

Centro Nacional de Investigación y Desarrollo Tecnológico

Subdirección Académica

Departamento de Ingeniería Mecánica

TESIS DE MAESTRÍA EN CIENCIAS

**Análisis experimental de un dispositivo disipador de energía de
material elastomérico**

presentada por
Ing. María Fernanda Gutiérrez Martínez

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

Director de tesis
Dra. Claudia Cortés García

Codirector de tesis
Dr. Eladio Martínez Rayón

Cuernavaca, Morelos, México. Abril de 2018.

Cuernavaca, Mor., 13/abril/2018

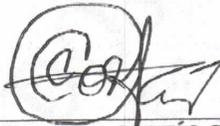
OFICIO No. DIM/057/2018

Asunto: Aceptación de documento de tesis

C. DR. GERARDO VICENTE GUERRERO RAMÍREZ
SUBDIRECTOR ACADÉMICO
PRESENTE

Por este conducto, los integrantes de Comité Tutorial de la C. Ing. María Fernanda Gutiérrez Martínez, con número de control M16CE030, de la Maestría en Ciencias en Ingeniería Mecánica, le informamos que hemos revisado el trabajo de tesis profesional titulado "**Análisis experimental de un dispositivo disipador de energía de material elastomérico**", hemos encontrado que se han realizado todas las correcciones y observaciones que se le indicaron, por lo que hemos acordado aceptar el documento de tesis y le solicitamos la autorización de impresión definitiva.

DIRECTOR DE TESIS



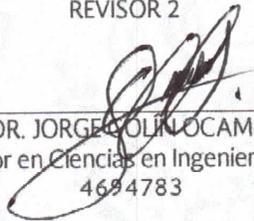
DRA. CLAUDIA CORTÉS GARCÍA
Doctora en Ciencias en Ingeniería Mecánica
9336586

REVISOR 1



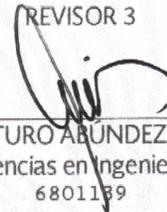
DR. DARIUSZ SLAWOMIR SZWEDOWICZ
WASIK
Doctor en Ciencias en Ingeniería Mecánica
REV. FOLIO B 046004

REVISOR 2



DR. JORGE COLINO CAMPO
Doctor en Ciencias en Ingeniería Mecánica
4694783

REVISOR 3



DR. ARTURO ABUNDEZ PLIEGO
Doctor en Ciencias en Ingeniería Mecánica
6801139

C.p. Jefa del Departamento de Servicios Escolares.
Estudiante
Expediente

Iniciales AAP/mrsr

Cuernavaca, Mor. 19 de abril de 2018
OFICIO No. SAC/189/2018

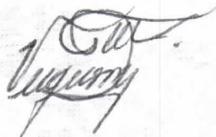
Asunto: Autorización de impresión de tesis

ING. MARÍA FERNANDA GUTIÉRREZ MARTÍNEZ
CANDIDATA AL GRADO DE MAESTRA EN CIENCIAS
EN INGENIERÍA MECÁNICA
PRESENTE

Por este conducto, tengo el agrado de comunicarle que el Comité Tutorial asignado a su trabajo de tesis titulado **"Análisis experimental de un dispositivo disipador de energía de material elastomérico"**, ha informado a esta Subdirección Académica, que están de acuerdo con el trabajo presentado. Por lo anterior, se le autoriza a que proceda con la impresión definitiva de su trabajo 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"



DR. GERARDO VICENTE GUERRERO RAMÍREZ
SUBDIRECTOR ACADÉMICO



SEP TecNM
CENTRO NACIONAL
DE INVESTIGACIÓN
Y DESARROLLO
TECNOLÓGICO
SUBDIRECCIÓN
ACADÉMICA

C.p. M.T.I. María Elena Gómez Torres- Jefa del Departamento de Servicios Escolares.
Expediente

GVGR/mcr

Dedicatoria

A Dios. Porque, aunque por momentos me sentí sola, sé que él siempre estuvo a mi lado.

A Juan Gutiérrez Flores y Reyna Isabel Martínez Bahena, mis padres. A su incansable labor diaria que ha hecho posible cada uno de mis logros alcanzados, sientan siempre que su esfuerzo ha valido la pena, cada una de sus enseñanzas las llevo grabadas y sé que me acompañarán todos los días de mi vida. Son y siempre serán un ejemplo para mí y mi hermano, los amo infinitamente.

A mi hermano. Porque sé que de muchas maneras siempre fue mi cómplice en este camino que decidí recorrer.

Agradecimientos

Al Tecnológico Nacional de México.

Al Consejo Nacional de Ciencia y Tecnología (CONACYT) por el recurso económico proporcionado para la realización de mis estudios de posgrado.

Al Centro Nacional de Investigación y Desarrollo Tecnológico (CENIDET) por darme la oportunidad de formar parte de esta institución.

A mi asesora la Dra. Claudia Cortés García por todos los conocimientos que compartió conmigo y mis compañeros, por su paciencia y el tiempo dedicado al desarrollo de esta investigación.

A mi co-asesor, el Dr. Eladio Martínez Rayón, porque me hizo ver que no existe pregunta tonta y que con esfuerzo todo se puede lograr, incluso aquello que parece imposible.

A mis revisores, Dr. Dariusz Swedowicz Wasik, Dr. Jorge Colín Ocampo y Dr. Arturo Abúndez Pliego quienes con sus acertados y a veces duros comentarios fueron parte indispensable para la conclusión de este trabajo.

A los profesores que fueron parte de mi formación dentro de esta institución: Dra. Claudia Cortés García, Dr. Arturo Abúndez Pliego, Dr. Efraín Simá Moo, Dr. Andrés Blanco Ortega, Dr. Eladio Martínez Rayón, Dr. Jorge Colín Ocampo y Dr. Dariusz Swedowicz Wasik.

A mis compañeros de generación Jaime Barrios, Andrés Ramírez, Luis Flores y Alfonso Santana, quienes en todo momento me brindaron su ayuda y amistad.

A las personas que hicieron de esta etapa una de las mejores, mis amigos. Olivia Mendoza por ser mi cómplice, consejera y mejor amiga. Fernando Navarro, gracias por siempre molestarme y por enseñarme tantas cosas. Luis Tadeo, gracias por siempre estar a mi lado y por compartir tus conocimientos conmigo. Saulo Landa y Marcelino Bautista, por todas las vivencias y buenos momentos que compartimos. Enrique Alcudia por apoyarme en mis pruebas experimentales y por tu amistad.

A Rocío Salazar por todo su apoyo brindado, el vivo ejemplo de que cuando alguien ama su trabajo siempre da lo mejor de sí.

A mi padre, todos tus desvelos, tus esfuerzos, tus arduas jornadas laborales han dado fruto. Te admiro y amo tanto, eres el mejor padre que Dios pudo darme.

A mi madre, mi mejor amiga de toda la vida, no tienes idea de toda la admiración que siento por ti, espero algún día llegar a ser como tú, una extraordinaria mujer, esposa y madre.

A mi hermanito, debes saber que todos los días me esfuerzo para que te sientas orgulloso de mi y por ser un buen ejemplo para ti.

Y especialmente a ti Carlos, porque desde el día que nos conocimos me has brindado tu apoyo incondicional, tu tiempo, tus consejos, tu paciencia y aquellos bellos momentos que nunca olvidaré. Gracias por ayudarme de todas las maneras posibles.

Resumen

Se realizó un análisis experimental de la capacidad de disipación de energía por fricción de dos materiales elastoméricos, Nitrilo y Viton®. Se empleó el diseño de tope de impacto desarrollado en el CENIDET, donde la configuración utilizada es la de una barra de acero deslizándose dentro de una carcasa del mismo material, esto al recibir un impacto en dirección axial en su extremo libre.

Como elemento de fricción se seleccionó un O-ring de material elastomérico, también conocido como junta tórica y cuya aplicación es impedir que exista un intercambio entre líquidos y gases en uniones de piezas desmontables. Debido a las características de dichos elementos se evaluó su comportamiento como parte de un disipador de energía sometido a pruebas de impacto. Dicha configuración es semejante a la utilizada en diseños anteriores de disipadores de energía desarrollados en el CENIDET, la diferencia reside en el tipo de material empleado y la superficie total de contacto debida al cambio en la geometría del elemento de fricción.

Las pruebas de impacto se realizaron en un péndulo de Charpy con diferentes ángulos de caída libre (16°, 30°, 35° y 45°) para variar las velocidades de impacto. El material Nitrilo logró disipar mayor cantidad de energía, arriba del 85% de la energía de entrada, mientras que el Vitón® permaneció disipando por debajo del 80% de la energía de entrada.

Los resultados que se obtuvieron de los materiales evaluados experimentalmente en esta investigación fueron comparados con los derivados de otros materiales probados en el mismo diseño de disipador de energía y bajo las mismas condiciones. Se demostró que el Nitrilo presenta un mejor comportamiento dentro del dispositivo disipando una mayor cantidad de energía (arriba de 0.34 J) que los materiales propuestos por Martínez (2015) (por debajo de 0.30 J), además el Vitón® arrojó mejores resultados que el bronce.

Abstract

In this document an experimental analysis of the capability of energy dissipation by friction of two elastomeric materials is presented. The materials were Nitrile and Viton®. An impact damper developed at CENIDET was employed. The configuration used was a steel bar sliding inside of a cover made of the same material. The sliding happens when the bar receives an impact in the axial direction on its free end.

An O-ring of elastomeric material was selected as friction element. The main function of this element is to prevent that an exchange between liquids and gases occurs in joints of detachable parts. Due to the characteristics of this elements, their behavior was evaluated as part of an energy dissipator subjected to impact tests. This configuration is similar to the one used in previous designs of energy dissipators developed at CENIDET, the difference resides in the type of material employed and the total contact surface due to the changes in the geometry of the friction element.

Impact tests were performed on a Charpy's pendulum with different angles of fall (16°, 30°, 35° and 45°) to vary the impact velocities of the pendulum, Nitrile was able to dissipate more amount of energy, above 85% of the input energy, while Viton® remained dissipating below 80% of the input energy.

Results obtained from the assessed materials were compared to other results obtained in the same design of energy dissipater and at the same conditions. Nitrile presented an improved behavior on the device, dissipating a greater amount of energy (above 0.34 J) in comparison with the proposed materials by Martínez (2015) (below 0.30 J), further the Viton® yielded better results than bronze.

Tabla de contenido

| | |
|--|-----|
| Acrónimos | iv |
| Símbolos | v |
| Índice de figuras | vii |
| Índice de tablas | xi |
| Capítulo 1 Introducción..... | 1 |
| 1.1 Objetivos | 2 |
| 1.1.1 General | 2 |
| 1.1.2 Específicos..... | 2 |
| 1.2 Justificación | 2 |
| 1.3 Alcances y limitaciones | 3 |
| 1.3.1 Alcances | 3 |
| 1.3.2 Limitaciones..... | 4 |
| 1.4 Estructura de la tesis | 4 |
| Capítulo 2 Estado del arte | 6 |
| 2.1 Disipadores de energía | 6 |
| 2.1.1 Disipadores desarrollados en el CENIDET..... | 6 |
| 2.1.2 Disipadores desarrollados externamente..... | 11 |
| 2.2 Materiales elastoméricos | 15 |
| 2.2.1 O-rings | 16 |
| Capítulo 3 Marco teórico | 21 |
| 3.1 Impacto y vibración..... | 21 |
| 3.2 Impacto por caída libre..... | 23 |
| 3.3 Control de impacto y vibración | 25 |
| 3.4 Fricción..... | 26 |
| 3.4.1 Fricción seca | 27 |
| 3.5 Elastómeros | 28 |
| 3.5.1 Historia de los elastómeros | 28 |

| | | |
|------------|---|----|
| 3.5.2 | Generalidades de los elastómeros..... | 30 |
| 3.5.3 | Hiperelasticidad..... | 31 |
| 3.5.4 | Viscoelasticidad..... | 35 |
| 3.5.5 | Efecto Mullins..... | 36 |
| 3.5.6 | Fricción en elastómeros..... | 37 |
| Capítulo 4 | Pruebas experimentales..... | 39 |
| 4.1 | Disipador de energía..... | 39 |
| 4.1.1 | Componentes del disipador de energía..... | 39 |
| 4.1.1.1 | Carcasa..... | 40 |
| 4.1.1.2 | Elemento móvil..... | 40 |
| 4.1.1.3 | Tornillo hueco..... | 41 |
| 4.1.1.4 | Resorte de restitución..... | 41 |
| 4.1.1.5 | Tornillo de precarga..... | 42 |
| 4.1.1.6 | Elemento friccionante..... | 42 |
| 4.2 | Funcionamiento del disipador de energía..... | 43 |
| 4.2.1 | Funcionamiento del O-ring..... | 44 |
| 4.2.2 | Funcionamiento del elemento móvil..... | 44 |
| 4.2.3 | Funcionamiento del resorte de restitución..... | 45 |
| 4.3 | Diseño experimental..... | 46 |
| 4.3.1 | Selección y caracterización de los materiales de los O-rings..... | 47 |
| 4.3.1.1 | Caucho de nitrilo butadieno (NBR-70)..... | 48 |
| 4.3.1.2 | Caucho de fluorocarbono (FKM-75)..... | 48 |
| 4.3.2 | Pruebas cuasi-estáticas..... | 49 |
| 4.3.3 | Pruebas dinámicas..... | 53 |
| Capítulo 5 | Presentación de resultados..... | 58 |
| 5.1 | Pruebas a 16°..... | 59 |
| 5.2 | Pruebas a 30°..... | 63 |
| 5.3 | Pruebas a 35°..... | 66 |
| 5.4 | Pruebas a 45°..... | 70 |
| Capítulo 6 | Discusión..... | 75 |

| | |
|---|-----|
| Capítulo 7 Conclusiones | 82 |
| 7.1 Conclusiones | 82 |
| 7.2 Trabajos futuros..... | 84 |
| Anexos | 85 |
| Anexo A. Ensamble del dispositivo..... | 85 |
| Anexo B. Caracterización del resorte. | 87 |
| Anexo C. Banco experimental. | 89 |
| Anexo D. Tablas de especificaciones técnicas de los sensores..... | 90 |
| Anexo E. Diagrama Labview..... | 91 |
| Anexo F. Calibración del péndulo. | 92 |
| Anexo G. Resultados cuasi-estáticos..... | 96 |
| Referencias..... | 100 |

Acrónimos

| | |
|---------|---|
| CENIDET | Centro Nacional de Investigación y Desarrollo Tecnológico |
| Ed | Energía disipada |
| EDR | Energy Dissipating Restraint (Restricción de la Energía Disipativa) |
| FEM | Finite Element Method (Método de Elementos Finitos) |
| FFM | Fuerza de fricción máxima |
| FKM | Fluorocarbon (caucho de fluorocarbono), Vitón® |
| GDL | Grados de libertad |
| NBR | Nitrile butadiene rubber (caucho de nitrilo butadieno), Nitrilo |
| NR | Natural rubber (Caucho natural) |
| PDMS | Polidimetilsiloxano |
| PP | Polypropylene (Polipropileno) |
| SBR | Styrene-Butadiene Rubber (caucho estireno-butadieno) |

Símbolos

| | |
|-----------------|--|
| α | Ángulo de la hélice |
| α_i | Constante del material |
| β_i | Constante del material relacionada con la constante de Poisson |
| δ_x | Incertidumbre absoluta |
| ε | Deformación |
| θ | Posición angular del péndulo |
| λ_n | Deformaciones |
| μ | Coefficiente de fricción |
| μ, G | Módulo de elasticidad transversal o módulo de corte |
| π | Pi |
| σ | Esfuerzo |
| σ_m | Desviación estándar del promedio |
| τ_n | Tiempo del impacto |
| ν | Constante de Poisson |
| U_i, U_f, U_n | Velocidad de impacto |
| ω | Velocidad angular del péndulo |
| c_{ij} | Coefficiente de Rivlin |
| d_k | Coefficiente de compresibilidad de un material |
| D_m | Diámetro medio de la rosca |
| e | Coefficiente de restitución |
| E | Módulo de Young |
| E_c | Energía cinética |
| E_d | Energía disipada |
| E_p | Energía potencial |
| Ep_e | Energía potencial de entrada |
| Ep_s | Energía potencial de salida |

| | |
|------------------|---|
| F | Fuerza |
| F_c | Fuerza axial de compresión |
| F_F | Fuerza de fricción |
| F_p | Fuerza de impacto |
| g | Aceleración de la gravedad |
| h, h_i, h_f | Altura desde donde se suelta la masa de impacto |
| I_0 | Momento de inercia del péndulo |
| I_n, \bar{I}_n | Invariante de deformación |
| J | Variación de volúmenes |
| k_e | Constante elástica del resorte |
| L | Distancia de giro del brazo del péndulo |
| L, L_0 | Longitud |
| m, m_n | Masa del cuerpo |
| \bar{m} | Masa equivalente |
| n | Número de muestras |
| N | Grado del polinomio |
| N | Fuerza normal |
| p | Paso de la rosca |
| s | Desviación estándar |
| t, t_0 | Tiempo |
| T | Torque de apriete |
| V, V_0 | Volumen |
| V_p | Velocidad lineal del péndulo |
| W | Densidad de la energía de deformación |
| x | Desplazamiento |
| x, x_i | Valor obtenido experimentalmente |
| \bar{x} | Media o promedio |

Índice de figuras

| | |
|--|----|
| Figura 2.1 Disipador de energía de Romero (2006)..... | 7 |
| Figura 2.2 Estructura interna del disipador de energía de Romero (2006). | 7 |
| Figura 2.3 Disipador de energía de Estrada (2009). | 8 |
| Figura 2.4 Energía disipada durante el primer impacto con diferentes precargas aplicadas en los resortes (Estrada, 2009)..... | 9 |
| Figura 2.5 Disipador de energía de Cortés (2014)..... | 9 |
| Figura 2.6 Energía disipada para cada valor del coeficiente de fricción en la interacción de los aros externos con el cilindro (Cortés, 2014)..... | 10 |
| Figura 2.7 Disipador de energía de Martínez (2015). a) carcasa, b) aros cónicos, c) vástago, d) resorte, e) tornillo hueco, f) tornillo de precarga. | 11 |
| Figura 2.8 Energía disipada (Martínez, 2015). | 11 |
| Figura 2.9 Amortiguador por fricción (Morgen & Kurama, 2009). | 12 |
| Figura 2.10 Dispositivo Sumitomo (Aiken et al., 1993). | 12 |
| Figura 2.11 Dispositivo Pall (Aiken et al., 1993)..... | 13 |
| Figura 2.12 Dispositivo EDR (Inaudi & Kelly, 1996)..... | 14 |
| Figura 2.13 Sistema EDR modificado (Xiyuan & Lingyun, 2010)..... | 14 |
| Figura 2.14 Modelo experimental (Sherif & Abu Omar, 2004). 1,2. superficies en contacto; 3. bloque de acero; A,B. acelerómetros de alta sensibilidad..... | 15 |
| Figura 2.15 Tensión en la zona de contacto de elastómeros con una superficie rugosa (Wriggers & Reinelt, 2009). | 16 |
| Figura 2.16 Contacto PDMS-cobre (Neggers et al., 2015)..... | 16 |
| Figura 2.17 Ensayo experimental de un O-ring a compresión (Dragoni & Strozzi, 1988). | 17 |
| Figura 2.18 Pico de presión en el contacto entre el O-ring y la pared superior (o inferior) de la cavidad (Dragoni & Strozzi, 1988). | 18 |
| Figura 2.19 Longitudes del contacto entre el O-ring y la superficie superior (o inferior) y las paredes laterales de la cavidad "calibrada" (Dragoni & Strozzi, 1989). | 18 |
| Figura 2.20 Longitudes del contacto entre el O-ring y la superficie superior (o inferior) y las paredes laterales de la cavidad "sobredimensionada" (Dragoni & Strozzi, 1989)..... | 19 |

| | |
|---|----|
| Figura 3.1 Fuerza de impacto F_p | 23 |
| Figura 3.2 Caída libre del péndulo. | 23 |
| Figura 3.3 Métodos de control de impacto y vibración (Harris & Piersol, 2002). ... | 25 |
| Figura 3.4 Estrategias de control de impacto y vibraciones (Agarwal, 2005)..... | 25 |
| Figura 3.5 Fricción: clasificación (Beer et al., 2010). | 27 |
| Figura 3.6 Fricción seca (Beer et al., 2010). | 27 |
| Figura 3.7 Reticulaciones en cadenas de átomos de un elastómero. | 30 |
| Figura 3.8 Curva tensión deformación de materiales elásticos (carga-descarga) (Vieira Chaves, 2009). | 31 |
| Figura 3.9 Clasificación de los modelos hiperelásticos. | 32 |
| Figura 3.10 Carga frente a tiempo. a) comportamiento del ciclo carga-tiempo; b) respuesta deformación-tiempo totalmente elástica; c) viscoelástica; d) viscosa (Callister Jr., 1996)..... | 36 |
| Figura 4.1 Disipador de energía..... | 40 |
| Figura 4.2 Carcasa..... | 40 |
| Figura 4.3 Elemento móvil y base..... | 41 |
| Figura 4.4 Tornillo hueco. | 41 |
| Figura 4.5 Resorte de restitución..... | 42 |
| Figura 4.6 Tornillo de precarga: parte interna y externa. | 42 |
| Figura 4.7 Instalación de un O-ring (Trelleborg Sealing Solutions, 2007)..... | 43 |
| Figura 4.8 O-ring montado en el disipador de energía..... | 44 |
| Figura 4.9 Funcionamiento del elemento móvil..... | 45 |
| Figura 4.10 Funcionamiento del resorte de restitución. | 45 |
| Figura 4.11 Diseño experimental. | 46 |
| Figura 4.12 Adaptaciones del elemento móvil..... | 50 |
| Figura 4.13 Diseño experimental cuasi-estático. | 51 |
| Figura 4.14 Montaje del disipador de energía en la máquina universal. | 51 |
| Figura 4.15 Modelo del ensayo cuasi-estático..... | 52 |
| Figura 4.16 Instalación de la celda de carga Kistler 9712A-500 en el péndulo..... | 54 |
| Figura 4.17 Montaje de la barra de acero para la calibración. | 54 |
| Figura 4.18 Diseño experimental dinámico. | 55 |

| | |
|--|----|
| Figura 5.1 Montaje del disipador de energía en el péndulo de Charpy..... | 58 |
| Figura 5.2 Respuesta del sistema en el sensor Hall para Nitrilo y Viton® con torque de 2 N·m a 16°..... | 59 |
| Figura 5.3 Respuesta del sistema en el sensor Hall para Nitrilo y Viton® con torque de 3 N·m a 16°..... | 59 |
| Figura 5.4 Respuesta del sistema en el sensor Hall para Nitrilo y Viton® con torque de 4 N·m a 16°..... | 60 |
| Figura 5.5 Respuesta del sistema en el sensor Hall para Nitrilo y Viton® con torque de 5 N·m a 16°..... | 60 |
| Figura 5.6 Respuesta del sistema en el sensor Hall para Nitrilo y Viton® con torque de 6 N·m a 16°..... | 60 |
| Figura 5.7 Fuerza de impacto..... | 62 |
| Figura 5.8 Respuesta del sistema en el sensor Hall para Nitrilo y Viton® con torque de 2 N·m a 30°..... | 63 |
| Figura 5.9 Respuesta del sistema en el sensor Hall para Nitrilo y Viton® con torque de 3 N·m a 30°..... | 63 |
| Figura 5.10 Respuesta del sistema en el sensor Hall para Nitrilo y Viton® con torque de 4 N·m a 30°..... | 64 |
| Figura 5.11 Respuesta del sistema en el sensor Hall para Nitrilo y Viton® con torque de 5 N·m a 30°..... | 64 |
| Figura 5.12 Respuesta del sistema en el sensor Hall para Nitrilo y Viton® con torque de 6 N·m a 30°..... | 64 |
| Figura 5.13 Respuesta del sistema en el sensor Hall para Nitrilo y Viton® con torque de 2 N·m a 35°..... | 67 |
| Figura 5.14 Respuesta del sistema en el sensor Hall para Nitrilo y Viton® con torque de 3 N·m a 35°..... | 67 |
| Figura 5.15 Respuesta del sistema en el sensor Hall para Nitrilo y Viton® con torque de 4 N·m a 35°..... | 67 |
| Figura 5.16 Respuesta del sistema en el sensor Hall para Nitrilo y Viton® con torque de 5 N·m a 35°..... | 68 |
| Figura 5.17 Respuesta del sistema en el sensor Hall para Nitrilo y Viton® con torque de 6 N·m a 35°..... | 68 |
| Figura 5.18 Respuesta del sistema en el sensor Hall para Nitrilo y Viton® con torque de 2 N·m a 45°..... | 70 |

| | |
|--|----|
| Figura 5.19 Respuesta del sistema en el sensor Hall para Nitrilo y Viton® con torque de 3 N·m a 45°. | 71 |
| Figura 5.20 Respuesta del sistema en el sensor Hall para Nitrilo y Viton® con torque de 4 N·m a 45°. | 71 |
| Figura 5.21 Respuesta del sistema en el sensor Hall para Nitrilo y Viton® con torque de 5 N·m a 45°. | 71 |
| Figura 5.22 Respuesta del sistema en el sensor Hall para Nitrilo y Viton® con torque de 6 N·m a 45°. | 72 |
| Figura 6.1 Energía disipada con ángulo de caída del péndulo de 16°. | 76 |
| Figura 6.2 Energía disipada con ángulo de caída del péndulo de 30°. | 76 |
| Figura 6.3 Energía disipada con ángulo de caída del péndulo de 35°. | 77 |
| Figura 6.4 Energía disipada con ángulo de caída del péndulo de 45°. | 78 |
| Figura 6.5 Energía disipada durante el primer impacto. | 79 |
| Figura 6.6 Porcentaje de energía disipada durante el primer impacto. | 79 |
| Figura 6.7 Energía disipada de diferentes materiales con ángulo de caída libre de 16°. | 80 |
| Figura 6.8 Porcentaje de energía disipada de diferentes materiales con ángulo de caída libre de 16°. | 81 |

Figuras del Anexo B

| | |
|---|----|
| Figura B.1 Estructura de un resorte. | 87 |
| Figura B.2 Fuerza vs desplazamiento del resorte de restitución. | 88 |

Figuras del Anexo C

| | |
|--------------------------------|----|
| Figura C.1 Banco experimental. | 89 |
|--------------------------------|----|

Figuras del Anexo E

| | |
|---|----|
| Figura E.1 Diagrama Labview para la adquisición de datos de los sensores. | 91 |
|---|----|

Figuras del Anexo F

| | |
|--|----|
| Figura F.1 Ángulo de caída del segundo impacto. Para el punto señalado se tiene un ángulo de 10.5° a 2.09 s. | 92 |
|--|----|

| | |
|--|----|
| Figura F.2 Duración del impacto con el péndulo de Charpy sobre la barra de acero. | 94 |
| Figura F.3 Fuerza de impacto del péndulo de Charpy sobre la barra de acero..... | 95 |

Figuras del Anexo G

| | |
|---|----|
| Figura G.1 Histéresis del Nitrilo con torque de 2 N·m..... | 96 |
| Figura G.2 Histéresis del Nitrilo con torque de 4 N·m..... | 96 |
| Figura G.3 Histéresis del Nitrilo con torque de 6 N·m..... | 97 |
| Figura G.4 Histéresis del Viton® con torque de 2 N·m..... | 98 |
| Figura G.5 Histéresis del Viton® con torque de 4 N·m..... | 98 |
| Figura G.6 Histéresis del Viton® con torque de 6 N·m..... | 99 |
| Figura G.7 Energía disipada a diferentes torques de apriete. | 99 |

Índice de tablas

| | |
|--|----|
| Tabla 2.1 Energía disipada durante el primer impacto (Romero, 2006). | 8 |
| Tabla 2.2 Desempeños del prototipo y los topes convencionales (Romero, 2006).. . | 8 |
| Tabla 4.1 O-ring de NBR (DMH Solution for seals, 2014; JIORINGS, n.d.; Matweb, 2018a)..... | 48 |
| Tabla 4.2 O-ring de FKM (DMH Solution for seals, 2015; JIORINGS, n.d.; Matweb, 2018b). | 49 |
| Tabla 4.3 Descripción de las pruebas cuasi-estáticas. | 49 |
| Tabla 4.4 Fuerza de fricción máxima registrada para el Nitrilo a diferentes torques de apriete. | 52 |
| Tabla 4.5 Fuerza de fricción máxima registrada para el Viton® a diferentes torques de apriete. | 52 |
| Tabla 4.6 Descripción de las pruebas dinámicas. | 53 |
| Tabla 4.7 Velocidades de impacto del péndulo de Charpy. | 53 |
| Tabla 4.8 Energía potencial de entrada a diferentes ángulos de caída del péndulo. | 56 |
| Tabla 5.1 Energía disipada en el Nitrilo a diferentes torques de apriete a 16°..... | 61 |

| | |
|--|----|
| Tabla 5.2 Energía disipada en el Viton® a diferentes torques de apriete a 16°..... | 61 |
| Tabla 5.3 Energía disipada en el O-ring de Nitrilo a 16°..... | 62 |
| Tabla 5.4 Energía disipada en el O-ring de Viton® a 16°..... | 62 |
| Tabla 5.5 Energía disipada en el Nitrilo a diferentes torques de apriete a 30°..... | 65 |
| Tabla 5.6 Energía disipada en el Viton® a diferentes torques de apriete a 30°..... | 65 |
| Tabla 5.7 Energía disipada en el O-ring de Nitrilo a 30°..... | 66 |
| Tabla 5.8 Energía disipada en el O-ring de Viton® a 30°..... | 66 |
| Tabla 5.9 Energía disipada en el Nitrilo a diferentes torques de apriete a 35°..... | 68 |
| Tabla 5.10 Energía disipada en el Viton® a diferentes torques de apriete a 30°... | 69 |
| Tabla 5.11 Energía disipada en el O-ring de Nitrilo a 35°..... | 69 |
| Tabla 5.12 Energía disipada en el O-ring de Viton® a 35°..... | 70 |
| Tabla 5.13 Energía disipada en el Nitrilo a diferentes torques de apriete a 45°... | 72 |
| Tabla 5.14 Energía disipada en el Viton® a diferentes torques de apriete a 45°... | 73 |
| Tabla 5.15 Energía disipada en el O-ring de Nitrilo a 45°..... | 73 |
| Tabla 5.16 Energía disipada en el O-ring de Viton® a 45°..... | 73 |
| Tabla 6.1 Porcentaje de energía disipada en diferentes materiales a 16°..... | 81 |
| Tabla 7.1 Porcentajes de energía disipada del Nitrilo y Viton® en diferentes ángulos de caída libre del péndulo..... | 84 |

Tablas del Anexo D

| | |
|---|----|
| Tabla D-1 Especificaciones técnicas de la celda de carga Kistler 9712A-500..... | 90 |
| Tabla D-2 Especificaciones técnicas del sensor MLX90316..... | 90 |

Tablas del Anexo G

| | |
|--|----|
| Tabla G-1 Histéresis registrada en el Nitrilo a diferentes torques de apriete..... | 97 |
| Tabla G-2 Histéresis registrada en el Vitón® a diferentes torques de apriete..... | 99 |

Capítulo 1

Introducción

Un impacto se presenta cuando dos o más cuerpos colisionan generando fuerzas relativamente grandes en periodos de corta duración en el área de contacto. Un impacto se caracteriza por la brusquedad que implica y una excitación no periódica en forma de un pulso. Puesto que se producen fuerzas considerables en cortas duraciones se generan efectos no deseados como desgaste, fallos de materiales, desajustes, ruido y vibraciones excesivas, con lo cual se pueden originar fallos funcionales y daños graves como accidentes, catástrofes, pérdidas humanas, etc. (Harris & Piersol, 2002).

Como respuesta a los efectos negativos que provocan los impactos, el área de la ingeniería se ha preocupado y ocupado en mitigar o reducir dichos efectos a través del diseño y construcción de disipadores de energía.

Los disipadores de energía de impacto son dispositivos que permiten reducir la vibración que sufren los cuerpos causada por impactos, y al mismo tiempo disminuir sus efectos no deseados. En el Centro Nacional de Investigación y Desarrollo Tecnológico (CENIDET) se han desarrollado investigaciones con el objetivo de diseñar y construir disipadores de energía que cumplan con ciertos requerimientos establecidos previamente por el diseñador. La fricción ha sido el medio de disipación de energía utilizado en el desarrollo de estos dispositivos debido a su sencillez, en donde dos superficies secas se deslizan entre sí. La fricción producida en las superficies en contacto permite que la energía sea disipada. Otro de los objetivos en los que se ha trabajado es en que dicho dispositivo funcione sin que éste sufra daños en su estructura y de esta manera prolongar su vida útil.

Para el desarrollo de este estudio experimental, se ha determinado el uso de materiales elastoméricos como elementos friccionantes aprovechando sus propiedades mecánicas para lograr la disipación de la energía que entra al sistema al momento de un impacto, utilizando el disipador de energía diseñado por Martínez

(2015). Los O-rings fueron la representación más práctica que se ajustó a las tolerancias del alojamiento del elemento friccionante, por lo que se realizaron pruebas de impacto al dispositivo para cuantificar la energía que disipó con diferentes torques de apriete. Los materiales elastoméricos estudiados fueron el Nitrilo y el Viton[®], para determinar su viabilidad como alternativa a la utilización de los materiales metálicos dentro del dispositivo.

1.1 Objetivos

1.1.1 General

Analizar experimentalmente la capacidad de disipación de energía de un material elastomérico en un dispositivo tope de impacto por medio de fricción seca.

1.1.2 Específicos

- Realizar un análisis experimental de la disipación de energía por fricción de diferentes tipos de materiales elastoméricos.
- Construir un disipador de energía.
- Construir el banco experimental.
- Comparar los resultados obtenidos de los materiales utilizados por Martínez (2015) con los analizados en este trabajo.

1.2 Justificación

El área de la mecánica se encuentra en la constante búsqueda de la mejora en el diseño y construcción de mecanismos con características que permitan un mejor funcionamiento, con dimensiones más compactas, de maquinados más sencillos y de menor costo de producción, entre otras.

De igual manera las necesidades y requerimientos para el diseño de mecanismos son cambiantes, por lo que las investigaciones se han encargado de cubrir estas solicitudes a través de la propuesta de nuevos modelos y la utilización de otros materiales con mejores propiedades, rendimientos y funcionamiento en general.

Para este caso en particular se trata de disipar la mayor cantidad de energía posible en un dispositivo disipador de energía por medio de la fricción seca utilizando materiales que posean mejores características que los convencionales (en su mayoría materiales metálicos) para el elemento friccionante, tanto en capacidad de disipación de energía como en el funcionamiento conjunto de todos los elementos del sistema.

Se han seleccionado los elastómeros (Nitrilo y Viton®) como objeto de estudio debido a su estructura, que les permite deformarse elásticamente en grandes proporciones sin cambiar su forma de manera permanente. Otras de sus características principales es que soportan grandes cargas antes de fracturarse o romperse y soportan altas temperaturas (entre 100 y 200 °C), impidiendo que se derritan, además, son poco costosos, ligeros y reducen el ruido. La presentación más práctica de este tipo de material para su aplicación dentro del diseño del disipador de energía y que mejor se adapta tanto por las dimensiones (estandarizadas) como por el bajo costo y su disponibilidad en el mercado son los O-rings o también denominados juntas tóricas.

Aunque la principal aplicación de los O-rings se centra en la estanqueidad de gases y fluidos en cilindros neumáticos e hidráulicos, así como en actuadores neumáticos, poseen la capacidad de deformarse por compresión adoptando la forma del alojamiento y tienen buena resistencia al desgaste y a las altas temperaturas en aplicaciones estáticas y dinámicas, por estas características se propuso la utilización de estos elementos como medios de disipación de energía en el dispositivo, teniendo en cuenta que su montaje como empaque es muy parecido a la configuración del disipador de energía en el que se desean integrar. Por todas estas consideraciones y el estudio del estado del arte, en el que se ha demostrado que los elastómeros tienen excelentes características para su aplicación en amortiguamiento, se aseguró que los materiales elastoméricos utilizados en este estudio cumplieran con la tarea de disipar parte de la energía que entra al sistema durante un impacto igual o mejor que los topes de impacto convencionales con elementos friccionantes metálicos.

1.3 Alcances y limitaciones

1.3.1 Alcances

Entre los alcances de este proyecto se encuentran:

- Se utilizó el diseño del disipador de energía de Martínez (2015) para la realización de las pruebas experimentales.
- Se construyó un disipador de energía de bajo costo y fácil manejo.
- Se realizaron pruebas de impacto utilizando un péndulo de Charpy modificado.
- Se compararon los resultados obtenidos de la capacidad de disipación de energía de los O-rings de material elastomérico (Nitrilo y Viton®) con trabajos previos realizados en CENIDET con la misma configuración, pero diferentes materiales del elemento friccionante (acero, bronce y Nylamid®).

1.3.2 Limitaciones

Entre las limitaciones para la realización de este trabajo se encuentran:

- El trabajo se limitó a ser puramente experimental.
- Se evaluó la capacidad de disipar energía de dos materiales elastoméricos bajo las mismas condiciones de funcionamiento.
- Las pruebas se realizaron con O-rings de material elastomérico con geometría toroidal.

1.4 Estructura de la tesis

Esta tesis se divide en siete capítulos los cuales se describen a continuación.

En el capítulo dos se cita el estado del arte, una compilación de antecedentes y trabajos relacionados con el desarrollo de disipadores de energía con características o configuraciones similares al analizado en este trabajo. Además, se mencionan trabajos en los que se hace uso de materiales elastoméricos como parte de disipadores de energía y estudios efectuados a O-rings.

En el capítulo tres se exponen términos y definiciones básicas para la comprensión del fenómeno que se estudió, partiendo del impacto y vibración, la fricción seca como medio de disipación de energía, así como las características y propiedades de los elastómeros.

En el capítulo cuatro se presenta el diseño experimental empleado para la realización de las pruebas cuasi-estáticas y dinámicas con el disipador de energía, definiendo el equipo utilizado y las mediciones efectuadas. Asimismo, se precisa el funcionamiento de los sistemas que conforman al disipador de energía y una descripción del disipador de energía empleado para la realización de las pruebas experimentales.

En el capítulo cinco se exhiben los resultados originados a partir de las mediciones hechas en la parte experimental, proporcionando tablas y gráficos en los que se observa el comportamiento de los materiales probados en sus diferentes configuraciones.

En el capítulo seis se da una discusión de los resultados obtenidos en la parte experimental con lo revisado en el estado del arte y marco teórico, así como la comparación de los resultados con los obtenidos por Martínez (2015).

En el capítulo siete se dan las conclusiones derivadas a lo largo del desarrollo de la investigación y a partir de los resultados obtenidos. Se proponen trabajos futuros que permitirán continuar con la línea de investigación enfocada al control de impacto y vibraciones.

Al final se encuentran los anexos en los que se incluye información de utilidad para el desarrollo de esta investigación que van desde el montaje del disipador de energía, el banco experimental y resultados de pruebas.

Capítulo 2

Estado del arte

Los disipadores de energía son dispositivos que permiten reducir o eliminar los efectos negativos producidos por impactos o vibraciones en los cuerpos. Como parte de la mejora continua en el diseño de este tipo de dispositivos se han realizado estudios en los que se establecen condiciones de funcionamiento variadas bajo las cuales se desea un óptimo funcionamiento de estos.

La fricción seca como medio de disipación de energía dentro de disipadores de energía ha sido un común denominador en infinidad de diseños debido a su sencillez. En el CENIDET, la fricción seca ha sido objeto de estudio en diferentes dispositivos, sin embargo, una de las variantes dentro de los diseños desarrollados ha sido el elemento friccionante; diversas investigaciones se han orientado al cambio de material y geometría de los elementos friccionantes del dispositivo.

Los elastómeros han representado un papel muy importante en diferentes rubros debido a sus excelentes propiedades y características, lo que los ha convertido en materiales aptos para diferentes funciones bajo diversas condiciones de trabajo, y los disipadores de energía no han sido la excepción.

2.1 Disipadores de energía

2.1.1 Disipadores desarrollados en el CENIDET

En el CENIDET se han realizado investigaciones y experimentos en disipadores de energía con diferentes configuraciones, evaluando su respuesta frente a cargas de impacto considerando distintas variables. Uno de los primeros trabajos realizados fue reportado por Romero (2006) quien realizó el análisis del disipador de energía mostrado en la Figura 2.1. En este estudio se observó la variabilidad de la capacidad de disipación de energía del material. El prototipo de tope de impacto por fricción es regulable, esto con la finalidad de operarlo bajo distintas condiciones.

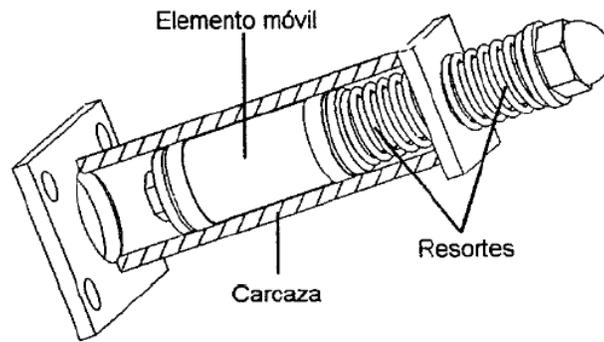


Figura 2.1 Disipador de energía de Romero (2006).

Se empleó la fricción como medio de disipación de energía puesto que es el más sencillo para modificar su efecto disipativo, esto es posible al variar la fuerza normal en la superficie en contacto. En el diseño del elemento móvil del disipador de energía se utilizaron aros elásticos deformables para producir la fuerza de fricción en el momento que sufre contacto con la carcasa, en la Figura 2.2 se muestra la estructura interna del dispositivo.

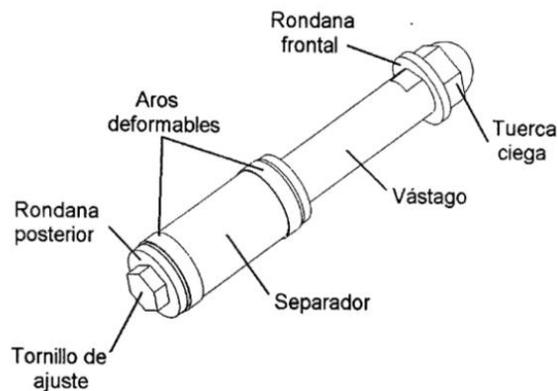


Figura 2.2 Estructura interna del disipador de energía de Romero (2006).

Una vez realizadas las pruebas de impacto se comprobó que la fricción resulta útil cuando se requiere de un amortiguamiento variable, de igual manera se demostró que este prototipo reduce las fuerzas de impacto con respecto a los toques de impacto metálicos convencionales. Los aros deformables cumplieron con su función de manera satisfactoria como elementos friccionantes. Además, se demostró que a medida que el torque de apriete del tornillo de ajuste aplicado se incrementa, también aumenta la cantidad de energía disipada, estos resultados se muestran en la Tabla 2.1. Entre los resultados obtenidos se pudo demostrar que con este dispositivo se logró disipar mayor cantidad de energía con respecto a un tope de impacto convencional. En la Tabla 2.2 se puede observar la comparación del funcionamiento de ambos dispositivos.

Tabla 2.1 Energía disipada durante el primer impacto (Romero, 2006).

| Torque de apriete (N·m) | Energía disipada (J) | Energía disipada (%) | Incertidumbre relativa |
|-------------------------|----------------------|----------------------|------------------------|
| 2 | 0.166 | 55.12 | 3.61 |
| 3 | 0.203 | 67.51 | 2.40 |
| 4 | 0.233 | 77.32 | 1.75 |
| 5 | 0.282 | 93.71 | 0.68 |
| 6 | 0.278 | 92.39 | 0.85 |

Tabla 2.2 Desempeños del prototipo y los topes convencionales (Romero, 2006).

| | Prototipo (Torque 2 N·m) | Topes convencionales |
|------------------------------|--------------------------|----------------------|
| Número de impactos | 5 | 7 |
| Duración de la prueba (s) | 2.952 | 4.522 |
| Fuerza de impacto máxima (N) | 1193.4 | 1909.0 |

Estrada (2009) empleó la fricción seca para realizar su análisis de disipación de energía basado en el prototipo de Romero (2006) mostrado en la Figura 2.3. La diferencia entre ambos estudios reside en que para el análisis de Estrada (2009) se aplicaron fuerzas de precarga en los resortes, con esta acción se logró que existiera una mayor capacidad de disipación de energía en el sistema en un menor tiempo. Dichas fuerzas de precarga y los torques aplicados se variaron durante la realización de pruebas experimentales.

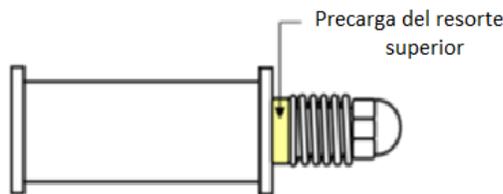


Figura 2.3 Disipador de energía de Estrada (2009).

El banco experimental empleado para este estudio estuvo basado en un péndulo de Charpy modificado. Se considera modificado debido a que se instalaron sensores en él para poder realizar mediciones como la posición angular, la fuerza de impacto y el número de impactos dados, además se utilizaron galgas extensométricas para tener un mejor control del torque de apriete aplicado al dispositivo. Los resultados obtenidos a partir de esta configuración arrojaron que las precargas aplicadas a los resortes tuvieron un efecto indirecto en cuanto a la cantidad de energía disipada, concluyendo que el amortiguamiento del sistema se incrementa cuando se aumenta

la fuerza de precarga, dicha afirmación se puede ver en la Figura 2.4. Se logró disipar el 66.6% de la energía de entrada al sistema durante un impacto en un tiempo de 3.6 s .

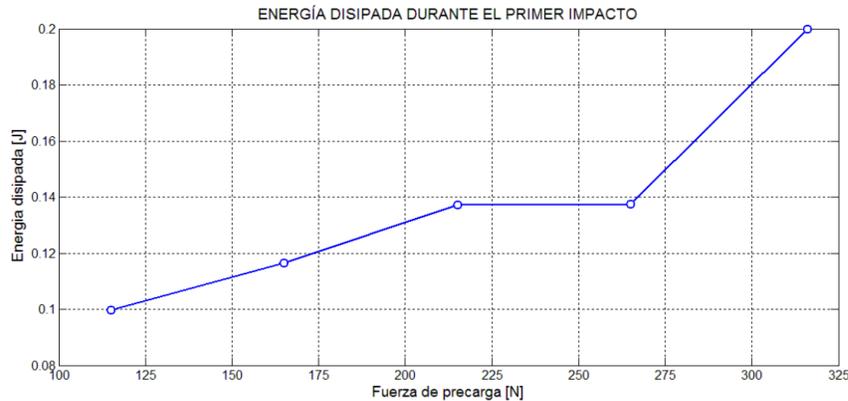


Figura 2.4 Energía disipada durante el primer impacto con diferentes precargas aplicadas en los resortes (Estrada, 2009).

El estudio realizado por Cortés (2014) se basó en el mismo diseño del disipador de energía empleado por Romero (2006), el cual hace uso de los aros deformables como elementos de disipación de energía. En la Figura 2.5 se muestran los elementos que conforman el dispositivo y las zonas de contacto que producen la fricción seca.

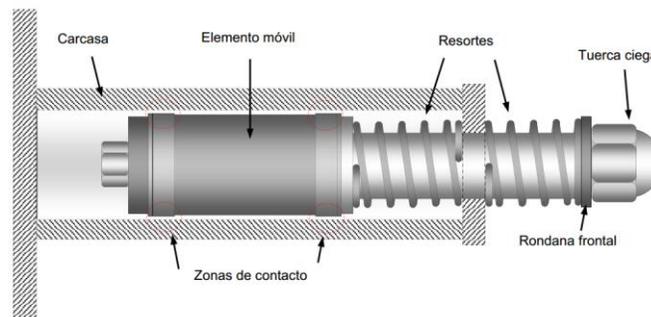


Figura 2.5 Disipador de energía de Cortés (2014).

Se utilizó el Método de Elementos Finitos FEM para el análisis, para el cual se consideraron aspectos como los coeficientes de fricción de las superficies deslizantes, las rigideces de los resortes, la velocidad y masa del impacto aplicado, tolerancias geométricas, la presión del área de contacto y la distribución de los esfuerzos. A partir de los resultados obtenidos se pudo conocer la distribución real de los esfuerzos en las zonas de contacto considerando la longitud de la unión, la rugosidad, la ondulación y la fuerza de apriete. Se demostró que entre mayor es el coeficiente de fricción entre las áreas en contacto mayor es la cantidad de energía

disipada, aun cuando esto signifique que hay un desplazamiento menor del elemento móvil. En la Figura 2.6 se observa la cantidad de energía disipada para diferentes coeficientes de fricción. Entre las observaciones se demostró también que la rigidez de los resortes no tiene gran influencia en la cantidad de energía que el sistema logra disipar.

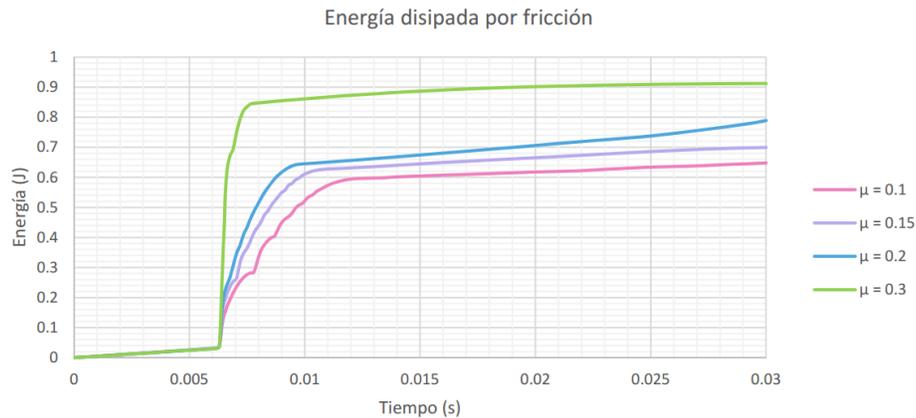


Figura 2.6 Energía disipada para cada valor del coeficiente de fricción en la interacción de los aros externos con el cilindro (Cortés, 2014).

Martínez (2015) diseñó una segunda versión del prototipo utilizado por última vez por Cortés (2014) con algunas variaciones para facilitar su ensamblaje. Entre las modificaciones realizadas al dispositivo destacan la utilización de un solo par de aros deformables como elementos friccionantes y un solo resorte como elemento de restitución. El resultado fue un dispositivo más ligero, compacto y de manufactura sencilla y menos costosa. El disipador de energía utilizado en esta investigación es el de la Figura 2.7. Dicho dispositivo es regulable en cuanto al torque de apriete y la precarga del resorte aplicados, además, utiliza la fricción como medio de disipación de energía. Los materiales para los aros deformables evaluados fueron el acero, bronce y Nylamid®.

Para la parte experimental se utilizó un péndulo de Charpy modificado en donde se probó que los aros de acero y bronce permiten la compresión y restitución del resorte, mientras que los aros de bronce y Nylamid® disminuyen la magnitud de la fuerza de impacto. Se obtuvieron porcentajes de arriba del 50% de energía disipada por los diferentes materiales utilizando torques de 2 , 3 y 4 N·m, y una fuerza de precarga de 15.36 N, usando un ángulo de caída del péndulo de 16°.

Cuando el ángulo del péndulo se coloca a 16° se tiene una energía de entrada al sistema de 0.37 J, de los cuales un porcentaje es absorbido, en la Figura 2.8 se muestra la cantidad de energía disipada de los tres materiales bajo diferentes torques de apriete. Dicho torque aplicado es el encargado de comprimir a los aros

deformables, de esta forma se genera el contacto del aro externo con la carcasa y del aro interno con el elemento móvil, estos contactos provocan la fricción que se encarga de disipar la energía producida durante el impacto y que es transmitida al dispositivo.

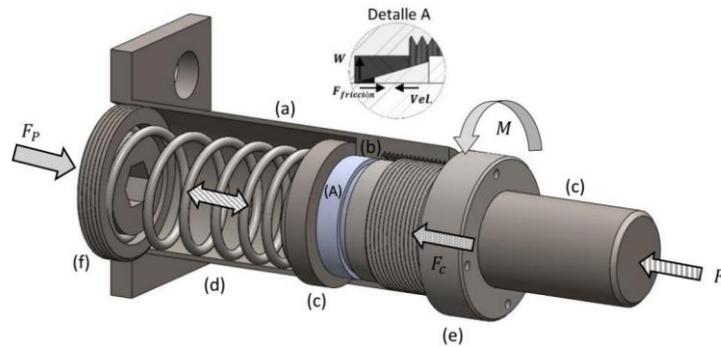


Figura 2.7 Disipador de energía de Martínez (2015).
a) carcasa, b) aros cónicos, c) vástago, d) resorte, e) tornillo hueco, f) tornillo de precarga.

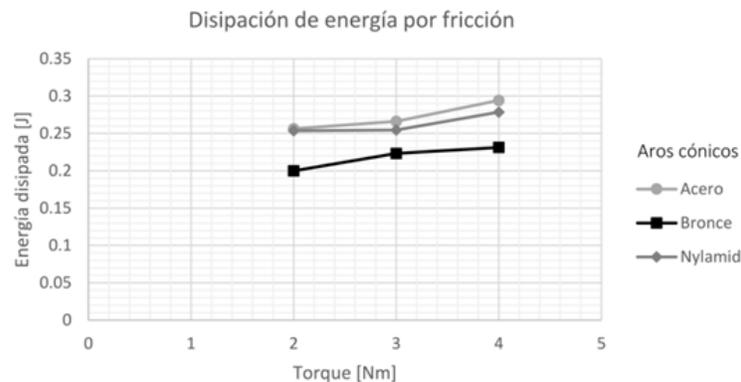


Figura 2.8 Energía disipada (Martínez, 2015).

2.1.2 Disipadores desarrollados externamente

Con el paso de los años las necesidades de la humanidad han cambiado constantemente, en el área de la ingeniería el hombre se preocupa por diseñar y construir equipos y herramientas que faciliten la realización de sus actividades cotidianas, así como la mejora de aquellos equipos existentes.

Los disipadores de energía tienen gran importancia para diferentes áreas de la ingeniería, por ejemplo, para disipar la energía que se produce durante un sismo en las grandes construcciones. Se han diseñado infinidad de prototipos con este objetivo, tal es el caso del diseño por Morgen & Kurama (2009), dicho dispositivo utiliza fuerzas de fricción entre superficies metálicas adyacentes con aplicación en

construcciones, el diseño de este disipador se puede observar en la Figura 2.9. Como interfaz de fricción utilizaron dos combinaciones de materiales, la primera combinación fue entre bronce y plomo en contacto con acero inoxidable y la segunda combinación se dio entre bronce y plomo en contacto con una aleación de acero fundido.

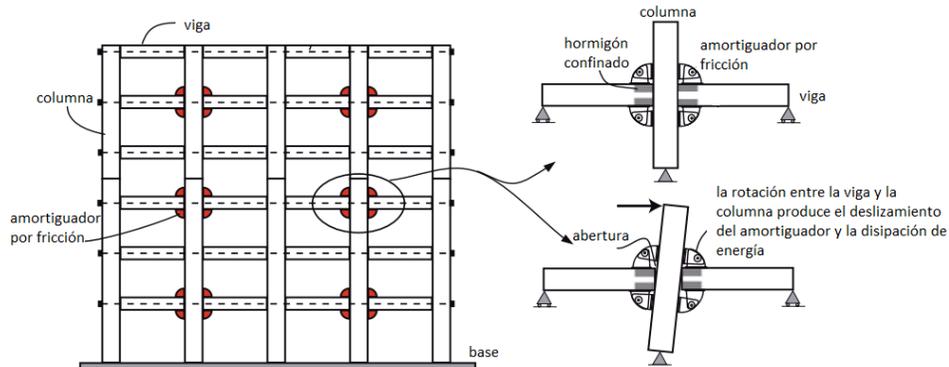


Figura 2.9 Amortiguador por fricción (Morgen & Kurama, 2009).

Cuando la estructura es sometida a una carga lateral se producen deslizamientos en las superficies de fricción de los componentes del amortiguador, lo que genera la disipación de la energía que entra al sistema. Los investigadores llegaron a la conclusión de que emplear la fricción como medio de disipación de energía asegura un comportamiento histerético independiente a la velocidad de excitación, muy cercano al rectángulo, con características de desplazamiento que le permiten disipar gran cantidad de energía por ciclo y, una rigidez del amortiguador grande que provee una rápida respuesta del sistema.

Otros dispositivos basados en fricción fueron los estudiados por Aiken, Nims, Whittaker, & Kelly (1993), el primero que analizaron fue un dispositivo que tenía una estructura cilíndrica con almohadillas de fricción, las cuales se deslizaban dentro del cilindro de acero. Este dispositivo, llamado "Sumitomo" se diseñó como protección sísmica para edificaciones, de igual manera puede utilizarse como un tope de impacto para vagones de ferrocarriles o locomotoras. El modelo del disipador de energía se puede ver en la Figura 2.10.

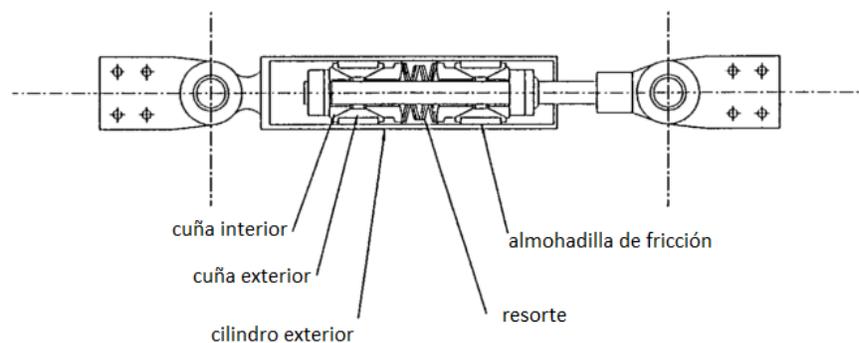


Figura 2.10 Dispositivo Sumitomo (Aiken et al., 1993).

El dispositivo Sumitomo fue comparado contra un dispositivo viscoelástico y se observó que Sumitomo tenía un comportamiento histerético regular y repetido, ambos dispositivos no mostraron casi ninguna desviación en la carga de deslizamiento en el momento de los movimientos sísmicos, además de que su respuesta es independiente de la frecuencia de carga, la amplitud, el número de ciclos de la carga y la temperatura. También fue observado que el dispositivo Sumitomo no se activaba durante excitaciones pequeñas.

El segundo dispositivo analizado por Aiken, Nims, Whittaker, & Kelly (1993) es el "Pall", el cual se centraba en la deformación angular del paralelogramo central como medio para disipar la energía, este dispositivo estaba formado por brazos que se someten a tensión y compresión en el momento del impacto, dichos brazos estaban enlazados por eslabones articulados como se observa en la Figura 2.11.

Mediante las pruebas realizadas al disipador de energía Pall se pudo demostrar que los dispositivos que trabajan con fricción resultan más efectivos cuando la intensidad de la energía de entrada se aumenta. Para representar su curva de histéresis se consideró como fuerza total a la suma de las fuerzas de tensión y de compresión de todos los brazos del dispositivo y se graficó contra los desplazamientos.

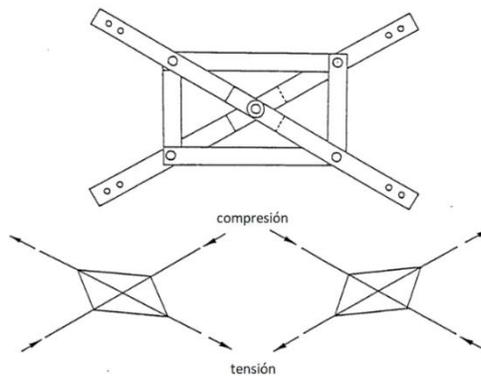


Figura 2.11 Dispositivo Pall (Aiken et al., 1993).

El dispositivo EDR estudiado por Inaudi & Kelly (1996) y que fue patentado por Flour Daniel es un sistema de disipación de energía mediante fricción el cual se compone por un cilindro y un vástago de acero con cuñas de fricción de bronce y cuñas de compresión de acero, además de un resorte helicoidal y topes internos; esta configuración se puede observar en la Figura 2.12. En su pared interior se produce la fuerza de fricción producto de su contacto con las cuñas, lo que permite la disipación de energía.

Entre las características principales del dispositivo EDR destaca que este sistema se puede configurar para generar diferentes comportamientos histeréticos con solo

modificar la precarga del resorte y las longitudes de las brechas de tensión y compresión. Este dispositivo es considerado de tipo pasivo y es utilizado para incrementar la disipación de energía en estructuras que están expuestas a vibraciones causadas por el viento, movimientos sísmicos e incluso las vibraciones inducidas por el hombre.

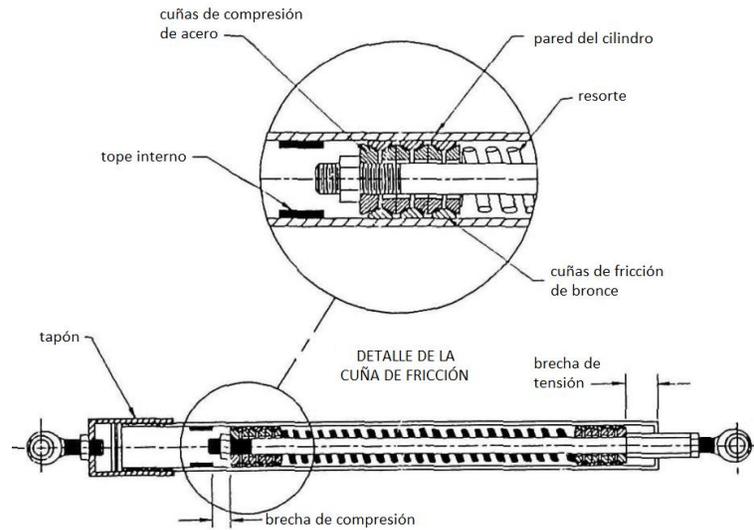


Figura 2.12 Dispositivo EDR (Inaudi & Kelly, 1996).

Xiyuan & Lingyun (2010) diseñaron un nuevo disipador de energía inteligente de fricción variable con aplicación en estructuras basado en el dispositivo EDR: Este sistema permite grandes fuerzas de fricción en proporción al desplazamiento relativo entre los dos extremos del sistema; además, admite grandes desplazamientos lo que le permite adaptarse a las demandas de las aplicaciones en ingeniería. Sin embargo, presenta la desventaja de que no puede centrarse por sí solo nuevamente. El dispositivo se muestra en la Figura 2.13.

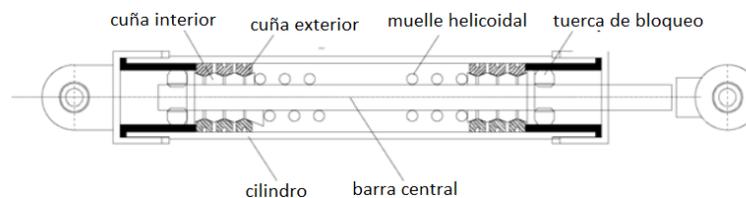


Figura 2.13 Sistema EDR modificado (Xiyuan & Lingyun, 2010).

Sherif & Abu Omar (2004) realizaron un análisis de disipación de energía con fricción seca en un mecanismo de 2 GDL (grados de libertad) compuesto de dos partes elásticas en contacto seco, dicha configuración se aprecia en la Figura 2.14. Entre los resultados obtenidos de las pruebas experimentales se probó que el comportamiento del modelo es de un amortiguamiento histerético, es decir, la

energía que logra disipar por medio de la fricción seca no es dependiente de la velocidad relativa de las superficies en contacto, sino que es proporcional a los desplazamientos relativos. También se logró determinar cuál es la rigidez del contacto y su variación con respecto a la carga normal aplicada.

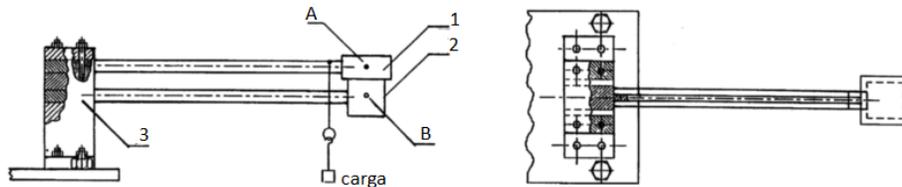


Figura 2.14 Modelo experimental (Sherif & Abu Omar, 2004).
1,2. superficies en contacto; 3. bloque de acero; A,B. acelerómetros de alta sensibilidad.

2.2 Materiales elastoméricos

Se ha estudiado el comportamiento de los materiales elastoméricos en diversidad de investigaciones; a continuación, se presentan algunos trabajos en los que se han evaluado las propiedades del material en general como elementos dentro de la disipación de energía y como su presentación en O-rings.

Meinecke, Schwaber, & Chiang (1971) observaron la respuesta de espumas poliméricas sometidas a un impacto y cómo ésta se puede predecir a partir de los datos de esfuerzo-deformación. Las espumas poliméricas tienen una amplia aplicación como absorbedores de impacto ya que pueden soportar grandes cargas y deformaciones en compresión, con un comportamiento no lineal. Para este caso eligieron como material de pruebas una espuma de poliuretano reticulada (Scott) y utilizaron un caucho de nitrilo que es una espuma microcelular cerrada (Monarch A-6052) como base para observar su comportamiento. Para las pruebas de impacto utilizaron un péndulo de Scott modificado utilizando diferentes velocidades de impacto dependiendo del ángulo de caída del péndulo.

Wriggers & Reinelt (2009) se enfocaron en analizar la fricción en materiales elastoméricos con ayuda del FEM como herramienta de simulación numérica. La fricción en un material elastomérico tiene gran dependencia de las características del material y de las características superficiales que conducen a la disipación de energía de la masa, así como la velocidad de deslizamiento, rugosidad superficial, fuerzas normales y la temperatura. Para su estudio, experimentaron sobre modelos de fricción histerética y de adherencia con un contacto de componentes de caucho y neumáticos sobre superficies rugosas. En la Figura 2.15 se presentan resultados que obtuvieron en una prueba de tensión al material, específicamente las tensiones

verticales en las zonas de contacto junto con la malla deformada para una cierta tensión vertical aplicada.

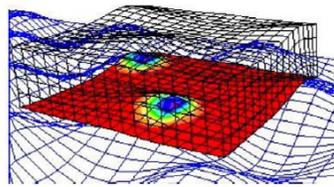


Figura 2.15 Tensión en la zona de contacto de elastómeros con una superficie rugosa (Wriggers & Reinelt, 2009).

Neggers, Hoefnagels, van der Sluis, Sedaghat, & Geers (2015) trabajaron con polidimetilsiloxano (PDMS) en contacto con cobre como se muestra en la Figura 2.16. Este material polimérico es conocido por su comportamiento hiperelástico y no-disipativo durante la deformación. Para este caso el origen de la disipación de energía se investigó por medio de un análisis experimental multi-escala. La deformación del PDMS es reversible y la mayor parte de la energía que se disipa se debe a la liberación de la energía elástica almacenada. Las conclusiones de los autores apuntan a que se almacena una gran cantidad de energía elástica en las fibrillas del material y el material que está unido a dichas fibrillas, esta energía es liberada cuando las fibrillas fallan y no se devuelven al proceso de propagación de grietas.

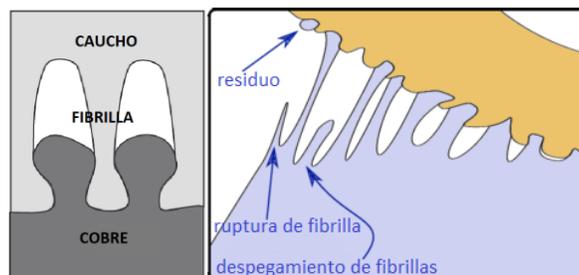


Figura 2.16 Contacto PDMS-cobre (Neggers et al., 2015).

2.2.1 O-rings

Los O-rings fabricados de materiales elastoméricos son empleados en equipamientos hidráulicos y neumáticos, bombas, compresores, agitadores, máquinas herramientas, así como en la industria automotriz, aeroespacial, metalúrgica y química, entre otros campos, gracias a sus propiedades y ventajas como larga vida útil y excelente comportamiento (Chen, Liu, & Li, 2016; Niu, 2015; Zhang & Zeng, 2014). Las juntas tóricas poseen un amplio rango de condiciones de servicio por lo que los convierten en elementos ideales para funciones de sellado tanto estático como dinámico (Green & English, 1994).

Una de las características principales de los O-rings es que son capaces de soportar grandes deformaciones bajo compresión, permitiendo con esta acción cumplir con el objetivo para el cual se diseñaron, sellar para impedir el intercambio de fluidos o gases en diferentes dispositivos (Green & English, 1994; Zhang & Zeng, 2014). Es necesario aplicar una pre-compresión al aro en dirección axial o radial una vez que se instala en el alojamiento para que el sellado se haga presente (Niu, 2015).

Generalmente se emplean cauchos para su fabricación, lo que los convierte en una excelente alternativa para el sellado debido a su estructura simple y manufactura de bajo costo (Chen *et al.*, 2016; Niu, 2015). La compresión inicial para sellado estático no debe exceder del 30% con respecto del diámetro de su sección y para el sellado dinámico no debe exceder del 20% (Niu, 2015).

Sin embargo, es difícil determinar el comportamiento mecánico de los O-ring a través de un modelo constitutivo debido a la no-linealidad de la geometría, del material y del contacto (Chen *et al.*, 2016; Niu, 2015).

Dragoni & Strozzi (1988) analizaron numérica y experimentalmente el montaje de un O-ring en una cavidad rectangular, la deformación sufrida por la compresión del O-ring se encontraba limitada lateralmente por paredes. Para su estudio experimental se empleó el corte de una sección de un O-ring con diámetro de 110 mm y espesor de 12.7 mm como el mostrado en la Figura 2.17, y se aplicaron compresiones en un rango de 0 a 20% con respecto del diámetro de la sección.

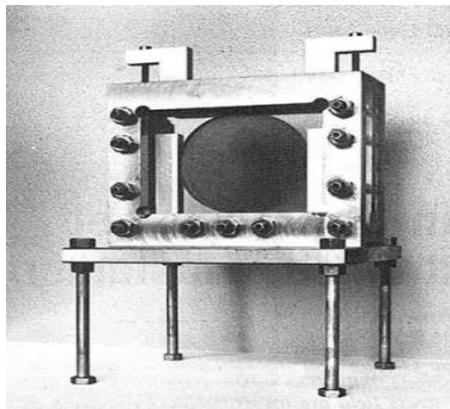


Figura 2.17 Ensayo experimental de un O-ring a compresión (Dragoni & Strozzi, 1988).

En su estudio numérico pudieron obtener el pico de la presión en el contacto del O-ring con la pared superior o inferior de la cavidad, variando el valor del coeficiente de Poisson donde se demostró que dicha presión también permite estimar el pico de la presión en el contacto del O-ring con las paredes laterales (Figura 2.18).

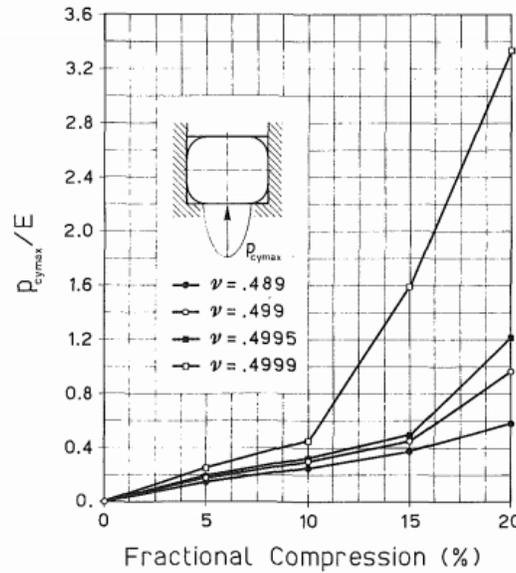


Figura 2.18 Pico de presión en el contacto entre el O-ring y la pared superior (o inferior) de la cavidad (Dragoni & Strozzi, 1988).

Dragoni & Strozzi (1989) analizaron un caso en el que se insertó un O-ring en una cavidad rectangular y evaluaron el comportamiento del elemento introducido en una cavidad "calibrada" (Figura 2.19) y su comportamiento cuando el elemento se introdujo en una cavidad "sobredimensionada" (Figura 2.20), ambas con un coeficiente de Poisson de 0.489.

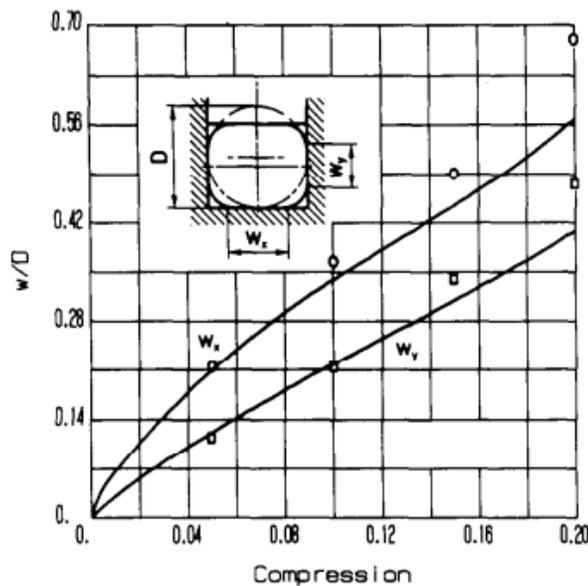


Figura 2.19 Longitudes del contacto entre el O-ring y la superficie superior (o inferior) y las paredes laterales de la cavidad "calibrada" (Dragoni & Strozzi, 1989).

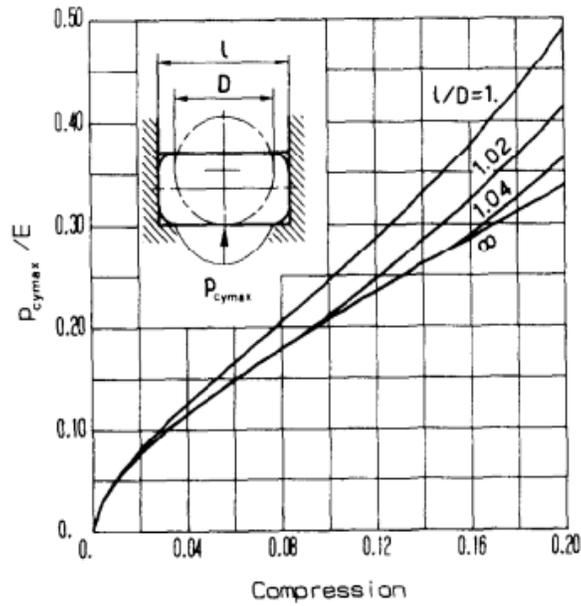


Figura 2.20 Longitudes del contacto entre el O-ring y la superficie superior (o inferior) y las paredes laterales de la cavidad "sobredimensionada" (Dragoni & Strozzi, 1989).

RESUMEN DEL ESTADO DEL ARTE

Sin lugar a dudas, los disipadores de energía juegan un papel muy importante en el control de vibraciones y los efectos nocivos que provocan los impactos a los cuerpos, es por ello que se han desarrollado múltiples investigaciones en las que se proponen nuevos diseños, utilización de diferentes materiales para su construcción, y diferentes consideraciones para brindar una respuesta mejorada de los sistemas.

Los diseños desarrollados en el CENIDET han tenido un gran avance en cuanto a la cantidad de energía que disipan; esto se ha logrado a través de la realización de modificaciones en los diseños, al variar los materiales con los cuales se produce la fricción causante de la disipación de energía, aplicando precargas y torques de apriete, entre otros.

El primer disipador de energía diseñado en el CENIDET constó de dos pares de aros deformables con dos resortes de restitución, este diseño tuvo un comportamiento superior con respecto de los topes de impacto convencionales y fue demostrado por Romero (2006). Posteriormente se realizó otro estudio sobre el mismo diseño, en él se aplicaron precargas a los resortes de restitución y se observó que cuando se incrementó dicha precarga se lograba disipar mayor cantidad de la energía que entraba al sistema al momento de un impacto, esto fue expuesto por Estrada (2009). Una tercera investigación se desarrolló por Cortés (2014), esta vez con ayuda del FEM, para este se tomaron consideraciones como los coeficientes de fricción de las superficies deslizantes, las rigideces de los resortes, la velocidad y masa del impacto aplicado, entre otros; se observó que entre mayor era el coeficiente de fricción entre las superficies deslizantes mayor era la cantidad de energía disipada por el dispositivo.

Finalmente se desarrolló una segunda versión del prototipo por Martínez (2015), este constó de un solo par de aros deformables y un solo resorte de restitución, en esta investigación se variaron los materiales de los aros (acero, bronce y Nylamid®) donde el acero disipó mayor cantidad de energía. Para este estudio se propuso utilizar materiales elastoméricos para evaluar su capacidad disipativa de energía en la segunda versión del prototipo, por lo que se seleccionaron los O-rings como elementos friccionantes aprovechando las buenas propiedades del material y la facilidad de adquisición de las juntas (medidas normalizadas, bajo costo, accesibilidad).

Capítulo 3

Marco teórico

Se estudiarán los conceptos básicos que se ven involucrados para la comprensión del fenómeno estudiado en el que se evalúa la capacidad de disipación de energía que posee un dispositivo con elementos friccionantes de material elastomérico.

En primera instancia se evalúa dicho fenómeno cuando el dispositivo se somete a eventos de impacto, es bien sabido que el impacto y la vibración producen efectos que provocan que los cuerpos se vean afectados en sus estructuras e incluso en su funcionamiento, por lo que se vuelve necesario mitigar o aminorar dichos efectos. El tipo de impacto generado para la investigación es logrado por la caída libre del brazo del péndulo de Charpy, y la disipación de energía se logra por la fricción generada dentro del dispositivo; el elemento móvil se desliza dentro de la carcasa al momento del impacto friccionándose con el O-ring de material elastomérico.

Es importante tener en cuenta que los materiales elastoméricos se clasifican como hiperelásticos por su gran capacidad de deformación sin que ésta sea permanente, y como viscoelásticos por sus propiedades viscosas y elásticas; además, presentan un fenómeno denominado *Efecto Mullins* en el que el material sufre un ablandamiento después de ser sometido a varios ciclos de carga.

3.1 Impacto y vibración

La vibración es un fenómeno que describe las oscilaciones que sufre un sistema mecánico, y está definida por la frecuencia y la amplitud. La frecuencia está dada por el número de ciclos presentes por unidad de tiempo, la amplitud por su parte es la magnitud de la vibración.

Las vibraciones se encuentran presentes en casi todos los cuerpos, en algunos casos puede resultar favorable para efectuar ciertas actividades, por ejemplo, son

necesarias las vibraciones para que los seres vivos puedan escuchar, también para que los instrumentos musicales puedan emitir sonidos, entre otros. Sin embargo, las vibraciones tienen efectos negativos en la mayoría de los casos llegando a afectar la estructura o funcionamiento de los cuerpos que la sufren. Es por ello que resulta necesario controlar las vibraciones en los cuerpos, esto se puede lograr a través del amortiguamiento (la disipación de energía) que permite que la amplitud de la vibración decaiga continuamente hasta llegar a valores despreciables.

Un impacto ocurre en el momento en que dos cuerpos colisionan, una de sus principales características es que se trata de una excitación no periódica en la que se generan fuerzas relativamente grandes en periodos de tiempo muy cortos en el área de contacto. También es caracterizado por la brusquedad y severidad que causa desplazamientos relativos significativos en el sistema.

Tanto la vibración como el impacto pueden ser fenómenos deseados o no deseados, dependiendo del entorno o circunstancia en que son generados; sin embargo, generalmente son no deseados debido a los efectos negativos que ambos producen. Por tal motivo ha surgido el interés de eliminar o reducir los efectos que ambos pueden llegar a tener sobre los cuerpos, a partir del diseño de dispositivos que permitan reducir y soportar sus repercusiones (Harris & Piersol, 2002).

Brach (1991) expone un caso en el que dos vehículos colisionan, uno de ellos se encuentra en reposo mientras que un segundo vehículo lo impacta. Ambos representan dos cuerpos rígidos y a partir de la Ecuación 3-1 se calcula la fuerza de impacto.

$$F_p = \frac{2\bar{m}(1+e)(v_{2n} - v_{1n})}{(\tau_2 - \tau_1)} \quad 3-1$$

donde $\tau_2 - \tau_1$ representa la duración del impacto, \bar{m} es la masa equivalente de los cuerpos impactados, e es el coeficiente de restitución y, v_{1n} y v_{2n} son las velocidades de impacto de ambos cuerpos. Para calcular la masa equivalente se emplea la Ecuación 3-2, en donde m_1 y m_2 representan las masas de los cuerpos impactados.

$$\bar{m} = \frac{m_1 m_2}{(m_1 + m_2)} \quad 3-2$$

Para obtener el coeficiente de restitución se usa la Ecuación 3-3 (cuando uno de los cuerpos se encuentra en reposo) (Espino *et al.*, 2016).

$$e = \frac{v_f}{v_i} = \sqrt{\frac{h_f}{h_i}} \quad 3-3$$

Sin embargo, para calcular la magnitud del pulso de impacto es necesario adicionar el 50% del valor obtenido de la Ecuación 3-1 debido a que el pico del pulso se sitúa alrededor de un 50% más alto del pico del triángulo que calcula dicha expresión. El pico del triángulo calculado con la Ecuación 3-1 se muestra en la Figura 3.1 (Brach, 1991).

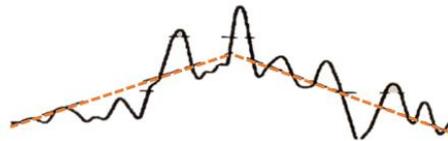


Figura 3.1 Fuerza de impacto F_p .

3.2 Impacto por caída libre

Para evaluar el fenómeno de la caída libre de un péndulo es necesario partir del principio de la conservación de la energía mecánica. Explicado de una mejor manera, el brazo del péndulo parte del reposo en una posición angular θ respecto a la vertical, almacenando energía potencial. La representación de la configuración de los elementos del péndulo de Charpy cuando se encuentra en reposo en la posición θ se muestra en la Figura 3.2.

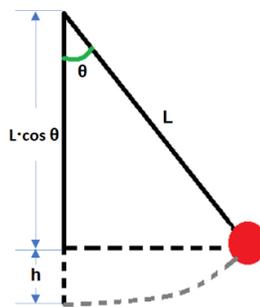


Figura 3.2 Caída libre del péndulo.

$$h = L \cdot (1 - \cos \theta) \quad 3-4$$

donde L es la distancia de giro del brazo del péndulo al punto donde hace contacto con el cuerpo que impacta y en el péndulo de Charpy equivale a 0.4 m (Gaona, 2003), h es la altura desde donde se suelta la masa de impacto. A partir del cálculo de h se puede obtener la cantidad de energía potencial E_p que se almacena en el

cuerpo en reposo y que una vez que el brazo del péndulo se libera se transmite al cuerpo impactado, para ello se usa la Ecuación 3-5; donde m es la masa del cuerpo que impacta de 2.46 kg y g es la aceleración de la gravedad, la cual es equivalente a 9.81 m/s^2 .

$$E_p = mgh \quad 3-5$$

La energía potencial E_p representa la energía que se mantiene almacenada en el brazo del péndulo y la energía cinética E_c es la que se libera cuando el brazo cae desde el ángulo θ .

$$E_c = \frac{I_0 \omega^2}{2} \quad 3-6$$

donde I_0 representa el momento de inercia del péndulo respecto del punto de giro y equivale a $0.32 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$ (Gaona, 2003), y ω es la velocidad angular del péndulo antes del impacto. La energía E_p se transforma en la energía E_c , por lo que se puede decir que son equivalentes como se ve en la Ecuación 3-7.

$$E_p = E_c \quad 3-7$$

Sustituyendo las ecuaciones se tiene:

$$mgh = \frac{I_0 \omega^2}{2} \quad 3-8$$

De donde se puede obtener la velocidad angular del péndulo ω :

$$\omega = \sqrt{\frac{2 \cdot mg}{I_0} \cdot h} \quad 3-9$$

La velocidad lineal equivale a:

$$V_p = \omega \cdot L \quad 3-10$$

3.3 Control de impacto y vibración

Para reducir o mitigar los efectos negativos que llegan a producir el impacto o las vibraciones sobre los cuerpos y que se han mencionado anteriormente, existen varios métodos de control, estos se encuentran agrupados en tres categorías: reducción de la fuente, aislamiento y reducción de la respuesta (Harris & Piersol, 2002). Cada una de las categorías antes mencionadas se subdividen como se observa en la Figura 3.3.

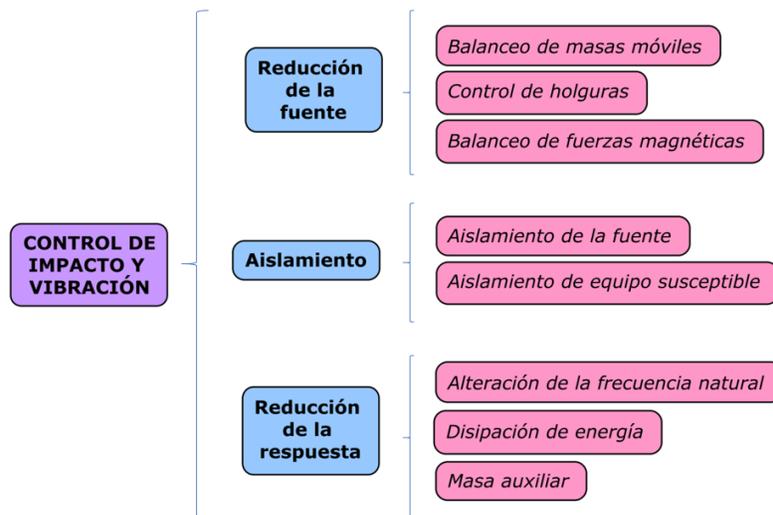


Figura 3.3 Métodos de control de impacto y vibración (Harris & Piersol, 2002).

Para el control de impacto y vibración existe una clasificación basada en el consumo de energía requerida para el funcionamiento del sistema, las tres categorías son: control pasivo, activo y semi-activo, como se observa en la Figura 3.4 (Agarwal, 2005).

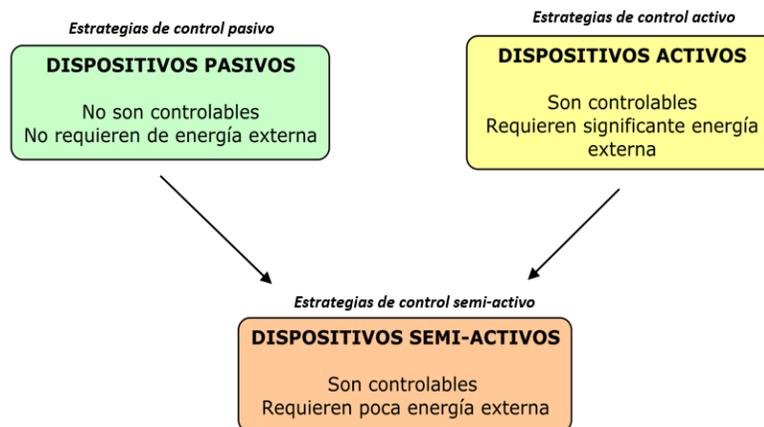


Figura 3.4 Estrategias de control de impacto y vibraciones (Agarwal, 2005).

3.4 Fricción

Se dice que Leonardo da Vinci fue el primero en hacer una aportación significativa con la formulación de "las leyes de fricción seca", sin embargo, no representaron ningún impacto para la ciencia e ingeniería en aquel tiempo. En dichas leyes se establece que:

- La fricción es proporcional al peso.
- La fricción no depende del área de contacto.
- La relación de la fricción al peso es aproximadamente 1/4.

La memoria de Amontons es el primer trabajo sobre fricción publicado, en él se formulan las "leyes de fricción" en las que se establece que:

- La resistencia causada por la fricción crece o decrece en proporción a la presión.
- La resistencia causada por la fricción es la misma para el hierro, cobre, plomo y madera, siempre que se encuentre lubricados por una grasa.
- La resistencia es casi igual a un tercio de la presión.
- La resistencia no depende de la velocidad u otras condiciones.

La principal contribución a los estudios de fricción fue la de Coulomb, quien confirmó la ley de Amontons. En la "Ley de fricción de Coulomb" se establece que:

- La fuerza de fricción es proporcional a la fuerza normal.
- La fuerza de fricción no depende del área de contacto y la velocidad.

Las aportaciones de Coulomb se basaron en una gran cantidad de experimentos en los que consideró parámetros tales como la fuerza normal, velocidad de desplazamiento, tamaño del contacto, entre otros (Popova & Popov, 2015).

La fuerza de fricción se encuentra presente entre dos superficies que están en contacto directo y cuando una de ellas se desliza sobre la otra, dichas fuerzas son tangenciales y están limitadas en magnitud. La fuerza de fricción no impide el movimiento de las superficies siempre y cuando la fuerza aplicada sea lo suficientemente grande (Beer, Johnston, Mazurek, & Eisenberg, 2010).

En la Figura 3.5 se da la clasificación de la fricción en dos categorías. La fricción seca o de Coulomb es aquella que se presenta cuando no existe ningún tipo de lubricación entre las superficies puestas en contacto, por el contrario, la fricción de fluidos se caracteriza por la presencia de lubricantes en el contacto de los cuerpos.

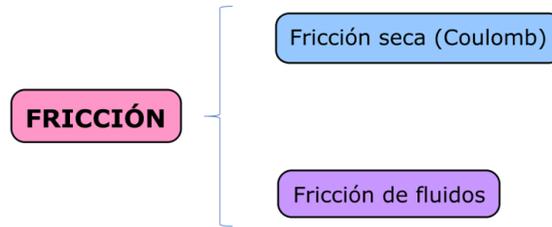


Figura 3.5 Fricción: clasificación (Beer et al., 2010).

3.4.1 Fricción seca

La fricción seca o también denominada fricción de Coulomb se presenta cuando dos cuerpos rígidos se ponen en contacto sin la presencia de lubricantes. La fricción entre cuerpos sólidos es considerado un fenómeno físico complicado debido a que comprende deformaciones elásticas y plásticas en las superficies de los cuerpos en contacto, así como interacciones con las partículas de desgaste, microfracturas, transferencia de partículas entre los cuerpos, etc. (Popov, 2010). En la Figura 3.6 se ejemplifica el fenómeno de la fricción seca y las fuerzas que se generan en los cuerpos.

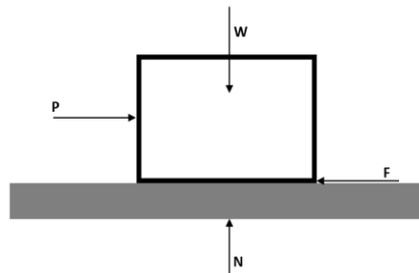


Figura 3.6 Fricción seca (Beer et al., 2010).

Este fenómeno comprende el contacto plano entre un cuerpo y una superficie, una fuerza N se hace presente en este contacto en respuesta al peso W del cuerpo. Cuando dicho cuerpo se desliza sobre la superficie aplicando una fuerza P se obtiene una fuerza que se opone al movimiento conocida como fuerza de fricción F_F , la cual se representa con la Ecuación 3-11.

$$F_F = \mu N \tag{3-11}$$

donde μ es el coeficiente de fricción de los materiales de los cuerpos en contacto. Tanto el coeficiente de fricción estático como el cinético dependen de la naturaleza de las superficies que se ponen en contacto y son adimensionales (Beer et al., 2010).

En el disipador de energía se hace presente el fenómeno de fricción cuando la fuerza P producida a través del impacto permite que el elemento móvil se deslice dentro de la carcasa, la fuerza de fricción F_f se produce en respuesta al deslizamiento del elemento móvil y el contacto con el O-ring. Como consecuencia se obtiene un amortiguamiento de Coulomb en donde la disipación de energía se debe a la fricción seca generada en las áreas de contacto.

Generalmente la fricción es un fenómeno no deseado debido a las micro fracturas que se producen en los materiales que se encuentran en contacto, sin embargo, también existen situaciones en donde resulta necesaria, por ejemplo, en el caso en el que se desea disipar energía resulta ser una alternativa viable (Popov, 2010).

3.5 Elastómeros

3.5.1 Historia de los elastómeros

El caucho ya era conocido por los indígenas de América, con este material solían fabricar las bolas que utilizaban para el "juego de pelota", dicho material fue llevado por primera vez a Europa en el año de 1493, sin embargo, no se tuvo mayor interés en él por alrededor de 200 años.

Fue hasta el año 1770 que el caucho comenzó a tomar importancia, cuando el químico británico Joseph Priestley descubrió que al frotar el caucho sobre marcas realizadas con lápices éstas se borraban, por lo cual nació el término en inglés "*rubber*". Una de las primeras aplicaciones comerciales del material fue alrededor del año 1791, cuando el fabricante inglés Samuel Peal patentó un impermeabilizante de tejidos a partir de una mezcla de trementina y caucho.

El comienzo del siglo XIX fue la pauta que marcó el crecimiento en la utilización del caucho para diferentes aplicaciones como en bandas elásticas, tubos flexibles, contenedores, entre otras. Charles Macintosh fue un químico e inventor británico quien en 1823 patentó una prenda impermeable de vestir a base de caucho y nafta. Para el año de 1830 se asoció con la finalidad de crear una compañía con Thomas Hancock, un científico que de igual manera experimentaba con el caucho en textiles.

Para el año de 1839, Charles Goodyear descubrió la vulcanización del caucho con azufre como una manera de incrementar la resistencia y durabilidad del material. En el año de 1970 Faber destacó que la razón por la cual los elastómeros eran utilizados en alrededor de 350 piezas del chasis de un automóvil es porque tienen la capacidad de soportar grandes deformaciones sin que éstas sean permanentes, además que poseen excelentes propiedades de amortiguación (García, 2009; Juárez Varón, Balart Gimeno, Ferrándiz Bou, & García Sanoguera, 2012).

Uno de los trabajos que evaluaron las propiedades estáticas y dinámicas de materiales vulcanizados y compuestos es el realizado por Sommer & Meyer (1974). Entre sus materiales destacados se encuentran el caucho natural (NR) y el estireno-butadieno (SBR). Uno de sus objetivos era el identificar los factores que repercuten o influyen en las propiedades y comportamiento del material, la temperatura es uno de ellos; cuando el material se encuentra a altas temperaturas va decayendo tanto la rigidez como el coeficiente de amortiguamiento.

Se comenzó entonces a introducir los materiales elastoméricos dentro de la industria en diferentes rubros. Para ese mismo año Rogers & Sassaman (1974) encontraron que los uretanos fundidos eran un material muy fácil de fabricar y a pesar de ello representaban un mercado muy pequeño debido a su bajo rendimiento cuando eran expuestos a bajas y altas temperaturas en comparación a los elastómeros tradicionales. Por este motivo Hoodbhoy (1974) comenzó a desarrollar elastómeros de poliuretano con un buen rendimiento tanto a altas como a bajas temperaturas; este material comenzó a ser aplicado en partes exteriores de automóviles debido a que uno de ellos logró absorber el 36% de la energía de entrada antes de fracturarse.

Meinecke *et al.* (1971) realizó pruebas de impacto a espumas poliméricas de poliuretano encontrando que tienen una amplia aplicación como absorbedor de impacto debido a que soportan grandes cargas y deformaciones en compresión. Posteriormente comenzaron a desarrollarse los "*cauchos modificados*": Norzalia, Surani, & Ahmad Fuad (1994) realizaron algunas mezclas de Polipropileno (PP) con caucho natural epoxidado y uno de viscosidad constante con una concentración de caucho de entre 0 y 50%. Realizaron pruebas de impacto a sus mezclas y encontraron que entre mayor era la presencia de caucho incrementaba su resistencia al impacto.

Ginic-Markovic, Dutta, Dimopoulos, Choudhury, & Matison, (2000) determinaron que los elastómeros son materiales viscoelásticos complejos y que su comportamiento mecánico depende del procedimiento de la carga, el historial de la carga, tiempo (frecuencia) y temperatura.

Cuando dos sólidos ordinarios son sometidos a fuerzas externas, la distancia entre dos de sus átomos se puede ver afectada generando deformaciones, dichas deformaciones provocan fracturas del material (Drobny, 2007). Los elastómeros son considerados polímeros amorfos con moléculas en movimiento aleatorio. Como materiales de ingeniería en algún momento se someten a fuerzas externas. Cuando un cuerpo sólido es deformado actúa una fuerza reactiva interna denominada esfuerzo la cual tiende a resistir esta deformación. La medida de deformación se conoce como tensión (Gent, 2012).

En la actualidad, se utilizan nuevos materiales los cuales tienen la capacidad de estirarse y regresar a su forma original sin deformarse permanentemente buscando sustituir a los metales, entre ellos se encuentran las cerámicas, las fibras de carbono y los elastómeros. Con el desarrollo de nuevos materiales no metálicos que poseen buenas propiedades mecánicas se ha logrado su aplicación en múltiples tareas debido a su capacidad de trabajar bajo condiciones extremas de fricción (Abreu & Moya, 2012).

3.5.2 Generalidades de los elastómeros

Los elastómeros son materiales poliméricos que están compuestos por largas cadenas de átomos, principalmente de carbono, hidrógeno y oxígeno.

Los elastómeros son considerados como los materiales de ingeniería más versátiles. Entre las características más importantes de este tipo de materiales están su elasticidad y resiliencia, además que poseen la habilidad de deformarse cuando se les aplica una fuerza de tensión, compresión o torsión y regresar a su forma original al momento de remover dicha fuerza. Poseen enlaces de reticulaciones los cuales permiten al material regresar a su forma original cuando estos son sometidos a fuerzas de tensión o compresión como se ejemplifica en la Figura 3.7.

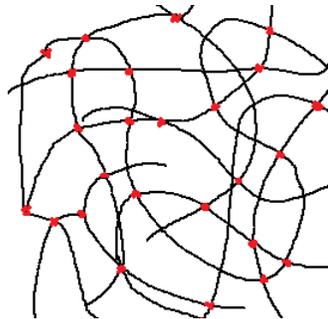


Figura 3.7 Reticulaciones en cadenas de átomos de un elastómero.

La elasticidad es la habilidad que posee el material para reconfigurar sus cadenas poliméricas bajo la aplicación de fuerzas, esto gracias a los entrecruzamientos de sus cadenas. Dichos materiales pueden extenderse entre 200 y 1000% sin sufrir deformación permanente.

La resiliencia es la capacidad que poseen los elastómeros de regresar rápidamente a su forma original después de haber sufrido una deformación debida a la aplicación de fuerzas externas. Para entenderlo de una manera más sencilla se puede describir como la rapidez con que un material puede recuperarse después de la compresión o tensión. Cuando un material es deformado ingresa una cantidad de energía en él, parte de esta energía se disipa en forma de calor (Walker, 2012). De igual manera,

los elastómeros poseen ciertas características que los vuelven materiales especiales, aptos para diversas aplicaciones y que pueden trabajar bajo variadas condiciones.

3.5.3 Hiperelasticidad

La mayoría de los materiales presentan un comportamiento en el que la deformación es proporcional a la carga o fuerza aplicada, con un comportamiento lineal basado en la Ley de Hooke. También existen materiales con comportamiento no lineal como los elastómeros, polímeros, gomas, materiales biológicos (las arterias o los músculos), entre otros, que pueden ser sometidos a grandes deformaciones de aproximadamente un 500% en tensión y un 90% en compresión sin que éstas sean permanentes, y donde dicha deformación no es proporcional a la carga aplicada. Debido a esta característica, dichos materiales pueden clasificarse como hiperelásticos.

Entre las características de los materiales con comportamiento no lineal destacan:

- Soportan grandes deformaciones que no son permanentes.
- El esfuerzo y la deformación no son proporcionales.

En la Figura 3.8 se presenta el comportamiento de un material hiperelástico, el cual se divide en tres fases, en la primera fase el material sufre una pequeña deformación elástica debida a la deflexión de las paredes celulares, durante la segunda fase se da una pendiente resultante de la deformación elástica de las paredes celulares, y durante la tercer fase se concluye con un aumento rápido del esfuerzo de compresión por el aplastamiento de las paredes celulares.

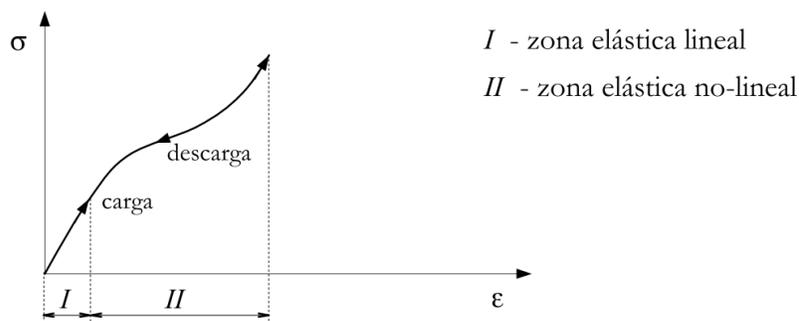


Figura 3.8 Curva tensión deformación de materiales elásticos (carga-descarga) (Vieira Chaves, 2009).

Para poder describir el comportamiento mecánico de estos materiales se han desarrollado distintos modelos teóricos. Alexander (1968), Treloar (1975), Ogden (1984), Morman (1986) y Holzapfel (2000) son algunos de los investigadores que

han trabajado con estos modelos (Canseco, R. A.; Camarillo, K. A.; Silva, A.; Lesso, 2011; Vieira Chaves, 2009).

Los modelos matemáticos para los materiales hiperelásticos se dividen en dos clases: modelos basados en invariantes de deformación y modelos basados en relaciones de estiramiento. Dentro de los modelos basados en invariantes de deformación el modelo que surge primero es el polinomial, el cual se fundamenta en la primera y segunda invariante; posteriormente y con base en este primer modelo surgen otros dos, el modelo Mooney-Rivlin y Yeho, el primero fundamentado en la primera y segunda invariante de deformación y el segundo basado en la primera invariante. Ambos modelos sirvieron como base para el surgimiento de un nuevo modelo llamado Neo-Hookean fundamentado solamente en la primera invariante de deformación. Dentro de los modelos basados en las relaciones de estiramiento se encuentran el modelo Ogden y el Ogden HyperFoam, ambos aplicables para materiales incompresibles.

En la Figura 3.9 se da la clasificación de los modelos hiperelásticos, posteriormente se da una breve descripción de cada uno de los modelos, su origen y la aplicación que tienen dependiendo del material analizado o las condiciones bajo las cuales trabaja.

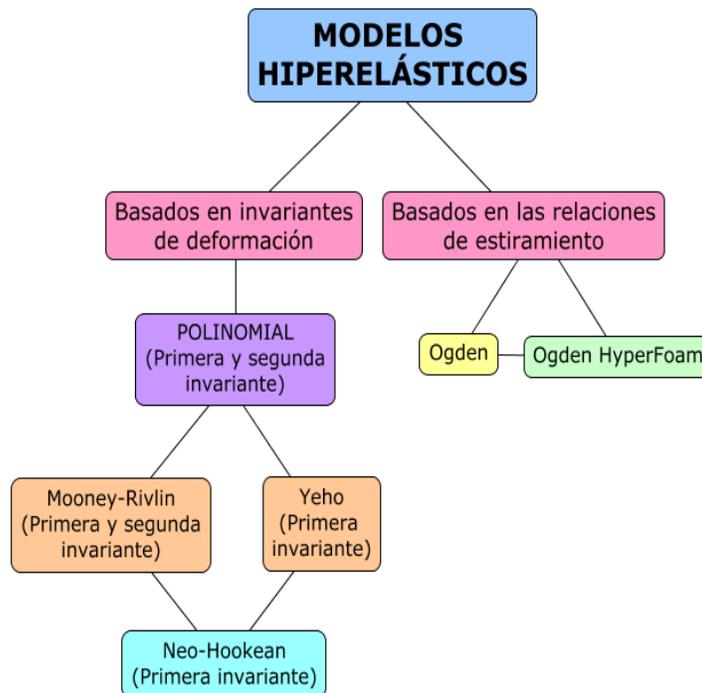


Figura 3.9 Clasificación de los modelos hiperelásticos.

MODELOS BASADOS EN INVARIANTES DE DEFORMACIÓN

En estos modelos la densidad de energía de deformación w está en función de las invariantes de deformación.

$$W = f(I_1, I_2, I_3) \tag{3-12}$$

donde las invariantes de deformación están definidas por las deformaciones:

$$\begin{aligned} I_1 &= \lambda_1^2 + \lambda_2^2 + \lambda_3^2 \\ I_2 &= \lambda_1^2 \lambda_2^2 + \lambda_2^2 \lambda_3^2 + \lambda_3^2 \lambda_1^2 \\ I_3 &= \lambda_1^2 \lambda_2^2 \lambda_3^2 \end{aligned} \tag{3-13}$$

POLINOMIAL

Es el primer modelo desarrollado, fue propuesto por Rivlin para el análisis de los elastómeros y sirvió como base para el planteamiento de nuevos modelos. Generalmente se aplica para deformaciones pequeñas y deformaciones nominales que son menores al 100%. Se define como:

$$W = \sum_{i+j=1}^N c_{ij} (I_1 - 3)^i (I_2 - 3)^j + \sum_{k=1}^N \frac{1}{d_k} (J - 1)^{2k} \tag{3-14}$$

donde c_{ij} es el coeficiente de Rivlin y d_k es el coeficiente que define la compresibilidad del material, los cuales son constantes determinadas a través del ajuste del modelo matemático a la curva experimental, N es el grado del polinomio. λ_1, λ_2 son la relación de las longitudes deformadas y λ_3 es la variación en el espesor:

$$\lambda_{1,2} = \frac{L}{L_0}, \lambda_3 = \frac{t}{t_0} \tag{3-15}$$

La relación volumétrica J está definida por la variación de volúmenes:

$$J = \lambda_1 \lambda_2 \lambda_3 = \frac{V}{V_0} \tag{3-16}$$

MOONEY-RIVLIN

Este modelo fue desarrollado en 1940 por Mooney el cual resulta útil para ensayos a tensión en los que la deformación está por encima del 10% (de hasta 90% o

100%); sin embargo, resulta inapropiado para grandes deformaciones o para deformación por compresión.

$$W = \sum_{i+j=1}^N c_{ij} (\bar{I}_1 - 3)^i (\bar{I}_2 - 3)^j + \frac{1}{d_k} (J - 1)^2 \quad 3-17$$

YEHO

Este modelo generalmente es utilizado cuando se cuenta con poca información de las propiedades mecánicas del material, recomendado para el análisis de componentes elastoméricos.

$$W = \sum_{i=1}^N c_{i0} (\bar{I}_1 - 3)^i + \sum_{i=1}^N \frac{1}{d_k} (J - 1)^{2i} \quad 3-18$$

NEO-HOOKEAN

Es considerado como uno de los modelos más simples, debido a ello solo funciona para ensayos con deformaciones pequeñas, de 30 o 40% en tensión, 80 o 90% en cortante y 30% en compresión.

$$W = \frac{\mu}{2} (\bar{I}_1 - 3) + \frac{1}{d_k} (J - 1)^2 \quad 3-19$$

donde μ es el módulo de elasticidad transversal o módulo de corte. También puede ser denotado por la letra G .

MODELOS BASADOS EN LAS RELACIONES DE ESTIRAMIENTO

En estos modelos la densidad de la energía de deformación w está en función de las relaciones de estiramiento.

$$W = f(\lambda_1, \lambda_2, \lambda_3) \quad 3-20$$

OGDEN

Aplicable para materiales incompresibles con una excelente respuesta ante grandes deformaciones de hasta un 700%, sin embargo, requiere de un tiempo de cálculo mucho mayor con respecto a otros modelos porque se trata de una función exponencial.

$$W = \sum_{i=1}^N \frac{\mu_i}{\alpha_i} (\lambda_1^{\alpha_i} + \lambda_2^{\alpha_i} + \lambda_3^{\alpha_i} - 3) + \sum_{k=1}^N \frac{1}{d_k} (J-1)^{2k} \quad 3-21$$

donde μ_i y α_i son constantes del material, que se determinan por el ajuste del modelo matemático a la curva de esfuerzo-deformación obtenida experimentalmente.

OGDEN HYPERFOAM

Este modelo, al igual que el de Ogden se utiliza para materiales incompresibles. Puede utilizarse para materiales que se someten a grandes porcentajes de deformación.

$$W = \sum_{i=1}^N \frac{\mu_i}{\alpha_i} (J^{\alpha_i/3} (\lambda_1^{\alpha_i} + \lambda_2^{\alpha_i} + \lambda_3^{\alpha_i}) - 3) + \sum_{i=1}^N \frac{\mu_i}{\alpha_i \beta_i} (J^{-\alpha_i \beta_i} - 1) \quad 3-22$$

donde β_i es una constante del material que se encuentra relacionada con la constante de Poisson y se denota como:

$$\beta_i = \frac{\nu}{1-2\nu} \quad 3-23$$

El modelo de hiperelasticidad se debe seleccionar de acuerdo a datos experimentales, a las condiciones en las que trabaja el material y en las que se realizarán los ensayos (Canseco, R. A.; Camarillo, K. A.; Silva, A.; Lesso, 2011; Estrada *et al.*, 2013; Ramírez, 2008).

3.5.4 Viscoelasticidad

Los materiales elastoméricos forman parte de la familia de los polímeros, son materiales amorfos que presentan la capacidad de sufrir grandes deformaciones elásticas antes de romperse, otras de sus características es que son blandos y poseen un módulo elástico bajo. La temperatura y el tiempo presentan un papel fundamental en el comportamiento mecánico de los materiales poliméricos, además, debido a esto resultan difíciles de clasificar. En su mayoría presentan un comportamiento viscoelástico, es decir, una respuesta elástica y viscosa. Esto se explica cuando se aplica una carga sobre este tipo de material y exhiben una deformación inmediata y una deformación que depende del tiempo de la aplicación de dicha carga (Fombuena, Boronat, Sánchez-Nácher, García-Sanoguera, & Balart, 2017).

Cuando un polímero se somete a bajas temperaturas este suele comportarse como un sólido cumpliendo con la Ley de Hooke en la que la deformación es proporcional a la carga que se aplica sobre el material.

$$\sigma = E\varepsilon \quad 3-24$$

donde σ representa el esfuerzo, E es el módulo de Young y la deformación viene definida por ε . Cuando el polímero se encuentra a mediana temperatura éste tiene un comportamiento viscoelástico, es decir, actúa como sólido y como un líquido. Cuando el polímero está en presencia de altas temperaturas suele comportarse como un líquido (comportamiento viscoso), donde la deformación depende del tiempo y no es completamente reversible. En la Figura 3.10 se muestran los comportamientos del material de la carga frente al tiempo (elástico, viscoelástico y viscoso).

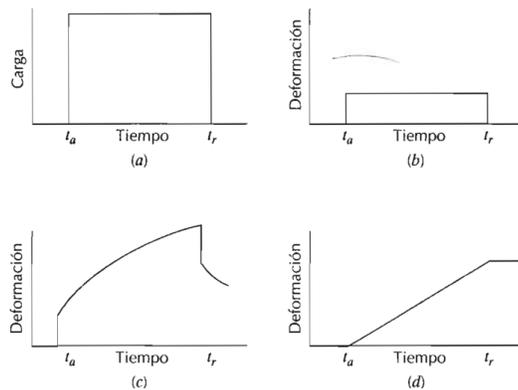


Figura 3.10 Carga frente a tiempo.
 a) comportamiento del ciclo carga-tiempo; b) respuesta deformación-tiempo totalmente elástica;
 c) viscoelástica; d) viscosa (Callister Jr., 1996).

3.5.5 Efecto Mullins

Los materiales elastoméricos pueden llegar a sufrir un ablandamiento cuando este se somete a cargas durante los primeros ciclos, una vez que han transcurrido cierta cantidad de ciclos el comportamiento del material se estabiliza, este fenómeno es conocido como efecto Mullins. También es de destacar el comportamiento no lineal de estos materiales el cual depende del tiempo, de la temperatura y de la historia de deformación que ha sufrido (Riera, Sánchez-Soto, Gordillo, & Prado, 2004).

Clément, Bokobza, & Monnerie (2001) definieron al efecto Mullins como un desprendimiento de las cadenas que conforman la estructura molecular de un material debido al deslizamiento, cuando dichas cadenas alcanzan un máximo de extensión sobre la superficie de las fibras de refuerzo del material.

Toki *et al.* (2002) observaron que durante el proceso de ablandamiento la estructura de la malla es diferente a la estructura original, esto debido a que algunas zonas no se ablandan inmediatamente. Marckmann *et al.* (2002) atribuyeron el ablandamiento a microdaños provocados por el rompimiento de uniones dentro del material (Elías Zúñiga & Rosales Torres, 2006).

3.5.6 Fricción en elastómeros

Existen métodos para reducir la fricción, sin embargo, para muchas aplicaciones es deseable tanta fricción como sea posible, por ejemplo, cuando se trata de neumáticos para coches, pastillas de frenos, guarniciones de embragues, entre otros.

El comportamiento a fricción que tienen los materiales elastoméricos es muy distinto del que tienen los materiales metálicos. Cuando se ponen en contacto dos superficies metálicas bajo cargas, la deformación en los puntos de contacto es plástica y el rozamiento entre las superficies es derivado de las fuerzas necesarias que rompen por cortadura las uniones presentes en las zonas de contacto. Los elastómeros se pueden deformar elásticamente hasta valores relativamente elevados. Cuando se pone en contacto un elastómero con otra superficie, la deformación que se genera es elástica. Dichas fuerzas elásticas tienen la capacidad de juntar los átomos en las áreas de contacto dando lugar a la adhesión, por lo que serán necesarias fuerzas de cortadura para que las superficies se puedan deslizar. Si el ambiente es húmedo la tensión cortante necesaria para que exista un deslizamiento de las superficies será menor que cuando se tiene un ambiente seco (Ashby & H. Jones, 2008).

RESUMEN DEL MARCO TEÓRICO

A menudo, nos enfrentamos a situaciones que parecen simples y sin importancia, sin embargo, resultan más complejas de lo que parecen, tal es el caso de la vibración y los impactos. Cuando un cuerpo vibra generalmente percibimos el molesto sonido que producen, cuando un cuerpo es impactado nos cercioramos de que no se haya sufrido un daño superficial, lo que resulta realmente importante es ver más allá de esto, saber el origen y los daños reales que sufren los cuerpos al experimentar estos fenómenos (generalmente estructurales o funcionales).

Teniendo en cuenta que el impacto y la vibración son fenómenos no deseados en la mayoría de los casos, resulta necesario mitigar o reducir los efectos nocivos que producen a los cuerpos a través del control, el cual puede ser dividido en tres categorías: reducción de la fuente, aislamiento y reducción de la respuesta. De este último se desprende la disipación de energía, objeto de estudio de esta investigación.

La disipación de energía se logra gracias a la fricción, la cual se divide en dos categorías: fricción seca o de Coulomb y fricción de fluidos. La fricción seca se hace presente en el contacto de dos cuerpos, en donde uno de ellos se desliza sobre otro produciendo una fuerza denominada fuerza de fricción, este tipo de fricción fue la empleada en el dispositivo para lograr la disipación de energía.

Actualmente, los materiales elastoméricos han logrado ganar un papel muy importante debido a sus excelentes propiedades las cuales les permiten trabajar en múltiples aplicaciones. Son considerados materiales hiperelásticos debido a que soportan grandes deformaciones sin que éstas sean permanentes, logrando recuperar su forma original después de retirar las cargas aplicadas. Ser materiales viscoelásticos les permite presentar un comportamiento viscoso y elástico al mismo tiempo. Finalmente, sus excelentes propiedades mecánicas los convierten en una excelente alternativa de uso en sustitución de los materiales metálicos.

Capítulo 4

Pruebas experimentales

El objetivo general de esta investigación se centra en conocer la capacidad que tiene un dispositivo para disipar parte de la energía que se genera al ser impactado, para lograr esta tarea el dispositivo cuenta con un elemento friccionante de material elastomérico (O-ring) alojado en el interior de su carcasa. Cuando el dispositivo es impactado, el elemento móvil se desliza dentro de la carcasa, de esta manera se fricciona con el O-ring y al mismo tiempo comprime al resorte de restitución el cual, lo devuelve a su posición inicial.

Para alcanzar este objetivo fue necesario someter al dispositivo a pruebas experimentales, las cuales se dividieron en dos tipos: pruebas cuasi-estáticas y dinámicas. Las pruebas cuasi-estáticas se llevaron a cabo con el objeto de asegurar el funcionamiento del dispositivo y que este disipa energía independientemente del resorte de restitución. Las pruebas dinámicas permitieron cuantificar la energía disipada por el dispositivo bajo diferentes torques de apriete y velocidades de impacto.

4.1 Disipador de energía

4.1.1 Componentes del disipador de energía

El disipador de energía utilizado para esta investigación fue diseñado por Martínez (2015) y se muestra más a detalle en el Anexo A. Entre las características principales del disipador es que es regulable y puede ensamblarse de manera rápida y sencilla, además que posee dos sistemas independientes. El primer sistema es el de disipación de energía en el que intervienen los elementos que con su contacto generan la fricción, el segundo sistema es el de restitución, en este último el resorte representa un papel fundamental.

El disipador de energía ensamblado con todos sus elementos se presenta en la Figura 4.1, consta de 6 componentes para cumplir con el objetivo de obtener un diseño de mayor simplicidad y de un fácil montaje, con respecto al primer diseño desarrollado en el CENIDET. Cada uno de los elementos se describen brevemente a continuación, además, se explica el funcionamiento de cada uno dentro del dispositivo.



Figura 4.1 Disipador de energía.

4.1.1.1 Carcasa

La carcasa es el elemento en el cual se ensamblan los dos sistemas independientes, el de disipación de energía y el de restitución. En dicho elemento se encuentra el alojamiento en el que reposa el elemento friccionante dando lugar a un contacto entre ambos; en dicho contacto se genera fricción que permite disipar parte de la energía que entra al sistema en el momento en que sucede un impacto. En la Figura 4.2 se puede observar el elemento carcasa.



Figura 4.2 Carcasa.

4.1.1.2 Elemento móvil

El elemento móvil es la parte encargada de deslizarse de manera axial dentro de la carcasa en el momento en que el dispositivo sufre un impacto, teniendo contacto directo con el O-ring y generando fricción en las superficies. En su extremo inferior se ensambla una base la cual cuenta con un alojamiento en el que se monta un extremo del resorte de restitución, esto permite el retorno del elemento móvil a su posición inicial. En la Figura 4.3 se muestra el elemento móvil ensamblado a la base del resorte, con el detalle del alojamiento del resorte.



Figura 4.3 Elemento móvil y base.

4.1.1.3 Tornillo hueco

El tornillo hueco es la pieza a través de la cual se aplica el torque de apriete al sistema, dicho torque es el encargado de comprimir al O-ring. El tornillo se acopla a la carcasa por medio de una rosca interna y rodea al elemento móvil, creando el alojamiento (carcasa-elemento móvil-tornillo hueco) en el que se asienta el O-ring. En la Figura 4.4 se observa el tornillo hueco, la parte superior mostrada en la imagen es la superficie que tiene el contacto con el O-ring para comprimirlo.



Figura 4.4 Tornillo hueco.

La fuerza axial de compresión que se transmite al O-ring se puede calcular a partir del torque aplicado al tornillo hueco con la Ecuación 4-1 (Budynas & Keith Nisbett, 2008).

$$F_c = \frac{2T}{D_m} \left(\frac{\pi D_m - \mu p \sec \alpha}{p + \pi \mu \sec \alpha} \right) \quad 4-1$$

donde T representa el torque de apriete, D_m es el diámetro medio de la rosca, μ es el coeficiente de fricción, p es el paso de la rosca y α es el ángulo de la hélice.

El ángulo de la hélice se calcula con:

$$\alpha = \tan^{-1} \left(\frac{p}{\pi D_m} \right) \quad 4-2$$

4.1.1.4 Resorte de restitución

El resorte es el elemento principal dentro del sistema de restitución, su principal objetivo es el devolver al elemento móvil a su posición inicial después de sufrir un impacto. Se ensambla dentro de la carcasa, uno de sus extremos se aloja en la base

ensamblada al elemento móvil y el otro extremo se monta en el alojamiento del tornillo de precarga. Como se ve en la Figura 4.5, se trata de un resorte de paso constante.



Figura 4.5 Resorte de restitución.

Estos elementos se rigen bajo la ley de Hooke para resortes en la que la fuerza F que se ejerce sobre ellos se relaciona con el desplazamiento x que sufren y su constante elástica k_e , y se denota como en la Ecuación 4-3 (Rao, 2012).

$$F = k_e x \quad 4-3$$

4.1.1.5 Tornillo de precarga

El tornillo de precarga es la parte del dispositivo que se acopla a la base de la carcasa por medio de una rosca, cuenta con un alojamiento en el que se ensambla uno de los extremos del resorte de restitución. Este tornillo cuenta con una rosca que le permite desplazarse dentro de la carcasa en el sistema de restitución para aplicar precargas al resorte.

La Figura 4.6 muestra el tornillo de precarga con ambos lados, la primera cara es la que cuenta con el alojamiento del resorte y que al montarlo queda internamente, la segunda cara es la que queda externamente, el orificio central permite insertar una llave con la cual se va aplicando la precarga al resorte de restitución.



Figura 4.6 Tornillo de precarga: parte interna y externa.

4.1.1.6 Elemento friccionante

Los O-rings o juntas tóricas son elementos que permiten la estanqueidad eficaz y económica aptos para una amplia gama de aplicaciones ya sean dinámicas o

estáticas. Existe una gran variedad de materiales elastoméricos que se utilizan para su fabricación. Los elastómeros utilizados para la producción de las juntas tóricas aseguran un funcionamiento fiable, debido a su rápida y casi completa recuperación ante la aplicación de fuerzas de tensión o compresión (Parker, 2007).

La aplicación de estos elementos va desde la más sencilla como elementos de estanqueidad, como junta individual para reparación o mantenimiento hasta aplicaciones más complejas como el aseguramiento de la calidad de la industria aeroespacial o la ingeniería en general. Para aplicaciones dinámicas suelen ser usados en pistones de máquinas, vástagos, en ejes, husillos, cilindros que funcionan a presiones hidráulicas, etc., incluso llegan a cumplir funciones de amortiguamiento (Tecnosellos, n.d.; Trelleborg Sealing Solutions, 2007).

Su funcionamiento se basa en un apriete que actúa en dirección axial o radial, dependiendo de la instalación del mismo (Simmerring. Freudenberg Group, n.d.; Trelleborg Sealing Solutions, 2007). En la Figura 4.7 se puede observar cómo se coloca la junta en el alojamiento y cómo se expande radialmente cuando se le aplica una compresión de manera axial.

Su funcionamiento dentro del dissipador de energía es muy similar, se coloca en un alojamiento constituido por la carcasa, el elemento móvil y el tornillo hueco, este último se encarga de aplicar la compresión axial al O-ring a través del torque de apriete.

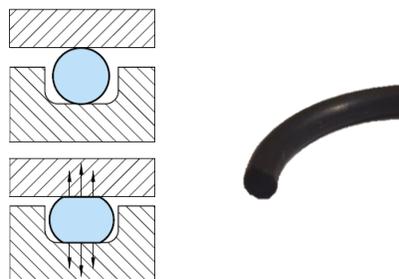


Figura 4.7 Instalación de un O-ring (Trelleborg Sealing Solutions, 2007).

4.2 Funcionamiento del dissipador de energía

El dispositivo dissipador de energía fue diseñado con el objetivo de que cuando se somete a un evento de impacto, éste pueda disminuir los efectos negativos de este fenómeno, esto se logra por medio de la fricción de sus elementos internos, lo cual permite que gran parte de la energía que entra al sistema al momento del impacto sea disipada.

A continuación, se describe el funcionamiento de los elementos que representan un papel indispensable dentro de ambos sistemas: el de disipación de energía y el de restitución.

4.2.1 Funcionamiento del O-ring

El O-ring, una vez que se ha montado en el alojamiento de la carcasa y ha rodeado al elemento móvil debe ser comprimido, esto se logra cuando se coloca el tornillo hueco. Este último se ensambla con la carcasa por medio de una rosca y rodea al elemento móvil, la fuerza de compresión que ejerce sobre el O-ring se logra a través de la aplicación de un torque de apriete, el cual se convierte en un desplazamiento axial, determinado por la Ecuación 4-1.

En la Figura 4.8 se puede observar la sección del O-ring al momento que el torque de apriete es aplicado, éste se expande de manera radial teniendo contacto con las paredes de la carcasa y el elemento móvil. Una vez que se ha generado el contacto con la carcasa y el elemento móvil se produce la fricción en estas áreas, lo cual permite que la energía que entra al sistema en el momento del impacto sea disipada.

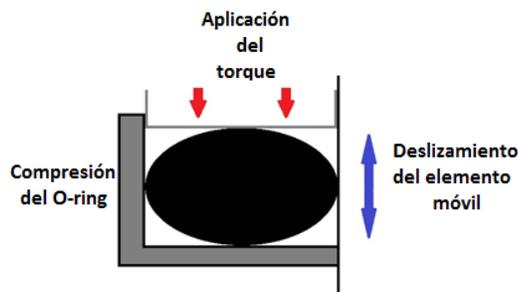


Figura 4.8 O-ring montado en el dissipador de energía.

4.2.2 Funcionamiento del elemento móvil

Este componente del dispositivo comprende una barra que se desliza dentro de una carcasa y tiene contacto con la parte interna del O-ring. En uno de sus lados se ensambla una base en la que se aloja un extremo del resorte de restitución, por lo que podría considerarse que dicho elemento forma parte de ambos sistemas, tanto del sistema de disipación de energía como del sistema de restitución.

El extremo libre del elemento móvil es la superficie que recibe el impacto generando un deslizamiento en el interior de la carcasa, este movimiento produce fricción en el contacto con el O-ring, y al mismo tiempo comprime al resorte de restitución por medio de la base que aloja el extremo del resorte. En la Figura 4.9

se muestra el momento en el que el dissipador de energía es impactado produciendo el deslizamiento del elemento móvil y la compresión del resorte.

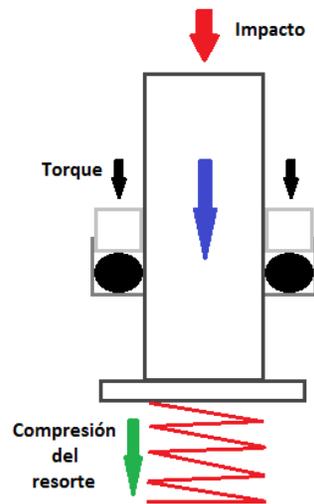


Figura 4.9 Funcionamiento del elemento móvil.

4.2.3 Funcionamiento del resorte de restitución

El resorte de restitución tiene como tarea devolver al elemento móvil a su posición original. Una vez que el dispositivo sufre un impacto, el elemento móvil se desliza dentro de la carcasa comprimiendo al resorte de restitución, dicha fuerza de compresión hace que el resorte se descomprima devolviendo al elemento móvil a su posición original antes del siguiente impacto como se observa en la Figura 4.10.

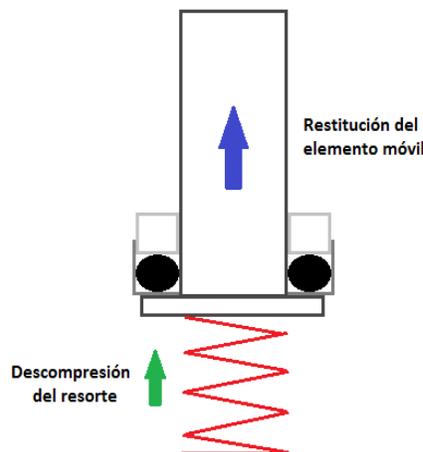


Figura 4.10 Funcionamiento del resorte de restitución.

4.3 Diseño experimental

Para esta parte de la investigación se dio inicio con el diseño experimental que permitió llegar a cumplir con los objetivos planteados en el apartado 1.1 del Capítulo 1. A partir de la definición de las observaciones a realizar que fue la cuantificación de la energía que se puede llegar a disipar cuando se utilizan materiales elastoméricos, se identificaron las variables dependientes e independientes. Como variables dependientes se tiene el cambio de material y el torque aplicado al sistema, y como variables independientes se tienen la energía disipada y la fuerza de fricción máxima.

Posteriormente, para la realización de las mediciones fue necesario establecer una metodología a seguir, así como definir el equipo necesario para el banco experimental y la cantidad de pruebas a realizar, esto con el objetivo de obtener mediciones confiables. Una vez obtenidos los resultados de las mediciones realizadas se procedió con el tratamiento de los datos.

En la Figura 4.11 se esquematiza el diseño experimental, desde la definición de las observaciones a realizar, la identificación de las variables, la realización de las mediciones, la obtención de los resultados y finalmente el tratamiento de los datos.

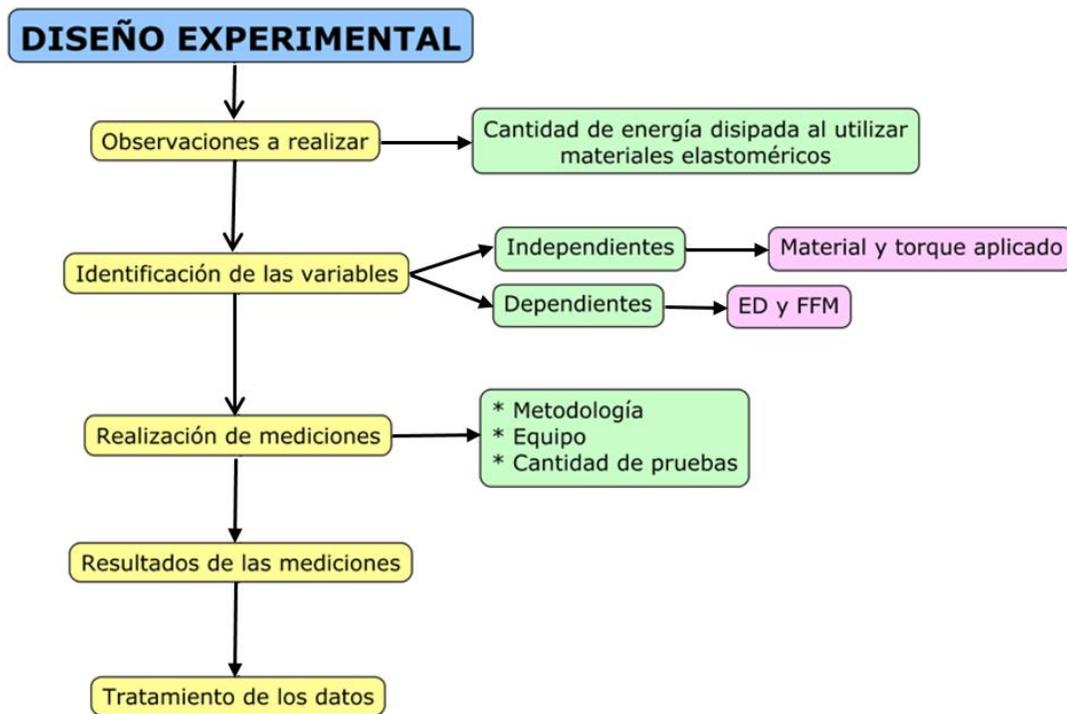


Figura 4.11 Diseño experimental.

Durante la etapa del tratamiento de los datos se evaluó la incertidumbre absoluta, la desviación estándar y la desviación estándar del promedio. La incertidumbre absoluta permite conocer el intervalo dentro del cual se encuentra el valor esperado de la medición para juzgar la calidad del proceso de medición y está dada por la expresión:

$$\delta_x = \frac{\max(x) - \min(x)}{2} \quad 4-4$$

donde x representa el valor del dato obtenido experimentalmente. La desviación estándar indica que tan dispersos se encuentran los datos con respecto a la media o promedio y está dada por:

$$s = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n (x_i - \bar{x})^2}{n-1}} \quad 4-5$$

donde \bar{x} es la media o promedio y n es el número de datos obtenidos. La desviación estándar del promedio es la dispersión reducida de las medias de las muestras y está dada por:

$$\sigma_m = \frac{s}{\sqrt{n}} \quad 4-6$$

El proceso de medición consiste mucho más que en solo realizar unas cuantas observaciones y obtener el promedio. Entre menor sea la incertidumbre y desviaciones en los datos, se asegura que los valores obtenidos se encuentran muy próximos entre sí (Baird, 1991).

4.3.1 Selección y caracterización de los materiales de los O-rings

Para la selección de los materiales se tomaron en cuenta ciertas consideraciones, una de ellas fue el conjunto de las dimensiones del alojamiento. Se buscaron materiales que contaran con las dimensiones del alojamiento y que además tuvieran buena respuesta frente a condiciones dinámicas.

Los materiales seleccionados fueron el caucho de nitrilo butadieno (NBR) con una dureza de 70 Shore A y el caucho de fluorocarbono (FKM) con una dureza de 75 Shore A. A continuación, se da una descripción de cada uno de los materiales seleccionados.

4.3.1.1 Caucho de nitrilo butadieno (NBR-70)

También conocido como Buna N, es uno de los materiales más utilizados para las tareas de sellado, esto gracias a su resistencia a diversos materiales y lubricantes. Se trata de una composición de acrilonitrilo y butadieno en donde las propiedades de este dependen principalmente de la cantidad de acrilonitrilo contenido, la cual va desde el 18 hasta el 50% (con un estándar de 34%).

En general posee buenas propiedades mecánicas y su temperatura de funcionamiento se encuentra en un rango de -40 a 100 °C (Standard Seal, n.d.). En la Tabla 4.1 se muestran las características principales del O-ring de este material, además de sus propiedades mecánicas.

Tabla 4.1 O-ring de NBR (DMH Solution for seals, 2014; JIORINGS, n.d.; Matweb, 2018a).

| | | |
|--|----------------------------------|---------------------------------|
|  | Material | Caucho de nitrilo butadieno NBR |
| | Diámetro externo | 25 mm |
| | Diámetro interno | 20 mm |
| | Sección | 2.5 mm |
| | Dureza, Shore A | 70 |
| | Módulo de elasticidad | 7 MPa |
| | Resistencia a la tracción | ≥14 MPa |
| | Set de compresión | 15 - 25 % |
| | Peso específico | 1.24 ± 0.05 g/cm ³ |

4.3.1.2 Caucho de fluorocarbono (FKM-75)

Este material puede presentar diferentes comportamientos en cuanto a resistencia química y flexibilidad frente al frío dependiendo de su estructura y de su contenido de flúor. Una de sus características principales es su no-flamabilidad, además, posee baja permeabilidad a los gases y una excelente resistencia al ozono, intemperie y envejecimiento.

Su rango de funcionamiento de temperatura se encuentra entre los -20 y 200 °C (Eriks, 2010). En la Tabla 4.2 se muestran las características principales del O-ring de este material, con algunas de sus propiedades mecánicas más importantes.

Tabla 4.2 O-ring de FKM (DMH Solution for seals, 2015; JIORINGS, n.d.; Matweb, 2018b).

| | | |
|---|----------------------------------|-------------------------------|
|  | Material | Caucho de fluorocarbono FKM |
| | Diámetro externo | 25 mm |
| | Diámetro interno | 20 mm |
| | Sección | 2.5 mm |
| | Dureza, Shore A | 75 |
| | Módulo de elasticidad | 3 MPa |
| | Resistencia a la tracción | ≥10 MPa |
| | Set de compresión | 13 % |
| | Peso específico | 1.88 ± 0.05 g/cm ³ |

4.3.2 Pruebas cuasi-estáticas

El objetivo de estas pruebas fue el obtener las curvas de histéresis y la cantidad de energía disipada con el dispositivo montado sin resorte y sin tornillo de precarga, esto para asegurar el funcionamiento del sistema con respecto a los materiales seleccionados para los O-rings y que se puede disipar energía independientemente del resorte de restitución.

Además, se pudo cuantificar la fuerza de fricción máxima generada en el dispositivo, así como la definición de los torques de apriete a utilizar. En la Tabla 4.3 se describen las condiciones bajo las cuales se realizaron las pruebas cuasi-estáticas.

Tabla 4.3 Descripción de las pruebas cuasi-estáticas.

| DESCRIPCIÓN DEL ENSAYO | |
|-------------------------------|--|
| Equipo | Máquina universal de ensayos Shimadzu AG-X plus 100 kN |
| Tipo de ensayo | Compresión |
| No. de ciclos | 10 |
| Velocidad | 50 mm/min |
| Desplazamiento | 15 mm |
| Celda de carga | 5kN |

Para la definición de los torques de apriete usados se consideró la dimensión del alojamiento del O-ring dentro del dispositivo. El alojamiento para el O-ring tiene una geometría cuadrada con dimensiones de 2.5 mm de lado (tolerancia ± 0.1 mm) y con base en las recomendaciones de fabricantes que sugieren aplicar compresiones pequeñas, de menos del 20% con respecto del diámetro de la sección de la junta (Niu, 2015; Parker Hannifin, n.d.; Trelleborg Sealing Solutions, 2007), se emplearon torques que van desde los 2 hasta los 6 N·m.

Además, es importante destacar que durante esta etapa de la experimentación se realizaron pruebas con torques mayores y menores a los antes mencionados. Cuando se aplicó un torque de 1 N·m se observó que existían incertidumbres muy grandes entre los valores obtenidos de las pruebas, esto debido a que el O-ring no se encontraba lo suficientemente comprimido para generar el contacto causante de la fricción. Por el contrario, cuando se aplicaron torques más grandes como el de 10 N·m el material del O-ring presentó agrietamientos en consecuencia al exceso de compresión del elemento.

Para montar el dispositivo en la máquina universal se realizó una adaptación en el elemento móvil mostrada en la Figura 4.12, se trata de un aditamento utilizado para sujetar el vástago y generar los movimientos de compresión y descompresión con la máquina, el tornillo se coloca en la rosca interna del elemento móvil, las tuercas colocadas en la parte superior permiten que las abrazaderas de la máquina universal sujeten al dispositivo para imprimir los movimientos de compresión y descompresión del ensayo.



Figura 4.12 Adaptaciones del elemento móvil.

Para la realización de las pruebas cuasi-estáticas se hizo un diseño experimental como el que se muestra en la Figura 4.13, en el que se evaluaron ambos materiales bajo las mismas condiciones y se aplicaron torques de apriete al dispositivo de 2 a 6 N·m para obtener las fuerzas de fricción máximas presentes en el dispositivo durante el deslizamiento del elemento móvil. Dicha fuerza de fricción máxima obtenida permitió caracterizar un resorte capaz de restituir al elemento móvil a su posición inicial después del impacto.

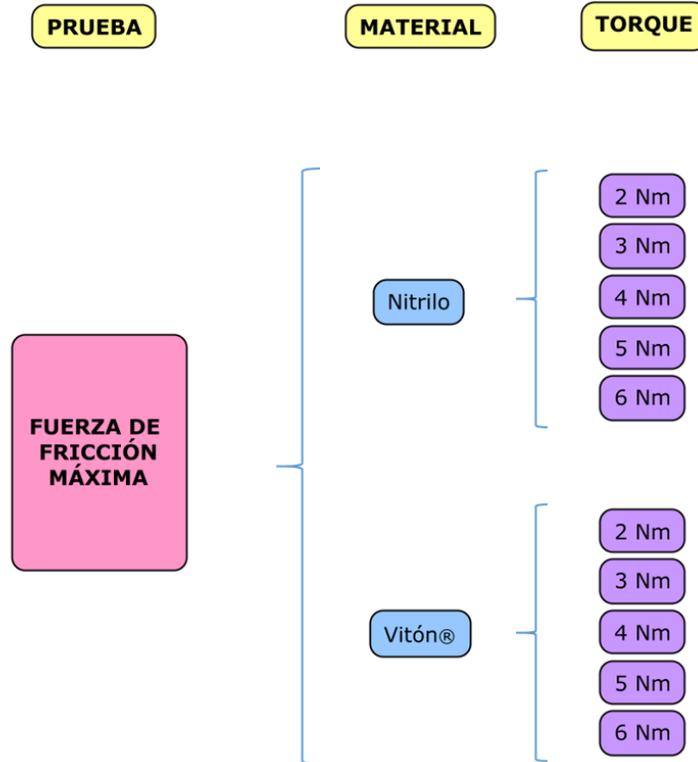


Figura 4.13 Diseño experimental cuasi-estático.

En la Figura 4.14 se observa la manera en que se montó el dissipador de energía en la máquina universal, para sujetar el dispositivo de su base se emplearon ángulos y soleras de hierro con tornillos, y en la Figura 4.15 se muestra el esquema con las superficies que se friccionan. La Tabla 4.4 y Tabla 4.5 muestran los promedios para la fuerza de fricción máxima obtenida para cada torque de apriete en el NBR y FKM respectivamente, siendo el valor máximo de 260 N aproximadamente. La caracterización del resorte de restitución se detalla en el Anexo B.

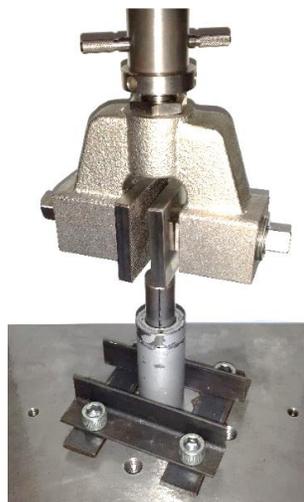


Figura 4.14 Montaje del dissipador de energía en la máquina universal.

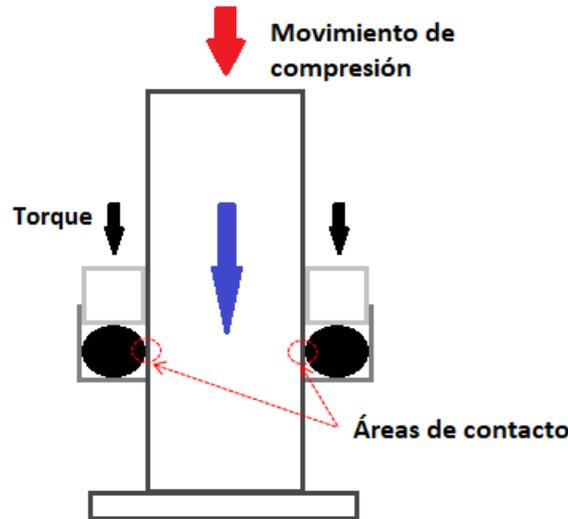


Figura 4.15 Modelo del ensayo cuasi-estático.

Tabla 4.4 Fuerza de fricción máxima registrada para el Nitrilo a diferentes torques de apriete.

| Prueba | Fuerza de fricción máxima (N) | | | | |
|-----------------|-------------------------------|----------------|----------------|----------------|----------------|
| | Torque 2 (N·m) | Torque 3 (N·m) | Torque 4 (N·m) | Torque 5 (N·m) | Torque 6 (N·m) |
| 1 | 48.9577 | 63.7866 | 85.0586 | 96.8742 | 125.2076 |
| 2 | 26.6891 | 39.0333 | 80.2012 | 89.6307 | 97.5430 |
| 3 | 34.0026 | 39.2516 | 54.6018 | 81.5592 | 144.6995 |
| Promedio | 36.5498 | 47.3571 | 73.2872 | 89.3547 | 122.4834 |

Tabla 4.5 Fuerza de fricción máxima registrada para el Viton® a diferentes torques de apriete.

| Prueba | Fuerza de fricción máxima (N) | | | | |
|-----------------|-------------------------------|----------------|----------------|----------------|----------------|
| | Torque 2 (N·m) | Torque 3 (N·m) | Torque 4 (N·m) | Torque 5 (N·m) | Torque 6 (N·m) |
| 1 | 41.6623 | 109.7789 | 206.8850 | 243.0795 | 275.2420 |
| 2 | 62.8253 | 112.2285 | 167.6065 | 201.1586 | 213.1005 |
| 3 | 77.7264 | 96.0360 | 118.3305 | 210.5092 | 273.1232 |
| Promedio | 60.7380 | 106.0145 | 164.2740 | 218.2491 | 253.8219 |

En el Anexo G se presentan los resultados para la histéresis obtenida en ambos materiales, con los cuales se asegura que el dispositivo disipa energía independientemente del resorte de restitución.

4.3.3 Pruebas dinámicas

Las pruebas dinámicas permitieron conocer la cantidad de energía que el dispositivo logró disipar durante el primer impacto. Estas pruebas se realizaron con el dispositivo ensamblado con todos sus elementos, el impacto se generó por la caída libre del péndulo de Charpy. En la Tabla 4.6 se da la descripción del ensayo de impacto realizado.

Tabla 4.6 Descripción de las pruebas dinámicas.

| DESCRIPCIÓN DEL ENSAYO | |
|----------------------------|---|
| Equipo | Péndulo de Charpy |
| Tipo de ensayo | Impacto |
| Sensores instalados | - Celda de carga Kistler 9712A-500 - Sensor tipo Hall MLX90316 |
| Ángulos de caída | 16°, 30°, 35° y 45° |

Se buscó evaluar el comportamiento del dispositivo en otras condiciones de trabajo, esto se logró a través del incremento del ángulo de caída libre del brazo del péndulo. La variación del ángulo de caída permite aumentar la velocidad de impacto y la cantidad de energía que entra al sistema durante el impacto.

Para conocer la velocidad de impacto del péndulo, se parte del ángulo de caída libre usando las Ecuaciones 3-4, 3-9 y 3-10 presentadas en el apartado 3.2 del Capítulo 3. Las velocidades de impacto para cada ángulo de caída del brazo del péndulo se muestran en la Tabla 4.7.

Tabla 4.7 Velocidades de impacto del péndulo de Charpy.

| | | | | |
|-----------------------------------|--------|--------|--------|--------|
| Ángulo de caída (°) | 16 | 30 | 35 | 45 |
| Velocidad de impacto (m/s) | 0.6115 | 1.1372 | 1.3213 | 1.6815 |

El banco experimental empleado para la realización de estas pruebas consta de un péndulo de Charpy al cual se adaptaron dos sensores, el primero es una celda de carga Kistler 9712A-500 (Figura 4.16) la cual permitió medir la fuerza de impacto de los cuerpos puestos en contacto, el segundo es un sensor tipo Hall MLX90316 y es el encargado de medir la posición angular del brazo del péndulo. La instalación del banco experimental se describe más detalladamente en el Anexo C, las especificaciones técnicas de ambos sensores se encuentran en el Anexo D, y en el

Anexo E se muestra el diagrama de Labview empleado para el procesamiento de las señales obtenidas de ambos sensores.



Figura 4.16 Instalación de la celda de carga Kistler 9712A-500 en el péndulo.

Para realizar las mediciones correctas en lo que respecta a la fuerza de impacto presente en el contacto entre el dispositivo y el brazo del péndulo fue necesario calibrar el sensor (celda de carga), para ello se empleó una barra de acero y se hizo un estudio analítico-experimental para comparar los resultados, donde se tuvo una diferencia porcentual del 2.34% el cual se consideró aceptable.

En la Figura 4.17 se observa el montaje de la barra de acero en el péndulo para la parte experimental de la calibración. En el Anexo F se detalla la calibración de la celda de carga con el péndulo de Charpy, tanto la parte analítica como la experimental.



Figura 4.17 Montaje de la barra de acero para la calibración.

Para dar inicio a la realización de las pruebas de impacto se establecieron las configuraciones del dispositivo bajo las cuales se probó. En la Figura 4.18 se presenta el diseño experimental dinámico para la realización de dichas pruebas, fueron considerados ambos materiales (Nitrilo y Viton®) y para la selección de los torques de apriete se consideraron los mismos empleados en las pruebas cuasi-estáticas que van de 2 hasta 6 N·m.

Debido a las características de la celda de carga y de acuerdo a estudios previos realizados en otras investigaciones se determinó que la capacidad máxima de fuerza de impacto que soporta la celda es a una caída libre del péndulo de 16°. Para

observar el comportamiento del disipador de energía bajo diferentes condiciones se varió el ángulo de caída libre del péndulo, al variar dicho ángulo se modificó la velocidad de impacto. Se utilizaron ángulos de caída libre de 16°, 30°, 35° y 45°, con los últimos tres ángulos no se empleó la celda de carga para evitar daños al sensor, en su lugar se colocó una barra de acero con las mismas dimensiones.

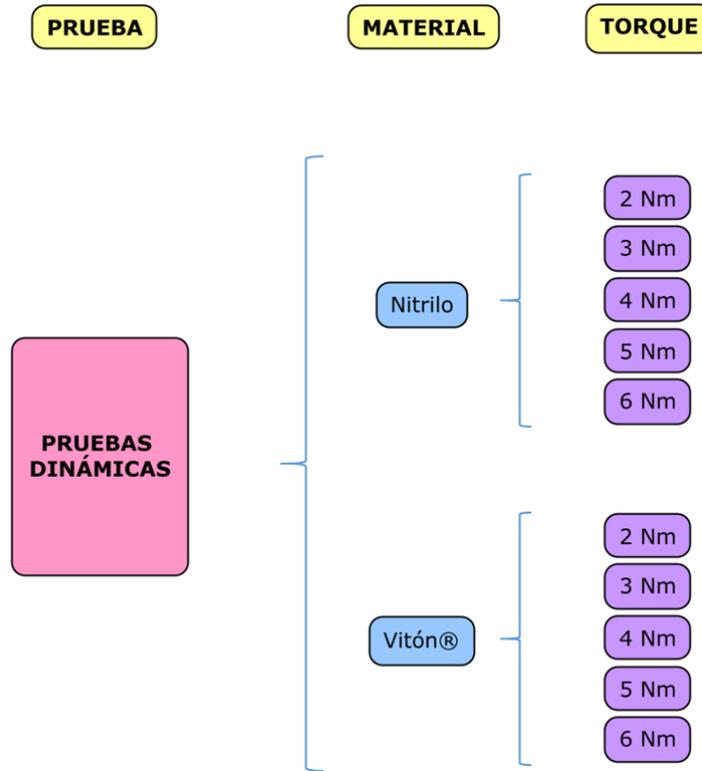


Figura 4.18 Diseño experimental dinámico.

La cantidad de energía disipada E_d se obtiene de la diferencia de la energía potencial de entrada Ep_e dada por la posición inicial del brazo del péndulo (a 16°, 30°, 35° o 45°) y la energía potencial de salida Ep_s dada por el ángulo de rebote después del primer impacto, para ello se utilizaron las Ecuaciones 3-4 y 3-5 (Askeland & Phulé, 1998):

$$E_d = Ep_e - Ep_s \quad 4-7$$

En la Tabla 4.8 se indica la cantidad de energía potencial (convertida a energía cinética como se indica en la Ecuación 3-7) que entra al sistema en el momento del impacto para los diferentes ángulos de caída del brazo del péndulo empleados en esta investigación.

Tabla 4.8 Energía potencial de entrada a diferentes ángulos de caída del péndulo.

| Ángulo de caída (°) | Energía potencial de entrada (J) |
|----------------------------|---|
| 16 | 0.3739 |
| 30 | 1.2933 |
| 35 | 1.7457 |
| 45 | 2.8273 |

RESUMEN DE LAS PRUEBAS EXPERIMENTALES

El dispositivo utilizado en esta investigación consta de seis elementos: una carcasa que tiene por objetivo alojar a todos los elementos restantes, el elemento móvil es el encargado de deslizarse dentro de la carcasa al momento de experimentar un impacto, el tornillo hueco tiene como tarea aplicar una compresión al elemento friccionante a través de un torque de apriete, el resorte de restitución devuelve al elemento móvil a su posición inicial después de sufrir un impacto, el tornillo de precarga se enrosca dentro de la carcasa comprimiendo al resorte de restitución, y finalmente el elemento friccionante el cual tiene la tarea de friccionarse con el elemento móvil y la carcasa, logrando la disipación de la energía que entra al sistema.

El elemento friccionante es una junta tórica de material elastomérico debido a que son la mejor representación de los materiales elastoméricos para adaptarse a la configuración del dispositivo, además sus medidas son normalizadas, son de bajo costo, y son aptas para funcionamiento estático y dinámico. Este tipo de material posee características y propiedades que los vuelven excelentes absorbedores de impacto gracias a que pueden experimentar grandes deformaciones sin que éstas sean permanentes, además, presentan un comportamiento hiperelástico y viscoelástico.

Como parte del desarrollo de esta investigación, fue indispensable conocer el funcionamiento del dispositivo, siendo sus elementos principales el O-ring, el elemento móvil y el resorte de restitución. Su funcionamiento se basa en el deslizamiento del elemento móvil al sufrir un impacto, dicho deslizamiento provoca el roce con el O-ring produciendo la fricción causante de la disipación de energía, al mismo tiempo que el elemento móvil se desliza va comprimiendo al resorte, el cual lo devuelve a su posición original.

Para el diseño experimental se identificaron dos variables independientes: el torque de apriete aplicado y el material del O-ring. También se identificaron dos variables dependientes: la fuerza de fricción máxima y la energía disipada. La selección de materiales se llevó a cabo con base en la disponibilidad en las medidas requeridas y las características del material.

Las pruebas se dividieron en cuasi-estáticas y dinámicas. Las primeras permitieron conocer las fuerzas de fricción máximas para caracterizar un resorte capaz de restituir al elemento móvil y asegurar el funcionamiento correcto del dispositivo, además, permitió seleccionar los torques de apriete para el sistema. Con las pruebas dinámicas se cuantificó la fuerza de impacto presente en el contacto de los cuerpos y la energía disipada durante el primer impacto.

Capítulo 5

Presentación de resultados

Para alcanzar el objetivo de medir la cantidad de energía que se puede disipar durante un impacto en el dispositivo se llevaron a cabo pruebas dinámicas en un péndulo de Charpy modificado. Se instalaron dos sensores en el péndulo: una celda de carga que permitió conocer la fuerza de impacto entre los cuerpos, y un sensor tipo Hall para obtener la posición angular del brazo del péndulo.

Durante la realización de pruebas experimentales dinámicas se variaron las velocidades de impacto al modificar el ángulo de caída libre del brazo del péndulo (16° , 30° , 35° y 45°), en la Tabla 4.7 se especifican las velocidades correspondientes a cada ángulo. Se evaluaron ambos materiales (Nitrilo y Viton[®]), con torques de apriete de 2 a 6 N·m, con 4 diferentes ángulos de caída del brazo del péndulo, lo que dio un total de 240 pruebas. Los resultados obtenidos se clasificaron de acuerdo al ángulo de caída libre del péndulo.

Además, se pudo evaluar la eficiencia de disipación de energía de cada material con respecto al torque aplicado y el porcentaje de la energía que logra disipar (con respecto a la energía que entra al dispositivo a través del impacto). En la Figura 5.1 se muestra el montaje del dispositivo en el péndulo para las pruebas dinámicas de impacto.



Figura 5.1 Montaje del disipador de energía en el péndulo de Charpy.

5.1 Pruebas a 16°

El primer ángulo de caída evaluado fue el de 16°, de acuerdo a las especificaciones de la celda de carga Kistler 9712A-500 y por estudios previos realizados en CENIDET se determinó que la capacidad máxima para la fuerza de impacto que puede registrar la celda de carga es con un ángulo de caída libre de 16°.

La velocidad de impacto correspondiente a este ángulo de caída fue de 0.6115 m/s y la cantidad de energía que entra al dispositivo a través del impacto desde este mismo ángulo es de 0.3739 J.

Para cada torque de apriete, que van desde los 2 hasta los 6 N·m, se obtuvieron los ángulos de "rebote" registrados en el eje Y para ambos materiales en los siguientes gráficos (el eje X registra el tiempo).

Torque de 2 N·m

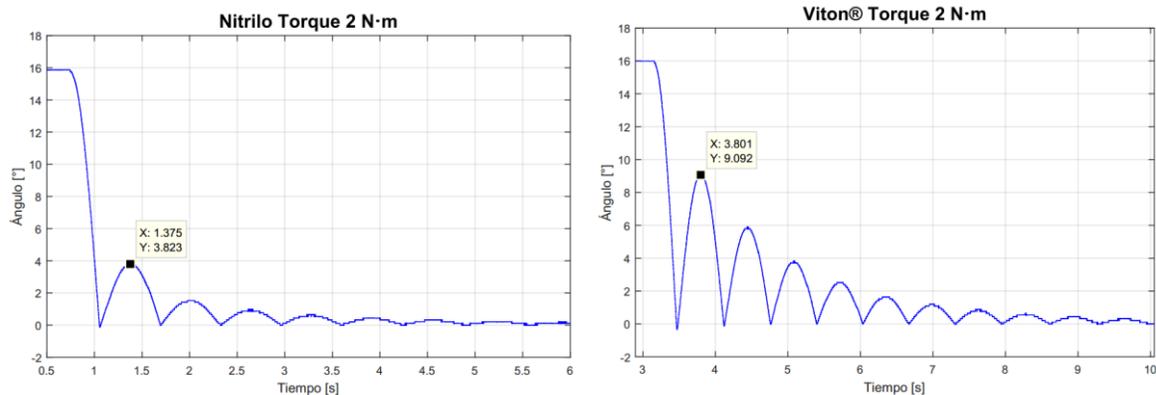


Figura 5.2 Respuesta del sistema en el sensor Hall para Nitrilo y Viton® con torque de 2 N·m a 16°.

Torque de 3 N·m

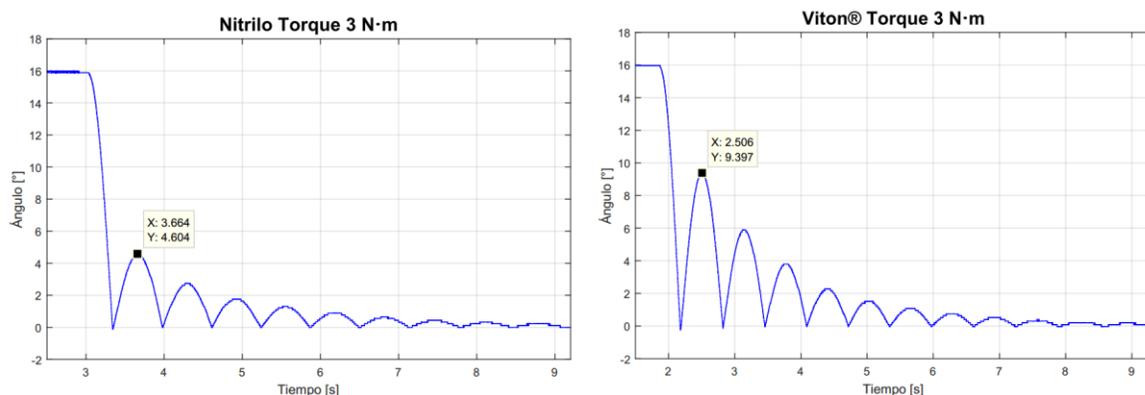


Figura 5.3 Respuesta del sistema en el sensor Hall para Nitrilo y Viton® con torque de 3 N·m a 16°.

Torque de 4 N·m

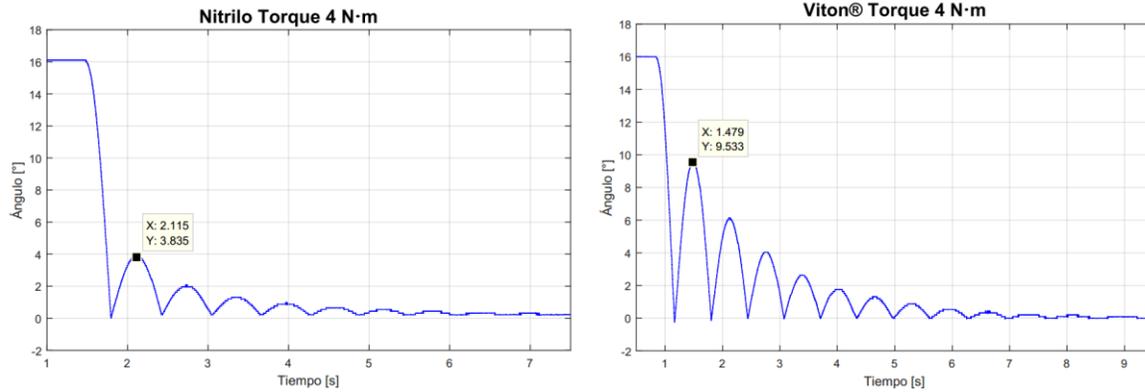


Figura 5.4 Respuesta del sistema en el sensor Hall para Nitrilo y Viton® con torque de 4 N·m a 16°.

Torque de 5 N·m

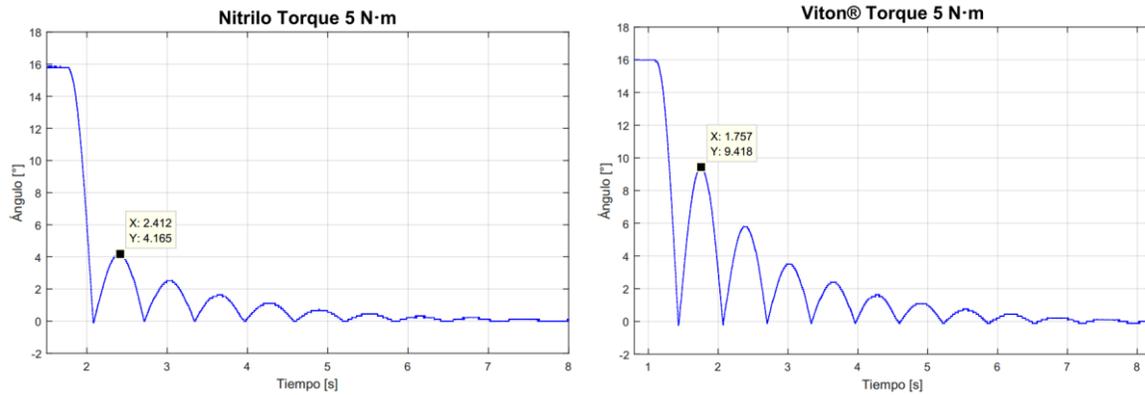


Figura 5.5 Respuesta del sistema en el sensor Hall para Nitrilo y Viton® con torque de 5 N·m a 16°.

Torque de 6 N·m

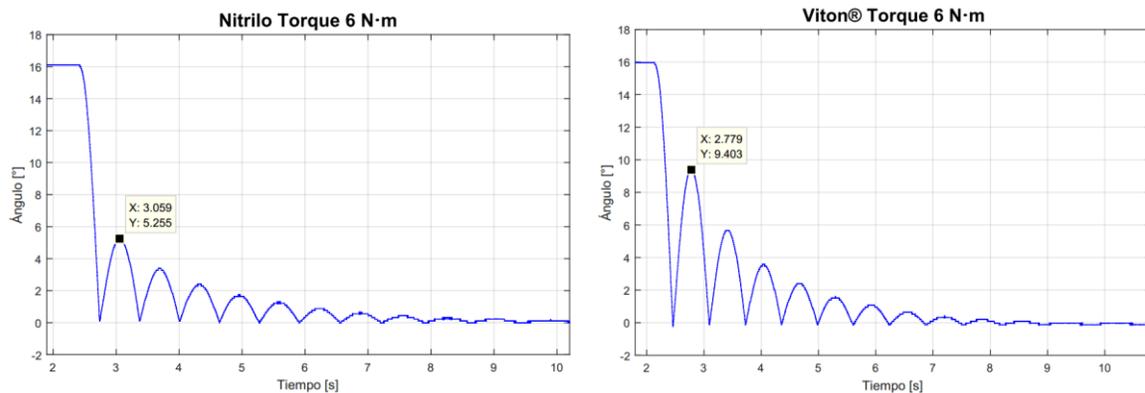


Figura 5.6 Respuesta del sistema en el sensor Hall para Nitrilo y Viton® con torque de 6 N·m a 16°.

Como se puede observar en las gráficas anteriores, el Nitrilo alcanza un ángulo de rebote menor con respecto al Viton®, lo cual significa que el material logró disipar

una mayor cantidad de energía, además se observa que existe un número menor de rebotes con el Nitrilo.

Para calcular la energía disipada a través del ángulo de “rebote” se utilizaron las Ecuaciones 3-4, 3-5 y 4-7. En la Tabla 5.1 y Tabla 5.2 se muestran los promedios de energía disipada con cada torque de apriete de las seis pruebas realizadas para el Nitrilo y Viton® respectivamente.

Tabla 5.1 Energía disipada en el Nitrilo a diferentes torques de apriete a 16°.

| | Torque 2 N·m | Torque 3 N·m | Torque 4 N·m | Torque 5 N·m | Torque 6 N·m |
|---------------|-------------------------|-------------------------|-------------------------|-------------------------|-------------------------|
| Prueba | Ed (J) |
| 1 | 0.3525 | 0.3428 | 0.3523 | 0.3485 | 0.3334 |
| 2 | 0.3523 | 0.3444 | 0.3548 | 0.3458 | 0.3333 |
| 3 | 0.3510 | 0.3442 | 0.3549 | 0.3443 | 0.3317 |
| 4 | 0.3537 | 0.3457 | 0.3548 | 0.3443 | 0.3336 |
| 5 | 0.3536 | 0.3486 | 0.3550 | 0.3395 | 0.3334 |
| 6 | 0.3525 | 0.3459 | 0.3539 | 0.3401 | 0.3336 |
| Prom. | 0.3526 | 0.3453 | 0.3543 | 0.3438 | 0.3332 |

Tabla 5.2 Energía disipada en el Viton® a diferentes torques de apriete a 16°.

| | Torque 2 N·m | Torque 3 N·m | Torque 4 N·m | Torque 5 N·m | Torque 6 N·m |
|---------------|-------------------------|-------------------------|-------------------------|-------------------------|-------------------------|
| Prueba | Ed (J) |
| 1 | 0.2527 | 0.2444 | 0.2406 | 0.2438 | 0.2442 |
| 2 | 0.2377 | 0.2382 | 0.2357 | 0.2409 | 0.2500 |
| 3 | 0.2379 | 0.2382 | 0.2374 | 0.2380 | 0.2526 |
| 4 | 0.2378 | 0.2356 | 0.2379 | 0.2350 | 0.2494 |
| 5 | 0.2378 | 0.2353 | 0.2381 | 0.2349 | 0.2495 |
| 6 | 0.2381 | 0.2356 | 0.2382 | 0.2318 | 0.2494 |
| Prom. | 0.2403 | 0.2379 | 0.2380 | 0.2374 | 0.2492 |

Para evaluar el porcentaje de energía disipada con cada material a cada torque de apriete aplicado se concentraron los datos en la Tabla 5.3 y Tabla 5.4, además se plasman datos estadísticos de interés con base en los promedios de energía disipada obtenidos para cada configuración.

Tabla 5.3 Energía disipada en el O-ring de Nitrilo a 16°.

| Torque (N·m) | Energía Disipada (J) | Porcentaje de energía disipada (%) | Incertidumbre absoluta (J) | Desviación estándar (J) | Desviación estándar del promedio (J) |
|--------------|----------------------|------------------------------------|----------------------------|-------------------------|--------------------------------------|
| 2 | 0.3526 | 94.29 | 0.001350 | 0.000992 | 0.000405 |
| 3 | 0.3452 | 92.32 | 0.002900 | 0.002003 | 0.000818 |
| 4 | 0.3543 | 94.74 | 0.001250 | 0.000972 | 0.000397 |
| 5 | 0.3444 | 92.09 | 0.004200 | 0.002811 | 0.001148 |
| 6 | 0.3328 | 89.00 | 0.000950 | 0.000943 | 0.000385 |

Tabla 5.4 Energía disipada en el O-ring de Viton® a 16°.

| Torque (N·m) | Energía Disipada (J) | Porcentaje de energía disipada (%) | Incertidumbre absoluta (J) | Desviación estándar (J) | Desviación estándar del promedio (J) |
|--------------|----------------------|------------------------------------|----------------------------|-------------------------|--------------------------------------|
| 2 | 0.2403 | 64.27 | 0.007500 | 0.006060 | 0.002474 |
| 3 | 0.2379 | 63.62 | 0.004550 | 0.003457 | 0.001411 |
| 4 | 0.2380 | 63.64 | 0.002450 | 0.001579 | 0.000645 |
| 5 | 0.2374 | 63.49 | 0.006000 | 0.004403 | 0.001798 |
| 6 | 0.2492 | 66.64 | 0.004200 | 0.002734 | 0.001116 |

Con la celda de carga se registró que la fuerza de impacto para ambos materiales es de aproximadamente 250 N cuando se tiene un ángulo de caída libre de 16° como se puede observar en la Figura 5.7. Ambas gráficas son las más representativas, dado que este valor se mantuvo constante durante todas las pruebas aplicadas con este ángulo de caída.

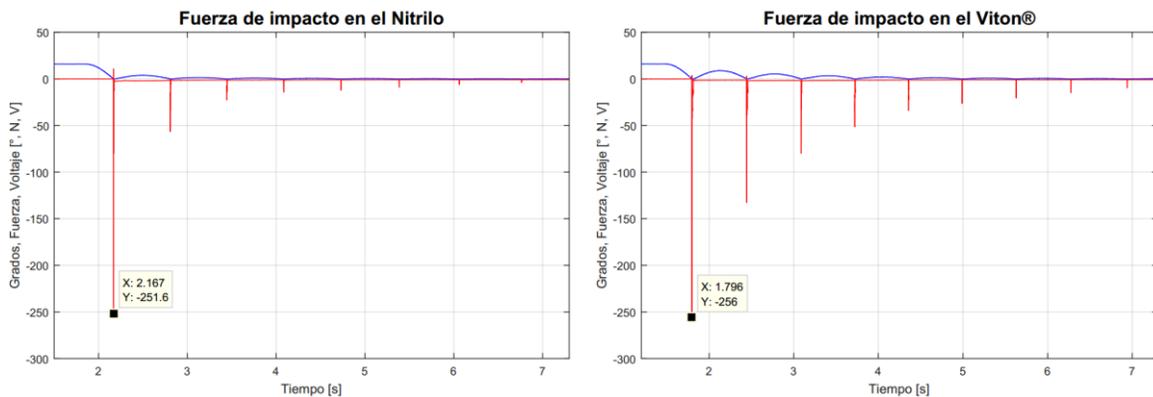


Figura 5.7 Fuerza de impacto.

5.2 Pruebas a 30°

El segundo ángulo de caída evaluado fue el de 30°, para este ángulo se substituyó la celda de carga por una barra de acero con las mismas dimensiones.

La velocidad de impacto correspondiente a este ángulo de caída fue de 1.1372 m/s y la cantidad de energía que entra al dispositivo a través del impacto desde este mismo ángulo fue de 1.2933 J.

Para cada torque de apriete, que van desde los 2 hasta los 6 N·m, se obtuvieron los ángulos de "rebote" registrados en el eje Y para ambos materiales en los siguientes gráficos (el eje X registra el tiempo).

Torque de 2 N·m

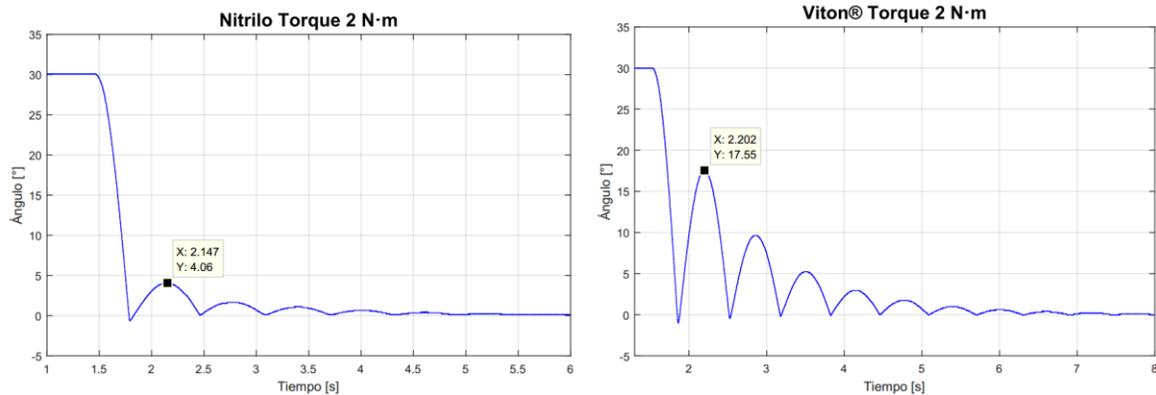


Figura 5.8 Respuesta del sistema en el sensor Hall para Nitrilo y Viton® con torque de 2 N·m a 30°.

Torque de 3 N·m

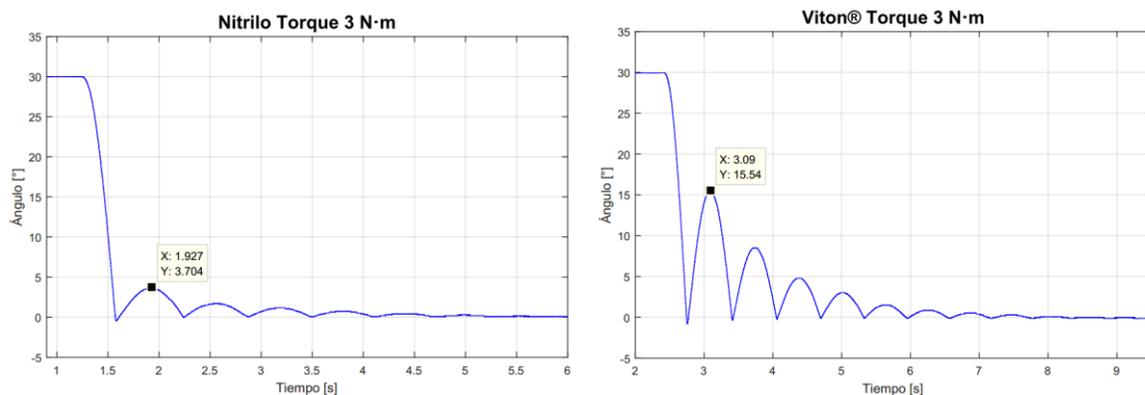


Figura 5.9 Respuesta del sistema en el sensor Hall para Nitrilo y Viton® con torque de 3 N·m a 30°.

Torque de 4 N·m

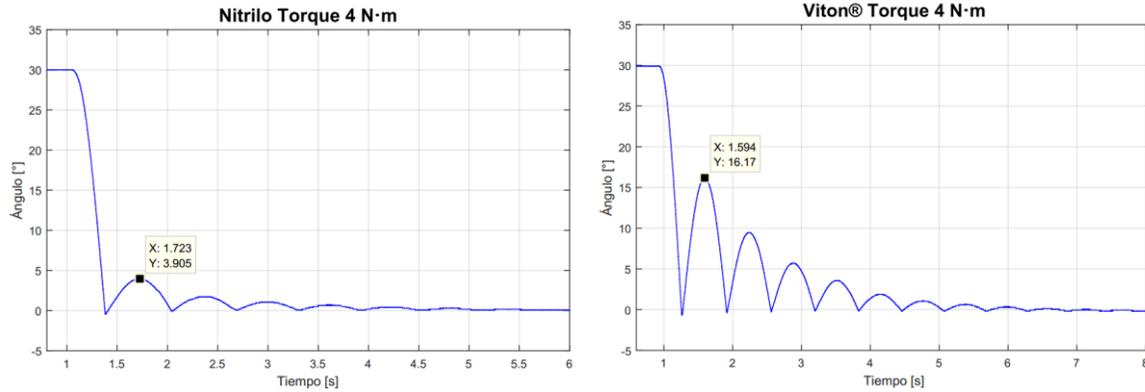


Figura 5.10 Respuesta del sistema en el sensor Hall para Nitrilo y Viton® con torque de 4 N·m a 30°.

Torque de 5 N·m

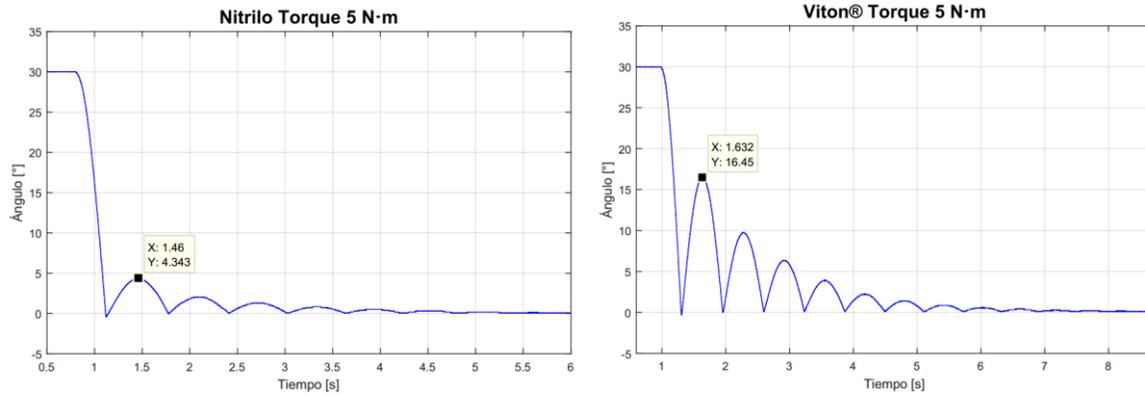


Figura 5.11 Respuesta del sistema en el sensor Hall para Nitrilo y Viton® con torque de 5 N·m a 30°.

Torque de 6 N·m

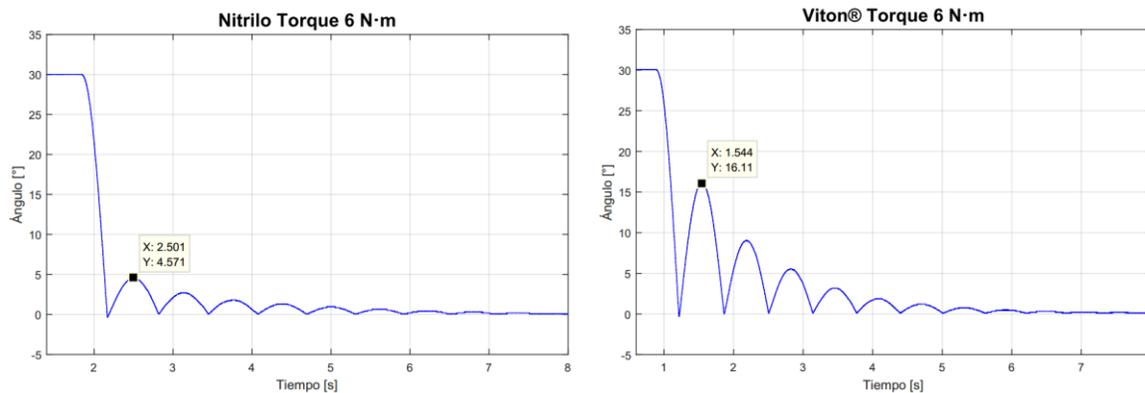


Figura 5.12 Respuesta del sistema en el sensor Hall para Nitrilo y Viton® con torque de 6 N·m a 30°.

En la Tabla 5.5 y Tabla 5.6 se muestran los promedios de energía disipada con cada torque de apriete para el Nitrilo y Viton® respectivamente.

Tabla 5.5 Energía disipada en el Nitrilo a diferentes torques de apriete a 30°.

| | Torque 2 N·m | Torque 3 N·m | Torque 4 N·m | Torque 5 N·m | Torque 6 N·m |
|--------|-----------------|-----------------|-----------------|-----------------|-----------------|
| Prueba | Ed (J) |
| 1 | 1.2690 | 1.2731 | 1.2709 | 1.2655 | 1.2626 |
| 2 | 1.2729 | 1.2709 | 1.2696 | 1.267 | 1.2627 |
| 3 | 1.2716 | 1.2709 | 1.2682 | 1.2683 | 1.2625 |
| 4 | 1.2717 | 1.2697 | 1.2683 | 1.2682 | 1.2611 |
| 5 | 1.2718 | 1.2697 | 1.2669 | 1.2682 | 1.2611 |
| 6 | 1.2717 | 1.2683 | 1.2669 | 1.267 | 1.2611 |
| Prom. | 1.2715 | 1.2704 | 1.2685 | 1.2674 | 1.2619 |

Tabla 5.6 Energía disipada en el Viton® a diferentes torques de apriete a 30°.

| | Torque 2 N·m | Torque 3 N·m | Torque 4 N·m | Torque 5 N·m | Torque 6 N·m |
|--------|-----------------|-----------------|-----------------|-----------------|-----------------|
| Prueba | Ed (J) |
| 1 | 0.8440 | 0.9444 | 0.9114 | 0.8981 | 0.9142 |
| 2 | 0.9114 | 0.9458 | 0.9569 | 0.8934 | 0.9137 |
| 3 | 0.9226 | 0.9453 | 0.9665 | 0.8934 | 0.9095 |
| 4 | 0.9372 | 0.9556 | 0.9713 | 0.8938 | 0.9043 |
| 5 | 0.9480 | 0.9560 | 0.9665 | 0.8938 | 0.8981 |
| 6 | 0.9534 | 0.9608 | 0.9665 | 0.8934 | 0.8986 |
| Prom. | 0.9194 | 0.9513 | 0.9565 | 0.8943 | 0.9064 |

Al igual que con un ángulo de caída libre del péndulo de 16° se observa que el Nitrilo registró un ángulo de rebote menor, por lo que se dedujo que disipó mayor cantidad de energía durante el primer impacto, además, se tiene un número menor de rebotes con respecto al Viton®. Los porcentajes de energía disipada con cada material a diferentes torques de apriete del O-ring se muestran en la Tabla 5.7 y Tabla 5.8 respectivamente, también se muestran datos estadísticos basados en los promedios de energía disipada obtenidos para cada configuración.

Tabla 5.7 Energía disipada en el O-ring de Nitrilo a 30°.

| Torque (N·m) | Energía Disipada (J) | Porcentaje de energía disipada (%) | Incertidumbre absoluta (J) | Desviación estándar (J) | Desviación estándar del promedio (J) |
|--------------|----------------------|------------------------------------|----------------------------|-------------------------|--------------------------------------|
| 2 | 1.2715 | 98.31 | 0.001950 | 0.001294 | 0.00053 |
| 3 | 1.2704 | 98.23 | 0.002400 | 0.001623 | 0.00066 |
| 4 | 1.2685 | 98.08 | 0.002000 | 0.001563 | 0.00064 |
| 5 | 1.2674 | 97.99 | 0.001400 | 0.001097 | 0.00045 |
| 6 | 1.2619 | 97.57 | 0.000800 | 0.000824 | 0.00034 |

Tabla 5.8 Energía disipada en el O-ring de Viton® a 30°.

| Torque (N·m) | Energía Disipada (J) | Porcentaje de energía disipada (%) | Incertidumbre absoluta (J) | Desviación estándar (J) | Desviación estándar del promedio (J) |
|--------------|----------------------|------------------------------------|----------------------------|-------------------------|--------------------------------------|
| 2 | 1.2933 | 71.09 | 0.054700 | 0.040125 | 0.01638 |
| 3 | 1.2933 | 73.56 | 0.008200 | 0.006996 | 0.00286 |
| 4 | 1.2933 | 73.96 | 0.029950 | 0.022597 | 0.00923 |
| 5 | 1.2933 | 69.15 | 0.002350 | 0.001864 | 0.00076 |
| 6 | 1.2933 | 70.08 | 0.008050 | 0.007182 | 0.00293 |

5.3 Pruebas a 35°

El tercer ángulo de caída evaluado fue el de 35°, para los ensayos realizados con este ángulo se sustituyó la celda de carga por una barra de acero con las mismas dimensiones.

La velocidad de impacto correspondiente a este ángulo de caída fue de 1.3213 m/s y la cantidad de energía que entra al dispositivo a través del impacto desde este mismo ángulo fue de 1.7457 J.

Para cada torque de apriete, que van desde los 2 hasta los 6 N·m, se obtuvieron los ángulos de “rebote” registrados en el eje Y para ambos materiales en los siguientes gráficos (el eje X registra el tiempo).

En la Tabla 5.9 y Tabla 5.10 se muestran los promedios de energía disipada con cada torque de apriete para el Nitrilo y Viton® respectivamente.

Torque de 2 N·m

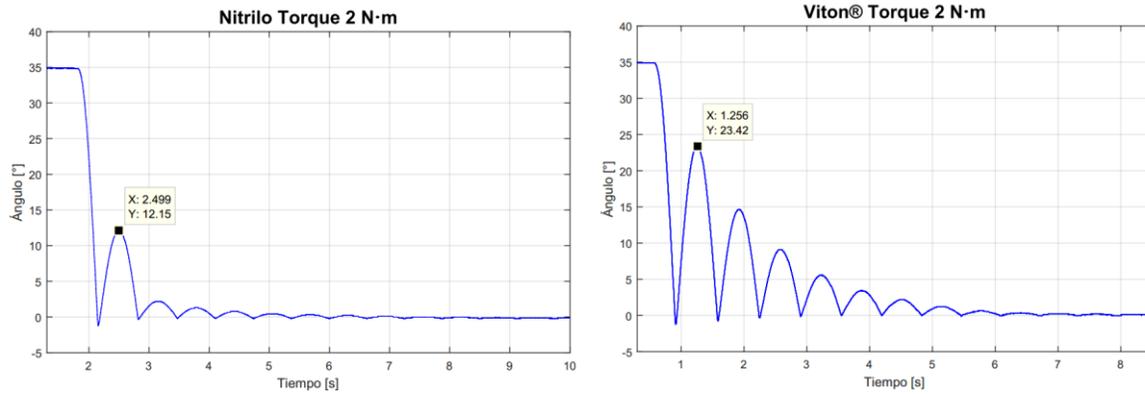


Figura 5.13 Respuesta del sistema en el sensor Hall para Nitrilo y Viton® con torque de 2 N·m a 35°.

Torque de 3 N·m

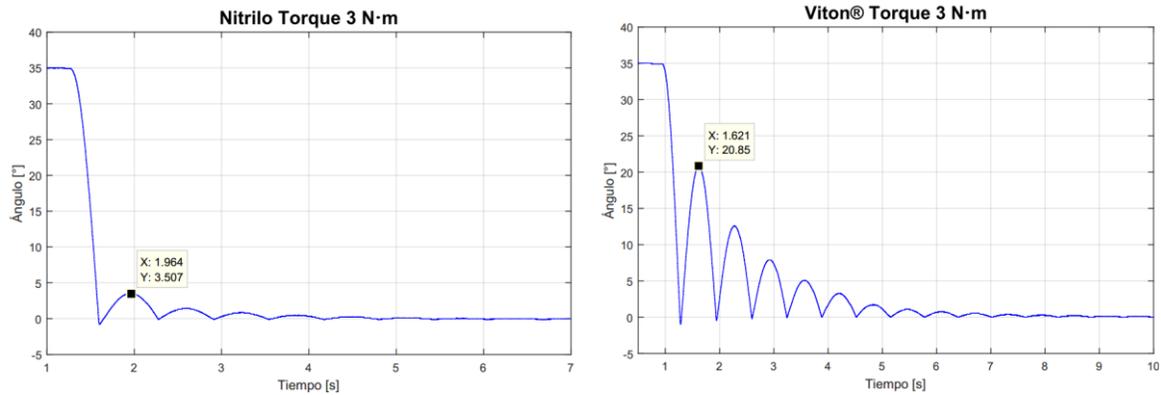


Figura 5.14 Respuesta del sistema en el sensor Hall para Nitrilo y Viton® con torque de 3 N·m a 35°.

Torque de 4 N·m

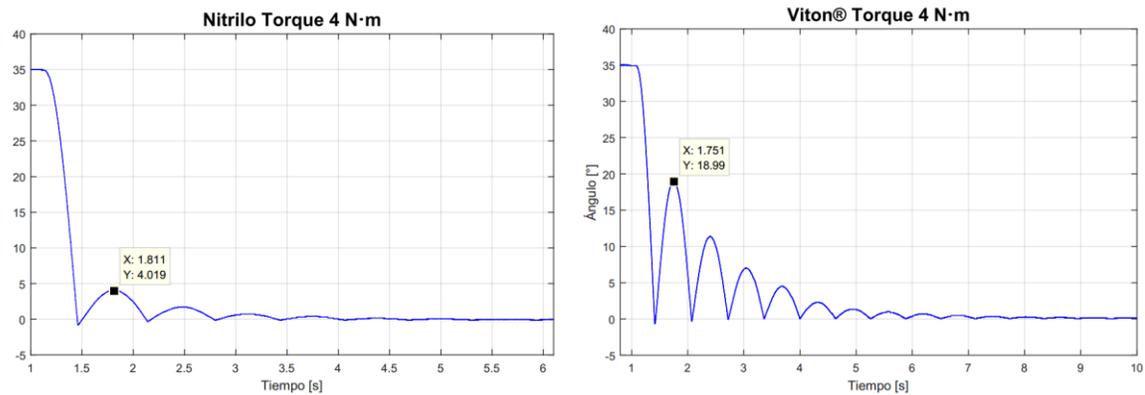


Figura 5.15 Respuesta del sistema en el sensor Hall para Nitrilo y Viton® con torque de 4 N·m a 35°.

Torque de 5 N·m

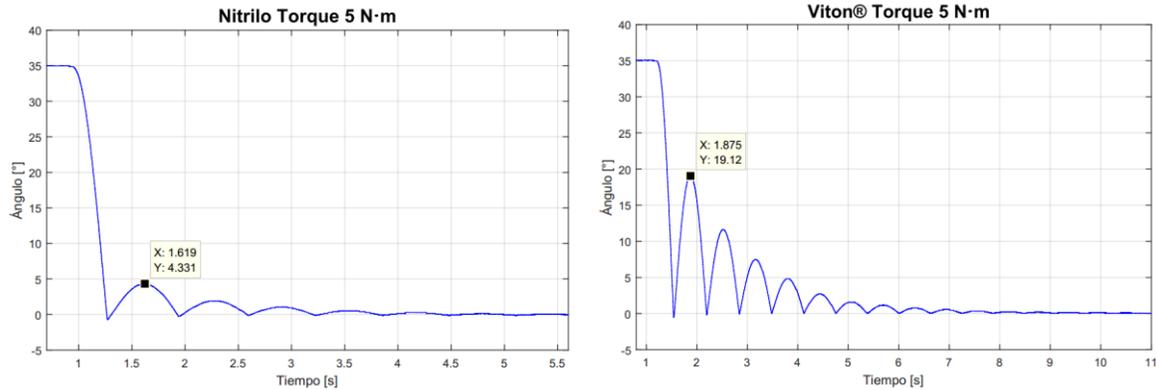


Figura 5.16 Respuesta del sistema en el sensor Hall para Nitrilo y Viton® con torque de 5 N·m a 35°.

Torque de 6 N·m

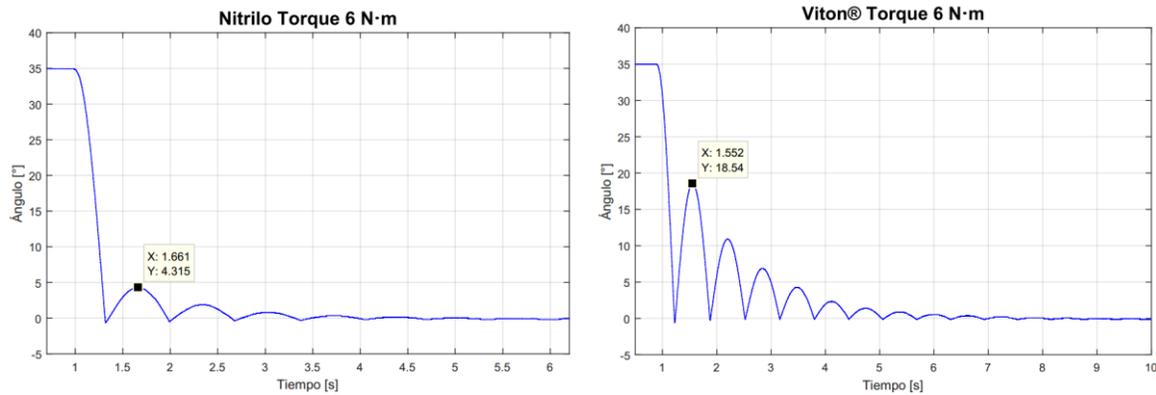


Figura 5.17 Respuesta del sistema en el sensor Hall para Nitrilo y Viton® con torque de 6 N·m a 35°.

Tabla 5.9 Energía disipada en el Nitrilo a diferentes torques de apriete a 35°.

| | Torque 2 N·m | Torque 3 N·m | Torque 4 N·m | Torque 5 N·m | Torque 6 N·m |
|--------|-----------------|-----------------|-----------------|-----------------|-----------------|
| Prueba | Ed (J) |
| 1 | 1.5295 | 1.7277 | 1.7220 | 1.7182 | 1.7184 |
| 2 | 1.5735 | 1.7255 | 1.7206 | 1.7168 | 1.7170 |
| 3 | 1.5804 | 1.7243 | 1.7194 | 1.7169 | 1.7170 |
| 4 | 1.6002 | 1.7233 | 1.7195 | 1.7167 | 1.7171 |
| 5 | 1.6030 | 1.7232 | 1.7194 | 1.7170 | 1.7171 |
| 6 | 1.5991 | 1.7232 | 1.7179 | 1.7170 | 1.7171 |
| Prom. | 1.5810 | 1.7245 | 1.7198 | 1.7171 | 1.7173 |

Tabla 5.10 Energía disipada en el Viton® a diferentes torques de apriete a 30°.

| | Torque 2 N·m | Torque 3 N·m | Torque 4 N·m | Torque 5 N·m | Torque 6 N·m |
|---------------|-------------------------|-------------------------|-------------------------|-------------------------|-------------------------|
| Prueba | Ed (J) |
| 1 | 0.9505 | 1.1136 | 1.2204 | 1.2132 | 1.2448 |
| 2 | 0.9658 | 1.1003 | 1.2448 | 1.2198 | 1.2088 |
| 3 | 0.9731 | 1.0857 | 1.2496 | 1.2082 | 1.2116 |
| 4 | 0.9803 | 1.1070 | 1.2618 | 1.2149 | 1.2187 |
| 5 | 0.9882 | 1.1267 | 1.2670 | 1.2204 | 1.2296 |
| 6 | 0.9954 | 1.1315 | 1.2785 | 1.2324 | 1.2426 |
| Prom. | 0.9756 | 1.1108 | 1.2537 | 1.2182 | 1.2260 |

Se puede observar de los gráficos y tablas anteriores que el Nitrilo mostró nuevamente un comportamiento superior registrando un ángulo de rebote menor, con lo que logra disipar mayor cantidad de energía, y para este ángulo de caída resulta más notorio un número menor de rebotes en comparación con el Viton®.

La energía porcentual que se logra disipar durante el primer impacto para ambos materiales y aplicando torques de apriete distintos se reúnen en la Tabla 5.11 y Tabla 5.12, de igual manera se muestran algunos datos estadísticos que parten de los promedios de energía disipada con cada configuración analizada.

Tabla 5.11 Energía disipada en el O-ring de Nitrilo a 35°.

| Torque (N·m) | Energía Disipada (J) | Porcentaje de energía disipada (%) | Incertidumbre absoluta (J) | Desviación estándar (J) | Desviación estándar del promedio (J) |
|-------------------------|-------------------------------------|---|---------------------------------------|--|---|
| 2 | 1.5810 | 90.56 | 0.036750 | 0.027889 | 0.01139 |
| 3 | 1.7245 | 98.79 | 0.002250 | 0.001794 | 0.00073 |
| 4 | 1.7198 | 98.52 | 0.002050 | 0.001378 | 0.00056 |
| 5 | 1.7171 | 98.36 | 0.000750 | 0.000551 | 0.00023 |
| 6 | 1.7173 | 98.37 | 0.000700 | 0.000549 | 0.00022 |

Tabla 5.12 Energía disipada en el O-ring de Viton® a 35°.

| Torque (N·m) | Energía Disipada (J) | Porcentaje de energía disipada (%) | Incertidumbre absoluta (J) | Desviación estándar (J) | Desviación estándar del promedio (J) |
|--------------|----------------------|------------------------------------|----------------------------|-------------------------|--------------------------------------|
| 2 | 0.9756 | 55.88 | 0.022450 | 0.016157 | 0.00660 |
| 3 | 1.1108 | 63.63 | 0.022900 | 0.016993 | 0.00694 |
| 4 | 1.2537 | 71.82 | 0.029050 | 0.020310 | 0.00829 |
| 5 | 1.2182 | 69.78 | 0.012100 | 0.008306 | 0.00339 |
| 6 | 1.2260 | 70.23 | 0.018000 | 0.015482 | 0.00632 |

5.4 Pruebas a 45°

El cuarto y último ángulo de caída evaluado fue el de 45°, para este ángulo se sustituyó la celda de carga por una barra de acero con las mismas dimensiones.

La velocidad de impacto correspondiente a este ángulo de caída fue de 1.6815 m/s y la cantidad de energía que entra al dispositivo a través del impacto desde este mismo ángulo fue de 2.8273 J .

Para cada torque de apriete, que van desde los 2 hasta los 6 N·m , se obtuvieron los ángulos de “rebote” registrados en el eje Y para ambos materiales en los siguientes gráficos (el eje X registra el tiempo).

Torque de 2 N·m

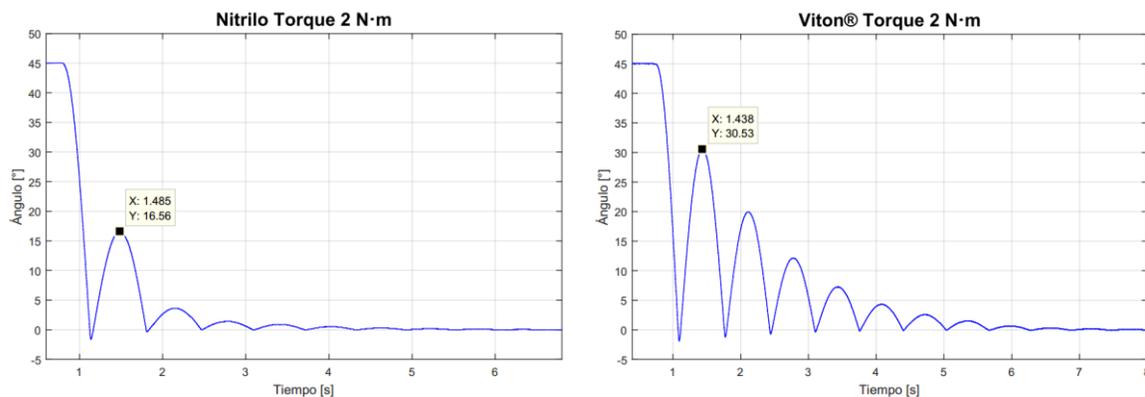


Figura 5.18 Respuesta del sistema en el sensor Hall para Nitrilo y Viton® con torque de 2 N·m a 45°.

Torque de 3 N·m

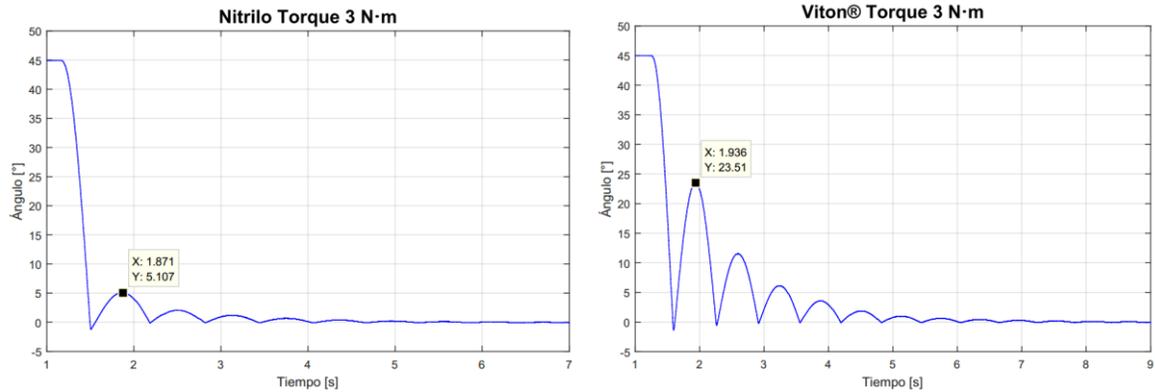


Figura 5.19 Respuesta del sistema en el sensor Hall para Nitrilo y Viton® con torque de 3 N·m a 45°.

Torque de 4 N·m

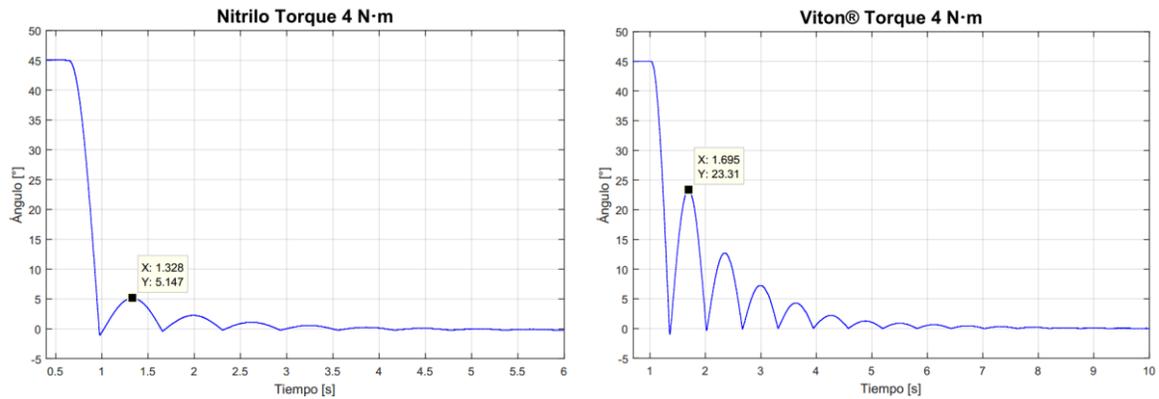


Figura 5.20 Respuesta del sistema en el sensor Hall para Nitrilo y Viton® con torque de 4 N·m a 45°.

Torque de 5 N·m

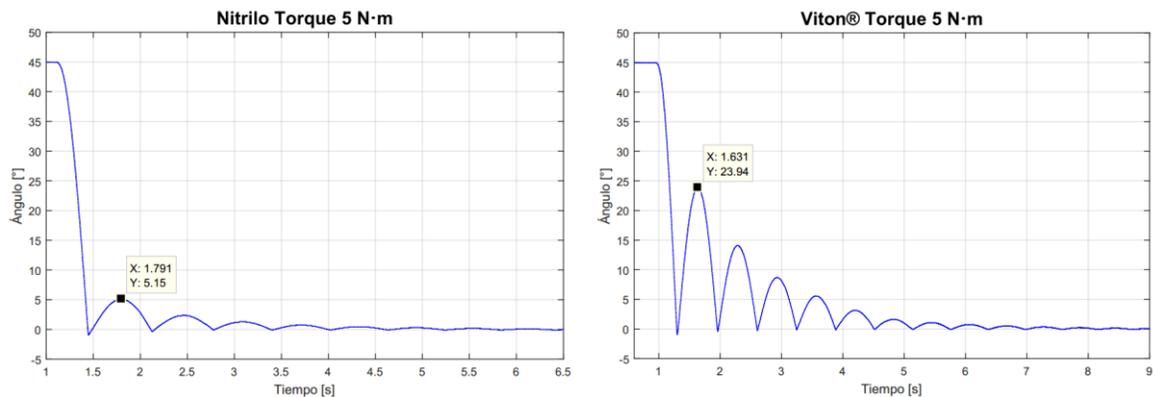


Figura 5.21 Respuesta del sistema en el sensor Hall para Nitrilo y Viton® con torque de 5 N·m a 45°.

Torque de 6 N·m

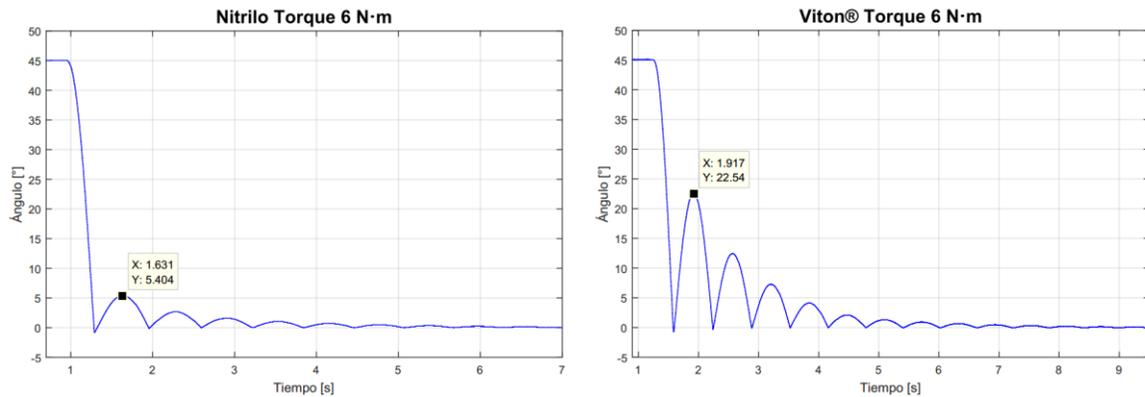


Figura 5.22 Respuesta del sistema en el sensor Hall para Nitrilo y Viton® con torque de 6 N·m a 45°.

En la Tabla 5.13 y Tabla 5.14 se muestran los promedios de energía disipada con cada torque de apriete para el Nitrilo y Viton® respectivamente.

La energía porcentual que se logra disipar durante el primer impacto para ambos materiales y aplicando torques de apriete distintos se reúnen en la Tabla 5.15 y Tabla 5.16, de igual manera se muestran algunos datos estadísticos que parten de los promedios de energía disipada con cada configuración analizada.

Tabla 5.13 Energía disipada en el Nitrilo a diferentes torques de apriete a 45°.

| | Torque 2 N·m | Torque 3 N·m | Torque 4 N·m | Torque 5 N·m | Torque 6 N·m |
|---------------|-------------------------|-------------------------|-------------------------|-------------------------|-------------------------|
| Prueba | Ed (J) |
| 1 | 2.4269 | 2.7890 | 2.7884 | 2.7883 | 2.7844 |
| 2 | 2.4749 | 2.7922 | 2.7866 | 2.7863 | 2.7810 |
| 3 | 2.4940 | 2.7938 | 2.7814 | 2.7848 | 2.7792 |
| 4 | 2.5278 | 2.7907 | 2.7792 | 2.7849 | 2.7790 |
| 5 | 2.5369 | 2.7906 | 2.7811 | 2.7829 | 2.7774 |
| 6 | 2.5753 | 2.7890 | 2.7792 | 2.7846 | 2.7768 |
| Prom. | 2.5060 | 2.7909 | 2.7827 | 2.7853 | 2.7796 |

Tabla 5.14 Energía disipada en el Viton® a diferentes torques de apriete a 45°.

| | Torque 2 N·m | Torque 3 N·m | Torque 4 N·m | Torque 5 N·m | Torque 6 N·m |
|--------------|-----------------|-----------------|-----------------|-----------------|-----------------|
| Prueba | Ed (J) |
| 1 | 1.4890 | 2.0260 | 2.0394 | 1.9969 | 2.0899 |
| 2 | 1.4788 | 2.0407 | 2.0613 | 2.0280 | 2.1432 |
| 3 | 1.5180 | 2.0704 | 2.0835 | 2.0347 | 2.1612 |
| 4 | 1.5617 | 2.1476 | 2.1130 | 2.0580 | 2.1825 |
| 5 | 1.5366 | 2.2018 | 2.1407 | 2.0704 | 2.2272 |
| 6 | 1.5642 | 2.2909 | 2.1746 | 2.1009 | 2.2509 |
| Prom. | 1.5247 | 2.1296 | 2.1021 | 2.0482 | 2.1758 |

Tabla 5.15 Energía disipada en el O-ring de Nitrilo a 45°.

| Torque (N·m) | Energía Disipada (J) | Porcentaje de energía disipada (%) | Incertidumbre absoluta (J) | Desviación estándar (J) | Desviación estándar del promedio (J) |
|-----------------|----------------------------|--|-------------------------------|-------------------------------|---|
| 2 | 2.5060 | 88.63 | 0.074200 | 0.052155 | 0.02129 |
| 3 | 2.7909 | 98.71 | 0.002400 | 0.001868 | 0.00076 |
| 4 | 2.7827 | 98.42 | 0.004600 | 0.003910 | 0.00160 |
| 5 | 2.7853 | 98.51 | 0.002700 | 0.001825 | 0.00075 |
| 6 | 2.7796 | 98.31 | 0.003800 | 0.002764 | 0.00113 |

Tabla 5.16 Energía disipada en el O-ring de Viton® a 45°.

| Torque (N·m) | Energía Disipada (J) | Porcentaje de energía disipada (%) | Incertidumbre absoluta (J) | Desviación estándar (J) | Desviación estándar del promedio (J) |
|-----------------|----------------------------|--|-------------------------------|-------------------------------|---|
| 2 | 1.5247 | 53.93 | 0.042700 | 0.036047 | 0.01472 |
| 3 | 2.1296 | 75.32 | 0.132450 | 0.103629 | 0.04231 |
| 4 | 2.1021 | 74.35 | 0.067600 | 0.050610 | 0.02066 |
| 5 | 2.0482 | 72.44 | 0.052000 | 0.036299 | 0.01482 |
| 6 | 2.1758 | 76.96 | 0.080500 | 0.058278 | 0.02379 |

RESUMEN DE LA PRESENTACIÓN DE RESULTADOS

Las pruebas dinámicas permitieron cumplir con el objetivo de esta investigación. Las pruebas cuasi-estáticas fueron indispensables para caracterizar un resorte de restitución y asegurar el funcionamiento del dispositivo. Con los resultados obtenidos de las pruebas de impacto se pudo cuantificar la energía que disipa el dispositivo, a partir del ángulo de rebote mostrado en las gráficas anteriores clasificadas de acuerdo al torque de apriete aplicado.

El estudio de la variación de los ángulos de caída permitió observar el comportamiento del dispositivo con diferentes velocidades de impacto, mostrando que no existe una variación significativa en dicho comportamiento para ambos materiales.

Los cálculos estadísticos de las incertidumbres y desviaciones estándar de los datos permiten asegurar que entre prueba y prueba no existe gran discrepancia, es decir, que los valores obtenidos entre pruebas son muy cercanos a la media.

La eficiencia de los materiales se pudo evaluar a través del torque de apriete que se aplicó al dispositivo, ambos materiales muestran un comportamiento muy parecido, la diferencia reside en la cantidad de energía que cada uno disipa, lo mismo sucede con la evaluación de los porcentajes de energía disipada.

Capítulo 6

Discusión

Durante la realización de las pruebas cuasi-estáticas se pudo observar la presencia del efecto Mullins, durante los primeros ciclos presentaba un comportamiento inestable, con el paso de los ciclos el aro lograba tener un comportamiento más constante. Sin embargo, este fenómeno se hizo presente durante las pruebas dinámicas sin representar una variación considerable en los resultados.

Debido a que se trata de un aro de material elastomérico, con un comportamiento hipereelástico y viscoelástico, es muy complicado predecir y describir su comportamiento a través de un modelo matemático, además de la no linealidad de la geometría del O-ring.

A partir de los resultados que se lograron obtener en la realización de las pruebas experimentales dinámicas se pudo observar que bajo todas las condiciones el Nitrilo mostró un comportamiento superior con respecto al Viton®. El Nitrilo es un material menos rígido que el Viton®, esto le permite deformarse un poco más, además, presentan un número menor de impactos o rebotes en todas las pruebas de impacto.

En lo que respecta a la utilización de O-rings como elemento friccionante se logró demostrar que, aunque su función principal es asegurar la estanqueidad de líquidos y gases, también son una excelente herramienta para funciones de amortiguamiento, logrando disipar por arriba del 50% de la energía de entrada durante el primer impacto.

Los resultados obtenidos para la energía disipada promedio para ambos materiales con cada torque cuando se tuvo un ángulo de caída de 16° se pueden visualizar en la Figura 6.1. Para ambos materiales se observa una tendencia constante, es decir, que sin importar el torque de apriete aplicado a la junta se disipa la misma cantidad de energía. El O-ring de Nitrilo muestra un comportamiento superior disipando por arriba del 89% de la energía que entra al dispositivo, mientras

que el Viton® se mantiene disipando por debajo del 67% de la energía, ambos porcentajes de energía disipada fueron dados durante el primer impacto.

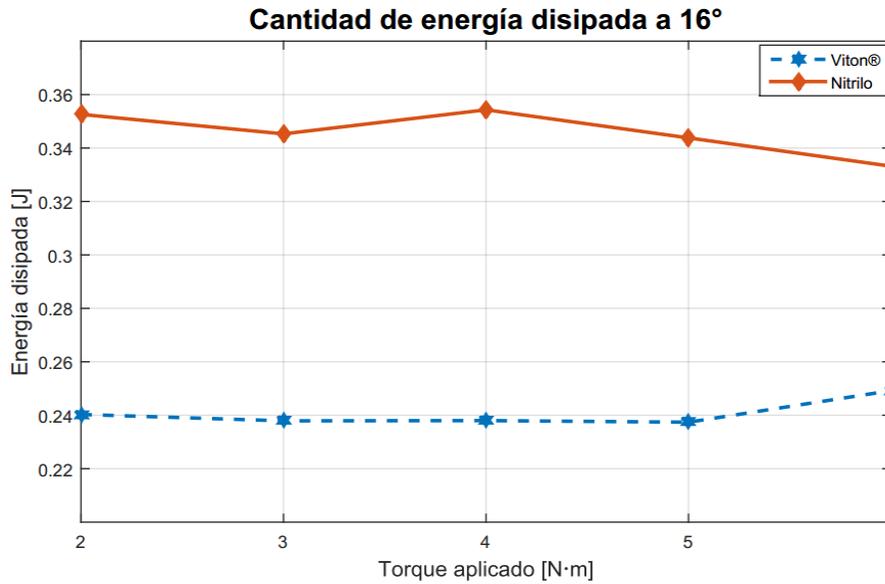


Figura 6.1 Energía disipada con ángulo de caída del péndulo de 16°.

En la Figura 6.2 se grafican los resultados para observar más claramente el comportamiento de ambos materiales cuando se varió el ángulo de caída del péndulo de Charpy a 30°. Ambos materiales mantienen un comportamiento constante disipando la misma cantidad de energía sin dependencia del torque de apriete aplicado a la junta.

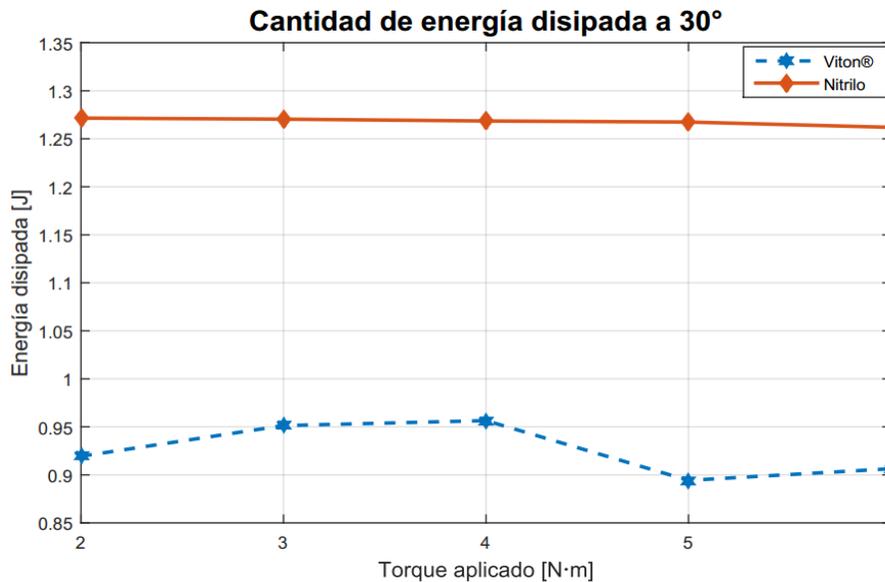


Figura 6.2 Energía disipada con ángulo de caída del péndulo de 30°.

El O-ring de Nitrilo muestra un comportamiento superior disipando por arriba del 97% de la energía que entra al dispositivo, mientras que el Viton® se mantiene disipando por debajo del 74% de la energía, ambos porcentajes de energía disipada fueron dados durante el primer impacto.

En la Figura 6.3 se grafican los resultados obtenidos cuando el ángulo de caída del péndulo fue de 35° para observar claramente el comportamiento de ambos materiales, el cual permanece constante sin importar el torque de apriete que se aplique al aro. El O-ring de Nitrilo muestra un comportamiento superior disipando por arriba del 90% de la energía que entra al dispositivo, mientras que el Viton® se mantiene disipando por debajo del 72% de la energía, ambos porcentajes de energía disipada fueron dados durante el primer impacto.

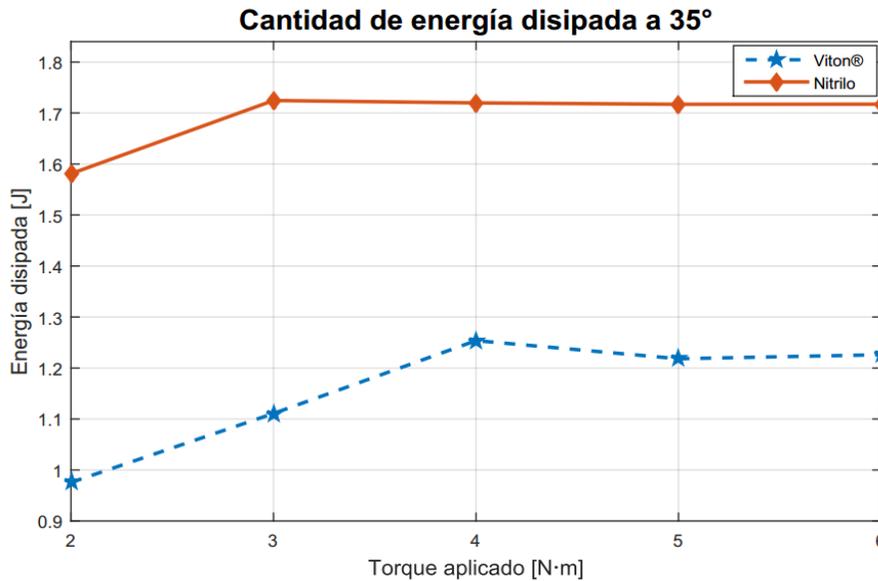


Figura 6.3 Energía disipada con ángulo de caída del péndulo de 35°.

En la Figura 6.4 se grafican los resultados para observar más claramente el comportamiento de ambos materiales cuando se utilizó un ángulo de caída libre del brazo del péndulo de 45°. Al igual que con los ángulos de caída libre del péndulo analizados anteriormente, se puede observar un comportamiento constante en el que la cantidad de energía disipada es la misma sin importar el torque de apriete que se aplique al O-ring para ambos materiales.

El O-ring de Nitrilo muestra un comportamiento superior disipando por arriba del 88% de la energía que entra al dispositivo, mientras que el Viton® se mantiene disipando por debajo del 77% de la energía, ambos porcentajes de energía disipada fueron dados durante el primer impacto.

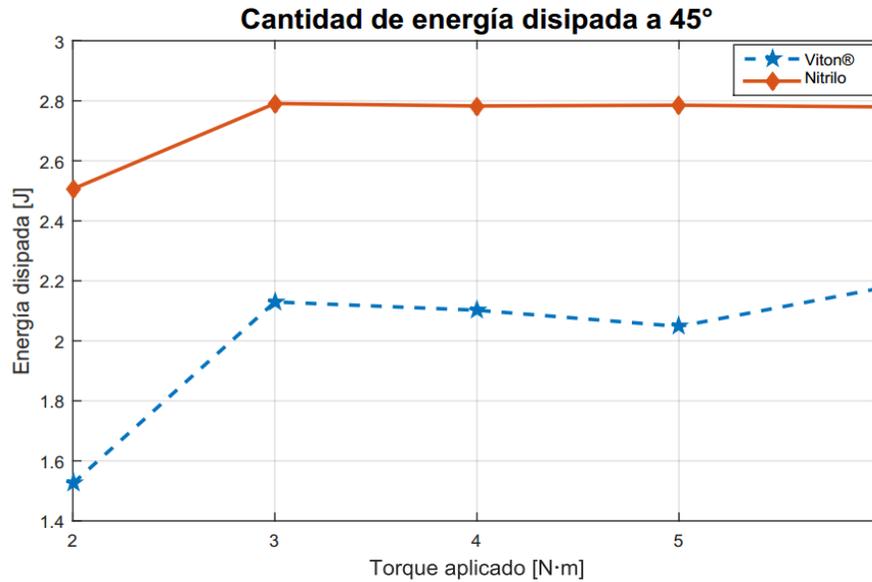


Figura 6.4 Energía disipada con ángulo de caída del péndulo de 45°.

Al observar el comportamiento de los materiales a diferentes torques de apriete y diferentes velocidades de impacto (dadas por la modificación del ángulo de caída del péndulo) se muestra que tanto el Nitrilo como el Viton® tienen la misma tendencia, considerado como un comportamiento constante (al no existir una variación importante en la cantidad de energía disipada con respecto del torque de apriete aplicado), con una leve variación cuando se aplicó el torque de 2 N·m. Este fenómeno se puede explicar con la deformación que ejerce el torque de apriete sobre el O-ring en función con el cambio en las condiciones de contacto que se presenta con la superficie interior del dispositivo.

Explicado de una mejor manera, al inicio se tiene un contacto puntual entre el O-ring, la carcasa y el elemento móvil, pero a medida que se incrementa el torque de apriete el contacto se vuelve plano. Esto se atribuye a que, la geometría del alojamiento es rectangular y el material al sufrir la deformación tiende a adoptar la forma del espacio en que está contenido.

Martínez (2015) demostró en su investigación que empleando anillos planos y generando un contacto plano con la superficie interior del dispositivo, se presentaba un comportamiento en el que el disipador no fue regulable en la disipación de energía con respecto del torque de apriete aplicado. Navarro (2017) empleó anillos curvos los cuales hacían un contacto puntual con la superficie, con este cambio de geometría y tipo de contacto el disipador se convirtió en regulable.

Para evaluar la eficiencia de los materiales con respecto al torque de apriete aplicado se graficó en la Figura 6.5 la cantidad de energía que se logró disipar

durante el primer impacto contra la cantidad de energía que entra al dispositivo, la cual depende del ángulo de caída libre del brazo del péndulo.

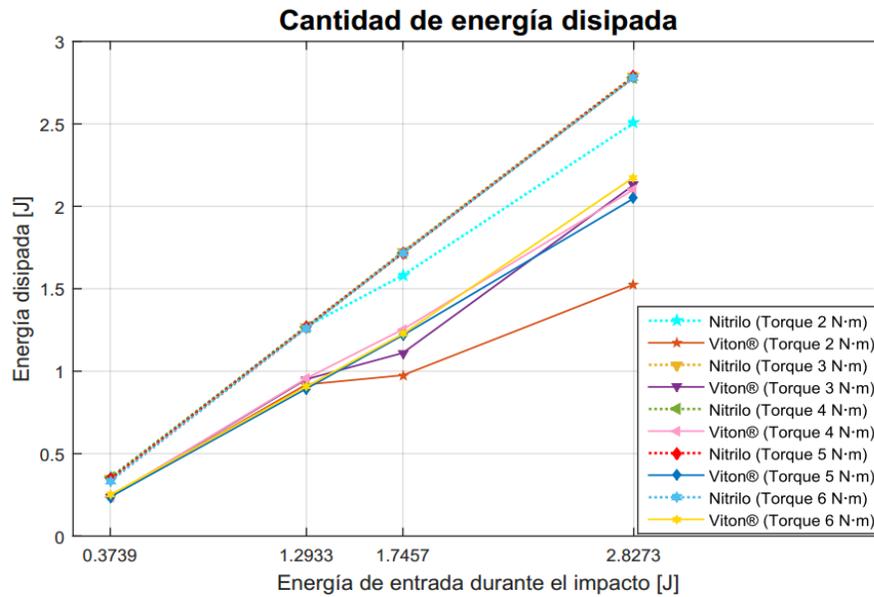


Figura 6.5 Energía disipada durante el primer impacto.

Además, se evaluó el porcentaje de energía disipada con respecto a la energía que entra al dispositivo durante el impacto, en la Figura 6.6 se ven los resultados obtenidos. En ambos casos se observa la superioridad del Nitrilo como material disipador de energía en conjunto con los demás elementos del dispositivo.

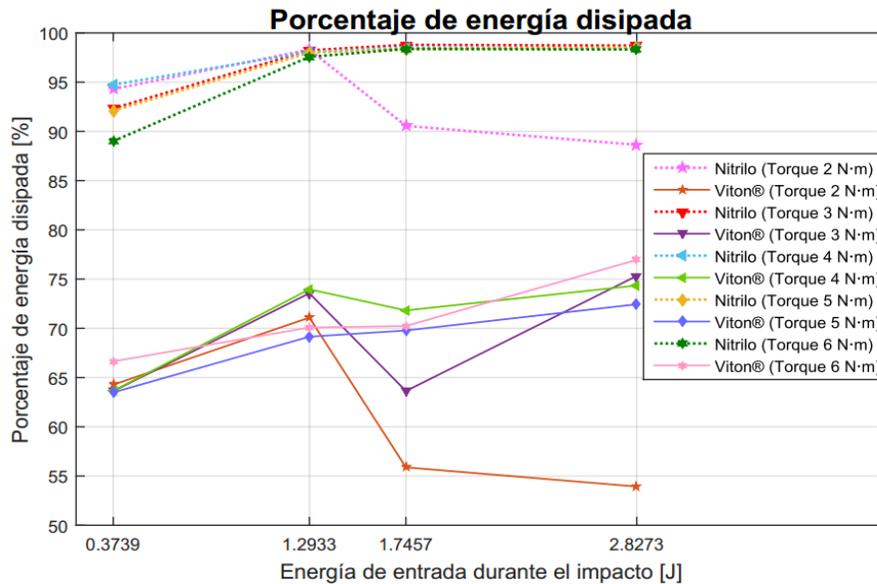


Figura 6.6 Porcentaje de energía disipada durante el primer impacto.

Finalmente, para apreciar el comportamiento del disipador con respecto a otros materiales y geometría del elemento friccionante, se realizó una comparación con los resultados obtenidos por Martínez (2015), en las pruebas realizadas bajo las mismas condiciones (torque y ángulo de caída libre del péndulo).

Se tiene en cuenta que la geometría de los aros empleados por Martínez (2015) corresponde a aros cónicos deformables y que los materiales de dichos aros fueron el acero, bronce y Nylamid®, mientras que en este estudio se utilizaron O-rings de Nitrilo y Viton®.

Se tiene que el Nitrilo logra disipar entre el 88 y 98% de la energía que entra al dispositivo durante el primer impacto, mientras que el Viton disipa entre el 53 y 77% de la energía en sus diferentes configuraciones. Para la comparación de los resultados se consideraron solamente los torques de apriete de 2 a 4 N·m. En la Figura 6.7 se muestra la energía disipada por el dispositivo con cada material, el ángulo de caída del péndulo fue de 16°.

Para observar el comportamiento del material desde la evaluación del porcentaje de energía disipada durante el primer impacto se concentraron los datos en la Tabla 6.1, y en la Figura 6.8 se graficaron dichos datos donde se puede observar una tendencia constante de la energía disipada con respecto al torque de apriete aplicado.

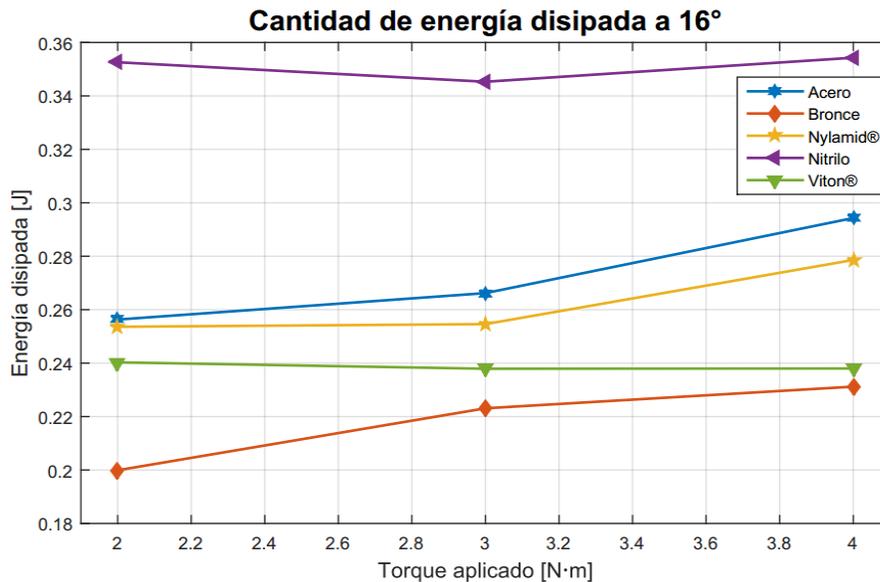


Figura 6.7 Energía disipada de diferentes materiales con ángulo de caída libre de 16°.

Tabla 6.1 Porcentaje de energía disipada en diferentes materiales a 16°.

| Torque (N·m) | Cantidad de energía disipada (%) | | | | |
|--------------|----------------------------------|--------|----------|---------|--------|
| | Acero | Bronce | Nylamid® | Nitrilo | Vitón® |
| 2 | 68.54 | 53.46 | 67.82 | 94.29 | 64.26 |
| 3 | 71.19 | 59.66 | 68.09 | 92.34 | 63.62 |
| 4 | 78.70 | 61.83 | 74.51 | 94.75 | 63.65 |

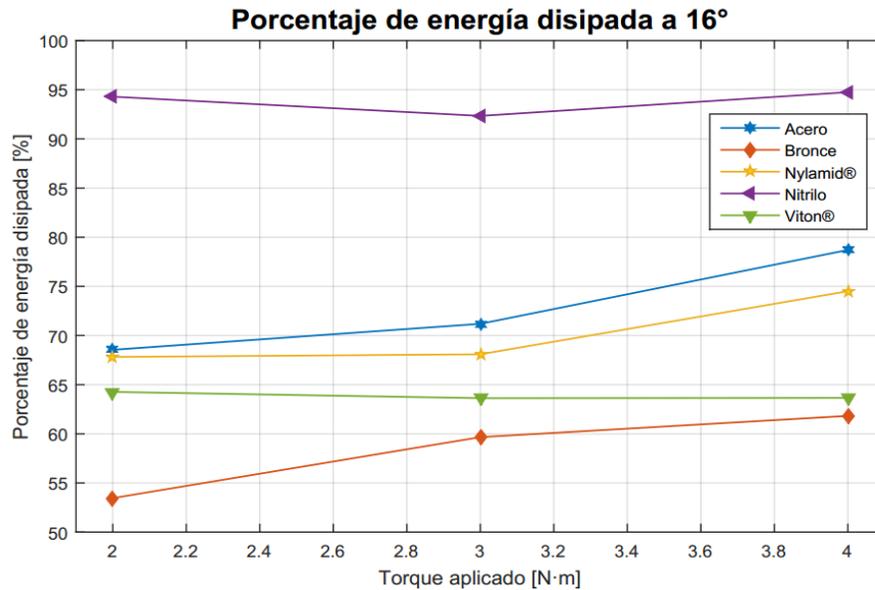


Figura 6.8 Porcentaje de energía disipada de diferentes materiales con ángulo de caída libre de 16°.

Tanto los materiales metálicos como los elastoméricos presentan un comportamiento muy parecido en cuanto a la disipación de energía, esto se debe a que los materiales elastoméricos al ser comprimidos se rigidizan significativamente provocando que se genere un comportamiento del material como el de la presión hidrostática, en el que la presión ejercida sobre las paredes que lo contiene se transmite por igual en todas las direcciones.

El Nitrilo mostró una mejor disipación de energía, seguido por el acero y el Nylamid®, el Viton® logró disipar mayor cantidad de energía que el bronce. De estos cinco materiales se observó también que todos presentan un comportamiento constante, es decir que la cantidad de energía disipada no depende del torque de apriete que se aplique al dispositivo. Además, Martínez (2015) reportó que el dispositivo sufría atascamientos con el Nylamid®, sin embargo, ni con el Nitrilo ni con el Viton® se observó este comportamiento.

Capítulo 7

Conclusiones

7.1 Conclusiones

Para esta investigación se probó un dispositivo tope de impacto con el objetivo de medir la cantidad de energía que puede disipar durante un impacto cuando en su interior se monta un O-ring de material elastomérico como elemento friccionante.

Se seleccionaron dos materiales diferentes para los aros: Nitrilo y Viton®; y se llevaron a cabo dos tipos de pruebas: cuasi-estáticas y dinámicas. Primero se realizaron las pruebas cuasi-estáticas en una máquina universal de ensayos. De estas pruebas se tuvieron los siguientes resultados:

- Se aseguró el funcionamiento correcto del dispositivo con ambos materiales del O-ring.
- Se aseguró la disipación de energía del dispositivo independiente del resorte de restitución.
- Se definieron los torques de apriete que el sistema soporta evitando el desgaste prematuro de las juntas tóricas.
- Se determinó la fuerza de fricción máxima que presenta el dispositivo.

A partir de estas observaciones se pudo concluir que estas pruebas permitieron asegurar que el dispositivo funcionó correctamente disipando energía independiente al resorte de restitución; además los torques de apriete que el dispositivo requirió van de 2 a 6 N·m.

También se establecieron dichos torques, con base en las recomendaciones dadas por los fabricantes de O-rings en relación con las deformaciones permisibles para asegurar el funcionamiento óptimo de estos elementos, y que para el funcionamiento dinámico no deben rebasar del 20% con respecto del diámetro de

la sección. Finalmente, la fuerza de fricción máxima permitió caracterizar un resorte capaz de restituir al elemento móvil a su posición inicial después del impacto dejándolo listo para la recepción de un nuevo impacto.

Posteriormente se llevó a cabo el ensayo dinámico a través de pruebas de impacto realizadas en el péndulo de Charpy. De estas pruebas se tuvieron los siguientes resultados:

- Se determinó la cantidad de energía disipada para cada material con diferentes torques de apriete.
- Se determinó la fuerza de impacto entre ambos cuerpos colisionados con ambos materiales.
- Se estableció la variación de la velocidad de impacto del brazo del péndulo para observar el comportamiento del dispositivo.

Con estas observaciones se pudo concluir que la fuerza de impacto presente en los cuerpos cuando colisionaron con un ángulo de caída de 16° permanece en los 250 N aproximadamente para ambos materiales, con ángulos mayores no fue posible utilizar la celda de carga.

La cantidad de energía que el sistema disipa se pudo cuantificar para diferentes torques y velocidades de impacto; en todas las configuraciones se observó que el Nitrilo es mejor que el Viton[®], logrando disipar por arriba del 85% de la energía potencial que entra al dispositivo durante el primer impacto, mientras que el Viton[®] disipa por debajo del 80% de la energía.

También, de las observaciones se puede concluir que se trata de un dispositivo que no es regulable en lo que respecta al torque de apriete, es decir, que sin importar el torque que se aplique disipa la misma cantidad de energía. Esto se atribuye a que en respuesta a la compresión ejercida sobre el O-ring a través del torque de apriete se genera un contacto plano, lo cual modifica el área de contacto en la que se produce la fricción seca. Estudios previos demostraron que este tipo de contacto provoca que el disipador de energía no sea regulable con respecto del torque de apriete que se le aplique.

Finalmente, con la variación de las velocidades de impacto no se observaron cambios significativos en el comportamiento del material, permaneció constante la cantidad de energía disipada con diferentes torques de apriete. El porcentaje de energía disipada para ambos materiales con cada ángulo de caída libre se muestra en la Tabla 7.1.

Tabla 7.1 Porcentajes de energía disipada del Nitrilo y Viton® en diferentes ángulos de caída libre del péndulo.

| Material | Ángulo de caída libre del péndulo | | | |
|----------------|-----------------------------------|--------|--------|--------|
| | 16° | 30° | 35° | 45° |
| Nitrilo | 89-95% | 97-99% | 90-99% | 88-99% |
| Viton® | 63-67% | 69-74% | 55-72% | 53-77% |

En cuanto a comparaciones realizadas de la cantidad de energía disipada con otros materiales cuando se tiene una configuración con torques de apriete de 2 a 4 N·m, se concluye que el Nitrilo es superior al acero, Nylamid®, Viton® y bronce, mientras que el Viton® solo es superior que el bronce. El Nitrilo disipa entre el 92 y 95% de la energía potencial que entra al dispositivo durante el primer impacto; el acero entre el 68 y 79%; el Nylamid® entre el 67 y 75%; el Viton® entre el 63 y 65%; y el bronce entre el 54 y 62%.

Como conclusión final se puede asegurar que los O-rings pueden desempeñarse en tareas de amortiguamiento de manera satisfactoria, la configuración propuesta en esta investigación demuestra la superioridad de los materiales elastoméricos frente a materiales metálicos.

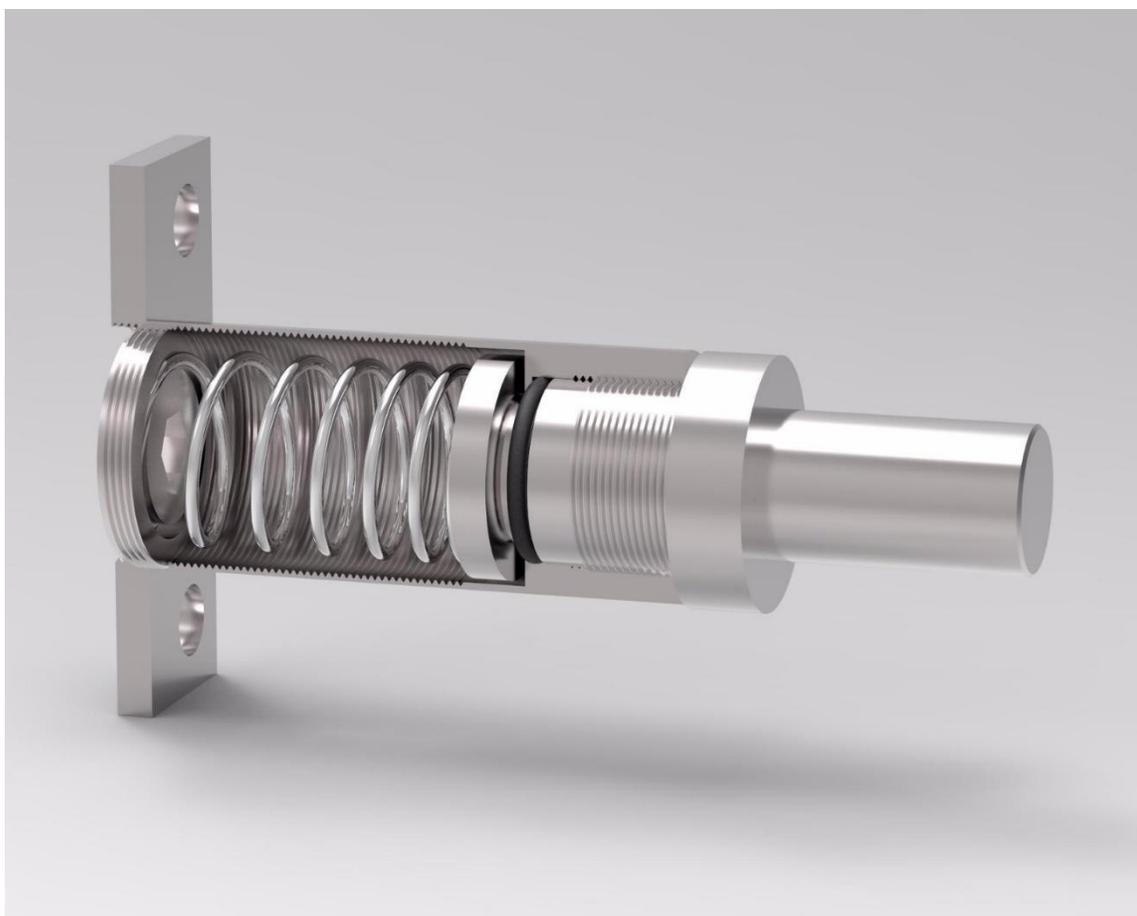
7.2 Trabajos futuros

Para trabajos futuros se propone:

- La utilización de 2 o más O-rings en la configuración del dispositivo.
- La aplicación de precargas en el resorte de restitución para evaluar si con esta acción el dispositivo se vuelve regulable.
- Emplear otras geometrías de la junta (cuadrado, X, etc.).
- La utilización de otro tipo de material en el elemento móvil.

Anexos

Anexo A. Ensamble del dispositivo.



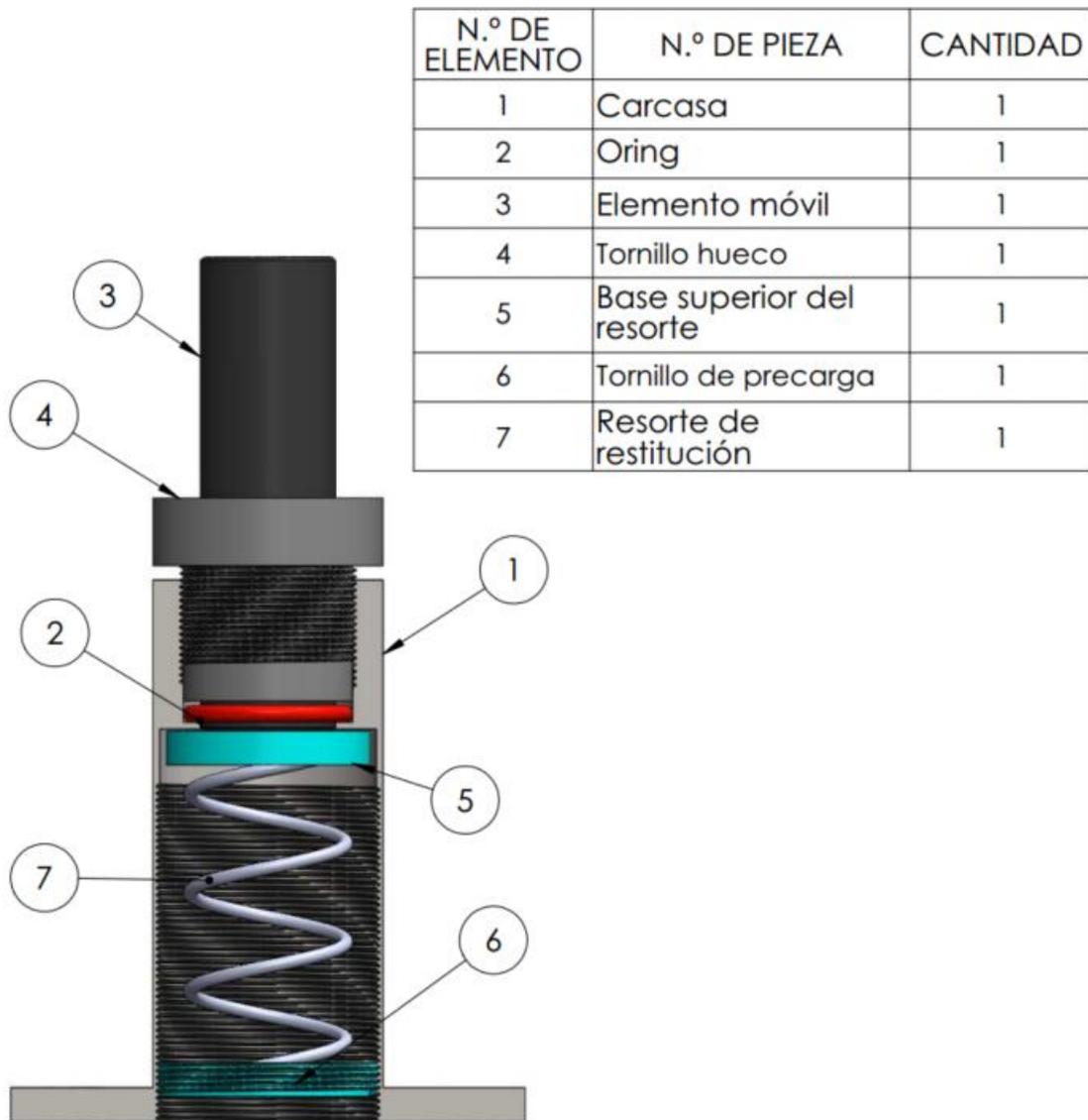


Figura A.1 Dibujo detalle del dispositivo.

Anexo B. Caracterización del resorte.

Se presenta el cálculo de la rigidez necesaria que requirió el resorte para restituir al elemento móvil a su posición inicial posterior al impacto en el dispositivo, para ello se emplearon las FFM obtenidas de las pruebas cuasi-estáticas y se realizaron las siguientes operaciones:

Para calcular la rigidez del resorte

$$F = k \cdot d$$

$$k = \frac{F}{d}$$

Para calcular d :

$$L_r = 0.51 \text{ m}$$

$$d = 40\% \text{ de } L = 0.020 \text{ m}$$

Cuando:

$$F = 300 \text{ N}$$

$$d = 0.020 \text{ m}$$

Entonces:

$$k = \frac{260 \text{ N}}{0.020 \text{ m}} = 13000 \text{ N/m}$$

Para calcular el resorte

$$k = \frac{d^4 G}{8D^3 N_a}$$

$$d = \text{diámetro del alambre} = 2.6 \text{ mm}$$

$$G = \text{módulo de rigidez al cortante} = 81 \text{ GPa}$$

$$D = \text{diámetro entre espiras} = 21.4 \text{ mm}$$

$$N_a = \text{número de espiras activas} = 3.5$$

$$L_r = \text{longitud del resorte} = 51 \text{ mm}$$

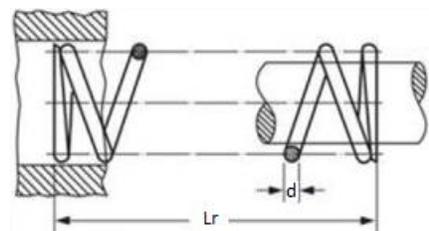


Figura B.1 Estructura de un resorte.

$$k = \frac{(0.0026 \text{ m})^4 (81 \times 10^9 \text{ Pa})}{(8)(0.0214 \text{ m})^3 (3.5)} = 13488.98 \text{ N/m}$$

Para comprobar que la rigidez del resorte diseñado y manufacturado fue la correcta se realizó una prueba en la máquina universal Shimadzu de donde se obtuvo el gráfico de la Figura B.2.

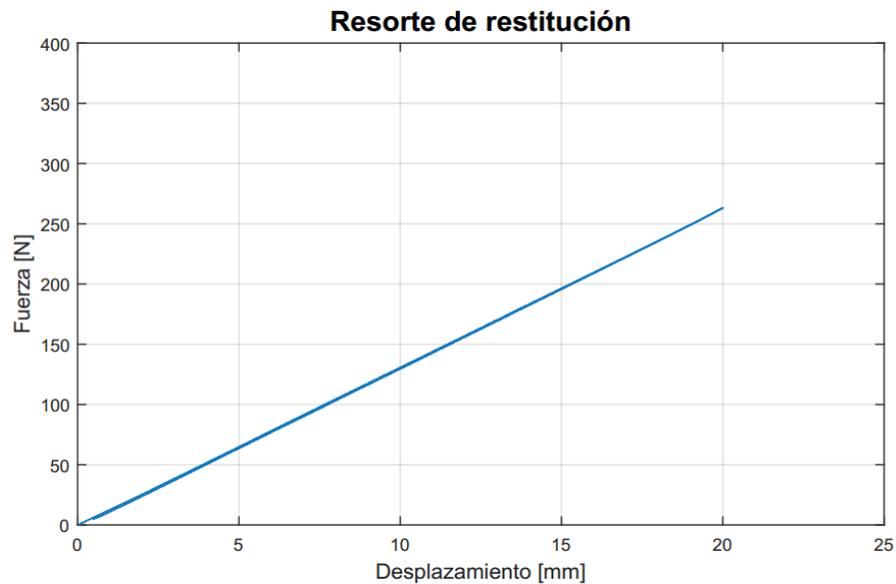


Figura B.2 Fuerza vs desplazamiento del resorte de restitución.

Anexo C. Banco experimental.

El banco experimental empleado para esta investigación consta de un péndulo de Charpy modificado montado con dos sensores como se muestra en la Figura C.1.

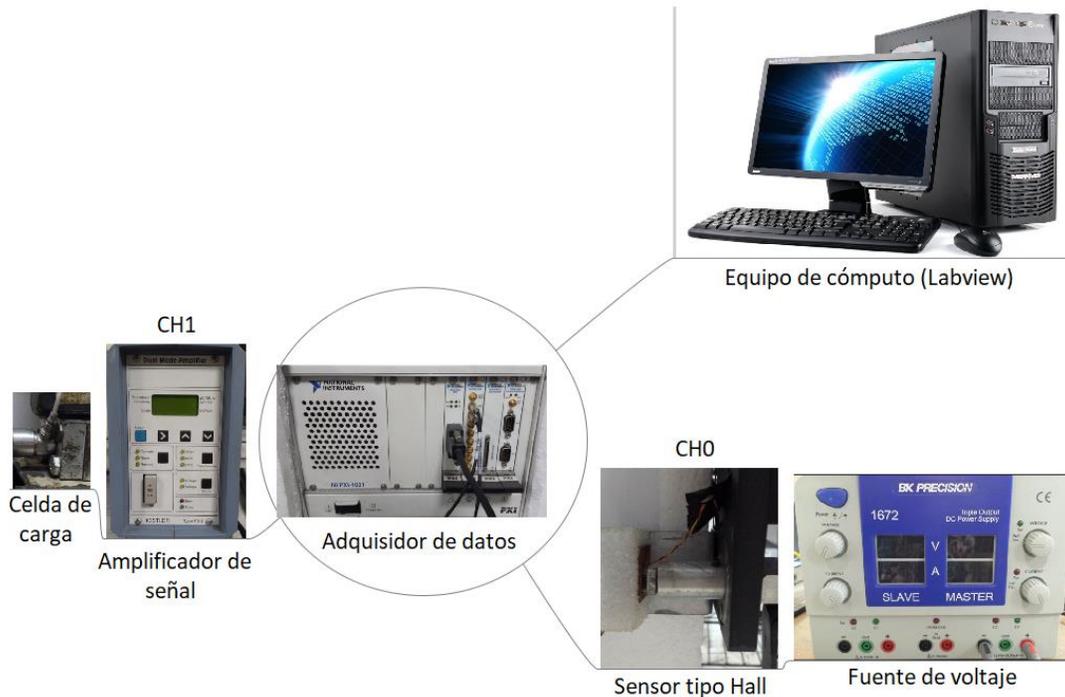


Figura C.1 Banco experimental.

El sistema de adquisición de datos con las conexiones al acoplador de señal PXI-1031 se enlista a continuación:

1. La fuente de voltaje se conecta al sensor tipo Hall para su alimentación.
2. El sensor tipo Hall se conecta al canal CH0 del adquisidor de datos PXI-1031 por medio de un cable SMB-BNC.
3. La celda de carga Kistler 9712A-500 se conecta al amplificador de señal Kistler 5010.
4. El amplificador de señal se conecta al canal CH1 del adquisidor de datos PXI-1031 por medio de un cable SMB-BNC.
5. El adquisidor de datos PXI-1031 se conecta a la PC con el Labview instalado.

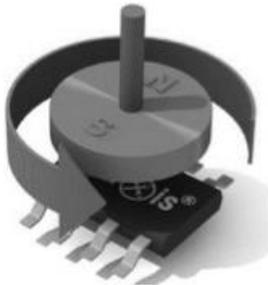
Anexo D. Tablas de especificaciones técnicas de los sensores.

Tabla D-1 Especificaciones técnicas de la celda de carga Kistler 9712A-500.



| | | |
|---------------------------|--------|-----------|
| Rango de compresión | lbf | 0.500 |
| Sensibilidad | mV/lbf | 11.38 |
| Temperatura de trabajo | °C | [-55]-120 |
| Voltaje nominal de salida | V | 5 |
| Peso | gr | 18 |
| Resolución | lbf | 0.0001 |

Tabla D-2 Especificaciones técnicas del sensor MLX90316.



| | | |
|-----------------------------|---------------|------------------------------|
| Voltaje de alimentación | V_{in} | 5 volts |
| Voltaje de salida | V_{out} | Analógica de 0.5-4.5 volts |
| Tiempo de respuesta | S | 600 μ s |
| Resolución | Bits (grados) | 12 bits (0.0878°) |
| Rango | | 0-360° |
| Densidad de flujo magnético | mT | Min. 20 Mt, máx. 70 23 mT |
| Dimensiones del magneto | mm | Diámetro 60 mm, espesor=30mm |
| Tipo de polarización | - | radial |

Anexo E. Diagrama Labview.

Labview fue el software de programación gráfica empleado para la visualización de los datos de medidas captadas por la celda de carga y el sensor tipo Hall al acoplador de datos PXI-1031.

Una vez que se han adquirido los datos de los sensores, Labview permite visualizar los resultados en el equipo de cómputo por medio de gráficos a través de un diagrama. La Figura E.1 muestra el diagrama empleado donde se incluyen sensibilidades de los sensores y algunas conversiones para visualizar los datos en las unidades requeridas.

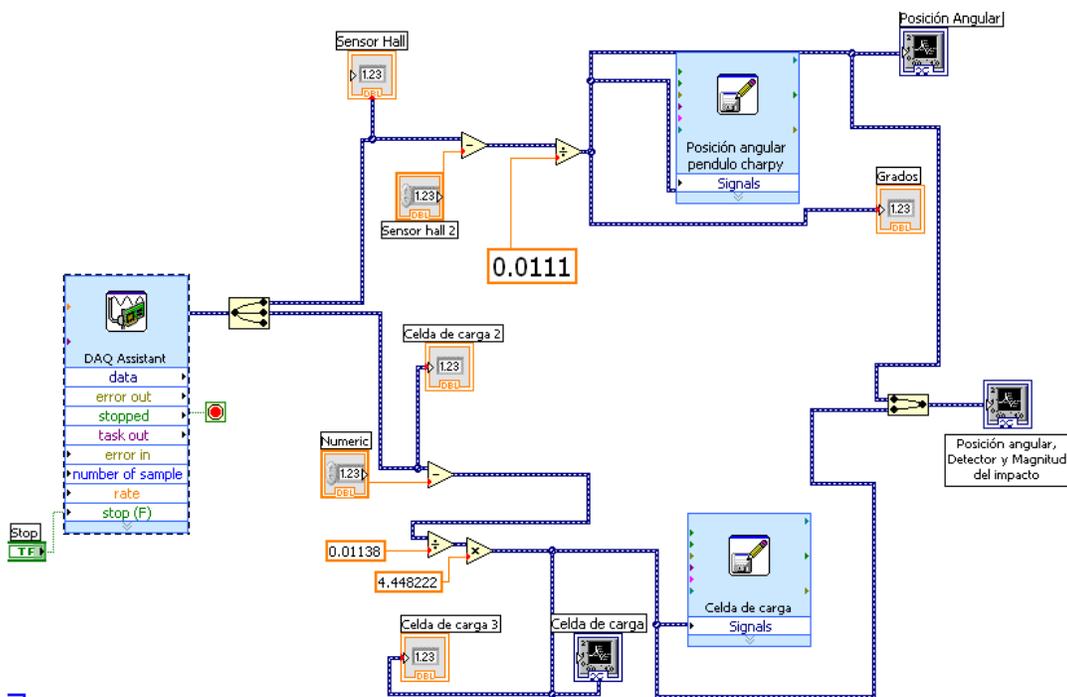


Figura E.1 Diagrama Labview para la adquisición de datos de los sensores.

Anexo F. Calibración del péndulo.

Se requirió de la calibración de la celda de carga instalada en el péndulo para la medición correcta de la fuerza de impacto presente en los cuerpos impactados.

Para calcular la masa equivalente

Para obtener la masa equivalente se consideran la masa de la barra $m_b = 0.345$ kg y la masa del péndulo $m_p = 2.46$ kg, esta última incluye la masa de la celda de carga.

$$\bar{m} = \frac{m_b \cdot m_p}{m_b + m_p}$$
$$= \frac{(0.345 \text{ kg}) \cdot (2.46 \text{ kg})}{0.345 \text{ kg} + 2.46 \text{ kg}} = 0.3026 \text{ kg}$$

Para calcular el coeficiente de restitución

El coeficiente de restitución del sistema se calcula a partir de la altura inicial h_i del péndulo, que es la altura desde la que se deja caer el brazo del péndulo cuando está a 16° , y una altura final h_f , que es la altura de la posición que alcanza el brazo del péndulo después del primer impacto, que es un ángulo de 10.5° . Para obtener el ángulo de caída del segundo impacto se realizó una prueba con el péndulo de Charpy impactando una barra de acero, el ángulo se identifica en la coordenada Y del siguiente gráfico:

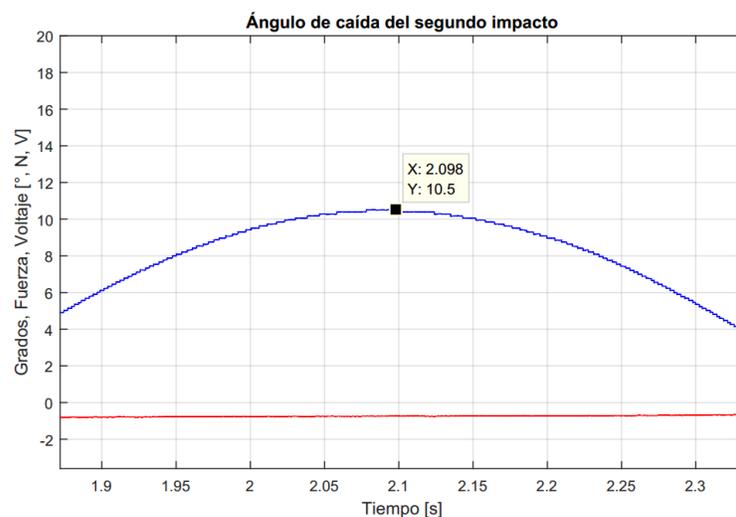


Figura F.1 Ángulo de caída del segundo impacto.
Para el punto señalado se tiene un ángulo de 10.5° a 2.09 s.

$$h = L \cdot (1 - \cos \theta)$$

$$h_i = 0.4 \text{ m} \cdot (1 - \cos(16^\circ))$$

$$h_i = 0.015495 \text{ m}$$

$$h_f = 0.4 \text{ m} \cdot (1 - \cos(10.5^\circ))$$

$$h_f = 6.698 \times 10^{-3} \text{ m}$$

Y finalmente se calcula el coeficiente de restitución del sistema a partir de:

$$e = \sqrt{\frac{h_f}{h_i}}$$

$$e = \sqrt{\frac{6.698 \times 10^{-3} \text{ m}}{0.015495 \text{ m}}} = 0.657473$$

Para calcular la velocidad de impacto del péndulo

Dado que el péndulo se encuentra en una posición inicial a 16° , se puede calcular su velocidad angular:

$$\omega = \sqrt{\frac{2 \cdot mg \cdot h}{I_0}}$$

$$\omega = \sqrt{\frac{2 \cdot 2.46 \text{ kg} \cdot 9.81 \text{ m/s}^2 \cdot 0.015495 \text{ m}}{0.32 \text{ kg} \cdot \text{m}^2}}$$

$$\omega = 1.5229 \text{ rad/s}$$

Se tiene que la distancia del punto de giro del péndulo al punto en el que tiene contacto con el disipador de energía es de $L = 0.4 \text{ m}$, con lo que se puede obtener la velocidad lineal.

$$V_p = \omega \cdot L$$

$$V_p = 1.5229 \text{ rad/s} (0.4 \text{ m})$$

$$V_p = 0.6115 \text{ m/s}$$

Para calcular la fuerza de impacto contra la barra de acero

Para poder obtener la fuerza de impacto F_{imp} se requiere conocer la velocidad de la barra v_{1n} y la velocidad del péndulo v_{2n} . La barra se encuentra en reposo al

momento del impacto por lo que su velocidad es igual a $v_{1n} = 0$ m/s y la velocidad del péndulo desde la posición de 16° es igual a $v_{2n} = 0.6115$ m/s. La duración del impacto está representada por la diferencia de los tiempos registrado en el pulso del primer impacto $\tau_2 - \tau_1 = 0.0016$ s, esto se puede observar en la Figura F.2, donde $\tau_1 = 1.7694$ s y $\tau_2 = 1.7710$ s.

$$\tau_2 - \tau_1 = 0$$

$$1.7710 \text{ s} - 1.7694 \text{ s} = 0.0016 \text{ s}$$

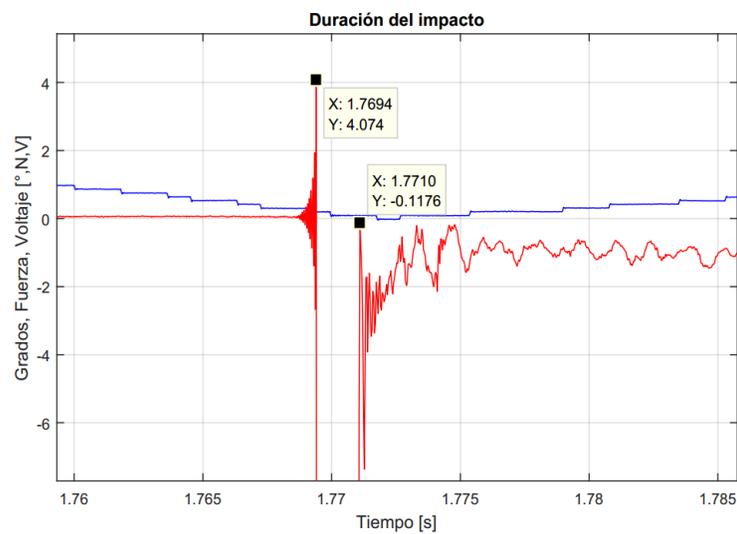


Figura F.2 Duración del impacto con el péndulo de Charpy sobre la barra de acero.

$$F_{imp} = \frac{2\bar{m}(1+e)(v_{2n} - v_{1n})}{\tau_2 - \tau_1}$$

$$F_{imp} = \frac{2(0.3026 \text{ kg})(1+0.657473)(0.6115 \text{ m/s})}{0.0016 \text{ s}}$$

$$F_{imp} = 383.4 \text{ N}$$

$$F_{imp} = 345.67 \text{ N} + 50\%$$

$$F_{imp} = 575 \text{ N}$$

Experimentalmente se obtuvo una fuerza de impacto de 561.6 N, esto se observa en el punto marcado en la Figura F.3.

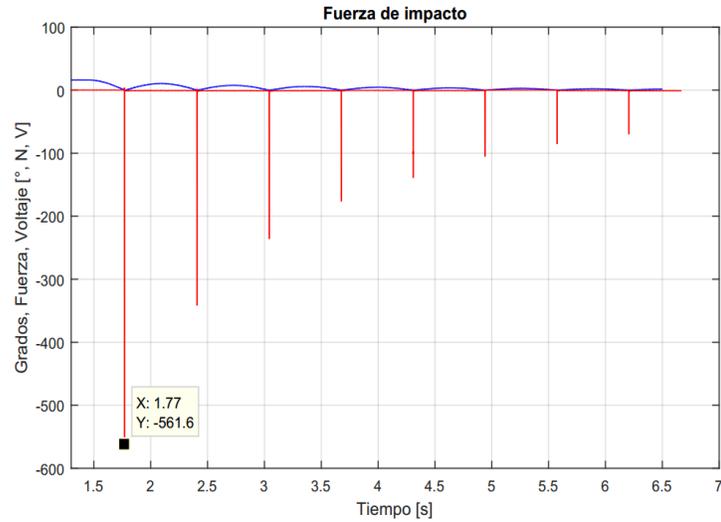


Figura F.3 Fuerza de impacto del péndulo de Charpy sobre la barra de acero.

Comparando el valor de la fuerza de impacto obtenido teóricamente contra el obtenido experimentalmente se tiene una diferencia porcentual del 2.34%, el cual se considera un valor de discrepancia aceptable entre ambos análisis. Con esto se asegura que los valores medidos son muy próximos al valor real de la fuerza de impacto que experimentan los cuerpos.

Anexo G. Resultados cuasi-estáticos.

De las pruebas cuasi-estáticas realizadas en la máquina universal Shimadzu AG-X Plus 100 kN se obtuvieron las curvas de histéresis con cada configuración. En las siguientes figuras se muestran algunos de los resultados más representativos para una configuración del O-ring de Nitrilo, en la Tabla G-1 se muestran todos los promedios obtenidos de la histéresis registrada en todas las pruebas realizadas a este material.

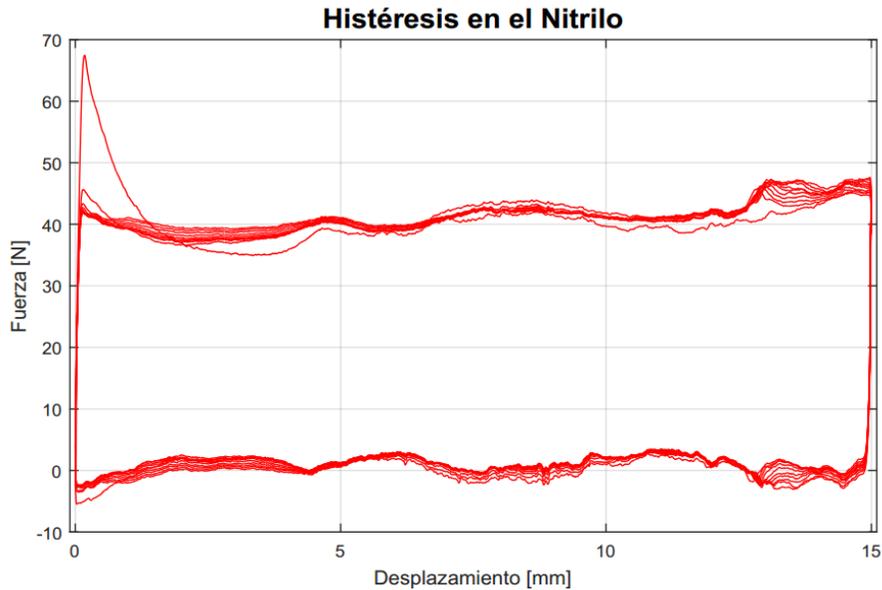


Figura G.1 Histéresis del Nitrilo con torque de 2 N·m.

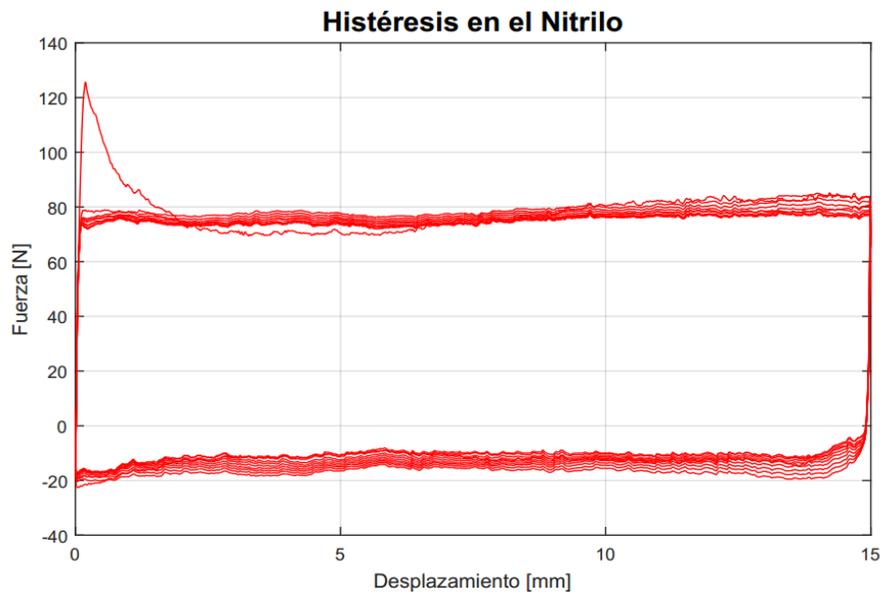


Figura G.2 Histéresis del Nitrilo con torque de 4 N·m.

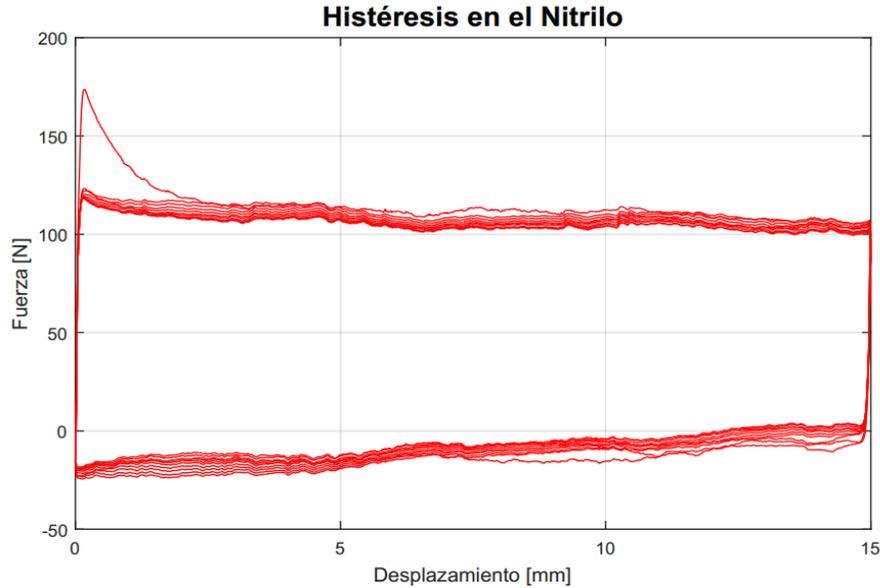


Figura G.3 Histéresis del Nitrilo con torque de 6 N·m.

Tabla G-1 Histéresis registrada en el Nitrilo a diferentes torques de apriete.

| Prueba/Torque (N·m) | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 |
|----------------------------|----------|----------|----------|----------|----------|
| 1 | 0.6039 | 0.7998 | 1.3434 | 1.5868 | 1.7725 |
| 2 | 0.5412 | 0.9577 | 1.1363 | 1.2999 | 1.6051 |
| 3 | 0.6472 | 0.7239 | 1.2220 | 1.4434 | 1.9319 |
| Promedio | 0.5974 | 0.8271 | 1.2339 | 1.4434 | 1.7698 |

En las siguientes figuras se observan algunos de los resultados más representativos de la curva de histéresis obtenida para una configuración del material Vitón®, y en la Tabla G-2 se compilan los promedios obtenidos de todas las pruebas realizadas a este material en sus diferentes configuraciones. A partir de los datos registrados en la las Tabla G-1 y Tabla G-2 se pudo graficar la cantidad de energía disipada durante los ciclos de compresión y descompresión del ensayo en la Figura G.7.

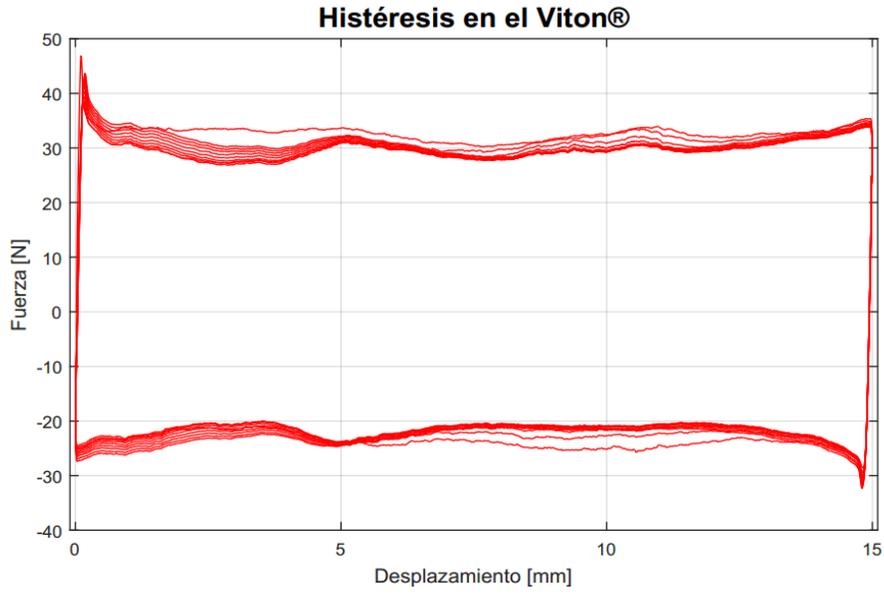


Figura G.4 Histéresis del Viton® con torque de 2 N·m.

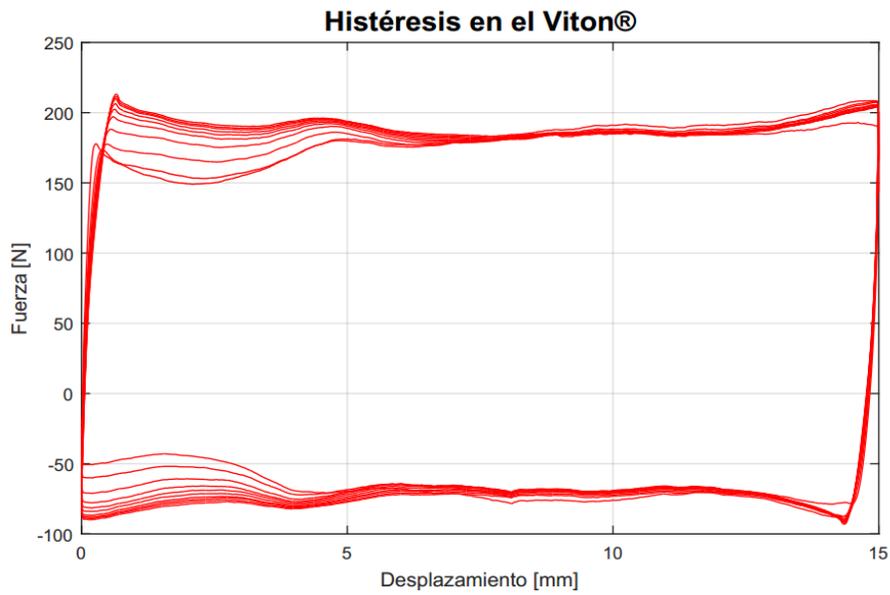


Figura G.5 Histéresis del Viton® con torque de 4 N·m.

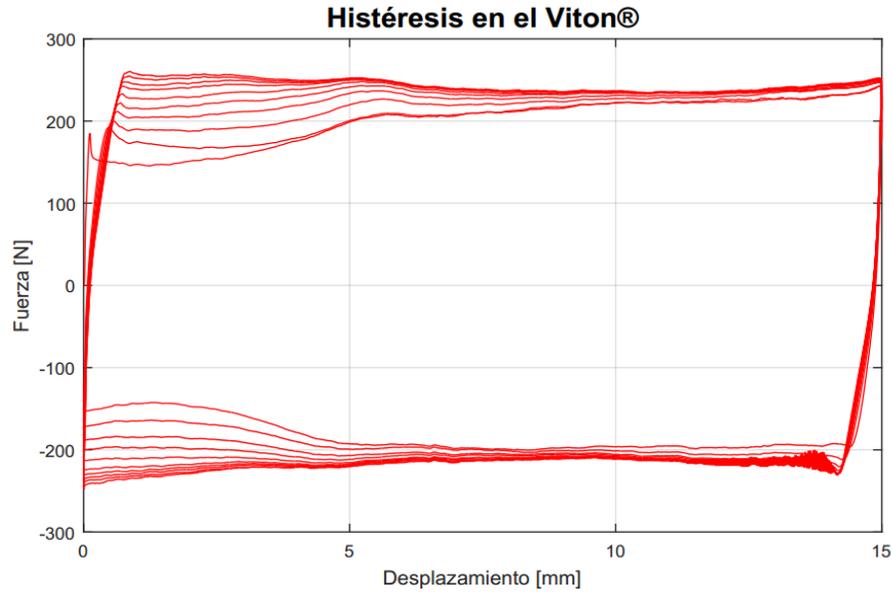


Figura G.6 Histéresis del Viton® con torque de 6 N·m.

Tabla G-2 Histéresis registrada en el Vitón® a diferentes torques de apriete.

| Prueba/Torque (N·m) | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 |
|---------------------|--------|--------|--------|--------|--------|
| 1 | 0.7920 | 2.2402 | 3.7909 | 4.5385 | 5.2946 |
| 2 | 1.4308 | 2.3181 | 3.3856 | 3.6673 | 4.2833 |
| 3 | 1.6387 | 2.7412 | 2.5831 | 3.6436 | 5.0607 |
| Promedio | 1.2872 | 2.4332 | 3.2532 | 3.9498 | 4.8795 |

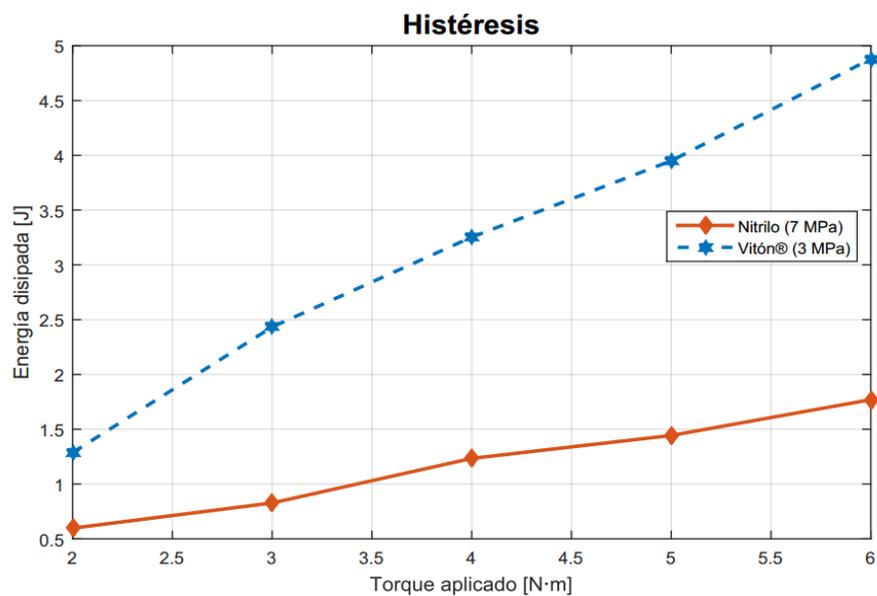


Figura G.7 Energía disipada a diferentes torques de apriete.

Referencias

- Abreu, K., & Moya, J. L. (2012). Fricción, desgaste y fatiga en elastómeros (p. 6). Santa Clara, Villa Clara, Cuba.
- Agarwal, S. (2005). *Aeromechanical stability augmentation using semi-active friction-based lead-lag damper*. School of Aerospace Engineering Georgia Institute of Technology.
- Aiken, I. D., Nims, D. K., Whittaker, A. S., & Kelly, J. M. (1993). Testing of passive energy dissipation systems. *Earthquake Spectra*, 9(3).
- Ashby, M. F., & Jones, D. R. (2008). *Materiales para ingeniería 1: Introducción a las propiedades, las aplicaciones y el diseño*. (Editorial Reverté, Ed.) (Primera ed). Barcelona, España.
- Askeland, D. R., & Phulé, P. P. (1998). *Ciencia e ingeniería de los materiales*. (International Thomson Editores, Ed.) (Tercera ed). México, D.F.: PWS Publishing Company.
- Baird, D. C. (1991). *Experimentacion. Una introducción a la teoría de mediciones y al diseño de experimentos*. (H. Acevedo E., Ed.) (En español). Naucalpan, Edo. de México: Prentice-Hall Hispanoamericana S. A. <https://doi.org/968-880-223-9>
- Beer, F. P., Johnston, E. R. J., Mazurek, D. F., & Eisenberg, E. R. (2010). *Mecánica vectorial para ingenieros. Estática*. (Novena edi). México, D.F.: Mc. Graw Hill.
- Brach, R. M. (1991). *Mechanical Impact Dynamics: Rigid Body Collisions*. (J. W. & S. Inc, Ed.), *SIAM Review*.
- Budynas, R. G., & Keith Nisbett, J. (2008). *Diseño en ingeniería mecánica de Shigley*.
- Callister Jr., W. D. (1996). *Introducción a la Ciencia e Ingeniería de los Materiales*. Reverté S. A. (Español). Barcelona, España: Reverté S. A.
- Canseco, R. A.; Camarillo, K. A.; Silva, A.; Lesso, R. (2011). Experimentación y Análisis por MEF del Comportamiento Hiperelástico en Materiales usados en Calzado Deportivo. *Ingeniería Mecánica. Tecnología Y Desarrollo*, 4(1), 23–31.
- Chen, Z., Liu, T., & Li, J. (2016). The effect of the O-ring on the end face deformation

of mechanical seals based on numerical simulation. *Tribology International*, 97, 278–287. <https://doi.org/10.1016/j.triboint.2016.01.038>

Clément, F., Bokobza, L., & Monnerie, L. (2001). On the Mullins Effect in silica-filled polydimethylsiloxane networks. *Rubber Chemistry and Technology*, 74(5), 847–870. <https://doi.org/10.5254/1.3547657>

Cortés García, C. (2014). *Análisis de amortiguadores de fricción con elementos deformables aplicados a vibraciones estructurales*. CENIDET.

DMH Solution for seals. (2014). Acryl-Nitrile-Butadiene Kautschuk.

DMH Solution for seals. (2015). Fluor Kautschuk.

Dragoni, E., & Strozzi, A. (1988). Analysis of an Unpressurized Laterally Restrained, Elastomeric O-ring seal. *Journal of Tribology*, 110, 193–200. <https://doi.org/10.1115/1.3261583>

Dragoni, E., & Strozzi, A. (1989). Theoretical analysis of an unpressurized elastomeric O-ring seal inserted into a rectangular groove. *Wear*, 130, 41–51.

Drobny, J. G. (2007). *Handbook of Thermoplastic Elastomer*. (Plastic Desing Library, Ed.), *Plastic Desing Library*. Norwich, NY: William Andrew Publishing. <https://doi.org/10.1017/CBO9781107415324.004>

Elías Zúñiga, A., & Rosales Torres, C. (2006). Caracterización del ablandamiento de los elastómeros cuando son sometidos a esfuerzos biaxiales. *SOMIM*, 2(3), 78–84.

Eriks. (2010). Sealing Elements. ERIKS.

Espino Roman, P., Chavarria Lizarraga, N., Davizon Castillo, Y., Martinez Rayon, E., Olaguez Torres, E., Said, A., & Lizarraga Lizarraga, A. (2016). Development of an instrumented didactic prototype designed for the learning of the free fall impact dynamics. *IEEE Latin America Transactions*, 14(9), 4121–4128. <https://doi.org/10.1109/TLA.2016.7785942>

Estrada Barbosa, Q. (2009). *Análisis del efecto de la rigidez de precarga en topes de impacto*. CENIDET.

Estrada Barbosa, Q., Szwedowicz Wasik, D., Majewski Szymiec, T., Bedolla Hernández, J., Cortés García, C., & Martínez Rayón, E. (2013). Procedimiento numérico para el modelado de materiales hiperelásticos sometidos a tensión. In *Memorias del XIX Congreso Internacional Anual de la SOMIM* (pp. 1079–1084).

Fombuena, V., Boronat, T., Sánchez-Nácher, L., García-Sanoguera, D., & Balart, R.

(2017). Utilidad de los modelos de viscoelasticidad en el aprendizaje de la ingeniería de materiales poliméricos. *Modelling in Science Education and Learning*, 10(1), 137–148. <https://doi.org/10.4995/msel.2017.6315>

Gaona Hernández, A. (2003). *Análisis numérico y experimental de la fuerza de apriete y fricción en uniones mecánicas sometidas a cargas dinámicas transversales*. CENIDET.

García, S. (2009). Referencias Históricas Y Evolución De Los Plásticos. *Revista Iberoamericana de Polímeros*, 10(1), 71–80.

Gent, A. N. (2012). *Engineering with Rubber*. (A. N. Gent, Ed.), *Hanser Publications* (3rd ed.). Cincinnati, Ohio: Hanser Publications. <https://doi.org/10.5254/1.3538214>

Ginic-Markovic, M., Dutta, N. K., Dimopoulos, M., Choudhury, N. R., & Matisons, J. G. (2000). Viscoelastic behaviour of filled, and unfilled, EPDM elastomer. *Thermochimica Acta*, 357–358, 211–216. [https://doi.org/10.1016/S0040-6031\(00\)00390-7](https://doi.org/10.1016/S0040-6031(00)00390-7)

Green, I., & English, C. (1994). Stresses and deformation of compressed elastomeric O-ring seals (pp. 83–95). Italia.

Harris, C. M., & Piersol, A. G. (2002). *Harris' Shock and Vibration Handbook. Physics Today* (Firth Edit, Vol. 15). McGRAW-HILL. <https://doi.org/10.1063/1.3058392>

Hoodbhoy, A. I. (1974). New Dimensions in Automotive Use of Thermoplastic Urethane Elastomers. *Journal of Elastomers & Plastics*, 6(4), 269–275. <https://doi.org/10.1177/009524437400600405>

Inaudi, J., & Kelly, J. (1996). Dynamics of homogeneous frictional systems. *Dynamics with Friction: Modeling, Analysis and Experiment*, 7, 93–136. https://doi.org/http://dx.doi.org/10.1142/9789812830166_0003

JIORINGS. (n.d.). Elastómeros. Galdakano (Bizkaia): JIORINGS.

Juárez Varón, D., Balart Gimeno, R., Ferrándiz Bou, S., & García Sanoguera, D. (2012). Estudio, análisis y clasificación de elastómeros termoplásticos. *3 Ciencias*, (2), 1–22.

Marckmann, G., Verron, E., Gornet, L., Chagnon, G., Charrier, P., & Fort, P. (2002). A theory of network alteration for the Mullins effect. *Journal of the Mechanics and Physics of Solids*, 50(9), 2011–2028. [https://doi.org/10.1016/S0022-5096\(01\)00136-3](https://doi.org/10.1016/S0022-5096(01)00136-3)

Martínez Cervantes, F. J. (2015). *Diseño y desarrollo de topes de impacto regulable*

con resortes de paso variable para suavizar el cambio de rigidez. CENIDET. CENIDET.

Matweb. (2018a). 712BNF Cork / Nitrile Rubber Sheet.

Matweb. (2018b). Fluorocarbon Rubber (FPM), Low Temperature Grade.

Meinecke, E. a., Schwaber, D. M., & Chiang, R.-R. (1971). Impact Analysis for Cellular Polymeric Materials. *Journal of Elastomers and Plastics*, *3*(1), 19–27. <https://doi.org/10.1177/009524437100300102>

Morgen, B. G., & Kurama, Y. C. (2009). Characterization of two friction interfaces for use in seismic damper applications. *Materials and Structures*, *42*, 35–49. <https://doi.org/10.1617/s11527-008-9365-y>

Navarro, J. (2017). *Análisis experimental de topes de impacto regulable y con dispositivo de fricción sobre el elemento móvil central presentada*. Centro Nacional de Investigación y Desarrollo Tecnológico.

Neggers, J., Hoefnagels, J. P. M., van der Sluis, O., Sedaghat, O., & Geers, M. G. D. (2015). Analysis of the dissipative mechanisms in metal-elastomer interfaces. *Engineering Fracture Mechanics*, *149*(November), 412–424. <https://doi.org/10.1016/j.engfracmech.2015.06.056>

Niu, S. (2015). Sealing performance analysis of rubber O-ring in static seal based on FEM. *International Journal of Engineering and Advance Research Technology*, *1*(2), 32–34.

Norzalia, S., Surani, B., & Ahmad Fuad, M. Y. (1994). Properties of Rubber-Modified Polypropylene Impact Blends. *Journal of Elastomers and Plastics*, *26*(2), 183–204. <https://doi.org/10.1177/009524439402600206>

Parker. (2007). *Parker O-Ring Handbook ORD 5700*. (Parker Hannifi Corporation, Ed.). Lexington, KY: Parker Hannifin Corporation.

Parker Hannifin. (n.d.). O-ring. Información técnica. Argentina S.A.I.C.: Parker Hannifin.

Popov, V. L. (2010). *Contact Mechanics and Friction. Contact Mechanics and Friction* (Second Edi). Berlin, Germany: Springer. <https://doi.org/10.1007/978-3-642-10803-7>

Popova, E., & Popov, V. L. (2015). The research works of Coulomb and Amontons and generalized laws of friction. *Friction*, *3*(2), 183–190. <https://doi.org/10.1007/s40544-015-0074-6>

Ramírez, E. D. (2008). *Simulación y análisis del comportamiento de un componente elastomérico de un sistema técnico, usando el método de los elementos finitos*. Universidad EAFIT.

Rao, S. S. (2012). *Vibraciones mecánicas*. (L. M. Cruz Castillo, Ed.) (Quinta edi). Miami: PEARSON.

Riera, M. D., Sánchez-Soto, M. A., Gordillo, A., & Prado, J. M. (2004). *Modelización y simulación del comportamiento mecánico de materiales elastoméricos*.

Rogers, T. H., & Sassaman, W. O. (1974). Applications of elastomeric urethanes in industrial products. *Journal of Elastomers and Plastics*, 6, 253–268.

Romero Leyva, R. (2006). *Prototipo de un tope de impacto ajustable que disipe energía mediante fricción*. CENIDET.

Sherif, H. A., & Abu Omar, T. M. (2004). Mechanism of energy dissipation in mechanical system with dry friction. *Tribology International*, 37(3), 235–244. [https://doi.org/10.1016/S0301-679X\(03\)00140-3](https://doi.org/10.1016/S0301-679X(03)00140-3)

Simmerring. Freudenberg Group. (n.d.). Juntas tóricas, Juntas EQ. EPIDOR Distribuidor Preferente.

Sommer, J. G., & Meyer, D. A. (1974). Factors controlling the dynamic properties of elastomeric products. *Journal of Elastomers and Plastics*, 6(Figure 1), 49–68.

Standard Seal. (n.d.). Material Nitrilo H70. Iztacalco, D.F.: Standard Seal.

Tecnosellos. (n.d.). O'ring. Argentina: Tecnosellos.

Toki, S., Sics, I., Ran, S., Liu, L., Hsiao, B. S., Murakami, S., ... Kohjiya, S. (2002). New insights into structural development in natural rubber during uniaxial deformation by in situ synchrotron X-ray diffraction. *Macromolecules*, 35(17), 6578–6584. <https://doi.org/10.1021/ma0205921>

Trelleborg Sealing Solutions. (2007). *Juntas Tóricas* (Trelleborg). Trelleborg Group.

Vieira Chaves, E. W. (2009). *Mecánica del medio continuo: Modelos constitutivos* (Pint Book:). Barcelona: Centro Internacional de Métodos Numéricos en Ingeniería (CIMNE), D.L.

Walker, J. (2012). *Elastomer Engineering Guide*, 48.

Wriggers, P., & Reinelt, J. (2009). Multi-scale approach for frictional contact of elastomers on rough rigid surfaces. *Lecture Notes in Applied and Computational*

Mechanics, 198, 1996–2008. https://doi.org/10.1007/978-3-642-10657-6_3

Xiyuan, Z., & Lingyun, P. (2010). A new type of damper with friction-variable characteristics. *Earthquake Engineering and Engineering Vibration*, 8(4), 507–520. <https://doi.org/10.1007/s11803-009-9121-5>

Zhang, G., & Zeng, Z. (2014). Simulation of sealing performance of elastomeric O-Ring gasket including metal skeleton. *Applied Mechanics and Materials*, 556–562, 615–619. <https://doi.org/10.4028/www.scientific.net/AMM.556-562.615>

cenidet[®]
*Centro Nacional de Investigación
y Desarrollo Tecnológico*