



**UNIVERSIDAD DE CONCEPCIÓN  
FACULTAD DE INGENIERÍA  
DEPARTAMENTO DE INGENIERÍA CIVIL**



**DISEÑO, FABRICACIÓN Y EXPLORACIÓN DE DISPOSITIVO DISIPADOR DE  
ENERGÍA PARA ESTRUCTURAS EN BASE A FRICCIÓN EN ARENA**

POR

**Rodrigo Vicente Uribe Opazo**

Memoria de Título presentada a la Facultad de Ingeniería de la Universidad de Concepción para  
optar al título de Ingeniero Civil

Profesor Guía  
Rodrigo Silva Muñoz  
Felipe Vásquez Stuardo

Profesional Supervisor, Comisión  
Peter Dechent Anglada,

Junio 2023  
Concepción (Chile)

© 2023 Rodrigo Uribe Opazo

© 2023 Rodrigo Uribe Opazo

Se autoriza la reproducción total o parcial, con fines académicos, por cualquier medio o procedimiento, incluyendo la cita bibliográfica del documento.

## **DEDICATORIA**

*Dedicado a mis padres y hermano, por su apoyo incondicional y darme la oportunidad de desarrollarme profesional y personalmente.*

## **AGRADECIMIENTOS**

Agradezco al profesor, Dr. Peter Dechent, por darme la oportunidad y la confianza de involucrarme en este proyecto, por su tiempo, recomendaciones y experiencia, los cuales facilitaron esta investigación y al profesor, Dr. Felipe Vásquez, por todo el tiempo, paciencia y conocimiento dedicado a mi persona, sin el cual no hubiera sido posible el desarrollo de este trabajo.

Agradezco al Departamento de Ingeniería Mecánica por el financiamiento, la disponibilidad de un espacio adecuado y equipo para realizar toda esta investigación. En particular al personal, a Don Patricio y Don Mario, por sus consejos y buena disposición, los cuales fueron actores cruciales en esta investigación. También agradezco a los compañeros Juan y Eduardo, quienes conocí a través de esta experiencia.

Agradezco al Laboratorio de Mecánica de Suelos, y en especial a la profesora, Dra. Daniella Escribano, por facilitarme el espacio y materiales, para llevar a cabo este trabajo.

Finalmente, agradezco a la Universidad de Concepción, especialmente a mis profesores y amigos, quienes me ayudaron tanto en el ámbito académico como humano durante todos estos años.

## RESUMEN

Debido al permanente aumento de construcciones en altura en el país, y el evidente riesgo sísmico asociado, es necesario el estudio, experimentación y aplicación de diferentes tipos de dispositivo de disipación de energía, que permiten un desarrollo sostenible sumado a una percepción de seguridad de los usuarios en las edificaciones.

El desarrollo de esta memoria se basa en el estudio de un dispositivo disipador de energía para estructuras, innovador y sostenible, utilizando materiales comunes en la ingeniería. Se diseña y fabrica un disipador desmontable, inspirado en un prototipo ideado por Makris et al (2021), confeccionado por un manto de acero con arena en su interior, el cual es atravesado por un vástago con una esfera en el centro. El mecanismo de disipación de energía se activa a partir del desplazamiento relativo del vástago, donde se genera la fricción al fluir la arena sobre la esfera de acero. Además, es posible monitorear y ajustar la presión de confinamiento al interior, con *strain gauges* incorporados en hilos de aceros postensados.

A partir de ensayos en la máquina Instron 8801, ubicada en la Universidad de Concepción, se analiza el comportamiento del disipador a través de los ciclos histeréticos con diversas amplitudes de desplazamiento, presiones de confinamiento y velocidades. Adicionalmente se explora el funcionamiento del dispositivo con cambios en el diseño del pistón.

Se obtiene ciclos histeréticos estables similares a los encontrados en la literatura, con la diferencia de la asimetría en las fuerzas máximas debido a la naturaleza del ensayo. Pese a la disminución de presión debido al asentamiento de la arena, el disipador consigue aumentar la capacidad al incrementar la presión de confinamiento. Además, no se presentan fallas en los sellos, ni en las demás piezas del sistema, las cuales son reutilizables. Con esto es posible iniciar un estudio con el propósito de diseñar un disipador que optimice las dimensiones y minimice la pérdida de presión en el sistema.

## **ABSTRACT**

*Due to the permanent increase of high-rise constructions in the country, and the evident seismic risk associated, it is necessary to study, experiment and apply different types of energy dissipation devices, which allow a sustainable development added to a perception of safety of the users in the buildings.*

*The development of this report is based on the study of an innovative and sustainable energy dissipation device for structures, using common materials in engineering. A removable dissipator is designed and manufactured, inspired by a prototype devised by Makris et al (2021), made of a steel mantle with sand inside, which is crossed by a rod with a sphere in the middle. The energy dissipation mechanism is activated by the relative displacement of the rod, where friction is generated as the sand flows over the steel sphere. In addition, it is possible to monitor and adjust the confining pressure inside, with strain gauges incorporated in post-tensioned steel wires.*

*From tests on the Instron 8801 machine, located at the Universidad de Concepción, the behavior of the dissipator is analyzed through hysteretic cycles with different displacement amplitudes, confining pressures and velocities. Additionally, the performance of the device is explored with changes in the piston design.*

*Stable hysteretic cycles similar to those found in the literature are obtained, with the difference of the asymmetry in the maximum forces due to the nature of the test. Despite the decrease in pressure due to sand settlement, the dissipator manages to increase the capacity by increasing the confining pressure. In addition, there are no failures in the seals, nor in the other parts of the system, which are reusable. With this it is possible to initiate a study with the purpose of designing a dissipator that optimizes the dimensions and minimizes the loss of pressure in the system.*

## ÍNDICE DE CONTENIDOS

CAPÍTULO 1 INTRODUCCIÓN .....	1
1.1. Motivación.....	1
1.2. Objetivos.....	2
1.2.1 Objetivo general .....	2
1.2.2 Objetivos específicos.....	2
1.3 Metodología de trabajo.....	3
1.4 Principales resultados y conclusiones.....	3
1.5 Organización de la memoria de título.....	4
CAPÍTULO 2 ANTECEDENTES DISIPADOR DE ARENA PRESURIZADO .....	5
2.1 Introducción.....	5
2.2 Sistemas de protección sísmica .....	5
2.2.1 Sistemas de control activos .....	5
2.2.2 Sistema de control híbridos .....	6
2.2.3 Sistema de control pasivos .....	6
2.3 Sistemas pasivos de disipación de energía .....	7
2.3.1 Disipadores activados por desplazamiento .....	7
2.3.2 Disipadores activados por velocidad.....	8
2.3.3 Disipadores activados por desplazamiento y velocidad.....	9
2.4 Disipador de arena presurizada.....	11
2.4.1 Conceptos para el desarrollo del disipador .....	11
2.4.2 Dimensionamiento y diseño .....	13
2.4.3 Estudios experimentales .....	14
2.5 Sistema masa-resorte con amortiguación de material granular .....	17
2.6 Conclusiones.....	18
CAPÍTULO 3 DISEÑO Y FABRICACIÓN .....	19
3.1 Introducción.....	19
3.2 Diseño conceptual.....	19
3.3 Dimensionamiento.....	20
3.3.1 Manto .....	20
3.3.2 Vástago.....	21

3.3.3	Tapas .....	22
3.3.4	Hilos postensados .....	23
3.3.5	Pistón .....	24
3.4	Arena .....	24
3.5	Fabricación .....	25
3.6	Calibración de celdas de carga de hilos postensados .....	26
3.7	Ensamblaje del disipador .....	28
3.8	Conclusiones .....	28
<b>CAPÍTULO 4 METODOLOGÍA DE ENSAYO Y EXPLORACIÓN .....</b>		<b>29</b>
4.1	Introducción .....	29
4.2	Máquina de ensayos Instron .....	29
4.3	Ensayos preliminares .....	30
4.3.1	Procedimiento de ensayos .....	30
4.3.2	Resultados .....	31
4.3.3	Análisis de resultados .....	34
4.4	Planificación de ensayos .....	35
4.5	Conclusiones .....	37
<b>CAPÍTULO 5 RESULTADOS DE ENSAYOS CÍCLICOS EN INSTRON .....</b>		<b>38</b>
5.1	Introducción .....	38
5.2	Verificación del comportamiento del disipador con resultados existentes .....	38
5.2.1	Relación fuerza-desplazamiento .....	38
5.2.2	Parámetro adimensional del disipador .....	39
5.3	Análisis de la capacidad del disipador de fricción en arena .....	40
5.3.1	Fuerzas máximas .....	41
5.3.2	Energía disipada absoluta y equivalente .....	44
5.3.3	Rigidez y factor de amortiguamiento equivalente .....	47
5.3.4	Ductilidad acumulada .....	49
5.3.5	Análisis del efecto de la velocidad en el comportamiento del disipador .....	50
5.4	Exploración del funcionamiento del disipador modificado .....	51
5.5	Conclusiones .....	55
<b>CAPÍTULO 6 CONCLUSIONES .....</b>		<b>57</b>
6.1	Conclusiones generales .....	57
6.2	Recomendaciones para futuros trabajos .....	58



---

Referencias .....	59
ANEXO 1.1 Contribución a los objetivos de desarrollo sostenible .....	62
ANEXO 2.1 Caracterización de disipador de arena presurizada .....	63
ANEXO 3.1 Memoria de cálculo del disipador.....	67
ANEXO 3.2 Planos de disipador de fricción en arena.....	72
ANEXO 3.3 Piezas fabricadas del disipador .....	85
ANEXO 4.1 Ensayos cíclicos en la máquina Instron .....	89
ANEXO 5.1 Obtención de conceptos para analizar la capacidad del disipador .....	99

**INDICE DE TABLAS**

Tabla 2.1	Valores de presión ejercida, amplitud de desplazamiento y frecuencia para pruebas de carga cíclica del disipador de arena presurizada. ....	15
Tabla 3.1	Densidad máxima y mínima de arenas propuestas.....	25
Tabla 3.2	Materiales y cantidad para cada pieza del disipador. ....	26
Tabla 3.3	Deformaciones obtenidas a partir de la calibración, para cada hilo de acero. ....	27
Tabla 5.1	Fuerzas máximas del disipador de fricción en arena.....	41
Tabla 5.2	Energía disipada absoluta para diferentes ciclos.....	45
Tabla 5.3	Porcentaje de energía disipada equivalente para diferentes ciclos.....	46
Tabla 5.4	Rigidez para diferentes ciclos. ....	48
Tabla 5.5	Factor de amortiguamiento equivalente para distintos ciclos. ....	49
Tabla 5.6	Ductilidad acumulada para distintos ciclos.....	50
Tabla 5.7	Rigidez aparente para distintos pistones. ....	54
Tabla 5.8	Factor de amortiguamiento equivalente para diferentes ciclos de los pistones, liso, esférico y cónico de 20°. ....	55
Tabla A2.1	Rango de parámetros del modelo 4+4 parámetros Bouc-Wen.....	63

## ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 2.1	Mecanismo de operación de sistemas activos. (Corporación de desarrollo tecnológico, Cámara chilena de la construcción, 2012). .....	6
Figura 2.2	Mecanismo de operación de sistemas pasivos. (Corporación de desarrollo tecnológico, Cámara chilena de la construcción, 2012). .....	6
Figura 2.3	Resumen de disipadores de control pasivo y sus principales características. Symans et al (2008). .....	10
Figura 2.4	Esquema disipador de arena presurizada. Makris et al. (2021). .....	13
Figura 2.5	Disipador de arena presurizado. Makris et al. (2021). .....	14
Figura 2.6	Ciclos de fuerza-desplazamiento del disipador de arena presurizado: (a) Presión de 1 MPa, (b) Presión de 2 MPa, (c) Presión de 4 MPa. Todos a un rango de 1.26 a 6.28 cm/s. Makris et al. (2021). .....	15
Figura 2.7	Medición de fuerza del disipador de arena presurizada durante pruebas cíclicas cuando la esfera pasa por el origen del desplazamiento a niveles de presión de 1, 2, y 4 MPa. Makris et al. (2021). .....	16
Figura 2.8	Diseño amortiguador masa-resorte con material granular VPP. Zalewski et al. (2016). .....	17
Figura 2.9	Ciclo histerético amortiguador masa-resorte con material granular VPP, variando la presión del sistema. Zalewski et al. (2016). .....	18
Figura 3.1	Esquema diseño conceptual disipador de fricción en arena. ....	20
Figura 3.2	Diseño de manto del disipador de fricción en arena. ....	21
Figura 3.3	Diseño vástago del disipador de fricción en arena. ....	21
Figura 3.4	Diseño tapas móviles del disipador de fricción en arena. ....	23
Figura 3.5	Diseño hilo de acero del disipador de fricción en arena. ....	23
Figura 3.6	Diseño del pistón del disipador de fricción en arena. ....	24
Figura 3.7	Material granular del disipador. ....	25
Figura 3.8	Piezas fabricadas del disipador de fricción en arena. ....	26
Figura 3.9	Hilos de acero. ....	27
Figura 4.1	Máquina Instron 8801. ....	30
Figura 4.2	Ensayo preliminar disipador de fricción en arena para desplazamiento de 5 mm, frecuencia de ciclo de 0.1 Hz y presión de confinamiento de 1 MPa. ....	31

Figura 4.3	Comparación curvas histeréticas para dos ensayos consecutivos de 10 mm de desplazamiento a una frecuencia de ciclo de 0.1 Hz, y presión de confinamiento de 1 MPa. ....	32
Figura 4.4	Comparación de ciclos histeréticos para ensayos de 10 mm de desplazamiento y presión de confinamiento de 1 y 4 MPa. ....	33
Figura 4.5	Rayas en el pistón. ....	33
Figura 4.6	Arena Andalién después de ensayos preliminares. ....	34
Figura 4.7	Punto de ajuste. ....	36
Figura 5.1	Comparación de curvas histeréticas, bajo una amplitud de desplazamiento de 2 cm, presión de confinamiento de 1 MPa, y una frecuencia de ciclos de 0.1 Hz. ....	39
Figura 5.2	Fuerzas de salida del disipador de fricción en arena, evaluados a distintas amplitudes de desplazamiento y presiones de confinamiento. ....	40
Figura 5.3	Ciclos de histéresis de ensayos de amplitud de desplazamiento de 5, 10 ,15, y 20 mm, presión de confinamiento de 1 MPa, y frecuencia de ciclos de 0.1 Hz. ....	41
Figura 5.4	Comportamiento de fuerzas máximas a través de los ciclos de carga. ....	42
Figura 5.5	Comparación de fuerzas máximas para caso estándar y pistón cercano a la tapa superior. ....	43
Figura 5.6	Energía disipada absoluta acumulada para presiones de confinamiento de 1, 2, y 4 MPa. ....	44
Figura 5.7	Energía disipada equivalente para presiones de confinamiento de 1, 2, y 4 MPa. ....	46
Figura 5.8	Rigidez aparente para presiones de confinamiento de 1, 2, y 4 MPa. ....	47
Figura 5.9	Factor de amortiguamiento equivalente para presiones de confinamiento de 1, 2, y 4 MPa. ....	48
Figura 5.10	Ductilidad acumulada para presiones de confinamiento de 1, 2, y 4 MPa. ....	50
Figura 5.11	Comparación de ciclos histeréticos a frecuencias de 0.06, 0.08, 0.10, y 0.12 Hz... ..	51
Figura 5.12	Comparación de ciclos histeréticos de diferentes pistones. ....	52
Figura 5.13	Comparación de energía disipada para los pistones liso, esférico, y cónico 20°. ...	53
Figura 5.14	Rigidez aparente para los pistones liso, esférico y cónico 20°. ....	53
Figura 5.15	Factor de amortiguamiento equivalente para pistones liso, esférico y cónico de 20°. ....	54
Figura A2.1	Comparación ciclos de fuerza- desplazamiento presión de confinamiento de 1, 2, y 4MPa, frecuencia de ciclos de 0.5, 0.1, 0.2 Hz, y amplitud de desplazamiento de 4 cm. Makris et al (2021). ....	64

Figura A2.2	Comparación ciclos de fuerza- desplazamiento presión de confinamiento de 1, 2, y 4MPa, frecuencia de ciclos de 0.1 y 0.2 Hz, y amplitud de desplazamiento de 2, 4, y 8 cm. Makris et al (2021).	65
Figura A2.3	Comparación ciclos de fuerza- desplazamiento presión de confinamiento de 4MPa, frecuencia de ciclos de 0.2, 0.33, y 0.5 Hz, y amplitud de desplazamiento de 6 cm. Makris et al (2021).	66
Figura A3.0.1	Análisis de elementos finitos para la tapa móvil 1.	70
Figura A3.0.2	Análisis de elementos finitos para la tapa móvil 2.	71
Figura A3.1	Manto del disipador	85
Figura A3.2	Tapa móvil 2 o superior.	85
Figura A3.3	Tapa móvil 1 o inferior.	86
Figura A3.4	Vástago del disipador.	86
Figura A3.5	Pistones del disipador.	86
Figura 3A.6	Totalidad de piezas del disipador.	87
Figura A3.7	Anclaje para celda de carga.	88
Figura A3.8	Rótula para conectar con anclaje celda de carga.	88
Figura A3.9	Anclaje para actuador.	88
Figura A4.1	Ensayo cíclico caso estándar con amplitud de desplazamiento de 5 mm, presión de confinamiento de 1 MPa, y frecuencia de ciclos de 0.1 Hz.	89
Figura A4.2	Ensayo cíclico caso estándar con amplitud de desplazamiento de 10 mm, presión de confinamiento de 1 MPa, y frecuencia de ciclos de 0.1 Hz.	89
Figura A4.3	Ensayo cíclico caso estándar con amplitud de desplazamiento de 15 mm, presión de confinamiento de 1 MPa, y frecuencia de ciclos de 0.1 Hz.	90
Figura A4.4	Ensayo cíclico caso estándar con amplitud de desplazamiento de 20 mm, presión de confinamiento de 1 MPa, y frecuencia de ciclos de 0.1 Hz.	90
Figura A4.5	Ensayo cíclico caso estándar con amplitud de desplazamiento de 5 mm, presión de confinamiento de 2 MPa, y frecuencia de ciclos de 0.1 Hz.	91
Figura A4.6	Ensayo cíclico caso estándar con amplitud de desplazamiento de 10 mm, presión de confinamiento de 2 MPa, y frecuencia de ciclos de 0.1 Hz.	91
Figura A4.7	Ensayo cíclico caso estándar con amplitud de desplazamiento de 15 mm, presión de confinamiento de 2 MPa, y frecuencia de ciclos de 0.1 Hz.	92

Figura A4.8	Ensayo cíclico caso estándar con amplitud de desplazamiento de 5 mm, presión de confinamiento de 4 MPa, y frecuencia de ciclos de 0.1 Hz. ....	92
Figura A4.9	Ensayo cíclico caso estándar con amplitud de desplazamiento de 5 mm, presión de confinamiento de 4 MPa, y frecuencia de ciclos de 0.1 Hz. ....	92
Figura A4.10	Ensayo cíclico caso pistón desplazado con amplitud de desplazamiento de 5 mm, presión de confinamiento de 1 MPa, y frecuencia de ciclos de 0.1 Hz.....	93
Figura A4.11	Ensayo cíclico caso pistón desplazado con amplitud de desplazamiento de 10 mm, presión de confinamiento de 1 MPa, y frecuencia de ciclos de 0.1 Hz.....	93
Figura A4.12	Ensayo cíclico caso pistón desplazado con amplitud de desplazamiento de 15 mm, presión de confinamiento de 1 MPa, y frecuencia de ciclos de 0.1 Hz.....	94
Figura A4.13	Ensayo cíclico caso pistón desplazado con amplitud de desplazamiento de 20 mm, presión de confinamiento de 1 MPa, y frecuencia de ciclos de 0.1 Hz.....	94
Figura A4.14	Ciclos histeréticos a bajos desplazamientos con presión de confinamiento de 1 MPa y frecuencia de ciclos de 0.1 Hz.....	95
Figura A4.15	Ensayos cíclicos variando la frecuencia de ciclos de 0.06 a 0.12 Hz, a una amplitud de desplazamiento de 10 mm y una presión de confinamiento de 1 MPa. ....	96
Figura A4.16	Ensayos cíclicos con pistón liso, a una presión de confinamiento de 1 MPa y frecuencia de ciclos de 0.1 Hz.....	97
Figura A4.17	Ensayo cíclico con pistón cónico 5°, a una amplitud de desplazamiento de 5 mm, una presión de confinamiento de 1 MPa y frecuencia de ciclos de 0.1 Hz.....	97
Figura A4.18	Ensayos cíclicos con pistón cónico 20°, una presión de confinamiento de 1 MPa y frecuencia de ciclos de 0.1 Hz.....	98
Figura A5.1	Esquema ciclo histerético completo. (Arízaga Bravo, 2019). ....	99
Figura A5.2	Rigidez aparente para un ciclo histerético completo. (Arízaga Bravo, 2019).....	100

# CAPÍTULO 1 INTRODUCCIÓN

## 1.1. Motivación

El diseño sismorresistente convencional se basa en la capacidad de una estructura para disipar energía por medio de deformaciones plásticas, lo que genera daño principalmente a través de la interacción suelo-estructura, elementos estructurales, y la interacción del sistema estructural y no estructural. Debido a los eventos sísmicos recientes en Chile, se ha demostrado que algunas edificaciones han sufrido daños estructurales y no estructurales, lo que se traduce en pérdidas operacionales parciales o totales. Sumado al permanente aumento de construcción en altura del país en las últimas décadas, es clara la necesidad de soluciones que eviten esta falla frente a eventos sísmicos.

Por lo anterior, y la necesidad que las estructuras alcancen los niveles de desempeños aceptables, durante las excitaciones producidas por sismos o viento, ha llevado a la modernización de la ingeniería en el ámbito del diseño sismorresistente, y al desarrollo del método de sistema de respuesta o sistema de control de vibraciones (Barbat & Canet, 1994).

Los sistemas de control de vibraciones o de respuestas se pueden clasificar como sistemas de control pasivos, activos e híbridos. Bajo la denominación de sistemas de control pasivo, la disipación de energía proporciona ductilidad en ciertas zonas preestablecidas de la estructura, protegiendo zonas críticas; además de incorporar mecanismos externos que absorben parte de la energía inducida por la excitación, y consecuentemente aumentando su amortiguamiento. En la actualidad existen diversas tecnologías en este campo, tales como los disipadores de fluido viscosos, disipadores viscoelásticos, disipadores histeréticos, entre otros. Todas estas con ventajas y desventajas, dependiendo de las cargas que estén diseñadas y a distintos factores ambientales que estén expuestas. Además, el uso y estudio de estas aún son poco comunes en el país, donde se implementan generalmente en infraestructuras críticas.

En la literatura se encuentra un innovador dispositivo de disipación de energía sostenible, a prueba de filtración y de bajo costo debido a la utilización de materiales comunes en la ingeniería. El diseño se compone de un cilindro de acero, con arena en su interior y un vástago móvil con una esfera en el

centro. La disipación de energía es a través del esfuerzo de corte producido por el flujo de la arena sobre la esfera. Además, es posible monitorear y ajustar la presión de confinamiento con *strain gauges* incorporado en hilos de acero (Makris, Palios, Moghimi, & Bousias, 2021).

La principal motivación de este trabajo es, iniciar un proceso de investigación que permita estrechar el conocimiento de estas tecnologías y generar una posible ventaja comparativa en el ámbito ingenieril del país. Esto a través del diseño de un prototipo de disipador de energía para estructuras, como el mencionado, con el fin de explorar a través de ensayos cíclicos, el comportamiento de las curvas histeréticas bajo distintas condiciones, además de obtener observaciones que aporten en futuras investigaciones de este dispositivo.

## **1.2. Objetivos**

### **1.2.1 Objetivo general**

Estudiar un prototipo de disipador para estructura en base a la fricción en arena a través de ensayos en el Laboratorio de mecánica de sólidos de la Universidad de Concepción.

### **1.2.2 Objetivos específicos**

- Diseñar y fabricar un disipador de arena en dimensiones físicas para ensayo en laboratorio.
- Realizar ensayos cíclicos del disipador en máquina Instron.
- Comparar comportamiento de las curvas de histéresis, con lo encontrado en la literatura.
- Analizar la capacidad del disipador, variando parámetros como: amplitud de desplazamiento, presión de confinamiento, y velocidad.
- Comparar el comportamiento del disipador ante cambios del diseño en el vástago.



### 1.3 Metodología de trabajo

Para comenzar, se revisa la bibliografía correspondiente a sistemas de control de vibraciones y lecturas a fines, para entender el funcionamiento de las tecnologías existentes para disipar energía en estructuras, y con esto, recopilar información respecto a las ventajas y desventajas que tienen en la actualidad. Luego se estudia en profundidad el artículo *Pressurized sand damper for earthquake and wind engineering: Design, testing and characterization* (2021), para comprender el diseño, funcionamiento y comportamiento del prototipo ensayado, y así, examinar los límites de la presente investigación, obteniendo los tipos y cantidad de ensayos que se efectuaran.

Por otra parte, se diseña una réplica con dimensiones plausibles para la máquina Instron 8801, bajo las cargas recomendadas por el Laboratorio de mecánica de sólidos. Con esto, se obtiene el material necesario y se procede a fabricar.

Obteniendo el prototipo, se realiza ensayos preliminares, con el fin de chequear el correcto funcionamiento del disipador en la máquina Instron, y a partir de estos resultados, analizar alguna variación del diseño, y trazar el procedimiento de los ensayos definitivos.

Finalmente, se procede a ensayar el disipador, bajo los parámetros requeridos, para la obtención de las curvas de histéresis y el correspondiente procesamiento de datos . Se analizó su comportamiento comparando principalmente con el disipador de arena presurizada de Makris et al. (2021), y se estudió el comportamiento, variando principalmente la presión de confinamiento. Adicionalmente se explora el funcionamiento con cambios en el diseño del pistón.

### 1.4 Principales resultados y conclusiones

Este trabajo confirma la posibilidad de fabricar y estudiar un dispositivo de disipación de energía para estructuras en el Laboratorio de mecánica de sólidos, en la Universidad de Concepción, pudiéndose realizar de manera estable diversos ensayos cíclicos del disipador.

El comportamiento del disipador en general es similar al desarrollado por Makris, et al (2021). Sin embargo, debido a la naturaleza de los ensayos de esta investigación, las curvas histeréticas presentan una forma asimétrica respecto a la dirección de la carga, siendo la fuerza de gravedad una variable relevante para el estudio.

Las curvas histeréticas aumentan su capacidad de disipación a medida que incrementa su desplazamiento, y se imponen mayores presiones de confinamiento. Además, es posible disipar energía a bajos desplazamientos.

## **1.5 Organización de la memoria de título**

Esta investigación consta de seis capítulos. El segundo capítulo, recopila los antecedentes para el diseño del disipador propuesto, donde se obtiene el lineamiento teórico para la realización de ensayos y posterior análisis de los resultados obtenidos. En el tercer capítulo, se presenta el diseño y dimensionamiento del disipador de arena junto a los materiales ocupados. En el cuarto capítulo se describe la exploración del dispositivo, donde se desarrolla una metodología de ensayo, para obtener el procedimiento de ensayos definitivos. En el quinto capítulo se analiza las curvas histeréticas y se comparan con las encontradas en la literatura. Finalmente, en el capítulo sexto se realizan las conclusiones del trabajo.

## **CAPÍTULO 2 ANTECEDENTES DISIPADOR DE ARENA PRESURIZADO**

### **2.1 Introducción**

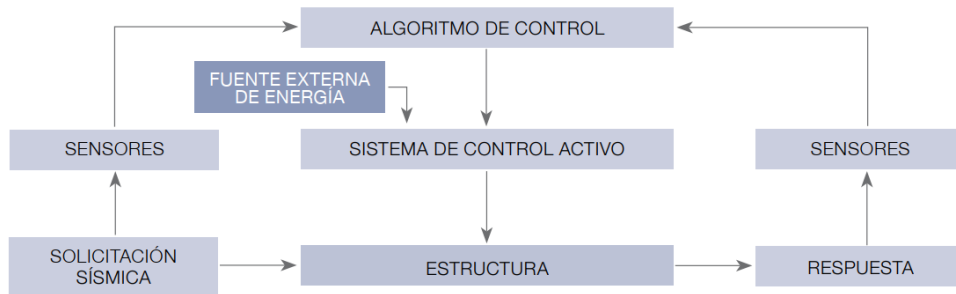
Este capítulo, se desarrolla la clasificación de los sistemas de protección sísmica existentes, presentando los diversos mecanismos de disipación de energía en la actualidad. Se exponen, el funcionamiento, características, ventajas y desventajas de estas tecnologías. Por otra parte, se describe el funcionamiento, dimensionamiento y resultados del trabajo realizado por Makris et al. (2021).

### **2.2 Sistemas de protección sísmica**

En la actualidad se utilizan diversos mecanismos para el control de vibraciones en edificaciones, estos van desde diseños relativamente simples hasta sistemas más complejos. De acuerdo con su fuente de energía para operar, estos se pueden clasificar en sistemas activos, sistemas híbridos o semiactivos, y sistemas pasivos.

#### **2.2.1 Sistemas de control activos**

Este sistema requiere de una fuente de energía externa, y consta de sensores de movimiento, un sistema de control y procesamiento de datos, y actuadores dinámicos. Su función es monitorear la respuesta dinámica de la estructura en tiempo real, detectando los movimientos y aplicando las fuerzas necesarias para contrarrestar los eventos sísmicos. Aunque este sistema permite una mejor respuesta de la estructura durante el sismo, tiene como desventaja el requerimiento de una fuente de alimentación de energía continua, lo que puede verse interrumpido en un terremoto considerable. Además, presentan un alto costo y una ocupación considerable de espacio en la estructura. En la Figura 2.1 se muestra su mecanismo de operación de este sistema.



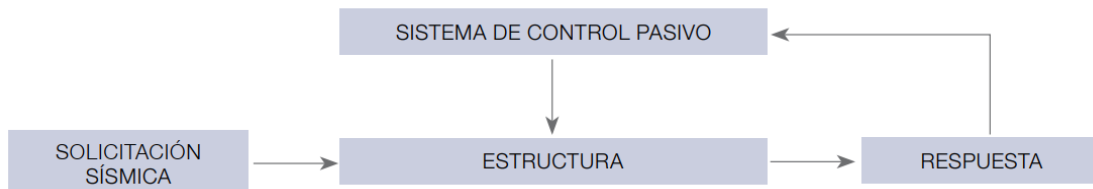
**Figura 2.1** Mecanismo de operación de sistemas activos. (Corporación de desarrollo tecnológico, Cámara chilena de la construcción, 2012).

### 2.2.2 Sistema de control híbridos

Al igual que los sistemas de control activo, estos utilizan un mecanismo de monitoreo en tiempo real para evaluar la respuesta estructural. Sin embargo, estos sistemas no aplican fuerzas de control directamente sobre la estructura, en su lugar cambian las propiedades mecánicas de los dispositivos de disipación de energía en tiempo real. Se caracterizan por necesitar un consumo de energía ínfimo en comparación a los sistemas activos, además de recibir información en línea de la respuesta de la estructura, distinguiéndose de los sistemas de control pasivos.

### 2.2.3 Sistema de control pasivos

Es el sistema más utilizado en la actualidad. Se compone de dispositivos que no necesitan energía externa para su funcionamiento. La Figura 2.2 muestra un diagrama de flujo del mecanismo de operación para estos sistemas.



**Figura 2.2** Mecanismo de operación de sistemas pasivos. (Corporación de desarrollo tecnológico, Cámara chilena de la construcción, 2012).

También, este sistema se puede clasificar en los siguientes tres tipos, de acuerdo con sus estrategias de control de vibraciones:

- **Disipación de energía:** Estos absorben la energía de entrada a través de los desplazamientos relativo entre pisos en la estructura, además de añadir resistencia y rigidez a la estructura. (Constantinou, Soong, & Dargush, 1998)
- **Amortiguamiento de masa sintonizada:** Dispositivos colocados generalmente en la parte superior o en otras ubicaciones en la estructura, de tal modo que su frecuencia natural se aproxime a la frecuencia fundamental o modos superiores de la estructura, con la finalidad de un sistema con menor rigidez que el modo propio fundamental, pero con un amortiguamiento más importante. (Gäbler, 1996)
- **Aislación sísmica:** Se reduce la rigidez del sistema estructural y así aumentando su periodo de vibración, aislando comúnmente, la estructura del suelo, a través de elementos flexibles. (Kelly, 1986)

## **2.3 Sistemas pasivos de disipación de energía**

Estos dispositivos están diseñados para absorber la energía liberada por sismos, vientos u otras fuerzas dinámicas, con el fin de proteger y minimizar los daños en los elementos estructurales y no estructurales. Además, estos pueden mejorar el nivel de amortiguamiento del edificio.

Para reducir la respuesta de vibración de la estructura, estos dispositivos se pueden clasificar de acuerdo con su forma de activación, la cual es, a través de desplazamientos, velocidades, o por una combinación de ambas.

### **2.3.1 Disipadores activados por desplazamiento**

Los dispositivos de esta clase se activan mediante los desplazamientos relativos entre los extremos del dispositivo, inducido por las vibraciones que se expone la estructura. Dentro de esta clasificación se encuentran los siguientes tipos de dispositivos más comunes.

- Disipadores metálicos histeréticos: Disipan energía por medio de la fluencia del material sometidos a flexión, corte, torsión, o una combinación de ellos. Presentan en general, un comportamiento predecible, estable y confiable al largo plazo. Además, poseen una buena resistencia a factores ambientales y temperatura. (Corporación de desarrollo tecnológico, Cámara chilena de la construcción, 2012)
- Disipadores friccionales: Desarrollados por primera por investigadores canadienses Pall, March y Fazio en 1980, basados en la analogía del frenado automotriz. Estos disipan energía a través del amortiguamiento mecánico de la fricción deslizante, esto antes de que la estructura principal llegue a la fluencia. (Roik, Dorka, & Dechent, 1988)
- Disipadores de extrusión de materiales: Las riostras restringidas por pandeo (BRB), son diagonales con un núcleo generalmente de acero relleno de hormigón. El núcleo de acero soporta la carga axial mientras que el tubo exterior, a través del hormigón, proporciona el soporte lateral al núcleo, el cual evita el pandeo local. Contiene una capa de material a lo largo de la interfaz acero/hormigón que elimina la transferencia de corte durante el alargamiento o contracción del núcleo de acero y también acomoda su expansión lateral cuando está en compresión. (Black, Makris, & Aiken, 2004)

### **2.3.2 Disipadores activados por velocidad**

Estos disipadores se activan cuando entre los extremos del dispositivo existe una velocidad relativa. El dispositivo más común es el disipador de fluido viscoso, este disipa energía forzando un fluido altamente viscoso a atravesar por orificios con diámetros, longitudes e inclinación especialmente diseñados para controlar el paso del flujo. Al depender de la velocidad, estos no varían ni la rigidez ni aumentan los esfuerzos en los elementos. Estos son un caso especial de los dispositivos visco elásticos, por su rigidez nula e independencia a la frecuencia. (Constantinou, et al. 1998)

### **2.3.3 Disipadores activados por desplazamiento y velocidad**

Estos disipadores se activan cuando el dispositivo detecta entre sus extremos una combinación de desplazamiento y velocidad. Los dispositivos viscoelásticos sólidos son los más comunes. Estos se componen de un material viscoelásticos ubicado entre placas de acero. Su disipación es a través de la deformación del material producido por el desplazamiento relativo entre placas. El comportamiento puede variar según frecuencia y amplitud del movimiento, del número de ciclos de carga, y de la temperatura del trabajo. (Corporación de desarrollo tecnológico, Cámara chilena de la construcción, 2012)

Finalmente, en la Figura 2.3 se observa un resumen de las principales características de estos dispositivos de disipación, donde se encuentran sus diseños básicos, curvas histeréticas idealizadas, modelos físicos, ventajas y desventajas que fueron presentadas por Symans, et al. (2008).



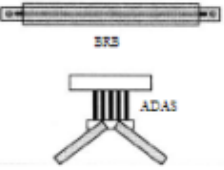
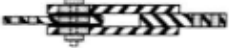




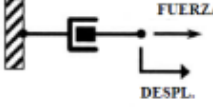
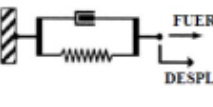
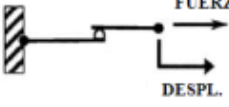
	Disipador Fluido Viscoso	Disipador Sólido Viscoelástico	Disipador Metálico o Histerético	Disipador Friccional
Diseño Básico				
Curva Histerética Idealizada				
Modelo Físico Idealizado			Modelo Idealizado No Disponible	
Ventajas	<ul style="list-style-type: none"> <li>- Se activa a bajos desplazamientos</li> <li>- Mínima fuerza restitutiva</li> <li>- Para amortiguadores lineales, el modelamiento del disipador es bastante simplificado</li> <li>- Propiedades mecánicas independientes de la frecuencia y la temperatura</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>- Se activa a bajos desplazamientos</li> <li>- Proporciona fuerza restitutiva</li> <li>- Comportamiento lineal, lo cual implica un modelamiento simplificado</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>- Comportamiento histerético estable</li> <li>- Confiabilidad de largo plazo</li> <li>- Propiedades mecánicas independientes de la frecuencia y la temperatura</li> <li>- Materiales y comportamiento con el cual los ingenieros se encuentran familiarizados</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>- Gran disipación de energía por ciclo</li> <li>- Propiedades mecánicas independientes de la frecuencia y la temperatura</li> </ul>
Desventaja	<ul style="list-style-type: none"> <li>- Posibles fugas de líquidos en los sellos afectando confiabilidad</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>- Capacidad de deformación limitada</li> <li>- Propiedades mecánicas dependientes de la frecuencia y la temperatura</li> <li>- Posible desunión o desgarramiento de material viscoelástico unido a piezas metálicas afectando confiabilidad</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>- Daño en el dispositivo después de terremoto requiere remplazo del mismo</li> <li>- Comportamiento no lineal requiere llevar a cabo análisis no lineal</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>- Condiciones de la interfaz de roce pueden cambiar en el tiempo afectando confiabilidad</li> <li>- Comportamiento no lineal con cambios drásticos que pueden excitar modos superiores y requiere llevar a cabo análisis no lineal</li> <li>- No proporciona fuerza restitutiva</li> </ul>

Figura 2.3 Resumen de disipadores de control pasivo y sus principales características. Symans et al (2008).



## 2.4 Disipador de arena presurizada

Es un innovador dispositivo de disipación de energía sostenible, desarrollado por Makris et al (2021), a prueba de fallas, que tiene un bajo costo y utiliza arena presurizada como material de amortiguación. Surge a partir de solucionar las desventajas presentes en los disipadores viscosos, como son los problemas de calentamiento viscosos y fallas en los sellos (Matier & Ross, 2013), además de poder desarrollarse en ambientes hostiles con temperaturas extremas. Además, su fuerza de salida simétrica es independiente de la velocidad, y se puede monitorear y ajustar con medidores de tensión estándar.

### 2.4.1 Conceptos para el desarrollo del disipador

Se elige la arena como material disipador debido a su casi independencia a la temperatura (Saeki 2005; Shah et al. 2009; Bannerman et al. 2011; Heckel et al. 2012; Sack et al. 2013). La disipación se origina principalmente por la acción de corte que produce la arena con el pistón, a diferencia de los amortiguadores *piston-based particle*, en donde las partículas tienen una superficie libre y la disipación de energía se debe principalmente al cambio de *momentum* de estas durante las múltiples colisiones (Masri 1969; Bai et al. 2009; Shah et al. 2009; Lu et al. 2018).

Se considera una esfera de acero de radio  $R$  moviéndose con una velocidad constante, en ausencia de la fuerza de gravedad, dentro de un medio de arena suficientemente grande, confinada a cierta presión en la dirección del movimiento de la esfera. Esto provoca esfuerzos cortantes sobre la esfera, donde la arena fluye sobre su superficie, siendo las fuerzas dominantes en comparación con la inercia de los granos de arena. Los esfuerzos ejercidos por los granos de arena sobre la esfera son casi independientes de la velocidad, debido a que son esfuerzos de fricción (Hardin and Drnevich 1972a, b).

De lo anterior, se deduce que la fuerza de resistencia sobre la esfera en movimiento es el esfuerzo de corte que se moviliza a lo largo de la interfaz arena-acero y las tensiones normales pasivas que se desarrollan en la esfera. La Ecuación 2.1 presenta el mecanismo de arrastre del sistema a través de un análisis dimensional

$$F_s = f(p, R) = \Pi_s p R^2, \quad (2.1)$$

donde  $F_s$  representa la fuerza de arrastre, la cual está en función de la presión  $p$  y es cuadrática al radio  $R$  de la esfera de acuerdo con lo experimentado por Albert et al. (2001),  $\Pi_s$  es el coeficiente adimensional de fuerza que da cuenta de la geometría esférica, el efecto de *Poisson* que controla el nivel de las tensiones normales en las direcciones distintas al movimiento del sistema, y las proyecciones de los esfuerzos normales y cortantes que se desarrollan en la interfaz arena-acero.

De acuerdo con Albert et al. (2001) la fuerza de arrastre sobre la esfera es el resultado del atasco de los granos. En la literatura, se define el atasco como la formación de cadenas de fuerza a lo largo de la dirección de compresión de partículas granulares cuya estructura sólida precaria se deriva directamente de la carga aplicada. Una vez que se forma una serie de cadenas de fuerza pueden soportar un esfuerzo cortante indefinidamente. Según Cates et al. (1999) la interferencia puede sostener una carga estática sólo mientras la compresión sea a lo largo de la dirección de la cadena de fuerza.

Siendo  $D$  el diámetro interior del manto del disipador, y  $R$  el radio de la esfera, se analiza que la fuerza de resistencia sobre la esfera también depende del desplazamiento  $u$  (carrera del disipador) y del *gap* entre la esfera y el manto dado por  $D - 2R$ . Siguiendo el análisis anterior, Makris et al. (2021) expresa en la Ecuación 2.2 la fuerza de resistencia sobre la esfera que se mueve a lo largo del eje del disipador dentro de un espacio de diámetro  $D$ .

$$F_d = f(p, R, u, D) = \Pi_s p R^2 \phi\left(\frac{u}{R}, \frac{D}{R}\right), \quad (2.2)$$

donde la presión  $p$  está en función de la fuerza de las 4 barras de acero postensadas y sus diámetros. La función  $\phi\left(\frac{u}{R}, \frac{D}{R}\right)$  es la normalización del desplazamiento de la esfera y la holgura que existe entre la esfera y el manto interior del disipador. Debido a que Makris et al. (2021) no experimenta la dependencia de la fuerza de la dimensión  $\frac{D}{R}$ , realiza la siguiente suposición,  $\phi\left(\frac{u}{R}, \frac{D}{R}\right) = \phi_u\left(\frac{u}{R}\right) \cdot \phi_D\left(\frac{D}{R}\right)$ . Esta separación de variables da paso a la Ecuación 2.3.

$$F_d = \Pi_{SD} p R^2 \phi_u \left( \frac{u}{R} \right) = Q \phi_u \left( \frac{u}{R} \right), \quad (2.3)$$

donde  $\Pi_{SD}$  es el coeficiente adimensional asociado con la configuración específica del disipador ( $D/R = 6.3$ ) y  $Q = \Pi_{SD} p R^2$ , la fuerza de resistencia del disipador de arena presurizado.

### 2.4.2 Dimensionamiento y diseño

Makris et al. (2021) dispone de una única configuración de diseño para el disipador de arena presurizado. Se describe un manto con una base incluida y una tapa de acero aparte. El sistema tiene un vástago que atraviesa el manto con una esfera en el medio. Además, se utiliza cuatro hilos postensados con *strain gauges* para monitorear la presión de confinamiento. En el artículo expone sólo las siguientes dimensiones:

- Radio de la esfera de acero:  $R = 3 \text{ cm}$
- Radio del vástago de acero:  $r = 2 \text{ cm}$
- Diámetro interior del cilindro de acero:  $D = 18.9 \text{ cm}$
- Largo interior del cilindro de acero:  $L = 62 \text{ cm}$

Respecto a la arena, se describe una granulometría entre los rangos de 0.6 a 2 mm y una densidad promedio de  $1700 \text{ kg/m}^3$ . Finalmente, la Figura 2.4 muestra un esquema del disipador, donde se observa el funcionamiento interno y se indican las partes del dispositivo.

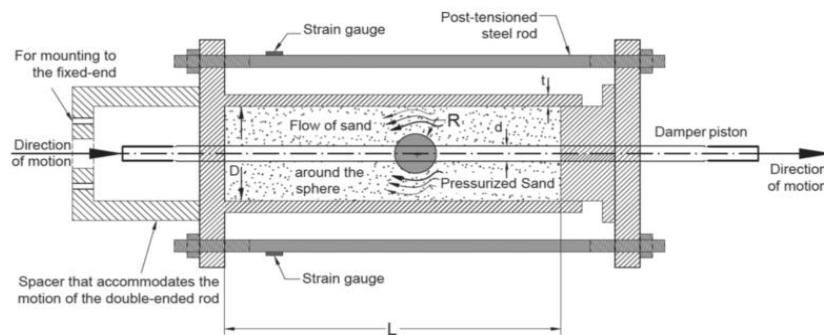


Figura 2.4 Esquema disipador de arena presurizada. Makris et al. (2021).

### 2.4.3 Estudios experimentales

La fabricación y ensayo del dispositivo se realiza en el *Structures Laboratory of University of Patras, Greece*. El proceso de armado del sistema consta de preparar el disipador verticalmente, para introducir la arena hasta el tope, tapanlo y apretarlo manualmente. Luego se configura de manera horizontal como se observa en la Figura 2.5, conectándose con el actuador hidráulico, que impone el desplazamiento al disipador, con una fuerza máxima de  $240\text{ kN}$ . Ya instalado, se tensan los hilos de acero para lograr la presión requerida. Finalmente se realizan ciclos de prueba, para reajustar la presión del sistema, debido al aplastamiento progresivo de los granos de arena producidos cerca de la vecindad de la esfera.



(a) Ensamble.



(b) Montaje.

**Figura 2.5** Disipador de arena presurizado. Makris et al. (2021).

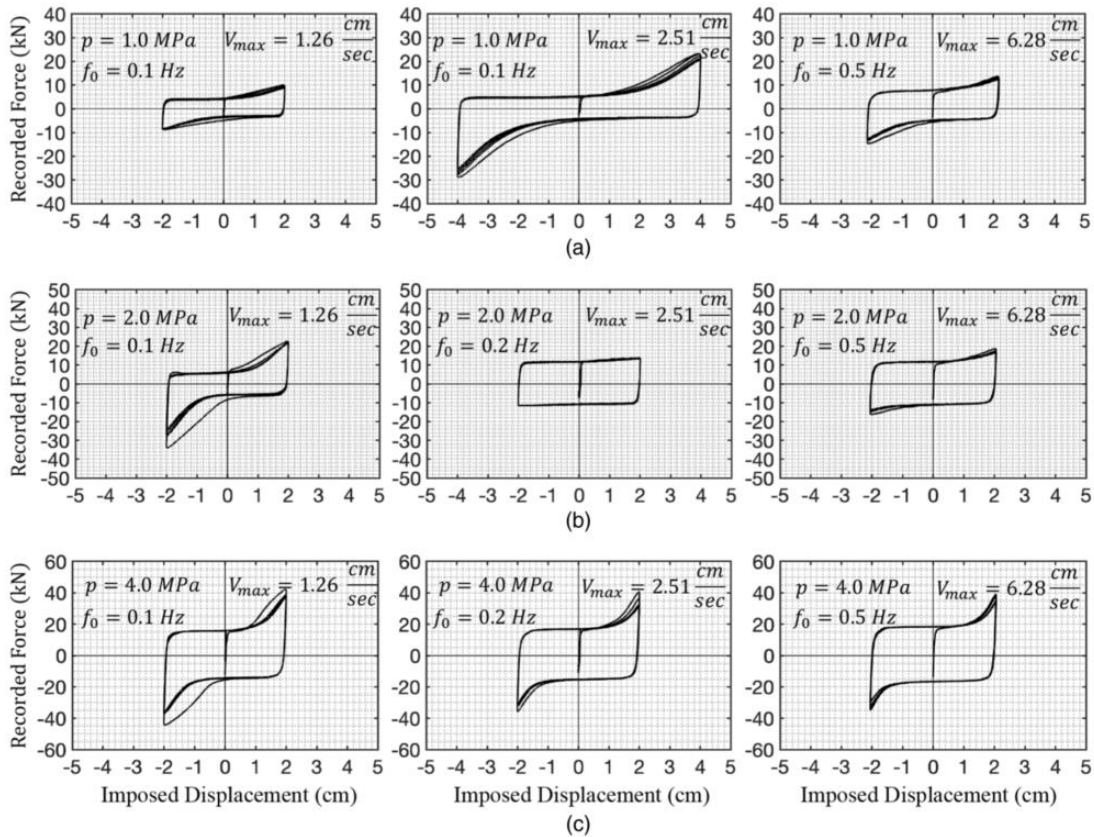
Los ensayos cíclicos sinusoidales se realizaron bajo las variables de presión, amplitud desplazamiento, frecuencia y velocidad indicadas en la Tabla 2.1.

Los resultados se presentan en la Figura 2.6, donde se registran los ciclos de fuerza-desplazamiento que experimenta el disipador. Se exponen gráficos para cada nivel de presión y velocidades que varían entre  $1.26$  y  $6.28\text{ cm/s}$ .

**Tabla 2.1** Valores de presión ejercida, amplitud de desplazamiento y frecuencia para pruebas de carga cíclica del disipador de arena presurizada.

$p$ (MPa)	$u_0$ (cm)	$f_0$ (Hz)	$v_0 = 2\pi f_0 u_0$ (cm/s)
1, 2, 4	1.0	0.1	0.63
	2.0		1.26
	4.0		2.51
	8.0		5.02
	1.0		0.2
2.0	2.51		
4.0	5.02		
6.0	7.54		
1.0	0.333	1.88	
2.0		3.76	
6.0		12.56	
1.0		0.5	3.14
2.0			6.28
6.0	18.85		

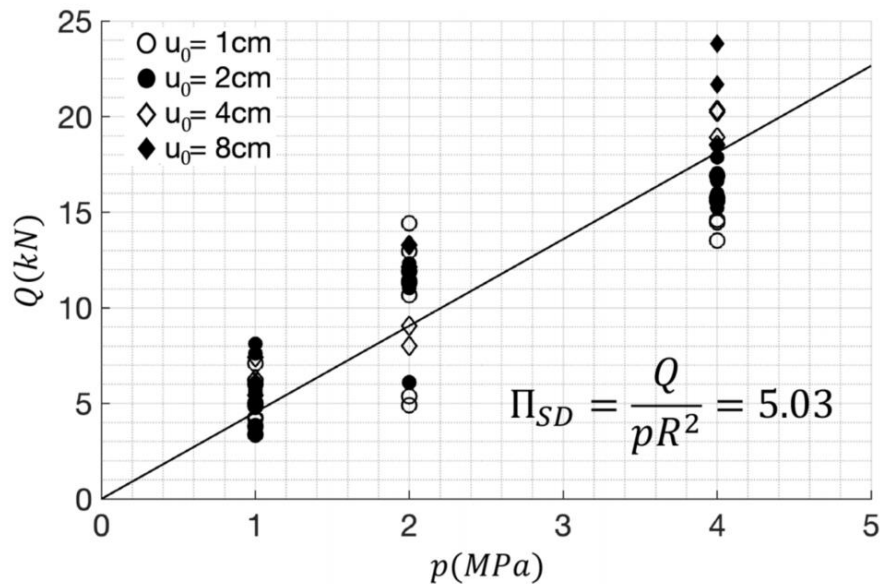
Fuente: Makris, et al (2021).



**Figura 2.6** Ciclos de fuerza-desplazamiento del disipador de arena presurizado: (a) Presión de 1 MPa, (b) Presión de 2 MPa, (c) Presión de 4 MPa. Todos a un rango de 1.26 a 6.28 cm/s. Makris et al. (2021).

Además, se registraron las fuerzas de salida a medida que la esfera oscilante pasa por el origen de desplazamiento. La Figura 2.7, grafica la dependencia lineal de la fuerza  $Q$  con la presión de confinamiento. La Ecuación 2.4 se obtiene gracias al resultado de la pendiente del análisis de regresión lineal.

$$\Pi_{SD} = \frac{Q}{pR^2} = 5.03 \tag{2.4}$$



**Figura 2.7** Medición de fuerza del disipador de arena presurizada durante pruebas cíclicas cuando la esfera pasa por el origen del desplazamiento a niveles de presión de 1, 2, y 4 MPa. Makris et al. (2021).

Posterior a los ensayos experimentales, Makris et al (2021) aproxima el comportamiento no lineal del disipador a un modelo de 4+4 parámetros de Bouc-Wen, donde los cuatro parámetros se obtienen de manera no lineal. En el Anexo 2.1, se presenta en detalle los parámetros y las curva histeréticas ajustadas.

En resumen, Makris et al (2021) desarrolló, experimentó y caracterizó un dispositivo disipador innovador, sostenible en base a acero y arena, aprueba de fallas, de carrera larga, de bajo costo e independiente a la temperatura en donde la energía se disipa por el corte de arena presurizada. Además, es posible monitorear la presión de confinamiento y ajustarla.

## 2.5 Sistema masa-resorte con amortiguación de material granular

Este diseño fue ideado por Zalewski et al (2016), y consiste en un mango flexible herméticamente cerrado relleno de material granular de polipropileno, el cual se utiliza como partículas envasadas al vacío (VPP). Tiene un sistema de bombeo de aire donde varía la presión aumentando o disminuyendo la compresión de los granos, provocando variación de rigidez, y así disipar energía.

En la Figura 2.8 se muestra el diseño del amortiguador. Este se describe con un recipiente cilíndrico de plastómero blando de dimensiones de 33 mm de diámetro y 160 mm de longitud en el cual se encuentra un resorte y el núcleo del material granular en su interior que se conecta con dos discos.



**Figura 2.8**      **Diseño amortiguador masa-resorte con material granular VPP. Zalewski et al. (2016)**

Este estudio consta de la observación y evolución al cambio de amortiguamiento del dispositivo resultantes de la organización de las partículas. Como resultado de las cargas cíclicas a partir de ensayos verticales, aparecen y crecen reordenamientos locales y compactación de los granos. Esto se asocia al desgaste, debido a las fuerzas de fricción por el desplazamiento y rotación. Se concluye que, a medida que avanza el proceso de daño, el núcleo granular se debilita y disminuye la capacidad de disipación.

En la Figura 2.9 se presenta un gráfico de los ciclos histeréticos del dispositivo, con una carrera de 5 mm, ensayado a varias subpresiones. Esta, muestra el comportamiento del dispositivo, donde se aprecia una forma asimétrica debido a lo expuesto anteriormente, además de aumentar la fuerza a medida que se incrementa la presión del sistema.

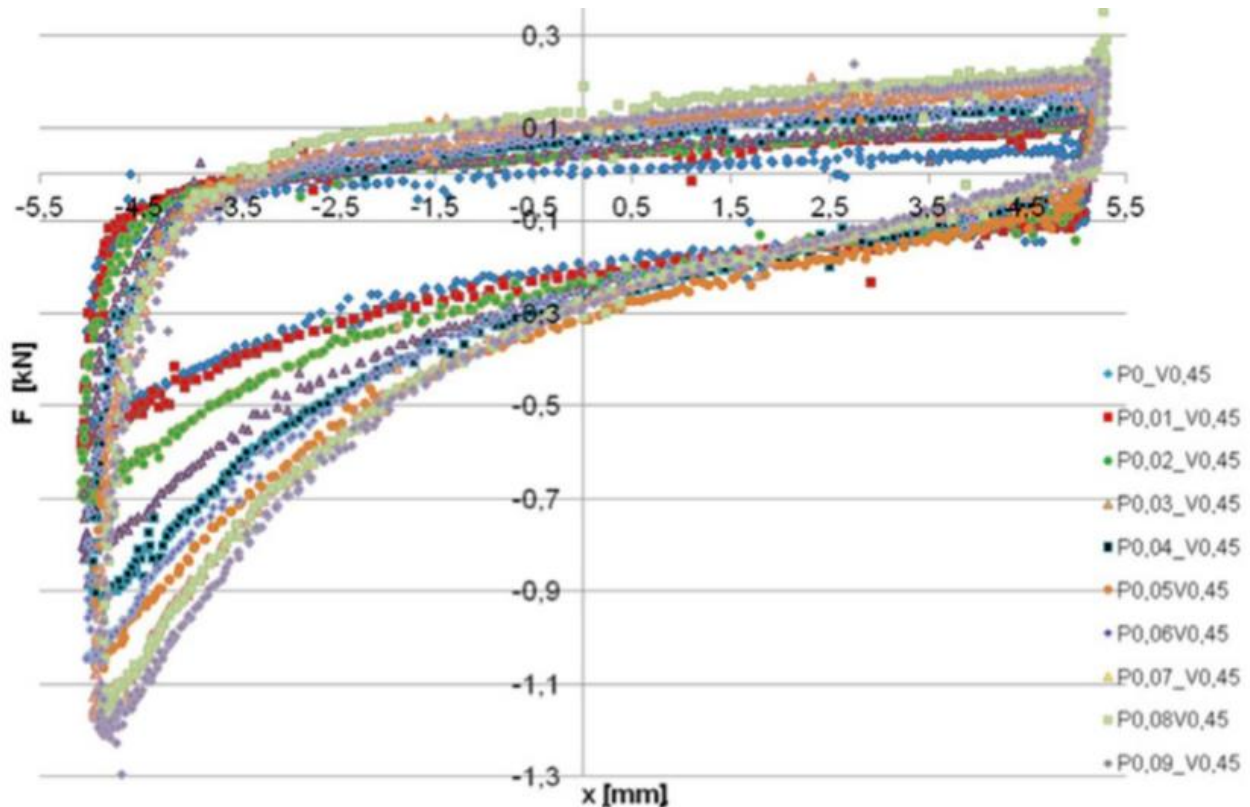


Figura 2.9 Ciclo histerético amortiguador masa-resorte con material granular VPP, variando la presión del sistema. Zalewski et al. (2016).

## 2.6 Conclusiones

En este capítulo se presenta información y antecedentes necesarios para entender la clasificación de acuerdo con distintas características que poseen los dispositivos de disipación. Se expone el disipador encontrado en la literatura, al describir y analizar su diseño, y sus principales resultados. Si bien el disipador de arena presurizada se ajusta a un modelamiento histerético, para caracterizar su mecánica, para este trabajo no se profundiza en este análisis, ya que, el enfoque es principalmente explorar el dispositivo, comprobando su funcionamiento en una réplica a escala y limitándose a los materiales del laboratorio de mecánica de sólidos. Finalmente, se observa el comportamiento de un dispositivo ensayado verticalmente, al igual que la presente investigación.



## CAPÍTULO 3 DISEÑO Y FABRICACIÓN

### 3.1 Introducción

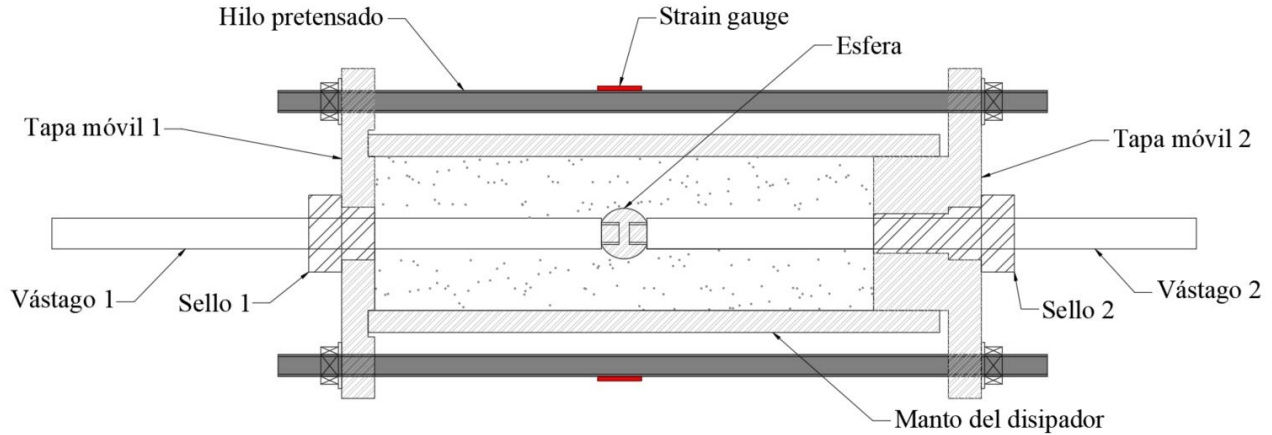
Este capítulo se presenta el dimensionamiento y diseño del disipador de fricción de arena, ocupando supuestos y relaciones de acuerdo con lo expuesto por Makris et al. (2021), con el fin de recrear un prototipo a escala. Para esto no se busca un diseño optimizado, o que este soporte alguna carga específica, sino que prevalezca la facilidad de ensayo en laboratorio. Finalmente, se describe el proceso de fabricación de las piezas.

### 3.2 Diseño conceptual

El diseño se concibe con la idea fundamental de montar y desmontar el prototipo. Esto con el propósito de facilitar el cambio de piezas en el caso de que alguna falle, tener distintos tipos de pistones para ensayar, y observar los efectos ocurridos en el acero al contacto con la arena.

Además de los materiales ya mencionado (arena y acero), se incluye el technyl, el cual es un plástico que se ocupa de sello para garantizar que las partículas de arena no se fugen del sistema, además de estudiar su tolerancia.

El disipador consta de seis piezas principales, dos tapas móviles compuestas de acero y technyl, un manto de acero, un vástago de acero con superficie durocromada, un pistón de acero, y los cuatro hilos de acero. En la Figura 3.1 se expone la disposición de estas piezas. Se observa como el vástago se compone de dos piezas, se rosca mediante el pistón, atravesando las dos tapas móviles y el manto. Dentro de este último se encuentra la masa de arena. Además, se visualiza como los hilos poseen *strain gauge*, con el propósito de medir la deformación y calibrar la presión de confinamiento del sistema. Estos hacen que el dispositivo permanezca unido, tensándolos a través de tuercas en ambas tapas móviles.



**Figura 3.1** Esquema diseño conceptual disipador de fricción en arena.

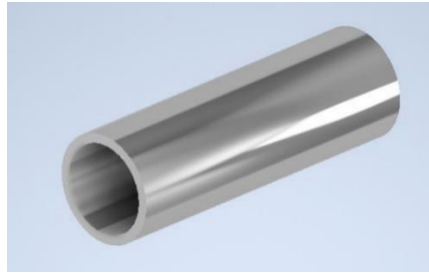
### 3.3 Dimensionamiento

A través de la ingeniería de diseño se realiza una memoria de cálculo, presente en el Anexo 3.1, y se procede a dar las dimensiones pertinentes al disipador, donde los detalles se pueden revisar en los planos en el Anexo 3.1. Además de esto, se definen supuestos de acuerdo con la capacidad de la máquina de ensayos y relaciones lineales del dimensionamiento de las piezas ocupadas por Makris et al (2021). Todas las piezas de acero son de calidad SAE 1020 con un esfuerzo de fluencia de 264.78 MPa.

#### 3.3.1 Manto

El diseño del manto se realiza bajo la sollicitación de la presión de confinamiento máxima que se experimentará de 4 MPa. Esfuerzos derivados por el peso propio de las tapas del dispositivo, se consideran despreciables.

En principio, se dispone una longitud de 260 mm, con el propósito de asegurar carreras de hasta 100 mm para el disipador. De acuerdo con la disponibilidad de materiales, se escoge un cilindro con un diámetro interno de 70 mm y un espesor de pared de 7.5 mm. En la Figura 3.2 se muestra el diseño del manto del disipador.



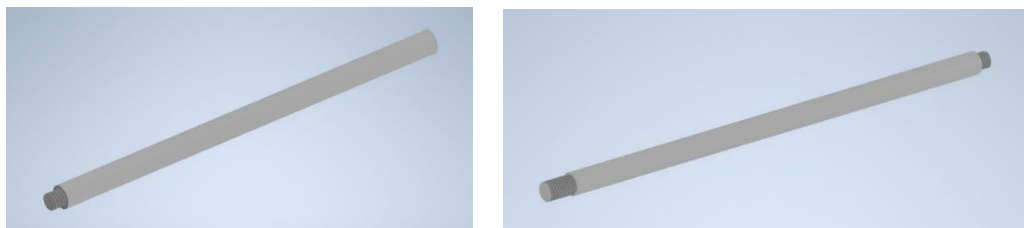
**Figura 3.2** Diseño de manto del disipador de fricción en arena.

Con esto se obtiene el esfuerzo de Von Mises, considerando una pared gruesa (Budynas & Nisbett, 2012) de 27.89 MPa, resultando un factor de seguridad de 9.5.

### 3.3.2 Vástago

El vástago estará conectado directamente con la celda de carga de la máquina Instron, a través de una rótula, de tal forma que estará sometidos a esfuerzos de compresión y tracción. Adicionalmente se analiza la carga de pandeo crítico. Por sugerencia del profesional encargado, se utilizará la sollicitación de un 25% de la capacidad máxima de la máquina, por lo tanto, se diseña bajo una fuerza de 25 kN.

Como se explicó anteriormente, para garantizar carreras de hasta 100 mm en el disipador, se propone una longitud de 250 y 290 mm para el vástago 1 y 2 respectivamente. El largo del vástago 2 se justifica debido a que atraviesa la tapa móvil de mayor espesor. Ambas piezas tienen roscas de métrica 10 mm en sus extremos, para unirse con el pistón, y el vástago 2 tiene una rosca de 12 mm para unirse a través de una rótula a la celda de carga de la máquina Instron. En la Figura 3.3 se observa el diseño de estas piezas.



**(a) Vástago 1**

**(b) Vástago 2**

**Figura 3.3** Diseño vástago del disipador de fricción en arena.

El diámetro del vástago se obtiene a partir de la misma relación proporcional descrita por Makris, et al (2021), presente en la Ecuación 3.1.

$$\frac{D_i}{D_v} = 4.73, \quad (3.1)$$

donde el  $D_i$  es el diámetro interno del dissipador y  $D_v$  es el diámetro del vástago. Con esto se escoge un diámetro de 14 mm, acogiéndose a los diámetros encontrados en el mercado.

Respecto a las dimensiones propuestas se tiene lo siguiente:

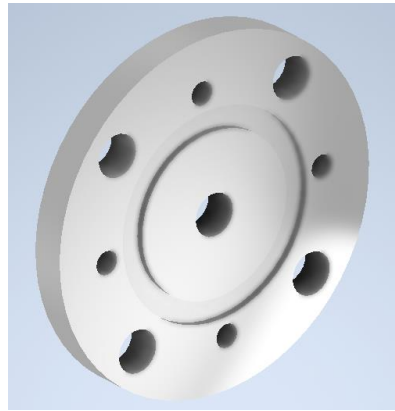
- Las roscas para la unión de la esfera tienen un factor de seguridad de 1.05 y la rosca para la rótula de 1.2.
- El factor de seguridad debido a los esfuerzos de compresión sobre el vástago es de 1.2. En el Anexo 3.1, se obtiene que el efecto del pandeo elástico será principal sólo si se aumenta la fuerza del ensayo sobre los 30 kN.

### 3.3.3 Tapas

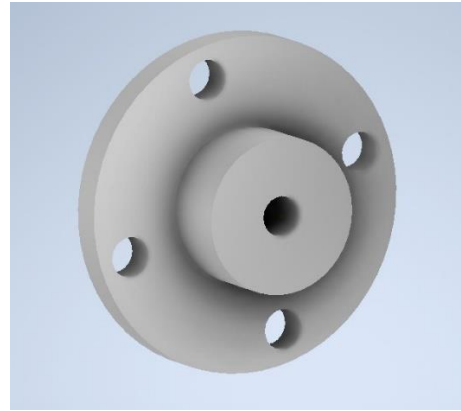
Se dispone de dos tipos de tapas móviles, una tapa móvil 1 o tapa móvil inferior, y una tapa móvil 2 o tapa móvil superior. Ambas se diseñan bajo las mismas solicitaciones, de presión de 4 MPa y una fuerza de 25 kN, sobre la cara que está en contacto con la arena y el vástago. Se desprecia el peso propio del dispositivo.

El diámetro total de las tapas es de 150 mm, 15 mm de espesor y un orificio central de 18 mm. En la zona tipo flange tiene cuatro orificios de 18 mm de diámetros, con el propósito de colocar los hilos de acero. En particular, la tapa móvil 1 tiene una ranura de 3 mm de profundidad y 9.5 mm de espesor, para que se pose el manto del dissipador. También este posee cuatro agujeros de 8 mm donde se apernará un soporte para conectar el dispositivo con el actuador. Por otro lado, la tapa móvil 2 en su centro tiene un tapón de 34 mm de profundidad con el fin de introducirse al manto. La Figura 3.4 muestra el diseño de las piezas.

Finalmente, se obtiene un factor de seguridad de  $v$  y 4.76 para la tapa móvil 1 y la tapa móvil 2, respectivamente.



(a) Tapa móvil 1



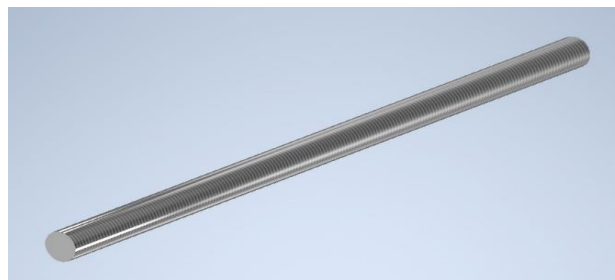
(b) Tapa móvil 2

**Figura 3.4** Diseño tapas móviles del disipador de fricción en arena.

### 3.3.4 Hilos postensados

Los hilos de acero tienen la función de confinar el sistema. Por esto se diseña a partir de una fuerza 3.7 kN, para cada uno de los cuatro hilos, proveniente de la presión máxima de ensayo. Se diseñan dos tipos de hilos, motivo que se explica en el Capítulo 4.

Ambos diseños tienen un largo de 330 mm. El primer diseño es un hilo de métrica 10 mm y el diseño final un hilo de métrica 16 mm, el cual se muestra en la Figura 3.5. El primero tiene un factor de seguridad de 5.62 y 14.39 para el diseño final.

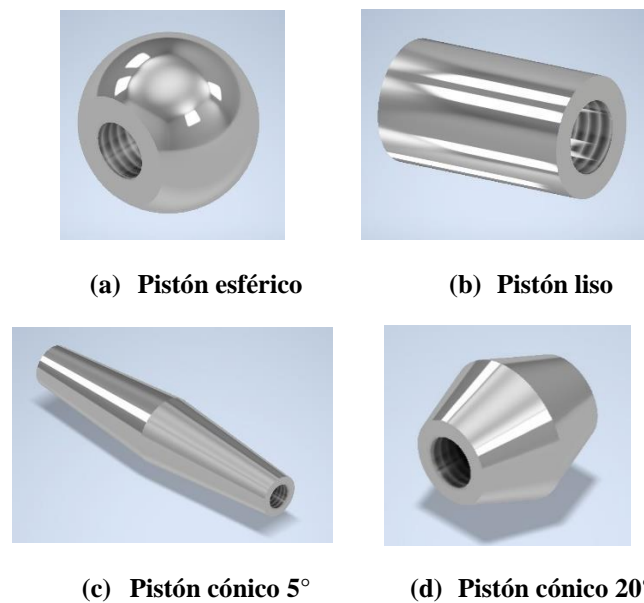


**Figura 3.5** Diseño hilo de acero del disipador de fricción en arena.

### 3.3.5 Pistón

El dimensionamiento de la esfera se realiza a partir de la relación de Makris et al (2021), donde hay una proporción de 6.3 veces el diámetro interior del manto con respecto al diámetro de la esfera. Por esto el diámetro es 22.2, pero redondeado a 23 mm para simplificar el proceso de fabricación.

Adicionalmente, se diseña un pistón liso de mismo diámetro del vástago y dos diseños cónicos de 5° y 20°, los cuales tienen el mismo diámetro que el pistón original. En la figura 3.6 se presentan estos diseños.



**Figura 3.6** Diseño del pistón del disipador de fricción en arena.

### 3.4 Arena

El material granular debe tener propiedades similares a las descritas por Makris et al (2021) en el Capítulo 2. Por esto, su facilidad de obtención se escoge dos tipos, arena Biobío y arena Andalién. En la Figura 3.7 se muestran ambas arenas, diferenciándose principalmente en su color, y que la arena Andalién presenta mayor cantidad de material fino.



(a) Arena Biobío



(b) Arena Andalién

**Figura 3.7** Material granular del disipador.

Ambas arenas, pasan por un proceso de secado, con el propósito de eliminar su humedad. Por otro lado, la arena Andalién debe ser limpiada anteriormente, eliminando lo más posible su cantidad de material fino. Luego, se procede a tamizar ambos materiales, utilizando los tamices N°10 ( $>2$  mm) y N°40 ( $>0.42$  mm), obteniendo una granulometría similar a lo requerido. Posterior a esto se obtiene la densidad máxima y mínima a través de un ensayo de densidad relativa, resultados que se presentan en la Tabla 3.1.

**Tabla 3.1** Densidad máxima y mínima de arenas propuestas.

<b>Material granular</b>	<b>Densidad máxima [kg/m<sup>3</sup>]</b>	<b>Densidad mínima [kg/m<sup>3</sup>]</b>
Arena Biobío	1750	1450
Arena Andalién	1708	1359

Con estos resultados se tiene que ambas arenas pueden tener densidad promedio de  $1700 \text{ kg/m}^3$ , utilizando aproximadamente 1.5 kg en el disipador.

### 3.5 Fabricación

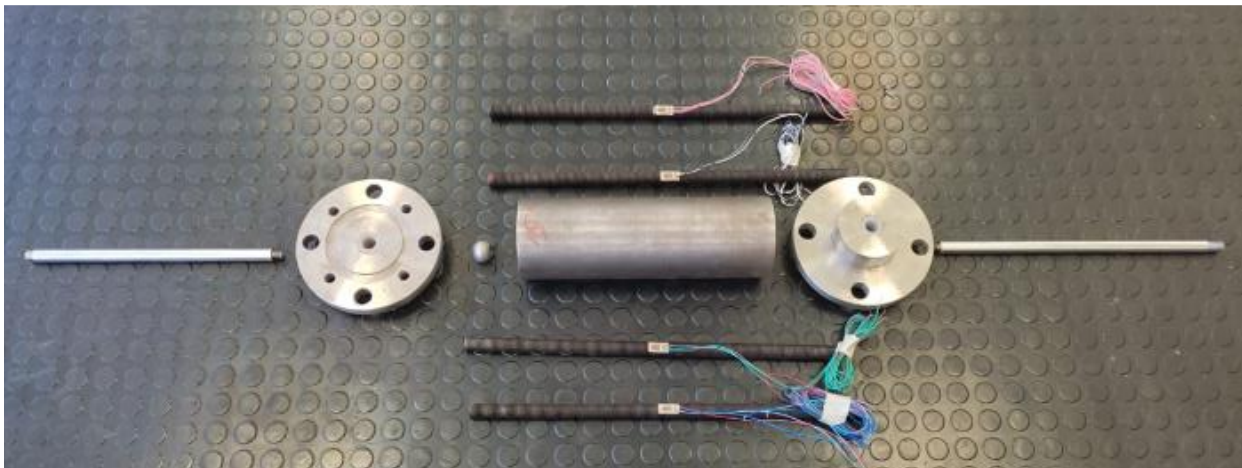
El proceso de fabricación se realizó utilizando principalmente el torno mecánico donde se cortó y refinó las piezas, y el cortador laser CNC donde se da forma a los pistones; ambas ubicados en el Laboratorio de mecánica de sólidos. El disipador se construye a partir los planos del Anexo 3.3. En la

Figura 3.8 se observa las piezas del dispositivo y en el Anexo 3.2 se presentan individualmente las piezas terminadas.

En la Tabla 3.2 se indican el tipo y cantidad de material para cada pieza del disipador.

**Tabla 3.2 Materiales y cantidad para cada pieza del disipador.**

Pieza	Material	Cantidad
Manto	Cilindro acero laminado 1020 R 85 mm	270 mm
vástago	Barra acero laminado 1020 R 14 mm con superficie duro-cromada	600 mm
Tapas móviles	Barra acero laminado 1020 R 150 mm	75 mm
Hilos iniciales	Barra roscada acero 1020 R M10	2000 mm
Hilos finales	Barra roscada acero 1020 R M16	2000 mm
Pistones	Barra acero laminado 1020 R 30 mm	500 mm
Sellos	Barra technyl poliamida 6 R 35 mm	100 mm
Tuercas para hilos iniciales	Tuerca hexagonal M10 clase 8	8 unidades
Tuercas para hilos finales	Tuerca hexagonal M16 clase 8	8 unidades
Pernos para soporte	Perno hexagonal M8 clase 8.8	4 unidades
Tuercas para soporte	Tuerca hexagonal M8 clase 8	4 unidades



**Figura 3.8 Piezas fabricadas del disipador de fricción en arena.**

### 3.6 Calibración de celdas de carga de hilos postensados

Paralelamente al proceso de fabricación de piezas, se procede a colocar los *strain gauge* en las barras roscadas. Para un correcto uso de las celdas de cargas, es necesario calibrarlas, para lo que se utilizan, dos máquinas. Una de estas es una máquina para fatiga de materiales estáticos, donde se traccionan



los hilos de acero y la otra es una máquina modelo *P3 Micro-measurements* para medir la deformación correspondiente a la fuerza aplicada, la cual tiene un canal para cada *strain gauge*. La colocación de las celdas de carga varía para cada hilo, ya que fue necesario fabricar un adaptador para el hilo de M10, debido a que no posee espesor suficiente para ser desbastado. En la Figura 3.9 se presentan ambos tipos de hilos con los *strain gauge* incorporados.



(a) Métrica 10.



(b) Métrica 16.

Figura 3.9 Hilos de acero.

En la Tabla 3.3 se observan los resultados de deformación en *microstrain*, a partir de la calibración para cada presión que se requiere. Se observa la diferencia debido al diámetro de cada hilo. Los resultados varían para cada vara debido al proceso de fabricación.

Tabla 3.3 Deformaciones obtenidas a partir de la calibración, para cada hilo de acero.

Presión [MPa]	Hilo de acero M10				Hilo de acero M16			
	Canal 1 [ $\mu\epsilon$ ]	Canal 2 [ $\mu\epsilon$ ]	Canal 3 [ $\mu\epsilon$ ]	Canal 4 [ $\mu\epsilon$ ]	Canal 1 [ $\mu\epsilon$ ]	Canal 2 [ $\mu\epsilon$ ]	Canal 3 [ $\mu\epsilon$ ]	Canal 4 [ $\mu\epsilon$ ]
1	89	150	96	89	24	38	36	26
2	177	300	191	177	47	76	73	52
4	355	602	383	356	95	153	146	105

### **3.7 Ensamblaje del disipador**

El proceso de ensamblaje se realiza de manera vertical, donde en primer lugar se atraviesa el vástago 1 en la tapa móvil 1, y se procede a conectar con el pistón y el vástago 2. Luego se posa el manto sobre la tapa inferior. Es importante que inicialmente el pistón esté en la mitad del manto. Posterior a esto se coloca la tapa móvil 2 sobre el manto y se procede a apernar la tapa móvil 1 con el adaptador para instalar el disipador en la máquina por la parte del actuador.

Ya con el disipador instalado, se procede a introducir dos hilos de acero para centrar las tapas. Luego de esto se procede a introducir la arena. Este proceso debe realizarse de tal manera que quede lo más compactada posible, por esto el llenado se realiza por capas y con pequeños golpes con un trozo de madera por fuera del manto. Al terminar, la tapa móvil 2 ayuda a compactar la capa final.

Finalmente se introduce los dos hilos restantes y se procede a imponer la presión de confinamiento requerida manualmente. Después de todo este proceso se conecta la rótula del vástago 2 en la celda de carga de la máquina Instron.

### **3.8 Conclusiones**

De acuerdo con el diseño de las piezas, se logra replicar el dimensionamiento esperado bajo las condiciones del Laboratorio de mecánica de sólidos y las relaciones indicadas por Makris, et al (2021). También se fabrica las piezas indicadas mediante los planos del Anexo 3.2, y se obtiene dos opciones de material granular para ensayar. Se calibra las celdas de carga, donde se tienen deformaciones dentro de rangos admisibles para ambos hilos de acero. Finalmente se describe un proceso de ensamblaje para obtener ensayos con la menor perturbación posible.

## CAPÍTULO 4 METODOLOGÍA DE ENSAYO Y EXPLORACIÓN

### 4.1 Introducción

En este capítulo, se presenta el procedimiento para llevar a cabo los ensayos del dispositivo. Se describe el funcionamiento de la máquina de ensayos y su capacidad, el procedimiento adecuado de instalar dispositivo, y la realización de los primeros ensayos, los cuales dan paso a posibles modificaciones en el diseño, primeras conclusiones y cambios de supuestos.

### 4.2 Máquina de ensayos Instron

Los ensayos se realizan en la máquina Instron 8801 presentada en la Figura 4.1. Esta se ubica en el edificio Tecnológico Mecánico, de la Universidad de Concepción. Es una máquina servo-hidráulica que realiza ensayos de fatiga de material y tiene una capacidad de realizar ensayos cíclicos con una fuerza máxima de 100 kN, una velocidad máxima de 1.5 cm/s y un rango de amplitud de desplazamiento de aproximadamente 150 mm. De acuerdo con la altura del techo de la habitación en la que está ubicada esta máquina, se restringe el dispositivo a un largo total de 100 mm desde la celda de carga hasta el actuador.

La máquina incorpora un *software* donde es posible realizar dos tipos de ensayos, uno lineal donde se introduce un recorrido total y una velocidad constante; y otro es sinusoidal, que consiste en introducir una frecuencia, amplitud de recorrido y número de ciclos. Para ambos es posible observar el ensayo a través de gráficos donde se pueden elegir las variables de tiempo, posición y fuerza. También es posible restringir el desplazamiento y la fuerza. En este caso de acuerdo con personal encargado de la máquina se limita la fuerza máxima al 25% de su capacidad, o sea 25 kN.



**Figura 4.1** Máquina Instron 8801.

### **4.3 Ensayos preliminares**

#### **4.3.1 Procedimiento de ensayos**

Para los primeros ensayos se utilizan las barras roscadas M10 y arena Andalién debido a que presenta un color similar a la expuesta por Makris, et al (2021).

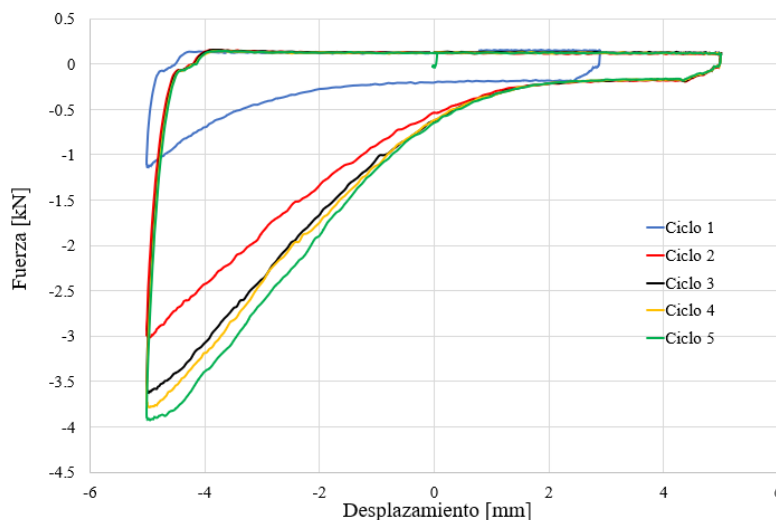
En primer lugar, se instala el sistema como se describe en el Capítulo 3, y se ajustan los hilos de acero a una presión de confinamiento indicada. Se debe tener en consideración que, al conectar el disipador en la celda de carga, la rótula se conectará por presión de dos pernos y es importante que no marque fuerza adicional por este motivo al ensayo, ya que, se debe calibrar para que no considere el peso del soporte. Anterior al proceso de ensayo, es posible realizar desplazamientos de manera manual, con el propósito de observar el comportamiento del dispositivo con la máquina y tener una referencia de las fuerzas tentativas que se puede alcanzar.

Se idea un mínimo de cinco ensayos sinusoidales, con cinco ciclos cada uno, a una presión de confinamiento mínima de 1 MPa, a una frecuencia de 0.1 Hz y desplazamientos de 5, 10, y 20 mm. Este procedimiento se realiza durante un mes, para entender que factores podrían modificar la calidad del ensayo.

### 4.3.2 Resultados

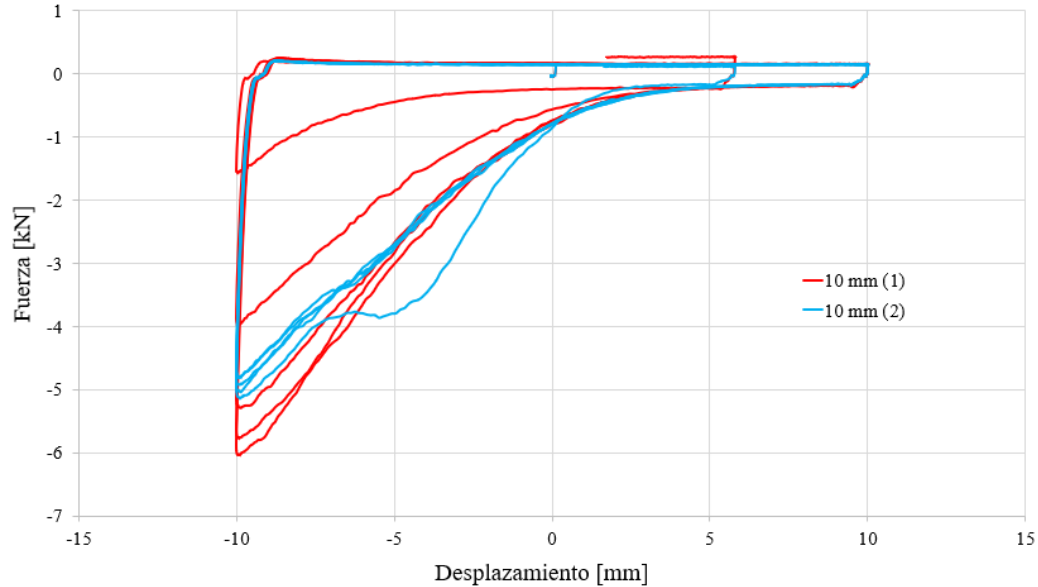
Al desplazar manualmente el disipador, se obtiene fuerzas aproximadas al límite señalado anteriormente de 25 kN. Se aprecia como en el desplazamiento negativo, es decir, cuando el pistón se moviliza en dirección de la fuerza de gravedad, se presentan fuerzas de mayor magnitud que para los desplazamientos positivos.

En la Figura 4.2 se muestra el gráfico de la curva histerética de 5 mm de amplitud de desplazamiento. Se muestra un comportamiento asimétrico, donde prácticamente no se percibe fuerzas positivas a través de los ciclos. En cambio, se tienen fuerzas negativas al desplazar el pistón en dirección negativa, o sea, en el sentido de la fuerza de gravedad. Se observa un incremento prácticamente lineal desde el origen hasta el desplazamiento máximo negativo, convergiendo a un valor de 4 kN a través de los ciclos.



**Figura 4.2** Ensayo preliminar disipador de fricción en arena para desplazamiento de 5 mm, frecuencia de ciclo de 0.1 Hz y presión de confinamiento de 1 MPa.

Por otro lado, se compara en la Figura 4.3 dos ensayos de amplitud de desplazamiento de 10 mm, frecuencia de 0.1 Hz, y presión de confinamiento de 1 MPa, realizados de manera consecutiva, es decir, se procede a realizar un ensayo sinusoidal de cinco ciclos, luego se ajusta nuevamente la presión de confinamiento, y se realiza cinco ciclos a la misma condición. Se observa que el ensayo 2, posee una curva más estable.

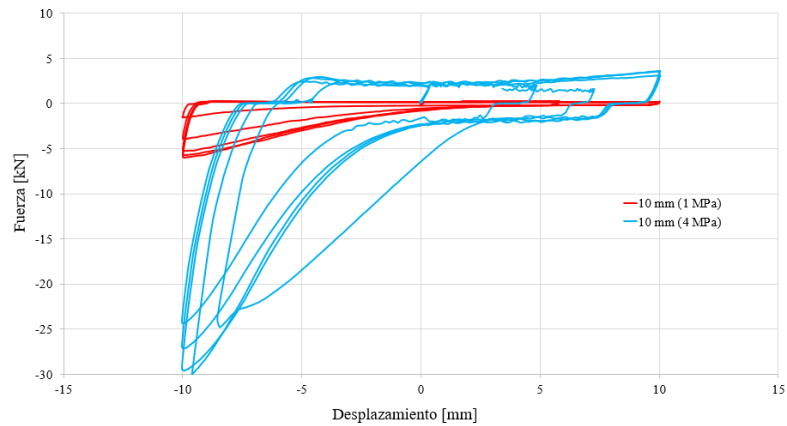


**Figura 4.3** Comparación curvas histeréticas para dos ensayos consecutivos de 10 mm de desplazamiento a una frecuencia de ciclo de 0.1 Hz, y presión de confinamiento de 1 MPa.

La forma de los ciclos es similar a la descrita anteriormente. Se observa la fuerza máxima converge más rápido en el segundo ensayo, pero con una leve disminución. Esto producto a la reorganización de los granos de arena a la presión de confinamiento inicial.

Adicionalmente, se experimenta una presión de confinamiento de 4 MPa para el desplazamiento de 10 mm, por lo que en la Figura 4.3 se comparan las curvas de los ensayos de 1 y 4 MPa de presión de confinamiento. El comportamiento de la curva histerética para una presión de confinamiento de 4 MPa se observa con cierta inestabilidad respecto a sus ciclos. Se distingue por primera vez un aumento en la fuerza de salida del disipador, y se observa un pequeño *peak* de fuerza máxima positiva. Al comparar ambas curvas es notorio el aumento considerable de la capacidad del disipador al aumentar la presión de confinamiento. También se debe considerar que el ensayo a la presión de 4 MPa se realizó al finalizar todos los ensayos preliminares, por lo que es probable que la arena se haya

perturbado de tal manera que su estado influya en el aumento excesivo de la fuerza máxima en los desplazamientos negativos.



**Figura 4.4** Comparación de ciclos histeréticos para ensayos de 10 mm de desplazamiento y presión de confinamiento de 1 y 4 MPa.

Al monitorear las celdas de carga, la deformación en los *strain gauges* llega prácticamente a 0, a excepción de la ocasión donde se tuvo la presión de confinamiento de 4 MPa, donde disminuyó a la mitad.

De acuerdo con el comportamiento de las piezas del disipador, no se presentaron daños relevantes que puedan comprometer ensayos futuros. Se presentan solo rayas en el pistón, las cuales se muestran en la Figura 4.5, donde se acentúan más desde la mitad al vástago inferior, lo cual es coherente con las fuerzas producidas en los desplazamientos negativos



**Figura 4.5** Rayas en el pistón.

Al desmontar el sistema, se presenta dificultades para desarmar el dissipador, debido a que la arena estaba atascada en la zona central del manto. Al terminar esto se percibe una excesiva cantidad de polvo, donde el material granular estaba completamente triturado en el entorno de la zona de ubicación del pistón. Esto se puede apreciar en la Figura 4.6.



(a) Antes del ensayo



(b) Después del ensayo

**Figura 4.6** Arena Andalién después de ensayos preliminares.

### 4.3.3 Análisis de resultados

La exploración realizada, entrega los primeros resultados respecto al comportamiento de las curvas histeréticas del dissipador. Lo más destacado es la asimetría presente en todos los ensayos preliminares, donde prácticamente no se manifiesta fuerzas cuando el pistón se desplaza hacia arriba, en dirección contraria a la fuerza de gravedad. Esto, sumado a la disminución de prácticamente el total de la presión de confinamiento impuesta.

Se concluye de esto que dentro del sistema las partículas al no estar confinadas correctamente se comportan de acuerdo con la fuerza de gravedad. A través de los ciclos las partículas se fracturan y se reordenan, acumulándose con mayor densidad en la parte inferior que en la superior (tomando como referencia central el pistón). También es posible que los hilos de acero presenten deformaciones elásticas que sean considerables para que el sistema decaiga su presión. Por esto, se procede a utilizar



hilos de acero con el mayor diámetro posible de acuerdo con el diseño de las tapas (M16), con el fin de reducir la disminución de presión en el sistema.

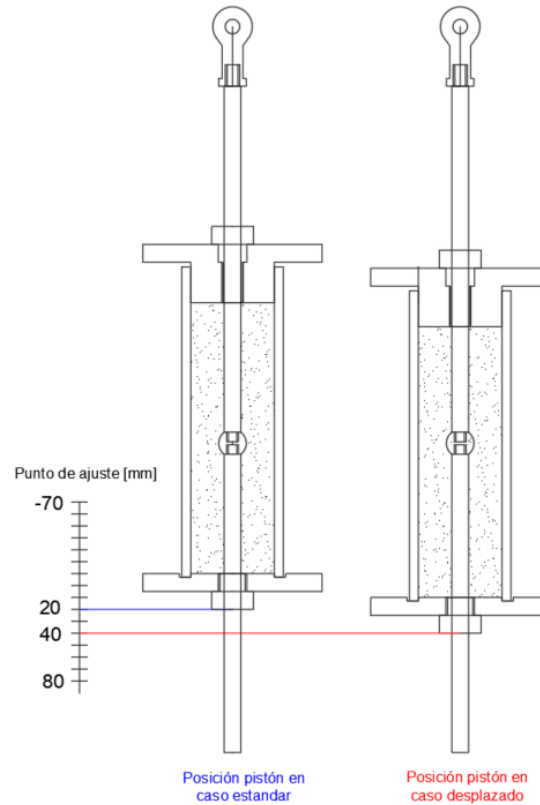
También la manipulación de la arena Andalién se considera compleja por la gran cantidad de polvo que emite debido a su cantidad de partículas finas y probable baja resistencia. Además, el proceso de limpieza de esta arena ocupa un tiempo considerable en este trabajo, por lo que se opta a cambiar el material granular a arena Biobío.

De acuerdo con el procedimiento de ensayo, se decide que el proceso de llenado de arena en el dispositivo sea a tope, para lograr la densidad máxima de esta en el sistema.

#### **4.4 Planificación de ensayos**

Se realiza una totalidad de 31 ensayos en la máquina Instron divididos en cinco condiciones a estudiar donde el desplazamiento máximo es de 20 mm para asegurar el límite de fuerza establecido.

- Caso estándar: Se estudia el comportamiento del pistón esférico para cuatro amplitudes de desplazamientos: 5, 10, 15, y 20 mm, todos a una frecuencia de ciclo de 0.1 Hz y presiones de confinamiento de 1, 2, y 4 MPa. (9 ensayos)
- Caso con pistón desplazado: Debido a la influencia de la verticalidad del ensayo se considera necesario el estudio del efecto que se produce cuando el pistón está más cercano a la tapa superior del disipador. Para esto se realizan ensayos con amplitud de desplazamiento de 5, 10, 15, y 20 mm, presión de confinamiento de 1 MPa y frecuencia de ciclos de 0.1 Hz, pero cambiando el punto de ajuste, el cual es un parámetro que permite tener referencia de la posición inicial del pistón dado por la máquina de ensayo. El punto de ajuste va desde los -70 mm posición más alta del actuador, hasta los 80 mm posición más baja del actuador. Como se observa en la Figura 4.7, el pistón está en el caso estándar en un punto de ajuste de 20 mm y en el caso desplazado en 40 mm. Se muestra estos puntos desde el sello inferior, debido a que es el actuador el que desplaza el dispositivo, y el vástago se mantiene en la misma posición. (4 ensayos)



**Figura 4.7 Punto de ajuste.**

- Bajos desplazamientos: Se ensaya a frecuencia de ciclo de 0.1 Hz y presión de confinamiento de 1 MPa, desplazamientos de 0.015, 0.020, 0.025, 0.030, y 0.035 mm. (5 Ensayos)
- Cambio de pistón: Uno de los objetivos es explorar el comportamiento del disipador cambiando la forma del pistón, por lo que se ensaya para el pistón cónico de 20° y para el pistón liso, amplitudes de desplazamiento de 5, 10, 15, 20 mm. Para el cono de 5° solo se ensaya unrecorrido de 5 mm de desplazamiento debido a que este aumenta significativamente la longitud del vástago. Todos estos ensayos se realizan a una frecuencia de ciclos de 0.1 Hz y presión de confinamiento de 1 MPa. (9 ensayos)
- Variación de velocidad: Se ensayó a una amplitud de 10 mm de desplazamiento, una presión de confinamiento de 1 MPa, y frecuencias de 0.6, 0.8, 0.1, y 0.12 Hz, obteniendo un rango de velocidades máximas de 0.38 a 0.75 cm/s. (4 ensayos)

Todos los ensayos se muestran de forma individual en el Anexo 4.1.

Finalmente, debido a la limitante de la fuerza máxima de la máquina Instron, no es posible ensayar todas las presiones de confinamiento a la totalidad de las amplitudes de desplazamientos indicadas. También el procedimiento de ensayo consta de la realización de cuatro ciclos para una amplitud de desplazamiento. En la Tabla 4.1 se muestra de mejor manera los números de ciclos y amplitud de desplazamiento para cada ensayo de presión de confinamiento.

**Tabla 4.1 Número de ciclos para las respectivas amplitudes de desplazamiento.**

Ensayo	Número de ciclos	Amplitud de desplazamiento
1, 2, 4 MPa	1, 2, 3, 4	5 mm
1, 2, 4 MPa	5, 6, 7, 8	10 mm
1, 2 MPa	9, 10, 11, 12	15 mm
1 MPa	13, 14, 15, 16	20 mm

## 4.5 Conclusiones

Se observa la implicancia de la naturaleza de ensayo en las curvas histeréticas, ya que la arena se asienta debido a la fuerza de gravedad. Se proponen soluciones para minimizar este efecto y realizar ensayos de manera homogénea, cambiando los hilos de acero y el material granular. A partir de las limitaciones de la máquina de Instron y de la exploración preliminar del disipador se planifica los ensayos finales de la investigación. Es posible abarcar todos los objetivos que se enfocan al variar parámetros con el fin de analizar la sensibilidad del dispositivo.

## **CAPÍTULO 5 RESULTADOS DE ENSAYOS CÍCLICOS EN INSTRON**

### **5.1 Introducción**

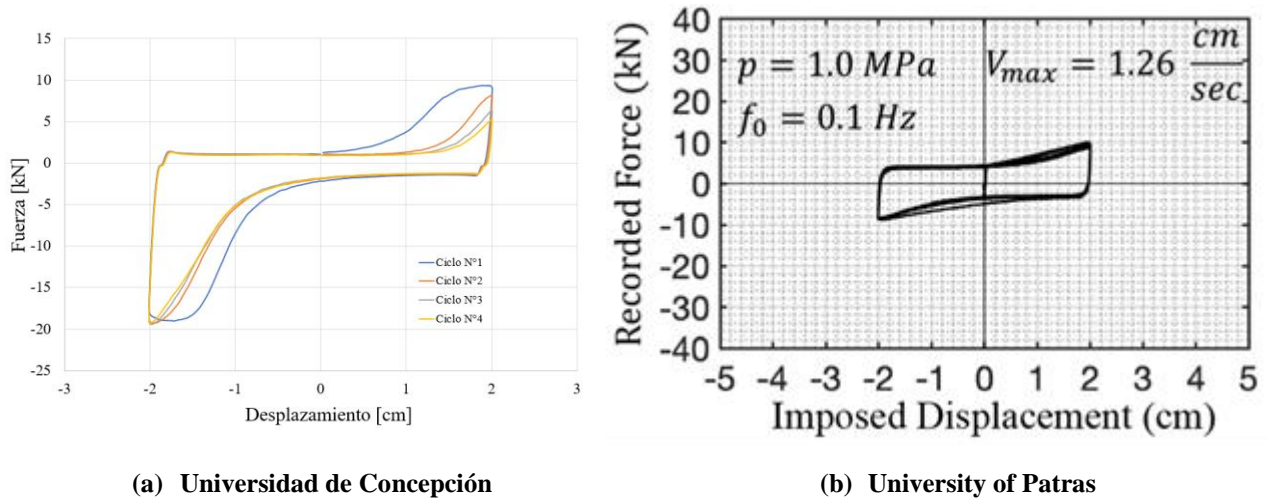
En este capítulo se presentan los principales resultados obtenidos a partir de los ensayos cíclicos en la máquina Instron. Se verifica el comportamiento del disipador, comparando la forma y puntos críticos de las curvas histeréticas obtenidas del dispositivo diseñado por Makris et al. (2021). También se analiza la capacidad del disipador, y como es afectado al variar la presión de confinamiento y velocidad. Adicionalmente se explora el comportamiento del disipador al modificar el diseño del pistón.

### **5.2 Verificación del comportamiento del disipador con resultados existentes**

#### **5.2.1 Relación fuerza-desplazamiento**

En primera instancia se compara las curvas histeréticas con las obtenidas por Makris et al. (2021), con el ensayo que coinciden los parámetros de 20 mm de amplitud de desplazamiento, 1 MPa de presión de confinamiento, y una frecuencia de ciclo de 0.1 Hz. En la Figura 5.1 (a) y (b) se muestran las curvas de esta investigación y de Makris et al. (2021), respectivamente.

Se observa que, ambas curvas poseen una zona central, representada por una fuerza de salida o fuerza de plateau. Luego, a medida que se acerca al desplazamiento máximo, la fuerza incrementa prácticamente de manera exponencial. Sin embargo, se distingue una pendiente mayor en la Figura 5.1 (a) que en la Figura 5.1 (b). Esto se explica debido a que el diseño experimentado presenta dimensiones a escala respecto al expuesto por Makris et al. (2021), a excepción del material granular, el cual no tiene relación con las condiciones de bordes originales. En el Anexo A2.1, se observan ciclos histeréticos de mayor amplitud de desplazamiento, como por ejemplo 8 mm, presentan un comportamiento similar al de la Figura 5.1 (a).

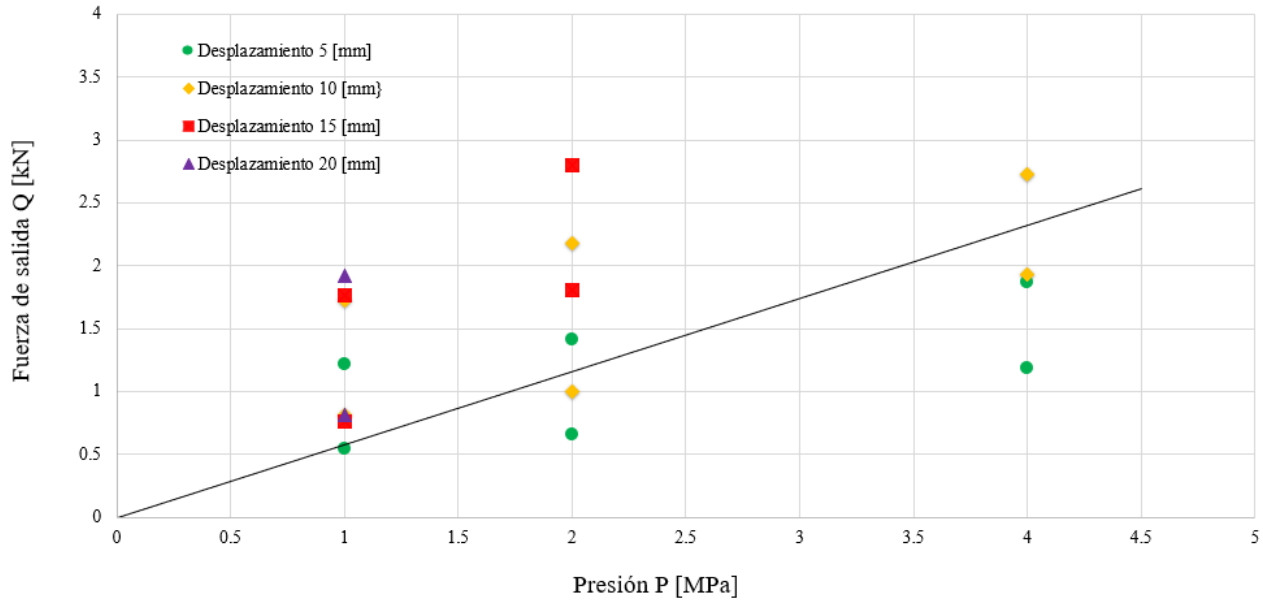


**Figura 5.1** Comparación de curvas histeréticas, bajo una amplitud de desplazamiento de 2 cm, presión de confinamiento de 1 MPa, y una frecuencia de ciclos de 0.1 Hz.

Por otro lado, de acuerdo con las fuerzas en los extremos, se muestra un comportamiento asimétrico. Esto debido a la naturaleza del ensayo, ya que en comparación con Makris et al. (2021), quienes realizaron ensayos de manera horizontal, en este trabajo se realizó verticalmente. Este hecho coincide con lo experimentado por Zalewski et al. (2016), expuesto en el Capítulo 2. Este efecto se atribuye a que durante el ensayo los granos se trituran y se compactan, proceso que se traduce en un asentamiento del material granular, el cual genera una mayor fuerza cuando el sentido del desplazamiento coincide con la dirección de la fuerza de gravedad, donde se acumula la arena de la parte superior debido a esta. A pesar de esto, se obtiene un promedio de la fuerza de los extremos de 13.27 kN, mayor al observado gráficamente en la Figura 5.1 (b) de 10 kN aproximadamente.

**5.2.2 Parámetro adimensional del disipador**

Como se explicó en el Capítulo 2, Makris et al. (2021) obtuvo un parámetro adimensional que permite caracterizar el efecto de *Poisson*, y las proyecciones de los esfuerzos normales y cortantes en la interfaz de acero-arena, para la geometría esférica del pistón. Con los ensayos del caso estándar, se obtienen el gráfico de la Figura 5.2, el cual representa las fuerzas de salida o fuerzas de plateau, para cada presión de confinamiento. Cada curva histerética presenta dos fuerzas de salida, para considerar fuerzas positivas y negativas. Adicionalmente, en el Anexo 4.1 se muestran los de los puntos de la Figura 5.2.



**Figura 5.2** Fuerzas de salida del disipador de fricción en arena, evaluados a distintas amplitudes de desplazamiento y presiones de confinamiento.

Se observa como a medida que aumenta la presión de confinamiento, se incrementa la fuerza de salida del sistema. A través de una regresión lineal, y la Ecuación 2.4 se obtiene el parámetro adimensional para esta investigación de  $\Pi_{SD} = 4.39$ . En el Anexo 4.1 se muestran los ensayos de la Figura 5.2.

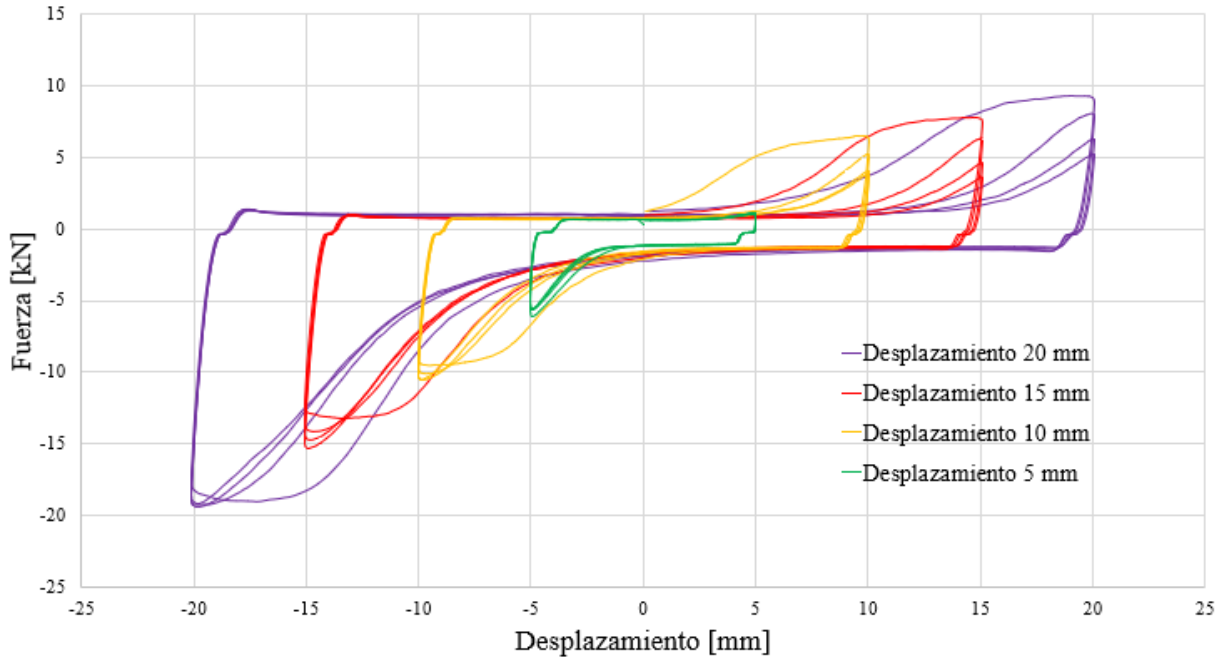
Al comparar este valor con el obtenido con Makris et al. (2021), se tiene una diferencia de un 12% menor. Esto se explica debido a que, al excederse la capacidad de la máquina Instron, en los ensayos de desplazamientos mayores a altas presiones de confinamiento, no se obtuvieron esos puntos para la gráfica, los cuales aportarían una mayor pendiente de la fuerza salida-presión de confinamiento.

### 5.3 Análisis de la capacidad del disipador de fricción en arena

A partir de los ensayos realizados, se obtiene que las curvas histeréticas aumentan sus fuerzas máximas a medida que se incrementa la amplitud de desplazamiento. Por otro lado, el efecto de la presión de confinamiento incrementa principalmente la fuerza de salida. Por lo que, para analizar la capacidad del disipador, se obtiene la energía disipada, rigidez, amortiguamiento equivalente y ductilidad del sistema bajo presiones de 1, 2, y 4 MPa. Adicionalmente se observa el efecto de la velocidad en los ciclos histeréticos del disipador.

### 5.3.1 Fuerzas máximas

Como se mostró en la sección anterior, la forma de las curvas histeréticas presentan dos fuerzas máximas, para ambas direcciones. A partir de la Figura 5.3, se observa la evolución de éstas a través de diferentes amplitudes de desplazamiento.



**Figura 5.3** Ciclos de histéresis de ensayos de amplitud de desplazamiento de 5, 10, 15, y 20 mm, presión de confinamiento de 1 MPa, y frecuencia de ciclos de 0.1 Hz.

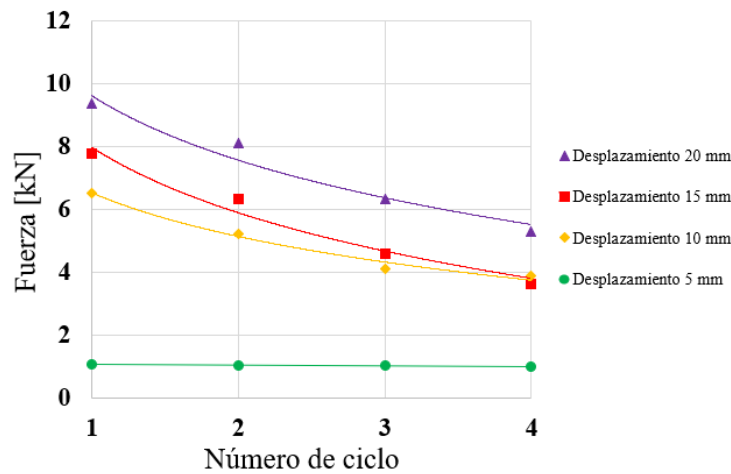
Las fuerzas máximas aumentan en ambas direcciones al incrementar la amplitud de desplazamiento, sin embargo, la proporción del aumento es diferente para cada dirección. En la Tabla 5.1, se presentan las fuerzas máximas para cada amplitud de desplazamientos en ambas direcciones.

**Tabla 5.1** Fuerzas máximas del disipador de fricción en arena.

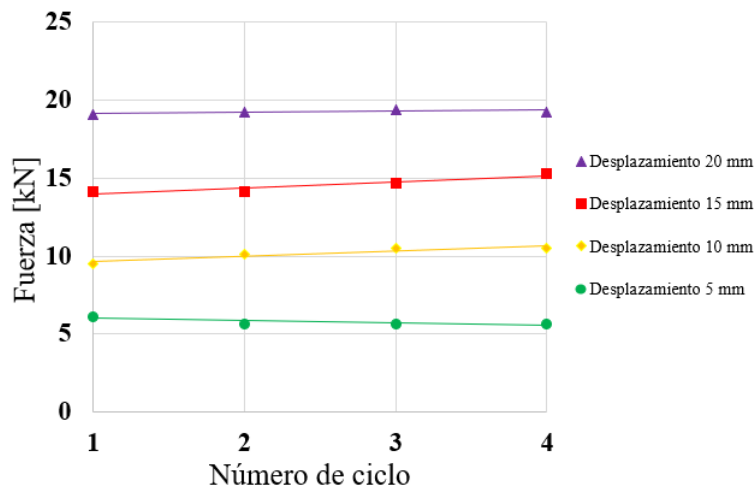
Ensayo	Fuerza máxima positiva [kN]	Fuerza máxima negativa [kN]	Fuerza máxima promedio [kN]
5 mm	1.04	5.67	3.36
10 mm	4.94	10.16	7.55
15 mm	5.62	14.30	9.96
20 mm	7.27	19.24	13.26

Se presenta una tendencia lineal en las fuerzas máximas en dirección negativa o a favor de la fuerza de gravedad de 5 kN aproximadamente cada 5 mm de amplitud de desplazamiento. Por el contrario, para las fuerzas máximas positivas no se percibe una tendencia clara, a pesar de que aumenta la fuerza máxima a medida que se incrementa la amplitud de desplazamiento, no se percibe en que proporción. Por otro lado, la diferencia de magnitud de las fuerzas máximas positivas y negativas, se incrementa al aumentar la amplitud de desplazamiento. Esta diferencia de fuerzas máximas de ambas direcciones es de un 150% para una amplitud de desplazamiento de 20 mm respecto al de 5 mm.

Para analizar el comportamiento de las fuerzas máximas a través de los ciclos de carga, se presenta la Figura 5.4, donde se observa gráficamente la tendencia de las fuerzas en ambas direcciones.



(a) Fuerzas máximas positivas.



(b) Fuerzas máximas negativas.

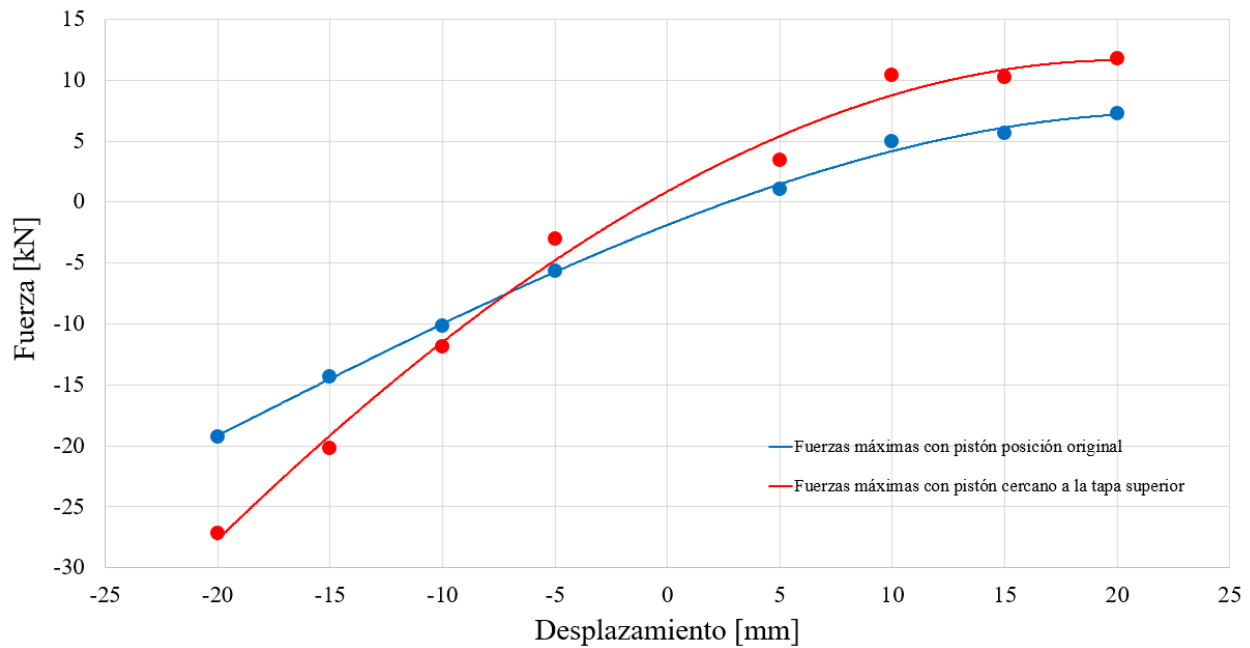
Figura 5.4 Comportamiento de fuerzas máximas a través de los ciclos de carga.



El comportamiento es estable para las fuerzas máximas negativas. Al contrario, las fuerzas máximas positivas disminuyen a través de los ciclos de carga, a excepción de la amplitud de 5 mm. Este decaimiento es producto del asentamiento del material granular, donde el sistema pierde presión, afectando el comportamiento de las fuerzas máximas cuando el pistón se desplaza en sentido contrario a la fuerza de gravedad.

Por último, a través de los ensayos donde el pistón tiene una posición inicial más cercano a la tapa superior del dissipador, se obtiene que las fuerzas máximas positivas y negativas aumentan con respecto al caso estándar. La condición de borde correspondiente al largo del dissipador y la fuerza de gravedad producen este aumento en las fuerzas. La primera para las fuerzas máximas positivas, donde se moviliza más cantidad de arena cerca de la tapa superior, y la segunda densificando el sector bajo el pistón aumentando las fuerzas máximas negativas.

En la Figura 5.4, se tiene un gráfico donde se encuentran las fuerzas máximas para cada amplitud de desplazamiento, del cual se desprende que se mantiene el tipo de tendencia descrito en los puntos anteriores.



**Figura 5.5** Comparación de fuerzas máximas para caso estándar y pistón cercano a la tapa superior.

### 5.3.2 Energía disipada absoluta y equivalente

Desde esta sección en adelante se muestran diversos gráficos respecto al número de ciclos ensayados. Como se mencionó anteriormente, debido a la limitación de la fuerza máxima de la máquina de ensayos no se observan todas las amplitudes de desplazamiento para cada presión de confinamiento.

En la Figura 5.6 se muestra la energía disipada absoluta acumulada a través de los ciclos histeréticos para presiones de confinamiento de 1, 2, y 4 MPa, que corresponde a la suma del área bajo la curva de cada ciclo histerético.

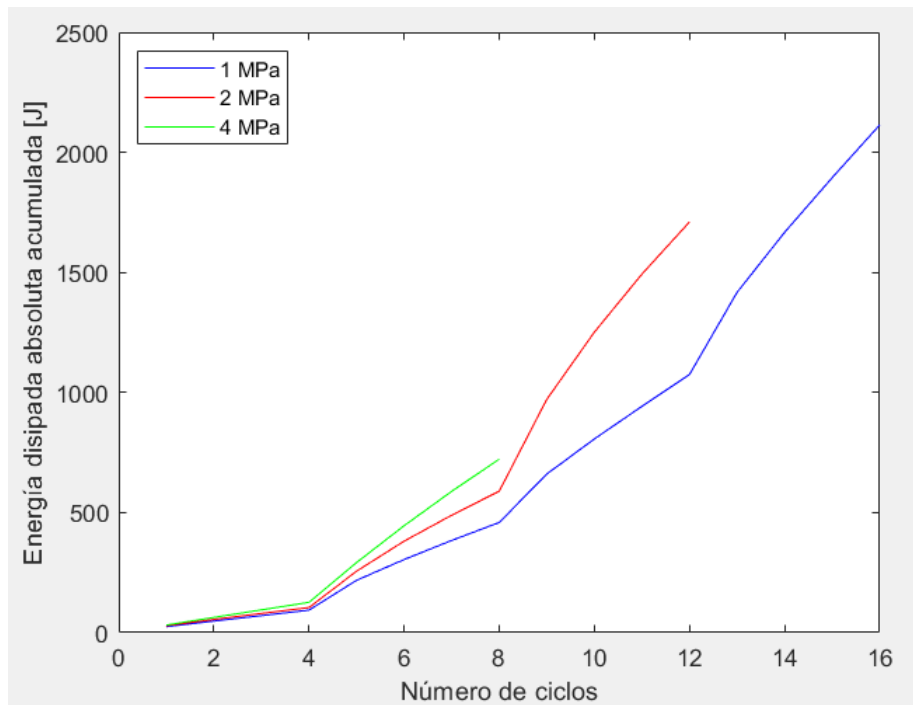


Figura 5.6 Energía disipada absoluta acumulada para presiones de confinamiento de 1, 2, y 4 MPa.

Se observa gráficamente como a medida que aumentan los ciclos de carga se incrementan exponencialmente la energía disipada absoluta. Por otro lado, por la tendencia de las curvas, se infiere que al incrementar la presión de confinamiento aumenta la energía disipada absoluta. En la Tabla 5.2 se presenta la energía disipada absoluta inicial, final, y promedio para cada ciclo en los 3 ensayos y en la Tabla 5.3 la energía disipada absoluta para la amplitud de desplazamiento de 5 y 10 mm, para compararlos a la misma cantidad de ciclos.

**Tabla 5.2 Energía disipada absoluta para diferentes ciclos.**

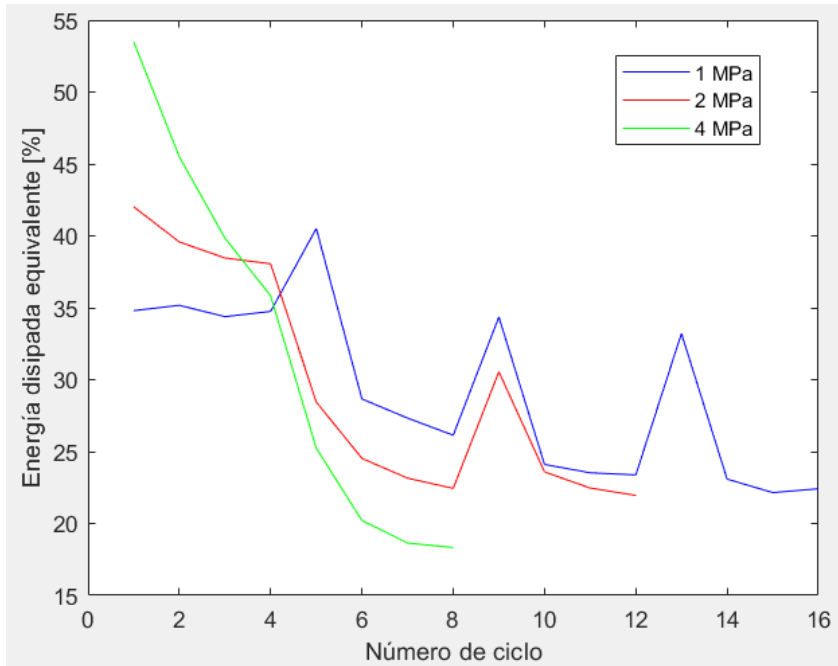
Ensayo	Ciclo inicial [J]	Ciclo final [J]	Promedio todos los ciclos [J]
1 MPa	24.84	219.84	132.14
2 MPa	28.28	217.18	142.50
4 MPa	31.36	134.05	90.31

**Tabla 5.3 Energía disipada absoluta para diferentes amplitudes de desplazamiento.**

Ensayo	Amplitud de 5 mm [J]	Amplitud de 10 mm [J]	Promedio [J]
1 MPa	93.78	365.07	229.43
2 MPa	104.43	484.57	294.5
4 MPa	126.15	596.29	361.22

El ciclo inicial de los ensayos indica el aumento de la energía disipada absoluta debido a la presión de confinamiento, sin embargo, ya que para los ensayos de 1 y 2 MPa se experimentaron mayores números de ciclos y por ende mayor amplitud de desplazamiento, estos presentan una mayor energía disipada absoluta. Por otro lado, al compararlos a las mismas amplitudes de desplazamiento, se aprecia el incremento de energía disipada absoluta debido a la presión de confinamiento. Finalmente, en promedio el aumento de energía disipada absoluta desde ensayos de amplitud de desplazamiento de 5 mm a 10 mm es de un 443%.

Otro concepto para analizar es la energía disipada equivalente, que representa el porcentaje de área correspondiente al ciclo histerético comprendida en el cuadrante las fuerzas máximas y sus respectivos desplazamientos. En la Figura A5.1 del Anexo 5.1 se presenta un esquema que explica lo anterior.



**Figura 5.7** Energía disipada equivalente para presiones de confinamiento de 1, 2, y 4 MPa.

En general se observan curvas que tienden a disminuir a través los ciclos de carga. Los *peak* ocurren cuando aumenta la amplitud de desplazamiento del ensayo, por lo que se atribuye la disminución de la energía disipada equivalente a la pérdida de presión en el sistema, la cual disminuye la fuerza de salida en los ciclos histeréticos. A partir de una regresión polinomial se obtiene que el disipador tiende a converger a una disipación de energía equivalente de un 24 % aproximadamente.

A modo de resumen se presenta en la Tabla 5.3 la energía disipada equivalente para cada ciclo inicial, final y promedio de todos los ciclos por ensayo.

**Tabla 5.4** Porcentaje de energía disipada equivalente para diferentes ciclos.

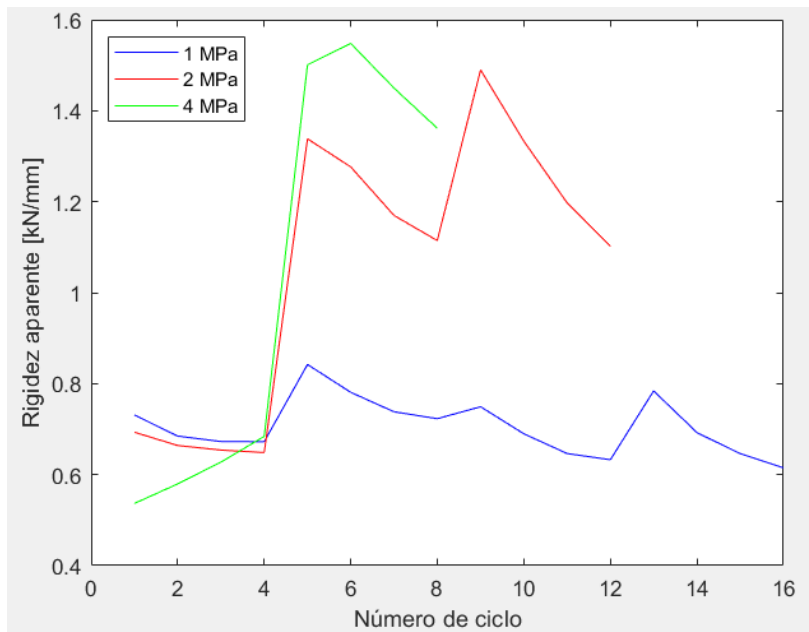
Ensayo	Ciclo inicial [%]	Ciclo final [%]	Promedio todos los ciclos [%]
1 MPa	34.80	22.41	29.24
2 MPa	42.01	21.95	29.60
4 MPa	53.49	18.33	32.13

Se destaca dos comportamientos debido al incremento de la presión de confinamiento, un mayor porcentaje de disipación de energía equivalente en el ciclo inicial, pero una mayor diferencia entre el ciclo final e inicial.

### 5.3.3 Rigidez y factor de amortiguamiento equivalente

A través de ensayos de bajo desplazamiento se obtiene una amplitud de desplazamiento mínima de 0.025 mm, donde el dispositivo comienza de disipar energía. Con esto se tiene una rigidez elástica del sistema de 9.04 kN/mm, a partir del ensayo de 0.020 mm. Por otro lado, se estudia el concepto de rigidez aparente, la cual corresponde a la secante de cada ciclo de histéresis desde su fuerza máxima positiva y negativa. En la Figura A5.2 en el Anexo 5.1 se muestra un esquema acompañado de las relaciones matemáticas para obtenerlo.

En la Figura 5.8 se muestra la rigidez aparente de cada ciclo histerético para las presiones de confinamiento de 1, 2, y 4 MPa.



**Figura 5.8 Rigidez aparente para presiones de confinamiento de 1, 2, y 4 MPa.**

Se aprecia un aumento de la rigidez a medida que se incrementa la presión de confinamiento. Al igual que en los gráficos anteriores, se generan *peak* cada vez que aumenta la amplitud de desplazamientos (cada cuatro ciclos). En general se consigue una rigidez estable, la cual se aprecia de mejor manera en los ensayos de presión de confinamiento de 1 MPa, ya que posee más puntos en la curva. En particular se observa un aumento en la rigidez a partir de los 10 mm de amplitud de desplazamiento (ciclo n°5) para las presiones de 2 y 4 MPa.

A modo de resumen, se presenta en la Tabla 5.5 la rigidez aparente en los ciclos iniciales, finales, promedios y la razón con respecto a la rigidez elástica y la Tabla 5.6 la rigidez para las amplitudes de 5 y 10 mm.

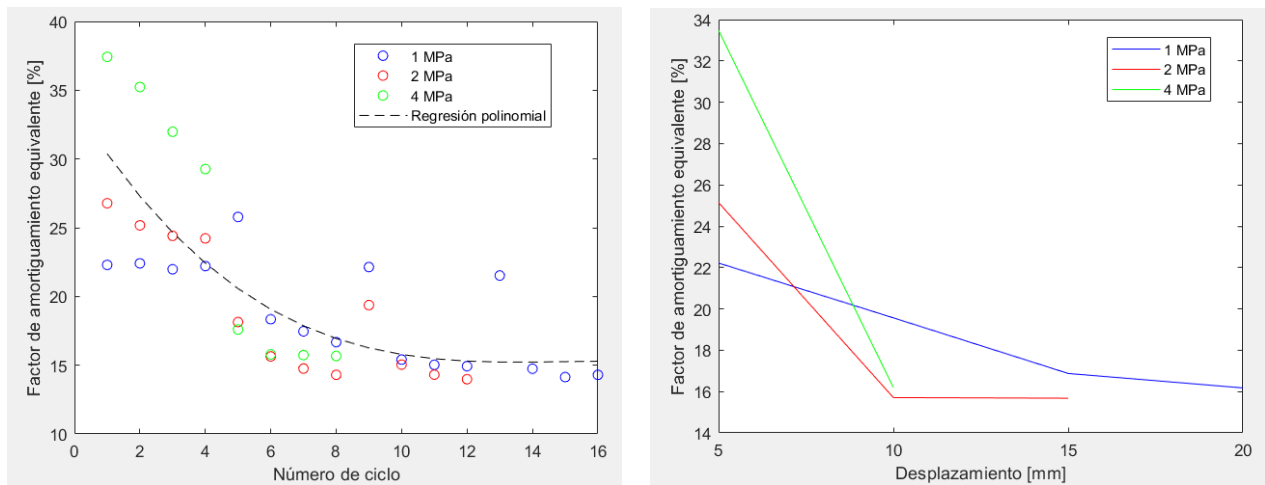
**Tabla 5.5 Rigidez para diferentes ciclos.**

Ensayo	Ciclo inicial [kN/mm]	Ciclo final [kN/mm]	Promedio todos los ciclos [kN/mm]	Rigidez aparente/Rigidez elástica
1 MPa	0.73	0.61	0.71	0.08
2 MPa	0.69	1.10	1.06	0.11
4 MPa	0.53	1.36	1.04	0.11

**Tabla 5.6 Rigidez para diferentes amplitudes de desplazamiento.**

Ensayo	Amplitud 5 mm [kN/mm]	Amplitud 10 mm [kN/mm]	Promedio [kN/mm]	Rigidez aparente/Rigidez elástica
1 MPa	0.69	0.77	0.73	0.08
2 MPa	0.66	1.22	0.94	0.11
4 MPa	0.61	1.47	1.04	0.11

También se obtiene el factor de amortiguamiento equivalente para las tres presiones de confinamiento ensayadas. Este corresponde a la fracción de energía cinética disipada en forma de calor, la cual puede reducir la amplitud de oscilación de edificación, se obtiene a partir de la Ecuación A5.5 del Anexo 5.1. En la Figura 5.9 se expone la evolución del factor de amortiguamiento equivalente a través de los ciclos de carga y de la amplitud de desplazamiento.



(a) Número de ciclos.

(b) Desplazamientos.

**Figura 5.9 Factor de amortiguamiento equivalente para presiones de confinamiento de 1, 2, y 4 MPa.**

En general se muestra como el factor de amortiguamiento disminuye a través los ciclos de carga y de la amplitud de desplazamiento. Este comportamiento se explica de la misma manera que lo ocurrido con la disipación de energía equivalente, ya que el sistema pierde presión. Otra razón se atribuye a la disminución de fricción provocada por la rotura de los granos. Al analizar la tendencia de todos los números de ciclos de todos los ensayos, se obtiene una convergencia a un factor de amortiguamiento equivalente del 15.3%. En todos los ensayos el factor de amortiguamiento se ve disminuido, pero con una mayor diferencia a medida que se aumenta la presión de confinamiento. Debido a esto se requiere más puntos para analizar de mejor manera el comportamiento en las distintas presiones. En la Tabla 5.7 se tiene los valores del factor de amortiguamiento para los ciclos iniciales, finales y promedio.

**Tabla 5.7 Factor de amortiguamiento equivalente para distintos ciclos.**

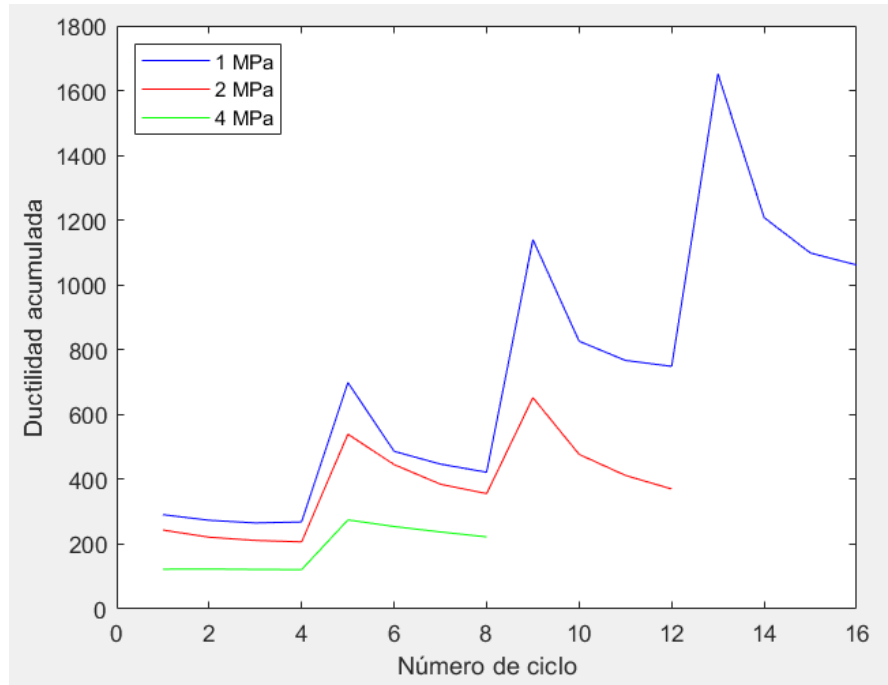
<b>Ensayo</b>	<b>Ciclo inicial [%]</b>	<b>Ciclo final [%]</b>	<b>Promedio todos los ciclos [%]</b>
1 MPa	22.29	14.30	18.71
2 MPa	26.78	13.98	18.84
4 MPa	37.43	15.67	24.84

Se muestra, que los promedios de los ciclos son mayores a lo que se obtuvo con la regresión polinomial de todos los puntos del grafico anterior, ya que para cada ensayo se produce un aumento del factor de amortiguamiento equivalente al incrementar la amplitud de desplazamiento, o sea después de 4 ciclos.

### 5.3.4 Ductilidad acumulada

La ductilidad acumulada es un parámetro adicional para conocer la capacidad de disipación del sistema. Este, ayuda a evaluar la resistencia de deformaciones plásticas antes de la falla por lo que indica la durabilidad del sistema, pero en este caso se realiza hasta un número determinados de ciclos debido a la capacidad de la máquina. En la Ecuación A5.7 del Anexo 5.1 se muestra la obtención de este parámetro.

En la Figura 5.10 se tiene la ductilidad acumulada para los ensayos de 1, 2, y 4 MPa. Esta se obtiene con la razón entre la energía disipada absoluta de cada ciclo y el producto de la fuerza de fluencia y su deformación de fluencia.



**Figura 5.10 Ductilidad acumulada para presiones de confinamiento de 1, 2, y 4 MPa.**

Se observa la disminución de ductilidad acumulada a medida que se aumenta la presión de confinamiento. Esto se debe a que la fuerza de salida o de fluencia se incrementa al aumentar este parámetro. Con esto se infiere que la durabilidad del sistema es mayor al aplicar una menor presión de confinamiento, lo cual tiene relación con la rigidez obtenida anteriormente para los tres ensayos, ya que al aumentar la rigidez se percibe una menor ductilidad.

En la Tabla 5.8 se tiene un resumen de la ductilidad acumulada obtenida para los ciclos iniciales, finales y promedio para los tres ensayos.

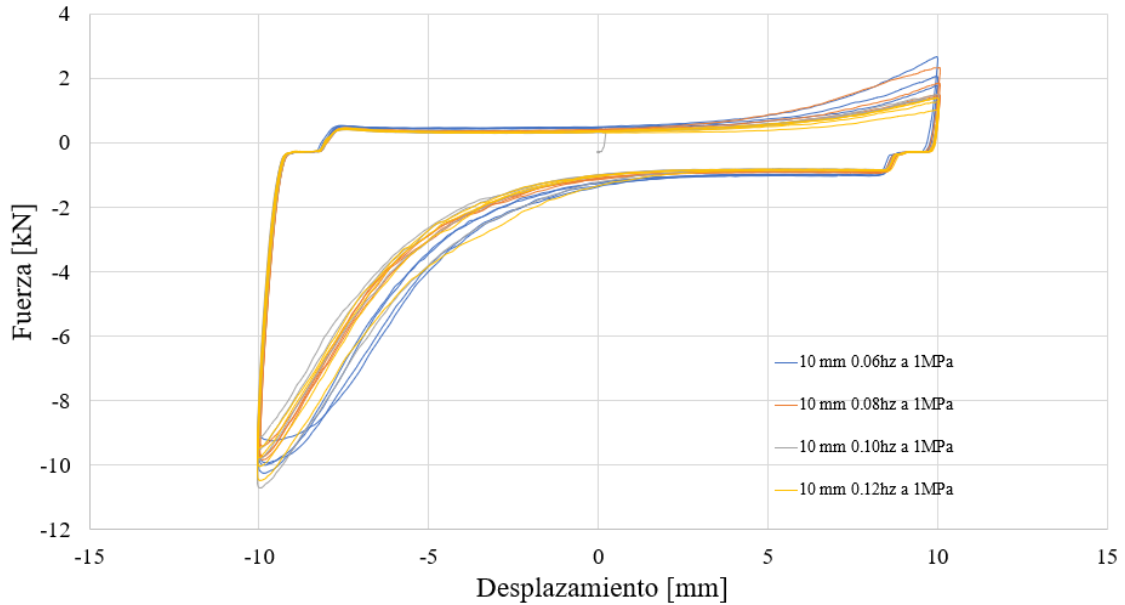
**Tabla 5.8 Ductilidad acumulada para distintos ciclos.**

Ensayo	Ciclo inicial	Ciclo final	Promedio todos los ciclos
1 MPa	291.07	1061.76	728.46
2 MPa	243.50	370.40	376.78
4 MPa	122.68	222.43	184.84

### 5.3.5 Análisis del efecto de la velocidad en el comportamiento del disipador



Adicionalmente, es posible el análisis del disipador bajo a un rango de velocidades máximas permitidas por la máquina Instron. En la Figura 5.11 se exhiben los ensayos pertenecientes a una amplitud de desplazamiento de 10 mm a una presión de confinamiento de 1 MPa y a frecuencia de ciclos de 0.6, 0.8, 1.0, y 1.2 Hz, donde cada ensayo presenta cuatro ciclos.



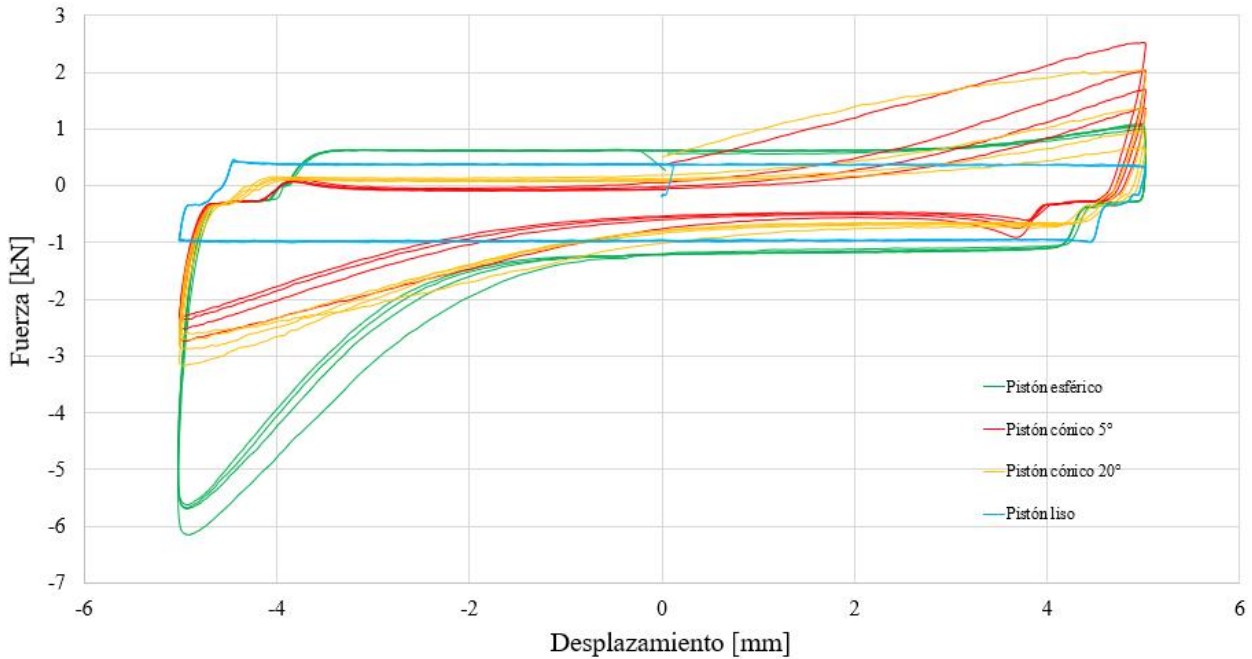
**Figura 5.11** Comparación de ciclos histeréticos a frecuencias de 0.06, 0.08, 0.10, y 0.12 Hz.

A este rango de frecuencia es posible analizar velocidades máximas de 0.38 a 0.75 cm/s. Se observa que todos los ensayos se superponen en el gráfico, por lo tanto, no se percibe alguna relación considerable de este parámetro en las magnitudes de las fuerzas en ninguna zona del ciclo histerético.

#### 5.4 Exploración del funcionamiento del disipador modificado

Motivado por la búsqueda de simetría en los ciclos histeréticos, se diseñan pistones de forma cónica para el disipador. Se realiza un análisis similar al anterior para comparar la capacidad del dispositivo, teniendo en cuenta los mismos conceptos explicados en el punto anterior. Todos los ensayos de este análisis están bajo a una presión de confinamiento de 1 MPa y frecuencia de ciclos de 0.1 Hz.

En primer lugar, en la Figura 5.12 se muestra los ciclos histeréticos del diseño con pistón liso, esférico, cónico de 5°, y 20°. Todos ensayados a un desplazamiento de 5 mm y 4 ciclos histeréticos cada uno.



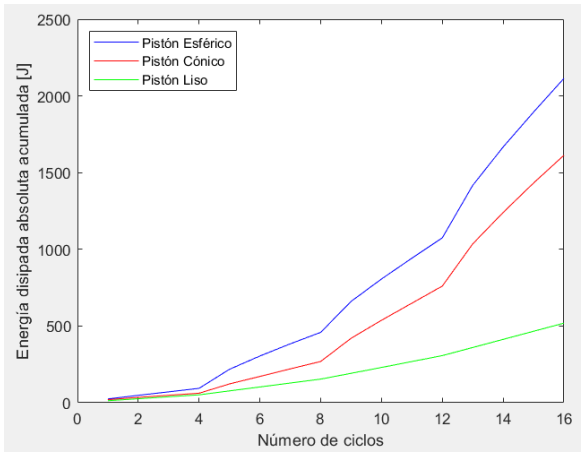
**Figura 5.12 Comparación de ciclos histeréticos de diferentes pistones.**

Se aprecia una forma más simétrica para los pistones cónicos, donde la fuerza de salida se ve disminuida dependiendo del ángulo de inclinación del cono. A pesar de esto, con ensayos de amplitudes de desplazamiento mayores si se percibe la asimetría de las curvas. También se observa la forma rectangular típica de un disipador de fricción del pistón liso.

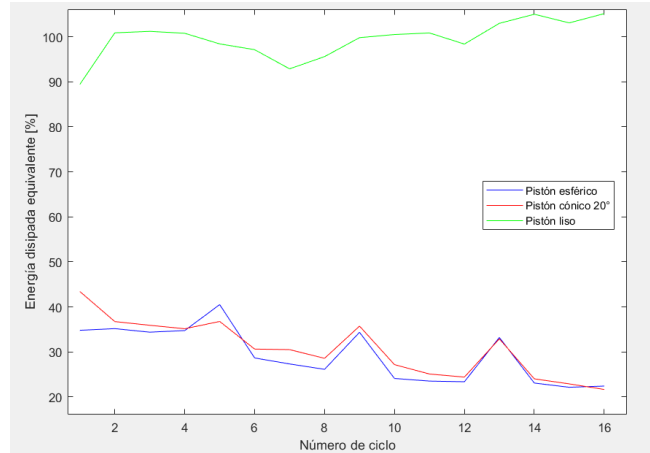
Para un análisis más profundo se muestra la Figura 5.13 donde se compara la disipación de energía del dispositivo con el pistón liso, esférico y cónico de 20°. Se observa como los pistones esférico y cónico disipan más energía absoluta acumulada, siendo un 408% y 230% de disipación respecto al pistón liso. Se infiere que el ángulo de pendiente del pistón es un parámetro del diseño que permite disipar mayor energía.

Según lo explicado en la sección 5.3.2 se tiene que la energía disipada equivalente del pistón liso tiene aproximadamente un 100% ya que cubre todo el cuadrante de las fuerzas máximas. En cambio, no se

percibe diferencias entre los pistones esféricos y cónicos, donde tienden a una energía disipada equivalente del 24%.



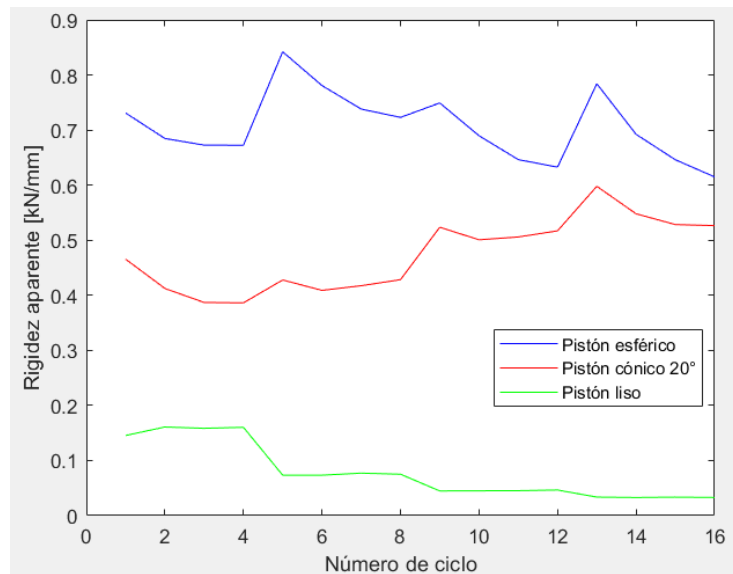
(a) Energía disipada absoluta acumulada.



(b) Energía disipada equivalente.

**Figura 5.13** Comparación de energía disipada para los pistones liso, esférico, y cónico 20°.

En la Figura 5.14 se presentan la rigidez aparente para el pistón liso, esférico y cónico, a través de los ciclos de carga. Se observa como el pistón esférico presenta la mayor rigidez entre los tres, lo cual se debe al ángulo del pistón. También en la Tabla 5.9 se muestran la rigidez para los ciclos iniciales, finales y el promedio en cada caso y la Tabla 5.10 para distintos desplazamientos y promedio.



**Figura 5.14** Rigidez aparente para los pistones liso, esférico y cónico 20°.

**Tabla 5.9 Rigidez aparente para distintos pistones.**

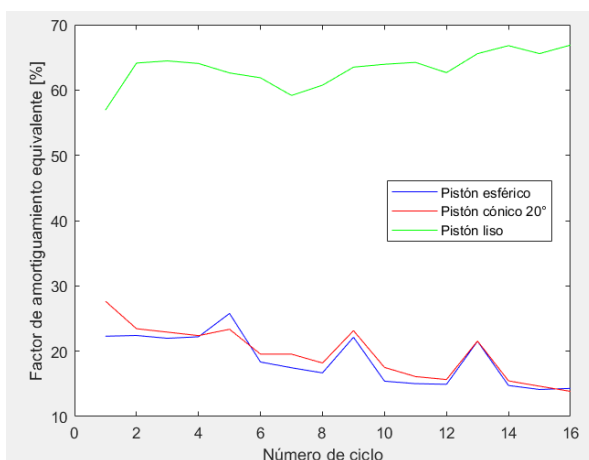
Pistón	Ciclo inicial [kN/mm]	Ciclo final [kN/mm]	Promedio todos los ciclos [kN/mm]
Liso	0.15	0.03	0.08
Esférico	0.73	0.61	0.71
Cónico 20°	0.46	0.52	0.47

**Tabla 5.10 Rigidez aparente para distintos desplazamientos.**

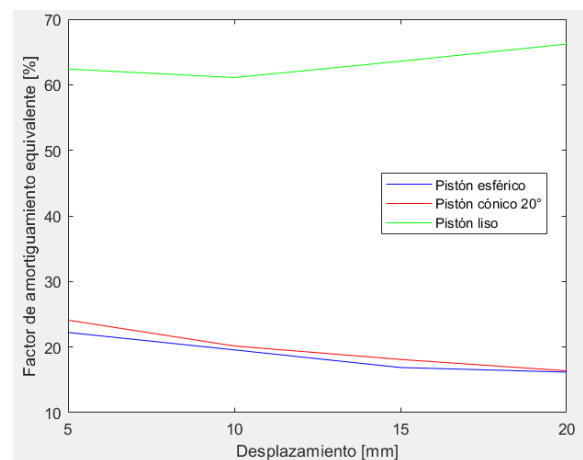
Pistón	Amplitud 5 mm [kN/mm]	Amplitud 10 mm [kN/mm]	Amplitud 15 mm [kN/mm]	Amplitud 20 mm [kN/mm]	Promedio [kN/mm]
Liso	0.16	0.07	0.05	0.03	0.08
Esférico	0.69	0.77	0.68	0.68	0.71
Cónico 20°	0.41	0.42	0.51	0.55	0.47

Se aprecia un leve aumento de la rigidez en el pistón cónico, sin embargo, son pocos los ciclos para determinar si es por el diseño la causa de este efecto. En general, se presenta una magnitud constante para todos los pistones.

En la Figura 5.15 se presentan los factores de amortiguamiento para el pistón liso, esférico y cónico, a través de los ciclos y el desplazamiento. El comportamiento de las curvas es similar al del gráfico de la energía disipada equivalente, ya que este parámetro depende de las fuerzas máximas de las curvas. Se infiere que mientras mayor ángulo tenga el pistón del dissipador, menor será el factor de amortiguamiento. El pistón liso presenta un aumento del factor de amortiguamiento, a medida que aumenta la amplitud de desplazamiento. En cambio, los pistones esféricos y cónicos presentan una leve disminución de este factor.



**(a) Numero de ciclos.**



**(b) Desplazamiento.**

**Figura 5.15 Factor de amortiguamiento equivalente para pistones liso, esférico y cónico de 20°.**

En la Tabla 5.8 Se muestra el factor de amortiguamiento equivalente para los ciclos iniciales, finales y promedio, de los pistones.

**Tabla 5.11** Factor de amortiguamiento equivalente para diferentes ciclos de los pistones, liso, esférico y cónico de 20°.

<b>Pistón</b>	<b>Ciclo inicial [%]</b>	<b>Ciclo final [%]</b>	<b>Promedio todos los ciclos [%]</b>
Liso	56.94	66.88	63.32
Esférico	22.29	14.30	18.71
Cónico	27.65	13.85	19.69

En resumen, el pistón cónico no resuelve el problema de asimetría en los ciclos histeréticos del disipador, ya que solo presenta este comportamiento en desplazamientos menores a 5 mm. Al comparar la capacidad del disipador con los distintos pistones, el esférico tiene mejor comportamiento en general, con la salvedad del factor de amortiguamiento equivalente, donde se observó que la interfaz de acero arena lisa presenta mejor comportamiento en este aspecto, lo que se debe a la forma de los ciclos histeréticos.

## 5.5 Conclusiones

El disipador de fricción en arena presenta ciclos histeréticos similares a los obtenidos por Makris et al. (2021). Sin embargo, este presenta asimetría en sus ciclos debido a ensayarlo verticalmente, diferenciándose del ensayo encontrado en la literatura, el cual se realizó de manera horizontal. Se manifiesta un efecto de asentamiento que disminuye la capacidad cuando el pistón se moviliza en sentido contrario a la fuerza de gravedad. Por otro lado, se obtiene una fuerza adimensional del disipador relativamente de la misma magnitud de la literatura, por lo que se infiere un correcto diseño con dimensiones a escala.

Las fuerzas máximas aumentan al incrementar la amplitud del desplazamiento, y la fuerza de salida aumenta al incrementar la presión de confinamiento. La capacidad del disipador depende de la presión de confinamiento, pero debido a la forma de sus ciclos histeréticos, presenta un factor de amortiguamiento equivalente bajo con una tendencia a converger a un 15.3%, por presentar *peak* de fuerzas máximas notorios. Se obtiene un desplazamiento mínimo para disipar energía de 0.025 mm, presentando una rigidez elástica de 9.04 kN/mm. La rigidez aparente es proporcional a la presión de

confinamiento del sistema, y bajo el rango de frecuencias permitidos por la máquina Instron no se observa dependencia de la velocidad en el comportamiento del disipador.

Finalmente se infiere que la simetría de los ciclos histeréticos no depende de la forma del pistón. La mayor capacidad del disipador se obtiene con un pistón esférico, sin embargo, presenta un menor factor de amortiguamiento equivalente con respecto al pistón liso.

## CAPÍTULO 6 CONCLUSIONES

### 6.1 Conclusiones generales

A través de este trabajo se confirma que es posible realizar pruebas experimentales de un disipador de energía para estructuras en la máquina Instron 8801 realizando ensayos cíclicos de manera continua solo ocupando un 25% de capacidad, donde se obtuvo fuerzas máximas de 25 kN a una amplitud de desplazamiento de 20 mm.

El diseño cumple con las solicitaciones de la máquina de ensayos y el personal encargado al no presentar daños relevantes más allá de rayas en el pistón producto de la interacción con la arena. Al ser desmontable facilita el cambio de pistón y la conexión con los anclajes para la máquina. El material granular debe contener la menor cantidad de fino posible, para facilitar su utilización. Respecto a los hilos postensados, estos deben ser de un diámetro considerable, para minimizar el ajuste por deformaciones elásticas.

Los ciclos histeréticos son similares a los encontrados en la literatura, donde se caracterizan por una zona de fuerza de plateau y *peak* de fuerzas máximas en sus extremos. Sin embargo, este dispositivo presenta ciclos asimétricos, debido al ensayarlo de manera vertical, donde la fuerza de gravedad provoca un asentamiento de la arena, lo que produce una disminución en la fuerza máxima correspondiente cuando el pistón se desplaza hacia arriba. Lo anterior provoca una pérdida de presión al interior del sistema monitoreado por los *strain gauges*.

Mediante los ensayos donde el pistón está más cerca de la tapa superior del disipador se obtuvo fuerzas máximas mayores que el caso estándar, por lo que es posible reducir las dimensiones de carrera del disipador para obtener una mayor capacidad.

A través de ensayos de bajos desplazamientos, se obtuvo un desplazamiento mínimo de 0.025 mm, donde el dispositivo comienza a disipar energía, por lo que puede estudiarse la posibilidad de utilización de este disipador también para cargas de viento.

La presión de confinamiento es proporcional a la fuerza de salida del disipador, y producto de lo analizado, al aumentar este parámetro incrementa la capacidad de disipación de energía del dispositivo y su rigidez. Por otro lado, el factor de amortiguamiento equivalente disminuye levemente a través de los ciclos de carga y la amplitud de desplazamiento, convergiendo a un valor de 15.3%. Adicionalmente, la capacidad del disipador, a las frecuencias analizadas, presenta independencia de la velocidad.

El pistón esférico presenta mejor comportamiento respecto a los ensayados, ya que obtiene mayor energía disipada absoluta y mayor rigidez aparente. Sin embargo, al compararlo con el pistón liso, presenta un factor de amortiguamiento equivalente bastante menor, producto de la forma de los ciclos histeréticos.

## **6.2 Recomendaciones para futuros trabajos**

- Se recomienda rediseñar el dispositivo, con un diámetro interior mayor, con el fin de que el sector donde la arena fluya sobre la esfera no se vea condicionado por el manto. Además, se debe acortar la carrera de desplazamiento, para manipularlo más fácilmente.
- Se debe estudiar como minimizar la pérdida de presión del sistema, ya que es un factor relevante para la degradación de la histéresis.
- Ensayar diversas granulometrías de arena con el fin de investigar su efecto en el comportamiento del disipador.
- Ensayar diversos diámetros de esfera, para analizar la relación que hay con el diámetro interno del disipador y su efecto en el comportamiento del dispositivo.
- Ensayar el disipador a una gran cantidad de ciclos, para analizar el comportamiento de los ciclos de histéresis en el tiempo y el desgaste del acero.
- Ensayar el disipador a bajas velocidades para estudiar el coeficiente de roce estático y el fenómeno de stick-slip.



**REFERENCIAS**

Albert, I., Sample, J. G., Morss, J., Rajagopalan, S., Barabási, A. L., & Schiffer, P. (2001). *Granular drag on a discrete object: Shape effects on jamming*. *Physical review e*, 64(6). doi:<https://doi.org/10.1103/PhysRevE.64.061303>

Arízaga Bravo, R. E. (2019). *Estudio experimental de dispositivo de disipación de energía tipo UFP sin y con sistema de restricción interna*. Tesis de magister, Pontificia Universidad Católica de Chile, Santiago.

Bai, X. M., Shah, B., Keer, L. M., Wang, Q. J., & Snurr, R. Q. (2009). *Particle dynamics simulations of a piston-based particle damper*. *Journal powder technology*, 189(1), 115125. doi:<https://doi.org/10.1016/j.powtec.2008.06.016>

Bannerman, M. N., Kollmer, J. E., Sack, A., Heckel, M., Mueller, P., & Pöschel, T. (2011). *Movers and shakers: Granular damping in microgravity*. *Physical Review*, 84 (1): 011301. Obtenido de <https://doi.org/10.1103/PhysRevE.84.011301>

Barbat, A. H., & Canet, J. M. (1994). *Estructuras sometidas a acciones sísmicas. Cálculo por ordenador*. Centro internacional de métodos numericos. 2da edición.

Black, C. J., Makris, N., & Aiken, I. D. (2004). *Component testing and modeling of buckling restrained unbonded braces*. *Journal structures engineering* 130 (6), 880-894.

Budynas, R., & Nisbett, J. (2012). *Diseño en ingeniería mecánica de Shigley (9na ed.)*. MacGraw Hill.

Cates, M. E., Wittmer, J. P., Bouchaud, J. P., & Claudin, P. (1999). *Jamming and stress propagation in particulate matter*. *Physica A*, 264(1-4), 354-361.

Constantinou, M. C., Soong, T. T., & Dargush, G. F. (1998). *Passive energy dissipation systems for structural desing and retrofit*. Buffalo, NY: Multidiciplinary center for earthquakeengineering research.

- Corporación de desarrollo tecnológico, Cámara chilena de la construcción. (2012). Protección de sísmica de estructuras: Sistema de aislación sísmica y disipación de energía. (Nro.29). Santiago: Corporación de desarrollo tecnológico, Cámara chilena de la construcción.*
- Gäbler, C. (1996). Dispositivos para el control de vibraciones. Concepción: Universidad de Concepción.*
- Hardin, B. O., & Drnevich, V. P. (1972a). Shear modulus and damping in soils: design equations and curves. Journal of the soil mechanics and foundations division, 98 (7): 667-692.*
- Hardin, B. O., & Drnevich, V. P. (1972b). Shear modulus and damping in soils: design equations and curves. Journal of the soil mechanics and foundations division, 98 (6): 603-624.*
- Heckel, M., Sack, A., Kollmer, J. E., & Pöschel, T. (2012). Granular dampers for the reduction of vibrations of an oscillatory saw. Physica A, 391, (19): 4442-4447. Obtenido de <https://doi.org/10.1016/j.physa.2012.04.007>*
- Kelly, J. M. (1986). Aseismic base isolation: review and bibliography. En Soil Dynamics and earthquake engineering. 5 (4) (págs. 202-216).*
- Lu, Z., Wang, Z., Masri, S. F., & Lu, X. (2018). Particle impact dampers: Past, present, and future. Structural control health monitoring, 25(1). doi:<https://doi.org/10.1002/stc.2058>*
- Makris, N., Palios, X., Moghimi, G., & Bousias, S. (2021). Pressurized sand damper for earthquake and wind engineering: Design, testing and characterization. Journal of engineering mechanics.*
- Masri, S. F. (1969). Analytical and experimental studies of multiple impact. J. Acoust. Soc. Am., 1111 1117. Obtenido de <https://doi.org/10.1121/1.1911581>*
- Matier, P., & Ross, A. (2013). Bay bridge shock absorbers spring leak. San Francisco: San Francisco Chronicle.*
- NCh3411.of2017. (2017). Diseño sísmico de edificios con sistemas pasivos de energía - Requisitos y metodos de ensayo. Santiago, Chile: Instituto nacional de normalización, INN.*
- Pall, A. S., March, C., & Fazio, P. (1980). Friction joints for seismic control of large panel structures.*

*PCI journal*, 38-61.

Roik, K., Dorka, U., & Dechent, P. (1988). *Vibration control of structures under earthquake loading by three-stage friction-grip elements. Earthquake engineering and structural dynamics*, Vol. 16, 501-521.

Sack, A., Heckel, M., Kollmer, J. E., Zimmer, F., & Pöschel, T. (2013). *Energy dissipation in driven granular matter in the absence of gravity. Physica review letters*, 111 (1): 018001. Obtenido de <https://doi.org/10.1103/PhysRevLett.111.018001>

Saeki, M. (2005). *Analytical study of multi-particle damping. Journal of sound and vibration*, 281 (35), 1133-1144. Obtenido de <https://doi.org/10.1016/j.jsv.2004.02.034>

Shah, B., Pillet, D., Bai, X., Keer, L., Wang, Q., & Snurr, R. (2009). Construction and characterization of a particle-based thrust damping system. *Journal of sound and vibration*, 326 (3-5), 489-502. Obtenido de <https://doi.org/10.1016/j.jsv.2009.06.007>

Symans, M. D., Charney, F. A., Whittaker, A. S., Constantinou, M. C., Kircher, C. A., Johnson, M. W., & McNamara, R. J. (2008). Energy dissipation systems for seismic applications: Current practice and recent developments. *Journal structural engineering*, 134 (1) 3-21.

Zalewski, R., Chodkiewicz, P., & Shillor, M. (2016). Vibrations of a mass-spring system using a granular-material damper. *Applied mathematical modelling*, 40 (17-18), 8033-8047.

## ANEXO 1.1 Contribución a los objetivos de desarrollo sostenible

Los objetivos de desarrollo sostenible (ODS) contribuyen un llamamiento universal a la acción para poner fin a la pobreza, proteger el planeta y mejorar las vidas y perspectivas de las personas en el mundo. Seleccione a cuál de todos los 17 ODS contribuye su trabajo de Memoria de Título:

- ODS-1 : Fin de la pobreza.
- ODS-2 : Hambre cero.
- ODS-3 : Salud y bienestar.
- ODS-4 : Educación de calidad.
- ODS-5 : Igualdad de género.
- ODS-6 : Agua limpia y saneamiento.
- ODS-7 : Energía asequible y no contaminante.
- ODS-8 : Trabajo decente y crecimiento económico.
- ODS-9 : Industria, innovación e infraestructura.
- ODS-10: Reducción de las desigualdades.
- ODS-11: Ciudades y comunidades sostenibles.
- ODS-12: Producción y consumo responsables.
- ODS-13: Acción por el clima.
- ODS-14: Vida Submarina.
- ODS-15: Vida de ecosistemas terrestres.
- ODS-16: Paz, justicia e instituciones sólidas.
- ODS-17: Alianzas para lograr los objetivos.

<b>Vinculación</b>
Este trabajo se vincula a la investigación en el área de la ingeniería estructural, enfocándose en la experimentación de un dispositivo disipador de energía, innovando en un sistema de fricción interfaz arena-acero, materiales de fácil obtención, sostenible, y así estrechando la posibilidad de estudiar estas tecnologías en Chile.

## ANEXO 2.1 Caracterización de disipador de arena presurizada

Makris et al (2021) aproxima el comportamiento histerético del disipador mediante un modelo no lineal de Bouc-Wen, cuyos rangos de parámetros se encuentran en la Tabla A2.1.

**Tabla A2.0.1 Rango de parámetros del modelo 4+4 parámetros Bouc-Wen.**

Parámetro	Definición	Rango óptimo
$Q = \Pi_{SD} p R^2$	Fuerza adimensional	5.03
$\alpha$	Relación de rigidez post-fluencia a pre-fluencia	0.00
$c = \frac{u_y}{R}$	Relación de desplazamiento de fluencia y radio de la esfera	0.25
$n$	Transición de régimen elástico a fluencia	1.00
<b>Parámetros obtenidos a partir de regresión no lineal</b>		
$\beta$	Parámetro de control de la forma de la histéresis	-2.98-9.99
$\gamma$	Parámetro de control de la forma de la histéresis	2.36-9.76
$\eta$	Parámetro de fuerza	0.4435-1.4293
$\zeta$	Parámetro de pinching	0.0002-.01000

Fuente: Makris et al. (2021).

En las siguientes figuras se muestran la comparación de las curvas obtenidas por Makris et al. (2021) de manera experimental y a través del modelo de Bouc-Wen.

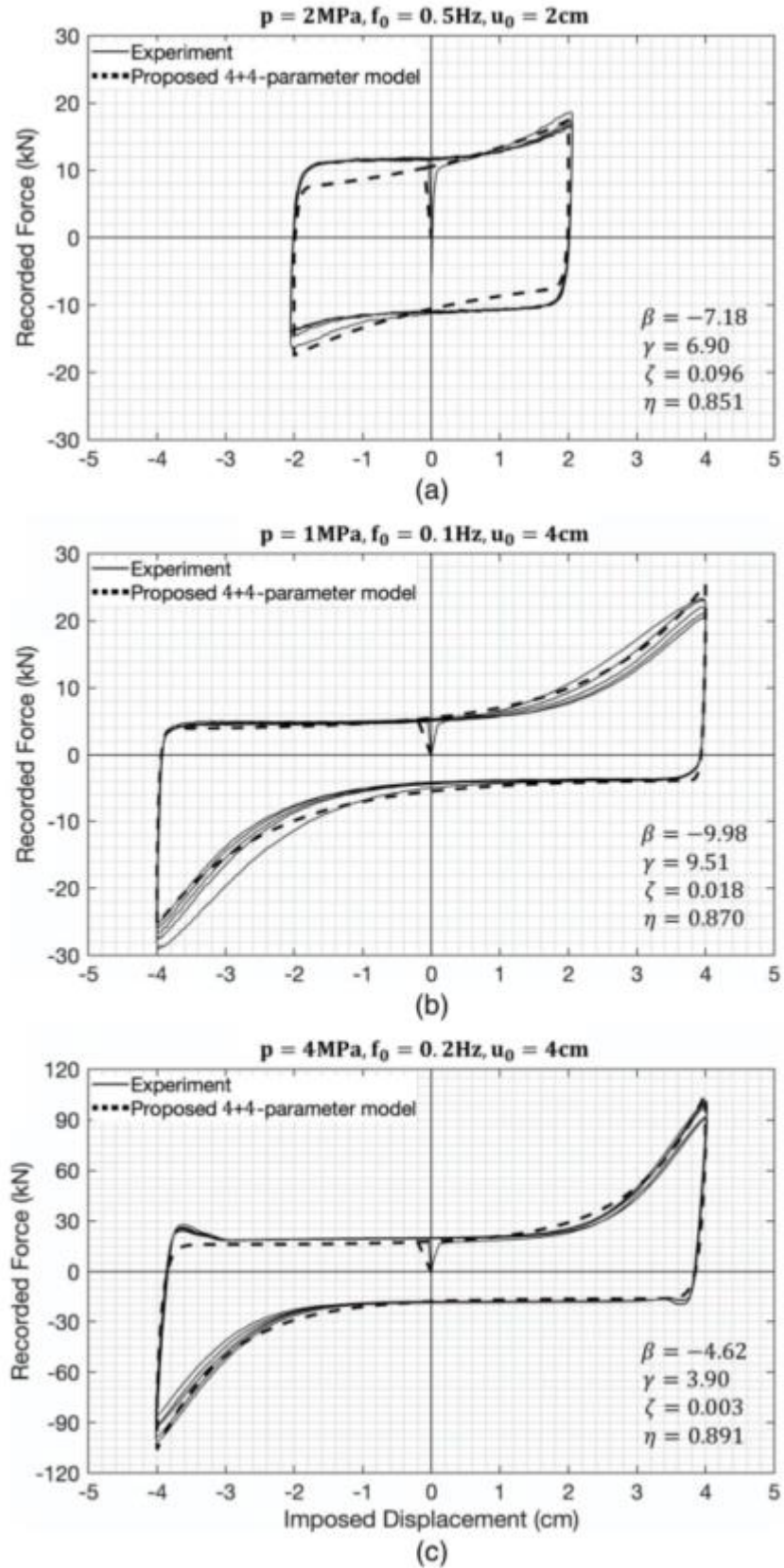


Figura A2.1 Comparación ciclos de fuerza- desplazamiento presión de confinamiento de 1, 2, y 4MPa, frecuencia de ciclos de 0.5, 0.1, 0.2 Hz, y amplitud de desplazamiento de 4 cm. Makris et al (2021).

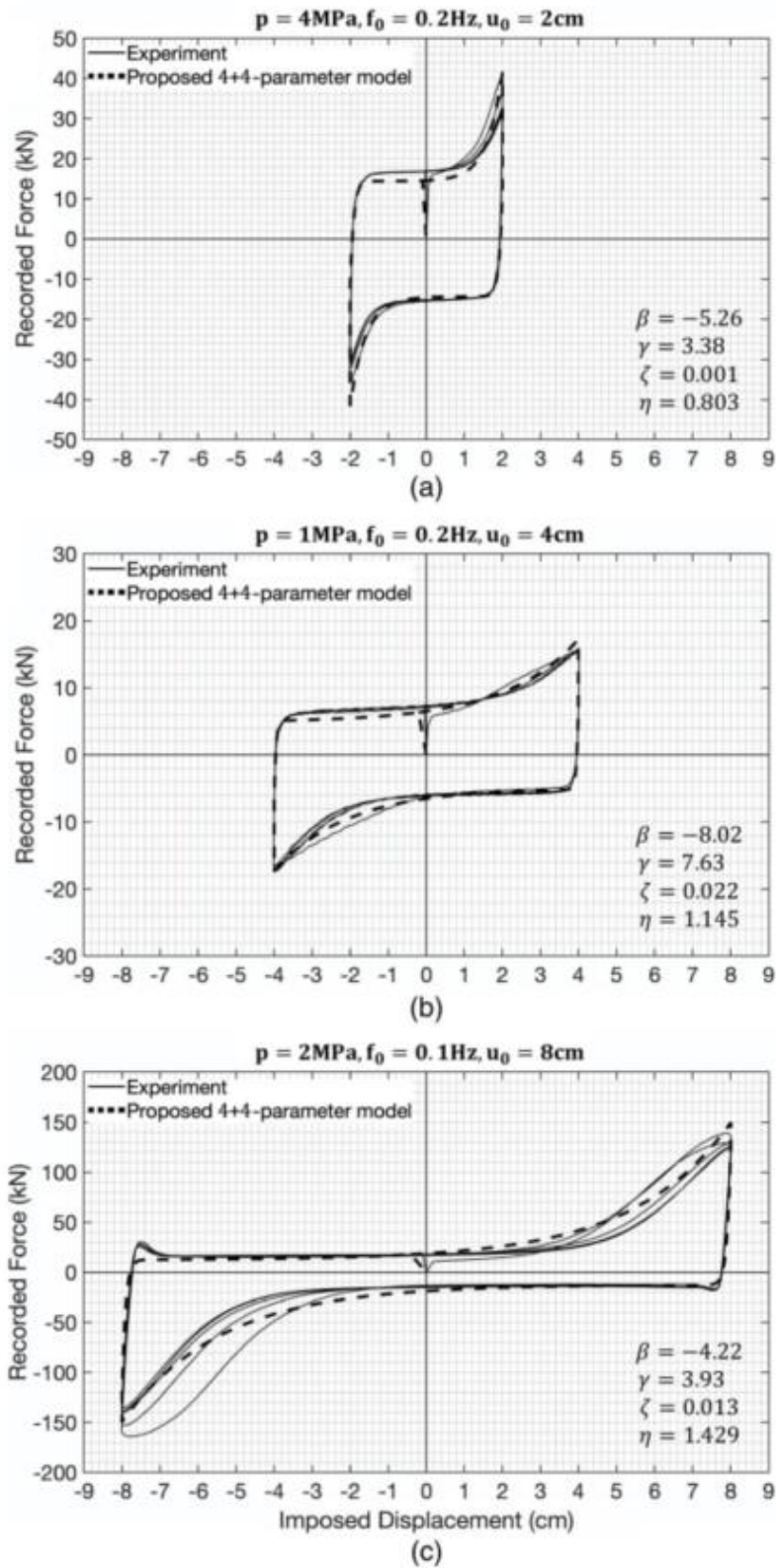


Figura A2.2 Comparación ciclos de fuerza- desplazamiento presión de confinamiento de 1, 2, y 4MPa, frecuencia de ciclos de 0.1 y 0.2 Hz, y amplitud de desplazamiento de 2, 4, y 8 cm. Makris et al (2021).

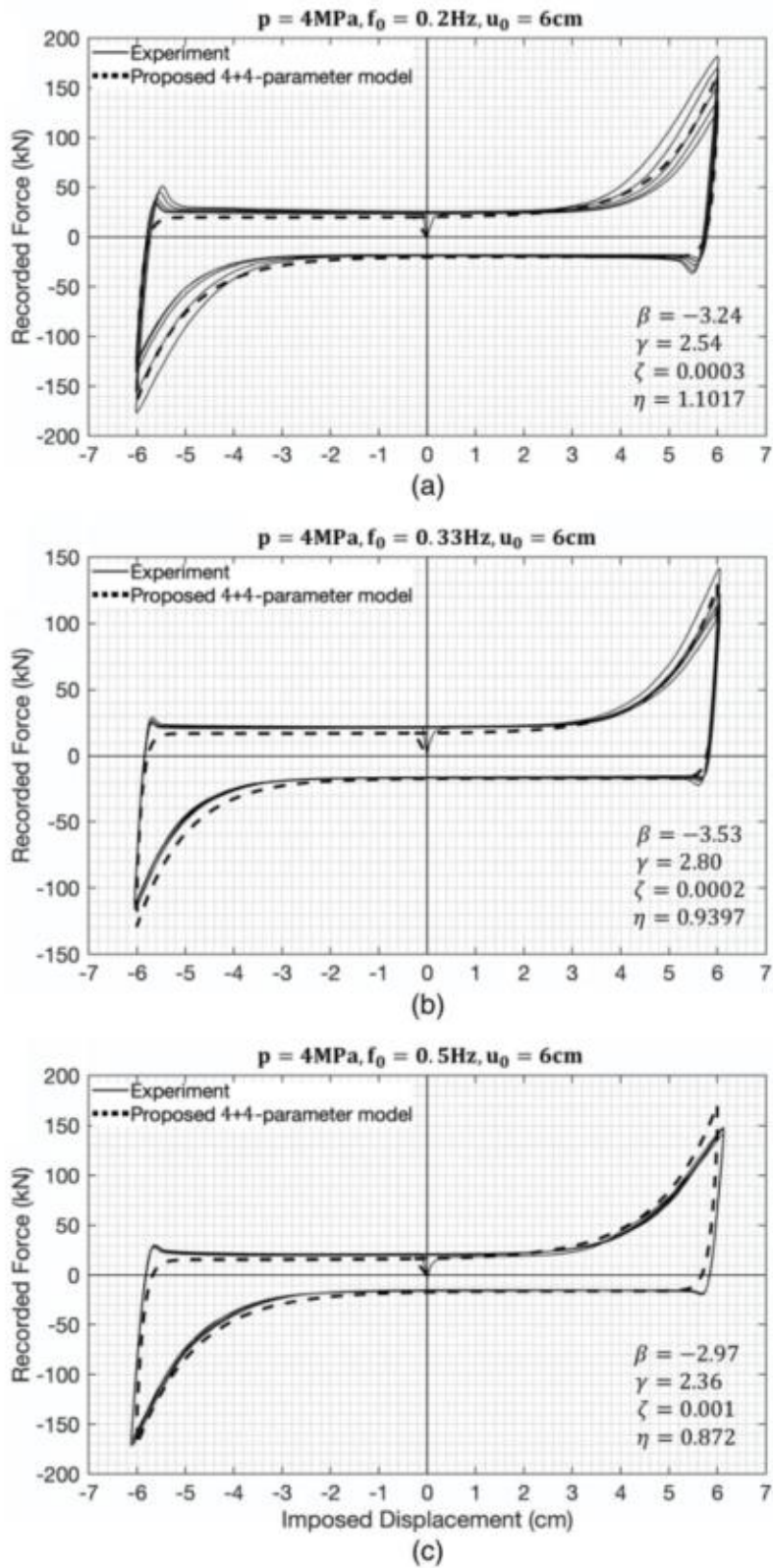


Figura A2.3 Comparación ciclos de fuerza- desplazamiento presión de confinamiento de 4MPa, frecuencia de ciclos de 0.2, 0.33, y 0.5 Hz, y amplitud de desplazamiento de 6 cm. Makris et al (2021).



### ANEXO 3.1 Memoria de cálculo del disipador

Todas las piezas que componen el disipador, salvo los sellos, son de un acero SAE 1020, con un esfuerzo de fluencia  $\sigma_f$  de 264.78 MPa. A continuación, se presenta la memoria de cálculo para cada pieza del dispositivo.

➤ Manto:

Se diseña bajo las solicitaciones de la presión de confinamiento máxima de 4 MPa, la cual es la presión interna  $p_i$  del sistema. Sin considerar el peso propio del disipador. Las dimensiones escogidas para el manto son las siguientes:

- Largo del manto:  $L_m = 260 \text{ mm}$ .
- Diámetro exterior del manto:  $D_{em} = 85 \text{ mm}$ .
- Espesor del manto:  $t_m = 7.5 \text{ mm}$ .
- Diámetro interior del manto:  $D_{im} = 70 \text{ mm}$ .
- Radio externo del manto:  $r_{em} = 35 \text{ mm}$ .
- Radio interno del manto:  $r_{im} = 42.5 \text{ mm}$ .

Mediante la Ecuación A3.1 y A3.2, se obtienen los esfuerzos, tangencial y radial para un manto de pared gruesa.

$$\sigma_{tm} = \frac{r_{im}^2 \cdot p_i}{r_{em}^2 - r_{im}^2} \cdot \left( 1 + \frac{r_{em}^2}{r_{im}^2} \right) = 26.075 \text{ MPa} \quad (\text{A3.1})$$

$$\sigma_{rm} = \frac{r_{im}^2 \cdot p_i}{r_{em}^2 - r_{im}^2} \cdot \left( 1 - \frac{r_{em}^2}{r_{im}^2} \right) = -5 \text{ MPa} \quad (\text{A3.2})$$

A través de la Ecuación A3.3 se obtiene el esfuerzo longitudinal, donde la  $F_d = 25 \text{ kN}$ , corresponde a la fuerza máxima que puede realizar el disipador de acuerdo con las limitaciones de la máquina Instron.

$$\sigma_{lm} = \frac{r_{im}^2 \cdot p_i}{r_{em}^2 - r_{im}^2} + \frac{F_d}{\pi \cdot \frac{(r_{em}^2 - r_{im}^2)}{4}} = 24.228 \text{ MPa} \quad (\text{A3.3})$$

Con esto se procede a calcular el esfuerzo de Von Mises, considerando el manto de pared gruesa. Este esfuerzo se muestra en la Ecuación A3.4.

$$\sigma_{Vm} = \sqrt{(\sigma_{tm} - \sigma_{rm})^2 + (\sigma_{rm} - \sigma_{lm})^2 + (\sigma_{lm} - \sigma_{tm})^2} = 27.89 \text{ MPa} \quad (\text{A3.4})$$

Finalmente, se obtiene el factor de seguridad del manto en la Ecuación A3.5.

$$N_m = \frac{\sigma_f}{\sigma_{Vm}} = 9.5 \quad (\text{A3.5})$$

➤ Vástago:

Es una barra de acero con superficie duro-cromada, que conecta el disipador con la masa a la que se desea disipar energía. Las dimensiones escogidas y sus propiedades son las siguientes.

- Diámetro del vástago:  $D_v = 14 \text{ mm}$ .
- Largo del vástago:  $L_v = 241 \text{ mm}$ .
- Módulo de elasticidad:  $E = 200000 \text{ MPa}$ .

En primer lugar, se analiza el pandeo crítico, considerando el largo del vástago mayor, siendo un sistema de columna articulado-articulado. Para esto se obtiene en la Ecuación A3.6, la inercia del vástago, para luego desarrollar en la Ecuación A3.7 y A3.8 el pandeo crítico y su factor de seguridad respectivamente.

$$I_v = \frac{\pi \cdot D_v^4}{64} = 1017.88 \text{ mm}^4 \quad (\text{A3.6})$$

$$P_{cr} = \frac{\pi^2 \cdot E \cdot I_v}{L_v^2} = 34.59 \text{ kN} \quad (\text{A3.7})$$

$$N_{pv} = \frac{P_{cr}}{F_d} = 1.38 \quad (\text{A3.8})$$

Por otro lado, se analiza el esfuerzo de compresión de la barra. En la Ecuación A3.9 y A3.10, se tienen el esfuerzo de compresión y el factor de seguridad respectivamente.

$$\sigma_{cv} = \frac{F_d}{\frac{\pi D^2}{4}} = 221.05 \text{ MPa} \quad (\text{A3.9})$$

$$N_{cv} = 1.20 \quad (\text{A3.10})$$

Con esto, se concluye que el vástago fallara primero por la fluencia en compresión. Por otro lado, la resistencia a compresión por pandeo resiste una fuerza máxima de 35 kN.

➤ Uniones roscadas:

El vástago posee roscas para unirse al pistón y la rótula que se conecta con la celda de carga de la máquina. Las dimensiones de las roscas son las siguientes.

- Diámetro rosca unión esfera:  $D_{ue} = 10 \text{ mm}$ .
- Diámetro rosca unión rótula:  $D_{ur} = 12 \text{ mm}$ .

Es por esto, que se obtienen en la Ecuación A3.11 y A3.12 el esfuerzo de tracción de la unión de la rosca con el pistón y su factor de seguridad; y en la Ecuación A3.13 y A3.14 el esfuerzo de tracción de la unión de la rosca del vástago con la rótula y su factor de seguridad respectivamente.

$$\sigma_{v-p} = \frac{F_d}{\pi \cdot \frac{D_{ue}^2}{4}} = 254.65 \text{ MPa} \quad (\text{A3.11})$$

$$N_{v-p} = \frac{\sigma_f}{\sigma_{v-p}} = 1.04 \quad (\text{A3.12})$$

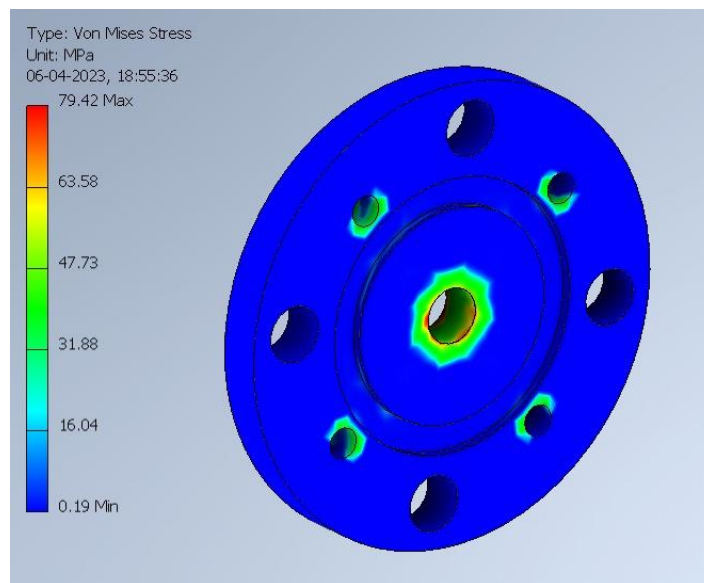
$$\sigma_{v-p} = \frac{F_d}{\pi \cdot \frac{D_{ur}^2}{4}} = 221.05 \text{ MPa} \quad (\text{A3.13})$$

$$N_{v-p} = \frac{\sigma_f}{\sigma_{v-p}} = 1.20 \quad (\text{A3.14})$$

➤ Tapas móviles:

Para ambas tapas móviles, se realiza un análisis de elementos finitos, a través del programa Inventor Autodesk. Se considera una fuerza del disipador  $F_d = 25 \text{ kN}$  y presión de confinamiento  $p_i = 4 \text{ MPa}$ .

En la Figura A3.1, se muestra el análisis de elementos finitos de la tapa móvil 1 o inferior.

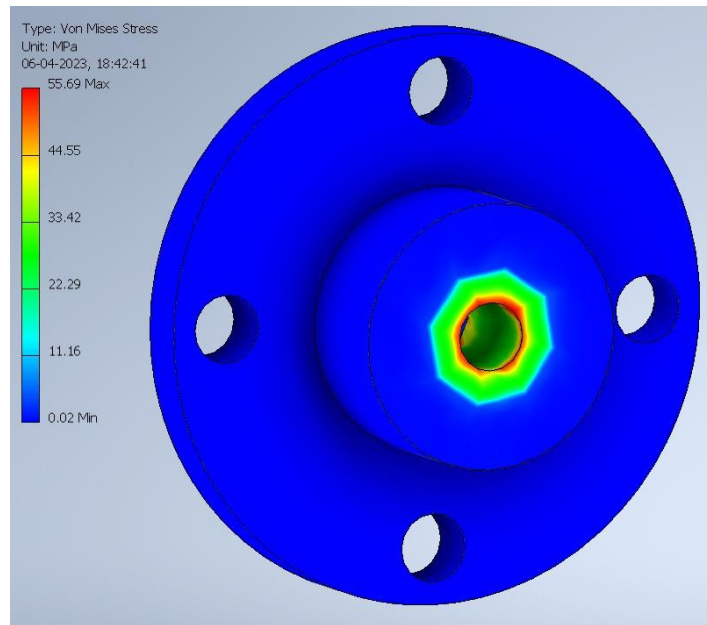


**Figura A3.0.1** Análisis de elementos finitos para la tapa móvil 1.

De esto se obtiene, un esfuerzo máximo  $\sigma_{t1}$  de 79.42 MPa. En la Ecuación A3.15, se muestra el factor de seguridad correspondiente.

$$N_{t1} = \frac{\sigma_f}{\sigma_{t1}} = 3.33 \quad (\text{A3.15})$$

En la Figura A3.2, se muestra el análisis de elementos finitos de la tapa móvil 2 o superior.

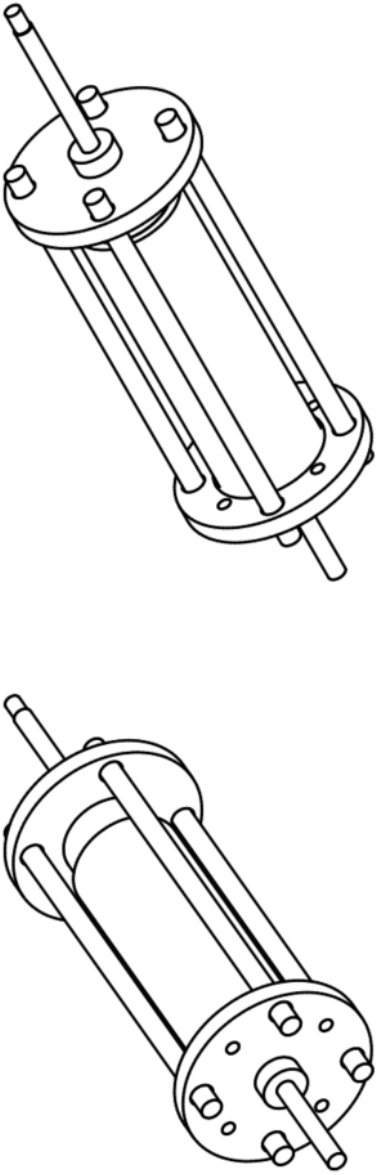


**Figura A3.0.2** Análisis de elementos finitos para la tapa móvil 2.

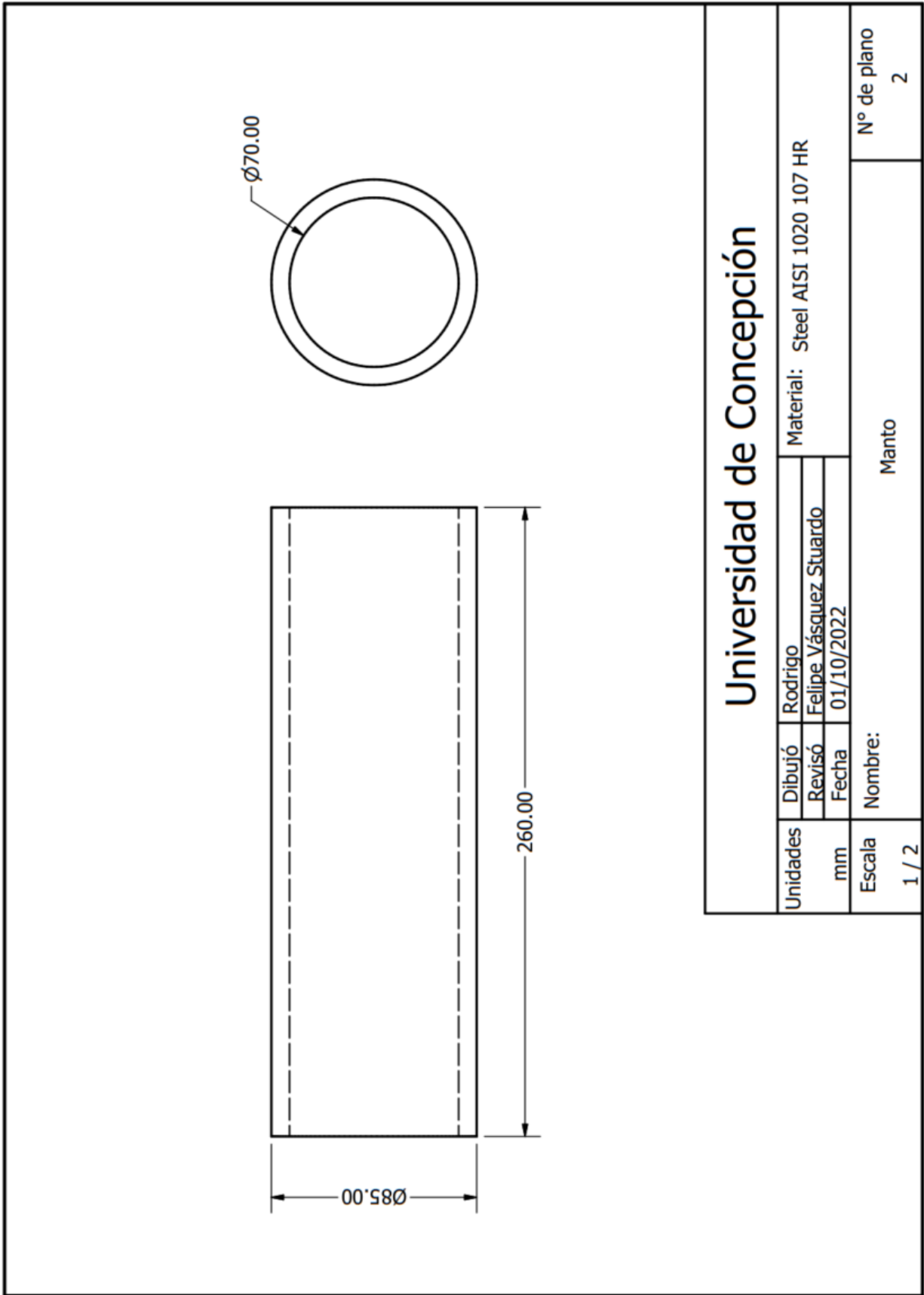
De esto se obtiene, un esfuerzo máximo  $\sigma_{t2}$  de 55.69 MPa. En la Ecuación A3.16, se muestra el factor de seguridad correspondiente.

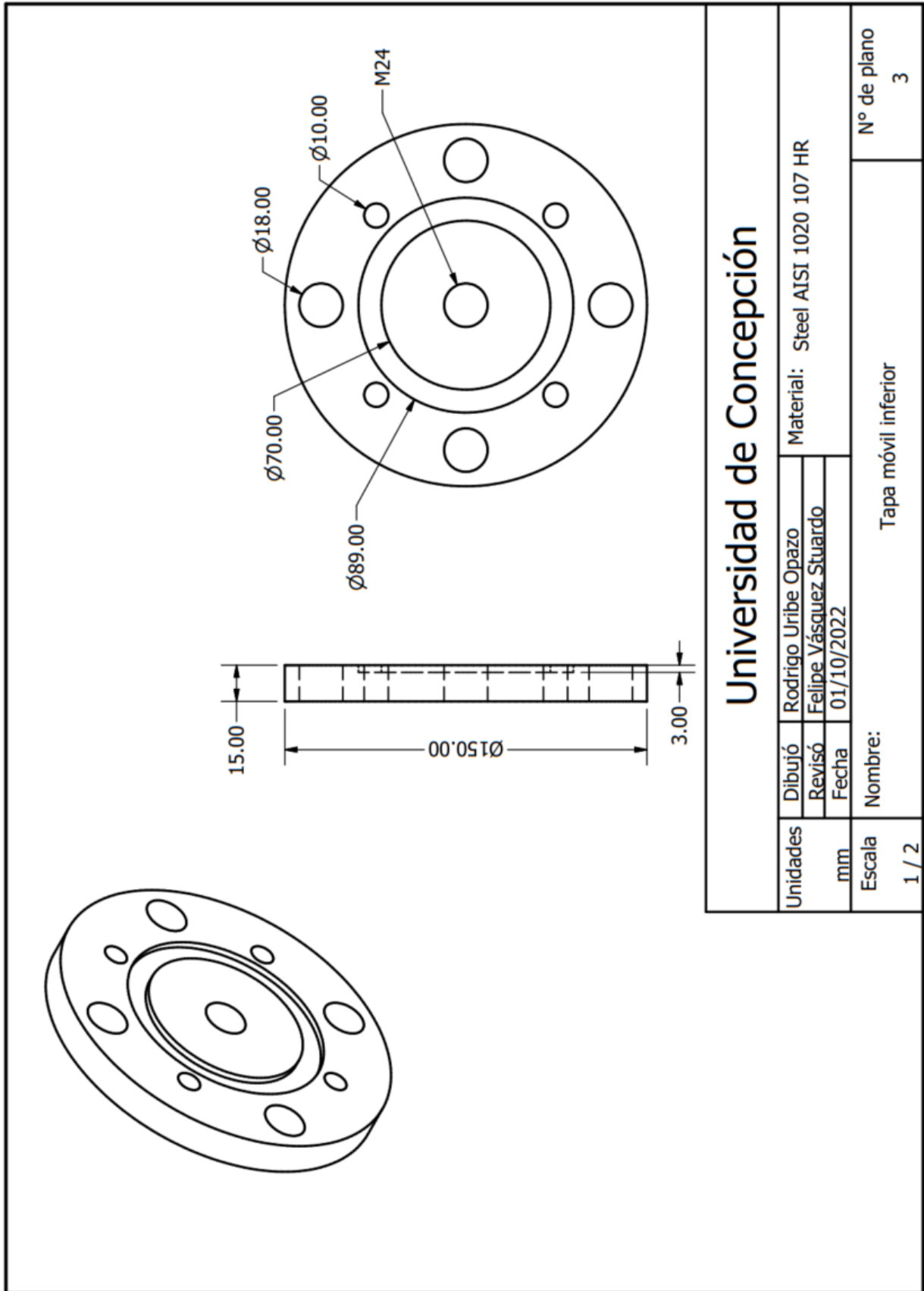
$$N_{t2} = \frac{\sigma_f}{\sigma_{t2}} = 4.76 \quad (\text{A3.16})$$

### ANEXO 3.2 Planos de disipador de fricción en arena

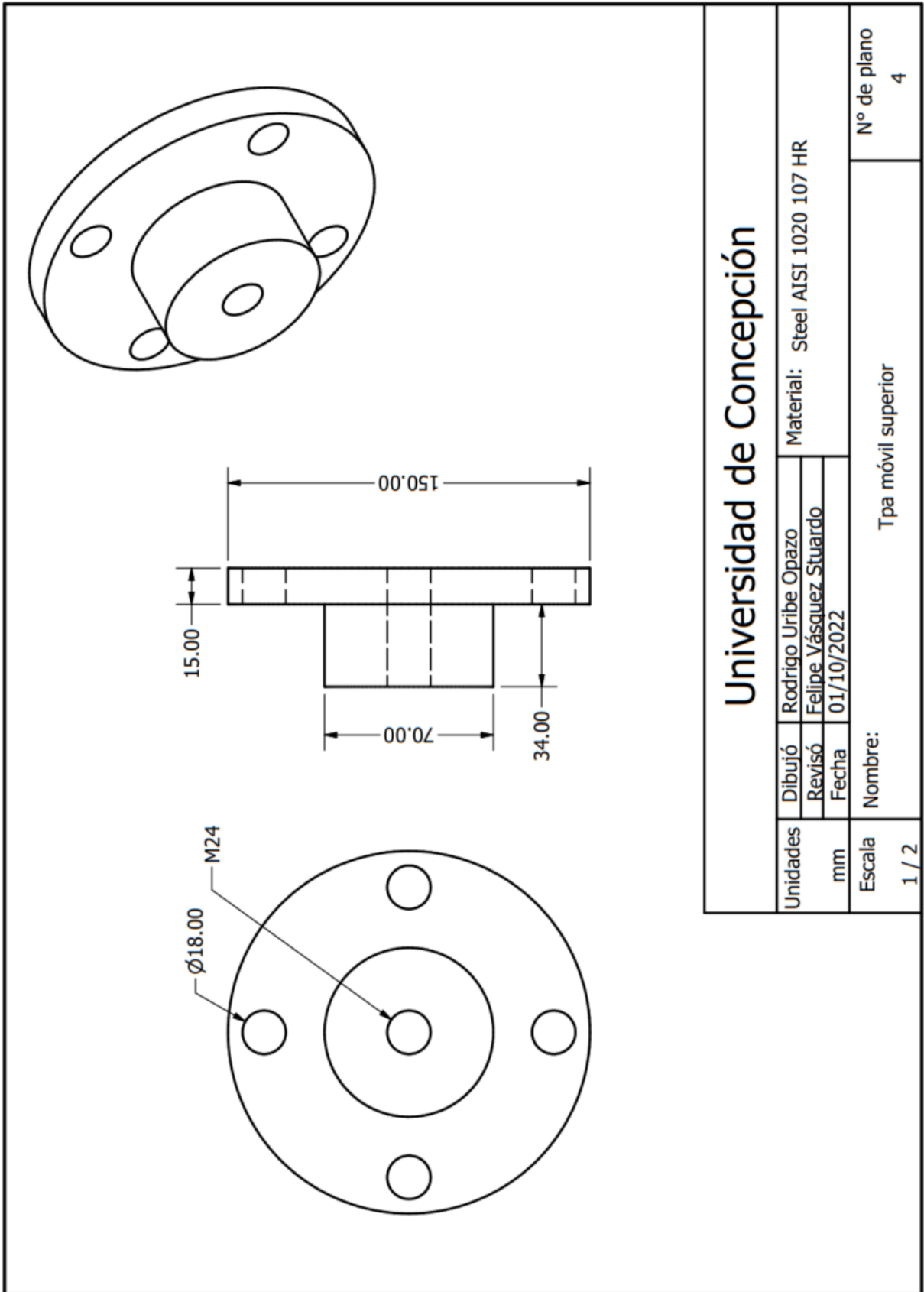


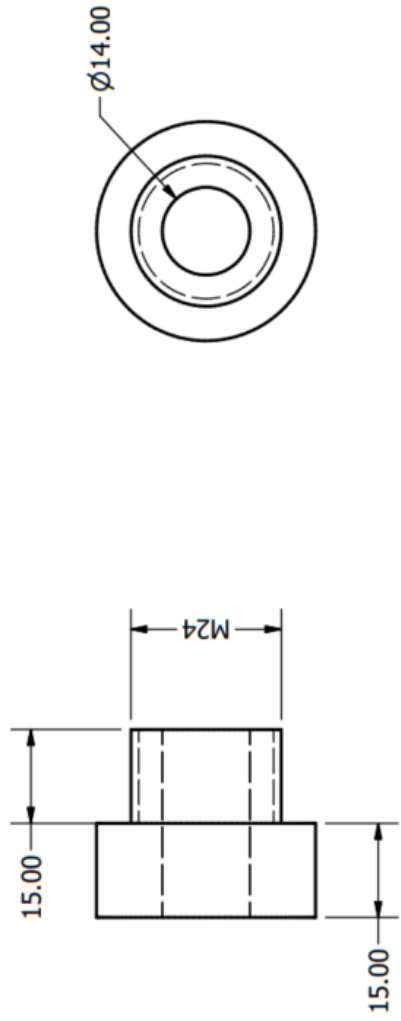
<b>Universidad de Concepción</b>					
Unidades	Dibujó	Rodrigo Uribe Opazo		Material:	
	Revisó	Felipe Vásquez Stuardo			
mm	Fecha	01/10/2022			
Escala	Nombre:			Disipador de fricción en arena	
	1 / 4				
			1		



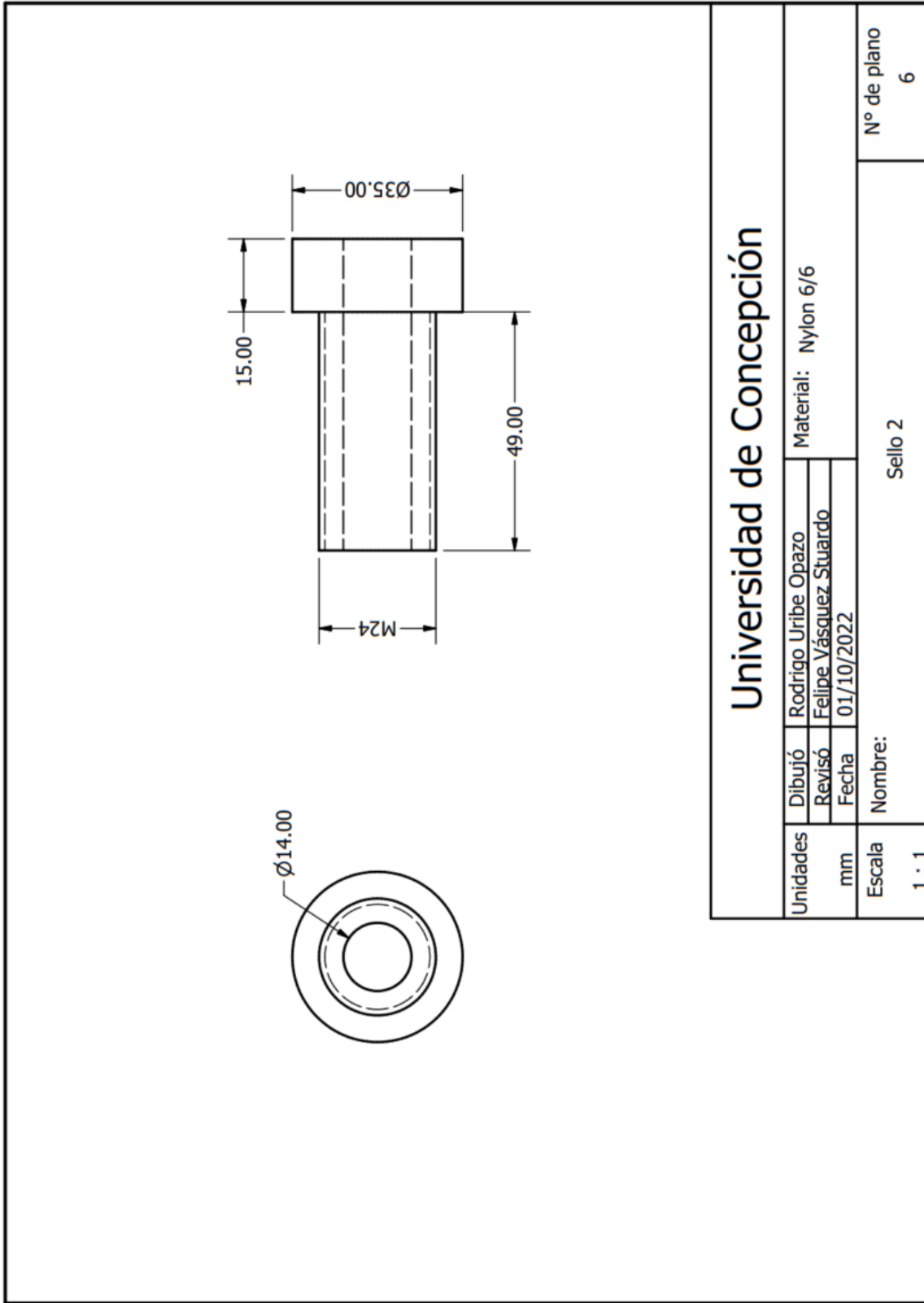


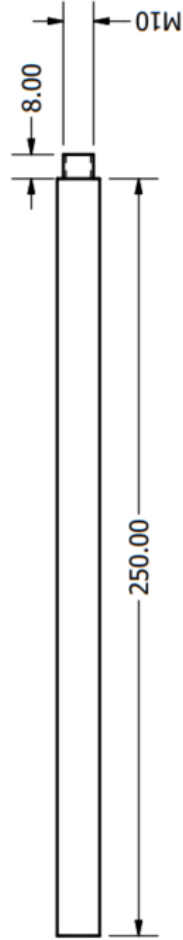






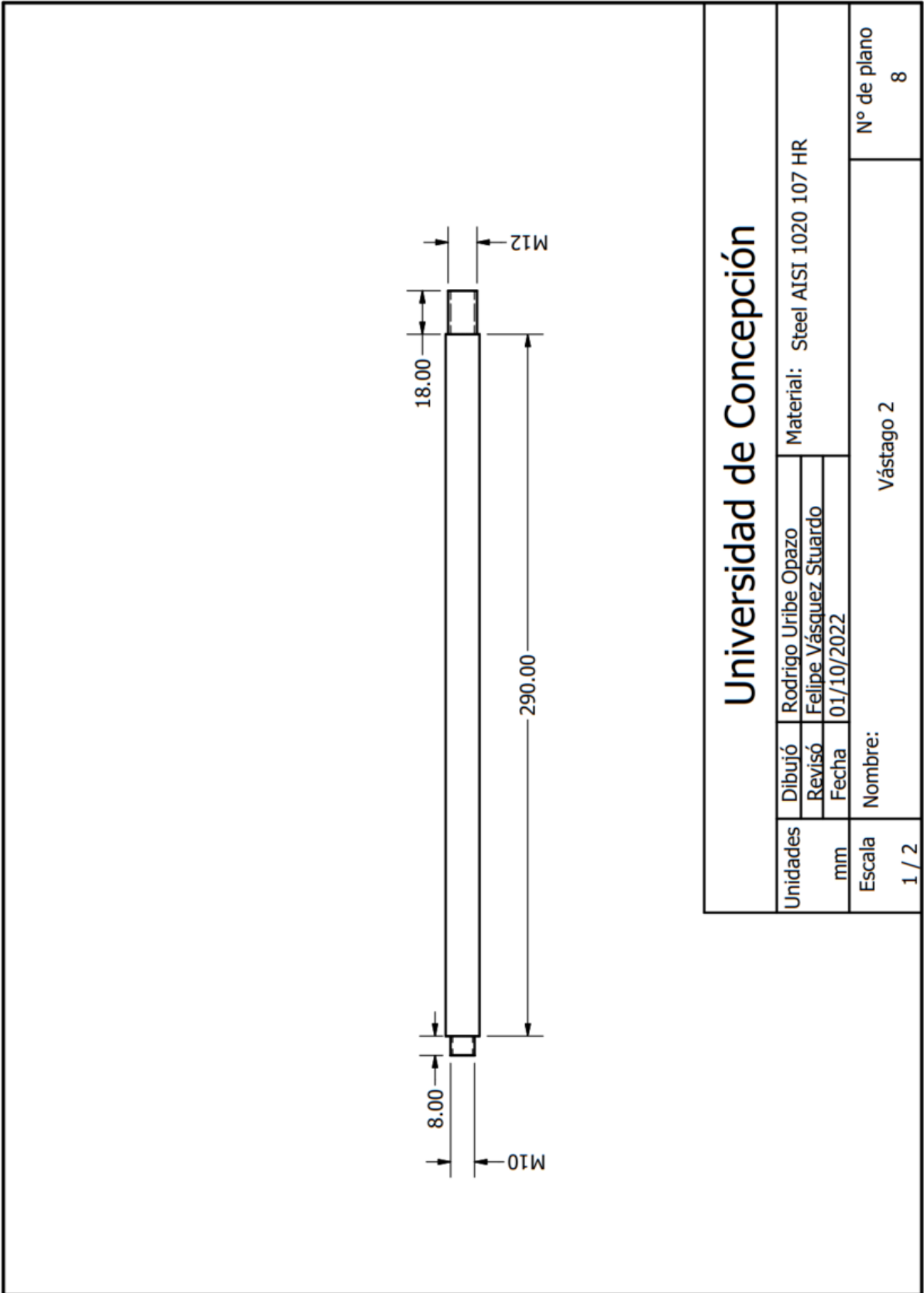
<b>Universidad de Concepción</b>			
Unidades	Dibujó	Rodrigo Uribe Opazo	
	Revisó	Felipe Vásquez Stuardo	
	Fecha	01/10/2022	
mm	Material: Nylon 6		
Escala	Nombre:		Nº de plano
1 : 1	Sello 1		5





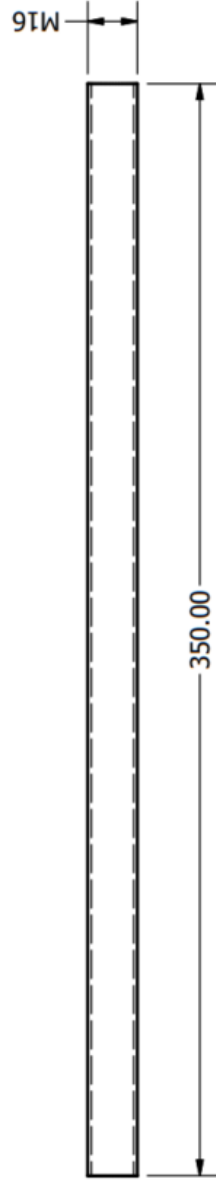
## Universidad de Concepción

Unidades	Dibujó	Rodrigo Uribe Opazo	Material: Steel AISI 1020 107 HR	
	Revisó	Felipe Vásquez Stuardo		
	Fecha	01/10/2022		
mm	Nombre:			Vástago 1
Escala	1 / 2			Nº de plano 7

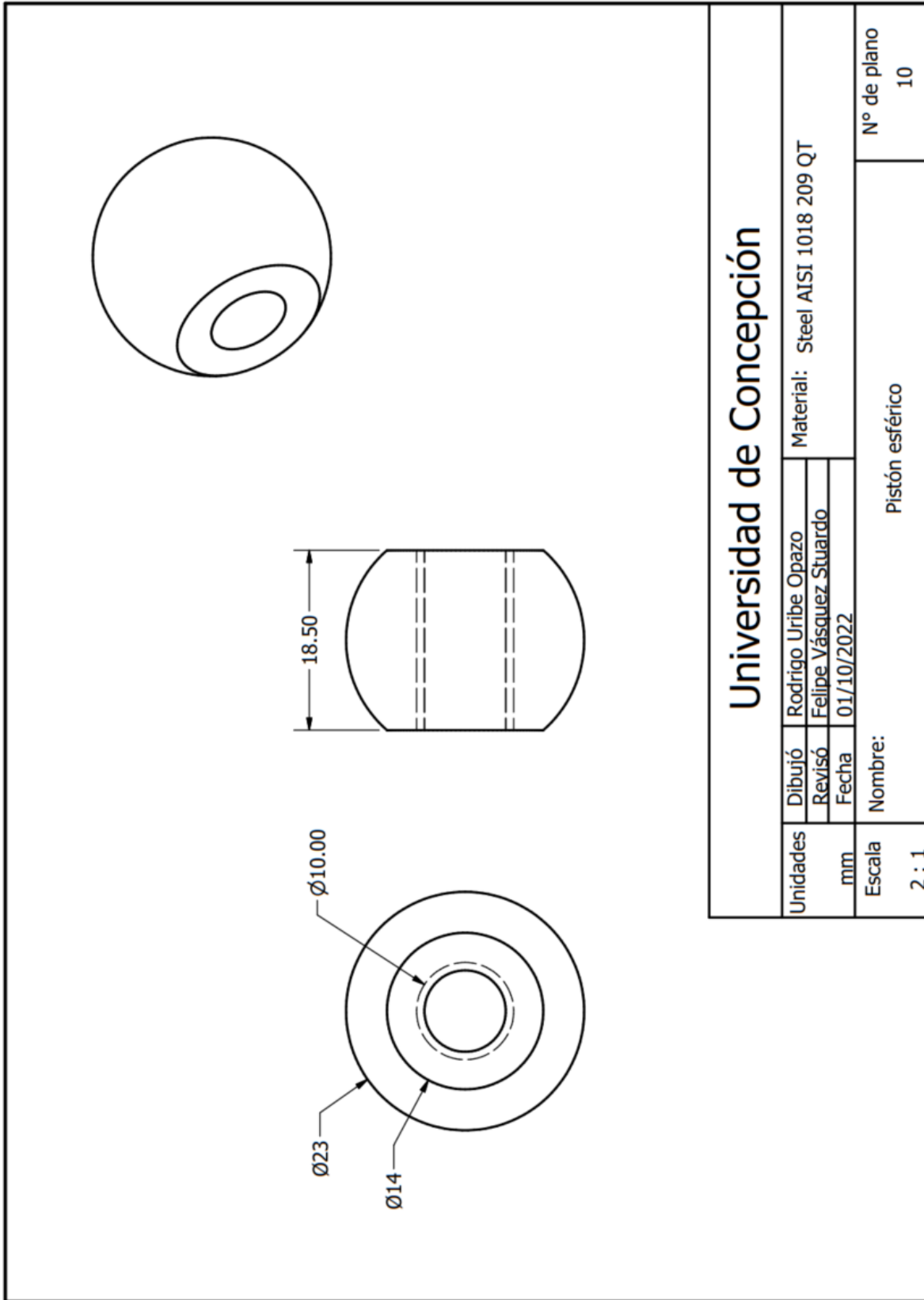


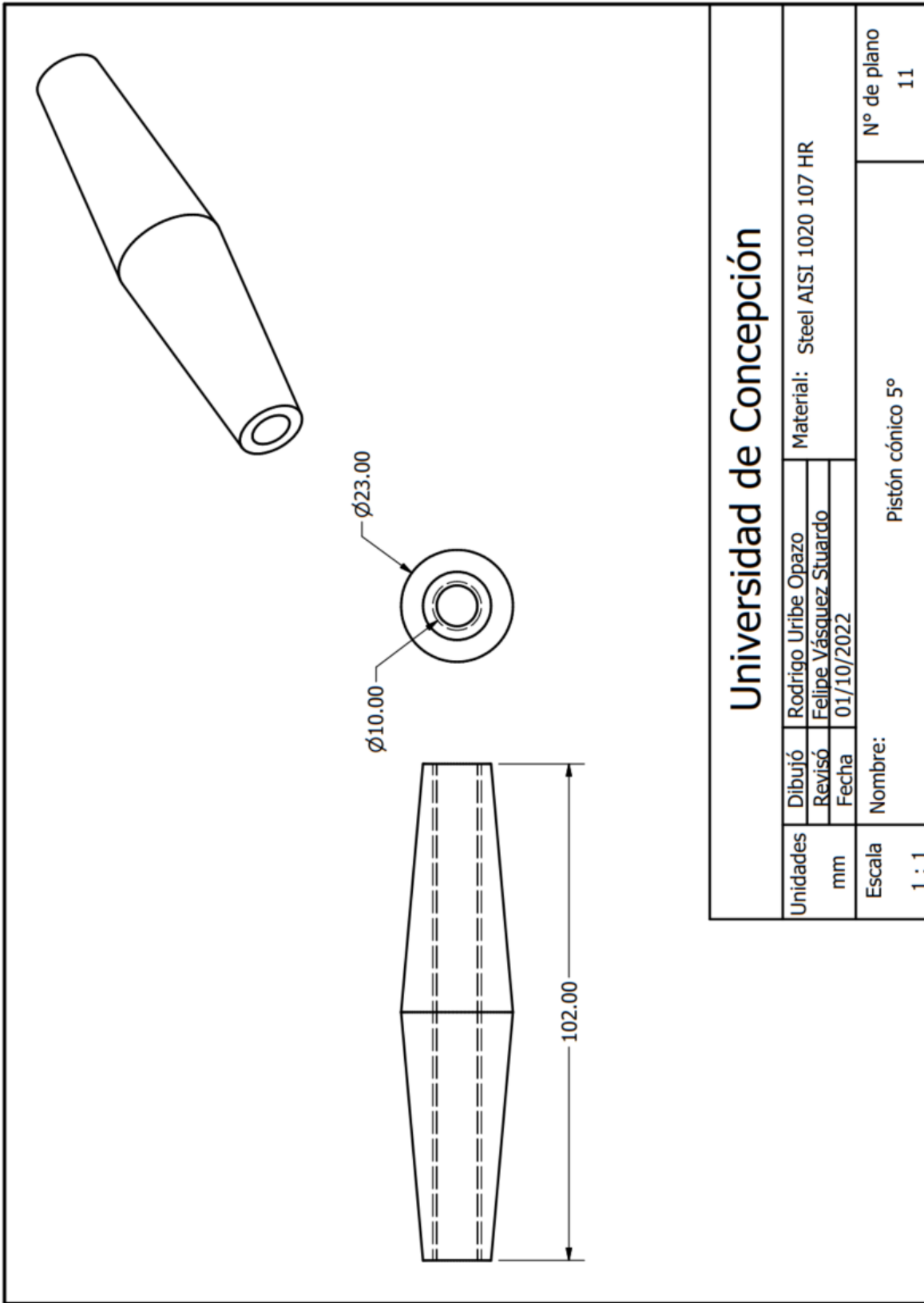
## Universidad de Concepción

Unidades	Dibujó	Rodrigo Uribe Opazo	Material: Steel AISI 1020 107 HR	
	Revisó	Felipe Vásquez Stuardo		
	Fecha	01/10/2022		
mm	Nombre:			Vástago 2
Escala	1 / 2			N° de plano 8



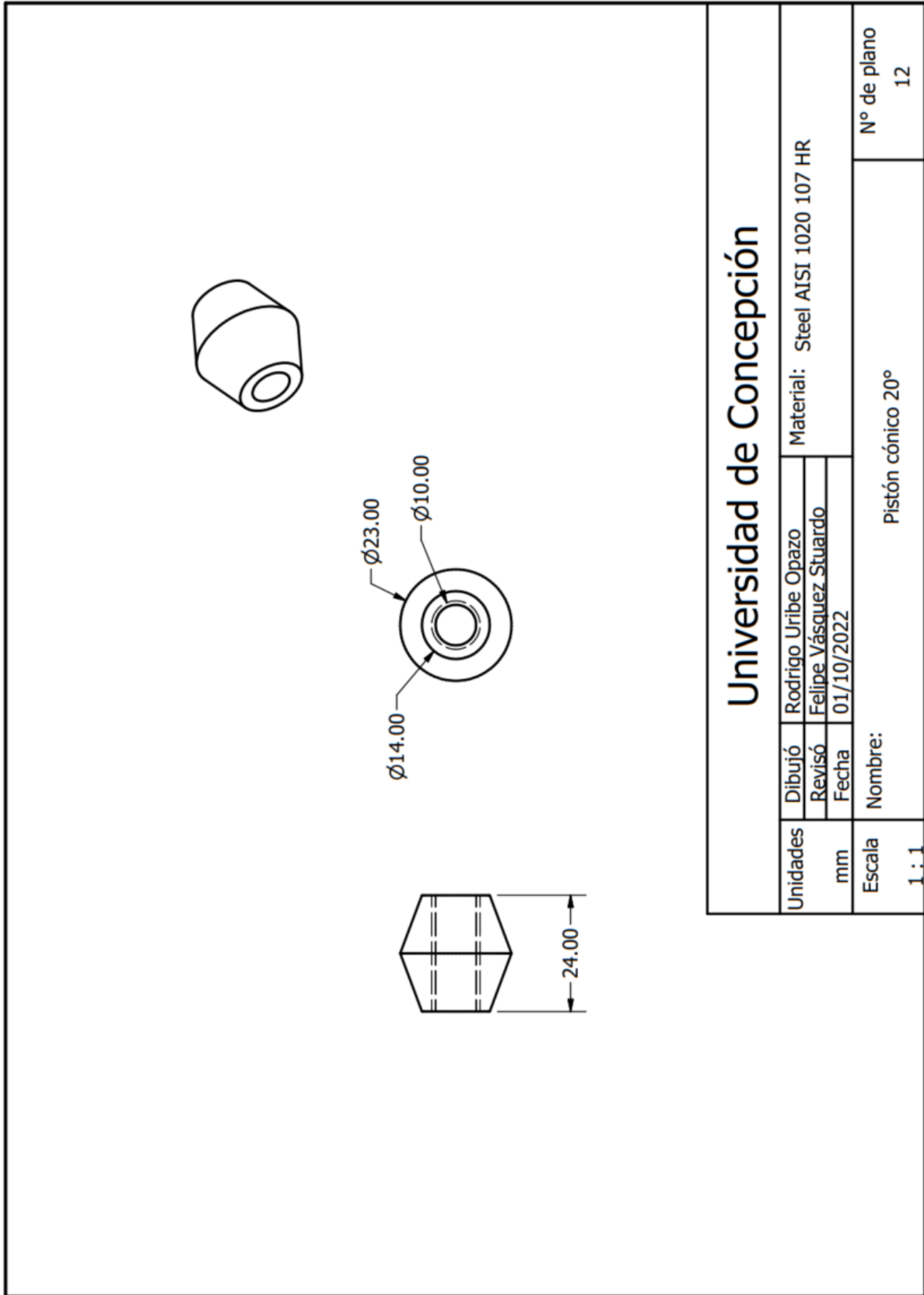
<b>Universidad de Concepción</b>			
Unidades	Dibujó	Rodrigo Uribe Opazo	Material: Steel AISI 1020 107 HR
	Revisó	Felipe Vásquez Stuardo	
mm	Fecha	01/10/2022	
Escala	Nombre:	Hilo de acero	
1 / 2			N° de plano 9



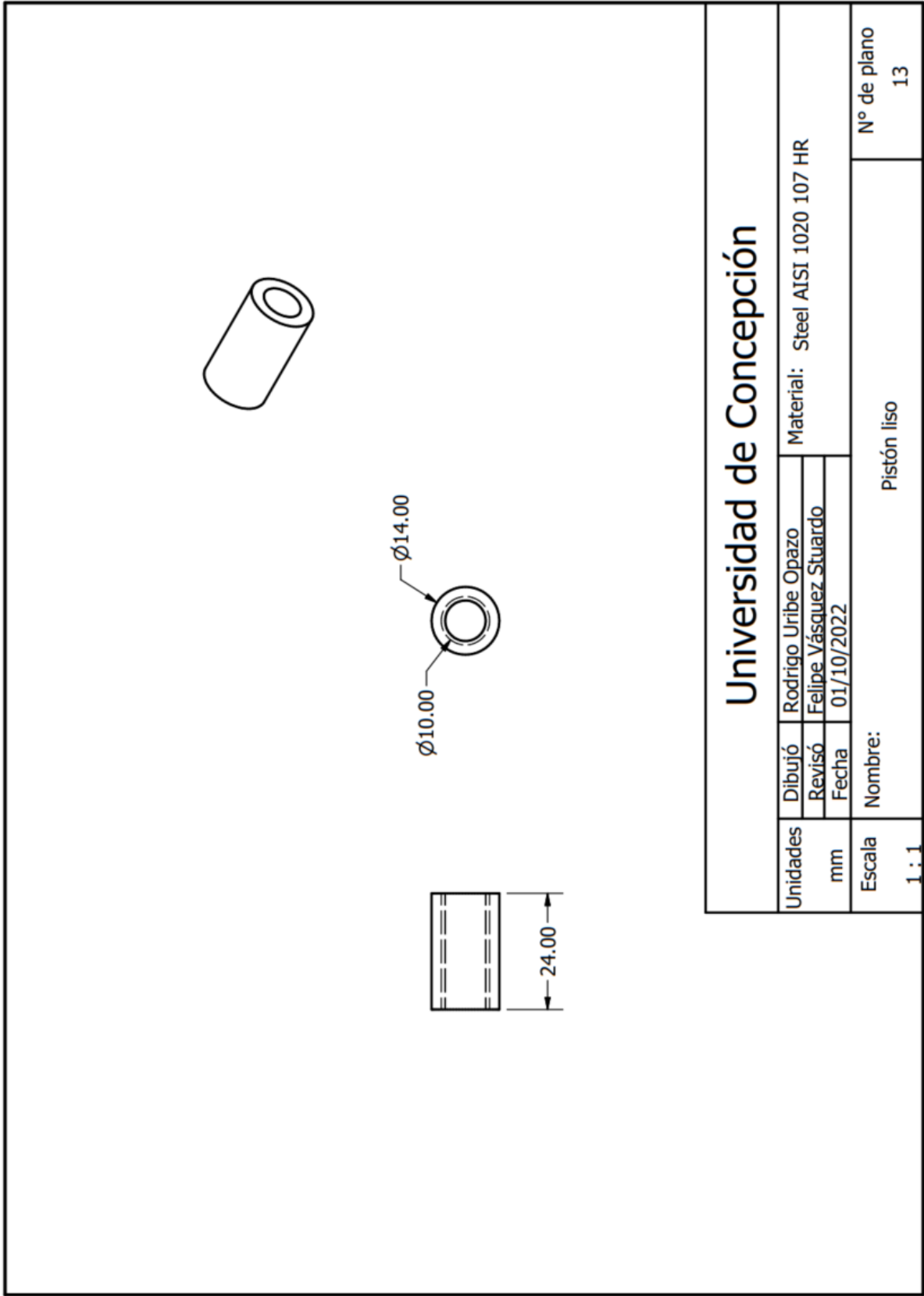


<b>Universidad de Concepción</b>					
Unidades mm	Dibujó	Rodrigo Uribe Opazo	Material: Steel AISI 1020 107 HR		
	Revisó	Felipe Vásquez Stuardo			
	Fecha	01/10/2022			
Escala 1 : 1	Nombre: Pistón cónico 5°		N° de plano 11		





<b>Universidad de Concepción</b>				
Unidades	Dibujó	Rodrigo Uribe Opazo	Material: Steel AISI 1020 107 HR	
mm	Revisó	Felipe Vásquez Stuardo		
Escala	Fecha	01/10/2022	N° de plano	
1 : 1	Nombre: Pistón cónico 20°		12	



### ANEXO 3.3 Piezas fabricadas del disipador

A continuación, se muestran las piezas fabricadas en diferentes vistas.



(a) Vista isométrica

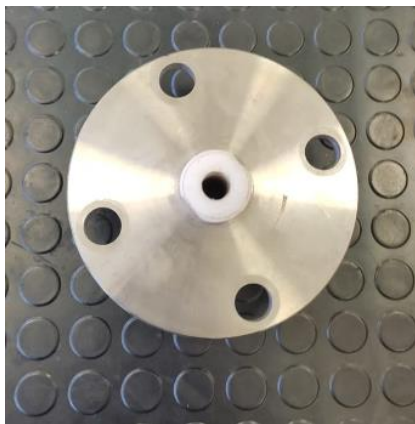


(b) Vista lateral

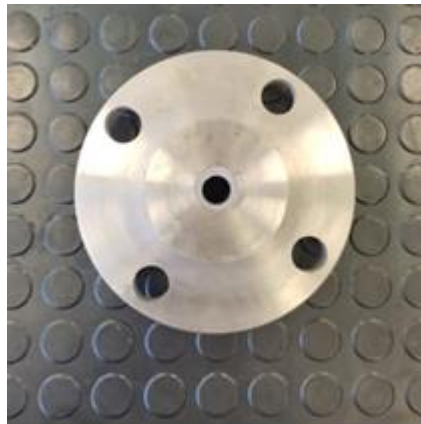


(c) Vista frontal

Figura A3.1 Manto del disipador



(a) Vista frontal exterior

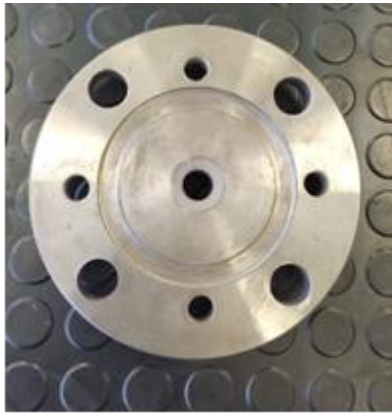


(b) Vista frontal interior



(c) Vista isométrica

Figura A3.2 Tapa móvil 2 o superior.



(a) Vista frontal interior



(b) Vista frontal exterior



(c) Vista isométrica

**Figura A3.3 Tapa móvil 1 o inferior.**



(a) Vástago 1



(b) Vástago 2

**Figura A3.4 Vástago del disipador.**



**Figura A3.5 Pistones del disipador.**



Figura 3A.6 Totalidad de piezas del disipador.



**Figura A3.7 Anclaje para celda de carga.**



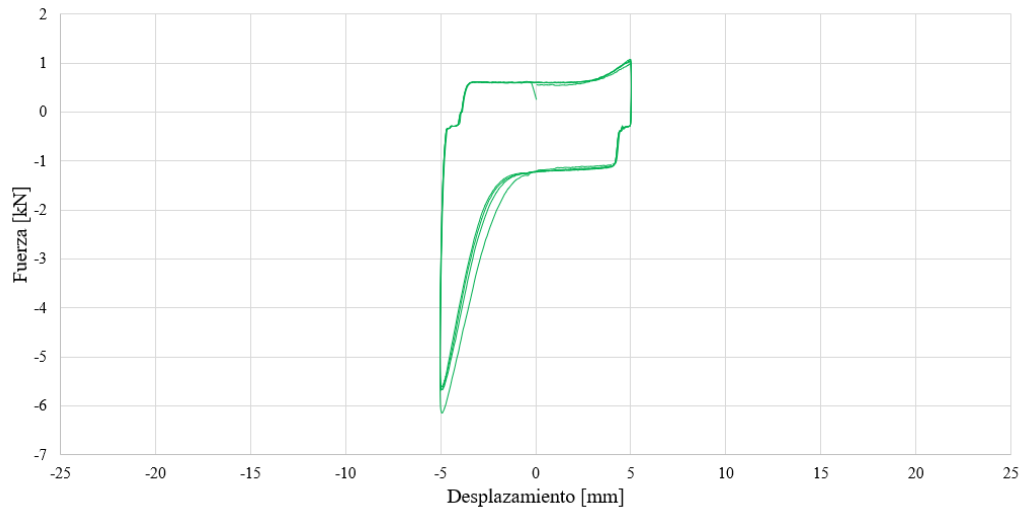
**Figura A3.8 Rótula para conectar con anclaje celda de carga.**



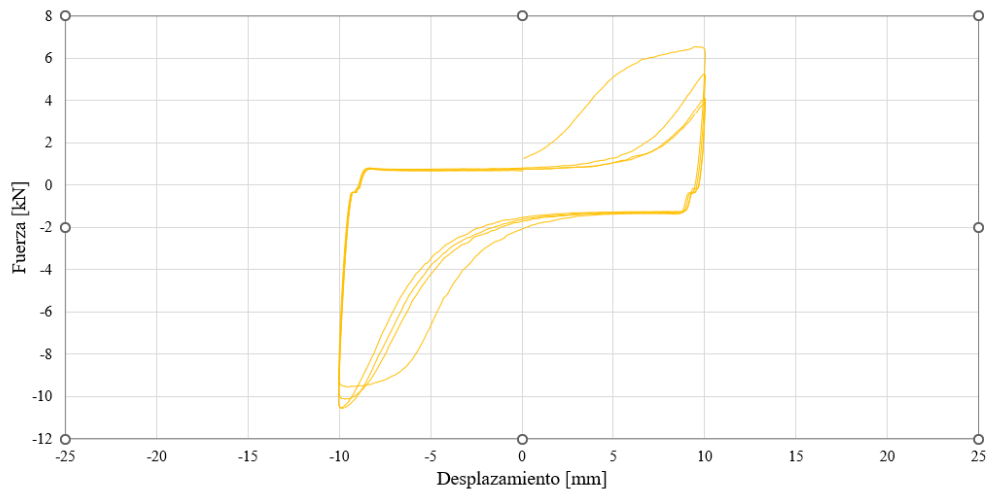
**Figura A3.9 Anclaje para actuador.**

## ANEXO 4.1 Ensayos cíclicos en la máquina Instron

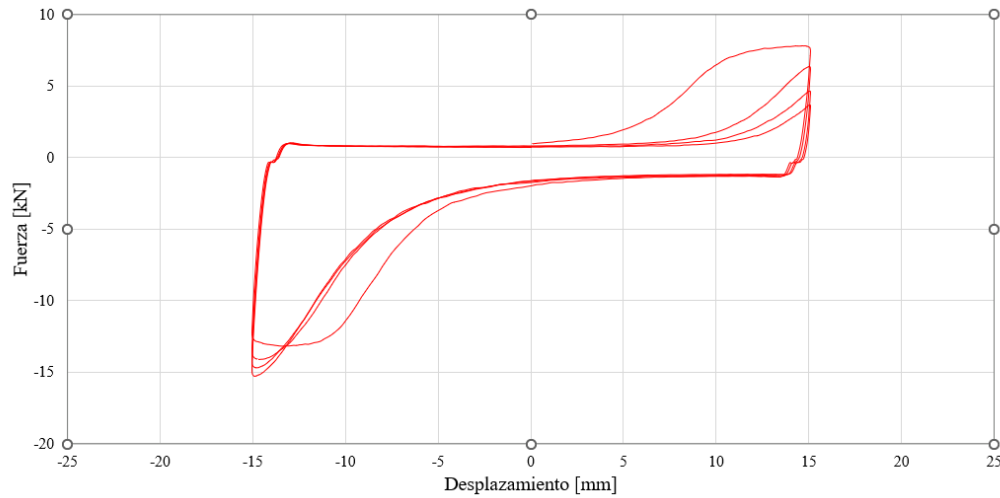
➤ Ensayos caso estándar:



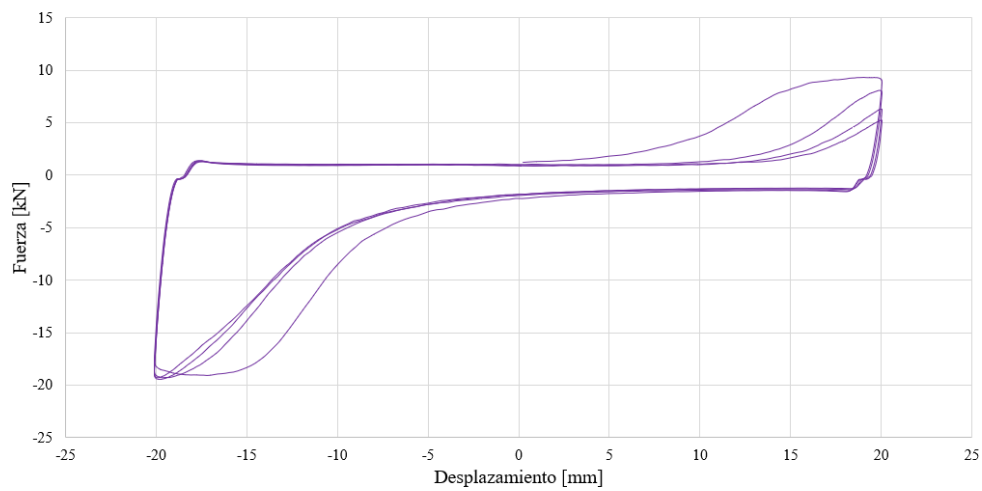
**Figura A4.1** Ensayo cíclico caso estándar con amplitud de desplazamiento de 5 mm, presión de confinamiento de 1 MPa, y frecuencia de ciclos de 0.1 Hz.



**Figura A4.2** Ensayo cíclico caso estándar con amplitud de desplazamiento de 10 mm, presión de confinamiento de 1 MPa, y frecuencia de ciclos de 0.1 Hz.

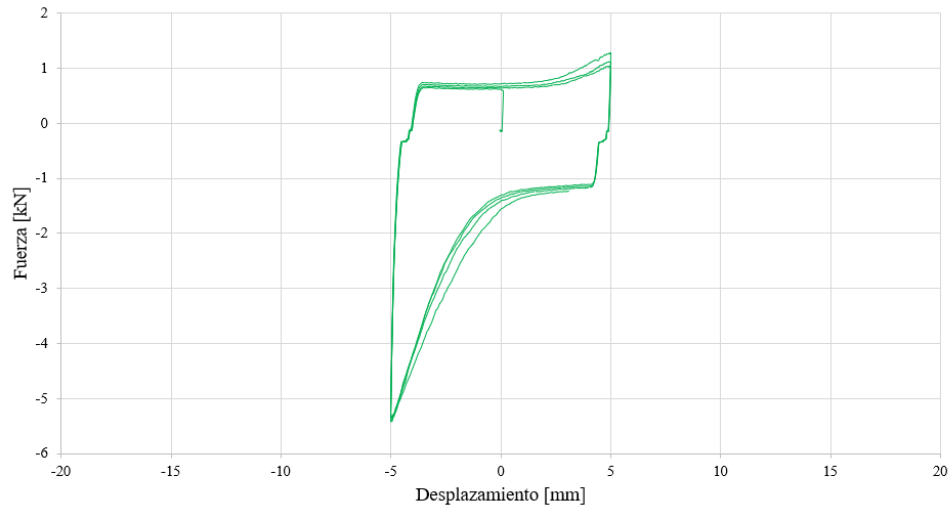


**Figura A4.3** Ensayo cíclico caso estándar con amplitud de desplazamiento de 15 mm, presión de confinamiento de 1 MPa, y frecuencia de ciclos de 0.1 Hz.

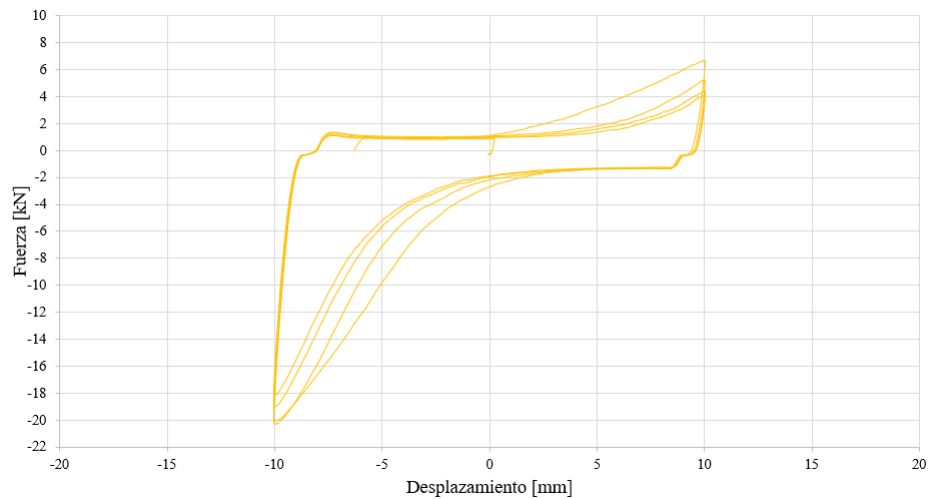


**Figura A4.4** Ensayo cíclico caso estándar con amplitud de desplazamiento de 20 mm, presión de confinamiento de 1 MPa, y frecuencia de ciclos de 0.1 Hz.

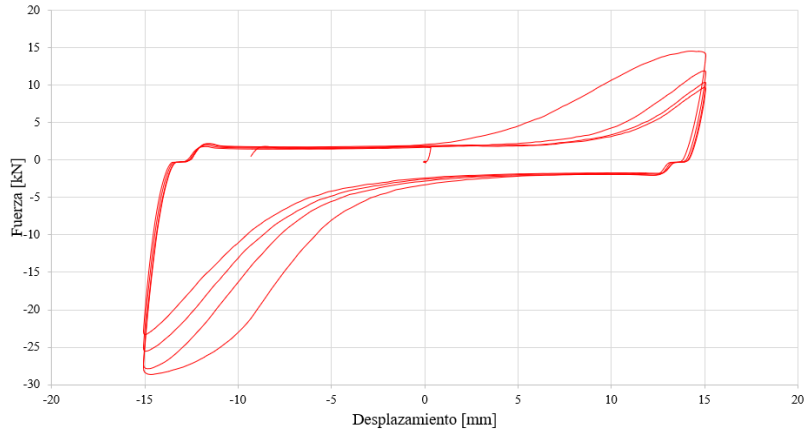




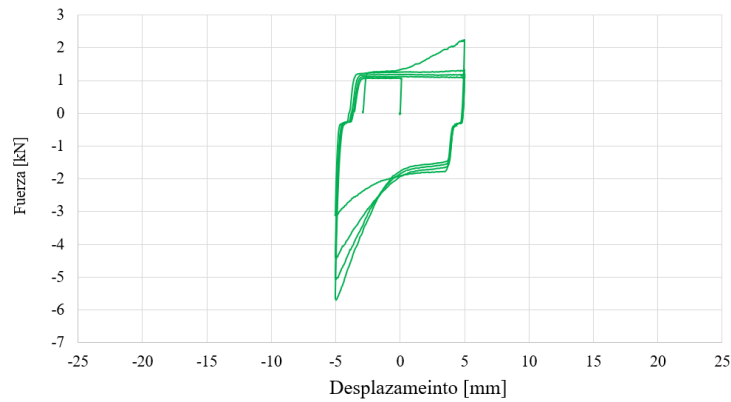
**Figura A4.5** Ensayo cíclico caso estándar con amplitud de desplazamiento de 5 mm, presión de confinamiento de 2 MPa, y frecuencia de ciclos de 0.1 Hz.



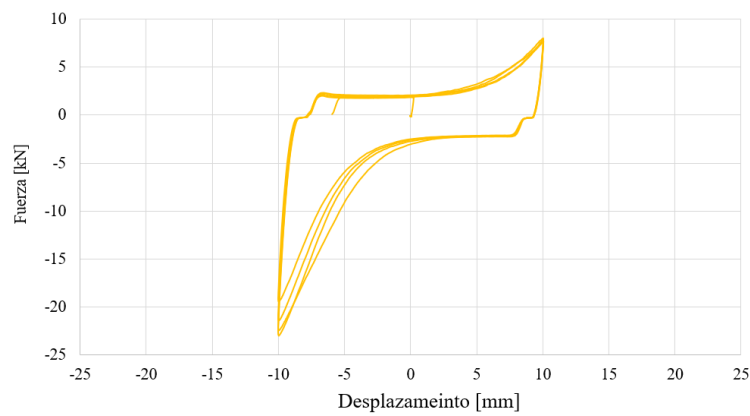
**Figura A4.6** Ensayo cíclico caso estándar con amplitud de desplazamiento de 10 mm, presión de confinamiento de 2 MPa, y frecuencia de ciclos de 0.1 Hz.



**Figura A4.7** Ensayo cíclico caso estándar con amplitud de desplazamiento de 15 mm, presión de confinamiento de 2 MPa, y frecuencia de ciclos de 0.1 Hz.

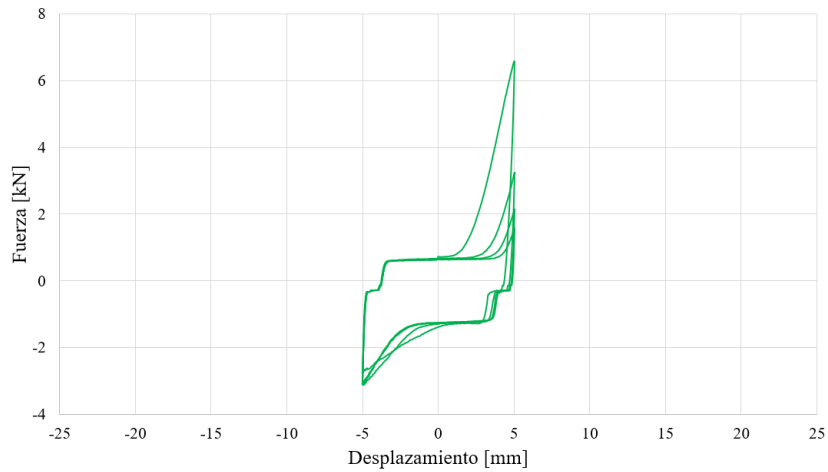


**Figura A4.8** Ensayo cíclico caso estándar con amplitud de desplazamiento de 5 mm, presión de confinamiento de 4 MPa, y frecuencia de ciclos de 0.1 Hz.

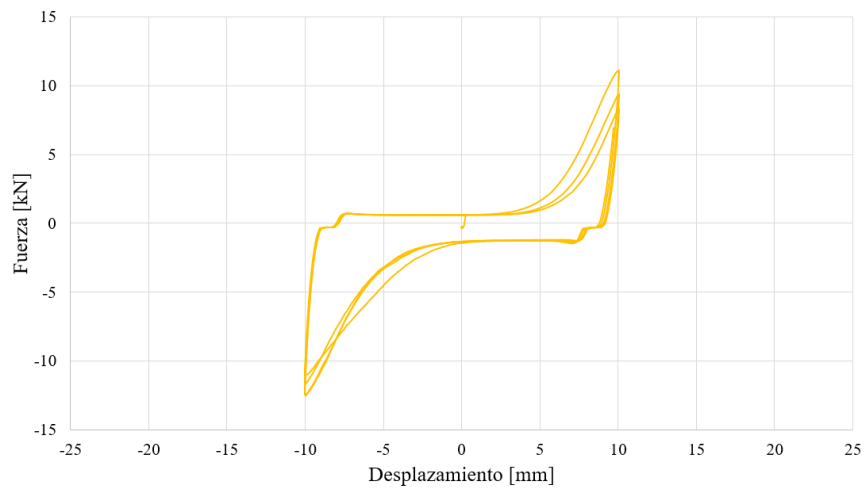


**Figura A4.9** Ensayo cíclico caso estándar con amplitud de desplazamiento de 5 mm, presión de confinamiento de 4 MPa, y frecuencia de ciclos de 0.1 Hz.

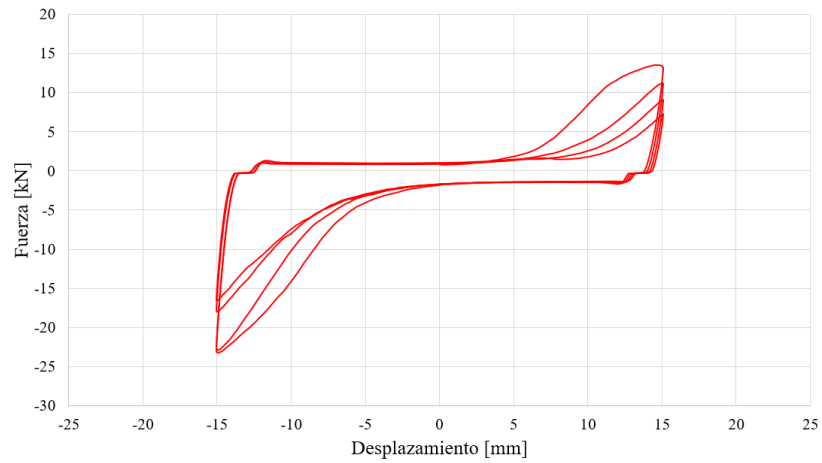
➤ Ensayos caso pistón desplazado:



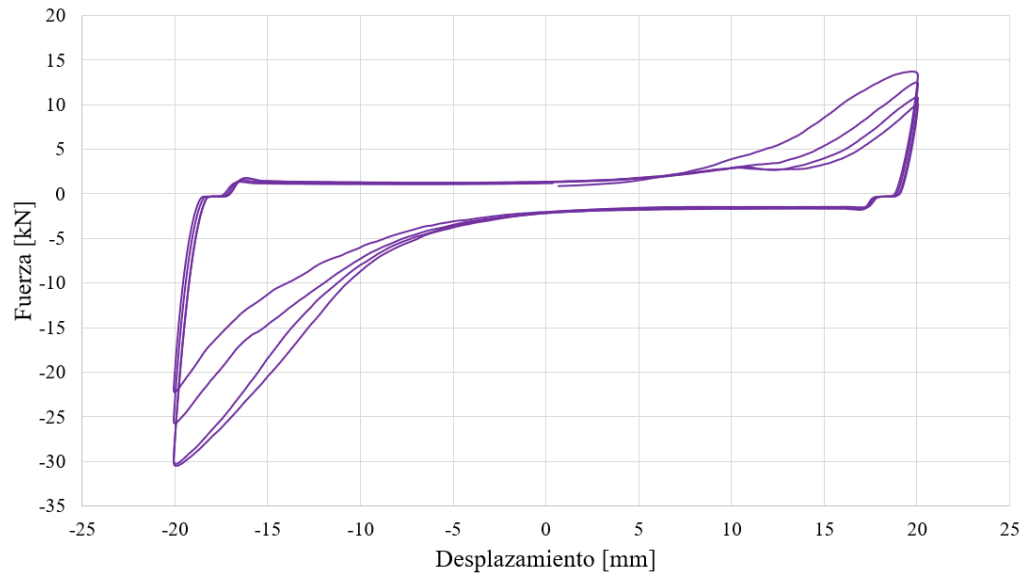
**Figura A4.10** Ensayo cíclico caso pistón desplazado con amplitud de desplazamiento de 5 mm, presión de confinamiento de 1 MPa, y frecuencia de ciclos de 0.1 Hz.



**Figura A4.11** Ensayo cíclico caso pistón desplazado con amplitud de desplazamiento de 10 mm, presión de confinamiento de 1 MPa, y frecuencia de ciclos de 0.1 Hz.

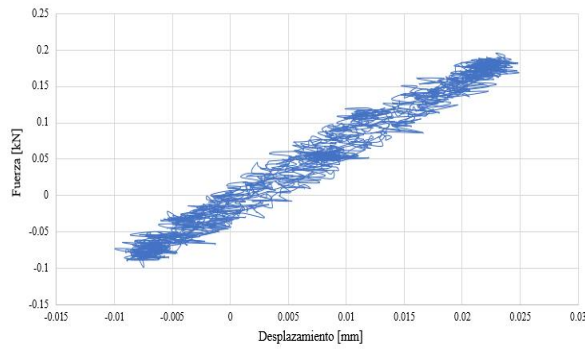


**Figura A4.12** Ensayo cíclico caso pistón desplazado con amplitud de desplazamiento de 15 mm, presión de confinamiento de 1 MPa, y frecuencia de ciclos de 0.1 Hz.

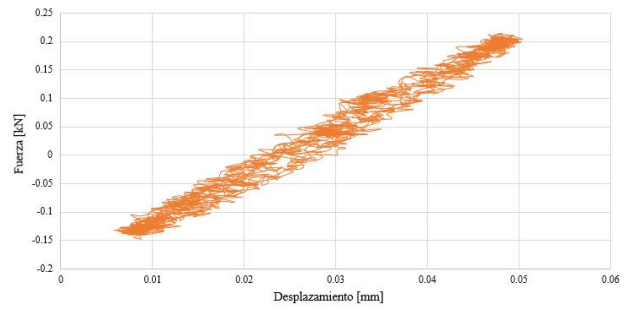


**Figura A4.13** Ensayo cíclico caso pistón desplazado con amplitud de desplazamiento de 20 mm, presión de confinamiento de 1 MPa, y frecuencia de ciclos de 0.1 Hz.

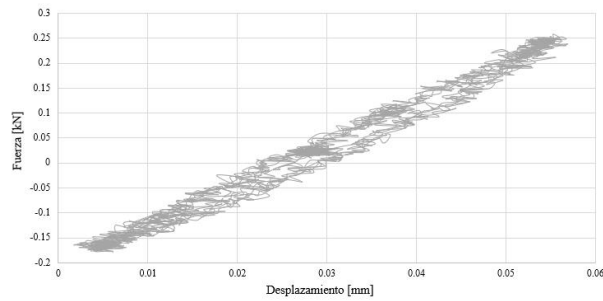
➤ Ensayos pequeños desplazamiento:



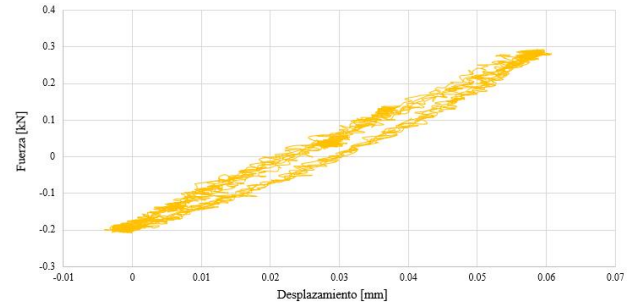
(a) amplitud de desplazamiento de 0.015 mm



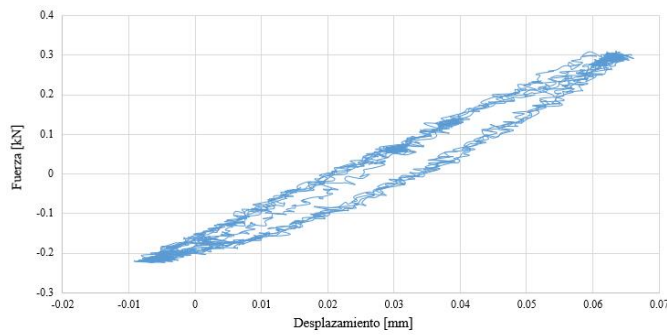
(b) amplitud de desplazamiento de 0.020 mm



(c) amplitud de desplazamiento de 0.025 mm



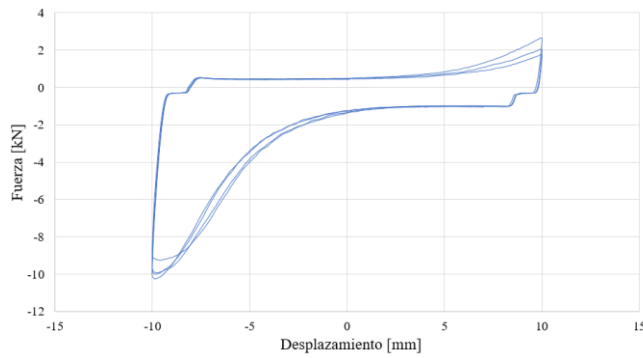
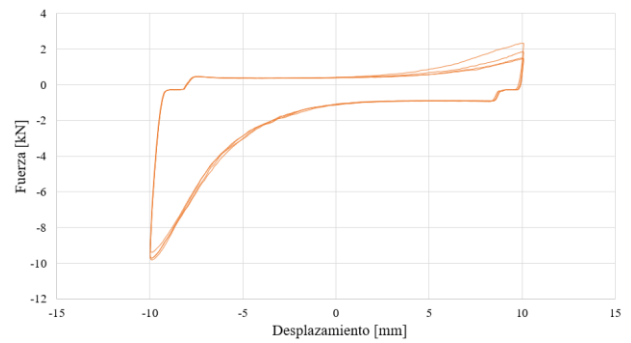
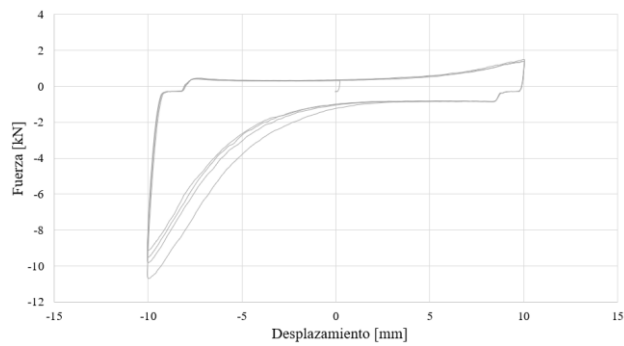
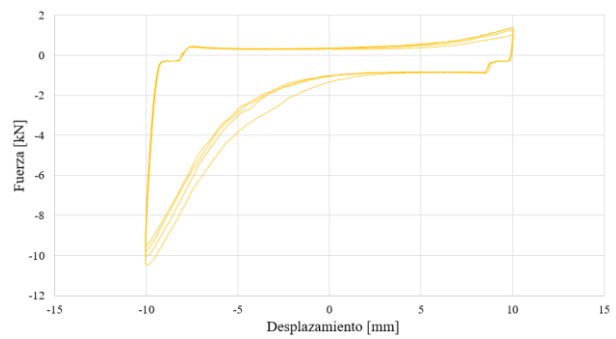
(d) amplitud de desplazamiento de 0.030 mm



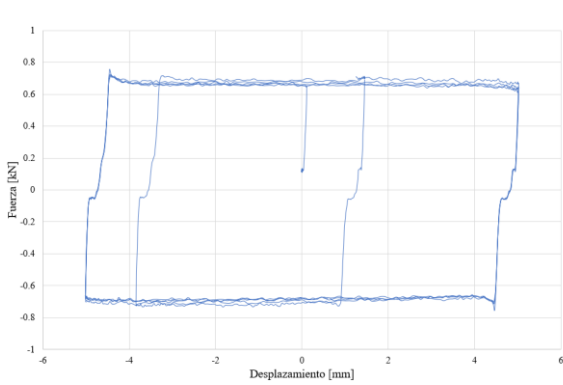
(e) 0.035 mm

**Figura A4.14 Ciclos histeréticos a bajos desplazamientos con presión de confinamiento de 1 MPa y frecuencia de ciclos de 0.1 Hz.**

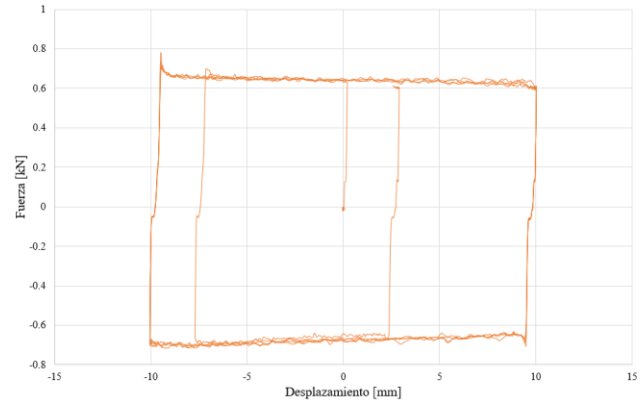
## ➤ Variación de velocidad:

**(a) Velocidad máxima de 0.38 cm/s****(b) Velocidad máxima de 0.50 cm/s****(c) Velocidad máxima de 0.63 cm/s****(d) Velocidad máxima de 0.75 cm/s****Figura A4.15** Ensayos cíclicos variando la frecuencia de ciclos de 0.06 a 0.12 Hz, a una amplitud de desplazamiento de 10 mm y una presión de confinamiento de 1 MPa.

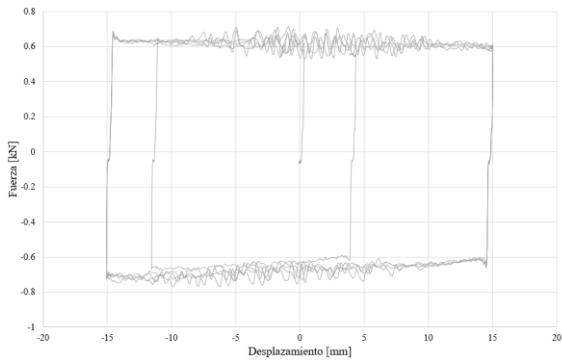
➤ Diferentes pistones:



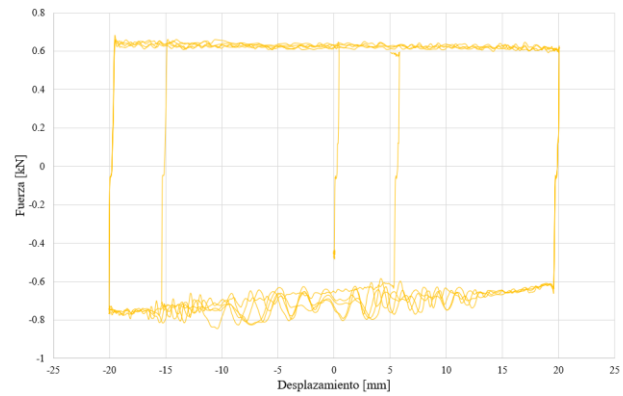
(a) amplitud de desplazamiento de 5 mm



(b) amplitud de desplazamiento de 10 mm

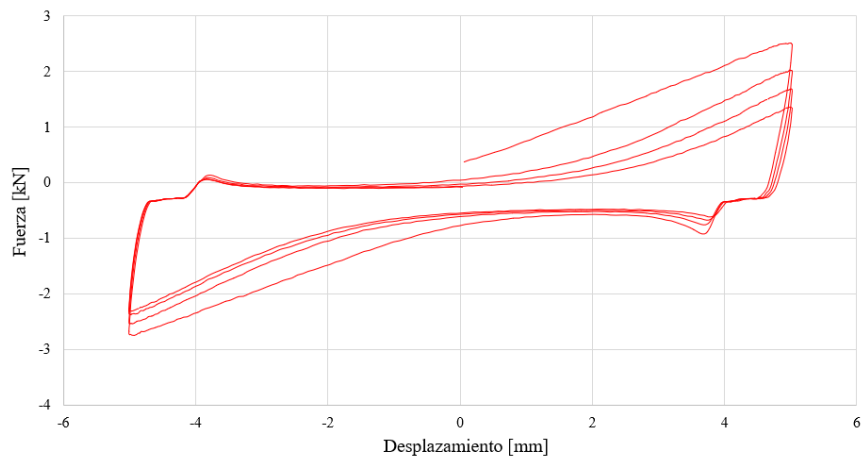


(c) amplitud de desplazamiento de 15 mm

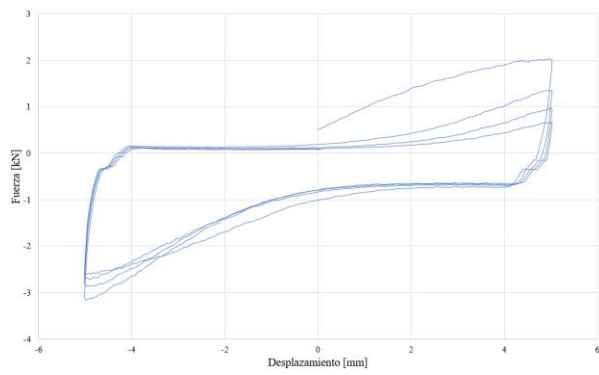


(d) amplitud de desplazamiento de 20 mm

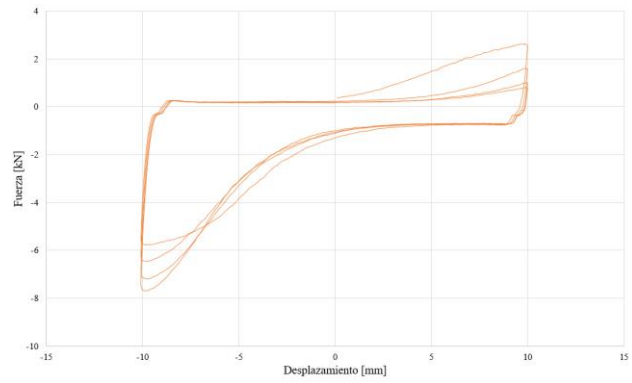
**Figura A4.16** Ensayos cíclicos con pistón liso, a una presión de confinamiento de 1 MPa y frecuencia de ciclos de 0.1 Hz.



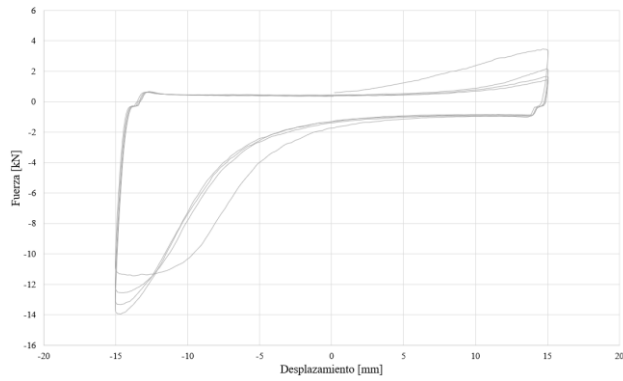
**Figura A4.17** Ensayo cíclico con pistón cónico 5°, a una amplitud de desplazamiento de 5 mm, una presión de confinamiento de 1 MPa y frecuencia de ciclos de 0.1 Hz.



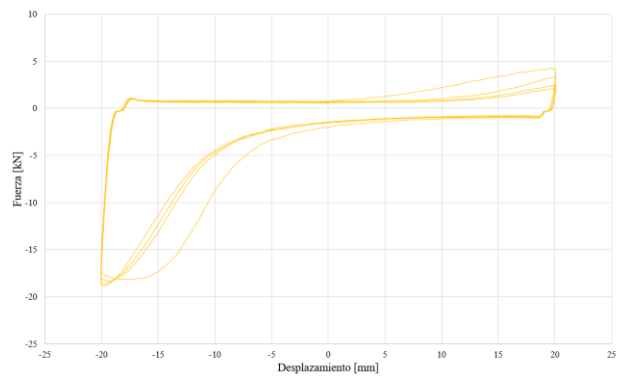
(a) amplitud de desplazamiento de 5 mm



(b) amplitud de desplazamiento de 10 mm



(c) amplitud de desplazamiento de 15 mm



(d) amplitud de desplazamiento de 20 mm

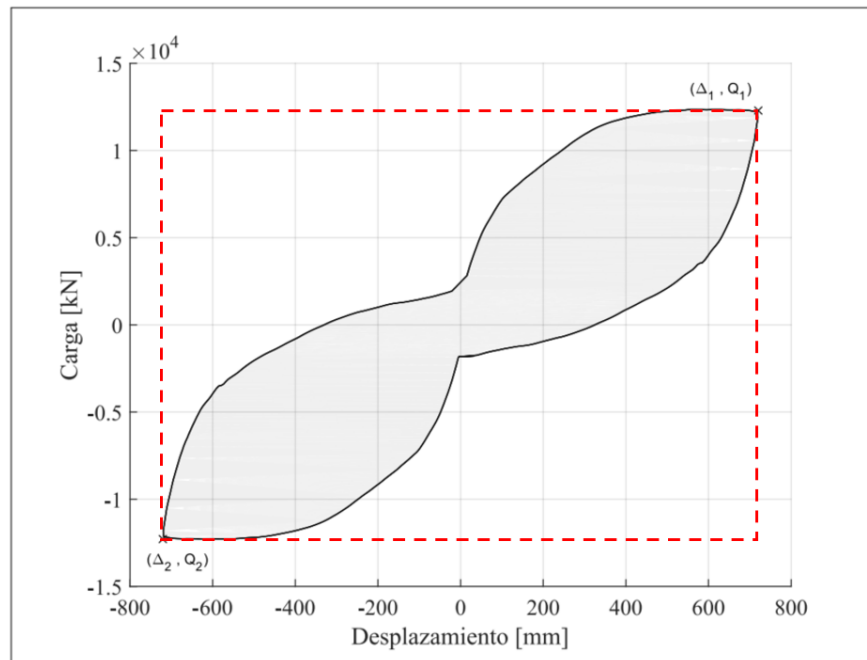
**Figura A4.18** Ensayos cíclicos con pistón cónico 20°, una presión de confinamiento de 1 MPa y frecuencia de ciclos de 0.1 Hz.



## ANEXO 5.1 Obtención de conceptos para analizar la capacidad del disipador

Para analizar la capacidad del disipador, es necesario hacerlo, a partir de diferentes conceptos. La energía disipada absoluta, se considera como el área bajo la curva delimitada por un ciclo histerético completo. Por otro lado, la energía disipada equivalente es la razón entre el área de un ciclo completo y el área del rectángulo envolvente, o sea, las fuerzas máximas y sus desplazamientos.

En la Figura A5.1 se muestra un esquema de un ciclo histerético completo, donde se observan fuerzas máximas y sus respectivos desplazamientos y el cuadrante que las comprenden.



**Figura A5.1** Esquema ciclo histerético completo. (Arízaga Bravo, 2019).

A partir de las Ecuaciones A5.1, A5.2 y A5.3, se obtiene la energía disipada equivalente.

$$Q = |Q_1| + |Q_2|, \quad (\text{A5.1})$$

$$\Delta = |\Delta_1| + |\Delta_2|, \quad (\text{A5.2})$$

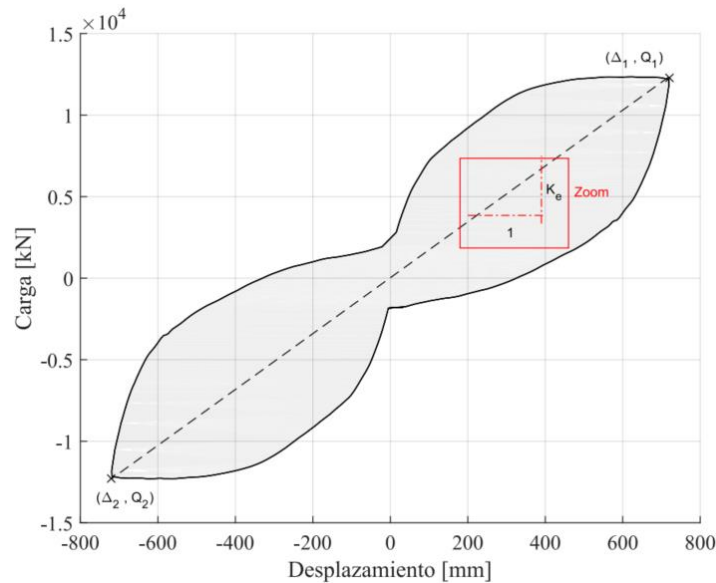
$$E_e = \frac{E_a}{Q \cdot \Delta}, \quad (\text{A5.3})$$

donde  $E_a$  es la energía disipada absoluta para un ciclo completo,  $Q$  es la fuerza máxima positiva y negativa, y  $\Delta$  son los desplazamientos máximos y mínimos.

La rigidez aparente  $K_e$ , se determina como la rigidez secante de cada ciclo histérico completo por cada nivel de desplazamiento. Esto se muestra en la Figura A5.2, donde se observa la rigidez aparente en un ciclo completo de histéresis. La Ecuación A5.4, muestra la obtención de la rigidez aparente.

$$K_e = \frac{|Q_1| + |Q_2|}{|\Delta_1| + |\Delta_2|} \quad (\text{A5.4})$$

Por otro lado, el factor de amortiguamiento viscoso equivalente  $\xi_e$ , depende de la energía disipada absoluta, y el promedio de energía de deformación elástica positiva y negativa  $E_s$ .



**Figura A5.2 Rigidez aparente para un ciclo histérico completo. (Arízaga Bravo, 2019).**

La Ecuación A5.5 y A5.6, muestran la obtención del factor de amortiguamiento equivalente y la energía de deformación elástica respectivamente.

$$\xi_e = \frac{1}{4\pi} \cdot \frac{E_a}{E_s} \quad (\text{A5.5})$$

$$E_s = \frac{1}{2} \cdot \left( \frac{|Q_1| |\Delta_1|}{2} + \frac{|Q_2| |\Delta_2|}{2} \right) \quad (\text{A5.5})$$

Finalmente, la ductilidad acumulada es un parámetro que permite obtener el comportamiento del disipador frente a deformaciones plásticas, por lo tanto, su durabilidad. La Ecuación A5.7, muestra ductilidad acumulada de un ciclo de histerético completo.

$$\mu_{ac} = \frac{E_a}{F_y \cdot u_y}, \quad (\text{A5.7})$$

donde,  $F_y$  y  $u_y$  son la fuerza de salida o fuerza de plateau de cada ciclo histerético, con su respectivo desplazamiento.

**UNIVERSIDAD DE CONCEPCIÓN – FACULTAD DE INGENIERÍA RESUMEN DE  
MEMORIA DE TÍTULO**

**Departamento** : Departamento de Ingeniería Civil  
**Carrera** : Ingeniería Civil  
**Nombre del memorista** : Rodrigo Vicente Uribe Opazo  
**Título de la memoria** : Diseño, fabricación, y exploración de dispositivo disipador de energía para estructuras en base a fricción en arena  
**Fecha de la presentación oral** :  
**Profesor(es) Guía** : Dr. Rodrigo Silva  
**Profesor(es) Revisor** : Dr. Peter Dechent, Dr. Felipe Vásquez  
**Concepto**  
**Calificación**

**Resumen**

El desarrollo de esta memoria se basa en el estudio de un dispositivo disipador de energía para estructuras, innovador y sostenible, utilizando materiales comunes en la ingeniería. Se diseña y fabrica un disipador desmontable, inspirado en un prototipo ideado por Makris et al (2021), confeccionado por un manto de acero con arena en su interior, el cual es atravesado por un vástago con una esfera en el medio. El mecanismo de disipación de energía se activa a partir del desplazamiento relativo del vástago, donde se genera la fricción al fluir la arena sobre la esfera de acero. Además, es posible monitorear y ajustar la presión de confinamiento al interior, con *strain gauges* incorporados en hilos de aceros postensados.

A partir de ensayos en la máquina Instron 8801, ubicada en la Universidad de Concepción, se analiza el comportamiento del disipador a través de los ciclos histeréticos con diversas amplitudes de desplazamiento, presiones de confinamiento y velocidades. Adicionalmente se explora el funcionamiento del dispositivo con cambios en el diseño del pistón.

Se obtiene ciclos histeréticos estables, similares a los encontrados en la literatura, con la diferencia de la asimetría en las fuerzas máximas debido a la naturaleza del ensayo. Pese a la disminución de presión debido al asentamiento de la arena, el disipador consigue aumentar la capacidad al incrementar la presión de confinamiento. Además, no se presentan fallas en los sellos, ni en las demás piezas del sistema, las cuales son reutilizables. Con esto es posible iniciar un estudio con el propósito de diseñar un disipador que optimice las dimensiones y minimice la pérdida de presión en el sistema.