



Rediseño y construcción de un banco didáctico para la medición experimental de perfiles de levas radiales y cilíndricas

**Hansel Joel Olaya Riofrio
Johan Sebastián Franco Barragán**

Universidad Antonio Nariño
Facultad de Ingeniería Mecánica, Electrónica y Biomédica
Ibagué, Colombia
2023

Rediseño y construcción de un banco didáctico para la medición experimental de perfiles de levas radiales y cilíndricas

**Hansel Joel Olaya Riofrio
Johan Sebastián Franco Barragán**

Proyecto de grado presentado como requisito parcial para optar al título de:
Ingeniero Mecánico

Director (a):

Ing. Sandy Angelina Mosquera Muñoz

Codirector (a):

Ing. Sergio Saldaña Sánchez

Línea de Investigación:

Diseño Mecánico

Universidad Antonio Nariño

Facultad de Ingeniería Mecánica, Electrónica y Biomédica

Ciudad, Colombia

2023

A Dios, por inspirarnos y por darnos la fuerza y la sabiduría para continuar en este proceso de alcanzar uno de nuestros más anhelados y grandes sueños.

Agradecimientos

Hansel Joel Olaya Riofrio

A mis padres Deisy Olaya Riofrio y José Dayner Olaya García, hermanos Juan José Olaya Riofrio y Lesli Yomari Olaya Morales, gracias a su dedicación, esfuerzo y entrega a lo largo de todos estos años, así como por su apoyo incondicional, he conseguido llegar hasta donde me encuentro actualmente, y ahora tengo la oportunidad de convertirme en INGENIERO MECÁNICO. Ha sido un gran orgullo y privilegio de poder ser su hijo, son los mejores padres. A mis hermanos por estar siempre presente, en las buenas y en las malas, al igual que mis padres, por estar para mí de manera incondicional y siempre dispuestos a colaborarme en lo que estuviera a su alcance. Al igual, dedico este proyecto de grado a todos mis amigos, en especial a Edixon Giovanni Berrio Leal y Nilson Andrés Reyes Pérez, por apoyarme en los momentos que más los he necesitado, por extenderme su mano en momentos difíciles y por su amistad sincera brindada cada día, de verdad mil gracias, los llevo en el corazón.

Johan Sebastián Franco Barragán

Primeramente, a Dios por permitirme alcanzar este gran sueño tan anhelado, colmándome de bendiciones y dándome la fuerza necesaria para lograr convertirme en Ingeniero Mecánico. A mis padres Adela Barragán Marroquín y José Guillermo Franco, a mi hermana Yaneiry Franco Barragán y mi sobrino Juan Daniel Moreno Franco. Sin ellos nada de esto sería posible, gracias por sus enseñanzas, su apoyo incondicional, por estar siempre en las buenas y en las malas, por aconsejarme y colaborarme en todo lo que han podido; por su trabajo y sacrificio, y por estar junto a mí en este momento tan importante en mi vida. Por último, a todos mis amigos y compañeros de la Universidad Antonio Nariño, que hicieron parte de esta carrera, de este bonito proceso, y que gracias a su ayuda también, a su granito de arena, he logrado este sueño tan anhelado.

Agradecimiento especial a

Nuestros docentes de la UAN, por haber compartido con nosotros todo su conocimiento a lo largo de nuestra carrera y brindarnos el soporte necesario para desarrollar este proyecto. De manera especial a: Sandy Angelina Mosquera Muñoz y Sergio Saldaña Sánchez, por ser los tutores de nuestro proyecto de grado.

Resumen

Los estudiantes de ingeniería mecánica de la universidad Antonio Nariño, sede Ibagué, requieren de la realización de prácticas en cada una de las áreas de su plan de estudio, y para la asignatura de Diseño Mecánico resulta indispensable, *especialmente en el tema de diseño de levas*, tener una herramienta que le permita a los estudiantes aplicar de manera práctica los conceptos vistos en clase, de forma sencilla e intuitiva. Por este motivo, se rediseñó el banco didáctico propuesto previamente por estudiantes de la universidad, Gualaco y Bautista en su tesis de grado en el año 2020. En este trabajo se presenta la revisión, adaptación y mejora, como también todo el proceso de diseño de ingeniería, su construcción y resultados obtenidos. Para llegar al resultado final, se empleó una metodología deductiva experimental, donde se eligió la mejor alternativa de diseño según una serie de criterios alineados con los objetivos del proyecto, seguido de los cálculos y planos de diseño de cada sistema, y finalmente, la construcción y puesta en marcha del banco didáctico para la medición de levas radiales y cilíndricas. El banco didáctico cuenta con guías didácticas de laboratorio, informes técnicos y el correspondiente manual de operación y mantenimiento.

Palabras clave: Diseño Mecánico, levas, rediseño, banco didáctico.

Abstract

Mechanical engineering students from the Antonio Nariño University, Ibagué campus, require practices in each of the study plan areas, and for the Mechanical Design subject it is essential, especially in the cam design, to have a tool that allows students to apply in a practical way the concepts seen in class, in a simple and intuitive way. For this reason, the didactic bank previously proposed by students from the university, Gualaco and Bautista in their final project degree in 2020, was redesigned. This project presents the review, adaptation and improvement, as well as the entire design process of engineering, its construction and results obtained. To reach the final result, an experimental deductive methodology was used, where the best design alternative was chosen according to a series of criteria aligned with the objectives of the project, followed by the calculations and design plans of each system, and finally, the construction and start-up of the didactic bench for the measurement of radial and cylindrical cams. The didactic bench has didactic laboratory guides, technical reports and the operation and maintenance manuals.

Keywords: Mechanical Design, cams, redesign, didactic bench.

Contenido

Lista de figuras.....	XIII
Lista de tablas	XVI
Introducción	1
1. Generalidades	3
1.1 Descripción del problema y justificación.....	3
1.2 Recolección de información.....	5
1.2.1 La necesidad de levas en la industria.....	5
1.2.2 Las levas y su importancia.....	5
1.2.3 Tipo de levas.....	6
1.2.4 Diseño de levas.....	9
1.2.5 El seguidor y su clasificación.....	9
1.2.6 Mecanismos y diseño de leva – seguidor.....	10
1.3 Objetivos.....	13
1.3.1 Objetivo General.....	13
1.3.2 Objetivos Específicos.....	13
1.4 Metodología.....	13
2. Análisis de diseño.....	15
2.1 Los bancos didácticos y estado del arte.....	15
2.1.1 Referente principal de banco didáctico para diseño de levas radiales y cilíndricas UAN (2020).....	15
2.1.2 Referentes generales de bancos didácticos.....	18
2.2 Análisis de alternativas de diseño.....	21
2.2.1 Alternativas de diseño.....	21
2.2.2 Criterios de diseño.....	23
2.2.3 Evaluación de alternativas.....	24
2.2.4 Justificación resultado de selección.....	25
3. Cálculos y diseño del sistema.....	27
3.1 Análisis estático de cargas cortantes y momento flector estructura metálica de soporte.....	27
3.1.1 Análisis de cargas V y M desde el seguidor de leva radial.....	27
3.1.2 Análisis de cargas y momentos desde el seguidor de leva cilíndrica.....	35
3.1.3 Análisis conjunto de cargas desde ambos seguidores de levas.....	40
3.1.4 Análisis de flexión simple y compuesta con la estructura de soporte en las condiciones máximas de esfuerzo.....	43
3.2 Análisis de fuerzas para mecanismo leva cilíndrica.....	48

3.2.1	Análisis fuerza cortante y momento flector para la viga del seguidor de leva cilíndrica.	48
3.2.2	Análisis de fuerza para resortes de empuje y retracción del seguidor de leva cilíndrica.	51
3.2.3	Selección de rodamientos para las fuerzas axiales y radiales bajo las fuerzas presentes en el mecanismo de seguidor de leva cilíndrica.....	54
3.2.4	Selección de cojinetes de apoyo para ejes de desplazamiento axial en el mecanismo de seguidor de leva cilíndrica.....	55
3.2.5	Selección de tornillos usados en el seguidor de leva cilíndrica.....	55
3.2.6	Análisis de fuerzas cortante y momento flector de la punta seguidor.....	57
3.2.7	Selección de rosca para sujeción de la punta del seguidor al bloque central de desplazamiento del seguidor leva cilíndrica.	58
3.3	Análisis de fuerzas entre la punta del seguidor de la leva cilíndrica de 36 mm y 100mm.	59
3.3.1	Cálculo de fuerzas presentes netas dentro del sistema en condiciones estáticas de máxima aplicación de fuerzas en ascenso de leva para la pendiente mayor de la leva cilíndrica de 36 mm.....	59
3.3.2	Cálculo de fuerzas presentes netas dentro del sistema en condiciones estáticas de máxima aplicación de fuerzas de ascenso de leva para la pendiente mayor de la leva cilíndrica de 100 mm.....	60
3.4	Análisis fuerzas para el mecanismo de leva radial.	61
3.4.1	Análisis fuerza cortante y momento flector para eje de rotación de la leva radial.	61
3.4.2	Análisis de fuerzas cortantes y momento flector de la punta del seguidor leva radial.	64
3.4.3	Selección de rodamientos para las fuerzas axiales y radiales presentes en el mecanismo de seguidor leva radial.....	67
3.4.4	Selección de tornillos usados en el seguidor de leva radial.....	68
3.4.5	Análisis de fuerzas y momentos resultantes entre la punta del seguidor y la leva radial de 30 mm.....	71
3.5	Análisis mecánico por SolidWorks para la estructura de soporte de seguidor de leva cilíndrica y radial.	74
3.6	Diseño final en SolidWorks del sistema de leva cilíndrica y radial integrado en banco didáctico.	77
4.	Construcción del sistema.....	79
4.1	Construcción y ensamblaje.....	79
5.	Resultados y validación	82
5.1	Diagrama de bloques de funcionamiento.....	82
5.2	Prueba con una leva radial de 36 mm de radio.....	83
5.3	Prueba con una leva radial de 27 mm de radio.....	84
6.	Conclusiones y recomendaciones	85
6.1	Conclusiones.....	85
6.2	Recomendaciones.....	86
Anexos.....		87
Bibliografía.....		97

Lista de figuras

Figura 1.1 Ejemplo de mecanismo de leva y sus partes.	6
Figura 1.2 Los cuatro tipos de levas más conocidos.	7
Figura 1.3 Tipo de leva de disco.....	8
Figura 1.4 Tipo de leva cilíndrica.....	8
Figura 1.5 Tipo de leva de cuña.....	8
Figura 1.6 Tipo de leva de cara.....	8
Figura 1.7 Tipos de seguidores.....	10
Figura 1.8 Pasos para el diseño de un mecanismo de leva-seguidor.....	11
Figura 1.9 Etapas de la metodología empleada.....	14
Figura 2.1 Banco de referencia para trazado de leva cilíndrica y radial.....	16
Figura 2.2 Diseño de banco de pruebas referente para la enseñanza de los sistemas oleohidráulicos con sus partes correspondientes.....	19
Figura 2.3 Banco de pruebas referente para ensayos de transmisión de potencia.....	20
Figura 2.4 Banco de pruebas referente para aprender a programar PCL's.....	20
Figura 2.5 Banco de pruebas referente para prácticas de Neumática y Electroneumática.	21
Figura 2.6 Características de cada alternativa.....	23
Figura 3.1 Mecanismos de leva radial y cilíndrica montados sobre la estructura.....	27
Figura 3.2 Vista mecanismo leva radial.....	28
Figura 3.3 Partes del resorte utilizado.....	28
Figura 3.4 Resorte leva radial.....	30
Figura 3.5 Fuerzas presentes entre leva y seguidor leva radial.....	31
Figura 3.6 Diagrama de cuerpo libre mecanismo leva radial.....	31
Figura 3.7 Gráfica Torque (Nm) vs Velocidad Motor Nema en Triple Stack.....	32
Figura 3.8 Fuerzas presentes en el mecanismo de leva radial.....	33
Figura 3.9 Vista de corte en estructura de apoyo - Mecanismo de leva radial.....	34
Figura 3.10 Perfil tubo cuadrado de 20x20 mm.....	34
Figura 3.11 Vista planta mecanismo leva cilíndrica.....	36
Figura 3.12 Vista corte punto de contacto entre leva y seguidor leva cilíndrica.....	36
Figura 3.13 Perfil de leva cilíndrica paramétrica 1.....	37
Figura 3.14 Diagrama de cuerpo libre fuerza de ascenso de seguidor.....	37
Figura 3.15 Diagrama de cuerpo libre.....	38
Figura 3.16 Vista de corte mecanismo leva cilíndrica.....	38
Figura 3.17 Vista de corte en tubo de soporte mecanismo leva cilíndrica.....	39
Figura 3.18 Vista frontal mecanismo leva radial.....	40

Figura 3.19 Partes mecanismo leva cilíndrica.	42
Figura 3.20 Esquema de dimensiones y fuerzas leva cilíndrica.....	42
Figura 3.21 Esquema de dimensiones y fuerzas estructura total del banco.	44
Figura 3.22 Peso real del mecanismo leva cilíndrica y radial.....	45
Figura 3.23 Vista de corte estructura de soporte mecanismos levas.....	45
Figura 3.24 Esquema de dimensiones y fuerzas de la estructura de soporte de mecanismos de levas.....	46
Figura 3.25 Diagrama de cuerpo libre estructura mecanismo de levas.	46
Figura 3.26 Diagrama de flexión simple perfil tubo 20x20 mm.	46
Figura 3.27 Fuerzas presentes entre leva y seguidor leva cilíndrica.	48
Figura 3.28 Diagrama de cuerpo libre para mecanismo de viga leva cilíndrica.	49
Figura 3.29 Diagrama de cuerpo libre para la viga de soporte.	49
Figura 3.30 Diagrama cuerpo libre tramo 0 a 80mm.	50
Figura 3.31 Diagrama cuerpo libre tramo 0 a 175mm.	50
Figura 3.32 Diagrama de fuerzas cortantes y momentos flectores tramos 0 a 175mm....	51
Figura 3.33 Esquema de dimensiones y fuerzas resortes mecanismo leva cilíndrica.....	51
Figura 3.34 Elongación de resortes R1 y R2.....	53
Figura 3.35 Diagrama de fuerzas presentes mecanismo leva radial.	53
Figura 3.36 Peso real mecanismo leva cilíndrica.....	55
Figura 3.37 Diagrama de cuerpo libre y fuerzas de contacto presentes en la punta del seguidor leva cilíndrica.....	57
Figura 3.38 Diagrama de fuerzas cortantes y momento flector - Barra seguidor leva cilíndrica.....	58
Figura 3.39 Esquema de dimensiones punta seguidor leva cilíndrica.....	58
Figura 3.40 Plano leva paramétrica 36 mm.....	59
Figura 3.41 Diagrama de cuerpo libre fuerzas presentes leva cilíndrica 36 mm.	59
Figura 3.42 Plano leva paramétrica 100mm.....	60
Figura 3.43 Diagrama de cuerpo libre fuerzas presentes leva cilíndrica 100mm.	60
Figura 3.44 Mecanismo leva radial y fuerzas presentes.....	61
Figura 3.45 Diagrama de fuerzas cortantes y momentos flectores.	62
Figura 3.46 Diagrama cuerpo libre mecanismo leva radial.	62
Figura 3.47 Diagrama de fuerzas cortantes y momentos flectores.	64
Figura 3.48 Esquema de dimensiones y fuerzas seguidor y leva radial.	64
Figura 3.49 Fuerzas presentes entre punta seguidor y leva radial.	65
Figura 3.50 Fuerzas presentes halladas entre punta seguidor y leva radial.	66
Figura 3.51 Diagrama de cuerpo libre barra seguidor leva radial.	66
Figura 3.52 Diagrama cuerpo libre mecanismo seguidor leva radial tramo 0 a 60mm....	66
Figura 3.53 Diagrama de fuerzas cortantes y momentos flectores.	67
Figura 3.54 Rodamiento de bolas estándar 1 línea.	68
Figura 3.55 Vista sección chumacera de soporte eje leva radial.	69
Figura 3.56 Vista interna mecanismo de resorte leva radial.	71
Figura 3.57 Deformación del resorte seguidor de leva radial.....	71
Figura 3.58 Esquema de fuerzas presentes entre seguidor y leva radial.....	72

Figura 3.59 Esquema de dimensiones mecanismo resorte comprimido leva radial.	73
Figura 3.60 Esquema de fuerzas presentes entre seguidor y leva radial en estado comprimido.....	73
Figura 3.61 Fuerzas totales ubicadas en la estructura de soporte para simulación mecánica.....	75
Figura 3.62 Resultados de análisis mecánico en SolidWorks.....	77
Figura 3.63 Medidas finales de la estructura del banco didáctico.	77
Figura 3.64 Diseño final de la plataforma en SolidWorks en diferentes vistas	78
Figura 4.1 Diseño de estructura en 3D.	79
Figura 4.2 Estructura soldada y ensamblada.....	79
Figura 4.3 Diseño tubo rectangular en 3D.	80
Figura 4.4 Tubo rectangular fabricado junto con tornillo.	80
Figura 4.5 Pieza 3D unida a la leva radial.	80
Figura 4.6 Pieza impresa en 3D ensamblada en la leva.	80
Figura 4.7 Diseño 3D unión de eje con chumaceras.....	80
Figura 4.8 Unión real entre ejes y chumaceras.....	80
Figura 4.9 Diseño 3D unión entre el eje con el motor.	80
Figura 4.10 Unión física entre el eje con el motor.....	80
Figura 4.11 Diseño 3D de la leva radial.	81
Figura 4.12 Leva radial fabricada e instalada.	81
Figura 4.13 Diseño 3D sistema de leva cilíndrica.	81
Figura 4.14 Sistema de leva cilíndrica ensamblado.....	81
Figura 4.15 Resultado final de construcción en diferentes vistas.....	81
Figura 5.1 Diagrama de bloques – Funcionamiento del sistema.....	82
Figura 5.2 Diseño de leva cilíndrica de 36 mm.	83
Figura 5.3 Diseño de leva radial de 27 mm.	84
Anexos Figura 1. Código QR del repositorio oficial del proyecto.	87
Anexos Figura 2. Diseño explosionado del banco interactivo.	88
Anexos Figura 3. Prueba con una leva cilíndrica de 60 mm de radio.....	94
Anexos Figura 4. Prueba con una leva radial de 34 mm de radio.	95

Lista de tablas

Tabla 1.1 Tipos de levas más empleadas.	8
Tabla 2.1 Componentes del sistema de levas cilíndricas y radiales.	17
Tabla 2.2 Principales alternativas de diseño para el banco didáctico.	22
Tabla 2.3 Criterios de diseño.	23
Tabla 2.4 Tabla de evaluación de alternativas de diseño.	24
Tabla 3.1 Propiedades mecánicas de algunos alambres para resorte	29
Tabla 3.2 Propiedades del resorte.	29
Tabla 3.3 Coeficientes para secciones rectangulares	35
Tabla 3.4 Parámetro de esfuerzo del mecanismo.	40
Tabla 3.5 Elemento, ubicación y nombre de fuerza con su magnitud.....	44
Tabla 3.6 Parámetros del resorte.	52
Tabla 3.7 Series Métricas, dimensiones nominales y tolerancia.....	54
Tabla 3.8 Torque de servicios para tornillos en mm.	56
Tabla 3.9 Torque de servicios para tornillos en pulgadas.....	56
Tabla 3.10 Simple cortadura acero y tornillos.....	70
Tabla 3.11 Valor de carga y eje de carga por ítem.	75
Tabla 4.1 Paso a paso de construcción y ensamblaje de piezas del banco.	79
Anexos Tabla 1. Partes del diseño explosionado.	89
Anexos Tabla 2. Lista de materiales empleados para la construcción del banco, junto con su descripción y diseño en SolidWorks.	90

Introducción

Colombia actualmente carece de diseño y fabricación de piezas para levas y metalmecánica en general. Según una revisión documental realizada en diferentes sectores industriales, a finales del año 2019 las cinco industrias más importantes de siderúrgica en el país presentaron una reducción del nueve por ciento en el total de su producción, debido a importaciones provenientes de Turquía y China (Figueredo Garzón, Rincón Parra, Jiménez Orozco, & Ávila Guerrero, 2020), así como también por la falta de disponibilidad y herramientas que permitan diseñar perfiles de levas de acuerdo a las necesidades.

En vista de lo anterior, resulta de vital importancia que, en el sector educativo se pueda ofrecer el conocimiento necesario junto con los instrumentos adecuados, para desarrollar diferentes herramientas que permitan la medición y el diseño de perfiles de levas de acuerdo a los parámetros de los distintos sistemas en los que son empleadas. Por esta razón, este proyecto consistió en desarrollar un banco didáctico para los laboratorios de Ingeniería de la Universidad Antonio Nariño sede Ibagué, para que los estudiantes de Ingeniería Mecánica puedan realizar diferentes prácticas en las asignaturas de Diseño Mecánico.

Por lo anterior, se decidió continuar con el proyecto propuesto y presentado por los estudiantes de Ingeniería Mecánica (Gualaco Olivero & Bautista Ramírez, 2020) orientado al diseño mecánico para trazado de levas radiales y cilíndricas, cuyo planteamiento inicial fue revisado, adaptado y mejorado, conforme los criterios de ingeniería definidos. Es importante señalar que este proyecto fue desarrollado junto con los estudiantes de Ingeniería Electrónica (Castro Diaz & Olaya Mogollón, 2022), quienes se encargaron de diseñar el sistema electrónico presentado en el proyecto “Diseño y construcción de sistema de medición electrónico para banco experimental de levas radiales y cilíndricas”; el análisis, rediseño y la construcción del sistema mecánico se enseña a lo largo de este documento según lo planteado a continuación.

El proyecto se dividió en 5 etapas principales, cada una desarrollada en un capítulo del presente documento. En el capítulo 1, se presenta la descripción del problema, se despliegan los conceptos que describen el objeto de estudio y que son aplicados en la herramienta diseñada, como también los objetivos y la metodología planteada para el desarrollo del proyecto. En el capítulo 2, se muestra el estado del arte relacionado con los bancos didácticos desarrollados anteriormente para diferentes usos académicos en diseño mecánico, y posteriormente se muestran las distintas alternativas de solución, se definen los criterios de evaluación y finalmente se elige la mejor solución de acuerdo a los requerimientos definidos y alineados con los objetivos del proyecto. El capítulo 3 corresponde a la etapa de diseño de ingeniería, que contempla los cálculos del sistema y el diseño mecánico final del banco didáctico en SolidWorks. En este capítulo se muestran todas las consideraciones de diseño, como también se describen todos los elementos y componentes con los que cuenta la plataforma. En el capítulo 4, se aborda todo lo correspondiente a la construcción y ensamble del banco, donde se muestra la unión de todas las partes de los sistemas previamente diseñados. En el capítulo 5 se presentan los resultados obtenidos junto con las pruebas funcionales del banco didáctico, y se finaliza presentando las conclusiones y recomendaciones.

1. Generalidades

1.1 Descripción del problema y justificación.

Como se expuso inicialmente, los laboratorios de ingeniería de la Universidad Antonio Nariño sede Ibagué, no cuentan con una herramienta que les permita a los estudiantes de Ingeniería Mecánica, interactuar, ajustar y diseñar perfiles de levas en 3D, lo que ha limitado las prácticas que se deben desarrollar en el área de Diseño Mecánico (*especialmente en el módulo de diseño de levas*), y por consiguiente, limita la experiencia práctica de los estudiantes en el proceso de aprendizaje.

Además, se evidencia que la falta de conocimiento sobre esta área en específico, aleja a los profesionales de la institución de las oportunidades laborales que en el sector industrial, tanto regional como nacional, puedan resultar. Hoy por hoy, la necesidad del sector empresarial de contratar personal idóneo y práctico que esté a la vanguardia con la tecnología resulta cada vez más necesario, ya que se requiere de profesionales que conozcan de manera clara cómo funcionan los equipos, sus características y principios básicos, entre otros elementos, y que, además, pueda solucionar los inconvenientes que lleguen a presentar.

Los profesionales de ingeniería mecánica, debido al bajo nivel de apropiación tecnológica que existe en la región y a nivel de la industria colombiana, se enfrentan al desconocimiento y la inexperiencia en los temas relacionados con el funcionamiento interno de las máquinas y sus posibles complicaciones, lo que causa que las grandes industrias tengan dificultades en su producción y retrasos en sus entregas, debido a que no cuentan con una herramienta que permita fabricar piezas de forma local y nacional, y no tener la limitante de importación. Lo anterior, deriva en una dependencia tecnológica con otras industrias a nivel internacional, lo que eleva los costos de producción y de comercialización de los diferentes productos producidos por las empresas.

Por lo anterior, se diseñó y se construyó una herramienta que les permite a los estudiantes de Ingeniería Mecánica de la Universidad Antonio Nariño, sede Ibagué, interactuar y conocer el proceso de perfiles de levas en 3D, para entender su composición y funcionamiento de manera práctica. De esta manera, el estudiante tiene la oportunidad de entender de forma práctica sobre el funcionamiento de sistemas mecánicos que cuentan con un sistema de levas, y por lo tanto, fabricar las piezas de manera local sin necesidad de depender de empresas internacionales.

El banco didáctico que se construyó, les permite a los estudiantes simular todas las mediciones, desgastes, entre otras características relevantes para el diseño de las levas. La disponibilidad y el uso práctico de esta herramienta, beneficia y mejora el nivel de competencias tanto académicas como profesionales de cada uno de los alumnos que tenga contacto con la herramienta, y se pueden lograr los objetivos enmarcados en el aprendizaje del funcionamiento de estos mecanismos.

Por parte de la academia, cada vez son más las universidades que abren cursos de CAD/CAM (Diseño asistido por computadora / Fabricación asistida por computador) orientados a estudiantes de ingeniería que quieran adaptarse de manera rápida al creciente desarrollo y popularización de estas tecnologías, y con esta herramienta se logra contribuir a la formación profesional en estas áreas con alta demanda y crecimiento exponencial. Por lo tanto, la industria podrá acceder a mano de obra calificada para analizar los diferentes problemas de funcionamiento de las máquinas y brindar soluciones a la medida, y al mismo tiempo, brindar un esquema de innovación disruptiva a la región, ya que en la actualidad en el Tolima no existe un mecanismo capaz de plasmar perfiles de la leva en 3D.

En este orden de ideas, dado que el área de diseño en ingeniería avanza a pasos agigantados, se requiere que los profesionales tengan la capacidad de adaptarse rápidamente a las necesidades del mercado, empleando herramientas prácticas que les permita solucionar efectivamente los problemas presentados a diario, se definió para este proyecto un diseño sencillo y funcional, de tal manera que le permita a los profesionales formarse con los fundamentos necesarios y adecuados que puedan aplicar y llevar a la práctica de forma inmediata, y por consecuencia, puedan acceder a las oportunidades laborales más deseadas y aplicadas de la actualidad, en el país y en el resto del mundo.

1.2 Recolección de información.

En primer lugar, para tener un mejor contexto y entendimiento respecto al diseño y medición experimental de perfiles de levas 3D, se realizó una búsqueda referente a los conceptos y elementos necesarios en el proceso de diseño, abordando puntos como qué es una leva, tipos de levas, su importancia en la industria, dónde se pueden encontrar frecuentemente y finalmente los tipos de levas seleccionadas para este proyecto, así como su justificación de uso.

1.2.1 La necesidad de levas en la industria.

El proceso de trabajo de muchas máquinas lleva a la necesidad de tener mecanismos en sus componentes en los que el movimiento debe ejecutarse estrictamente de acuerdo con leyes dadas. Por lo tanto, para realizar esta tarea, *“los mecanismos más sencillos, compactos y económicos son los mecanismos de levas, dado que tienen la ventaja de brindar movimientos del seguidor para producir cualquier tipo de movimiento requerido”* (Sailema Hurtado, 2015).

1.2.2 Las levas y su importancia.

Avello en su trabajo *“Teoría de máquinas”*, segunda edición, indica que, *“las levas son elementos mecánicos empleados para transmitir leyes de movimiento complejas, que se componen básicamente de un elemento conductor denominado disco o leva y otro elemento conducido denominado seguidor”* (Avello, 2014). La leva permite que, al momento de impulsar el seguidor, se ejerza un movimiento específico de acuerdo a los requerimientos de las máquinas donde se emplean. Sánchez y Burstein, en su trabajo *“Análisis, diseño y fabricación de una leva industrial mediante técnicas avanzadas de manufactura”*, precisan que, las levas juegan un papel muy fundamental en la maquinaria moderna, encargadas de la transmisión de movimiento y potencia, y por tanto son un elemento clave en el funcionamiento del motor. A nivel general, existen numerosas aplicaciones, desde pequeñas máquinas automáticas utilizadas en juguetes, varios vehículos de motor hasta grandes máquinas industriales (Sánchez & Burstein, 2009).

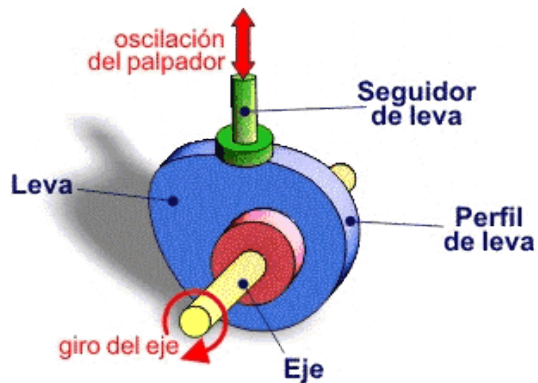


Figura 1.1 Ejemplo de mecanismo de leva y sus partes.

Fuente: (Contreras, 2023).

Igualmente, Serrano, en su proyecto *“Diseño, análisis y simulación de levas planas. Aplicación informática CAM-DAS”*, comparte que las levas son elementos mecánicos frecuentemente utilizados desde la Revolución Industrial en adelante, dado que su principal potencial se centraba en brindar un movimientos precisos en las máquinas empleadas; esto fue así hasta el desarrollo de la electrónica y el control automático de actuadores (Serrano Muñoz , 2010).

Hoy en día, la aplicación de estos elementos mecánicos se puede observar con frecuencia en motores de combustión interna y varios mecanismos en el uso diario, tales como máquinas textiles, de empaque, impresión, calzado, como también en relojes, cerraduras, entre otras máquinas y mecanismos.

Por lo anterior, dado que son elementos empleados en muchas áreas del mercado y la industria, es de suma importancia enseñar en las aulas de clase el adecuado proceso de diseño y análisis de funcionamiento y construcción. Al entender su funcionamiento y adecuada medición, se pueden realizar pre-visualización, predicción de movimientos, simulaciones y mejora de características, mediante la utilización de herramientas computacionales, y así tener una mejor idea de cómo abordar posibles dificultades que se puedan presentar en la producción e instalación.

1.2.3 Tipo de levas.

Dependiendo del sistema en el que se utilicen, las levas pueden tener diferentes formas y tamaños, por lo que cada una tiene propiedades específicas y únicas. Por lo tanto, es

importante seguir un proceso de fabricación adecuado, iniciando con la correcta selección de material (en especial, para máquinas industriales) y el tipo de máquina donde será instalada. De esta manera, es posible lograr el perfil que mejor se adapte a las necesidades y crear las características de movimiento deseadas para, en última instancia, garantizar su rendimiento óptimo.

Existen diferentes tipos de perfiles y formas de leva, por lo que se debe usar cierta terminología para distinguirlos. Como se puede observar en la figura 1.2, los más comunes son: levas de disco, placa o radiales, levas cilíndricas o de tambor, levas de cuña o deslizantes y levas de cara.

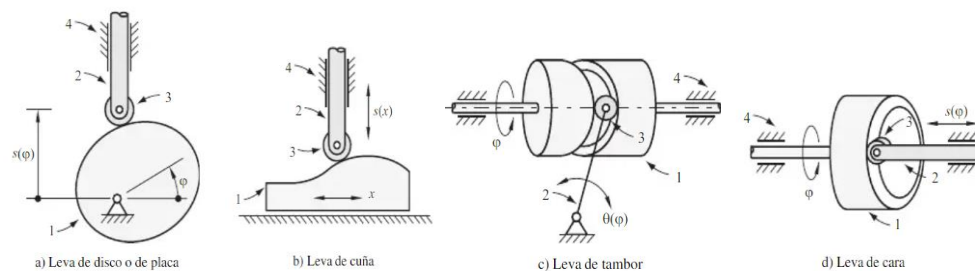




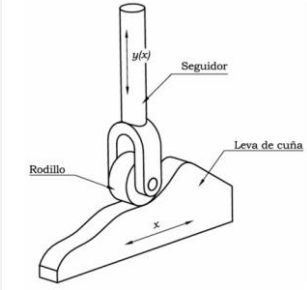
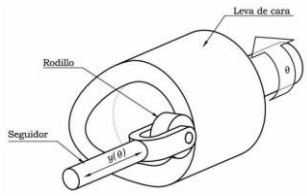
Figura 1.2 Los cuatro tipos de levas más conocidos.

Fuente: (Learntronic, 2020).

Generalmente, lo que determina el tipo de leva es la geometría global de la máquina para la que está destinado el diseño. Por ejemplo, si se necesita que el seguidor se mueva en paralelo al eje del árbol de levas, entonces es necesario utilizar una leva axial. Si no existieran estas limitaciones, una leva radial sería probablemente la mejor solución, ya que es menos compleja y, por lo tanto, más económica de fabricar (Norton, 2009).

Además de la clasificación anterior, existen otros tipos de levas que son poco utilizadas, como, por ejemplo, las levas cónicas, esféricas y globoides; debido a su manufactura complicada y costosa, de las cuales, en esta oportunidad, no se hará mención. Respecto a las anteriores, la leva cilíndrica, aunque complicada en su diseño y fabricación debido a su geometría, es una de las más utilizadas, ya que se puede encontrar en diversos mecanismos en la actualidad, sin embargo, la leva que predomina entre las más usadas en el mercado, es la leva de placa o radial, que tiene como características, un cierre de fuerza y se conocen como levas planas de rotación (Sánchez & Burstein, 2009).

Tabla 1.1 Tipos de levas más empleadas.

Tipo de leva	Descripción	Ilustración
Leva de disco, de placa o radial	Pieza mecánica que tiene una forma curva en su perfil y un espesor uniforme. La interacción con el seguidor se realiza a través de la superficie lateral que coincide con el grosor de la placa.	 <p data-bbox="984 659 1334 722">Figura 1.3 Tipo de leva de disco. Fuente: (Mecapedia, 2023).</p>
Leva cilíndrica o de tambor	Presenta una forma cilíndrica y un nervio en su exterior que, al ser girada, produce el movimiento del seguidor en la misma dirección que el eje de la leva.	 <p data-bbox="984 940 1334 1003">Figura 1.4 Tipo de leva cilíndrica. Fuente: (Mecapedia, 2023).</p>
Leva de cuña o de traslación	Este tipo de leva se asemeja a la leva de placa, pero a menudo se mueve en una dirección lineal. En la imagen se muestra un mecanismo de leva que utiliza una leva de cuña con un seguidor de rodillo.	 <p data-bbox="984 1314 1334 1377">Figura 1.5 Tipo de leva de cuña. Fuente: (Mecapedia, 2023).</p>
Leva de cara	Tiene forma cilíndrica y presenta una sección oblicua con respecto a su eje; en esta sección, su movimiento se produce en paralelo al eje de giro de la leva.	 <p data-bbox="984 1593 1334 1652">Figura 1.6 Tipo de leva de cara. Fuente: (Mecapedia, 2023).</p>

Fuente: Autores.

1.2.4 Diseño de levas.

De acuerdo con el diseño de la leva, Sánchez y Burstein mencionaron en su trabajo “*Análisis, diseño y fabricación de levas industriales utilizando técnicas de fabricación avanzadas*” que, “el perfil físico de una leva es a menudo una geometría compleja que requiere un alto nivel de preparación física” (Sánchez & Burstein, 2009). Por lo tanto, hoy en día los perfiles pueden ser procesados por EDM, máquinas o herramientas CNC y otros procesos. Se pueden conseguir por moldeo, sinterización o fusión si el volumen de producción o el material es razonable.

Durante el proceso de diseño, también es necesario que el seguidor y la leva mantengan una comunicación constante, ya que a causa de la inercia y a las altas velocidades que tienen mientras el funcionamiento, se pueden originar “saltos” en el seguidor que afectaría el correcto funcionamiento del sistema. Con frecuencia, esto se logra a través de dos métodos: por medio de una fuerza (en este caso, el propio peso del seguidor o un resorte acoplado), o a través de una restricción mecánica, que se da en función de la configuración geométrica de los elementos. Por lo general, las palancas están hechas de una aleación de acero que requiere un uso intenso y constante, ya que están expuestas a una gran cantidad de fricción y presión (Sánchez & Burstein, 2009).

1.2.5 El seguidor y su clasificación.

En la enciclopedia pública de ingeniería mecánica (Mecapedia), se define al seguidor como un elemento de máquina que forma parte de un mecanismo de leva seguidor, el cual realiza un movimiento de traslación alternativa o rotación oscilante previamente definido, a partir del movimiento de entrada de una leva (Mecapedia, 2008). Asimismo, THK, una compañía líder mundial en el desarrollo de mecanismos de guía de movimiento lineal, describe en su página oficial que el seguidor de leva es un rodamiento compacto que cuenta con un eje altamente rígido y un cojinete de agujas integrado, siendo una opción ideal para servir como rodillo de guía en mecanismos de leva y proporcionar un movimiento lineal en máquinas automatizadas y especializadas (THK, 2023).

Por otro lado, en cuanto a la clasificación de los seguidores, pueden clasificarse de maneras distintas, como por ejemplo según el movimiento que realizan como consecuencia del contacto con la leva, puede ser de rotación (oscilante) o de traslación (variable) (Sánchez & Burstein, 2009). Otra forma de diferenciarlos es según la dirección

de movimiento del seguidor con respecto al eje de giro de la leva, pudiendo ser excéntricos, radiales o axiales. Sin embargo, la mayoría de los textos se enfocan en clasificarlos por su geometría, como se muestra en la figura 1.7: circulares o de rodillo, seguidores puntuales, seguidores de cara plana, seguidores de cuña y seguidores de cara esférica. El seguidor de rodillo es el más utilizado debido a su bajo desgaste por fricción y distribución aceptable de esfuerzos por contacto. En contraste, los seguidores de cara plana o cara esférica tienen un desgaste significativo en poco tiempo, mientras que los seguidores de contacto puntual tienen esfuerzos de contacto extremadamente altos, lo que hace que su estudio sea en gran parte teórico.

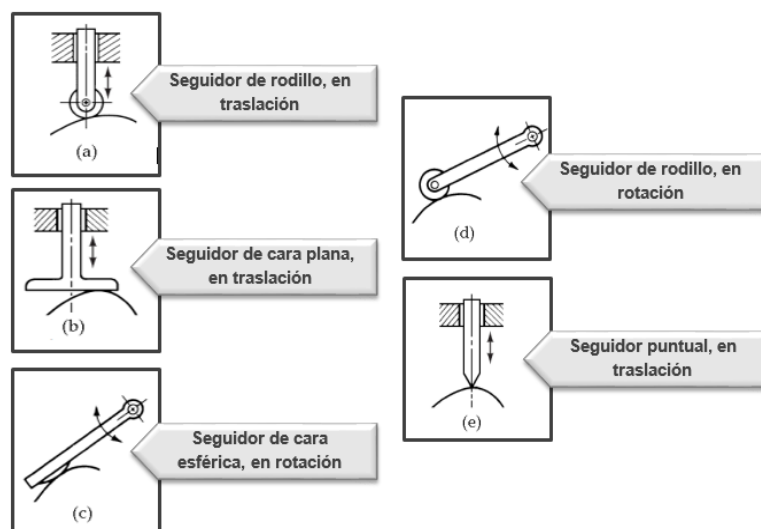


Figura 1.7 Tipos de seguidores.

Fuente: Autores.

En resumen, es habitual elegir una forma geométrica simple para los seguidores, lo que les permite seguir sin dificultad el contorno de la leva y enfocar el diseño en obtener el perfil adecuado para la leva. En el capítulo de diseño se puede ver que se enfocaron en estudiar las levas de disco con seguidores de rodillo en traslación, aunque los principios utilizados podrían aplicarse a cualquier tipo de seguidor.

1.2.6 Mecanismos y diseño de leva – seguidor.

De acuerdo con Sánchez & Burstein, un mecanismo seguidor consiste en dos partes móviles que se tocan directamente, cada una con solo un grado de libertad. Esto crea una relación de dependencia entre sus movimientos, llamada Ley de Desplazamiento del

seguidor. Los mecanismos de leva y seguidor son, por lo general, sencillos y baratos, tienen pocas partes móviles y pueden ocupar un espacio muy limitado. Asimismo, es posible diseñar palancas que generen una ley de desplazamiento casi idéntica a cualquier otra deseada, solo se precisa modificar la variedad y combinación de palanca y seguidor. Es por ello que son muy versátiles y se utilizan ampliamente en la mecánica moderna (Sánchez & Burstein, 2009). El proceso de diseño de un mecanismo leva – seguidor, consta básicamente de tres pasos básicos, como se ilustra en la figura 1.8.

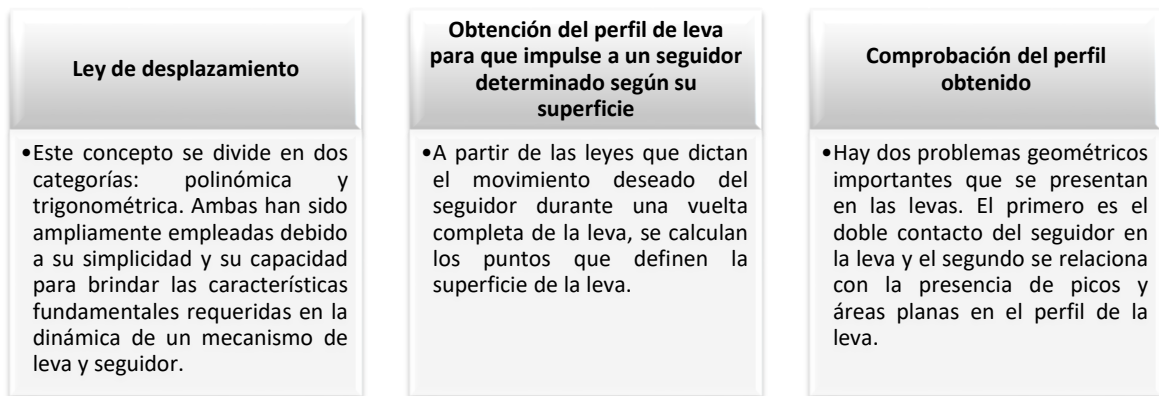


Figura 1.8 Pasos para el diseño de un mecanismo de leva-seguidor.

Fuente: Autores.

Adicionalmente, Sánchez y Burstein afirman que, se debe tener en cuenta el tipo de leva a trabajar, para asimismo utilizar el seguidor que realizará el recorrido para elaborar los perfiles de los datos que tiene la leva; indican además que en muchas ocasiones, las especificaciones de movimiento preestablecidas, como la duración de los tramos de subida, bajada o detención, y la elevación total del seguidor, son determinadas por las necesidades específicas de la aplicación en cuestión (Sánchez & Burstein, 2009).

Por otro lado, lo que concierne a la toma de medidas, Serrano, en su escrito “*Diseño, análisis y simulación de levas planas - Aplicación informática CAM-DAS*”, respecto a la toma de medidas y diseño de la leva, señala que, el movimiento se expresa como la ley de desplazamiento o función de desplazamiento, y que además se debe tener en cuenta la magnitud que va a medir el desplazamiento, y expresa que el radio de curvatura representa numéricamente la mayor o menor concavidad/convexidad que tiene una función en su representación gráfica. Asimismo, subraya que el radio de curvatura de una

leva nos indica la existencia de depresiones y picos, dos fenómenos que se deben evitar por completo (Serrano Muñoz , 2010, pág. 107).

Por su parte, Catachunga y Carreño, en el escrito “Laboratorio de mecanismo”, señalan que el proceso que pueden ejecutar los banco de prueba, consisten en un DRD: “Descanso, Elevación, Descanso” o “Descanso, Retorno, Descanso”, lo que significa que por cada movimiento que realice el seguidor, estará precedido por un descanso (Catachunga & Carreño, 1983), y esto es precisamente lo que se consideró para el banco construido: recolección de datos, dibujo/ diseño, y por último, envió de datos al software de diseño.

Al igual, durante este proceso, los seguidores deben cumplir con las leyes de desplazamiento requeridas, que están diseñadas en base a especificaciones de movimiento preestablecidas. Por ejemplo, las características básicas de un patrón de desplazamiento, como la duración de los segmentos ascendentes, descendentes o de parada, así como la ganancia general de seguidores, casi siempre están dictadas por la demanda de la aplicación (Sánchez & Burstein, 2009). Uno de los pasos importantes en el diseño de levas es elegir las formas apropiadas para los movimientos hacia arriba y hacia abajo, y es trabajo del diseñador elegir los tipos preferidos según la situación. Una vez que se especifica la relación $y = y(\theta)$, se puede construir con precisión un mapa de desplazamiento, esta ecuación describe con precisión el perfil de la leva, a partir del cual se puede determinar su comportamiento dinámico.

Es importante recordar que tanto la leva como el seguidor forman parte de un sistema mecánico dinámico con propiedades inerciales y de choque. Por esta razón, las derivadas de mayor orden de la velocidad, la aceleración y, en algunos casos, el desplazamiento del seguidor es extremadamente importantes. Por ejemplo, una discontinuidad en la velocidad o la aceleración puede ocasionar cambios bruscos en la fuerza, lo que puede llevar a la pérdida de contacto del seguidor con la leva, el desequilibrio, ruido, vibración y, en última instancia, la falla o incluso la destrucción del mecanismo (Sánchez & Burstein, 2009).

De acuerdo con esta información conceptual y consideraciones de diseño, se definieron los objetivos y alcance del proyecto en cuestión, como también la metodología necesaria para desarrollar con éxito el proyecto de principio.

1.3 Objetivos.

1.3.1 Objetivo General.

- ✓ Rediseñar y construir un banco didáctico para la medición experimental de perfiles de levas radiales y cilíndricas para los laboratorios de la Universidad Antonio Nariño Sede Ibagué.

1.3.2 Objetivos Específicos.

- ✓ Revisar y analizar el diseño anterior del banco didáctico y consultar el estado del arte.
- ✓ Proponer, evaluar y seleccionar las diferentes alternativas de solución para el Rediseño del banco didáctico, así como también realizar los diferentes cálculos de Resistencia y Diseño.
- ✓ Desarrollar los planos de montaje utilizando el software SolidWorks, así mismo construir y poner a punto el banco didáctico para la medición de levas radiales y cilíndricas.
- ✓ Elaborar las guías didácticas de laboratorio para el banco didáctico, seguidamente instalar el equipo fabricado en el laboratorio UAN y efectuar las pruebas de funcionamiento entregando los informes técnicos correspondientes, junto con el manual de operación y mantenimiento correspondiente.

1.4 Metodología.

Para desarrollar este proyecto se empleó una metodología deductiva experimental, mediante la cual presentaron en primera instancia los conceptos de leva, seguidor, el mecanismo de leva-seguidor, y todo lo que se debe tener en cuenta al momento de realizar el diseño de las levas, tal como se mostró a lo largo del presente capítulo. Posteriormente, se abordó todo lo referente al estado del arte, considerando los elementos que componen a un banco didáctico, su diseño de ingeniería, construcción e implementación en el laboratorio de la UAN.

El plan de acción definido para cumplir con los objetivos del proyecto, fue distribuido en cuatro etapas, explicadas a continuación e ilustradas en la figura 1.9. En la primera etapa se presentó el estado del arte relacionado con los tipos de bancos diseñados de acuerdo a la literatura disponible, y posteriormente se realizó todo el análisis de diseño de ingeniería

para la definición de las características del banco didáctico, contemplando la generación de alternativas de solución, definición de criterios de evaluación y finalmente la selección de la alternativa más adecuada. En la segunda etapa se realizaron los cálculos del sistema, contemplando cada uno de los elementos que componen al banco, como la estructura, el sistema de leva radial, sistema de leva cilíndrica, soportes, resortes, cargas y fuerzas presentes, como también los materiales y herramientas necesarias para la construcción. Al final del capítulo se presentan los diseños realizados en el software de diseño SolidWorks. En la siguiente etapa se presenta todo lo relacionado con la construcción del banco didáctico, mostrando el paso a paso realizado para ensamblar y unir cada parte de cada sistema de levas y finalmente se muestra la versión final del banco con cada una de sus partes. En la penúltima etapa se presentan los resultados obtenidos al realizar las pruebas de funcionamiento con usuarios. Finalmente, el trabajo finaliza mostrando las conclusiones correspondientes y las recomendaciones y ajustes que se sugieren realizar para mejorar el banco diseñado.

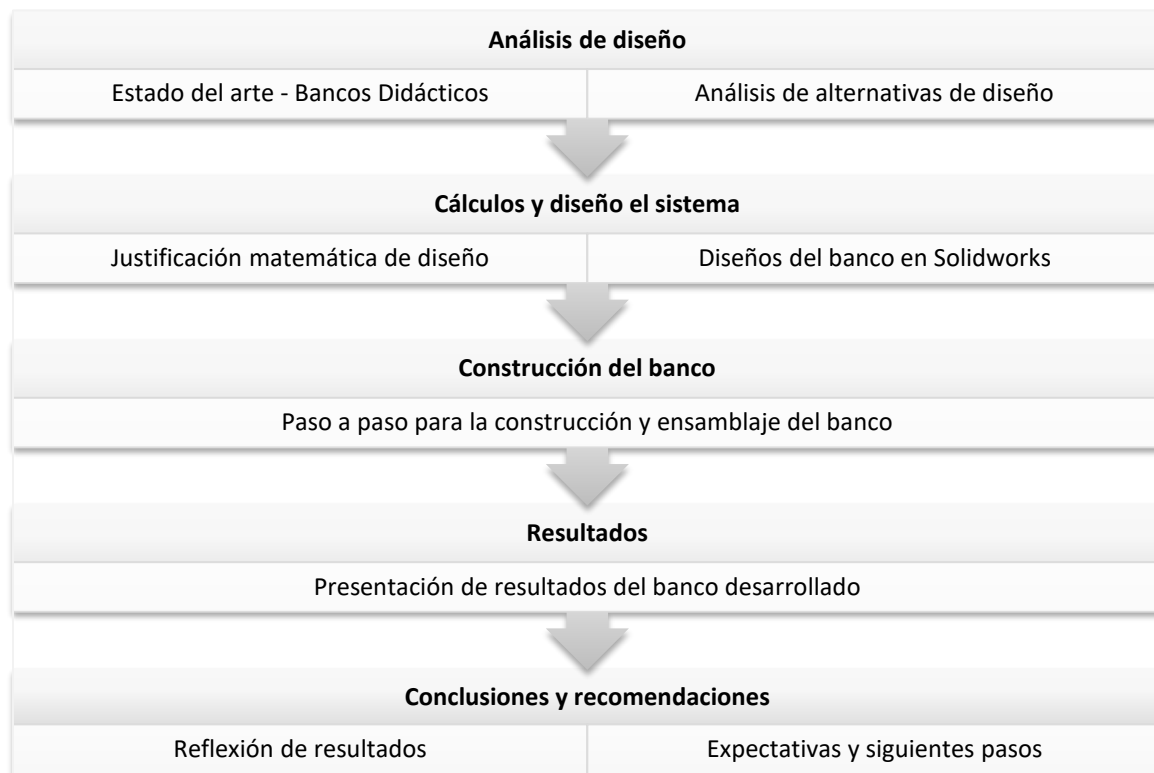


Figura 1.9 Etapas de la metodología empleada.

Fuente: Autores.

2. Análisis de diseño

En el capítulo anterior se definió el marco elemental relacionado con los conceptos y elementos que hacen parte del diseño y la construcción de sistemas de levas, e igualmente se estableció que el banco didáctico permitiría diseñar especialmente levas radiales y cilíndricas. En este capítulo se muestran algunos referentes de bancos didácticos encontrados en el estado del arte y posteriormente se presenta la metodología empleada para idear, evaluar y seleccionar la mejor alternativa de diseño del banco de acuerdo con los criterios de ingeniería alineados con el objetivo principal del proyecto.

2.1 Los bancos didácticos y estado del arte.

Los bancos didácticos son una herramienta fundamental para las universidades debido a que permiten interactuar con tecnologías que solo se pueden encontrar en algunas partes del mundo, ya que ayudan a aumentar el conocimiento de la comunidad estudiantil para una mejora en el área de diseño. A continuación se presentan información importante en materia de diseños de bancos didácticos y mecanismos de levas, teniendo en cuenta su relevancia a nivel local, nacional, internacional.

2.1.1 Referente principal de banco didáctico para diseño de levas radiales y cilíndricas UAN (2020).

En el 2020, estudiantes de ingeniería mecánica, electrónica y biomédica, realizaron el proyecto “Diseño mecánico de un banco para trazado de levas radiales y cilíndricas” (Gualaco Olivero & Bautista Ramírez, 2020), que consistió obtener la medición experimental del perfil de levas radiales y cilíndricas para ser utilizado en el laboratorio de Ingeniería de la Universidad Antonio Nariño sede Ibagué; cabe resaltar que este fue el trabajo de guía y referencia, que fue el punto de partida para el análisis de diseño de ingeniería, que corresponde al siguiente apartado de este capítulo.

Para el diseño correspondiente, Gualaco & Bautista partieron de la contextualización, objetivos, hipótesis y estado del arte. A partir del marco teórico, presentaron las principales características cinemáticas y constructivas de las levas y los seguidores, y posteriormente diseñaron los elementos mecánicos y estructurales del banco, iniciando por la estimación de fuerzas mediante un análisis estático, seguido por el análisis de elementos finitos empleando SolidWorks Simulation. Una vez establecidos los parámetros como esfuerzos de Von Mises, deformación y factor de seguridad, seleccionaron otros componentes mecánicos como chumaceras y propusieron los componentes electrónicos necesarios para la instrumentación del equipo.

Dado que su objetivo fue diseñar el sistema de levas cilíndricas y radiales, definieron los elementos que componen cada sistema, como se puede observar en la figura 2.1.

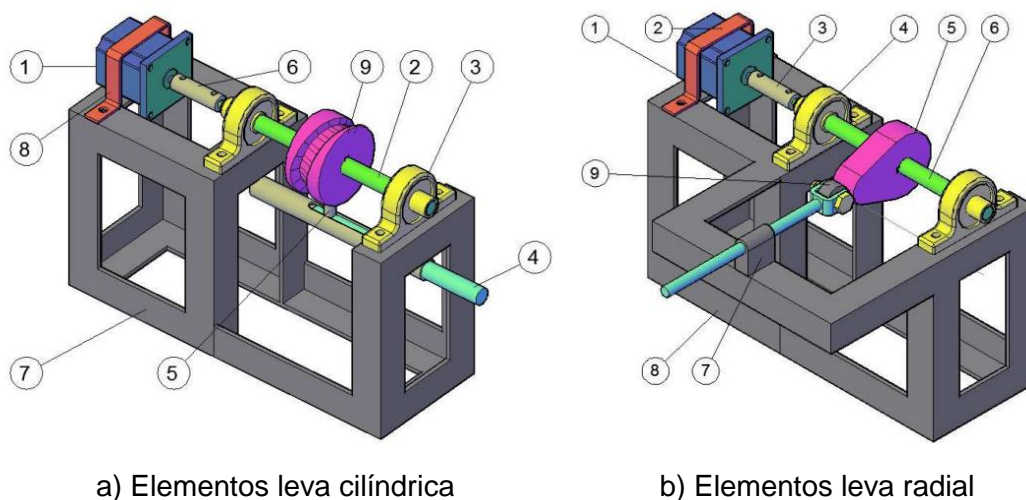


Figura 2.1 Banco de referencia para trazado de leva cilíndrica y radial.

Fuente: (Gualaco Olivero & Bautista Ramírez, 2020).

- ✓ **Sistema de leva Cilíndrica:** El sistema está compuesto por los elementos mostrados en la tabla 2.1. Cuenta con un motor paso a paso que gira con una resolución de 1,8 grados de rotación, que permite mover un eje que está montado en dos chumaceras comerciales. Para medir el trazado del movimiento, se emplea un sensor lineal, que esta acoplado al seguidor de contacto; el conjunto lo complementa un acople rígido, una estructura en ángulo de 1", la leva y una abrazadera para el motor.

- ✓ **Sistema de leva radial:** El sistema está compuesto por los elementos mostrados en la tabla 2.1. Cuenta el mismo motor del sistema de leva cilíndrica, por lo tanto, con la misma resolución y cumplen la misma función; está situado en la parte posterior y acoplado al eje mediante un acople rígido. El eje pasa por una chumacera y está acoplado a la leva radial. En este sistema la medición se realiza por el seguidor de rodillo, que está acoplado al conjunto que transmite la señal mecánica al sensor electrónico. El conjunto lo complementa la estructura, una abrazadera para el motor y la tornillería de unión correspondiente.

Tabla 2.1 Componentes del sistema de levas cilíndricas y radiales.

N°	Sistema cilíndricas	Sistema radiales
1	Motor paso a paso NEMA 17.	Motor paso a paso NEMA 17.
2	Eje, en acero AISI 1020 de diámetro ½" rectificado a 12 mm.	Abrazadera motor.
3	Chumaceras K001 P001 para Eje de 12 mm.	Acople rígido de diámetro interno 5 mm.
4	Conjunto mecánico a acoplar con sensor lineal.	Chumaceras K001 P001 para Eje de 12 mm.
5	Seguidor de contacto.	Leva radial.
6	Acople rígido de diámetro interno 5 mm.	Eje, en acero AISI 1020 de diámetro ½" rectificado a 12 mm.
7	Estructura en ángulo de 1" x 1/8".	Guía para conjunto seguidor.
8	Abrazadera motor.	Estructura en ángulo de 1" x 1/8.
9	Leva cilíndrica.	Conjunto seguidor de rodillo.

Fuente: (Gualaco Olivero & Bautista Ramírez, 2020).

Los autores presentaron el diseño conceptual del banco, junto con todos los elementos necesarios, con el fin de obtener el perfil de los dos tipos de levas (cilíndricas y radiales), y construir una leva nueva a partir de esta información. Es importante señalar que el alcance de este trabajo de referencia, consistió en proponer los diseños, por lo tanto, no se realizó la construcción de los sistemas diseñados.

2.1.2 Referentes generales de bancos didácticos.

En 2009, Roque Morales, realizó el proyecto titulado “Diseño de un banco didáctico de pruebas de mecanismos” (Roque Morales, 2009), en el que se muestra el diseño de un banco didáctico de mecanismos, orientado principalmente a la facilitar la comprensión de procesos cinemáticos y dinámicos que ocurren, sin tener que recurrir a máquinas reales. La propuesta del autor con este diseño buscaba fortalecer los conocimientos de los futuros profesionales en el área, y lograr que los usuarios entiendan el funcionamiento de un sistema de mecanismos y su mecánica bajo diferentes condiciones, por medio de simulaciones prácticas. En el documento el autor presentó los elementos de diseño más importantes, así como las guías de laboratorio para las respectivas prácticas.

En 2013, estudiantes de ingeniería mecánica de la Escuela Superior Politécnica de Chimborazo, realizaron el proyecto denominado “Diseño e implementación de un banco didáctico para la enseñanza de los sistemas oleohidráulicos en la escuela de ingeniería mecánica” (Barreto Gordón & Villegas Suárez, 2013), cuyo objetivo se centraba en la enseñanza de los sistemas oleohidráulicos de forma práctica, a través de un equipo industrial de base tecnológica, para el laboratorio de oleohidráulica de la Escuela Superior Politécnica de Chimborazo en Ecuador. En este trabajo de referencia, los autores siguieron una metodología similar a este trabajo, que consistió en definir los elementos necesarios para el banco en cuestión, y posteriormente llevaron a cabo el proceso de análisis de ingeniería, evaluando alternativas a través de criterios y finalmente seleccionando la mejor alternativa. Después diseñaron cada elemento que compone al banco de pruebas seleccionado (ver Figura 2.2), y procedieron con la construcción y montaje correspondiente, y finalizaron con un análisis de costos, conclusiones y recomendaciones.

En 2019, Mahecha Naranjo, igualmente estudiante de la Universidad Antonio Nariño, desarrolló el proyecto denominado “Banco didáctico de ensayos de torsión”, donde presentó el proceso de diseño de un banco didáctico que efectúa ensayos de torsión a probetas normalizadas según la norma ASTM-143, con el fin de caracterizar materiales utilizados en el campo de la ingeniería (Mahecha Naranjo, 2019). En primera instancia, en el trabajo se recopilan las necesidades institucionales referentes a un módulo académico de enseñanza relacionada con la caracterización de materiales metálicos. Con estos criterios se realizó un proceso de gestión de información mediante una herramienta de

Despliegue de la Función de Calidad (QFD), con el fin de generar especificaciones de ingeniería, que permitieron posteriormente fundamentar las propuestas de diseño del banco didáctico. Después a través de una matriz de selección realizada mediante el Método Pugh (Rus Arias, 2022), se determinó la mejor propuesta de diseño. Luego se diseñó el prototipo básico y se definieron las dimensiones estructurales que cumplieran con el parámetro de deflexión recomendado, que para este tipo de ensayo se requiere que la medición tenga una precisión moderada. Por último, se realizó una simulación computacional mediante el programa SolidWorks, que permitió visualizar el diseño del banco didáctico de ensayo de torsión y validar el diseño desde un punto de vista estructural.

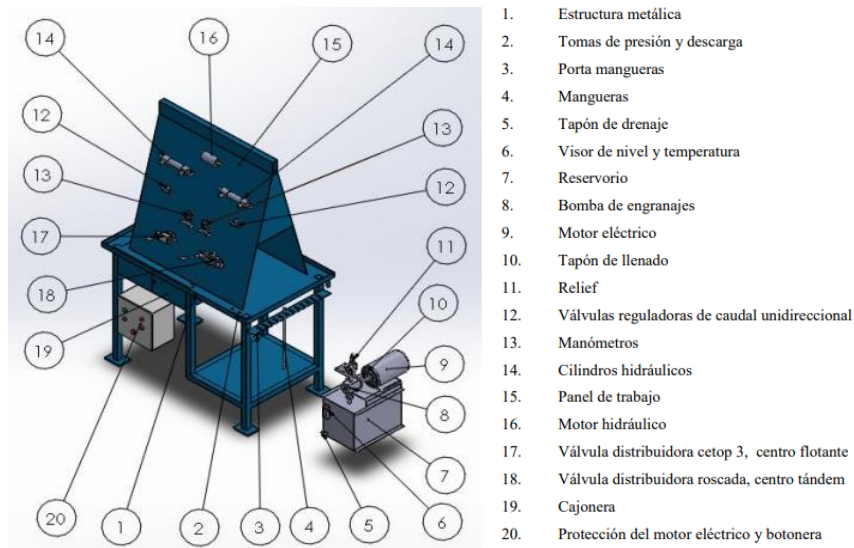


Figura 2.2 Diseño de banco de pruebas referente para la enseñanza de los sistemas oleohidráulicos con sus partes correspondientes.

Fuente: (Barreto Gordón & Villegas Suárez, 2013, pág. 53).

Por otro lado, estudiantes de Tecnología en Mecánica de la Universidad Distrital Francisco José De Caldas en Bogotá, realizaron el proyecto “Diseño de un banco didáctico para ensayos de transmisión de potencia” (Gamboa Baquero & Franco Ramírez, 2019), cuyo objetivo consistía en visualizar datos obtenidos de torque, potencia, velocidad angular, entre otros, con mecanismos de engranes, poleas y cadenas; complementando así el aprendizaje teórico con la práctica. Por lo tanto, plantearon el diseño de un banco tomando como referencia proyectos de grado de pregrado y modelos creados por empresas, y a partir de metodologías como Canvas y QFD, establecieron los posibles diseños,

seleccionaron el más óptimo y posteriormente realizaron los cálculos, planos, simulaciones y costos para desarrollar el modelo en físico para luego ser usado finalmente en prácticas de laboratorio.

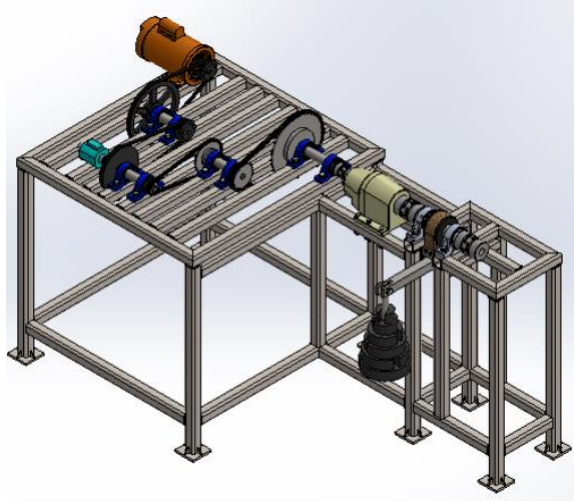


Figura 2.3 Banco de pruebas referente para ensayos de transmisión de potencia.

Fuente: (Gamboa Baquero & Franco Ramírez, 2019).

En 2020, estudiantes de ingeniería electromecánica de la Universidad Antonio Nariño, sede Villavicencio, realizaron el proyecto llamado “Diseño e implementación de un banco didáctico de pruebas para la programación de PLC Schneider Electric” (Tovar Reyes & Parales, 2020), donde su punto de partida fue el estudio de conceptos preliminares para la selección de los elementos, seguido del diseño, construcción y finalmente la ejecución de pruebas de funcionamiento. En la figura 2.4 se puede observar el banco diseñado.

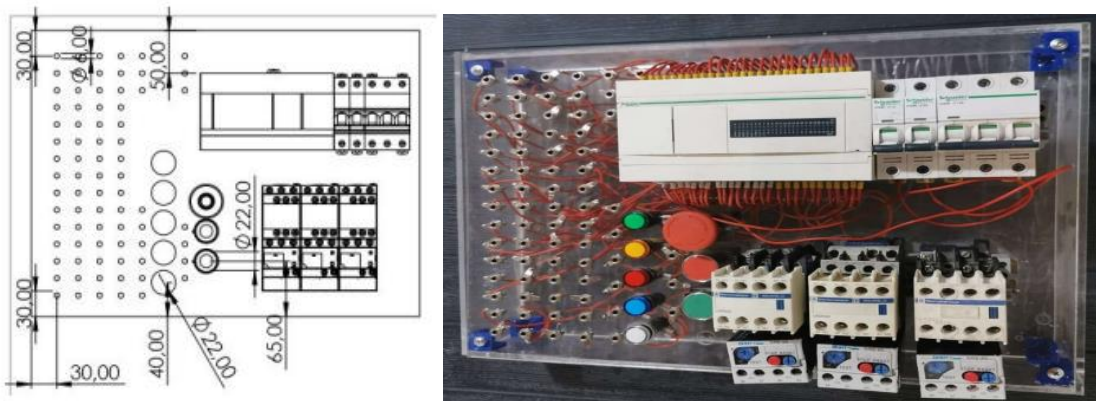


Figura 2.4 Banco de pruebas referente para aprender a programar PCL's.

Fuente: (Tovar Reyes & Parales, 2020).

En el 2021, estudiantes de ingeniería mecánica de la Universidad Antonio Nariño, sede Ibagué, realizaron el proyecto “Rediseño, Construcción y Puesta a Punto del Banco Didáctico para Prácticas de Neumática y Electroneumática de los Laboratorios de la Universidad Antonio Nariño Sede Ibagué” (Molina Conde & Sánchez Rojas, 2021), cuyo trabajo tuvo un objetivo similar al presente proyecto, dado que los autores tomaron como base un banco de pruebas de neumática y electroneumática ya existente, ubicado en los laboratorios de la Facultad de Ingeniería Mecánica, y lo rediseñaron para actualizar las funcionalidades de acuerdo a las necesidades de los usuarios. Una vez rediseñaron el banco, construyeron el banco y como resultado se destaca un área de trabajo mayor, que permite llevar a cabo diferentes prácticas de neumática y electroneumática, garantizando así que los estudiantes aprendan y afiancen de los conocimientos de un manera diferente.

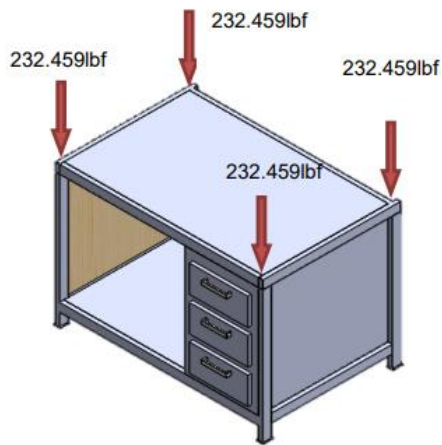


Figura 2.5 Banco de pruebas referente para prácticas de Neumática y Electroneumática.

Fuente: (Molina Conde & Sánchez Rojas, 2021).

2.2 Análisis de alternativas de diseño.

2.2.1 Alternativas de diseño.

Una vez se conocieron algunos de los proyectos y trabajos realizados en institutos y universidades, relacionados con diseño de levas 3D a través de sistemas interactivos y didácticos, se procedió con la etapa de generación de ideas, haciendo uso de la técnica de Brainstorming (Ferati Gestao, 2020), también denominada lluvia de ideas o tormenta de ideas, que facilita el surgimiento de nuevas ideas sobre un tema o problema determinados.

Los resultados de este proceso se pueden observar en la tabla 2.2, donde se muestran cuatro alternativas que surgieron a raíz del proceso de ideación y de la investigación previamente realizada. Igualmente, en la figura 2.6 se pueden ver las características de cada una de las alternativas generadas.

Tabla 2.2 Principales alternativas de diseño para el banco didáctico.

ALTERNATIVA	NOMBRE	DESCRIPCIÓN
A	Construcción de diseño de referencia.	Esta alternativa consiste en el diseño de 2 bancos didácticos para realizar mediciones individuales (cilíndricas y radiales), cada uno con su sistema y codificación electrónica. Cada sistema cuenta con un controlador led para hacer accionar la parte eléctrica, haciendo uso de un seguidor ubicado frente a la leva para tomar la medición por medio del sensor. Esta alternativa está basada en el diseño propuesto en el trabajo de referencia (Gualaco Olivero & Bautista Ramírez, 2020).
B	1 motor, levas intercambiables y seguidor fijo.	Esta alternativa consiste en dejar la leva en un mismo lugar, y se puedan realizar los cambios de las levas para su medición que se deseara o se necesitara. La selección del sistema de leva a medir, se realiza dentro de un software integrado en el banco, y posteriormente se toman los datos con el mismo sensor empleado en la alternativa 1.
C	1 motor, levas fijas y con seguidor intercambiable.	Esta opción consiste en ubicar las dos levas: cilíndrica y radial, en un mismo lugar. La idea principal es que se pueda desplazar el seguidor y ubicarse junto a la leva que el usuario elija, y asimismo realizar la medición que corresponda. Cuenta con un panel que incluye un interruptor para encender o apagar el sistema, y los datos medidos se puedan visualizar a través de un software.
D	2 motores, 2 seguidores junto con sus 2 levas fijas.	Esta propuesta consiste en separar cada sistema de levas (cilíndrico y radial), cada uno con sus respectivos elementos de medición, y todo integrado en un mismo banco didáctico de forma compacta, de fácil acceso, uso y movilidad. El usuario puede seleccionar a través de una interfaz gráfica disponible en un software de PC, el tipo de medición que desea realizar, y de inmediato permita iniciar la toma de datos a través de su sensor correspondiente, para finalmente registrar y almacenar los resultados para ser exportados a SolidWorks.

Fuente: Autores.

Alternativa A	Alternativa B	Alternativa C	Alternativa D
<ul style="list-style-type: none"> •2 motores. •2 seguidores. •2 estructuras. •8 rodachines para las 2 estructuras. •2 ejes por aparte. •2 resortes para las estructuras. •4 chumaceras. •4 rodamientos. 	<ul style="list-style-type: none"> •1 motor. •1 seguidor. •1 estructura. •4 rodachines para la estructura. •1 eje. •1 resorte para la estructura. •2 chumaceras. •2 rodamientos. 	<ul style="list-style-type: none"> •1 motor. •2 seguidores intercambiables. •1 estructura. •4 rodachines para la estructura. •1 eje. •1 resorte para la estructura. •2 chumaceras. •2 rodamientos. 	<ul style="list-style-type: none"> •2 motores. •2 seguidores independientes. •4 rodachines para la estructura. •3 ejes. •5 resortes para la estructura. •2 chumaceras. •2 rodamientos. •4 soportes de ejes para rodamientos lineales. •1 cajón soporte movable para estructura.

Figura 2.6 Características de cada alternativa.

Fuente: Autores.

2.2.2 Criterios de diseño.

Una vez definidas las alternativas junto con su conjunto de características, es necesario analizarlas y compararlas de acuerdo a una serie de criterios de diseño, con el fin de filtrar aquellas que presenten un grado excesivo de incertidumbre o que no respondan a la pregunta de investigación, es decir, la alternativa óptima es aquella que al implementarse cumple a cabalidad con el objetivo principal del proyecto (Cempro, 2022). Por lo tanto, teniendo en cuenta la pregunta de investigación y la información recolectada a lo largo de la investigación, se definieron ocho criterios principales que están directamente relacionados con los objetivos del proyecto, como se puede ver en la tabla 2.3.

Tabla 2.3 Criterios de diseño.

N°	CRITERIO	DESCRIPCIÓN
1	Grado de interactividad.	<ul style="list-style-type: none"> ▪ Cantidad y tipo de elementos interactivos empleados en el banco didáctico. ▪ Relación de los usuarios con el banco didáctico y su programa interactivo.
2	Facilidad de aprendizaje.	<ul style="list-style-type: none"> ▪ La facilidad de aplicar los conceptos aprendidos en clase.

3	Complejidad de construcción y mantenimiento.	<ul style="list-style-type: none"> ▪ Materiales y herramientas necesarias para construir el banco. ▪ Facilidad para realizar cambios y hacer mantenimiento a cada parte del sistema. ▪ Tiempo estimado de construcción.
4	Practicidad de uso.	<ul style="list-style-type: none"> ▪ Entender fácilmente cómo se usa el banco.
5	Viabilidad financiera.	<ul style="list-style-type: none"> ▪ Costo estimado de producción.
6	Incorporación de tecnología.	<ul style="list-style-type: none"> ▪ Grado de integración tecnológica.
7	Materiales de construcción.	<ul style="list-style-type: none"> ▪ Viabilidad, resistencia y durabilidad.
8	Comodidad, movilidad y transporte.	<ul style="list-style-type: none"> ▪ Facilidad de desplazamiento. ▪ Diseño compacto para un laboratorio.

Fuente: Autores.

2.2.3 Evaluación de alternativas

Después de definir los criterios de diseño, se procedió con la fase de evaluación que consiste en aplicar los filtros sobre las alternativas escogidas inicialmente. La selección de alternativas se realizó utilizando la “Matriz de Selección de Alternativas” (Cempro, 2022), que consiste en un método de ponderación cuantitativa de las alternativas en función de los criterios previamente definidos. Se asignó un peso (puntos - pts) a cada criterio, de acuerdo a su relevancia e impacto en el diseño final, y calificó cada alternativa según el peso asignado. Una vez realizada la puntuación, se ponderaron los puntajes según el mayor o menor peso concedido a cada criterio. Cabe resaltar que, al aplicar esta técnica de evaluación, la alternativa que obtiene mayor puntaje es la que satisface de mejor manera todos los criterios establecidos. Por lo tanto, después de hacer los cálculos, el resultado que se obtuvo se puede observar en la tabla 2.4.

Tabla 2.4 Tabla de evaluación de alternativas de diseño.

CRITERIOS	PTS.	ALT. A	ALT. B	ALT. C	ALT. D
Grado de interactividad.	20	10	3	7	15

Facilidad de aprendizaje.	15	3	4	8	9
Complejidad de construcción y mantenimiento.	15	2	3	10	5
Practicidad de uso.	15	5	5	5	8
Viabilidad financiera.	20	4	6	10	6
Incorporación de tecnología.	5	2	1	2	5
Materiales de construcción.	5	1	1	3	5
Comodidad, movilidad y transporte.	5	1	2	2	5
TOTAL	100	28	25	47	58

Fuente: Autores.

2.2.4 Justificación resultado de selección.

La primera alternativa que se contempló consistía en construir la plataforma de acuerdo con los diseños proporcionados en el trabajo de referencia (Gualaco Olivero & Bautista Ramírez, 2020), y dado que se propuso construir 2 bancos para el análisis de cada leva (cilíndrica y radial), el principal criterio que no cumple en la evaluación realizada es el costo, ya que el valor total de materiales y fabricación resulta muy elevado.

Para la segunda propuesta, aunque el valor de la inversión es menor, a la hora realizar las pruebas con el seguidor se pueden presentar algunos problemas a la hora de medir las levas cilíndricas, generando un salto de medida y ruido al desplazarse. Por lo tanto, dado que no se tiene certeza de la facilidad de construcción, fue inviable por este motivo.

Al realizar una proyección de viabilidad de la tercera alternativa, se consideraron algunos problemas a la hora de las realizar las mediciones, dado que al intercambiar los

seguidores, las mediciones podrían tener una variación considerable, lo que es crítico en términos de practicidad y facilidad de uso.

Finalmente, la alternativa D, como se puede observar en la tabla 2.4, fue la que mayor puntaje obtuvo cumpliendo con la mayoría de los criterios propuestos. Los elementos mecánicos en esta alternativa son mayores en el sentido de la separación de las dos levas para su medición, y con esto se logra aislar los componentes de cada leva y asegurar mayor precisión en el gráfico sin interferir en las mediciones. Con esta alternativa el diseño del banco didáctico es sencillo de manejar, cómodo y fácil de transportar dentro de la universidad o a un aula donde se requiera.

Una vez finalizadas la fase de análisis de alternativas y seleccionar la más adecuada, el siguiente paso fue continuar con el diseño de ingeniería, y para ello se dedicó el siguiente capítulo donde se aborda de inicio a fin todo el proceso de cálculos y se presentan los diseños oficiales del banco didáctico.

3. Cálculos y diseño del sistema

En el capítulo anterior se pudo observar todo el proceso de análisis, evaluación y selección de la alternativa más apropiada que cumple con los criterios de ingeniería definidos. Por lo tanto, en este capítulo se aborda todo lo que concierne a las dos etapas principales de diseño mecánico del banco didáctico: sección levas radiales y sección levas cilíndricas. A continuación, se muestran los cálculos realizados para diseñar todo el sistema, y posteriormente se muestran los planos realizados en el software SolidWorks.

3.1 Análisis estático de cargas cortantes y momento flector estructura metálica de soporte.

3.1.1 Análisis de cargas V y M desde el seguidor de leva radial.

Inicialmente, se realizó el análisis estático de la plataforma, donde se muestran los esfuerzos del mecanismo de leva radial montado sobre la estructura, junto con el apoyo de los cojinetes de rodamiento el soporte del motor de DC, la punta del seguidor con su mecanismo de riel sobre la estructura y el soporte del sensor eléctrico de posición de la leva, tal como se muestra en la figura 3.1.

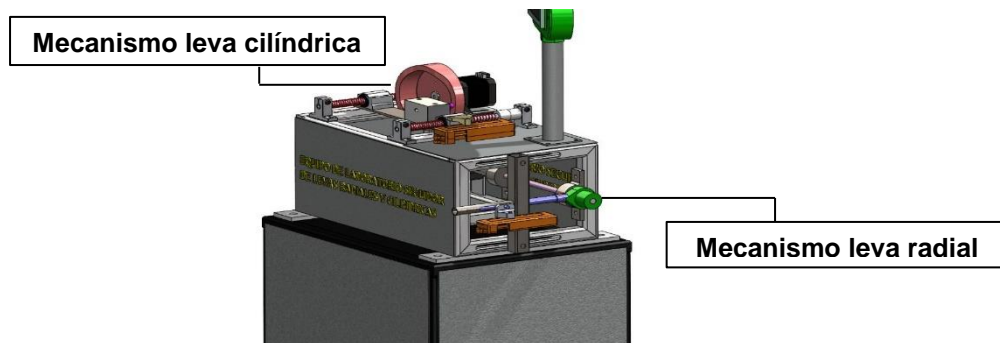


Figura 3.1 Mecanismos de leva radial y cilíndrica montados sobre la estructura.

Fuente: Autores.

Las fuerzas presentes en la estructura que provienen del mecanismo de leva radial por inspección las fuerzas que actúan del conjunto de leva radial en la estructura, son el peso del conjunto soportado de forma lateral en los tubos metálicos en el eje Z que actúa en sentido de la fuerza la gravedad y por otro lado, se tiene la fuerza que actúa en la punta del seguidor sobre el eje X es negativo y está a su vez transmite la carga en los apoyos del mecanismo hacia los tubos, y por último se encontró la fuerza de rotación del motor que genera un momento por sobre los tubos del soporte del conjunto, con esto se puede definir el diagrama de cuerpo libre del mecanismo de leva radial sobre la estructura.

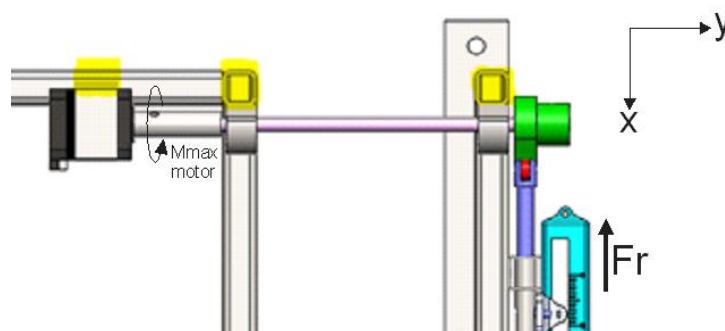


Figura 3.2 Vista mecanismo leva radial.

Fuente: Autores.

La fuerza F_r se determina como la máxima presión del resorte del seguidor que puede ejercer sobre la leva radial, por ello se calculó con las siguientes características.

Características del resorte:

Tipología: Resorte helicoidal cilíndrico a compresión de alambre redondo de paso uniforme de extremos planos perpendiculares al eje de enrollado hacia la derecha.

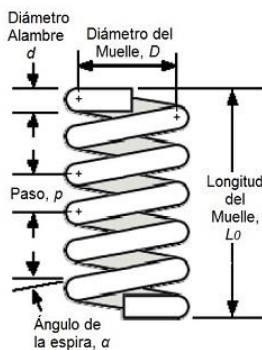


Figura 3.3 Partes del resorte utilizado.

Fuente: (Budynas & Nisbett, 2012).

$\delta = 0,65 \text{ mm}$ (*Diámetro del alambre*), hace referencia al tamaño del alambre 0,6 según el libro “Diseño en ingeniería mecánica de Shigley” (Budynas & Nisbett, 2012). Tabla de diámetros para resortes.

Tabla 3.1 Propiedades mecánicas de algunos alambres para resorte

Material	Límite elástico, porcentaje de S_{utr} , tensión, torsión		Diámetro d , pulg	E		G	
				Mpsi	GPa	Mpsi	GPa
Alambre de piano A228	65-75	45-60	<0.032	29.5	203.4	12.0	82.7
			0.033-0.063	29.0	200	11.85	81.7
			0.064-0.125	28.5	196.5	11.75	81.0
			>0.125	28.0	193	11.6	80.0
Resorte estirado duro A227	60-70	45-55	<0.032	28.8	198.6	11.7	80.7
			0.033-0.063	28.7	197.9	11.6	80.0
			0.064-0.125	28.6	197.2	11.5	79.3
			>0.125	28.5	196.5	11.4	78.6

Fuente: (Budynas & Nisbett, 2012).

De acuerdo a los datos disponibles en la tabla 3.1, se seleccionaron los parámetros correspondientes al sistema en particular:

Tabla 3.2 Propiedades del resorte.

N°	Parámetros del resorte	Descripción
1	$De = 8,018 \text{ mm}$	<i>Diámetro Externo.</i>
2	$D = 6,66 \text{ mm}$	<i>Diámetro Interno</i>
3	$\rho = 3,57 \text{ mm}$	<i>Uniforme de pasos.</i>
4	$Lo = 78,81 \text{ mm}$	<i>Longitud libre.</i>
5	$Ls = 13 \text{ mm}$	<i>Longitud Sólida.</i>
6	$Nt = 20$	<i>Espiras totales.</i>
7	$Na = 17$	<i>Espiras activo.</i>

Fuente: Autores.

Con los datos establecidos, se calculó el índice del resorte C (ver 3.1):

$$C = \frac{D}{\delta} = \frac{6,66}{0,65} = 10,24 \quad (3.1)$$

Posteriormente, se analizaron las fuerzas de deformación máxima necesarias para lograr la deformación máxima del resorte (ΔL), como se ve a continuación (ver 3.2):

$$\Delta L = Lo - Ls = 78,71 - 13 = 65,71 \text{ mm} \quad (3.2)$$

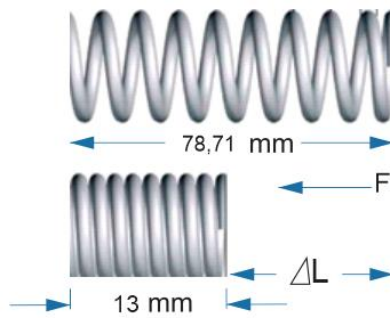


Figura 3.4 Resorte leva radial

Fuente: Autores.

Para calcular la fuerza con la cual se deforma el resorte $\Delta L = 65,71\text{mm}$, se aplicó la ley de Hooke (ver 3.3).

$$F = -k\Delta L \quad (3.3)$$

Para ello, en primera instancia se halló la constante del resorte sin especificar la fuerza y la reflexión del resorte a través de la ecuación 3.4:

$$K = \frac{G \delta^4}{8 D e^3 N a} \quad (3.4)$$

G : Módulo del material N/m^2

δ = Diámetro alambre

Para ello, se tomó como referencia la constante de resortes a compresión disponible en la tabla 3.1.

Se convirtió $\delta = 0,65\text{ mm}$ a pulgadas, y se obtuvo:

$$\delta = 0,65\text{ mm} \frac{1\text{ in}}{25,4\text{ mm}} = 0,026\text{ in} \quad (3.5)$$

Y para el módulo del material, con un $\delta = 0,026\text{ in}$, se obtuvo un módulo de rigidez de $82,7\text{ GPa}$ (ver 3.6).

$$G = 82,7 \times 10^3 \frac{N}{\text{mm}^2} \quad (3.6)$$

Finalmente, se resolvió la ecuación 3.4, y se obtuvo la constante:

$$K = \frac{G \delta^4}{8 D e^3 N a} = \frac{(82,7 \times 10^3)(0,65)^4}{8(8,018)^3(17)} = 0,2106 \frac{N}{mm}$$

De esta manera, con ΔL y K se aplicó la ley de Hooke (ver 3.3), y se calculó la fuerza máxima del resorte, que simultáneamente es transmitida de la punta del seguidor radial hacia los tubos de la estructura.

$$F_s = -(0,2106)(65,71) = 13,83 \text{ N} \quad (3.7)$$

De esta manera, el diagrama de cuerpo libre se puede ilustrar como se muestra en la figura 3.5.

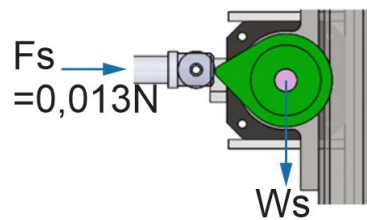


Figura 3.5 Fuerzas presentes entre leva y seguidor leva radial.

Fuente: Autores.

Una vez obtenida la fuerza aplicada por el resorte al seguidor de forma horizontal (F_s), se procedió a calcular W_s (*Fuerza del mecanismo*) (ver 3.8). Para ello, primero se halló la masa del mecanismo usando una balanza digital:

$$M_s: \text{Masa del mecanismo} \rightarrow M_s = 838 \text{ g} = 0,838 \text{ kg}$$

$$W_s = M_s \cdot g \quad (3.8)$$

$$W_s = (0,838)(9,81) = 8,22 \text{ N}$$

De esta manera, con la fuerza horizontal y vertical en las estructuras se procedió a calcular el diagrama de cuerpo libre como se puede ver en la figura 3.6.

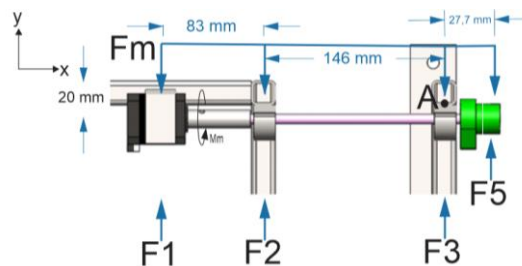


Figura 3.6 Diagrama de cuerpo libre mecanismo leva radial.

Fuente: Autores.

$$F = F1 = F2 = F3$$

Desde la vista XY, se puede observar que F_s ejerce un momento de torsión sobre el eje, desde el punto de apoyo A. Por lo tanto, se puede analizar que la F_s se contrarresta con las dos fuerzas. Cabe resaltar que, F_1 , F_2 y F_3 son iguales y físicamente están soportados por tornillos de ajuste; si estos tornillos no estuvieran sujetos, la fuerza F_s con respecto al punto A ocasionarían un momento de giro.

De acuerdo a lo anterior, se establecieron las ecuaciones de equilibrio:

$$\begin{aligned} \sum F_x &= 0 \\ \sum F_y &= 0 \\ \sum M_a &= 0 \end{aligned}$$

Sumatoria de fuerzas en el eje X:

$F_x = 0$ (No hay fuerzas presentes).

De acuerdo a la hoja de datos del motor DC NEMA 17 (PCB Linear, 2023), se obtiene el valor de torque o momento máximo ($M_m = 0,6 Nm$) dado que su voltaje de alimentación es de $V = 12Vdc$ con triple stack.

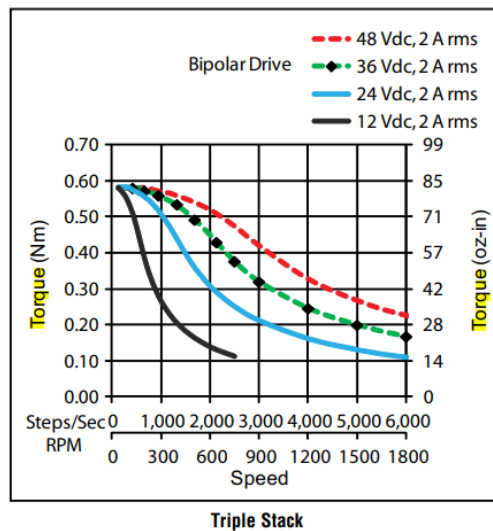


Figura 3.7 Gráfica Torque (Nm) vs Velocidad Motor Nema en Triple Stack.

Fuente: (PCB Linear, 2023).

Al analizar el efecto del momento Mm sobre la estructura, se detectó que el torque del motor ejerce fuerza en el sentido del eje X+ del diagrama del cuerpo libre (ver Figura 3.6); por lo tanto, esto se tuvo en cuenta en el siguiente paso, es decir, para calcular la Fm . Se tomó la ecuación de torque y se despejó la fuerza resultante, como se muestra a continuación:

d : distancia de separación del centro del motor a la estructura.

$d = 0,002 \text{ m}$ y Fm : Fuerza del motor.

$$Mm = Fm \times d$$

$$Fm = \frac{Mm}{d} = \frac{0,6}{0,002} = 300N \quad (3.9)$$

De esta manera, se calculó la sumatoria de fuerzas en y teniendo en cuenta que la $F1$, $F2$ y $F3$ son iguales (ver 3.10):

$$F1 = F2 = F3 = F$$

$$F3 + F1 + F2 - Fm + Fs = 0$$

$$3F - Fm + F5 = 0$$

$$3F = 300N - 13,83N$$

$$F = 95,39N \quad (3.10)$$

Después de hallar la fuerza total en y, se halló la sumatoria de momentos con respecto al punto A, con ayuda de las fuerzas calculadas anteriormente. Para ello, se utilizó la Fm y su distancia (d), para evitar usar el Mm del motor, ya que su valor corresponde al momento de torsión en el eje y, y en este caso se requiere lo que corresponde sobre la estructura. Por lo tanto, para calcular el momento resultante (Ma), se utilizó el corte en el punto A, con respecto al sector más cargado.

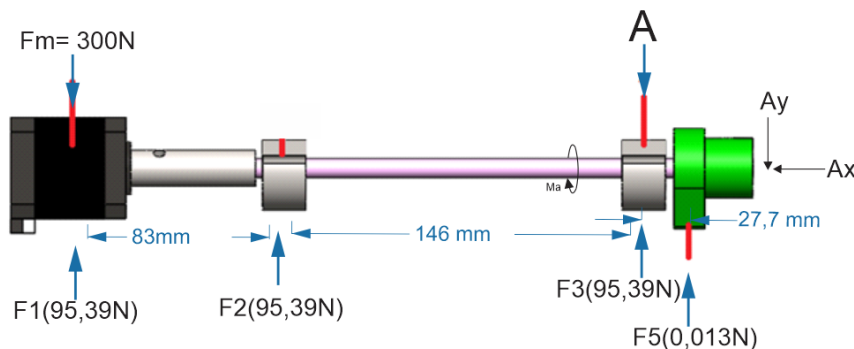


Figura 3.8 Fuerzas presentes en el mecanismo de leva radial.

Fuente: Autores.

$$\begin{aligned} -Ma + Fm(0,229) - F1(0,229) - F2(0,146) &= 0 \\ Ma &= (300 \times 0,229) - (95,39 \times 0,229) - (95,39 \times 0,146) \\ Ma &= 32,92 \text{ Nm} \end{aligned} \quad (3.11)$$

El momento resultante (Ma), es un vector libre que representa la resistencia del perno que está en el anclaje A, que controla la estructura metálica del banco de prueba, es decir, el mecanismo de leva radial está equilibrado y su mayor punto de afectación en la estructura en el horizontal X. Por lo tanto, desde una vista de corte se obtiene la representación de fuerza ilustrada en la figura 3.9:

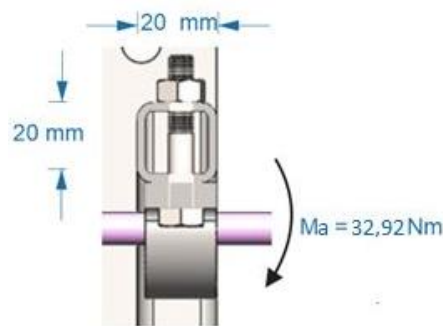


Figura 3.9 Vista de corte en estructura de apoyo - Mecanismo de leva radial.

Fuente: Autores.

De esta manera se observa que Ma es la fuerza de torsión resultante del mecanismo leva radial sobre el tubo del punto A, es decir, el tubo tiene la capacidad de soportar esta fuerza. En la ficha técnica del material del tubo cuadrado estructural de 20 x 20 mm con $C = 1.6 \text{ mm}$ (*calibre*), se encontró que el tubo es ASTM A500 (Acesco, 2022), con resistencia a la tensión mínima de $345 \text{ MPa} = 345 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$.

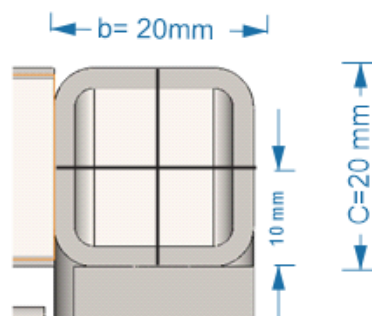


Figura 3.10 Perfil tubo cuadrado de 20x20 mm

Fuente: Autores.

Con el valor de Ma , se calculó el torque máximo (T_{max}) sobre la estructura (ver 3.12), de acuerdo con el libro “Mecánica de estructuras – Libro 1 – Resistencia de Materiales” (Cervera Ruiz & Blanco Díaz, 2001).

$$T_{max} = \frac{Ma}{\alpha bc^2} \quad (3.12)$$

Tabla 3.3 Coeficientes para secciones rectangulares

b/c	1	1.5	2	3	6	10	∞
α	0,208	0,231	0,246	0,267	0,299	0,312	0,333
β	0,141	0,196	0,229	0,263	0,299	0,312	0,333

Fuente: (Cervera Ruiz & Blanco Díaz, 2001).

Donde $\alpha = 0,208$ de acuerdo con la tabla 3.3.

$$T_{max} = \frac{32,92}{0,208(0,02)(0,02)^2} = \frac{32,92}{1,664 \times 10^{-6}} \times \frac{(1)^2}{(1000)^2} = 19,78 \frac{N}{mm^2}$$

Por lo tanto, con este esfuerzo de torsión máximo aplicado por el mecanismo de leva radial al tubo, es de $T_{max} = 19,78 \frac{N}{mm^2}$, que respecto al esfuerzo máximo de fluencia del material según el fabricante $\left(345 \frac{N}{mm^2}\right)$ (Acesco, 2022), se puede analizar que se logró diseñar una estructura capaz de soportar los esfuerzos del mecanismo en las condiciones más fuertes de carga.

3.1.2 Análisis de cargas y momentos desde el seguidor de leva cilíndrica.

Una vez realizado el análisis de cargas V y M , se procedió a realizar el análisis de cargas y momentos, y para ello se contemplaron los elementos del mecanismo de leva cilíndrica puestos sobre la estructura de soporte y su efecto mecánico. Como se puede observar en la figura 3.11, la leva cilíndrica se ubicó concéntricamente en el eje del motor NEMA 17, que tiene una capacidad máxima de torque de $Mm = 0,6 Nm$, y cómo se observó en el apartado anterior, cuando el motor gira junto con la leva, realiza un avance mecánico en sentido axial del eje del motor, lo que significa que la fuerza de torque genera una fuerza de desplazamiento horizontal sobre la viga G que soporta el seguidor.

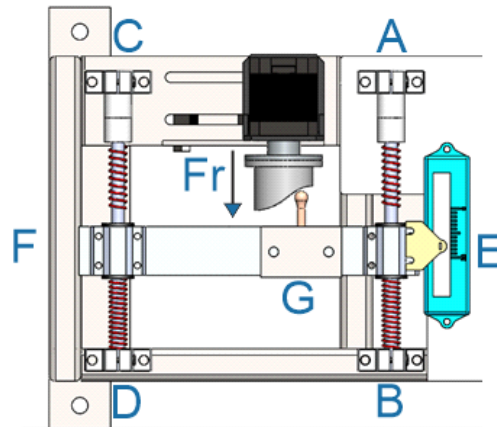


Figura 3.11 Vista planta mecanismo leva cilíndrica.

Fuente: Autores.

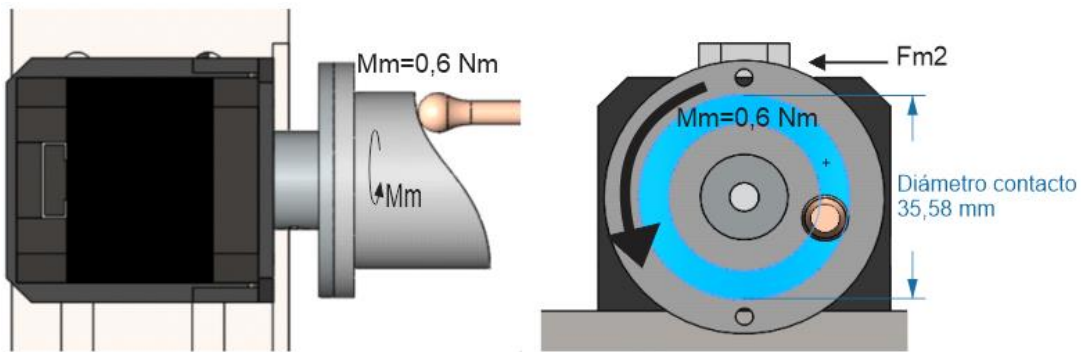


Figura 3.12 Vista corte punto de contacto entre leva y seguidor leva cilíndrica.

Fuente: Autores.

De acuerdo con los datos ilustrados en la figura 3.12, se logró calcular la fuerza que ejerce el momento máximo de Mm respecto a la leva cilíndrica más pequeña (ver 3.13), teniendo en cuenta que diámetro externo es de 36 mm, y el diámetro interno (o de contacto) de la leva es de 35,58 mm.

$$M = F \times d$$

$$Mm = Fm_2 \times \frac{\text{Diámetro Contacto}}{2}$$

$$Fm_2 = \frac{2Mm}{\text{Diámetro contacto}} = \frac{2(0,6)}{0,03538} = 33N \quad (3.13)$$

Cabe resaltar que la fuerza Fm_2 (Fuerza de empuje máximo sin fricción) es la que permite subir en la pendiente de la leva cilíndrica, tal como se puede observar en la figura 3.13,

donde se aprecia la vista desplegada del desarrollo de la leva, a través de los diferentes ángulos de inclinación desde los cuáles está diseñada. Para este caso, la máxima inclinación de la leva es de $\alpha = 24,25^\circ$, de acuerdo al "Plano leva paramétrica 1".

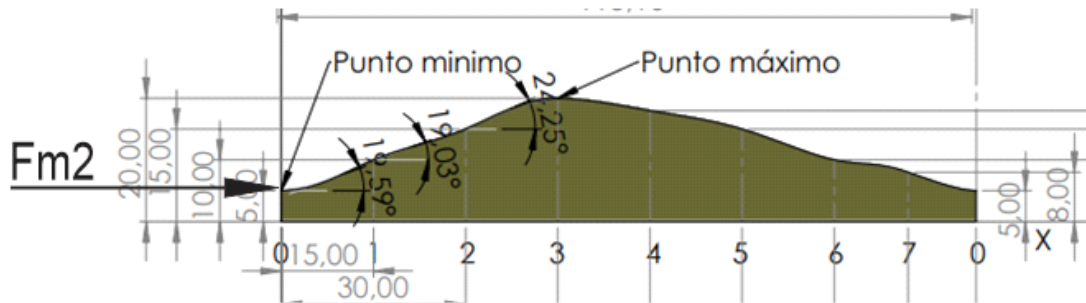


Figura 3.13 Perfil de leva cilíndrica paramétrica 1.

Fuente: Autores.

Es importante señalar que Fm_2 es reducida debido al contacto de fricción del material del seguidor y la leva; en este caso, material de metal para el seguidor y material de plástico para la leva. Por lo tanto, una vez calculada la fuerza real de empuje en el eje x según el esquema de elementos, se obtuvo el valor de la fuerza de fricción (FR) que ejerce el seguidor para subir por la pendiente más alta del perfil su leva. Tomando como referencia la pendiente de $\alpha = 24,25^\circ$ en el sector 2-3 en el plano inclinado y las ecuaciones de fricción cinética, ya que existe movimiento relativo de un objeto contra (Zemansky, 2009), se puede observar el diagrama de cuerpo libre en la figura 3.14.

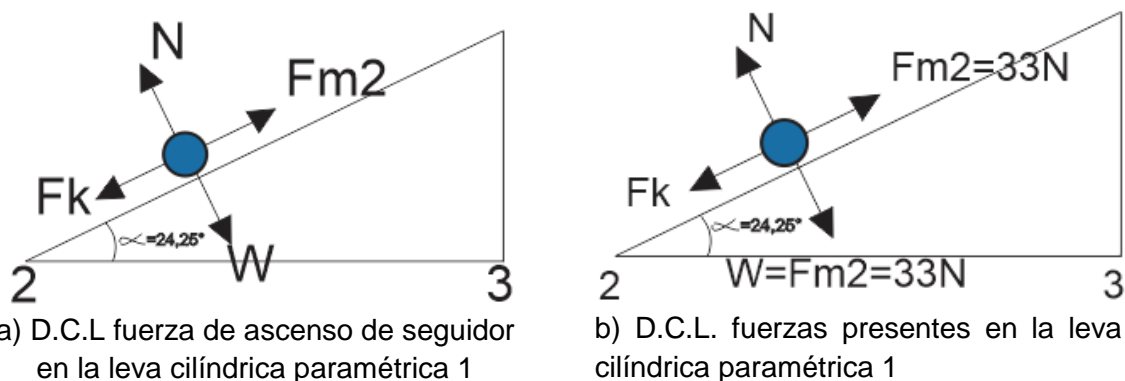


Figura 3.14 Diagrama de cuerpo libre fuerza de ascenso de seguidor.

Fuente: Autores.

De acuerdo a la figura 3.14 (b), se puede observar que el peso W corresponde a la misma fuerza de empuje que viene del torque del motor. Por lo tanto, al girar el plano XY en

sentido de la inclinación con α , se logró determinar el diagrama de cuerpo libre y calcular las fuerzas presentes.

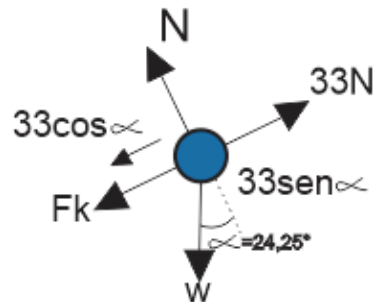


Figura 3.15 Diagrama de cuerpo libre.

Fuente: Autores.

$$\sum F_x = 0$$

$$N = 33 \operatorname{sen} \alpha = 0$$

$$N = 33 \operatorname{sen} (24,25)$$

$$N = 13,55 \text{ N (Fuerza Normal)} \quad (3.14)$$

$$\sum F_y = 0$$

$$33N - 33 \cos \alpha - Fk = 0$$

$$Fk = 33 - 33 \cos(24,25)$$

$$Fk = 2,91 \text{ N (Fuerza Máxima de Subida)} \quad (3.15)$$

Una vez calculadas todas las fuerzas presentes, se calculó la fuerza resultante de empuje del vector (FR), que genera el desplazamiento en el eje x y mueve el mecanismo de viga G del seguidor de levas.

$$FR = Fm2 - Fk = 33 - 2,91 = 30,09 \text{ N} \quad (3.16)$$

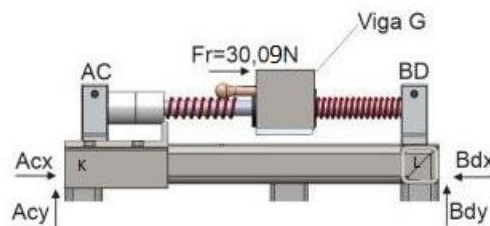


Figura 3.16 Vista de corte mecanismo leva cilíndrica.

Fuente: Autores.

La fuerza FR es la fuerza máxima con la cual el motor a su máximo torque sería capaz de trasladar la Viga G de seguidor hacia delante. Esta fuerza tiene una componente de cortante sobre los puntos de contacto K y L en el sentido $X+$, que corresponde a 4 puntos de contacto desde perspectiva isométrica, siendo también igual en los 4 puntos. Por ende, al calcular el diagrama de fuerzas, se obtiene la F_c (fuerza cortante) de cada punto.

$$F_c = \frac{FR}{4} = \frac{39,09}{4} = 7,52N \quad (3.17)$$

La fuerza F_c genera el momento de torsión con respecto al perfil cuadrado de 20 x 20 mm de la estructura, como se observa en la figura 3.17.

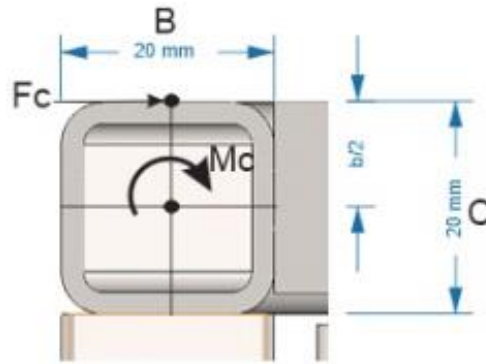


Figura 3.17 Vista de corte en tubo de soporte mecanismo leva cilíndrica.

Fuente: Autores.

$$M_c = F_c \left(\frac{c}{2} \right) = 7,52 \left(\frac{20}{2} \right) = 75,2 \text{ Nmm} \quad (3.18)$$

Posteriormente se calculó el momento de torsión máxima (T_{max}), tomando como referencia el valor de $\alpha = 0,208$ (Cervera Ruiz & Blanco Díaz, 2001).

$$T_{max} = \frac{M_c}{\alpha b c^2} = \frac{75,2}{0,208(20)(20)^2} = 0,045 \frac{N}{mm^2} \quad (3.19)$$

Por lo anterior, el esfuerzo de torsión máxima aplicado por el mecanismo de leva cilíndrica al tubo es $T_{max} = 0,045 \frac{N}{mm^2}$, que respecto al esfuerzo máximo de fluencia del material según el fabricante $\left(345 \frac{N}{mm^2} \right)$ (Acesco, 2022), se puede analizar que se logró diseñar una estructura capaz de soportar los esfuerzos del mecanismo en las condiciones más fuertes de carga.

3.1.3 Análisis conjunto de cargas desde ambos seguidores de levas.

▪ **Análisis leva radial:**

Se analizó el sector más sometido a esfuerzos del mecanismo hacia el esfuerzo de soporte. Para ello, se contemplaron los siguientes valores y convenciones.

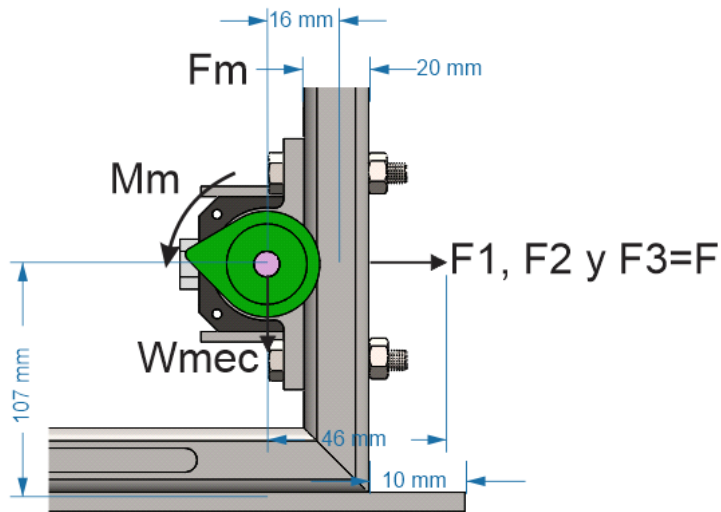


Figura 3.18 Vista frontal mecanismo leva radial.

Fuente: Autores.

Tabla 3.4 Parámetro de esfuerzo del mecanismo.

N°	Parámetros	Descripción
1	F_m	Fuerza del motor.
2	$M_m = 0,6 \text{ Nm}$	Torque máximo del motor.
3	$r = 23,26 \text{ mm}$	Longitud máxima de la leva.
4	W_{mec}	Peso del mecanismo leva radial.
5	F_1, F_2, F_3	Sumatoria de fuerzas.

Fuente: Autores.

Por lo tanto, se calculó F_m a través de la ecuación de momento.

$$M_m = F_m \times r$$

$$F_m = \frac{M_m}{r} = \frac{0,6}{0,02326} = 25,79N$$

$$W_{mec} = W_s = 8,22N \tag{3.20}$$

Es importante señalar que isométricamente la estructura está sujeta a través de cuatro tornillos. De acuerdo con el punto “o” de la figura 3.18, se calcularon los efectos de las fuerzas resultantes del mecanismo de la leva radial, y posteriormente se calculó el momento máximo de todo el mecanismo contra un solo apoyo “o” (M_o) de la estructura, y finalmente se verificó su efectividad; dado que cuenta con 4 tornillos, al final se multiplica.

$$\sum (M_o) = 0$$

$$-M_o + (Fm \times 69,26) + (Ws \times 46) - (F \times 30) = 0$$

$$M_o = (25,79 \times 69,26) + (8,22 \times 46) - (286,17 \times 30) = -6420,07 \text{ Nmm} \quad (3.21)$$

El signo negativo corresponde que se encuentra en sentido contrario al planteado en el seguidor, es decir, el anti horario.

$$M_o = 6420,07 \text{ Nmm} \frac{m}{1000mm} = 6,42 \text{ Nm} \quad (3.22)$$

Finalmente, esta es la fuerza que ejerce todo el mecanismo radial sobre un solo apoyo de la estructura, es decir, el momento se divide en 4 apoyos.

$$M_{oReal} = \frac{M_o}{4} = \frac{6,42}{4} = 1,60 \text{ Nm} \quad (3.23)$$

De acuerdo a los cálculos previamente vistos del esfuerzo de fluencia media del material de fabricación, se analizó que es suficientemente pequeño para llevarla al punto de falla mecánica por torsión o cortante en los pernos de sujeción.

- **Análisis leva cilíndrica:**

Posteriormente, se analizó el sector más sometido a esfuerzo desde el mecanismo de leva cilíndrica, que comprende la fuerza de empuje de la leva sobre el soporte delantero de las barras lisas. Por lo tanto, se analizó la carga máxima del motor contra un solo soporte de barra con el fin de identificar si tiene la capacidad de soportar la carga y validar su factor de servicio usando los 4 soportes que tiene el mecanismo.

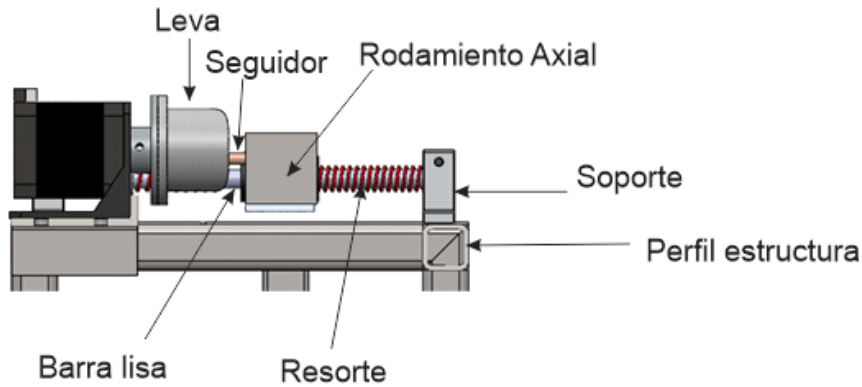


Figura 3.19 Partes mecanismo leva cilíndrica.

Fuente: Autores.

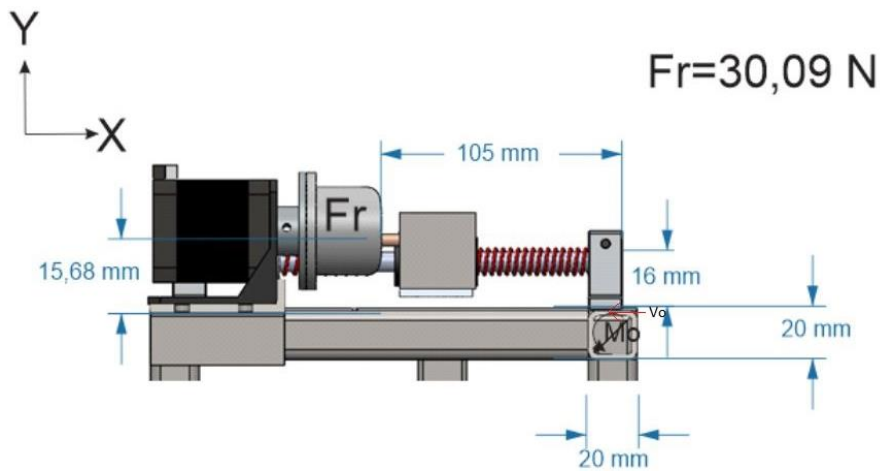


Figura 3.20 Esquema de dimensiones y fuerzas leva cilíndrica.

Fuente: Autores.

Al plantearse el caso donde el rodamiento axial se bloquea y el resorte está totalmente comprimido, se puede analizar que de esta manera la fuerza que se transmite de la leva al soporte (V_o), es directa.

$$\begin{aligned} \sum (F_x) &= 0 \\ Fr - V_o &= 0 \\ V_o &= 30,09N \end{aligned} \tag{3.24}$$

$$\begin{aligned} \sum (M_o) &= 0 \\ M_o - Fr(15,68) &= 0 \\ M_o &= 30,09 \times 15,68 = 471 \text{ Nmm} \end{aligned} \tag{3.25}$$

Después con el momento (M_o) se calculó el torque máximo ($T_{máx}$) ejercido sobre el tubo de 20 x 20 mm, tomando como referencia el valor de $\alpha = 0,208$ (Cervera Ruiz & Blanco Díaz, 2001).

$$T_{max} = \frac{M_o}{\alpha b c^2} = \frac{471}{0,208(20)(20)^2} = 0,283 \frac{N}{mm^2} \quad (3.26)$$

Este torque máximo es el aplicado de forma torsional sobre el tubo, y para determinarlo se necesita como mínimo $\left(345 \frac{N}{mm^2}\right)$ (Acesco, 2022), y como se puede observar, la estructura tolera la carga ejercida y se mejora su distribución de la fuerza al estar sobre 4 encajes.

3.1.4 Análisis de flexión simple y compuesta con la estructura de soporte en las condiciones máximas de esfuerzo.

Una vez realizado el análisis en conjunto de ambos sistemas de levas, se procedió a calcular la flexión simple de la estructura. Para ello, se analizó el lugar donde se concentra la mayor cantidad de fuerzas y donde la luz de separación de postes expone a la estructura. Por lo tanto, esta sección se trata de flexión simple con deformación sin alabeo, de acuerdo al libro de “Mecánica de estructuras Libro 1 Resistencia de materiales, Miguel Cervera Ruiz Elena Blanco Díaz”. Al igual, se tomó como referencia la tabla de inercia del material según las tablas de “Perfiles Laminados y Tubos Estructurales” (Trogliá, Trogliá, & Godoy, 2005).

Perfil estructural: Tubo de acero IRAM-IAS U 500-218

- Ancho: 20 mm
- Espesor pared: 0,90 mm
- Área exterior por metro lineal: $0,487 \text{ cm}^2$
- Peso por metro lineal: 0,382 kg/m
- $I_x = I_y = 0,158 \text{ cm}^4$ Momento de inercia
- Módulo de torsión: $J = 0,248 \text{ cm}^4$
- Constante torsional: $C = 0,355 \text{ cm}^3$

En la figura 3.21 se pueden observar los esfuerzos a los que la estructura está sometida.

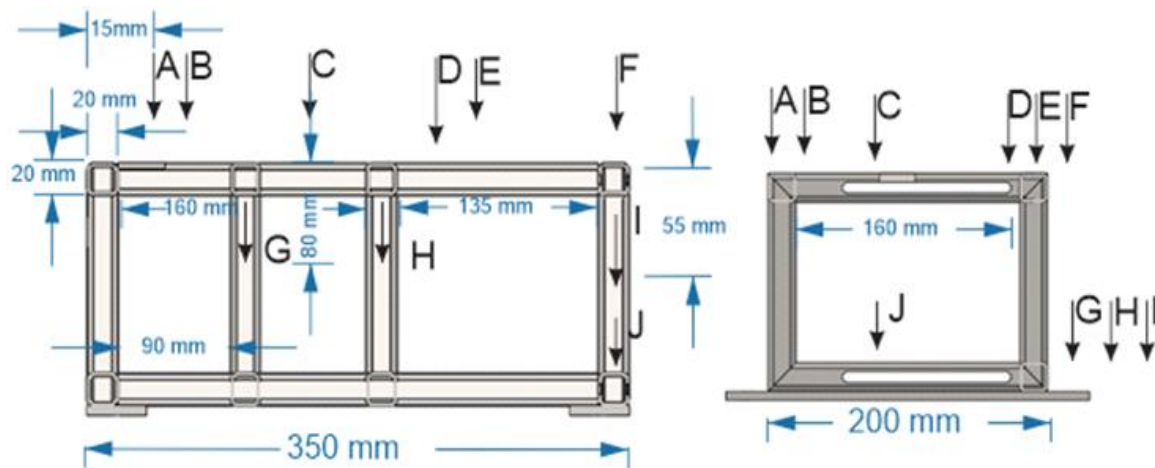


Figura 3.21 Esquema de dimensiones y fuerzas estructura total del banco.

Fuente: Autores.

Tabla 3.5 Elemento, ubicación y nombre de fuerza con su magnitud

Ubicación/Elemento	Nombre Fuerza	Magnitud (N)
Apoyo mecanismo leva cilíndrica	A	2,23 N
Apoyo mecanismo leva cilíndrica	B	2,23 N
Apoyo motor leva cilíndrica	C	4,44 N
Apoyo mecanismo leva cilíndrica	D	2,23 N
Apoyo mecanismo leva cilíndrica	E	2,23 N
Apoyo seguidor leva radial	F	1,29 N
Apoyo eje leva radial	G	2,94 N
Apoyo eje leva radial	H	2,94 N
Apoyo eje leva radial	I	2,94 N
Apoyo seguidor leva radial	J	1,29 N

Fuente: Autores.

El apoyo del mecanismo de leva cilíndrica tiene un peso total como se muestra en la figura 3.22, siguiente.

$$\text{Masa total leva radial} = \text{Eje } 838 \text{ gr} + \text{Seguidor } 263 \text{ gr} = 1101 \text{ gr}$$

$$\text{Masa total leva cilíndrica} = \text{Barras } 912 \text{ gr} + \text{Motor levas } 453 \text{ gr} = 1365 \text{ gr}$$

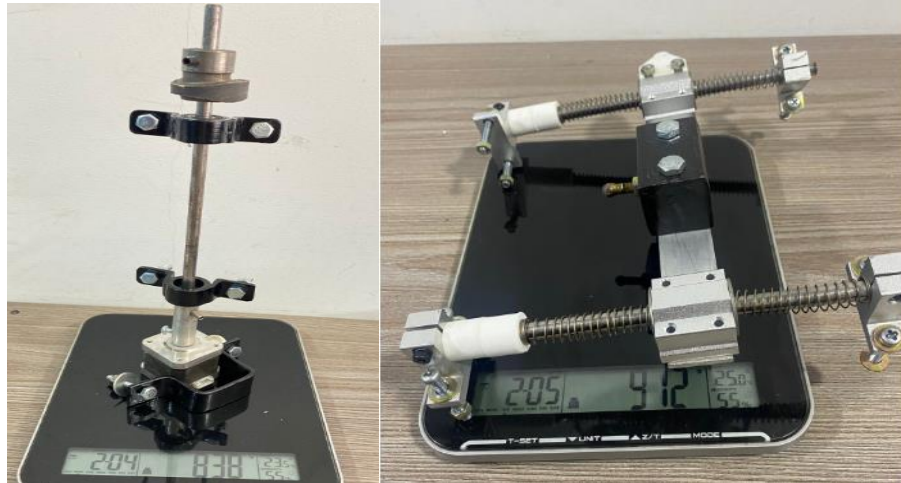


Figura 3.22 Peso real del mecanismo leva cilíndrica y radial.

Fuente: Autores.

Al calcular las cargas, se puede observar que el tubo de la sección resaltada soporta más carga acumulada de los mecanismos de ambos mecanismos de levas. Al filtrar la vista del tubo resultado, se obtuvo la figura 3.23.

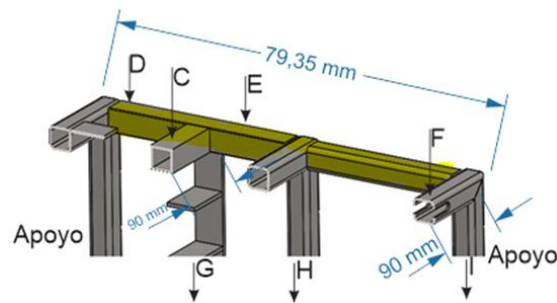


Figura 3.23 Vista de corte estructura de soporte mecanismos levas.

Fuente: Autores.

Se puede ver que la situación de carga para el tubo cuadrado es a través de 4 columnas, y sobre dos de ellas internamente existe una carga G y H. Para el caso de estudio, se analizó la flexión simple máxima eliminando las columnas internas y dejando las cargas G y H como cargas muertas al tubo. Por otro lado, la fuerza C ubicada a 50 mm del centro de inercia del tubo fue considerada como un momento de torsión, al igual que la fuerza F ubicada a 90 mm. Cabe resaltar que la carga C y F están apoyadas en 2 puntos, sin embargo, para este caso de estudio se dejó contemplando que solo haya apoyo sobre el tubo resaltado.

$$M_f = F \times D_c = 1,29 \times 0 = 0 \text{ Nmm} \quad (3.27)$$

$$M_c = C \times D_c = 4,44 \times 50 = 222 \text{ Nmm} \quad (3.28)$$

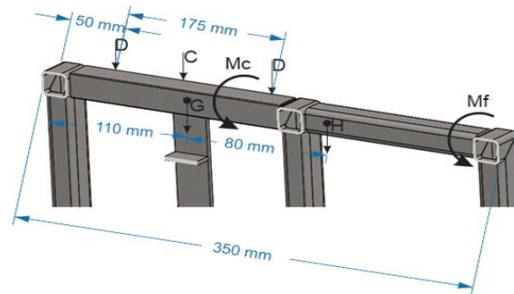


Figura 3.24 Esquema de dimensiones y fuerzas de la estructura de soporte de mecanismos de levas.

Fuente: Autores.

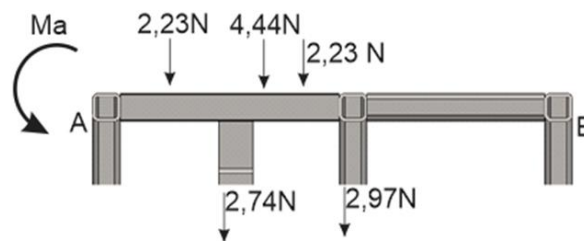


Figura 3.25 Diagrama de cuerpo libre estructura mecanismo de levas.

Fuente: Autores.

En primer lugar se tomó como referencia la ecuación del eje neutro para un momento de fuerzas M (Cervera Ruiz & Blanco Díaz, 2001), suponiendo la fuerza diagonal BD del cuadro ilustrado en la figura 3.26.

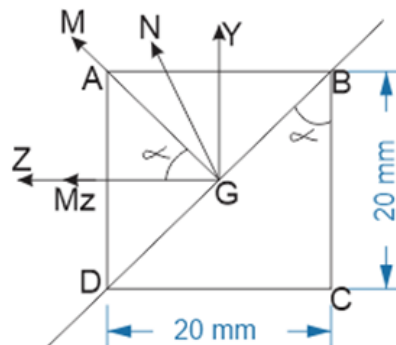


Figura 3.26 Diagrama de flexión simple perfil tubo 20x20 mm.

Fuente: Autores.

Para ello fue necesario determinar el momento flector total, al cual está sometido todo el eje con respecto al extremo A.

$$\begin{aligned} \sum (Ma) &= 0 \\ Ma - (2,23 \times 50) - (2,79 \times 110) - (4,44 \times 110) \\ &\quad - (2,23 \times 225) - (2,94 \times 180) = 0 \\ Ma &= 1932,25 \text{ Nmm} = 1,932 \text{ Nm} \end{aligned} \quad (3.29)$$

Posteriormente se calcularon los momentos flectores M_y y M_z respecto a los ejes (y, z):

$$M_y = M \sin \alpha = 1,932 \times \text{Sen } 45 = 1,36 \text{ Nm} \quad (3.30)$$

$$M_z = M \cos \alpha = 1,932 \times \text{Cos } 45 = 1,36 \text{ Nm} \quad (3.31)$$

Después se halló el eje neutro, teniendo en cuenta la forma cuadrada de la estructura. Por lo tanto, el ángulo de viajes del eje neutro es $\tan(45^\circ)$, es decir, igual a 1 y α y β son iguales. Al igual, lo anterior se validó calculando $\frac{I_z}{I_y}$ (Inercia), dado que son iguales y el eje neutro coincide con la recta AC. Dada la dirección del eje neutro, las tensiones máximas (δ_B) se dan en los puntos B y D, a los cuales les corresponde máxima compresión y tracción respectivamente.

$$\tan \beta = \frac{M_y I_z}{M_z I_y}$$

$$I_z = I_y = 0,158 \text{ cm}^4 = 1,58 \times 10^{-9} \text{ m}^4 \quad (3.32)$$

$$\delta_B = -\frac{M_z}{I_z} Yb + \frac{M_y}{I_y} Zb = -\frac{(1,36)}{1,58 \times 10^{-9}} \times 0,1 + \frac{(1,36)}{1,58 \times 10^{-9}} \times 0,1 = 0 \text{ N/m}^2 \quad (3.33)$$

En este caso, dado que la inercia es igual y los lados de la estructura del tubo son iguales, y el eje neutro coincide con el eje, hace que el esfuerzo de compresión atracción se cancele respecto al eje AC y BD. Al elegir perfiles rectangulares, se tiene esfuerzos de máxima compresión y tracción, es ello que el perfil es apto y capaz de soportar la carga sin someterse a su carga máxima de fluencia del material.

3.2 Análisis de fuerzas para mecanismo leva cilíndrica

3.2.1 Análisis fuerza cortante y momento flector para la viga del seguidor de leva cilíndrica.

Para realizar el análisis se utilizó el método de secciones para determinar las cargas internas en una ubicación específica de la viga que soporta el seguidor. En primer lugar se analizó la fuerza máxima que le aplica la leva al seguidor, usando el máximo empuje que podría dar el máximo torque del motor hallado en apartados anteriores.

$$Mm = 0,6Nm \text{ Torque del motor.}$$

$$Fm2 = 33N \text{ (Fuerza de empuje máximo sin fricción de la leva con el seguidor).}$$

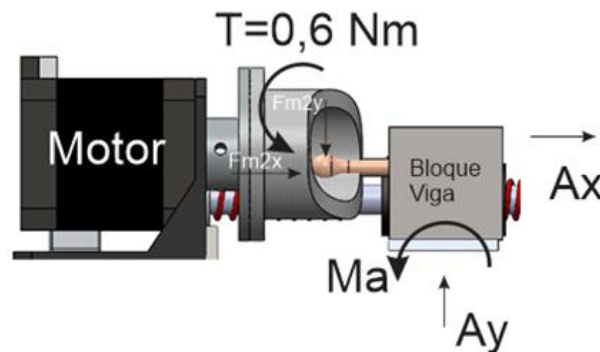


Figura 3.27 Fuerzas presentes entre leva y seguidor leva cilíndrica.

Fuente: Autores.

La fuerza $Fm2x$ es la fuerza de empuje generada por el motor sobre la punta del seguidor, que le permite subir por la pendiente de inclinación de la leva cilíndrica. Esto genera que el bloque tenga un desplazamiento Δx que cambia con el α de la leva en su sección de contacto. Por otro lado, la $Fm2y$ es una fuerza vertical en el punto de contacto que genera un momento sobre el punto A y a su vez una fuerza de reacción vertical en el sentido contrario Ay . Por lo tanto, se calcularon estas cargas para posicionarlas sobre el bloque y posteriormente calcular las fuerzas en la viga del seguidor.

$$\begin{aligned} \sum (Fy) &= 0 \\ Fm2y + Ay &= 0 \\ Ay = Fm2y &= 33N \end{aligned} \tag{3.34}$$

Para hallar las cargas a las cuales está sometida la viga G del seguidor leva cilíndrica, se calculó el peso de la viga con el bloque y la punta del seguidor.

$$M_{viga} = 459 \text{ g} \quad (3.35)$$

$$W_{viga} = 0,459 \times 9,81 = 4,50 \text{ N} \quad (3.36)$$

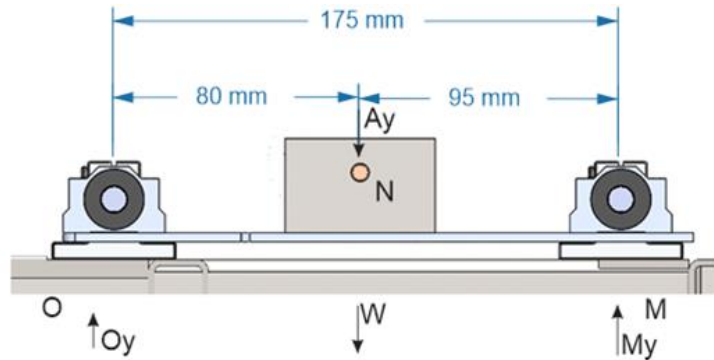


Figura 3.28 Diagrama de cuerpo libre para mecanismo de viga leva cilíndrica.

Fuente: Autores.

Se diseñó el diagrama de corte en el punto de contacto N y la longitud hacia el soporte M, que es 90 mm más largo comparado con el soporte O, ubicado a 85mm.

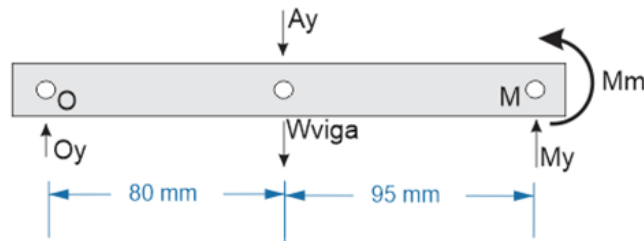


Figura 3.29 Diagrama de cuerpo libre para la viga de soporte.

Fuente: Autores.

Después se realizó la sumatoria de momentos sobre el punto M para determinar las cargas verticales, y analizar el diagrama de corte para la sección parcial de la viga hasta el punto N.

$$\begin{aligned} \sum (Mm) &= 0 \\ -Oy(175) + 33(95) + 4,50(95) &= 0 \\ Oy &= \frac{33(95) + 4,50(95)}{175} \\ Oy &= 20,35 \text{ N} \end{aligned} \quad (3.37)$$

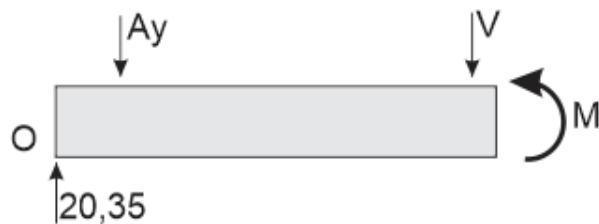


Figura 3.30 Diagrama cuerpo libre tramo 0 a 80mm.

Fuente: Autores.

$$\sum (F_y) = 0$$

$$V = 20,35N \quad (1) \quad (3.38)$$

$$\sum (M) = 0$$

$$M - 20,35(x) = 0$$

$$M = 20,35x \quad (Nmm) \quad (3.39)$$

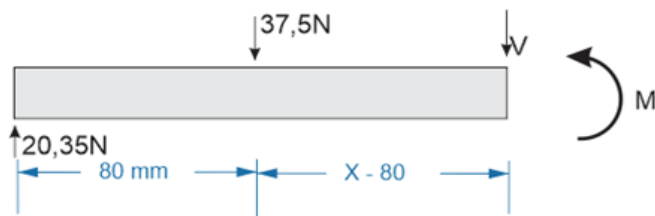


Figura 3.31 Diagrama cuerpo libre tramo 0 a 175mm.

Fuente: Autores.

$$\sum F_y = 0$$

$$20,35 - 37,5 - v = 0$$

$$v = -17,15 N \quad (3) \quad (3.40)$$

$$\sum M = 0$$

$$-20,35(x) + 37,5(x - 80) + m = 0$$

$$-20,35x + 37,5x - 300 + m = 0$$

$$m = 3000 - 17,15x \quad (Nmm) \quad (4) \quad (3.41)$$

Finalmente, se graficaron las fuerzas cortantes y encuentros flectores como se observa en la figura 3.32.

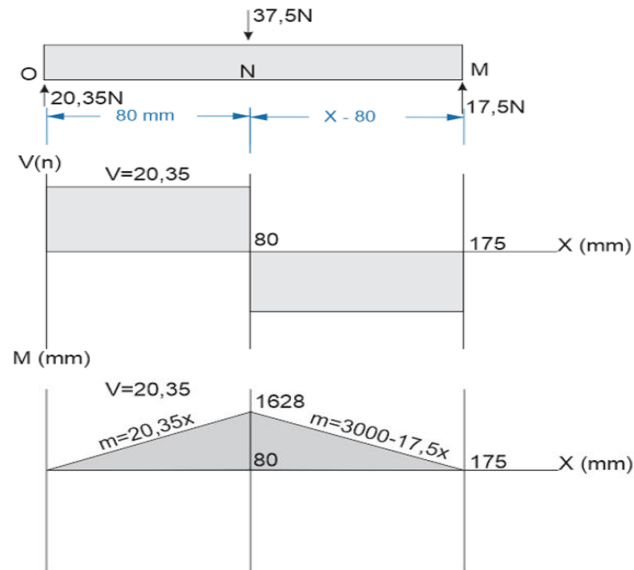


Figura 3.32 Diagrama de fuerzas cortantes y momentos flectores tramos 0 a 175mm.

Fuente: Autores.

Por lo tanto, se concluye que las cargas de fuerza cortante y momento flector fueron calculadas correctamente para el modelo de leva cilíndrica.

3.2.2 Análisis de fuerza para resortes de empuje y retracción del seguidor de leva cilíndrica.

Para realizar el análisis correspondiente, se consideró la fuerza de empuje (F_m) y los resortes de empuje (R_1) y de retracción (R_2).

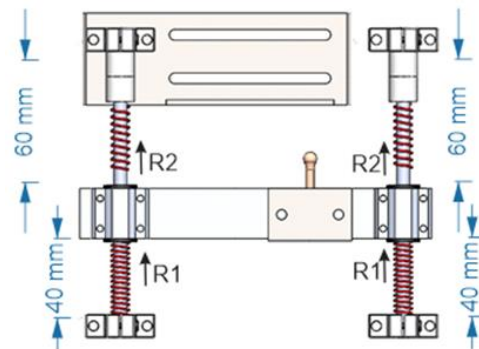


Figura 3.33 Esquema de dimensiones y fuerzas resorte mecanismo leva cilíndrica.

Fuente: Autores.

Es importante señalar que los cuatro resortes tienen la misma característica de fabricación, pero en el montaje están sometidos a diferentes longitudes de trabajo. Se hallaron las fuerzas de cada uno según la tipología del resorte calculado.

▪ **Cálculo de resortes, selección del material, tipo de resorte y fuerza de trabajo**

Tipología: Tipología: resorte helicoidal cilíndrico a compresión de alambre redondo de paso uniforme, de extremos planos perpendiculares eje de enrollar hacia la derecha.

De acuerdo a los datos disponibles en la tabla 3.1 (Budynas & Nisbett, 2012), se seleccionaron los parámetros correspondientes al sistema en particular.

Parámetros correspondientes:

Tabla 3.6 Parámetros del resorte.

N°	Parámetros del resorte	Descripción
1	$De = 11,49 \text{ mm}$	<i>Diámetro Externo.</i>
2	$D = 9,53 \text{ mm}$	<i>Diámetro Interno.</i>
3	$d = 0,60 \text{ mm}$	<i>Tamaño de alambre.</i>
4	$\rho = 4,63 \text{ mm}$	<i>Uniforme de pasos.</i>
5	$Lo = 79,28 \text{ mm}$	<i>Longitud libre.</i>
6	$Ls = 11,4 \text{ mm}$	<i>Longitud Sólida.</i>
7	$Nt = 19$	<i>Espiras totales.</i>
8	$Na = 15$	<i>Espiras activo.</i>

Fuente: Autores.

El material del resorte es calibre 0,6, alambre de plato redondo para resortes A228 límite plástico 65%, $E = 203,4 \text{ Pa}$ y $G = 82,7 \text{ Pa}$. Los resortes $R1$ son los sometidos a empuje y en el montaje tiene una longitud que está por debajo de la longitud libre, por ende, se logró calcular la fuerza que lleva el resorte en estado de reposo del mecanismo.

$$C = \frac{D}{d} = \frac{9,53}{0,60} = 15,88 \quad (3.42)$$

Después se analizaron las fuerzas de deformación presentes para que los resortes $R1$ y $R2$ lleguen a 40 y 60 mm respectivamente; así que se calculó ΔL para cada uno.

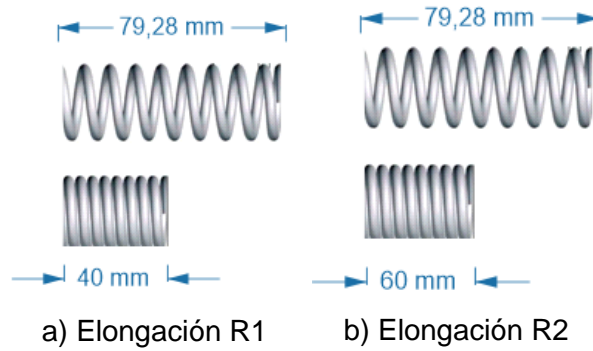


Figura 3.34 Elongación de resortes R1 y R2.

Fuente: Autores.

$$\Delta L1 = 79,28 - 40 = 39,28 \text{ mm} \quad (3.43)$$

$$\Delta L2 = 79,28 - 60 = 19,28 \text{ mm} \quad (3.44)$$

Para calcular la constante del resorte, se usaron los datos donde solo cambia el número de espiras activas y diámetro exterior, dado que el módulo G y el elemento son iguales.

$$K = \frac{Gd^4}{8D^3Na} = \frac{81 \times (0,6)^4}{8(11,49)^3 \times (15)} = 0,058 \frac{N}{mm} \quad (3.45)$$

Una vez calculada la constante, se utilizó la ley de Hooke para calcular las fuerzas correspondientes.

$$F1 = -K\Delta L1 = (0,058)(39,28) = -2,27N \quad (3.46)$$

$$F2 = -K\Delta L2 = (0,058)(19,28) = -1,118N \quad (3.47)$$

Se analizaron las fuerzas presentes en el diagrama para calcular la fuerza resultante entre el contacto de la leva y el seguidor (F_m).

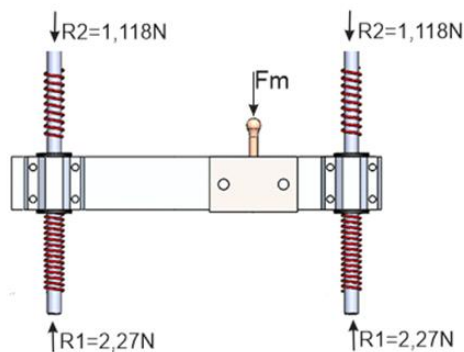


Figura 3.35 Diagrama de fuerzas presentes mecanismo leva radial.

Fuente: Autores.

Es importante señalar que al analizar la fuerza F_m , correspondiente a la fuerza de empuje del motor, se debe contemplar que actúa solo cuando el motor gira, sin embargo, mientras el sistema está en reposo existe una fuerza F_m de contacto, obtenida de la sumatoria de fuerzas en Y del sistema. Por lo tanto, $F_m = 2,304 N$ (ver 3.48) mantiene en equilibrio el sistema y las fuerzas adicionales de giro del motor, alteran el sistema de fuerzas y superan los 2,34N.

$$\sum F_y = 0$$

$$-2R_2 + 2R_1 - F_m = 0$$

$$F_m = -2R_2 + 2R_1 = -2(1,118) + 2(2,27) = 2,304 N \quad (3.48)$$

3.2.3 Selección de rodamientos para las fuerzas axiales y radiales bajo las fuerzas presentes en el mecanismo de seguidor de leva cilíndrica.

De acuerdo al modelo del motor empleado, se seleccionaron barras cilíndricas de 8 mm para el desplazamiento del seguidor de leva. Al igual, se seleccionó un rodamiento axial que soporta las cargas aplicadas máximas por el motor al momento de girar la leva, y las cargas radiales del mecanismo, calculadas anteriormente.

Carga Axial $F_{m2} = 33N$ (ver 3.13) y *Carga radial* $A_y = 33N$ (ver 3.34).

El rodamiento de 8 mm corresponde a la línea Lm, por el tipo de empotramiento de diseño, de acuerdo con la “Ficha técnica rodamiento LM8UU” (IKONT, 2023).

Carga dinámica Radial = 128N y *Carga estática Radial* = 286N.

Tabla 3.7 Series Métricas, dimensiones nominales y tolerancia

Shaft diameter mm	Identification Number	Ball raceway mm	Mas (Ref.) g	Fw	Dim. Fw tolerance µm	Nominal dimensions and tolerance mm								Eccentricity Maximum µm	Basic dynamic load rating C		Basic static load rating C ₀	
						D	Dim. D tolerance µm	C	Dim. C tolerance µm	C ₁ (1)	Dim. C ₁ tolerance µm	C ₂	D ₁		Load direction A N	Load direction B N	Load direction A N	Load direction B N
6	LM-6 UU	4	8.0	6		12		19		13.5		1.1	11.5	12	67.3	77.3	146	206
8	LM-8S UU	4	9.3	8		15	0 -11	17		11.5		1.1	14.3		79.1	90.8	143	202
	LM-8 UU	4	13.5	8		15		24		17.5		1.1	14.3	128	148	286	405	
10	LM-10 UU	4	25.0	10	0 -9	19		29	0 -200	22	0 -200	1.3	18	242	278	495	700	
13	LM-13 UU	4	38.0	13		23	0 -13	32		23		1.3	22	292	336	578	818	
16	LM-16 UU	5	78.0	16		28		37		26.5		1.6	27	373	444	730	1070	
20	LM-20 UU	5	86.0	20		32	0	42		30.5		1.6	30.5	562	668	1010	1470	
25	LM-25 UU	6	210	25	0 -10	40	0 -16	59	0 -300	41	0 -300	1.85	38	15	1110	1170	2320	2970

Fuente: (IKONT, 2023).

Como se puede observar, el valor de la carga radial es menor que la máxima soportada por el rodamiento, y la carga axial es apta para el mecanismo dado que se desplaza en un máximo de 130 mm a velocidades de 60 rpm en el motor.

3.2.4 Selección de cojinetes de apoyo para ejes de desplazamiento axial en el mecanismo de seguidor de leva cilíndrica.

Para esta aplicación en particular, el peso total que debe soportar el mecanismo es de 912 gramos. Por lo tanto, el soporte que más se ajustó a esta aplicación es de SK8, teniendo en cuentas las características disponibles en la “Ficha técnica soporte eje SK8” (Adafruit, 2023):

Diámetro del eje = 8mm.

Ancho base = 12 mm.

Altura total = 32,8 mm.



Figura 3.36 Peso real mecanismo leva cilíndrica.

Fuente: Autores.

3.2.5 Selección de tornillos usados en el seguidor de leva cilíndrica.

▪ Tornillos sujeción en la viga del seguidor entre platinas y rodamientos:

Las chumaceras LM8UU, tienen un acoplamiento estándar de 4 tornillos de rosca milimétrica M5. Dada esta restricción mecánica, se analizó que el seguidor es soportado sobre 2 rodamientos axiales y a su vez sobre 8 tornillos M5 x 20 mm; los tornillos están sometidos a carga de apriete y tienen cabeza cilíndrica con ranura en acero clase 5.8 UNE ISO 898-1 recubrimiento cóncavo, de acuerdo con la “Ficha técnica apriete tornillos” (Industryall, 2023).

Tabla 3.8 Torque de servicios para tornillos en mm.

TORQUE DE SERVICIOS PARA TORNILLOS MILIMETRICOS (LIBRAS - PIES)				
DIAMETRO NOMINAL	PASO DE ROSCA	CLASE DE RESISTENCIA		
		5.8	8.8	10.9
5	0.8	2.0 - 2.6	3.0 - 3.8	4.2 - 5.7
6	1	3.4 - 4.4	5.0 - 6.7	7.3 - 9.9

Fuente: (Industryall, 2023).

▪ **Tornillos de sujeción de la viga del seguidor entre la platina y bloque central:**

Para este caso se considera que el bloque central se ubica sobre la platina de aluminio, y el acople es de contacto fijo sin movimiento relativo entre las partes. Por lo cual, se seleccionaron 2 tornillos de diámetro ¼ de pulgada con rosca ordinaria (Industryall, 2023).

Tabla 3.9 Torque de servicios para tornillos en pulgadas.

TORQUE DE SERVICIOS PARA TORNILLOS SERIE EN PULGADAS (LIBRAS - PIES)					
DIAMETRO NOMINAL	TIPO DE ROSCA		GRADO DE RESISTENCIA		
			Grado 2	Grado 5	Grado 8
1/4.	20	RO	5.0 - 6.0	7.9 - 9.0	11.0 - 13.0
	28	RF	5.8 - 7.0	8.8 - 10.0	12.7 - 14.0

Fuente: (Industryall, 2023).

Para un tornillo de ¼" rosca ordinaria de 28 hilos y grado 5, se tiene un torque 8 lb/ft. En este caso, se usaron 2 tornillos que realizan el esfuerzo de sujeción sobre la viga.

$$Torque = 8 \frac{Lb}{Ft} = 10,84 Nm \quad (3.49)$$

▪ **Tornillos de sujeción de los cojinetes de los ejes axiales:**

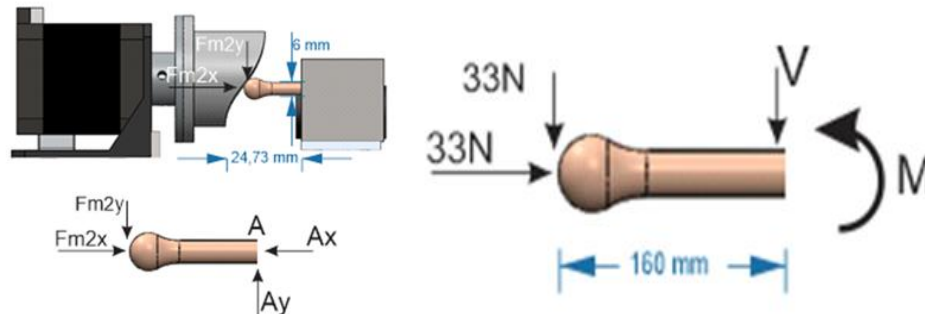
El diámetro recomendado para los tornillos del soporte SK8 elegidos para las barras de 8 mm, es de 4 mm. En este caso se usa 5 mm de acuerdo con la tabla de apriete de tornillos de m5 con cabeza con hueco pH y recubrimiento anclaje de acero clase 4,8 UNE ISO 898-I T985. Finalmente, el torque de apriete es de 0,29 Nm y el apoyo para el mecanismo de la leva cilíndrica se logró través de 8 tornillos.

3.2.6 Análisis de fuerzas cortante y momento flector de la punta seguidor.

Teniendo en cuenta que $F_{m2y} = 33N$ y $F_{m2x} = 33N$, se calculó el valor de A_x y A_y , y después se analizó el diagrama de corte para la sección parcial del seguidor hasta el punto.

$$\begin{aligned}\sum F_x &= 0 \\ -F_{m2x} - A_x &= 0 \\ A_x &= F_{m2x} = 33N\end{aligned}\quad (3.50)$$

$$\begin{aligned}\sum F_y &= 0 \\ -F_{m2y} + A_y &= 0 \\ A_y &= F_{m2y} = 33N\end{aligned}\quad (3.51)$$



a) Fuerzas de contacto presentes en la punta del seguidor leva cilíndrica. b) Diagrama de cuerpo libre con valores de fuerzas - Barra seguidor leva cilíndrica.

Figura 3.37 Diagrama de cuerpo libre y fuerzas de contacto presentes en la punta del seguidor leva cilíndrica.

Fuente: Autores.

$$\begin{aligned}\leq X &\leq 24,73mm \\ \sum F_y &= 0 \\ -33N - V &= 0 \\ V &= -33N\end{aligned}\quad (3.52)$$

$$\begin{aligned}\sum m &= 0 \\ m + 33N(x) &= 0 \\ m &= 33x(N)\end{aligned}\quad (3.53)$$

Por lo tanto, las cargas de fuerza cortante y momento flector fueron correctamente calculadas para el módulo de la leva cilíndrica.

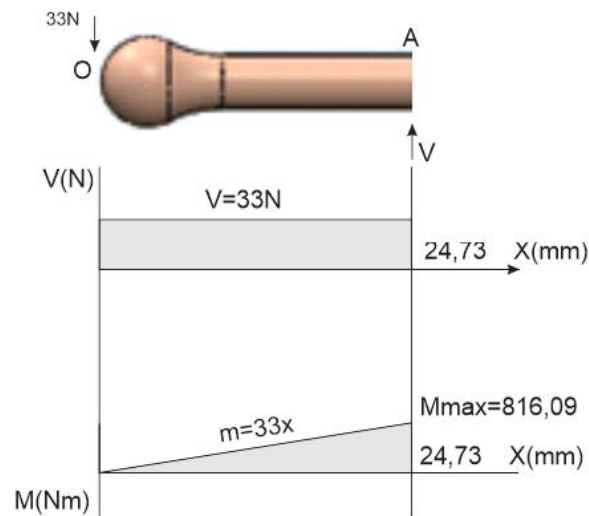


Figura 3.38 Diagrama de fuerzas cortantes y momento flector - Barra seguidor leva cilíndrica.

Fuente: Autores.

3.2.7 Selección de rosca para sujeción de la punta del seguidor al bloque central de desplazamiento del seguidor leva cilíndrica.

La punta del seguidor tiene un diámetro de 7 mm, por tal razón se estableció un diámetro de eje roscado de 6 mm.

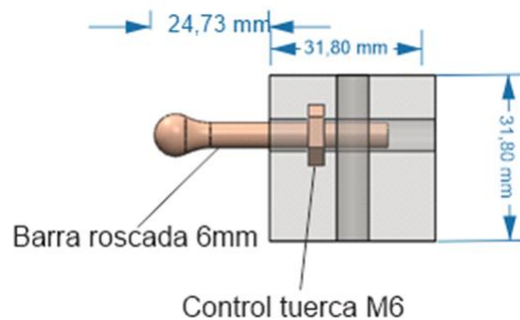


Figura 3.39 Esquema de dimensiones punta seguidor leva cilíndrica.

Fuente: Autores.

El torque de apriete según tablas para acero clase 4,8 ONE 898-I recubrimiento cromado, tiene: *Torque apriete M6 = 0,49 Nm*. La contratuerca de la barra roscada se colocó para evitar sobregiros de la punta del seguidor.

3.3 Análisis de fuerzas entre la punta del seguidor de la leva cilíndrica de 36 mm y 100mm.

3.3.1 Cálculo de fuerzas presentes netas dentro del sistema en condiciones estáticas de máxima aplicación de fuerzas en ascenso de leva para la pendiente mayor de la leva cilíndrica de 36 mm.

Como se analizó anteriormente, la fuerza que realiza el seguidor para subir por la pendiente de la leva de 36 mm es variable, y como se puede observar en la figura 3.40 y 3.41, el mayor ángulo de inclinación de subida en la leva es de $24,25^\circ$ respecto al eje X.

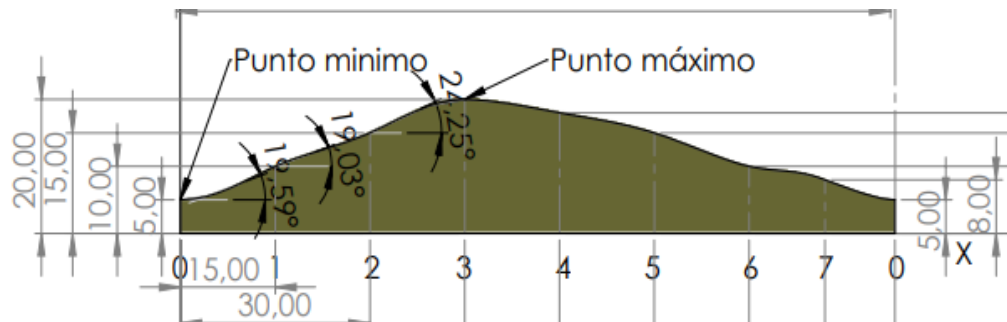


Figura 3.40 Plano leva paramétrica 36 mm.

Fuente: Autores.

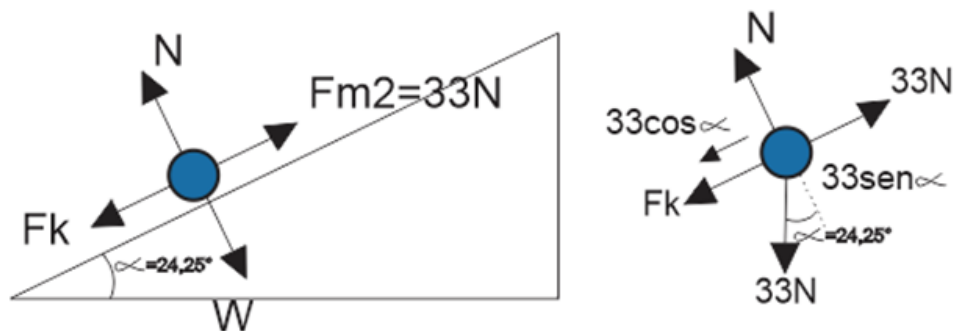


Figura 3.41 Diagrama de cuerpo libre fuerzas presentes leva cilíndrica 36 mm.

Fuente: Autores.

$$\sum F_x = 0$$

$$W - sen\alpha = 0$$

$$W = 33 \text{ sen } 24,25^\circ (N)$$

$$W = 13,55 \text{ N (Fuerza Normal)} \quad (3.54)$$

$$\sum Fy = 0$$

$$33 - 33 \cos\alpha - Fk = 0$$

$$Fk = 33 - 33 \cos 24,25^\circ (N)$$

$$Fk = 2,91N \quad (3.55)$$

3.3.2 Cálculo de fuerzas presentes netas dentro del sistema en condiciones estáticas de máxima aplicación de fuerzas de ascenso de leva para la pendiente mayor de la leva cilíndrica de 100 mm.

El cálculo de la fuerza máxima aplicada desde el seguidor hacia la leva cilíndrica de 100 mm, depende del máximo ángulo de inclinación del perfil de leva. Como se puede observar en la figura 3,43, el mayor ángulo de inclinación de subida en la leva es de 17,58° respecto al eje X.

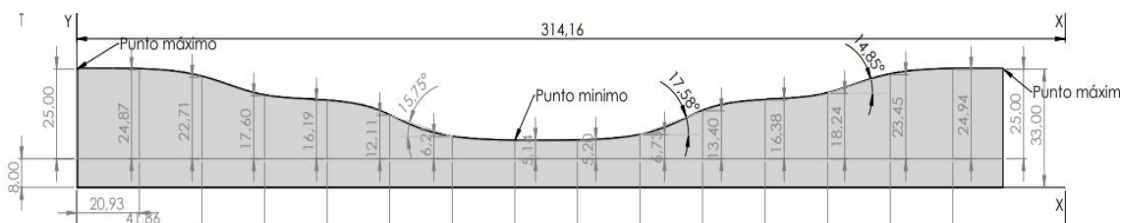


Figura 3.42 Plano leva paramétrica 100mm.

Fuente: Autores.

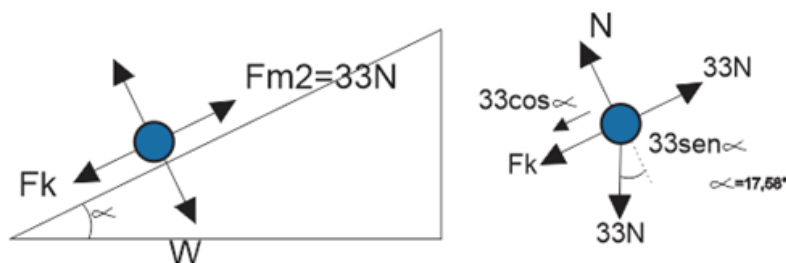


Figura 3.43 Diagrama de cuerpo libre fuerzas presentes leva cilíndrica 100mm.

Fuente: Autores.

$$\sum Fx = 0$$

$$W - \text{sen}\alpha = 0$$

$$W = 33 \text{ sen } 17,58^\circ (N)$$

$$W = 9,99 N \text{ (Fuerza Normal)} \quad (3.56)$$

$$\sum Fy = 0$$

$$33 - 33 \cos\alpha - Fk = 0$$

$$Fk = 33 - 33 \cos 17,58^\circ (N)$$

$$Fk = 1,54 N \quad (3.57)$$

De esta manera, se puede observar que Fk es la fuerza de subida que necesita el seguidor para superar la pendiente de la leva 100mm.

3.4 Análisis fuerzas para el mecanismo de leva radial.

3.4.1 Análisis fuerza cortante y momento flector para eje de rotación de la leva radial.

Como se analizó anteriormente para la leva radial, se tienen calculadas las fuerzas y el diagrama de cuerpo libre que los representa:

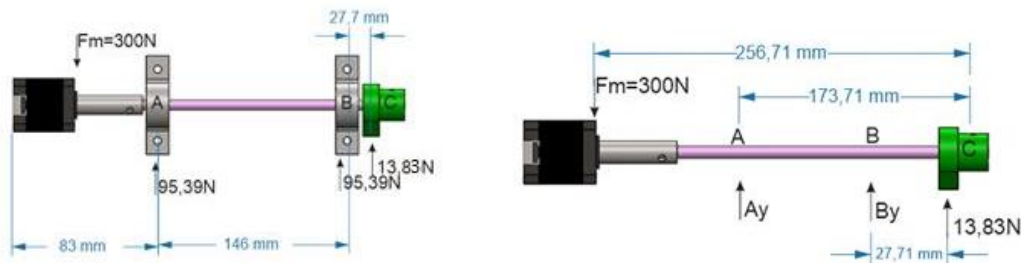


Figura 3.44 Mecanismo leva radial y fuerzas presentes.

Fuente: Autores.

$$\sum Fy = 0$$

$$Ay + By - 300 + 13,83 = 0$$

$$Ay = 286,17 - By \quad (1) \quad (3.58)$$

$$\sum Mc = 0$$

$$300 - (256,71) - Ay(173,71) - By(27,71) = 0$$

$$77013 - 173,71 Ay - 27,71 By = 0$$

$$173,71 Ay + 27,71 By = 77013 \quad (2) \quad (3.59)$$

Al reemplazar (3.58) en (3.59), se obtuvo:

$$173,71 (286,17 - By) + 27,71 By = 77013$$

$$49710,59 - 173,71 By + 27,71 By = 77013$$

$$49710,59 - 77013 = 146 By$$

$$By = \frac{-27302,41}{146} = -187,00 N \quad (3.60)$$

$$Ay = 286,17 - (-187)N = 473,17 N \quad (3.61)$$

Posteriormente, se calcularon las fuerzas cortantes y momento flector en el sector o – a.

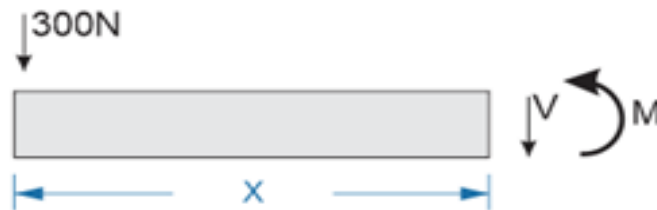


Figura 3.45 Diagrama de fuerzas cortantes y momentos flectores.

Fuente: Autores.

$$0 \leq X \leq 83 \text{ mm}$$

$$\sum Fy = 0$$

$$-300 - V = 0$$

$$V = -300 N \quad (3.62)$$

$$\sum M = 0$$

$$m + 300 (X) = 0$$

$$m = -300 X (Nmm) \quad (3.63)$$

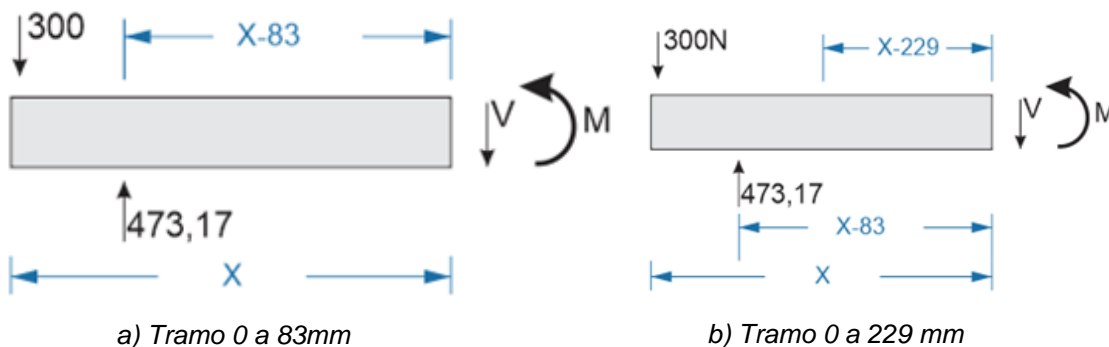


Figura 3.46 Diagrama cuerpo libre mecanismo leva radial.

Fuente: Autores.

Análisis de sector a-b:

$$83 \leq X \leq 229 \text{ mm}$$

$$\sum Fy = 0$$

$$-300 + 473,18 - V = 0$$

$$V = 173,17 \quad (3.64)$$

$$\sum M = 0$$

$$M - 300 X - 473,17(X - 83) = 0$$

$$M + 300X - 473,17X + 39273,11 = 0$$

$$M - 173,17 X + 39273,11 = 0$$

$$M = 173,17 X - 39273,11 \quad (3.65)$$

Análisis de sector b-c:

$$\sum Fy = 0$$

$$-300 + 473,17 - 187 - V = 0$$

$$V = -13,81 \quad (3.66)$$

$$\sum M = 0$$

$$300 X - 473,17(X - 83) + 187(X - 229) + M = 0$$

$$300 C - 473,17 X + 39273,11 + 187 X - 42823 + M = 0$$

$$13,83 X - 3550 + M = 0$$

$$M = 3550 - 13,83 X \quad (3.67)$$

De esta manera, se concluyó el análisis de fuerzas para el eje de relación de la leva radial, garantizando el completo equilibrio.

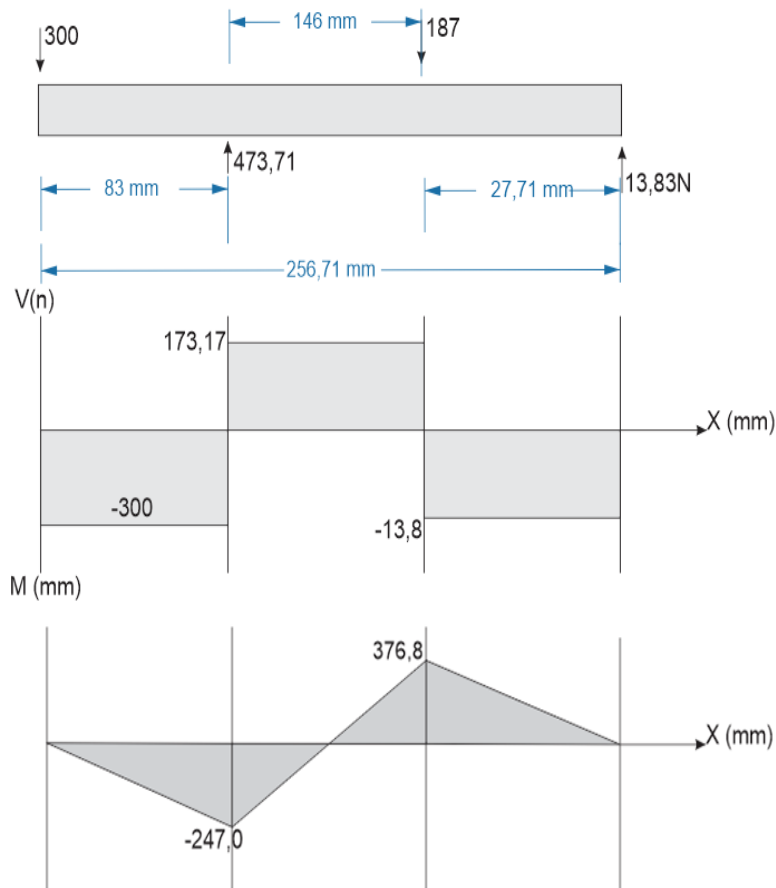


Figura 3.47 Diagrama de fuerzas cortantes y momentos flectores.

Fuente: Autores.

3.4.2 Análisis de fuerzas cortantes y momento flector de la punta del seguidor leva radial.

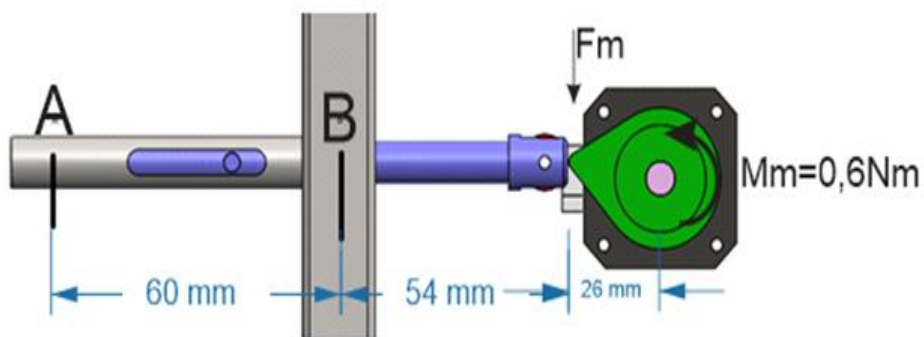


Figura 3.48 Esquema de dimensiones y fuerzas seguidor y leva radial.

Fuente: Autores.

En primer lugar, se calculó la fuerza tangencial de contacto de la leva con la punta del seguidor contacto F_m (ver 3.68). El diámetro ($d = 26 \text{ mm}$) se pasó a metros y quedó como 0.026 m , como se muestra en la figura 3.48, y T corresponde al torque.

$$T = F \cdot d$$

$$F_m = \frac{T}{d} = \frac{Mm}{d} = \frac{0,6}{0,026} = 23,07 \text{ N} \quad (3.68)$$

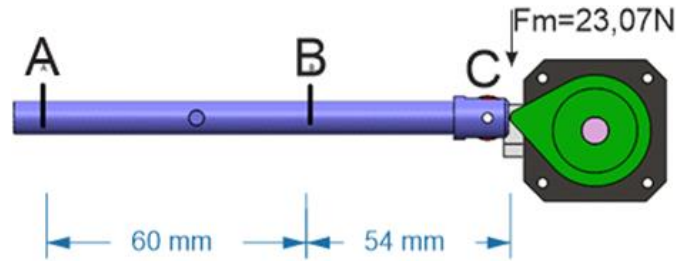


Figura 3.49 Fuerzas presentes entre punta seguidor y leva radial.

Fuente: Autores.

$$\sum F_y = 0$$

$$A_y + B_y - 23,07 = 0$$

$$A_y + B_y = 23,07 \quad (3.69)$$

$$\sum M = 0$$

$$-A_y(114) - B_y(54) = 0$$

$$114 A_y = -B_y(54)$$

$$A_y = \frac{-54}{114} B_y = -0,473 B_y \quad (3.70)$$

Al reemplazar Ecu. 3.185 en Ecu. 3.180, se obtuvo:

$$A_y + B_y = 23,07$$

$$-0,473 B_y + B_y = 23,07$$

$$0,526 B_y = 23,07$$

$$B_y = \frac{23,07}{0,526} = 43,85 \text{ N} \quad (3.71)$$

$$A_y = -0,473 B_y = -0,473(43,85) = -20,74 \text{ N} \quad (3.72)$$

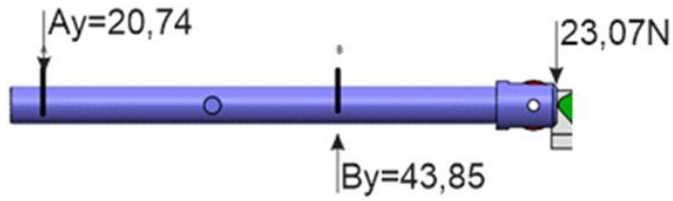


Figura 3.50 Fuerzas presentes halladas entre punta seguidor y leva radial.

Fuente: Autores.

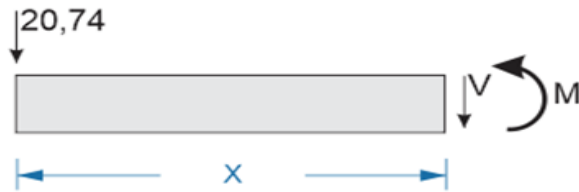


Figura 3.51 Diagrama de cuerpo libre barra seguidor leva radial.

Fuente: Autores.

$$\sum F_y = 0$$

$$-20,74 - V = 0$$

$$V = -20,74 \text{ N} \quad (3.73)$$

$$\sum M = 0$$

$$M + 20,74(X) = 0$$

$$M = -20,74 X \quad (3.74)$$

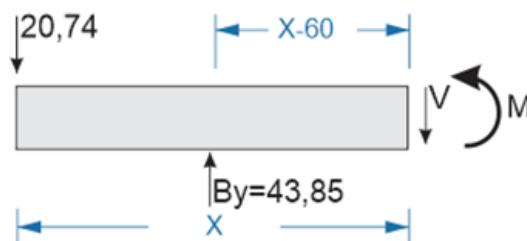


Figura 3.52 Diagrama cuerpo libre mecanismo seguidor leva radial tramo 0 a 60mm.

Fuente: Autores.

$$60 \leq X \leq 114 \text{ mm}$$

$$\sum F_y = 0$$

$$-20,74 + 93,85 - V = 0$$

$$V = 23,11 \text{ N} \quad (3.75)$$

$$\sum M = 0$$

$$20,74(X) - 43,85(X - 60) + m = 0$$

$$20,74 X - 43,85 X + 2631 + m = 0$$

$$-23,11 X + 2631 + m = 0$$

$$m = 23,11 X - 26,31 \text{ (Nmm)} \quad (3.76)$$

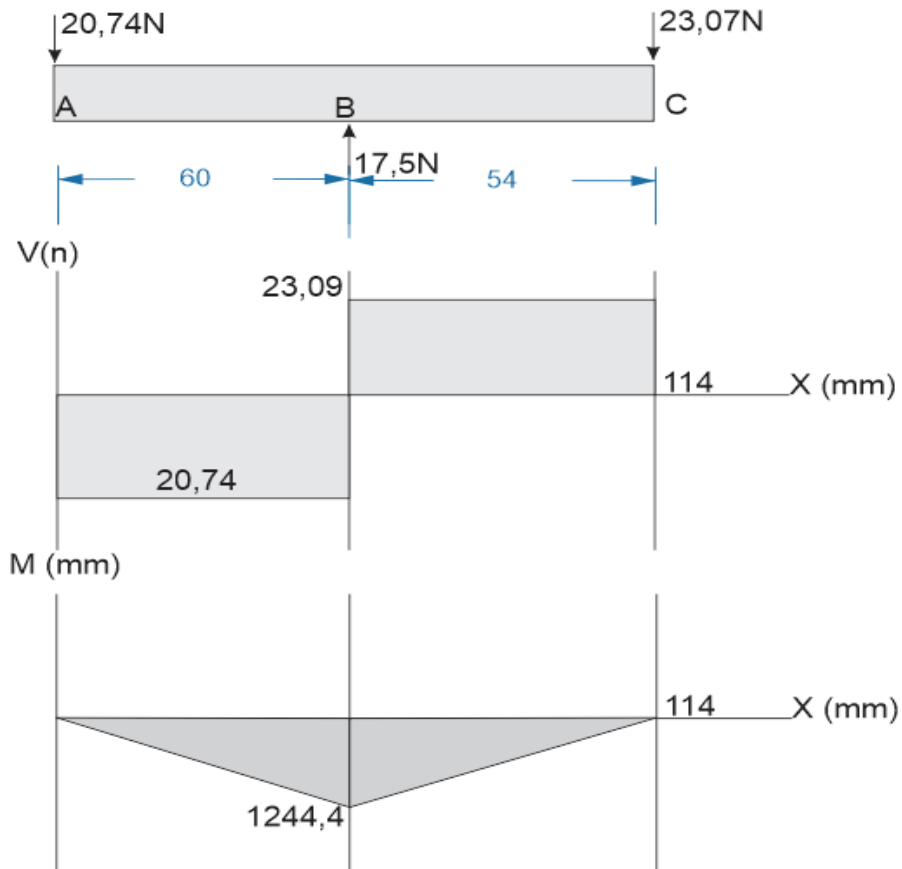


Figura 3.53 Diagrama de fuerzas cortantes y momentos flectores.

Fuente: Autores.

En este orden de ideas, el diagrama se encuentra en completo equilibrio estático al calcularlo con la carga máxima de fuerza del motor de leva radial.

3.4.3 Selección de rodamientos para las fuerzas axiales y radiales presentes en el mecanismo de seguidor leva radial.

Para esta aplicación se tiene un diámetro de eje de 8 mm, y se debe soportar un peso total del mecanismo de eje, rodamientos leva y motor, de 838 g. Dado que en el mercado local

es difícil conseguir una chumacera de pedestal para 8 mm, cada soporte de rodamiento se diseñó de forma artesanal a través de procesos de metalurgia. La base se diseñó con rodamientos de bolas sellados referencia 608RS, y se montaron en un buje de diámetro 27,66 mm con profundidad de 17 mm y ángulos de $\frac{5}{8}''$ en ambos lados, con el fin de generar el ajuste por tornillos. Datos: *Diámetro eje = 8mm* y *Ancho base = 17mm*.



Figura 3.54 Rodamiento de bolas estándar 1 línea.

Fuente: (SKF, 2023).

La selección del rodamiento se realizó con base en su carga estática, que tiene un valor de 1,37 KN con una máxima velocidad límite de 22000 rpm; en este caso la carga es de 838 g (8,20 N). Por lo tanto, el rodamiento es apto para la función de carga estática y dinámica. Los datos utilizados para realizar los cálculos fueron tomados como referencia de la “Ficha técnica rodamiento 608RS” (SKF, 2023).

3.4.4 Selección de tornillos usados en el seguidor de leva radial.

Los tornillos usados en este mecanismo de leva radial contemplan la unión del motor eje con chumacera y soporte del seguidor de leva, que están soportados en un tubo cuadrado de 20 x 20 mm, el cual es el tamaño límite de anchura de posición de los tornillos.

- **Tornillos de acople en chumaceras de rodamientos 608RS.**

El mecanismo de eje de leva radial está soportado sobre dos soportes y cada uno cuenta con dos tornillos pasantes, ubicados en el tubo cuadrado de 20 x 20mm. El peso del mecanismo es de 858 g, y se puede expresar como una fuerza en el sentido de la fuerza de gravedad de la configuración del mecanismo.

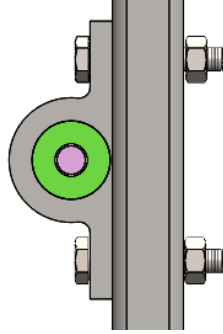


Figura 3.55 Vista sección chumacera de soporte eje leva radial.

Fuente: Autores.

Al contemplar toda la fuerza del peso sobre un solo tornillo, se debe seleccionar un tornillo con la capacidad de soportar el peso W , que actúe como carga cortante en el tornillo ($W = 8,20 N$). Por lo tanto, se comprobó que el esfuerzo en dirección normal al eje del tornillo, sea inferior a la resistencia por cortante del tornillo, tomando como referencia el material de “Uniones estructuras metálicas grado ingeniería obras públicas” (UDC, 2023).

$F_{v,Ed} \leq F_{v,Rd} \rightarrow$ Resistencia por cortante.

Al pasar por la parte sin rosca se aplica la siguiente ecuación:

$$F_{v,Rd} = \frac{0,6 \times F_{ub} \times A_n}{GM2} \quad (3.77)$$

Al pasar por la parte de la rosca se aplica la siguiente ecuación:

$$F_{v,Rd} = \frac{0,6 \times F_{ub} \times A_s \times N}{GM2} \quad (3.78)$$

En el caso de que el esfuerzo pase por la rosca, se considera la siguiente nomenclatura (Guardiola Vállora, 2012):

F_{ub} : Tensión última a tracción del tornillo.

h : número de planos de corte.

A_s : Área parte de la rosca.

$GM2$: Coeficiente de minoración del acero estructural para uniones = 1,25.

Para determinar F_{ub} (Tensión última a tracción del tornillo) es necesario realizar una comprobación para un tornillo grado 4,6 de diámetro $\frac{1}{4}$ de pulgada, rosca ordinaria

cincado. De acuerdo al libro de “Diseño y cálculo de uniones con tornillos no pretensados” (Guardiola Villora, 2012), se obtuvo la tabla 3.10:

Tabla 3.10 Simple cortadura acero y tornillos.

Tabla 2. SIMPLE CORTADURA: $n = 1$

ACERO			ACERO 4.6	ACERO 5.6	ACERO 6.8	ACERO 8.8	ACERO 10.9
TORNILLOS	d(mm)		$f_{ub} = 400N/mm^2$	$f_{ub} = 500N/mm^2$	$f_{ub} = 600N/mm^2$	$f_{ub} = 800N/mm^2$	$f_{ub} = 1000N/mm^2$
			M 10	10	78	12 480 N	15 600 N
M 12	12	113	18 080 N	22 600 N	27 120 N	36 160 N	45 200 N
M 16	16	201	32 160 N	40 200 N	48 240 N	64 320 N	80 400 N
M 20	20	314	50 240 N	62 800 N	75 360 N	100 480 N	125 600 N
M 24	24	452	72 320 N	90 400 N	108 480 N	144 640 N	180 800 N

Fuente: (Guardiola Villora, 2012).

Se utilizó el M10 como referencia cercana al tornillo de ¼ de pulgada, con grado 4,6 donde el F_{ub} seleccionado es $400 N/mm^2$.

- ✓ N se determinó como un solo plano de corte $n=1$ en la rosca.
- ✓ As se obtuvo de tablas [2] de diámetro y área roscada unificados de tornillo UNC Y UNF AS para un diámetro ¼" es $0,0269 Pulg^2$ o $17,35 mm^2$.

Para el tornillo seleccionado tenemos por tablas el esfuerzo de cortante $F_{v,ed}$ [2] de la tabla especificaciones SAE para pernos de acero de diámetro ¼ pulg de 60 KPSI o 413,68 MPa. Con los elementos definidos se reemplazó en (3.78):

$$F_{v,Rd} = \frac{0,6 F_{vb} \times A_s \times N}{GM2} = \frac{0,6(400) \times 17,35 \times 1}{1,25} = \frac{4162}{1,25} = 3331,2 N = 3,33 KN$$

La fuerza $F_{v,Rd}$ corresponde a la fuerza que soporta a cortante el tornillo con especificaciones, que si se analiza se concluye que sí es menor a la fuerza de todo el mecanismo $W = 8,2 N$ y este mecanismo se soporta sobre 4 unidades de tornillos.

▪ **Tornillos acople entre motor y eje central.**

Teniendo en cuenta el mismo valor de fuerza resistencia al cortante $F_{v,Rd}$, se analizó que para este caso son dos tornillos los que sujetan todo el mecanismo. Como se puede ver, la carga es de 8,2 W, dado esto la carga es inferior para la máxima soportada en los tornillos del motor.

3.4.5 Análisis de fuerzas y momentos resultantes entre la punta del seguidor y la leva radial de 30 mm.

Para este caso se analizó el contacto entre leva y seguidor la leva, que corresponde a una máxima radial 36 mm y una mínima consentida de 27,20 mm, es decir, 2 estados de presión entre el seguidor y la leva.

- **Cálculo de fuerzas presentes netas dentro del sistema en condiciones estáticas simples de leva en reposo sobre el diámetro mínimo de 27,20 mm.**

La fuerza presente en el mecanismo de leva radial corresponde a la fuerza de contacto que hace que el resorte se mantenga presionado al mecanismo como se observa en la figura 3.56. De acuerdo a los cálculos del resorte de leva radial, se tiene una longitud libre de 78,81 mm y una longitud de esfuerzo de 53 mm, como se puede observar en la figura 3.57.

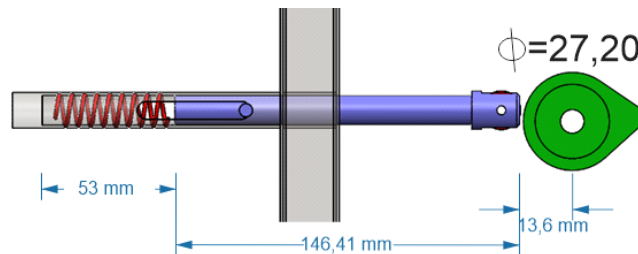


Figura 3.56 Vista interna mecanismo de resorte leva radial.

Fuente: Autores.

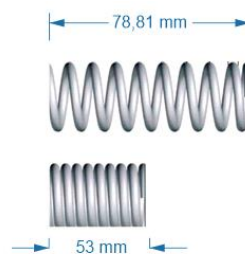


Figura 3.57 Deformación del resorte seguidor de leva radial.

Fuente: Autores.

$$L = 78,81 - 53 \text{ mm}$$

$$\Delta L = 25,81 \text{ mm} \quad (3.79)$$

Se aplicó la ley de Hooke usando como referencia el valor de la constante K calculado anteriormente $K = 0,210 \text{ N/mm}$.

$$F = -K\Delta L = -(0,210)(25,81) = -5,42 \text{ N} \quad (3.80)$$

Por lo tanto, en condiciones estáticas de contacto de la leva con el diámetro menor y el seguidor, el resorte aplica una fuerza de contacto de 5,42 N. De acuerdo con esto, se calculó la fuerza (F) que debe aplicar el motor mínimo para mover el mecanismo, y para ello se halló primer la fuerza de fricción (F_r) presente entre la leva y el seguidor.

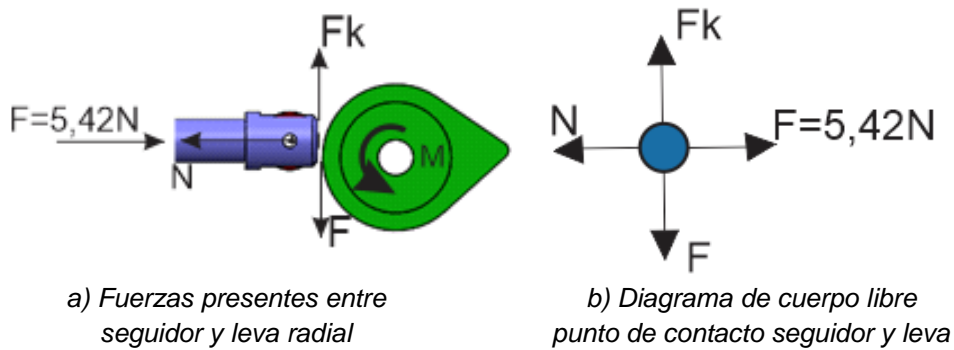


Figura 3.58 Esquema de fuerzas presentes entre seguidor y leva radial.

Fuente: Autores.

$$\begin{aligned} \sum F_x &= 0 \\ -N + F &= 0 \\ F &= N \\ N &= 5,42 \text{ N} \end{aligned} \quad (3.81)$$

De acuerdo con el libro de “Física universitaria volumen 1” (Zemansky, 2009), el coeficiente de fricción de acero sobre acero de $W_r = 0,57$.

$$\begin{aligned} F_k &= W_r \cdot N \\ F_k &= 0,57 \times 5,42 \text{ N} \\ F_k &= 3,089 \text{ N} \end{aligned} \quad (3.82)$$

$$\begin{aligned} \sum F_y &= 0 \\ F_k - F &= 0 \\ -F &= F_k \\ F &= 3,089 \text{ N} \end{aligned} \quad (3.83)$$

Es decir, el mecanismo debe ejercer una fuerza superior de resistencia de fricción de 3,089 N en el torque del motor, por lo tanto el torque mínimo que le corresponde se puede ver en (3.84).

$$M = F \cdot d = 3,029 \text{ N} \times 13,6 = 42,01 \text{ Nmm} \quad (3.84)$$

▪ **Cálculo de fuerzas presentes netas dentro del sistema en condiciones estáticas de máxima aplicación de fuerza**

Se realizó el mismo procedimiento anterior, es decir, se calculó la mayor fuerza que aplica el resorte cuando al seguidor y la leva está en el diámetro máximo de contacto como se ve en la figura 3.59. Para este caso el resorte tiene una $\Delta L = 78,81 - 40 = 38,81 \text{ mm}$, e igualmente se utilizaron los mismos datos de referencia el apartado anterior.

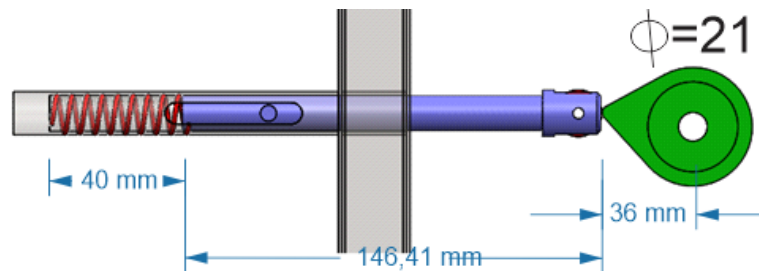
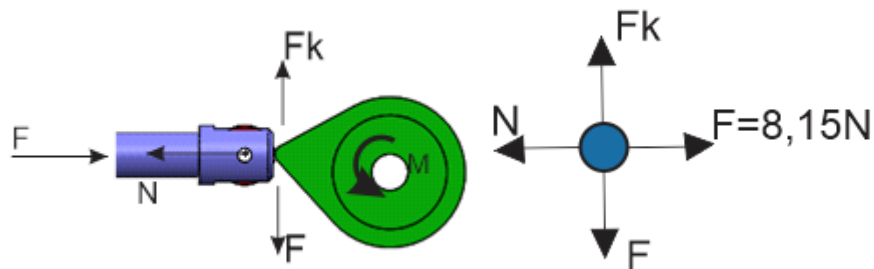


Figura 3.59 Esquema de dimensiones mecanismo resorte comprimido leva radial.

Fuente: Autores.

$$F = -K\Delta L = -0,210 \times 38,81 = -8,15 \text{ N} \quad (3.85)$$

Es decir, las condiciones estáticas de contacto de la leva y el seguidor cuando el diámetro de leva es máximo la fuerza son 8,15 N en el contacto de los elementos.



a) Fuerzas presentes entre seguidor y leva radial estado comprimido.

b) Diagrama de cuerpo libre punto de contacto con resorte comprimido.

Figura 3.60 Esquema de fuerzas presentes entre seguidor y leva radial en estado comprimido.

Fuente: Autores.

Se utilizó el mismo coeficiente de fricción dinámico $W_r = 0,57$ (Zemansky, 2009), para calcular las fuerzas presentes según el diagrama e cuerpo libre (figura 3.60 b).

$$\begin{aligned}\sum F_x &= 0 \\ -N + F &= 0 \\ F = N &= 8,15N\end{aligned}\tag{3.86}$$

$$F_k = W_k \cdot N = 0,57 \times 8,15 = 4,64 N\tag{3.87}$$

$$\begin{aligned}\sum F_y &= 0 \\ Fr - F &= 0 \\ Fr = F &= 4,64 N\end{aligned}\tag{3.88}$$

Calculando el momento que debe ejercer el motor para lograr mover el mecanismo, se tiene:

$$M = F \cdot d = 4,64N \times 21 = 97,55 Nmm\tag{3.89}$$

Esta fuerza es mayor que la de reposo estático en el diámetro mínimo de contacto entre leva y seguidor, pero no es lo suficientemente grande para superar el torque del motor de 0,6 Nm.

3.5 Análisis mecánico por SolidWorks para la estructura de soporte de seguidor de leva cilíndrica y radial.

Finalmente, se realizó el análisis de cargas de simulación estática usando el software SolidWorks en su versión "Premium 2022". El análisis se realizó bajo criterios de acondicionamiento de juntas de aplicación de cargas, definición de anclaje fijo de la estructura, definición de las cargas presentes provenientes de los pesos de los mecanismos de leva cilíndrica y radial, de las fuerzas que ejercen los resortes y motores en sus condiciones máximas de trabajo, la orientación de las fuerzas en los ejes cartesianos, agregado de la fuerza de gravedad para que la simulación entienda el plano normal de trabajo de la estructura y contemple su peso con la definición del material estructural de construcción ASTM A36 para esta caso.

Tipo de perfil: cuadrado de 20x20mm C: 1.5mm

- Material: ASTM A36
- Juntas fijas: 4
- Juntas de carga: 11
- Soldadura: Cordones de soldadura de la estructura metálica en SolidWorks en material de aporte 6013 con catetos de 2 a 5mm.
- Juntas totales: 24
- Peso estructura: 14kg

Las cargas necesarias fueron calculadas a lo largo del capítulo de ingeniería, y las fuerzas fueron expresadas en el sistema internacional de medidas para efectos de los cálculos de simulación del programa. Las cargas se pueden apreciar claramente en el diagrama 3.61.

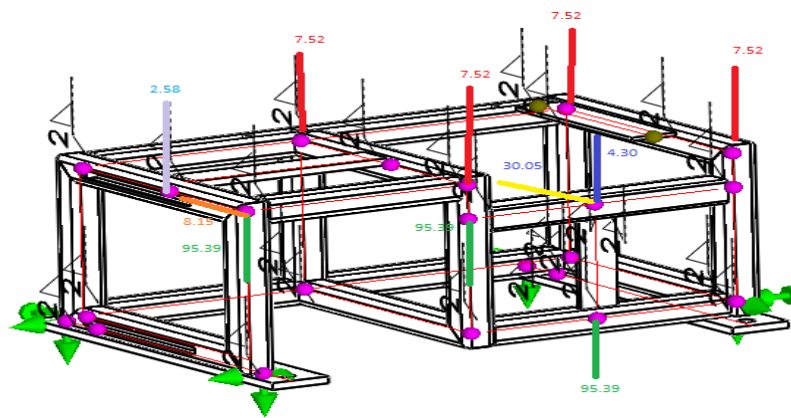


Figura 3.61 Fuerzas totales ubicadas en la estructura de soporte para simulación mecánica.

Fuente: Autores.

La identificación de las cargas y su eje de actuación se pueden observar en la tabla 3.11.

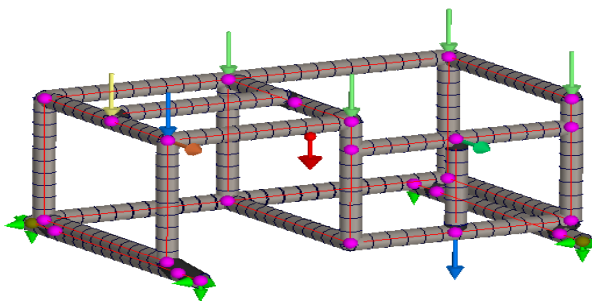
Tabla 3.11 Valor de carga y eje de carga por ítem.

N°	DESCRIPCIÓN	VALOR CARGA (N)	EJE DE CARGA
1	Peso mecanismo leva cilíndrica	7.52	Eje z
2	Peso mecanismo leva cilíndrica	7.52	Eje z
3	Peso mecanismo leva cilíndrica	7.52	Eje z
4	Peso mecanismo leva cilíndrica	7.52	Eje z
5	Fuerza de empuje del motor de leva cilíndrica	30.05	Eje y

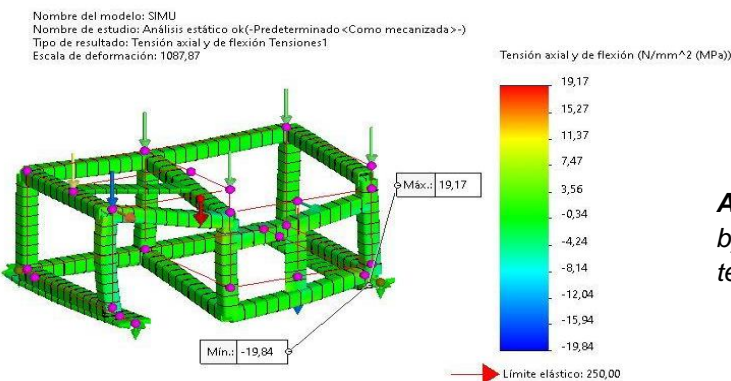
6	Peso del motor y leva cilíndrica	4.30	Eje z
7	Peso mecanismo leva radial	95.39	Eje z
8	Peso mecanismo leva radial	95.39	Eje z
9	Peso mecanismo leva radial	95.39	Eje z
10	Peso mecanismo seguidor leva radial	2.58	Eje z
11	Fuerza de empuje del mecanismo seguidor	8.15	Eje y

Fuente: Autores.

En SolidWorks se obtuvieron los resultados de esfuerzos de tensiones, análisis de desplazamientos y factor de seguridad de la estructura. Una vez puestas todas las cargas en la estructura de simulación se agregó la malla para el análisis. Estos resultados se pueden observar en las figura 3.62. En la figura 3.63 se pueden ver las medidas finales de la estructura diseñada y en la figura 3.64 se puede apreciar el diseño final del banco didáctico en diferentes vistas. Es importante señalar que en el [ANEXO A](#) se puede encontrar el diseño explosionado que representa cada una de las partes que componen todo el banco didáctico.



a) Mallado de estructura metálica con fuerzas totales para simulación



Análisis de fuerzas de tensión:
 b) Diagrama de deformación de tensión axial y de flexión

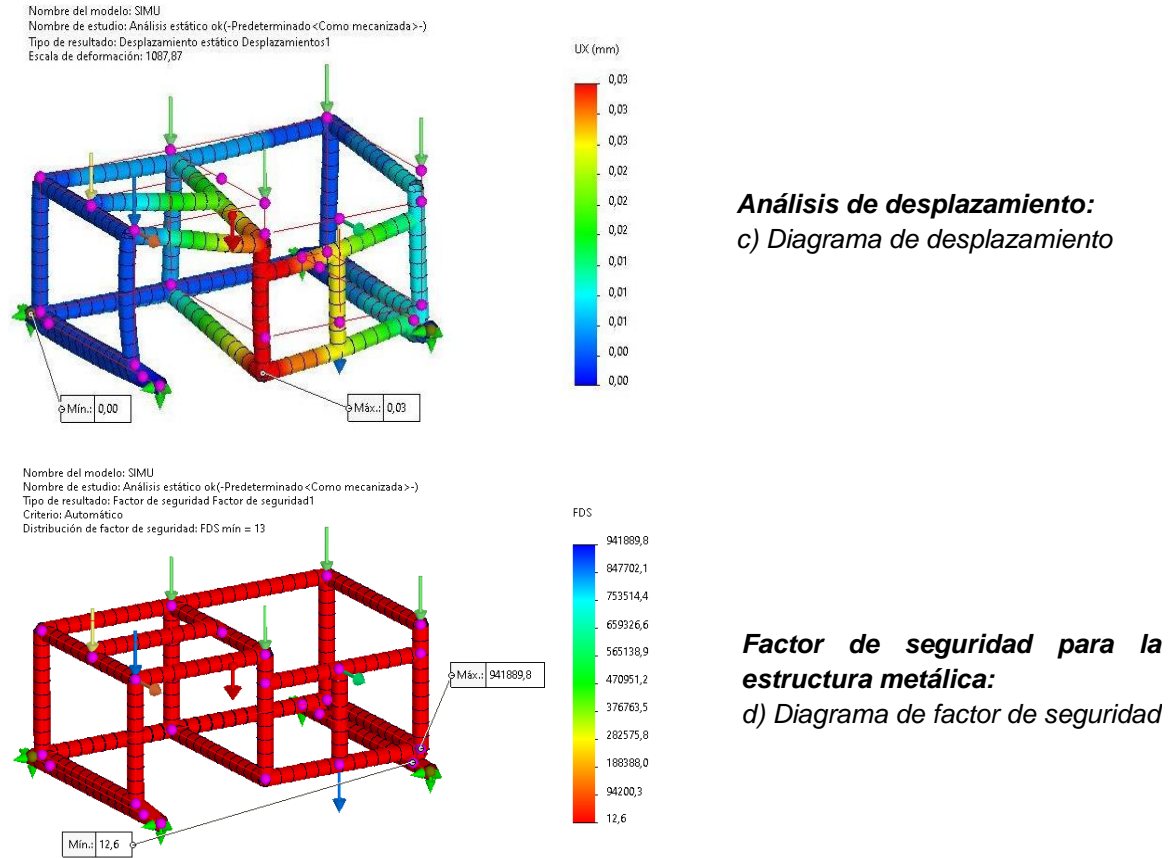


Figura 3.62 Resultados de análisis mecánico en SolidWorks

Fuente: Autores.

3.6 Diseño final en SolidWorks del sistema de leva cilíndrica y radial integrado en banco didáctico.

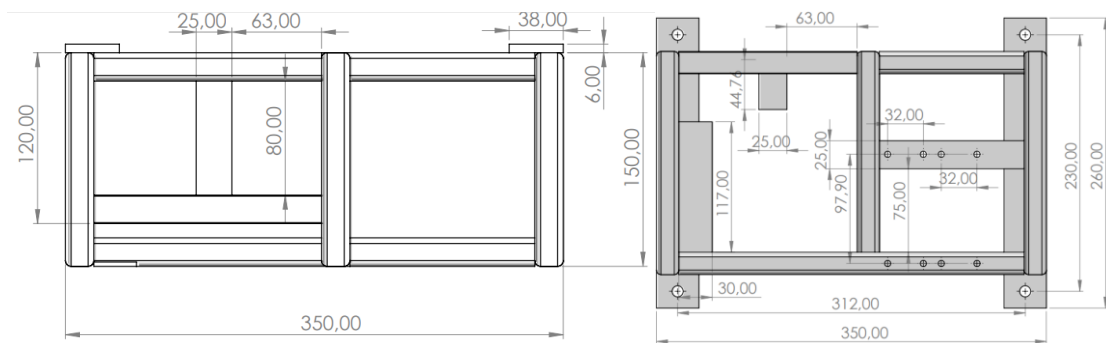
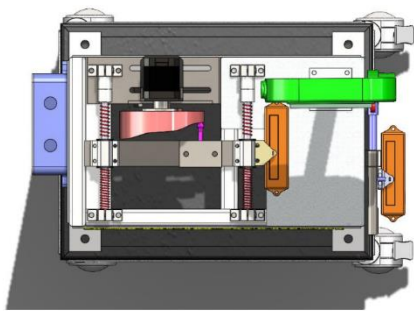
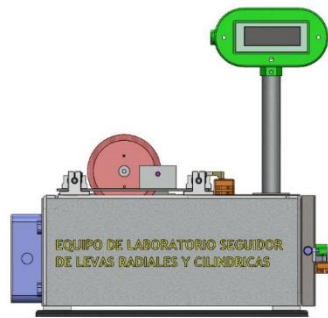


Figura 3.63 Medidas finales de la estructura del banco didáctico.

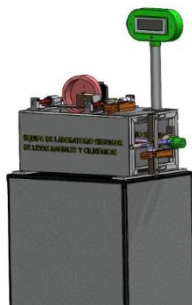
Fuente: Autores.



a) Vista superior – Sistema de leva cilíndrica



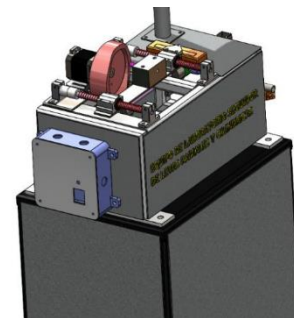
b) Vista frontal del banco didáctico con su nombre oficial



c) Vista lateral – Sistema de leva cilíndrica y radial



d) Vista completa del banco didáctico con rodachines



e) Vista lateral izquierda – Sistema de leva cilíndrica

Figura 3.64 Diseño final de la plataforma en SolidWorks en diferentes vistas .

Fuente: Autores.

Es importante señalar que los planos completos y oficiales de todo el diseño realizado, se cuenta disponible en el siguiente [repositorio](#).


4. Construcción del sistema

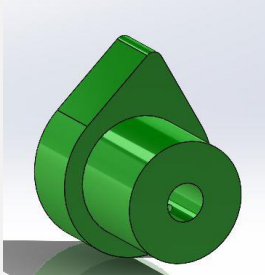
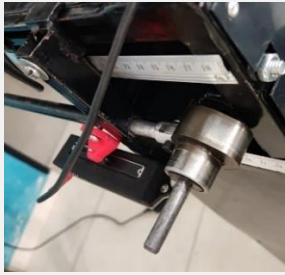
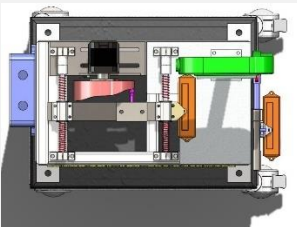
En el capítulo anterior se llevó a cabo todo el proceso de diseño de ingeniería del banco didáctico, contemplando los cálculos y el diseño en SolidWorks. Por lo tanto, una vez diseñadas cada una de las partes, se procedió a ejecutar una de las etapas más importantes: la construcción y ensamble del prototipo. En el [ANEXO B](#) se encuentra disponible la tabla de los materiales necesarios para realizar la construcción del banco, y en la tabla 4.1 se puede observar en detalle cómo fue ensamblada cada parte del banco, y finalmente se presenta el resultado final.

4.1 Construcción y ensamblaje.

Tabla 4.1 Paso a paso de construcción y ensamblaje de piezas del banco.

Pasos	Descripción	Diseño 3D	Fabricación
Construcción sistema de leva radial			
1	Se soldó cada parte de la estructura de acero	 <p>Figura 4.1 Diseño de estructura en 3D.</p> <p>Fuente: Autores.</p>	 <p>Figura 4.2 Estructura soldada y ensamblada.</p> <p>Fuente: Autores.</p>
2	Se soldó el tubo de acero rectangular con el tubo de hierro circular		

		<p>Figura 4.3 Diseño tubo rectangular en 3D.</p> <p>Fuente: Autores.</p>	<p>Figura 4.4 Tubo rectangular fabricado junto con tornillo.</p> <p>Fuente: Autores.</p>
3	<p>Se imprimió la pieza en 3D, que va unida con el seguidor de la leva radial</p>	 <p>Figura 4.5 Pieza 3D unida a la leva radial.</p> <p>Fuente: Autores.</p>	 <p>Figura 4.6 Pieza impresa en 3D ensamblada en la leva.</p> <p>Fuente: Autores.</p>
4	<p>Se realizó la unión del eje con las chumaceras</p>	 <p>Figura 4.7 Diseño 3D unión de eje con chumaceras.</p> <p>Fuente: Autores.</p>	 <p>Figura 4.8 Unión real entre ejes y chumaceras.</p> <p>Fuente: Autores.</p>
5	<p>Se unió el motor con el eje</p>	 <p>Figura 4.9 Diseño 3D unión entre el eje con el motor.</p> <p>Fuente: Autores.</p>	 <p>Figura 4.10 Unión física entre el eje con el motor.</p> <p>Fuente: Autores.</p>

6	Se unió la leva radial con su seguidor	 <p data-bbox="727 527 1036 590">Figura 4.11 Diseño 3D de la leva radial.</p> <p data-bbox="776 606 987 638">Fuente: Autores.</p>	 <p data-bbox="1109 527 1385 590">Figura 4.12 Leva radial fabricada e instalada.</p> <p data-bbox="1141 606 1352 638">Fuente: Autores.</p>
Construcción sistema de leva cilíndrica			
7	Se realizó la unión del bloque con el seguidor, soporte de aluminio, barras, resortes y motor con soporte.	 <p data-bbox="727 989 1036 1052">Figura 4.13 Diseño 3D sistema de leva cilíndrica.</p> <p data-bbox="776 1068 987 1100">Fuente: Autores.</p>	 <p data-bbox="1076 989 1417 1052">Figura 4.14 Sistema de leva cilíndrica ensamblado.</p> <p data-bbox="1141 1068 1352 1100">Fuente: Autores.</p>

Fuente: Autores.

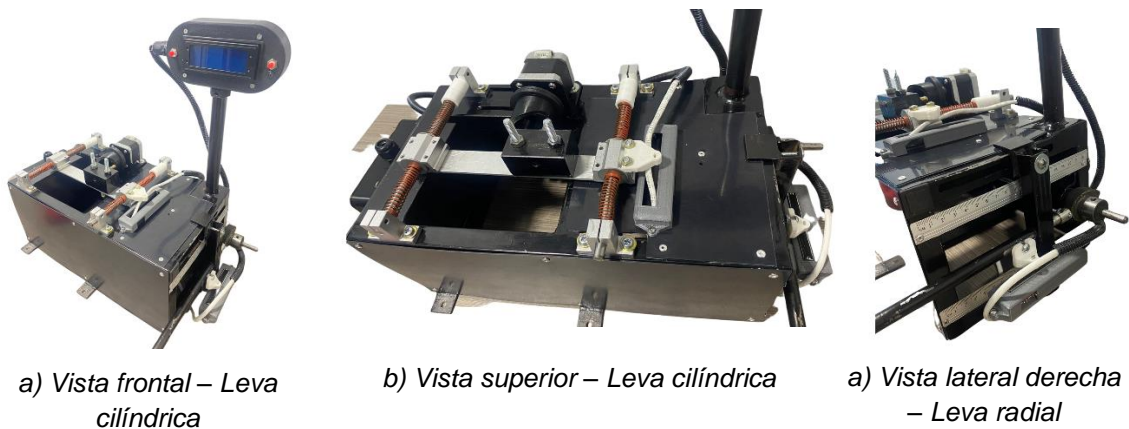


Figura 4.15 Resultado final de construcción en diferentes vistas

Fuente: Autores.

Es importante señalar que en el siguiente [repositorio](#), se puede acceder a todo el material fotográfico el sistema construido con cada una de sus partes.

5. Resultados y validación

En el capítulo anterior se llevó a cabo el proceso de construcción y ensamblaje de cada elemento que conforma el banco didáctico. Por lo tanto, en este último capítulo se aborda la fase final de desarrollo de la herramienta interactiva, donde se comprueba el funcionamiento y se presentan los resultados obtenidos.

5.1 Diagrama de bloques de funcionamiento.



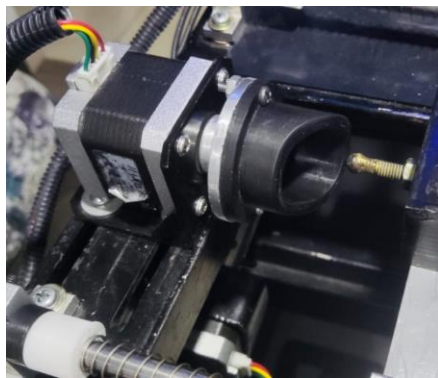
Figura 5.1 Diagrama de bloques – Funcionamiento del sistema.

Fuente: Autores.

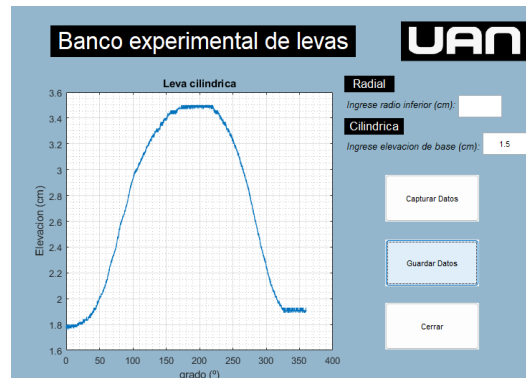
Como se puede observar en el diagrama de la figura 5.1, se muestra el paso a paso de funcionamiento del banco interactivo. Es de suma importancia señalar que los resultados que se muestran a continuación integran el resultado del diseño mecánico, en conjunto

con el sistema electrónico diseñado por los estudiantes de Ingeniería Electrónica (Castro Diaz & Olaya Mogollón, 2022), como también el uso del software desarrollado por ellos (disponible en el siguiente [enlace](#)). En la figura 5.2 y 5.3 se muestra el resultado obtenido de la medición de 1 leva cilíndrica de 36 mm y 1 leva radial de 27, siguiendo los pasos de funcionamientos de la figura 5.1, y en el [ANEXO C](#) se muestran 2 resultados adicionales con levas de 60 mm (cilíndrica) y 34 mm (radial), junto con las gráficas de desplazamiento, velocidad y aceleración lineal. Por último, en este [enlace](#) se encuentra un video funcional.

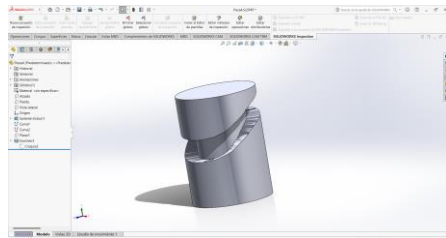
5.2 Prueba con una leva radial de 36 mm de radio.



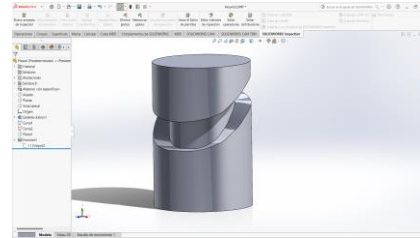
a) Leva cilíndrica física a medir



b) Resultado de medición en software



c) Diseño generado en SolidWorks con los datos exportados.



d) Diseño final con ajuste generado respecto al croquis en SolidWorks.



e) Leva de 36 mm impresa en 3D – vista 1

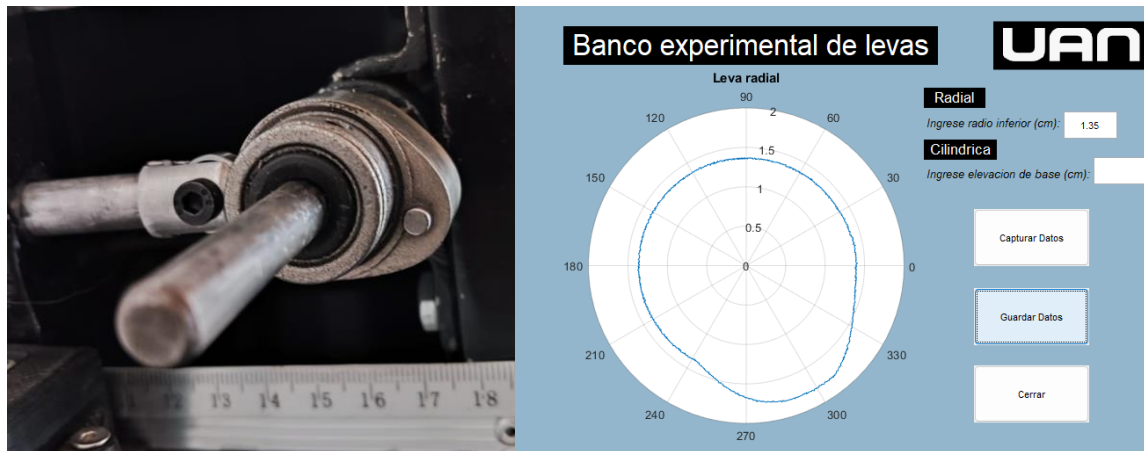


f) Leva de 36 mm impresa en 3D – vista 2

Figura 5.2 Diseño de leva cilíndrica de 36 mm.

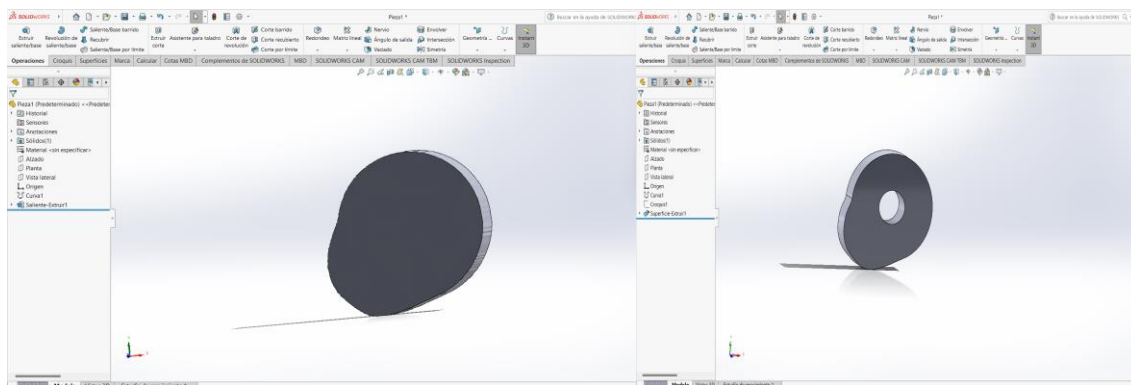
Fuente: Autores.

5.3 Prueba con una leva radial de 27 mm de radio.



a) Leva radial física a medir

b) Resultado de medición en software



c) Diseño generado en SolidWorks con los datos exportados.

d) Diseño final con ajuste generado respecto al croquis en SolidWorks.



e) Leva de 27 mm impresa en 3D – vista 1



f) Leva de 27 mm impresa en 3D – vista 2

Figura 5.3 Diseño de leva radial de 27 mm.

Fuente: Autores.

6. Conclusiones y recomendaciones

6.1 Conclusiones

- Del análisis, cálculos obtenidos, y materiales empleados para la construcción del banco didáctico, se logra concluir que se construyó una estructura sólida, fuerte y de alta confiabilidad tanto de peso como de resistencia; lo que permite inferir que los materiales que se compraron, como los rodamientos, resortes, tornillería, entre otros, fueron los más adecuados y resistentes para este diseño.
- Al definirse el nuevo diseño del banco didáctico, el enfoque estuvo en la mejora de los diversos factores que el diseño propuesto de referencia ya tenía (Gualaco Olivero & Bautista Ramírez, 2020), como lo fue, por ejemplo, la idea de la construcción de solo un banco didáctico que permita manejar las dos clases de levas, tanto la cilíndrica como la radial.
- Se creó el diseño propuesto en SolidWorks, considerando las ventajas y desventajas de implementar cada opción, a fin de establecer los materiales idóneos para la fabricación del banco didáctico. Esto permitió llegar al diseño final que tiene numerosas ventajas tanto mecánicas como electrónicas; es entonces, cuando procede a finiquitar el proceso de fabricación del banco didáctico.
- Con los resultados adquiridos a partir de las mediciones de las levas, se logró obtener los datos necesarios que son arrojados por el programa “*Graficador levas*”, además, se obtienen el croquis y los resultados, para posteriormente ser exportados a un documento de Excel.
- Lo anterior, permite que el estudiante pueda mejorar, modificar, corregir, entre otros, el perfil de la leva directamente en el programa SolidWorks, igualmente, esta interacción lo ayuda para que maneje de forma profesional el programa en mención,

y las habilidades y capacidades de diseño se ampliarán en un alto margen, a tal punto que, los estudiantes lograrán que la leva arroje un dibujo en 3D casi perfecto, y si desean tener el diseño físico, podrán hacerla en una Máquina CNC o impresora en 3D.

6.2 Recomendaciones

- Se sugiere mejorar, de la parte electrónica, los sensores actuales por unos de mayor definición, para que, al momento que se genere el croquis de las levas, este sea preciso.
- Añadir una base refrigerante para la zona de los DRIVE, para que mantengan una temperatura ideal y su funcionamiento sea el adecuado, para así poder obtener más tiempo de uso.
- Mejorar los seguidores con un nuevo rediseño para satisfacer las nuevas necesidades del sensor, si se desea agregar uno en un futuro.
- Mejorar el motor paso a paso con una mayor cantidad de fuerza y de pasos, para mejorar la resolución de la toma de datos.
- Mejorar el software para realizar las mediciones del banco, principalmente a la hora de establecer la conexión, se realice automáticamente la medición de la leva correspondiente.
- **NOTA:** Estas recomendaciones se hacen para mejorar el banco actual, o una posible actualización para un banco de medición industrial.

Anexos

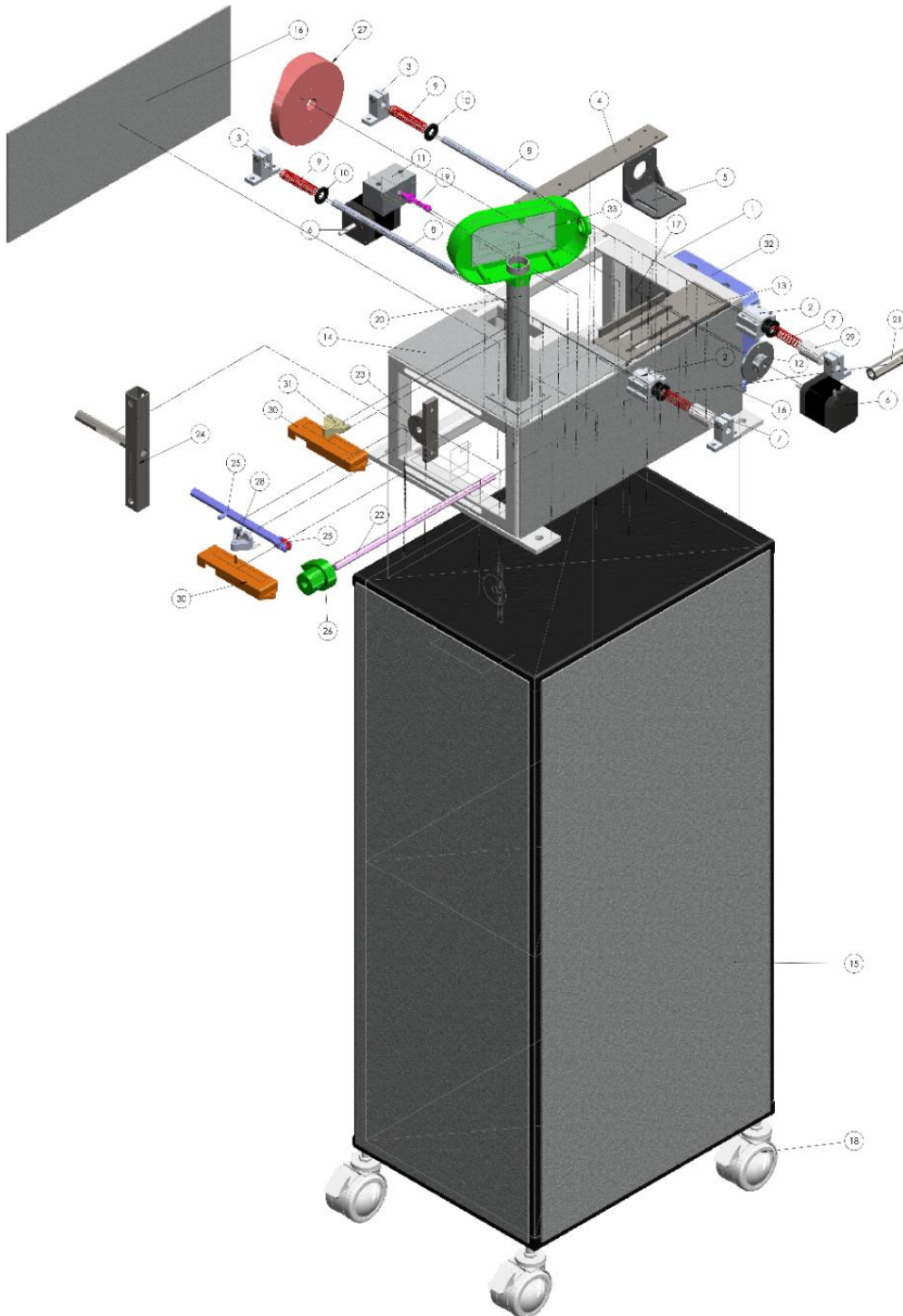
En el siguiente código QR se encuentra disponible el repositorio oficial del proyecto, donde se puede acceder a toda la documentación asociada. Se puede escanear el código para tener acceso.



Anexos Figura 1. Código QR del repositorio oficial del proyecto.

Fuente: Autores.

A. Diseño explosionado del banco didáctico con cada sistema de levas – radial y cilíndrico.



Anexos Figura 2. Diseño explosionado del banco interactivo.

Fuente: Autores.

Anexos Tabla 1. Partes del diseño explosionado.

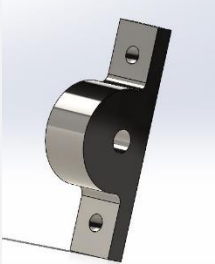

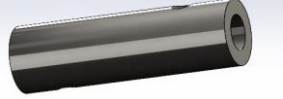
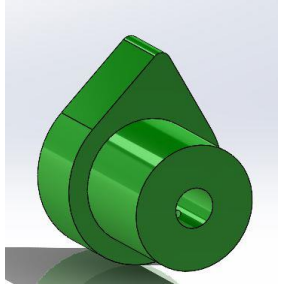
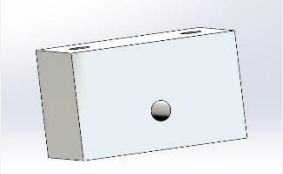
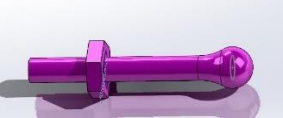

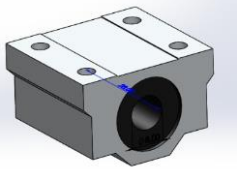
N°	Nombre de la pieza	Cantidad	N°	Nombre de la pieza	Cantidad
1	Estructura general del banco	1	18	Rodachina espiga	4
2	Rodamiento lineal	2	19	Punta	1
3	Linear Rail Original SK8 SC8UU	4	20	Poste	1
4	Soporte seguidor	1	21	Unión M1	1
5	Nema17 – Size 42	1	22	Eje M1	1
6	Motor	2	23	Chumacera M1	2
7	Resorte 34 mm	2	24	Riel M1	1
8	Bara 8 mm	2	25	Eje rodadura M1	1
9	Resorte 25 mm	2	26	Leva radial	1
10	Arandela para balineras	4	27	Leva 100mm	1
11	Porta lector	2	28	Pinsen	1
12	Punta motor	1	29	Separador resorte	4
13	Soporte motor	1	30	Porta sensor	2
14	Tapa 1	1	31	CV PIN	1
15	Base	1	32	Caja PCB	1
16	Panel 1	2	33	Ensamblaje 3	1
17	Panel 2	1	-	-	-

Fuente: Autores.

B. Lista de materiales empleados para la construcción del banco didáctico.

Anexos Tabla 2. Lista de materiales empleados para la construcción del banco, junto con su descripción y diseño en SolidWorks.

N°	Nombre	Descripción	Imagen
1	Acero comercial 10:23	Material para construir la estructura	
2	Tubo de hierro (largo = 10 cm diámetro = 1.2 cm)	Soporte del seguidor leva radial	
3	Tubo rectangular de acero 20x20x150 mm Espesor = 2mm		
4	Tubo de aluminio de 146.1 mm diámetro = 12.87 mm	Seguidor de leva radial	
5	Rodamiento de acero diámetro: 13 mm		
6	Pieza impresa en 3D	Soporte de seguidor con leva radial	

7	Chumaceras de acero	Soporte para los ejes de los motores	
8	Eje de acero de 8mm de diámetro y 245 mm de largo	Eje unido a los motores	
9	Unión de diámetro 15 (externo) 8 (interno) y largo = 52mm	Unión del motor con el eje	
10	Leva de acero inoxidable	Leva radial	
11	Bloque de acero de 31.25 mm x 50 mm	Porta lector de la leva cilíndrica	
12	Pieza de bronce de 40 mm de largo y 4.76 mm de diámetro	Seguidor leva cilíndrica	
13	Pieza de aluminio de 210 x 30 x 3 mm	Soporte del bloque con el seguidor y los rodamientos	
14	Rodamiento lineal de 8mm	Movimiento de la leva para toma de datos	

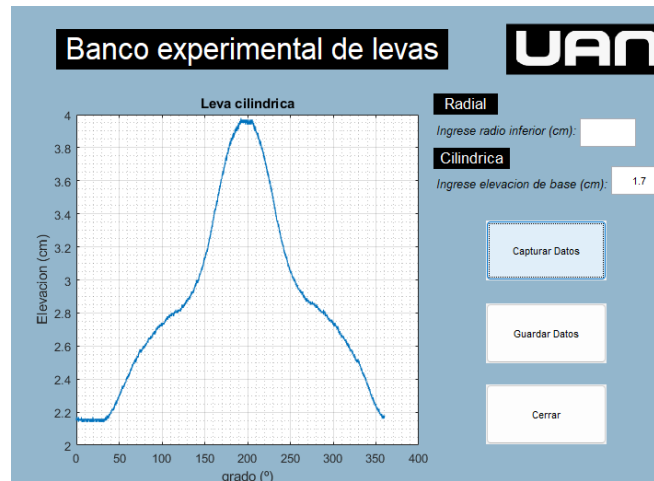
15	Soporte pedestal de aluminio	Soporte para sostener la barra de 8 mm, resortes y rodamientos	
16	Barra de 8 mm de diámetro y 185 mm de largo	Desplazamiento del rodamiento para toma de lectura	
17	Resorte para la barra	Mantener la posición del seguidor	
18	Separador del resorte	Mantener el resorte en una posición fija	
19	Soporte para motor nema	Soporte de apoyo al motor, desplazamiento en x	
20	Acople de aluminio para leva cilíndrica	Unión de leva con motor	
21	Leva impresa en 3D	Leva cilíndrica	

Fuente: Autores.

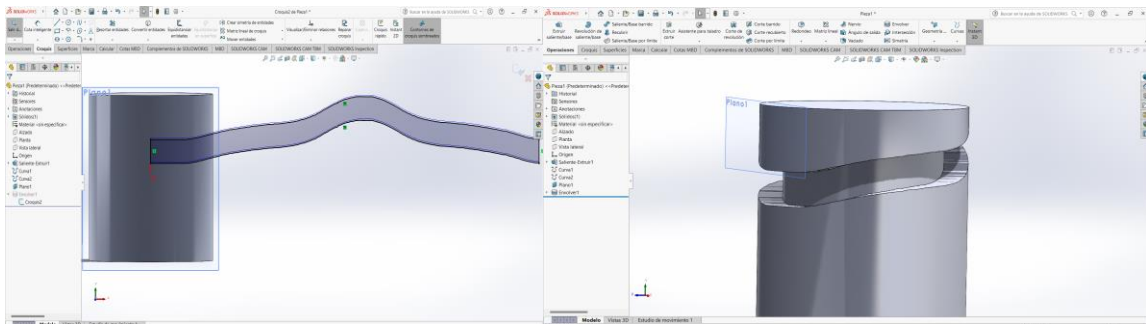
C. Resultados de medición adicionales para levas radiales y cilíndricas junto con gráficas de desplazamiento, velocidad y aceleración.



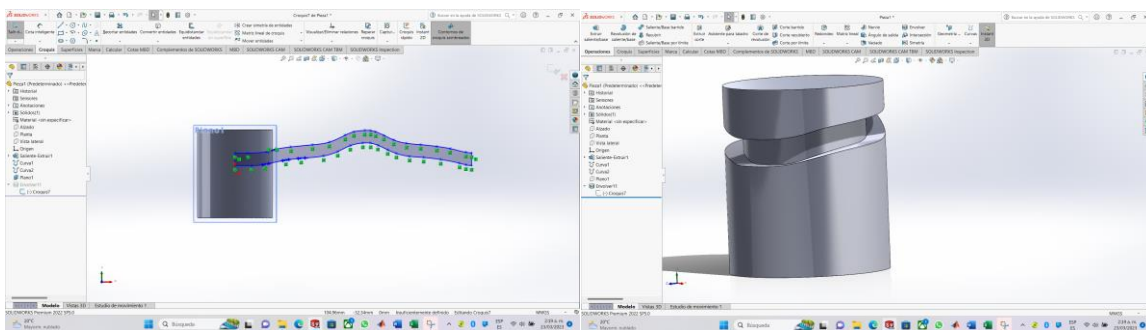
a) Leva radial física a medir



b) Resultado de medición en software

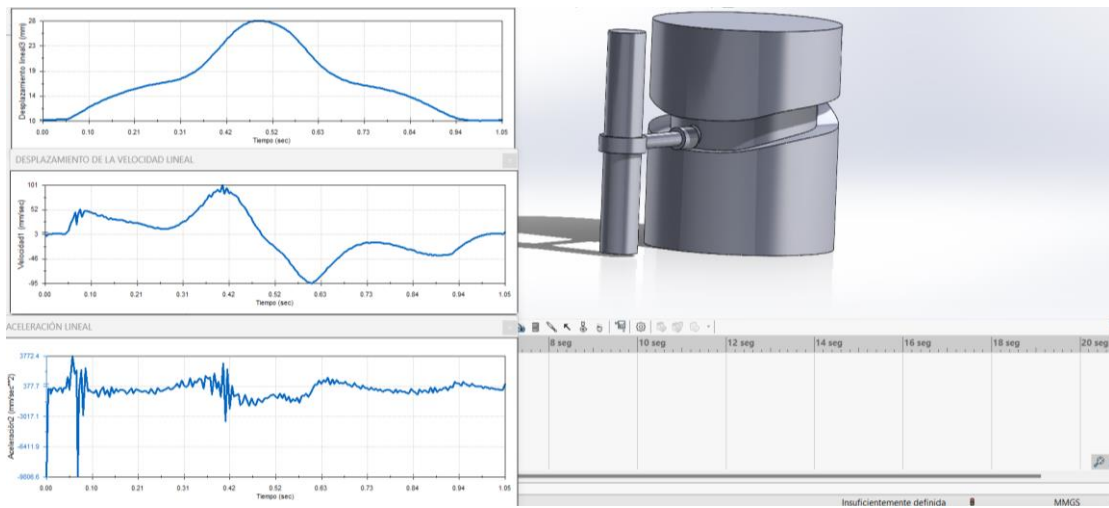


c) Diseño generado en SolidWorks con los datos exportados.



d) Diseño final con ajuste generado respecto al croquis en SolidWorks.

94 Rediseño y construcción de un banco didáctico para la medición experimental de perfiles de levas radiales y cilíndricas



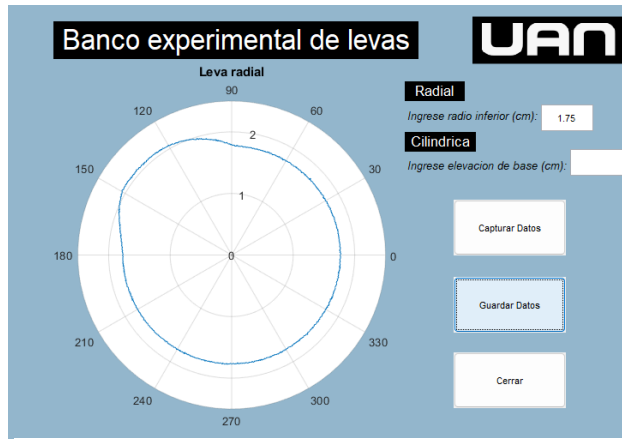
e) Gráficas de desplazamiento, velocidad y aceleración en SolidWorks.

Anexos Figura 3. Prueba con una leva cilíndrica de 60 mm de radio.

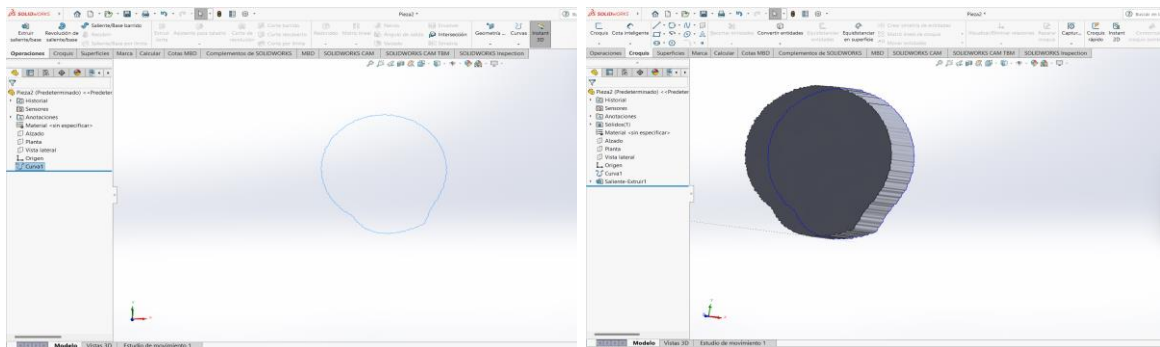
Fuente: Autores.



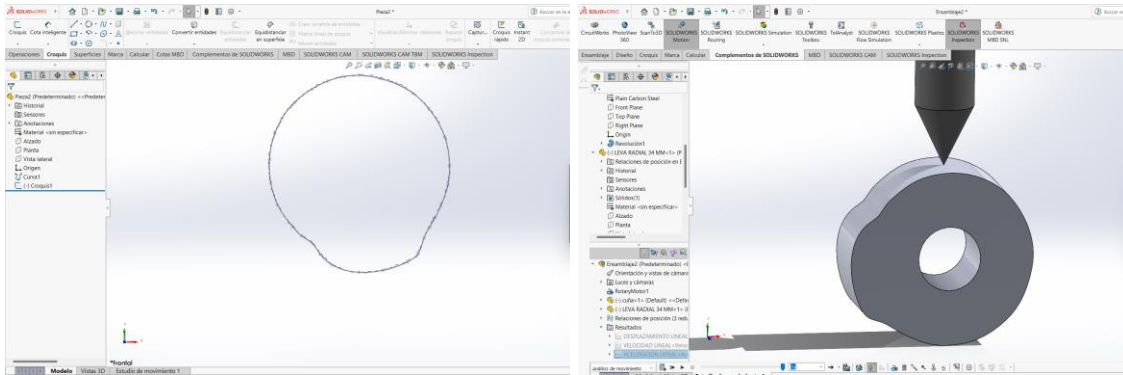
a) Leva radial física a medir



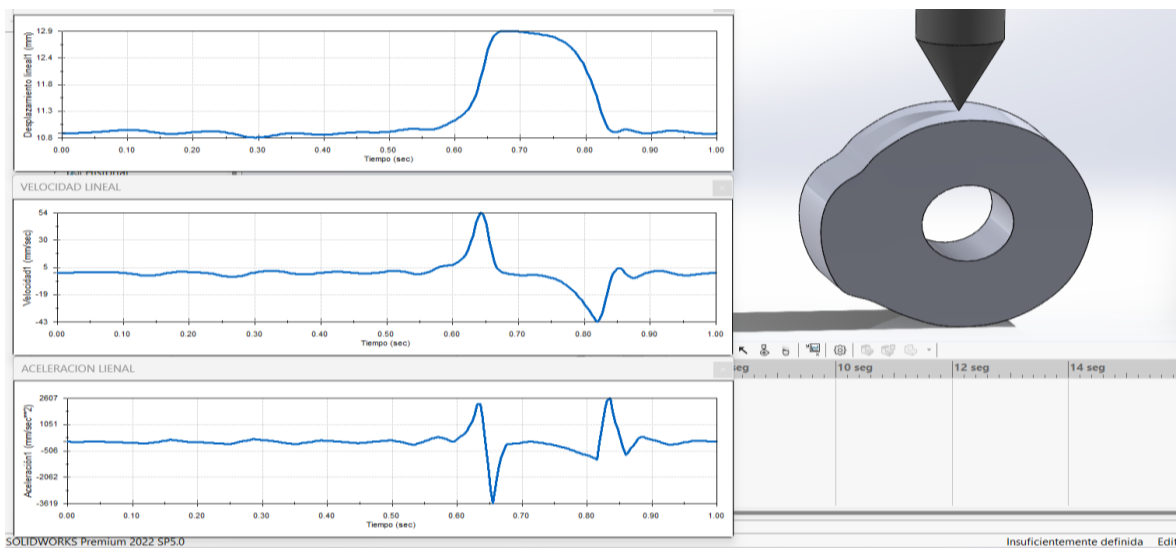
b) Resultado de medición en software



c) Diseño generado en SolidWorks con los datos exportados.



d) Diseño final con ajuste generado respecto al croquis en SolidWorks.



e) Gráficas de desplazamiento, velocidad y aceleración en SolidWorks.

Anexos Figura 4. Prueba con una leva radial de 34 mm de radio.

Fuente: Autores.

D. Manual de usuario.

En el siguiente [repositorio](#) se encuentra el manual de usuario con el siguiente contenido:

- ✓ Partes del banco
- ✓ Programas para ejecutar las pruebas
- ✓ Funcionamiento del banco
- ✓ Cómo desmontar las levas
- ✓ Recomendaciones para su uso y cuidado

Bibliografía

- Acesco. (15 de Septiembre de 2022). *Ficha técnica METALTUB - Tubería Estructural y Cerramiento*. Obtenido de Acesco:
<https://www.acesco.com.co/descargas/fichastecnicas/ficha-tecnica-metaltub.pdf>
- Adafruit. (2023). *Linear rail shaft guide(support - 8mm diameter - SK8* . Obtenido de
<https://www.adafruit.com/product/1182>
- Avello, A. (Enero de 2014). *Teoría de Maquinas*. Obtenido de
<https://core.ac.uk/download/pdf/83582954.pdf>
- Barreto Gordón, V. E., & Villegas Suárez, E. S. (2013). *Diseño e implementación de un banco didáctico para la enseñanza de los sistemas oleohidráulicos en la escuela de ingeniería mecánica*. Obtenido de
<http://dspace.esPOCH.edu.ec/bitstream/123456789/3143/1/15T00557.pdf>
- Budynas, R., & Nisbett, K. (2012). *Diseño en ingeniería mecánica de Shigley* (Novena ed.). México.
- Castro Diaz, J. F., & Olaya Mogollón, J. J. (2022). *Diseño y Construcción de Sistema de Medición Electrónico para Banco Experimental de Levas Radiales y Cilíndricas*.
- Catachunga, C., & Carreño, P. (1983). *Laboratorio de mecanismos*. Obtenido de
<https://red.uao.edu.co/bitstream/handle/10614/3439/T0001347.pdf?sequence=1&isAllowed=y>
- Cempro. (2022). *Guía de Diseño de Proyectos Sociales*. Recuperado el 21 de Agosto de 2022, de <https://sites.google.com/site/disenodeproyectossociales/capitulo-vi>
- Cervera Ruiz, M., & Blanco Díaz, E. (2001). *Mecánica de estructuras Libro 1 Resistencia de Materiales*. España: UPC.
- Contreras, N. (2023). *Diseño nn - Levas*. Obtenido de
<https://diseno336107169.wordpress.com/levas/>
- Ferati Gestao. (02 de Junio de 2020). *Brainstorming*. Recuperado el 24 de Septiembre de 2022, de <https://www.feratigestao.com/conteudo/brainstorming>

- Figueredo Garzón, C. A., Rincón Parra, N. E., Jiménez Orozco, H. L., & Ávila Guerrero, F. M. (2020). Revisión documental de factores de producción analizados en investigaciones del sector metalmecánico en Colombia durante 2015–2019. *Ingenierías USBMed*. Recuperado el 26 de Mayo de 2020, de <https://revistas.usb.edu.co/index.php/IngUSBmed/article/view/4249/3733>
- Gamboa Baquero, K. J., & Franco Ramírez, J. S. (2019). *Diseño de un banco didáctico para ensayos de transmisión de potencia*. Obtenido de <https://repository.udistrital.edu.co/bitstream/handle/11349/24300/GamboaBaqueroKarenJulieth2020.pdf?sequence=1&isAllowed=y>
- Google Sites. (2023). Obtenido de <https://sites.google.com/site/gabrielmecanismos/Home/parte-ii/6---leva>
- Gualaco Olivero, G. A., & Bautista Ramírez, Y. A. (2020). *Diseño mecánico de un banco para trazado de levas radiales y cilíndricas*.
- Guardiola Villora, A. (2012). *Diseño y cálculo de uniones con tornillos no pretensados*. Obtenido de <https://riunet.upv.es/bitstream/handle/10251/16477/uniones%20atornilladas.pdf>
- IKONT. (2023). *Linear Bushing LM Series - IKO LM-16UU JAPAN*. Obtenido de IKONT: <https://www.ikont.com/catalogs/needle-roller-bearing-series/2936E-1.pdf>
- Industryall. (2023). *Ficha técnica apriete de tornillos*. Obtenido de https://www.industryall.com.co/wp-content/pdf_ficha_t%C3%A9cnica/Industry%20All%20Ficha%20T%C3%A9cnica.pdf
- Learntronic. (26 de Noviembre de 2020). *Terminología de los mecanismos de levas*. Obtenido de Learntronic: <https://learntronic.wordpress.com/2020/11/26/3-1-terminologia-de-los-mecanismos-de-levas/>
- Mahecha Naranjo, O. D. (2019). Banco didáctico de ensayos a torsión.
- Mecapedia. (2008). *El seguidor*. Obtenido de Mecapedia: <http://www.mecapedia.uji.es/pages/seguidor.html#:~:text=Un%20seguidor%20es%20un%20elemento,de%20entrada%20de%20una%20leva>
- Mecapedia. (2023). *Leva*. Obtenido de Mecapedia: <http://www.mecapedia.uji.es/pages/leva.html>

- Mecapedia. (2023). *Leva cilíndrica de cara*. Obtenido de http://www.mecapedia.uji.es/pages/leva_cilindrica_de_cara.html#:~:text=Leva%20de%20tipo%20axial%20con,de%20giro%20de%20la%20leva.
- Mecapedia. (2023). *Leva cilíndrica ranurada*. Obtenido de http://www.mecapedia.uji.es/pages/leva_cilindrica_ranurada.html
- Mecapedia. (2023). *Leva de cuña*. Obtenido de http://www.mecapedia.uji.es/pages/leva_de_cunya.html
- Molina Conde, M. A., & Sánchez Rojas, J. E. (2021). *Rediseño, construcción y puesta a punto del banco didáctico para prácticas de neumática y electroneumática de los laboratorios de la Universidad Antonio Nariño Sede Ibagué*. Obtenido de Repositorio UAN: <http://repositorio.uan.edu.co/handle/123456789/4466>
- Norton, R. (2009). *Diseño de maquinaria* (Cuarta ed.). México. Obtenido de <https://lsbunefm.files.wordpress.com/2018/10/disec3b1o-de-maquinaria-robert-l-norton-4.pdf>
- PCB Linear. (2023). *Stepper Motor NEMA 17*. Obtenido de PCB Linear: <https://pages.pbclinear.com/rs/909-BFY-775/images/Data-Sheet-Stepper-Motor-Support.pdf>
- Roque Morales, M. A. (2009). *Diseño de un banco didáctico de pruebas de mecanismos*. Obtenido de https://repositorio.unal.edu.co/bitstream/handle/unal/2548/98667332_2009.pdf?sequence=1&isAllowed=y
- Rus Arias, E. (01 de Agosto de 2022). *Matriz de Pugh*. Obtenido de Economipedia: <https://economipedia.com/definiciones/matriz-de-pugh.html>
- Sailema Hurtado, T. A. (Julio de 2015). *“ESTUDIO DE BANCOS CON MECANISMOS DE LEVAS PARA DETERMINAR PARÁMETROS CINEMÁTICOS EN LOS LABORATORIOS DE LA FACULTAD DE INGENIERÍA CIVIL Y MECÁNICA*. Obtenido de <http://repositorio.uta.edu.ec/bitstream/123456789/13876/1/Tesis%20%20I.M.%20299%20-%20Sailema%20HutadoTannia%20Alexandra.pdf>
- Sánchez, F. E., & Burstein, E. (Mayo de 2009). *Análisis, diseño y fabricación de una leva industrial mediante técnicas*. Obtenido de https://pirhua.udel.edu.pe/bitstream/handle/11042/1278/IME_138.pdf
- Serrano Muñoz , A. M. (Octubre de 2010). *DISEÑO, ANÁLISIS Y SIMULACIÓN DE LEVAS PLANAS. APLICACIÓN INFORMÁTICA CAM-DAS*. Obtenido de <https://e->

archivo.uc3m.es/bitstream/handle/10016/10793/PFC_AlejandroMarco_Serrano_Munoz.pdf?sequence=1&isAllowed=y

- SKF. (2023). *Rodamiento rígido de bolas con sellos 608-2RSH*. Obtenido de SKF: <https://www.skf.com/mx/products/rolling-bearings/ball-bearings/deep-groove-ball-bearings/productid-608-2RSH>
- THK. (2023). *Seguidor de leva*. Obtenido de <https://www.thk.com/?q=mexico/node/7532#:~:text=El%20seguidor%20de%20leva%20es,en%20m%C3%A1quinas%20automatizadas%20y%20especializadas>.
- Tovar Reyes, G. A., & Parales, Y. D. (2020). *Diseño e implementación de un banco didáctico de pruebas para la programación de PLC Schneider electric*. Obtenido de <http://repositorio.uan.edu.co/handle/123456789/2559>
- Trogia, G., Trogia, D., & Godoy, B. (Septiembre de 2005). *Tablas: Perfiles laminados y tubos estructurales para aplicación de los reglamentos CIRSOC 301/2005 y CIRSOC 302/2005*. Obtenido de INTI: <https://www.inti.gov.ar/publicaciones/descargac/215>
- UDC. (2023). *Uniones - Estructuras mecánicas*. Obtenido de http://caminos.udc.es/info/asignaturas/grado_itop/411/contenido_publico/recursos/tema07.pdf
- Zemansky, S. (2009). *Física universitaria con física moderna* (12° ed., Vol. 2). México.