons to choose the architecture of two PC's connected by Ethernet. The most obvious relates to efficiency. To control the LHIFAM, a control frequency of about 1 kHz is proposed. Since an application of this kind needs to run with real-time priority, it can have problems if other modules are running in the same machine at the same time.

Other reasons include:

- Reuse of the haptic in any application using the defined standard protocol.
- Disposition of a control PC to connect different devices to the application REVIMA.

As previously mentioned, the two PC's communicate by UDP. The disadvantage of this protocol compared with TCP is the lack of reliability of the messages received. In this kind of real time application this isn't a disadvantage because the loss of a packet is unusual in a point-to-point connection via Ethernet. The sender has a much higher frequency than the receiver, which takes the last packet, received.

These messages are normally are exchanged across the network. The system also has a second communication "control" channel, which it used for very specific control messages. This channel uses the TCP protocol because reliability is required rather than speed. Examples of this kind of message include: the remote execution of the control loop from the simulation PC, messages to take and release different pieces of assembly, notification from the control PC to the simulation PC of problems with the LHIFAM as the excessive heat of the motors, etc.

4.3 Control PC

The control loop, located in the control PC, has a sampling period of 1 kHz. According to the studies of Shimoga [7] the majority of authors choose one sample frequency of either 500 Hz or 1 kHz.

This control module acquires the position of the robot manipulator and sends that information to the simulation PC.

The collision forces are calculated according to the actual user-position, the last collision information received (note that the collision solver runs at a slower frequency) and the contact model in use. Figure 7 shows the parameters received from the simulation PC: the contact normal \mathbf{n} , the penetration x and the tool position \mathbf{p} .

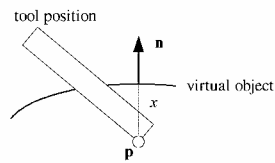


Figure 7: Collision information

The contact model used in REVIMA is a simple spring [8]. The collision force is directly proportional to the penetration of the virtual tool in the environment. The stiffness, K of the model is selected experimentally to be as high as possible, whilst maintaining stability. This stiffness is quite low (1 kN/m) because the workspace of the device is very large. Joint stiffness (in Nm/rad) is divided by the square of the arm length at the end-point (in N/m). A different model that includes virtual damping and that permits higher stiffness is currently being studied.

A friction model following based on that described by Salisbury et al. [9] is also implemented in REVIMA.

Since the control loop runs faster than the collision module, several strategies must be implemented in order to avoid brusque changes of the contact force. There are three problems that should be taken into account.

The first one is the delay that exists in the collision information. When a collision message arrives in the control PC, its information is only true for a previous position of the user, not the actual. Knowing the position of the user where that information is true, $\mathbf{p}_{\text{collision}}$, and assuming that the contact normal, \mathbf{n}_{new} , has no change, the variation of the collision penetration, Δx_{delay} , can be estimated by projecting the difference between actual and collision positions on the contact normal. This variation is added to the received collision penetration, $x_{\text{collision}}$, to estimate the actual penetration that must be taken into account, x_{new} .

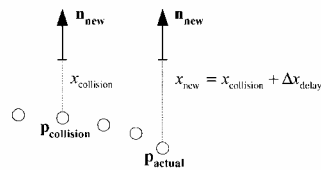


Figure 8: Processing the collision information

The second problem is what to do if there is no new collision information in a control iteration. This arises if the collision module is slower than the control loop. In this case, the contact normal is maintained and the penetration is modified by projecting the difference between actual and previous positions on the contact normal. This is represented in Figure 9.

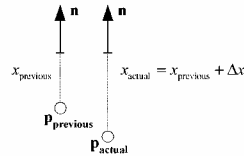


Figure 9: Incrementing the penetration without collision information

The last problem is how to solve the great changes in normal direction and penetration, which can appear every time that new collision information is received. Mark et al. [4] developed a method that calculates n intermediate penetrations, i.e. intermediate planes along normal direction in their algorithm- in order to reconstitute a smoother force along the n following sampling periods. In REVIMA a similar intermediate iteration is used, but also n intermediate normal directions are calculated, as is represented in Figure 10.

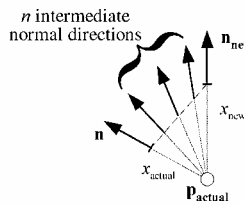


Figure 10: Intermediate normal directions

The combination of the strategies described in this section permits sufficiently stiff and smooth touch

simulation even in the presence of several contact points or great changes in the contact surface.

Another important factor that concerns the control loop is the fact that a motor is used in order to aid the user in his/her movement. The result of this strategy is a decrease in the apparent inertia that the user feels.

To achieve this decrease, the force exerted by the user is measured and filtered. The control loop restores a force K_f times greater, so the apparent inertia is decreased $1+K_f$ times. In REVIMA a reduction of 6 times the apparent inertia of the system has been implemented.

5. Conclusions

The main conclusion of this work is that haptics can be directly applied to the industry and that these systems may lead to important cost savings.

The system has shown that it is possible to have a device with a workspace as large as an aircraft engine with low apparent inertia. This matching of workspaces and the ability to relocate its spatial position are especially useful in performing ergonomic studies.

Another interesting characteristic of this system is that CAD models used in design phase are also useful for simulation studies without preprocessing.

The employed architecture of two different control loops (a slow one for collision detection and a fast one for force restitution) has proven to be a good approach to treat the problem of managing large CAD models in real time.

There are two completely developed systems that are being used and validated by ITP.

Future research includes the development of software and hardware for a haptic device with 6 actuated degrees of freedom.

6. Acknowledgments

The authors would like to thank to ITP and Sener for promoting and funding the application REVIMA. The development of this application has been partially financed by the Basque Government. (Project number CI01TP03)

We would like to especially thank Iker Aguinaga, Aiert Amundarain, Emilio Sánchez, Angel Rubio and Jaime Rubí for their support and ideas in the development of this work.

7. References

- [1] B. Blanchard, S. D. Verma and E. L. Peterson: *Maintainability*, John Wiley & Sons Inc., New York, USA, 1995.
- [2] T. H. Massie and J. K. Salisbury. "The phantom haptic interface: A device for probing virtual objects". In *ASME Winter Annual Meeting, Symposium on Haptic Interfaces for Virtual Environment and Teleoperator Systems*, Chicago, IL, Nov. 1994.
- [3] T. V. Thompson II, D.D. Nelson, E. Cohen and J.M.Hollerbach. "Maneuverable NURBS Models Within a Haptic Virtual Environment". *Proceedings of the 1997 ASME International Mechanical Engineering Congress and Exhibition*, Dallas, DSC-Vol 61, pp. 37-44, 1997.
- [4] W. R. Mark, S. C. Randolph, M. Finch, J. M. Van Verth and R. M. Taylor II, "Adding Force Feedback to Graphics Systems: Issues and Solutions", *Proceeding of SIGGRAPH 96*, In Computer Graphics Proceedings, New Orleans, Louisiana, August, 1996, pp. 447-452.
- [5] A. García-Alonso, N. Serrano and J. Flaquer. "Solving the Collision Detection Problem", *IEEE Computer graphics and applications*, Vol. 13, nº 3, pp. 36-43, 1994.
- [6] W. A. McNeely, K. D. Puterbaugh and J. J. Troy, "Six Degree-of-Freedom Haptic Rendering Using Voxel Sampling", *SIGGRAPH - Computer Graphics Conference Proceedings*, pp. 401-408, 1999.
- [7] K. Shimoga, "Finger Force and Touch Feedback Issues in Dextrous Telemanipulation", *Proceedings of NASA-CRISSE International Conference on Intelligent Robotic Systems for Space Exploration*, NASA, Greenbelt, MD, September 1992.
- [8] G. C. Burdea, *Force and Touch Feedback for Virtual Reality*, John Wiley and Sons, Inc., New York, 1996.
- [9] K. Salisbury, D. Brock, T. Massie, N. Swarup and C., Zilles, "Haptic Rendering: Programming Touch Interaction with Virtual Objects" *Proceedings 1995 Symposium on Interactive 3D Graphics*, pp. 123-130, Monterey, California, 1995.

Virtual Reality for aircraft engines maintainability

A. Amundarain³, D. Borro³, A. García-Alonso², J. J. Gil³, L. Matey¹, J. Savall³

(1) : University of Navarra
Lardizábal 13, E-20018 San Sebastián
(34) 943 219877 / (34) 943 311442
E-mail : lmatey@tecnun.es

(2) : University of the Basque Country
Lardizábal 1, E-20018 San Sebastián
(34) 943 015104 / 943 219306
E-mail : agalonso@si.ehu.es

(3) : CEIT (Centro de Estudios e Investigaciones Técnicas de Guipúzcoa)
Lardizábal 15, E-20018 San Sebastián
(34) 943 212800 / (34) 943 213076
E-mail : {aamundarain, dborro, jjgil, jsavall}@ceit.es

Abstract: REVIMA is a virtual reality system for maintainability simulation in Aeronautics. It comprises both hardware and software developments, plus system integration. REVIMA required the design of a new haptic system. It is used both to track hand movements and to return force feedback that provides the sensation of working with a physical mock-up. The main software modules are: image generation, collision detection and control. System integration is based on two LAN connected PCs that share the different tasks and data.

The visualization module has been built using low-cost graphic systems, and we have thoroughly analyzed this problem to achieve a drawing frame rate acceptable for simulation analysis. The models comprise more than two thousand different elements that require about two million polygons to describe their shapes. Different organization strategies have been tested in order to achieve the real simulation goal. We also present the different visualization algorithms we have used.

Keywords : virtual reality, real time visualization, maintainability, haptic.

1- Introduction

In the field of Aeronautics the term Maintainability is defined as "the ability of an element to keep in service or to be returned to adequate status in order to develop its function, after being maintained at conditions previously established, using the personnel, the means and adequate procedures" [1].

One of the most relevant aspects of maintainability concerns man and tool accessibility task analysis, which is undertaken in order to calculate paths and assembly-disassembly sequences and times. Design based on electronic mock-up is widely used in the creation of engine externals (piping, harnesses and installations) by the aeronautics industry. Pipes and harness are routed over these parts and accessories are

installed by means of a workstation network. This allows a group of designers to work quasi-concurrently over an assembly, copying and automating the original process. This technology is known in the industry as DMU/DPA (Digital Mock Up / Digital Pre-Assembly).

DPA/DMU technology has overcome the need for a hard mock-up for design purposes, significantly decreasing time-to-market and thereby saving money. However, nowadays the use of a physical mock-up is mandatory in order to evaluate the maintainability of externals during the development stage. Although these mock-ups can be used for other applications, the ultimate purpose of the construction is to check the maintainability. The expenses of these mock-ups led ITP (Industria de TurboPropulsores) to research an alternative using haptics. ITP is the exclusive supplier of low-pressure turbines for Rolls-Royce engines of greater than 35,000lbs of thrust - primarily the Trent engine family. It is also the Spanish participant in the EJ200 engine for the Typhoon Eurofighter, and earlier this year became a 13.6% shareholder in the TP400 engine programme for the A400M European military transport aircraft.

The tracking system provides a workspace similar to the size of a turbo-engine. The whole system gives the user a realistic feedback. Even more, as we will explain later on, the reachable workspace can easily be shifted to different positions and orientations. This allows the simulation of different relative positions between the model and the operator, to study ergonomic aspects of the simulated tasks.

Using our device the user movements are the same ones that are done when testing physical mock-ups. This fact provides an enhanced sense of real manipulation and can lead to important reduction in costs in the development of new aircraft engines.

2- Description of the system

REVIMA is a system developed to check the maintainability of aircraft engines. The system has been created from scratch by CEIT Applied Mechanical Department. This is a multidisciplinary development that includes, amongst others, the following disciplines: mechanical design, control theory, computer graphics, computational geometry and human-machine interaction.

The research involved in the project concerns two main areas: mechanical design and software development. Both of them deal with important challenges since system maintenance simulation needs to be very close to reality.

One of the main targets of the mechanical design was that the workspace of the haptic device should match that of an aircraft engine (see Fig. 1). At the same time, any haptic device had to have low inertia. Both requirements have been achieved by combining mechanical design with significant sensible use of a force sensor. The need of large workspace was established by ITP to perform ergonomic studies.

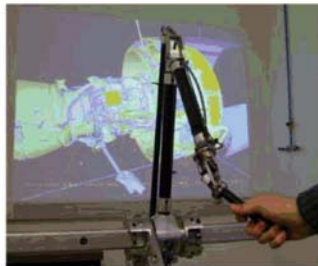


Fig. 1 : Photo of the CEIT haptic in a virtual maintainability operation on a CAD aircraft engine model

In turn, software development has involved the integration of a fast control loop that reflects force to the operator, the evaluation of collisions, and the visualization of the scene. The two last tasks are especially difficult because of the enormous size of the model (more than 2 million triangles). Section 3 describes this integration.

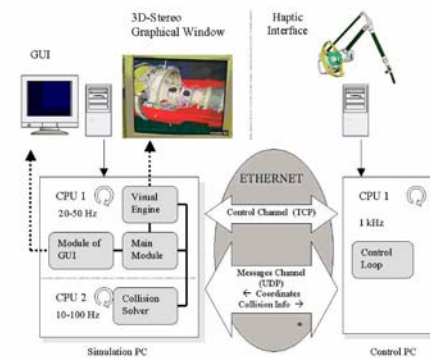
3- System architecture

REVIMA is a complex project that involves software (computer graphics, geometry computational, control) and hardware (mechanics) disciplines. The software has been developed using Microsoft Visual C++ and OpenGL. It runs on Microsoft Windows 2000. Its architecture is based in two PCs. The first one (control PC) executes the control module to command the haptic. The second one (simulation PC) runs the main, the Graphical User Interface (GUI), the collision solver and the graphics engine modules. Both PCs are connected through an Ethernet LAN network.

The control PC has a 233 MHz Pentium II. The simulation PC has two 866 MHz Pentium III Xeon processors with an

Intense3D Wildcat 4210. To achieve the maximum frame rate in the visualization and collision modules, those tasks have been distributed between the two processors. Fig. 2 shows the system architecture.

The simulation PC has two video outputs: one contains the GUI, the other one displays the 3D virtual scene. This second display can be connected to a monitor, a screen projector or both.



.....▶ Interdependencies between modules

——▶ Video output

Fig. 2 : System Architecture of REVIMA

The communication between two PCs uses both UDP and TCP protocols. The UDP protocol is used in the normal and general case: with position messages and collision messages.

The positions messages send from control PC to simulation PC when the Control Module detects position or orientation changes. When the Collision Solver detects interferences, this module sends collision messages to Control Module. Even though, an UDP channel does not guarantee reliability, it is the most appropriate one for a real time application that makes use of a point-to-point connection. The system is not affected if it occasionally misses one of these messages.

When REVIMA needs a reliable communication channel, it uses the TCP protocol. Examples of this kind of messages are: starting the control module from the simulation PC, messages to grasp or release pieces from the assembly, notification from the control PC to the Simulation PC such as problems with the haptic interface, i.e., excessive heat of the motors, etc.

4- Visualization Module

The visualization module generates images that replace the physical viewing of the mock-up. Our aim was to develop a program, where the virtual aircraft engine can be displayed in an interactive frame rate, more than 10 fps. The necessary

However this technique is not as fast as the use of the vertex arrays for the other cards. The reason of this difference is that the graphic cards based on the GeForce3 chip, allow storing vertex information in video memory. This way the access to this information is fastest, and the rendering process is accelerated considerably.

4.3- Visualization methods

The system has implemented several visualization methods. These methods when rendering the scene, try to use the minimum number of polygons.

The program has implemented simplification algorithms. We have implemented the quadric error metrics algorithm [4]. The input data specifies the degree of simplification for each element when the model is charged. The degree of simplification does not change during the simulation operations, because the entire scene has not enough depth to use the LOD technique [5]. The use of LODs also supposes to employ twice the necessary memory, which was not available.

When the scene is displayed, all the elements must not be rendered. Some elements are not visible due to several reasons and other elements are not enough important because of their tiny contribution to the final image.

An element may not be visible for several reasons: it is outside of the viewing pyramid, it is hidden by other elements or the user has marked it as not visible. Also the faces whose normal points away from the viewpoint are not visible.

The elements whose projection is less than a threshold value are not rendered because it is considered that their contribution to the final image is not worthy. It is very important to identify these elements before calling the commands that render them.

The use of efficient hierarchical structures is very important to identify these elements. Bounding volumes of all the nodes of the structure are calculated. The use of these volumes makes easier the necessary calculus. The bounding volumes are spheres because they are the simplest and fastest for calculus purposes [6]. With a collision test between the bounding volume and the viewing pyramid can be known if the elements inside the bounding volume are or are not inside the viewing volume. If the volume is totally outside the viewing pyramid, all the elements are not visible; on the other hand if the volume is inside all the elements are visible. If both volumes collide, there is not enough information and the process follows in the next level of the hierarchical structure. In order to identify if an element contribution to the image is important, the same method is employed. In this case the bounding volume projection area is calculated.

4.4- Occlusion methods

An algorithm that finds which objects are not visible has been also developed. Although we must stress that most of the algorithms used nowadays are not valid within our application due to specific features of our virtual environment.

A lot of algorithms are based in an important pre-process step [7]. These algorithms usually precalculate the objects that are hidden from different possible camera positions. Therefore, at any moment the hidden objects are known just knowing the camera position. These methods are not valid for our program, because the user can vary the visibility state of the elements in run time; therefore the occlusion information obtained in the pre-process step loses all its value.

Either, the methods based in replacing part of the scene by images are not also valid [8]. The scene is not depth enough to replace some elements by an image without producing visual artifacts.

The working scene does not also fit to the methods that divide the scene in cells and portals [9]. These methods are used in architectural environments.

4.5- Occlusion method implemented

Analyzing the main features of the working scene we concluded that the method that best fits is the one based in hierarchical occlusion maps [10].

This method calculates a set of possible occluders in a pre-process step. The set of occluders are different for different viewpoints. Good occluders for each point are those whose projection area is big and those that are usually near from the viewpoint.

When the set of occluders is projected to the screen, the area of its projection is made opaque. An occlusion map is a two-dimensional array. The information stored in an occlusion map indicates which part of the image has become opaque. Once this occlusion map is obtained, applying the average operator to rectangular blocks of pixels, we get occlusion map at different resolutions.

An estimation buffer is also built at every frame, which requires determining the depth value in every pixel where the occluders have been projected. This operation is very expensive, so, instead of calculating the exact value, depth estimations are calculated.

Once the information about the projected area and the depth is obtained the rendering step begins. The following two tests are performed for each element. The screen projection of the element is tested against the occlusion maps to see whether it is completely within the opaque area of the occlusion map. Also is compared against the depth information to determine if it is behind the occluders. If the element is overlapped and behind the occluders, then, it is occluded.

As we needed to improve the throughput of this technique we studied how to save computations, we realized that an important feature is that the aircraft engine virtual models have a cylindrical shape.

Another important property of our program is a special navigation system. To make easier the simulation operations the camera must be located on a cylindrical surface, looking at the center of the engine all the time.

Using these characteristics properly, the step where the depth information was calculated may be avoided. The shape of the model and the navigation mode makes very useful the plane

that is perpendicular to the viewpoint and crosses the center of the shape.

When we are going to calculate the occlusion map, the occluders projected are those that are between the camera and this plane. Then, an element is considered hidden if the occlusion map overlaps its projection and it is behind the plane.

In the Fig. 5 can be seen how many elements are considered as hidden for the different positions a camera can take.

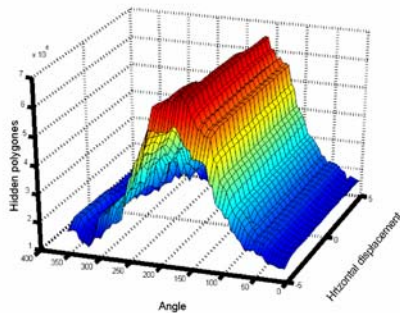


Fig. 5 : Number of Objects ($\times 10^5$) occluded for different camera positions

5- Collision Module

The collision module sends messages to the control module when a collision is detected among the objects. The control PC with this information calculates a force feedback that is applied by the haptic interface, inhibiting some user movements. This is a simplification of the problem. In section 6 the problem of penetration and control is analyzed.

It should be noticed that the collision problem we are tackling with has two specific characteristics. The first one has a geometric nature. There are a reduced number of mobile objects (the hand and the grabbed tool or engine part) while the rest of the scene is a large set of static objects. Therefore, the mobile objects are only about a 0.5% of the total number of facets in the scene. The second one is the relative position between the static and mobile geometry: the facets of the mobile objects are usually close to a subset of static facets.

These two characteristics are common to other environments whose maintainability must be analyzed, and have a notable influence in the algorithms required when checking for collisions and penetrations. This environment is quite different from others that also deal with the collision problem: path finding, robotics, vehicles, virtual walks, even mechanism design.

The algorithm used is based on uniform spatial grid decomposition: voxels [11]. Each voxel can point to a list of facets that intersect with its volume.

Instead of building the voxel decomposition for each static object, we make only one structure, treating all the static objects as a unique solid [12], [13].

Here we present a similar method of [12]. We named it *MF* (Mobile with Facets). This method doesn't use voxels to describe the mobile objects; it uses only facets. The *MF* algorithm uses only two levels of accuracy: interferences among mobile facets and static voxels; and interferences among mobile and static facets.

In the first one, for each mobile facet it computes the subset of static voxels intersected by that mobile facet. If the subset of voxels has some facet, in a second level of accuracy, the algorithm takes the facets contained in those voxels and searches for interference among each pair of facets. We use an algorithm from Möller [14] to detect an intersection between two triangles.

Besides the detection problem, the collision solver also computes a collision response. This response is two values, the normal contact and the penetration between two 3D objects, and the collision module sends them to control module.

6- Control Module

The control loop, located in the control PC, has a sampling period of 1 kHz. Most authors choose one sample frequency of 500 Hz or 1 kHz, according to the studies of Shimoga [15].

This module acquires the position and orientation of the tracking device and sends this information to the simulation PC.

Collision forces are calculated depending on the actual user position, the last collision information received from the simulation PC and the contact model in use. Fig. 6 shows the data that make up the collision information: the contact normal \mathbf{n} , the penetration x and the tool position \mathbf{p} .

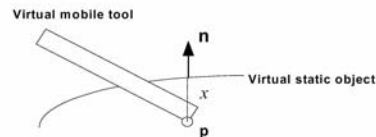


Fig. 6 : Collision information

The contact model used in REVIMA is a simple spring [16]. The collision force is directly proportional to the penetration x of the virtual tool in the environment. It also has been implemented a friction model that follows the one described by Salisbury et al. [17].

Since the control loop runs faster than the collision module, we have considered the following three problems that generate sudden changes in the contact force.

The first one is the delay that exists in the collision information. When a collision message arrives at the control

PC, its information is only true for a previous position of the user, not the actual.

The second problem is what to do when there is not new collision information for new control iteration. This happens because collision analyses are slower than the control loop.

The last problem is how to solve the great changes in normal direction and penetration, which can appear every time that new collision information is received.

The numerical strategies we have implemented to solve these problems permit a sufficient stiff and smooth touch simulation even in presence of several contact points or great changes in the contact surface.

7- Conclusions

The main conclusion of this work is that virtual reality systems with force feedback based on low cost hardware can be directly applied to the industry and that these systems may lead to important reduction in costs.

The system has shown that it is possible to have a device with a workspace as large as an aircraft engine.

Another interesting characteristic of this system is that CAD models used in the design phase are also useful for simulation studies without manual or interactive preprocessing.

The used architecture and visualization policy has proven to be a good approach to treat the problem of managing large CAD models in real time. The specific characteristics of this problem allow us speeding up occluding computations.

There are two complete developed systems that are being used and validated by ITP.

8- Acknowledgments

The authors would like to thank to ITP and Sener for promoting and funding the application REVIMA. This application has been partially financed by the project of the Basque Government, number C101TP03.

We would like to especially thank Iker Aguinaga, Emilio Sánchez, Angel Rubio and Jaime Rubi for their support and ideas in the development of this work.

9- References

- [1] Blanchard B., Verma S.D. and Peterson, E.L. Maintainability. John Wiley & Sons Inc., New York, USA, 1995.
- [2] Meißner M., Bartz D., Hüttner T., Müller G. and Einighammer J. Generation of Subdivision Hierarchies for Efficient Occlusion Culling of Large Polygonal Models. Technical Report WSI-99-13, Department of Computer Science, University of Tübingen, 1999.
- [3] Bartz D., Meißner M. and Hüttner T. OpenGL-assisted Occlusion Culling for Large Polygonal Models. Computer and Graphics, Vol.23, No. 5, 1999.
- [4] Garland M. and Heckbert P. Surface Simplification Using Quadric Error Metrics. Computer Graphics (SIGGRAPH 97 proceedings), 209-216, 1997.
- [5] Aliaga, D., Cohen, J., Wilson, A., Baker, E., Zhang, H., Erikson, C., Hoff, K., Hudson, T., Stuerzlinger, W., Bastos, R., Whitton, M., Brooks, F., and Manocha, D. "MMR: An Interactive Massive Model Rendering System Using Geometric and Image-Based Acceleration." Symposium on Interactive 3D Graphics '99 Proceedings, 199-206, 237, 1999.
- [6] Bartz D., Klosowski J.T. and Stanek D. k-DOPs as Tighter Bounding Volumes for Better Occlusion Performance. ACM SIGGRAPH, Conference Abstracts and Applications, page 213, 2001.
- [7] Saona-Vazquez C., Navazo I. And Brunet P. The visibility Octree. A Data Structure for 3D Navigation. Computer & Graphics 23 pp. 635-643, 1999.
- [8] Aliaga D. and Lastra A. Automatic Image Placement to Provide a Guaranteed Frame Rate. Proceedings of ACM SIGGRAPH, pp. 307-316, August 1999.
- [9] Luebke D. and Georges C. Portals and Mirrors: Simple, Fast Evaluation of Potentially Visible Sets. In ACM Interactive 3D Graphics Conference, Monterey, CA, 1995
- [10] Zhang H., Manocha D., Hudson T. and Hoff K. Visibility Culling Using Hierarchical Occlusion Maps. In Proc. Of ACM Siggraph, 1997.
- [11] García-Alonso A., Serrano N. and Flaquer J. Solving the Collision Detection Problem. IEEE Computer Graphics and Applications, 13(3): 36-43, May 1994.
- [12] Held M., Klosowski J.T. and Mitchell J.S.B. Evaluation of Collision Detection Methods for Virtual Reality Fly-Throughs. Proceedings of the Seventh Canadian Conference on Computer Geometry, Vol. 3, pp. 205-210, Québec City, Québec, Canada. Agosto 1995.
- [13] McNeely W. A., Puterbaugh K. D. and Troy J. J. Six Degree-of-Freedom Haptic Rendering Using Voxel Sampling. Proceedings of the ACM Siggraph, pp. 401-408. Los Angeles, California, USA. August 1999.
- [14] Möller T. and Haines E. Real-Time Rendering. A K Peters Ltd., 1999.
- [15] K. Shimoga. Finger Force and Touch Feedback Issues in Dextrous Telem Manipulation: A Survey. Proc. of NASA-CIRSSSE International Conference on Intelligent Robotic Systems for Space Exploration, NASA. 159-178, Greenbelt, September 1992.
- [16] Burdea G.C. Force and Touch Feedback for Virtual Reality, John Wiley and Sons, Inc., New York, 1996.
- [17] Salisbury K., Brock D., Massie T., Swarup N. and Zilles C. Haptic Rendering: Programming Touch Interaction with Virtual Objects. Proceedings 1995 Symposium on Interactive 3D Graphics. 123-130, Monterey, California, 1995.

B.2 OTRAS PUBLICACIONES

El proyecto de investigación en el que se encuentra enmarcada la presente tesis ha sido tema de otras publicaciones.

“REVIMA: Realidad Virtual Aplicada a la Mantenibilidad de Componentes Externos”, *Al Vuelo*, nº 42, portada y pp. 8-9, Octubre, 2002.



alvuel 

COMUNICACIÓN INTERNA · N° 42 · Octubre de 2002

REVIMA:
Realidad Virtual

EPI gestionará el **TP400-D6**
Panorámica de **Farnborough**
Zamudio estrena nave



Tecnología

Carlos Tarazona, Informática Técnica

Simula una zona de trabajo 1:1 en un motor de avión

Proyecto REVIMA: realidad virtual aplicada a la mantenibilidad de componentes externos

Revima proiektuak Errealitate Birtualako teknikak ezartzea helburutzat jotzen du. Funtzean, honek suposatzen du motoreen kanpoko osagaiak robotikaren medio neurtzea mantenimendu aldetik.

El Proyecto REVIMA (1999-2002) tiene como finalidad la aplicación de técnicas de Realidad Virtual a la evaluación de la *mantenibilidad* de componentes exter-

nos de motores de aviación, en especial mediante el uso de dispositivos robóticos para la simulación de las sensaciones de pesos y colisiones. El fin último es evitar la construcción,

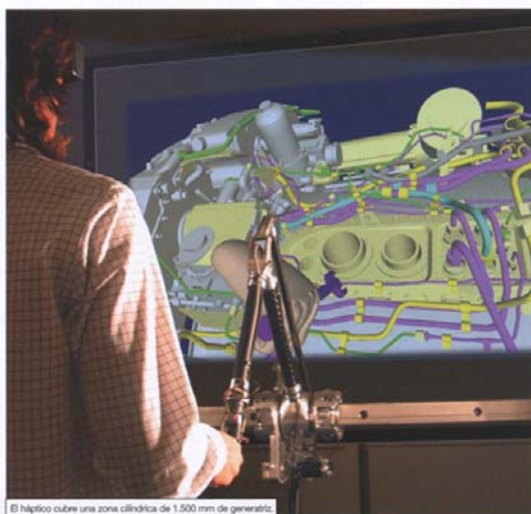
durante la fase de desarrollo, de prototipos físicos cuyo único propósito sea el estudio de la *mantenibilidad*.

Todo empezó allá por 1998 cuando el CEIT, centro tecnológico experto en robótica que colaboraba desde hacía tiempo con ITP en otras áreas de investigación, hizo una presentación a los departamentos de DPA e ILS, entonces en Ajalvir, ofreciendo la posibilidad de aplicación de técnicas de Realidad Virtual para el trabajo con maquetas electrónicas de componentes externos de motores.

A mediados de 1998 empezó a popularizarse un pequeño dispositivo táctil de sobremesa denominado PHANTOM, que proporcionaba pequeñas fuerzas en el dedo o la mano del operador. El reto estaba planteado: ¿Era posible construir una herramienta integrada formada por un visualizador 3D + un dispositivo táctil de uso industrial para el estudio de *mantenibilidad* de componentes externos, que proporcionara al usuario un comportamiento cercano al real y que permitiera un estudio intuitivo de estos problemas?

El problema al que se quería dar solución era el de la eliminación de la construcción de prototipos físicos para la evaluación de *mantenibilidad*, teniendo en cuenta que el diseño había sido realizado con herramientas CAD. Con este fin, se acometió por parte la Unidad de I+D de Ingeniería y Tecnología, desde 1999 y hasta la fecha, el proyecto REVIMA, con la colaboración de Sener.

Un dispositivo táctil o *háptico* se puede describir como un sistema mecánico para interactuar con sistemas que en la práctica no se pueden tocar por estar alejados, por ser peligrosos, por ser inaccesibles o simplemente por no existir en la realidad sino como modelo de ordenador. El desarrollo de *hápticos* efectivos ha demostrado ser una tarea complicada, lo cual hemos podido comprobar durante el desarrollo del proyecto: las extremidades humanas tienen muchos grados de libertad y las sensaciones



El háptico cubre una zona cilíndrica de 1.500 mm de generatriz.

táctiles incluyen muchos tipos de estímulos e incorporan un rango dinámico muy amplio de respuestas.

El dispositivo tiene seis grados de libertad, produciéndose respuesta de fuerza de hasta 1 kg en los tres ejes

Estos dispositivos pueden considerarse, pues, pequeños robots dotados de sensores y actuadores, que responden con una fuerza determinada a las acciones del utilizador.

Durante 2001 se ha diseñado y construido la primera versión del *háptico*. Dicho dispositivo cubre una zona cilíndrica de 1.500 mm de generatriz, un radio de 350 a 650 mm, con un ángulo abarcado de 120°. La idea es simular una zona de trabajo a escala 1:1 en un motor de avión. El dispositivo tiene 6 grados de libertad, produciéndose respuesta de fuerza de hasta 1 Kg en los 3 ejes. En este primer *háptico* no se van a simular pares, por lo que el usuario deberá *aprender a vivir* en un mundo "sin pares".



El montaje definitivo se llevó a cabo en abril de 2002.

Un resultado práctico

"Un primer resultado práctico de REVIMA es la utilización del propio software en PC's de sobremesa de altas prestaciones por parte del personal de la sección de Mantenibilidad del departamento de ILS. Actualmente hay 2 puestos instalados, que son réplicas del sistema de la "Sala de Realidad Virtual", donde se ha sustituido el *háptico* por un ratón de 6 grados de libertad. Este sistema permite la evaluación de los casos menos complejos en los estudios de accesibilidad, así como el aprendizaje del propio sistema REVIMA, recurriendo al *háptico* en los casos donde es necesario mayor *realismo*. Estos estudios antes se realizaban mediante los visualizadores de las herramientas CAD, necesitando del orden de varias horas para realizar un estudio no considerado definitivo. Estos estudios se hacen ahora en cuestión de minutos, y si es necesario el uso del haptic, en menos de una hora se puede tener el escenario simulado. Se espera en los próximos meses perfeccionar la técnica, mediante el ajuste del *háptico* para que la evaluación de la mantenibilidad sea una disciplina establecida en ITP sin necesidad de prototipo físico.

No obstante, todavía queda mucho camino por recorrer. Estamos entrando en un territorio totalmente nuevo, como es la simulación táctil de un entorno industrial, y día a día surgen nuevas ideas y aspectos que se deben mejorar. Esperamos seguir con esta línea de investigación en el futuro cercano. Creo que este proyecto ayudará a que ITP se convierta en una empresa puntera en el sector."

Es el primer *háptico* de este tamaño que se construye en Europa, y aun en el mundo, es difícil encontrar disposi-

tivos que cubran áreas semejantes, en un entorno industrial y con una aplicación práctica.

Para la instalación del *háptico* se ha habilitado en las oficinas de San Fernando una "Sala de Realidad Virtual". El montaje definitivo se llevó a cabo en abril de 2002, estando la instalación actualmente en fase de val-

Para la instalación del *háptico* se ha habilitado en las oficinas de San Fernando una "Sala de Realidad Virtual"

idación. En el momento de escribir este artículo se está instalando una pantalla 3D y 2 proyectores en el techo para tener una imagen estéreo pasiva en la pared frontal de gran tamaño, y para evitar la fatiga que produce el uso prolongado de las gafas activas, con el monitor estéreo actualmente operativo. ■