



UNIVERSIDAD NACIONAL AUTÓNOMA DE MÉXICO  
PROGRAMA DE MAESTRÍA Y DOCTORADO EN INGENIERÍA  
MECÁNICA  
DISEÑO MECÁNICO

DISEÑO CONCEPTUAL DE UNA MÁQUINA PARA PRUEBAS DE  
IMPACTO TIPO IZOD PARA MATERIALES PLÁSTICOS

TESIS  
QUE PARA OPTAR POR EL GRADO DE:  
MAESTRO EN DISEÑO MECÁNICO

PRESENTA:  
MARTÍN DAVID GONZÁLEZ MORENO

TUTOR PRINCIPAL  
DR. LEOPOLDO ADRIÁN GONZÁLEZ GONZÁLEZ  
FACULTAD DE INGENIERÍA

CIUDAD UNIVERSITARIA, CD.MX., AGOSTO 2022



Universidad Nacional  
Autónoma de México



**UNAM – Dirección General de Bibliotecas**  
**Tesis Digitales**  
**Restricciones de uso**

**DERECHOS RESERVADOS ©**  
**PROHIBIDA SU REPRODUCCIÓN TOTAL O PARCIAL**

Todo el material contenido en esta tesis esta protegido por la Ley Federal del Derecho de Autor (LFDA) de los Estados Unidos Mexicanos (México).

El uso de imágenes, fragmentos de videos, y demás material que sea objeto de protección de los derechos de autor, será exclusivamente para fines educativos e informativos y deberá citar la fuente donde la obtuvo mencionando el autor o autores. Cualquier uso distinto como el lucro, reproducción, edición o modificación, será perseguido y sancionado por el respectivo titular de los Derechos de Autor.



JURADO ASIGNADO:

Presidente: Dr. Arturo Barba Pingarrón  
Secretario: Dr. Vicente Borja Ramírez  
Vocal: Dr. Leopoldo A. González González  
1er. Suplente: Dr. Adrián Espinosa Bautista  
2o. Suplente: Dr. Alejandro C. Ramírez Reivich

TUTOR DE TESIS:

Dr. Leopoldo Adrián González González

---

*Enséñame a hacer tu voluntad, porque tú eres mi Dios; Tu buen espíritu me  
guíe a tierra de rectitud.  
Sal. 143:10  
Por siempre y para siempre...*

# Agradecimientos

---

El principal agradecimiento es para mi Dios, que me ha permitido terminar este caminar a pesar de las todas las dificultades, por su presencia en cada momento adverso y por las bondades infinitas mostradas en este tiempo.

A mis dos joyas, Jocsán y el valiente Zuriel por todo ese por su apoyo incondicional a lo largo de todo este tiempo, por su amor, paciencia y la alegría que me regalan, a Esmecita por su cariño y confianza, a mi madre María que sin ella no habría logrado cumplir esta meta.

A mis sinodales y profesores: Dr. Arturo Barba, Dr. Vicente Borja, Dr. Adrián Espinosa y Dr. Alejandro Ramírez que han hecho realidad este trabajo y me han regalado parte de sus enseñanzas durante mi formación académica, a mi tutor el Dr. Leopoldo que desde un inicio me brindo su apoyo y orientación y junto con ello su amistad.

Al Dr. Fernando Velázquez por esas palabras de ánimo que me impulsaron a seguir adelante, a la Mtra. Isabel Ambriz por ese apoyo y dedicación que me ha brindado, pero sobre todo por su amistad.

A la Universidad Nacional Autónoma de México, principalmente a la Facultad de Ingeniería, por la formación que me ha regalado en los estudios del posgrado y por todos esos maravillosos momentos que recuerdo con cariño.



# Reconocimientos

---

En este trabajo de grado quiero hacer un reconocimiento para todas aquellas personas que fueron parte importante para su desarrollo y culminación del mismo. Reconocer el apoyo recibido de parte de mi tutor, el Doctor Leopoldo González, en todo el tiempo de estancia en los estudios de posgrado, la dedicación de cada profesor en mi formación académica, así mismo reconocer el gran trabajo que realiza el Doctor Alejandro Ramírez y la Maestra Isabel A. Ambriz, al estar al pendiente y ayudar y direccionar a cada alumno del posgrado, también reconocer al CONACYT por el apoyo económico otorgado, durante el desarrollo del proyecto.



# Resumen

---

El presente trabajo de tesis se expone el diseño conceptual de una máquina de impacto tipo Izod, para realizar ensayos en polímeros, basado en la Norma ISO 13802 "Plastics — Verification of pendulum impact testing machines — Charpy, Izod and tensile impact-testing."

Para la conceptualización de este proyecto se desarrollaron diferentes actividades de trabajo: un estudio de los principios físicos que rigen el funcionamiento, búsqueda y análisis de información, generación y evaluación de conceptos de solución y el diseño de detalle y modelado, actividades contempladas dentro de la fase conceptual del proceso de diseño.

La finalidad de la primera actividad desarrollada se encuentra relacionada con la definición del problema, la comprensión de los conceptos teóricos sobre los cuales se basa el funcionamiento de la máquina de impacto tipo Izod, proporcionan la información necesaria para entender los principios de operación.

La búsqueda de información se enfocó al análisis de patentes, principalmente en el análisis de sus sistemas y de los elementos que los componen, con este análisis se desarrolló la comprensión general del sistema en conjunto, para integrar las diferentes alternativas de solución.

Las opciones de solución desarrolladas fueron producto de dinámicas de lluvias de ideas y analogías, resultado de dichas dinámicas y de la literatura analizada en la etapa de búsqueda de información, se generaron las alternativas de solución con su correspondiente evaluación y ponderación de cada una de ellas, seleccionando de esta manera la alternativa más adecuada para el tipo de aplicación. Derivado de la evaluación correspondiente se obtuvo una geometría viable para el modelado del diseño, la geometría presentada se sustenta bajo los cálculos correspondientes que confirman su factibilidad.

# Índice general

---

<b>Índice de figuras</b>	<b>XI</b>
<b>Índice de tablas</b>	<b>XIV</b>
<b>1. Introducción</b>	<b>1</b>
1.1. Planteamiento del problema . . . . .	1
1.1.1. Identificación de la necesidad . . . . .	1
1.1.2. Definición del problema . . . . .	2
1.2. Objetivos . . . . .	2
1.3. Alcance . . . . .	2
1.4. Metodología . . . . .	3
<b>2. Marco teórico</b>	<b>8</b>
2.1. Propiedades Mecánicas . . . . .	8
2.1.1. Ensayo de Impacto tipo Izod . . . . .	9
2.2. Bases teóricas . . . . .	14
2.2.1. Relaciones energéticas . . . . .	14
2.2.2. Centro de percusión . . . . .	16
2.3. Generalidades de una máquina de impacto para pruebas tipo Izod	18
2.3.1. Descripción de componentes principales . . . . .	23
2.3.1.1. Marco de soporte . . . . .	23
2.3.1.2. Péndulo . . . . .	23
2.3.1.3. Percutor . . . . .	23
2.3.1.4. Mecanismo de liberación y retención del péndulo	24
2.3.1.5. Dispositivo de sujeción de probetas . . . . .	24
2.3.1.6. Mecanismo de marcación de resultados . . . . .	24
<b>3. Búsqueda y análisis de información</b>	<b>25</b>
3.1. Búsqueda de información . . . . .	25
3.1.1. Patentes . . . . .	25
3.1.2. Análisis de patentes . . . . .	26

3.1.2.1.	Patente US3157046A (17 de noviembre de 1964) "Máquina de prueba de impacto" . . . . .	26
3.1.2.2.	Patente CN101603905A (10 de abril del 2009) "Máquina de prueba de impacto" . . . . .	29
3.1.2.3.	Patente 202420 990 U (05 de septiembre del 2012) " Probador de impacto de tipo pendular multifuncional" . . . . .	30
3.1.2.4.	Patente US 7,726,173 B2 (1 de junio del 2010) "Martillo para péndulo" . . . . .	33
3.1.2.5.	Patente US2476634A (1 de junio del 2010) "Aparato de prueba Izod " . . . . .	36
3.2.	Requerimientos y especificaciones . . . . .	37
3.2.1.	Requerimientos generales . . . . .	38
3.2.2.	Especificaciones de diseño . . . . .	38
<b>4.</b>	<b>Diseño conceptual</b> . . . . .	<b>41</b>
4.1.	Diseño a nivel sistema . . . . .	41
4.2.	Diagrama Funcional . . . . .	42
4.2.1.	Descripción de sistemas . . . . .	43
4.3.	Generación de alternativas de solución . . . . .	44
4.3.1.	Sistema estructural (SE) . . . . .	45
4.3.1.1.	Criterios de diseño para el sistema estructural . . . . .	45
4.3.1.2.	Comparación por pares y determinación de factores de peso . . . . .	46
4.3.1.3.	Selección de la mejor alternativa de solución para el sistema de estructural. . . . .	47
4.3.2.	Sistema de sujeción de probeta (SS) . . . . .	48
4.3.2.1.	Criterios de diseño para el sistema de sujeción de probeta . . . . .	48
4.3.2.2.	Comparación por pares factores de peso . . . . .	49
4.3.2.3.	Selección de la mejor alternativa de solución para el sistema de sujeción de probeta . . . . .	49
4.3.3.	Sistema de fijación y liberación (SPF) . . . . .	50
4.3.3.1.	Criterios de diseño base del sistema de fijación y liberación . . . . .	51
4.3.3.2.	Comparación por pares y determinación de factores de peso . . . . .	52
4.3.3.3.	Selección de la mejor alternativa de solución para el sistema fijación y liberación . . . . .	52
4.3.4.	Sistema de aplicación de carga (SAC) . . . . .	53

4.3.4.1.	Criterios de diseño del sistema de aplicación de carga . . . . .	54
4.3.4.2.	Comparación de pares y determinación de factores de peso . . . . .	55
4.3.4.3.	Selección de la mejor alternativa de solución para el Sistema de Aplicación de Carga . . . . .	55
4.3.5.	Sistema de rotación (SR) . . . . .	56
4.3.5.1.	Criterios de diseño del sistema de rotación . . . . .	57
4.3.5.2.	Comparación por pares y determinación de factores de peso . . . . .	57
4.3.5.3.	Selección de la mejor alternativa de solución para el sistema de rotación . . . . .	58
4.3.6.	Sistema de frenado (SDF) . . . . .	59
4.3.6.1.	Criterios de diseño para el sistema de frenado . . . . .	59
4.3.6.2.	Comparación por pares y determinación de factores de peso . . . . .	60
4.3.6.3.	Selección de la mejor alternativa de solución para el sistema de frenado . . . . .	60
4.4.	Selección y evaluación a través de la matriz morfológica. . . . .	61
4.5.	Diseño de configuración . . . . .	65
<b>5.</b>	<b>Diseño de detalle y modelo</b> . . . . .	<b>67</b>
5.1.	Sistema de aplicación de carga . . . . .	67
5.1.1.	Cálculo de diámetro para el vástago del péndulo . . . . .	71
5.1.1.1.	Esfuerzos en el vástago del péndulo . . . . .	72
5.1.2.	Diseño estático del vástago del péndulo . . . . .	73
5.1.3.	Diseño del vástago del péndulo bajo condiciones de carga dinámica . . . . .	74
5.2.	Sistema de sujeción de probeta . . . . .	76
5.2.1.	Cálculo de elementos de sujeción . . . . .	79
5.3.	Sistema de rotación . . . . .	81
5.3.1.	Cálculo de fuerzas en el eje de rotación . . . . .	81
5.3.2.	Diseño estático del eje de giro . . . . .	85
5.3.2.1.	Deflexión del eje de giro . . . . .	86
5.3.3.	Selección Rodamientos para el eje de giro . . . . .	88
5.4.	Sistema estructural . . . . .	92
5.4.1.	Estructura de la máquina . . . . .	92
5.5.	Resultados . . . . .	99
5.5.1.	Modelado de diseño . . . . .	99
5.5.2.	Sistema Estructural . . . . .	100
5.5.3.	Sistema de Sujeción de Probeta . . . . .	101

## ÍNDICE GENERAL

---

5.5.4. Sistema de Fijación y Liberación . . . . .	103
5.5.5. Sistema de Aplicación de Carga . . . . .	105
5.5.6. Sistema de Rotación . . . . .	108
5.5.7. Sistema de Frenado . . . . .	109
5.5.8. Sistema de Lectura de Datos . . . . .	110
5.6. Conclusiones . . . . .	112
<b>Referencias</b>	<b>114</b>
<b>A. APENDICE</b>	<b>117</b>
A.1. Planos de Fabricación . . . . .	117

# Índice de figuras

---

2.1.	Posicionamiento de la probeta en la máquina de impacto tipo Izod. [7]	11
2.2.	Dimensiones de probeta para ensayo de impacto, Norma ASTM D 256. [7]	12
2.3.	Dimensiones de probeta en el ensayo impacto, Norma ISO 180. [6]	13
2.4.	Radio de la muesca [6] $r_N = 0.25 \pm 0.05[mm]$ Ancho de la probeta $b = 10 \pm 0.2[mm]$ Ancho a la base de la muesca $b_N = 8 \pm 0.2[mm]$ Tipo A	13
2.5.	Radio de la muesca $r_N = 1 \pm 0.05[mm]$ Ancho de la probeta $b = 10 \pm 0.2[mm]$ Ancho a la base de la muesca [6] $b_N = 8 \pm 0.2[mm]$ Tipo B	13
2.6.	Arreglo de probeta para prueba de impacto tipo Izod	14
2.7.	Posición inicial y final del péndulo durante la prueba de impacto.	15
2.8.	Aplicación de la fuerza F en el centro de percusión. [10]	17
2.9.	Máquina de impacto Izod (CEAST U.S.A.) [3]	19
2.10.	Diagrama de los componentes básicos de una máquina de impacto tipo Izod.	20
2.11.	Detalle de la probeta posicionada y fija para el ensayo. [11]	22
3.1.	Patente US3157046A. [11]	27
3.2.	Diagrama de ensamble de eje de rotación Patente US3157046A. [11]	28
3.3.	Patente CN101603905A. [12]	29
3.4.	Patente 202420 990 U. [13]	31
3.5.	Sistema de sujeción de la patente 202420 990 U. [13]	32
3.6.	Diseño de péndulo de patente US 7,726,173 B2. [14]	34
3.7.	Sistema de fijación de péndulo de la patente US 7,726,173 B2. [14]	35
3.8.	Montaje de percutor patente US2476634A. [15]	36
3.9.	Vista inferior de percutor patente US2476634A. [15]	37
4.1.	Modelo de caja negra (MCN) [1]	42
4.2.	Diagrama funcional de una máquina de impacto	43
4.3.	Alternativas de solución Sistema Estructural	45

## ÍNDICE DE FIGURAS

---

4.4. Tabla de comparación por pares y factores de peso del Sistema Estructural. . . . .	46
4.5. Matriz de decisión del Sistema Estructural . . . . .	47
4.6. Alternativas de solución Sistema de Fijación de Probeta . . . . .	48
4.7. Tabla de comparación por pares y factores de peso del sistema de sujeción de probeta . . . . .	49
4.8. Matriz de decisión del Sistema de Sujeción . . . . .	50
4.9. Alternativa de solución para el Sistema de Posicionamiento . . . . .	51
4.10. Comparación por pares y factores de peso del sistema de fijación y liberación . . . . .	52
4.11. Matriz de decisión para el Sistema de de Fijación y Liberación . . . . .	53
4.12. Alternativa de solución para el Sistema de Carga . . . . .	54
4.13. Comparación por pares y factores de peso del Sistema de aplicación decarga . . . . .	55
4.14. Matriz de decisión del Sistema de Aplicación de Carga . . . . .	56
4.15. Alternativa de solución para el sistema de rotación . . . . .	56
4.16. Comparación por pares y factores de peso del Sistema de Rotación . . . . .	58
4.17. Matriz de decisión del Sistema de Rotación . . . . .	58
4.18. Alternativa de solución para el Sistema de Frenado . . . . .	59
4.19. Comparación por pares y factores de peso del Sistema de Frenado . . . . .	60
4.20. Matriz de decisión del Sistema de frenado . . . . .	61
4.21. Matriz Morfológica . . . . .	62
4.22. Alternativas de solución para la máquina de impacto . . . . .	64
4.23. Configuración para la máquina de impacto tipo Izod . . . . .	66
5.1. Relaciones de posición del péndulo en el punto inicial y en el punto de impacto . . . . .	69
5.2. Diagrama de cuerpo libre donde se muestran las fuerzas que actúan en vástago en la posición inicial . . . . .	72
5.3. Diagrama de cuerpo libre donde se muestran las fuerzas que actúan el vástago al momento del impacto . . . . .	75
5.4. Diagrama de cuerpo libre donde se muestran las fuerzas que actúan en la probeta al momento del impacto . . . . .	79
5.5. Fuerzas dinámicas que actúan en el péndulo . . . . .	82
5.6. Diagrama de fuerzas en el eje de soporte del péndulo . . . . .	83
5.7. Diagrama de fuerza cortante . . . . .	84
5.8. Diagrama de Momento Flector . . . . .	85
5.9. Propiedades del rodamientos rígidos de bolas, W 6002-2RS1 con sello rozante, en ambos lados. [25] . . . . .	91
5.10. Acción de cargas que afectan al soporte de la estructura . . . . .	93
5.11. Diagrama del brazo de carga $B_c$ . . . . .	93

5.12. Diagrama de fuerza cortante . . . . .	97
5.13. Modelado del Sistema Estructural . . . . .	100
5.14. Variación del centro de percusión referente al centro de gravedad . . . . .	101
5.15. Modelado del Sistema de Sujeción . . . . .	102
5.16. Radio y tope límite en el posicionamiento de la probeta . . . . .	103
5.17. Modelado del Sistema de Fijación y Liberación . . . . .	103
5.18. Representación en la forma de fijación del Sistema de Aplicación de Carga . . . . .	104
5.19. Ensamble del rodamiento rígido de bolas SKF 61801-2RS1 en el Sistema de Fijación y Liberación . . . . .	105
5.20. Modelo del péndulo . . . . .	106
5.21. Ensamble del péndulo al eje de rotación . . . . .	107
5.22. Modelo del eje de rotación . . . . .	108
5.23. Ensamble del Sistema de Rotación . . . . .	109
5.24. Sistema de Frenado . . . . .	109
5.25. Sistema de freno MH020 -MS accionamiento manual . . . . .	110
5.26. Ensamble del Sistema de Lectura de Datos . . . . .	111
5.27. Accionamiento del puntero para toma de lecturas . . . . .	111
5.28. Posición inicial de lectura de valores . . . . .	112

# Índice de tablas

---

1.1. Esquema de Evaluación para Alternativas de Diseño [1]. . . . .	6
3.1. Especificaciones de cumplimiento de diseño. . . . .	39
3.2. Especificaciones para el posicionamiento de la probeta. . . . .	40
5.1. Factores de aplicación de carga [20] . . . . .	89

## 1.1. Planteamiento del problema

### 1.1.1. Identificación de la necesidad

En la actualidad se dispone de un número cada vez más amplio de polímeros para satisfacer las diversas necesidades del ser humano, los polímeros encuentran un extenso uso en la industria automotriz, en carcasas y mecanismos para electrodomésticos y dispositivos eléctricos, entre muchos otros. Esta gran variedad de usos se debe a que presentan propiedades químicas, mecánicas, ópticas y térmicas excepcionales, que están estrechamente relacionadas, principalmente, con su composición química y estructura.

Además de esto, el auge y la rápida madurez de la manufactura aditiva en las últimas décadas, ha ampliado el panorama en el diseño de ingeniería; con lo cual, se ha creado la necesidad de conocer el comportamiento de los polímeros cuando son sometidos a diferentes cargas de trabajo crítico, y requieren una evaluación de su comportamiento bajo los ensayos de impacto. Los resultados que se obtienen proporcionan las pautas, para eliminar amplias generalizaciones en la selección de materiales, un gran número de materiales son rechazados para ser utilizados en ciertas aplicaciones simplemente porque tienen una tendencia a sufrir fracturas bajo cargas de impacto.

Sin embargo, en la facultad de Ingeniería de la Universidad Nacional Autónoma de México la máquina que se utiliza de para realizar los ensayos de impacto y evaluar la propiedad mecánica requerida, ha sufrido deterioro debido al uso en las prácticas que los alumnos realizan, por lo tanto, se tiene la necesidad de tener

## 1. INTRODUCCIÓN

---

un proyecto de diseño de una máquina de ensayos de impacto para polímeros, en donde se pueda tener la opción de fabricación, dada la importancia del tema en el desarrollo académico de los alumnos, que es de gran relevancia por las consideraciones antes mencionadas acerca de la relevancia del uso de los polímeros.

### 1.1.2. Definición del problema

Se define el problema como el diseño conceptual de una máquina para ensayos de impacto tipo Izod, que pueda a futuro desarrollarse como un proyecto de fabricación con elementos asequibles en México de operación de forma manual para fines didácticos. La definición de diseño conceptual establece que sin hacer la máquina se debe dar cuenta de su funcionamiento, detalles importantes o críticos, sus geometrías generales, pesos, y detalles importantes para dar certeza a continuar con su diseño de detalle o compararla con otros sistemas.

## 1.2. Objetivos

Los objetivos del proyecto, en este caso, para el diseño de la máquina de impacto, son:

1.- Diseñar a nivel conceptual una máquina para analizar la propiedad de resistencia al impacto en diferentes tipos de polímeros.

2.- Desarrollar un diseño estructurado en su descripción teórica, que permita consolidarse como un proyecto de ingeniería.

3.- El diseño se debe basar en los fundamentos de la prueba de impacto tipo Izod y considerar que la manipulación sea efectuada de forma manual.

## 1.3. Alcance

En el alcance de este documento se consideran dos elementos:

1. Obtener el diseño conceptual que está integrado de las siguientes etapas:

- a) Estructura funcional
- b) Matriz morfológica
- c) Alternativas de solución
- d) Evaluación y selección de las alternativas

2. Generación de planos correspondientes al concepto de solución, mediante los cuales se puede lograr el desarrollo de un modelo técnico de prueba.

## 1.4. Metodología

La propuesta en la metodología de diseño se realizó con la finalidad de tener una secuencia estructurada, que permita tener una mejor comprensión de las actividades a desarrollar dentro del proyecto [1]. Debido a que el alcance del proyecto abarca hasta la conceptualización en el diseño de la máquina de impacto, las actividades realizadas dentro de la fase del desarrollo conceptual están constituidas de la siguiente manera:

- a) Identificación de la necesidad
- b) Definición del problema
- c) Búsqueda de información y especificaciones
- d) Diseño conceptual
- e) Generación de alternativas de solución
- f) Selección de la mejor alternativa de solución
- g) Diseño de configuración
- h) Diseño de detalle y modelo

### **a) Identificación de la necesidad**

## 1. INTRODUCCIÓN

---

En esta etapa se busca expresar cual es la necesidad que se le tiene que satisfacer o dar solución. Se identifica dicha necesidad por medio de información que es transmitida por el usuario en forma escrita, verbal, por medio de dibujos o cualquier otro medio.

### **b) Definición del problema**

El objetivo de este punto es la “comprensión” de la necesidad a satisfacer, por lo que las actividades consideradas en este punto son las relacionadas con la identificación de los requerimientos del usuario.

La definición del problema debe representar el objetivo que el diseño pretende alcanzar y garantizar que la solución se encuentra dentro del rango de parámetros requeridos por el usuario.

### **c) Búsqueda de información y especificaciones**

La búsqueda de información consiste en investigar toda la información que esté relacionada con el proyecto a desarrollar; con el fin de obtener principios de funcionamiento, datos técnicos, planteamientos de solución, etc.

Para llevar a cabo este proceso, se realizó la revisión de diferentes documentos de información científica, tesis, libros, patentes e información comercial.

Definidas las fuentes de información, se procedió con el análisis dirigido sobre todo al estudio de las patentes, dado que en dichos documentos se pueden encontrar posibles alternativas para la generación de soluciones.

Para el análisis de la información se emplearon mapas mentales, dado que mediante su implementación es más fácil la visualización de la información a comparar.

Por otro lado, la búsqueda de información se complementa con los requerimientos y las especificaciones. Las especificaciones son utilizadas para acotar las alternativas de solución, y proporcionan los parámetros para selección de los elementos comerciales y para evaluar el diseño final de acuerdo por lo solicitado por el usuario.

### **d) Diseño conceptual**

En esta etapa de la metodología se determinan las funciones técnicas que puedan dar solución a la necesidad planteada por el usuario.

Además, se definen propuestas conceptuales para dar solución a cada una de las funciones técnicas, que son necesarias para llevar a cabo la transformación del estado inicial al estado final deseado.

En esta etapa se elabora un diagrama funcional donde se relacionan las funciones específicas para lograr la transformación al estado final contemplado. Las funciones interactúan de manera lógica, de acuerdo con el flujo de energía, materia e información.

#### **e) Generación de alternativas de solución**

En este punto, se lleva a cabo la generación de las alternativas de solución, para cada una de las funciones técnicas definidas de manera conceptual. Se considera que las alternativas de solución deben definir correctamente al sistema, y satisfacer los requerimientos establecidos para que sea considerada una solución efectiva.

#### **f) Selección de la mejor alternativa de solución**

En esta etapa, se realiza la selección de la alternativa conceptual que mejor cumple con las especificaciones establecidas. Para llevar a cabo este proceso se determinaron “criterios de diseño base”, sobre los cuales se realiza una ponderación para evaluar las diferentes alternativas de solución mediante una matriz de decisión.

El método utilizado para ponderar los criterios de diseño fue por medio de “Comparación de Pares”, que tiene por objetivo la ponderación en un arreglo matricial, en donde se comparan los criterios de diseño unos con respecto de otros. Si el criterio base tiene una mayor relevancia, se le asigna un valor numérico de uno, en caso contrario se le asigna un valor de cero, con esta evaluación se obtiene un factor de peso para cada criterio de diseño.

A partir de la obtención de la matriz de comparación de pares, se puede generar una matriz de decisión, en la matriz de decisión se especifica en la primera columna los criterios de diseño; en la segunda, su factor de peso y en las siguientes, la calificación que el diseñador le otorga a cada alternativa de solución con base en una escala de cero a diez propuesta en [2]. Al multiplicar el factor de peso por esta calificación, se tiene el valor de impacto de cada criterio de diseño para las alternativas de solución.

Finalmente, se realiza la suma por columna de los productos que se obtienen

## 1. INTRODUCCIÓN

---

de la multiplicación de la calificación por el factor de peso. La alternativa de solución que obtiene un mayor puntaje es la que mejor cumple con los criterios de diseño establecidos por el diseñador y los cuales están basados en los requerimientos del usuario. La escala de puntuación de once y cinco puntos se presenta en la tabla 1.1, una escala de 5 puntos se utiliza cuando el conocimiento sobre los criterios no es muy detallado. Una escala de 11 puntos (0–10) se utiliza cuando la información es más completa [2].

<b>Escala de 11 puntos</b>	<b>Descripción</b>	<b>Escala de 5 puntos</b>	<b>Descripción</b>
0	Solución totalmente inservible	0	Inadecuado
1	Solución bastante inadecuada		
2	Solución mala	1	Malo
3	Solución mediocre		
4	Solución tolerable	2	Satisfactorio
5	Solución satisfactoria		
6	Solución buena con inconvenientes	3	Bueno
7	Solución buena		
8	Solución muy buena		
9	Solución excelente	4	Excelente
10	Solución ideal		

**Tabla 1.1:** Esquema de Evaluación para Alternativas de Diseño [1].

### **g) Diseño de configuración.**

Una vez que se han identificado las alternativas conceptuales con los mayores puntajes para cada función, se tiene la facultad de plantear las diferentes configuraciones, que determinan la mejor disposición y arreglo de los diferentes sistemas funcionales que integran la propuesta de diseño, y que logran la transformación al estado deseado.

Con esta configuración se puede consolidar una propuesta de diseño, que cumpla

con las especificaciones requeridas en un inicio.

**h) Diseño de detalle y modelo.**

Definido el diseño de configuración, se genera toda la información correspondiente para realizar la ingeniería de detalle como son: los planos de manufactura, especificaciones de componentes comerciales, lista de materiales utilizados, memorias de cálculo, entre otros.

## Marco teórico

---

En este capítulo se presenta un resumen del concepto y la aplicación de las pruebas de impacto tipo Izod, los principios físicos que rigen su funcionamiento, los parámetros que deben ser considerados para el diseño mecánico y una descripción general de los principales componentes que integran una máquina de impacto.

### 2.1. Propiedades Mecánicas

Las propiedades mecánicas se pueden definir como aquellas propiedades que tienen que ver con el comportamiento de un material al ser sometido a un campo de fuerzas aplicadas, y se pueden expresar como funciones del esfuerzo o la deformación del material.

Las propiedades mecánicas en los polímeros dependen fundamentalmente de su composición química, el grado de polimerización, su estructura y sus condiciones de proceso, son frecuentemente las propiedades más importantes, debido a que todas las condiciones de servicio y la mayoría de las aplicaciones de uso final, implican cierto grado de carga mecánica [3].

Para los polímeros una propiedad mecánica de relevancia es la capacidad de absorber una carga mecánica y mantener estable su estructura, esta propiedad es la resistencia al impacto la cual se define como la capacidad de resistencia a la fractura cuando se impacta de manera súbita.

Para analizar estas propiedades se emplean ensayos de tipo dinámico, que son ensayos de corta duración que brindan información sobre el comportamiento de fallo de materiales o componentes sometidos a cargas breves, donde la carga

se suministra con cierta velocidad de trabajo, y en donde se puede obtener la cantidad de energía que es absorbida por un material antes de generarse una falla.

En general, en este tipo de ensayos, se utilizan probetas sobre las cuales se manufactura una muesca para analizar un estado bajo condiciones críticas; en este caso, un estado triaxial de tensión donde se simula un defecto o una concentración de esfuerzos [3]. La concentración de tensión alrededor de la punta de esta muesca hace que la fractura se inicie en una ubicación bien definida y no en grietas superficiales arbitrarias .

Los ensayos de impacto se dividen en dos categorías dependiendo de la forma en que se utiliza la energía para fracturar la probeta.

1. Métodos de limitación de energía. La energía del instrumento de impacto se ajusta hasta que solo una fracción establecida de la probeta se fractura.
2. Métodos de exceso de energía. La energía del instrumento utilizado para impactar es considerablemente mayor que la energía requerida para romper la probeta.

El principio de operación es similar al utilizado para medir esta propiedad en los metales, pero con sus respectivas consideraciones para polímeros, además de esto, se han establecido normas específicas para realizar el ensayo de impacto en polímeros.

Los ensayos estándar que comúnmente son utilizadas para evaluar la resistencia al impacto en polímeros, son las pruebas tipo Izod y Charpy, que emplean el principio de oscilación del péndulo, para transmitir la carga de impacto.

Si bien el ensayo tipo Izod y tipo Charpy tienen una gran similitud en el principio de operación, cada una se rige bajo normas particulares; en este caso, para el desarrollo de este proyecto se inclina principalmente en el diseño de una máquina de impacto para ensayo tipo Izod.

### **2.1.1. Ensayo de Impacto tipo Izod**

Ensayo de impacto tipo Izod es un método experimental, que se utiliza para caracterizar la resistencia al impacto de los material; en este caso los polímeros. Es una prueba destructiva, donde la muestra de estudio es impactada por una carga dinámica que genera altas tasas de deformación en el material [4],[5].

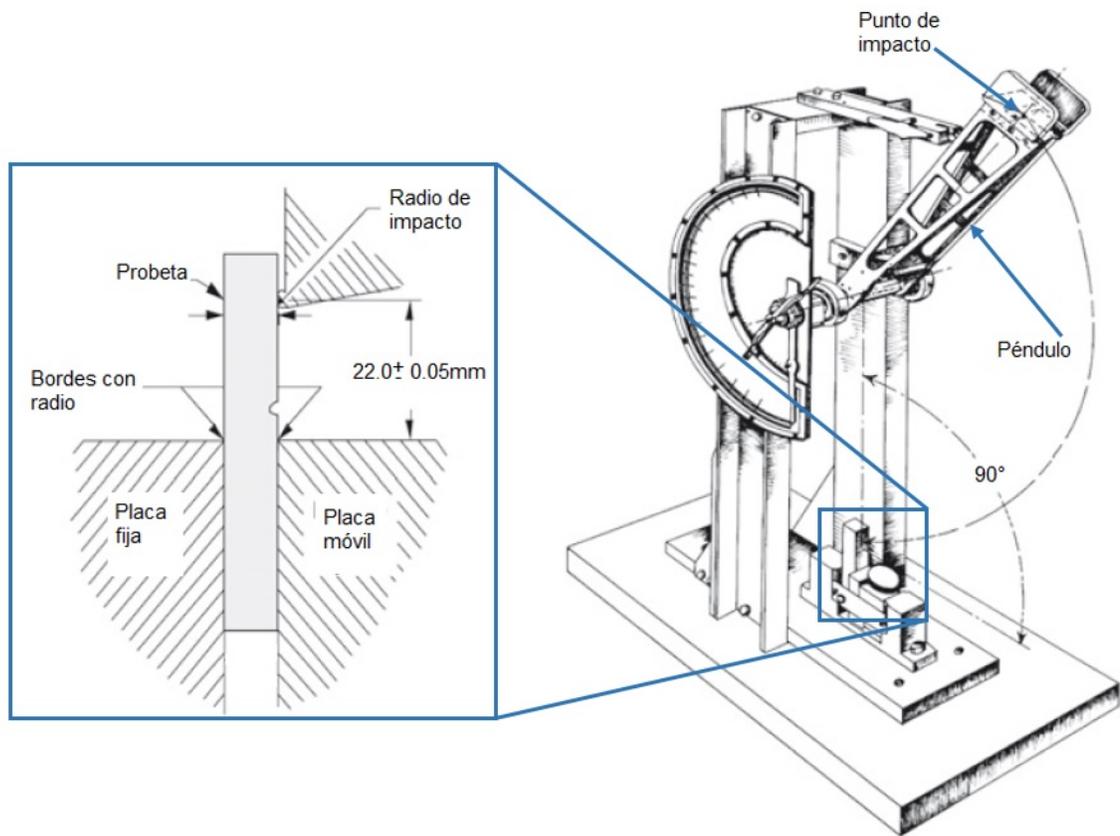
## 2. MARCO TEÓRICO

---

Para llevar a cabo este ensayo, se utiliza una máquina que tiene integrado un péndulo que realiza un movimiento oscilatorio. En el extremo inferior del péndulo se coloca una masa con un valor predeterminado; con la cual, se obtiene la energía de impacto necesaria para realizar el ensayo. La masa en el extremo inferior puede ser modificada para obtener diferentes rangos de energía, en caso de que así se requiera.

El péndulo se eleva a una posición establecida y se libera desde ese punto, para dar inicio al ensayo de impacto [6]. Cuando se suelta el péndulo, este se balancea hacia abajo y golpea a la probeta que está montada rígidamente en una prensa o un accesorio de sujeción, donde la posición de montaje de la probeta debe estar dentro del plano de oscilación del péndulo.

En la figura 2.1 se representa una máquina de impacto tipo Izod, también se ilustra el posicionamiento de la probeta en un punto antes del impacto del péndulo.



**Figura 2.1:** Posicionamiento de la probeta en la máquina de impacto tipo Izod.[7]

Los resultados del ensayo de impacto indican la energía que absorbe la probeta para producir su fractura, esta energía se determina a través de la diferencia de energía potencial del péndulo antes y después del impacto.

El ensayo de impacto ideal sería tal que toda la energía que acumula el péndulo en su posición inicial se transmitiera a la probeta de manera íntegra, en realidad este supuesto nunca se alcanza debido a que la pérdida de energía incluye diferentes factores de disipación, como son:

1. Energía para iniciar la fractura en la probeta.
2. Energía para propagar la fractura a través del material.
3. Energía para lanzar el extremo roto.
4. Energía para producir vibraciones en el brazo del péndulo.

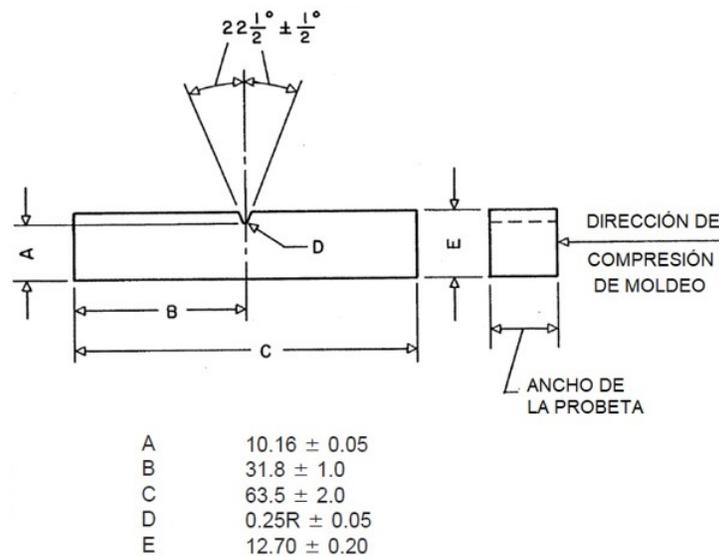
## 2. MARCO TEÓRICO

---

5. Energía para generar vibración o movimiento horizontal en la base de la máquina.
6. Energía debido a la fricción que se genera en el sistema del péndulo.

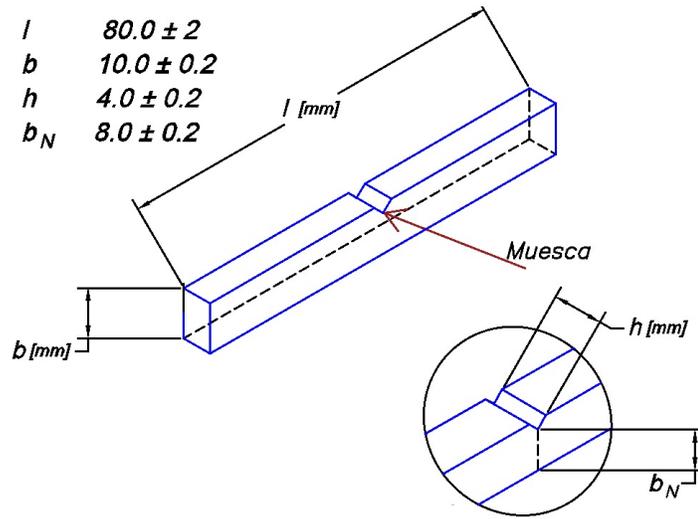
Los ensayos de impacto tipo Izod, se llevan a cabo de acuerdo con las normas ASTM D 256 e ISO 180, donde se especifican los parámetros que se deben cumplir para la implementación del ensayo, los criterios de diseño, los elementos del péndulo, el procedimiento para realizar las pruebas, dimensiones y las geometrías de las probetas, así como la forma en la cual se deben expresar los resultados obtenidos, la norma ISO 180 tiene su complemento en la norma ISO 13802.

En la norma ASTM D 256 se reportan los resultados en  $[J/m]$ , en donde se divide la energía absorbida entre la anchura en la base de la muesca A mostrada en figura 2.2.



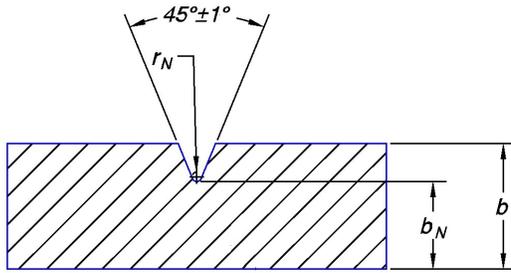
**Figura 2.2:** Dimensiones de probeta para ensayo de impacto, Norma ASTM D 256. [7]

Entre tanto en la norma ISO 180 los resultados del ensayo se reportan en  $[kJ/m^2]$ , para lo cual se tiene que realizar el cociente de la energía absorbida para provocar la fractura de la probeta, entre la sección transversal ( $h \cdot b_N$ ), como se muestra en la figura 2.3.



**Figura 2.3:** Dimensiones de probeta en el ensayo impacto, Norma ISO 180. [6]

En el ensayo de impacto tipo Izod según la norma ISO 180, se utilizan probetas que tienen una muesca característica como se ilustra en la figura 2.4 y 2.5, siendo la más utilizada en esta prueba la tipo A.



**Figura 2.4:** Radio de la muesca [6]

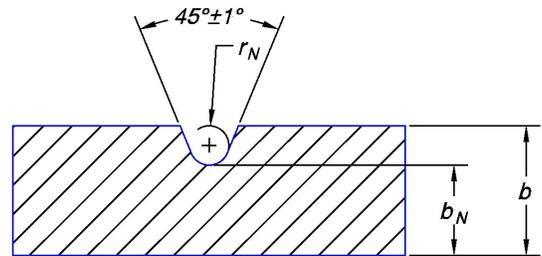
$$r_N = 0.25 \pm 0.05 [mm]$$

$$\text{Ancho de la probeta } b = 10 \pm 0.2 [mm]$$

Ancho a la base de la muesca

$$b_N = 8 \pm 0.2 [mm]$$

Tipo A



**Figura 2.5:** Radio de la muesca

$$r_N = 1 \pm 0.05 [mm]$$

$$\text{Ancho de la probeta } b = 10 \pm 0.2 [mm]$$

Ancho a la base de la muesca [6]

$$b_N = 8 \pm 0.2 [mm]$$

Tipo B

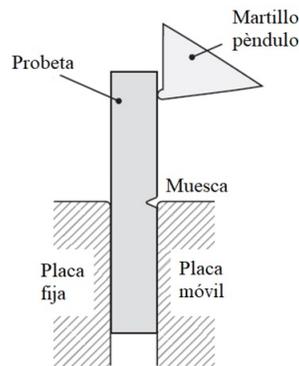
La razón por la que se manufactura la muesca, es para generar una superficie

## 2. MARCO TEÓRICO

---

donde se genere una concentración de esfuerzos y evitar en lo posible una falla dúctil del material al momento del impacto, se busca que la falla del material sea de modo frágil, debido a que el modo de falla dúctil consume significativamente más energía que la falla frágil. Por lo tanto, la falla dúctil agrega otro factor en la pérdida de energía, lo cual siempre se trata de minimizar para los fines del ensayo [3].

La probeta tipo Izod se comporta como una viga en voladizo, ya que se fija en un extremo y se impacta en el otro, la muesca se encuentra ubicada en el mismo lado del punto de impacto como se ilustra en la figura 2.6.



**Figura 2.6:** Arreglo de probeta para prueba de impacto tipo Izod

## 2.2. Bases teóricas

Los conceptos teóricos sobre los cuales se basa el funcionamiento de la máquina de impacto tipo Izod, proporcionan la información necesaria para comprender los principios de operación y determinar algunos cálculos en el sistema de estudio.

### 2.2.1. Relaciones energéticas

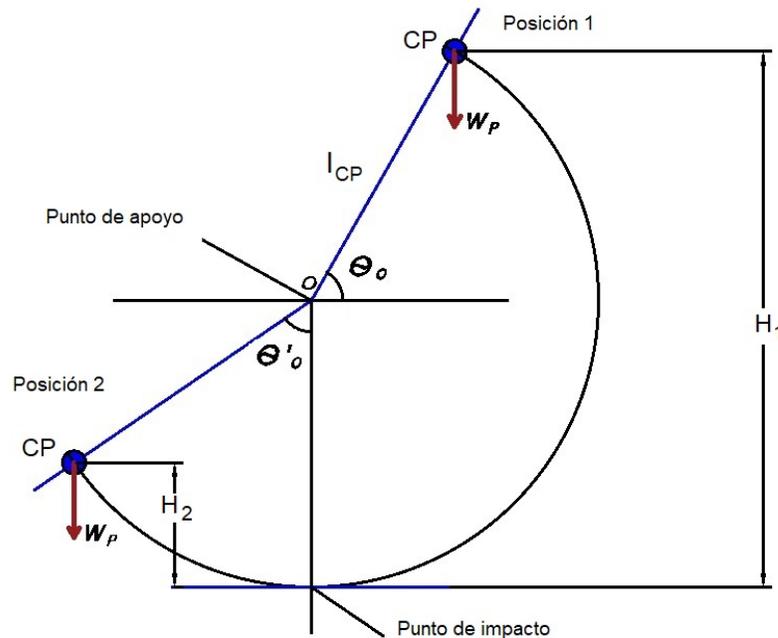
Las relaciones energéticas en la máquina de impacto, se basan esencialmente en el principio físico del péndulo simple; el cual es una idealización de un péndulo real o compuesto.

Acorde a los conceptos clásicos del movimiento armónico, un péndulo real cualquiera puede ser equivalente a un péndulo simple, siempre y cuando ambos tengan un período de oscilación igual como se muestra en [7].

El péndulo oscila en un plano vertical bajo la influencia de la gravedad, la trayectoria de oscilación tiene lugar a lo largo de un arco determinado por la longitud del péndulo. Si se considera un estado inicial en el cual el péndulo es elevado a una altura determinada (en la posición inicial  $\theta_0$ ), el péndulo almacena cierta cantidad de energía potencial en este estado. Esta energía que se almacena, es la que se utiliza para fracturar la probeta durante el ensayo.

La energía que absorbe la probeta durante el ensayo, es equivalente a la diferencia entre la energía del péndulo antes y después del impacto.

En la figura 2.7 se muestra las posiciones que adopta el péndulo en las condiciones específicas de trabajo.



**Figura 2.7:** Posición inicial y final del péndulo durante la prueba de impacto.

Realizando un análisis energético y sin considerar pérdidas de energía para simplificar el análisis, se tiene que la energía inicial del sistema es:

$$U_1 = W_P \cdot H_1 = W_P \cdot l_{CP}(1 - \cos\theta_0) \quad (2.1)$$

Donde:

$U_1$  = Es la energía inicial del péndulo

## 2. MARCO TEÓRICO

---

$W_P$ = Es el peso del péndulo

$l_{CP}$ = Distancia del centro de percusión al centro del eje de rotación

$H_1$ = Altura de caída del péndulo

$\theta_0$ = Es el ángulo de caída

La energía después del impacto de la probeta es:

$$U_2 = W_P \cdot H_2 = W_P \cdot l_{CP}(1 - \cos\theta'_0) \quad (2.2)$$

Donde:

$U_2$ = Es la energía final del péndulo

$W_P$ = Es el peso del péndulo

$l_{CP}$ = Distancia del centro de percusión al centro del eje de rotación

$H_2$ = Altura de elevación

$\theta'_0$ = Es el ángulo de elevación

Con las ecuaciones 2.1 y 2.2 se puede obtener la energía utilizada para fracturar la probeta en función de los ángulos de caída y de elevación, ecuación 2.4.

$$U_p = U_1 - U_2 \quad (2.3)$$

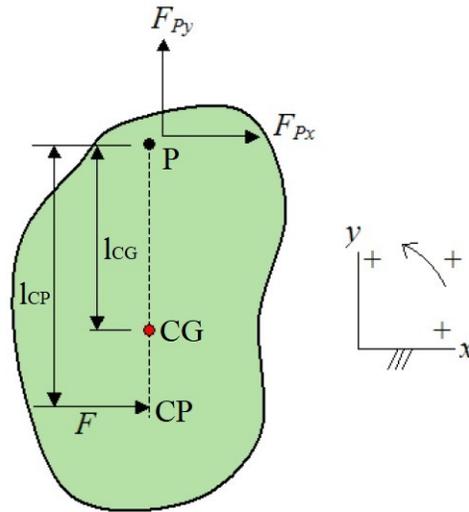
$$U_p = W_P \cdot l_{CP}(\cos\theta'_0 - \cos\theta_0) \quad (2.4)$$

### 2.2.2. Centro de percusión

El centro de percusión es el punto en un péndulo compuesto en el cual, al generar un impacto perpendicular en el plano de oscilación, no causa fuerzas de reacción en el eje de rotación del péndulo [8].

Para encontrar analíticamente el centro de percusión, se requieren las ecuaciones de dinámica de cuerpos rígidos. En primer lugar, se considera una forma

arbitraria para un sólido con un punto P de rotación y un punto G de centro de gravedad.



**Figura 2.8:** Aplicación de la fuerza F en el centro de percusión. [10]

La fuerza F actúa en el centro de percusión (a una distancia  $l_{CP}$  del punto P), y en este caso por actuar la fuerza en el centro de percusión, la fuerza horizontal en el punto P va a ser cero [10]. Esto significa que no habrá fuerza de reacción en P debido a la fuerza de impacto. Usando la ecuación de momento alrededor del punto P se tiene lo siguiente:

$$\sum M_P = I_P \cdot \alpha \quad (2.5)$$

Donde:

$M_P$ = Es la suma de momentos respecto al punto P

$I_P$ = Es el momento de inercia del cuerpo sobre P

$\alpha$ = Es la aceleración angular, esta aceleración se puede expresar usando la aceleración del centro de masa, y se define como:

$$\alpha = \frac{a_{CG}}{l_{CG}} \quad (2.6)$$

## 2. MARCO TEÓRICO

---

El único momento generado en este sistema es el ocasionado por la fuerza  $F$ , con lo cual se tiene:

$$\sum M_P = F \cdot l_{CP} \quad (2.7)$$

Igualando las ecuaciones 2.5 y 2.7 y sustituyendo el valor de  $\alpha$  de la ecuación 2.6, se tiene:

$$F \cdot l_{CP} = I_P \cdot \frac{a_{CG}}{l_{CG}} \quad (2.8)$$

Donde  $a_{CG}$ , es la aceleración lineal del centro de gravedad. Utilizando la segunda ley de Newton.

$$F = m_P \cdot a_{CG} \quad (2.9)$$

Y sustituyendo en la ecuación 2.8 se obtiene que:

$$l_{CP} = \frac{I_P}{l_{CG} \cdot m_P} \quad (2.10)$$

Con este resultado, es posible decir que la posición del centro de percusión depende del momento de inercia, la masa del sólido y la posición con respecto al punto de giro del centro de masa.

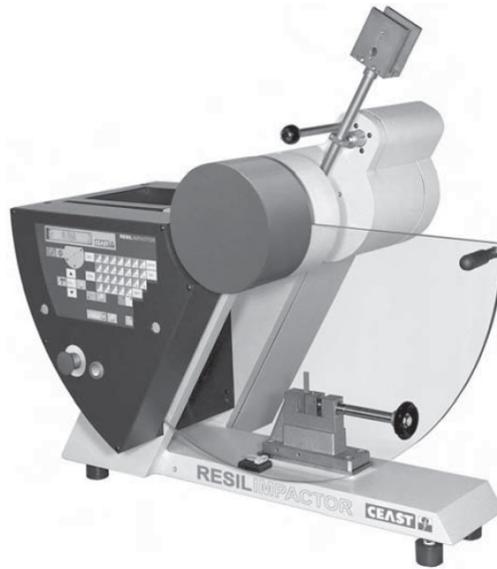
### 2.3. Generalidades de una máquina de impacto para pruebas tipo Izod

Una máquina de ensayo de impacto, se constituye por una base sólida, sobre la cual se ensambla una estructura que sirve de soporte para los elementos que integran la máquina, como son: el péndulo, el mecanismo de sujeción y liberación del péndulo, un mecanismo para medir la energía utilizada para romper la probeta, y algunos otros elementos como cojinetes, rodamientos o algún otro elemento utilizado para disminuir la fricción en el movimiento de oscilación; así mismo, en la base sólida se ensambla un soporte donde se fija una probeta para realizar el ensayo.

Las máquinas de ensayo de impacto, han sido estandarizadas en el sentido de que deben cumplir con ciertos requisitos operativos; donde se incluye una altura establecida para iniciar la caída del péndulo, con la cual se obtiene como resultado una velocidad sustancialmente constante al momento de impactar la probeta;

dichos requisitos se encuentran establecidos en la norma ISO-13802, "Plastics — Verification of pendulum impact testing machines — Charpy, Izod and tensile impact-testing"

En la figura 2.9 se muestra una máquina de impacto para pruebas tipo Izod; es una máquina relativamente moderna que utiliza controladores analógicos para la interpretación de los resultados, pero en esencia, su funcionamiento está basado en los principios del péndulo simple, la conservación de energía y los principios operativos que marca la norma ISO-13802 [3],[4].



**Figura 2.9:** Máquina de impacto Izod (CEAST U.S.A.) [3]

La figura 2.10 presenta un esquema, donde se ejemplifica la agrupación de algunos componentes que integran una máquina para ensayos de impacto tipo Izod de manera ilustrativa y para la comprensión general, así como su ubicación dentro del ensamble.

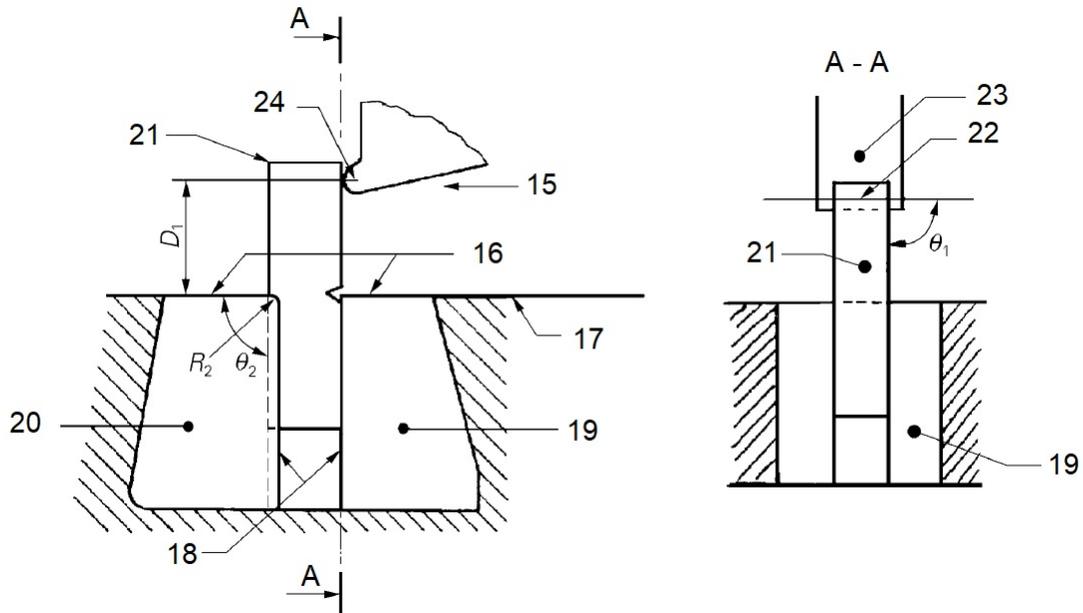
Se pueden considerar algunos otros elementos dependiendo del grado de complejidad que se requiera, pero básicamente los elementos mostrados son los que deben incluirse de manera esencial para un correcto funcionamiento.



Donde:

1. Eje de giro. Responsable de la soportar al péndulo y de la transmisión del movimiento oscilatorio.
2. Buje de ensamble. Evita desgaste entre el eje de giro y la base del péndulo.
3. Rodamientos. Minimiza la fricción entre las superficies de rodamiento.
4. Soporte de rodamientos. Fija los rodamientos a la estructura de la máquina.
5. Elemento de liberación y retención. Posiciona al péndulo en la altura inicial de trabajo, para su posterior liberación.
6. Vástago de péndulo. Es el medio de conexión entre el eje y el percutor.
7. Percutor. Es el elemento que transmite la energía almacenada en el péndulo contra la probeta de ensayo.
8. Mecanismo de marcación de resultados. Se utiliza para interpretar resultados directa o indirectamente.
9. Puntero. Se ensambla al conjunto eje-brazo de péndulo para mostrar los valores de lectura, sobre el mecanismo de marcación.
10. Pesos de trabajo. Masa que se agrega al péndulo para aumentar su energía de impacto.
11. Estructura de soporte. Estructura vertical donde se ensamblan y se soportan los componetes que integran la máquina.
12. Base sólida. Componente que soporta todos los elementos de la máquina de impacto.
13. Dispositivo de sujeción. Soportes para posicionar y fijar la probeta en el plano de impacto del péndulo.
14. Elementos de unión. Elementos que sirven para ensamblar y unir los componetes de la máquina de impacto.

En la figura 2.11, se presenta el detalle del dispositivo de sujeción con algunas geometrías representativas según la norma ISO 13802.



**Figura 2.11:** Detalle de la probeta posicionada y fija para el ensayo. [11]

Donde:

- 15. Dirección de impacto.
- 16. Superficie superior del dispositivo de sujeción.
- 17. Plano horizontal  $p_2$ .
- 18. Planos paralelos  $p_3$ .
- 19. Placa móvil.
- 20. Placa fija.
- 21. Probeta.
- 22. Línea de impacto.
- 23. Percutor.
- 24. Radio de curvatura del borde de impacto.

### 2.3.1. Descripción de componentes principales

Las máquinas de impacto se integran por una gran cantidad de componentes, pero existen elementos que son fundamentales para el funcionamiento de la misma, como son: el marco de soporte, el péndulo, el percutor, el mecanismo de retención y liberación de péndulo y el dispositivo de sujeción de las probetas estos son los elementos que teóricamente se deben considerar y que se deben integrar en un diseño básico.

#### 2.3.1.1. Marco de soporte

El marco de soporte está constituido por dos elementos: la base sólida y la estructura de soporte. El marco es lo suficientemente rígido y estable, para evitar que existan desplazamientos visibles de la máquina durante la oscilación del péndulo y cuando se impacta la probeta; además debe minimizar las pérdidas de energía debido a la vibración que se puedan generar por estos movimientos.

La Norma ISO-13802 establece una relación con un valor mínimo entre el valor máximo de la masa del marco de soporte ( $m_F$ ) y la masa del péndulo ( $m_P$ ), esta relación debe tomarse en consideración para reducir los posibles desplazamientos del marco de soporte debido al movimiento oscilatorio del péndulo.

#### 2.3.1.2. Péndulo

El péndulo consiste en un brazo de uno o varios componentes que tiene un movimiento oscilatorio alrededor de un eje fijo y esta constituido por el vástago y el percutor. La distribución de la masa del péndulo debe concentrarse en la parte cercana del punto de impacto, el vástago que soporta al péndulo debe ser lo suficientemente rígido para mantener las relaciones geométricas y de longitud que satisfagan los requerimientos del ensayo. El péndulo se diseña de tal forma que se pueda agregar peso al establecido inicialmente, para aumentar la energía de impacto para materiales que tienen un rango más amplio de energía de fractura.

#### 2.3.1.3. Percutor

El péndulo consta de un elemento denominado percutor ensamblado en su extremo inferior, el cual, es el punto de contacto al momento del impacto. El percutor es de acero templado con una buena resistencia al impacto y tiene una

## 2. MARCO TEÓRICO

---

superficie con un radio de curvatura de  $0.80 \pm 0.20[mm]$  con su eje horizontal perpendicular al plano de oscilación del péndulo [11]. La línea de contacto del percutor con la probeta debe estar dentro de  $\pm 2^\circ$  de la perpendicular al eje longitudinal de la probeta, y debe estar a  $22 \pm 0.2[mm]$  por encima de la superficie superior del accesorio que mantiene fija la probeta, como se ilustra en la figura 2.11.

### 2.3.1.4. Mecanismo de liberación y retención del péndulo

Para el mecanismo de liberación y retención del péndulo, se debe considerar que la liberación del péndulo de su posición inicial, se debe llevar a cabo sin impartir aceleraciones o vibraciones que afecten su comportamiento en el movimiento de oscilación. La posición del mecanismo, deberá ser tal que permita obtener una elevación del péndulo a un ángulo de entre  $30^\circ$  y  $60^\circ$  por encima de la horizontal.

### 2.3.1.5. Dispositivo de sujeción de probetas

El dispositivo de sujeción, es utilizado para fijar las probetas en el plano de impacto del péndulo, se debe considerar un accesorio de ajuste, que es utilizado para controlar el par de apriete al fijar la probeta.

La probeta se debe posicionar de tal forma que su centro de gravedad, y el centro de la muesca, se encuentre sobre la tangente al arco de desplazamiento del centro de percusión del péndulo, en la posición de impacto. El radio del borde de la superficie del dispositivo de sujeción sobre el que se produce la flexión deberá ser redondeado con un radio de  $0.2 \pm 0.1[mm]$ .

### 2.3.1.6. Mecanismo de marcación de resultados

Para determinar la energía restante que queda en el péndulo después de romper la probeta, es necesario considerar un sistema que pueda proporcionar esta información de manera directa o indirecta. Esto se puede conseguir utilizando un puntero y un mecanismo de marcación que indican la altura de ascenso del péndulo más allá del punto de impacto, en términos de energía extraída del péndulo.

El mecanismo de marcación puede graduarse para obtener los valores de los ángulos de caída y de elevación, con referencia a la ecuación 2.4.

## Búsqueda y análisis de información

---

El objetivo de la presente etapa del proyecto es el conocer y analizar el funcionamiento, así como los componentes considerados en las patentes de las diferentes máquinas de impacto teniendo como base la descripción de componentes principales expuestos en el capítulo anterior.

El proceso de búsqueda y recopilación de información, se inicia de lo general a lo particular; es decir, se lleva a cabo un análisis de literatura general y conforme se requiera conocimientos específicos, se comienza a consultar literatura técnica, artículos o patentes [2].

Además de realizar el análisis correspondiente de la información recopilada, es necesario establecer las especificaciones que son requeridas y que delimitan el alcance del proyecto.

### **3.1. Búsqueda de información**

#### **3.1.1. Patentes**

Las patentes están clasificadas dentro del nivel de mayor calidad de información técnica, son consideradas como fuentes de información tanto comercial como tecnológica. Su inventor, debe publicar información sobre la misma a fin de enriquecer los conocimientos técnicos que puedan beneficiar a la sociedad; así pues, las patentes no solo proporcionan protección para el titular, sino también información e inspiración para la generación de futuras invenciones; por lo que son consideradas como una de las fuentes de información pública más grande del

mundo [2].

Es por esta razón, que la búsqueda de información que se realizó en esta etapa, se enfocó en la revisión de patentes disponibles en la Internet que se consideran importantes para obtener información relevante para el desarrollo del proyecto.

#### **3.1.2. Análisis de patentes**

El análisis de las patentes se realizó considerando dos aspectos para el estudio, el primer aspecto se enfocó en el análisis de los sistemas que integran la máquina de impacto, el segundo fue dirigido en el estudio de los elementos que componen cada uno de estos sistemas. El objetivo para realizar este proceso en el análisis de las patentes es para lograr una mejor comprensión del funcionamiento de los sistemas y de su interacción uno respecto al otro, así como conocer los componentes que los integran.

A continuación se presentan algunas de las patentes que fueron analizadas y de las cuales se obtuvo alguna aportación para el proyecto.

##### **3.1.2.1. Patente US3157046A (17 de noviembre de 1964) "Máquina de prueba de impacto"**

Esta patente se refiere a una máquina para pruebas de impacto, donde se presenta un sistema con el cual el movimiento del péndulo absorbe un mínimo de energía en el accionamiento [11].

Así, con referencia a la figura 3.1 y 3.2 se tiene un péndulo (20), que está soportado por un poste vertical (21), el cual se encuentra unido a una base rígida (22). Se tiene una placa graduada (23) donde se observa el valor del ángulo obtenido una vez finalizada el ensayo. Se cuenta con una placa en forma de disco (24) que se utiliza para girar el péndulo (20) a la posición inicial requerida. Se tiene un elemento indicador (25) que es impulsado por un componente guía (26) que esta unido al péndulo (20) con el cual se determina la posición final a la cual llega el péndulo.

La probeta de prueba (27) se fija por medio de un accesorio (28), que se encuentra ensamblado en la base de soporte (22). Un percutor (29) está unido al péndulo en el centro radial del borde redondeado del péndulo. Se tiene un botón de accionamiento (30), que se acopla a través de la placa indicadora (23) y el

péndulo (20), a un mecanismo de liberación (36) por medio de la varilla (35). Las líneas discontinuas (31) indican la posición del péndulo (20) en la posición de impacto.

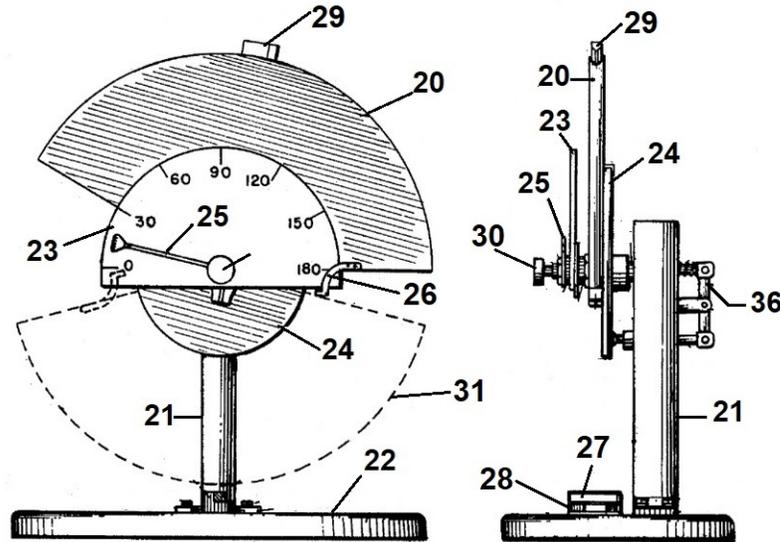


Figura 3.1: Patente US3157046A. [11]

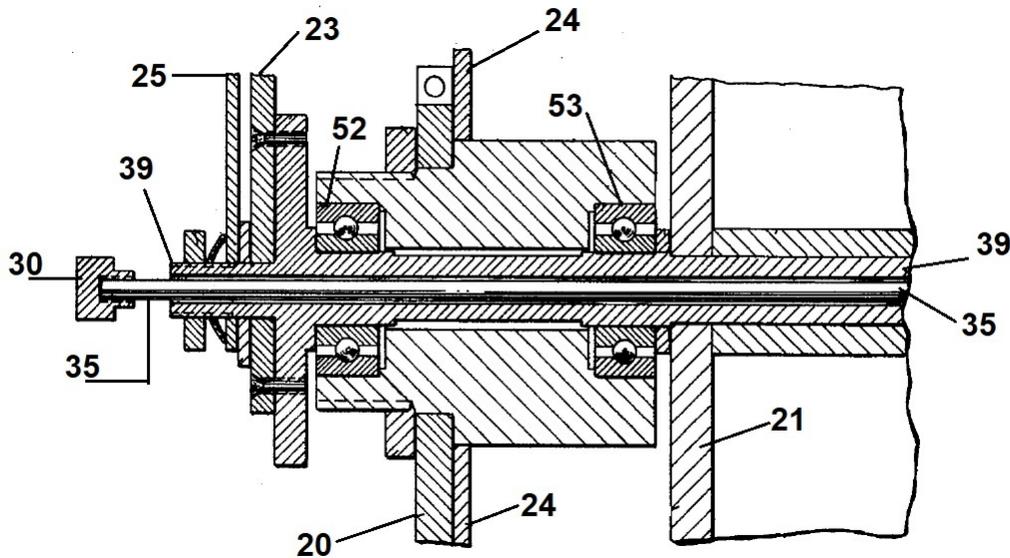
Realizando el análisis correspondiente de la configuración descrita anteriormente, se identificaron los siguientes sistemas:

a) Sistema estructural

Está conformado por el poste vertical (21) y la base de soporte plana (22), todos los componentes de la máquina se encuentran sostenidos por estos dos elementos; además este sistema proporciona estabilidad a todo el sistema en conjunto cuando se genera el movimiento de oscilación, según se expone en la patente.

b) Sistema de transmisión de movimiento

Este sistema permite que se realicen los movimientos que son requeridos para que se lleve a cabo la función de la máquina. El eje (39) se encuentra sostenido por dos rodamientos alineados (52) y (53), además se tiene integrado el indicador (25) que es accionado por el impulsor (26) unido péndulo (20), este sistema permite se cumpla la función de transmisión de energía.



**Figura 3.2:** Diagrama de ensamblaje de eje de rotación Patente US3157046A. [11]

c) Sistema de transmisión de energía

Este sistema es el encargado de transmitir la energía que se requiere para fracturar la probeta de prueba (27), cuenta con un péndulo (20) que tiene un borde circunferencial, el punto de impacto y el centro de percusión del péndulo coinciden en un punto exterior al péndulo, esto elimina sustancialmente la tendencia al atasco entre la mitad de la probeta rota, el péndulo (20) y el accesorio de sujeción (28).

d) Sistema de sujeción de muestra

Este sistema, mantiene fija la probeta de prueba (27) dentro de la trayectoria circular del péndulo para ser impactada, la forma del péndulo permite el uso de un accesorio de fijación con una longitud relativamente cercana a la base (22), aumentando su rigidez y estabilidad.

e) Sistema de fijación y liberación

Este sistema es el encargado de situar al péndulo (20) en la posición inicial de trabajo, se incluye una varilla de fijación deslizable (35) que se extiende a través del poste vertical (21) y el eje (39), la varilla de fijación se acopla a la placa circu-

lar (24) para fijar el péndulo (20), y mediante el botón de accionamiento (30) se realiza liberación del mismo mediante el mecanismo de liberación (36) (ver figura 3.1).

f) Sistema de entrega de valores

En este sistema se tiene la placa graduada (23), que esta está fijada al extremo del poste vertical (21); con la cual, se obtiene la medición del valor angular correspondiente. Un elemento indicador giratorio (25) está montado coaxialmente junto a la placa graduada (23) para girar alrededor del eje (39). El elemento guía (26) está acoplado para hacer girar el elemento indicador (25) a la posición determinada por el desplazamiento angular del péndulo (20).

**3.1.2.2. Patente CN101603905A (10 de abril del 2009) "Máquina de prueba de impacto"**

Esta patente hace referencia a una máquina para pruebas de impacto tipo Izod y tipo Charpy, se presenta una configuración que disminuye la percusión que causa la flexión del vástago del péndulo generado por el punto de impacto [12]. De manera simultánea también se pueden variar convenientemente la energía y la velocidad de impacto, con lo cual se puede satisfacer los requisitos para una variedad de rangos de energía utilizados, figura 3.3.

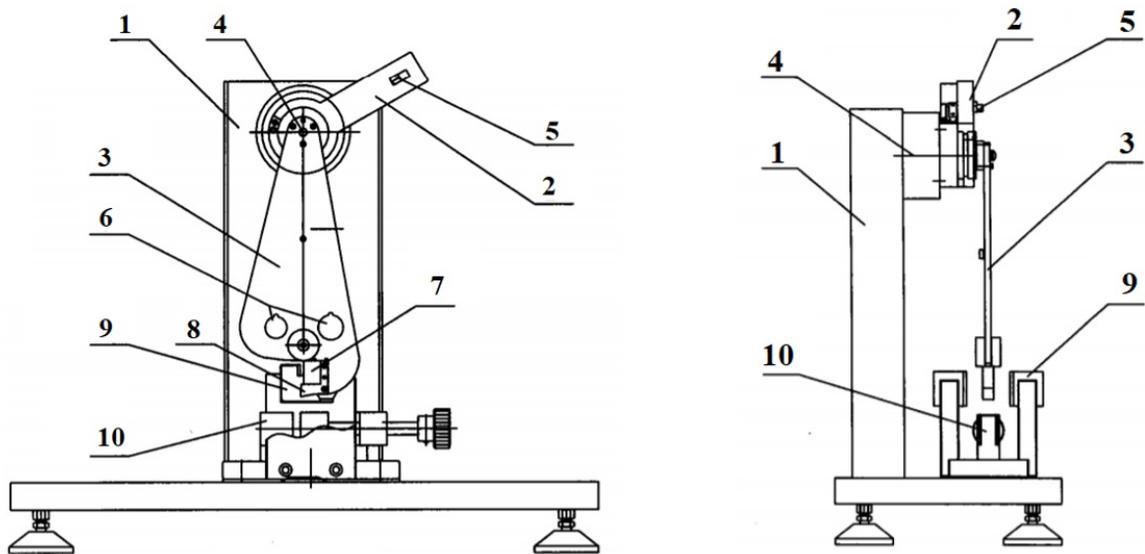


Figura 3.3: Patente CN101603905A. [12]

### 3. BÚSQUEDA Y ANÁLISIS DE INFORMACIÓN

---

Realizando el análisis correspondiente, se identifican los sistemas que se presentan en esta patente.

a) Sistema estructural

Este sistema está conformado por una estructura vertical (1) donde se soportan y se ensamblan los componentes de giro de la máquina, esta estructura es la encargada de mantener la estabilidad en el movimiento de oscilación del péndulo.

b) Sistema de transmisión de movimiento

El sistema permite el movimiento del eje (4), el cual se encuentra soportado por la estructura vertical (1), sobre este eje es ensamblado el péndulo (3) y se genera el movimiento oscilatorio para transmitir la energía para la fractura de la probeta.

c) Sistema de transmisión de energía

Se tiene un sistema de transmisión de energía compuesto por un péndulo en forma de ábanico (3). El cuerpo del péndulo es una estructura seccionada que está provista de un par orificios para ensamblar contrapesos de diferentes tamaños (6), el extremo superior del cuerpo que constituye el péndulo, está ensamblado al eje (4) y en el extremo inferior se ensambla el percutor (7). Además, este sistema cuenta con un soporte de balanceo (2) y un bloque de respaldo para contrapeso (5).

d) Sistema de sujeción de muestra

Su funcionamiento se basa en el apriete que realiza la parte móvil de un accesorio, para mantener fija la muestra de prueba en una posición determinada; se tiene dos formas para posicionar la probeta según sea el requerimiento de la prueba, tipo Charpy (9) y tipo Izod (10).

#### **3.1.2.3. Patente 202420 990 U (05 de septiembre del 2012) ” Probador de impacto de tipo pendular multifuncional”**

Esta patente hace mención a un aparato para realizar pruebas de impacto que se define como multifuncional, debido a que se integra en la base inferior (1), una distribución de orificios para tornillos de posicionamiento; a fin de ensamblar

diferentes accesorios para fijar las probetas de ensayo, de modo que se tiene la posibilidad de reemplazar convenientemente estos accesorios, para realizar distintas pruebas de impacto en el mismo aparato [13], figura 3.4.

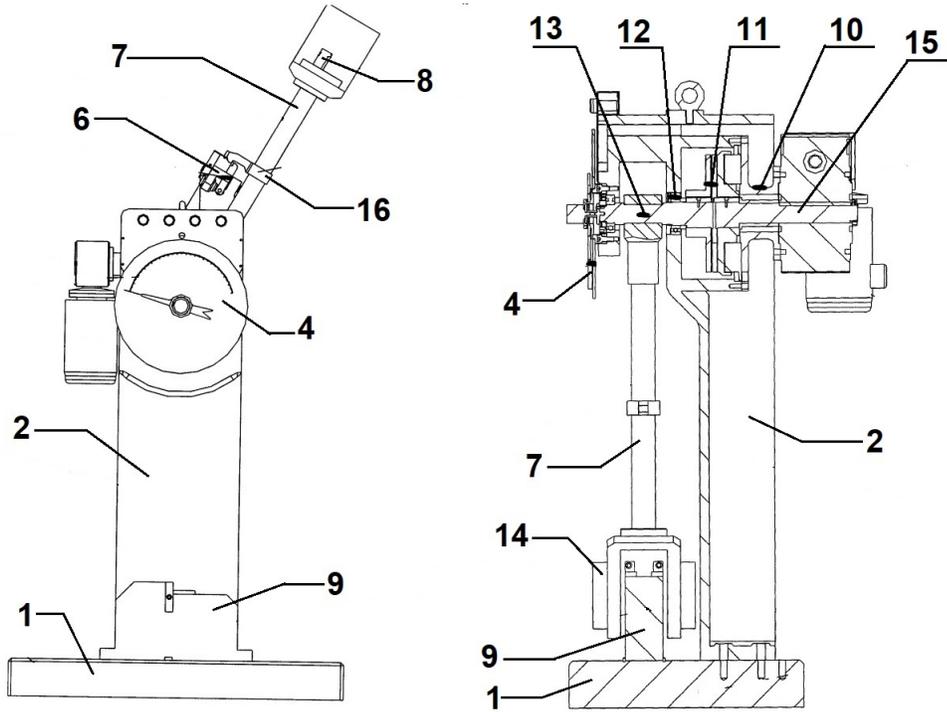
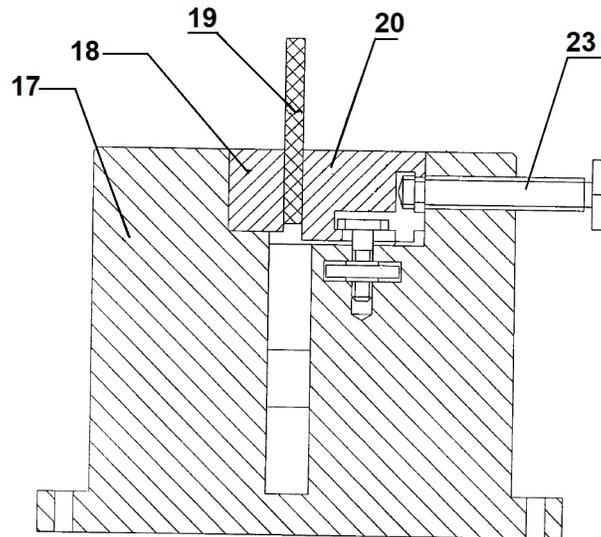


Figura 3.4: Patente 202420 990 U. [13]



**Figura 3.5:** Sistema de sujeción de la patente 202420 990 U. [13]

Realizando un análisis con referencia a las figuras 3.4 y 3.5, se identifican los siguientes sistemas:

a) Sistema estructural

Está integrado principalmente por dos elementos, el poste vertical (2) y una placa inferior(1) que sirve como base, el objetivo principal es tener un soporte rígido y estable donde se ensamble el mayor número de componentes en una posición definida.

b) Sistema de posicionamiento y liberación

El sistema está conformado por la extensión de sujeción (6), que se encuentra ensamblada en el poste vertical (2), por medio de la extensión (6) se fija y se posiciona el péndulo (7) a la altura inicial de trabajo. La extensión de sujeción (6), al ser accionada, libera el gancho (16) junto con el péndulo (7).

c) Sistema de movimiento

El principal componente en el sistema de movimiento es el eje de rotación (15), donde se ensamblan los elementos que presentan el movimiento oscilatorio. El eje es soportado por medio de rodamientos (12), acoplados en el el poste vertical (2).

Este sistema permite los movimientos que son necesarios para la transmisión de energía; además dentro de este sistema, se utiliza un embrague de fricción (11) para lograr el frenado del péndulo (7).

d) Sistema de transmisión de energía

El sistema de transmisión de energía está compuesto por el péndulo (7) y el percutor (8), la transmisión de energía comienza al accionar la extensión de sujeción (6), que libera el péndulo (7) desde una posición inicial, permitiendo que el péndulo descienda para transmitir la energía acumulada hacia la probeta de prueba (19).

El péndulo (7) está rígidamente conectado a dos pesos (14) en su extremo inferior, con lo cual se aumentan la energía de impacto y equilibran el balanceo en el movimiento de oscilación.

e) Sistema de sujeción de muestra

Consiste en un soporte (17) que tiene ensamblado un tope de presión fijo (18) y un tope de presión móvil (20), los cuales son utilizados para colocar la probeta de prueba (19). Para desplazar el tope móvil y generar una fuerza de compresión en la probeta, se gira el tornillo de compresión (23) hasta obtener el apriete deseado, y con ello mantener estable la muestra en la posición requerida, figura 3.5.

f) Sistema de toma de lecturas

Para visualizar los resultados, se tiene una carátula circular (4), que está acoplada al eje (15), mediante el cual es posible determinar el valor de la medición correspondiente.

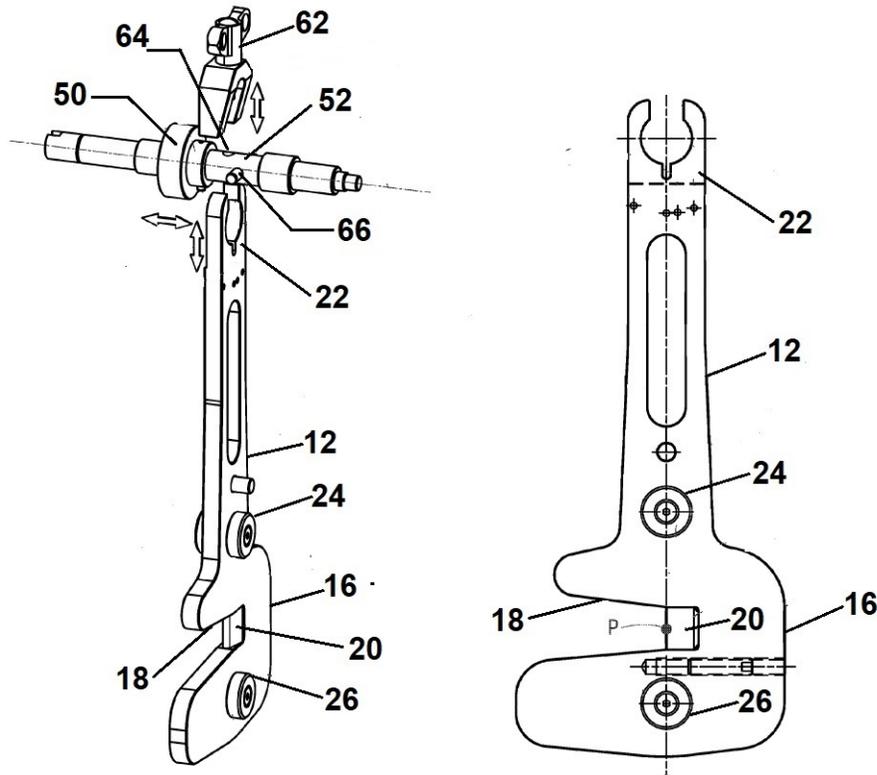
#### **3.1.2.4. Patente US 7,726,173 B2 (1 de junio del 2010) “Martillo para péndulo”**

Esta patente presenta una alternativa en el diseño para un péndulo [14], que es utilizado en los ensayos pruebas de impacto; este diseño se caracteriza por una alta simplicidad de fabricación y no requiere operaciones de montaje entre el vástago (14) y el cabezal (16), ya que estos dos elementos son conformados por una sola pieza.

### 3. BÚSQUEDA Y ANÁLISIS DE INFORMACIÓN

---

La forma del péndulo permite la adición de los pesos que modifican la energía entregada por parte del péndulo, ver figura 3.6.



**Figura 3.6:** Diseño de péndulo de patente US 7,726,173 B2. [14]

De acuerdo a la figura 3.6 el péndulo comprende un vástago (12) y un cabezal (16), los cuales se obtienen a partir de una placa plana, se consideran de espesor uniforme y con dos caras paralelas. Se define una superficie de impacto del cabezal (16), en la que se ensambla el elemento denominado percutor (20).

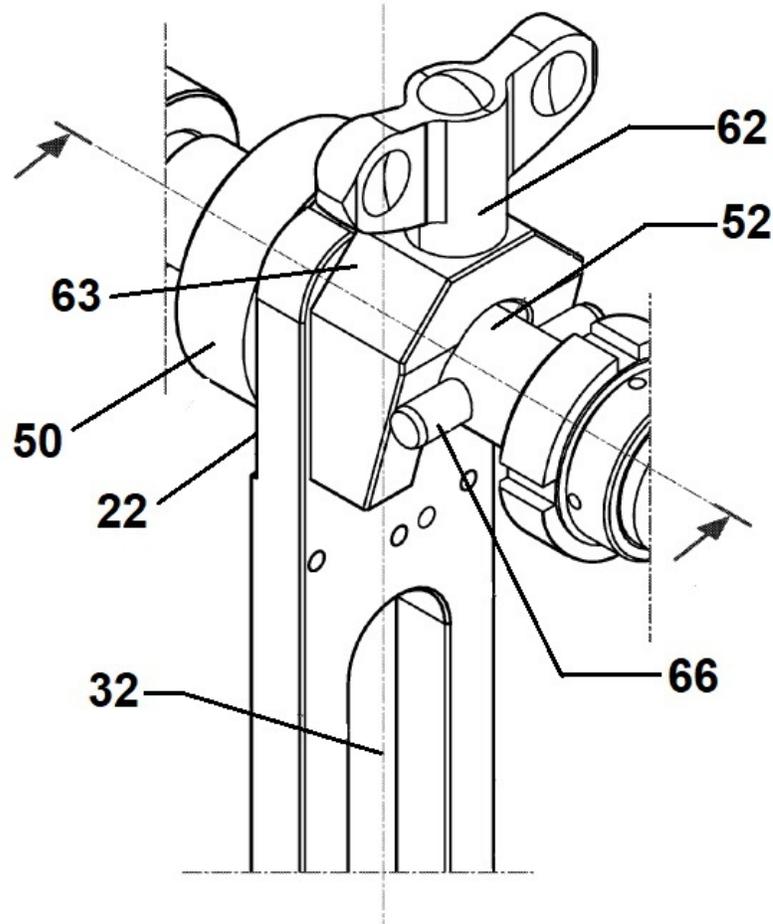
El vástago (12) tiene adaptada una sección para fijación (22) con la cual se acopla con el eje de giro (52).

El péndulo está provisto de dos pesos (24) y (26), fijados en las caras opuestas del vástago (12) y el cabezal (16); los cuales son idénticos en pares opuestos para mantener el centro de gravedad del péndulo centrado en el eje del cuerpo del péndulo. Los pesos (24) y (26) son elementos desmontables para que sea posible reemplazarlos por otros que tengan una masa diferente y generar diferentes ran-

gos de energía de impacto.

La forma aplanada del vástago (12), permite la fijación al eje (52) de una manera sencilla y efectiva. Esta fijación, se lleva a cabo por medio de un dispositivo de bloqueo (63), que incluye un tornillo de mariposa (62), que se acopla a un agujero roscado (64) provisto en el eje (52).

En una sección del eje (52), existe un pasador transversal (66), contra el cual actúa la parte en forma de cuña del dispositivo de bloqueo (63), cuando se gira el tornillo de mariposa (62), el dispositivo de bloqueo (63) se inserta de manera forzada entre el pasador transversal (66) y comprime axialmente el tope (50), con lo cual se logra la fijación del vástago (12) al eje (52), figura 3.7.

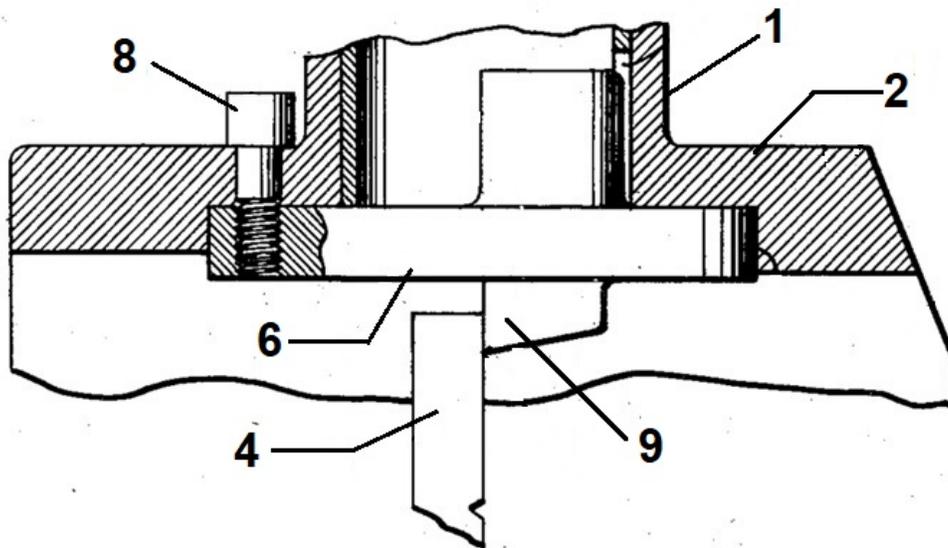


**Figura 3.7:** Sistema de fijación de péndulo de la patente US 7,726,173 B2. [14]

#### 3.1.2.5. Patente US2476634A (1 de junio del 2010) “Aparato de prueba Izod ”

Esta patente describe las características que presenta un percutor utilizado en los ensayos de impacto tipo Izod y Charpy, así como el modo de ensamble que es empleado para fijarlo en el péndulo, se presenta una geometría que agrega resistencia cuando se vuelve operativo [15].

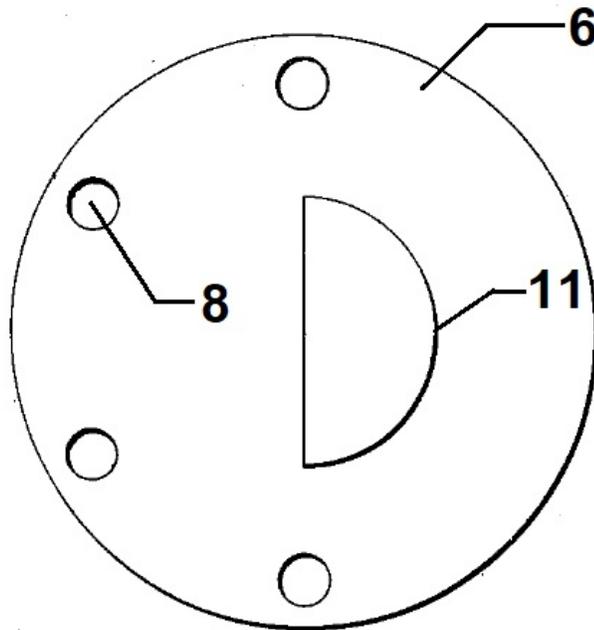
En la figura 3.8 se muestra el péndulo (1) que tiene una base de ensamble (2), en la cual se fija un disco (6) en el extremo inferior del péndulo (1). El disco (6) está ensamblado en la posición requerida mediante una serie de tornillos (8) ubicados alrededor de la parte frontal del disco (6), figura 3.8.



**Figura 3.8:** Montaje de percutor patente US2476634A. [15]

El disco (6) sirve como soporte para el percutor tipo Izod (9) que impacta a la probeta de prueba (4), este percutor se conforma mediante una saliente semicircular (11), lo que proporciona un área transversal que asegura una máxima resistencia al impacto.

Para realizar el cambio del percutor, es necesario quitar los tornillos (8) de los elementos roscados que se extienden verticalmente sobre el disco (6) ( ver figura 3.9) y posteriormente colocar el disco en la posición requerida y realizar el apriete correspondiente.



**Figura 3.9:** Vista inferior de percutor patente US2476634A. [15]

## 3.2. Requerimientos y especificaciones

La identificación de las necesidades o requerimientos del usuario, se lleva a cabo en la etapa inicial del proceso de diseño, es una de las etapas que tiene mayor relevancia; dado que es el punto donde se debe tener la capacidad de comprender las necesidades que tiene el usuario, sobre un producto o servicio determinado.

Es importante comprender claramente los requerimientos del usuario en términos de los atributos del producto; para ello, los requerimientos del usuario deben ser trasladados a objetivos medibles llamados especificaciones. Una especificación proporciona información sobre las características del diseño, pero también contienen las restricciones realistas que son relevantes para dimensionar el alcance del diseño. Si no se tiene una comprensión adecuada de las necesidades planteadas, no se tendrá un objetivo claro cumplir con lo requerido.

Las especificaciones no le dicen al diseñador cómo afrontar las necesidades o demandas del usuario. Las especificaciones dicen lo que debe hacer un producto, no lo que debe ser.

Por lo tanto, es preciso plantear un nivel adecuado de restricción en las especificaciones, dado que, si se contemplan en un nivel muy alto, éstas restringirán demasiado la generación de opciones de solución, pero si se consideran en un nivel muy bajo, puede ocasionar que se gesten opciones que no cumplan con las necesidades planteadas.[16]

#### **3.2.1. Requerimientos generales**

La identificación de los requerimientos del usuario, es el punto donde se debe tener la capacidad de comprender las necesidades que se generan, con base en esta premisa y con la recolección de datos, se establece la siguiente lista de requerimientos generales:

1. Ensayos estándar.
2. Ensayos de impacto para polímeros.
3. Debe ser sencilla la operación de la máquina.
4. La aplicación debe considerar el uso didáctico.
5. Modo de operación en forma manual.
6. Fácilidad para retirar o introducir una muestra.
7. Debe ser lo suficientemente segura para evitar lesiones al usuario.
8. Que sus componentes sean resistentes para el uso que se tiene destinado.
9. Que se puedan remplazar componentes de manera sencilla.
10. Fácil de fabricar.

#### **3.2.2. Especificaciones de diseño**

Con base en la revisión bibliográfica realizada en patentes y normas, la búsqueda de información comercial; la observación y el uso de una máquina de impacto, además de la información obtenida de usuarios, se presentan las especificaciones que deben ser consideradas en la propuesta del diseño de la máquina de impacto tipo Izod, las cuales se presentan a continuación:

1. La energía absorbida por la probeta debe estar entre el 10 y el 80 % de la energía entregada por el péndulo.
2. Mecanismo de sujeción y liberación: Debe liberar el péndulo sin impulso inicial, o vibración lateral.
3. Contacto entre la probeta y el borde de impacto, debe hacer contacto en todo el ancho de la probeta.
4. El centro de gravedad de la estructura debe estar a la misma altura del centro de percusión del péndulo en el impacto y en el plano de oscilación del péndulo.
5. El valor mínimo de la relación de la masa de la estructura ( $m_{Est}$ ) a la masa del péndulo más pesado ( $m_P$ ) utilizado debe ser de  $m_{est}/m_P$  debe ser mayor o igual a 42.

Además de las especificaciones antes mencionadas en las tablas 3.1 y 3.2 se presentan las especificaciones con algunos valores numéricos.

Valores de especificaciones			
Parámetro	Símbolo	Unidades	Valor
Capacidad de entrega de energía mínima	$E_{min}$	J	$5.5 \pm 1\%$
Capacidad de entrega de energía máxima	$E_{max}$	J	$15 \pm 1\%$
Longitud efectiva del péndulo	$L_E$	$m$	0.225 0.390
Distancia de línea de golpe y la superficie superior del accesorio de sujeción	$D_1$	$mm$	$22 \pm 0.2$
Velocidad de impacto	$v_{ip}$	$m/s$	$3.5 \pm 10\%$
Ángulo de elevación	$\theta_0$	grados	140 , 150 y 160

**Tabla 3.1:** Especificaciones de cumplimiento de diseño.

### 3. BÚSQUEDA Y ANÁLISIS DE INFORMACIÓN

---

Valores de las especificaciones referente a la figura 2.11			
Parámetro	Símbolo	Unidades	Valor
Radio de curvatura	$R_1$	mm	$0.8 \pm 0.2$
Ángulo a lo largo del eje de la probeta	$\theta_1$	grados	$90 \pm 2$
Radio del borde superior del soporte	$R_2$	mm	$0.2 \pm 0.1$
Ubicación del borde de impacto sobre la superficie superior	$D_1$	mm	$22 \pm 0.2$
Ángulo entre la placa fija y la superficie superior del soporte	$\theta_2$	grados	$90 \pm 0.5$
Paralelismo entre placas	$p_3$	mm	$\pm 0.025$

**Tabla 3.2:** Especificaciones para el posicionamiento de la probeta.

Aunque se contemplan más especificaciones en las normas, estas son los que se consideran de mayor relevancia para el diseño, y no es necesario contemplar las demás debido al alcance del proyecto, para futuros trabajos se deben tomar en consideración todas las especificaciones establecidas en la norma ISO 13802 "Plastics — Verification of pendulum impact testing machines — Charpy, Izod and tensile impact-testing", si se contempla la fabricación de un modelo físico [4].

## Diseño conceptual

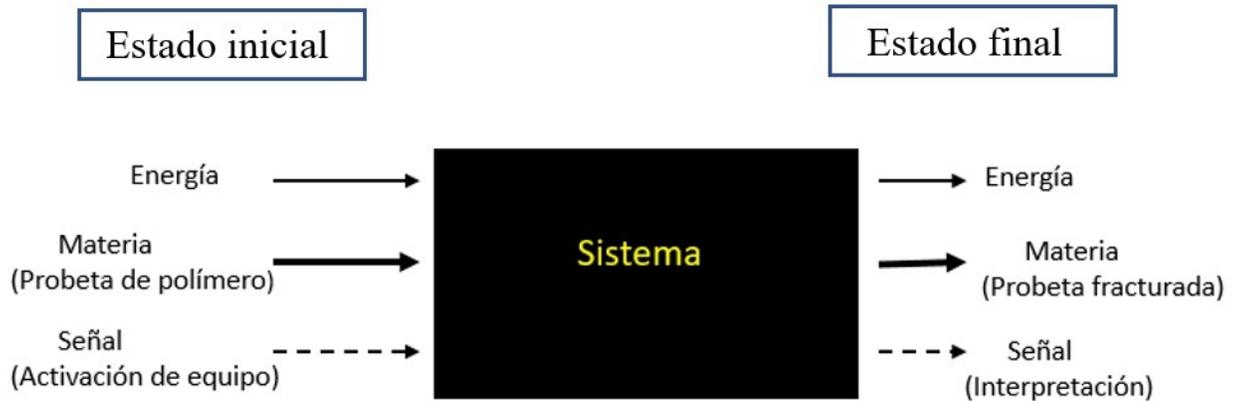
---

En este capítulo se incluye la descripción de la estructura funcional para una máquina para ensayos de impacto tipo Izod; la cual comprende los apartados siguientes: el diagrama funcional, matriz morfológica y por último las posibles alternativas de solución para el sistema de estudio.

### 4.1. Diseño a nivel sistema

Una forma de crear un sistema gráfico que permita la comprensión general de un sistema de estudio, y que a su vez proporcione una forma sencilla y eficaz para realizar su análisis; es el modelo llamado "caja negra" (MCN), que opera con flujos de materia, energía y señales. Recibe este nombre debido a que en este sistema, se encuentra una parte que da solución al problema planteado, teniendo como punto de partida un estado inicial [1], [2], [17].

El modelo de caja negra, representa la función general del sistema que facilita su estudio, las líneas continuas finas denotan la transferencia y conversión de energía, las continuas gruesas representan el movimiento de materia dentro del sistema y las líneas discontinuas son las señales de flujos de control y retroalimentación dentro del sistema, figura 4.1.

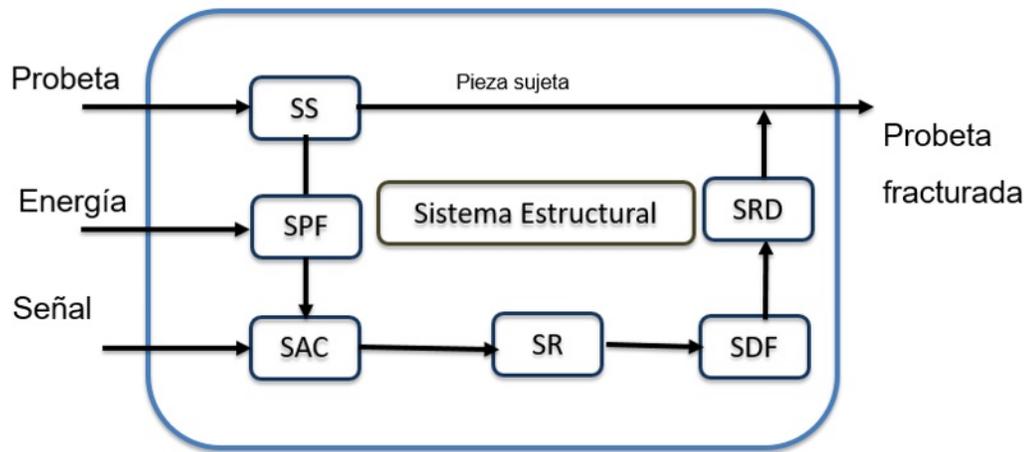


**Figura 4.1:** Modelo de caja negra (MCN) [1]

### 4.2. Diagrama Funcional

Tomando como base la búsqueda de información del capítulo anterior, se redefinen los sistemas funcionales para el análisis del caso de estudio en concreto, en la figura 4.2. se muestra el diagrama funcional con las acciones necesarias para lograr la transformación del estado inicial al estado final deseado (energía correspondiente para la fractura de un material polimérico), una función en el sistema necesariamente implica una transformación en el flujo de energía, información y materia [18].

- Las funciones que se relacionan con los flujos de energía pueden almacenar, conducir, disipar, suministrar y transformar esta energía.
- Así mismo, las funciones que se relacionan con el flujo de materia se pueden considerar como: las que actúan sobre el flujo, las que unen dos o más flujos, así como las que dividen el flujo de materia.
- Las funciones asociadas con la información pueden tomar la forma de señales mecánicas, eléctricas o cualquier otra.



**Figura 4.2:** Diagrama funcional de una máquina de impacto

Las funciones traducidas en sistemas se identifican a continuación:

- SE. Sistema estructural.
- SS. Sistema de sujeción de probeta.
- SPF. Sistema de fijación y liberación.
- SAC. Sistema de aplicación de carga.
- SR. Sistema de rotación.
- SDF. Sistema de frenado.
- SRD. Sistema de recolección de datos.

#### 4.2.1. Descripción de sistemas

Realizar una descripción clara y puntual de cada sistema es conveniente para evitar cualquier clase de confusión, y debe ser explicada con detalle acotando sus alcances.

## 4. DISEÑO CONCEPTUAL

---

- Sistema estructural (SE). Es el sistema encargado de contener todos los componentes que integran la máquina, es en esencia la parte resistente y rígida. Debe ser estáticamente estable, y soportar los esfuerzos que se generan al ser aplicada la carga de impacto sobre la probeta, no se deben presentar deformaciones tales que afecten los resultados del ensayo.

- Sistema de sujeción de probeta (SS). Su función consiste en fijar y orientar la probeta dentro del plano de acción del péndulo, para recibir la carga de impacto que produce la fractura en la probeta.

- Sistema de fijación y liberación (SPF). Sistema cuya función principal, es el de mantener fijo al sistema de aplicación de carga, cuando se alcanza la posición de elevación determinada, este sistema también es el encargado de efectuar la liberación del sistema de aplicación de carga de su posición inicial al punto de impacto.

- Sistema de aplicación de carga (SAC). Su función consiste en proporcionar la energía de impacto, que es requerida para fracturar la probeta, así mismo, este sistema es el que genera el contacto directo con la probeta.

- Sistema de rotación del eje (SR). Proporciona el movimiento angular al sistema de aplicación de carga.

- Sistema de frenado (SDF). Su función es disminuir la velocidad del sistema de aplicación de carga y realizar el paro total, una vez realizado el ensayo.

- Sistema de recolección de datos (SRD). Es el sistema encargado de transmitir la información obtenida al realizar la prueba, convierte una magnitud física en una señal medible de manera directa o indirecta.

### 4.3. Generación de alternativas de solución

En esta sección, se presentan las diferentes alternativas conceptuales, para cada una de las funciones técnicas definidas en el diagrama funcional (ver figura 4.2), se pondera la importancia de los criterios de diseño mediante el método de comparación por pares, y se lleva a cabo la selección de las alternativas con mejor puntaje en la evaluación.

### 4.3.1. Sistema estructural (SE)

En la figura 4.3 se presentan las propuestas conceptuales para dar solución al sistema estructural.

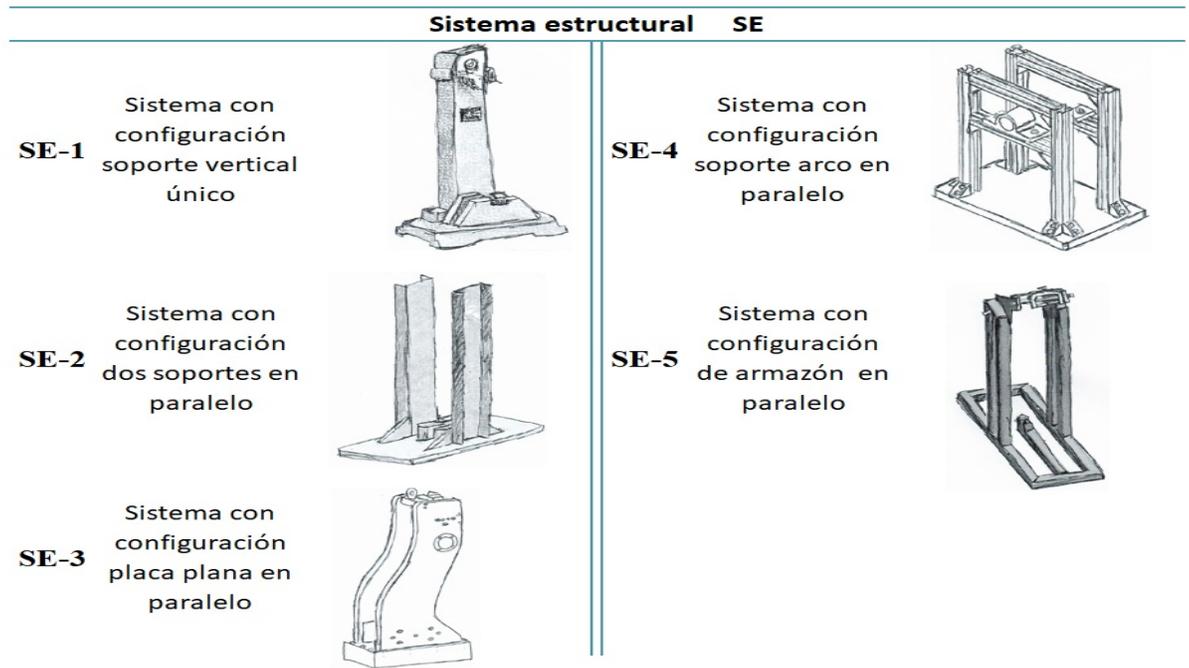


Figura 4.3: Alternativas de solución Sistema Estructural

#### 4.3.1.1. Criterios de diseño para el sistema estructural

Previo a la evaluación de los conceptos generados se deben definir los criterios de diseño y el factor de peso de cada uno de ellos. Los criterios de diseño se definen con base en las especificaciones establecidas, para el sistema estructural se presentan los siguientes criterios:

**Cd1.1. Estabilidad.** Se refiere a la capacidad que tiene el sistema para alcanzar un estado de equilibrio mecánico, cuando es sometido a un conjunto de fuerzas, entre mejor cumpla con esta función será mejor evaluada.

**Cd1.2. Capacidad de carga.** Será mejor evaluado el concepto, que tenga la capacidad de soportar el peso generado por los componentes ensamblados en el sistema, sin que se genere alguna alteración en la estabilidad del mismo.

#### 4. DISEÑO CONCEPTUAL

---

**Cd1.3. Espacio ocupado.** Se refiere a que entre menor sean las dimensiones del sistema estructural, mayor será el puntaje que se le otorgue.

**Cd1.4. Facilidad de ensamble.** Es la simplicidad que se tiene para ensamblar los componentes del sistema, uno con respecto del otro, entre más complicado sea realizar este ensamble se tendrá un puntaje menor.

**Cd1.5. Peso.** Entre menor sea el peso de los materiales utilizados, será mejor evaluado.

**Cd1.6. Factibilidad de manufactura.** Se hace referencia a los procesos de maquinado, entre menores sean los procesos para su fabricación y que no se tengan que utilizar procesos complejos de maquinado, tendrá un puntaje mayor.

##### 4.3.1.2. Comparación por pares y determinación de factores de peso

De acuerdo a la nomenclatura de los criterios de diseño, se presenta la tabla de comparación por pares y el factor de peso obtenido para cada criterio, figura 4.4.

	Cd1.1	Cd1.2	Cd1.3	Cd1.4	Cd1.5	Cd1.6	Suma	Factor
Criterios base	Cd1.1	1	1	1	1	1	5	0.313
	Cd1.2	0	1	1	1	0	3	0.188
	Cd1.3	0	0	0	1	0	1	0.063
	Cd1.4	1	0	1	0	0	2	0.125
	Cd1.5	0	0	0	1	0	1	0.063
	Cd1.6	0	1	1	1	1	4	0.250
							16	<b>1.000</b>

**Figura 4.4:** Tabla de comparación por pares y factores de peso del Sistema Estructural.

### 4.3.1.3. Selección de la mejor alternativa de solución para el sistema de estructural.

En la figura 4.5 se presenta la matriz de decisión para el sistema estructural, se puede observar los criterios de diseño que se han definido y el factor de peso que se le asigna a cada criterio.

Se otorga una calificación basada en la escala de 11 puntos expuesta en [2], en donde se asigna un valor a cada uno de los criterios en las alternativa de solución. Además de esto, se obtiene la suma de los puntos de cada alternativa siendo la mejor evaluada la que se considera la mejor opción de solución.

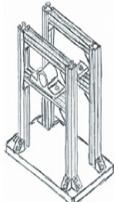
ALTERNATIVAS											
		SE-1		SE-2		SE-3		SE-4		SE-5	
											
Criterios	Peso	Calf.	Puntaje	Calf.	Puntaje	Calf.	Puntaje	Calf.	Puntaje	Calf.	Puntaje
Cd1.1.Estabilidad	0.313	6	1.878	7	2.191	7	2.191	4	1.252	7	2.191
Cd1.2. Capacidad de carga	0.188	7	1.316	7	1.316	8	1.504	7	1.316	7	1.316
Cd1.3. Espacio ocupado	0.063	4	0.252	6	0.378	8	0.504	7	0.441	7	0.441
Cd1.4. Facilidad de ensamble	0.125	3	0.375	7	0.875	8	1.000	7	0.875	7	0.875
Cd1.5. Peso	0.063	7	0.441	6	0.378	7	0.441	8	0.504	8	0.504
Cd1.6. Facilidad de manufactura	0.250	8	2.000	7	1.750	8	2.000	3	0.750	7	1.750
			<b>6.262</b>		<b>6.888</b>		<b>7.640</b>		<b>5.138</b>		<b>7.077</b>

Figura 4.5: Matriz de decisión del Sistema Estructural

### 4.3.2. Sistema de sujeción de probeta (SS)

En la figura 4.6 se muestra las cinco propuestas conceptuales para dar solución al sistema de sujeción de probeta.

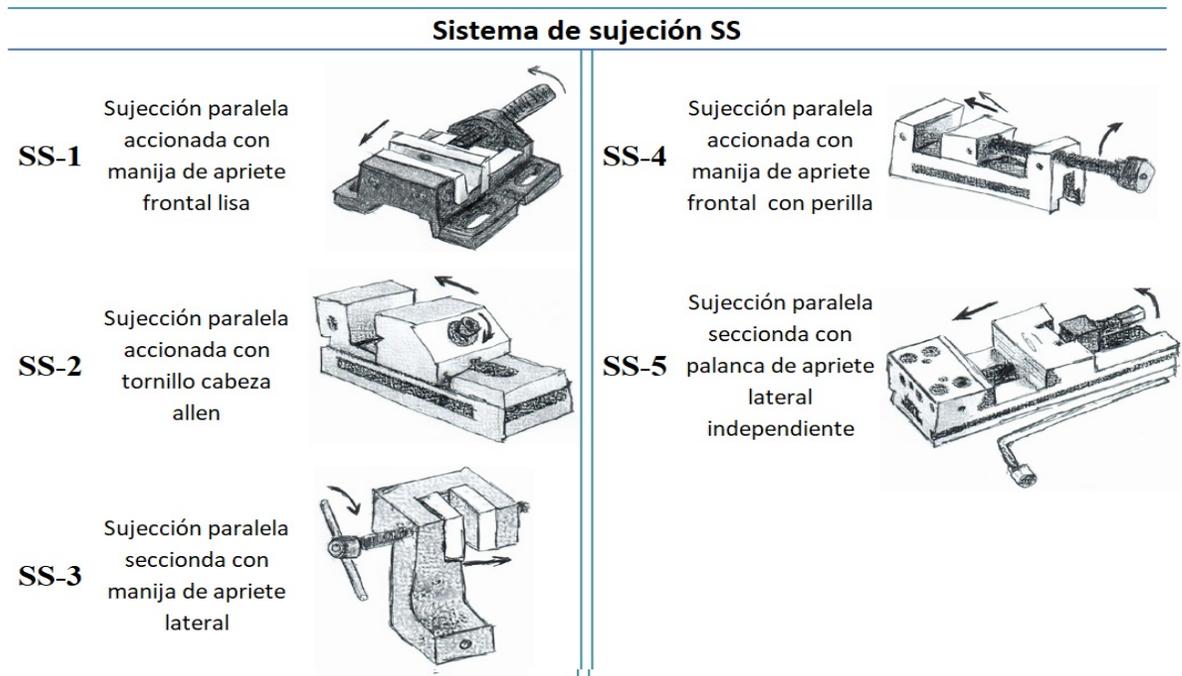


Figura 4.6: Alternativas de solución Sistema de Fijación de Probeta

#### 4.3.2.1. Criterios de diseño para el sistema de sujeción de probeta

Los criterios de diseño para sistema de sujeción de probetase presentan a continuación:

**Cd2.1. Estabilidad de sujeción.** Se refiere a la capacidad de fijar la probeta en la posición requerida, con tan solo la fuerza generada por las manos del usuario aplicada a un elemento destinado para esta función. Entre mejor se lleve a cabo la sujeción y evite el movimiento de la probeta, el puntaje considerado será mayor.

**Cd2.2. Facilidad de montaje.** Es la simplicidad que se tiene cuando se fija este componente al sistema estructural, entre más complicado sea realizar este montaje se tendrá un puntaje menor.

**Cd2.3. Facilidad de manipulación.** Se refiere a la facilidad de manipulación para realizar el apriete, ajuste y posicionamiento de la probeta, entre mayor facilidad se tenga para realizar estas operaciones se considera un puntaje mayor.

**Cd2.4. Compacto.** Entre menor sea el volumen ocupado en la máquina de impacto, mayor será el puntaje.

**Cd2.5. Factibilidad de manufactura.** Se hace referencia a los procesos de maquinado, entre menores sean los procesos para su fabricación y que no se tengan que utilizar procesos complejos de maquinado, tendrá un puntaje mayor.

**4.3.2.2. Comparación por pares factores de peso**

En la figura 4.7 se presenta la comparación por pares y el factor de peso obtenido para cada criterio de diseño del sistema de sujeción de probeta.

	Cd2.1	Cd2.2	Cd2.3	Cd2.4	Cd2.5	Suma	Factor
<b>Criterios base</b>	Cd2.1	1	1	1	0	3	0.3000
	Cd2.2	0	0	1	1	2	0.2000
	Cd2.3	0	1	0	1	3	0.3000
	Cd2.4	0	0	0	0	1	0.1000
	Cd2.5	1	0	0	0	1	0.1000
						<b>10</b>	<b>1.000</b>

**Figura 4.7:** Tabla de comparación por pares y factores de peso del sistema de sujeción de probeta

**4.3.2.3. Selección de la mejor alternativa de solución para el sistema de sujeción de probeta**

En la figura 4.8 se muestra la matriz de decisión para el sistema de sujeción de probeta, se pueden apreciar las calificaciones otorgadas para cada una de las alternativas de solución.

#### 4. DISEÑO CONCEPTUAL

Criterios	ALTERNATIVAS										
	Peso	SS-1		SS-2		SS-3		SS-4		SS-5	
		Calf.	Puntaje								
<b>Cd2.1.</b> Estabilidad de sujeción	0.300	8	2.400	6	1.800	7	2.100	7	2.100	7	2.100
<b>Cd2.2.</b> Facilidad de montaje	0.200	7	1.400	3	0.600	8	1.600	8	1.600	6	1.200
<b>Cd2.3.</b> Facilidad de manipulación	0.300	6	1.800	2	0.600	8	2.400	9	2.700	7	2.100
<b>Cd2.4.</b> Compacto	0.100	7	0.700	4	0.400	4	0.400	8	0.800	5	0.500
<b>Cd2.5.</b> Factibilidad de manufactura	0.100	6	0.600	8	0.800	8	0.800	7	0.700	6	0.600
			<b>6.900</b>		<b>4.200</b>		<b>7.300</b>		<b>7.900</b>		<b>6.500</b>

**Figura 4.8:** Matriz de decisión del Sistema de Sujeción

#### 4.3.3. Sistema de fijación y liberación (SPF)

Se proponen seis conceptos para generar una solución en el sistema de fijación y liberación, los cuales se ilustran en la figura 4.9.

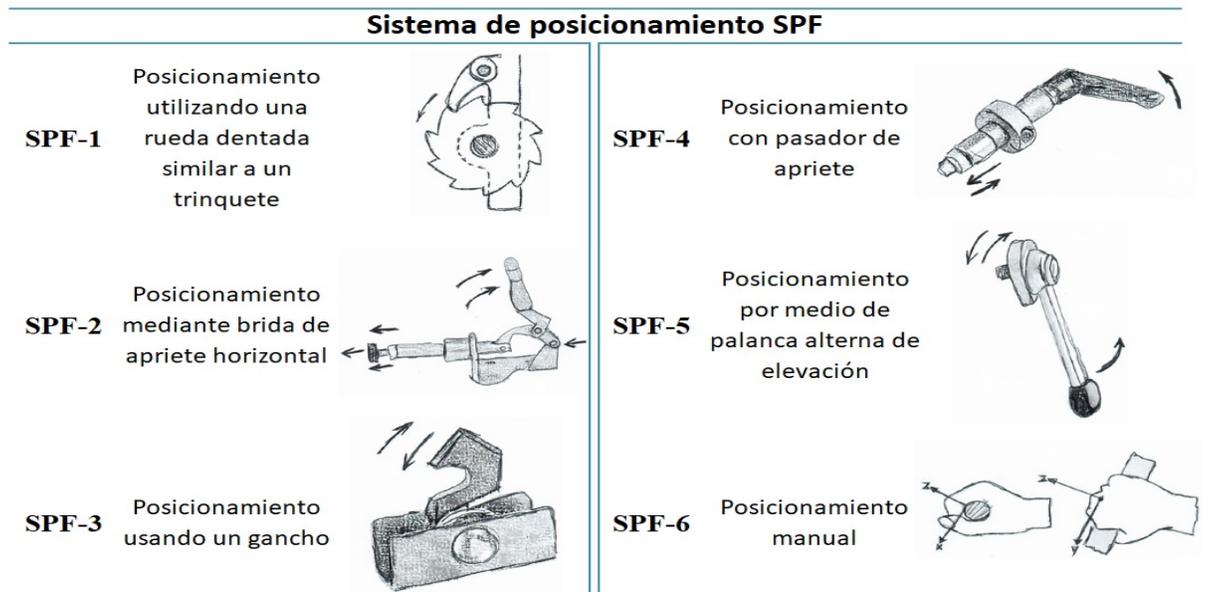


Figura 4.9: Alternativa de solución para el Sistema de Posicionamiento

#### 4.3.3.1. Criterios de diseño base del sistema de fijación y liberación

Presentadas las diferentes alternativas conceptuales para el sistema de fijación y liberación, se proponen los siguientes criterios de diseño:

**Cd3.1.** Funcionamiento seguro. Se refiere a la forma de llevar a cabo la sujeción, de tal manera que no permita movimiento alguno en el sistema sin que sea considerado; entre mas confiable y segura sea la sujeción se dará mayor puntaje.

**Cd3.2.** De fácil de manipulación. La sujeción y liberación debe realizarse de manera fácil y sencilla, sin que se genere algún riesgo para el usuario, será mejor calificada si cumple esta función.

**Cd3.3.** Estabilidad. Se refiere a la capacidad que tiene el sistema para que en conjunto con el resto del sistema otorgue estabilidad cuando soporta al sistema de aplicación de carga.

**Cd3.4.** Capacidad de carga. Será mejor evaluado el concepto que tenga la capacidad de de soportar el peso generado por el sistema de aplicación de carga, sin que se genere alguna alteración de estabilidad.

#### 4. DISEÑO CONCEPTUAL

---

**Cd3.5.** Facilidad de montaje. Es la capacidad que se tiene cuando se ensambla el accesorio al sistema estructural, entre más complicado sea realizar este montaje se tendrá un puntaje menor.

**Cd3.6.** Factibilidad de manufactura. Hace referencia a los procesos de maquinado, entre menores sean los procesos para su fabricación y que no se tengan que utilizar procesos complejos de maquinado, tendrá un puntaje mayor.

##### 4.3.3.2. Comparación por pares y determinación de factores de peso

En la figura 4.10 se presenta la tabla de comparación por pares y el factor de peso encontrado para cada criterio de diseño del sistema de fijación y liberación.

	Cd3.1	Cd3.2	Cd3.3	Cd3.4	Cd3.5	Cd3.6	Suma	Factor
Criterios base	Cd3.1	1	0	1	1	1	4	0.286
	Cd3.2	0	1	0	1	0	2	0.143
	Cd3.3	1	0	0	1	1	3	0.214
	Cd3.4	0	1	1	1	1	4	0.286
	Cd3.5	1	0	0	0	0	1	0.071
	Cd3.6	0	1	0	0	1	2	0.143
							14	1.000

**Figura 4.10:** Comparación por pares y factores de peso del sistema de fijación y liberación

##### 4.3.3.3. Selección de la mejor alternativa de solución para el sistema fijación y liberación

La figura 4.11 muestra la matriz de decisión del sistema de fijación y liberación, donde se observa la calificación total para cada una de las alternativas de solución que has sido propuestas, siendo la de mejor puntaje la que debe ser considerada para la solución del sistema.

### 4.3 Generación de alternativas de solución

Criterios	Peso	ALTERNATIVAS											
		SPF-1		SPF-2		SPF-3		SPF-4		SPF-5		SPF-6	
Cd3.1. Funcionamiento seguro	<b>0.286</b>	Calf. 7	Puntaje 2.002	Calf. 4	Puntaje 1.144	Calf. 8	Puntaje 2.288	Calf. 8	Puntaje 2.288	Calf. 7	Puntaje 2.002	Calf. 1	Puntaje 0.654
Cd3.2. Fácil de manipulación	<b>0.143</b>	Calf. 5	Puntaje 0.715	Calf. 3	Puntaje 0.429	Calf. 7	Puntaje 1.001	Calf. 5	Puntaje 0.715	Calf. 6	Puntaje 0.858	Calf. 2	Puntaje 0.102
Cd3.3. Estabilidad	<b>0.214</b>	Calf. 8	Puntaje 1.712	Calf. 4	Puntaje 0.856	Calf. 7	Puntaje 1.498	Calf. 6	Puntaje 1.284	Calf. 7	Puntaje 1.498	Calf. 6	Puntaje 0.275
Cd3.4. Capacidad de carga	<b>0.286</b>	Calf. 4	Puntaje 1.144	Calf. 6	Puntaje 1.716	Calf. 8	Puntaje 2.288	Calf. 4	Puntaje 1.144	Calf. 8	Puntaje 2.288	Calf. 5	Puntaje 0.327
Cd3.5. Facilidad de montaje	<b>0.071</b>	Calf. 6	Puntaje 0.426	Calf. 7	Puntaje 0.497	Calf. 7	Puntaje 0.497	Calf. 6	Puntaje 0.426	Calf. 7	Puntaje 0.497	Calf. 6	Puntaje 0.030
Cd3.6. Factibilidad de manufactura	<b>0.143</b>	Calf. 7	Puntaje 1.001	Calf. 7	Puntaje 1.001	Calf. 8	Puntaje 1.144	Calf. 5	Puntaje 0.715	Calf. 7	Puntaje 1.001	Calf. 1	Puntaje 0.102
			<b>7.000</b>		<b>5.643</b>		<b>8.716</b>		<b>6.572</b>		<b>8.144</b>		<b>1.491</b>

Figura 4.11: Matriz de decisión para el Sistema de de Fijación y Liberación

#### 4.3.4. Sistema de aplicación de carga (SAC)

Se proponen seis conceptos para generar una solución para el sistema de aplicación de carga, los cuales se ilustran en la figura 4.12.

## 4. DISEÑO CONCEPTUAL



**Figura 4.12:** Alternativa de solución para el Sistema de Carga

### 4.3.4.1. Criterios de diseño del sistema de aplicación de carga

Los criterios de diseño del sistema de aplicación de carga son los siguientes:

**Cd4.1.** Peso. Entre menor sea el peso de los materiales utilizados, será mejor evaluado.

**Cd4.2.** Dimensiones. Se hace referencia a que entre menor sean las dimensiones de los elementos utilizados, mayor será el puntaje.

**Cd4.3.** Resistencia mecánica. Se refiere a la capacidad para resistir las fuerzas aplicadas sin sufrir deformaciones o fracturas, a mayor resistencia mejor puntaje.

**Cd4.4.** Facilidad de ensamble. Es la simplicidad que se tiene para ensamblar los componentes del sistema uno con respecto del otro, entre más complicado sea realizar este ensamble se tendrá un puntaje menor.

**Cd4.5.** Facilidad de montaje. Es la capacidad que se tiene cuando se ensambla el accesorio al sistema de rotación, entre más complicado sea realizar este montaje se tendrá un puntaje menor.

**Cd4.6.** Facilidad de manufactura. Hace referencia a los procesos de maquinado, entre menores sean los procesos para su fabricación y que no se tengan que

utilizar procesos complejos de maquinado, tendrá un puntaje mayor.

#### 4.3.4.2. Comparación de pares y determinación de factores de peso

En la figura 4.13 se presenta la tabla de comparación por pares y el factor de peso obtenido para cada criterio de diseño.

	Cd4.1	Cd4.2	Cd4.3	Cd4.4	Cd4.5	Cd4.6	Suma	Factor
Criterios base	<b>Cd4.1</b>	0	0	0	1	0	1	0.067
	<b>Cd4.2</b>	1		0	1	0	2	0.133
	<b>Cd4.3</b>	1	1		1	1	5	0.333
	<b>Cd4.4</b>	1	0	0		1	2	0.133
	<b>Cd4.5</b>	0	1	0	0		0	0.067
	<b>Cd4.6</b>	1	1	0	1	1		4
							<b>15</b>	<b>1</b>

**Figura 4.13:** Comparación por pares y factores de peso del Sistema de aplicación decarga

#### 4.3.4.3. Selección de la mejor alternativa de solución para el Sistema de Aplicación de Carga

En la figura 4.14 se presenta la matriz de decisión del sistema de posicionamiento, se aprecia la calificación total obtenida para cada una de las alternativas de solución propuestas.

## 4. DISEÑO CONCEPTUAL

ALTERNATIVAS											
	SAC-1		SAC-2		SAC-3		SAC-4		SAC-5		
Criterios	Peso	Calif.	Puntaje								
<b>Cd4.1.</b> Peso	0.0670	7	0.469	7	0.469	7	0.4690	7	0.4690	7	0.4690
<b>Cd4.2.</b> Dimensiones	0.1330	6	0.798	7	0.931	8	1.0640	8	1.0640	8	1.0640
<b>Cd4.3.</b> Resistencia mecánica	0.3330	9	2.997	8	2.664	9	2.9970	9	2.9970	9	2.9970
<b>Cd4.4.</b> Facilidad de ensamble	0.1330	5	0.665	4	0.532	8	1.0640	8	1.0640	9	1.1970
<b>Cd4.5.</b> Facilidad de montaje	0.0670	7	0.469	8	0.536	8	0.5360	7	0.4690	8	0.5360
<b>Cd4.6.</b> Facilidad de manufactura	0.2670	9	2.403	7	1.869	8	2.1360	8	2.1360	8	2.1360
			<b>7.801</b>		<b>7.001</b>		<b>8.266</b>		<b>8.199</b>		<b>8.399</b>

Figura 4.14: Matriz de decisión del Sistema de Aplicación de Carga

### 4.3.5. Sistema de rotación (SR)

Para el sistema de rotación, se proponen seis conceptos que pueden ser utilizados para dar solución al sistema, los cuales se ilustran en la figura 4.15.

Sistema de rotación SR					
<b>SR-1</b>	Sistema de rotación con rodamiento de agujas		<b>SR-4</b>	Sistema de rotación con cojinetes de fricción autolubricado	
<b>SR-2</b>	Sistema de rotación con rodamientos esféricos		<b>SR-5</b>	Sistema de rotación con cojinetes de fricción	
<b>SR-3</b>	Sistema de rodamientos lisos esféricos de eje radial				

Figura 4.15: Alternativa de solución para el sistema de rotación

#### 4.3.5.1. Criterios de diseño del sistema de rotación

Definidas las diferentes alternativas conceptuales para el sistema de rotación se proponen los siguientes criterios de diseño:

**Cd5.1.** Coeficiente de fricción. Hace referencia a un coeficiente de fricción bajo, tendrá una mejor calificación el que cumpla con este criterio.

**Cd5.2.** Facilidad de montaje y desmontaje. En el sistema de rotación, entre mas sencillas sean estas operaciones se calificará con un mayor puntaje.

**Cd5.3.** Auto-alineación. Permite tolerar la desalineación y desviación del montaje durante la rotación, si permite la auto-alineación tendrá un puntaje mejor.

**Cd5.4.** Rigidez. Es la relación entre la carga y la deformación elástica de los elementos rotativos, se tendrá un mejor puntaje si cumple con este criterio.

**Cd5.5.** Resistencia a la corrosión. Entre mejor resista a la corrosión tendrá un puntaje mayor.

**Cd5.6.** Resistencia a cargas radiales y axiales. Se refiere a que entre mejor soporte la combinación de cargas será mejor evaluado.

#### 4.3.5.2. Comparación por pares y determinación de factores de peso

En la figura 4.16 se presenta la tabla de comparación por pares y el factor de peso que se asigna a cada criterio de diseño del sistema de rotación.

#### 4. DISEÑO CONCEPTUAL

Criterios base	Cd5.1	Cd5.2	Cd5.3	Cd5.4	Cd5.5	Cd5.6	Suma	Factor	
	Cd5.1		1	0	0	1	0	2	0.133
	Cd5.2	0		0	0	1	0	1	0.067
	Cd5.3	1	1		0	1	0	3	0.200
	Cd5.4	1	1	1		0	1	4	0.267
	Cd5.5	0	0	0	1		0	1	0.067
	Cd5.6	1	1	1	0	1		4	0.267
							15	1.000	

Figura 4.16: Comparación por pares y factores de peso del Sistema de Rotación

#### 4.3.5.3. Selección de la mejor alternativa de solución para el sistema de rotación

La figura 4.17 se presenta la matriz de decisión aplicada al sistema de rotación, donde se aprecian los criterios de diseño, el factor de peso y finalmente se pueden apreciar las calificaciones basadas en la escala de 11 puntos.

Criterios	Peso	ALTERNATIVAS									
		SR-1		SR-2		SR-3		SR-4		SR-4	
											
		Calf.	Puntaje	Calf.	Puntaje	Calf.	Puntaje	Calf.	Puntaje	Calf.	Puntaje
Cd5.1. Coeficiente de fricción	0.133	8	1.064	8	1.064	7	0.931	7	0.931	7	0.931
Cd5.2. Facilidad de montaje y desmontaje	0.067	8	0.536	8	0.536	8	0.536	8	0.536	8	0.536
Cd5.3. Auto-alineación	0.2	7	1.4	8	1.6	7	1.400	2	0.400	2	0.400
Cd5.4. Rigidez	0.267	9	2.403	9	2.403	8	2.136	3	0.801	4	1.068
Cd5.5. Resistencia a la corrosión	0.067	8	0.534	8	0.5336	8	0.534	8	0.534	8	0.534
Cd5.6. Resistencia a cargas radiales y axiales	0.267	8	2.136	9	2.403	8	2.136	3	0.801	4	1.068
			8.073		8.540		7.673		4.003		4.537

Figura 4.17: Matriz de decisión del Sistema de Rotación

### 4.3.6. Sistema de frenado (SDF)

Para el sistema de frenado se proponen seis conceptos para la solución, los cuales se ilustran en la figura 4.18.



**Figura 4.18:** Alternativa de solución para el Sistema de Frenado

#### 4.3.6.1. Criterios de diseño para el sistema de frenado

Los criterios de diseño utilizados para la evaluación del sistema de frenado son:

**Cd6.1.** Efectividad de frenado. Es la capacidad que se tiene para detener o disminuir la velocidad del sistema de rotación y sistema de aplicación de carga, entre mejor realice esta función, se tendrá un puntaje mayor.

**Cd6.2.** Funcionamiento seguro. Se refiere a la capacidad de realizar el paro del componente en movimiento de una manera total, sin permitir que se generen movimientos que no sean considerados.

**Cd6.3.** Facilidad de montaje. Es la capacidad que se tiene cuando se ensambla el accesorio al sistema de rotación y al sistema estructural, entre más complicado sea realizar este montaje se tendrá un puntaje menor.

**Cd6.4.** Resistencia al desgaste. Se refiere a que la superficie de contacto tenga una buena resistencia al desgaste por fricción, entre mejor sea esta propiedad se obtendrá un mejor puntaje.

#### 4. DISEÑO CONCEPTUAL

---

**Cd6.5.** De fácil manipulación. Se refiere a la capacidad de accionar este sistema de una forma intuitiva y sencilla.

**Cd6.6.** Dimensiones. Se refiere entre menor sean las dimensiones de los elementos utilizados, se tendrá un mayor puntaje.

**Cd6.7.** Facilidad de manufactura. Hace referencia a los procesos de maquinado, entre menor sean los procesos para su fabricación y que no se tengan que utilizar procesos complejos de maquinado, tendrá un puntaje mayor.

##### 4.3.6.2. Comparación por pares y determinación de factores de peso

La tabla de comparación por pares y el factor de peso encontrado para cada criterio de diseño del sistema de frenado, se presentan en la 4.19.

	Cd6.1	Cd6.2	Cd6.3	Cd6.4	Cd6.5	Cd6.6	Cd6.7	Suma	Factor
<b>Criterios base</b>	<b>Cd6.1</b>	0	1	1	1	1	0	4	0.250
	<b>Cd6.2</b>	1		1	1	1	0	5	0.313
	<b>Cd6.3</b>	0	0		0	0	1	2	0.125
	<b>Cd6.4</b>	0	0	1		0	0	1	0.063
	<b>Cd6.5</b>	0	0	1	1		1	4	0.250
	<b>Cd6.6</b>	0	1	0	1	0		3	0.188
	<b>Cd6.7</b>	1	0	0	1	0	0	2	0.125
								16	1

**Figura 4.19:** Comparación por pares y factores de peso del Sistema de Frenado

##### 4.3.6.3. Selección de la mejor alternativa de solución para el sistema de frenado

En la figura 4.20 se presenta las alternativas de solución para el sistema de frenado, con los factores de peso y las calificaciones correspondientes de cada uno de ellos, con lo cual se hace la selección del elemento que obtiene un mayor puntaje.

#### 4.4 Selección y evaluación a través de la matriz morfológica.

Criterios	Peso	ALTERNATIVAS											
		SDF-1		SDF-2		SDF-3		SDF-4		SDF-5		SDF-6	
<b>Cd6.1.</b> Efectividad de frenado	<b>0.250</b>	7	1.75	8	2	8	2.0000	4	1.0000	7	1.75	1	0.250
<b>Cd6.2.</b> Funcionamiento seguro	<b>0.313</b>	5	1.565	8	2.504	6	1.8780	7	2.1910	7	2.191	2	0.686
<b>Cd6.3.</b> Facilidad de montaje	<b>0.125</b>	5	0.625	6	0.75	7	0.8750	7	0.8750	6	0.75	0	0.109
<b>Cd6.4.</b> Resistencia a desgaste	<b>0.063</b>	6	0.3780	8	0.5040	7	0.4410	8	0.5040	7	0.4410	0	0.032
<b>Cd6.5.</b> Fácil manipulación	<b>0.250</b>	8	2.0000	8	2.0000	8	2.0000	8	2.0000	7	1.7500	3	0.500
<b>Cd6.6.</b> Dimensiones	<b>0.188</b>	8	1.504	7	1.3160	8	1.5040	6	1.1280	8	1.504	0	0.212
<b>Cd6.7.</b> Facilidad de manufactura	<b>0.125</b>	4	0.5000	8	1	7	0.8750	6	0.7500	6	0.7500	2	0.094
			<b>8.322</b>		<b>10.074</b>		<b>9.573</b>		<b>8.448</b>		<b>9.136</b>		<b>1.883</b>

Figura 4.20: Matriz de decisión del Sistema de frenado

#### 4.4. Selección y evaluación a través de la matriz morfológica.

La evaluación y selección de las alternativas de solución para el diseño conceptual de la máquina de impacto, se realiza por medio de una matriz morfológica. En esta matriz, se observan las combinaciones de las diferentes alternativas que se pueden considerar como opciones para solución del sistema; la matriz podría tener un sin fin de combinaciones para llevar a cabo la solución, pero se restringe a la selección de las alternativas que obtuvieron un mayor puntaje en las evaluaciones previas (sección 4.3).

En la figura 4.21 se muestran las alternativas generadas para los distintos sistemas funcionales en una matriz morfológica.

## 4. DISEÑO CONCEPTUAL

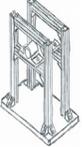
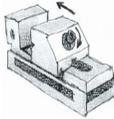
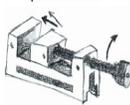
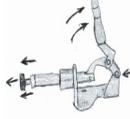
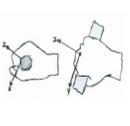
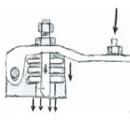
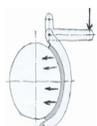
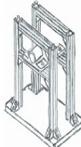
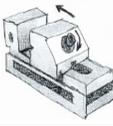
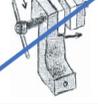
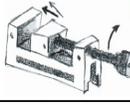
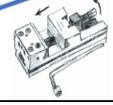
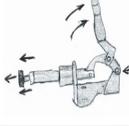
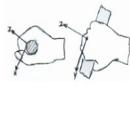
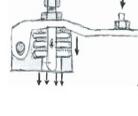
Sistema Estructural SE	Sistema con configuración soporte vertical SE-1 	Sistema con configuración dos soportes en paralelo SE-2 	Sistema con configuración placa plana en paralelo SE-3 	Sistema de aplicación de carga SAC	Configuración de vástago cilíndrico sólido, con base circular SAC-1 	Configuración de vástago cilíndrico hueco, con base circular SAC-2 	Configuración de vástago doble paralelo, y base rectangular SAC-3 
	Sistema con configuración soporte arco en paralelo SE-4 	Sistema con configuración de armazón en paralelo SE-5 			Configuración de vástago cilíndrico, con base rectangular SAC-4 	Configuración de vástago rectangular con base rectangular SAC-5 	
Sistema de sujeción SS	Sujección paralela accionada con manija de apriete frontal lisa SS-1 	Sujección paralela accionada con tornillo cabeza allen SS-2 	Sujección paralela seccionada con manija de apriete lateral SS-3 	Sistema de rotación SR	Sistema de rotación con rodamiento de agujas SR-1 	Sistema de rotación con rodamientos esféricos SR-2 	Rodamientos lisos esféricos de eje radial SR-3 
	Sujección paralela accionada con manija de apriete frontal con perilla SS-4 	Sujección paralela con palanca de apriete lateral independiente SS-5 			Sistema de rotación con cojinetes de fricción autolubricado SR-4 	Sistema de rotación con cojinetes de fricción SR-5 	
Sistema de posicionamiento SPF	Posicionamiento utilizando una rueda dentada similar a un trinquete SPF-1 	Posicionamiento mediante brida de apriete horizontal SPF-2 	Posicionamiento usando un gancho SPF-3 	Sistema de frenado SDF	Sistema de freno cable y zapatas SDF-1 	Sistema de freno usando un disco SDF-2 	Sistema de freno por tornillo SDF-3 
	Posicionamiento con pasador de apriete SPF-4 	Posicionamiento por medio de palanca alterna de elevación SPF-5 	Posicionamiento manual SPF-6 		Sistema de freno por palanca SDF-4 	Sistema de freno de tambor SDF-5 	Paro manual SDF-6 

Figura 4.21: Matriz Morfológica

Identificadas las alternativas conceptuales que obtuvieron un mayor puntaje en la evaluación, se genera un arreglo con diferentes configuraciones para determinar la mejor disposición de los sistemas funcionales que integran la propuesta de diseño. En la figura 4.22 se muestran las alternativas generadas para dar solución al sistema de la máquina de impacto.

## 4. DISEÑO CONCEPTUAL

Sistema Estructural SE	Sistema con configuración soporte vertical SE-1 	Sistema con configuración dos soportes en paralelo SE-2 	Sistema con configuración placa plana en paralelo SE-3 	Sistema de aplicación de carga SAC	Configuración de vástago cilíndrico sólido, con base circular SAC-1 	Configuración de vástago cilíndrico hueco, con base circular SAC-2 	Configuración de vástago doble paralelo, y base rectangular SAC-3 
	Sistema con configuración soporte arco en paralelo SE-4 	Sistema con configuración de armazón en paralelo SE-5 			Configuración de vástago cilíndrico, con base rectangular SAC-4 	Configuración de vástago rectangular con base rectangular SAC-5 	
Sistema de sujeción SS	Sujección paralela accionada con manija de apriete frontal lisa SS-1 	Sujección paralela accionada con tornillo cabeza allen SS-2 	Sujección paralela seccionada con manija de apriete lateral SS-3 	Sistema de rotación SR	Sistema de rotación con rodamiento de agujas SR-1 	Sistema de rotación con rodamientos esféricos SR-2 	Rodamientos lisos esféricos de eje radial SR-3 
	Sujección paralela accionada con manija de apriete frontal con perilla SS-4 	Sujección paralela con palanca de apriete lateral independiente SS-5 			Sistema de rotación con cojinetes de fricción autolubricado SR-4 	Sistema de rotación con cojinetes de fricción SR-5 	
Sistema de posicionamiento SPF	Posicionamiento utilizando una rueda dentada similar a un trinquete SPF-1 	Posicionamiento mediante brida de apriete horizontal SPF-2 	Posicionamiento usando un gancho SPF-3 	Sistema de frenado SDF	Sistema de freno cable y zapatas SDF-1 	Sistema de freno usando un disco SDF-2 	Sistema de freno por tornillo SDF-3 
	Posicionamiento con pasador de apriete SPF-4 	Posicionamiento por medio de palanca alterna de elevación SPF-5 	Posicionamiento manual SPF-6 		Sistema de freno por palanca SDF-4 	Sistema de freno de tambor SDF-5 	Paro manual SDF-6 

→ SS-1

Figura 4.22: Alternativas de solución para la máquina de impacto

## 4.5. Diseño de configuración

La evaluación de las alternativas conceptuales otorgan una aproximación de la configuración que se presenta en los sistemas de la máquina de impacto, las alternativas conceptuales mejor evaluadas para cada sistema, son las opciones que se pueden utilizar como mejor opción de solución. Se considera que todos los sistemas estarán compuestos por elementos sencillos en su funcionalidad, y con un número de elementos reducido de acuerdo a las funciones que realizan, además de considerar la interacción entre los mismos, la configuración de solución se describen a continuación:

En la figura 4.23 se presenta la configuración para el sistema de estudio que se designa como **SS-1**, esta configuración consiste en implementar el sistema estructural por medio de placas paralelas ensambladas en una base rígida, en las placas paralelas se integra el sistema de rotación, el cual estará sustentado por rodamientos de bola ensamblados a un eje donde se soporta el sistema de aplicación de carga, se considera el ensamble de los rodamientos a la estructura por medio de accesorios de sujeción.

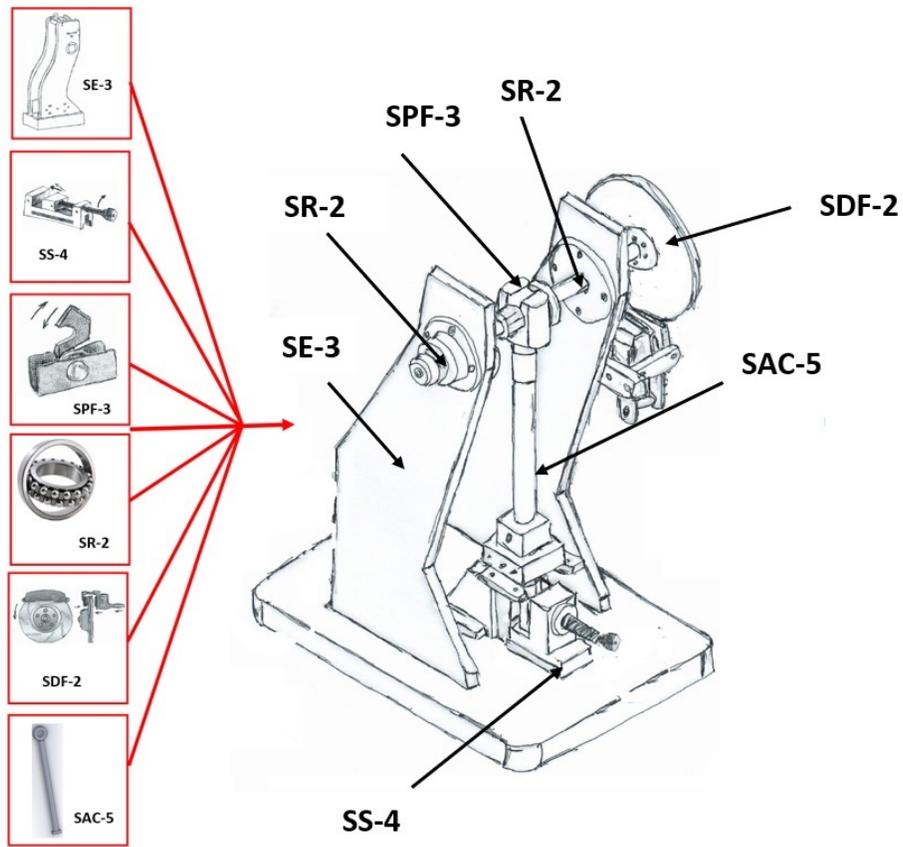
El sistema de aplicación de carga estará constituido por un péndulo con vástago cilíndrico sólido, con esta configuración se tiene una menor complejidad en la manufactura del mismo, también la forma del vástago permite hacer modificaciones en su geometría (de ser requerido) para obtener la energía de trabajo especificada.

La configuración del sistema de frenado se acopla a una extensión del sistema de rotación, donde se ensamblará un disco, que debe ser integrado al sistema de frenado, el complemento para el frenado del disco se ensambla en el sistema estructural, la alternativa en el sistema de posicionamiento consiste en utilizar un gancho el cual se debe de acoplar con el vástago del péndulo para posicionar al péndulo en la altura requerida.

En el sistema de sujeción de probeta se utiliza un accesorio de fijación paralela con perilla, donde el par de apriete al momento de que se sujeta la probeta se lleva a cabo por medio de un tornillo de ajuste colocado en la parte central del accesorio.

#### 4. DISEÑO CONCEPTUAL

---



**Figura 4.23:** Configuración para la máquina de impacto tipo Izod

## Diseño de detalle y modelo

---

En este capítulo, se presentan los cálculos correspondientes de los elementos que integran las funciones principales descritos en el capítulo 4, su dimensionamiento y la propuesta de los materiales que se pueden utilizar para su fabricación.

Se especifican los componentes comerciales que son requeridos, indicando sus características técnicas evaluadas para uso. Además, en esta etapa se lleva a cabo elaboración de los planos de fabricación de cada uno de los elementos requeridos en el ensamble final.

### 5.1. Sistema de aplicación de carga

Se compone de dos elementos el primero es percutor, este es encargado de realizar el impacto con la probeta y el segundo es el vástago, el cual une el percutor con el eje central de la máquina, para el diseño del sistema de aplicación de carga se debe tomar en cuenta los siguientes puntos:

1. El centro de percusión
2. La cantidad de energía que puede entregar
3. La velocidad en el punto de impacto

Igualmente, se debe considera una regla de procedimiento que establece que la energía absorbida por la muestra debe estar entre el 10 y el 80 % de la energía total del péndulo.

## 5. DISEÑO DE DETALLE Y MODELO

---

Para determinar el centro de percusión se utiliza la ecuación 2.10 definida en el capítulo 2, donde :

$$l_{CP} = \frac{I_0}{m \cdot l_{CG}} \quad (5.1)$$

Se considera un sistema conservativo, donde la energía potencial ( $E_P$ ) en el punto de liberación y la energía cinética ( $E_C$ ) en el punto más bajo o de impacto, son cero. Tomando estas consideraciones se tiene que el balance de energía en el sistema evaluado en estos dos puntos se define como:

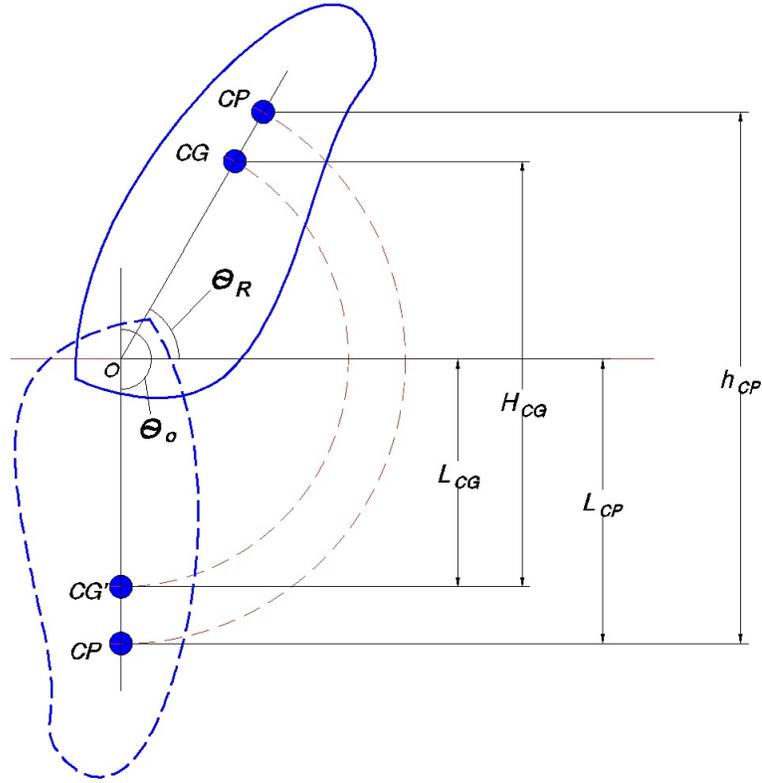
$$E_C - E_P = 0 \quad (5.2)$$

Donde la energía potencial y la energía cinética se definen según las ecuaciones 5.3 y 5.4.

$$E_P = m \cdot g \cdot h_{CG} \quad (5.3)$$

$$E_C = \frac{1}{2} \cdot I_0 \cdot \omega_{CG}^2 \quad (5.4)$$

En la figura 5.1 se ilustra la representación de un péndulo físico, donde se puede deducir la relación entre la altura del centro de gravedad ( $h_{CG}$ ) y la longitud del centro de gravedad ( $l_{CG}$ ) del péndulo, con respecto al eje de giro.



**Figura 5.1:** Relaciones de posición del péndulo en el punto inicial y en el punto de impacto

Realizando un análisis para el centro de gravedad en la posición inicial del péndulo, y en la posición final o de impacto se obtiene la relación dada por la ecuación 5.5.

$$h_{CG} = l_{CG} + l_{CG} \cdot \sin(\theta_R) = l_{CG} \cdot (1 + \cos(180 - \theta_0)) \quad (5.5)$$

Realizando la sustitución de la ecuación 5.5 en 5.3 y las ecuaciones 5.4 y 5.3 en 5.2, se obtiene la siguiente expresión:

$$\frac{1}{2} \cdot I_0 \cdot \omega_{CG}^2 = m \cdot g \cdot l_{CG} \cdot (1 + \cos(180 - \theta_0)) \quad (5.6)$$

Por otra parte, la velocidad angular se define según la ecuación 5.7.

$$\omega_{CG} = \frac{v_{SE}}{l_{CP}} \quad (5.7)$$

Por lo tanto, este valor se puede introducir en la ecuación 5.6 para obtener la siguiente expresión:

$$\frac{1}{2} \cdot I_0 \cdot \left( \frac{v_{SE}}{l_{CP}} \right)^2 = m \cdot g \cdot l_{CG} \cdot (1 + \cos(180 - \theta_0)) \quad (5.8)$$

Donde el término  $m \cdot l_{CG}$  se puede incluir en la ecuación 5.8 para obtener la longitud del centro de percusión de acuerdo a la ecuación 5.1.

$$\frac{1}{2} \cdot I_0 \cdot \left( \frac{v_{SE}}{l_{CP}} \right)^2 = g \cdot \frac{I_0}{l_{CP}} \cdot (1 + \cos(180 - \theta_0)) \quad (5.9)$$

Realizando esta sustitución el momento de inercia se simplifica y por lo tanto, el centro de percusión teórico se puede encontrar aún sin conocer el momento de inercia [10]. Resolviendo la ecuación 5.9 para la longitud del centro de percusión, se tiene:

$$l_{CP} = \frac{v_{SE}^2}{2 \cdot g \cdot (1 + \cos(180 - \theta_0))} \quad (5.10)$$

Como se indica en las especificaciones ( ver apartado 3.2) la velocidad debe ser de  $3.5[m/s]$  con una tolerancia de  $\pm 10\%$ , y el ángulo de elevación puede tener un valor de entre  $140^\circ$  y  $160^\circ$ .

Con estos valores se elige un ángulo de elevación de  $160^\circ$  y se utiliza una velocidad de impacto de  $3.5[m/s]$ ; por lo tanto, el centro de percusión teórico tiene un valor de:

$$l_{CP} = \frac{3.5^2}{(2)(9.81) \cdot (1 + \cos(180 - 160))} = 0.322[m] = 322[mm] \quad (5.11)$$

Además del centro de percusión, es necesario obtener la masa del péndulo que se necesita para entregar el mínimo de energía requerida, de acuerdo con la norma ISO 13802 y las especificaciones establecidas en el capítulo 3, se precisa un valor energía de  $5.5 \pm 1\%[J]$ , se considera utilizar el valor máximo permitido de  $5.555 [J]$ .

Tomando la ecuación 5.12 para obtener la masa requerida y considerando que  $h_{CP}$  es la altura del centro de percusión (de acuerdo con la figura 5.1,  $h_{CP}$  tiene un valor de 0.6245 [m] dado que el ángulo inicial es de  $160^\circ$  y la longitud del centro de percusión de 0.322 [m])

$$m = \frac{E_P}{g \cdot h_{CP}} \quad (5.12)$$

$$m = 0.9067[kg]$$

Se tiene que la masa del péndulo es de 0.9067 [kg] para obtener una cantidad de energía de 5.555 [J], para generar una mayor cantidad de energía cuando sea requerido [4]; es necesario la adición de masa al sistema, pero considerando este valor obtenido como base para los cálculos.

De acuerdo a las especificaciones establecidas, se debe entregar una energía máxima de trabajo de 15 [J]; por lo tanto, la masa requerida para obtener esta energía es de 2.448 [kg]. Considerando estos resultados, se tiene que agregar una masa de 1.541 [kg] al sistema para obtener el valor máximo de energía entregada por el sistema de 15 [J].

### 5.1.1. Cálculo de diámetro para el vástago del péndulo

Para encontrar el valor de las reacciones en el apoyo del vástago que integra el péndulo, se realiza la suma de fuerzas en dirección de los ejes coordenados en la posición inicial y la suma de momentos referente al punto "C", figura 5.2.

Con lo cual se tiene:

$$\Sigma F_x = -W_P(\text{sen}20^\circ) + R_{Cx} = 0 \quad (5.13)$$

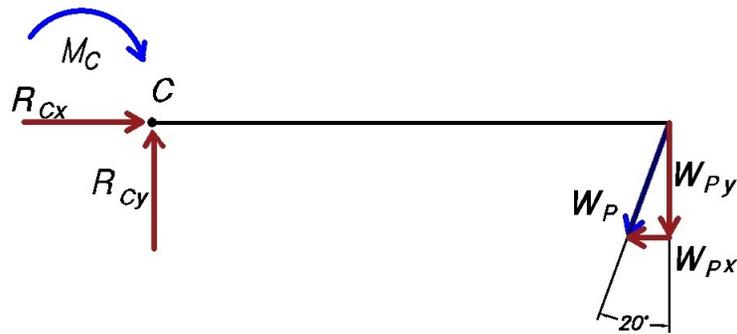
$$R_{Cx} = (24.014)(\text{sen}20^\circ) = 8.213[N]$$

$$\Sigma F_y = -W_P(\text{cos}20^\circ) + R_{Cy} = 0 \quad (5.14)$$

$$R_{Cy} = (24.014)(\text{cos}20^\circ) = 22.562[N]$$

$$\Sigma M_{max} = M_C - W_{Py}(0.322) = 0 \quad (5.15)$$

$$M_C = (22.562)(0.322) = 7.264[N \cdot m]$$



**Figura 5.2:** Diagrama de cuerpo libre donde se muestran las fuerzas que actúan en vástago en la posición inicial

#### 5.1.1.1. Esfuerzos en el vástago del péndulo

**Esfuerzo Axial en la posición inicial.** La fuerza causal de la compresión en el vástago, es la componente del peso que actúa en esa dirección, en este caso es  $W_{Px}$  con un valor de  $8.213[N]$ , donde  $D_V$  es el diámetro del vástago, utilizando la ecuación 5.16 se tiene el esfuerzo axial en el vástago es:

$$\sigma_c = -\frac{W_{Px}}{A_V} = -\frac{4 \cdot W_{Px}}{\pi \cdot D_V^2} \quad (5.16)$$

$$\sigma_c = -\frac{4(8.213)}{\pi \cdot D_V^2}$$

$$\sigma_c = -\frac{10.457}{D_V^2} \quad (5.17)$$

**Esfuerzo debido a flexión en la posición inicial.** Con el momento flector que se genera, se analiza el esfuerzo a flexión máximo, según la ecuación 5.18.

$$\sigma_f = \frac{M_{max} \cdot c}{\frac{\pi \cdot D_V^4}{64}} \quad (5.18)$$

$$\sigma_f = \frac{(7.264)\left(\frac{D_V}{2}\right)(64)}{\pi \cdot D_V^4}$$

$$\sigma_f = \frac{73.990}{D_V^3} \quad (5.19)$$

### 5.1.2. Diseño estático del vástago del péndulo

El análisis de esfuerzos en el vástago del péndulo, se lleva a cabo en una sección transversal circular (determinada por diseño), por lo tanto los esfuerzos serán función del diámetro del vástago ( $D_V$ ).

Cuando se conocen los esfuerzos a los que estará sujeto el vástago del péndulo, se realiza una primera aproximación en el diseño estático del eje, para obtener la dimensión del diámetro adecuado. El esfuerzo normal máximo al que esta sometido el vástago se define por la ecuación 5.20.

$$\sigma_{max} = \sigma_f + \sigma_c \quad (5.20)$$

Se selecciona un acero AISI-SAE 4340 como material para ser utilizado en el vástago, que presenta las siguientes propiedades mecánicas:

Resistencia a la fluencia= 689[MPa]

Densidad= 7870[Kg/m<sup>3</sup>]

Aplicando la teoría de energía de distorsión (Von Mises) en donde la torsión pura es cero, y la condición de diseño estático con un factor de seguridad N=2, se tiene:

$$N = \frac{S_y}{\sigma'} \quad (5.21)$$

$$\frac{689 \times 10^6}{2} = \sqrt{\left(\frac{73.990}{D_V^3} - \frac{10.457}{D_V^2}\right)^2} \quad (5.22)$$

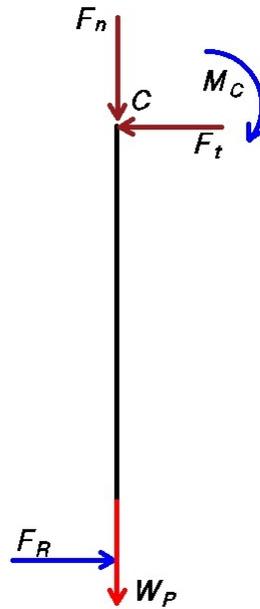
$$D_V \approx 6.3 [mm] \quad (5.23)$$

Con lo cual bajo condiciones de cargas estáticas se puede utilizar un diámetro para el vástago del péndulo de 6.3 [mm]

### 5.1.3. Diseño del vástago del péndulo bajo condiciones de carga dinámica

Para el diseño del vástago en las condiciones máximas de operación, se debe considerar el momento de impacto con la probeta y realizar el análisis de todas las fuerzas que actúan en ese instante [19]. En la figura 5.3, se muestran las fuerzas de reacción del peso del péndulo ( $W_P$ ), las fuerzas provocadas por la rotación del vástago ( $F_t$ ) y ( $F_n$ ) y la fuerza de impacto ( $F_R$ ).

Considerando que la fuerza de impacto ( $F_R$ ) es 461.953 [N] (ver apartado 5.2) y la distancia al centro de percusión ( $l_{CP}$ ) de 0.322 [m], se calcula el momento máximo generado, ecuación 5.24.



**Figura 5.3:** Diagrama de cuerpo libre donde se muestran las fuerzas que actúan el vástago al momento del impacto

$$M_{max} = F_R \cdot l_{CP} \quad (5.24)$$

$$M_{max} = (461.953)(0.322) = 148.748[N \cdot m]$$

Para el esfuerzo axial se utiliza el peso total del péndulo de 24.014 [N]

$$\sigma_c = \frac{F}{A_V} = \frac{4 \cdot W_P}{\pi \cdot D_V^2} = \frac{4(24.014)}{\pi \cdot D_V^2} = \frac{30.575}{D_V^2} \quad (5.25)$$

Para el esfuerzo de flexión utilizamos momento máximo cuando se genera el impacto:

$$\sigma_f = \frac{M_{max} \cdot c}{\frac{\pi \cdot D_V^4}{64}} = \frac{(148.748) \left(\frac{D_V}{2}\right) (64)}{\pi \cdot D_V^4} = \frac{1515.134}{D_V^3} \quad (5.26)$$

Aplicando estos valores a la ecuación 5.20 bajo la condición de impacto, se tiene:

$$\frac{689 \times 10^6}{2} = \sqrt{\left(\frac{1515.134}{D_V^3} + \frac{30.575}{D_V^2}\right)^2} \quad (5.27)$$

$$D_V \approx 17.1 [mm] \quad (5.28)$$

Con lo cual bajo condiciones de cargas dinámica se puede utilizar un diámetro para el vástago del péndulo de 17.1 [mm]

### 5.2. Sistema de sujeción de probeta

Para determinar la resistencia de los elementos que conforman el sistema de sujeción de la probeta, es necesario conocer la fuerza que ejerce el péndulo al momento del impacto, ya que esta fuerza se transfiere a todo el sistema.

En este caso si la masa "m" del objeto que golpea es grande, en comparación con la masa del objeto golpeado "mb", y si el objeto que golpea se considera rígido, entonces la energía cinética poseída por el objeto que golpea se puede igualar con la energía almacenada elásticamente en el objeto golpeado en su deflexión máxima. Este enfoque de energía proporciona un valor aproximado de la carga de impacto. No es exacto porque se supone que el esfuerzo a través del miembro impactado alcanza valores pico al mismo tiempo, pero se puede considerar como una aproximación adecuada para obtener el valor de la fuerza requerida [20].

Para encontrar este valor se selecciona un material que utilice aproximadamente el 80 % de la energía entregada por el péndulo en su máximo valor de 15 [J] para lograr su fractura; en este caso se propone un material polimérico PA66 GF50 reforzado con un 50 % de fibra de vidrio basado en una poliamida parcialmente cristalina, para lograr la fractura de este material se requiere aproximadamente 12.6 [J].

El polímero PA66 GF50 tiene módulo de elasticidad de 9000 [MPa] y una densidad de 1610 [kg/m<sup>3</sup>].

La deflexión máxima que se obtiene al momento de impacto es determinada por la ecuación 5.29, en relación con la forma de sujeción de la probeta.

$$\Delta_{max} = \sqrt{\frac{m_p v^2 l_{PI}^3}{3EI}} \quad (5.29)$$

Donde:

$\Delta_{max}$  = Deflexión máxima de la probeta [m]

$l_{PI}$  = Longitud desde el punto impacto hasta el punto de apoyo 0.022 [m]  
(ver figura 2.1)

$v$  = Velocidad de impacto 3.5 [m/s]

$E$  = Módulo de elasticidad de la probeta 9000 [GPa]

$I_p$  = Momento de inercia de la probeta [m<sup>4</sup>]

$m_p$  = Masa del péndulo 2.45 [kg]

Se utiliza el valor de masa del péndulo de 2.45 [kg] debido a que con este valor, se genera la energía máxima entregada por el sistema de aplicación de carga, en este caso 15[J].

Se considera la evaluación tomando como base una probeta sin muesca y considerando que  $h = b = 10$ [mm], dado que este requerimiento debe considerar no favorecer la falla en el material, por lo tanto se agrega un factor de exigencia para realizar la fractura del material, con respecto a las dimensiones proporcionadas en la figura 2.3, el momento de inercia de la probeta, se considera con un valor de  $8.333 \times 10^{-10}$ [m<sup>4</sup>].

Realizando la sustitución de los valores obtenidos en la ecuación 5.29 se calcula la deflexión máxima de la probeta al momento del impacto, mas haya de la cual teóricamente se generará la fractura.

$$\Delta_{max} = \sqrt{\frac{(2.4480)(3.5)^2(0.022)^3}{3(9000 \times 10^6)(8.333 \times 10^{-10})}} \quad (5.30)$$

$$\Delta_{max} = 0.00376[m] = 3.76[mm]$$

## 5. DISEÑO DE DETALLE Y MODELO

---

Como se mencionó anteriormente existe una relación entre la deflexión máxima y la fuerza que la provoca, con lo cual para determinar la fuerza dinámica generada por el impacto del péndulo se utiliza la ecuación 5.31.

$$F_I = \left( 1 + \sqrt{1 + \frac{2fcH}{\Delta max}} \right) \cdot W_P \quad (5.31)$$

Donde:

$F_I$  = Fuerza de impacto

$fc$  = Factor de corrección

$H = h_{CP}$  = Altura total de impacto 0.6245 [m]

$\Delta max$  = Deflexión máxima 0.00376 [m]

$W_P$  = Peso del péndulo 24.014 [N]

Es necesario modificar la energía cinética, con un factor de corrección  $fc$ , para considerar la disipación de energía asociada con el tipo específico del elemento elástico que se golpea. Si la disipación es insignificante,  $fc$  será igual a 1. El factor de corrección entre la masa de la probeta y la masa del péndulo, se determina por la ecuación 5.32.

$$fc = \frac{1}{1 + \frac{m_b}{3m_P}} \quad (5.32)$$

Donde:

$fc$  = Factor de corrección

$m_b$  = Masa de la probeta

$m_P$  = Masa del péndulo

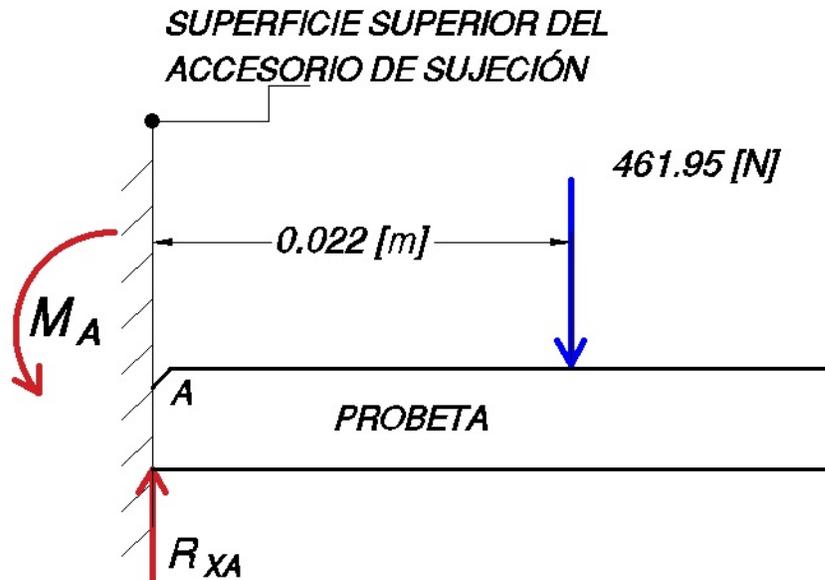
Para determinar la masa de la probeta se toma el valor de la densidad del material de 1610 [kg/m<sup>3</sup>] y el volumen de la probeta con referencia a la figura 2.3, con lo cual el volumen obtenido es de  $8 \times 10^{-6}$  [m<sup>3</sup>]. Con estos valores se tiene que

el factor de corrección encontrado es de 0.9982

Sustituyendo estos valores en la ecuación 5.31 se tiene que la fuerza de impacto obtenida es de 461.95 [N]

### 5.2.1. Cálculo de elementos de sujeción

Ahora bien con la fuerza de impacto determinada, es posible encontrar las reacciones en el accesorio de sujeción de la probeta, el objetivo es encontrar la carga a la cual estará sometido este elemento; para ello se establece el diagrama de cuerpo libre que se muestra en la figura 5.4, donde la distancia de 0.022 [m] marca el punto de impacto del péndulo [21].



**Figura 5.4:** Diagrama de cuerpo libre donde se muestran las fuerzas que actúan en la probeta al momento del impacto

Para encontrar la reacción  $R_{xA}$  en el punto A, se considera lo siguiente:

$$\Sigma F_x = R_{xA} - 461.95 = 0 \quad (5.33)$$

$$R_{xA} = 461.95[N]$$

La suma de momentos respecto al punto A esta dado por:

$$\begin{aligned}\Sigma M_a &= M_A - 461.95(0.022) = 0 \\ M_A &= 10.162[N \cdot m]\end{aligned}\tag{5.34}$$

Debido a las condiciones de ensamble del sistema de sujeción, es necesario determinar las dimensiones de los elementos para el ensamble con la base de la máquina, en este caso por diseño, la sujeción se lleva a cabo por medio de tornillos.

Para hallar el grado del tornillo a utilizar, hay que determinar el esfuerzo al que está sometido este elemento cuando se aplica la fuerza de impacto, ecuación 5.35.

$$\tau_{tor} = \frac{F_I}{A_{tor}}\tag{5.35}$$

Donde:

$\tau_{tor}$  = Esfuerzo al que esta sometido el tornillo

$F_I$  = Fuerza a la que esta sometido el tornillo

$A_{tor}$  = Área del tornillo

La fuerza a la que está sometido el tronillo, es la fuerza que ejerce el péndulo al impactar la probeta (con un valor de 461.95 [N]), el área del tornillo se obtiene en una primera aproximación por medio de tablas, donde se selecciona un tornillo M6x1 con un área es de 20.1[mm<sup>2</sup>].

El esfuerzo aplicada a los tornillos es de 22.982 [MPa], con este valor se puede encontrar que la clase en las propiedades mecánica a utilizar en los tornillos es de 4.6, con una resistencia mínima de fluencia de 240 [MPa], con este valor el tornillo seleccionado cumple con las características requeridas.

## 5.3. Sistema de rotación

Proporciona el movimiento angular al sistema de aplicación de carga, esta constituido por el eje de rotación y los rodamientos que se ensamblan en el extremo del eje.

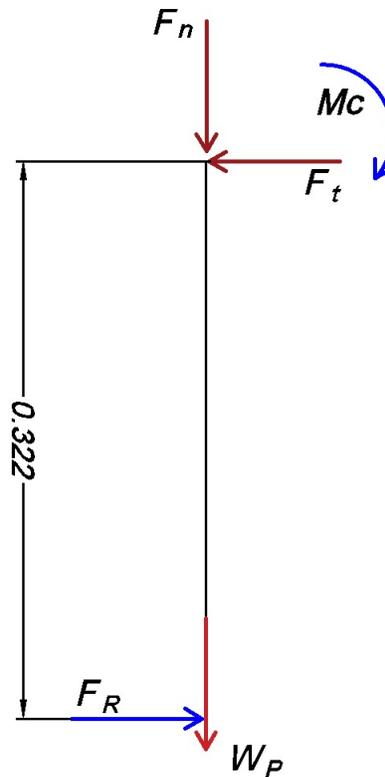
### 5.3.1. Cálculo de fuerzas en el eje de rotación

Para el diseño del eje se selecciona un acero AISI SAE 1045 laminado en caliente que presenta las siguientes propiedades:

- Resistencia a la fluencia:  $S_y = 310 [MPa]$
- Densidad:  $\rho_{1045} = 7850 [MPa]$
- Módulo de elasticidad:  $E = 200 [GPa]$

El eje está sometido a la acción de dos cargas que actúan en la misma dirección y en el mismo plano, el peso del péndulo y la carga dinámica producto de la acción de la gravedad después de soltar el péndulo de su posición inicial.

La carga dinámica está representada por la fuerza centrípeta del péndulo cuyo valor máximo se desarrolla cuando la punta de impacto choca con la probeta, en la figura 5.5 se representan las fuerzas que actúan sobre el péndulo al momento del impacto.



**Figura 5.5:** Fuerzas dinámicas que actúan en el péndulo

Realizando el análisis correspondiente de la figura 5.5, se obtiene la siguiente ecuación:

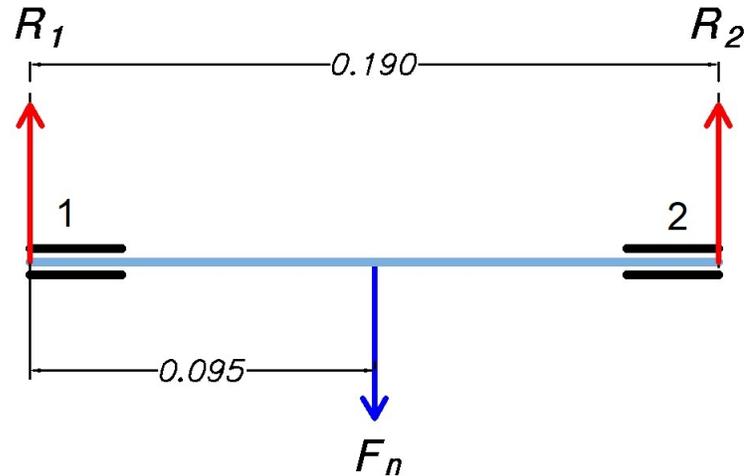
$$\Sigma F_N = -F_n - W_P = m \cdot l_{CP} \cdot \omega^2 \quad (5.36)$$

Considerando que la velocidad angular del péndulo es  $10.869 \text{ rad/s}$  (debido a la longitud del centro de percusión es  $0.322 \text{ [m]}$  y la velocidad de impacto  $3.5 \text{ [m/s]}$ ), se tiene:

$$-F_n - 24.014 = (2.448)(0.322)(10.869)^2$$

$$F_n = -117.134[N]$$

En el análisis de las cargas que se encuentran directamente involucradas con el eje, se observa que el eje soporta una fuerza normal ( $F_n$ ), como se muestra en la figura 5.6.



**Figura 5.6:** Diagrama de fuerzas en el eje de soporte del péndulo

Llevando a cabo un análisis estático de las fuerzas que actúan en dirección del eje  $y$  se tiene:

$$\Sigma F_y = R_1 + R_2 - F_n = 0 \quad (5.37)$$

$$R_1 + R_2 = 117.134[N] \quad (5.38)$$

Realizando la suma de momentos respecto al punto 1 se tiene:

$$\Sigma M_1 = 0 \quad (5.39)$$

$$-F_n(0.095) + R_2(0.190) = 0 \quad (5.40)$$

Por lo tanto se tiene que:

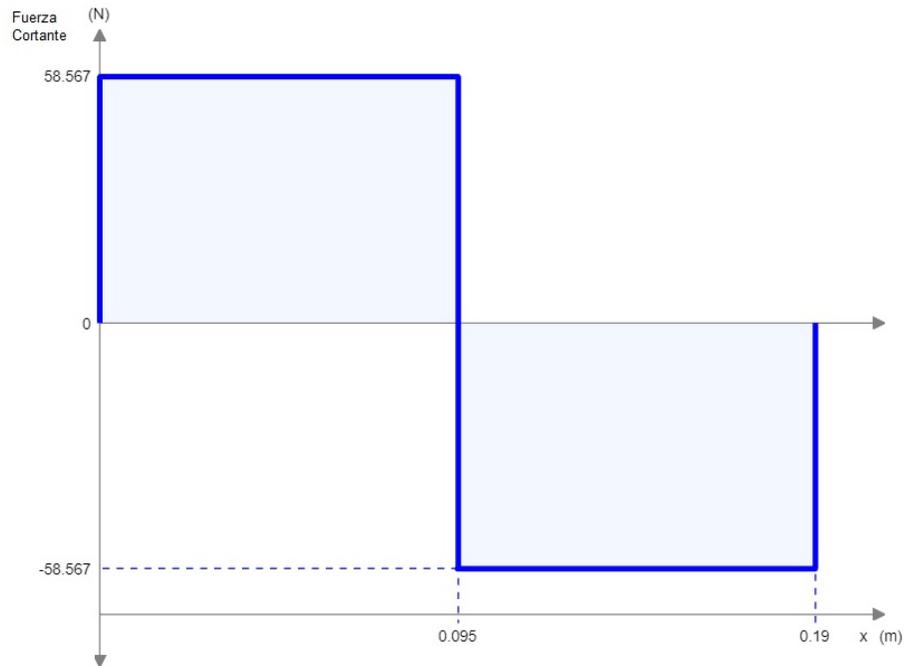
$$R_1 = 58.567[N]$$

$$R_2 = 58.567[N]$$

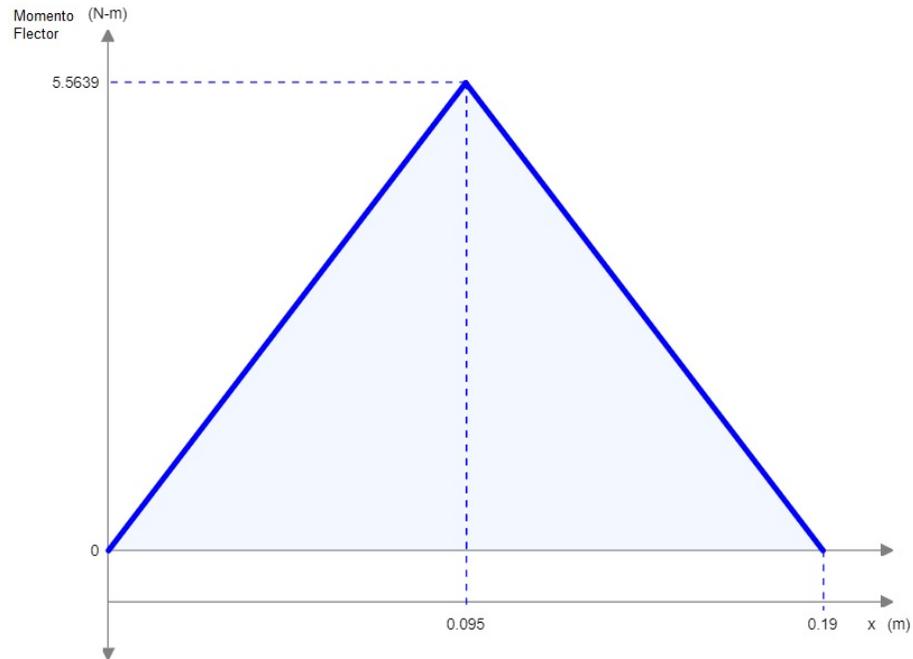
## 5. DISEÑO DE DETALLE Y MODELO

---

Con estos datos se obtiene el diagrama de fuerza cortante y momento flector, el momento flector máximo es de  $5.564 [N \cdot m]$  como se muestra en la figura 5.8.



**Figura 5.7:** Diagrama de fuerza cortante



**Figura 5.8:** Diagrama de Momento Flector

### 5.3.2. Diseño estático del eje de giro

El esfuerzo que se genera debido a la flexión del eje de sección circular se representa por las ecuaciones:

$$\sigma_{max} = \frac{M \cdot c}{I_c} \quad (5.41)$$

$$I_c = \frac{\pi \cdot d^4}{64} \quad (5.42)$$

Donde:

$\sigma_{max}$  = Esfuerzo de flexión [ $\frac{N}{m^2}$ ]

$M$  = Momento flector [N·m]

$c$ = Distancia del centro del eje al punto donde se calcula el esfuerzo  $(d/2)[m]$

$d$ = Diámetro del eje  $[m]$

$I_c$ = Momento de inercia del eje  $[m^4]$

Reordenando las ecuaciones 5.41 y 5.42 se obtiene la siguiente ecuación:

$$\sigma_{max} = \frac{32M}{\pi \cdot d^3} \quad (5.43)$$

Empleando la condición de diseño estático y utilizando un factor de seguridad "N" de 2 se tiene como resultado un diámetro aproximado del eje de 7.150  $[mm]$ .

$$d = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot M \cdot n}{\pi \cdot S_y}} = \sqrt[3]{\frac{(32)(5.564)(2)}{\pi(310 \times 10^6)}} \quad (5.44)$$

$$d = 0.00715[m] = 7.15[mm]$$

Este valor es considerado como el mínimo a utilizar bajo las condiciones de carga estática.

### 5.3.2.1. Deflexión del eje de giro

El eje de giro debe ser lo bastante rígido para que no se generen deformaciones excesivas bajo las cargas de trabajo aplicadas a este elemento. Para este caso y debido a las condiciones de trabajo, el eje de giro está sometido a un momento flector que ocasiona una deformación elástica que puede poner en duda la rigidez del material.

El diseño del eje de giro corresponde al de una viga simple apoyada en sus extremos, con una carga concentrada en la parte media de la distancia entre los apoyos. La deflexión admisible para este caso se determina mediante la ecuación 5.45.

$$y_{adm} = \frac{P_e \cdot L_e^3}{48 \cdot E_e \cdot I_e} \quad (5.45)$$

Donde:

$P_e = F_n$  = Carga concentrada [N]

$L_e$  = Distancia entre apoyos [m]

$I_e$  = Momento de inercia de la sección circular [ $m^4$ ]

$E_e$  = Módulo de elasticidad [GPa]

Para elementos de máquinas sometidos a la acción de un momento flector, no se debe exceder [23] el valor de la siguiente relación:

$$y_{max} = \frac{L_e}{360} \quad (5.46)$$

Donde:

$y_{max}$  = Deformación máxima [m]

$L_e$  = Distancia entre apoyos [m]

Al evaluar el diámetro de  $7.150 \times 10^{-3}$  [m] en la ecuación 5.45 y al realizar la comparación con la restricción de la ecuación 5.46, se tiene que  $y_{adm} > y_{max}$ , con lo cual el valor del diámetro obtenido no cumple con lo requerido bajo estas condiciones.

Por este motivo, se propone un diámetro mayor de eje, al que fue encontrado en el apartado 5.3.2, que satisfaga con los requerimientos de deflexión.

Por razones de geometría y manufactura se propone utilizar un eje de diámetro 15 [mm] que es aproximadamente el doble del eje requerido y que se acopla a las dimensiones comerciales de los rodamientos, con este diámetro se evalúa la deflexión permisible en referencia a la ecuación 5.45.

Para obtener el valor de la deflexión con este diámetro, se consideran los siguientes valores:

## 5. DISEÑO DE DETALLE Y MODELO

---

$P_e = F_n =$  Carga concentrada 117.134 [N]

$L_e =$  Distancia entre apoyos 0.190 [m]

$I_e =$  Momento de inercia de la sección circular  $2.48 \times 10^{-9}$  [m<sup>4</sup>]

$E_e =$  Módulo de elasticidad 200 [GPa]

La deflexión máxima que sufre el eje de giro de 15[mm] bajo estas condiciones de carga es:

$$y_{adm} = \frac{(117.134)(0.190)^3}{(48)(200 \times 10^9)(2.48 \times 10^{-9})} = 33.745 \times 10^{-6} [m]$$

Como se mencionó anteriormente los elementos de máquinas sometidos a la acción de un momento flector [24], no se debe exceder la siguiente relación:

$$y_{max} = \frac{L_e}{360} = \frac{(0.190)}{(360)} = 527.770 \times 10^{-6} [m] \quad (5.47)$$

Dado que  $y_{adm} < y_{max}$ , el valor del diámetro del eje de giro propuesto es el indicado para estas condiciones de trabajo.

### 5.3.3. Selección Rodamientos para el eje de giro

Una vez determinado el diámetro del eje donde se ensamblaran los rodamientos, se acota la búsqueda a los elementos comerciales dentro del rango establecido del diámetro. Además de debe evaluar las condiciones de funcionamiento con todos los detalles posibles, los parámetros de funcionamiento más importantes son:

1. Carga
2. Velocidad de trabajo
3. La temperatura de trabajo
4. El lubricante y la limpieza del lubricante

La capacidad básica de carga estática que hace referencia a un límite de una carga estática constante, más allá del cual se presentará cierta deformación permanente. Se considera una carga radial pura en el caso de rodamientos radiales.

La carga estática equivalente admisible se determina a partir de la ecuación 5.48, donde se considera un factor de seguridad  $S_0$ .

$$S_0 = \frac{C_0}{P_0} \quad (5.48)$$

Donde:

$S_0$  = Factor de seguridad

$C_0$  = Capacidad básica de carga estática [ $N$ ]

$P_0$  = Carga equivalente estática [ $N$ ]

En este caso el eje que soporta al péndulo está sometido únicamente a una carga radial, y el valor máximo que debe soportar es igual a las reacciones en el apoyo; por lo tanto,  $R_1 = R_2 = P_0 = 58.567[N]$ .

En la Tabla 5.1 se muestran algunos factores mínimos de seguridad que son utilizados de acuerdo a las condiciones de operación.

Tipo de aplicación	Factor de seguridad
Engranajes comerciales	1.1 - 1.3
Engranajes de precisión	1.0 - 1.1
Maquinaria sin impactos	1.0-1.2
Maquinaria con impactos ligeros	1.2-1.5
Maquinaria con impactos moderados	1.5-3.0

**Tabla 5.1:** Factores de aplicación de carga [20]

## 5. DISEÑO DE DETALLE Y MODELO

---

Se utiliza el factor para maquinaria con impactos moderados y se selecciona un valor de 2.2, con lo cual la capacidad de carga estática básica es:

$$C_0 = (S_0)(P_0) = (2.2)(58.567) \quad (5.49)$$

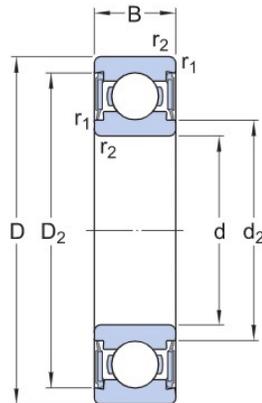
$$C_0 = 128.847[N]$$

El tamaño de un rodamiento debe cumplir para asegurar que sea lo suficientemente fuerte como para ofrecer la vida útil requerida en las condiciones de funcionamiento definidas, con el valor de la capacidad de carga estática y los diferentes parámetros de trabajo se realizó la evaluación correspondiente de las diferentes alternativas comerciales, después del análisis correspondiente se considera que el rodamiento rígido de bolas W 6002-2RS1 cumple con las especificaciones requeridas [25], figura 5.9.

## W 6002-2RS1

Rodamientos rígidos de bolas

- 2RS1: Sello rozante, de NBR, en ambos lados



### DIMENSIONES

d	15 mm	Diámetro del agujero
D	32 mm	Diámetro exterior
B	9 mm	Ancho
d <sub>2</sub>	≈ 18.6 mm	Diámetro de rebaje
D <sub>2</sub>	≈ 29.05 mm	Diámetro de rebaje
r <sub>1,2</sub>	min. 0.3 mm	Dimensión del chaflán



### DATOS DEL CÁLCULO

Capacidad de carga dinámica básica	C	4.88 kN
Capacidad de carga estática básica	C <sub>0</sub>	2.8 kN
Carga límite de fatiga	P <sub>u</sub>	0.12 kN
Velocidad límite		14 000 r/min
Factor de carga mínima	k <sub>r</sub>	0.03
Factor de cálculo	f <sub>0</sub>	13.9

### MASA

Masa de rodamiento	0.028 kg
--------------------	----------

**Figura 5.9:** Propiedades del rodamientos rígidos de bolas, W 6002-2RS1 con sello rozante, en ambos lados. [25]

### 5.4. Sistema estructural

Para el sistema estructural se decide utilizar placa de acero A-36, debido a las características inherentes del material. El acero A-36, es un acero de bajo carbono de uso general, es una de las variedades de acero más utilizado debido a su bajo costo y sus propiedades mecánicas.

Las propiedades mecánicas del acero A-36 se presentan a continuación:

- Resistencia a la fluencia:  $S_y = 250 [MPa]$
- Densidad:  $\rho_{A36} = 7850 [kg/cm^3]$
- Módulo de elasticidad:  $E = 200 [GPa]$

#### 5.4.1. Estructura de la máquina

Para realizar el análisis de las cargas en la estructura de soporte, se considera que la estructura mantiene un extremo fijo y el otro libre, además de ser sometida a la acción de tres cargas principales: el peso mismo de la estructura, la fuerza centrípeta que se genera en el movimiento oscilatorio y el peso péndulo sumado con demás componentes que se ensamblan en la estructura [23]. Estas tres cargas son representadas en el diagrama de la figura 5.10 en un punto cualquiera de la trayectoria del péndulo, donde se asume como sección crítica la determinada por el plano A-A.

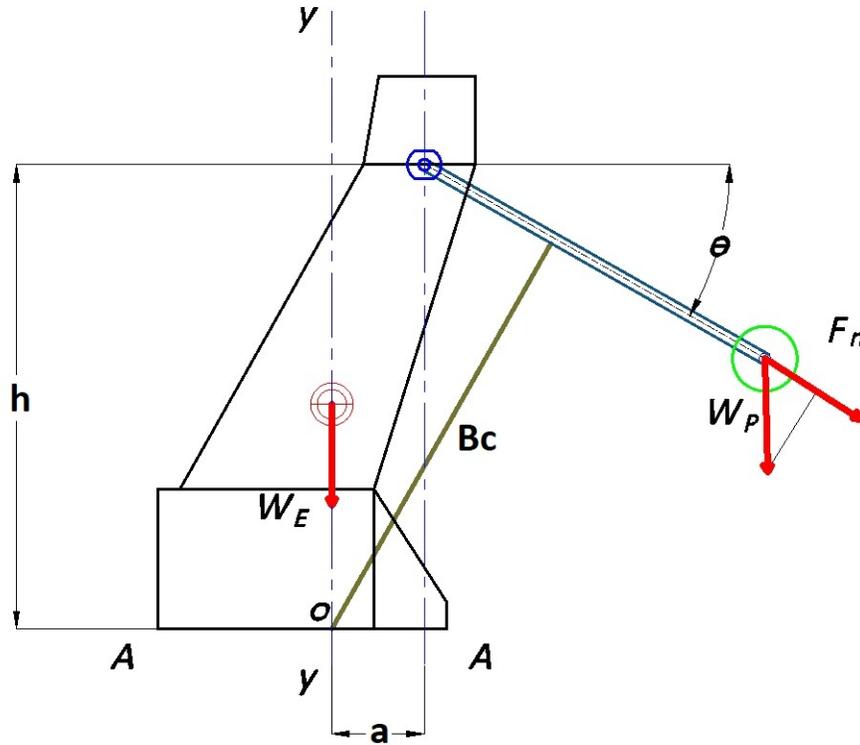


Figura 5.10: Acción de cargas que afectan al soporte de la estructura

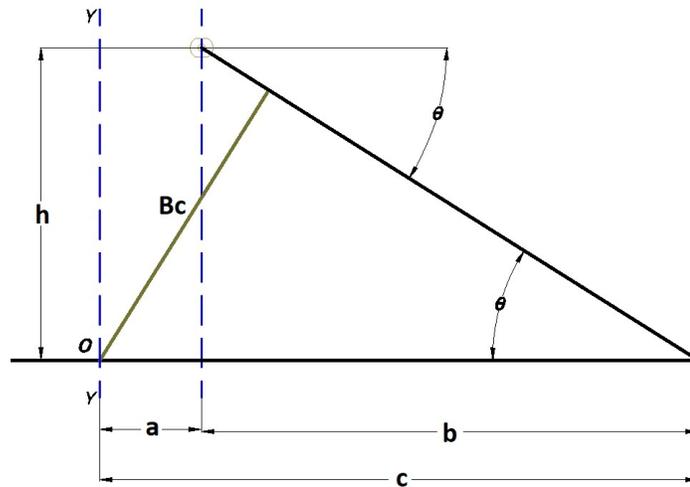


Figura 5.11: Diagrama del brazo de carga  $B_c$

## 5. DISEÑO DE DETALLE Y MODELO

---

Para realizar los cálculos de diseño se considera como un factor crítico el esfuerzo de flexión generado por el momento flector máximo respecto al eje y-y de la estructura. Para simplificación de los cálculos se considera únicamente la carga total en la dirección axial del péndulo ya que la componente del peso del péndulo perpendicular al eje de giro, produce un momento despreciable.

La fuerza  $F_M$  que genera el momento máximo en el instante del impacto, y se encuentra definida por la componente normal de la fuerza centrípeta y la respectiva componente del peso del péndulo que actúa en la misma dirección que la componente normal (figura 5.10), ambas fuerzas quedan representadas en la ecuación 5.50.

$$F_M = F_n + (W_P \cdot \sin \theta) \quad (5.50)$$

Para obtener el brazo de carga "Bc" mostrado en la figura 5.11, donde se aplica la fuerza  $F_M$ , se considera el siguiente análisis:

$$Bc = c \cdot \sin \theta \quad (5.51)$$

$$Bc = (a + b) \cdot \sin \theta$$

$$Bc = (a + h \cdot \cot \theta) \cdot \sin \theta$$

$$Bc = a \cdot \sin \theta + h \cdot \cos \theta \quad (5.52)$$

Los valores de "a" y "h" están referidos a la geometría de la figura 5.10 determinados principalmente por la longitud del centro de percusión, teniendo un valor  $a = 0.083[m]$  y  $h = 0.415[m]$ .

Utilizando las ecuaciones 5.52 y 5.50, el momento respecto al punto 0, se define como:

$$M_0 = (F_n + W_P \cdot \sin \theta)(a \cdot \sin \theta + h \cdot \cos \theta) \quad (5.53)$$

$$M_0 = (F_n \cdot a)(\sin \theta) + (F_n \cdot h)(\cos \theta) + (W_P \cdot a)(\sin^2 \theta) + (W_P \cdot h)(\sin \theta \cdot \cos \theta) \quad (5.54)$$

De acuerdo con las secciones 5.2 y 5.3 se tiene que  $W_P = 24.014[N]$  y  $F_n = 117.134[N]$ , con lo cual se obtiene el valor de las constantes:

$$z_1 = F_n \cdot a = 9.684[N \cdot m]$$

$$z_2 = F_n \cdot h = 48.610[N \cdot m]$$

$$z_3 = W_P \cdot a = 1.985[N \cdot m]$$

$$z_4 = W_P \cdot h = 9.965[N \cdot m]$$

Con los valores obtenidos se realiza la sutitución correspondiente en la ecuación 5.54.

$$M_0 = z_1(\sin \theta) + z_2(\cos \theta) + z_3(\sin^2 \theta) + z_4(\sin \theta \cdot \cos \theta) \quad (5.55)$$

Para encontrar el momento máximo se deriva la ecuación 5.55 y se iguala a cero.

$$\frac{dM_0}{d\theta} = x' = 0 \quad (5.56)$$

$$x' = z_1(\cos \theta) - z_2(\sin \theta) + 2z_3(\cos \theta \cdot \sin \theta) - z_4(\sin \theta)^2 + z_4(\cos \theta)^2 \quad (5.57)$$

$$x' = z_1(\cos \theta) - z_2(\sin \theta) + 2z_3(\cos \theta \cdot \sin \theta) - z_4(1 - \cos^2 \theta) + z_4(\cos \theta)^2$$

Se desprecian los términos que incluyan  $\sin \theta$  por considerarse un valor muy pequeño y haciendo  $x = \cos \theta$ , se tiene que:

$$2(W_P \cdot h)x^2 + (F_n \cdot a)x - W_P \cdot h = 0 \quad (5.58)$$

$$x^2 + 0.486x - 0.5 = 0$$

$$x_1 = 0.504$$

$$x_2 = -0.991$$

Se utiliza el valor de  $x_1 = 0.504$  para obtener el ángulo donde se genera el momento máximo, el cual se presenta cuando el péndulo forma un ángulo  $\theta$  de  $59.73^\circ$  con respecto a al horizontal del eje de giro.

Para obtener el momento máximo se utiliza la ecuación 5.55, el valor del ángulo  $\theta$  y el valor de las constantes "z".

$$M_0 = z_1(\sin \theta) + z_2(\cos \theta) + z_3(\sin^2 \theta) + z_4(\sin \theta \cdot \cos \theta)$$

$$M_0 = 38.711[N \cdot m]$$

Para la estructura, se utiliza placa de acero A36 de 12.7 [mm] de espesor, con las siguientes propiedades geométricas:

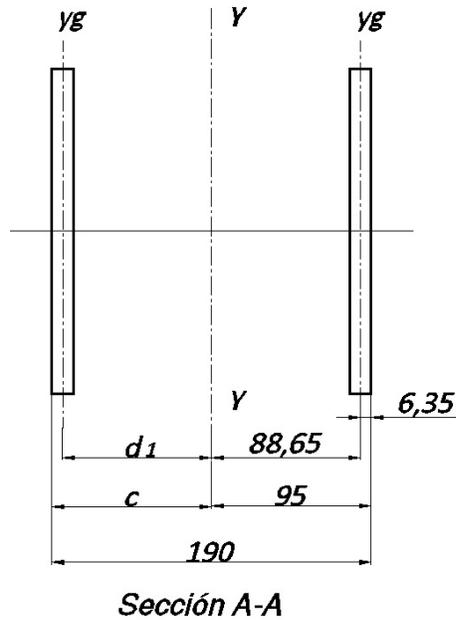
$$I_{yy} = \text{Momento de inercia } 44.125x10^{-9}[m^4]$$

$$A_b = \text{Área Transversal de la columna } 3.282x10^{-3}[m^2]$$

$$k_c = \text{El radio de giro } 3.667x10^{-3}[m]$$

$$L_c = \text{Longitud de la columna } 0.415[m]$$

En la figura 5.12 se muestra la sección A-A y utilizando el teorema de ejes paralelos se tiene el momento respecto al eje y-y



**Figura 5.12:** Diagrama de fuerza cortante

$$I_{yy} = 2[I_{yy} + (A_b)(d_1)^2] \quad (5.59)$$

$$I_{yy} = 2[44.125 \times 10^{-9} + (3.282 \times 10^{-3})(0.08865)^2]$$

$$I_{yy} = 51.673 \times 10^{-6} [m^4]$$

El esfuerzo de flexión  $S_t$ , es máximo en las superficies exteriores de la estructura por lo tanto, se tiene que:

$$S_t = \frac{M_{Max} \cdot c}{I_{yy}} = \frac{(38.711)(0.095)}{51.673 \times 10^{-6}} \quad (5.60)$$

$$S_t = 71.170 \times 10^3 [Pa]$$

## 5. DISEÑO DE DETALLE Y MODELO

---

Como se puede observar con los valores obtenidos, el diseño de la estructura se considera bastante conservativo; asumiendo que cada columna absorbe todo el esfuerzo generado por el momento máximo sin sufrir alguna alteración en su estabilidad dado que  $S_t < S_y$  de material .

Por otro lado si se considera el diseño de la estructura de soporte como una columna en el instante del impacto; se puede obtener la carga crítica unitaria, que es la carga por unidad de área necesaria para generar inestabilidad en la columna [19], este valor se puede obtener mediante la formula parabólica o fórmula de J.B. Johnson, ecuación 5.61 .

$$\frac{P_r}{A_b} = S_y - \left( \frac{S_y L_c}{2\pi k_c} \right)^2 \frac{1}{CE} \quad (5.61)$$

Donde:

$P_r$ = Carga crítica que soporta la columna

$A_b$ = Área Transversal de la columna

$k_c$ = El radio de giro

$C$ = Constante de condiciones en extremas

$E$ =Módulo de elasticidad

$S_y$ = Resistencia a la fluencia

$L_c$ = Longitud de la columna

El valor de C que se debe emplear para una columna con un extremo empotrado y el otro libre es de 1/4. Sustituyendo los valores correspondientes en la ecuación 5.61 se tiene:

$$\frac{P_r}{A_b} = 250x10^6 - \left( \frac{250x10^6 \cdot 0.415}{2\pi \cdot 3.667x10^{-3}} \right)^2 \left( \frac{1}{(0.250)(200x10^9)} \right) \quad (5.62)$$

$$\frac{P_r}{A_b} = -155.531x10^6$$

$$P_r = 510.452[kN]$$

Este valor representa la carga límite a partir del cual se producirá pandeo en la columna.

La carga que sufre la estructura en el instante de la fractura de la probeta es igual al peso del péndulo, el peso de los componentes de la máquina que se sostienen en la estructura, el peso propio de la estructura y la componente normal de la fuerza centrípeta del péndulo.

Para obtener estos valores es necesario considerar la geometría de cada componente y la relación entre su densidad y volumen; por lo tanto, los valores correspondientes son los siguientes:

1. Peso propio del sistema estructural  $W_{SE} = 192.53[N]$
2. Componente normal de la fuerza centrípeta  $F_n = 117.14[N]$
3. Suma del peso de componentes retantes  $W_{Cr} = 79.05[N]$

En donde la carga que sufre la estructura esta dada por la ecuación 5.63

$$W_R = W_{SE} + F_n + W_{Cr} \quad (5.63)$$

$$W_R = 388.72[N]$$

Relacionando este valor con la carga crítica de la columna calculada con la ecuación 5.61, se concluye que la estructura no fallará por pandeo.

$$W_R < P_r$$

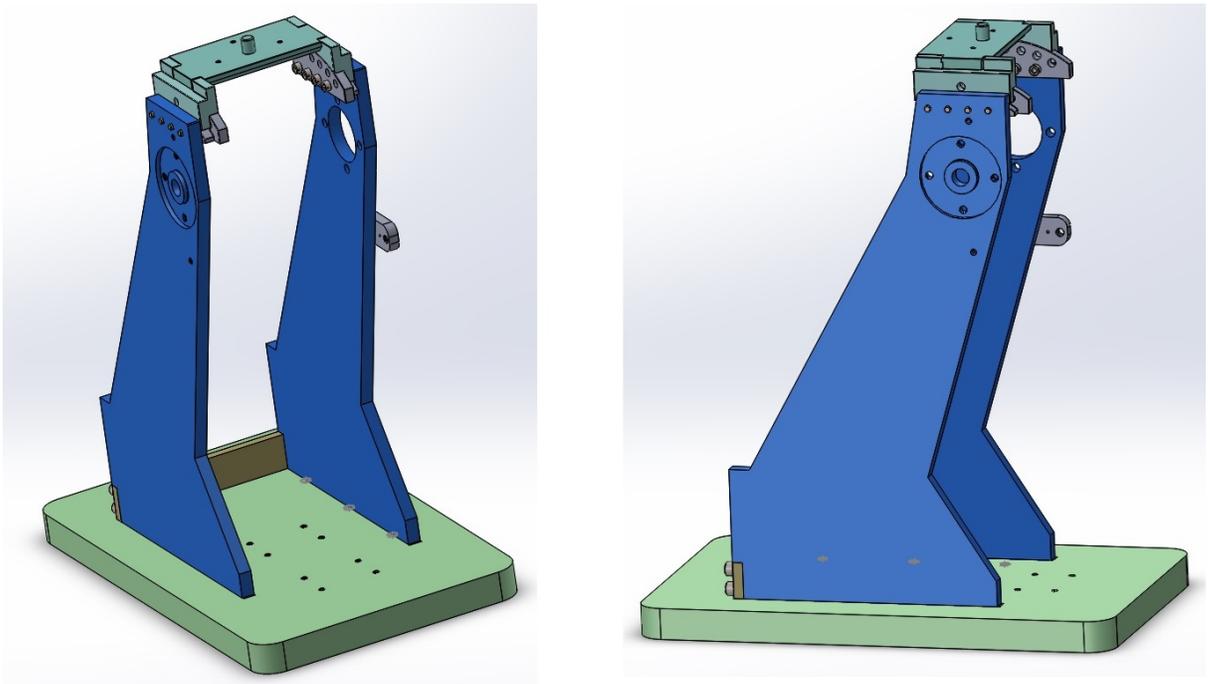
## 5.5. Resultados

### 5.5.1. Modelado de diseño

En esta etapa, se desarrolla el modelado de cada uno de los sistemas con los diferentes componentes que los integran, el modelado se lleva a cabo partiendo de diferentes bosquejos que son adaptados para cumplir con los criterios de diseño y las especificaciones, el modelado final presenta las opciones que otorgan la mejor solución al problema planteado inicialmente, cada uno de los modelos fueron diseñados por medio del software de SOLIDWORKS. A continuación se presentan los resultados para cada sistema.

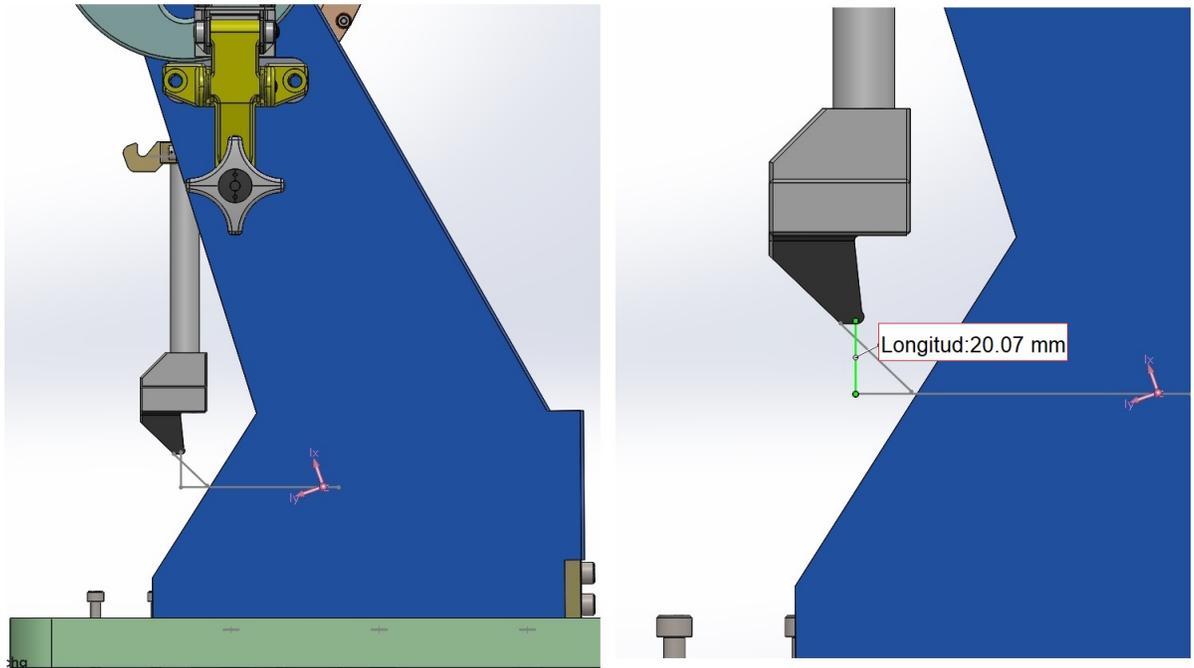
### 5.5.2. Sistema Estructural

La evaluación previa del sistema estructural, da la pauta para generar el modelado de los componentes que integran este sistema, en la sección 5.4 se definieron las propiedades mecánicas y geométricas, y se establecieron los parámetros de trabajo que soporta este sistema, bajo estos criterios se considera la geometría en el diseño y su modelado, figura 5.13.



**Figura 5.13:** Modelado del Sistema Estructural

Considerando que el centro de gravedad de la estructura, debe estar a la misma altura del centro de percusión del péndulo al momento del impacto con el fin de balancear el sistema, se determinaron las diferentes geometrías para cumplir con esta especificación, para este caso, la geometría definida permite tener una aproximación bastante aceptable del centro de gravedad con respecto al centro de percusión, se tiene un desfase de  $20.07 [mm]$ , con un cumplimiento del 94 % de esta especificación, figura 5.14.



**Figura 5.14:** Variación del centro de percusión referente al centro de gravedad

Para determinar la geometría de las placas se llevaron a cabo varias iteraciones hasta obtener la geometría que mejor se aproxima a lo requerido (figura 5.13), otro punto importante a considerar, es que las dimensiones establecidas fueron determinadas con base en la longitud del centro de percusión, que es la longitud que determina las dimensiones en la placas de sistema estructural debido al plano de oscilación que se genera cuando se desplaza el péndulo.

El modelo del sistema estructural consta de dos placas planas paralelas que se ensamblan sobre una base rígida por medio de tornillos (M8x 10), además se tiene una placa de unión en la parte posterior de las placas que refuerza la estructura para evitar cualquier movimiento no deseado.

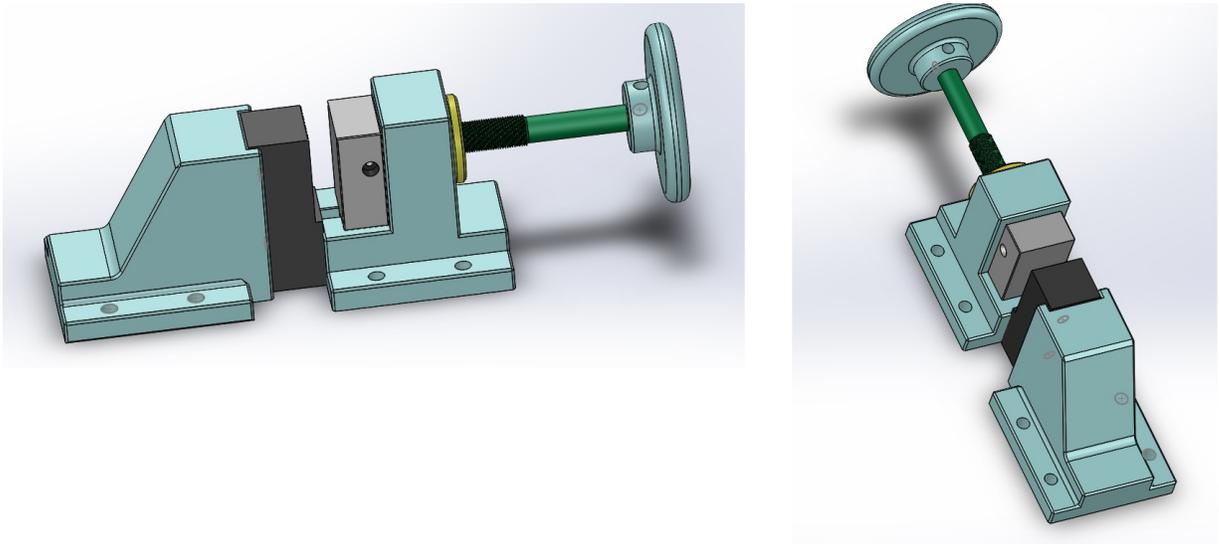
### 5.5.3. Sistema de Sujeción de Probeta

El diseño se compone por elementos independientes, no se trabaja como el diseño habitual, donde la base es compuesta de una sola pieza; en este caso, se trabaja por separado la base con lo cual se busca tener una simplicidad en la manufactura, pero también se busca que el intercambio de componentes se lleve

## 5. DISEÑO DE DETALLE Y MODELO

---

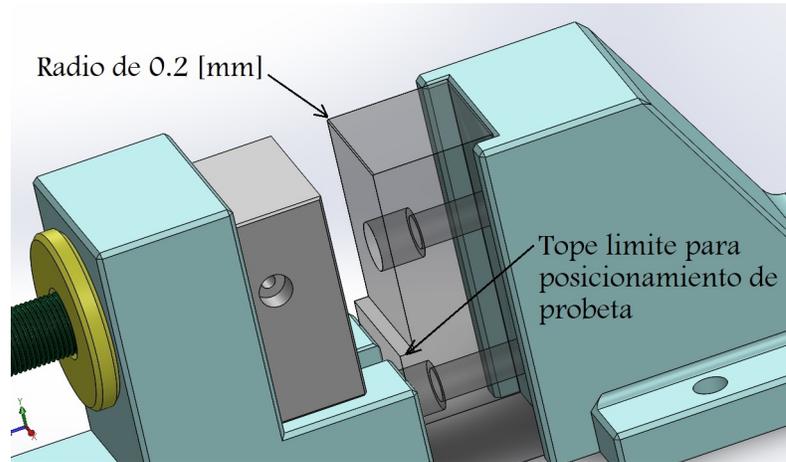
a cabo de una forma simple, figura 5.15. Aunado a ello, este modelo tiene la facilidad de que en caso de un atascamiento de la probeta con el péndulo, se pueda hacer la maniobra de liberación quitando solo una parte del sistema.



**Figura 5.15:** Modelado del Sistema de Sujeción

Se incluye un material de sacrificio, en este caso un buje de bronce sobre el que se ensambla un eje roscado junto con la perilla para controlar el par de apriete al momento de fijar la probeta.

Las dimensiones del componente del sistema de sujeción se determinaron de tal forma que el punto de impacto en la probeta se encuentre sobre la tangente al arco de desplazamiento del centro de percusión del péndulo, y se cumpla con las especificaciones de la longitud de impacto en la probeta de  $22 [mm]$ , además esto, debido a la flexión de la probeta sobre el tope de presión fijo se consideró el radio de  $0.2 \pm 0.1 [mm]$  en la superficie superior del mismo, figura 5.16.

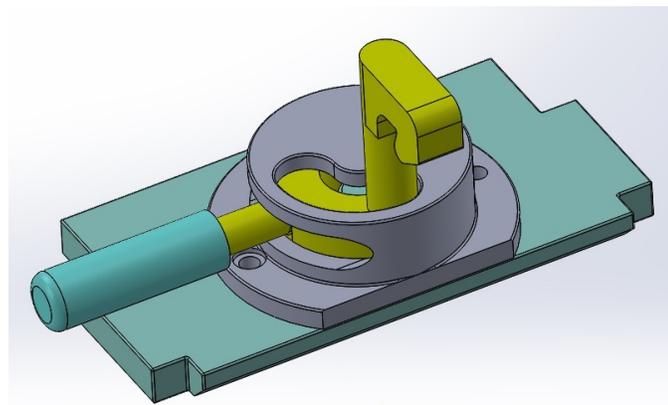


**Figura 5.16:** Radio y tope límite en el posicionamiento de la probeta

El sistema de sujeción de la probeta debe evitar movimientos innecesarios, por lo cual el ensamble se realiza por medio de tornillos a la base del sistema estructural, además se tiene de versatilidad de intercambio de este accesorio en general o por secciones.

#### 5.5.4. Sistema de Fijación y Liberación

Para el modelo de este sistema, se consideraron dos especificaciones, la primera es que tiene que ser seguro, es decir, el sistema de fijación y liberación debe ser capaz de soltar el sistema de aplicación de carga, pero también mantenerlo en la posición inicial sin que exista la posibilidad de que se libere por error, figura 5.17.

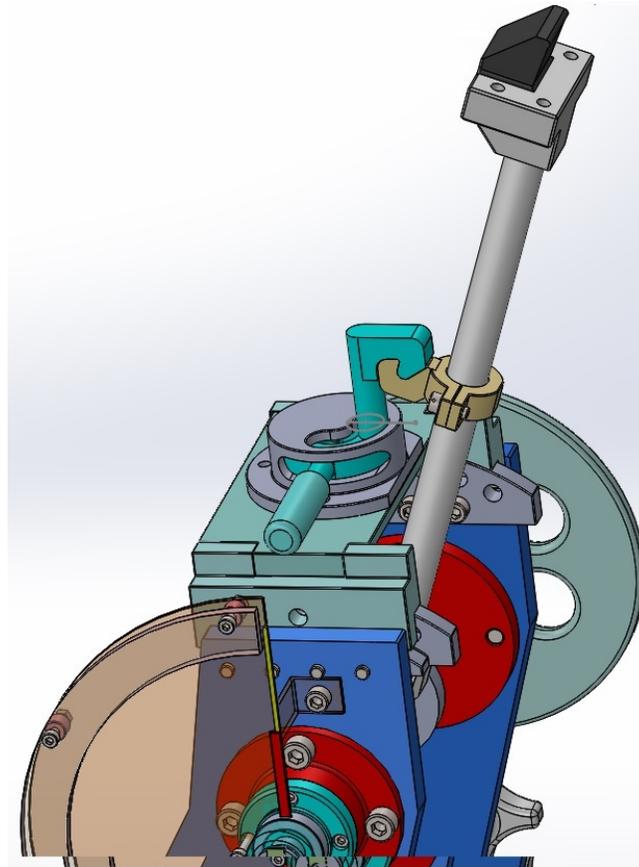


**Figura 5.17:** Modelado del Sistema de Fijación y Liberación

## 5. DISEÑO DE DETALLE Y MODELO

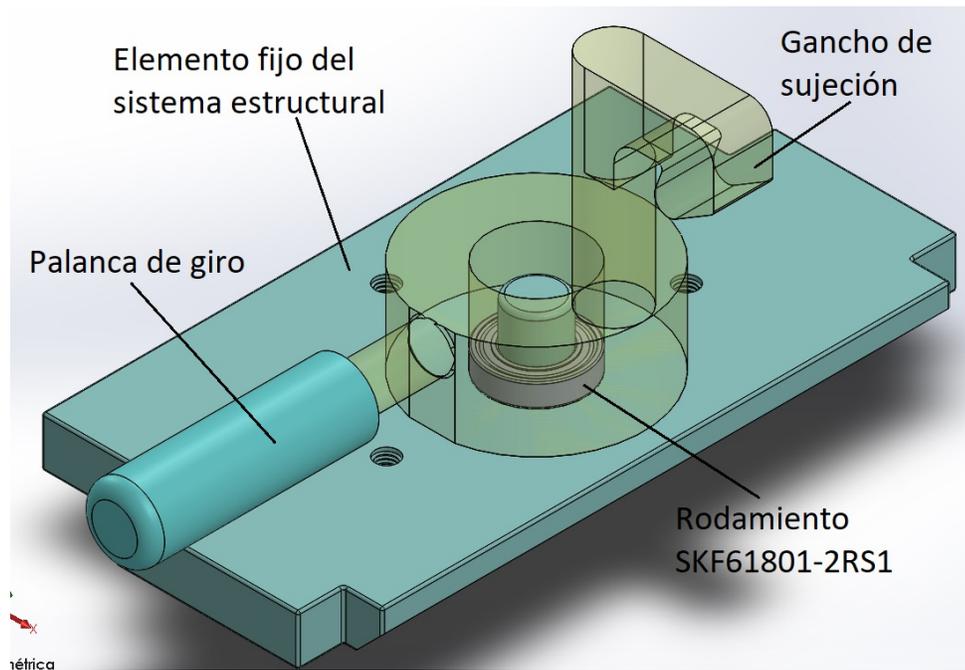
---

La segunda condición es que en el sistema de aplicación de carga no genere vibraciones debido a la acción de liberación, lo que significa que la liberación del sistema se lleva a cabo sin golpes o alguna otra maniobra para lograr la acción requerida. La figura 5.18 muestra la fijación del sistema de aplicación de carga en la posición inicial de trabajo.



**Figura 5.18:** Representación en la forma de fijación del Sistema de Aplicación de Carga

Se considera que el gancho que fija al sistema de aplicación de carga, debe ser un elemento rotativo, el cual es soportado por un elemento fijo del sistema estructural, para el movimiento de giro se anexa un rodamiento rígido de bolas SKF 61801-2RS1 [25], que ayuda a realizar el giro para la liberación, la función principal del rodamiento integrado es el de generar un giro suave de la palanca para la liberación, figura 5.19.

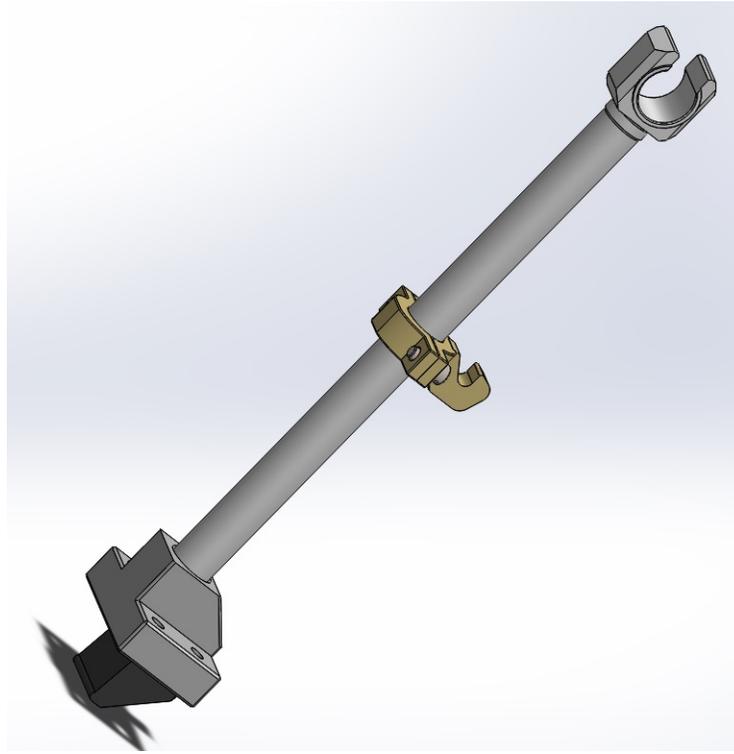


**Figura 5.19:** Ensamble del rodamiento rígido de bolas SKF 61801-2RS1 en el Sistema de Fijación y Liberación

Este diseño reduce las pérdidas de energía por vibración porque solo se necesita un ligero movimiento de giro para soltar el sistema de aplicación de carga, Se considera en el diseño que las aristas tengan bordes redondeados y que la geometría en el gancho generan una menor superficie de contacto.

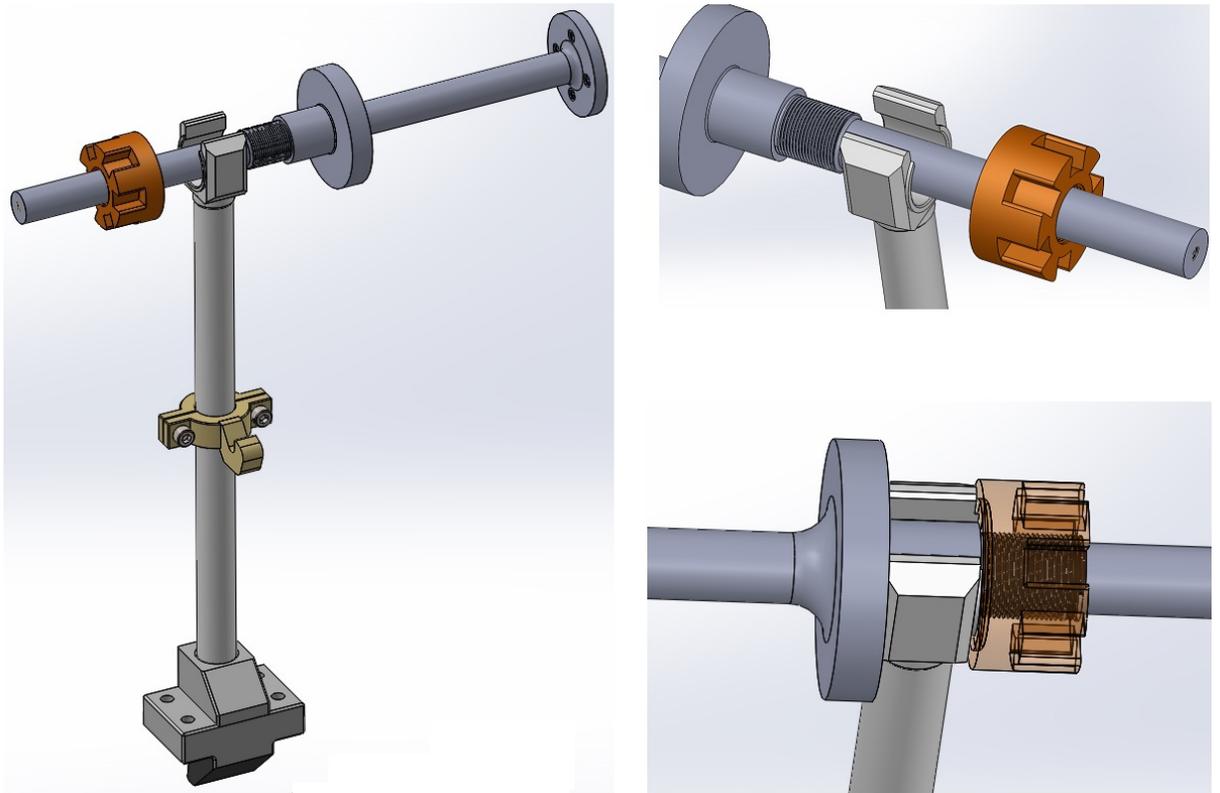
### 5.5.5. Sistema de Aplicación de Carga

Este sistema se compone de dos elementos, el primero es el percutor que es el encargado de realizar el impacto con la probeta y el segundo es el vástago, el cual une al percutor con el eje de rotación de la máquina; para estos elementos se toma como base los cálculos de la sección 5.1, donde se determinaron las dimensiones que se deben utilizar en el modelado del vástago, figura 5.20.



**Figura 5.20:** Modelo del péndulo

Además de considerar la geometría, se debe tener en cuenta la forma de ensamble con el eje de rotación, ya que generar un modelo que tenga una gran dificultad en realizar esta operación, no tendría validez de acuerdo con la evaluación anteriormente realizada. Por lo cual fue necesario implementar un diseño donde el ensamble se realice de una forma sencilla pero eficaz, esto se llevo a cabo por medio de una unión del vástago que tiene un diámetro base donde ensambla el eje de rotación, junto con este diámetro se tiene una ranura transversal que ayuda insertar la unión del vástago con el eje de rotación, figura 5.21.

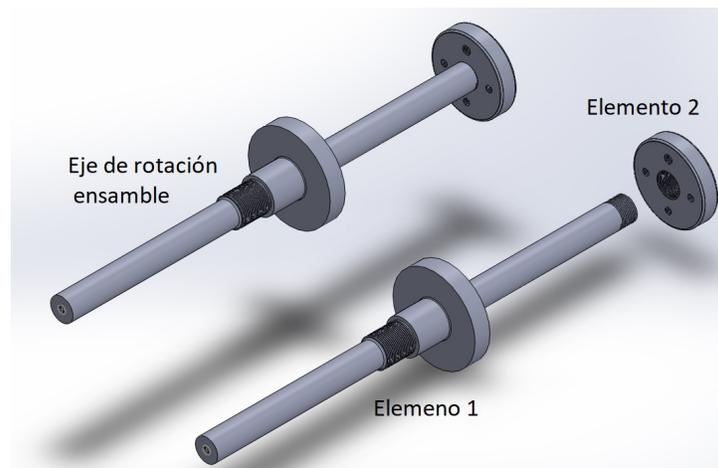


**Figura 5.21:** Ensamble del péndulo al eje de rotación

El ensamble del vástago y el percutor se realiza mediante tornillos de sujeción, con los cuales permiten realizar la sustitución de componentes de forma parcial, ya que no es necesario sustituir toda la pieza de manera completa cuando así se requiera; así mismo, el requerimiento para el agregar masa al sistema y cambiar su energía se realiza por el ensamble de placas unidas igualmente por tornillos. Como se mencionó anteriormente las dimensiones se basan en la longitud del centro de percusión, ya que esta longitud debe permanecer constante. La energía que entrega el sistema de aplicación de carga con los parámetros obtenidos es de aproximadamente  $5.638 [J]$ , un 1.2% arriba especificación establecida, el valor obtenido no representa problemática alguna, ya que se genera es mayor la energía que se obtiene, en el caso contrario el valor obtenido no sería funcional para los fines requeridos.

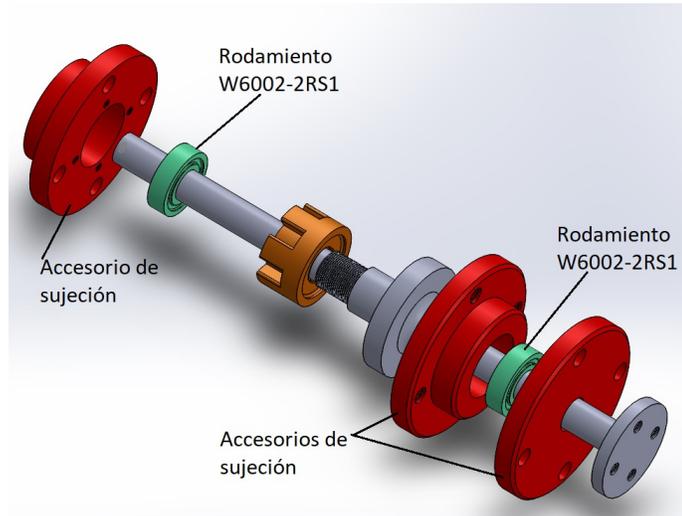
### 5.5.6. Sistema de Rotación

Este sistema se compone de un par de rodamientos y el eje de rotación donde se soporta el sistema de aplicación de carga, las dimensiones del eje y las características de los rodamientos se obtuvieron en la sección 5.3. Dado que en este sistema se ensambla el sistema de aplicación de carga, fue necesario cumplir con el criterio de diseño que contempla la facilidad de ensamble, en este caso, se diseñó una geometría con la cual se pudiera realizar el ensamble de forma sencilla, la cual consta de un eje de diferentes diámetros y se le agrega una sección que lleva una rosca de paso 1.0, donde ajusta un tope de apriete que fija al sistema de aplicación de carga al eje, figura 5.22.



**Figura 5.22:** Modelo del eje de rotación

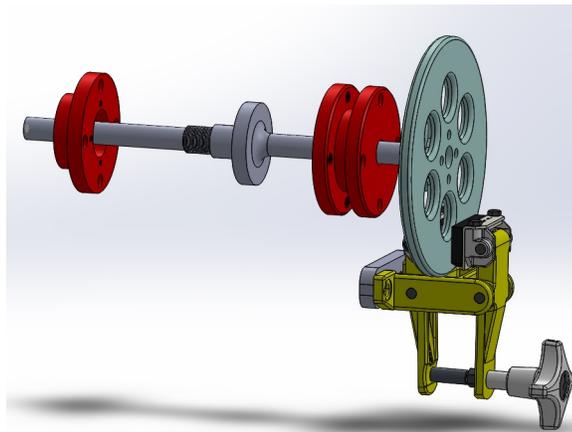
Los rodamientos se ensamblan en el eje de rotación y se fijan a las placas paralelas del sistema estructural por medio de accesorios de sujeción, además de esto, se contempla una extensión del eje para que se ensamble con sistema de frenado, 5.23.



**Figura 5.23:** Ensamble del Sistema de Rotación

### 5.5.7. Sistema de Frenado

El sistema de freno se calcula teniendo en cuenta la máxima velocidad que alcanza el péndulo la cual es de 3.5 m/s mencionada anteriormente, el freno debe ser capaz de disminuir la velocidad en el péndulo, se puede fijar la altura del sistema de aplicación de carga en cualquier punto del ensayo para verificación de algún detalle o la corrección del mismo, el paro se realiza de forma gradual con la perilla de apriete, figura 5.24

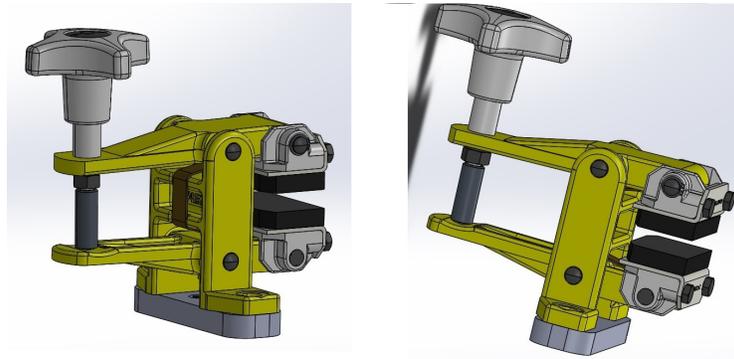


**Figura 5.24:** Sistema de Frenado

## 5. DISEÑO DE DETALLE Y MODELO

---

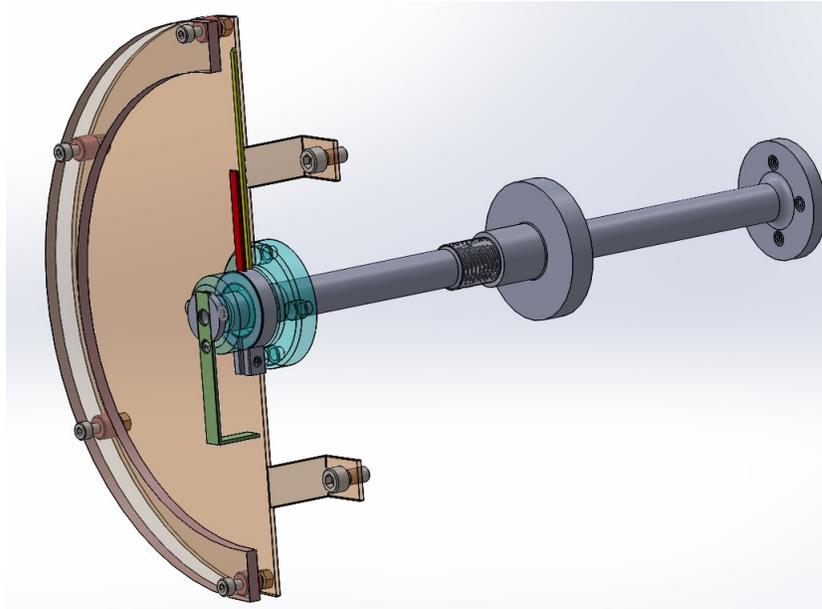
Como el caso de aplicación de este freno no va a ser de una maquinaria pesada y además el freno no se utilizará constantemente se recomienda que el freno sea mono disco ya que cumple con las condiciones de paro, el dispositivo comercial corresponde a un freno mono disco serie MH020 -MS accionamiento manual – liberación manual, figura 5.25.



**Figura 5.25:** Sistema de freno MH020 -MS accionamiento manual

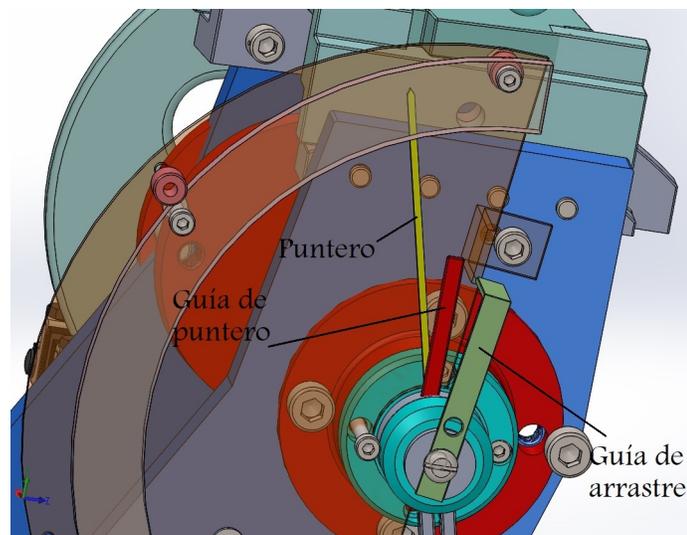
### 5.5.8. Sistema de Lectura de Datos

Este sistema es la interfaz con el usuario, es algo que el usuario va a estar observando continuamente, lo esencial en este sistema es obtener la información que se entrega una vez realizado el ensayo, en este caso la medición se realiza de forma tradicional con un sencillo sistema mecánico figura 5.26, tomando en consideración los datos requeridos en la ecuación 2.4.



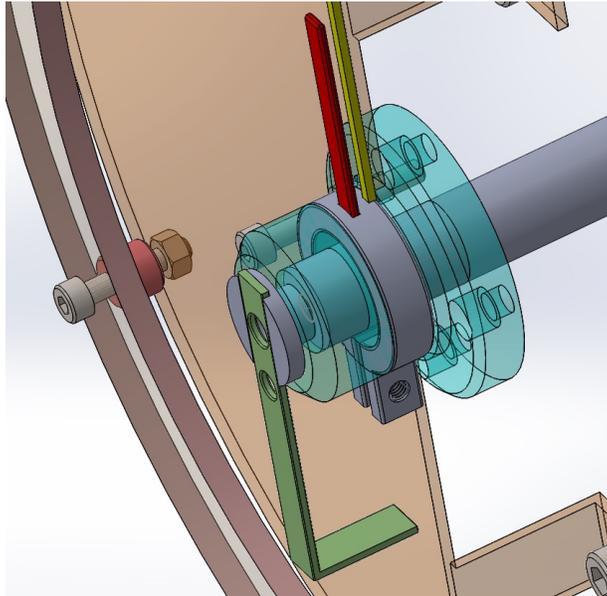
**Figura 5.26:** Ensamble del Sistema de Lectura de Datos

Es importante considerar que el puntero no se puede conectar directamente al eje, de lo contrario, el puntero se movería junto con eje de rotación y sería imposible realizar la medición correspondiente, para lo cual se considero un elemento adicional que esta ensamblado al eje de rotación y es el encargado de mover el puntero a la posición final cuando se fractura la probeta figura 5.27.



**Figura 5.27:** Accionamiento del puntero para toma de lecturas

Una vez que se efectúa el movimiento de retroceso, no se puede alterar la posición a la cual se llegó en una primera instancia la marcación del puntero, ya que la marcación va disminuyendo gradualmente, figura 5.28.



**Figura 5.28:** Posición inicial de lectura de valores

### 5.6. Conclusiones

- Este proyecto muestra el proceso de diseño de una máquina para ensayos de impacto tipo Izod, para polímeros.
- Los conceptos teóricos sobre los cuales se basa el funcionamiento de la máquina, proporcionaron la información necesaria para comprender los principios de operación y determinar algunos cálculos en el sistema de estudio.
- Con el análisis de la información recabada se conceptualizaron las ideas preliminares en el diseño, el haber manejado la combinación de ideas preliminares permitió fusionar todos los conceptos que se involucraron.
- La evaluación de cada uno de los conceptos de solución fue un factor de suma importancia, ya que permitió dar el enfoque de solución que se requería.

basado en las normas y especificaciones.

- En la solución al problema planteado en el capítulo inicial, se cumple el objetivo en el desarrollo y aplicación de la parte teórica en lo referente al diseño a nivel conceptual de una máquina para ensayos de impacto.
- Después de haber presentado cada uno de los capítulos en los que se describió las etapas en el diseño, se presenta la información necesaria para considerar a este proyecto como factible para su desarrollo como un proyecto de ingeniería, además se contempla que los elementos pueden ser adquiridos o elaborados con materiales que se encuentran en el mercado nacional.
- El diseño conceptual de la máquina cumple con la característica geométricas para adaptaciones que pueden mejorar la operación para realizar los ensayos de impacto.
- En un futuro se espera que este proyecto dé pauta para iniciar nuevos diseños de este tipo de máquinas, y ser mejorado con respecto a las nuevas tecnologías que van surgiendo para la formación de las nuevas generaciones.
- En cuanto al proceso de diseño utilizado se toma la metodología planteada en el Cuadernillo de Casos de Ingeniería de Diseño, dado que es una aportación al proceso de aprendizaje de los alumnos; dado que, a través del desarrollo de un proceso estructurado, se presente una solución a una necesidad planteada.
- La experiencia que dejó este proyecto es muy amplia, dado que se utilizaron una gran variedad de herramientas para su desarrollo, la cuales en la mayoría fueron aprendidas durante el estudio de maestría.

## Referencias

---

- [1] L. A. González, *Cuadernillo de casos de ingeniería*, México: Universidad Nacional Autónoma de México, 2017.
- [2] G. E. D. Dieter y L. C. Schmidt, *Engineering Design*, 5a ed. United States of America: McGraw-Hill, 2013.
- [3] V. Shah, *Handbook of Plastics Testing and Failure Analysis*, 3a ed. New Jersey: John Wiley and Sons, 2007.
- [4] T. Anderson, *Fracture mechanics, Fundamentals and applications*, 3a ed. New York: Taylor and Francis, 2005.
- [5] C. B. Bucknall, *Toughened Plastics*. Dordrecht: Springer Netherlands, 1977.
- [6] Plastics — Determination of Izod Impact Strength, ISO 180, Switzerland, 2000.
- [7] Standard Test Methods for Determining the Izod Pendulum Impact Resistance of Plastics, D256, United States of America, 2015.
- [8] G. L. Baker y J. A. Blackburn, *The Pendulum a Case Study in Physics*, New York: Oxford University Press, 2005.
- [9] "What is the COP and does it matter?" Penn State Engineering: Graduate Program in Acoustics. <https://www.acs.psu.edu/drussell/bats/cop.html> (accedido el 20 de diciembre de 2021).
- [10] J. Marsà Fargas, "Development of an Izod test for plas-

tics”, Bachelor’s thesis, University of Applied Sciences, Finland, 2018.

[11] Plastics — Verification of Pendulum Impacttesting Machines — Charpy, Izod and Tensile Impact-Testing, ISO 13802, Switzerland, 1999.

[12] G. M. Orner, “Impact test machine”, Patent EE.UU. 3,157,046, 17 november 1964.

[13] R. shì yàn chén, “Charpy impact machine tester”, Patent China CN101603905A, 10 april 2009.

[14] H. xīng, ”Multifunctional pendulum bob type impact tester”, Patent China CN202420990U, 5 september 2012.

[15] S. Stefano y F. Cometti, ”Hammer for a charpy pendulum”, Patent EE.UU. US 7,726,173 B2, 1 june 2010.

[16] A. Sonntag, “Izod charpy testing apparatus”, Patent EE.UU. 2,476,634, 19 july 1949.

[17] K. T. Ulrich y S. D. Eppinger, *Diseño y desarrollo de productos*, 3a ed. México: McGraw-Hill, 2013.

[18] R. Bustamante Borrayo, ”Diseño conceptual de un elemento de cierre para empaques de plastico”, Trabajo de grado, Universidad Nacional Autónoma de México, México, 2007.

[19] J. V. González Sosa, ”Diseño conceptual de un sistema para verificar el sellado en ampollitas de material plástico”, Trabajo de grado, Universidad Nacional Autónoma de México, México, 2006.

[20] R. G. Budynas y J. K. Nisbett, *Diseño en ingeniería mecánica de Shigley*, 8a ed. México: McGraw-Hill, 2008.

[21] J. L. Orjuela Santamaría, ”Diseño de una máquina para ensayos de impacto”, Trabajo de grado, Universidad de América, Bogotá D.C., 2019.

[22] R. L. Norton, *Diseño de máquinas, un enfoque integrado*, 4a ed. México: Pearson Educación, 2011.

## REFERENCIAS

---

[23] M. J. Brusil, "Diseño, construcción e implementación de un péndulo charpy para analizar la resistencia al impacto en polímeros de acuerdo a la norma ASTM D6110", Trabajo de grado, Universidad de las fuerzas armadas, Sangolquí, 2017.

[24] L. C. Domínguez, "Diseño y construcción de máquina para prueba de impacto tipo Charpy", Trabajo de grado, Universidad Autónoma de Occidente, Cali, 1979.

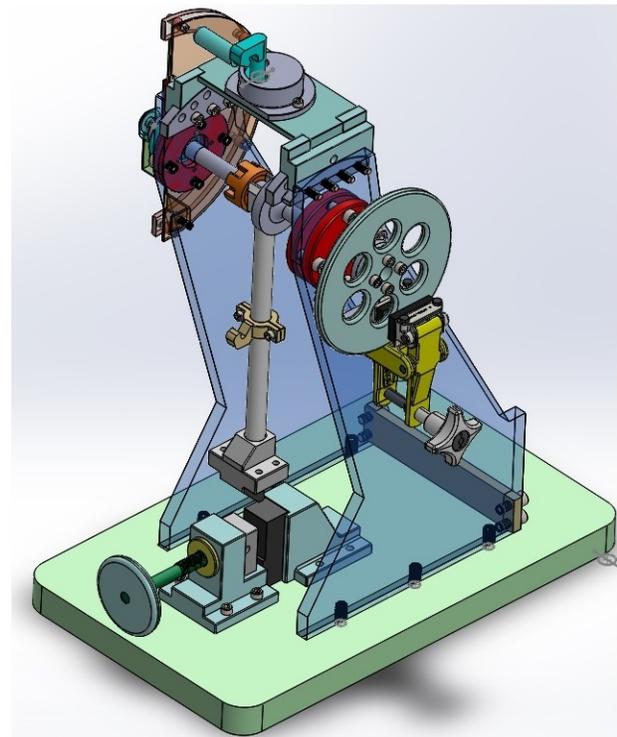
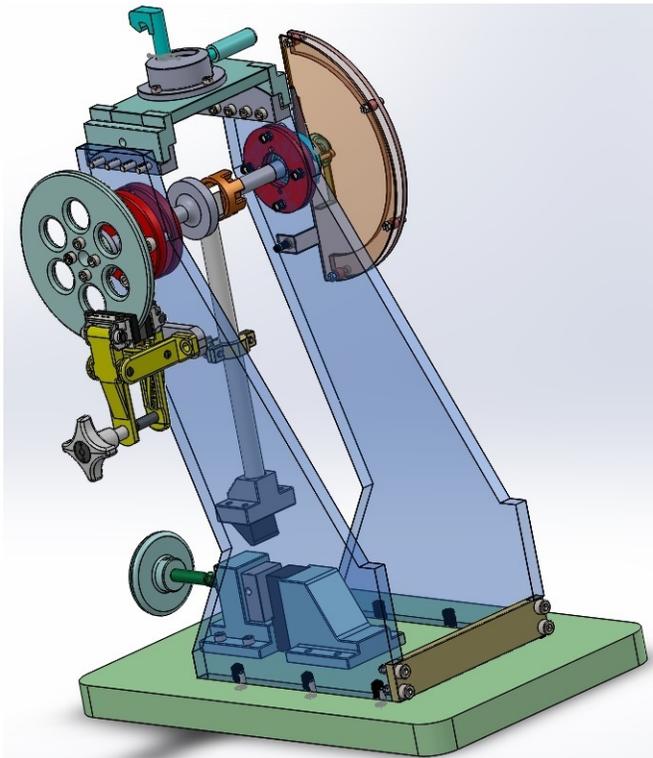
[24] L. C. Domínguez, "Diseño y construcción de máquina para prueba de impacto tipo Charpy", Trabajo de grado, Universidad Autónoma de Occidente, Cali, 1979.

[25]"SKF".SKF.<https://www.skf.com/mx/products/rolling-bearings/ball-bearings/deep-groove-ball-bearings/productid-W206002-2RS1> (accedido el 12 de noviembre de 2021).

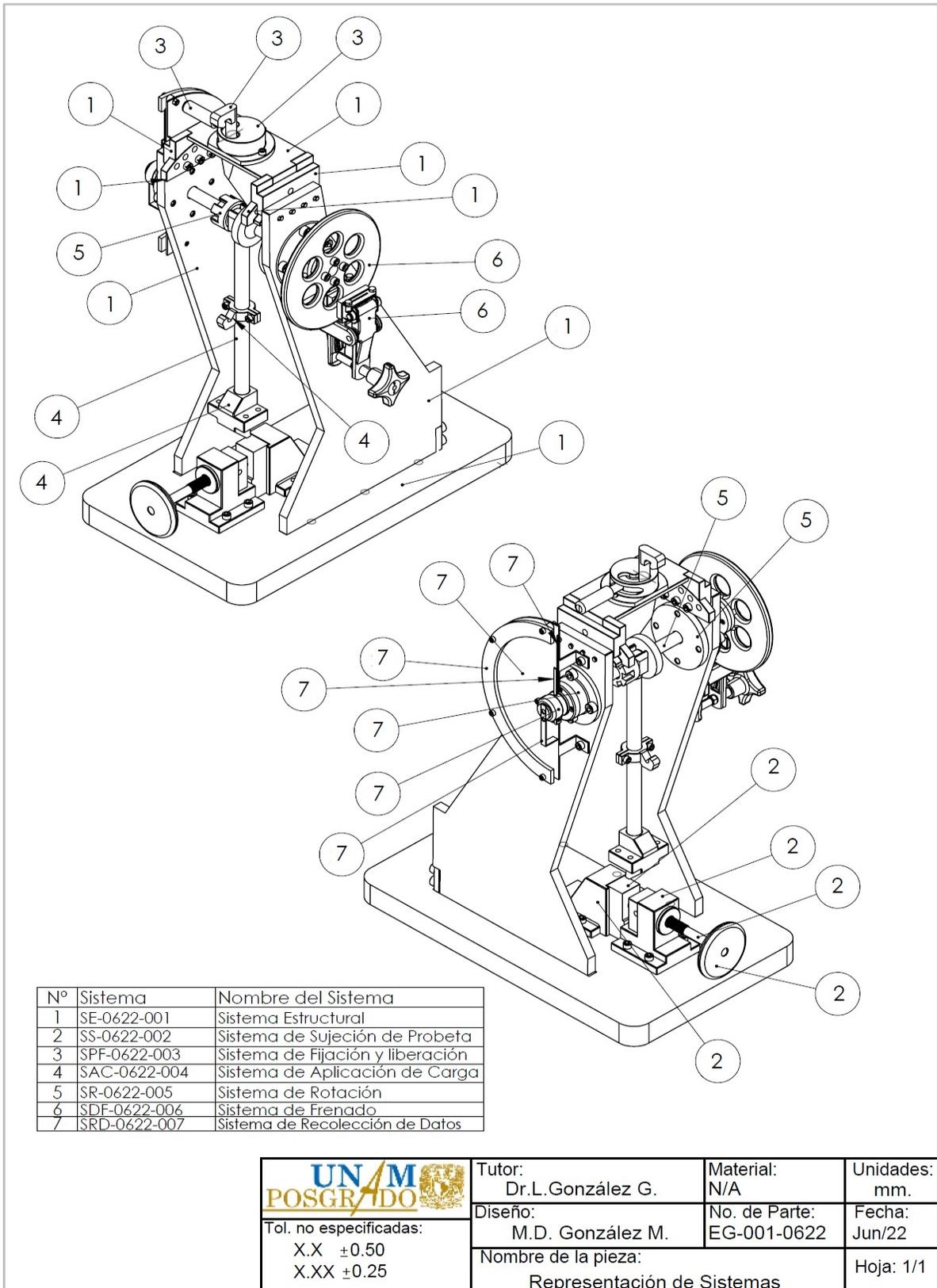
# APENDICE

---

## A.1. Planos de Fabricación



A. APENDICE



N°	Sistema	Nombre del Sistema
1	SE-0622-001	Sistema Estructural
2	SS-0622-002	Sistema de Sujeción de Probeta
3	SPF-0622-003	Sistema de Fijación y liberación
4	SAC-0622-004	Sistema de Aplicación de Carga
5	SR-0622-005	Sistema de Rotación
6	SDF-0622-006	Sistema de Frenado
7	SRD-0622-007	Sistema de Recolección de Datos

	Tutor:	Dr.L.González G.	Material:	N/A	Unidades:	mm.
	Diseño:	M.D. González M.	No. de Parte:	EG-001-0622	Fecha:	Jun/22
Tol. no especificadas: X.X ±0.50 X.XX ±0.25	Nombre de la pieza:		Representación de Sistemas		Hoja: 1/1	

## A.1 Planos de Fabricación

N.º DE ELEMENTO	CANTIDAD	N.º DE PIEZA
1	1	SE-001-0622
2	1	SE-002-0622
3	1	SE-003-0622
4	1	SE-004-0622
5	1	SE-005-0622
6	1	SE-006-0622
7	2	SE-007-0622
8	1	SE-008-0622
9	1	SE-009-0622

	Tutor: Dr.L.González G.	Material: N/A	Unidades: mm.
	Diseño: M.D. González M.	No. de Parte: SE-E001-09	Fecha: Jun/22
Tol. no especificadas: X.X ±0.50 X.XX ±0.25			Nombre de la pieza: Elementos del Sistema Estructural
			Hoja: 1/1

A. APENDICE

N.º DE ELEMENTO	N.º DE PIEZA	CANTIDAD
1	SS-001-0622	1
2	SS-002-0622	1
3	SS-003-0622	1
4	SS-004-0622	1
5	SS-005-0622	1
6	SS-006-0622	1
7	SS-007-0622	1

	Tutor: Dr.L.González G.	Material: N/A	Unidades: mm.
	Diseño: M.D. González M.	No. de Parte: SS-E002-09	Fecha: Jun/22
Tol. no especificadas: X.X ±0.50 X.XX ±0.25			Nombre de la pieza: Elementos del Sistema de Sujeción de Probeta
			Hoja: 1/1

The diagram shows an exploded view of a mechanical assembly. Component 1 is a base plate with a central hole and four smaller holes. Component 2 is a cylindrical part with a central hole and a protrusion. Component 3 is a larger cylindrical part with a central hole and a flange. Component 4 is a small cylindrical pin. Component 5 is a small cylindrical sleeve. A 3D perspective view shows the assembly with components 1, 2, 3, 4, and 5 in a light blue color.

N.º DE ELEMENTO	N.º DE PIEZA	CANTIDAD
1	SE-008-0622	1
2	SPF-002-0622	1
3	SPF-003-0622	1
4	SPF-004-0622	1
5	SPF-005-0622	1

	Tutor: Dr.L.González G.	Material: N/A	Unidades: mm.
	Diseño: M.D. González M.	No. de Parte: SPF-E003-04	Fecha: Jun/22
Tol. no especificadas: X.X ±0.5 X.XX ±0.25	Nombre de la pieza: Elementos del Sistema de Fijación y liberación		Hoja: 1/1

A. APENDICE

N.º DE ELEMENTO	N.º DE PIEZA	CANTIDAD
1	SAC-001-0622	1
2	SAC-002-0622	1
3	SAC-003-0622	1
4	SAC-004-0622	1
5	SAC-005-0622	1

 Tol. no especificadas: X.X ±0.50 X.XX ±0.25	Tutor: Dr.L.González G.	Material: N/A	Unidades: mm.
	Diseño: M.D. González M.	No. de Parte: SAC-E004-05	Fecha: Jun/22
	Nombre de la pieza: Elementos Sistema de Aplicación de Carga		Hoja: 1/1

A.1 Planos de Fabricación

N.º DE ELEMENTO	N.º DE PIEZA	CANTIDAD
1	SR-001-0622	1
2	SR-002-0622	1
3	SR-003-0622	1
4	SR-004-0622	1
5	SR-005-0622	1
6	SR-006-0622	2

 Tol. no especificadas: X.X ±0.50 X.XX ±0.25	Tutor: Dr.L.González G.	Material: N/A	Unidades: mm.
	Diseño: M.D. González M.	No. de Parte: SR-E005-06	Fecha: Jun/22
	Nombre de la pieza: Elementos del Sistema de Rotación		Hoja: 1/1

A. APENDICE

N.º DE ELEMENTO	N.º DE PIEZA	CANTIDAD
1	SR-001-0622	1
2	SR-002-0622	1
3	SR-003-0622	1
4	SR-004-0622	1
5	SDF-001-0622	1
6	SDF-002-0622	1

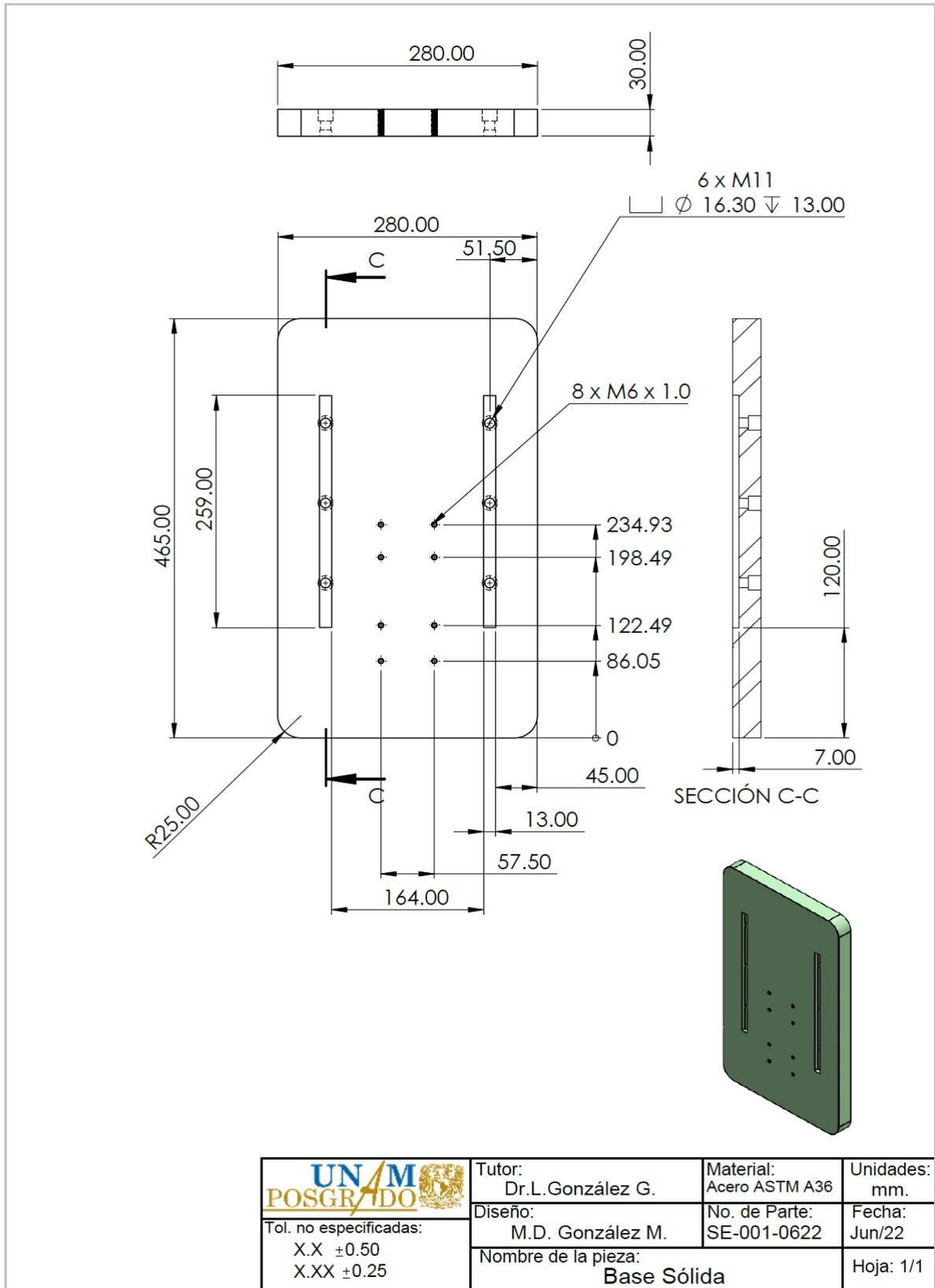
	Tutor: Dr.L.González G.	Material: N/A	Unidades: mm.
	Diseño: M.D. González M.	No. de Parte: SDF-E006-02	Fecha: Jun/22
Tol. no especificadas: X.X ±0.50 X.XX ±0.25			Nombre de la pieza: Elementos del Sistema de Frenado
			Hoja: 1/1

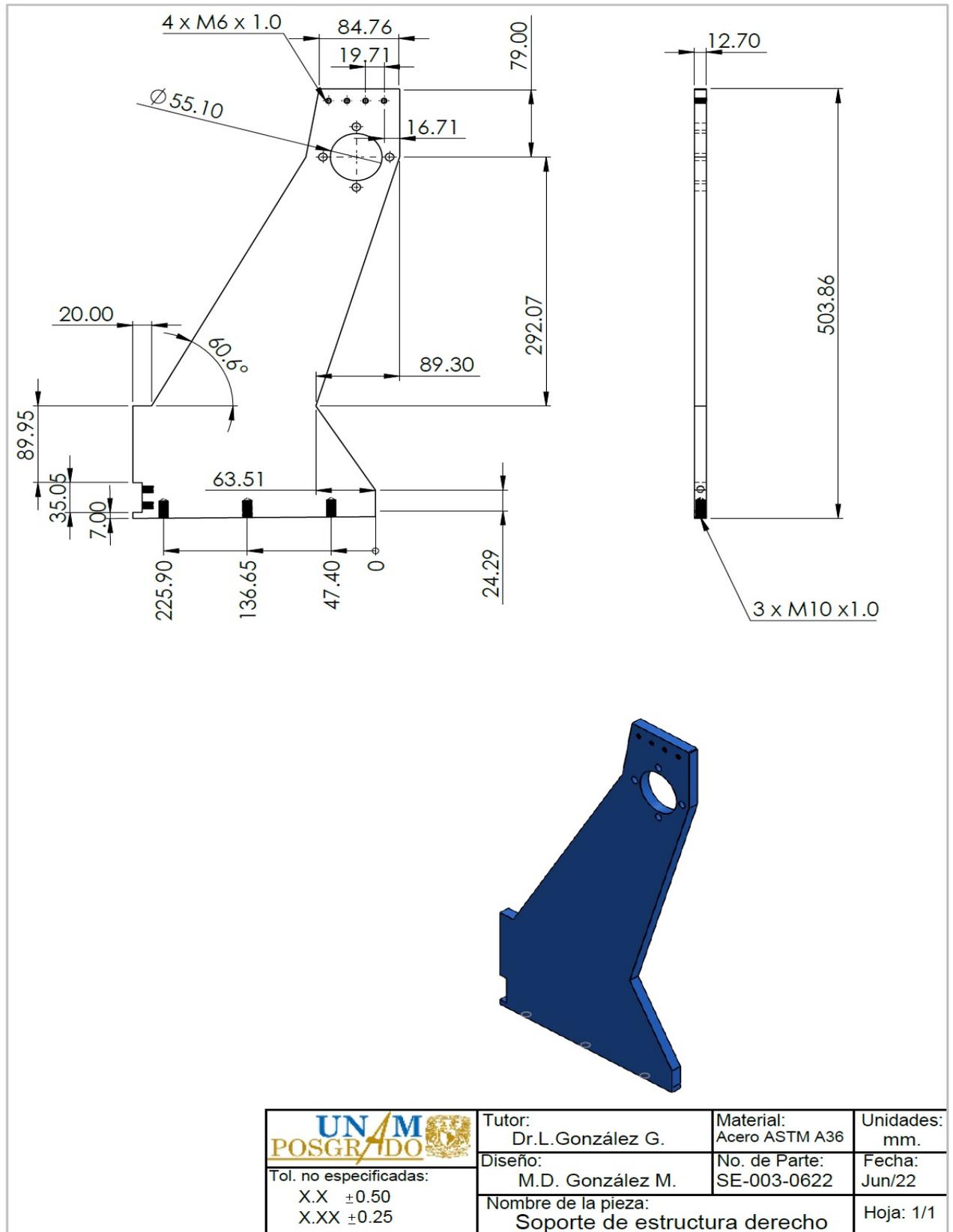
A.1 Planos de Fabricación

N.º DE ELEMENTO	N.º DE PIEZA	CANTIDAD
1	SRD-001-0622	1
2	SRD-002-0622	1
3	SRD-003-0622	1
4	SRD-004-0622	1
5	SRD-005-0622	1
6	SRD-006-0622	1
7	SRD-007-0622	1
8	SRD-008-0622	4
9	SRD-009-0622	1
10	SRD-010-0622	1

	Tutor: Dr.L.González G.	Material: N/A	Unidades: mm.
	Diseño: M.D. González M.	No. de Parte: SRD-E007-10	Fecha: Jun/22
Tol. no especificadas: X.X ±0.50 X.XX ±0.25		Nombre de la pieza: Elementos del Sistema de Recolección de Datos	Hoja: 1/1

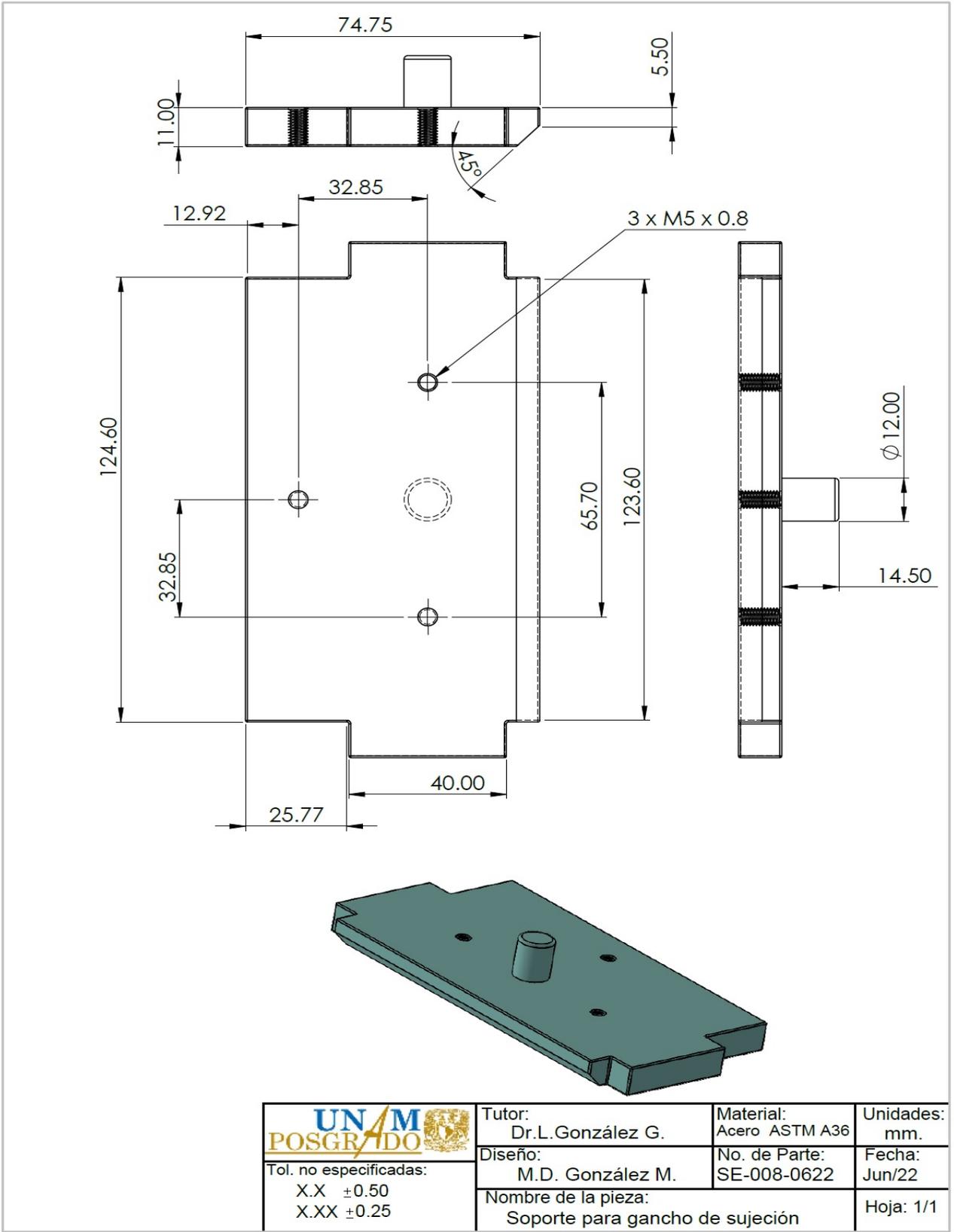
A. APENDICE



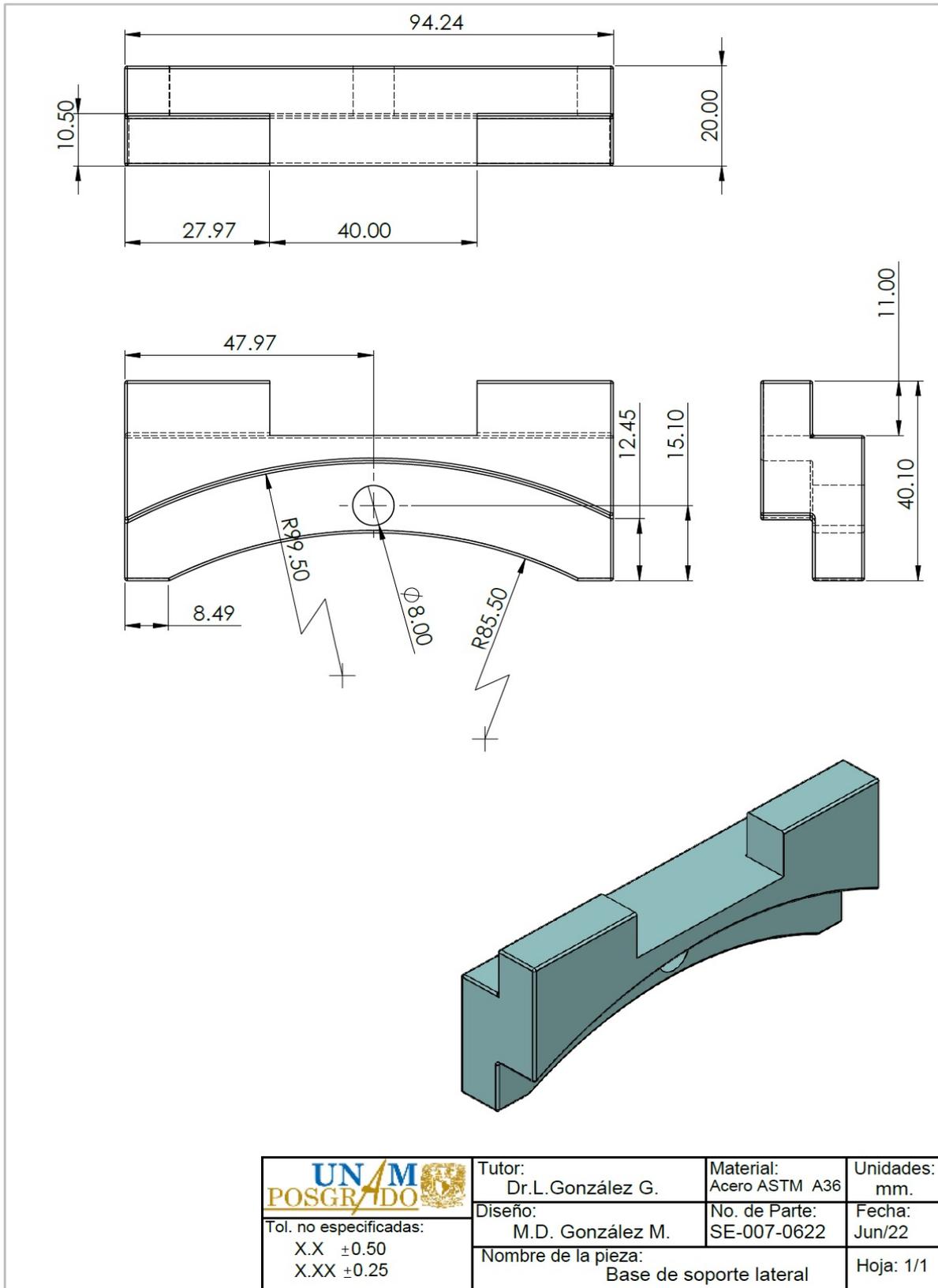


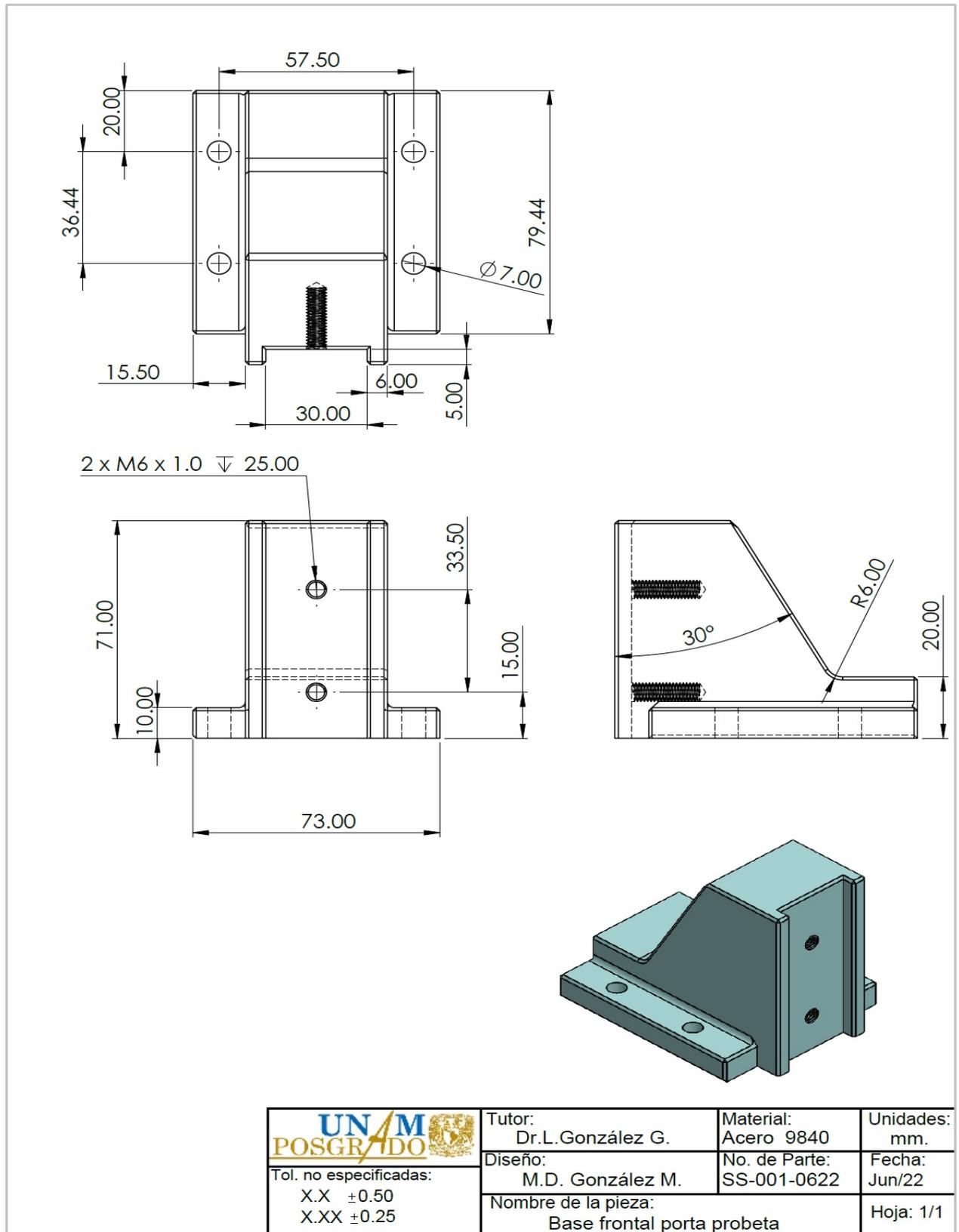
	Tutor: Dr.L.González G.	Material: Acero ASTM A36	Unidades: mm.
	Diseño: M.D. González M.	No. de Parte: SE-003-0622	Fecha: Jun/22
Tol. no especificadas: X.X ±0.50 X.XX ±0.25	Nombre de la pieza: Soporte de estructura derecho		Hoja: 1/1



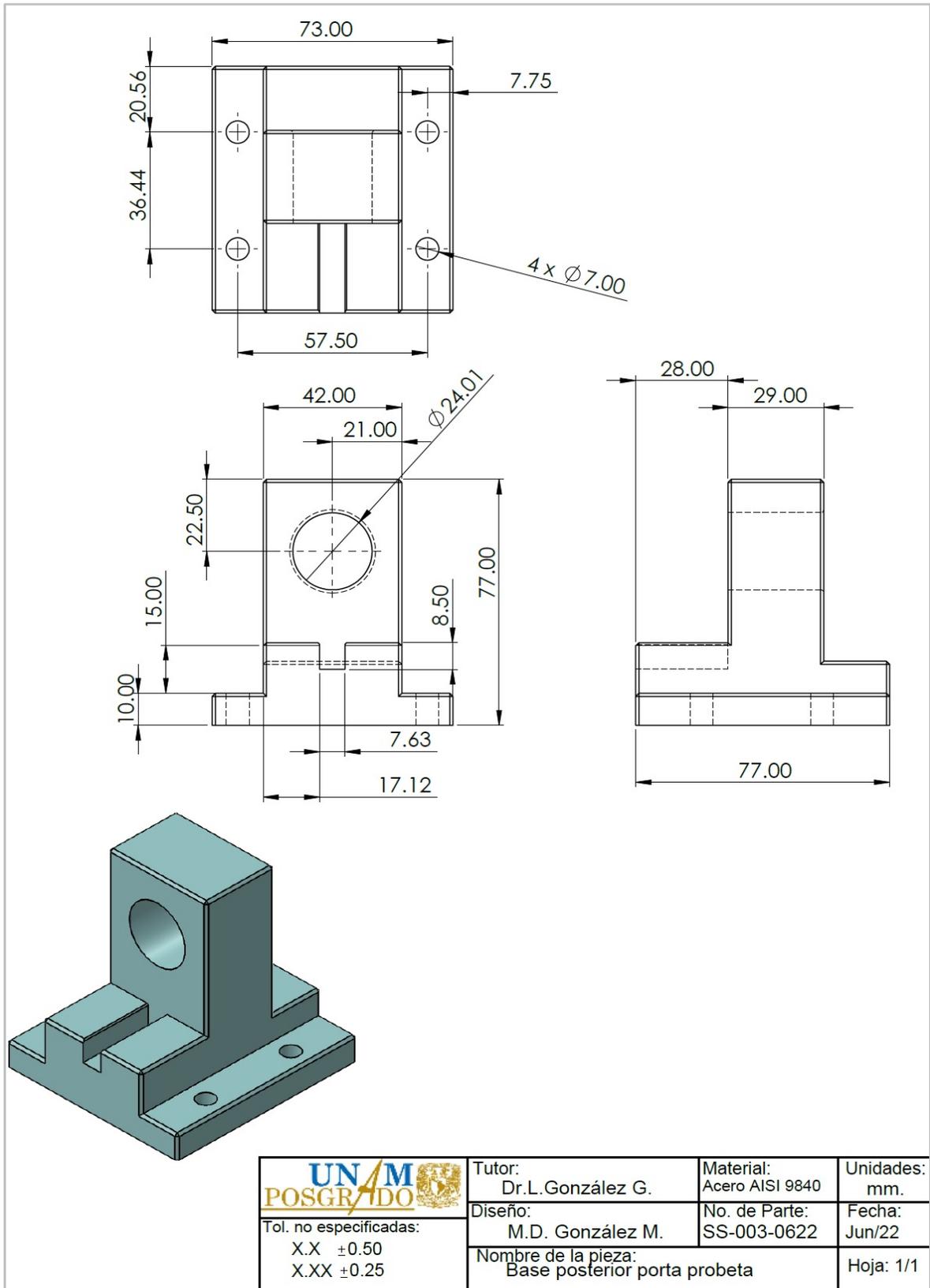


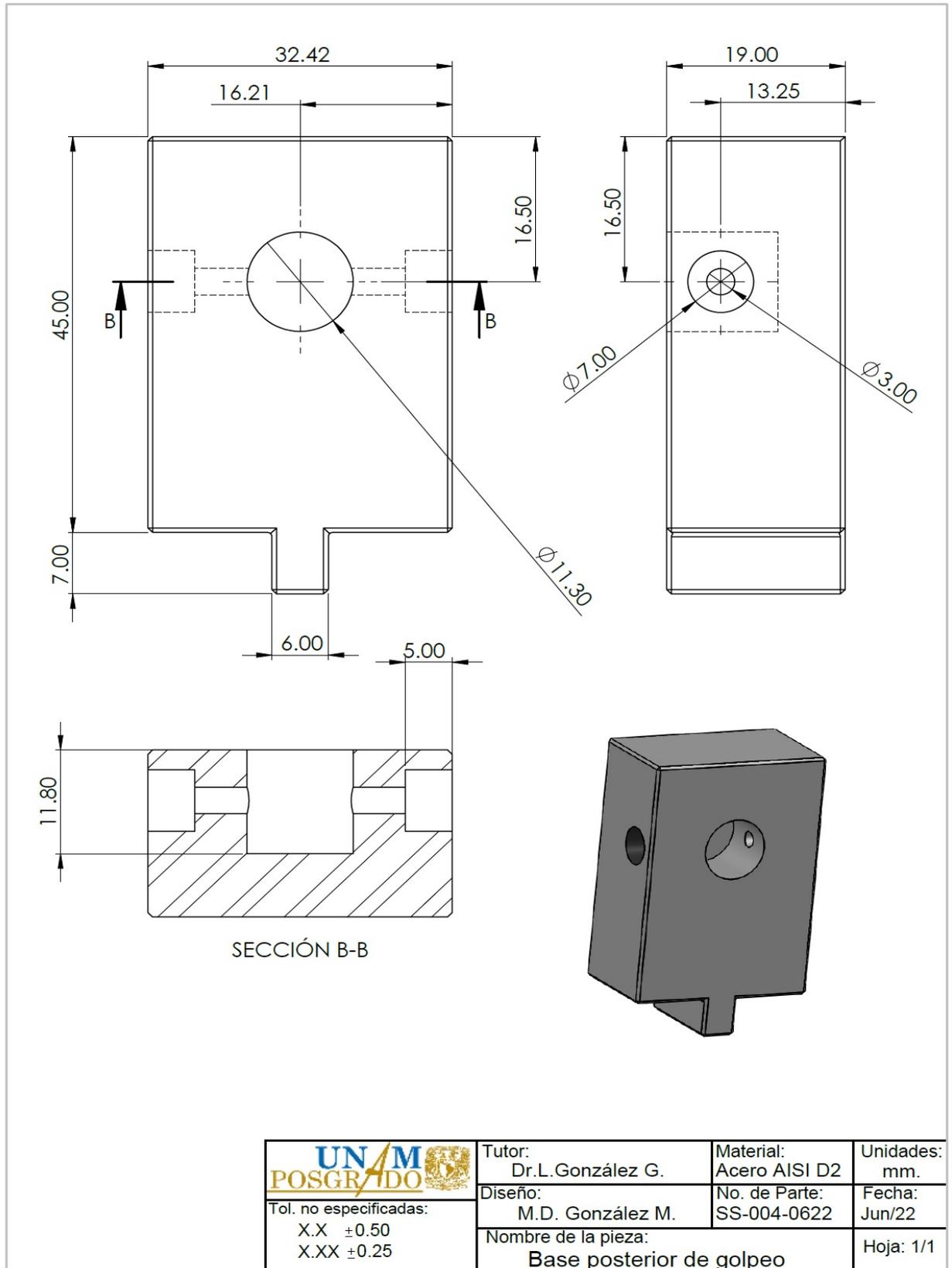
A. APENDICE



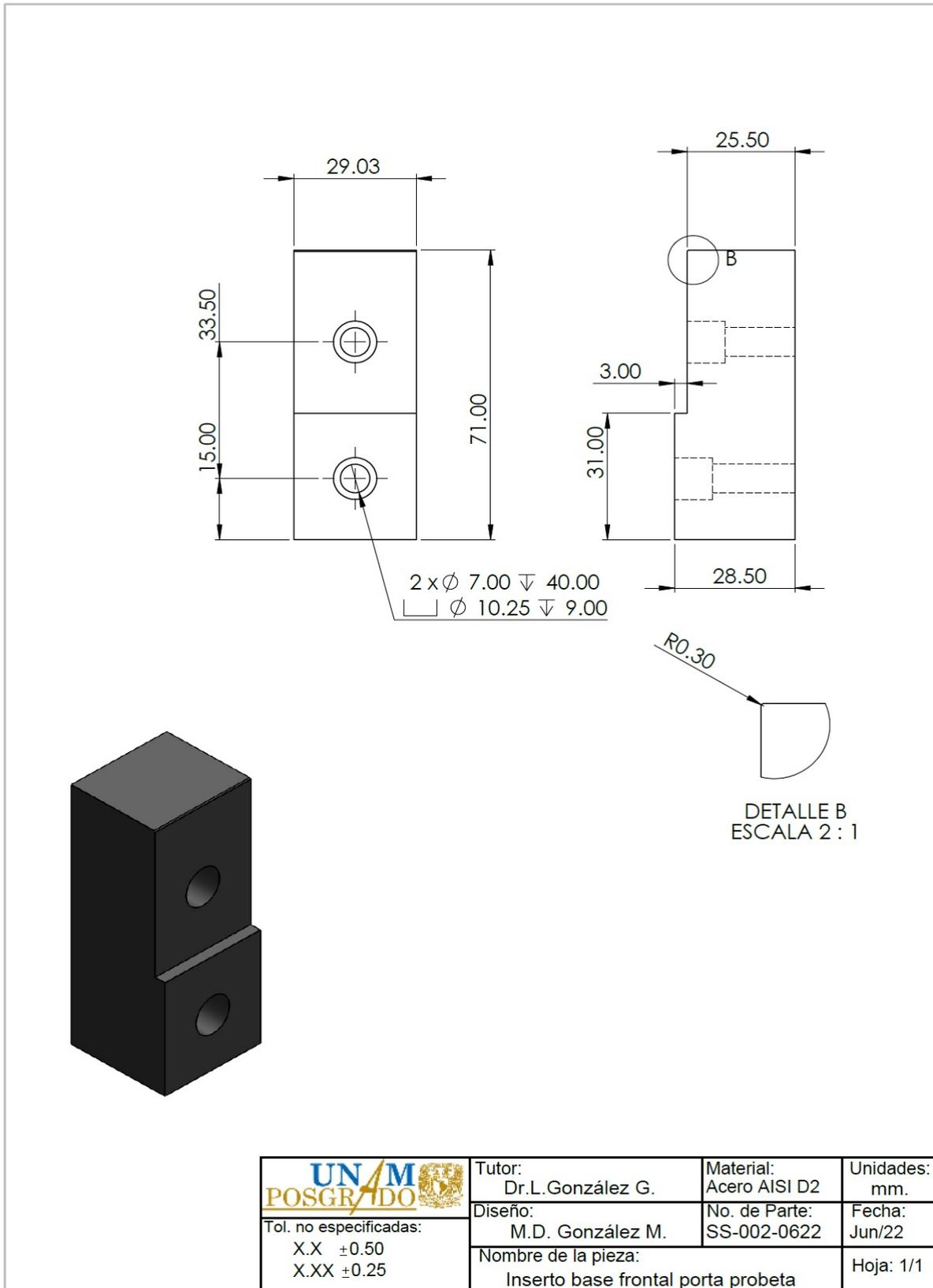


A. APENDICE

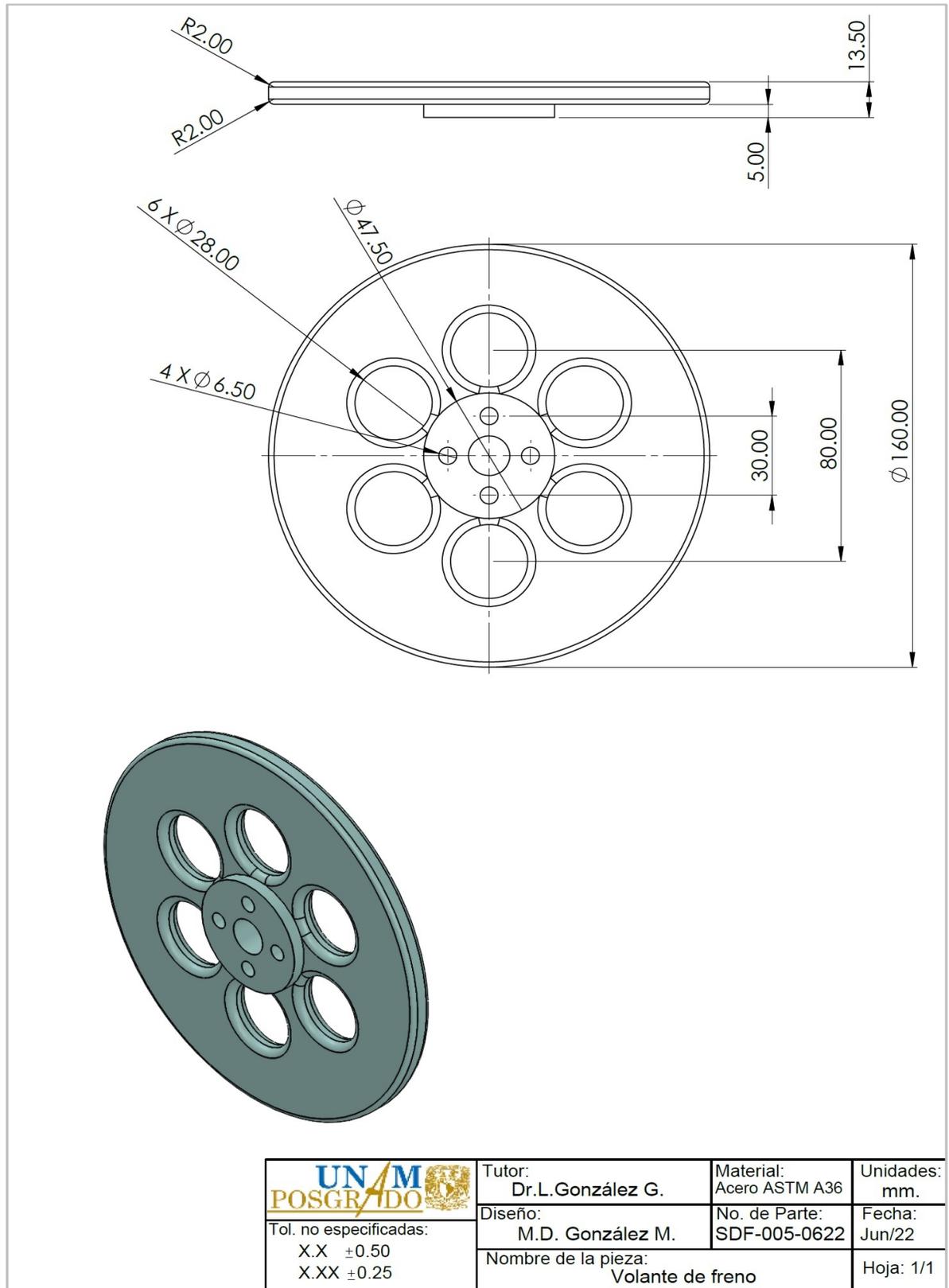




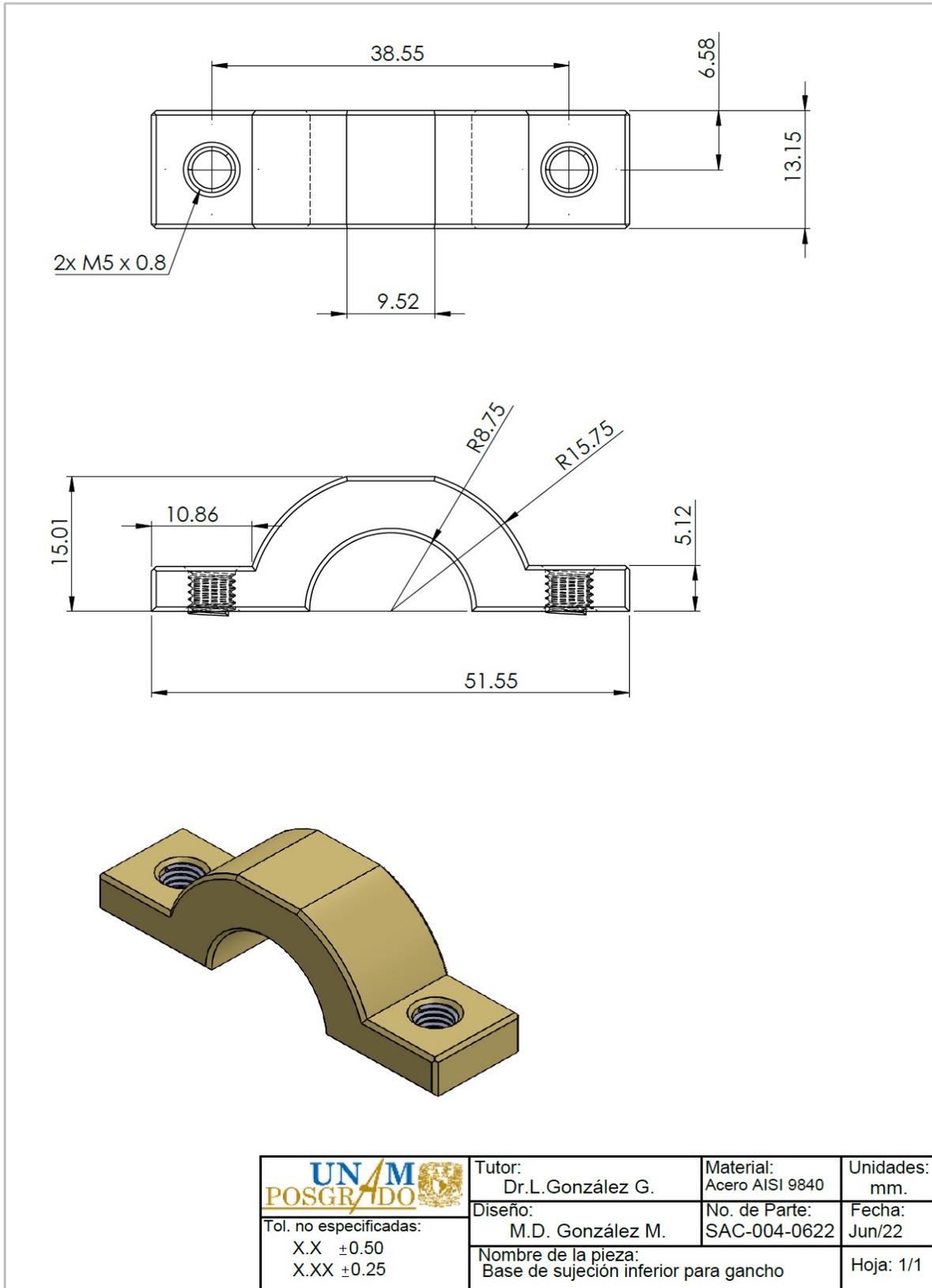
A. APENDICE

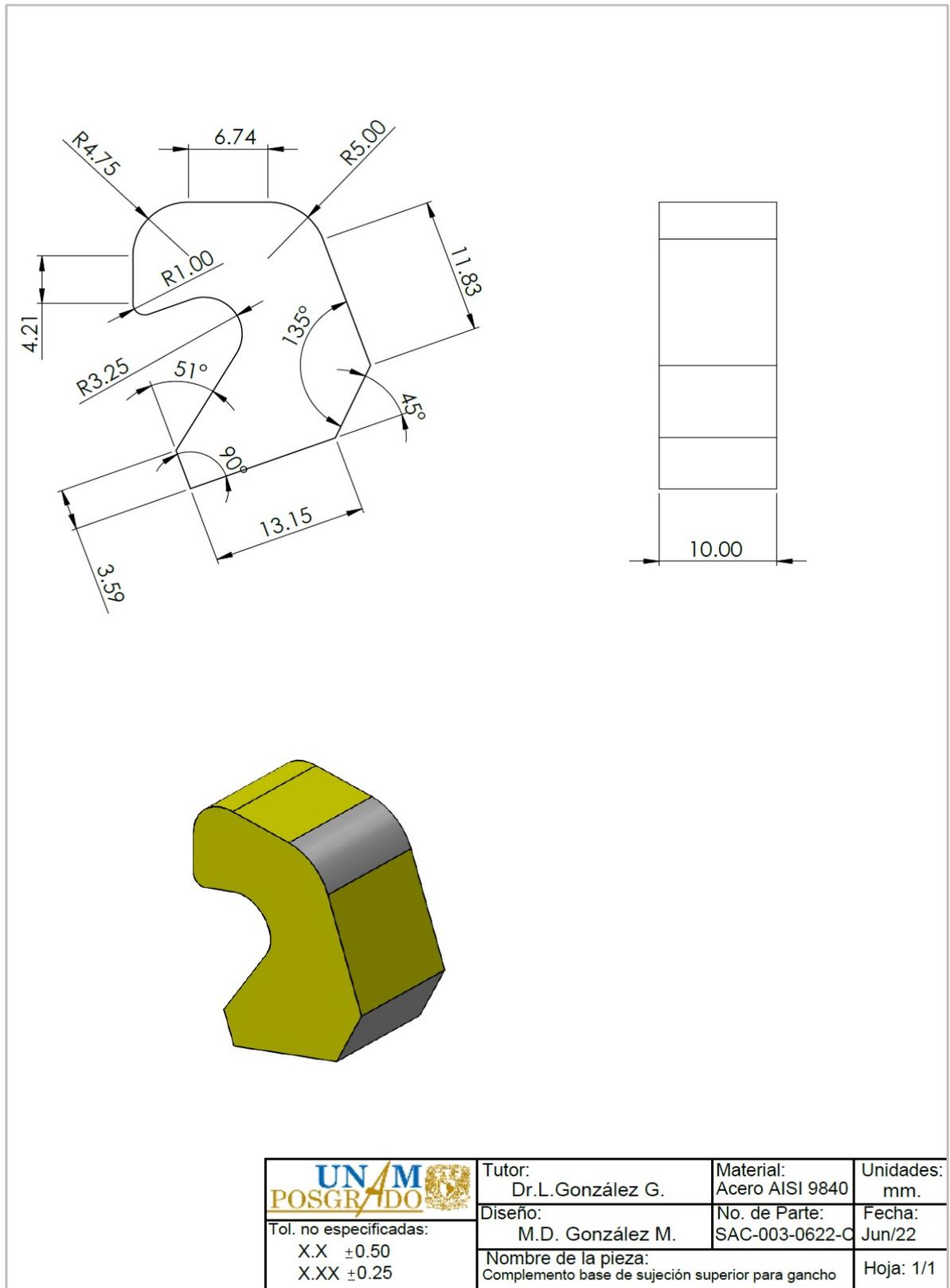


A.1 Planos de Fabricación

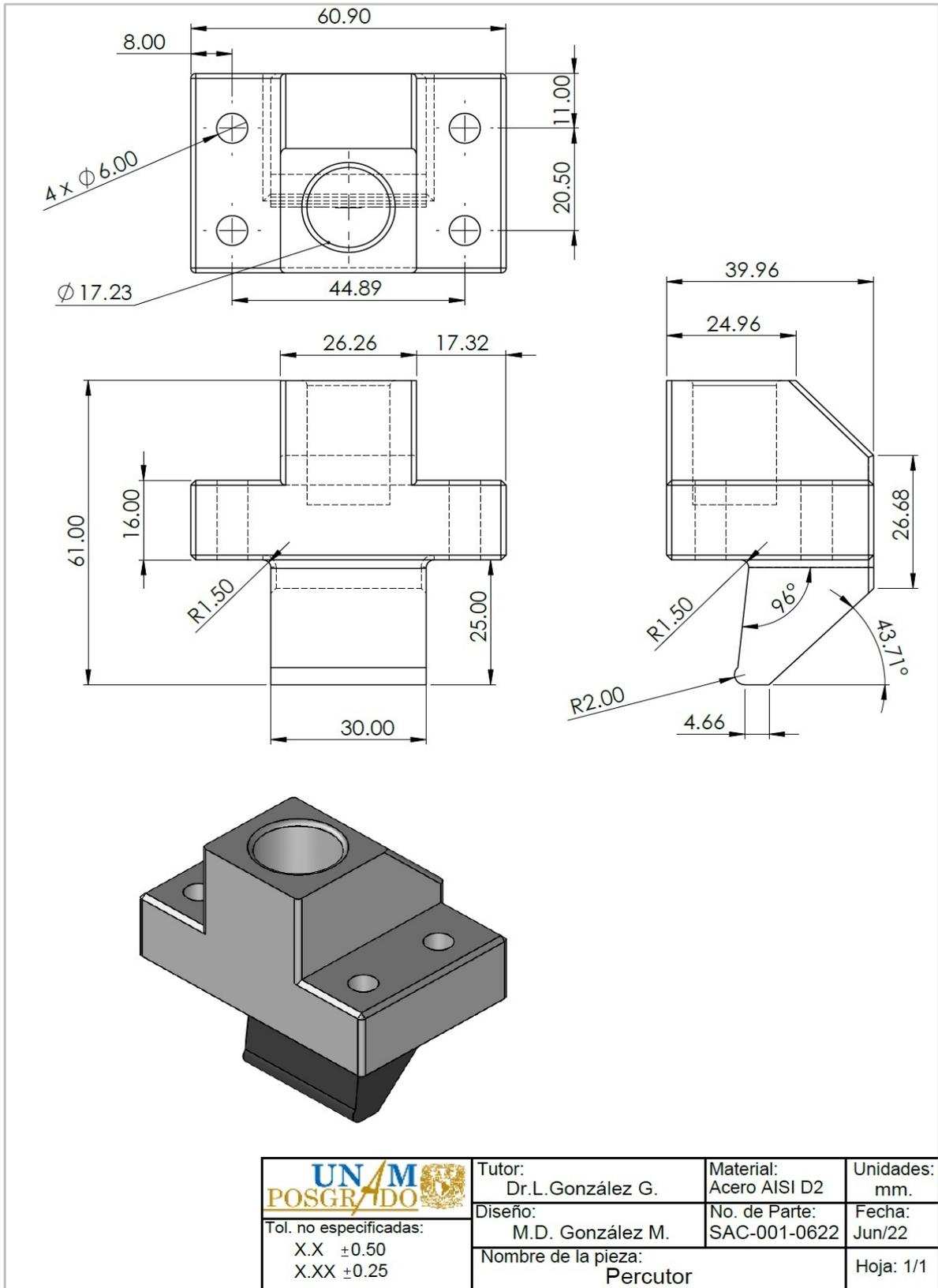


A. APENDICE

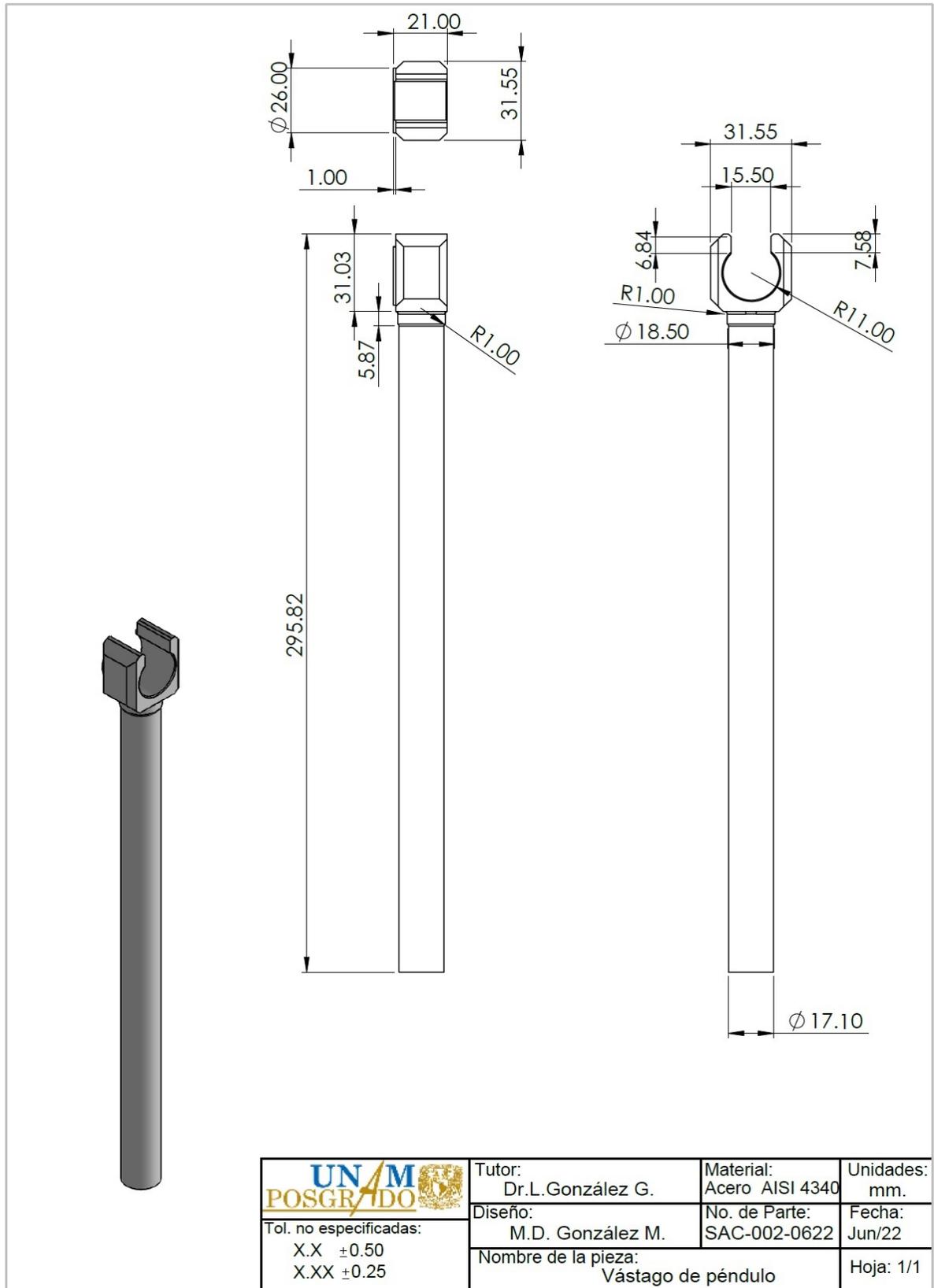




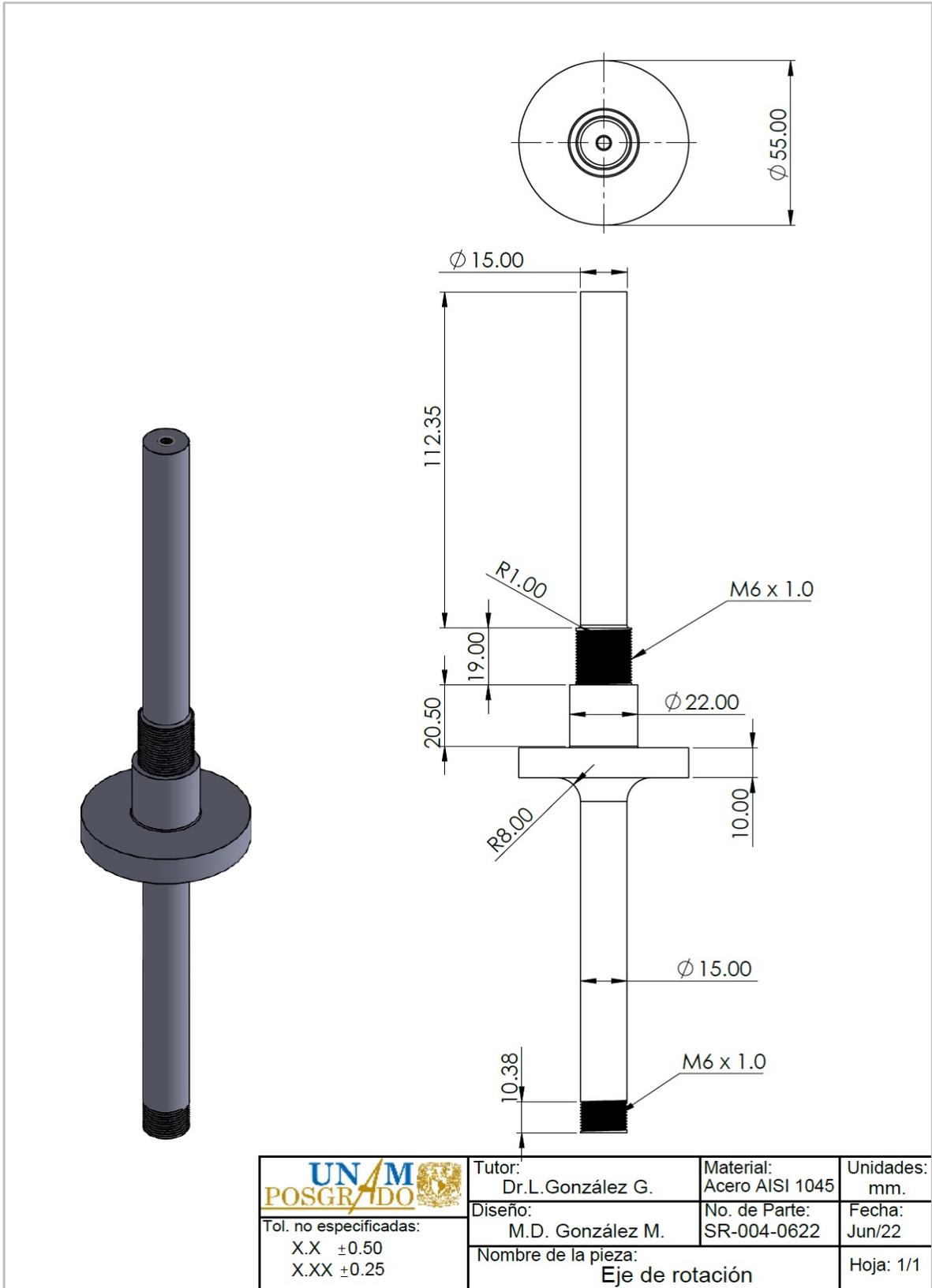
A. APENDICE

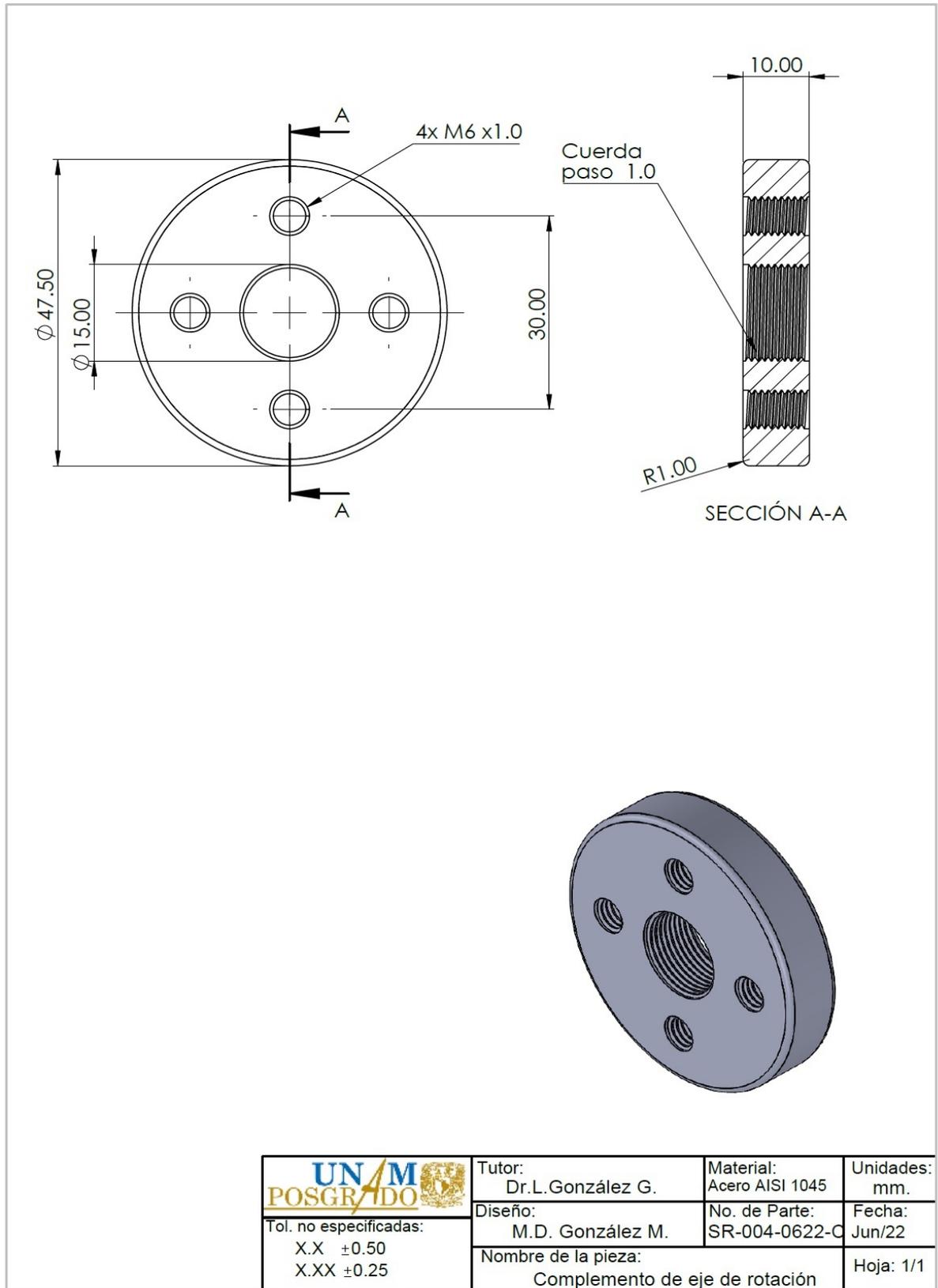


A.1 Planos de Fabricación

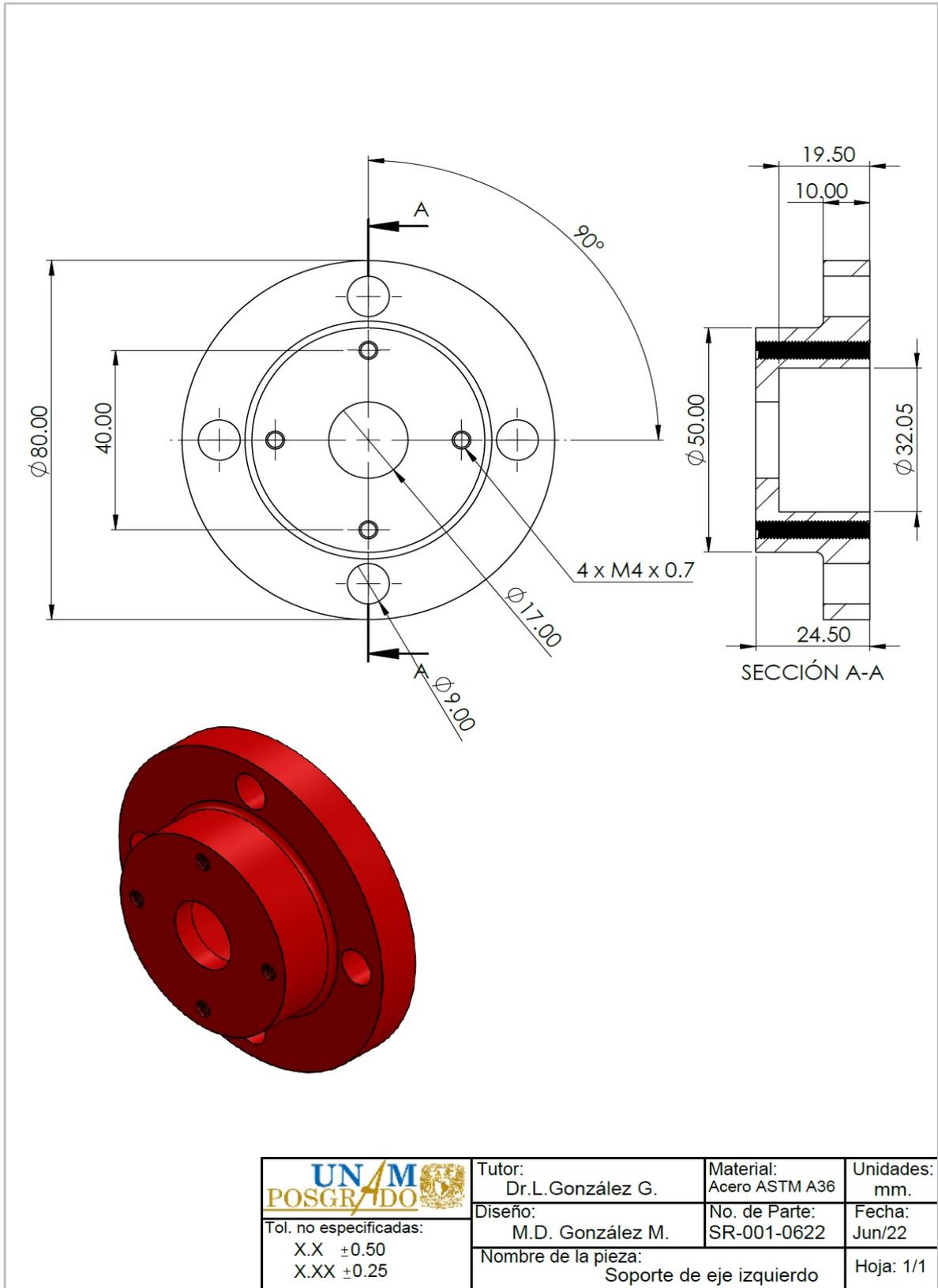


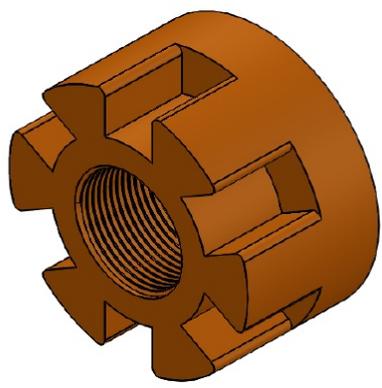
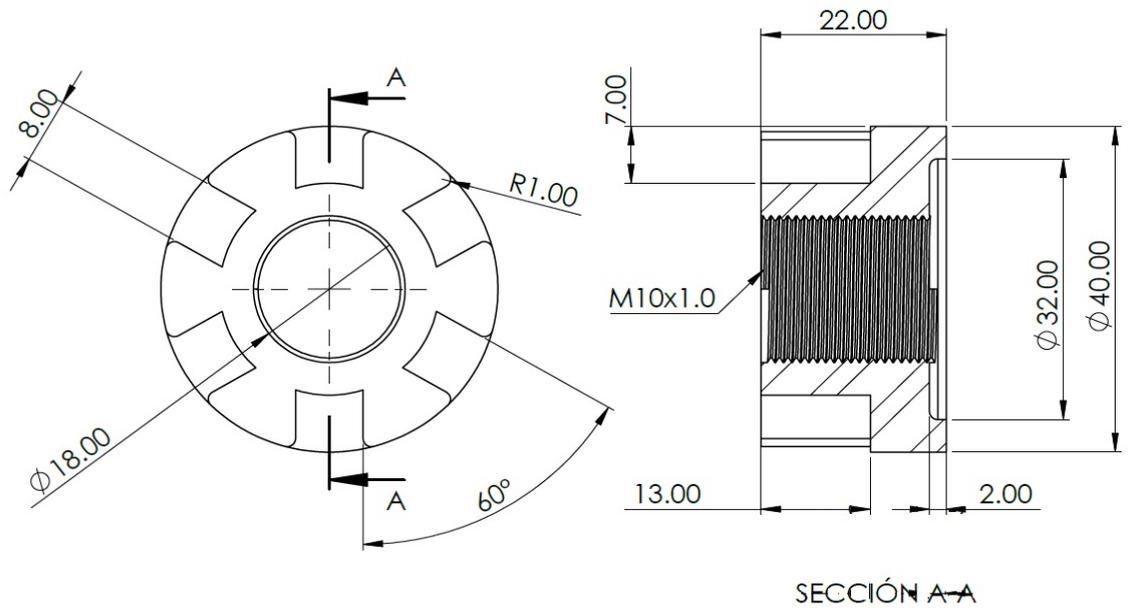
A. APENDICE





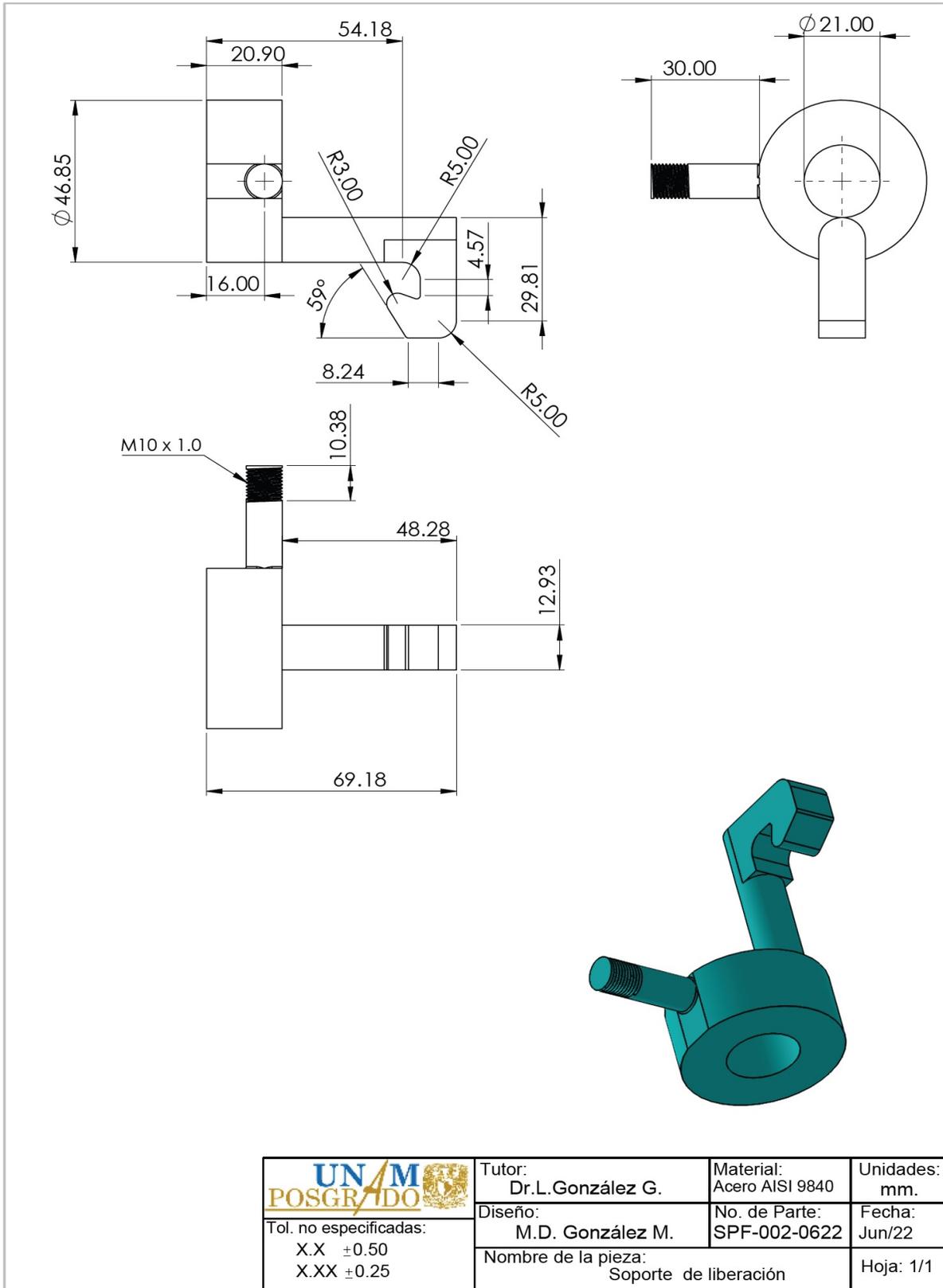
A. APENDICE

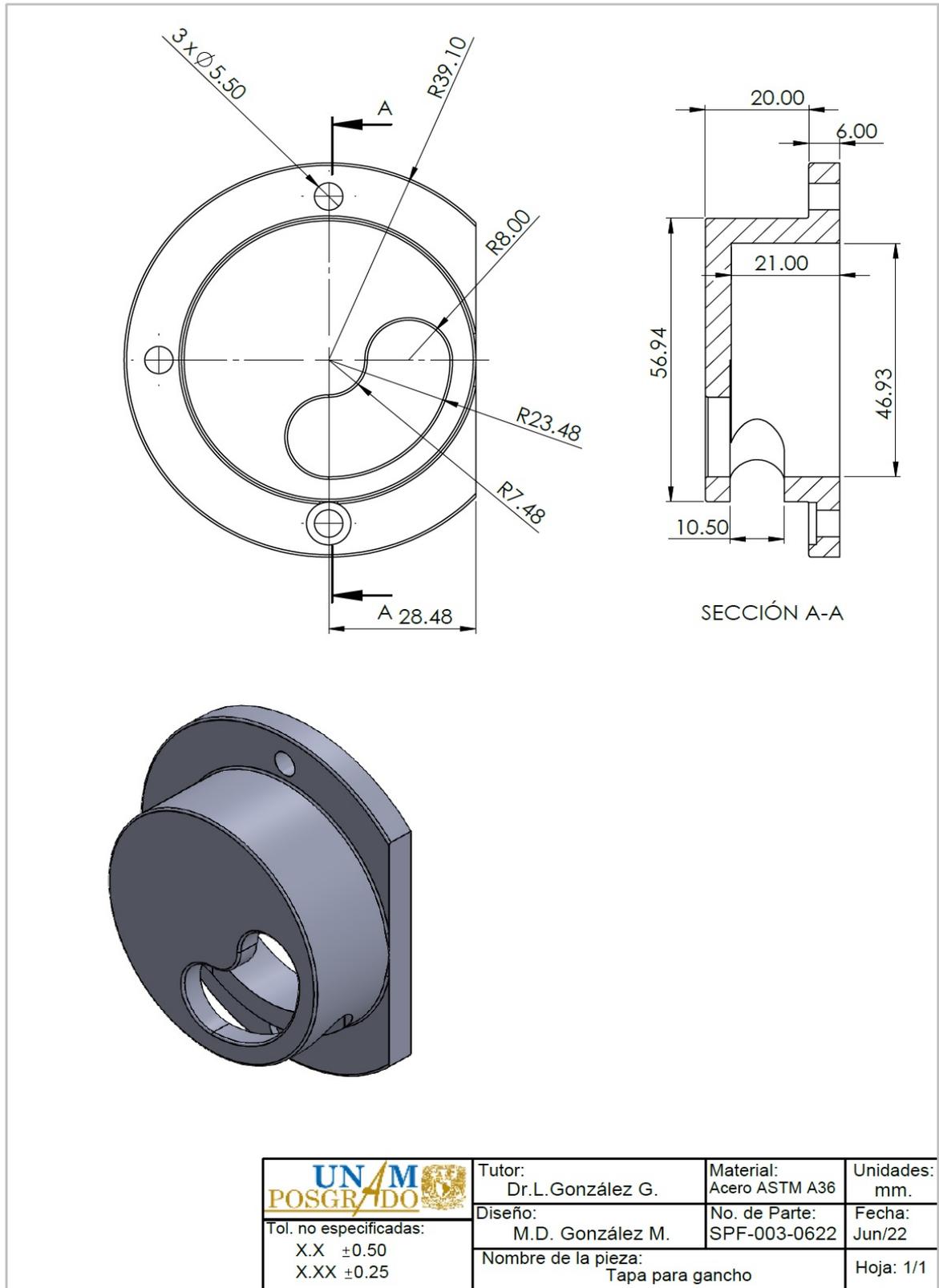




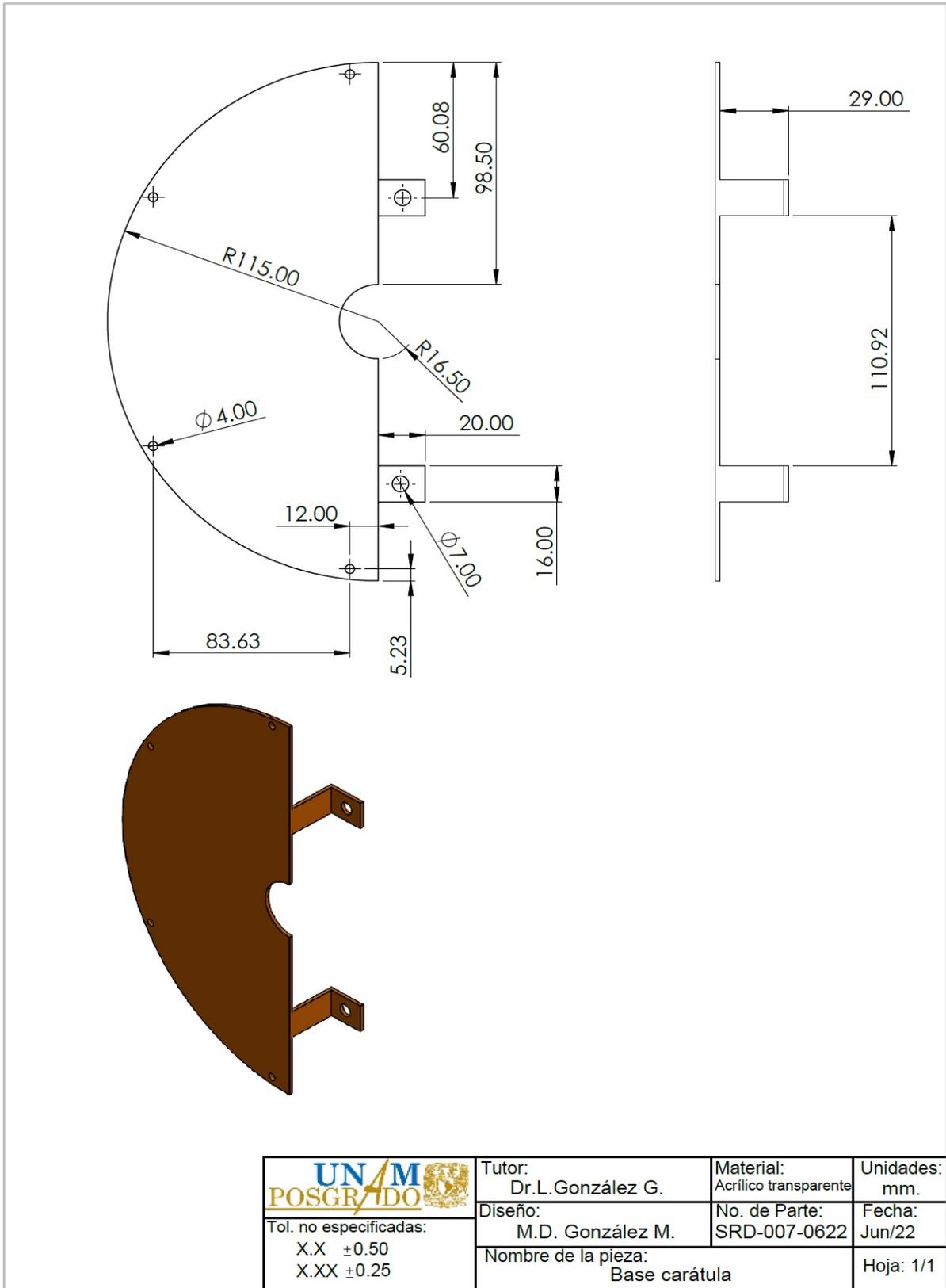
 Tol. no especificadas: X.X ±0.50 X.XX ±0.25	Tutor: Dr.L.González G.	Material: Acero AISI 9840	Unidades: mm.
	Diseño: M.D. González M.	No. de Parte: SR-005-0622	Fecha: Jun/22
	Nombre de la pieza: Sujetador para eje con cuerda		Hoja: 1/1

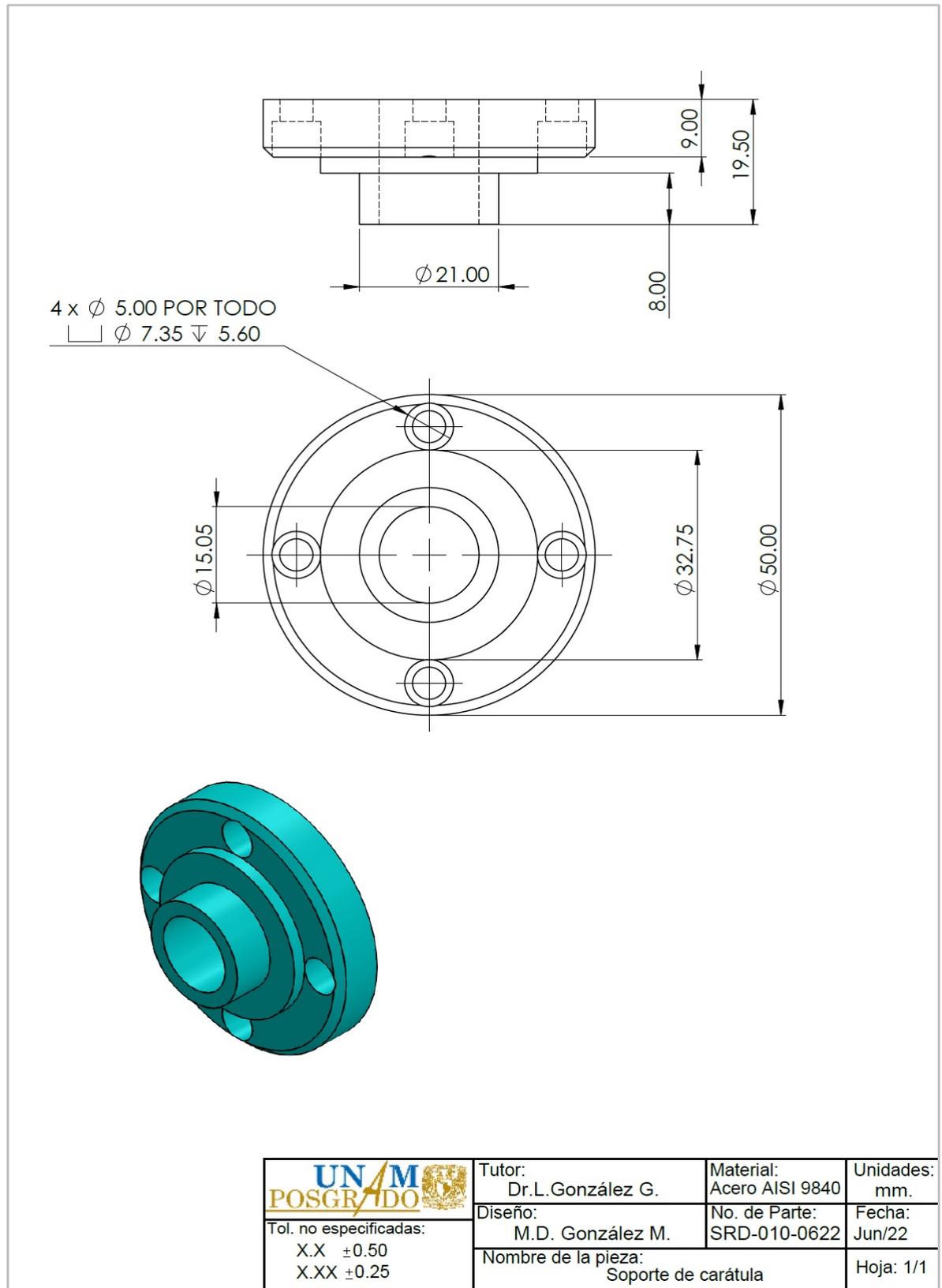
A. APENDICE





A. APENDICE





A. APENDICE

