



EDUCACIÓN

SECRETARÍA DE EDUCACIÓN PÚBLICA



TECNOLÓGICO
NACIONAL DE MÉXICO

Tecnológico Nacional de México

Centro Nacional de Investigación
y Desarrollo Tecnológico

Tesis de Doctorado

Sistema pasivo de disipación de energía de impacto
lateral, estudio, modelado y construcción

presentada por

MI. Julio César Vergara Vázquez

como requisito para la obtención del grado de
Doctor en Ciencias en Ingeniería Mecánica

Director de tesis

Dr. Dariusz Szwedowicz Wasik (TeCNM/CENIDET)

Codirector de tesis

Dr. Quirino Estrada Barbosa (UACJ)

Cuernavaca, Morelos, México. Diciembre de 2021.



Centro Nacional de Investigación y Desarrollo Tecnológico
Departamento de Ingeniería Mecánica

Cuernavaca, Mor., **30/noviembre/2021**

No. Oficio: DIM/163/2021
Asunto Aceptación de documento de tesis

DR. CARLOS MANUEL ASTORGA ZARAGOZA
SUBDIRECTOR ACADÉMICO
PRESENTE

Los de abajo firmantes, miembros del Comité Tutorial del **M.I Julio Cesar Vergara Vázquez** manifiestan que después de haber revisado el documento de tesis titulado "**Sistema pasivo de disipación de energía de impacto lateral, estudio, modelado y construcción**", realizado bajo la dirección del **Dr. DariuszSlawomir Szwedowicz** y la codirección **del Dr. Quirino Estrada Barbosa** el trabajo se **ACEPTA** para proceder a su impresión.

ATENTAMENTE

DR. DARIUSZ SLAWOMIR SZWEDOWICZ WASIK
CENIDET

DR. QUIRINO ESTRADA BARBOSA
UACJ

DR. ELADIO MARTÍNEZ RAYÓN
CENIDET

DR. JORGE COLÍN OCAMPO
CENIDET

DRA. CLAUDIA CORTÉS GARCÍA
CENIDET

DR. JORGE BEDOLLA HERNÁNDEZ
IT APIZACO

c.c.p: M.E Guadalupe Garrido Rivera Jefa del
Departamento de Servicios Escolares
c.c.p: Dr. Carlos Manuel Astorga Zaragoza
c.c.p: Expediente
ABO /RMA





EDUCACIÓN
SECRETARÍA DE EDUCACIÓN PÚBLICA



TECNOLÓGICO
NACIONAL DE MÉXICO

Centro Nacional de Investigación y Desarrollo Tecnológico
Departamento de Ingeniería Mecánica

Cuernavaca, Mor., 02/diciembre/2021
No. Oficio: DIM/171/2021
Asunto: Autorización de impresión de tesis

M.I JULIO CESAR VERGARA VÁZQUEZ
CANDIDATO AL GRADO DE DOCTOR EN CIENCIAS EN ING. MECÁNICA
P R E S E N T E.

Por este conducto, tengo el agrado de comunicarle que el Comité Tutorial asignado a su trabajo de tesis titulado **SISTEMA PASIVO DE DISIPACIÓN DE ENERGÍA DE IMPACTO LATERAL ESTUDIO, MODELADO Y CONSTRUCCIÓN** han informado, que están de acuerdo con el documento presentado. Por lo anterior, se le autoriza a que proceda con la impresión definitiva de su documento de tesis.

Esperando que el logro del mismo sea acorde con sus aspiraciones profesionales, reciba un cordial saludo.

ATENTAMENTE

Excelencia en Educación Tecnológica®
"Conocimiento y tecnología al servicio de México"



CENTRO NACIONAL DE
INVESTIGACIÓN Y
DESARROLLO
TECNOLÓGICO

DR. MARIO ALEJANDRO GOMEZ JIMENEZ
JEFE DEL DEPARTAMENTO DE INGENIERÍA MECÁNICA

C.c.p. Depto. de Servicios Escolares M.E. Guadalupe Garrido Rivera
Expediente
MAGJ/RMA



Interior Internado Palmira S/N, Col. Palmira,
C. P. 62490, Cuernavaca, Morelos
Tel. (01) 777 3 62 77 70, ext. 4201,
e-mail: cyd_cenidet@tecnm.mx
www.tecnm.mx | www.cenidet.tecnm.mx



Dedicatoria.

A mi esposa Magali quien ha estado a mi lado en estos años, brindándome su amor y
cariño. Gracias por ser mi compañera.

A mi hija Sabina quien es la más bella de todas las sabinas.

A mis padres Guillermina y Miguel, gracias por ser los primordiales promotores de
mis sueños, por su sabiduría incorporada en su ejemplo de vida y por guiarme para
convertirme en la persona que soy hoy.

Solo VERGARA

Agradecimientos.

Agradezco a mi país México, donde las metas y los sueños son alcanzables. Al Consejo Nacional de Ciencia y Tecnología (CONACYT) por ser la entidad de apoyo de económico, al Centro Nacional de Investigación y Desarrollo Tecnológico (CENIDET) por brindarme la oportunidad de estar en sus aulas.

Dr. Dariusz, agradezco la confianza y la oportunidad de compartir parte de su conocimiento y experiencia, gracias por forjar mi personalidad y carácter en el área de la investigación, Dr. Quirino Estrada gracias por la amistad, la dirección en este trabajo, además de acompañarme en cada momento de esta etapa de mi vida.

Mis sinodales Dr. Jorge Colin, Dr. Claudia, Dr. Eladio y Dr. Jorge Bedolla, gracias por la conducción y orientación desarrollada durante este trabajo.

Mis queridos amigos de CENIDET Antonio Sanda, Luis Tadeo, Francisco Iván, Miguel Domínguez, Carlos Lara, Manuel y Javier, gracias por su amistad la cual es un fruto más de mi proceso doctoral.

Gelacio Cruz, por sus buenos y malos consejos

Finalmente, agradezco por permitirme disfrutar de su compañía a todas aquellas amistades que he encontrado en cualquier momento de mi vida. Para ser sucinto, solo mencionare algunas de estas personalidades. Dr. Isaías y Male, Karen Frinet, Milton Dave, Filiberto y Familia, Gabriel Padilla, Francisco Hipólito, Viviana y Teódulo Mendoza, gracias por su sinceridad, pero sobre todo, gracias por el tiempo dedicado al cultivo de esta amistad.

Julo Vergara

Resumen

Se presenta el estudio de un mecanismo de disipación de energía implementando perfiles de pared delgada con restricción en los extremos, la cual se realiza a través de almohadillas de fricción. Para el desarrollo del estudio, en primer lugar se realizaron pruebas experimentales y modelos discretos de pruebas de flexión a tres puntos. Los modelos discretos se desarrollaron empleando el método de elemento finito mediante la herramienta computacional ABAQUS; los modelos fueron validados de manera cualitativa y cuantitativa por medio de las pruebas experimentales. El sistema de disipación presentado en este trabajo incluye la deformación plástica por flexión y compresión, así como la fricción como dispositivos pasivos de disipación. El uso de las almohadillas de fricción permiten aumentar la eficiencia a la fuerza de aplastamiento en un (CFE) 52.9%. Se realizaron pruebas en condiciones dinámicas obteniendo resultados que comprueban la eficacia del sistema de disipación.

Se realizó la simulación de la aplicación del mecanismo desarrollado bajo condiciones estandarizadas del Programa de Evaluación de Vehículos Nuevos (NCAP) de impacto lateral de una puerta, los resultados mostraron un mejora en absorción de energía (E_a) y en la eficiencia a la fuerza de aplastamiento (CFE) de 52% y 55% respectivamente. Lo anterior demuestra que el mecanismo mejora la disipación de energía de impacto generada durante una colisión.

Abstract

A study of an energy dissipation mechanism is presented by implementing thin-wall profiles with restriction at the ends, which is carried out through friction pads. For the development of the study, first of all, experimental tests were carried out and discrete three-point bending test models. The discrete models were developed employing the finite element method, through the ABAQUS computational tool; The models were validated qualitatively and quantitatively through experimental tests. The dissipation system presented in this work includes plastic deformation by bending and compression, as well as friction as passive dissipation devices. The use of friction pads increases the crushing force efficiency by (CFE) 52.9%. In addition, tests were carried out under dynamic conditions obtaining results that verify the efficiency of the dissipation system.

The simulation of the application of the mechanism developed under standardized conditions of the New Vehicle Assessment Program (NCAP) of side impact of a door was carried out, the results show an improvement in energy absorption (E_a) and in crushing force efficiency (CFE) of 52% and 55% respectively. The above shows that the mechanism improves the dissipation of impact energy generated during a collision

“La incultura es una de las desgracias más grandes de mi raza... La educación de los hijos de mi raza es algo que no debe pasar inadvertido para los gobernantes y para los ciudadanos. Nunca al problema educativo se le ha dado la atención necesaria...”

Doroteo Arango Arambula (Pancho Villa, el Centauro del Norte)

“Hay hombres que luchan un día y son buenos. Hay otros que luchan un año y son mejores. Hay quienes luchan muchos años y son muy buenos. Pero hay los que luchan toda la vida: esos son los imprescindibles.

Bertolt Brecht

Contenido

Resumen	1
Índice de Figuras	iv
Índice de Tablas	viii
Prólogo	ix
Capítulo I. Introducción.....	1
1.1 Objetivo.....	1
1.2 Justificación.....	1
Referencias.....	2
Capítulo II. Estado del arte.....	4
2.1 Sistema pasivo de disipación de energía.....	5
2.1.1 Fenómeno de impacto.	5
2.2 Colisión en vehículos.....	5
2.2.1 Método de agrupamiento de masa-resorte (LPMS) y modelos de elemento finito (MEF) 6	
2.2.2 Método de elemento finito.....	8
2.3 Sistemas de seguridad empleados en la industria automotriz	9
2.4 Uso de barras de seguridad como disipadores de energía.....	12
2.4.1 Perfiles de TRB (Tailor Rolled Blanks). y perfiles TWB (Tailor Welded Blanks). 12	
2.4.2 Barras de seguridad empleando perfiles tubulares de pared delgada.....	14
2.5 Resistencia al impacto (<i>Crashworthiness</i>).....	17
2.6 Estudios de barras de seguridad ante impactos laterales.	19
Referencias.....	23
Capítulo III. Disipación de energía por deformación plástica a flexión.	29
3.1 Selección del material.	30
3.2 Modelo teórico de disipación de energía en perfiles de pared delgada.....	31
3.3 Desarrollo de modelo discreto de flexión a tres puntos por medio del software Abaqus. 34	
3.3.1 Parámetros elásticos.....	35

3.3.2	Parametros plásticos.....	36
3.3.3	Criterios de falla.....	37
3.3.4	Modelo discreto	40
3.4	Prueba experimental de flexión a tres puntos.....	41
3.4.1	Análisis de convergencia de malla.	42
3.5	Estudio paramétrico de prueba de flexión a tres puntos.....	43
3.5.1	Variación de radio del indentador.	44
3.5.2	Variación de longitud de soportes.	48
	Referencias.....	53
Capítulo IV. Sistema de restricción en perfiles sometidos a cargas de flexión.....		57
4.1	Pruebas experimentales y numéricas	58
4.1.1	Desarrollo de prueba experimental.....	58
4.2	Desarrollo del modelo discreto.....	59
4.3	Análisis comparativo de mecanismo de flexión de tres puntos y mecanismo con restricción.	62
4.4	Constitución del mecanismo de disipación.....	63
4.4.1	Disipación de energía por deformación plástica a flexión.	63
4.4.2	Disipacion de energía por deformación plástica a compresión.....	63
4.5	Cuantificacion de disipación de energía.....	69
4.6	Análisis paramétrico.	70
4.6.1	Efecto de la restricción en los extremos.....	70
4.6.2	Análisis de precarga en almohadillas de fricción.....	75
4.6.3	Análisis de variación de longitud de almohadilla de sujeción.....	79
	Referencias.....	85
Capítulo V. Pruebas dinámicas		87
5.1	Pruebas de impacto	88
5.2	Diseño de elementos mecánicos.....	89
5.2.1	Sistema de impacto y precarga.....	89
5.2.2	Sistema de bancada para prueba de flexión.....	90
5.3	Instrumentación de máquina de impacto.....	90

5.3.1	Uso de amplificador de medicion Labamp Kistler 5165A4	91
5.3.2	Calibración de sensor de fuerza.	91
5.3.3	Calibración de sensor de desplazamiento.....	93
5.4	Prueba experimental.....	95
5.5	Pruebas dinámicas numéricas	97
5.6	Desarrollo de prueba dinamica numérica sin restricción.	99
5.7	Análisis paramétrico.	102
5.7.1	Analisis de variación de la masa de la máquina de impacto.....	102
5.7.2	Análisis comparativo del perfil con reestricción de manera cuasiestática y dinámica.....	106
	Referencias.....	108
Capítulo VI. Análisis de aplicación de mecanismo de disipación.....		109
6.1	Estructura de puerta de vehículo.....	110
6.2	Análisis de impacto lateral en vehículos.	111
6.3	Modelo discreto de puerta de vehículo.....	112
6.3.1	Pruebas estandarizadas de impacto lateral.....	113
6.3.2	Modelo discreto de impacto lateral.....	114
6.4	Referencias.....	120
Conclusiones.....		122
Anexo A. Cálculo de energía para líneas de bisagras plásticas.....		126
Anexo B. Propiedades de Al 6063-T5, Abaqus.....		128
Anexo C. Banco de fricción.....		130
Anexo D. Elementos del sistema de impacto y precarga.....		131
Anexo E. Sistema de bancada para prueba de flexión.....		134
Anexo F: Interfaz de configuración de sensores en plataforma de Kistler.		136

Índice de Figuras

Figura 1.1. Estadísticas de colisión del 2017, [Cuevas Colunga, Villegas, Mayoral Grajeda, & Mendoza Díaz, 2018].	1
Figura 2.1. Duración de la carga (Jansson, 2001).	5
Figura 2.2. Modelo LPMS de impacto frontal donde, a) análisis de impacto frontal, b) modelo físico del vehículo, c) simulación de modelo en impacto frontal, [Kamal, 1970].	6
Figura 2.3. Modelo LPMS para un impacto lateral, (Lim & Paluszny, 1988)	7
Figura 2.4. Modelo utilizado por Trella & Kianthra, 1985	7
Figura 2.5. Zonas de impacto de un vehículo, [Duan <i>et al.</i> , 2016].	8
Figura 2.6 Transmisión de energía generada durante el impacto frontal, [Duan <i>et al.</i> , 2016]...	8
Figura 2.7. Tipos de cargas existentes en colisiones vehiculares, [Baroutaji <i>et al.</i> , 2017].....	9
Figura 2.8. Seguridad pasiva y activa aplicadas en un vehículo. [Ji, 2015].	10
Figura 2.9. Zonas de deformaciones por impacto en vehículos.	11
Figura 2.10. Barras de seguridad de Volkswagen Golf.	11
Figura 2.11. Diferentes modelos de barras de seguridad [Černiauskas <i>et al.</i> , 2010].	12
Figura 2.12. Aplicaciones de perfiles TRB.	12
Figura 2.13. Análisis de impactos laterales donde: a) Impacto lateral en perfiles TRB, b) Prueba de 3 puntos en perfil TRB, [H. Zhang <i>et al.</i> , 2018].	13
Figura 2.14. Barras de seguridad de acero de alta resistencia, donde a) perfiles analizados, b) desarrollo de pruebas numéricas, [Yoon <i>et al.</i> , 2016].	13
Figura 2.15. Protectores metálicos cilíndricos usados como absorbentes de energía en estructuras de automóviles / trenes, [Marsolek & Reimerdes, 2004].	17
Figura 2.16. Parámetros de resistencia al impacto.	18
Figura 3.1 Líneas de bisagra presentadas en el colapso a flexión.	32
Figura 3.2. Mecanismos de colapso donde, a) flexión pura, b) indentación con flexión, [Huang & Zhang, 2018].	32
Figura 3.3. Etapas y zonas de trabajo de perfil a flexión de tres puntos.	34
Figura 3.4. Procedimiento de prueba de tensión.	35
Figura 3.5, Curva esfuerzo-deformación de aluminio 6063-T5.	35
Figura 3.6. Valores reales e ingenieriles de aluminio 6063-T5.	37
Figura 3.7. Criterios de daño por cortante y ductilidad.	37
Figura 3.8. Criterios de falla por ductilidad, [Barsoum <i>et al.</i> , 2014].	39
Figura 3.9. Parametros de daño por cortante, [Zhu <i>et al.</i> , 2011].	40
Figura 3.10. Modelo discreto de la prueba de flexión de tres puntos, en [mm].	41
Figura 3.11. Prueba experimental de flexión a tres puntos.	41
Figura 3.12. Análisis de convergencia de malla	42

Figura 3.13. Comparación de modelo SQ-00 y la prueba experimental donde: a) curva fuerza-desplazamiento, b) curva energía de absorción-desplazamiento.	43
Figura 3.14. Estado final de deformación de prueba de flexión a tres puntos.	43
Figura 3.15. Análisis paramétrico de variación de radio de identador.....	44
Figura 3.16. Curva fuerza – desplazamiento de resultados de análisis de variación de radio de identador.	45
Figura 3.17. Estado final de deformación con variación de radio de identador.	47
Figura 3.18. Energía de absorción y eficiencia a la fuerza de aplastamiento de variación de identador.	48
Figura 3.19. Análisis paramétrico de variación de longitud de soportes.....	49
Figura 3.20. Estado final de deformación de variación de longitud de soportes, parte I.	51
Figura 3.21. Estado final de deformación de variación de longitud de soportes, parte II.	52
Figura 3.22. Energía de absorción y eficiencia a la fuerza de aplastamiento	52
Figura 4.1. Banco de prueba experimental considerando almohadillas de fricción	58
Figura 4.2. Estado final de la prueba de sujeción en los extremos.	59
Figura 4.3. Modelo discreto de prueba a flexión con restricción en los extremos, en [mm]. ..	59
Figura 4.4. Comparación de modelo discreto SF-00 y prueba experimental con restricción donde, a) curva de fuerza-desplazamiento, b) curva de energía de absorción-desplazamiento.	60
Figura 4.5. Estado final de deformación donde a) vista superior, b)vista en la lateral c) isométrico y d) vista frontal en el extremo.....	61
Figura 4.6. Comparación entre mecanismo a flexión pura y mecanismo considerando almohadillas de fricción.	62
Figura 4.7.Mecanismo de deformación por compresión lateral donde: a) estado inicial, b) estado final de compresión.....	64
Figura 4.8.Fuerzas que actúan en el fenómeno de fricción	66
Figura 4.9. Zonas de contacto en el mecanismo de disipación.....	67
Figura 4.10. Condiciones finales de contacto del mecanismo.....	68
Figura 4.11. Dispositivos de disipación pasiva presentes en mecanismo con restricción.....	68
Figura 4.12. Curva de fuerza de fricción-desplazamiento entre la almohadilla de fricción y el perfil.	69
Figura 4.13. Porcentaje de disipación de energía por cada dispositivo.....	70
Figura 4.14. Configuraciones empleadas en analisis de restricción en extremos.	71
Figura 4.15. Curva de fuerza desplazamiento del analisis de restricción y sin restricción.	72
Figura 4.16. Porcentaje de disipacion de energíade por cada dispositivo.	73
Figura 4.17. Modelo discreto para el analisis de precarga en almohadillas	76
Figura 4.18. Curva de fuerza-desplazamiento de precarga en almohadillas de fricción.....	77
Figura 4.19. Energía de disipación y eficiencia a la fuerza de aplastamiento del análisis de precarga en almohadillas.	79

Figura 4.20. Modelo discreto para el análisis de longitud de almohadillas de fricción, [mm].	80
Figura 4.21. Curva de fuerza-desplazamiento de variación de longitud en almohadillas de fricción	81
Figura 4.22. Estados finales de deformación de análisis de longitud de almohadillas.	82
Figura 4.23. Energía de disipación y eficiencia a la fuerza de aplastamiento de análisis de variación de longitud de almohadillas.	84
Figura 5.1. Diseño de máquina de impacto.	89
Figura 5.2. Sistema de impacto y precarga	90
Figura 5.3. Bancada para prueba de flexión.	90
Figura 5.4. Adquisidor de datos Kistler 5165A4.	91
Figura 5.5. Sensor de fuerza o arandela de carga 9051A.	92
Figura 5.6. Diagrama de flujo de proceso de calibración de sensor de fuerza.	92
Figura 5.7. Diferencia de medición, martillo de impacto vs sensor de fuerza.	93
Figura 5.8. Sensor de desplazamiento óptico modelo GP2YOA21YKOF	94
Figura 5.9. Sistema de montaje para calibración del sensor de fuerza.	94
Figura 5.10. Curva de tendencia del sensor de desplazamiento óptico	95
Figura 5.11. Montaje de sistema de restricción así como bancada de flexión.	96
Figura 5.12. Máquina de impacto incluyendo todos los elementos.	96
Figura 5.13. Modelo discreto SF-D0, bajo condiciones dinámicas, acotaciones en [mm].	98
Figura 5.14. Curva fuerza-desplazamiento de prueba dinámica con restricción.	98
Figura 5.15. Estado final de deformación de perfil donde; a) posición central, b) zona en el extremo del perfil.	99
Figura 5.16. Modelo numérico de prueba dinámica de tres puntos, acotaciones en [mm].	100
Figura 5.17. Comparativa de fuerza-desplazamiento de sistema de restricción y sin restricción en condiciones dinámicas.	101
Figura 5.18. Estados finales de deformación de estructuras en condiciones dinámicas.	102
Figura 5.19. Curva fuerza-desplazamiento del análisis de variación de masa de indentador.	103
Figura 5.20. Comportamiento de la energía generada y el porcentaje de absorción del mecanismo.	105
Figura 5.21. Estados finales de deformación de las estructuras de variación de masa en el indentador.	105
Figura 5.22. Curva fuerza-desplazamiento del análisis de variación de masa de indentador.	106
Figura 5.23. Estado final de deformación de perfil considerando almohadillas de fricción.	107
Figura 6.1. Puerta Sentra donde, a) vista del exterior, b) vista interna.	110
Figura 6.2. Barra de seguridad en puerta automotriz, donde a) barra de seguridad, b) sistema de sujeción de la barra de impacto.	110
Figura 6.3. Porcentajes de disipación de energía en elementos comprometidos durante el impacto lateral.	111

Figura 6.4. Prueba experimental de impacto dinámico en puerta de vehículo, [Long <i>et al.</i> , 2019].....	112
Figura 6.5. Modelo de vehículo donde: a) modelo en LS-DYNA, b) modelo con malla huérfana en Abaqus.....	112
Figura 6.6. Partes que componen la puerta donde, a) parte frontal, b) chasis, c) parte inferior.	113
Figura 6.7. Prueba estandarizada de impacto lateral.	114
Figura 6.8. Modelo discreto de impacto lateral en puerta de vehículo.	115
Figura 6.9. a) Fuerza de impacto vs desplazamiento, b) energía de absorción vs desplazamiento de sistema simple y con restricción.....	116
Figura 6.10. Evaluación de comportamiento de estructura ante el impacto lateral, parte I.	117
Figura 6.11. Evaluación de comportamiento de estructura ante el impacto lateral, parte II.	119

•

Índice de Tablas

Tabla 0.1. Aplicaciones de espumas metálicas [Ashby <i>et al.</i> , 2002].....	15
Tabla 0.2. Estudios de flexión de diversos perfiles de pared delgada.....	16
Tabla 0.3. Resumen de estudios de evaluación de barras de seguridad.	22
Tabla 3.1. Trabajos empleando aleaciones de aluminio en la industria automotriz.....	30
Tabla 3.2. Propiedades mecánicas del Aluminio 6063-T5.....	36
Tabla 3.3. Validación de modelo discreto a partir del análisis de convergencia de malla.	42
Tabla 3.4. Resumen de análisis paramétrico de variación de radio de indentador.	44
Tabla 3.5. Indicadores de resistencia de impacto para análisis de variación de radio de indentador.	46
Tabla 3.6. Resumen de análisis paramétrico de variación de separación de soportes.	49
Tabla 3.7. Indicadores de resistencia al impacto de análisis de variación de longitud de soportes.	50
Tabla 4.1. Propiedades del acero ASTM A36, (Estrada, Vergara <i>et al.</i> 2021).	60
Tabla 4.2. Indicadores de resistencia al impacto del análisis experimental y del modelo discreto.....	61
Tabla 4.3. Comparación de resultados experimentales.	62
Tabla 4.4. Parámetros considerados en análisis paramétrico configuración de restricción. ...	71
Tabla 4.5. Parámetros considerados en análisis paramétrico configuración de restricción. ...	74
Tabla 4.6. Procedimiento del análisis paramétrico de precarga en las almohadillas.....	76
Tabla 4.7. Resultados de parámetros de resistencia al impacto del análisis de precarga.....	78
Tabla 4.8. Resumen de análisis de longitud de almohadilla de restricción	80
Tabla 4.9. Indicadores de resistencia al impacto de análisis de longitud de almohadillas	83
Tabla 5.1. Estudios empleando condiciones dinámicas y cuasiestáticas.	88
Tabla 5.2. Características del sensor 9051A	91
Tabla 5.3. Características del sensor GP2YOA21YKOF.....	93
Tabla 5.4. Resultados indicadores de impacto de prueba en condiciones dinámicas.	98
Tabla 5.5. Indicadores de resistencia de impacto en condiciones dinámicas con restricción y sin restricción.....	100
Tabla 5.6. Variables consideradas en la variación de masa en impactador.	103
Tabla 5.7. Indicadores de resistencia al impacto de análisis de variación de masa en indentador	104
Tabla 5.8. Resultados de resistencia de impacto de pruebas experimentales.....	107

Prólogo

En los últimos años, el uso de software computacional en el área de la ingeniería ha tenido gran relevancia. En específico, en el área de la mecánica se han utilizado múltiples desarrollos como CAD/CAM/CAE, incluyendo el método de elemento finito y a su vez aplicado en la industria aeronáutica, automotriz, ferroviaria, entre otros.

El siguiente trabajo de investigación presenta el empleo del método de elemento finito a partir de la herramienta computacional Abaqus como una solución al tema de la seguridad en la industria automotriz. Se enfoca en el análisis del fenómeno de impacto, específicamente en los impactos laterales que ocurren en la puerta de los vehículos. Se estudia un mecanismo que mejora la disipación de energía, el cual se emplea en la barra de seguridad con dispositivos de disipación pasiva, como son la deformación plástica por flexión y compresión, además de la fricción.

Este trabajo brinda una metodología para el desarrollo de un mecanismo que puede aplicarse en el caso previamente mencionado, cada uno de los capítulos describen el procedimiento realizado, de esta manera, la estructura de la tesis está conformada de seis capítulos. La descripción de cada uno de ellos se presenta a continuación:

Capítulo I. Introducción

Dentro de este capítulo se presentan los objetivos generales y específicos, así como la justificación del presente trabajo de investigación.

Capítulo II. Estado del Arte

Se presentan los conceptos que se abordarán en el contenido de la tesis; como es la disipación de energía por deformación plástica, el empleo de perfiles de pared delgada y los parámetros para la cuantificar la disipación de energía al momento de un impacto lateral.

Capítulo III. Disipación de energía por deformación plástica

En él se inician con las pruebas experimentales y se presentan los modelos discretos empleando las propiedades elasto-plásticas y criterios de falla del aluminio 6063-T5, desarrollados mediante el software Abaqus, además se presenta el análisis paramétrico de la variación del indentador y la separación de los soportes.

Capítulo IV. Empleo de almohadillas de fricción

En este apartado realiza la implementación de almohadillas de fricción en el perfil de pared delgada, las cuales se colocan en los extremos del perfil, lo anterior permite mejorar la disipación de energía.

Capítulo V. Pruebas Dinámicas

En este capítulo se realiza el análisis del comportamiento del perfil de pared delgada con almohadillas de fricción, bajo cargas dinámicas, para ello se realizó un banco experimental de pruebas.

Capítulo VI. Análisis de impacto lateral

En este capítulo se presenta la implementación del sistema para la disipación de energía a través de una prueba estandarizada de impacto lateral, además se presenta un sistema de conexión, el cual permitirá la fijación del perfil con las almohadillas de fricción.

Capítulo I. Introducción

El siguiente capítulo presenta el objetivo general y los objetivos particulares del siguiente trabajo de investigación, además se incluye la justificación indicando las razones y motivos para su desarrollo.

1.1 Objetivo

Realizar el estudio de un sistema pasivo para la disipación de energía sometido a cargas de impacto lateral desarrollando el diseño, modelado y construcción, empleando elementos estructurales.

Objetivos particulares.

- Estudiar el mecanismo de disipación de energía de cada uno de los elementos pasivos que conforman el sistema.
- Realizar el modelado discreto por medio del método de elemento finito (MEF) del sistema de absorción de energía considerando los diferentes elementos pasivos.
- Diseñar y construir un prototipo del sistema de disipación de energía.
- Desarrollar la metodología para la elaboración de pruebas experimentales cuasiestáticas y dinámicas.
- Construir un banco experimental para pruebas dinámicas.

1.2 Justificación.

A mediados de los 90's, los criterios para el diseño de automóviles se enfocaron en el desarrollo de elementos estructurales y mecánicos que proporcionaran una mayor seguridad en los ocupantes durante situaciones de choque o colisión [Arellano Cabrera, 2007]. Los impactos laterales representan uno de los desafíos de seguridad más difíciles que enfrenta la industria automotriz en la actualidad [Townsend, Kaczmar, & Mohamed, 2002].

El impacto lateral se presenta en las puertas, mismas que en su mayoría están constituidas por un armazón vacío hecho de planchas de metal que no ofrecen ninguna resistencia estructural ante un impacto. Por este motivo se incorporan las barras de impacto, las cuales se instalan de manera horizontal en el interior de la puerta, se ha comprobado que estas son bastante efectivas en colisiones.

Los informes anuales de accidentes muestran que la colisión de impacto lateral es la segunda causa principal de muerte después del impacto frontal [Černiauskas *et al.*, 2010]. Aproximadamente, el 25% del total de los accidentes de tráfico en los Estados Unidos [Brumbelow *et al.*, 2015] se atribuyeron a la colisión de impacto lateral, y el 35% de esa porción fueron casos fatales.

En México, las estadísticas más relevantes de las colisiones en la Red Carretera Federal (RCF) registrada por la Policía Federal (PF) durante el 2017, reportan un total de 11,883 percances que dejaron un saldo de 2,921 personas muertas y 8,910 lesionadas; los daños materiales ascienden a 1,062.1 millones de pesos o 56.2 millones de dólares, el reporte de los accidentes se presenta en la Figura 1.1.

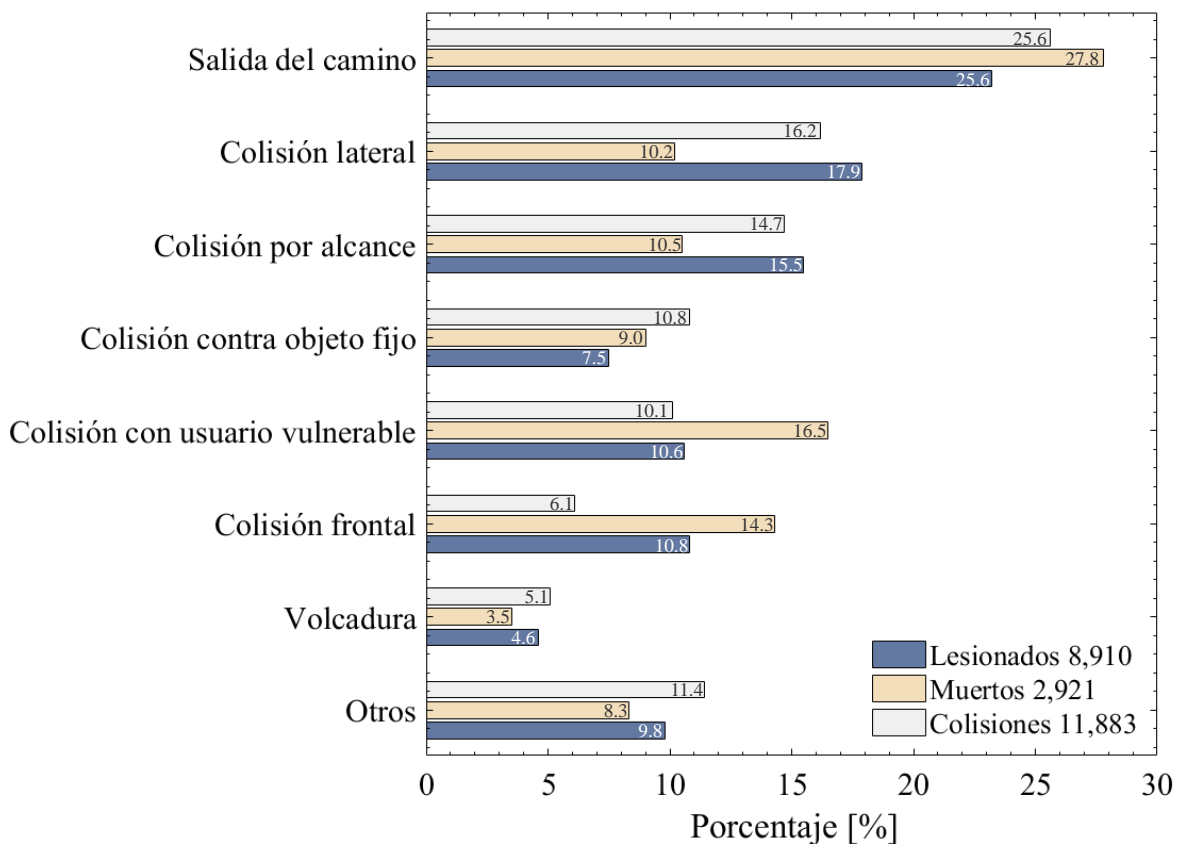


Figura 1.1. Estadísticas de colisión del 2017, [Cuevas *et al.*, 2018].

Con base en las estadísticas, las dos colisiones más frecuentes son la colisión frontal y lateral. En el caso del impacto frontal, la tasa de mortalidad es mayor que en los casos laterales. Sin embargo, en el caso de lesiones los impactos laterales presentan una mayor tasa de 17.9%, en comparación con el impacto frontal 10.9%. La gravedad de las lesiones se determinan por

diferentes parámetros, entre los cuales se encuentran: la velocidad, el ángulo y la ubicación del impacto [Gabler, Digges, Fildes, & Sparke, 2005].

Durante el impacto lateral la mayoría de los armazones de las puertas se deforman de manera plástica. Esto provoca que el compartimiento sea invadido lo cual provoca traumas en los ocupantes debido al aplastamiento del tronco, pelvis y extremidades. El uso del cinturón de seguridad ayuda a fijar las caderas y la pelvis reduciendo las lesiones, ya que sin el estaría en posibilidad de desplazarse en diferentes trayectorias provocando golpes con diversas partes de la carrocería. En el caso de impactarse con la puerta, ventanilla o poste de ella se presentaría lesiones en la parte lateral del cráneo, provocando desde una simple laceración facial hasta contusiones cerebrales o hemorragias. Lo anterior muestra la necesidad de implementar un sistema que permita mejorar la disipación de energía en la estructura de un automóvil con la finalidad de reducir las lesiones provocadas al momento del impacto.

Para dicha finalidad la industria automotriz incorpora barras de seguridad en la estructuras de las puertas como elementos que permiten disipar la energía de impacto. El uso perfiles de pared delgada son utilizadas como mecanismo de disipación. Kecman [1983], presentó el estudio de flexión a partir de este estudio se han derivado diferentes técnicas para mejorar su capacidad de disipación tales como el uso de espumas metálicas [Sowmiya *et al.*, 2018], perfiles multicelulares [Ghadianlou *et al.*, 2013] el uso de materiales compuestos [Xiao *et al.*, 2021], variación geométrica [Biltson *et al.*, 2019], lo cuales mejoran el rendimiento de la disipación de energía.

El siguiente trabajo presenta un nuevo sistema de disipación para impacto lateral el cual presenta tres mecanismos de disipación pasiva.

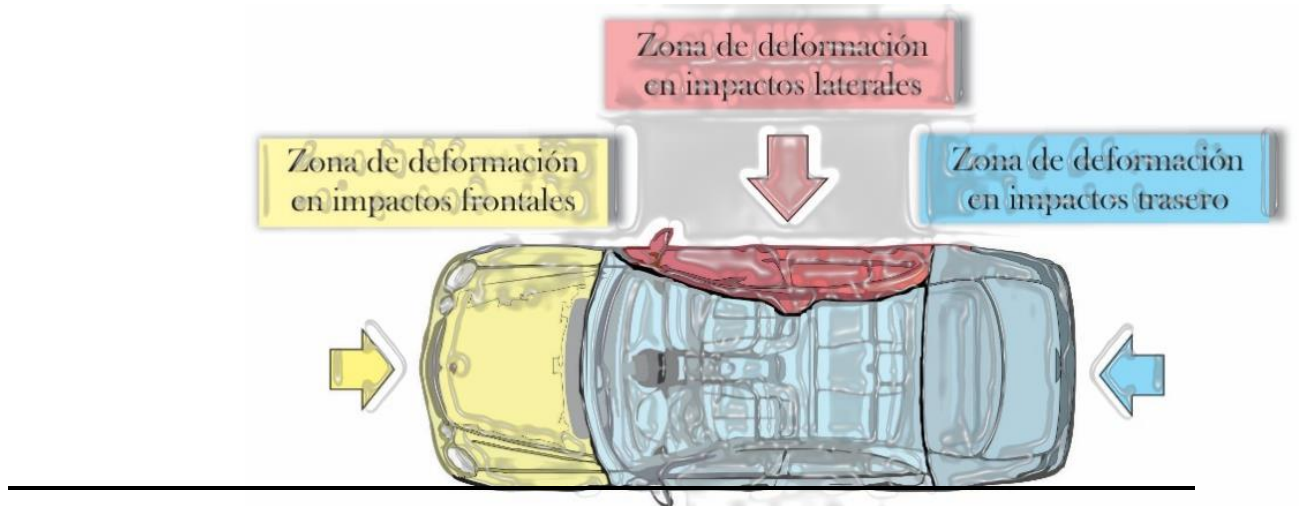
Referencias

- Arellano Cabrera, J. A. (2007). Diseño de estructuras de materiales poliméricos compuestos para su aplicación en la industria automotriz. Centro Nacional de Investigación y Desarrollo Tecnológico, 95.
- Biltson, D., Ruan, D., Candido, A., & Durandet, Y. (2019). Parametric study of the cross-section shape of aluminium tubes in dynamic three-point bending. *Thin-Walled Structures*, 136, 315-322.
- Černiauskas, E., Keršys, A., Lukoševičius, V., & Sapragnonas, J. (2010). Investigation of anti-intrusion beams in vehicle side doors. *Mechanika*, 86(6), 11-16.
- Cuevas Colunga, A. C., Villegas, N., Mayoral Grajeda, E. F., & Mendoza Díaz, A. (2018). Anuario estadístico de accidentes en carreteras federales (2012), (57), 98. Recuperado de

<http://207.248.177.30/mir/uploadtests/32470.177.59.1.02> Anuario accidentes 2012.pdf

- Brumbelow, M. L., Mueller, B. C., & Arbelaez, R. A. (2015). Occurrence of Serious Injury in Real-World Side Impacts of Vehicles with Good Side-Impact Protection Ratings. *Traffic Injury Prevention*, 16(November), S125–S132. <https://doi.org/10.1080/15389588.2015.1020112>
- Sowmiya, S., Nallanukala, P., Anburaj, J., & Simhachalam, B. (2018). Development of metallic aluminium foam casting using calcium carbonate precursors for side impact beam application. *Materials Today: Proceedings*, 5(9), 20362-20370.
- Townsend, J., Kaczmar, M., & Mohamed, E.-S. (2002). Modular door system for side impact safety of motor vehicles. *Proceedings of 17th international technical conference on the enhanced safety of vehicles.*, 1–6.
- Gabler, H. H. C., Digges, K. K., Fildes, B. B. N., & Sparke, L. (2005). Side Impact Injury Risk for Belted Far Side Passenger Vehicle Occupants. *2005 SAE World Congress*, (724). <https://doi.org/10.4271/2005-01-0287>
- Xiao, Y., Wen, X., & Liang, D. (2021). Failure modes and energy absorption mechanism of CFRP Thin-walled square beams filled with aluminum honeycomb under dynamic impact. *Composite Structures*, 271, 114159.

Capítulo II. Estado del arte



La disipación de energía es un tema ampliamente estudiado en la industria automotriz, debido a la importancia que tiene la seguridad de los pasajeros. En el presente capítulo se muestran los conceptos de impacto, además de las diversas técnicas utilizadas en el diseño de vehículos considerando los eventos de colisión, así como el uso de los diferentes tipos de barras de impacto y los principios del mecanismo de deformación plástica bajo cargas a flexión, de esta manera se inician los estudios de perfiles de pared delgada como mecanismo de disipación; además del concepto de resistencia al impacto (*crashworthiness*).

2.1 Sistema pasivo de disipación de energía

Existen diversas técnicas para disipar energía entre las cuales se encuentran los sistemas pasivos, semiactivos y activos. El sistema pasivo es aquel que no requiere una excitación externa para su funcionamiento. Durante un evento de impacto, la disipación de energía por un sistema pasivo se puede realizar empleando diversas técnicas, entre las cuales se encuentra la disipación por fricción y por deformación plástica. Esta última tiene la capacidad de absorber energía en función de las capacidades mecánicas y geométricas de los metales [Mamalis, 1983].

2.1.1 Fenómeno de impacto.

Un impacto ocurre cuando dos o más cuerpos chocan, provocando fuerzas relativamente grandes en periodos muy cortos. Uno de los factores más importantes que caracterizan a los impactos es su duración, las diferencias se pueden observar en la Figura 2.1 [Jansson, 2001].

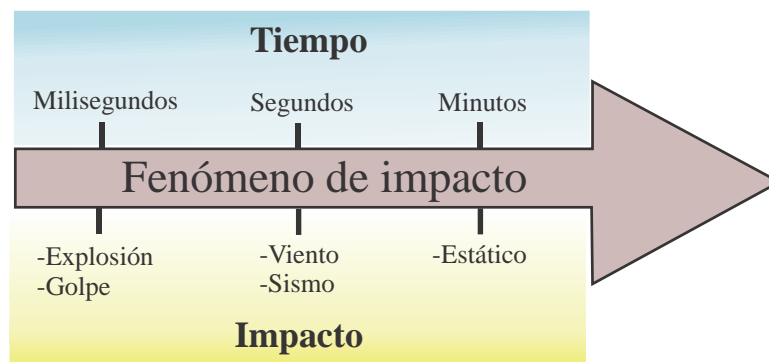


Figura 2.1. Duración de la carga (Jansson, 2001).

En el caso de los impactos o colisión en vehículos se presentan diversos factores que afectan directamente la integridad de los ocupantes, por que es un área de la industria automotriz que incesantemente presenta desarrollos tecnológicos que permitan garantizar la seguridad.

2.2 Colisión en vehículos.

La colisión de un vehículo es la consecuencia de condiciones de operación anormal que ocurre contra un obstáculo estático u otro vehículo en movimiento, además que en ambos casos la estructura del automóvil se somete a elevadas deformaciones que se generan por las fuerzas de impacto.

En la actualidad, los ingenieros de seguridad diseñan y fabrican estructuras de carrocería de vehículos para soportar las cargas estáticas y dinámicas generadas durante el ciclo de vida del vehículo. El diseño exterior proporciona un bajo coeficiente de resistencia aerodinámica, mientras que el interior ofrece un espacio adecuado para alojar cómodamente a sus ocupantes. La carrocería del vehículo junto con la suspensión está diseñada para minimizar las vibraciones de la carretera y la transferencia de ruido aerodinámico a los ocupantes. Además, la estructura

del vehículo está diseñada para mantener su integridad y proporcionar una protección adecuada ante los diversos impactos, que permita la supervivencia del ocupante [Bois et al., 2004]. Para el diseño de los elementos estructurales se recurre al concepto de resistencia al impacto (*crashworthiness*), el cual nace con el objetivo principal de obtener una estructura en la cual el vehículo pueda absorber la energía de choque mediante deformaciones controladas en el vehículo, [Bois et al., 2004]. Para el diseño de las estructuras existen dos métodos, los cuales son.

- Lumped mass-spring (LPMS) y ,
- Metodo de elemento finito (MEF).

2.2.1 Método de agrupamiento de masa-resorte (LPMS) y modelos de elemento finito (MEF)

Kamal [1970] presenta el modelo LPMS, el cual consiste en un modelo simple y poderoso para simular las resistencias generadas durante el choque. Se puede realizar de forma simple (pocas masas) o en una forma algo más compleja (aproximado de 50 masas), [Elmarakbi, 2007]. Estos modelos han sido utilizados debido a sus resultados aceptables, simplicidad y precisión, el modelo presentado para impacto frontal se muestra en la Figura 2.2.

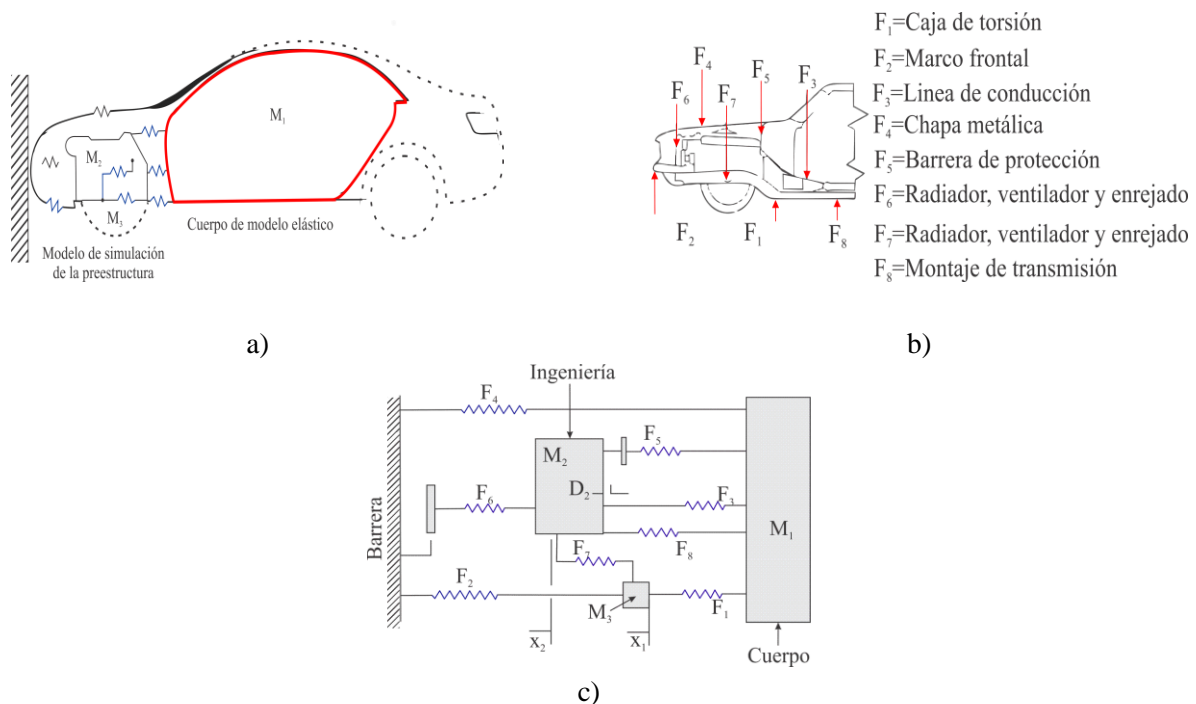


Figura 2.2. Modelo LPMS de impacto frontal donde, a) análisis de impacto frontal, b) modelo físico del vehículo, c) simulación de modelo en impacto frontal, [Kamal, 1970].

Lim & Paluszny [1988] presentaron el modelo LPMS para impactos laterales, el cual analiza la fuerza de impacto, así como la deformación sufrida en la puerta; el modelo utilizado se muestra en la Figura 2.3. Trella & Kianianthra [1985] muestran los efectos del impacto lateral en las partes del cuerpo humano, observando las aceleraciones de los elementos presentados dentro del modelo (Figura 2.4).

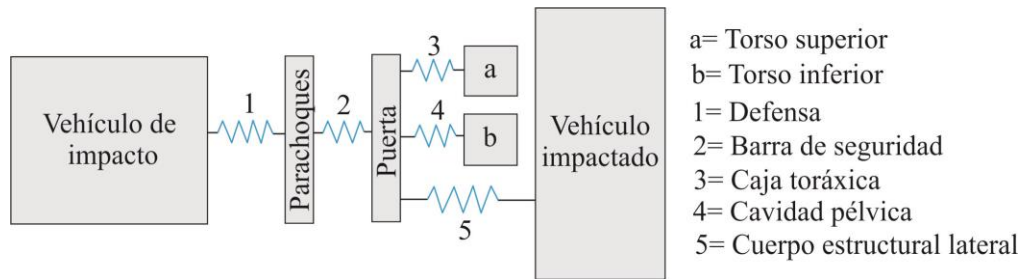


Figura 2.3. Modelo LPMS para un impacto lateral, (Lim & Paluszny, 1988)

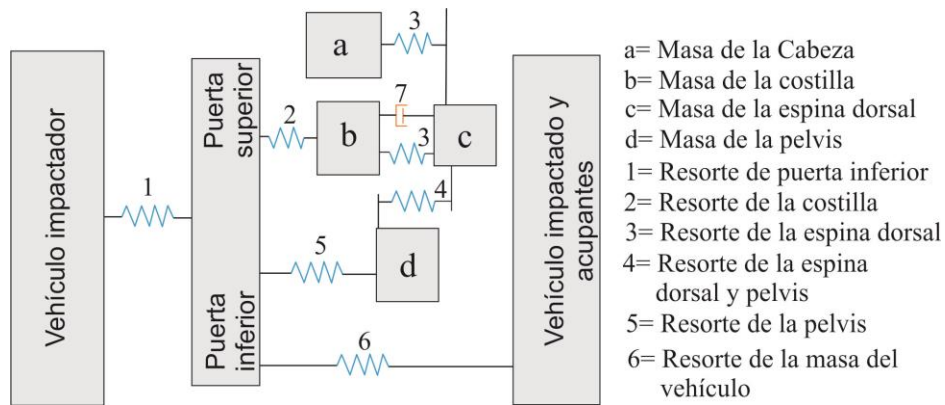


Figura 2.4. Modelo utilizado por Trella & Kianianthra, 1985

En relación con el diseño por el método de elemento finito (MEF), existen numerosas herramientas utilizadas para simular el impacto en vehículos. El análisis de elemento finito necesita una descripción geométrica completa y detallada de los componentes y las propiedades del material. Esta información está disponible cuando el diseño alcanza el nivel de consolidación y las posibles soluciones a los problemas [Pahlavani & Marzbanrad, 2015]. El uso del método de elemento finito permite evaluar cada uno de los componentes del vehículo; de esta manera se puede observar el comportamiento de cada uno de ellos.

En el caso de impactos frontales generalmente se dividen en tres zonas: jaula de seguridad, zona de transición y zona de aplastamiento, las cuales se presentan en la Figura 2.5 [Duan *et al.*, 2016].

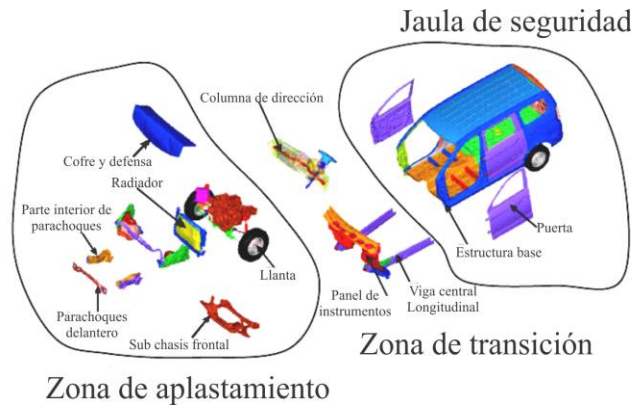


Figura 2.5. Zonas de impacto de un vehículo, [Duan *et al.*,2016].

Durante el impacto frontal la transmisión de la mayor cantidad de energía generada se presenta en la zona de aplastamiento seguido por la zona de transición. En el caso de la jaula de seguridad, el porcentaje es inferior en consideración de los dos anteriores, esto se muestra en la Figura 2.6.

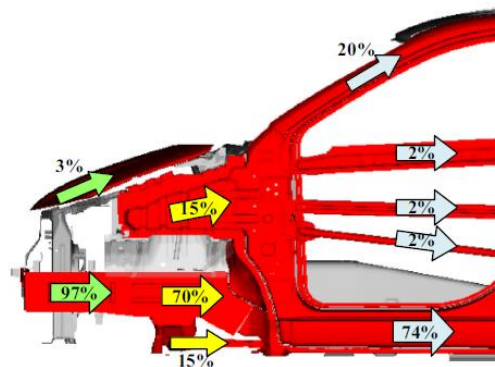


Figura 2.6 Transmisión de energía generada durante el impacto frontal, [Duan *et al.*,2016].

Los modelos presentados anteriormente consideran diferentes elementos que permiten disipar energía. En el caso del impacto frontal, el modelo LPMS no considera la barra de seguridad como elemento de disipación.

2.2.2 Método de elemento finito

En el caso del método de elementos finitos, la barra de seguridad se considera con un elemento de la jaula de seguridad, la cual transmite alrededor del 2% de energía. Si los elementos que se encuentran dentro de la jaula de seguridad no poseen la capacidad para absorber las fuerzas de impacto, así como las fuerzas involucradas en la colisión, los ocupantes presentan heridas graves y en algunos casos el deceso durante el accidente [Arellano Cabrera, 2007].

Durante una colisión, la estructura del vehículo tiene una influencia decisiva sobre las fuerzas a las que se ven sometidos los ocupantes, por ello se deben evaluar diferentes parámetros de diseño, los cuales pueden ser:

- Rigidez,
- fuerza a la que estará sometido y
- la capacidad de absorción de energía.

La estructura del vehículo debe poseer una determinada rigidez, la cual tiene que ser suficiente para soportar los distintos tipos de fuerzas a las que puede estar expuesta, así como a las diversas cargas proporcionados por los ocupantes (fuerzas estáticas), las aceleraciones y desaceleraciones (fuerzas dinámicas), [Illescas Pérez, 2009].

Ante un escenario de colisión completamente frontal, los rieles frontales longitudinales incluidos en la caja de choques, se someten a un modo de deformación axial, [Wågström, Thomson, & Pipkorn, 2005]. Por otro lado, la viga transversal del parachoques se somete a un doblez o un modo lateral de deformación (Figura 2.7) [Baroutaji *et al.*, 2017].

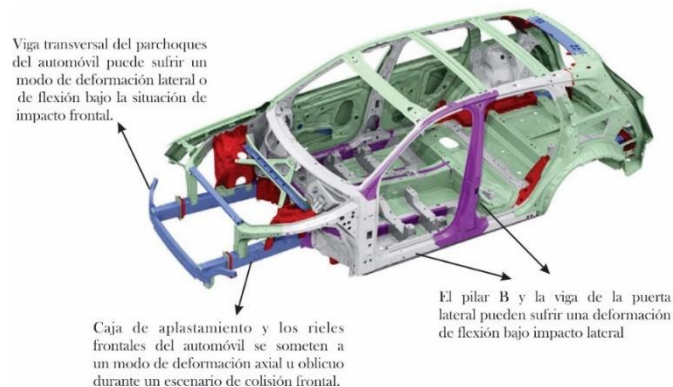


Figura 2.7. Tipos de cargas existentes en coaliciones vehiculares, [Baroutaji *et al.*, 2017].

2.3 Sistemas de seguridad empleados en la industria automotriz

Los sistemas de seguridad tienen el objetivo principal de proteger al conductor y al pasajero durante un accidente automovilístico. Se dividen en dos tipos: seguridad activa y seguridad pasiva; algunos sistemas de seguridad se muestran en la Figura 2.8 [Ji, 2015].

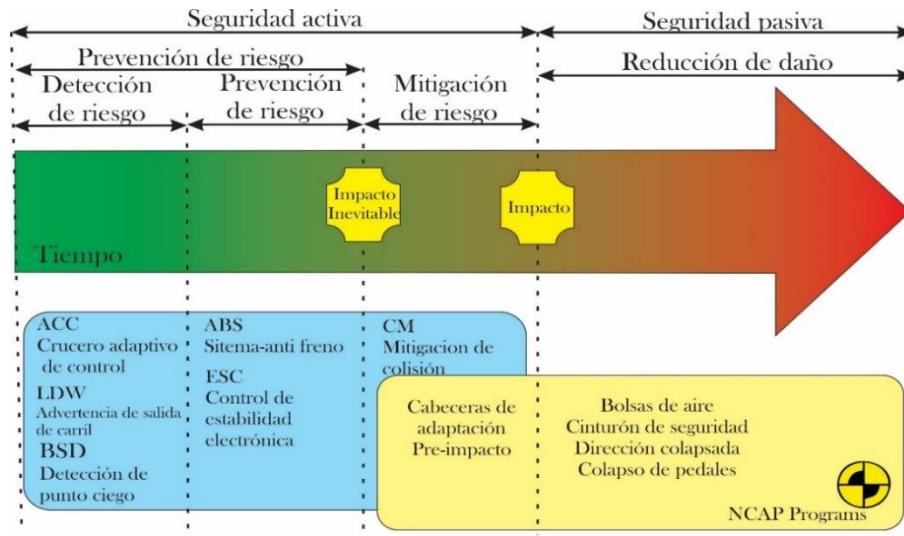


Figura 2.8. Seguridad pasiva y activa aplicadas en un vehículo. [Ji, 2015].

La seguridad activa tiene la intención de prevenir accidentes por adelantado, muestra de ello son los sistemas ABS (sistema anti-freno), ESC (control de estabilidad electrónica), ACC (cruceo adaptivo de control), etc. Los sistemas de seguridad pasiva son diseñados para reducir el riesgo de lesiones transferidos en los ocupantes tanto como sea posible. En suma, el objetivo de los diversos sistemas es resguardar la seguridad de los pasajeros; para ello se requiere de la respuesta biomecánica medida en los maniqués instrumentados con diversos sensores. El resultado debe estar por debajo de los valores límites para garantizar la seguridad de los ocupantes durante el impacto. Los puntos más importantes para lograr este resultado provienen de todas las estrategias de seguridad pasiva, como la cooperación de la estructura física y las bolsas de aire [Ji, 2015].

Los componentes estructurales de los vehículos generalmente se diseñan de acuerdo a:

- Resistencia suficiente del comportamiento de pasajeros
- Absorción de energía adecuada para garantizar que la respuesta biomecánica esté por debajo del valor límite.
- Compatibilidad con otros participantes de tráfico.

Las diferentes zonas expuestas ante un impacto en estructura del vehículo se muestran en la Figura 2.9.

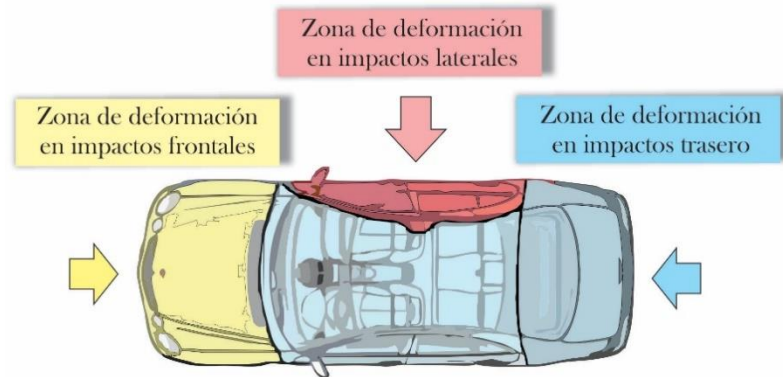


Figura 2.9. Zonas de deformaciones por impacto en vehículos.

Al considerar las zona de las puertas como elementos expuestos a un impacto lateral, se han desarrollado diferentes estudios para mejorar la disipación de energía., inicialmente, General Motors en 1960 agrega una barra de seguridad dentro de la estructura de la puerta, [Shaharuzaman, Sapuan, & Mansor, 2016].

La función de la barra de seguridad es proporcionar un alto nivel de seguridad al pasajero en el momento del impacto. La barra debe tener la capacidad de absorber la mayor cantidad de energía cinética sin llegar a romperse (Erzen, Ren, & Anzel, 2002). La barra se emplea normalmente dentro de las paredes laterales del vehículo, dentro de la armadura de la puerta. La posición exacta de la barra depende de las articulaciones estructurales de la puerta y la posición del asiento del pasajero en el vehículo. Un correcto ensamblaje contribuye considerablemente en la seguridad del pasajero [Hernández Crespo, 2010].

En la Figura 2.10 se observa la inclusión de la barra de seguridad en la estructura de un vehículo.

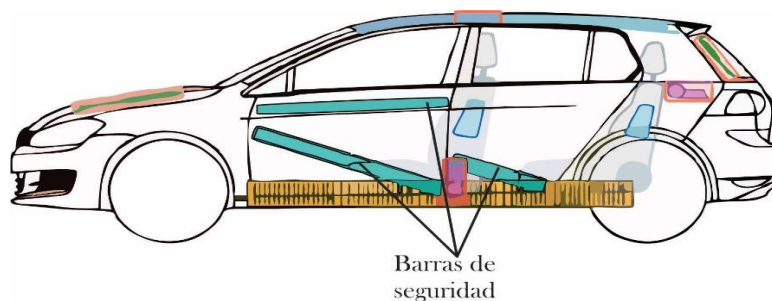


Figura 2.10. Barras de seguridad de Volkswagen Golf.

2.4 Uso de barras de seguridad como disipadores de energía.

Existen diversos diseños de barras de seguridad aplicados en diferentes estructuras automotrices dentro de los cuales se encuentran: vigas de perfil rectangular cerrada de aleación de aluminio, barras de perfil circular con diferentes espesores, barras de acero estampadas de diferente configuración geométrica, como se muestra en la Figura 2.11 [Černiauskas, Keršys, Lukoševičius, & Sapragnonas, 2010]. En dicho estudio se evaluó el comportamiento de las estructuras con diferentes materiales, los resultados obtenidos a través de los modelos desarrollados por elemento finito mostraron una gran dependencia de las características mecánicas del material.

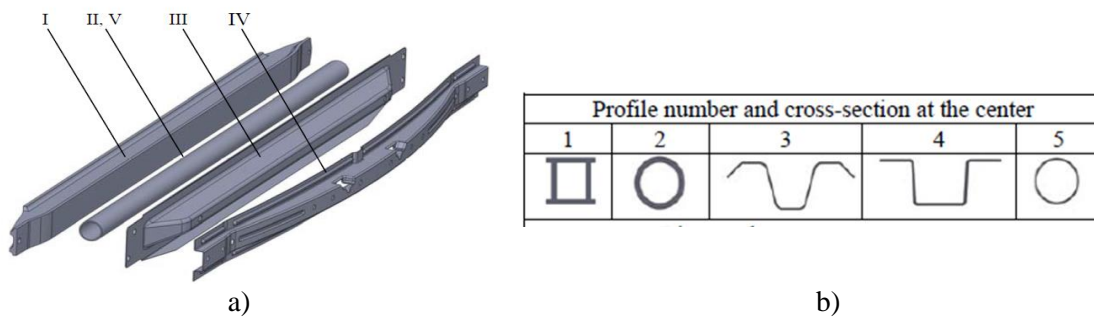


Figura 2.11. Diferentes modelos de barras de seguridad [Černiauskas *et al.*, 2010].

2.4.1 Perfiles de TRB (Tailor Rolled Blanks). y perfiles TWB (Tailor Welded Blanks).

Dentro de los diferentes tipos de perfiles utilizados como barras de seguridad se encuentran los perfiles estampados por rodillos (*tailor rolled blanks*). Son perfiles fabricados de láminas moldeadas con ayuda de rodillos, obteniendo diferentes geometrías. Estos tipos de perfiles son ampliamente utilizados en la industria automotriz, los cuales son usados en diferentes componentes dentro de la carrocería del vehículo, algunos de los cuales se muestran en la Figura 2.12.



Figura 2.12. Aplicaciones de perfiles TRB.

Zhang *et al.* (2018) evaluaron el uso de los perfiles TRB de sección tipo sombrero. Realizaron estudios experimentales y numéricos con la finalidad de evaluar la absorción de energía del perfil con pruebas de tres y cuatro puntos realizando variaciones de espesor en los perfiles.



Figura 2.13. Análisis de impactos laterales donde: a) Impacto lateral en perfiles TRB, b) Prueba de 3 puntos en perfil TRB, [H. Zhang *et al.*, 2018].

Los perfiles de estampado por soldadura (*Tailor Welded Blanks* TWB por sus siglas en inglés) consisten en láminas de diferentes calibres de alta resistencia, las cuales son soldados entre sí, con la finalidad de producir diversos perfiles [Patel, Shah, & Shah, 2012]. La aplicación de TWB en componentes de automóviles incluyen los pilares situados a ambos lados de las puertas, paneles interiores de puerta, parachoques de carril longitudinal cruzado, paneles de piso [Patel *et al.*, 2012]. Otros perfiles utilizados para ser empleados como barras de seguridad son presentados por, Yoon *et al.* 2016, quienes utilizan perfiles de acero de alta resistencia, los cuales son analizados numéricamente para observar su comportamiento ante impactos laterales.

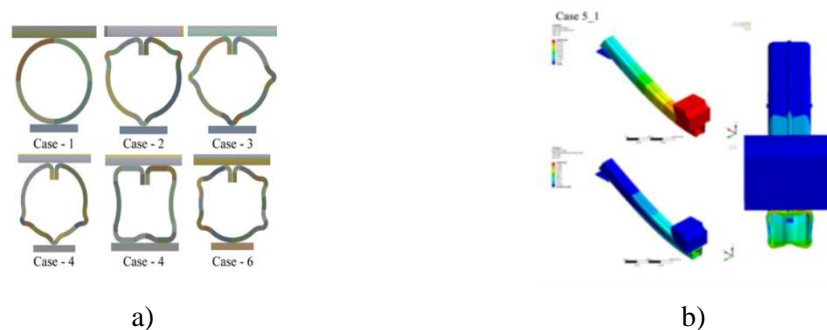


Figura 2.14. Barras de seguridad de acero de alta resistencia, donde a) perfiles analizados, b) desarrollo de pruebas numéricas, [Yoon *et al.*, 2016].

2.4.2 Barras de seguridad empleando perfiles tubulares de pared delgada

Los perfiles de pared delgada o *thin walled* tienen una gran ventaja considerando su bajo precio, peso ligero, alta resistencia, rigidez, alta fiabilidad y lo más importante, gran capacidad de absorber energía por medio de la deformación plástica, [Hesham Kamel, 2009]. Los perfiles de pared delgada son ampliamente utilizados por su resistencia a choques, los cuales son aplicados en la industria automotriz, ferroviaria y aeronáutica, [Nagel & Thambiratnam, 2006]. El uso de perfiles de pared delgada como dispositivos de absorción de energía, requiere satisfacer dos condiciones: reducción de la carga máxima y la maximización de la disipación de energía [Szwedowicz *et al.*, 2014].

En ciertas aplicaciones se ha considerado al aluminio como material de construcción de los perfiles, Wenlong, Xiaokai, & Lu, (2016) utilizó estructuras fabricadas de aleaciones de aluminio las cuales permitían reducir hasta un 25 % del peso total de la estructura además de mantener un comportamiento favorable en la absorción de energía. Los perfiles de pared delgada han sido ampliamente utilizado como barras de seguridad, presentando diversas variaciones entre las cuales destacan:

- ❖ Perfiles de pared delgada con espuma metálica.
- ❖ Perfiles de pared delgada con sección multicelular.
- ❖ Perfil de pared delgada considerando materiales compuestos.
- ❖ Perfil de pared delgada considerando sección tipo sándwich.

A continuación se presentara cada cada uno de ellos.

- Perfil de pared delgada empleando secciones multicelulares.

El número de elementos angulares (esquinas) en una sección determina en gran medida el comportamiento de absorción y bloqueo de energía. En esta medida el incremento del número de esquinas, permite obtener una nueva clase de configuración, las cual se conoce como perfil multicelular. Este tipo de perfiles exhiben una alta capacidad de absorción de energía, lo cual ha atraído recientemente la atención de la comunidad de investigación y la industria automotriz, [Hou, Li, Long, Yang, & Li, 2008].

- Perfil de pared delgada empleando materiales compuestos

Una opción para lograr diseños más livianos es reemplazar los materiales metálicos pesados por elementos compuestos, los cuales son más ligeros. Aunque la mayoría de los materiales compuestos exhiben pocas características plásticas, pueden ser diseñados para absorber mayor energía por unidad de masa en comparación con los materiales metálicos convencionales [Ramakrishna, 1997].

- Perfil de pared delgada empleando espumas metálicas.

Recientes avances en el proceso de mejorar la absorción de energía aplicada al mejoramiento de los perfiles de pared delgada, ha provocado el uso de nuevas tecnologías, como es el uso de espumas metálicas [Chen, Wierzbicki, & Santosa, 2002]. Las espumas metálicas son un caso particular de materiales porosos o materiales celulares: cuerpos sólidos con gases dispersos en su interior [Gutiérrez-Vázquez & Oñoro, 2008]. La deformación de las espumas estructurales se produce por el colapso progresivo de las células individuales a través del espesor del cuerpo. Algunas aplicaciones de espumas metálicas se presentan en la Tabla 2.1.


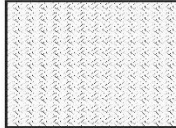
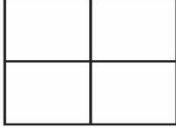
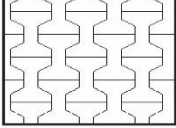

Tabla 2.1. Aplicaciones de espumas metálicas [Ashby *et al.*, 2002].

Aplicación	Características
Estructuras livianas	Excelente relación rigidez / peso cuando se someten a cargas de flexión.
Núcleos tipo sándwich	Las espumas metálicas tienen baja densidad con buena resistencia al corte y a la fractura
Amortiguador mecánico	La capacidad de amortiguamiento de las espumas metálicas es más grande que el de un metal sólido.
Absorbedores de energía compactos o ligeros	Las espumas metálicas tienen una capacidad excepcional para absorber energía a una presión casi constante.

- Perfil de pared delgada empleando estructuras tipo sándwich.

Una variante para la disipación de energía de perfiles tubulares se presenta en las estructuras tipo sándwich, las cuales se utilizaron en el avión "Mosquito" usado durante la Segunda Guerra Mundial. Es a menudo citado como la primera estructura importante en su tipo, y en el ámbito de la construcción se ha utilizado en diversas circunstancias [Allen, 1969]. El tipo más sencillo de estructuras tipo sándwich consiste en dos láminas finas, rígidas y fuertes de material denso separadas por una gruesa capa de material de baja densidad que puede ser mucho menos rígida y fuerte. Diversos trabajos se han desarrollado empleando los perfiles anteriormente mencionados, en la Tabla 2.2 se muestra un resumen de algunos de ellos.

Tabla 2.2. Estudios de flexión de diversos perfiles de pared delgada.

		A		B			C			D		E	
													
		Tubo Hueco		Tubo con espuma metálica			Tubo multicelular			Tubo tipo panel		Tubo de material compuesto	
Perfiles	Estándar.	Espesor	Otras	Cuadrado	Circular	Otras.	Experimentales	Numéricas	Referencias				
									A		x		x
A		x			x		x	x	[Sun, Tian, <i>et al.</i> , 2015]				
A		x			x		x	x	[Liu & Day, 2008]				
A	x			x	x		x	x	[Tang, Zhang, Yin, & Wang, 2016]				
B	x				x		x	x	[Zarei & Kröger, 2008]				
B		x			x		x	x	[An, Gao, Fang, Sun, & Li, 2015]				
B	x			x			x	x	[Fang, Gao, Sun, Zhang, & Li, 2014]				
B	x			x			x	x	[Chen <i>et al.</i> , 2002]				
B	x		x		x		x	x	[Sampath, Rao, & Reddy, 2017]				
B			x			x	x	x	[Shojaeifard, Zarei, Talebitooti, & Mehdikhanlo, 2012].				
B			x			x	x	x	[Z. Li & Lu, 2015]				
B			x		x		x	x	[Santosa, Banhart, & Wierzbicki, 2001]				
C	x			x			x	x	[Yin, Xiao, Wen, Qing, & Deng, 2015]				
C	x			x			x	x	[Wang, Li, & Zhang, 2016]				
C				x	x			x	[Estrada, Szwedowicz, <i>et al.</i> , 2018]				
D/E			x			x	x	x	[Shi, Sun, Hu, & Chen, 2014]				
D	x					x	x	x	[Sun, Huo, Chen, & Li, 2017]				
E			x			x	x	x	[T. S. Lim & Lee, 2002]				

De la tabla anterior se desprende el empleo de los perfiles de pared delgada como elemento de disipación por deformación plástica.

Un parámetro para conocer la disipación de energía por deformación plástica es la implementación de la resistencia al impacto (*Crashworthiness*), el cual se presenta a continuación.

2.5 Resistencia al impacto (*Crashworthiness*)

En muchos sistemas prácticos de ingeniería, se requieren estructuras para absorber energía durante un impacto. En las últimas dos décadas, se han realizado un gran número de investigaciones para estudiar el comportamiento de los perfiles de pared delgada los cuales actúan como miembros de absorción de energía [Wierzbicki & Abramowicz, 1983]. Para estudiar el comportamiento es necesario comprender la resistencia al impacto, con el cual se determina el rendimiento de una estructura [Jones, 2012].

El concepto de *Crashworthiness* inicia a partir de la década de los 60's, aplicándose en la industria automotriz, así como en barcos, aviones y trenes; las primeras investigaciones sistemáticas y científicas datan de 1879 a 1890 por Thomas Andrews, quien lo aplicó en los ejes ferroviarios [Hesham Kamel, 2009].

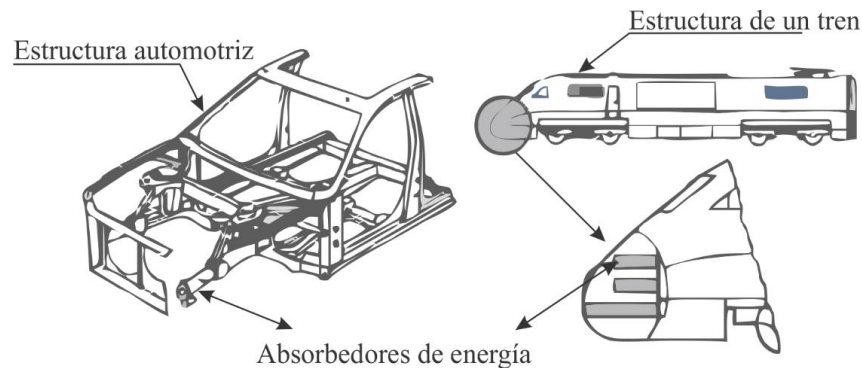


Figura 2.15. Protectores metálicos cilíndricos usados como absorbentes de energía en estructuras de automóviles / trenes, [Marsolek & Reimerdes, 2004].

Se ha desarrollado una terminología para describir y comparar la absorción de energía en diferentes perfiles estructurales. Los criterios de valoración se derivan básicamente de la curva de fuerza-desplazamiento y de la energía absorbida, que es el área bajo la curva. Los parámetros considerados en *crashworthiness* se describen de acuerdo con la Figura 2.16.

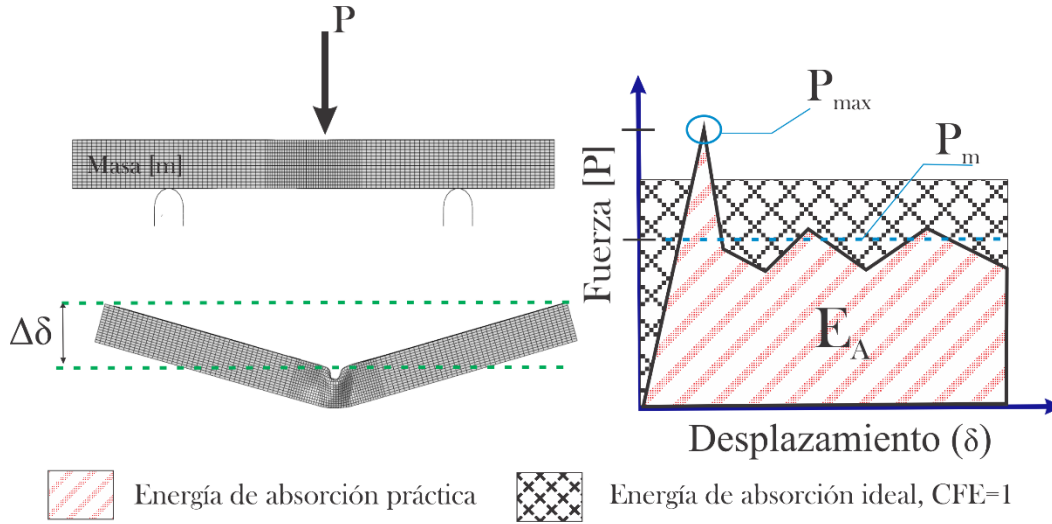


Figura 2.16. Parámetros de resistencia al impacto.

Los indicadores de resistencia al impacto se describen a continuación.

Energía de absorción E_a .

La energía de absorción E_a , es la energía cinética de impacto E_c absorbida por la estructura. Se representa como el trabajo realizado por la fuerza de aplastamiento F , la cual provoca la deformación progresiva desde un valor inicial de δ_i a un final δ_f en la estructura, la energía de absorción E_a se determina a partir de la Ecuación 2.1.

$$E_a = \int_{\delta_i}^{\delta_f} F d\delta \quad \text{Ecuación 2.1}$$

Absorción de energía específica SEA .

Se denomina absorción específica de energía (SEA) a la energía absorbida E_a por cierta masa unitaria $[m]$ de la estructura la cual es sometida al aplastamiento, la expresión matemática que rige a SEA se representa en la siguiente mediante la Ecuación 2.2, [Estrada *et al.*, 2016].

$$SEA = \frac{E_a}{m} \quad \text{Ecuación 2.2}$$

Fuerza promedio P_m .

La fuerza promedio es definida por la relación de la energía absorbida E_a en función del desplazamiento δ , la fuerza promedio se obtiene con la Ecuación 2.3.

$$P_m = \frac{E_a}{\delta} \quad \text{Ecuación 2.3}$$

De acuerdo con el concepto de resistencia al impacto, la optimización de las estructuras ocurre cuando es posible disipar la mayor cantidad de energía y al mismo tiempo una reducción de los valores de carga máxima, [Estrada *et al.*, 2017^a].

Eficiencia de la fuerza de aplastamiento CFE .

La eficiencia de la fuerza de aplastamiento (CFE) es la relación entre la fuerza de aplastamiento promedio P_m y la fuerza máxima de aplastamiento P_{max} , la CFE se determina por medio de la Ecuación 2.4.

$$CFE = \frac{P_m}{P_{max}} \quad \text{Ecuación 2.4}$$

El parámetro CFE es usado para evaluar el rendimiento de absorción de energía en un elemento estructural. Idealmente un valor igual a 1 de CFE representa un elemento optimo, [Estrada *et al.*, 2016].

A continuación se presentan los diversos estudios considerano el análisis de la barra de seguridad ante impactos laterales

2.6 Estudios de barras de seguridaden ante impactos laterales.

Se han desarrollado múltiples trabajos evaluando el comportamiento de las barras de seguridad al momento del impacto algunas de ellos se presentan a continuación.

Wu *et al.*, [2006]. Realizó el estudio del comportamiento del impacto lateral en una puerta evaluando el grosor y la forma (circular y cuadrado) como parámetros de optimización, para ello emplearon un proceso de optimización ASRSM, la simulación se realiza mediante el software de elemento finito LS-DYNA, los resultados muestran un mejora de la resistencia al impacto de alrededor del 6.10% considerando un perfil circular.

Djojodihardjo *et al.*, [2013]. Realizó el análisis estático lineal evaluando un viga de polímero reforzado con fibra (FRP) y una de fibra de vidrio con epoxi con un espesor de 6 mm además de acero. Los resultados mostraron una reducción de 5,71% de peso, considerando y la absorción de energía, el material FRP mostro una mejor respuesta con una reducción en la deformación con un 57,2% en consideración con el acero.

Pawar *et al.*, [2013]. Estudió la viga de intrusión de la puerta lateral mediante el uso de materiales compuestos (resina epoxica con vibra de vidrio) y acero, realizaron pruebas de flexión a tres puntos así como simulaciones de la puerta, evaluaron el comportamiento de la fuerza máxima y media durante el impacto, los resultados mostraron un incremento del 33.52% en la fuerza máxima usando los materiales compuestos.

Nemani, R *et al.*, [2015]. Estudió el comportamiento de 3 diferentes secciones, evaluando perfiles circulares, en forma de M y tipo sombrero empleando un acero AISI 1080. Los resultados mostraron que la sección tipo sombrero tienen una mejor energía de absorción de alrededor de un 68% sin embargo, presenta un aumento de la fuerza de impacto del 53.3%.

Dhaneesh *et al.*, [2016]. Analizó el comportamiento de la viga de impacto considerando variación de acero y acero de alta resistencia, las simulaciones fueron realizadas en el software comercial NX; obteniendo como resultado un aumento en la energía de absorción con el uso del acero de alta resistencia de un 40%.

Saraf, S *et al.*, [2017]. Analizó el comportamiento de múltiples barras de seguridad utilizando acero y secciones, cuadradas, circulares y cuadradas con refuerzo de concreto, los resultados mostraron un mejor comportamiento considerando un perfil circular reforzado de cemento, lo cual produce un aumento significativo del 58% en el peso y una reducción en los desplazamiento de 47% en comparación con el perfil cuadrado sin reforzar.

Nichit *et al.*, (2017), Evaluó 4 secciones de viga (redonda, cuadrada en forma de I y C) de acero, para evaluar el comportamiento durante un impacto lateral, para ello realizó el análisis numérico de 3 puntos. Los resultados mostraron que la sección cuadrada puede ser reemplazada por una viga de sección circular, la cual puede reducir un 10% del peso y un 24% la capacidad de carga.

Estrada, *et al.*, [2018]. Estudió de la disipación de energía empleando perfiles de aluminio de variación multicelular, se consideran criterios de falla por cortante y ductilidad, evaluando el comportamiento de la estructura en un impacto lateral. Los resultados mostraron una mejora en la SEA de 40%.

Maria *et al.*, [2018]. Realizó una simulación evaluando el comportamiento de una barra de seguridad de acero en una puerta de un vehículo bajo la prueba estandarizada de la EuroNCAP, obteniendo el desplazamiento plástico equivalente y la tasa de deformación. Los resultados mostraron una reducción del desplazamiento de alrededor del 18% considerando la inclusión de la barra de seguridad

Chandak *et al.*, [2019]. Evaluó el comportamiento de la incorporación de la barra de seguridad en la estructura de la puerta utilizando acero y acero de doble fase, evaluando las barras a condiciones de flexión, el parámetro de evaluación fue la la tensión de energía almacenada. Los resultados mostraron una mejora en disipación de energía en un 5.6% con acero de doble fase.

Saad *et al.*, [2019]. Analizó el comportamiento de una barra de impacto con diferentes materiales acero, aluminio y acero inoxidable, los parámetros utilizados para determinar la influencia de los materiales fue la deformación, la deformación plástica equivalente y el esfuerzo

equivalente de Von misses. Los resultados mostraron una mejor estabilidad entre la absorción y la deflexión con el uso de aluminio.

More *et al.*, [2020]. Realizó el análisis comparativo evaluando 3 secciones transversales de las formas M, H y circular, además de 3 materiales y 3 calibres diferentes, realizaron pruebas experimentales de 3 puntos y análisis numérico a través del método de elemento finito con el software LS DYNA. Los resultados muestran que el perfil de sección circular con calibre de 1mm y de material AISI1008 presenta mejores resultados. Donde se observa un aumento de la fuerza máxima en un 10% en comparación del diseño base.

Patil *et al.* [2021)]. Evaluó la resistencia al impacto en condiciones cuasiestáticas y dinámicas, consideraron secciones circulares, cuadradas y poligonales, los perfiles fueron modelados con los parámetros de acero A36 de Johnson-Cook por medio del software Abaqus, los resultados muestran un comportamiento favorable en un octágono con un valor de CFE de 0.656 lo cual es un aumento del 20% considerando el perfil de sección cuadrada.

Un resumen de los estudios presentados se observan en la Tabla 2.1.

Tabla 2.3. Resumen de estudios de evaluación de barras de seguridad.

Características Estudio	Material				Parámetros considerados			Condición		Análisis			Sección transversal		
	Acero	Alu	Mat. Comp.	Otros	Resistencia al impacto	Esf. -Desp.	Otros	Estatica	Dinamica	FEM/3 puntos	Exp. /3 puntos	FEM/ Puerta	○	□	Otros
Wu et al. (2006).				■			■	■				■	■	■	
Pawar et al. (2013)	■		■				■	■		■		■	■	■	
Djojodihardjo et al. (2013)				■		■			■	■				■	
Nemani et al. (2015)	■					■	■	■		■		■		■	■
Dhaneesh et al. (2016).	■					■	■					■			■
Saraf et al. (2017)	■			■		■			■			■	■	■	
Nichit et al. (2017)	■					■		■		■			■	■	■
Maria, M et al. (2018)	■						■		■			■	■		
Estrada, et al. (2018)		■			■			■	■	■		■		■	■
Chandak et al. (2019)	■						■	■	■	■			■		
Saad et al. (2019)	■	■				■	■		■			■			■
More et al. (2020)	■					■	■	■	■	■	■		■		■
Patil et al. (2021).	■				■			■	■	■					■

De esta manera se finaliza el capítulo II, donde se realizó en estado del arte de los conceptos y los principios con los cuales se desarrollara este trabajo de investigación.

Referencias

- Allen, H. G. (Howard G. (1969). Analysis and design of structural sandwich panels, 283.
- Arellano Cabrera, J. A. (2007). Diseño de estructuras de materiales poliméricos compuestos para su aplicación en la industria automotriz. Centro Nacional de Investigación y Desarrollo Tecnológico, 95
- An, X., Gao, Y., Fang, J., Sun, G., & Li, Q. (2015). Crashworthiness design for foam-filled thin-walled structures with functionally lateral graded thickness sheets. *Thin-Walled Structures*, 91, 63–71. <https://doi.org/10.1016/j.tws.2015.01.011>
- Ashby, M. F., Evans, A., Fleck, N. A., Gibson, L. J., Hutchinson, J. W., & Wadley, H. N. (2002). Metal foams: a design guide. *Materials & Design*, 23(1), 119. [https://doi.org/10.1016/S0261-3069\(01\)00049-8](https://doi.org/10.1016/S0261-3069(01)00049-8)
- Baroutaji, A., Sajjia, M., & Olabi, A. G. (2017). On the crashworthiness performance of thin-walled energy absorbers: Recent advances and future developments. *Thin-Walled Structures*, 118(November 2016), 137–163. <https://doi.org/10.1016/j.tws.2017.05.018>
- Bois, P. Du, Chou, C. C., Fileta, B. B., Khalil, T. B., King, A. I., Mahmood, H. F., ... Belwafa, J. E. (2004). Vehicle crashworthiness and occupant protection.
- Černiauskas, E., Keršys, A., Lukoševičius, V., & Sapragnonas, J. (2010). Investigation of anti-intrusion beams in vehicle side doors. *Mechanika*, 86(6), 11–16
- Chandak, M., Antariksh, H., Saurabh, C., & Chidambaram, K. (2019). Numerical Study of Effect of Material and Orientation on Strength of Side Door Intrusion Beam. *SAE Technical Paper*, 28-0039.
- Chen, W., Wierzbicki, T., & Santosa, S. (2002). Bending collapse of thin-walled beams with ultralight filler: Numerical simulation and weight optimization. *Acta Mechanica*, 153(3–4), 183–206. <https://doi.org/10.1007/BF01177451>
- Duan, L., Sun, G., Cui, J., Chen, T., Cheng, A., & Li, G. (2016). Crashworthiness design of vehicle structure with tailor rolled blank. *Structural and Multidisciplinary Optimization*, 53(2), 321–338. <https://doi.org/10.1007/s00158-015-1315-z>
- Dhaneesh, K. P., & Prabakaran, B. (2016). Study and advanced concept for side impact protection beams to reduce the injury of the occupant using CAE. In *Proceedings of 37th*

IRF International Conference, 6th March.

- Djojodihardjo, H., Khai, S. L., & Malaysia, P. (2013). Modeling, analysis and comparative study of side impact beam. *International Journal of Engineering and Innovative Technology*, 3(5), 283-292.
- Estrada, Q., Szwedowicz, D., Gutierrez-wing, E., Silva-Aceves, J., Rodriguez-Mendez, A., Elias-Espinosa, M., ... Bedolla-Henandez, J. (2018). Energy absorption of single and multi-cell profiles under bending load considering damage evolution. <https://doi.org/10.1177/0954407018773020>
- Estrada, Q., Szwedowicz, D., Baltazar, M., Cortes, C., Majewski, T., & Estrada, C. A. (2016). The performance of energy absorption in structural profiles with different discontinuities. *International Journal of Advanced Manufacturing Technology*, 84(5–8), 1081–1094. <https://doi.org/10.1007/s00170-015-7763-1>
- Estrada, Q., Szwedowicz, D., Silva-Aceves, J., Majewski, T., Vergara-Vazquez, J., & Rodriguez-Mendez, A. (2017). Crashworthiness behavior of aluminum profiles with holes considering damage criteria and damage evolution. *International Journal of Mechanical Sciences*, 131–132(May), 776–791. <https://doi.org/10.1016/j.ijmecsci.2017.07.042>
- Fang, J., Gao, Y., Sun, G., Zhang, Y., & Li, Q. (2014). Parametric analysis and multiobjective optimization for functionally graded foam-filled thin-wall tube under lateral impact. *Computational Materials Science*, 90, 265–275. <https://doi.org/10.1016/j.commatsci.2014.03.044>
- Gutiérrez-Vázquez, J. A., & Oñoro, J. (2008). Espumas de aluminio. Fabricación, propiedades y aplicaciones., 44(5), 457–476.
- Hesham Kamel, I. (2009). Design optimization of vehicle structures for crashworthiness improvent. Concordia university. Montreal, Quebec, Canada, (August).
- Hou, S., Li, Q., Long, S., Yang, X., & Li, W. (2008). Multiobjective optimization of multi-cell sections for the crashworthiness design. *International Journal of Impact Engineering*, 35(11), 1355–1367. <https://doi.org/10.1016/j.ijimpeng.2007.09.003>
- Elmarakbi, A. (2007). Mathematical Methodology: Incremental Harmonic Balance Method and its Application in Automotive Crashes. *SAE Technical Paper Series*, 1(724), 776–790. <https://doi.org/10.4271/2007-01-2140>
- Illescas Perez, D. (2009). Simulación de un choque frontal diferentes dipos de barrera. Universidad Carlos III de Madrid.

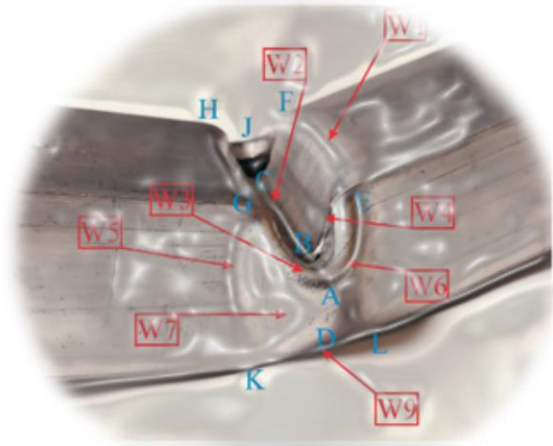
- Jansson, B. (2001). Impact loading of timber beams. Lud Institute of technology, (April).
- Lim, T. S., & Lee, D. G. (2002). Mechanically fastened composite side-door impact beams for passenger cars designed for shear-out failure modes. *Composite Structures*, 56(2), 211–221. [https://doi.org/10.1016/S0263-8223\(02\)00005-3](https://doi.org/10.1016/S0263-8223(02)00005-3).
- Li, Z., & Lu, F. (2015). Bending resistance and energy-absorbing effectiveness of empty and foam-filled thin-walled tubes. *Journal of Reinforced Plastics and Composites*, 34(9), 761–768. <https://doi.org/10.1177/0731684415580329>
- Liu, Y., & Day, M. L. (2008). Bending collapse of thin-walled circular tubes and computational application. *Thin-Walled Structures*, 46(4), 442–450. <https://doi.org/10.1016/j.tws.2007.07.01>
- Kamal, M. M. (1970). Analysis and Simulation of Vehicle to Barrier Impact. SAE Technical Paper Series, 1, 1498–1503. <https://doi.org/10.4271/700414>
- Lim, G. G., & Paluszny, A. (1988). Sidle Impact Research. FISITA Congress, 443–452
- Maria, M. A., Daniel, I., Victor-Costin, D., & Cornelia, S. (2018, October). Lateral Impact Behavior Study of a Car Door. In *International Congress of Automotive and Transport Engineering* (pp. 52-59). Springer, Cham.
- More, K. C., Patil, G. M., & Belkhede, A. A. (2020). Design and analysis of side door intrusion beam for automotive safety. *Thin-Walled Structures*, 153, 106788.
- Nagel, G. M., & Thambiratnam, D. P. (2006). Dynamic simulation and energy absorption of tapered thin-walled tubes under oblique impact loading. *International Journal of Impact Engineering*, 32(10), 1595–1620. <https://doi.org/10.1016/j.ijimpeng.2005.01.002>
- Nemani, R., & Arakerimath, R. R. (2015). Taguchi based design optimization of side impact beam for energy absorption. *Int. J. Adv. Res. Eng. Technol*, 3(9).
- Nichit, Y., & Battu, A. (2017). Development of side door intrusion beam of passenger car for maximum bending load. *Int. J. Sci. Adv. Res. Technol.*, 3, 1-6.
- Patel, B. C., Shah, J., & Shah, H. (2012). Review on formability of tailor-welded blanks. *ISSN (Print)*, 2319.
- Patil, S., Bhosale, A., Dhepe, V., Lengare, D., & Kakde, R. (2021). Impact Energy Absorption Capability of Polygonal Cross-Section Thin-Walled Beams under Lateral Impact. *International Journal of Innovative Research and Scientific Studies*, 4(4), 205–214.

-
- Pahlavani, M., & Marzbanrad, J. (2015). Crashworthiness study of a full vehicle-lumped model using parameters optimisation, 8265(January). <https://doi.org/10.1080/13588265.2015.1068910>
- Pawar, A. P., & Mankar, S. H. Crashworthiness Evaluation of Low Weight Recyclable Intrusion Beam for Side Impact. *International Engineering Research Journal* Page, (1894-1898).
- Ramakrishna, S. (1997). Microstructural design of composite materials of crashworthy structural applications. *Materials & Design*, 18(3), 167–173.
- Santosa, S., Banhart, J., & Wierzbicki, T. (2001). Experimental and numerical analyses of bending of foam-filled sections. *Acta Mechanica*, 148(1–4), 199–213. <https://doi.org/10.1007/BF01183678>
- Saad, F., Yusuf, Z. N. M., Latiff, Z. A., & Ismail, N. (2019). Three Point Bending Analysis on the Side Impact Beam of a Perodua Kancil. In *Advanced Engineering for Processes and Technologies* (pp. 321-327). Springer, Cham.
- Sampath, V., Rao, C. L., & Reddy, S. (2017). Energy Absorption of Foam Filled Aluminum Tubes under Dynamic Bending. *Procedia Manufacturing*, 7, 225–233. <https://doi.org/10.1016/j.promfg.2016.12.054>
- Santosa, S., & Wierzbicki, T. (1998). Crash behavior of box columns filled with aluminum honeycomb or foam. *Computers and Structures*, 68(4), 343–367. [https://doi.org/10.1016/S0045-7949\(98\)00067-4](https://doi.org/10.1016/S0045-7949(98)00067-4)
- Saraf, S., & Bajaj, P. (2017). Design & experimentation of side impact beam for Hyundai Verna. *IRJET*, 4(06), 62-69.
- Sun, G., Tian, X., Fang, J., Xu, F., Li, G., & Huang, X. (2015). Dynamical bending analysis and optimization design for functionally graded thickness (FGT) tube. *International Journal of Impact Engineering*, 78, 128–137. <https://doi.org/10.1016/j.ijimpeng.2014.12.007>
- Sun, G., Huo, X., Chen, D., & Li, Q. (2017). Experimental and numerical study on honeycomb sandwich panels under bending and in-panel compression. *Materials and Design*, 133, 154–168. <https://doi.org/10.1016/j.matdes.2017.07.057>
- Shaharuzaman, M. A., Sapuan, S. M., Mansor, M. R., & Zuhri, M. Y. M. (2018). Passenger car's side door impact beam: a review. *Journal of Engineering and Technology*, 9 (1), 1-22.

- Shojaeifard, M. H., Zarei, H. R., Talebitooti, R., & Mehdikhanlo, M. (2012). Bending behavior of empty and foam-filled aluminum tubes with different cross-sections. *Acta Mechanica Solida Sinica*, 25(6), 616–626. [https://doi.org/10.1016/S0894-9166\(12\)60057-3](https://doi.org/10.1016/S0894-9166(12)60057-3)
- Shi, S., Sun, Z., Hu, X., & Chen, H. (2014). Flexural strength and energy absorption of carbon-fiber-aluminum-honeycomb composite sandwich reinforced by aluminum grid. *Thin-Walled Structures*, 84, 416–422. <https://doi.org/10.1016/j.tws.2014.07.015>
- Tang, T., Zhang, W., Yin, H., & Wang, H. (2016). Crushing analysis of thin-walled beams with various section geometries under lateral impact. *Thin-Walled Structures*, 102, 43–57. <https://doi.org/10.1016/j.tws.2016.01.017>
- Trella, T. J., & Kianianthra, J. N. (1985). Application of Derived Characteristics from Dynamic Test Data for Simulation of Car-to-Car Side Impacts Using a Lumped Mass Approach. En SAE Technical Paper Series. <https://doi.org/10.4271/851187>
- Wågström, L., Thomson, R., & Pipkorn, B. (2005). Structural adaptivity in frontal collisions: Implications on crash pulse characteristics. *International Journal of Crashworthiness*, 10(4), 371–378. <https://doi.org/10.1533/ijcr.2005.0353>
- Wang, Z., Li, Z., & Zhang, X. (2016). Bending resistance of thin-walled multi-cell square tubes. *Thin-Walled Structures*, 107, 287–299. <https://doi.org/10.1016/j.tws.2016.06.017>
- Wenlong, S., Xiaokai, C., & Lu, W. (2016). Analysis of energy saving and emission reduction of vehicles using light weight materials. *Energy Procedia*, 88, 889–893. <https://doi.org/10.1016/j.egypro.2016.06.106>
- Wu, C. H., Liang, C. P., & Lee, J. H. (2006). Optimization of side impact bar for crashworthiness. *SAE Transactions*, 140-145.
- Yin, H., Xiao, Y., Wen, G., Qing, Q., & Deng, Y. (2015). Multiobjective optimization for foam-filled multi-cell thin-walled structures under lateral impact. *Thin-Walled Structures*, 94, 1–12. <https://doi.org/10.1016/j.tws.2015.03.031>
- Yoon, T. H., Kim, H., Heo, C., & Kwon, J. (2016). An experiment and FE simulation for the development of a SPFC1180 AHSS one-body door impact beam about a car side collision. *International Journal of Precision Engineering and Manufacturing*, 17(1), 81–89.
- Zarei, H. R., & Kröger, M. (2008). Bending behavior of empty and foam-filled beams: Structural optimization. *International Journal of Impact Engineering*, 35(6), 521–529. <https://doi.org/10.1016/j.ijimpeng.2007.05.003>

- Zhang, H., Sun, G., Xiao, Z., Li, G., & Li, Q. (2018). Bending characteristics of top-hat structures through tailor rolled blank (TRB) process. *Thin-Walled Structures*, 123, 420-440.
- Zhang, X., Zhang, H., & Wang, Z. (2016). Bending collapse of square tubes with variable thickness. *International Journal of Mechanical Sciences*, 106, 107–116. <https://doi.org/10.1016/j.ijmecsci.2015.12.006>

Capítulo III. Disipación de energía por deformación plástica a flexión.



Con los fundamentos de resistencia al impacto y las condiciones en las cuales ocurre un impacto lateral, las cuales se estudiaron en el capítulo anterior, el siguiente capítulo presenta el estudio del empleo de perfiles de pared delgada como mecanismo de disipación de la energía por medio de la deformación plástica. Se presenta la metodología de la caracterización del aluminio 6063-T5, obteniendo las propiedades elasto-plásticas, además se obtienen los criterios de daño por ductilidad y de corte. De la misma manera, en este capítulo se presenta el desarrollo de los modelos discretos y las pruebas experimentales de flexión de tres puntos. Se presenta el análisis paramétrico evaluando el radio del indentador y la longitud de los soportes, obteniendo una relación que involucra el comportamiento de los perfiles ante las diversas consideraciones analizadas.

3.1 Selección del material.

La estructura de la carrocería de un automóvil se encuentra constituido principalmente por componentes de perfiles de pared delgada. Estos actúan como mecanismos absorbentes de energía; de esta forma, la estructura mantiene la integridad de los pasajeros durante un evento de impacto, [Dama, Babu, Rao, & Shaik, 2017].

La selección del material determina la capacidad de energía a disipar, en ese sentido las estructuras fabricadas de aleaciones de aluminio presentan un comportamiento favorable, [Wenlong *et al.*, 2016]. En la Tabla 3.1 se presentan los trabajos desarrollados con las diferentes aleaciones de aluminio.

Tabla 3.1. Trabajos empleando aleaciones de aluminio en la industria automotriz.

Tipo de Aluminio	Características del estudio	Referencia
AA6060	Analizaron el impacto oblicuo en un automóvil, utilizando perfiles cónicos corrugados aplicado en el sistema de parachoques de vehículo.	Alkhatib, Tarlochan, Hashem, & Sassi, 2018.
AA6061-O	Presentaron un mecanismo de disipación empleando perfiles de sección bitubulares, presentando discontinuidades, su aplicación se presentan en el sistema de para choques.	Zahran, Xue, Esa, & Abdelwahab, 2018.
EN AW-7108 T6	Realizaron un estudio empleando perfiles multicelulares empleados en impactos en puertas de vehículos incluyendo criterios de falla	Estrada <i>et al.</i> 2018.
6061-T5	Estudiaron el sistema de parachoques a cargas axiales, evaluando perfiles de sección cuadrada.	Ramírez- <i>et al.</i> 2018.
AA6060T4	Analizaron la disipación de energía utilizando perfiles de aluminio, son empleados en el sistema de parachoques.	Esmaeili-Marzdashti, <i>et al.</i> , 2017.
EN AW-7108 T6	Estudiaron los perfiles de pared delgada sometidos a cargas axiales aplicado en el sistema de parachoques, considerando criterios de falla.	Estrada et al. 2017.
6063-T5	Desarrollaron el análisis del sistema de para choques en un vehículo, analizando perfiles multicelulares a compresión.	Wu <i>et al.</i> 2016.
6061-T6	Analizaron la disipación de energía en un sistema de choques frontal de un vehículo, utilizando pruebas a flexión a tres puntos considerando múltiples configuraciones geométricas	Tanlak, Sonmez, & Senaltun, 2015.

AA6060-T4	Estudiaron perfiles de sección tipo sombrero el cual es utilizado como sistema de parachoques a impactos frontales.	Sun, Fang, Tian, Li, & Li, 2015.
6061-T6	Analizaron la disipación de energía en la caja de impacto considerando los estándares de impacto frontal de la EuroNcap.	Tanlak & Sonmez, 2014.
6063-T5	Realizaron un análisis comparativo entre diferentes perfiles para determinar un rendimiento favorable en absorción de energía en un sistema de choques.	Elmarakbi, Long, & MacIntyre, 2013.
5050-H32	Desarrollaron un sistema de disipación de energía utilizando perfiles de pared delgada en las barras de seguridad empleadas en las puertas de un vehículo, comparando los resultados con perfiles de acero y magnesio	Ghadianlou & Abdullah, 2013.
AA710850-T6	Realizaron un análisis utilizando perfiles de aluminio considerando pruebas axiales y pruebas a flexión.	Dirschmid, Hooputra, Mader, & Werner, 2005.

El material seleccionado para las pruebas experimentales es el aluminio 6063-T5.

3.2 Modelo teórico de disipación de energía en perfiles de pared delgada.

Las vigas a flexión se pueden clasificar en dos tipos: flexión pura y flexión a tres puntos. La flexión pura rara vez se encuentra en los eventos de impactos en situaciones reales pero, su estudio es más fácil de analizar, mientras que en el caso de flexión de tres puntos las cargas son más complicadas debido a las fuerzas cortantes que se presentan al momento de flexión, el cual varía con respecto a la sección sometida a la carga, [Huang & Zhang, 2018].

Kecman [1983] presentó los primeros estudios de perfiles de pared delgada sometidos a flexión pura. Desarrolló el análisis teórico para el comportamiento de colapso a flexión de un perfil rectangular. El análisis empleado se basa en el método de la absorción de energía de cada una de las líneas de bisagra que se presentan al momento del colapso en el perfil, obteniendo la energía para cada línea; de esta manera se obtiene la energía total del mecanismo. Las líneas de bisagra se presentan en el colapso a flexión, las cuales son representadas por la letra W y van de W1 a W9, en la Figura 3.1

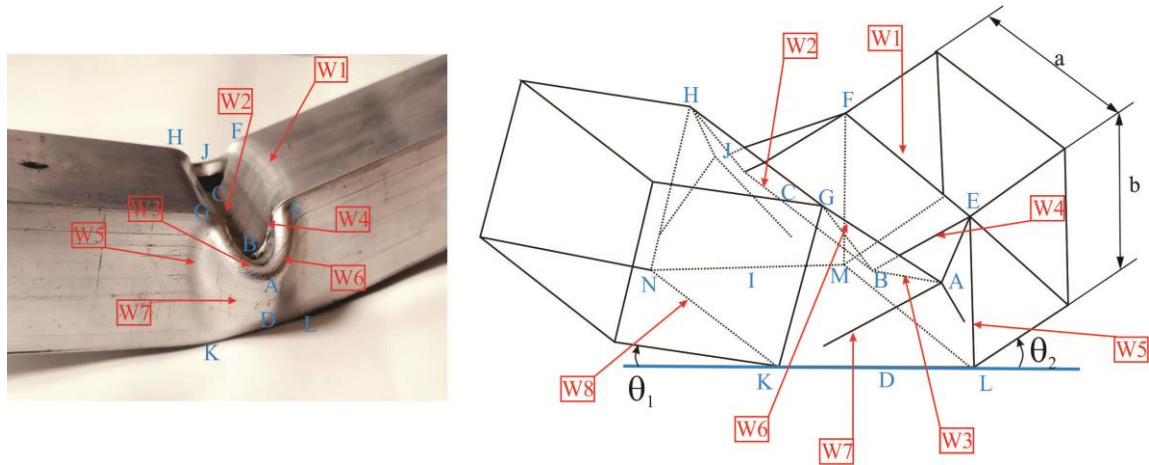


Figura 3.1 Líneas de bisagra presentadas en el colapso a flexión.

La suma de las líneas de bisagras estacionarias y móviles representan el valor nominal de la energía de absorción la cual se representa con la Ecuación 3.1. La energía de absorción de cada línea de bisagra plastica se presenta en el Anexo A.

$$W \theta = \sum_{i=1}^8 W_i \theta \quad \text{Ecuación 3.1}$$

En el caso de la flexión a tres puntos su estudio es más complicado debido a la respuesta, la cual está influenciada por diversos factores que incluyen las propiedades del material, geometría de la sección, la forma y las dimensiones del indentador, el espacio entre los soportes, la velocidad de carga así como las condiciones de fricción. Con la variación de estos factores, se pueden desarrollar dos modos diferentes de colapso, el colapso a flexión y la indentación con flexión, sus diferencias se muestran en la Figura 3.2.

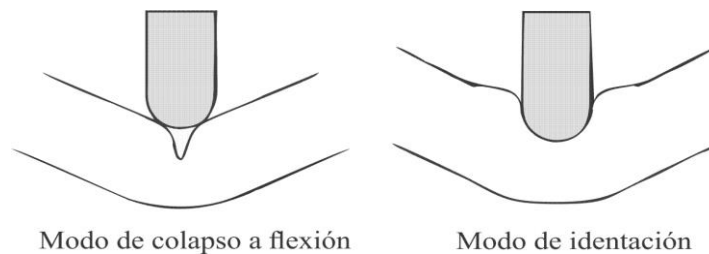


Figura 3.2. Mecanismos de colapso donde, a) flexión pura, b) indentación con flexión, [Huang & Zhang, 2018].

El comportamiento de la curva de fuerza-desplazamiento del colapso por indentación – flexión presenta diversas etapas de colapso, además de diferentes zonas de trabajo. Generalmente las etapas de flexión se dividen en tres: *pandeo inicial*, *indentación en expansión* e *indentación profunda*, [Huang & Zhang 2019], y las zonas de trabajo se clasifican en cuatro: *elástica*,

endurecimiento por deformación, colapso a flexión y aplastamiento [Dama et al., 2017]. Cada una de las etapas y zonas de trabajo se describen a continuación.

Etapas presentes en flexión.

El *pandeo inicial*, representa la primera etapa, en la cual se presenta el contacto entre el perfil y el identador. El proceso de la aplicación de la carga provoca que las placas superiores e inferiores empiecen a comprimir y posteriormente se doblen por efecto de la carga. La fuerza aumenta rápidamente al inicio de esta etapa. Inmediatamente se presenta la siguiente etapa, la *identación en expansión*, en la cual la cabeza del identador penetra de forma gradual sobre el perfil. A partir de este punto se presentan las líneas de bisagra plástica estáticas y móviles, las cuales se muestran en la vecindad de la identación, expandiéndose de manera progresiva [Huang, Zhang, & Wang, 2017]. En la etapa de *identación profunda*, la zona de deformación provocada por el identador deja de expandirse hacia los extremos y el tubo se aplasta aún más hacia abajo. La fuerza de impacto casi se mantiene constante en este proceso, así se obtiene la estabilización de la curva.

Zonas de trabajo

La *zona elástica* presenta el inicio de pequeñas protuberancias en el perfil. Sin embargo, no se presentan condiciones de deformación por el ondulado en las esquinas. En este punto inicial, se considera a la estructura como un sistema lineal, al incrementar la carga se inicia el pandeo local y posteriormente inicia la transición hacia la zona endurecimiento. La zona de endurecimiento se manifiesta en deformaciones plásticas, las cuales se observan por el ondulado presentado en las esquinas. De igual forma, en la sección transversal se observa el cambio de sección a una forma trapezoidal; en este punto la carga es máxima. Posteriormente, la zona de colapso por flexión presenta aglomeraciones por las ondulaciones generadas por la deformación, las cuales se localizan en las esquinas de perfil, y en las caras laterales del perfil. Finalmente, en la zona de aplastamiento se presenta la mayor aglomeración de las líneas de bisagras plásticas, lo cual con lleva a la mayor generación del lóbulo central. Cada una de las etapas y zonas mencionadas se muestran en la Figura 3.3.



Figura 3.3. Etapas y zonas de trabajo de perfil a flexión de tres puntos.

El estudio del comportamiento de los perfiles de pared delgada sometidos a pruebas de flexión de tres puntos permite continuar con el desarrollo de las pruebas experimentales y del modelo discreto. Utilizando el perfil cuadrado de aluminio 6063-T5, el desarrollo de pruebas se describe a continuación.

3.3 Desarrollo de modelo discreto de flexión a tres puntos por medio del software Abaqus.

El desarrollo del modelo discreto se realizó mediante el uso del software Abaqus/Explicit, para su desarrollo es necesario brindar al software los parámetros del material siendo estos los siguientes.

- Parámetros elásticos

Se obtuvieron a través de pruebas de tensión, obteniendo el Módulo de Young, esfuerzo de cedencia y esfuerzo último.

- Parámetros plásticos

Se obtuvieron a partir de los valores obtenidos de las pruebas de tensión, posteriormente utilizando las ecuaciones para la obtención de los valores reales.

- Parámetros de criterios de falla

Se obtuvieron a a partir de la revisión de la literatura.

A continuación se presenta la metodología de obtención de los parámetros antes mencionados.

3.3.1 Parámetros elásticos.

La prueba de tensión se realizó con la máquina universal Shimadzu AG-X Plus 100kN utilizando una velocidad de 2 mm/seg, además de un extensómetro Épsilon serie 3542-050M-050-ST (longitud calibrada de 50 mm). Las probetas se realizaron con base en la especificación ASTM-E8. El montaje de la probeta, y el extensómetro se muestra en la Figura 3.4.

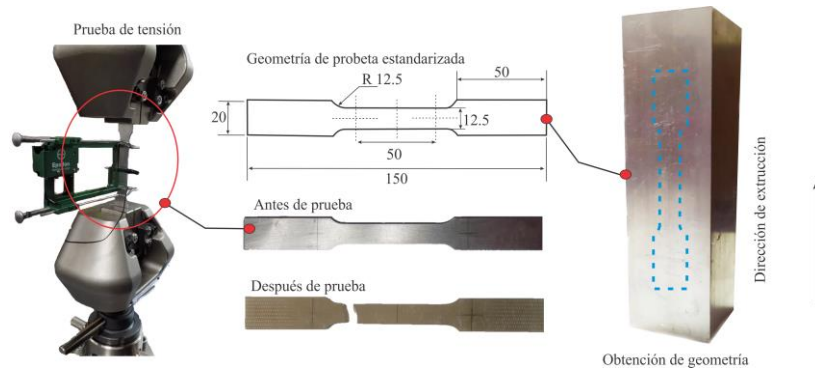


Figura 3.4. Procedimiento de prueba de tensión.

La curva esfuerzo-deformación de las diversas probetas se muestran en la Figura 3.5, mientras que las propiedades elasto-plásticas se presentan en la Tabla 3.2.

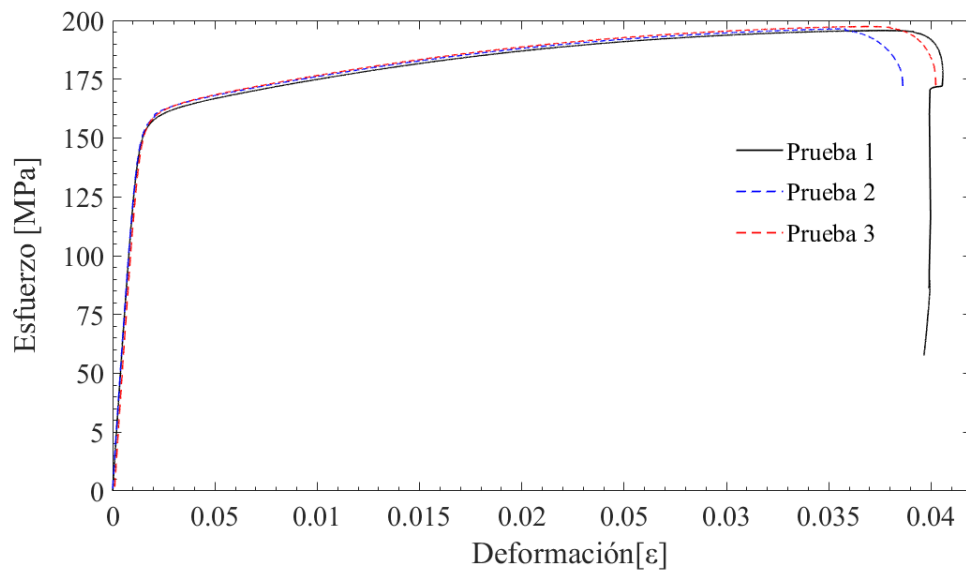


Figura 3.5, Curva esfuerzo-deformación de aluminio 6063-T5.

Tabla 3.2. Propiedades mecánicas del Aluminio 6063-T5.

Material	Módulo de Young (E) [GPa]	Esfuerzo de cedencia (Sy) [MPa]	Coefficiente de Poisson ν [Barsoum et al., 2014].	Densidad ρ [kg/m ³]
Al 6063-T5	66.94	158.79	0.33	2700
	Esfuerzo ultimo (Su) [MPa] [[Niknejad <i>et al.</i> 2013]			
	195.67			

3.3.2 Parametros plásticos.

La plasticidad se presenta en la mayoría de los materiales que exhiben comportamiento dúctil (grandes deformaciones inelásticas). Los niveles de cedencia y esfuerzo están en orden de magnitud menores que el módulo elástico del material, lo que implica que las medidas relevantes de tensión y deformación son "verdadero" (esfuerzos de Cauchy) y logarítmico. Con los valores obtenidos de la gráfica esfuerzo-deformación nominal de las pruebas uniaxial y considerando el material es isotrópico, se realiza la conversión de esfuerzo, normal a esfuerzo real, lo anterior se realiza con las siguientes ecuaciones.

$$\sigma_{true} = \sigma_{nom}(1 + \varepsilon_{nom}) \quad \text{Ecuación 3.2}$$

$$\varepsilon_{ln}^{pl} = \ln(1 + \varepsilon_{nom}) - \frac{\sigma_{true}}{E} \quad \text{Ecuación 3.3}$$

Donde:

σ_{true}	Esfuerzo real o verdadero en, [MPa]
ε_{ln}^{pl}	Deformación logarítmica en, [–]
σ_{nom}	Esfuerzo nominal o ingenieril en, [MPa]
ε_{nom}	Deformación nominal o ingenieril en, [–]
E	Módulo de Young en, [GPa]

Con la ecuaciones presentadas previamente se realiza la conversión de valores normales a valores reales obtenidos en la sección 3.3.1, los resultados obtenidos se muestra en la Figura 3.6.

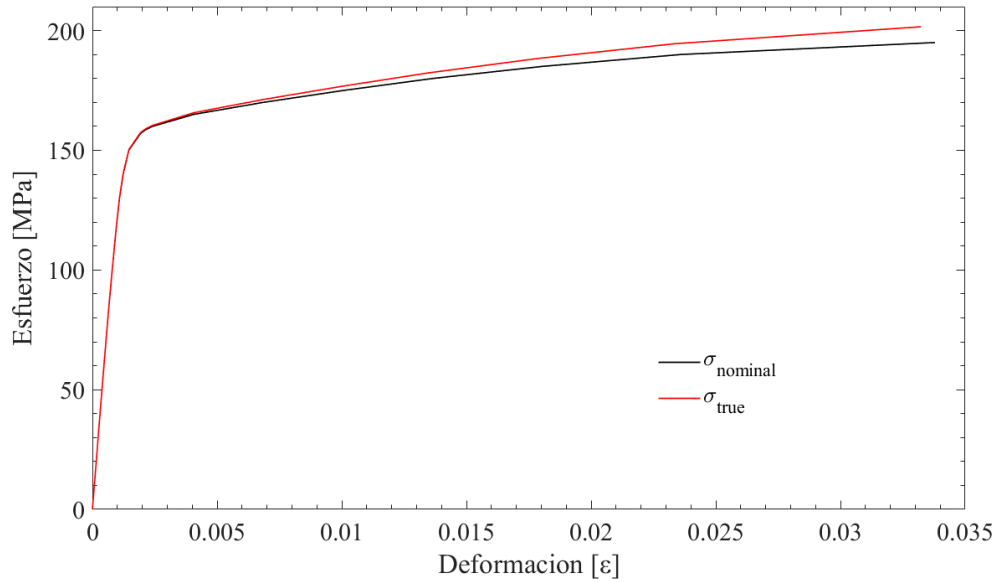


Figura 3.6. Valores reales e ingenieriles de aluminio 6063-T5.

3.3.3 Criterios de falla.

La utilización de los criterios de falla permiten obtener un modelo cuantitativo con respecto al comportamiento experimental; en el caso de los metales se presentan los mecanismos de daño por cortante y ductilidad. La rigidez del material se ve comprometida presentándose inicialmente grietas seguido de desprendimiento del material. La visualización de los mecanismo de daño se presentan en la Figura 3.7.

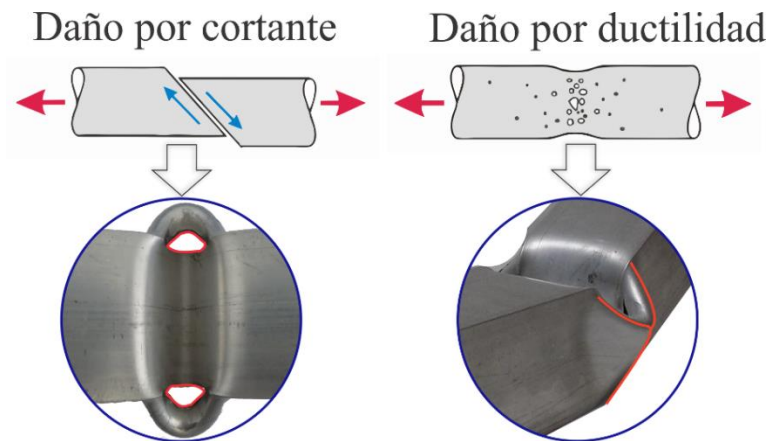


Figura 3.7. Criterios de daño por cortante y ductilidad.

La descripción de los criterios de daño se presentan a continuación.

Criterio de daño por ductilidad

El criterio de daño por ductilidad es un modelo fenomenológico para predecir el inicio del daño debido a la nucleación, el crecimiento y la coalescencia de los vacíos. El modelo asume que la deformación plástica equivalente al inicio del daño ε_D^{pl} , se encuentra en función del esfuerzo triaxial η y el rango de deformación $\bar{\varepsilon}^{pl}$, $\varepsilon_D^{pl}(\eta, \bar{\varepsilon}^{pl})$ [Abaqus, 2018].

El esfuerzo triaxial se determina mediante la Ecuación 3.4.

$$\eta = -p/q \quad \text{Ecuación 3.4}$$

Siendo p la presión hidrostática $p = (\sigma_1 + \sigma_2 + \sigma_3) / 3$, q el equivalente de esfuerzos de Von Mises $\sqrt{1/2 [\sigma_1 - \sigma_2]^2 + \sigma_2 - \sigma_3]^2 + \sigma_3 - \sigma_1]^2}$, donde $\sigma_1, \sigma_2, \sigma_3$ son los esfuerzos principales [Bao & Wierzbicki, 2004]. El criterio de iniciación del daño se cumple cuando se presenta la siguiente condición, [Abaqus, 2018].

$$\omega_D = \int \frac{d\varepsilon^{pl}}{\varepsilon_D^{pl}(\eta, \bar{\varepsilon}^{pl})} = 1 \quad \text{Ecuación 3.5}$$

Donde ω_D es una variable de estado que incrementa de manera constante con la deformación plástica. El software Abaqus considera los parámetros de deformación plástica equivalente al inicio del daño ε_D^{pl} , el esfuerzo triaxial η , y el rango de deformación $\bar{\varepsilon}^{pl}$. Los parámetros de daño para el material 6063-T5 son presentados por Barsoum *et al.*, [2014], obteniendo el rango de deformación $\bar{\varepsilon}^{pl} = 0.001$, los valores de ε_D^{pl} y η se presentan en la Figura 3.8.

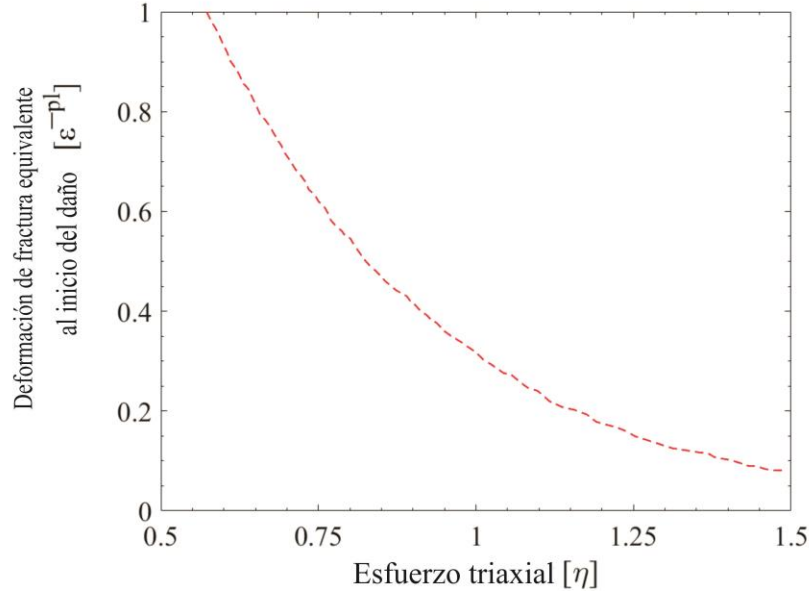


Figura 3.8. Criterios de falla por ductilidad, [Barsoum *et al.*, 2014]

Criterios de daño por cortante.

El criterio de daño por cortante es un modelo fenomenológico para predecir el inicio del daño debido a la localización de la banda de cizallamiento. El modelo asume que la deformación plástica equivalente al inicio del daño $\bar{\epsilon}_S^{pl}$, que se encuentra en función de la proporción del esfuerzo cortante θ_s y el rango de deformación $\dot{\bar{\epsilon}}^{pl}$, $\bar{\epsilon}_S^{pl}(\theta_s, \dot{\bar{\epsilon}}^{pl})$, [Abaqus, 2018].

La proporción de esfuerzo cortante se determina con la Ecuación 3.6.

$$\theta_s = q + k_s p / T_{max} \tag{Ecuación 3.6}$$

Siendo T_{max} es el esfuerzo cortante máximo, y k_s es un parámetro del material. El criterio para la iniciación del daño se cumple cuando se presenta la siguiente condición.

$$\omega_S = \int \frac{d\bar{\epsilon}^{pl}}{\bar{\epsilon}_S^{pl}(\theta_s, \dot{\bar{\epsilon}}^{pl})} = 1 \tag{Ecuación 3.7}$$

Donde ω_D es una variable de estado que incrementa de manera constante con la deformación plástica. El software Abaqus considera los siguientes parámetros, cortante equivalente al inicio del daño $\bar{\epsilon}_S^{pl}$, la proporción del esfuerzo cortante θ_s , y el rango de deformación $\dot{\bar{\epsilon}}^{pl}$.

Zhu *et al.*, [2011], obtuvieron el rango de deformación $\dot{\bar{\epsilon}}^{pl} = 0.001$; los valores de $\bar{\epsilon}_S^{pl}$ y θ_s se muestran en la Figura 3.9.

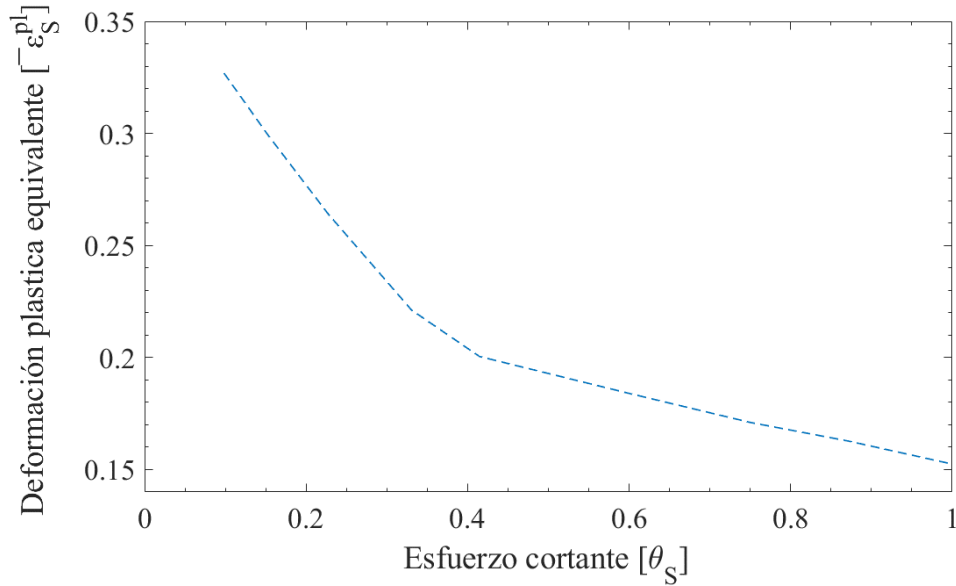


Figura 3.9. Parametros de daño por cortante, [Zhu *et al.*, 2011].

Un parámetro adicional considerado por Abaqus es el factor Ks que en el caso de aluminio se considera 0.3 [Hooputra *et al.*, 2004].

Los parámetros de falla por ductilidad y cortante utilizados para el modelo discreto se muestran en el Anexo B. Al obtener todos los parámetros necesarios se prosigue para el desarrollo del modelo discreto el cual se presenta a continuación

3.3.4 Modelo discreto

Se realizó el modelo discreto en el software Abaqus y se le asignó la nomenclatura SQ-00. Se consideró el perfil de aluminio como un material deformable tipo *Shell*; los soportes y el identador se consideraron como elementos discretamente rígidos. En el proceso de las interacciones se utilizó un coeficiente de fricción de $\mu = 0.3$ (Tang *et al.*, 2016) entre las superficies del perfil y los soportes así como en el identador (*surface to surface*). Además, se considera una condición de *self contact* de $\mu = 0.15$. El perfil se consideró de una longitud (l) de 400 mm, con una separación de los soportes de 300 mm, con un ancho de 38.3 mm. El modelo discreto se presenta en la Figura 3.10.

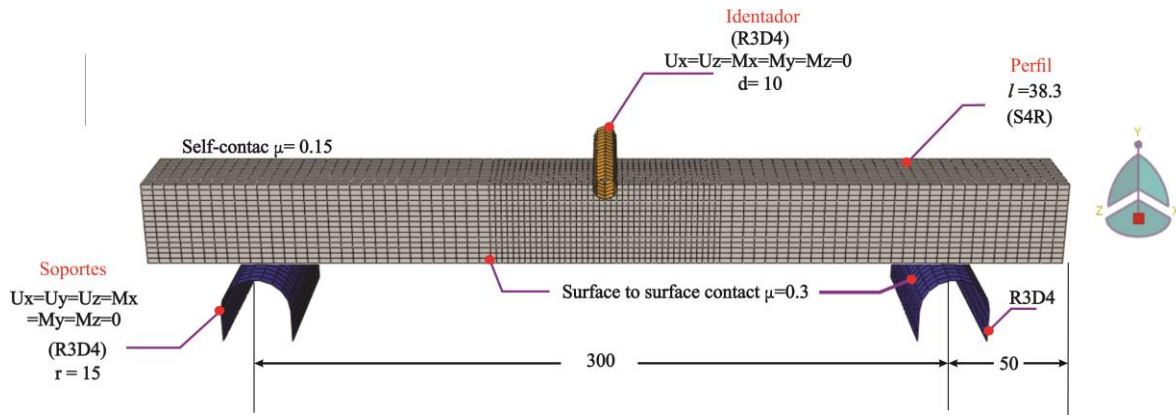


Figura 3.10. Modelo discreto de la prueba de flexión de tres puntos, en [mm].

A continuación se presenta el desarrollo de las pruebas experimentales, las cuales se utilizaron para la validación del modelo discreto.

3.4 Prueba experimental de flexión a tres puntos

Las pruebas se realizaron de manera cuasi-estáticas, haciendo uso de la máquina universal Shimadzu AG-X Plus 100kN, utilizando una velocidad en indentador de 6 mm/s; la prueba se llevó a un desplazamiento máximo de 50 mm. Las condiciones de la prueba experimental se muestran en la Figura 3.11.

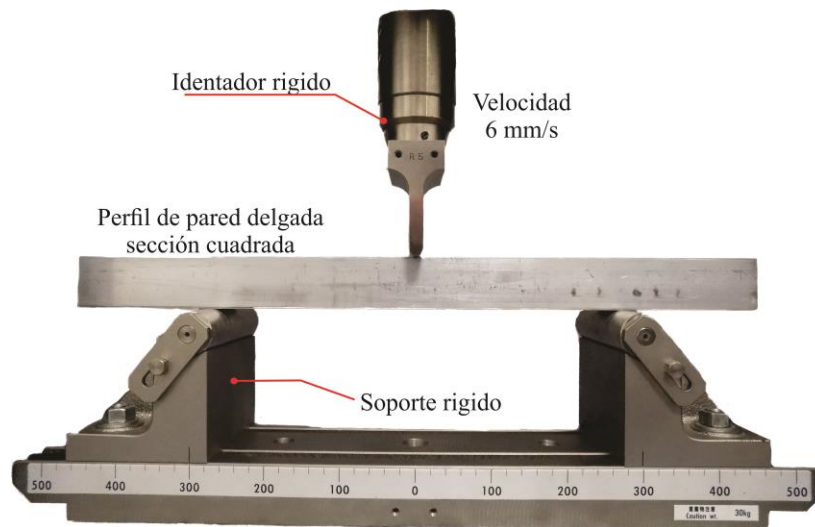


Figura 3.11. Prueba experimental de flexión a tres puntos.

Con los resultados obtenidos de manera experimental se continuó con la validación del modelo discreto, para ello se realizó el análisis de convergencia de malla la cual se explica en seguida.

3.4.1 Análisis de convergencia de malla.

En el análisis de convergencia de malla se utilizaron 3 tamaños diferentes, considerando 2, 2.5 y 3 mm [Turón *et al.*, 2005], los resultados del análisis se muestran en la Figura 3.12.

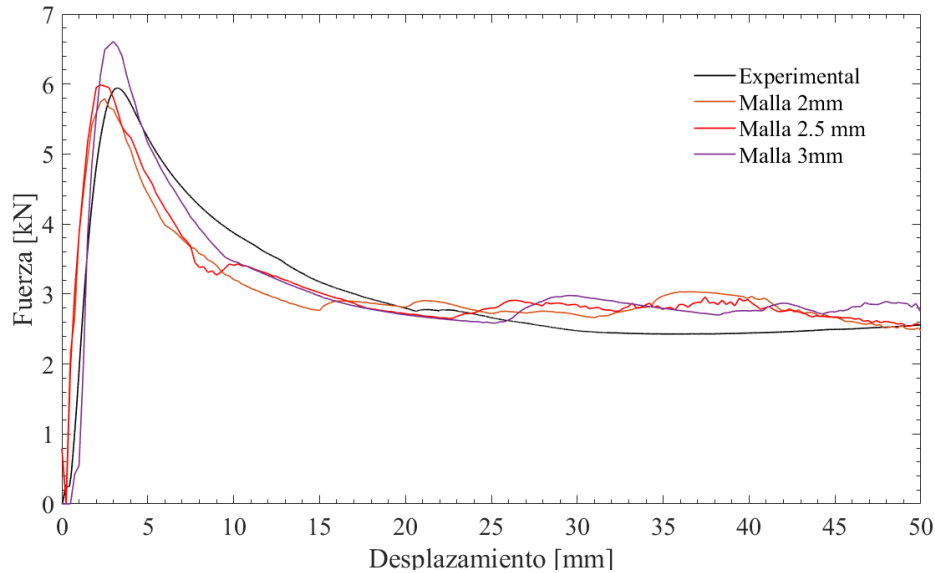


Figura 3.12. Análisis de convergencia de malla

Los resultados obtenidos del análisis de convergencia de malla son utilizados para realizar la validación, para ello se utilizan los parámetros de resistencia al impacto; los resultados se muestran en la Tabla 3.3.

Tabla 3.3. Validación de modelo discreto a partir del análisis de convergencia de malla.

Análisis	P_{max} [kN]	% ^a	P_m [kN]	% ^a	E_a (J)	% ^a	SEA (J/g)	% ^a	CFE	% ^a
Experimental	5.94	--	3.03	--	151.51	-	0.64	-	0.51	-
Malla 2	5.79	2.53	3.08	1.52	153.82	1.52	0.66	1.52	0.53	4.15
Malla 2.5	6.08	2.45	3.08	0.72	150.4	0.72	0.64	0.72	0.49	3.09
Malla 3	6.61	11.28	3.12	3.12	156.24	3.12	0.67	3.12	0.47	7.33

^a Se refiere a la diferencia porcentual con respecto a los valores experimentales.

De tales resultados se desprende que el tamaño de 2.5 mm presenta una diferencia porcentual menor al 4% entre los parámetros de resistencia al impacto, siendo este tamaño el utilizado para el modelo discreto. El análisis comparativo entre las pruebas experimentales y el modelo discreto se presenta en las gráficas de fuerza-desplazamiento y energía de absorción-

desplazamiento a través de la Figura 3.13. Los estados finales de deformación se muestran en la Figura 3.14.

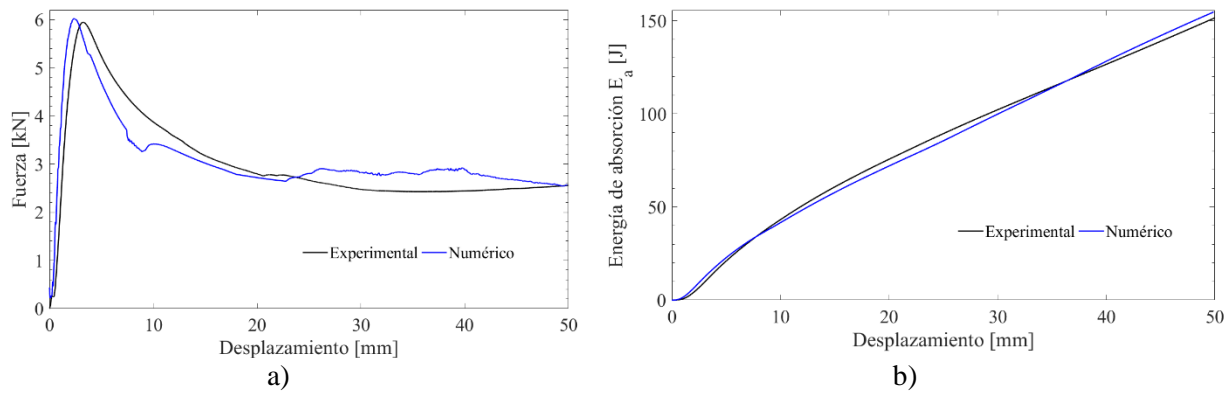


Figura 3.13. Comparación de modelo SQ-00 y la prueba experimental donde: a) curva fuerza-desplazamiento, b) curva energía de absorción-desplazamiento.

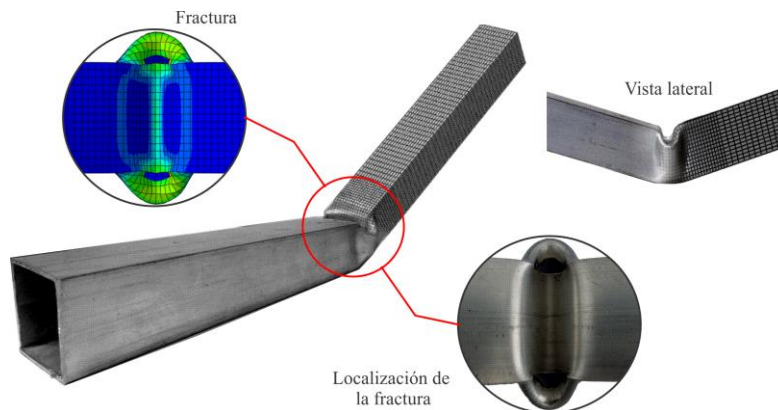


Figura 3.14. Estado final de deformación de prueba de flexión a tres puntos.

Los resultados obtenidos de forma numérica son comparados cuantitativamente con los datos experimentales, presentando una diferencia menor al 3%, mientras que el estado final de deformación muestra los resultados de forma cualitativa, observándose la fractura en la zona del contacto del perfil con el indentador. Lo anterior permite continuar con el análisis paramétrico utilizando las condiciones de frontera del modelo discreto SQ-00 para su desarrollo.

3.5 Estudio paramétrico de prueba de flexión a tres puntos.

En este apartado se aborda el análisis del comportamiento del perfil sometido a flexión considerando la variación del radio del indentador y la separación entre los soportes; el desarrollo de cada uno se presenta a continuación.

3.5.1 Variación de radio del identador.

Los eventos de impacto laterales en los vehículos pueden presentarse con diversos objetos, los cuales pueden ser arbotantes, árboles, poste de iluminación, etc.; ello conlleva una variación del tamaño del diámetro del objeto con el cual se impacta. De esta manera, se realiza el análisis de la variación el radio del identador, presentando la relación de radio de identador (r) y el ancho de la sección transversal del perfil (w), la cual permitirá evaluar el comportamiento de las diferentes estructuras, el análisis ser realizó a una velocidad de de 6 mm/s. La Tabla 3.4. muestra las variables consideradas en el análisis, mientras que el proceso se muestra en la Figura 3.15

Tabla 3.4. Resumen de análisis paramétrico de variación de radio de identador.

Código de espécimen	Radio de indentado (r) [mm]	Ancho de perfil (w) [mm]	r/w	Masa [g]	Longitud del perfil (l) [mm]
SQ-D3	1.5	38.3	0.039	234	400
SQ-D5	2.5	38.3	0.065	234	400
SQ-00	5	38.3	0.130	234	400
SQ-D15	7.5	38.3	0.195	234	400
SQ-D20	10	38.3	0.261	234	400
SQ-D25	12.5	38.3	0.326	234	400
SQ-D30	15	38.3	0.391	234	400
SQ-D35	17.5	38.3	0.456	234	400

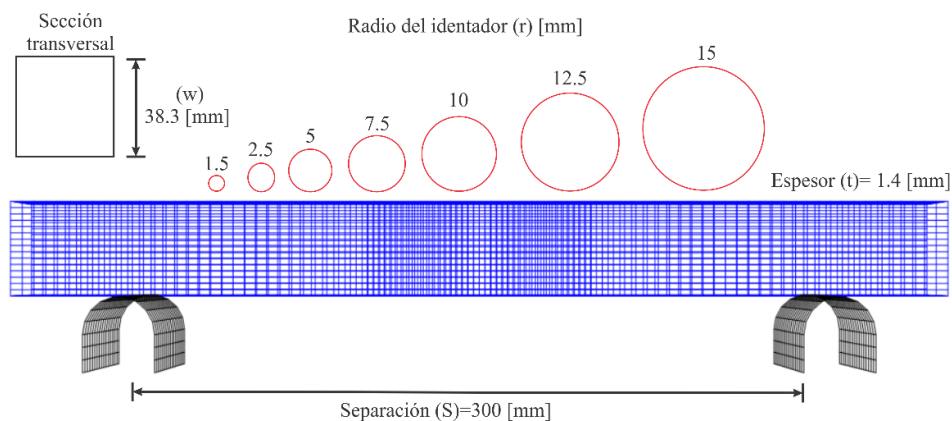


Figura 3.15. Análisis paramétrico de variación de radio de indentador.

En la Figura 3.16 se observan las curvas de fuerza-desplazamiento. El comportamiento de las estructuras presentan el mismo patrón de deformación en todas las estructuras evaluadas, en

el caso del espécimen SQ-D3 se generan rizos en los intervalos de desplazamiento de 10 mm y 50 mm esto es resultado de la interacción entre del indentador con las paredes del perfil. Además, las irregularidades presentadas en las curvas son asociadas a las abolladuras prematuras y el deslizamiento del tubo en las zona de contacto con los soportes [Mamalis, *et al.*, 2006].

En todos los casos estudiados la transición de la zona elástica a la zona plástica ocurre en los primeros 4 mm de desplazamiento. Posteriormente, se presenta la caída de la fuerza de carga, la cual se estabiliza a los 10 mm y se prolonga hasta el final del desplazamiento; la estabilización de la carga se considera como la fuerza promedio P_m . Con el aumento del radio del indentador se presenta un aumento de la P_m , provocando un cambio de rigidez de la estructura, la cual se origina por una mayor longitud de las líneas de bisagras expuestas a carga de flexión, esto provoca una mayor resistencia al colapso.

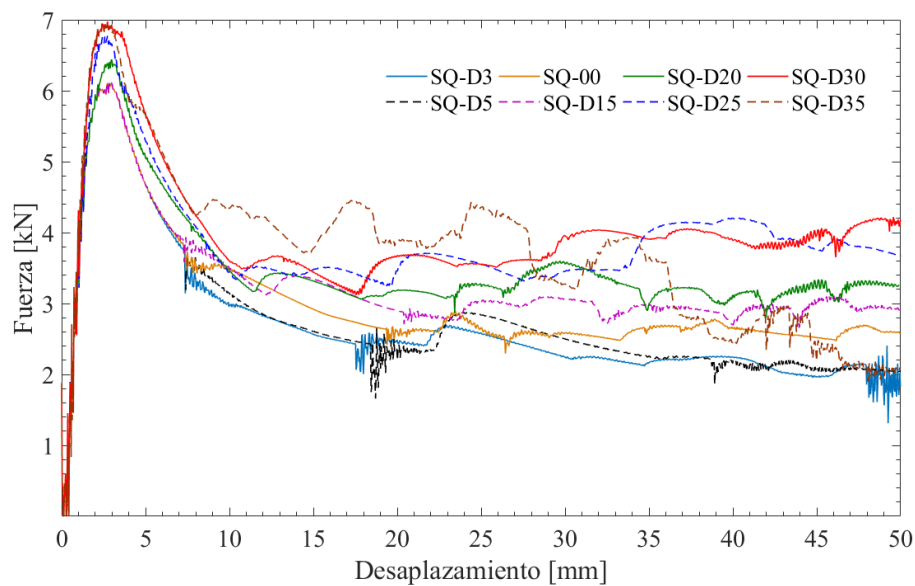


Figura 3.16. Curva fuerza – desplazamiento de resultados de análisis de variación de radio de indentador.

Los indicadores de resistencia al impacto de los especímenes evaluados se presentan en la Tabla 3.5. En el caso de la carga pico P_{max} , se presenta una estabilidad entre las estructuras SQ-D3 a SQ-D15 con un valor promedio de ~ 6.084 kN. A partir del espécimen SQ-D20 a SQ-D35, se observa un aumento en la P_{max} de 5.83% a 14.66%, presentándose el valor máximo de 6.977 kN en la estructura SQ-D30 y continuando en el SQ-D35, indicando una estabilidad de la estructura con respecto al aumento del radio del indentador. La energía de absorción E_a presenta un comportamiento proporcional a la variación del radio del indentador. En este sentido, se observa una reducción de la E_a cuando el radio del indentador es menor considerando la estructura SQ-00 como referencia. Por lo tanto, un aumento de la E_a se presenta a partir

de SQ-D15, posteriormente una estabilidad de E_a en la estructura SQ-D30 con un valor de 199.57 J. Un comportamiento similar se presenta en la absorción de energía específica SEA .

Tabla 3.5. Indicadores de resistencia de impacto para análisis de variación de radio de indentador.

Código de espécimen	P_{max} [kN]	P_m [kN]	E_A [J]	SEA [J/g]	CFE [-]
SQ-D3	6.084	2.700	134.990	0.577	0.442
SQ-D5	6.084	2.771	138.540	0.592	0.451
SQ-00	6.085	3.008	150.423	0.643	0.494
SQ-D15	6.085	3.265	163.240	0.698	0.536
SQ-D20	6.444	3.487	174.360	0.745	0.542
SQ-D25	6.773	3.870	193.480	0.827	0.571
SQ-D30	6.977	3.991	199.570	0.853	0.572
SQ-D35	6.959	3.743	187.18	0.645	0.543

Los estados finales de deformación se presentan en la Figura 3.17, incluyendo los mecanismos de colapso. En la mayoría de las estructuras ocurre la indentación con flexión, a excepción de la estructura SQ-D35, la cual presenta el mecanismo de flexión, tal como se muestra en la Figura 3.2, debido al incremento del radio del indentador. De igual manera, la estructura SQ-D35 presenta una variación en el lóbulo central, el cual se deforma al interior del tubo, comportamiento contrario al resto de las estructuras.

En el caso de las estructuras que presentan la indentación con flexión se hacen presentes diferentes variaciones. Una de ellas se localiza en la superficie toroidal (sombreado naranja), dicha superficie toma una forma de V en los perfiles SQ-D3 Y SQ-D5. A partir del espécimen SQ-00 al SQ-D30 se presenta la superficie toroidal en forma U; en caso del espécimen SQ-D35 vuelve a presentar la forma en V, lo anterior es resultado del cambio de tipo de colapso. Una variación adicional se presenta en el incremento en la profundidad de la ondulación central debido a la indentación (sombreado verde). Este incremento o reducción se ve afectada por el cambio de forma de la superficie toroidal, la cual es proporcional al aumento del tamaño del indentador. En el caso particular de la estructura SQ-D35 existe la profundidad mayor pero es debida a la flexión. Como se mencionó anteriormente, el aumento gradual de la energía de absorción E_a se debe al aumento de la longitud de las líneas de bisagras móviles (líneas amarillas); al presentarse una mayor longitud aumenta la resistencia a la flexión y por lo tanto una mayor rigidez a la flexión.

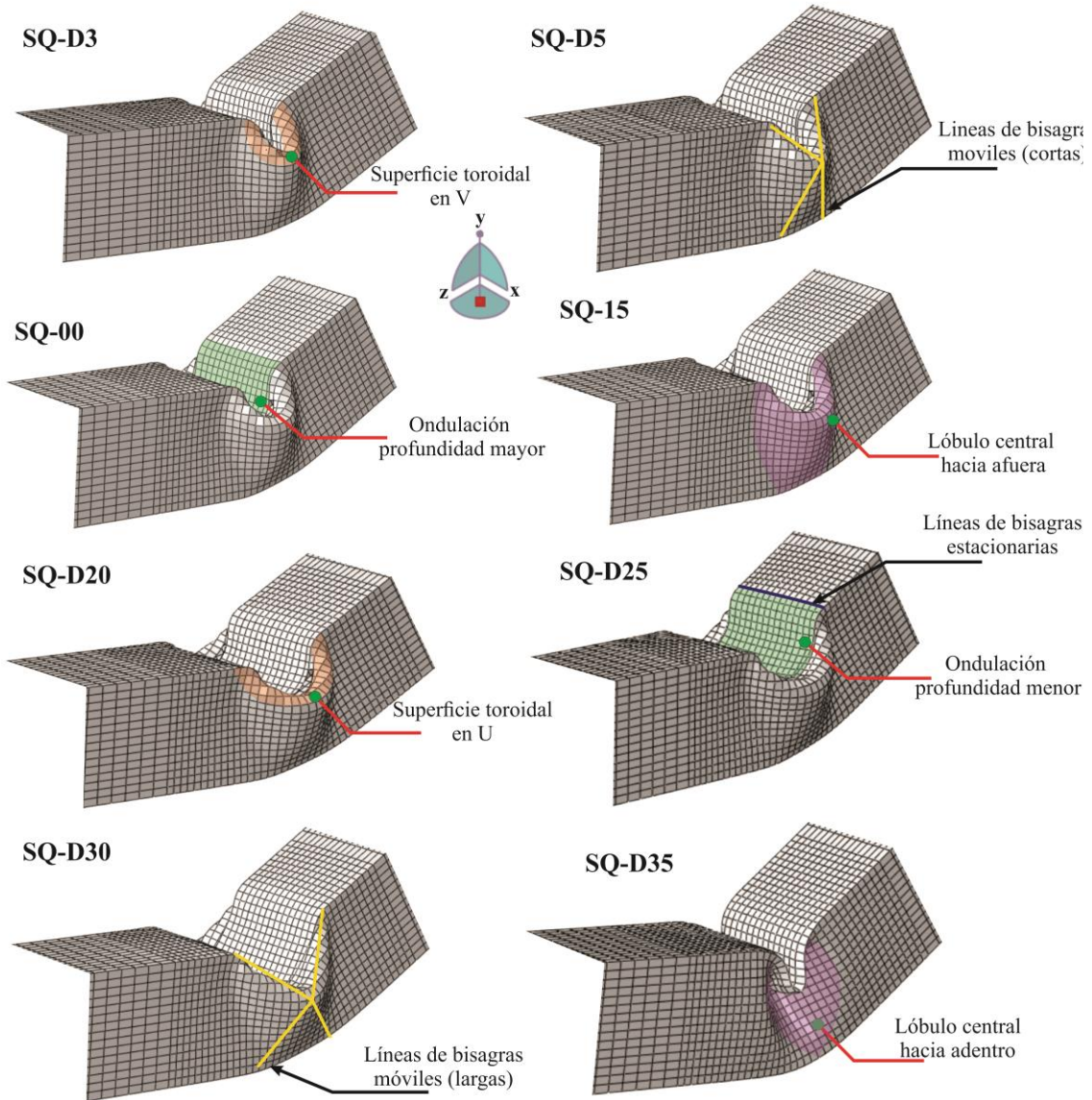


Figura 3.17. Estado final de deformación con variación de radio de indentador.

En la Figura 3.18 se muestran los valores de E_a y de CFE , los cuales presentan un patrón de aumento proporcional al radio del indentador. Se considera una disipación de energía óptima cuando se presenta el valor de CFE 1; en ese sentido el valor máximo es de 0.572, el cual se presenta a partir de la estructura SQ-D30, de esta manera el valor de CFE se mantiene, de lo anterior se puede interpretar que bajo las condiciones y características de los elementos el perfil llegara al limite de disipación de energía.

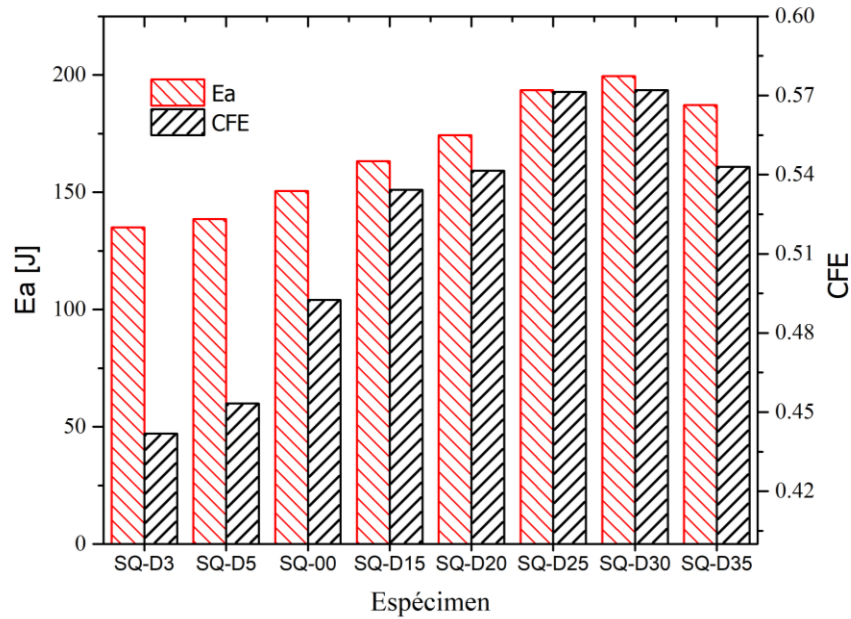


Figura 3.18. Energía de absorción y eficiencia a la fuerza de aplastamiento de variación de identador.

Los resultados del análisis del comportamiento del perfil sometido a flexión de tres puntos con la variación del identador presenta una mayor disipación de energía cuando se presente dentro del siguiente intervalo.

$$0.326 \geq r/w \leq 0.391 \quad \text{Ecuación 3.8}$$

3.5.2 Variación de longitud de soportes.

Los diseños de las estructuras de puertas de vehículos presentan una gran variedad de modelos, así como diseños (Baroutaji *et al.*, 2017, Estrada, *et al.*, 2018, Husin *et al.*, 2012; Lashlem *et al.*, 2012), por lo que existen variaciones en el tamaño de la puerta lo que conlleva a tener diferentes longitudes en la barra de seguridad. El cambio en la longitud tiene un efecto significativo en la disipación de energía en la barra de impacto, por eso es importante analizar la variación de los soportes de la prueba de tres puntos; para ello se presenta la relación existente entre la longitud del perfil l y la separación de los soportes s como se explica en la Tabla 3.6, el análisis paramétrico se muestra en la Figura 3.19.

Tabla 3.6. Resumen de análisis paramétrico de variación de separación de soportes.

Código de espécimen	Separación (s) [mm]	Longitud del perfil (l) [mm]	Radio del identador (l) [mm]	s/l	Masa [g]
SQ-S100	100	400	50	0.039	234
SQ-S150	150	400	50	0.065	234
SQ-S200	200	400	50	0.130	234
SQ-S250	250	400	50	0.195	234
SQ-00	300	400	50	0.261	234
SQ-S350	350	400	50	0.326	234
SQ-S400	400	400	50	0.456	234

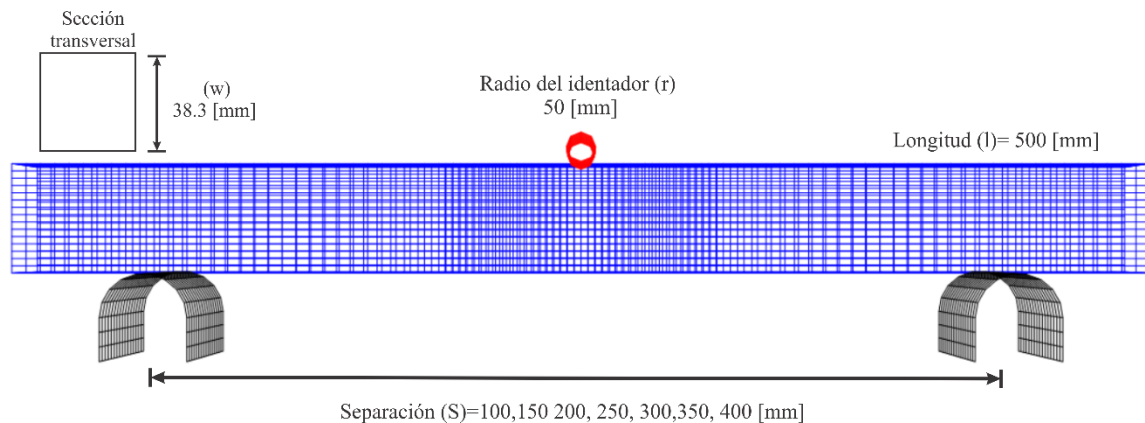


Figura 3.19. Análisis paramétrico de variación de longitud de soportes.

La Figura 3.20 muestra las curvas de fuerza-desplazamiento. El patrón de deformación es igual en todas las estructuras, el valor máximo de P_{max} ocurre en los primeros 5 mm de desplazamiento, posteriormente se presenta un decaimiento P_{max} hasta llegar a un segundo valor máximo, no mayor al inicial, lo cual se debe al contacto que existe entre las paredes del tubo y la superficie del identador, logrando una estabilidad de la fuerza de carga. Sin embargo, en la estructura SQ-S100 se da un tercer incremento el cual ocurre a 45 mm de desplazamiento, debido al contacto entre las paredes del tubo, mientras que en las estructuras SQ-S150 y SQ-S200, se generan rizos al final del desplazamiento lo cual se debe a las interacciones del identador y el perfil.

El aumento significativo de la P_{max} se debe a la variación de la longitud de los soportes al presentarse una distancia corta, lo cual significa un aumento de la rigidez, así como una menor longitud de las líneas de bisagras provocando una mayor resistencia a la flexión.

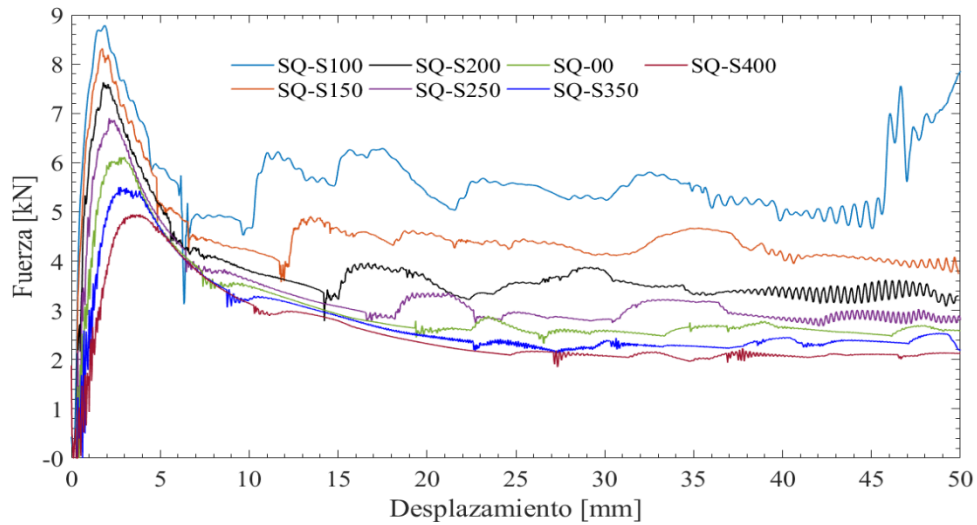


Figura 3.20. Curva fuerza – desplazamiento de los resultados de análisis de variación de longitud de soportes

Como se observa en la Tabla 3.7, el valor máximo de absorción de energía E_a se presenta en la estructura SQ-S100 con un valor 284.62 J, lo cual representa un incremento del 89%, considerando la estructura SQ-00; la mayor P_{max} es de 8.78 kN, siendo un incremento del 44.44 %. De esta manera, esta estructura presenta un valor de CFE de 0.65, el cual es el valor más cercano a la unidad. Una de las consideraciones del análisis de la resistencia al impacto es reducir la P_{max} lo cual previene lesiones en los ocupantes, lo que permite descartar a SQ-S100 como una estructura que brinde una mejor disipación de energía.

Tabla 3.7. Indicadores de resistencia al impacto de análisis de variación de longitud de soportes.

Código de espécimen	P_{max} [kN]	P_m [kN]	E_a [J]	SEA [J/g]	CFE [-]
SQ-S100	8.78	5.69	284.62	0.981	0.65
SQ-S150	8.32	3.79	189.51	0.653	0.46
SQ-S200	7.63	3.01	150.51	0.519	0.39
SQ-S250	6.90	3.32	166.21	0.573	0.48
SQ-00	6.08	3.008	150.423	0.643	0.49
SQ-S350	5.50	2.76	137.99	0.475	0.50
SQ-S400	4.95	2.54	126.98	0.473	0.51

Conforme aumenta la longitud de los soportes, los valores de P_{max} y E_a disminuyen, debido a presentar menor rigidez a la flexión y reduciendo el momento de flexión del perfil. Analizando la eficiencia a la fuerza de aplastamiento (CFE) se presenta un punto de transición, el cual ocurre en la estructura SQ-00; a partir de este punto la CFE presenta un incremento de alrededor del 2%.

En las figuras 3.20 y 3.21 se muestran los estados finales de los perfiles evaluados. En todos los modelos se presentó fractura de las esquinas superiores del perfil. La máxima longitud de la superficie toroidal (sombreado rojo) se dio en la estructura SQ-S100, la cual es resultado de la reducción significativa de los soportes, lo cual produce un mayor efecto de compresión más que de flexión. A su vez se presenta contacto entre los vértices del tubo (líneas amarillas), cuyo aumento es proporcional al aumento de los soportes. De igual forma, una mayor penetración del indentador representa una mayor ondulación en la parte superior del tubo (sombreado verde). La deformación plástica generada en el lóbulo central se presenta de manera esférica (sombreado azul), mientras que en la estructura SQ-S200, se observa una reducción de la curvatura del lóbulo. Lo anterior demuestra que el efecto de la separación de los soportes afecta el mecanismo de colapso de la diversas estructuras

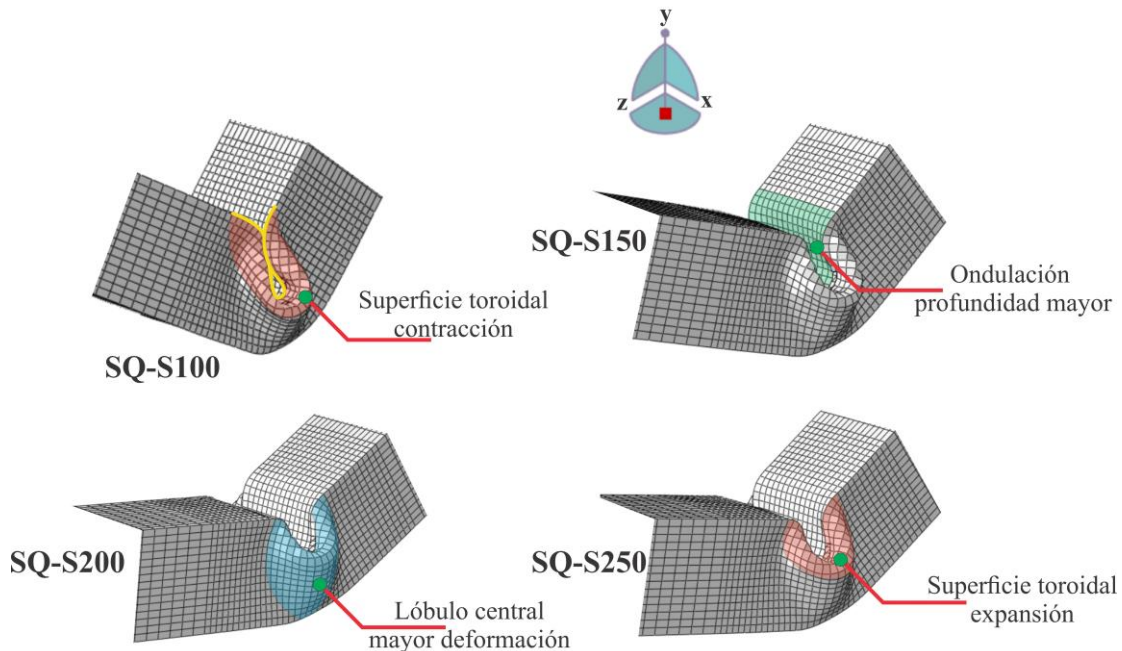


Figura 3.20. Estado final de deformación de variación de longitud de soportes, parte I.

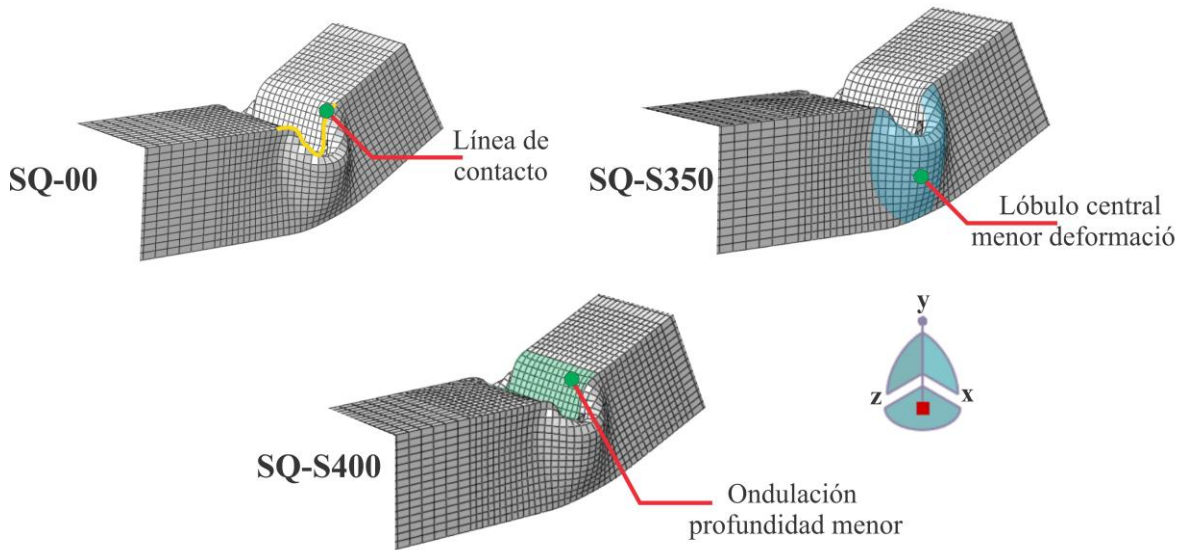


Figura 3.21. Estado final de deformación de variación de longitud de soportes, parte II.

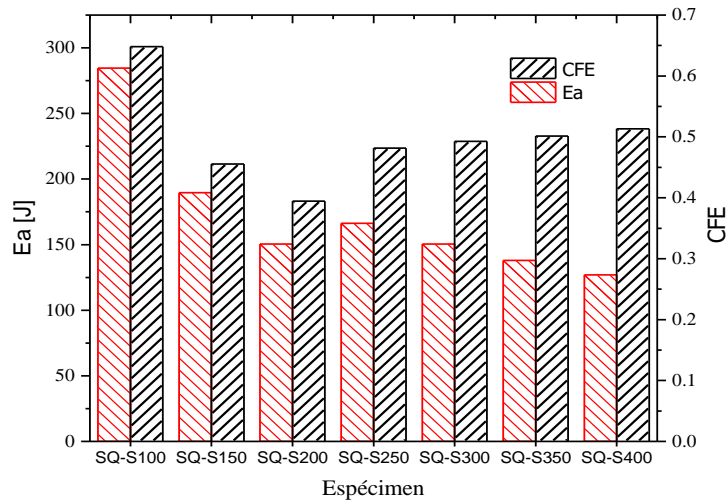


Figura 3.22. Energía de absorción y eficiencia a la fuerza de aplastamiento

La Figura 3.22 muestra los valores de CFE y E_a así como una estabilidad de la CFE de alrededor del 2% a partir del espécimen SQ-S250. Los resultados del análisis del comportamiento del perfil sometido a flexión de tres puntos con la variación de la longitud de los soportes se presenta en el siguiente intervalo, el cual permite mejorar la disipación de energía.

$$0.195 \geq s/l \leq 0.456$$

Ecuación 3.9

De esta manera se finaliza el capítulo III, donde se obtuvieron pruebas experimentales y modelos numéricos de prueba a flexión de 3 puntos, además de un análisis paramétrico que permitió evaluar el comportamiento de perfil sometido a flexión. Lo anterior permite continuar con el desarrollo de este trabajo.

Referencias

- Alkhatib, S. E., Tarlochan, F., Hashem, A., & Sassi, S. (2018). Collapse behavior of thin-walled corrugated tapered tubes under oblique impact. *Thin-Walled Structures*, 122(November 2017), 510–528.
- Arellano Cabrera, J. A. (2007). Diseño de estructuras de materiales poliméricos compuestos para su aplicación en la industria automotriz. Centro Nacional de Investigacion y Desarrollo Tecnológico, 95
- Bao, Y., & Wierzbicki, T. (2004). On fracture locus in the equivalent strain and stress triaxiality space. *International Journal of Mechanical Sciences*, 46(1), 81–98.
- Baroutaji, A., Sajjia, M., & Olabi, A. G. (2017). *On the crashworthiness performance of thin-walled energy absorbers: Recent advances and future developments*. *Thin-Walled Structures*, 118(November 2016), 137–163.
- Barsoum, I., Khan, F., Molki, A., & Seibi, A. (2014). Modeling of ductile crack propagation in expanded thin-walled 6063-T5 aluminum tubes. *International Journal of Mechanical Sciences*, 80, 160–168. <https://doi.org/10.1016/j.ijmecsci.2014.01.012>
- Dama, K. K., Babu, V. S., Rao, R., & Shaik, I. J. (2017). State of the Art on Basic Methodologies for Crashworthy Design of Automotive Body Components Considering Bending Collapse Mode. *Materials Today: Proceedings*, 4(9), 9924–9929.
- Dirschmid, F., Hooputra, H., Mader, H. U., & Werner, H. (2005). Migration of Crash Simulation Software at BMW. *ABAQUS Users' Conference*, 1–11.
- Elmarakbi, A., Long, Y. X., & MacIntyre, J. (2013). Crash analysis and energy absorption characteristics of S-shaped longitudinal members. *Thin-Walled Structures*, 68, 65–74.
- Esmaeili-Marzdashti, S., Pirmohammad, S., & Esmaeili-Marzdashti, S. (2017). Crashworthiness analysis of S-shaped structures under axial impact loading. *Latin American Journal of Solids and Structures*, 14(5), 743–764. <https://doi.org/10.1590/1679-78253430>
- Estrada, Q., Szwedowicz, D., Gutierrez-Wing, E., Silva-Aceves, J., Rodriguez-Mendez, A., Elias-Espinosa, M., ... Bedolla-Hernández, J. (2018). Energy absorption of single and

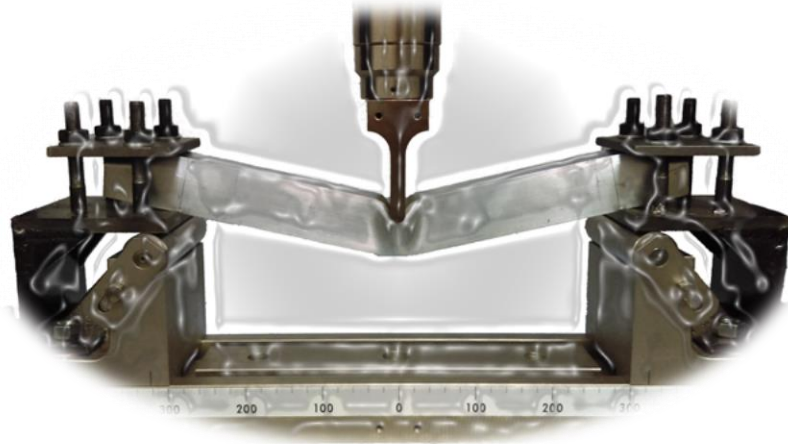
multi-cell profiles under bending load considering damage evolution. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering.

- Estrada, Q., Szwedowicz, D., Silva-Aceves, J., Majewski, T., Vergara-Vazquez, J., & Rodriguez-Mendez, A. (2017). Crashworthiness behavior of aluminum profiles with holes considering damage criteria and damage evolution. *International Journal of Mechanical Sciences*, 131–132(December 2016), 776–791.
- Ghadianlou, A., & Abdullah, S. Bin. (2013). Crashworthiness design of vehicle side door beams under low-speed pole side impacts. *Thin-Walled Structures*, 67, 25–33.
- Hooputra, H., Gese, H., Dell, H., & Werner, H. (2004). A comprehensive failure model for crashworthiness simulation of aluminium extrusions. *International Journal of Crashworthiness*, 9(5), 449–463.
- Huang, Z., & Zhang, X. (2018). Three-point bending collapse of thin-walled rectangular beams. *International Journal of Mechanical Sciences*, 144(June), 461–479.
- Husin, R. S. R., Lile, N. L. T., & Yaacob, S. (2012). Optimization of Circular Side Door Beam for Crashworthiness Analysis. *International Journal on Advanced Science, Engineering and Information Technology*, 2(3), 256.
- Illescas Perez, D. (2009). Simulación de un choque frontal diferentes dipos de barrera. Universidad Carlos III de Madrid.
- Jansson, B. (2001). Impact loading of timber beams. *Lud Institute of technology*, (April).
- Jones, N. (2012). *Structural Impact*. Cambridge university press.
- Kecman, D. (1983). Bending collapse of rectangular and square section tubes. *International Journal of Mechanical Sciences*, 25(9–10), 623–636.
- Kim, T. H., & Reid, S. R. (2001). Bending collapse of thin-walled rectangular section columns. *Computers & Structures*, 79(20-21), 1897-1911.
- Lashlem, A. A., Wahab, D. A., Abdullah, S., & Haron, C. H. C. (2012). Impact performance of low carbon steel safety beams for car doors. *Applied Mechanics and Materials*, 165, 247–251.
- Mamalis, A. G., Manolakos, D. E., Ioannidis, M. B., & Kostazos, P. K. (2006). Bending of cylindrical steel tubes: numerical modelling. *International Journal of Crashworthiness*, 11(1), 37-47.

-
- Marsolek, J., & Reimerdes, H. G. (2004). Energy absorption of metallic cylindrical shells with induced non-axisymmetric folding patterns. *International Journal of Impact Engineering*, 30(8–9), 1209–1223.
- Nagel, G. M., & Thambiratnam, D. P. (2006). Dynamic simulation and energy absorption of tapered thin-walled tubes under oblique impact loading. *International Journal of Impact Engineering*, 32(10), 1595–1620.
- Ramírez-torres, B. E., Palacios-pineda, L. M., Ramírez-vargas, I., Rodríguez-castillo, M. E., & Rosaldo-martínez, A. (2018). Obtención de la capacidad de choque en componentes automotrices. *Memorias del XXIV Congreso Anual de SOMIM*
- Sun, G., Fang, J., Tian, X., Li, G., & Li, Q. (2015). Discrete robust optimization algorithm based on Taguchi method for structural crashworthiness design. *Expert Systems with Applications*, 42(9), 4482–4492.
- Tanlak, N., Sonmez, F. O., & Senaltun, M. (2015). Shape optimization of bumper beams under high-velocity impact loads. *Engineering Structures*, 95, 49–60.
- Tanlak, N., & Sonmez, F. O. (2014). Optimal shape design of thin-walled tubes under high-velocity axial impact loads. *Thin-Walled Structures*, 84, 302–312.
- Tang, T., Zhang, W., Yin, H., & Wang, H. (2016). Crushing analysis of thin-walled beams with various section geometries under lateral impact. *Thin-Walled Structures*, 102, 43–57.
- Turon, A., Dávila, C. G., Camanho, P. P., & Costa, J. (2005). An Engineering Solution for using Coarse Meshes in the Simulation of Delamination With Cohesive Zone Models. *Nasa/Tm-2005-213547*, (March), 1–26.
- Wågström, L., Thomson, R., & Pipkorn, B. (2005). Structural adaptivity in frontal collisions: Implications on crash pulse characteristics. *International Journal of Crashworthiness*, 10(4), 371–378.
- Wenlong, S., Xiaokai, C., & Lu, W. (2016). Analysis of energy saving and emission reduction of vehicles using light weight materials. *Energy Procedia*, 88, 889–893.
- Wierzbicki, T., & Abramowicz, W. (1983). On the Crushing Mechanics of Thin-Walled Structures. *Journal of Applied Mechanics*, 50(4a), 727.
- Wu, S., Zheng, G., Sun, G., Liu, Q., Li, G., & Li, Q. (2016). On design of multi-cell thin-wall structures for crashworthiness. *International Journal of Impact Engineering*, 88, 102–117.

- Zahran, M. S., Xue, P., Esa, M. S., & Abdelwahab, M. M. (2018). A novel tailor-made technique for enhancing the crashworthiness by multi-stage tubular square tubes. *Thin-Walled Structures*, 122(September 2017), 64–82.
- Zhu, H., Qin, C., Wang, J. Q., & Qi, F. J. (2011). Characterization and Simulation of Mechanical Behavior of 6063 Aluminum Alloy Thin-walled Tubes, 198, 1500–1508.

Capítulo IV. Sistema de restricción en perfiles sometidos a cargas de flexión



En el capítulo anterior se estudió el comportamiento de los perfiles de pared delgada bajo cargas a flexión; de lo anterior se obtuvo el modelo numérico, el cual fue validado de manera cualitativa y cuantitativa. Este último es utilizado en este capítulo agregando restricciones en los extremos del perfil, estas restricciones son consideradas como almohadillas de fricción. Además, se presenta el desarrollo del diseño y construcción de un banco experimental que permite evaluar el efecto de las restricciones del perfil. Como resultado se obtiene un sistema el cual disipa energía por medio de flexión, compresión y fricción, cada de una de ellos es analizado dentro de este capítulo. Adicionalmente, se desarrolló el análisis paramétrico, en el cual se considera la configuración de las almohadillas, mediante las variables de precarga y la longitud de la misma, el desarrollo y los resultados se muestran a continuación.

4.1 Pruebas experimentales y numéricas

Se presenta la implementación de restricción en los extremos del perfil de pared delgada a condiciones de flexión, para ello se realiza el análisis del rendimiento a la resistencia al impacto. Para realizar el análisis experimental fue necesario realizar el diseño y construcción de un banco experimental; a su vez, se desarrolló el modelo discreto, en el software Abaqus/Explicit. La metodología de las pruebas experimentales y el desarrollo del modelo discreto se presenta a continuación.

4.1.1 Desarrollo de prueba experimental.

Para la prueba de flexión a tres puntos se consideró una longitud del perfil (l) de 400 mm, la sección del perfil (w) de 38.3 mm, y una longitud efectiva de las almohadillas (l_A) de 50 mm. El banco de pruebas consiste en un soporte en forma de L, el cual incluye dos almohadillas que fueron construidas de acero ASTM A36. Las superficies de contacto se mecanizaron con precisión para obtener una interacción de contacto homogénea; un conjunto "perfecto" entre almohadillas y tubos se obtuvo mediante el apriete o aflojamiento de los pernos M-10, mientras que el espécimen fue sometido a una prueba de flexión cuasi estática de tres puntos usando una velocidad en el indentador de 6 mm/min. La Figura 4.1 muestra el banco construido, y los elementos que lo componen. Los planos de diseño del banco experimental se presentan en el Anexo C.

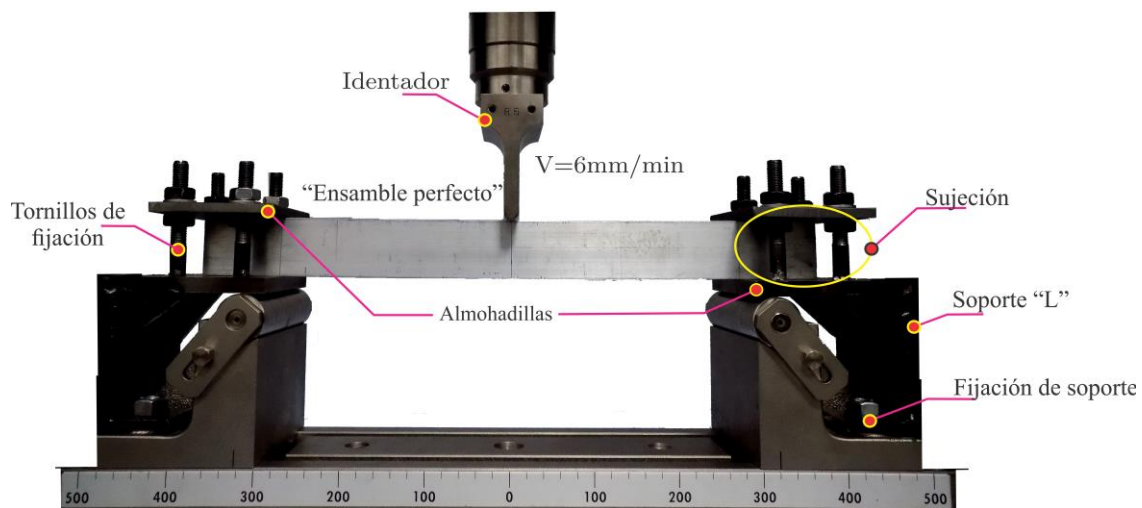


Figura 4.1. Banco de prueba experimental considerando almohadillas de fricción

La prueba experimental se realiza utilizando la máquina universal Shimadzu AG-X Plus 100kN, la velocidad en el indentador fue 6mm/min, con un desplazamiento de 50 mm, el estado final de la prueba experimental se muestra en la Figura 4.2.

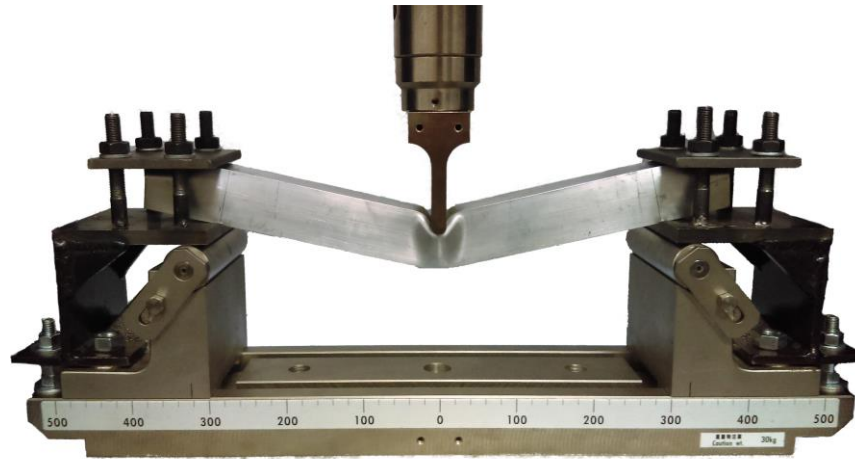


Figura 4.2. Estado final de la prueba de sujeción en los extremos.

Los resultados obtenidos de la prueba experimental fueron comparados con el modelo discreto, el desarrollo del mismo se presenta a continuación.

4.2 Desarrollo del modelo discreto.

El modelo discreto fue realizado en el software Abaqus/Explicit, las condiciones de frontera se muestran en la Figura 4.3. El perfil de aluminio y las almohadillas fueron consideradas como elementos deformables S4R y CDR3 respectivamente. Se considera una condición de contacto *Surface to Surface* entre el perfil y las almohadillas con $\mu = 0.33$ (Tang *et al.*, 2016), además de una condición de *self contact* $\mu = 0.15$, (Estrada, *et al.*, 2018). En esta prueba se utilizó un tamaño de malla de 2 mm, en las almohadillas se utilizó un tamaño de malla igual a 1.5 mm. Las propiedades del aluminio fueron presentadas en la Tabla 3.2, mientras que las almohadillas se modelaron como un acero ASTM A36 y sus propiedades elásticas se muestran en la Tabla 4.1, la nomenclatura utilizada para este modelo discreto fue SF-00.

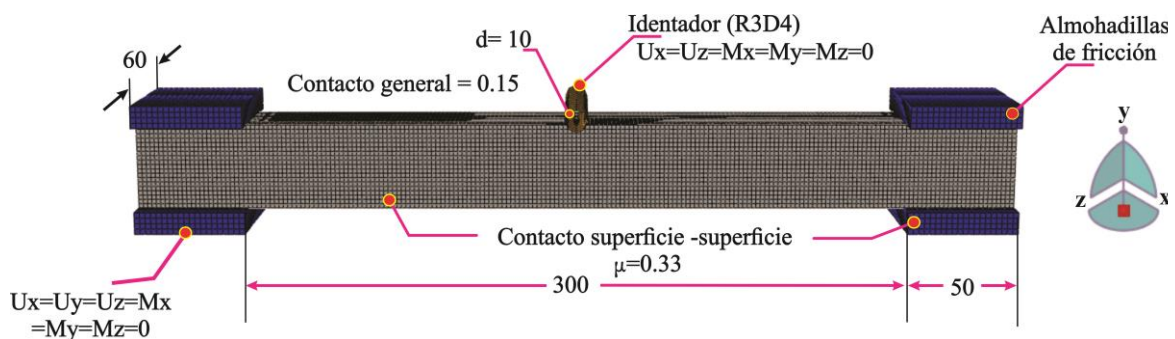
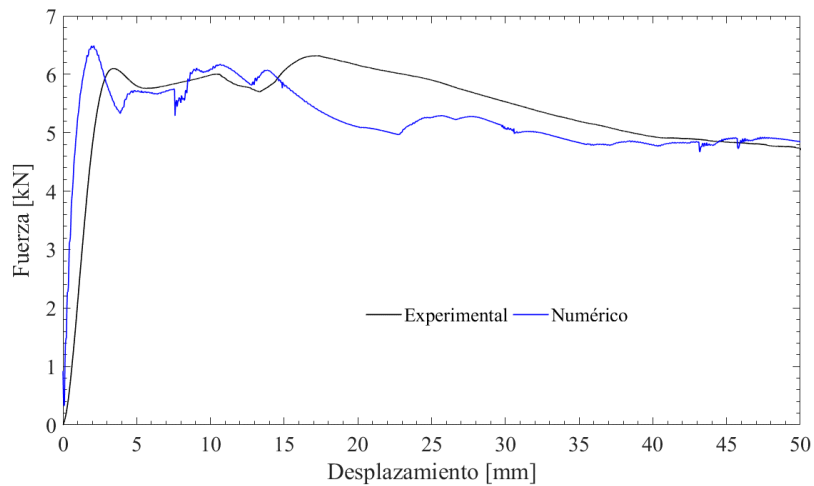


Figura 4.3. Modelo discreto de prueba a flexión con restricción en los extremos, en [mm].

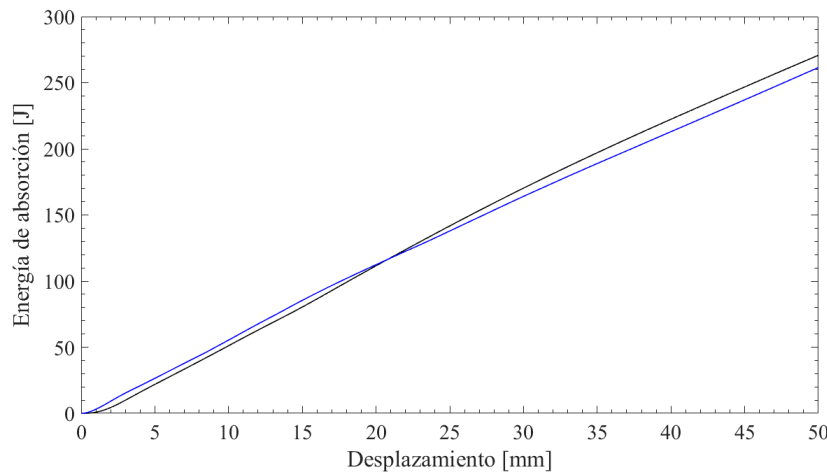
Tabla 4.1. Propiedades del acero ASTM A36, (Estrada, Vergara *et al.* 2021).

Material	Módulo de Young (E) [GPa]	Coefficiente de Poisson (ν)	Esfuerzo de cedencia (S_y) [MPa]
ASTM A36	200	0.33	250

Los resultados obtenidos del modelo discreto y los resultados experimentales fueron comparados; la curva de fuerza-desplazamiento y la energía de absorción de cada uno de ellos se muestra en la Figura 4.4. Por otra parte, los indicadores de resistencia al impacto se presentan en la Tabla 4.2.



a)



b)

Figura 4.4. Comparación de modelo discreto SF-00 y prueba experimental con restricción donde, a) curva de fuerza-desplazamiento, b) curva de energía de absorción-desplazamiento.

Tabla 4.2. Indicadores de resistencia al impacto del análisis experimental y del modelo discreto.

Modelo	P_{max} [kN]	% ^a	P_m [kN]	% ^a	E_a (J)	% ^a	SEA (J/g)	% ^a	CFE	% ^a
Experimental	6.35	--	5.42	--	270.76	-	1.028	-	0.85	-
Numérico	6.49	4.13	5.06	2.86	253.19	3.12	1.082	1.52	0.78	6.71

^a Se refiere a la diferencia porcentual con respecto a los valores experimentales.

Los resultados obtenidos de manera numérica y experimental presentan una diferencia menor al 7 %, lo cual permite validar el modelo discreto de manera cuantitativa. El estado final de deformación del perfil se muestra en la Figura 4.5, donde se observa la condición de fractura y las condiciones de deformación, lo que permite también validar el modelo discreto de manera cualitativa. Así, el estado final de deformación presenta el lóbulo central y los lóbulos con pliegues al exterior sobre la línea de bisagra central provocado por las condiciones de flexión. Las protuberancias presentadas en los extremos por el efecto de la restricción ocasionado por las almohadillas demuestran un mayor efecto de deformación plástica en el perfil.

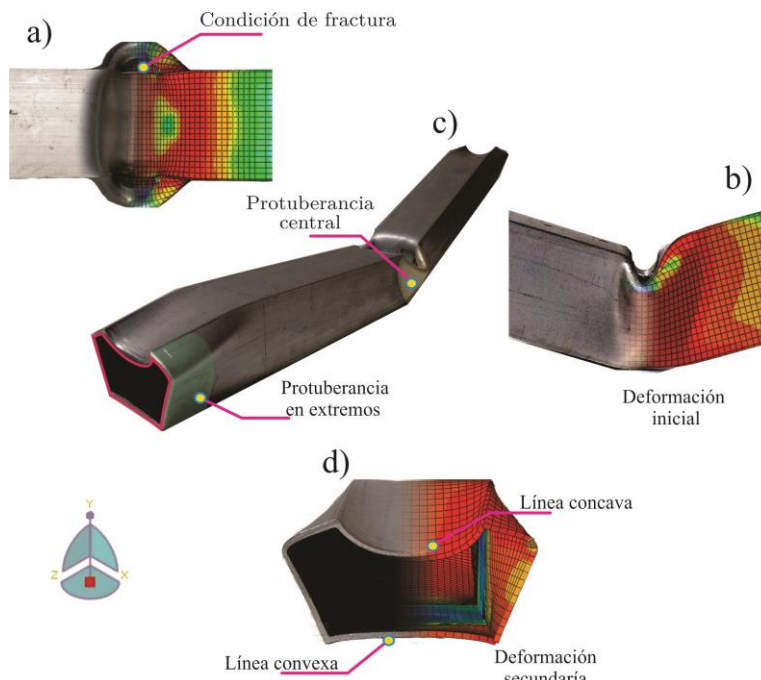


Figura 4.5. Estado final de deformación donde a) vista superior, b) vista en la lateral c) isométrico y d) vista frontal en el extremo.

4.3 Análisis comparativo de mecanismo de flexión de tres puntos y mecanismo con restricción.

Con los resultados experimentales de las pruebas de flexión de tres puntos (Figura 3.10) y de flexión con la restricción en los extremos con almohadillas (Figura 4.3), se analizan los resultados de fuerza-desplazamiento, lo cual se muestra en la Figura 4.6, mientras que los indicadores de absorción de energía se presentan en Tabla 4.3.

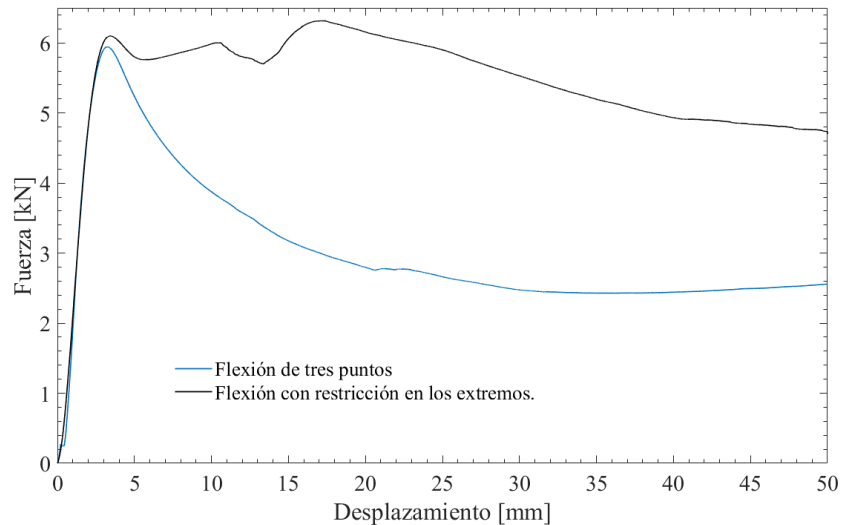


Figura 4.6. Comparación entre mecanismo a flexión pura y mecanismo considerando almohadillas de fricción.

Tabla 4.3. Comparación de resultados experimentales.

Flexion de tres puntos	P_{max} [kN]	% ^a	P_m [kN]	% ^a	E_a (J)	% ^a	SEA (J/g)	% ^a	CFE	% ^a
Sin restricción	5.94	9.28	3.03	67.11	151.51	67.11	0.64	67.11	0.51	52.90
Con resticción	6.49		5.06		253.19		1.082		0.78	

^a Se refiere a la diferencia porcentual con respecto a los valores experimentales sin restricción.

De lo anterior, se desprende que existe un incremento en los indicadores de resistencia al impacto que a su vez muestran un incremento en el uso de almohadillas en los extremos del perfil. En el caso de la carga pico P_{max} presenta un aumento de 9.28% (6.49 kN), el cual se da por la resistencia provocada en los extremos del perfil al aplastamiento que representa la deformación en lo extremos. En el caso de la absorción de energía E_a se observa un incremento de un 67.11%, lo cual es consecuencia del aumento de las líneas de bisagras que se presentan en los extremos, mientras que la eficiencia de la fuerza de aplastamiento CFE presenta un incremento de 52.90% con un valor de 0.78, lo cual representa que la fuerza de aplastamiento se mantiene a lo largo del desplazamiento, la cual inicialmente se presenta con

el desarrollo de las protuberancias centrales desarrolladas por la flexión, mientras que la fuerza se mantiene por el efecto de la deformación en los extremos

4.4 Constitución del mecanismo de disipación

El perfil de pared delgada con restricción en los extremos se considera como un mecanismo de disipación pasiva, el cual se obtiene apartir de:

- Disipación de energía por deformación plástica a flexión, la cual se presentó al centro del tubo.
- Disipación de energía por deformación plástica por compresión, la cual se presentó en los extremos del tubo.
- Disipación de energía por fricción, la cual se presentó en el contacto generado entre los vértices y la almohadilla colocada en el extremo del perfil.

A continuación, se describe cada uno de ellos.

4.4.1 Disipación de energía por deformación plástica a flexión.

El primer mecanismo fue estudiado en el “Capítulo III. Disipación de energía por deformación plástica a flexión.”

4.4.2 Disipación de energía por deformación plástica a compresión.

El comportamiento de aplastamiento lateral se considera un sistema de disipación por deformación plástica. DeRuntz y Hodge, (1963), presentaron un modelo teórico de un tubo simple sujeto a cargas laterales. Gupta *et al.* (1998), analizaron perfiles de sección cuadrada a cargas de compresión, agregando perfiles anidados para su compresión. En relación al mecanismo de deformación que ocurre durante la compresión lateral en tubos cuadrados, el colapso se divide en las siguientes etapas: *inicial*, *intermedia* y *final*. Para el entendimiento del proceso de colapso por compresión, en la Figura 4.7 se presenta la mitad de la sección, la cual se divide a su vez en siete zonas numeradas del I a VII. Además, se consideran puntos de interés los representados por las letras A, B, C, D, E; la carga de compresión se aplica en el segmento comprendido entre los puntos A y B.

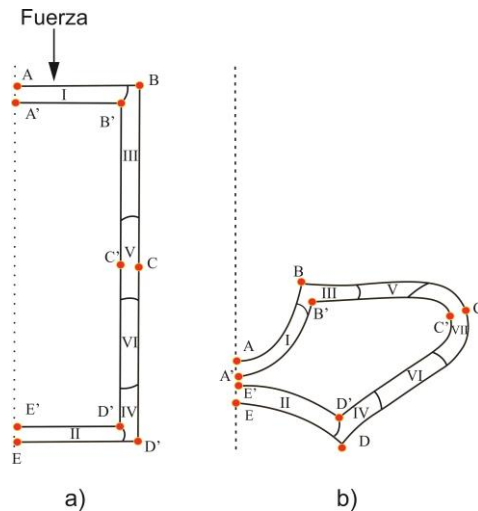


Figura 4.7. Mecanismo de deformación por compresión lateral donde: a) estado inicial, b) estado final de compresión.

Etapa inicial

Al comienzo del proceso de deformación, las caras superiores e inferiores o los segmentos AB y ED del tubo. El segmento AB están en contacto con los platos de compresión, las cuales se pueden visualizar como "vigas" mismas que se encuentran sometidas a una carga uniformemente distribuida en toda la longitud y sostenidas por dos lados verticales en los extremos.

La compresión continúa provocando la flexión de las vigas cargadas y el pandeo de las columnas. Conforme avanza la compresión, las porciones centrales de las dos vigas provocan que se pierda el contacto con los platos de compresión. Con el progreso de la compresión, el área de contacto disminuye gradualmente hasta que el contacto se restringe a un área pequeña alrededor de los puntos extremos B y D.

A medida que avanza la deformación, la fricción entre los platos y los puntos del tubo resisten esta flexión que se presenta en los lados horizontales. Se forman bisagras plásticas en el segmento formado entre los puntos B y D. Posteriormente, también comienza el pandeo de los lados verticales y se desarrolla un segundo juego de bisagras plásticas en los lados verticales. La carga del plato de compresión alcanza el pico justo antes del inicio del pandeo de la columna en la zona VII.

Etapa intermedia

Durante la etapa intermedia de compresión, la transferencia de la carga desde los platos al tubo se realiza a través de pequeñas regiones, alrededor de los puntos B y D. La

deformación adicional se localiza cerca de la región VII, mientras que el tubo alrededor de la zona VII se mueve continuamente hacia afuera, provocando un "brazo de palanca" (distancia entre el punto de acción de la carga y el centroide de la zona de deformación VII).

Por lo tanto, la carga del plato tiende a disminuir y como resultado, la curva de compresión de la carga presenta una pendiente negativa. Al final de la etapa intermedia, el pandeo del lado vertical progresa tanto que la parte BC (es decir, la parte entre la esquina B y el punto C, la ubicación de la bisagra en la zona VII) se vuelve casi plana y por un instante entra en contacto con el plato.

Etapa final

En la etapa final se presenta la deformación máxima generando que los puntos E y D tengan contacto con el plato de compresión lo cual provoca un aumento de la carga generando un segundo pico de la curva de compresión. Sin embargo, este valor no alcanza la altura del primer pico. La bisagra en el punto C intenta rodar hacia la zona VI, por lo tanto, la deformación adicional se localiza en las regiones alrededor del punto C. La carga comienza a disminuir una vez más y la deformación continúa con una carga decreciente.

La energía absorbida por una placa durante la flexión alrededor de una línea de bisagra plástica se obtiene por medio de la Ecuación 4.1.

$$E = \int M_0 L d\theta = M_0 L \theta \tag{Ecuación 4.1}$$

Donde: L es la longitud de la línea de bisagra plástica y θ el ángulo de rotación de los paneles laterales alrededor de la línea de bisagra, respectivamente. M_0 es el momento flector perfectamente plástico por unidad de longitud el cual se determina por medio de la Ecuación 4.2, [Wierzbicki y Abramowicz, 1983].

$$M_0 = \frac{\sigma_0 \cdot t^2}{4} \tag{Ecuación 4.2}$$

Donde: t es el espesor de la pared de la columna, σ_0 es la tensión de flujo del material de la columna. La tensión de flujo se obtiene a partir de la Ecuación 4.3.

$$\sigma_0 = \sqrt{\frac{\sigma_y \cdot \sigma_u}{1 + n}} \tag{Ecuación 4.3}$$

En la ecuación anterior, σ_y indica la tensión de fluencia, σ_u el esfuerzo último y n el exponente de endurecimiento por deformación. La energía disipada debido a la deformación plástica en la línea de bisagra de cada brazo vertical (puntos C y H) se determina a partir de la Ecuación 4.11

$$E_1 = M_0 L \gamma \quad \text{Ecuación 4.4}$$

Donde: γ es el ángulo de rotación alrededor de la línea de bisagra de cada brazo vertical.

Disipación de energía por fricción

Se define como fricción a la resistencia al movimiento durante el deslizamiento o rodamiento cuando un cuerpo sólido se mueve tangencialmente sobre otro con el cual está en contacto. Esta fuerza resistiva es tangencial, la cual actúa en dirección opuesta a la dirección del movimiento (Moore & Booker, 1976).

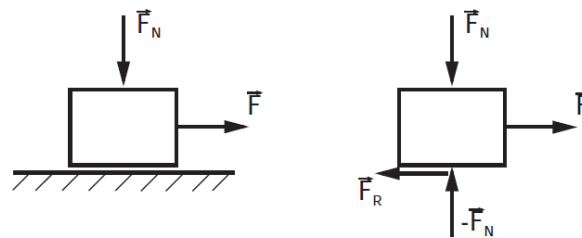


Figura 4.8. Fuerzas que actúan en el fenómeno de fricción

Uno de los modelos con mayor recurrencia es el modelo de fricción de Coulomb, la cual se representa por medio de la Ecuación 4.5 (Andersson, Söderberg, & Björklund, 2007).

$$F = \begin{cases} F_c \text{ sign}(v) & \text{if } v > 0, \\ F_{app} & \text{if } v = 0 \text{ y } F_{app} < F_c \end{cases} \quad \text{Ecuación 4.5}$$

Donde, F es la fuerza de fricción, $v = \dot{x}$ la velocidad del desplazamiento y F_{app} la fuerza de aplicación en el cuerpo. F_c es la fuerza de fricción deslizante de Coulomb definida por la Ecuación 4.6

$$F_c = \mu N \quad \text{Ecuación 4.6}$$

Donde, μ es el coeficiente de fricción y N la carga normal de contacto. El modelo de fricción es a menudo simplificado por la Ecuación 4.7

$$F = F_c \text{sign}(v) \quad \text{Ecuación 4.7}$$

Lo anterior permite determinar las tres leyes de Coulomb, las cuales se mencionan a continuación, (Mate, 2007).

- Primera ley de Coulomb La fuerza de fricción es proporcional a la carga normal.
- Segunda ley de Coulomb La fuerza de fricción es independiente al área de contacto.
- Tercera ley de Coulomb La fricción cinética es independiente de la velocidad de deslizamiento.

El modelo de fricción de Coulomb también se conoce como *Fricción cinética*, debido a que se define la fricción para velocidades distintas de cero, (Iurian *et al.*, 2005).

La restricción se realiza a partir de almohadillas colocadas en los extremos del perfil. El contacto entre la almohadilla y las paredes del perfil permite la fricción del mecanismo, siendo los vértices superiores e inferiores, donde se concentra la mayor zona de contacto. La Figura 4.9 muestra los vértices que se encuentran en contacto, así mismo se presenta el mecanismo de colapso, en la cual la línea azul representa la condición inicial del perfil mientras que la línea naranja y amarilla corresponde al colapso de la estructura. Los segmentos AB presentan flexión mientras que el segmento BC muestra condiciones de pandeo, ante estas condiciones el contacto se mantiene durante el proceso de deformación.

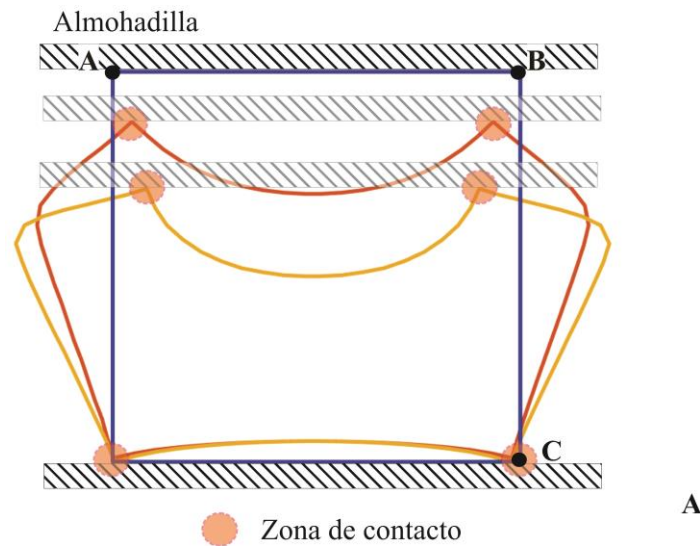


Figura 4.9. Zonas de contacto en el mecanismo de disipación.

La disipación de energía por fricción se observa a través la la presión de contacto ocasionado por el desplazamiento provocado por la carga a flexión, la presión de contacto se puede observar en la Figura 4.10.

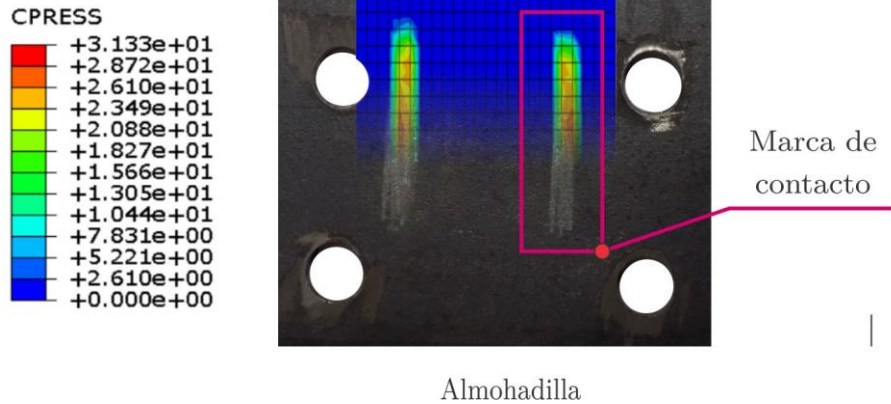


Figura 4.10. Condiciones finales de contacto del mecanismo.

Cada uno de los dispositivos pasivos presentes en el mecanismo empleando restricción en los extremos del perfil se muestran en la Figura 4.11

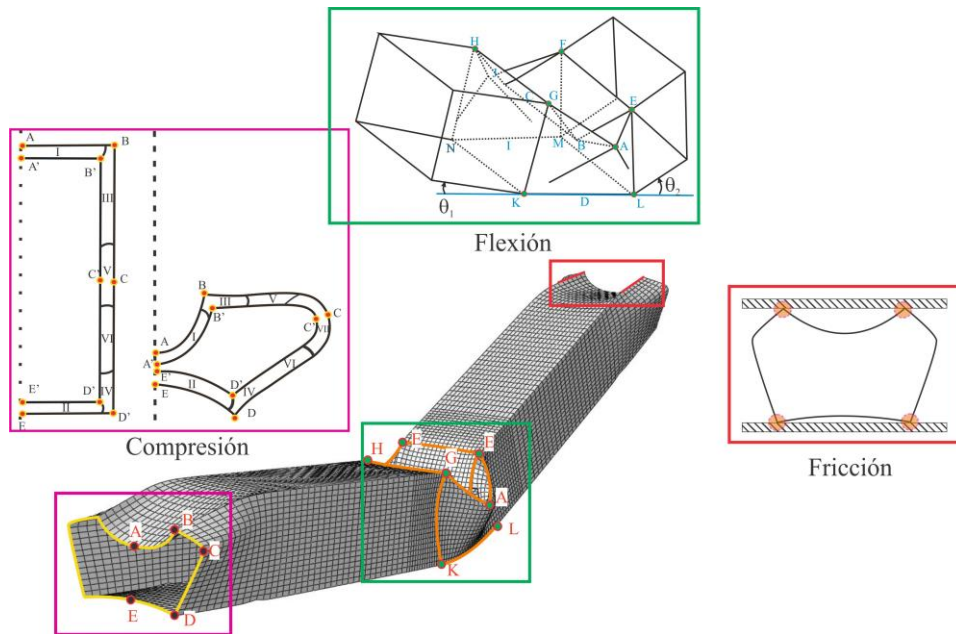


Figura 4.11. Dispositivos de disipación pasiva presentes en mecanismo con restricción.

4.5 Cuantificación de disipación de energía.

Para evaluar el comportamiento del mecanismo de disipación de energía se realiza la cuantificación de la energía de absorción por cada dispositivo. Se consideran los valores de los indicadores de absorción de energía. La disipación de por fricción (E_f) se obtiene a partir del trabajo realizado por la fuerza de fricción (F_f), a lo largo del desplazamiento (δ), al obtener el área bajo la curva, mientras que la disipación se obtiene a partir de las ecuaciones 4.8 y 4.9. (Estrada, 2015).

$$E_f = \int_0^{\delta} F \cdot d\delta \quad \text{Ecuación 4.8}$$

$$E_f = \frac{1}{2} \sum_i^{n-1} F \delta_{i+1} + F \delta_i \cdot (\delta_{i+1} - \delta_i) \quad \text{Ecuación 4.9}$$

Con el uso del software ABAQUS, la fuerza de fricción (F_f) se obtiene de la interacción del perfil y la almohadilla, el desplazamiento (δ) se considera como el deslizamiento entre el vértice del perfil y el plato de compresión; en la Figura 4.12 se presenta la curva de fuerza de fricción-desplazamiento.

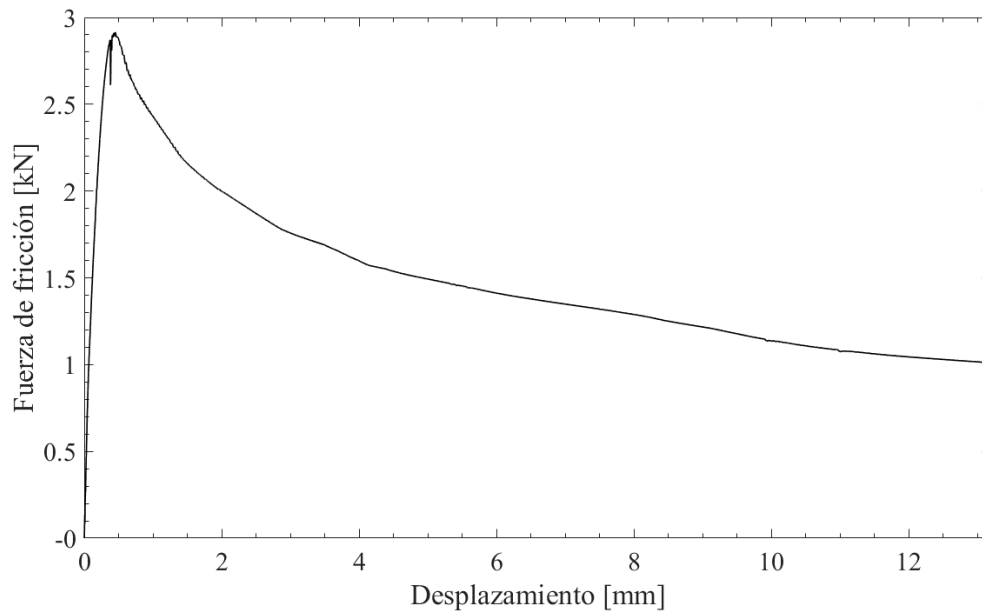


Figura 4.12. Curva de fuerza de fricción-desplazamiento entre la almohadilla de fricción y el perfil.

En una interacción de contacto la energía de absorción por fricción es de 19.58 J, de esta manera la energía total por fricción es de 39.15 J. Esto permite obtener la aportación de cada dispositivo pasivo al mecanismo, cuyos porcentajes se muestran en la Figura 4.13.

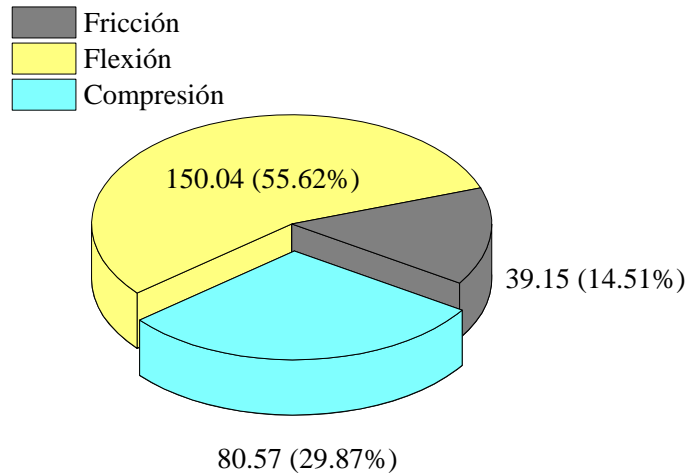


Figura 4.13. Porcentaje de disipación de energía por cada dispositivo.

Se presenta una mayor disipación de energía por medio de la deformación plástica por flexión con el 55.62%, por efecto de la compresión presenta un 29.87%, mientras que la fricción contribuye un 14.51%.

Así se describe el comportamiento del mecanismo de disipación a flexión con restricción en los extremos, de esta manera se puede continuar con el análisis paramétrico del mecanismo.

4.6 Análisis paramétrico.

Para el desarrollo del análisis paramétrico se consideraron las variables que pueden afectar la disipación de energía, como son: la forma de colocar la restricción en el extremo del tubo, el efecto de la precarga en las almohadillas y, la longitud de las mismas. A continuación, se presenta el desarrollo de cada una de ellas.

4.6.1 Efecto de la restricción en los extremos

Dado que la configuración de sujeción de los extremos afecta la rigidez del sistema, la cual se encuentra asociada con la capacidad de absorción de energía, se estudiaron numéricamente tres configuraciones de sujeción en los extremos los cuales se basan en el estudio presentado por (Estrada *et al.*, 2019). Las configuraciones de las almohadillas se ubicaron en los extremos del perfil que proporcionan interacciones de contacto; las configuraciones consideradas son externas (S-EC), internas (S-IC) y una combinación (S-CC) de las anteriores, estas configuraciones se observan en la Figura 4.14. Las dimensiones de las almohadillas son longitud de $l_p = 50 \text{ mm}$ y ancho de de $38,3 \text{ mm}$, todas las disposiciones se ensamblaron con una fuerza de 1 N para evaluar solo el efecto del mecanismo de sujeción final. Además, también se evaluó el perfil cuadrado con extremos libres (SQ-00) para su

comparación. Los parámetros considerados para el análisis numérico se muestran en la Tabla 4.4.

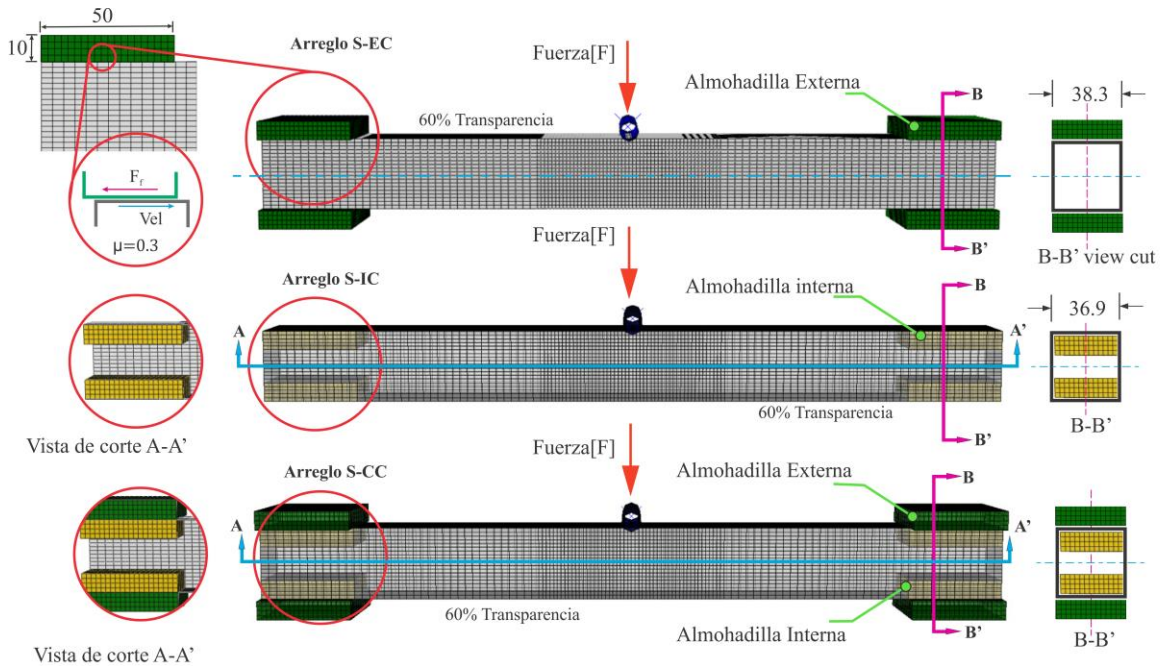


Figura 4.14. Configuraciones empleadas en análisis de restricción en extremos.

Tabla 4.4. Parámetros considerados en análisis paramétrico configuración de restricción.

Código de espécimen	Contacto generado	Area de contacto [mm ²]/Pad	Número de pads	Masa total (g)
SQ-00	--	--	--	234
S-EC	Externo	1915	2	234
S-IC	Interno	1845	2	234
S-CC	Combinado	1915/1845	4	234

Para evaluar el rendimiento de flexión de estructuras con y sin almohadillas de sujeción en los extremos, en la Figura 4.15 se muestra la curva fuerza-desplazamiento de los diversos especímenes, los cuales se modifican con respecto al SQ-00. Una vez que se supera el límite elástico, el cual se presenta a partir de los 3 mm del desplazamiento, las restricciones impuestas por las almohadillas de los extremos evitan la caída de la fuerza de flexión que se presente típicamente en una estructura con extremos libres. Se identificaron tres tendencias diferentes. La primera corresponde a la disposición con almohadillas externas (S-EC), donde la fuerza se mantiene casi constante después de alcanzar una P_{max} de 5,8 kN. Mientras tanto, la configuración de almohadillas internas (S-IC) presenta dos aumentos adicionales de la fuerza de flexión después de que se alcanza la P_{max} elástica. Estos dos incrementos se presentan a 25

mm y 40 mm de desplazamiento. El tercer caso corresponde a la configuración de almohadillas internas y externas (S-CC), esta curva mostró un aumento constante de la fuerza de flexión hasta la rotura de la estructura a los 40 mm de desplazamiento. Esta estructura presentó la mayor resistencia con un valor de carga pico cercano a 14,48 kN.

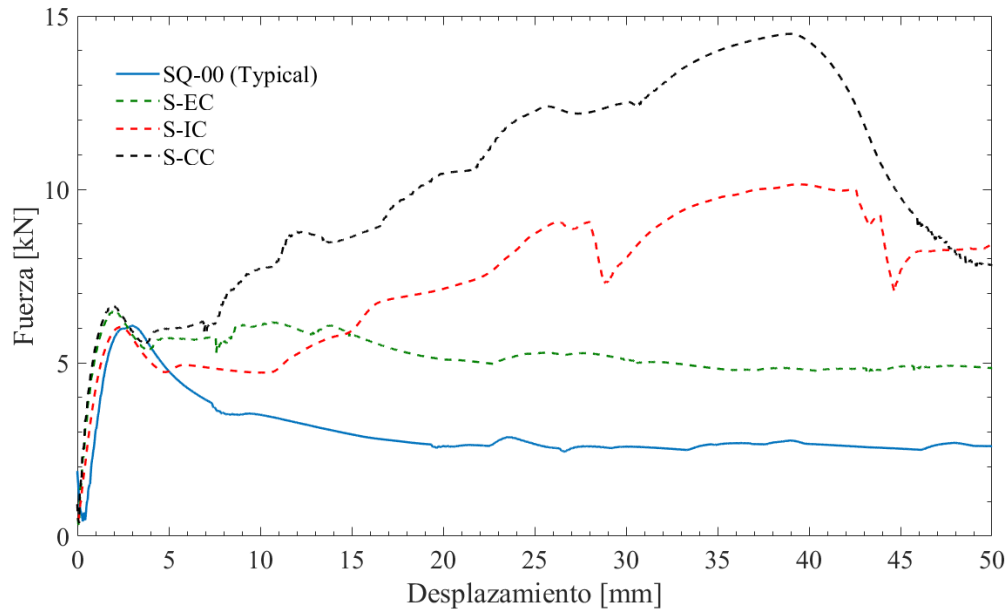


Figura 4.15. Curva de fuerza desplazamiento del análisis de restricción y sin restricción.

Como se mencionó anteriormente, el uso de almohadillas de sujeción en los extremos modificó la deformación final de los perfiles cuyas variaciones se muestran a continuación. En todos los casos, la deformación central del tubo fue similar a la estructura con extremos libres (SQ-00) descrita en la sección 2.1, la deformación muestra el típico pliegue hacia adentro en la brida de compresión y dos pliegues hacia afuera en las bridas adyacentes. Se observaron diferencias sustanciales con la estructura SQ-00 en los extremos de los tubos, dado que las almohadillas de sujeción de los extremos limitan el proceso de doblado del tubo, los extremos están sujetos a una deformación secundaria. Se observaron diferentes patrones de deformación dependiendo del tipo de restricción final, la deformación fue más notoria en el perfil (S-EC) ya que los bordes verticales en la región superior presentaron efectos de rodadura. También se observó una deformación cóncava del borde horizontal inferior. Por otro lado, las estructuras S-IC y S-CC, con almohadillas internas y combinadas respectivamente, solo presentaron deformaciones menores en los extremos; se formó una línea de bisagra única cerca de los extremos del tubo, exactamente en el borde interior de las almohadillas. Por último, el criterio de cizallamiento y daño de iniciación dúctil fue efectivo en el modelado de fallas y

desprendimientos de material que se observaron como consecuencia de la coalescencia de grietas.

El modo de deformación final de las tres configuraciones del mecanismo de sujeción en los extremos se muestra en la Figura 4.16.

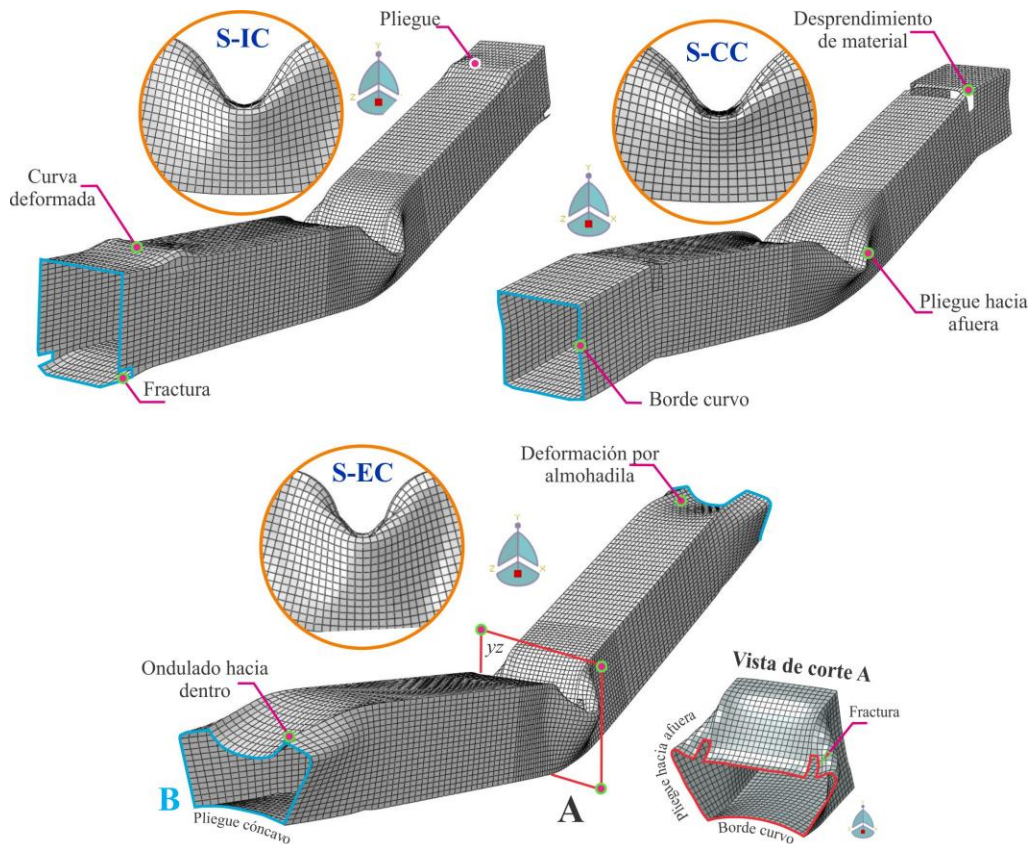


Figura 4.16. Porcentaje de disipación de energía de por cada dispositivo.

En todos los casos, el valor de la carga máxima (P_{max}) se incrementó del 6,67% a 138% en relación con SQ-00. Este aumento está asociado a la deformación impuesta por las almohadillas que restringe el proceso de plegado. La P_{max} más alta fue de 14.48 kN y se obtuvo en la estructura S-CC, la cual considera almohadillas internas y externas. Asimismo, el uso de dispositivos de sujeción en los extremos resultó en una mejora considerable de E_a en un rango de 68,32% a 238,88%, el valor más alto de E_a y la absorción de energía específica (SEA) fue de 509,76 J y 2,17 J / gr, respectivamente, para la estructura S-CC.

Aunque E_a es un parámetro importante para la resistencia de impactos, la eficiencia de la fuerza de aplastamiento (CFE) puede ser aún más importante para algunos diseños de

resistencia al impacto resta señalar que se alcanza un CFE óptimo cuando su valor es igual a uno. No obstante que las tres estructuras con sujeción en los extremos mostraron mejoras en CFE, la disposición con almohadillas externas tuvo el mejor desempeño con un valor de 0,78. Esto representa un aumento de CFE de 57,80% con respecto al perfil cuadrado con extremos libres (SQ-00).

En la Tabla 4.5 se presentan los resultados de los indicadores de resistencia al impacto incluyendo el perfil sin almohadillas de sujeción (SQ-00).

Tabla 4.5. Parámetros considerados en análisis paramétrico configuración de restricción.

Código de espécimen	P_{max} [kN]	P_m [kN]	E_a [J]	SEA [J/g]	CFE [-]
SQ-00	6.085	3.008	150.423	0.643	0.494
S-EC	6.491	5.064	253.190	1.082	0.780
S-IC	10.152	7.457	372.860	1.593	0.735
S-CC	14.483	10.195	509.760	2.178	0.704

Se pueden revelar otras propiedades del perfil S-EC: presenta un equilibrio entre E_a y P_{max} , lo cual se debe a la restricción impuesta por las almohadillas de sujeción de los extremos de manera externa. Si bien la almohadilla externa restringe los lados superior e inferior de los extremos del tubo, también se observa un movimiento deslizante de los extremos. Además, la restricción parcial de los extremos del tubo contribuyó a una mayor absorción energía por deformación plástica de los extremos aundado a la deformación por flexión central del tubo.

A medida que el tubo se desliza contra el dispositivo de sujeción, se crean nuevas líneas de bisagras estáticas y móviles que permiten aumentar aún más la capacidad de E_a , así queda demostrado que las almohadillas externas son una forma eficaz para restringir los extremos del tubo con el fin de aumentar su resistencia a la flexión. Por lo tanto, las almohadillas externas pueden considerarse como una configuración eficaz, simple y de bajo costo para el diseño de abrazaderas de extremo accesorios en estructuras de paredes delgadas sometidas a carga de flexión. Por estas razones, la configuración de restricción se utilizará en los análisis posteriores.

4.6.2 Análisis de precarga en almohadillas de fricción.

Para el desarrollo del estudio numérico de la precarga en las almohadillas, se consideraron diferentes valores de fuerza normal (f_N). Esto con el objeto de analizar su efecto sobre la restricción de sujeción en el extremo, la cual afecta directamente el rendimiento de resistencia al impacto. La fuerza se aplicó sobre las almohadillas externas de la estructura S-EC, ya que esta configuración ha tenido el mejor desempeño de CFE, la longitud (L_p) y el ancho de la almohadilla son 50 mm y 38.3 mm, respectivamente.

Los valores de f_N se eligieron de manera que no causaran una deformación plástica inicial. Adicionalmente, los valores de f_N se normalizaron dividiéndolos por $f_p = 17.61$ kN, que es la fuerza mínima requerida para obtener la deformación lateral de una columna rectangular como la cual se determina por medio de la Ecuación 4.10, [Niknejad *et al.* 2013]; donde σ_0 es el flujo de tensión, el cual se determina por medio de la Ecuación 4.11, L la longitud efectiva de la viga, t es el espesor, h es la longitud del borde vertical, x es el desplazamiento, σ_y es la tensión de fluencia, σ_u es la tensión máxima y n es el exponente de endurecimiento igual a 0.123 [Pintaude *et al.* 2012].

Se usó un coeficiente de fricción $\mu = 0.3$ en todos los casos para modelar la interacción de contacto entre el tubo y las almohadillas. Asimismo, las propiedades mecánicas del aluminio 6063-T5 (tubo) y del acero ASTM36 (almohadillas) se mostraron en las tablas 3.2 y 4.1 respectivamente. Los detalles del programa numérico se muestran en la Figura 4.17, las variables consideradas en el estudio se describen en la Tabla 4.6. Se consideró un ensamblaje “perfecto” para el caso específico del arreglo S-EC, por lo tanto, no se impuso presión sobre las almohadillas de esta disposición.

$$f_p = \frac{2 \cdot \sigma_0 \cdot L \cdot t^2 \cdot \cos^{-1} \left(\frac{h-x}{h} \right)}{x} \quad \text{Ecuación 4.10}$$

$$\sigma_0 = \sqrt{\frac{\sigma_y \cdot \sigma_u}{1 + \eta}} \quad \text{Ecuación 4.11}$$

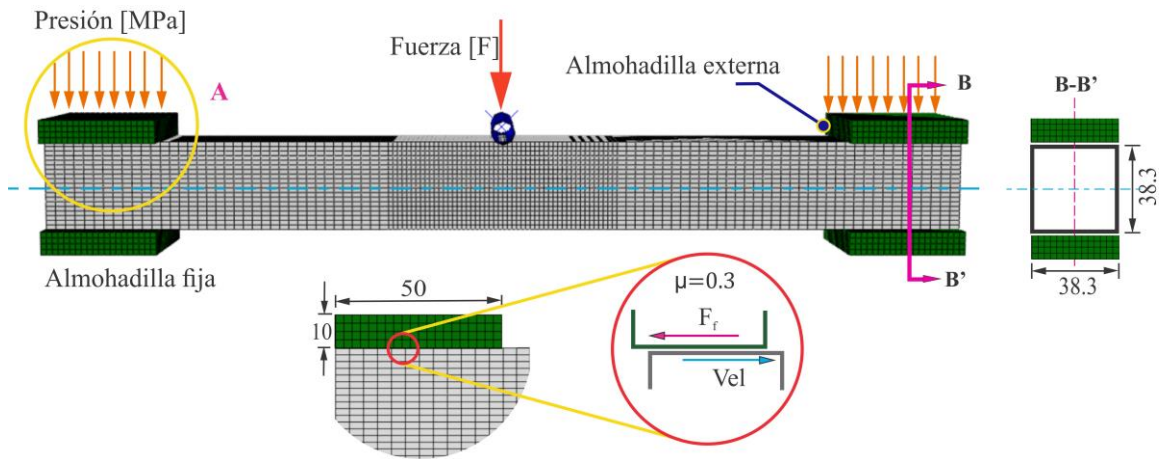


Figura 4.17. Modelo discreto para el análisis de precarga en almohadillas

Tabla 4.6. Procedimiento del análisis paramétrico de precarga en las almohadillas.

Código de espécimen	Presión q[MPa]	Área de presión/ Almohadilla	Fuerza normal [N]	Fuerza normalizada $[f_N/f_p]$	Masa [g]
SQ-00	---	---	---	---	234
S-EC	---	1915	---	---	234
S-F1	1	1915	1,915	0.109	234
S-F2	2	1915	3,830	0.217	234
S-F3	3	1915	5,745	0.326	234
S-F4	4	1915	7,660	0.435	234
S-F5	5	1915	9,575	0.544	234
S-F6	6	1915	11,490	0.652	234
S-F7	7	1915	13,405	0.761	234

Las curvas de fuerza-desplazamiento se presentan en la Figura 4.18. Se muestra el comportamiento de las fuerzas normales (f_N) aplicadas en las almohadillas externas de sujeción en los extremos, además se incorpora la curva del perfil SQ-00, el cual es utilizado como referencia.

Todas las estructuras presentaron importantes diferencias cuantitativas y cualitativas en relación con las obtenidas en el perfil SQ-00; sin embargo, se observaron pocas diferencias entre las estructuras considerando la fuerza normal aplicada, lo que era de esperar ya que el f_N aplicado no indujo deformaciones plásticas. El valor de P_{max} presenta una tendencia a mantener la fuerza de flexión casi constante. Durante el proceso de plegado, la carga normal

(f_N) en las almohadillas provocó una fluctuación de la fuerza de flexión principalmente durante los primeros 18 mm de desplazamiento.

Esta condición generó tres incrementos en la curva de fuerza vs desplazamiento a 5 mm, 8 mm y 12 mm, que corresponden a un deslizamiento del perfil. A partir de este movimiento, se inicia la deformación plástica en los extremos. Se observan pequeñas diferencias cuantitativas con el aumento de f_N como consecuencia del endurecimiento de la articulación.

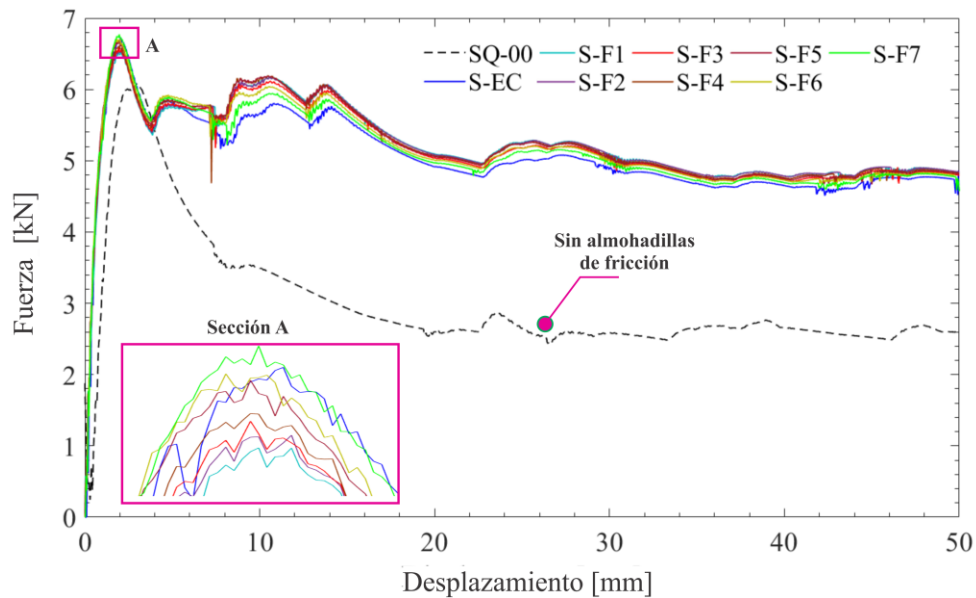


Figura 4.18. Curva de fuerza-desplazamiento de precarga en almohadillas de fricción.

La Tabla 4.7 muestra los indicadores de resistencia al impacto de las estructuras evaluadas en esta sección, los resultados obtenidos del perfil SQ-00 también se presentan para su comparación. El uso de almohadillas externas causó un aumento de la P_{max} con el aumento de la fuerza normal (f_N) en el rango de 6.67% al 11,34%, sin embargo, a medida que aumenta la fuerza normal, la diferencia entre P_{max} y las estructuras consecutivas alcanzan un valor límite de ~6,77 kN. También se observó que las almohadillas de sujeción en lo extremos mejoraron la capacidad de absorción de energía (E_a) hasta un 74,14% respecto al tubo SQ-00. Cuando solo las estructuras con almohadillas de sujeción se comparan entre sí, la diferencia en E_a es del orden del 3%. El máximo E_a (261,96 J) se obtuvo con una fuerza normal $f_N = 7,66$ kN. La similitud en el comportamiento de E_a entre estructuras se puede atribuir al hecho de que la fuerza normal aplicada a las almohadillas estaba dentro del comportamiento elástico, por lo que no se pueden observar cambios significativos.

Se observan tendencias similares con la absorción de energía específica (SEA) y la eficiencia de la fuerza de aplastamiento. (CFE). El mejor desempeño en $CFE = 0.806$ se obtuvo con un f_N de 1.91 kN (o su equivalente normalización $f_N/f_P = 0.109$), que corresponde a la estructura S-F1. Esto representa un aumento de 63,18% respecto al perfil con extremos libres SQ-00.

Tabla 4.7. Resultados de parámetros de resistencia al impacto del análisis de precarga.

Código de espécimen	P_{max} [kN]	P_m [kN]	E_a [J]	SEA [J/g]	CFE [-]
SQ-00	6.085	3.008	150.423	0.643	0.494
S-EF	6.491	5.064	253.190	1.082	0.780
S-F1	6.493	5.238	261.910	1.119	0.806
S-F2	6.688	5.238	261.930	1.119	0.783
S-F3	6.771	5.195	259.770	1.110	0.767
S-F4	6.772	5.239	261.960	1.119	0.774
S-F5	6.773	5.225	261.280	1.117	0.771
S-F6	6.774	5.157	257.860	1.102	0.761
S-F7	6.775	5.138	256.920	1.098	0.758

El efecto de la fuerza normal (f_N) en el rendimiento de la resistencia al impacto y el análisis comparativo entre CFE y SEA se observan en la Figura 4.19. Todas las estructuras con fuerza normal aplicada f_N presentaron un mejor desempeño en relación a la estructura SQ-00. Sin embargo, un valor más alto de f_N no necesariamente significa una mejora de estos parámetros como se ve en la Figura 4.19, donde el valor de SEA permanece casi constante al aumentar f_N mientras que los valores de CFE tienden a disminuir levemente. En esta tendencia, se sugiere un límite para la fuerza normal (f_N) para valores razonables de CFE. El límite sugerido de la fuerza normal se establece en la Ecuación 4.12 en términos de la fuerza normalizada (f_N/f_P).

$$0 \leq \frac{f_N}{f_P} = 0.109 \quad \text{Ecuación 4.12}$$

El límite establecido considerando el desempeño de CFE se obtiene cuando $f_N/f_P = 0.109$. Por lo tanto, se recomienda utilizar este valor en almohadillas de sujeción de los extremos para la absorción de energía del sistema bajo flexión. Esta fuerza normalizada se utilizará para un análisis más detallado del efecto de la longitud almohadilla (l_p) sobre la capacidad de absorción de energía de las estructuras. En la práctica, esta fuerza se puede obtener mediante un correcto ajuste de los componentes del conjunto o con el uso de plantillas de fijación.

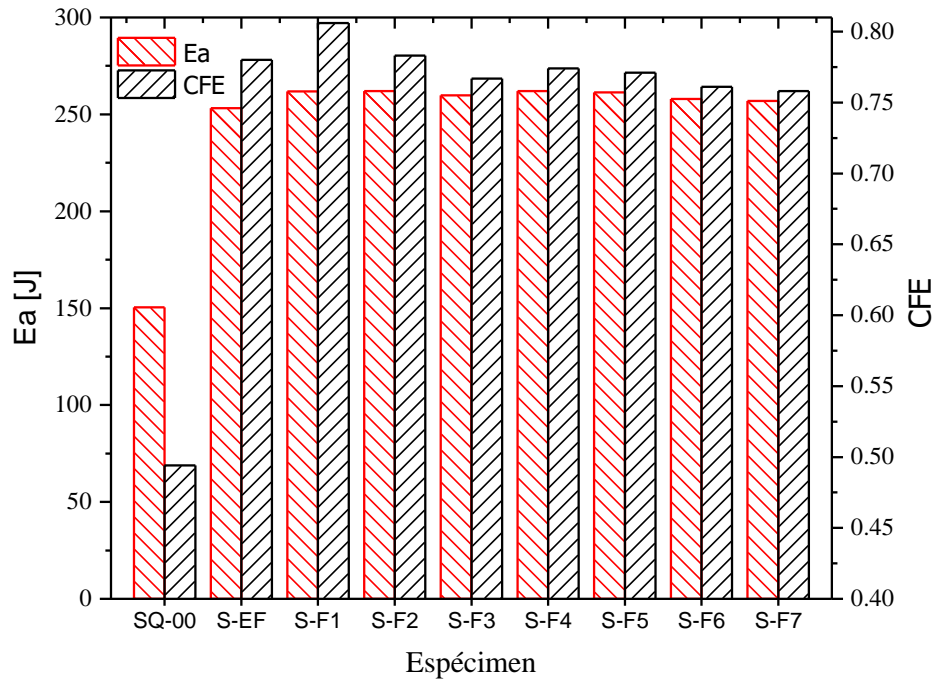


Figura 4.19. Energía de disipación y eficiencia a la fuerza de aplastamiento del análisis de precarga en almohadillas.

4.6.3 Análisis de variación de longitud de almohadilla de sujeción.

Utilizando la fuerza normalizada de $f_N/f_P = 0.109$ obtenida en la sección anterior, se realiza un tercer análisis para aumentar aún más el rendimiento de absorción de energía de los tubos cuadrados. Para este propósito se investigaron las variaciones de la longitud de la almohadilla (l_p) usando una fuerza normal normalizada de 0.109. La longitud de la almohadilla l_p se divide por la longitud del tubo L para obtener la longitud normalizada de la almohadilla \bar{L}_P . En todos los casos, la presión de la almohadilla se ajustó para mantener una fuerza normalizada en las almohadillas y se aplicó un coeficiente de fricción de 0.3 al contacto en la interacción entre el tubo y las almohadillas de sujeción de los extremos. Las almohadillas y el perfil cuadrado fueron modelado con elementos C3DR y S3R, respectivamente.

El modelo discreto se muestra en la Figura 4.20; las variables consideradas en el análisis de longitud de la almohadilla se presenta en la Tabla 4.8

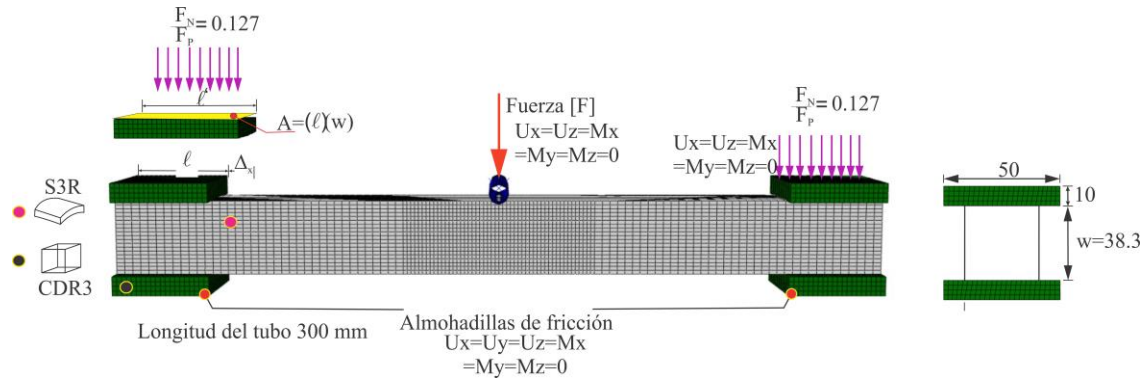


Figura 4.20. Modelo discreto para el análisis de longitud de almohadillas de fricción, [mm].

Tabla 4.8. Resumen de análisis de longitud de almohadilla de restricción

Código de espécimen	Longitud de almohadilla [mm]	Longitud normalizada \bar{L}_P [mm]	Area de contacto [mm ²]	Fuerza normal F_N [kN]	Fuerza crítica F_P [kN]	Fuerza normalizada (f_N/f_P)
S-00	–	–	–	–	–	–
S-L35	35	0.088	1341	1.344	12.360	0.109
S-L40	40	0.100	1532	1.537	14.130	0.109
S-L45	45	0.112	1724	1.729	15.900	0.109
S-L50	50	0.125	1915	1.920	17.660	0.109
S-L55	55	0.138	2107	2.113	19.430	0.109
S-L60	60	0.150	2298	2.304	21.190	0.109
S-L65	65	0.162	2499	2.497	22.960	0.109

Las curvas de fuerza-desplazamiento resultantes se muestran en la Figura 4.21. Como se observa, la fuerza de flexión es mayor a medida que aumenta la longitud de la almohadilla (l_p). A 2.5 mm de desplazamiento, se observa falla de las estructuras debajo del indentador, lo que provoca una caída repentina de la fuerza de flexión; sin embargo, la caída en la fuerza de flexión se detiene en ~ 5 mm de desplazamiento. Después de este punto, todas las estructuras tendieron a mantener la fuerza de flexión casi constante durante el resto del proceso de flexión. El caso opuesto se observa para el perfil SQ-00 como se ve en la Figura 4.21, donde se calculó una disminución exponencial en la fuerza de flexión después de que se alcanzó P_{max} como se esperaba.

Se observa un segundo aumento de la fuerza de flexión a ~ 7 mm de desplazamiento, en este punto independientemente de l_p , se inicia el aplastamiento lateral de los extremos. En este caso, la magnitud de la fuerza de flexión solo está influenciada por la longitud de la almohadilla (l_p) ya que todas las estructuras tienen la misma fuerza normalizada $f_N/f_P = 0.109$. A

medida que aumenta la longitud de la almohadilla, se obtiene un aumento de la fuerza de flexión, siendo mayor para la disposición S-L65 y menor para la estructura S-L35. El efecto de la longitud de la almohadilla sobre la fuerza de flexión ya no se nota para longitudes superiores a 60 mm; por lo tanto, los arreglos S-L60 y S-L65 describieron curvas de fuerza vs desplazamiento similares como se ve en la Figura 4.21. En la estructura S-L35 se observa la pérdida de capacidad de carga a 44 mm de desplazamiento, que está asociada a fractura y desprendimiento de material.

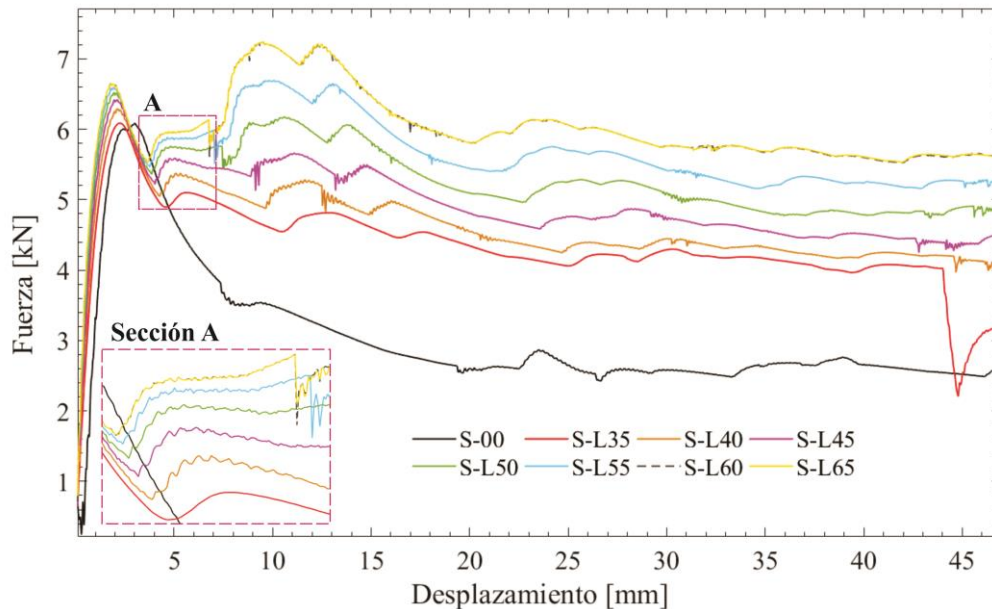


Figura 4.21. Curva de fuerza-desplazamiento de variación de longitud en almohadillas de fricción

En Figura 4.22 se muestran los estados finales de deformación. Todas las estructuras exhibieron patrones de deformación similares caracterizados por deformación por flexión de la región media y aplastamiento lateral en los extremos como se indica en la Figura 4.11. Una línea de bisagra central aparece al comienzo del proceso de flexión, y le sigue la formación de dos pliegues hacia el exterior en las pestañas adyacentes. A continuación, el aplastamiento lateral se inicia doblando los bordes superior e inferior mientras, al mismo tiempo, se produce el pandeo de los bordes verticales. A partir de este punto, tanto el mecanismo de deformación por aplastamiento como por doblado continúan hasta que se alcanza la deformación final. La longitud de la deformación por aplastamiento lateral se vio afectada por la longitud de la almohadilla (lp) (borde amarillo Figura 4.22). Las líneas de bisagras móviles y estacionarias se formaron completamente cerca de los extremos del tubo, justo donde se inician las almohadillas de sujeción de los extremos. Posteriormente, se observó una formación parcial de

estas arrugas plásticas a medida que la deformación progresa hacia el lado interno de la almohadilla.

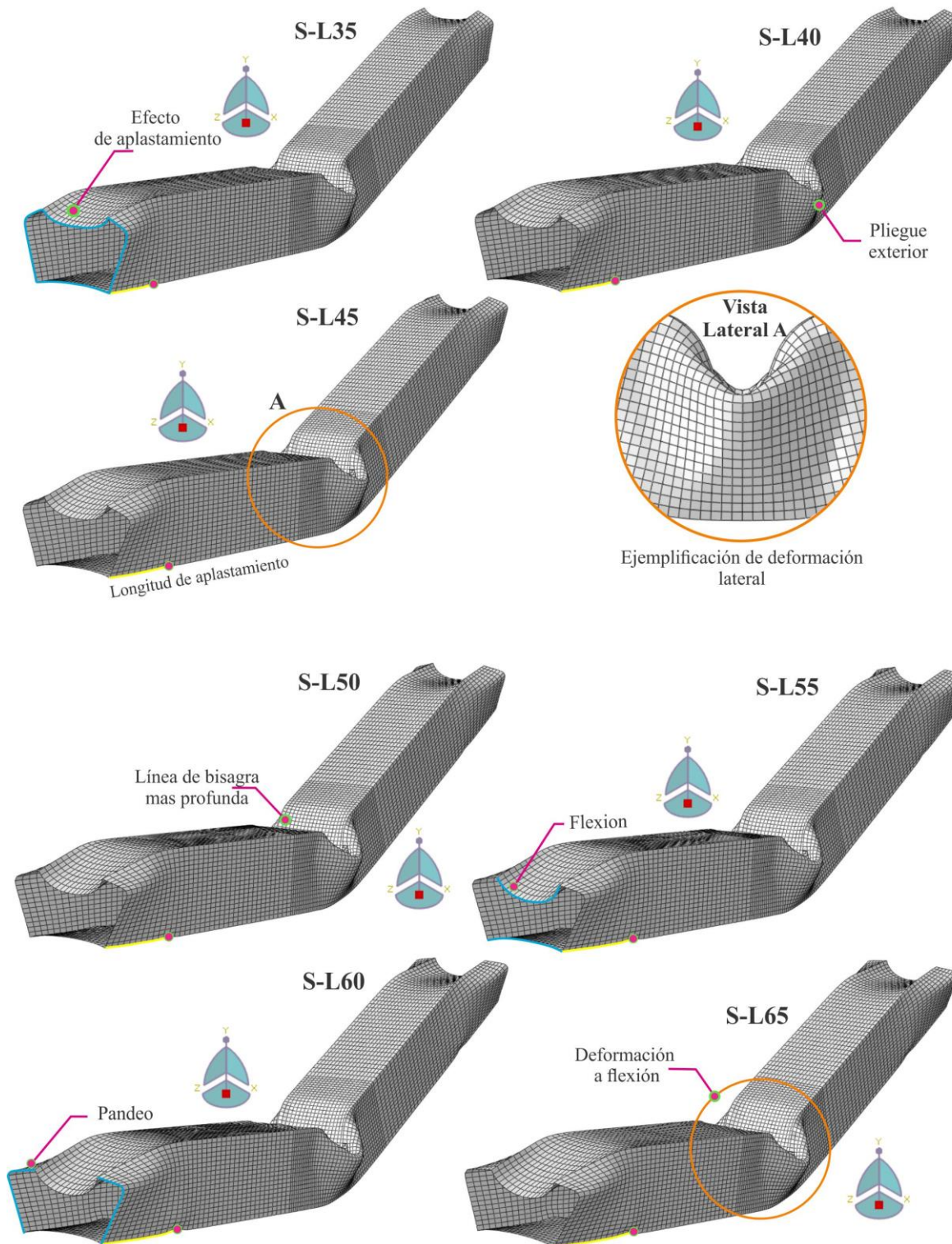


Figura 4.22. Estados finales de deformación de análisis de longitud de almohadillas.

Tabla 4.9. Indicadores de resistencia al impacto de análisis de longitud de almohadillas

Código de espécimen	P_{max} [kN]	P_m [kN]	E_a [J]	SEA [J/g]	CFE [-]
S-00	6.09	3.008	150.423	0.643	0.49
S-L35	6.148	4.248	212.410	0.908	0.691
S-L40	6.29	4.553	227.650	0.973	0.724
S-L45	6.42	4.858	242.900	1.038	0.756
S-L50	6.49	5.238	261.910	1.119	0.806
S-L55	6.70	5.611	280.560	1.199	0.837
S-L60	7.23	5.966	298.290	1.275	0.824
S-L65	7.248	5.968	298.400	1.275	0.823

La Tabla 4.9 muestra los indicadores de resistencia al impacto para estructuras con diferentes longitudes de almohadilla (l_p) y para la estructura con extremos libres (SQ-00). Se obtuvo un aumento de la carga máxima (P_{max}) en el orden de 1.05% a 19.10% en relación con la estructura SQ-00. La P_{max} más alta de $\sim 7,25$ kN se obtuvo con una longitud de la almohadilla de 65 mm o más; se obtuvo una tendencia similar para la fuerza promedio (P_m) y la absorción de energía (E_a), es decir, P_m y E_a aumentan al incrementar l_p . Por lo tanto, se obtuvo el mejor rendimiento de E_a y P_m de 298,4 J y 7,24 kN respectivamente para la disposición S-L65. La mayor absorción de energía específica (SEA) se obtuvo con la estructura S-L65. Además, se obtuvo un aumento del 41,21% al 98,28% del parámetro SEA en relación con la estructura SQ-00, aunque se recomienda un valor más alto de E_a . Este parámetro no es suficiente para determinar un diseño óptimo de resistencia al impacto, ya que también se requiere una reducción de P_{max} . Sin embargo, ambos parámetros son tomados en cuenta por la eficiencia de la fuerza de aplastamiento (CFE), donde la unidad es el valor óptimo de CFE. En este sentido, todas las estructuras presentaron un incremento de CFE de 39,87% a 69,43% con relación a la estructura SQ-00. El mejor CFE de 0,837 el cual se obtuvo en la estructura S-L55 con una longitud de almohadilla de $l_p = 55$ mm (o una longitud normalizada $\bar{L}_p = 0,138$).

El alto rendimiento de CFE en el espécimen S-L55 se debe a que la longitud de la almohadilla $l_p = 55$ mm ($\bar{L}_p = 0,138$) proporciona una rigidez adecuada al sistema para obtener una relación P_m / P_{max} razonable. La longitud de la almohadilla $l_p = 55$ mm contribuyó a la formación completa de líneas de bisagra estacionarias y móviles durante el aplastamiento de los tubos, ya que se permite el deslizamiento entre las almohadillas y el tubo. Debido al movimiento de deslizamiento, la estructura también experimentó una relajación de la tensión en su sección media que disminuyó considerablemente el valor de P_{max} . Para obtener una

descripción general del efecto de la longitud de la almohadilla sobre la resistencia al impacto en la Figura 4.23 se presenta una comparación de CFE y SEA. Como se observa, se obtiene una mejora de los parámetros de CFE y SEA al aumentar la longitud de la almohadilla (l_p). Sin embargo, esta condición es válida solo hasta que se alcanza un valor específico para l_p ; los incrementos adicionales en la longitud de la almohadilla no dan como resultado mejoras en el rendimiento de resistencia al impacto, al contrario, se observa una pequeña disminución de la CFE. En este sentido, el valor máximo de SEA de 1,27 J / gr se alcanzó a $l_p = 60$ mm ($\bar{L}_p = 0.150$) para la probeta S-L60. De manera similar, el valor máximo de CFE de 0.837 se alcanzó en $l_p = 55$ mm ($\bar{L}_p = 0.138$) para la disposición S-L55.

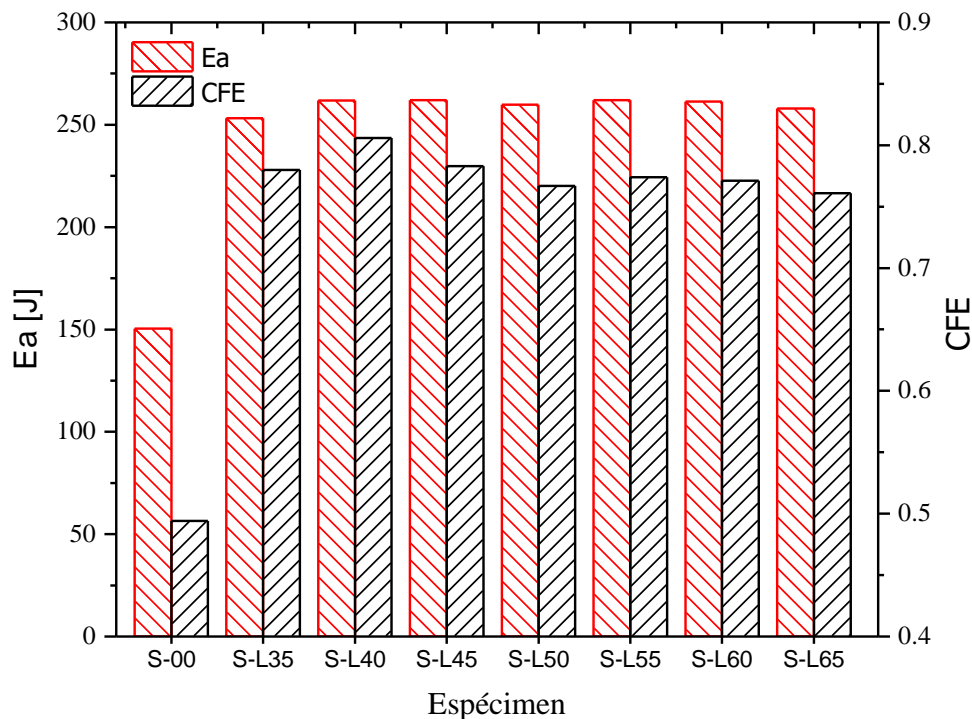


Figura 4.23. Energía de disipación y eficiencia a la fuerza de aplastamiento de análisis de variación de longitud de almohadillas.

A partir de los resultados obtenidos, se puede determinar un límite para el tamaño óptimo de las almohadillas en términos de la longitud normalizada (\bar{L}_p). Por lo tanto, se establece la siguiente expresión para un desempeño CFE aceptable:

$$0.125 \leq L_p \leq 0.162 \qquad \text{Ecuación 4.13}$$

Se finaliza el capítulo IV, en el cual se presenta el sistema de disipación empleando la restricción en los extremos, se muestra el desarrollo y la metodología utilizada, además del análisis paramétrico evaluando la precarga y longitud de las almohodillas.

Referencias

- Andersson, S., Söderberg, A., & Björklund, S. (2007). Friction models for sliding dry, boundary and mixed lubricated contacts. *Tribology International*, 40(4), 580–587. <https://doi.org/10.1016/j.triboint.2005.11.014>
- Estrada, Q., Vergara-Vázquez, J., Szwedowicz, D. *et al.* Effect of end-clamping constraints on bending crashworthiness of square profiles. *Int J Adv Manuf Technol* (2021). <https://doi.org/10.1007/s00170-021-07678-z>
- DeRuntz Jr, J. A., & Hodge Jr, P. G. (1963). Crushing of a tube between rigid plates.
- Estrada, Q. (2015). Evaluación numérico-experimental de desempeño de un sistema pasivo de disipación de energía por fricción y propiedades estructurales de los componentes. Centro Nacional de Investigación y Desarrollo Tecnológico, (Febrero).
- Estrada, Q., Szwedowicz, D., Gutierrez-Wing, E., Silva-Aceves, J., Rodriguez-Mendez, A., Elias-Espinosa, M., ... Bedolla-Hernandez, J. (2018). Energy absorption of single and multi-cell profiles under bending load considering damage evolution. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering*.
- Estrada, Q., Szwedowicz, D., Vergara-Vazquez, J., Rodriguez-Mendez, A., Silva-Aceves, J., Wiebe, L. C., & Escarcega, L. (2019, December). Numerical evaluation of friction effects on the energy absorption of square profiles under bending load. In *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering* (Vol. 710, No. 1, p. 012022). IOP Publishing.
- Gupta, N. K., & Ray, P. (1998). Collapse of thin-walled empty and filled square tubes under lateral loading between rigid plates. *International journal of crashworthiness*, 3(3), 265-285.
- Iurian, C., Ikhoulane, F., Rodellar Benedé, J. J., & Griñó, R. (2005). Identification of a system with dry friction. *Reports de recerca de l'Institut d'Organització i Control de Sistemes Industrials*, (20), 1.
- Pintaude G, Hoechele AR, Cipriano GL. (2012). Relation between strain hardening exponent of metals and residual profiles of deep spherical indentation. *Materials Science and Technology*, 28(9-10), 1051-1054.
- Tang, T., Zhang, W., Yin, H., & Wang, H. (2016). Crushing analysis of thin-walled beams with various section geometries under lateral impact. *Thin-Walled Structures*, 102, 43–57. <https://doi.org/10.1016/j.tws.2016.01.017>.
- Mate, C. M. (2007). *Tribology on the Small Scale. Tribology on the Small Scale: A Bottom Up Approach to Friction, Lubrication and Wear*. <https://doi.org/10.1093/acprof>
- Moore, D. F., & Booker, J. F. (1976). Principles and Applications of Tribology. *Journal of Lubrication Technology* (Vol. 98). <https://doi.org/10.1115/1.3452952>
- Niknejad, A., Elahi, S. M., Elahi, S. A., & Elahi, S. A. (2013). Theoretical and experimental study

on the flattening deformation of the rectangular brazen and aluminum columns. Archives of Civil and Mechanical Engineering, 13(4), 449-464.

Wierzbicki, T., & Abramowicz, W. (1983). On the crushing mechanics of thin-walled structures.

Capítulo V. Pruebas dinámicas



En los capítulos anteriores se han estudiado condiciones cuasiestáticas, el siguiente capítulo presenta el análisis dinámico evaluando el mecanismo de perfil de pared delgada con restricción en los extremos, la cual es evaluada con diferente masa del impactador. Para ello se realizó el diseño y construcción de un banco experimental para evaluar las condiciones dinámicas. El banco experimental utiliza el principio caída libre de un cuerpo; para su análisis fue necesario realizar la instrumentación del banco, utilizando sensores de fuerza y desplazamiento. Con lo resultados obtenidos se realizó un modelo discreto con el software Abaqus, el cual fue validado con los datos experimentales. Los detalles de la calibración y los resultados obtenidos se presentan a continuación.

5.1 Pruebas de impacto .

Diversos trabajos se han realizado con la finalidad de observar el comportamiento de diversos sistemas de disipación ante condiciones cuasiestáticas y dinámicas, algunos de estos estudios se muestran en la Tabla 5.1.

Tabla 5.1. Estudios empleando condiciones dinámicas y cuasiestáticas.

Estudio	Tipo de estudio		Referencia
	Cuasi estático	Dinámico	
Analizó diversas configuraciones de perfiles redondos agregando espumas metálicas	x	x	Zhu, Liu, Jones, & Chen, 2018
Estudió el comportamiento de perfiles con variaciones de imperfecciones ante cargas axiales	x	x	Zahran, Xue, Esa, & Abdelwahab, 2018
Analizo el comportamiento de estructuras tipo sandiwch utilizando espumas metálicas	x	x	Crupi, V., & Montanini, R, 2007
Estudiaron el comportamiento de perfiles de aluminio reforzado con fibra de carbono, considerando la absorción de energía		x	Kim, Sang-Young, <i>et al.</i> 2017.

Algunos diseños de bancos dinámicos utilizados en diversos estudios se presentan a continuación.

Banthia *et al.*, [1989] desarrollaron una máquina de impacto para el análisis de vigas de concreto. La fuerza de impacto se determinó de manera analítica, mientras que el desplazamiento se obtuvo a partir de acelerómetros los cuales contaban con un rango de medición de ± 500 g.

Zhang *et al.*, [2010] implementaron una máquina de impacto para el análisis de falla en vigas de concreto, utilizaron sensores piezoeléctricos de fuerza modelo 204C y 203B de la compañía PCB de un rango de fuerza de 177.92 kN y 89 kN respectivamente. Además, utilizaron cuatro sensores de aceleración con un rango de ± 1000 g, para obtener el desplazamiento que se presenta en la viga por el efecto del impacto.

Eiamnipon, *et al.*, [2012], desarrollaron una máquina de impacto para perfiles acero reforzados de CFRP, haciendo uso de un sensor de fuerza marca Kistler 9071A. Además, utilizaron una cámara de alta velocidad para grabar el desplazamiento del impactador con una tasa de velocidad de 10000 imágenes/seg.

Los diseños presentados previamente permitieron conceptualizar el diseño de la máquina de impacto, el cual se muestra en la Figura 5.1

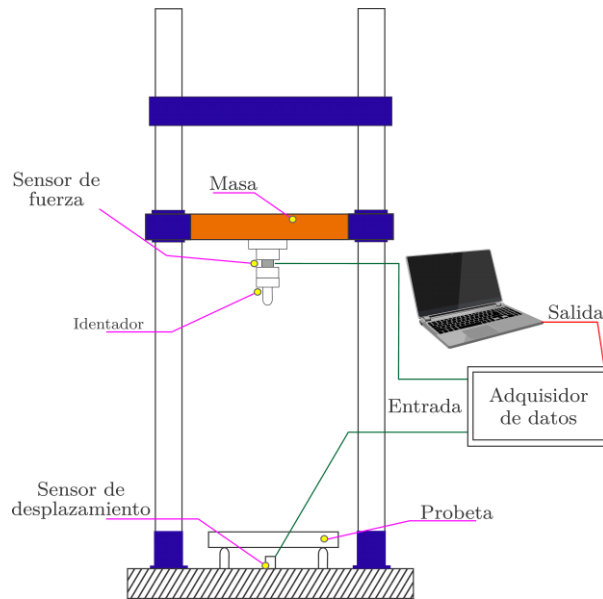


Figura 5.1. Diseño de máquina de impacto.

El diseño y construcción de la máquina se realizó en dos etapas: *diseño de elementos mecánicos e instrumentación*, cada de una de ellas se describen a continuación.

5.2 Diseño de elementos mecánicos.

Para el desarrollo de los elementos mecánicos se realizaron dos grupos

- Sistema de impacto y precarga
- Sistema de bancada para prueba de flexión

5.2.1 Sistema de impacto y precarga.

El sistema de impacto y precarga está conformado por cuatro elementos: *identador*, *placa de precarga superior*, *placa de precarga inferior* y *placa de fijación*. El identador se encarga de realizar impacto directo con el perfil, mientras que las placas de precarga tienen el objetivo de alojar al sensor de fuerza entre ellas. La precarga se realiza por medio de un tornillo y la placa de fijación debe sostener los elementos del sistema de impacto y precarga con la estructura de la máquina de impacto. La Figura 5.2 muestra el ensamble de los elementos que compone al sistema, los detalles del sistema se encuentran dentro del Anexo D

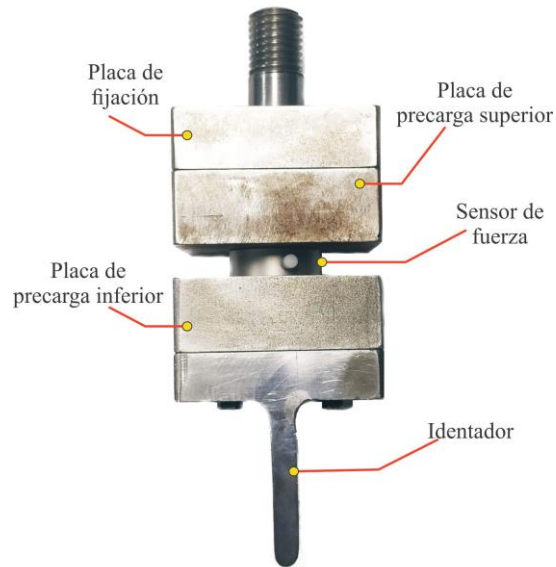


Figura 5.2. Sistema de impacto y precarga

5.2.2 Sistema de bancada para prueba de flexión.

El sistema de bancada fue diseñado para alojar el perfil de pared delgada, la cual esta conformada por dos elementos: los soportes en L y la base. El conjunto de estos elementos se muestran en la Figura 5.3, los detalles se muestran en el Anexo E.

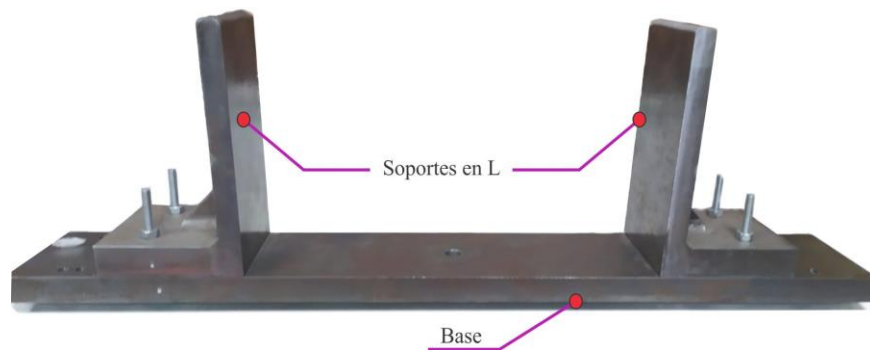


Figura 5.3. Bancada para prueba de flexión.

Los anteriores son los elementos mecánicos utilizados para el desarrollo de la prueba dinámica.

5.3 Instrumentación de máquina de impacto

Para el desarrollo de la instrumentación de la máquina de impacto se consideraron como variables la fuerza de impacto y desplazamiento, para ello fue necesario un adquirente de datos, y sensores de fuerza y desplazamiento, su uso y calibración se presenta a continuación.

5.3.1 Uso de amplificador de medicion Labamp Kistler 5165A4

El adquisidor de datos es un amplificador de medición universal para señales dinámicas, el cual cubre los sensores tipo IEPE (*integrated electronics piezo-electric*), de carga y voltaje, además cuenta con cuatro canales de entrada, así como cuatro canales de salidas analógicas. El amplificador de medición está configurado y operado con una interfaz web intuitiva la cual es configurada a través de una computadora externa. La configuración y manejo del adquisidor de datos se presenta en el Anexo F, el aspecto físico del adquisidor se muestra en la Figura 5.4.



Figura 5.4. Adquisidor de datos Kistler 5165A4

5.3.2 Calibración de sensor de fuerza.

El sensor de fuerza utilizado, también conocido como arandela de carga, es de la marca Kistler modelo 9051A. La fuerza a medir actúa a través de la tapa y la base de la carcasa de acero, la cual se encuentra soldada sobre los elementos del sensor de cuarzo, que produce una carga eléctrica proporcional a la carga mecánica.

La arandela de carga es muy rígida, esto permite que su uso sea adecuado para medir fuerzas altamente dinámicas. Dependiendo de la magnitud de la fuerza, es posible medir cuasiestáticamente durante varios minutos o incluso horas. La información necesaria para la calibración del sensor dentro del adquisidor 5165A4 se muestran en la Tabla 5.2, el aspecto físico del sensor se muestra en la Figura 5.5.

Tabla 5.2. Características del sensor 9051A

Rango de medicion	[kN]	0-120
Sensibilidad	[pC/N]	-4.3
Corriente continua	[mA]	4
Apriete máximo de pretensión	N-m	93
Tipo se sensor	IEPE	



Figura 5.5. Sensor de fuerza o arandela de carga 9051A.

Como se mencionó el sensor necesita una precarga para su funcionamiento, de esta manera el uso de las placas de precarga (Sección 5.2.1) se realiza agregando una fuerza axial que precarga al sensor, esta fuerza se realiza mediante un tornillo de precarga.

Para el proceso de calibración se utilizó un martillo de impacto modelo Kistler 9722A500, además de un torquímetro de rango de 500 N/m. La metodología de calibración se hizo de la manera siguiente: Se realiza el montaje del sistema de impacto y precarga, se da una precarga al sistema, posteriormente se realiza un impacto con el martillo sobre el indentador, de esta manera se obtiene la fuerza con la cual se impacta al sistema y se compara con la lectura registrada por el sensor de fuerza, ambas lecturas son comparadas y se obtiene la diferencia. El diagrama de flujo del proceso de calibración se muestra en la Figura 5.6

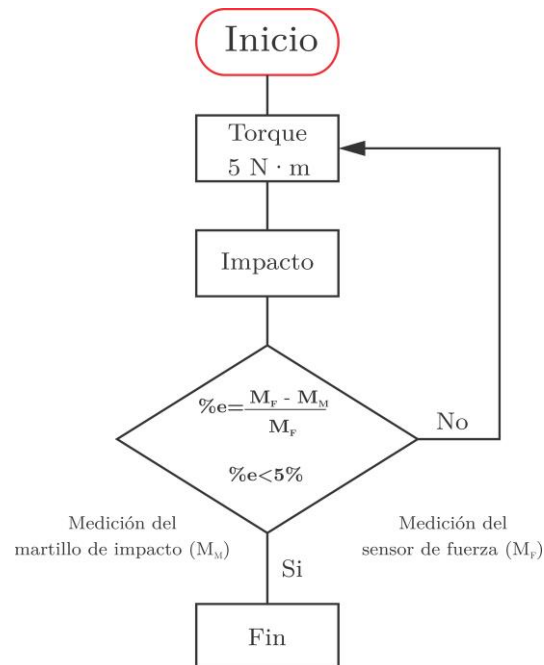


Figura 5.6. Diagrama de flujo de proceso de calibración de sensor de fuerza.

Los resultados de la calibración del sensor de fuerza presentan una diferencia con respecto al martillo de impacto menor del 3%, lo cual ocurre con un torque de $20 \text{ N} \cdot \text{m}$, los resultados de la calibración se muestran en la Figura 5.7.

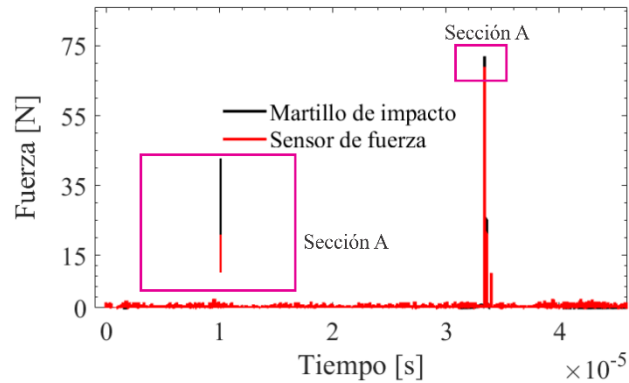


Figura 5.7. Diferencia de medición, martillo de impacto vs sensor de fuerza.

Los resultados obtenidos del proceso de calibración del sensor de fuerza permiten su utilización en la máquina de impacto.

5.3.3 Calibración de sensor de desplazamiento

Para la medición del desplazamiento se utilizó un sensor óptico modelo GP2Y0A21YKOF. Es un sensor de medición de distancia que está compuesto por un detector sensible a la posición, esto se realiza mediante un diodo emisor y un circuito de procesamiento de señales. El sensor emite el voltaje correspondiente a la distancia de detección. La información necesaria para la calibración del sensor con el adquisidor 5165A4 se muestran en la Tabla 5.3 el aspecto físico del sensor se presenta en la Figura 5.8

Tabla 5.3. Características del sensor GP2Y0A21YKOF

Rango de medición	[cm]	10-80
Voltaje de alimentación	[V]	4.5-5
Corriente continua	[mA]	30
Tipo se sensor	Voltaje	
Marca	Sharp	



Figura 5.8. Sensor de desplazamiento óptico modelo GP2Y0A21YKOF .

El proceso de calibración del sensor se realizó en dos etapas:

Etapa 1. Montaje de calibración.

Para realizar la calibración del sensor de desplazamiento se utilizaron los elementos que se muestran en la Figura 5.9, los cuales se describen a continuación.

- Base magnética, permite mantener el sensor en una posición fija.
- Fuente de alimentación, el sensor requiere un voltaje de 5V y 20 mA, además se utiliza un capacitor de 10 μ F conectado en paralelo con el sensor.
- Multímetro, se utilizó para medir el voltaje de salida del sensor de desplazamiento, también puede utilizarse el adquirente de datos.
- Objeto reflector, permite reflejar el haz de luz hacia el sensor, se recomendable utilizar el material con el cual se va utilizara el sensor.
- La cinta calibradora, permite ubicar la base reflectora a una distancia conocida.

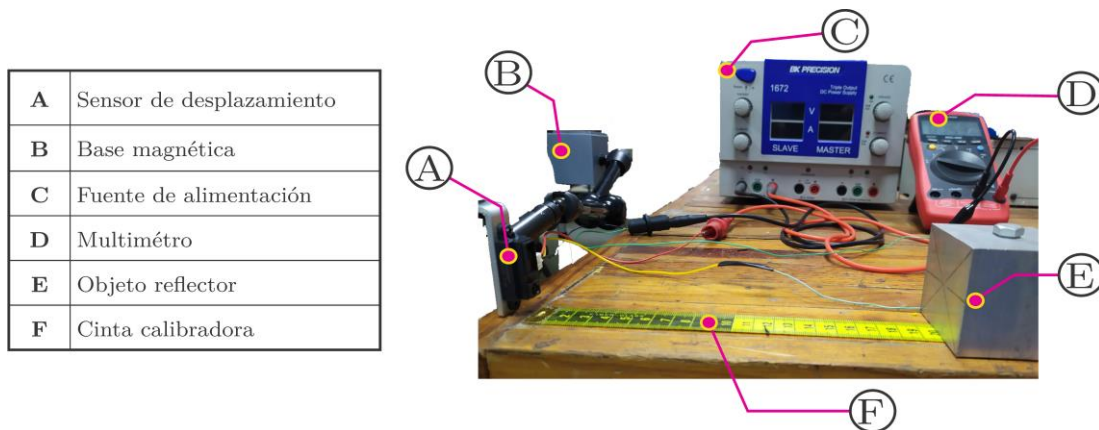


Figura 5.9. Sistema de montaje para calibración del sensor de fuerza.

Paso 2. Proceso de calibración

El sensor de desplazamiento debe mantenerse fijo, el objeto reflector es colocado a 10 mm y se toma el voltaje de salida. El objeto reflector se colocó cada 10 mm hasta llegar a 80 mm, de esta manera se obtuvo el voltaje de salida para cada medida, y la curva de tendencia del sensor. Se realiza una regresión lineal de la curva de tendencia, como resultado se obtiene la ecuación característica, la cual corresponde a una ecuación potencial, dicha curva se muestra en la Figura 5.10.

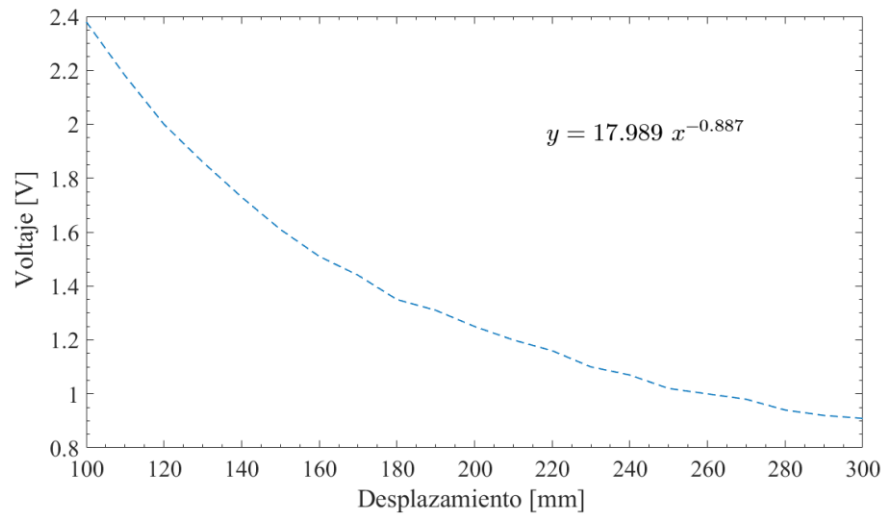


Figura 5.10. Curva de tendencia del sensor de desplazamiento óptico

La variable y representa el vector columna de voltaje mientras que x representa el vector columna del desplazamiento, lo anterior permite despejar x de la ecuación característica quedando expresada tal como se muestra en la Ecuación 5.1. De esta manera se obtiene el desplazamiento.

$$x = 10^{\frac{\log\left(\frac{v}{17.989}\right)}{0.887}} \quad \text{Ecuación 5.1}$$

Lo anterior muestra la construcción y la instrumentación de la máquina de impacto, por lo cual se procede a continuar con las pruebas experimentales y numéricas.

5.4 Prueba experimental

Para el desarrollo de las pruebas experimentales se realizó el montaje de diversos elementos, como son la bancada para la flexión del tubo de pared delgada, incorporando el sistema de restricción de los extremos la cual se describe en la sección 0. También se utilizaron

diversos tornillos los cuales permiten mantener la fijación de todos los elementos. El sistema de bancada y sistema de restricción se muestra en la Figura 5.11.

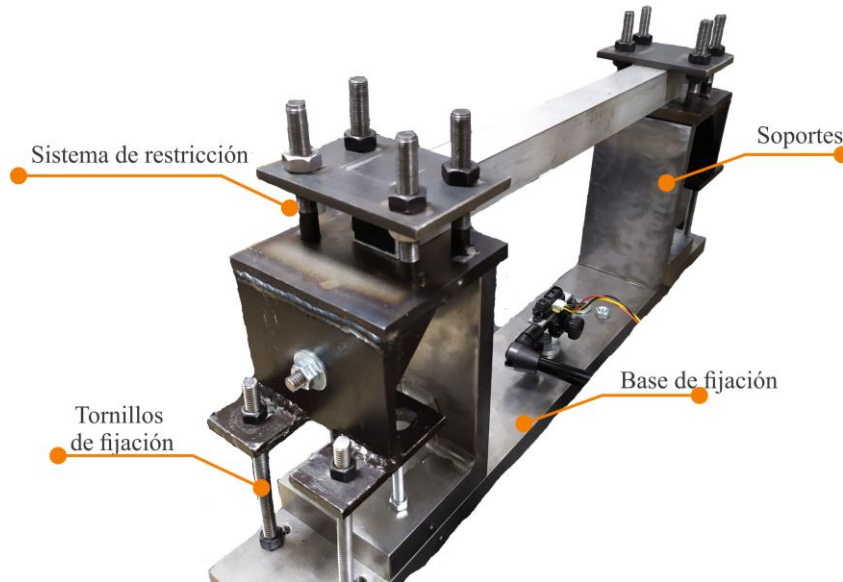


Figura 5.11. Montaje de sistema de restricción así como bancada de flexión.

El estado final de la máquina de impacto con todos los elementos se muestra en la Figura 5.12.

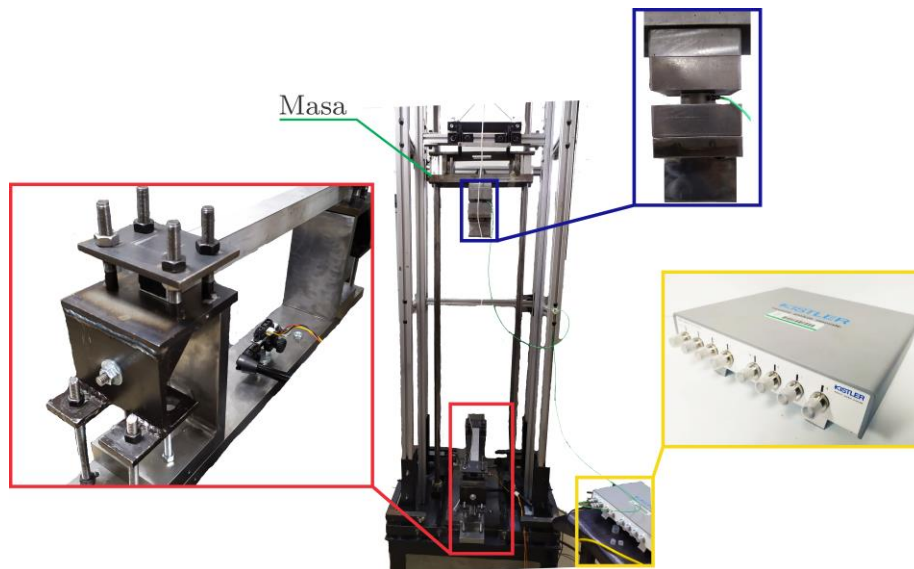


Figura 5.12. Máquina de impacto incluyendo todos los elementos.

Para la prueba experimental se evaluó el comportamiento de un perfil de sección cuadrada de 25.4 mm con un espesor de 1.27 mm y una longitud de 400 mm. La máquina de impacto presenta una masa de impacto de alrededor 20 kg, la cual se colocó a una altura de 870 mm.

Con la información mencionada se puede determinar la energía cinética E_c y la energía potencial (E_p) generada durante el impacto, las cuales se determinan con las ecuaciones 5.2 y 5.3 respectivamente.

$$E_p = mgh \quad \text{Ecuación 5.2}$$

$$E_c = \frac{1}{2}mv^2 \quad \text{Ecuación 5.3}$$

Donde E_p y E_c son expresadas en [J], m la masa colocada en el identador [kg], g el valor de la aceleración de la gravedad $9.81[m/seg^2]$, h la altura del identador [m], v la velocidad del identador $[m/seg^2]$ la cual se determina a partir de la Ecuación 5.4.

$$v = \sqrt{2gh} \quad \text{Ecuación 5.4}$$

Con las condiciones presentes en la máquina de impacto, el identador impactara al tubo con una velocidad de $4.13 [m/seg^2]$ y con una energía de 170.69 J .

5.5 Pruebas dinámicas numéricas

El modelo discreto es realizado en el software Abaqus/Explicit, las condiciones de frontera se muestran en la Figura 5.13. Se utilizó un perfil de 25.4 mm de sección cuadrada de aluminio y las almohadillas de sujeción se consideran elementos deformables. Se utilizó un coeficiente de fricción de $\mu = 0.3$ [Tang *et al.*, 2016]. Se utiliza una malla de 1.25 mm en la parte central del tubo. El sistema de sujeción presenta un tamaño de malla igual a 1.5 mm . Las propiedades del aluminio y el acero se presentaron en las tablas 3.2 y 4.1 respectivamente. Las condiciones de frontera del modelo discreto considera un impacto dinámico con una masa de 20 kg y una velocidad de 4.13 m/seg^2 , al modelo discreto se asigna con la nomenclatura SF-D0.

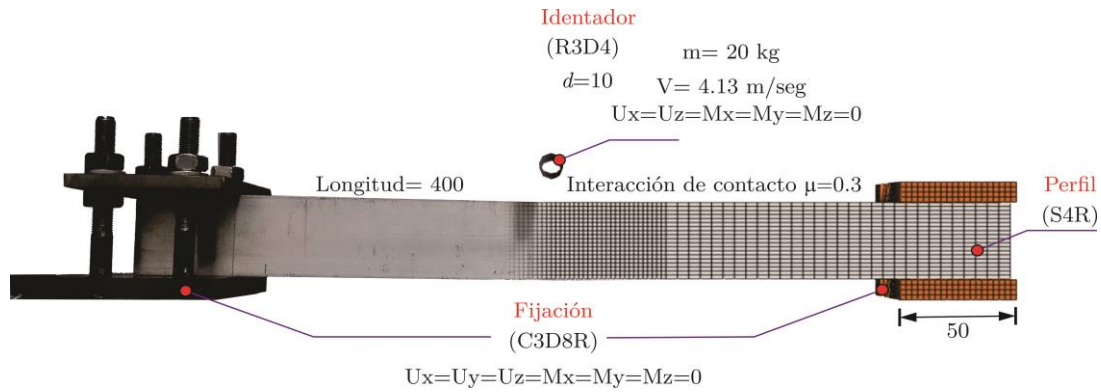


Figura 5.13. Modelo discreto SF-D0, bajo condiciones dinámicas, acotaciones en [mm].

Los resultados la prueba experimental y numérica se presentan en la curva fuerza-desplazamiento que se muestra en la Figura 5.14, los indicadores de resistencia al impacto se muestran en la Tabla 5.4

Tabla 5.4, mientras que el estado de deformación final se presenta en la Figura 5.14.

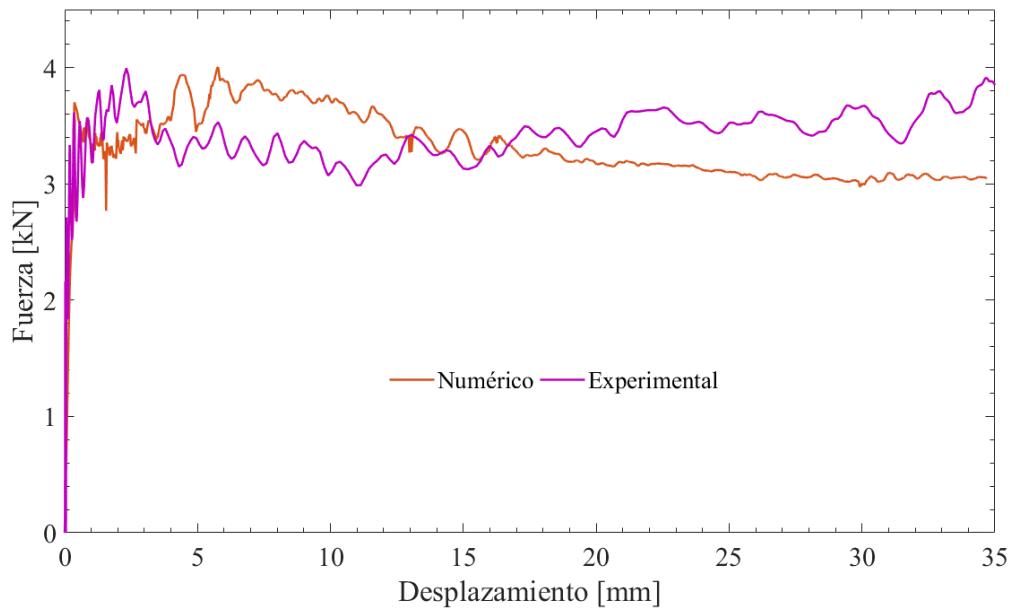


Figura 5.14. Curva fuerza-desplazamiento de prueba dinámica con restricción.

Tabla 5.4. Resultados indicadores de impacto de prueba en condiciones dinámicas.

Prueba dinámica	P_{max} [kN]	% ^a	P_m [kN]	% ^a	E_a (J)	% ^a	SEA (J/g)	% ^a	CFE	% ^a
Experimental	3.99	0.28	3.34	3.33	120.33	3.22	0.91	3.22	0.84	3.49
Numérico	4.01		3.23		116.45		0.88		0.81	

^a Se refiere a la diferencia porcentual con respecto a los valores experimentales

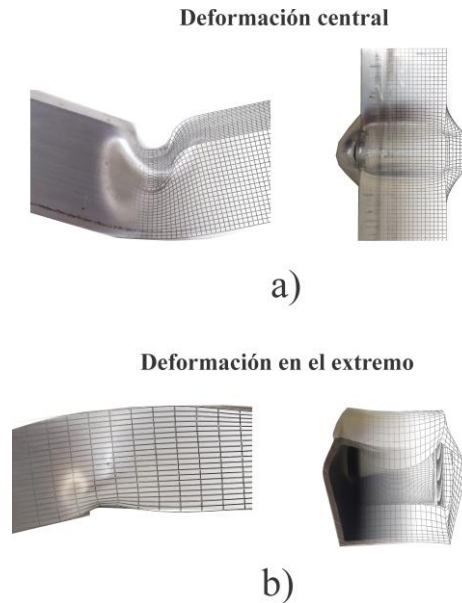


Figura 5.15. Estado final de deformación de perfil donde; a) posición central, b) zona en el extremo del perfil.

Los resultados muestran un comportamiento del modelo de manera cuantitativa, la cual presenta una diferencia inferior al 5% en los indicadores de absorción de energía. El mecanismo empleando las restricciones en los extremos presenta una absorción de energía de 120 J; los estados finales de deformación presentan el mismo comportamiento, de esta manera se obtiene un modelo cualitativo; de igual forma se corrobora la funcionalidad del modelo discreto desarrollado. El mecanismo permite disipar 46.99% de la energía generado por la máquina de impacto con las condiciones previamente presentadas.

Con la finalidad de observar el comportamiento de las almohadillas de restricción se desarrolló el análisis comparativo de sistema con los extremos libres, para su evaluación en condiciones dinámicas, el desarrollo se presenta a continuación.

5.6 Desarrollo de prueba dinamica numérica sin restricción.

Para evaluar el efecto del sistema de restricción producida por las almohadillas, se realizó el modelo numérico de la prueba de flexión bajo condiciones de cargas dinámicas. El modelo se realizó con las características del perfil utilizado en la sección 5.5, las condiciones de frontera se muestran en la Figura 5.16.

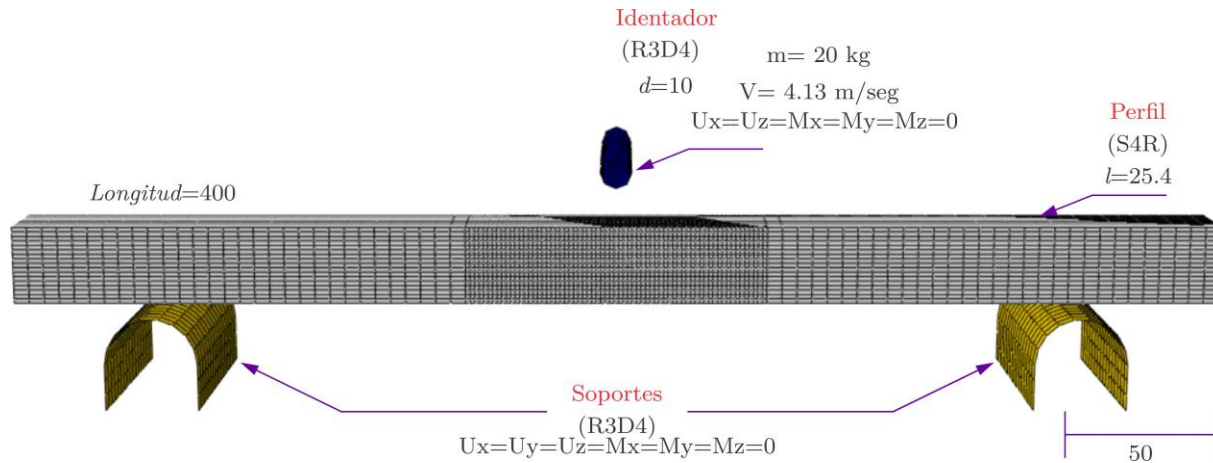


Figura 5.16. Modelo numérico de prueba dinámica de tres puntos, acotaciones en [mm].

La Tabla 5.5 muestra los indicadores de resistencia al impacto de la comparación de los resultados de la simulaciones del mecanismo con restricción (ver Figura 5.13) y el sistema sin restricción (ver Figura 5.16). La carga pico P_{max} presenta un aumento de 27.6% con el uso de las almohadillas de restricción, resultado del colapso presentado en los extremos. En el caso de la energía de absorción E_a el aumento es de un 56.2 %. La eficiencia a la fuerza de aplastamiento CFE presenta una mejora en un 39.80 %, los resultados obtenidos presentan similitud con los obtenidos de manera cuasiestática en la sección 4.3. De esta manera se corrobora que el mecanismo con restricción en los extremos mejora la disipación de energía en condiciones dinámicas.

Tabla 5.5. Indicadores de resistencia de impacto en condiciones dinámicas con restricción y sin restricción.

Modelo discreto	P_{max} [kN]	% ^a	P_m [kN]	% ^a	E_a (J)	% ^a	SEA (J/g)	% ^a	CFE	% ^a
Sin restricción	2.91	27.6	1.42	56.21	120.33	56.21	0.38	56.1	0.49	39.80
Con restricción	4.01		3.23		50.99		0.88		0.81	

^a Se refiere a la diferencia porcentual con respecto a los valores de prueba sin restricción.

En la Figura 5.17 se muestra el comportamiento de la fuerza-desplazamiento, las perturbaciones presentadas se deben a la interacción entre indentador y la sección del perfil, las tendencias de ambas curvas son similares a las mostradas en la sección 4.3.

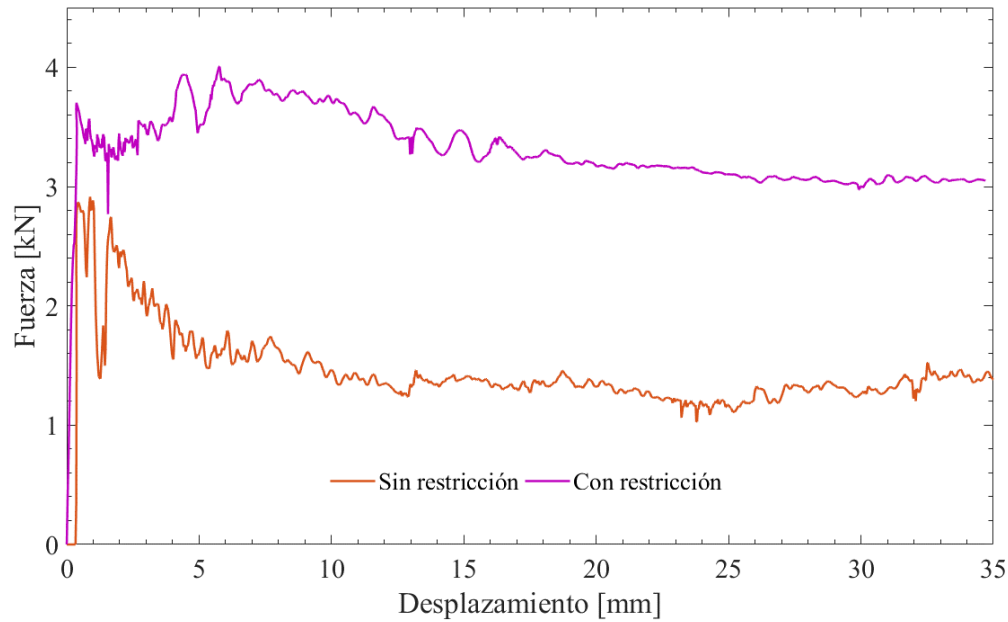


Figura 5.17. Comparativa de fuerza-desplazamiento de sistema de restricción y sin restricción en condiciones dinámicas.

La Figura 5.18 muestra la comparación de los estados finales de deformación, en el caso del perfil con almohadillas de restricción en los extremos se observa un aumento en la expansión del lóbulo central (sombreado verde), lo cual es efecto de la disipación por deformación plástica debido al aumento del desplazamiento de las líneas de bisagras. Además, se observa un aumento en la profundidad de la indentación debido a una mayor resistencia a la flexión, lo cual no ocurre en el perfil con extremos libres.

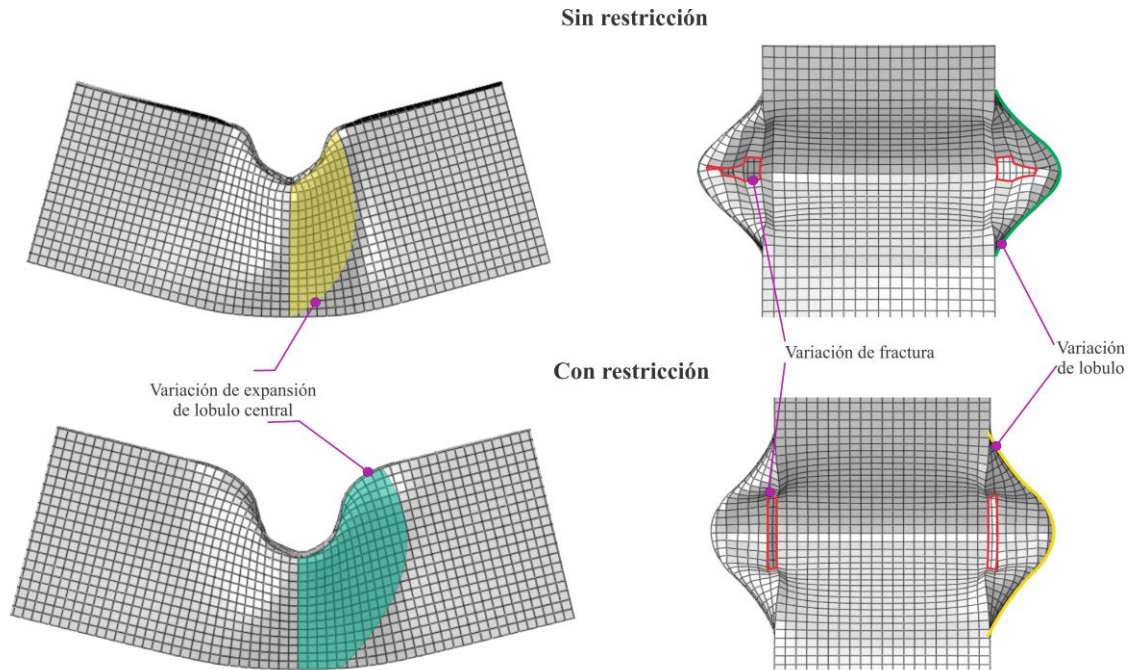


Figura 5.18. Estados finales de deformación de estructuras en condiciones dinámicas.

En ambas estructuras se da una condición de fractura, en el caso de la estructura sin restricción se presenta en falla en la cual el mecanismo presente es el cizallamiento, resultado de concentración excesiva de los esfuerzos en los vértices del perfil, mientras que en el perfil con restricción presenta falla por ductilidad.

Los resultados obtenidos en esta sección corroboran los presentados en la sección 4.4. De esta manera se determina que el comportamiento de la variación paramétrica desarrollada en las secciones 4.7.1, 4.7.2 y 4.7.3, presentarán el mismo comportamiento de manera dinámica. Lo anterior, permite continuar la evaluación mecanismo bajo condiciones dinámicas, para ello se considera el estudio empleando la variación de la masa de impacto, el desarrollo del análisis se presenta a continuación.

5.7 Análisis paramétrico.

El desarrollo del análisis paramétrico se realiza para observar el comportamiento del mecanismo ante diversas condiciones dinámicas, lo que da paso al desarrollo de la variación de la masa del impactador.

5.7.1 Análisis de variación de la masa de la máquina de impacto

Para el desarrollo del estudio se consideraron las variables mostradas en la Tabla 5.6. el modelo discreto considera las siguientes variables las cuales se muestran en la Figura 5.16.

Tabla 5.6. Variables consideradas en la variación de masa en impactador.

Código de espécimen	Masa [kg]	Velocidad [m/seg]	Energía generada [J]	Separación entre soportes [mm]
SF-DM10	10	4.13	85.34	300
SF-DM15	15	4.13	128.02	300
SF-DM20	20	4.13	170.69	300
SF-DM25	25	4.13	213.36	300
SF-DM30	30	4.13	256.04	300
SF-DM35	35	4.13	298.71	300
SF-DM40	40	4.13	341.38	300
SF-DM45	45	4.13	384.06	300

Las curvas de fuerza-desplazamiento de las estructuras analizadas se presentan en la Figura 5.19.

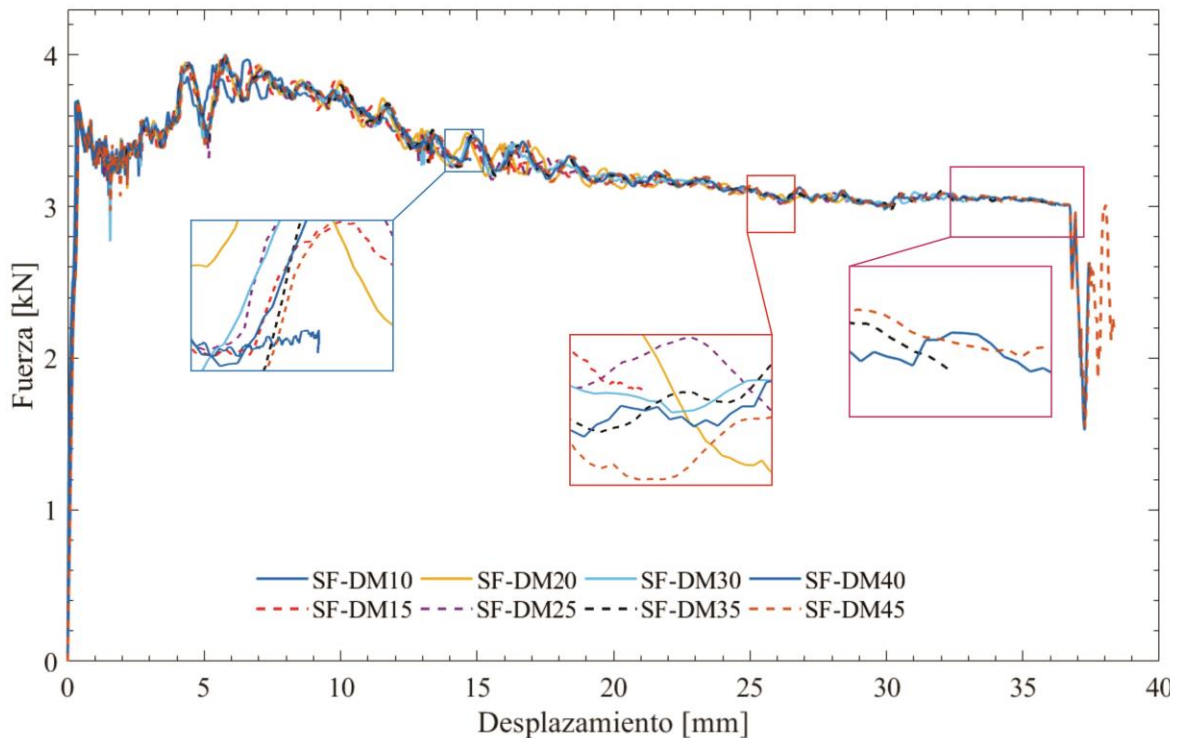


Figura 5.19. Curva fuerza-desplazamiento del análisis de variación de masa de identador.

La Figura 5.19, muestra un comportamiento similar en todas las estructuras, las cuales presentaron plasticidad. El valor de la fuerza máxima promedio es de ~4.06 kN. Una variable afectada por la variación de la masa de impacto es el desplazamiento del perfil el cual se reduce

significativamente. El perfil SF-DM10 presenta un desplazamiento máximo de 15 mm, en el caso del perfil SF-DM45 presenta un desplazamiento de 38 mm, lo cual representa un 60%. El efecto de la variación del desplazamiento tiene un efecto proporcional en la disipación de energía, debido a que el área bajo la curva disminuye.

Los indicadores de resistencia al impacto se presentan en la Tabla 5.7, donde se puede observar la similitud de los valores de P_{max} , donde la diferencia máxima entre ellos es de 3.29%. La energía de absorción E_a presenta un incremento en las estructuras la cual es proporcional a la energía generada durante el impacto. En los valores de SEA se muestra una diferencia máxima entre sus valores del 7%, esta misma diferencia se presenta en la eficiencia a la fuerza de aplastamiento (CFE), el último indicador muestra una estabilidad del mecanismo ante el aumento de la energía liberada.

Tabla 5.7. Indicadores de resistencia al impacto de análisis de variación de masa en identador

Código de espécimen	P_{max} [kN]	P_m [kN]	E_a [J]	SEA [J/g]	CFE [-]
SF-DM10	4.01	3.50	54.57	0.41	0.87
SF-DM15	4.07	3.49	87.55	0.66	0.86
SF-DM20	4.06	3.43	103.96	0.78	0.84
SF-DM25	4.08	3.36	112.61	0.85	0.82
SF-DM30	4.07	3.33	118.40	0.89	0.82
SF-DM35	4.08	3.31	122.64	0.92	0.81
SF-DM40	4.08	3.29	125.80	0.95	0.81
SF-DM45	4.07	3.6	127.91	0.96	0.80

Un análisis del comportamiento de las estructuras se realiza por medio de energías, en ese sentido se presenta la Figura 5.20, en la cual se muestra la energía generada por el impacto (barras grises) las cuales se obtuvieron a partir de la Ecuación 5.3, mientras que las barras de color olivo representan la capacidad de energía que logra disipar mecanismo. El porcentaje máximo de disipación se presenta en el espécimen SF-DM15 con un ~68% de disipación con respecto a la energía generada; a partir de este punto los porcentajes de absorción disminuyen debido a que el mecanismo presenta su capacidad máxima de disipación, al aumentar la energía generada, donde el mecanismo no podrá disipar más energía con la configuración presentada.

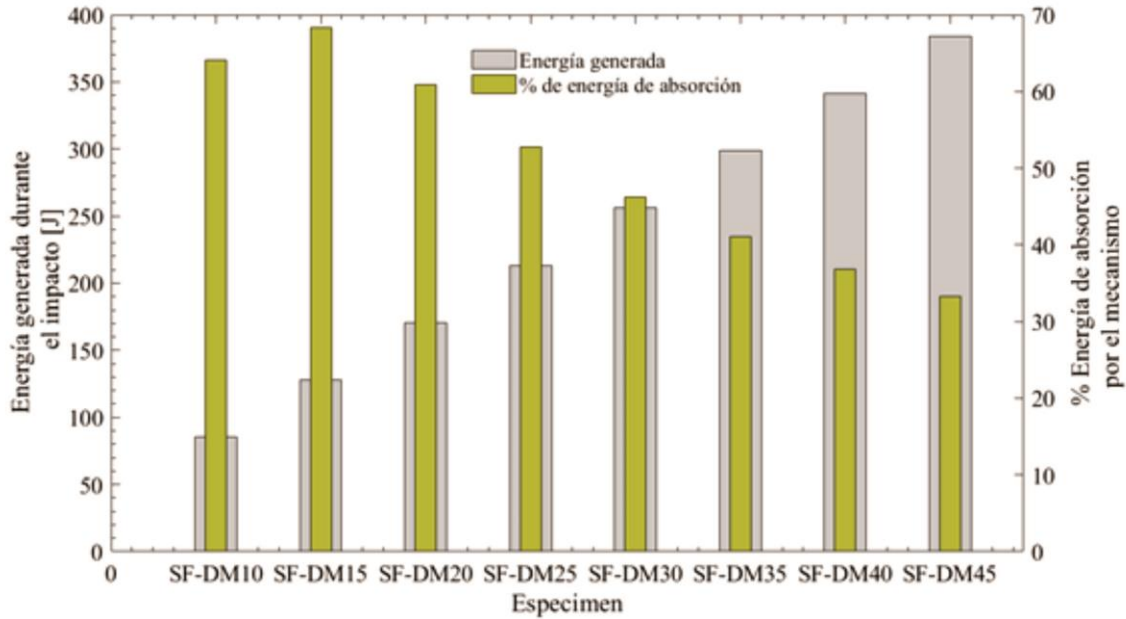


Figura 5.20. Comportamiento de la energía generada y el porcentaje de absorción del mecanismo.

Los estados finales de deformación de las estructuras se muestran en la Figura 5.21, como se ha mencionado la variación de la masa representa una disminución de la deformación y por lo tanto una reducción en la disipación de energía. Se observa la evolución de la expansión del lóbulo central además de una mayor profundidad de indentación con el aumento de la masa del indentador.

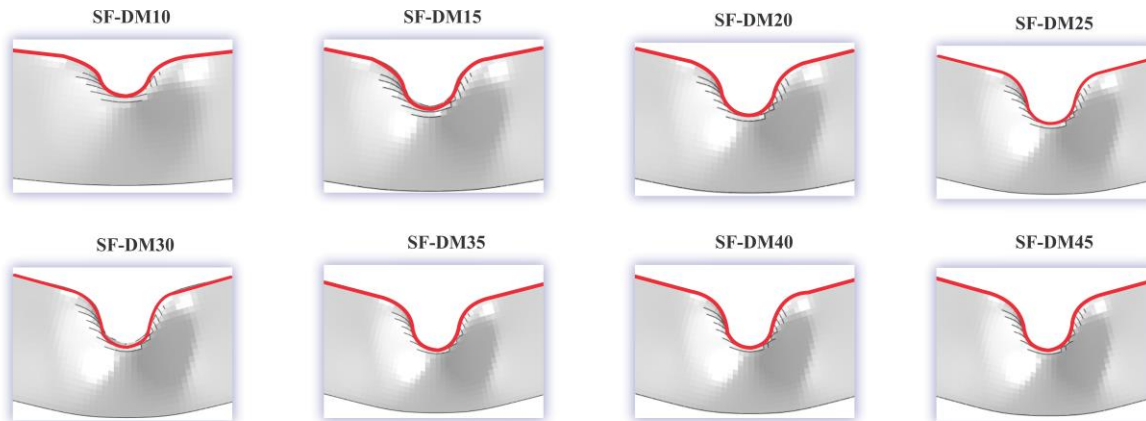


Figura 5.21. Estados finales de deformación de las estructuras de variación de masa en el indentador.

De esta manera, se observa el comportamiento de la estructura con restricción en los extremos con dependerá de la masa de impacto aplicada.

Lo anterior da paso al análisis comparativo el mecanismo de restricción en condiciones dinámicas y cuasiestáticas lo cual se muestra a continuación.

5.7.2 Análisis comparativo del perfil con restricción de manera cuasiestática y dinámica.

Para realizar el análisis comparativo entre condiciones cuasiestáticas y dinámicas se consideraron los siguientes parámetros.

- Se consideró el análisis comparativo utilizando modelos discretos desarrollados en el software Abaqus
- Se utilizó un perfil cuadrado de 38.3 mm con un espesor 1.4 mm como se presentó en la sección 4.2.
- Se consideró en ambos casos un desplazamiento de 50 mm.
- En el caso del modelo discreto en condiciones dinámicas se considera una masa de 30 kg.
- En el caso del análisis cuasiestático se consideró el modelo discreto presentado en la Figura 4.3, mientras que para el caso dinámico se utilizó en la Figura 5.13.

Las curvas de fuerza-desplazamiento se muestran en la Figura 5.22, mientras que los indicadores de resistencia al impacto se presentan en la Tabla 5.8 y los estados finales de deformación en la Figura 5.23.

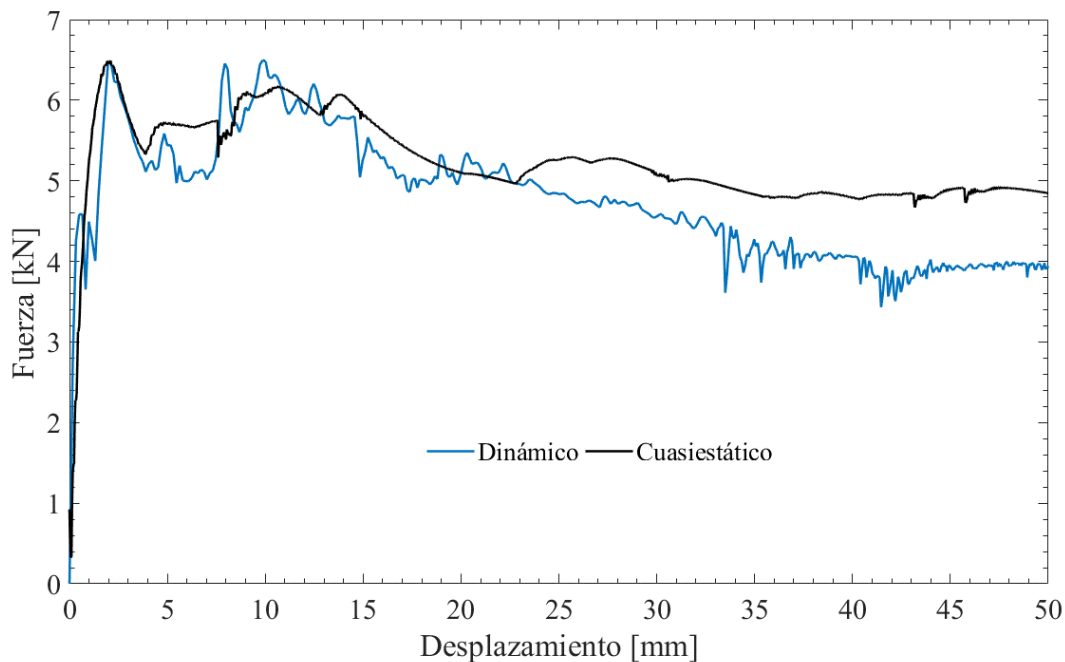


Figura 5.22. Curva fuerza-desplazamiento del análisis de variación de masa de identador.

La Figura 5.22, muestra el comportamiento de la fuerza con respecto al desplazamiento generado por el desplazamiento del perfil. En condiciones dinámicas y cuasiestáticas presentan

el mismo patrón lo cual demuestra el comportamiento y el funcionamiento de las almohadillas de restricción bajo estas condiciones.

Los indicadores de resistencia al impacto corroboran los resultados presentados en la curva de fuerza-desplazamiento. La diferencia entre los resultados dinámicos y cuasiestático son inferiores al 6% en todos los indicadores; demuestra un comportamiento estable del mecanismo en las condiciones presentadas. Lo anterior permite constatar que el análisis paramétrico realizado en la sección 4.6.1, 4.6.2 y 4.6.3 puede utilizarse en condiciones dinámicas.

Tabla 5.8. Resultados de resistencia de impacto de pruebas experimentales

Tipo de estudio	P_{max} [kN]	% ^a	P_m [kN]	% ^a	E_a (J)	% ^a	SEA (J/g)	% ^a	CFE	% ^a
Cuasiestatico	6.49	0.09	5.06	5.67	253.19	5.67	0.87	5.67	0.78	5.76
Dinamico	6.35		5.26		238.84		0.82		0.74	

^a Se refiere a la diferencia porcentual con respecto a los valores cuasiestaticos.

Los estados finales de deformación de los modelos se presentan en la Figura 5.23. En ambas condiciones se presenta el mismo tipo de colapso, el cual corresponde a la indentación, más flexión; de esta manera, la capacidad de energía se mantiene para ambos casos de estudio. La deformacion central producida por efectos de la flexión presentan una expansión similar para ambos casos con una superficie toroidal en forma de U. En el caso de la condición de aplastamiento presente en los extremos del perfil se da un comportamiento de compresión similar para ambas condiciones.

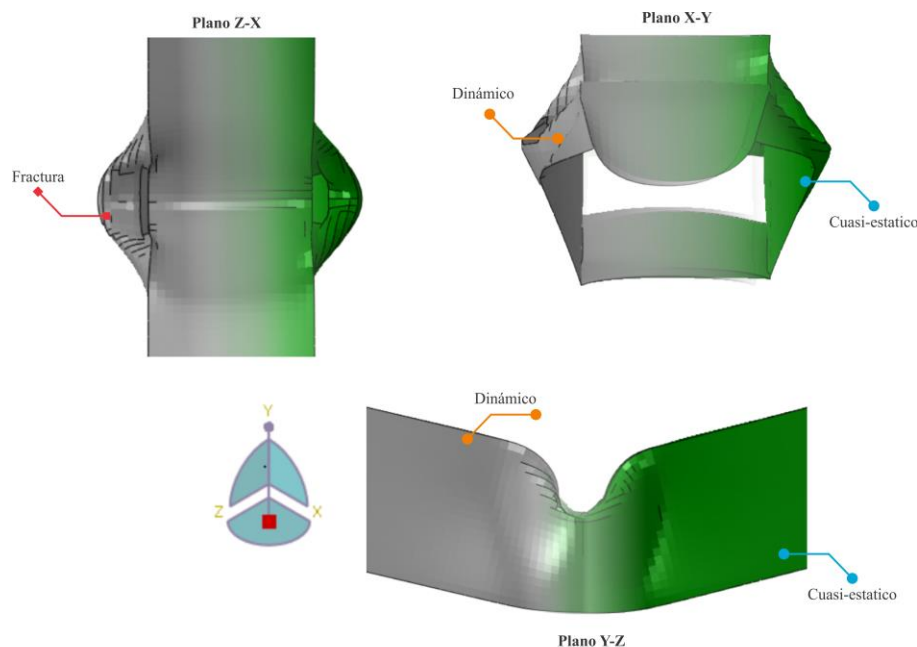


Figura 5.23. Estado final de deformación de perfil considerando almohadillas de fricción.

Finalmente el capítulo V, muestra al sistema con restricción bajo a cargas dinámicas, se presentó el diseño, construcción e instrumentación del banco dinámico; permitiendo las pruebas experimentales y la obtención del modelo numérico.

Referencias

- Banthia, N., Mindess, S., Bentur, A., & Pigeon, M. (1989). Impact testing of concrete using a drop-weight impact machine. *Experimental Mechanics*, 29(1), 63–69. <https://doi.org/10.1007/BF02327783>
- Eiamnipon, N., Nimdum, P., Renard, J., & Kolutawong, C. (2012). Low velocity impact responses and impact-induced damages on steel cord-rubber composite. ECCM 2012 - Composites at Venice, Proceedings of the 15th European Conference on Composite Materials, (April).
- Huang Z, Zhang X, Fu X. On the bending force response of thin-walled beams under transverse loading. *Thin-Walled Structures*, 2020, vol. 154, p. 106807.
- Li, W., Gu, Y. Z., Han, L. H., Zhao, X. L., Wang, R., Nassirnia, M., & Heidarpour, A. (2019). Behaviour of ultra-high strength steel hollow tubes subjected to low velocity lateral impact: Experiment and finite element analysis. *Thin-Walled Structures*, 134(October 2018), 524–536. <https://doi.org/10.1016/j.tws.2018.10.026>
- Li, Z., Zheng, Z., Yu, J., & Guo, L. (2013). Crashworthiness of foam-filled thin-walled circular tubes under dynamic bending. *Materials and Design*, 52, 1058–1064. <https://doi.org/10.1016/j.matdes.2013.06.067>
- Zhang, X. X., Ruiz, G., & Yu, R. C. (2010). A new drop-weight impact machine for studying fracture processes in structural concrete. *Strain*, 46(3), 252–257. <https://doi.org/10.1111/j.1475-1305.2008.00574.x>
- Zhu, L., Liu, Q., Jones, N., & Chen, M. (2018). Experimental study on the deformation of fully clamped pipes under lateral impact. *International Journal of Impact Engineering*, 111, 94–105. <https://doi.org/10.1016/j.ijimpeng.2017.09.008>
- Kim, S. Y., Jeong, J. W., Kim, J. Y., Kim, H. C., Shin, D. K., Shin, K. C., & Lee, J. J. (2017). Energy absorption characteristics of aluminium/CFRP hybrid beam under impact loading. *International Journal of Crashworthiness*, 22(2), 190-201.

Capítulo VI. Análisis de aplicación de mecanismo de disipación.



En este capítulo se muestra la implementación del mecanismo de disipación estudiado en los capítulos anteriores. El mecanismo es instalado en la estructura de la puerta del vehículo por medio de un modelo discreto realizado en el software Abaqus, posteriormente es evaluado bajo la prueba estandarizada por el Programa de Evaluación de Vehículos Nuevos (NCAP). Los resultados muestran que el mecanismo mejora la disipación de energía con respecto a una barra colocada de manera tradicional, de esta manera se comprueba la funcionalidad del mecanismo propuesto.

6.1 Estructura de puerta de vehículo

La puerta de un vehículo esta fabricado principalmente por una chapa metálica en el exterior y una estructura en el interior, en la Figura 6.1, se muestra una puerta marca Nissan modelo Sentra.



Figura 6.1. Puerta Sentra donde, a) vista del exterior, b) vista interna

En el interior de la puerta se encuentra una barra de seguridad, sujeta en los extremos, como se observa en la Figura 6.2

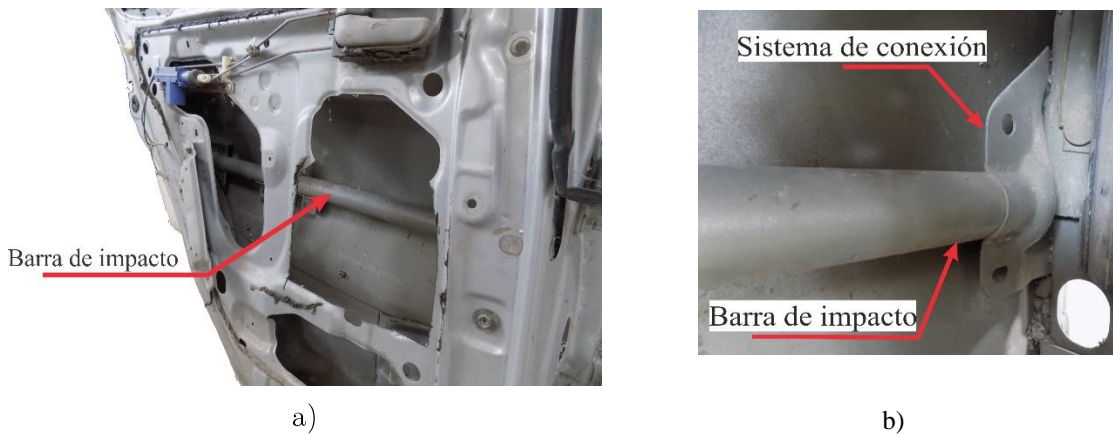


Figura 6.2. Barra de seguridad en puerta automotriz, donde a) barra de seguridad, b) sistema de sujeción de la barra de impacto.

La sujeción de la barra de seguridad a la puerta se realiza mediante una chapa metálica soldada en la estructura, generando una conexión en la fijación de la barra de seguridad. En el caso de la barra de sección para incorporar almohadillas considerando la f_N se puede realizar por medio de plantillas de ensamble o *fixtures jigs* . En la industria de fabricación, las plantillas de

ensamble son los dispositivos más importantes que pueden ayudar a los trabajadores en su proceso de producción, haciendolo más fácil. Las plantilla son herramientas importantes que se utilizan en la industria automotriz, [Radhwan *et al.* 2019].

6.2 Análisis de impacto lateral en vehículos.

Múltiples trabajos se han desarrollado evaluando el comportamiento de la puerta de un vehículo durante el impacto lateral, algunos de estos trabajos se mencionan a continuación.

Siva Balan, *et al.*, [2019] desarrollaron un estudio del impacto lateral en la puerta de un vehículo aplicando una prueba normalizada del Programa de Evaluación de Vehículos Nuevos (NCAP), donde se evaluaron 4 tipos de materiales: aluminio, magnesio, carbón FRP y titanio; los resultados presentan una mejor reducción de deformación utilizando el carbón FRP con un 36.6%.

Saad *et al.*, [2019]. Evaluaron el comportamiento de la barra de seguridad empleando la paquetería de Ansys. El análisis emplea la prueba de la Administración Nacional de Seguridad de Tráfico en Carreteras (NHTSA, siglas en inglés). Los resultados mostraron una mejora en los esfuerzos generados en la puerta durante el impacto, obteniendo una mejora en los desplazamientos, en el caso del uso de acero mejora 36 % mientras que en aluminio un 46%.

Long C. *et al.* [2019]. Realizaron el estudio del impacto lateral en un vehículo sedan, bajo la prueba estandarizada de la Estándar Federal de Seguridad de Vehículos Motorizados (FMVSS) No. 214. Los resultados obtenidos de la prueba de impacto lateral presentan los porcentajes de disipación de energía en cada uno de los elementos, los cuales se presentan en la Figura 6.3.

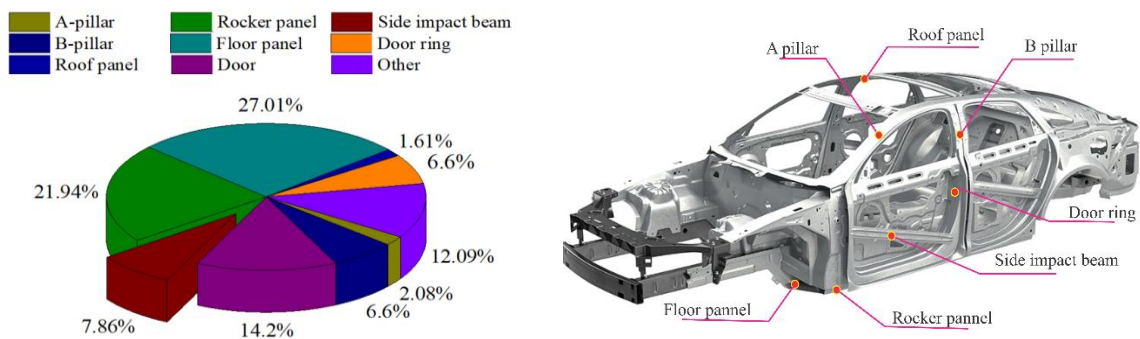


Figura 6.3. Porcentajes de disipación de energía en elementos comprometidos durante el impacto lateral.

Como parte de la investigación se realizaron pruebas numéricas y experimentales en la cual se somete una puerta a un impacto dinámico, la prueba se presenta en la Figura 6.4



Figura 6.4. Prueba experimental de impacto dinámico en puerta de vehículo, [Long *et al.*, 2019].

Schlosser *et al.* [2019], presentaron el método de optimización estática de la barra de seguridad de un vehículo ante un impacto lateral, utilizando un acero AA705. Se realizaron pruebas experimentales y numéricas para obtener los criterios de falla, los resultados presentan un perfil de sección TWD, el cual muestra una mejor disipación de energía.

Maria *et al.* [2019], analizaron los efectos producidos durante el impacto lateral. El impacto se realiza bajo la prueba estandarizada del Programa de Evaluación de Vehículos Nuevos (NCAP). El estudio se caracteriza por estudiar las deformaciones y los esfuerzos plásticos en los elementos que se encuentran en la puerta.

6.3 Modelo discreto de puerta de vehículo.

En el desarrollo del modelo discreto de la puerta del vehículo, se utilizó en la estructura de un Toyota Yaris 2010 realizado en el software comercial LS DYNA. Se realizó el procedimiento para ser exportado a Abaqus, el cual reconoce archivos .INP. Se pueden visualizarse como malla huérfana, en la cual no se puede realizar cambios de tipo de elemento, pero se pueden considerar materiales, interacciones de contacto y condiciones de frontera, la visualización del vehículo se presenta en la Figura 6.5.

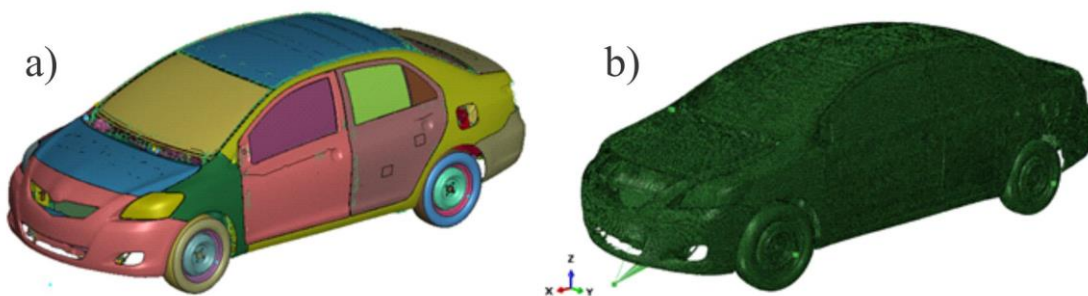


Figura 6.5. Modelo de vehículo donde: a) modelo en LS-DYNA, b) modelo con malla huérfana en Abaqus.

El modelo del vehículo esta compuesto por 940 partes, 1,519.587 elementos y 1,488,581 nodos, de los cuales solo se considera el modelo de la puerta delantera del lado del piloto. Para ello se realizó un proceso de eliminación de los partes restantes del vehículo; la puerta estará constituida por tres partes que conformaran el modelo, las cuales se muestran en la Figura 6.6.

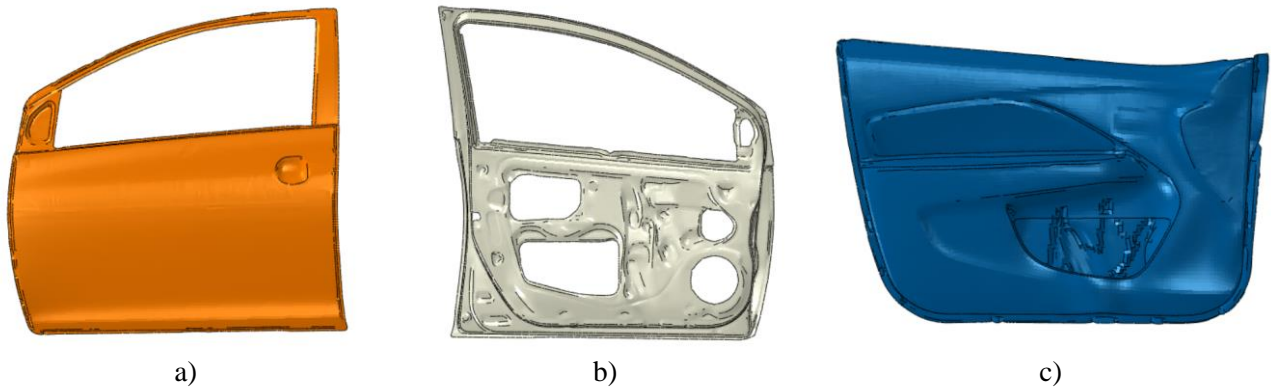


Figura 6.6. Partes que componen la puerta donde, a) parte frontal, b) chasis, c) parte inferior.

6.3.1 Pruebas estandarizadas de impacto lateral.

Los impactos laterales pueden ocurrir de diferentes formas; sin embargo, uno de los escenarios más comunes implica el impacto lateral de un vehículo contra objetos rígidos al costado de la carretera, p. Ej. árboles o postes [Long CR *et al.* 2019]. Cuando esto sucede, la integridad de los pasajeros puede verse seriamente comprometida, provocando lesiones graves o incluso la muerte. Para contrarrestar estos nocivos efectos se utilizan los resultados obtenidos en el análisis anterior, que sirven para mejorar el diseño de una viga de impacto de puerta lateral. El objetivo principal de la viga es absorber la máxima cantidad de energía cinética y, al mismo tiempo, evitar que los objetos externos penetren en la cabina.

Las pruebas estandarizadas para impacto lateral se utilizan desde 1990, la Administración Nacional de Seguridad de Tráfico en Carreteras (NHTSA, siglas en inglés) implementó una prueba dinámica de impacto lateral. Esta prueba se estandarizó por medio de la Estándar Federal de Seguridad de Vehículos Motorizados (FMVSS) No. 214, la cual considera un impacto lateral con un poste o un objeto, la EuroNCAP considera un poste de 254 mm de diámetro a una velocidad de 32 km/h. En 1997, NHTSA comenzó a considerar el impacto lateral en el Programa de Evaluación de Vehículos Nuevos (NCAP), la cual se muestra en la Figura 6.7.

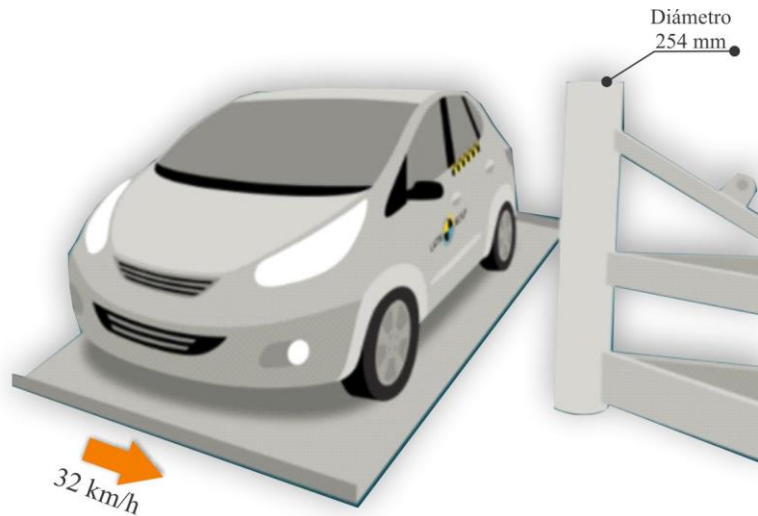


Figura 6.7. Prueba estandarizada de impacto lateral.

6.3.2 Modelo discreto de impacto lateral

El diseño de la viga de impacto de la puerta lateral consta de un perfil cuadrado con una longitud (L), una anchura (w) y un espesor (t) de 950 mm, 20 mm y 1,3 mm respectivamente. Además, se impusieron accesorios o almohadillas de sujeción externa en los extremos, considerando un ensamble similar al de la Figura 6.2. Las almohadillas se fijan al marco frontal de la puerta, mientras que la viga de impacto de la puerta lateral se encuentra entre las almohadillas. De esta forma, el tubo puede deslizarse libremente cuando se produce el impacto.

Las almohadillas se ajustaron para satisfacer la longitud normalizada de $\bar{L}_p = 0.138$ (sección 4.7.3), por lo que se utilizó una longitud de almohadilla (lp) de 0,131 m; de manera similar, el conjunto de tubo y almohadillas se proporcionó con una fuerza normalizada $f_N/f_p = 0.109$, correspondiente a una fuerza normal efectiva (f_N) de 4.99 kN. El diseño mejorado de la viga anti-intrusión se ubicó dentro de una puerta para la cual se realizó una prueba de poste lateral NCAP para reproducir el choque de un vehículo, viajando lateralmente a 32 km / h, contra un poste rígido [Euro NCAP, 2021]. Los componentes de la puerta, como los paneles internos y externos, los marcos y el revestimiento interno, se obtuvieron de un modelo discreto desarrollado por el National Crash Analysis Centre [CCSA, 2021]. Todos los componentes, excluyendo el poste y las almohadillas, fueron modelados con el elemento S3R y con las propiedades mecánicas de Al 6063-T5 (ver Tabla 3.2). Las almohadillas se modelaron con el elemento C3DR8 y se les confirieron las propiedades del material de acero ASTM A36 (ver

Tabla 4.1). Mientras tanto, se utilizaron elementos R3D para modelar el poste rígido el cual es utilizado para monitorear la fuerza de impacto. Los detalles del modelo discreto, las restricciones y las condiciones de contorno se presentan en la Figura 6.8.

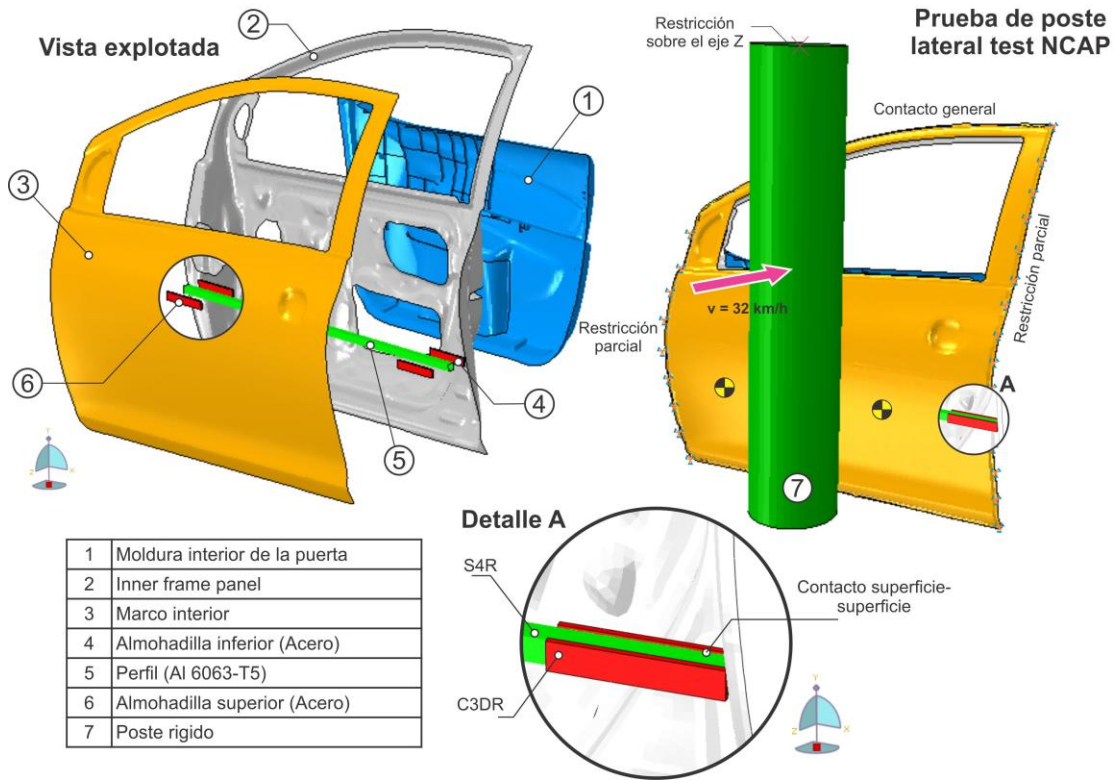


Figura 6.8. Modelo discreto de impacto lateral en puerta de vehículo.

La respuesta mecánica del diseño propuesto está representada por la absorción de energía y las gráficas de fuerza-desplazamiento y energía de absorción-desplazamiento que se muestran en la Figura 6.9. Los resultados para un modelo de viga lateral típica sin almohadillas se presentan para realizar una comparación. La viga de puerta lateral utiliza el mismo perfil cuadrado. Sin embargo, está completamente atada a los soportes presentando condiciones de soldadura al marco de la puerta.

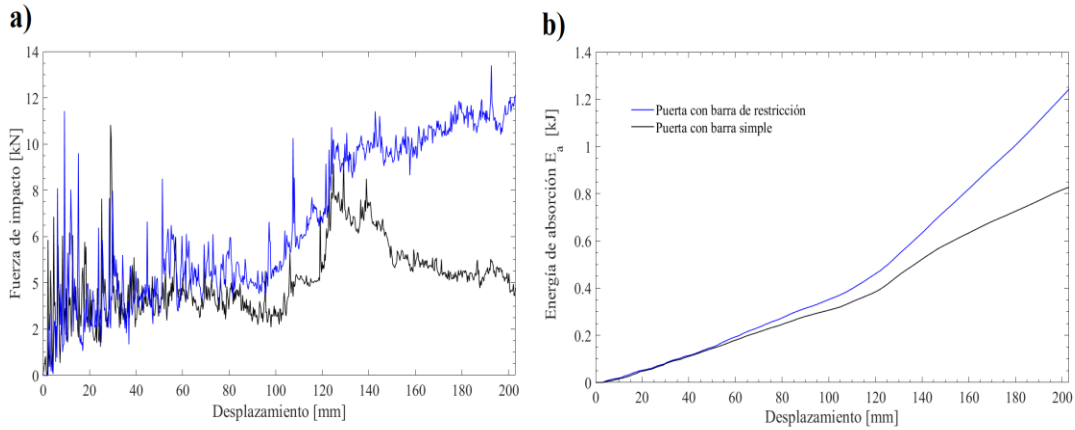


Figura 6.9. a) Fuerza de impacto vs desplazamiento, b) energía de absorción vs desplazamiento de sistema simple y con restricción.

Se observa un comportamiento similar entre las fuerzas de impacto. En el caso del sistema con almohadillas de restricción se observa un incremento en la tendencia de la fuerza de impacto, lo cual se debe al efecto de la restricción en los extremos. Para observar el comportamiento de las dos estructuras se presenta la gráfica de la fuerza de impacto- tiempo. En la Figura 6.10, se analizaron cuatro estados para evaluar el comportamiento las estructuras.

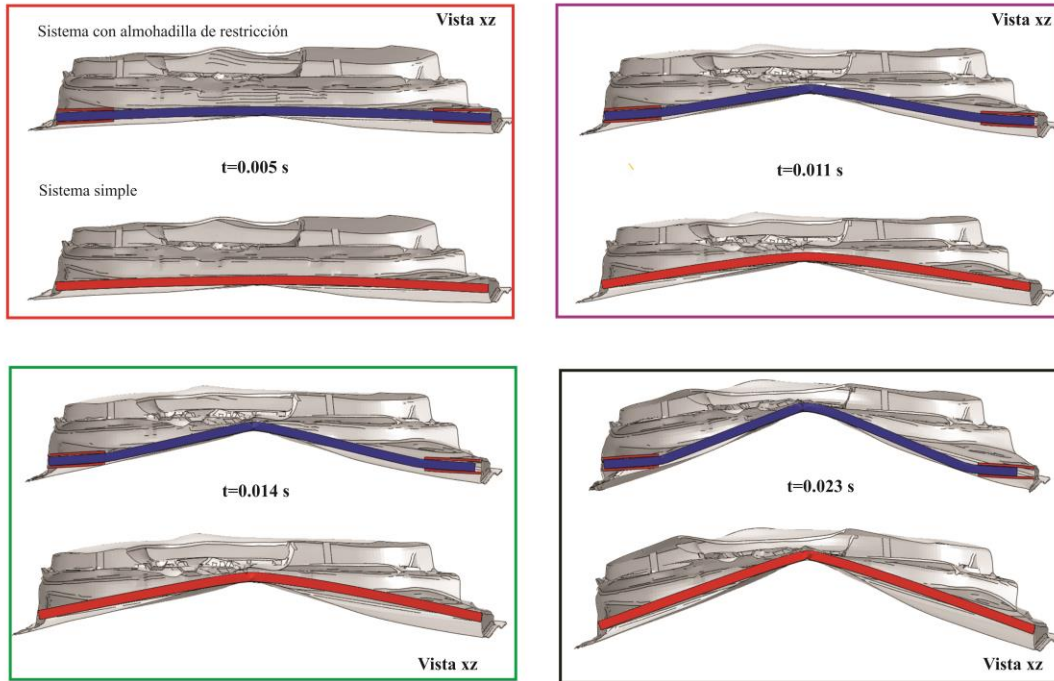
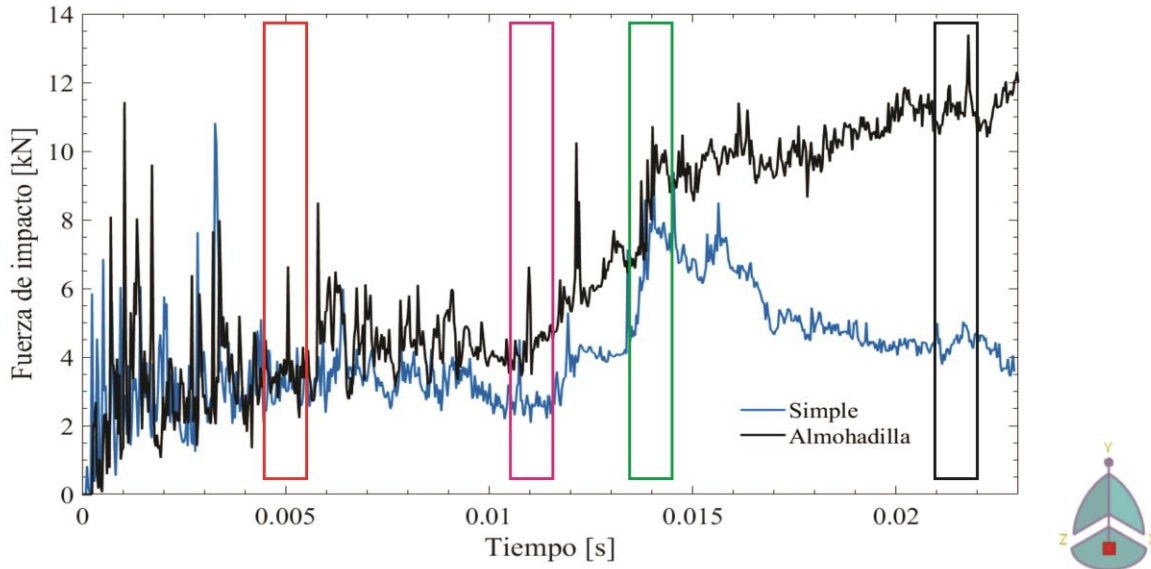


Figura 6.10. Evaluación de comportamiento de estructura ante el impacto lateral, parte I.

Los resultados muestran un comportamiento de las estructuras en los tiempos evaluados, en el tiempo $t=0.005$ s (50 mm) se muestra una similitud en las estructuras en las cuales sólo existe el aplastamiento del exterior de la puerta. Solo existe el contacto del poste con la estructura exterior, este comportamiento se presenta desde el tiempo 0.00 hasta 0.01 s (0 mm a 95 mm), a partir de $t=0.011$ s (a partir de 95 mm) se presenta el contacto de la cubierta exterior con la barra de seguridad. En de este punto, se observan diferentes tendencias entre modelos, las

condiciones aplicadas al sistema mejorado (sistema con almohadillas) proporcionaron un aumento en la resistencia a la flexión debido a la restricción parcial de los extremos del tubo.

A partir de $t=0.014$ s (125 mm) se presenta el valor máximo de la fuerza de impacto del sistema simple. En este punto la fuerza de impacto iniciará un decaimiento indicando que el sistema ha dejado de disipar energía. En el caso del perfil con almohadillas la fuerza continuara con un ascenso de la fuerza de impacto debido a la deformación generada en los extremos además se presenta el desplazamiento del tubo y las almohadillas. En el tiempo $t=0.023$ s (180 mm) la disminución de la fuerza de impacto en el sistema simple, en el sistema con almohadillas la fuerza se mantuvo. Este comportamiento se debe a la deformación presentada en los extremos del perfil, se presentó en las pruebas cuasiestáticas y dinámicas realizadas en los capítulos 5 y 6, de lo que se obtuvo un aumento de E_a y eficiencia de fuerza de aplastamiento (CFE) del 52% y 55%. Los resultados obtenidos se encuentran dentro de intervalos de mejoramiento de la disipación de energía, como los presentados por Nemani, R *et al.*, (2015),

La Figura 6.11 muestra los estados de deformación de la puerta del vehículo en diferentes estados de tiempos evaluando el comportamiento de la barra de impacto lateral. En $t=0.005$ s no se presentan deformaciones en la parte central ni en los extremos del perfil, en $t=0.011$ s se inicia la flexión de la barra presentando el colapso central, además se presenta el deslizamiento entre las almohadillas y de esta manera se prolonga la flexión. En $t=0.014$ s se presenta un aumento del colapso central de la barra, aunado al deslizamiento en la parte de los extremos y del colapso por compresión en los extremos, en este punto se hacen presentes los mecanismos presentados en el capítulo 4.

En $t=0.023$ s se presenta la deformación máxima en la parte central de la barra de seguridad así como en los extremos del perfil obteniendo un aplastamiento máximo. Ambas deformaciones permiten a la fuerza de impacto mantenerse a lo largo del impacto. De esta manera, el sistema considerando almohadillas de restricción presenta una mejora en la disipación de energía.

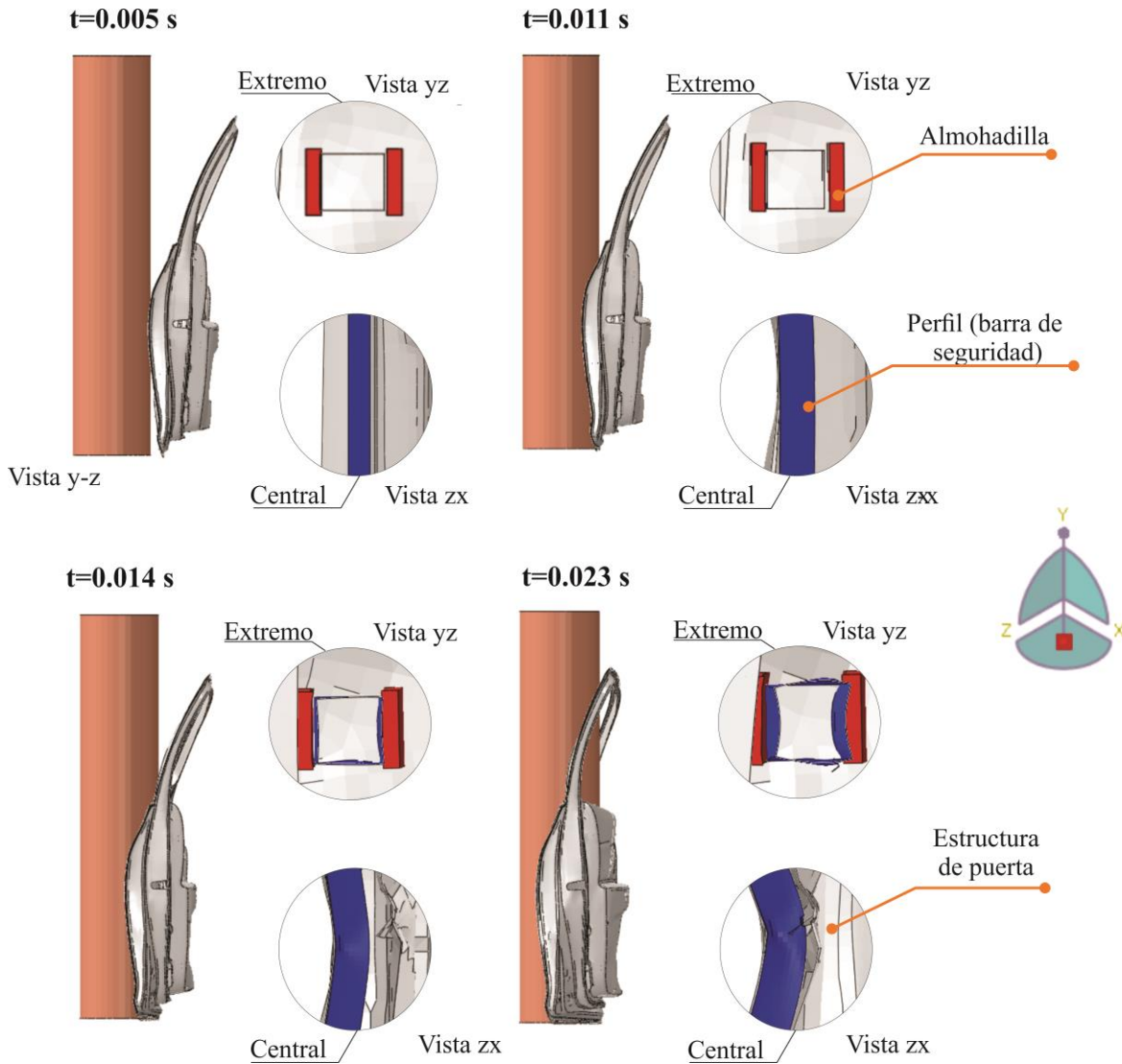


Figura 6.11. Evaluación de comportamiento de estructura ante el impacto lateral, parte II.

El diseño mejorado redujo la variación repentina en la fuerza del choque, logrando así un rendimiento CFE relativamente alto. Como consecuencia, se puede reducir la gravedad de las lesiones en la cabeza, el pecho, abdomen, cuello, columna y la región pélvica, demostrando que el uso de almohadillas de sujeción externas con una longitud normalizada $\bar{L}_P = 0.138$ y una fuerza normalizada $f_N/f_p = 0,109$ mejora el rendimiento de resistencia a los choques. Por lo tanto, estas condiciones podrían considerarse para el diseño de dispositivos de sujeción de extremo para vigas de impacto de puertas laterales.

6.4 Referencias

- Banthia, N., Mindess, S., Bentur, A., & Pigeon, M. (1989). Impact testing of concrete using a drop-weight impact machine. *Experimental Mechanics*, 29(1), 63–69.
- CCSA, Center for Collision Safety and Analysis – 2010 Toyota Yaris. <https://www.ccsa.gmu.edu/models/2010-toyota-yaris/>. Accessed 6 March de 2021
- Eiamnipon, N., Nimdum, P., Renard, J., & Kolutawong, C. (2012). Low velocity impact responses and impact-induced damages on steel cord-rubber composite. *ECCM 2012 - Composites at Venice, Proceedings of the 15th European Conference on Composite Materials*, (April).
- Euro NCAP-2020, <https://www.euroncap.com/en/vehicle-safety/the-ratings-explained/adult-occupant-protection/lateralimpact/side-pole/>. Accessed 28 January 2021
- Li, W., Gu, Y. Z., Han, L. H., Zhao, X. L., Wang, R., Nassirnia, M., & Heidarpour, A. (2019). Behaviour of ultra-high strength steel hollow tubes subjected to low velocity lateral impact: Experiment and finite element analysis. *Thin-Walled Structures*, 134(October 2018), 524–536.
- Li, Z., Zheng, Z., Yu, J., & Guo, L. (2013). Crashworthiness of foam-filled thin-walled circular tubes under dynamic bending. *Materials and Design*, 52, 1058–1064.
- Long, C. R., Yuen, S. C. K., & Nurick, G. N. (2019). Analysis of a car door subjected to side pole impact. *Latin American Journal of Solids and Structures*, 16(8), 1–17.
- Mamalis, A. G., Manolakos, D. E., Baldoukas, A. K., & Viegelahn, G. L. (1989). Deformation characteristics of crashworthy thin-walled steel tubes subjected to bending. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science*, 203(6), 411–417.
- Maria, M. A., Daniel, I., Victor-Costin, D., & Cornelia, S. (2019). *Lateral Impact Behavior Study of a Car Door* (pp. 52–59). Springer International Publishing.
- Nagel, G. M., & Thambiratnam, D. P. (2006). Dynamic simulation and energy absorption of tapered thin-walled tubes under oblique impact loading. *International Journal of Impact Engineering*, 32(10), 1595–1620.
- Radhwan, H., Effendi, M. S. M., Rosli, M. F., Shayfull, Z., & Nadia, K. N. (2019, August). Design and Analysis of Jigs and Fixtures for Manufacturing Process. In *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering* (Vol. 551, No. 1, p. 012028). IOP Publishing.
- Saad, F., Yusuf, Z. N. M., Latiff, Z. A., & Ismail, N. (2019). Three point bending analysis on the side impact beam of a Perodua Kancil. *Advanced Structured Materials*, 102, 321–327.
- Schlosser, J., Rimkus, W., Schneider, R., Schlosser, J. M., & Mouchtar, S. (2019). Design optimisation of a side impact beam made out of high strength aluminium alloys using Barlat YLD2000 and GISSMO failure model for the “Extended Hotforming Process” Hotforming, W-Tempering and Warmforming of Aluminium Alloys View project Design optimi, (5). Recuperado de <https://www.researchgate.net/publication/334289353>

- Siva Balan, A. S., Bragadeshwaran, A., Eswaramoorthy, G., Rajendran, A. P., & Babu, V. R. (2019). Vehicle Side Safety Enhancement through Door Intrusion Barrier Analysis and Recuperation. SAE Technical Paper Series, 1(May).
- Zhang, X. X., Ruiz, G., & Yu, R. C. (2010). A new drop-weight impact machine for studying fracture processes in structural concrete. *Strain*, 46(3), 252–257. <https://doi.org/10.1111/j.1475-1305.2008.00574.x>
- Zhu, L., Liu, Q., Jones, N., & Chen, M. (2018). Experimental study on the deformation of fully clamped pipes under lateral impact. *International Journal of Impact Engineering*, 111, 94–105.

Conclusiones

El desarrollo del este trabajo de investigación permite concluir con los siguientes puntos.

Dentro del capítulo III, se investigaron los principios de disipación de energía empleando los perfiles de pared delgada, los principales hallazgos se enumeran a continuación.

1. El desarrollo del proceso de caracterización del material 6063-T5 permitió obtener las propiedades elásto-plásticas. Además, se consideraron los criterios de falla de ductilidad y cortante, los cuales fueron considerados para el desarrollo del modelo discreto. La validación del modelo presenta un 5% de diferencia con respecto a los valores experimentales. Lo anterior permite obtener un modelo cualitativo y cuantitativo, esto confirma un correcto uso del manejo de la herramienta computacional Abaqus/Explicit.

2. Se realizó el análisis paramétrico considerando la variación del identador. Se mostró un incremento de la P_{max} de 5.83% a 14.66%, con un valor máximo de 6.977 kN. El mejor comportamiento de la eficiencia de la fuerza a aplastamiento CFE se presenta en un 15.78%, considerando las condiciones iniciales de SQ-OO. Los resultados muestran un comportamiento proporcional de la disipación de energía con el aumento del radio del identador, un intervalo que permita disipar la energía se presenta con la relación de radio de identador r y el ancho del perfil w . De esta manera, el intervalo que permite obtener la mejor disipación de energía será

$$0.326 \geq r/w \leq 0.391$$

Se observó un cambio del mecanismo de colapso del perfil, cuando $r/w = 0.391$ presenta simplemente flexión, provocando un cambio de dirección del lóbulo central, el cual presenta deformación hacia la parte interna del perfil.

3. Se realizó el análisis paramétrico evaluando la variación de la longitud de los soportes donde se presentó un incremento de la P_{max} de alrededor del 44.44%, la cual se presenta en la estructura con la longitud menor (SQ-S100). Entre los efectos de la variación de la longitud de los soportes, se encontró que existe una relación directa con la CFE y E_a . Se observa una estabilidad a partir del espécimen SQ-S250, cuyos indicadores presentan un aumento inferior al 2%. Se considera la longitud entre los soportes s y la longitud del perfil l , para conformar la relación que permite considerar un intervalo en el cual se tenga una mejora de la disipación de energía; dicho intervalo se muestra a continuación.

$$0.195 \geq s/r \leq 0.456$$

Dentro del capítulo IV se investigó numéricamente el efecto de la incorporación de las almohadillas de restricción, las cuales son colocadas en los extremos del perfil de sección cuadrada. Los hallazgos mas importantes se muestran a continuación.

1. Se realizó el diseño y la construcción de un banco que permitiera caracterizar el comportamiento de las almohadillas de restricción. Los resultados permitieron obtener una caracterización adecuada del fenomeno de la restricción de los extremos del perfil

2. La efectividad de las almohadillas de sujeción de los extremos está estrictamente asociada a la restricción que imponen en los extremos del perfil. Una restricción parcial contribuyó a un aumento en el valor de CFE al permitir el deslizamiento entre el tubo y las almohadillas. También se obtuvo un pico de carga menor como consecuencia de este movimiento de deslizamiento y de la deformación por aplastamiento en los extremos del tubo; el mejor rendimiento de CFE de 0,78 se obtuvo en la estructura S-EC con almohadillas externas. La estructura S-EC mejoró el valor de CFE en un 57,89% con respecto al tubo SQ-00, el valor más bajo de CFE de 0,70 fue para la estructura S-CC con extremos totalmente restringidos por almohadillas internas y externas. Por lo tanto, el uso de almohadillas de sujeción en los extremo de manera externa S-EC, mejora el rendimiento de resistencia al impacto.

3. Se realizó un análisis de fuerza normal (f_N), contrariamente a lo esperado, un mayor valor de fuerza actuando sobre las almohadillas externas no implica necesariamente una mejora de la CFE. Para fuerzas normales f_N mayores que un valor específico, se registró una disminución del rendimiento de CFE. Por lo tanto, se propuso un límite en f_N para un rendimiento de resistencia al impacto aceptable en términos de la normalización de la fuerza normal f_N/f_P . Sin embargo, el mejor valor de CFE es de 0,81, la cual se obtuvo utilizando una fuerza normal $f_N/f_P = 0.109$, lo que representa una mejora del perfil relativo SQ-00 de 63,18%. En la práctica, esta fuerza se puede alcanzar ajustando la presión en el conjunto del par de almohadilla / tubo. El intervalo con la cual se considera la precarga en la almohadilla se representa de la siguiente manera..

$$0 \leq \frac{f_N}{f_P} = 0.109$$

4. Con respecto al efecto de la longitud de la plataforma (l_p) sobre la capacidad de resistencia al impacto de los perfiles cuadrados, se obtuvo un mejor desempeño de CFE al aumentar l_p . Sin embargo, esta tendencia es válida solo hasta que un valor de $l_p = 55$ mm se alcanza. Los valores más altos de l_p no mejoraron aún más el rendimiento de CFE del perfil; a partir de esta observación, los límites para (l_p) se establecieron en términos de la longitud normalizada (\bar{L}_p) el intervalo $0.125 \leq \bar{L}_p \leq 0.162$, siendo CFE máximo cuando $\bar{L}_p = 0.138$.

Dentro del capítulo V, se investigó el comportamiento del perfil de sección cuadrada con restricción en los extremos S-EC, bajo condiciones dinámicas, evaluando su funcionalidad en la disipación de energía, los hallazgos se presentan a continuación.

1. Se realizó el diseño y construcción de la máquina de impacto para condiciones dinámicas, para ello fue necesario el diseño de diversos elementos mecánicos (impacto-precarga y bancada para prueba de flexión). Además, se realizó el procedimiento para la calibración de los sensores de fuerza y el sensor de desplazamiento, de esta manera se obtuvo un procedimiento para su uso y aplicación en la mecánica experimental. Lo anterior permitió evaluar el comportamiento del mecanismo propuesto ante condiciones dinámicas

2. Se desarrollaron pruebas experimentales de un perfil de sección cuadrada de aluminio 6063-T5 sometido a flexión con restricción en los extremos usando la configuración S-EC en condiciones dinámicas. Para ello se utilizó el banco de impacto de caída libre, además se obtuvo un modelo discreto utilizando el software Abaqus/Explicit, el cual presenta una diferencia menor del 5%, de esta manera se obtuvo un modelo cuantitativo y cualitativo.

3. Se realizó un análisis comparativo evaluando el perfil con restricción y el perfil con extremos libres, los resultados obtenidos corroboran la efectividad de la implementación de almohadillas de restricción en los extremos, lo cual permite mejorar la energía de absorción (E_a) un 56.21%, por lo tanto la CFE mejora un 39.38%. Con los resultados obtenidos se comprueba la efectividad de la inclusión de las almohadillas de restricción bajo condiciones dinámicas.

4. Se investigó el efecto de la variación de la masa de impacto sobre el perfil S-EC, los resultados muestran un comportamiento en el cual la capacidad de absorción de energía es proporcional al aumento de la masa de impacto. El análisis se realizó considerando la energía generada y el porcentaje de energía absorbida por la estructura. El porcentaje máximo de disipación se presenta en la estructura SF-D0, la cual disipa un 60.9% con respecto a la energía generada. En este punto, el porcentaje de disipación se reduce debido que la mayor capacidad se realizó por la deformación plástica provocada por efectos de la flexión, provocando la generación del lóbulo central. Posteriormente, la deformación en los extremos mantiene la disipación en menor porcentaje que la flexión, por lo cual la energía de absorción no presentara un aumento superior al 3%.

5. Se realizó el estudio del comportamiento de las condiciones cuasiestática y dinámica, se consideraron variables que pudieran realizar el estudio, los resultados obtenidos de resistencia al impacto muestran una diferencia menor al 7%. Lo anterior muestra que el sistema mantiene su capacidad de absorción de energía ante condiciones dinámicas, por lo cual el análisis paramétrico realizado en las secciones 4.6.1 y 4.6.2, tendrán la misma efectividad.

En el capítulo VI, se desarrolló un modelo numérico evaluando el comportamiento del sistema con restricción en los extremos en la puerta de un vehículo, bajo condiciones de impacto lateral.

Se realizó el diseño de un dispositivo de sujeción final para una viga de impacto de puerta lateral. Los dispositivos de sujeción de los extremos se utilizaron como soportes y como desencadenantes de la deformación por aplastamiento. Se desarrolló un modelo discreto con las partes que componen una puerta y se hizo la prueba estandarizada de la NCAP. Se calculó un aumento de la CFE del 55% en comparación con una viga de impacto típica de una puerta lateral. Por lo tanto, la industria automotriz podría considerar el uso de almohadillas de sujeción externas con $\bar{L}_p = 0.138$ y $f_N / f_P = 0.109$ para mejorar la resistencia a los choques de las estructuras sujetas a cargas de impacto lateral. A partir de esto, se obtuvo un movimiento deslizando controlado del extremo del tubo que disminuyó la P_{max} e indujo deformación adicional por aplastamiento.

Finalmente se concluye que el proceso de diseño a través de los modelos y la construcción permiten obtener un sistema que mejora la disipación ante impactos laterales. El diseño propuesto se caracteriza por emplear tres sistemas pasivos de disipación.

Anexo A. Cálculo de energía para líneas de bisagras plásticas

Las absorciones de energía a través de cada línea de bisagra esta definida por Kecman [1983], para la línea de bisagra plásticas en el caso de W_1 se determina a partir de A1

$$W_1 = W_{EF+GH} = 2 \cdot m_p \cdot \alpha \left[\pi/2 - \rho - \arcsin \left(1 - \frac{b}{h} \sin \rho \right) \right] \quad A1$$

Siendo $\rho = \theta/2$ y $\alpha = \pi/2 - \rho - \arcsin \left(1 - \frac{b}{h} \sin \rho \right)$, m_p es momento flector plástico por unidad de longitud de las líneas de bisagra plásticas la cua se obtiene a partir de A2, siendo σ_{pu} el flujo de esfuerzo máximo nominal y t es el espesor del tubo.

$$m_p = \frac{\sigma_{pu} \cdot t^2}{4} \quad A2$$

Para W_2 se obtiene a partir de A3

$$W_2 = W_{BC} = m_p \cdot \alpha \left[\pi - 2 \arcsin \left(1 - \frac{b}{h} \sin \rho \right) \right] \quad A3$$

Para W_3 se obtiene a partir de A4

$$W_3 = W_{AB+CJ} = 2 \cdot m_p \cdot b \sin^2 \rho - h \sin \rho + \sqrt{b \sin \rho \cdot 2h - b \sin \rho} \cdot \cos \rho \\ \times \alpha \left[\pi - 2 \arcsin \left(1 - \frac{b}{h} \sin \rho \right) \right] \quad A4$$

Para W_4 se obtiene a partir de A5

$$W_4 = W_{BG+BE+CH+CF} = 2 \cdot m_p \cdot h \frac{\pi}{2} \quad A5$$

Para W_5 se obtiene a partir de A6

$$W_5 = W_{GK+EL+HN+FM} = 4 \cdot m_p \cdot b \arcsin \left(\frac{z_A}{\sqrt{h - x_A^2} + \sqrt{y_A - y_B^2}} \right) \quad A6$$

Siendo $z_A = b \cdot \sin^2 \rho - h \cdot \sin \rho + \sqrt{b \sin \rho \cdot 2h - b \sin \rho} \cdot \cos \rho$

Anexo A. Cálculo de energía para líneas de bisagras plásticas

$$y_A = \frac{h \cdot \tan \rho + b \cdot \cos \rho - \sqrt{b \sin \rho \cdot 2h - b \sin \rho}}{1 + \tan^2 \rho}$$

Para W_6 se obtiene a partir de A7

$$W_6 = W_{GA+AE+CH+CF} = 4 \cdot m_p \cdot \frac{h}{r} z_A \quad A7$$

Para W_7 se obtiene a partir de A8

$$W_7 = W_{KA+LA+NJ+MJ} = \frac{8}{3} \cdot m_p \cdot \frac{z_A}{r} \sqrt{h^2 + y_B^2} \quad A8$$

Para W_8 se obtiene a partir de A9

$$W_8 = W_{KN+LM+KL+MN} = 2 \cdot m_p \left(\alpha \rho + 2h \arctan \left(\frac{z_A}{y_A} \right) \right) \quad A9$$

Anexo B.

Propiedades de Al 6063-T5, Abaqus

Propiedades Plásticas

Yield Stress	Plastic Strain
159.13	0
160.39	2E-005
165.68	0.00159
171.17	0.00428
176.78	0.0074
182.47	0.01085
188.34	0.01504
194.49	0.02043
201.59	0.030221

Criterio de falla por Ductilidad

Fracture Strain	Stress Triaxiality	Strain Rate
0.98668375	0.57263514	0.001
0.969174	0.57939189	0.001
0.94772313	0.58783784	0.001
0.93090478	0.5945946	0.001
0.91848718	0.59966216	0.001
0.90623522	0.60472973	0.001
0.89414669	0.6097973	0.001
0.87435641	0.61824324	0.001
0.85884003	0.625	0.001
0.84738372	0.63006757	0.001
0.82862845	0.63851351	0.001
0.81392356	0.64527027	0.001
0.79947963	0.65202703	0.001
0.78881514	0.6570946	0.001
0.77135618	0.66554054	0.001

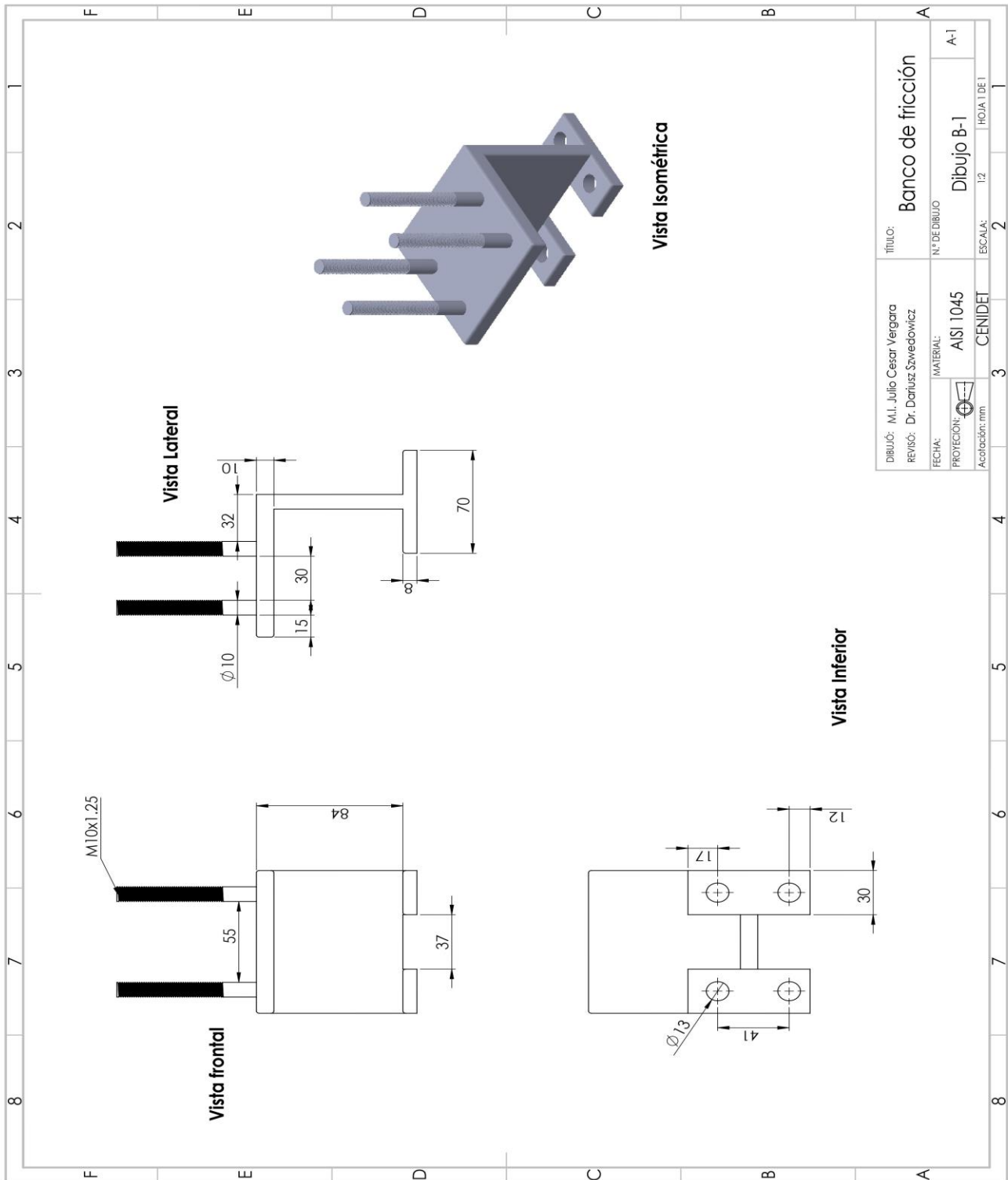
0.75766765	0.6722973	0.001
0.74422204	0.67905405	0.001
0.73101504	0.68581081	0.001
0.72126382	0.69087838	0.001
0.70846423	0.69763514	0.001
0.69278369	0.70608108	0.001
0.68048951	0.71283784	0.001
0.6624561	0.72297297	0.001
0.65070012	0.72972973	0.001
0.64202025	0.7347973	0.001
0.6250063	0.74493243	0.001
0.61666916	0.75	0.001
0.60302034	0.75844595	0.001
0.5923191	0.7652027	0.001
0.58441799	0.77027027	0.001
0.57148298	0.77871622	0.001
0.55883427	0.78716216	0.001
0.55137982	0.79222973	0.001
0.53917605	0.80067568	0.001
0.5296078	0.80743243	0.001
0.51788591	0.81587838	0.001
0.50642347	0.82432432	0.001
0.49521473	0.83277027	0.001
0.48425407	0.84121622	0.001
0.47566047	0.84797297	0.001
0.46513261	0.85641892	0.001
0.45483776	0.86486487	0.001
0.44477077	0.87331081	0.001
0.4349266	0.88175676	0.001
0.4253003	0.8902027	0.001
0.4196271	0.89527027	0.001
0.41033943	0.90371622	0.001
0.40125733	0.91216216	0.001
0.39062376	0.9222973	0.001
0.38369173	0.92905405	0.001
0.37519942	0.9375	0.001
0.36854111	0.94425676	0.001
0.36200096	0.95101351	0.001
0.3524077	0.96114865	0.001
0.33849239	0.97635135	0.001

0.32952212	0.98648649	0.001
0.32078958	0.99662162	0.001
0.31368949	1.00506757	0.001
0.30812274	1.01182432	0.001
0.29861758	1.02364865	0.001
0.29070402	1.03378378	0.001
0.28300018	1.04391892	0.001
0.27427002	1.05574324	0.001
0.26819956	1.06418919	0.001
0.26226346	1.07263514	0.001
0.25531331	1.08277027	0.001
0.2452319	1.09797297	0.001
0.23344919	1.11655405	0.001
0.22124003	1.13682432	0.001
0.2096694	1.1570946	0.001
0.19959536	1.17567568	0.001
0.19171406	1.19087838	0.001
0.1833215	1.20777027	0.001
0.17529635	1.22466216	0.001
0.1698887	1.23648649	0.001
0.16245158	1.25337838	0.001
0.15603695	1.26858108	0.001
0.14987561	1.28378378	0.001
0.1446034	1.2972973	0.001
0.13889353	1.3125	0.001
0.13340912	1.3277027	0.001
0.12814127	1.34290541	0.001
0.12363362	1.35641892	0.001
0.12035725	1.36655405	0.001
0.1166444	1.37837838	0.001
0.11304608	1.3902027	0.001
0.10906944	1.40371622	0.001
0.10476267	1.41891892	0.001
0.10107742	1.43243243	0.001
0.09795932	1.44425676	0.001
0.09451339	1.45777027	0.001
0.09118867	1.47128378	0.001
0.08758796	1.48648649	0.001

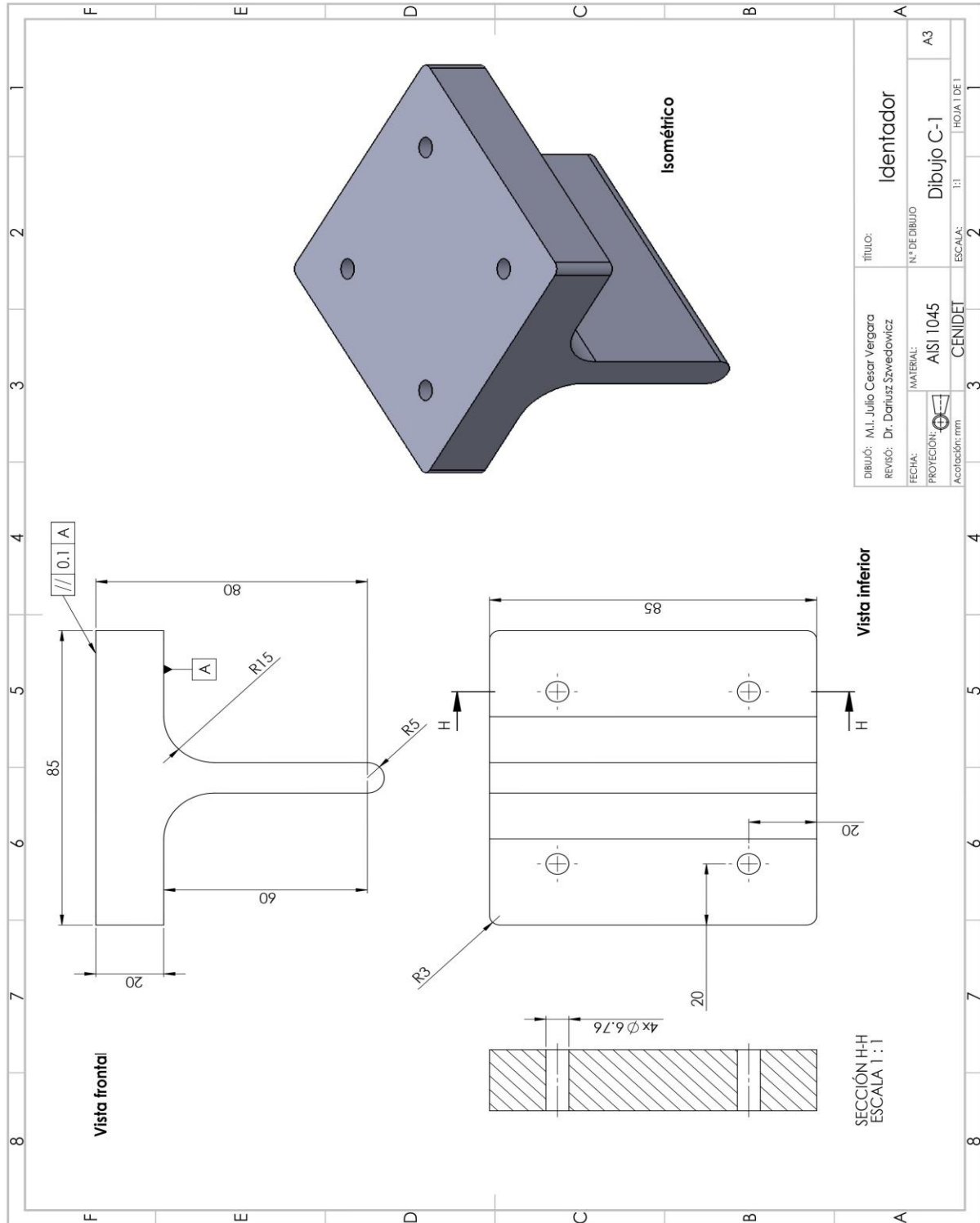
Criterio de falla por Cortante

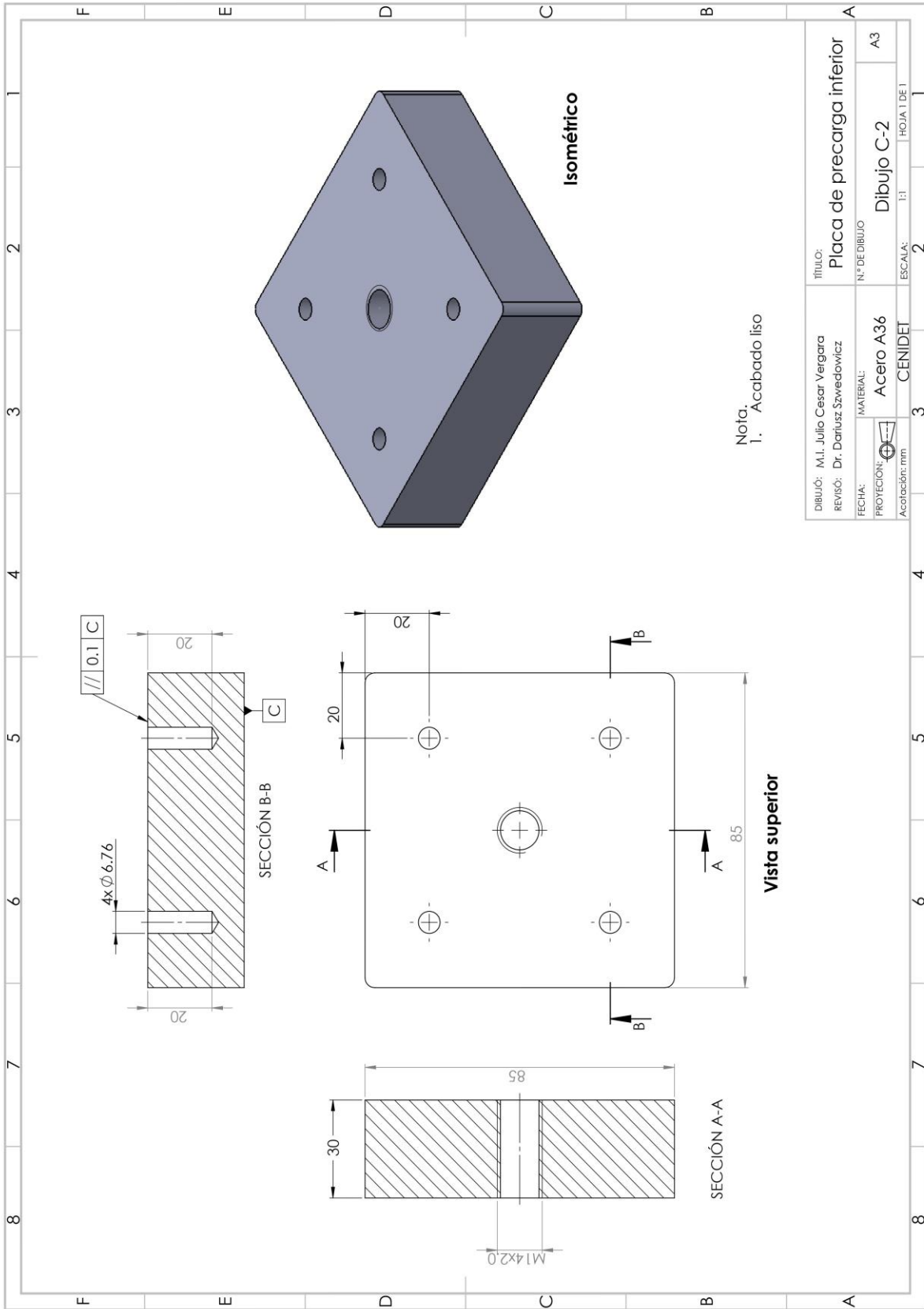
Fracture Strain	Shear stress ratio	Strain Rate
0.15264368	0.09833022	0.001
0.16275862	0.1527114	0.001
0.17103448	0.22767887	0.001
0.18390805	0.33066738	0.001
0.20045977	0.41470908	0.001
0.22114943	0.60101221	0.001
0.26390805	0.75004901	0.001
0.29931035	0.87110755	0.001
0.32689655	0.997776	0.001

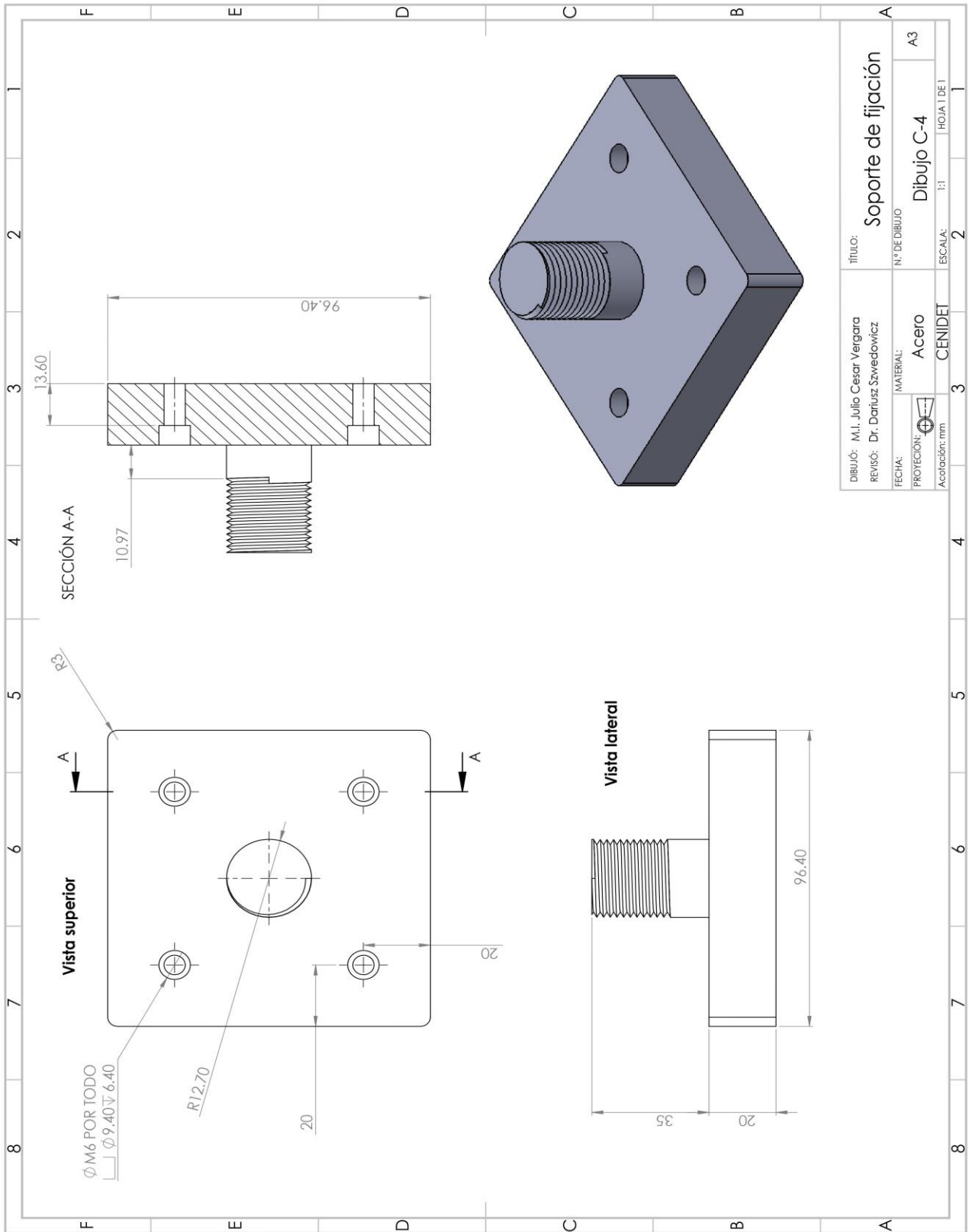
Anexo C. Banco de fricción



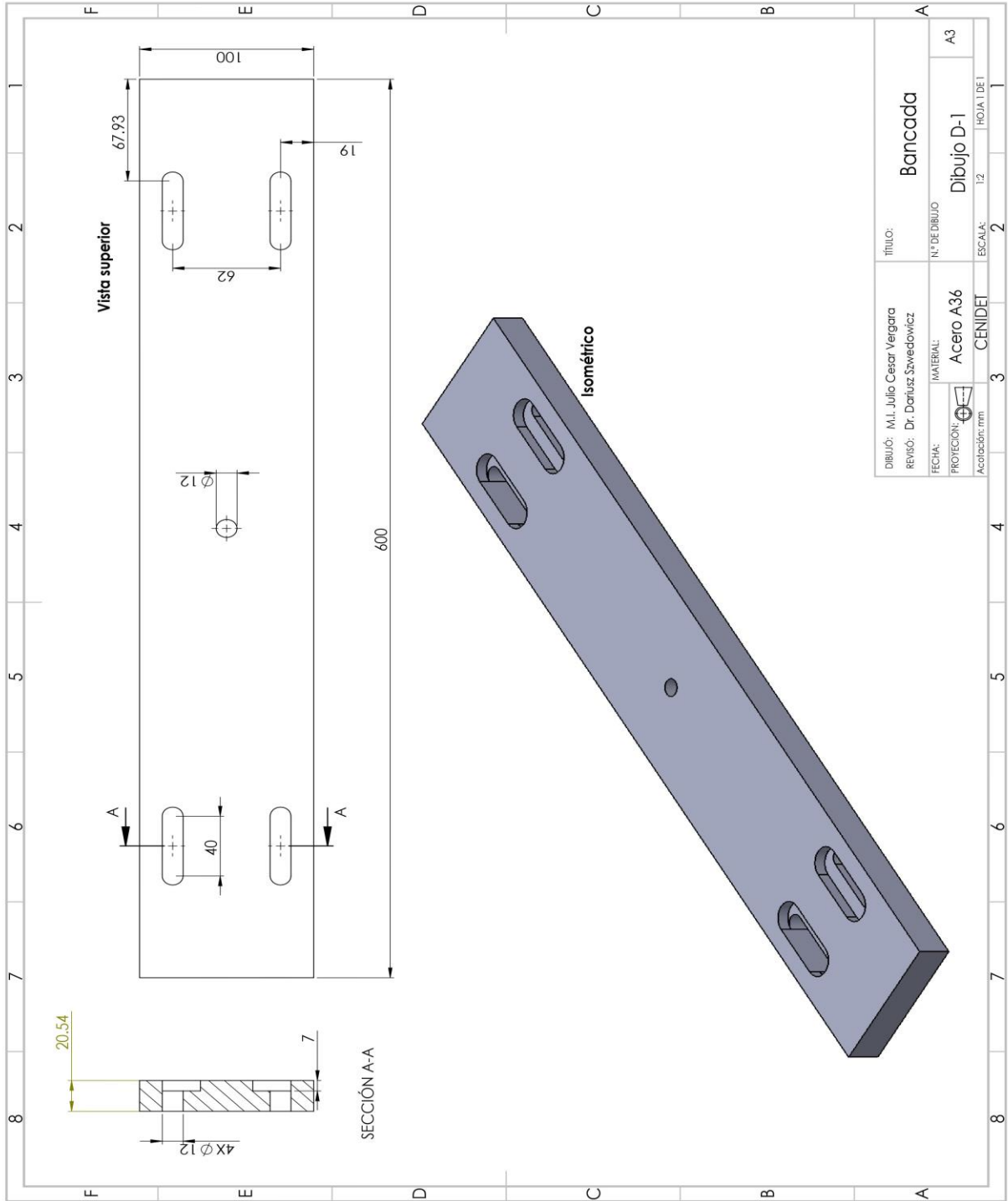
Anexo D. Elementos del sistema de impacto y precarga

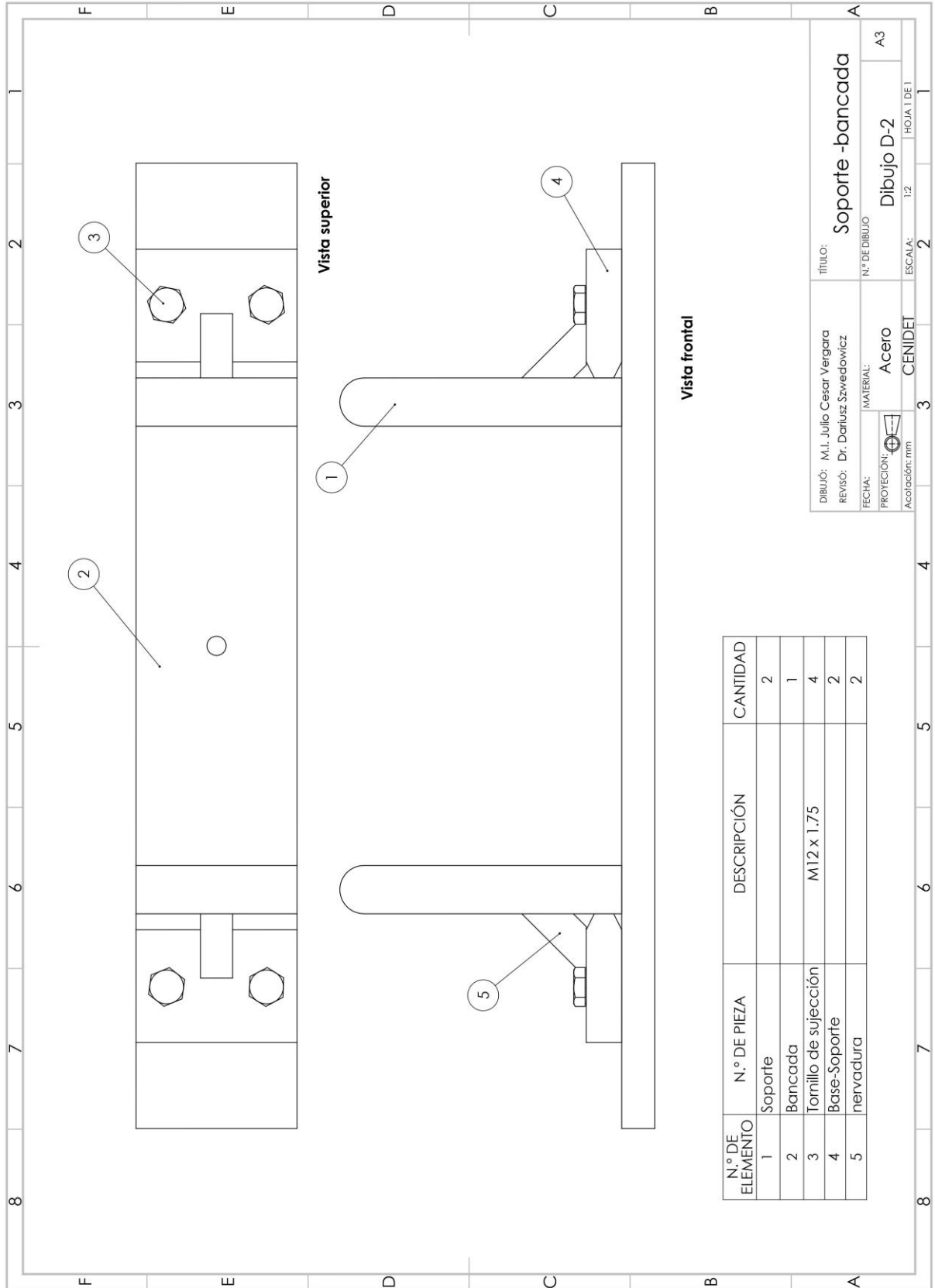






Anexo E. Sistema de bancada para prueba de flexión





Anexo F: Interfaz de configuración de sensores en plataforma de Kistler.

The screenshot displays the Kistler LabAmp configuration interface. On the left, a sidebar contains navigation options: Sensor Configuration, Analog Output Configuration, Data Acquisition Configuration, Device Settings, and Maintenance Support & Solution. The main area shows four sensor channels:

- Channel 1:** Sensor 1, Martillo de impacto. Connection: Open. Live value: 0.1241 N. A blue border highlights this channel.
- Channel 2:** Sensor 2, Acelerometro. Connection: Open. Live value: 0.0036 g.
- Channel 3:** Sensor 3, celda de fuerza. Connection: Open. Live value: -0.7 mV.
- Channel 4:** Sensor 4, Channel4. Connection: Open. Live value: -0.0016 V.

On the right, the configuration form for the selected sensor (Channel 1) includes the following fields:

- Name: Martillo de impacto
- Serial Number: not-set
- Type: Charge (selected), IEPE, Voltage
- Const. Current: 4mA
- TEDS: Not Available
- Physical Quantity: Force
- Sensitivity: 10 mV/lbf
- Range: 50 N
- Filters: Filters enabled
- Signal Mode: live
- Analog Output: not assigned
- Data Acquisition:
- Display Options:

The bottom of the interface features the KISTLER logo with the tagline "measure. analyze. innovate." and a search bar with the text "Escribe aquí para buscar". The system tray on the right shows the date and time: 04:20 p.m. 12/12/2017.