



**Diseño y construcción de un dispositivo para realizar ensayo de fatiga en las juntas elásticas de
mecanismos flexibles.**

Figueroa Guerrero, Rubén José y Tapia Rodríguez, María José

Departamento de Ciencias de la Energía y Mecánica

Carrera de Ingeniería Mecánica

Trabajo de titulación, previo a la obtención del título de Ingeniero Mecánico.

Ing. Olmedo Salazar José Fernando

09 de agosto del 2022



Tesis (1).pdf

Scanned on: 14:39 August 9, 2022 UTC



Overall Similarity Score



Results Found



Total Words in Text

Identical Words	651
Words with Minor Changes	205
Paraphrased Words	278
Omitted Words	0



JOSE FERNANDO
OLMEDO SALAZAR



Departamento de Ciencias de la Energía y Mecánica

Carrera de Ingeniería Mecánica

Certificación

Certifico que el trabajo de titulación: **"Diseño y construcción de un dispositivo para realizar ensayo de fatiga en las juntas elásticas de mecanismos flexibles"** fue realizado por los señores **Figuroa Guerrero, Rubén José y Tapia Rodríguez, María José**; el mismo que cumple con los requisitos legales, teóricos, científicos, técnicos y metodológicos establecidos por la Universidad de las Fuerzas Armadas ESPE, además fue revisado y analizado en su totalidad por la herramienta de prevención y/o verificación de similitud de contenidos; razón por la cual me permito acreditar y autorizar para que se lo sustente públicamente.

Sangolquí, 09 de agosto de 2022

Firma:



Firmado electrónicamente por:
**JOSE FERNANDO
OLMEDO SALAZAR**

Ing. Olmedo Salazar, José Fernando

C. C. 1708186307



Departamento de Ciencias de la Energía y Mecánica

Carrera de Ingeniería Mecánica

Responsabilidad de Autoría

Nosotros, **Figueroa Guerrero, Rubén José y Tapia Rodríguez, María José**, con cédulas de ciudadanía N° 1720935491 y 175379118, declaramos que el contenido, ideas y criterios del trabajo de titulación: **Diseño y construcción de un dispositivo para realizar ensayo de fatiga en las juntas elásticas de mecanismos flexibles** es de nuestra autoría y responsabilidad, cumpliendo con los requisitos legales, teóricos, científicos, técnicos, y metodológicos establecidos por la Universidad de las Fuerzas Armadas ESPE, respetando los derechos intelectuales de terceros y referenciando las citas bibliográficas.

Sangolquí, 09 de agosto del 2022

Firma

Figueroa Guerrero, Rubén José
C.C.: 1720935491

Firma

Tapia Rodríguez, María José
C.C.: 175379118



Departamento de Ciencias de la Energía y Mecánica

Carrera de Ingeniería Mecánica

Autorización de Publicación

Nosotros **Figuroa Guerrero, Rubén José y Tapia Rodríguez, María José**, con cédulas de ciudadanía N° 1720935491 y 1753791118, autorizamos a la Universidad de las Fuerzas Armadas ESPE publicar el trabajo de titulación con título: **“Diseño y construcción de un dispositivo para realizar ensayo de fatiga en las juntas elásticas de mecanismos flexibles”** en el Repositorio Institucional, cuyo contenido, ideas y criterios son de nuestra responsabilidad.

Sangolquí, 09 de agosto del 2022

Firma

Figuroa Guerrero, Rubén José
C.C.: 1720935491

Firma

Tapia Rodríguez, María José
C.C.: 1753791118

Dedicatoria

Para mis abuelos por ser siempre el ejemplo de amor, humildad y sinceridad, para mí.

Para mi madre quien estuvo en cada momento de mi vida, por ser mi protectora y mi guía.

Para mi padre quien es un claro ejemplo de amor por su familia y perseverancia dando siempre todo de si día a día.

Para mi hermana quien me forjo a ser la persona que soy ahora, respetuosa y sincera.

Para mi esposa Brenda que gracias a ella llegue a este punto de mi vida, quien es mi motivo por el cual luchar día a día y un claro ejemplo de nunca dejar de luchar por tus sueños.

Para Jorge Luis y Margarita por abrirme las puertas a su familia y hacerme dar cuenta que no se debe bajar los brazos ante ninguna circunstancia.

Figuerola Guerrero, Rubén José

El presente trabajo quiero dedicar a Dios por permitirme culminar con éxito mi carrera, darme la salud y fortaleza en cada momento. A mis padres y hermanos por acompañarme y apoyarme de manera desinteresada y llena de amor. Finalmente, a mi mejor amiga por brindarme su tiempo y permitirme aprender de la vida a su lado.

Tapia Rodríguez, María José

Agradecimiento

A dios por haberme criado dentro de una familia donde los valores como el respeto y la honestidad deben estar presenta en cada uno de los días.

A mis maestros por darme siempre la guía necesaria para llegar a ser un profesional.

A mi familia por estar presente en cada uno de los momentos que curse durante toda mi vida universitaria.

A mi abuelo José Guerrero quien fue el motivo por el cual decidí estudiar esta carrera para así poder seguir sus pasos.

A mi tío Pablo Guerrero por enseñarme todo lo que necesité para poder construir todos mis proyectos personales y universitarios.

Figuroa Guerrero, Rubén José

“Todos sueñan, pero no por igual. Los que sueñan de noche en los polvorientos rincones de sus mentes, se despiertan en el día para darse cuenta que era vanidad, pero los soñadores diurnos son peligrosos, porque pueden actuar sus sueños con los ojos abiertos, para hacerlos posibles.” T. E.

Lawrence

Agradezco a mis padres Consuelo y Oswaldo por el apoyo incondicional que me brindaron a lo largo de mi carrera, por sus consejos oportunos en el momento indicado, por estar en mis incontables proyectos y las interminables noches, donde me acompañaron para cumplir las metas que me he trazado en la vida. Ellos me han brindado la fuerza y medios para tener una excelente educación para poder desarrollarme.

Le quiero dar un agradecimiento especial a mi madre “Consuelo” por ser mi compañera de vida, por siempre haberme dicho lo que no quería escuchar, porque de lo contrario no sería quien soy, este logro no es mío es nuestro, tú me has enseñado a ser valiente, dedicada e independiente, gracias madre por esto y más.

A mi hermana “Vale” por brindarme su apoyo y paciencia, por llenar mi vida de alegría y amor cuando lo necesitaba. Los momentos compartidos a lo largo de nuestras vidas son y serán los más grandes y divertidos. Espero ser tu apoyo y un ejemplo para ti en el futuro. A mi hermano “Andrés” gracias por enseñarme que la vida es para los valientes y perseverantes.

A mi mejor amiga “Emi”, por estar a mi lado en cada momento, ser mi compañera inseparable. La huella que has marcado en mi vida será imposible de borrar, estoy segura que siempre caminaras a mi lado.

Finalmente, quiero agradecer a mis maestros quienes alumbraron mi camino con su conocimiento.

Tapia Rodríguez, María José

Índice de Contenido

Dedicatoria.....	6
Agradecimiento.....	7
Índice de Contenido	9
Índice de Tablas	13
Índice de Figuras	15
Resumen	17
Abstract.....	18
Capítulo I Generalidades.....	19
Introducción.....	19
Antecedentes	20
Justificación e Importancia.....	20
Alcance.....	21
Objetivos.....	21
Objetivo General	21
Objetivos Específicos.....	21
Capítulo II Marco teórico	22
Mecanismo de cuatro barras orientado a análisis de fatiga.....	22
Fatiga	22
Falla por fatiga	23
Flexibilidad y Deflexión	24

	10
Compliant Mechanism	24
Métodos de Diseño	25
Consideraciones del material	26
Análisis de grandes deflexiones.	28
Modelo Pseudo Rígido	30
Pivote de flexión de corta longitud	31
Manufactura Aditiva	32
Materiales	32
Grilon (Poliamida 6)	32
Resina Estándar (High Temp Resin).....	34
Capítulo III Diseño de la Máquina y Mecanismo Flexible de Corta Longitud	36
Síntesis Dimensional	36
Criterio de Grashof.....	37
Análisis del Mecanismo.....	38
Análisis Cinemático	38
Análisis Dinámico	47
Diseño de Elementos de la Máquina.....	54
Análisis de Flechas.....	54
Análisis de Rodamientos	66
Análisis de Chaveta	68

	11
Balanceo por el método de los vectores linealmente independientes	71
Dimensionamiento de las juntas flexibles	74
Obtención de las propiedades mecánicas	74
Esfuerzos en las juntas y factor de seguridad.....	79
Modelado del mecanismo pivote de flexión de corta longitud	81
Capítulo IV Simulación Numérica	86
Simulación del sistema multi cuerpos.....	86
Simulación del mecanismo flexible de corta longitud	91
Capítulo V Método y Materiales	101
Procesos de Fabricación.....	101
Sistema Mecánico	101
Sistema Eléctrico	105
Manufactura Aditiva	108
Diagrama de Proceso de Fabricación	110
Capítulo VI Pruebas.....	119
Protocolos de prueba.....	119
Pruebas	122
Capítulo VII Análisis de Resultados	123
Resultado de pruebas	124
Construcción de la gráfica S – N	124

Gráfica S – N de la resina High Temp V2 poscurada	125
Gráfica S – N de la resina High Temp V2 sin poscurado	126
Capítulo VIII Análisis Económico	127
Costos Directos	127
Honorarios a Profesionales y Estudiantes	127
Costo de Materiales	128
Costos Indirectos.....	129
Costos Indirectos de Producción	129
Costo Total de Proyecto	131
Capítulo IX Conclusiones y recomendaciones	133
Conclusiones	133
Recomendaciones	135
Referencias	136

Índice de Tablas

Tabla 1 Propiedades del Grilon	33
Tabla 2 Propiedades resina High Temp V2.	35
Tabla 3 Categorías de los mecanismos de cuatro barras.	38
Tabla 4 Variación de r^2 con respecto a θ_4	43
Tabla 5 Arreglo de las ecuaciones a ser utilizadas.....	53
Tabla 6 Valores de torque medio y potencia media.....	55
Tabla 7 Valores de reacciones para el punto más crítico	55
Tabla 8 Propiedades de acero 1018	61
Tabla 9 Factores de concentración de esfuerzo	62
Tabla 10 Factores de superficie.....	63
Tabla 11 Factores de confiabilidad porcentuales	64
Tabla 12 Vida de diseño para motores eléctricos y maquinaria industrial.....	66
Tabla 13 Especificaciones del rodamiento NTN de bolas.	68
Tabla 14 Propiedades de los eslabones del mecanismo manivela – balancín.....	73
Tabla 15 Distancia y masas a colocar en el mecanismo.	74
Tabla 16 Propiedades mecánicas de la resina High Temp V2.....	79
Tabla 17 Otros modelos de Pseudo rígidos	84
Tabla 18 Análisis estructural transitorio a 75mm.....	86
Tabla 19 Análisis estructural transitorio a 15mm.....	89
Tabla 20 Esfuerzo a lo largo de la junta flexible High Temp V2 postcurada	92
Tabla 21 Esfuerzo a lo largo de la junta flexible High Temp V2 sin postcurado	94
Tabla 22 Factor de seguridad a lo largo de la junta flexible High Temp V2 postcurada	96
Tabla 23 Factor de seguridad a lo largo de la junta flexible High Temp V2 sin postcurado.....	98

Tabla 24 Esfuerzo y factor de seguridad en las probetas	100
Tabla 25 Datos técnica de amoladora Marca Boch – GWS 7-115 ET	102
Tabla 26 Características de torno ARIES - C6246.....	102
Tabla 27 Especificaciones técnicas Fresadora marca KONDOR N-3m	103
Tabla 28 Características técnicas del equipo de Soldar MIG Miller Millermatic 252.....	104
Tabla 29 Características técnicas del variador de frecuencia KEWO	105
Tabla 30 Características del motor eléctrico	107
Tabla 31 Ficha técnica impresora Form 3+.....	109
Tabla 32 Ficha técnica secadora led UV.	110
Tabla 33 Diagrama de operaciones de piezas en Grilon y duralón.....	111
Tabla 34 Diagrama de operaciones de flechas y bocín.....	112
Tabla 35 Diagrama de operaciones de mesa y porta probetas.	113
Tabla 36 Diagrama de operaciones del tablero.....	114
Tabla 37 Diagrama de operaciones de la máquina.	115
Tabla 38 Diagrama de operaciones de probetas poscuradas.....	116
Tabla 39 Diagrama de operaciones de probetas sin poscurar.....	118
Tabla 40 Características del tacómetro marca HASLER	121
Tabla 41 Resultados finales de probetas luego de ser sometidas al ensayo de fatiga	122
Tabla 42 Esfuerzo de junta en resina High Temp V2 poscurada.....	124
Tabla 43 Esfuerzo de junta en resina High Temp V2 sin poscurar.	124
Tabla 44 Remuneración a profesionales y estudiantes a cargo del proyecto	127
Tabla 45 Remuneración a profesionales y estudiantes a cargo del proyecto	128
Tabla 46 Costos indirectos de producción	130
Tabla 47 Costos indirectos de producción de instalaciones y equipos.....	130

Tabla 48 Costos indirectos de producción de instalaciones y equipos.....	132
--	-----

Índice de Figuras

Figura 1 Mecanismo de pinza flexible.....	25
Figura 2 Viga en Voladizo	26
Figura 3 Viga en Voladizo con grande deflexión en su extremo	29
Figura 4 Modelo pseudo rígido del pivote de flexión de corta longitud.....	31
Figura 5 Proceso de impresión 3D por el método SLA	34
Figura 6 Mecanismo del dispositivo para ensayo de fatiga en las juntas elásticas de MF.....	36
Figura 7 Comportamiento de θ_3	41
Figura 8 Comportamiento de θ_4	42
Figura 9 Configuración abierta y cruzada.....	44
Figura 10 Velocidad de máquina para ensayo a fatiga.....	45
Figura 11 Aceleración de la máquina para ensayo a fatiga.....	46
Figura 12 Ventaja Mecánica de la máquina para ensayo a fatiga.....	47
Figura 13 Diagrama de cuerpo libre rueda impulsora.....	47
Figura 14 Diagrama de cuerpo libre de la manivela	49
Figura 15 Diagrama de cuerpo libre rueda impulsada	51
Figura 16 Diagrama de cuerpo libre para flecha 1.....	56
Figura 17 Diagrama de cuerpo libre de la flecha 1	56
Figura 18 Diagrama de cuerpo libre para flecha 2.....	69
Figura 19 Descripción de las variables	72
Figura 20 Posición de las masas	73
Figura 21 Dimensiones de especímenes para ensayo a tracción	75

Figura 22 Máquina de ensayo a tracción	75
Figura 23 Prototipado de espécimen en resina High Temp V2 mediante SLA.....	76
Figura 24 Ensayo a tracción de espécimen poscurado en resina High Temp V2 mediante SLA. ..	77
Figura 25 Ensayo a tracción de espécimen sin poscurado en resina High Temp V2 mediante SLA.	77
Figura 26 Curva esfuerzo vs deformación unitaria de la resina High Temp V2 poscurada.	78
Figura 27 Curva esfuerzo vs deformación unitaria de la resina High Temp V2 sin poscurado.	78
Figura 28 Comportamiento de σ con la variación de θ_2	80
Figura 29 Comportamiento de N con la variación de θ_2	81
Figura 30 Modelo pseudo rígido del pivote de flexión de corta longitud aplicada una fuerza vertical en su extremo.	81
Figura 31 Probeta.....	82
Figura 32 Porta probetas.....	83
Figura 33 Diagrama de conexión del circuito eléctrico	108
Figura 34 Posición de la máquina.....	119
Figura 35 Sujeción de probeta	120
Figura 36 Tacómetro marca HASLER	121
Figura 37 Probetas previo a ser ensayadas.	122
Figura 38 Probeta falla por fatiga a una distancia de 43 [mm] en un ángulo de 60°	123
Figura 39 Curva S – N de la resina High Temp V2 poscurada.	125
Figura 40 Curva S – N de la resina High Temp V2 sin poscurar.....	126

Resumen

El presente trabajo de titulación se orienta en el diseño y la construcción de un dispositivo que permita realizar ensayo a fatiga en juntas elásticas de mecanismos flexibles. El objetivo es analizar el comportamiento de los mecanismos flexibles a diferentes posiciones para conocer la mejor aplicación. Inicialmente se recopila la información acerca de los mecanismos de cuatro barras que se utilizó como base de diseño del dispositivo, posteriormente se utilizó softwares computacionales para el diseño conceptual, básico y de detalle del dispositivo que permitió su posterior construcción. Una vez que el equipo fue terminado, se realizó el análisis y diseño del mecanismo flexible aplicando el modelo de cuerpo pseudo rígido pivote de flexión de corta longitud, manufacturado a través del proceso de impresión 3D estereolitografía. Finalmente, se realizó diferentes ensayos a fatiga de los mecanismos flexibles donde los resultados obtenidos se los muestra mediante una gráfica Esfuerzo – Número de ciclos. La utilidad futura del dispositivo contempla el enriquecimiento de los conocimientos prácticos de los estudiantes de la Universidad de Las Fuerzas Armadas “ESPE”, al desarrollar análisis en el Laboratorio de Mecanismos, de los diferentes modelos de cuerpo pseudo rígido manufacturados a través de diferentes procesos de impresión 3D como modelado por deposición fundida (FDM), estereolitografía (SLA) y sinterizado selectivo por láser (SLS).

Palabras Clave: mecanismo de cuatro barras, mecanismos flexibles, modelo de cuerpo pseudo rígido, fatiga, impresión 3D

Abstract

This degree work is oriented to the design and construction of a device that allows fatigue testing of elastic joints of flexible mechanisms. The objective is to analyze the behavior of flexible mechanisms at different positions in order to know the best application. Initially, information about four-bar mechanisms was collected and used as the basis for the design of the device. Subsequently, computer software was used for the conceptual, basic and detailed design of the device that allowed its subsequent construction. Once the device was finished, the analysis and design of the compliant mechanism was carried out by applying the pseudo rigid pivoted short length bending body model, manufactured through the stereolithography 3D printing process. Finally, different fatigue tests were performed on the flexible mechanisms where the results obtained are shown in a graph Stress - Number of cycles. The future usefulness of the device contemplates the enrichment of the practical knowledge of the students of the Universidad de las Fuerzas Armadas "ESPE", by developing analysis in the Mechanisms Laboratory, of the different models of pseudo rigid body manufactured through different 3D printing processes such as fused deposition modeling (FDM), stereolithography (SLA) and selective laser sintering (SLS).

Keywords: four-bar mechanism, compliant mechanisms, pseudo rigid body model, fatigue, 3D printing

Capítulo I Generalidades

Introducción

En la actualidad en el área de la ingeniería para estar a la vanguardia en la tecnología es requerida la optimización de los procesos y recursos, lo que representa abaratar costos en materiales y proceso de producción, una de las alternativas para optimizar estos gastos es la implementación de mecanismos flexibles, los cuales resultan una alternativa viable para sustituir a los mecanismos de elementos rígidos tradicionales. Los mecanismos flexibles también pueden ser empleados para transmitir movimiento, energía y/o fuerza a través de la deformación del material flexible del que está compuesto, este material de elemento flexible es conocido como “flexures”, los mecanismos flexibles no requieren de un proceso de mecanizado para crear la forma deseada debido a que son fabricados en una sola pieza.

La manufactura aditiva ha ayudado a superar limitantes en la fabricación de mecanismos flexibles al hacer los procesos de fabricación más sencillos. Otro de los problemas con este tipo de mecanismos es que no existe un análisis a fatiga y es importante conocer el límite de fatiga debido a que algunas de las aplicaciones de los mecanismos flexibles están sometidos a cargas cíclicas.

Es conocido que todos los materiales sufren un deterioro de sus propiedades mecánicas cuando son sometidas a cargas cíclicas por un periodo extendido de tiempo y también es consecuencia de la exposición a condiciones ambientales críticas. El ensayo a fatiga se emplea para determinar la vida útil de los materiales.

Bajo esta premisa, se plantea el diseño de una máquina para realizar ensayos de fatiga en mecanismos flexibles a través de un mecanismo de cuatro barras, que permite generar una amplia variedad de movimientos cíclicos.

Antecedentes

El uso de mecanismos flexibles nace para sustituir los mecanismos de elementos rígidos tradicionales, con la creación de la impresión 3D en el año 1984, con la primera tecnología llamada estereografía (SLA) que fue creada por Charles Hull. El proceso funciona cuando se solidifica las resinas líquidas para dar forma a los objetos que se desean diseñar; años más tarde el Sr. Hull creó la empresa llamada 3DSystems, para revolucionar la impresión 3D logrando que el usuario puede visualizar el diseño de la pieza antes de imprimirla (Rodríguez Campillo, 2018).

Flores Palidines (2022) desarrolló la investigación llamada “Análisis a fatiga de las juntas elásticas de un mecanismo flexible fabricado con manufactura aditiva” en la Universidad de las Fuerzas Armadas, donde el objetivo general fue analizar a fatiga las juntas elásticas de un mecanismo flexible manivela corredera fabricado con manufactura aditiva, utilizando la máquina industrial marca INSTRON 8801, donde se percibieron dos dificultades, la primera es la baja velocidad de trabajo de 5 Hz que hace los ensayos de gran duración y la otra es la excesiva fuerza generada por las mordazas de sujeción que destruyen la probeta.

Justificación e Importancia

El análisis de mecanismos flexibles incluye muchos aspectos que van desde el grado en que afectan al movimiento general del sistema multi-cuerpo, el estado tensional del mismo, la deformación del sólido flexible, optimización, entre otros. La motivación de este estudio se centra en desarrollar una máquina que permita evaluar de manera eficiente la flexibilidad y fatiga con pequeñas y grandes deformaciones a diferentes velocidades de ensayo. Basándose en un mecanismo de cuatro barras con ángulo variable. Se espera de esta manera generar un gran aporte a la investigación y aplicación de los mecanismos flexibles.

Alcance

El alcance del proyecto se centra en el diseño y construcción de un mecanismo de cuatro barras para ensayar fatiga en mecanismos flexibles. El punto de partida del presente proyecto es el diseño del mecanismo configurado para lograr 120° que pueden ser reducidos conforme se disminuya el radio de la manivela, capaz de resistir altas velocidades en periodos de tiempo prolongado.

Se finaliza con el análisis a fatiga del mecanismo flexible “pivote de flexión de corta longitud”, que se diseñará y fabricará en una sola pieza a través de manufactura aditiva o impresión 3D, utilizando la impresora Formlabs 3+ con resina resistente a altas temperaturas, con la finalidad de analizar su comportamiento en la máquina diseñada para ensayar fatiga.

Objetivos

Objetivo General

Diseñar y construir un dispositivo para realizar ensayo de fatiga en las juntas elásticas de mecanismos flexibles, siendo la flexión la solicitud de interés.

Objetivos Específicos

- Analizar y seleccionar la mejor alternativa de diseño de la máquina para ensayar fatiga en juntas elásticas, la cual deberá ser de fácil uso y con control pasivo de vibraciones.
- Construir y montar en su totalidad la máquina de un mecanismo de cuatro barras destinado a ensayar fatiga de juntas flexibles construidas con impresión 3D.
- Caracterizar la fatiga de juntas elásticas en la resina estándar a diferentes tiempos de curado para extrapolar diagramas tensión vs ciclos.

Capítulo II Marco teórico

Dentro de este capítulo se conocerá los fundamentos teóricos que son necesarios para el diseño y construcción del dispositivo para realizar ensayo de fatiga en mecanismo flexibles. Se describirá la teoría que se necesita para la construcción del dispositivo, a su vez se detallara el material que se empleara tanto en la construcción del dispositivo como el de las probetas con las cuales se va a ensayar.

Mecanismo de cuatro barras orientado a análisis de fatiga

Un mecanismo de 4 barras está diseñado para realizar un número infinito de movimientos o también llamados ciclos. Para los elementos a ser estudiados en este documento es necesario someter a altos de ciclos por minuto los mecanismos de juntas flexibles, siendo ideal su aplicación para el análisis de fatiga.

El mecanismo de 4 barras se compone de tres barras móviles y una barra estática, todos estos elementos están unidos entre sí por nudos articulados que giran en su totalidad o en un ángulo que depende de las longitudes de las barras, por lo cual el ángulo puede ser variable. Todas estas longitudes deben cumplir el criterio de Grashof. (Norton, 2004)

El ángulo variable es importante para el análisis de fatiga debido a que a un mayor ángulo de apertura en las probetas las mismas se fatigarán más rápido, esto debido al desplazamiento angular a las que estarán sometidas.

Fatiga

La fatiga en los elementos se describe como el fenómeno por el cual el material se rompe o falla cuando es sometido a esfuerzos dinámicos cíclicos, en donde la fractura por fatiga en el material se genera microscópicamente, dentro de una fibra crítica que es la que soporta los esfuerzos dinámicos. La falla por fatiga ocurre a esfuerzos que están por debajo del límite de fluencia para materiales dúctiles y por debajo del esfuerzo último en el caso de materiales frágiles. (Budynas & Nisbett, 2018)

Falla por fatiga

Se puede decir que la falla por fractura sigue tres pasos, inicia con la grieta la cual no siempre se aprecia al ojo humano, continua con el incremento de tamaño de la grieta y finalmente se fractura. Las grietas que se generan en elemento son directamente proporcionales a los esfuerzos a los que se encuentra sometidos, a mayor carga de esfuerzos a tensión constante el tamaño de la grieta tenderá a incrementar, y por otro lado si está sometido a esfuerzo de compresión la grieta del elemento no incrementará de tamaño.

La fatiga depende también del número de ciclos al que es sometido el elemento, que se clasifica en tres partes, la primera es para cuando se encuentra entre 1 a 1000 ciclos que se considera como fatiga de bajos ciclos, la segunda supera los 1000 ciclos y se la considera como fatiga de altos ciclos y la tercera se denomina vida infinita cuando no falla independientemente del número de ciclos. La representación gráfica del número de ciclos que necesita un elemento hasta su fallo se lo puede representar mediante el diagrama de esfuerzo – vida o diagrama S – N. Para graficar el diagrama es necesario ensayos experimentales con probetas de laboratorio controladas, en el presente estudio se aplicará cargas simples para determinar la resistencia con bajos y altos ciclos la vida finita o infinita del material hasta su fallo. (Howell, 2001)

Para los mecanismos flexibles, se busca que este resista un número grande de ciclos antes de su fallo, existe ciertos mecanismos flexibles que, si el estrés del material está por debajo de ciertos ciclos, este no fallara, independientemente de los ciclos a los que se haya sometido, este límite se lo conoce como límite de endurecimiento.

Es importante destacar que las fallas por fatiga también pueden deberse a factores externos al número de ciclos y esfuerzos que son sometidos, entre ellos está la temperatura, acabado superficial, imperfecciones del material, concentración de esfuerzos, elementos del medio ambiente, entre otros. La

dispersión varia inclusive en lotes del mismo tamaño y acabado, por esto es difícil determinar con exactitud el origen de la falla por fatiga en un material (Howell, 2001).

Flexibilidad y Deflexión

Los MFs dependen de la flexibilidad del elemento y debido a esto al realizar un análisis cinemático no se puede asumir al elemento como un cuerpo totalmente rígido, para realizar un análisis de deflexión de este tipo de elementos se asume que su deformación es pequeña, esto con el fin de eliminar términos al desarrollar las ecuaciones, lo que nos permite evitar la aparición de términos no lineales.

Si en un caso existiesen términos no lineales se los clasifica en: no linealidades del material y no linealidades geométricas. Las no linealidades del material se usan cuando se imposibilita la aplicación de la ley de Hooke y por otro lado las no linealidades geométricas se dan cuando la deflexión altera la naturaleza misma del elemento. (Howell, 2001)

Es necesario e importante poder diferenciar los términos rigidez, resistencia, y deflexión. Rigidez se refiere a la cantidad que puede soportar un elemento a flexión mientras es sometido a una carga y está en función del tipo de material y la geometría. Resistencia es cuando el elemento está sometido a una magnitud de carga constante por un determinado tiempo antes de que falle. Deflexión se define como la capacidad que tiene el elemento para desviarse de su posición original mientras está sometido a una carga (Howell, 2001).

Compliant Mechanism

Los compliant mechanism o mecanismos flexibles (MFs) son estructuras monolíticas que logran la transmisión de su movimiento y fuerza a través de la deflexión de los miembros flexibles en lugar de solo las articulaciones de cuerpo rígido. Esto hace que los MFs presenten ciertas ventajas en comparación con los mecanismos de cuerpo rígido, tales como no requerir de ensamble y lubricación

(Wikipedia, Compliant mechanism, 2022). Un ejemplo de un mecanismo flexible o compliant Mechanism se representa en la Figura 14.

Figura 1

Mecanismo de pinza flexible.



Nota. Se presenta un ejemplo de mecanismo flexible. Adaptado de Wikipedia de Mecanismo de pinza flexible [Fotografía], por Wikipedia, 2022, (https://en.wikipedia.org/wiki/Compliant_mechanism).

Métodos de Diseño

Los mecanismos flexibles se diseñan utilizando un enfoque cinemático y un enfoque de optimización estructural.

Enfoque cinemático

El análisis cinemático se utiliza para diseñar un MF mediante la creación de un modelo de cuerpo pseudo - rígido del mecanismo.

Enfoque de optimización estructural

El método de optimización topológica (MOT). Es un método que permite diseñar estructuras óptimas de forma automática, distribuyendo el material con el fin de mejorar el desempeño frente a un fenómeno físico considerado. La ventaja del MOT es que no es necesario un modelo preliminar del diseño, sin embargo, se debe considerar como un primer bosquejo del diseño conceptual, lo cual implica que se requiere un posible post procesamiento para corregir defectos del resultado del método.

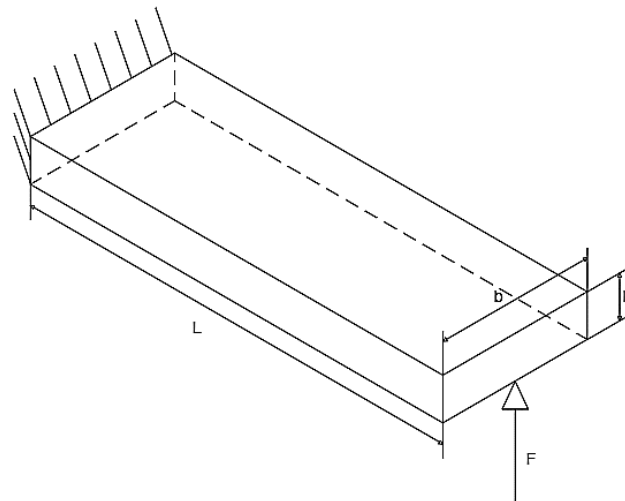
Consideraciones del material

El material del mecanismo flexible debe poseer características fundamentales para poder ser utilizado en el dispositivo diseñado; entre las características del material deben estar buena flexibilidad y alta resistencia. Se buscan estas características debido a que el material va a estar sometido a fatiga a altos ciclos por minuto. Es importante conocer las propiedades mecánicas del material porque nos reflejan criterios sobre flexibilidad, resistencia a la fluencia, módulo de elasticidad, entre otras características.

Existe una importante relación entre la resistencia a la fluencia y el módulo de elasticidad, para visualizar esta relación debemos considerar una viga empotrada únicamente a un extremo (viga en voladizo) que se encuentra aplicada una fuerza a su extremo, tal como se puede observar en la Figura 2 (Flores Paladines, 2022).

Figura 2

Viga en Voladizo



Nota. Tomado de *Compliant Mechanism*, por Larry Howell, 2001.

Planteada la ecuación de Euler – Bernoulli

$$EI \frac{d\theta}{ds} = M \quad (1)$$

Donde $\frac{d\theta}{ds}$ es el radio de curvatura, y suponiendo que $\left(\frac{dy}{dx}\right)^2 \approx 0$, se obtiene que $\frac{d\theta}{ds} \approx \frac{d^2\delta}{dx^2}$

(donde δ es la deflexión vertical en y). Se reemplaza lo anterior en la ecuación (1).

$$EI \frac{d^2\delta}{dx^2} = M \quad (2)$$

Para una viga en voladizo la ecuación del momento es:

$$M = F(L - x) \quad (3)$$

La ecuación (3) se sustituye en (2) para integrar dos veces evaluando en $x = 0$ donde $\delta = 0$ y

$$\frac{dy}{dx} = \theta = 0.$$

$$\delta = \frac{F}{EI} \left[L \frac{x^2}{2} - \frac{x^3}{6} \right] \quad (4)$$

La deflexión en $x = L$ es $\delta = \frac{FL^3}{3EI}$, y conociendo que la inercia I en una sección rectangular es

$I = \frac{bh^3}{12}$. Se sustituye la inercia en la deflexión y se obtiene:

$$\delta = \frac{4FL^3}{Ebh^3} \quad (5)$$

El esfuerzo máximo se da en el extremo libre, así como en sus fibras inferiores y superiores, este esfuerzo puede ser calculado con la ecuación (6) (ecuación de Navier), y reemplazando M_{max} , C y la inercia se obtiene:

$$\sigma = \frac{M_{max}C}{I} \quad (6)$$

$$\sigma = \frac{FL \left(\frac{h}{2}\right)}{\frac{bh^3}{12}} = \frac{6FL}{bh^2} \quad (7)$$

Si se asume que fallo de la viga es por fluencia se tiene que $\sigma = S_y$

$$S_y = \frac{6FL}{bh^2} \quad (8)$$

Despejando la fuerza F de la ecuación (8), se obtiene

$$F = \frac{S_y b h^2}{6L} \quad (9)$$

Sustituyendo la ecuación (9) en la ecuación (5), llegamos a obtener:

$$\delta = \frac{2 L^2 S_y}{3 h E} \quad (10)$$

De la ecuación (10) se puede notar la relación existente entre la resistencia a la fluencia y el módulo de elasticidad, que son directamente proporcionales, así pues, las propiedades mecánicas del material y su geometría tienen un rol importante en la selección del material.

Existen otros factores que pueden determinar la selección entre un material con otro, entre estos se puede encontrar factores como temperatura de operación, costo del material, costos de la conformación del material y disponibilidad en el mercado.

Para la conformación de MF se puede elegir entre *metales* como aceros, aluminios, titanios, entre otros que poseen buenas propiedades mecánicas, un comportamiento más predecible y una relación baja entre S_y/E , por otro lado, también se puede elegir entre los diferentes tipos de *plásticos* que poseen unas propiedades y características totalmente diferentes a los metales teniendo un valor alto de relación entre S_y/E y un comportamiento menos predecible esto debido a la variación de sus propiedades mecánicas o temperaturas de trabajo (Flores Paladines, 2022)

Análisis de grandes deflexiones.

El análisis a grandes deflexiones resueltas con la ecuación Bernoulli – Euler son imprecisas debido a que no se puede aproximar $\left(\frac{dy}{dx}\right)^2 \approx 0$, a razón de la existencia de un factor adicional, el cual varía a medida que se aumenta la deflexión, por tal motivo se mantiene la curvatura como se muestra en la ecuación (11):

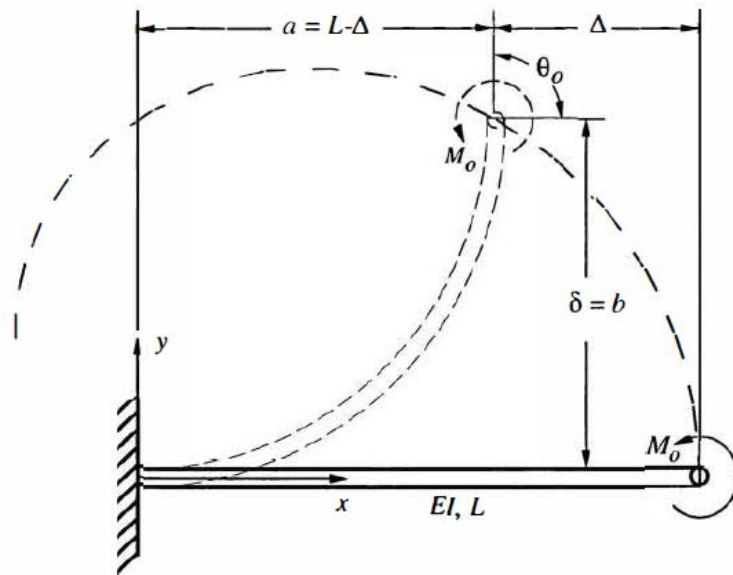
$$\frac{d\theta}{ds} = \frac{1}{\left[1 + \left(\frac{dy}{dx}\right)^2\right]^{3/2}} * \frac{d^2y}{dx^2} \quad (11)$$

Viga en voladizo con momento en su extremo libre.

Para una viga en voladizo que posee un momento en su extremo libre como se puede observar en la Figura 3, se procede a resolver planteando nuevamente la ecuación de Bernoulli – Euler, (Howell, 2001).

Figura 3

Viga en Voladizo con grande deflexión en su extremo



Nota. Tomado de *Compliant Mechanism*, por Larry Howell, 2001.

$$\frac{d\theta}{ds} = \frac{M_o}{EI} \quad (12)$$

Se tiene el momento M_o constante a lo largo del elemento y θ_o es el ángulo inicial en reposo en el extremo libre de la viga. Integramos por variables separables para que nos de la solución que se muestra en la ecuación (14).

$$\int_0^{\theta_o} d\theta = \int_0^L \frac{M_o}{EI} ds \quad (13)$$

$$\theta_o = \frac{M_o L}{EI} \quad (14)$$

Se deriva la ecuación (14) en función de $d\theta/ds$ usando la regla de la cadena para encontrar la deflexión en x (vertical) y en y (horizontal), donde $dy/ds = \sin(\theta)$ y $dx/ds = \cos(\theta)$

$$\frac{M_o}{EI} = \frac{d\theta}{dy} \frac{dy}{ds} = \frac{d\theta}{dy} \sin(\theta) \quad (15)$$

$$\frac{M_o}{EI} = \frac{d\theta}{dx} \frac{dx}{ds} = \frac{d\theta}{dx} \cos(\theta) \quad (16)$$

Se integra separando las variables para x y para y

$$\int_0^b dy = \frac{EI}{M_o} \int_0^{\theta_o} \sin(\theta) d\theta \quad (17)$$

$$\int_0^a dx = \frac{EI}{M_o} \int_0^{\theta_o} \cos(\theta) d\theta \quad (18)$$

Dando como resultado a y b que son las deflexión horizontal y vertical respectivamente

$$b = \frac{EI}{M_o} [1 - \cos(\theta_o)] \quad (19)$$

$$a = \frac{EI}{M_o} \sin(\theta_o) \quad (20)$$

Dividiendo todo para L y reemplazando en la ecuación (14) de θ_o

$$\frac{b}{L} = \frac{1 - \cos(\theta_o)}{\theta_o} \quad (21)$$

$$\frac{a}{L} = \frac{\sin(\theta_o)}{\theta_o} \quad (22)$$

Modelo Pseudo Rígido

El modelo de cuerpo pseudo - rígido sirve para analizar elementos y sistemas sometidos a grandes deflexiones. Este modelo consiste en reemplazar los elementos flexibles por elementos rígidos cuya relación fuerza - deflexión es equivalente, cuando se aplica este método se simula el elemento por medio de un punto de pivote en el extremo añadiendo un resorte torsional que representa la resistencia a la deflexión del elemento flexible. Aplicando este modelo a los mecanismos flexibles nos permite analizar mediante la aplicación de la teoría de mecanismos rígidos, donde lo más importante es el lugar donde se ubica la junta por pin y el valor de la constante de resorte (Howell, 2001).

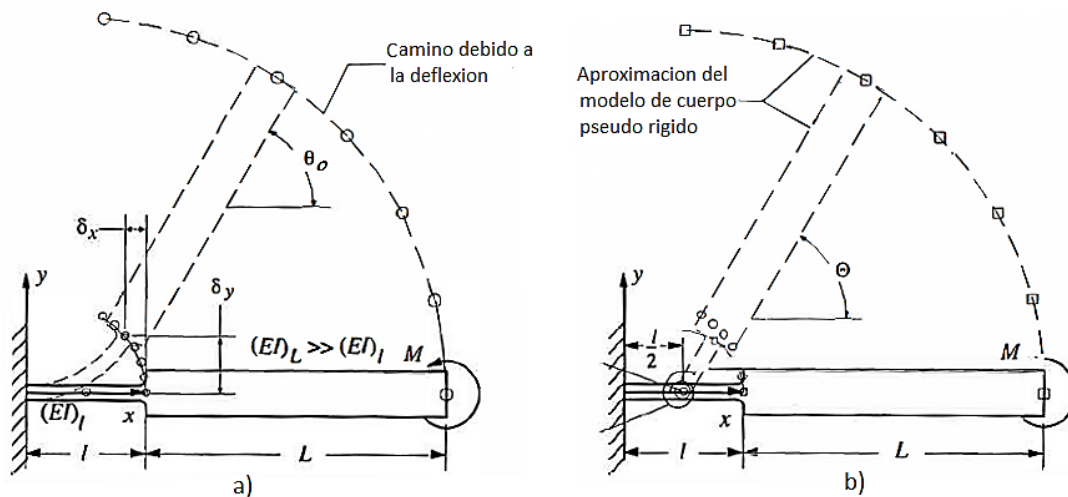
Pivote de flexión de corta longitud

Es un elemento flexible de corta longitud en comparación con la longitud de eslabón, conectado a elementos rígidos. En este caso se puede ubicar el pivote en la mitad del elemento y dará resultados precisos (Howell, 2001). Esto se puede observar en la Figura 4.

$$\Theta = \theta_o \quad (23)$$

Figura 4

Modelo pseudo rígido del pivote de flexión de corta longitud.



Nota. a) Pivote de flexión de corta longitud. b) Su modelo de cuerpo pseudo rígido. Adaptado de Compliant Mechanism (p.137); por Howell, 2001.

Se modela la resistencia de la viga a la deflexión mediante un resorte torsional con una constante K . El torque necesario para mover el eslabón pseudo rígido es

$$T = K\Theta \quad (24)$$

Para la viga flexible con momento en el extremo el valor de la constante K del resorte puede ser calculada con la ayuda de la ecuación (14),

$$\theta_o = \frac{M_o l}{(EI)_l} \quad (25)$$

Despejando M , se tiene

$$M_o = \frac{(EI)_l}{l} \theta_o \quad (26)$$

Comparando las ecuaciones (25) y (26) se observa que $M = T$, $\theta_o = \Theta$ y la equivalencia de K es:

$$K = \frac{(EI)_l}{l} \quad (27)$$

Es necesario tener en cuenta que, si en la viga existe esfuerzos mayores a los causados por flexión, entonces el modelo desarrollado es impreciso. Este modelo sirve también para analizar grandes deflexiones ya que no se considera limitaciones en la deflexión al momento de desarrollar el modelo.

Manufactura Aditiva

En la actualidad existen varias aplicaciones y varios tipos de manufactura aditiva, que simplemente se definen como un proceso de impresión en 3D que trabaja con la superposición de capas sucesivas de material hasta lograr formar la estructura deseada.

La fabricación aditiva hace referencia a la manufactura de nuevos componentes durables y complejos, es una tecnología en constante evolución.

La estereolitografía o SLA es la primera técnica de fabricación aditiva que surgió. Este método emplea como material de fabricación resina líquida solidificada bajo el efecto de la luz ultravioleta.

(Restrepo, 2017)

Materiales

Grilon (Poliamida 6)

El Grilon es un tipo de termoplástico de alta resistencia con excelentes propiedades mecánicas, térmicas, químicas, eléctricas entre otras. A su vez es un material fácil de máquinas. Se caracteriza por su uso muy común en la industria ecuatoriana, debido a su bajo costo en comparación con otros materiales que son utilizados para la elaboración de repuestos de maquinaria industrial, automotriz, máquinas de uso doméstico, entre otros. (Indeltec, 2022)

Una de las características importantes de este material es el bajo peso que posee, por lo que podríamos definir al Grilon como un material ligero, barato, fácil de mecanizar y que entrega altas propiedades de resistencia. A su vez es un material que no necesita de una herramienta de alta resistencia para poderlo mecanizar por lo que su tiempo de producción es menor si lo comparamos con algún acero.

El grilon posee gran estabilidad térmica, por lo que puede soportar temperaturas entre los 10° hasta los 100°. Tiene una gran variedad de aplicaciones como: piñones, engranes, arandelas, coronas, cremalleras, entre muchos más. Las propiedades del grilon se muestran en la Tabla 1.

Tabla 1

Propiedades del Grilon

Propiedades del Grilon	
Densidad	1.14 $\left[\frac{g}{cm^3}\right]$
Resistencia a la tracción	630 [MPa]
Elongación	60 – 300 %
Módulo de elasticidad	1.88x10 ⁴ [MPa]
Dureza	R 119
Resistencia al impacto	0.8 – 5.5 $\left[\frac{ft \cdot lb}{in}\right]$
Resistencia dieléctrica	23 $\left[\frac{kV}{mm}\right]$
Absorción de humedad 23°C al 60%	2.5 %
Temperatura de trabajo	100[°C]

Nota. Adaptado de Plásticos distintas propiedades, por Acero Inoxidable, 2020

(<https://inoxidable.com/propiedades1.htm>).

Resina Estándar (High Temp Resin)

La resina que se utiliza tiene como nombre comercial High Temp Resin V2 es diseñada para soportar altas temperaturas, llegando a soportar temperaturas de hasta 289°C cuando es sometida a bajas cargas a flexión, además se caracteriza por ser un material con poca flexibilidad (Formlabs, Form 3B, 2022).

Algunas de sus aplicaciones recomendadas son flujos de aire, gases y fluidos caliente para cubiertas, monturas, y fijaciones de estructuras que se encuentre expuestas al calor. No son recomendadas para reemplazar alguna pieza de equipos industriales o para soportar grandes cargas. (Formlabs, Form 3B, 2022). La impresión de la geometría esperada de la probeta, se lo realiza con impresión 3D, la resina se vierte en la impresora donde se va depositando capa por capa hasta tener la geometría deseada, este método de impresión se la conoce como SLA. El proceso completo de impresión 3D por el método SLA se puede observar en la Figura 5.

Figura 5

Proceso de impresión 3D por el método SLA



Nota. En la figura se observa el proceso de impresión SLA para MF. Adaptado de *SLA: Impresión 3D por estereolitografía [Fotografía]*, por Susana Sanchez Restrepo, 2017.

<https://www.3dnatives.com/es/impresion-3d-porestereolitografia-les-explicamos-todo/>

Las probetas que son impresas por este método y con este material deben lavarse, secarse y pueden ser poscuradas o no, las propiedades que adquieren si se realiza o no el poscurado se puede observar en la Tabla 2.

Tabla 2

Propiedades resina High Temp V2.

	NO POSCURADA	POSCURADA A 80°C
Resistencia a la rotura por tracción	35 [MPa]	61 [MPa]
Módulo de tracción	1.4 [GPa]	2.6 [GPa]
Alargamiento de rotura	32.5 %	13%
Módulo de flexión	0.94 [GPa]	2.2 [GPa]
Resiliencia IZOD entallada	N/A	78.5 [$\mu\text{m}/\text{m}/\text{C}$]

Nota. De *High Temp Resin*, por Formlabs, 2022 (<https://formlabs.com/es/store/materials/high-temp-resin/>)

Capítulo III Diseño de la Máquina y Mecanismo Flexible de Corta Longitud

Para realizar el presente estudio se requiere tener en consideración parámetros de diseño para efectuar los ensayos de fatiga en las juntas elásticas de mecanismos flexibles, mismos que servirán para la construcción del prototipo y caracterización del material.

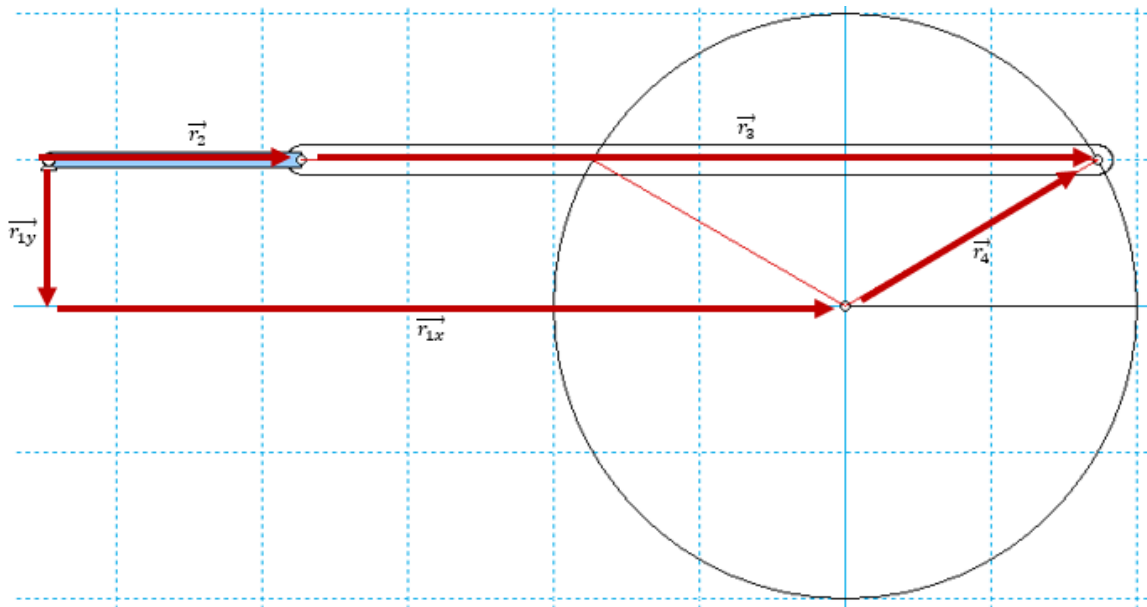
Síntesis Dimensional

El eslabonamiento más simple y más común es el eslabonamiento de cuatro barras. Es una combinación de cuatro eslabones, uno designado como la bancada y conectado por cuatro uniones de perno (Myszka, 2012).

La síntesis dimensional es la determinación de las longitudes y ángulos necesarios para crear un mecanismo que logre transformar el movimiento deseado. El máximo ángulo de rotación que se puede obtener es 120° puesto que si se supera este valor el ángulo de transmisión se hace menor a 30° y tanto las características de funcionamiento y ventaja mecánica se ven afectadas (Olmedo & Echeverría, 2018).

Figura 6

Mecanismo del dispositivo para ensayo de fatiga en las juntas elásticas de MF.



Nota. Se presenta el diagrama cinemático del mecanismo correspondiente a la máquina para ensayo de fatiga en las juntas elásticas de mecanismos flexibles.

El mecanismo mostrado en la Figura 6 es de cuatro barras ya que se compone con cuatro eslabones conectados por cuatro uniones de perno y un eslabón estático.

La movilidad de un mecanismo de cuatro barras sigue la ecuación de Gruebler.

$$M = \text{grados de libertad} = 3(n - 1) - 2j_p - j_h \quad (28)$$

Donde:

n representa el número total de eslabones en el mecanismo.

j_p representa el número total de uniones principales (uniones de pernos o de correderas)

j_h representa el número total de uniones de orden superior (uniones de levas o engranes)

Desarrollando la ecuación de Gruebler con $n = 4$, $j_p = 4$ y $j_h = 0$, tenemos como resultado un mecanismo con un grado de libertad.

Criterio de Grashof

El teorema de Grashof establece que un mecanismo de cuatro barras tiene al menos un eslabón giratorio si cumple la ecuación (29).

$$s + l \leq p + q \quad (29)$$

A la inversa, los tres eslabones que no están fijos solamente oscilarán si cumple la ecuación (30).

$$s + l > p + q \quad (30)$$

Donde:

s representa la longitud del eslabón más corto

l representa la longitud del eslabón más largo

p representa la longitud de uno de los eslabones de longitud intermedia

q representa la longitud del otro eslabón de longitud intermedia

Tabla 3

Categorías de los mecanismos de cuatro barras.

Casos	Criterios	Eslabón más corto	Categoría
1	$s + l < p + q$	Triple balancín	Doble manivela
2	$s + l < p + q$	Lado	Manivela-balancín
3	$s + l < p + q$	Acoplador	Doble balancín
4	$s + l = p + q$	Cualquiera	Punto de cambio
5	$s + l > p + q$	Cualquiera	Triple balancín

Nota. Se presenta las diferentes categorías de los mecanismos de cuatro barras. Adaptado de Máquinas y Mecanismos (p. 19); por Myszka, 2012.

Las dimensiones del mecanismo serán $r_{1x} = 200mm$, $r_{1y} = 43.30mm$, $r_2 = 75mm$, $r_3 = 200mm$ y $r_4 = 86.6mm$ por lo que el mecanismo representa a la categoría manivela-balancín.

Análisis del Mecanismo

Para el análisis de mecanismos se requiere realizar un análisis cinemático que se refiere al estudio del movimiento, donde se estudia el desplazamiento, velocidad y aceleración de puntos y miembros constituyentes, sin atender para nada la causa que produce tales movimientos. El análisis cinemático en sí mismo tiene poca utilidad. Más bien debe ser considerado como un medio para resolver el análisis dinámico y por lo tanto el análisis de esfuerzos, así como para comprobar los resultados obtenidos en la síntesis de mecanismos (Olmedo & Echeverría, 2018).

Análisis Cinemático

Análisis de Movimiento θ_3

El sistema de ecuaciones del circuito del mecanismo de cuatro barras según el esquema cinemático de la Figura 6 es:

$$\vec{r}_2 + \vec{r}_3 = \vec{r}_{1x} + \vec{r}_{1y} + \vec{r}_4 \quad (31)$$

Transformando a la forma compleja:

$$r_2 \cdot e^{i\theta_2} + r_3 \cdot e^{i\theta_3} = r_{1x} \cdot e^{i\cdot 0} + r_{1y} \cdot e^{i\cdot 270} + r_4 \cdot e^{i\theta_4} \quad (32)$$

Utilizando la equivalencia de Euler tenemos que:

$$r_2 \cdot (\cos(\theta_2)) + r_3 \cdot (\cos(\theta_3)) = r_{1x} + r_4 \cdot (\cos(\theta_4)) \quad (33)$$

$$r_2 \cdot (\sin(\theta_2)) + r_3 \cdot (\sin(\theta_3)) = -r_{1y} + r_4 \cdot (\sin(\theta_4)) \quad (34)$$

Se tiene una ecuación no lineal donde las variables dependientes son: θ_3 y θ_4 , la variable independiente es θ_2 y las constantes son: r_{1x} , r_{1y} , r_2 , r_3 y r_4 . Se eliminará una incógnita, en este caso θ_4 .

$$r_4 \cdot (\cos(\theta_4)) = r_2 \cdot (\cos(\theta_2)) + r_3 \cdot (\cos(\theta_3)) - r_{1x} \quad (35)$$

$$r_4 \cdot (\sin(\theta_4)) = r_2 \cdot (\sin(\theta_2)) + r_3 \cdot (\sin(\theta_3)) + r_{1y} \quad (36)$$

Se eleva al cuadrado y se suma:

$$\begin{aligned} r_2^2 + r_3^2 + r_{1x}^2 + r_{1y}^2 - r_4^2 + 2 \cdot r_2 \cdot r_3 \cdot (\cos(\theta_3 - \theta_2)) - 2 \cdot r_2 \cdot r_{1x} \cdot (\cos(\theta_2)) + 2 \cdot r_2 \\ \cdot r_{1y} \cdot (\sin(\theta_2)) - 2 \cdot r_3 \cdot r_{1x} \cdot (\cos(\theta_3)) + 2 \cdot r_3 \cdot r_{1y} \cdot \sin(\theta_3) = 0 \end{aligned} \quad (37)$$

Dividiendo toda la expresión para $2 \cdot r_2 \cdot r_3$ y simplificando:

$$\begin{aligned} \frac{r_2^2 + r_3^2 + r_{1x}^2 + r_{1y}^2 - r_4^2}{2 \cdot r_2 \cdot r_3} + \cos(\theta_3 - \theta_2) - \frac{r_{1x}}{r_3} \cdot (\cos(\theta_2)) + \frac{r_{1y}}{r_3} \cdot (\sin(\theta_2)) - \frac{r_{1x}}{r_2} \\ \cdot (\cos(\theta_3)) + \frac{r_{1y}}{r_2} \cdot \sin(\theta_3) = 0 \end{aligned} \quad (38)$$

Se utiliza nuevas constantes para compactar la expresión:

$$k_1 = \frac{r_2^2 + r_3^2 + r_{1x}^2 + r_{1y}^2 - r_4^2}{2 \cdot r_2 \cdot r_3} \quad (39)$$

$$k_2 = \frac{r_{1x}}{r_3} \quad (40)$$

$$k_3 = \frac{r_{1y}}{r_3} \quad (41)$$

$$k_4 = \frac{r_{1x}}{r_2} \quad (42)$$

$$k_5 = \frac{r_{1y}}{r_2} \quad (43)$$

Se forma la ecuación de Freudenstein que se utiliza en síntesis de mecanismos.

$$k_1 + \cos(\theta_3 - \theta_2) - k_2 \cdot (\cos(\theta_2)) + k_3 \cdot (\sin(\theta_2)) - k_4 \cdot (\cos(\theta_3)) + k_5 \cdot \sin(\theta_3) = 0 \quad (44)$$

Se utiliza las siguientes equivalencias trigonométricas conocidas para resolver la ecuación (44):

$$\cos(\theta_3) = \frac{1 - x^2}{1 + x^2} \quad (45)$$

$$\sin(\theta_3) = \frac{2x}{1 + x^2} \quad (46)$$

Reemplazando la ecuación (45) y (46) en (44). Se obtiene una ecuación de segundo grado.

$$k_1 + \cos(\theta_2) \cdot \left(\frac{1 - x^2}{1 + x^2}\right) + \sin(\theta_2) \cdot \left(\frac{2x}{1 + x^2}\right) - k_2 \cdot (\cos(\theta_2)) + k_3 \cdot \sin(\theta_2) - k_4 \cdot \left(\frac{1 - x^2}{1 + x^2}\right) + k_5 \cdot \left(\frac{2x}{1 + x^2}\right) = 0 \quad (47)$$

Del tipo:

$$Dx^2 + Ex + F = 0 \quad (48)$$

Dónde:

$$D = k_1 + k_4 - \cos(\theta_2) - k_2 \cdot \cos(\theta_2) + k_3 \cdot \sin(\theta_2) \quad (49)$$

$$E = 2 \cdot \sin(\theta_2) + 2 \cdot k_5 \quad (50)$$

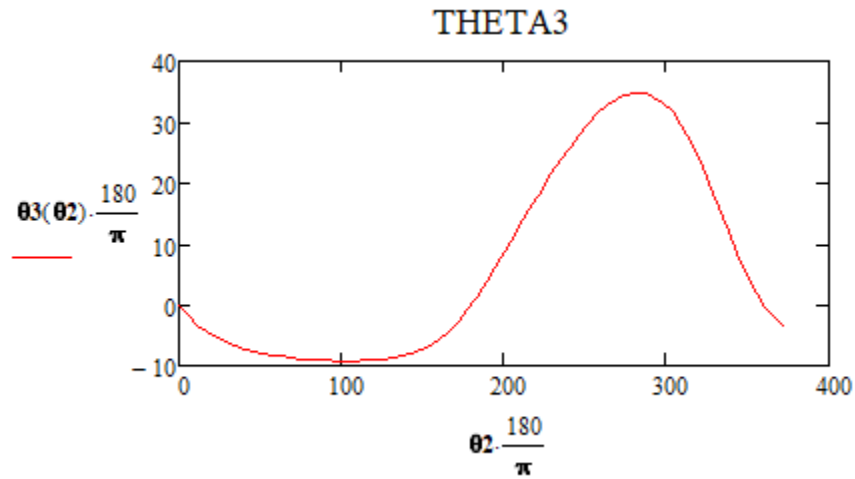
$$F = k_1 - k_4 + \cos(\theta_2) - k_2 \cdot \cos(\theta_2) + k_3 \cdot \sin(\theta_2) \quad (51)$$

La solución para x es:

$$\theta_3 = 2 \cdot \tan\left(\frac{-E \pm \sqrt{E^2 - 4 \cdot D \cdot F}}{2 \cdot D}\right) \quad (52)$$

La ecuación (52) describe la apertura angular que tiene el eslabón r_3 con respecto a θ_2 que varía de 0° a 360° , por lo que la gráfica sirve para conocer la máxima y mínima apertura angular, en la Figura 7 se muestra el comportamiento de θ_3 .

Figura 7

Comportamiento de θ_3 

Nota: θ_3 y θ_2 se representan en grados en la Figura 7 al estar multiplicados por $\frac{180}{\pi}$.

Análisis de Movimiento θ_4

Se procede de igual manera que el análisis de θ_3 , pero en este caso la incógnita que se eliminara es θ_3 y se obtiene la ecuación (53):

$$\theta_4 = 2 \cdot \tan\left(\frac{-B \pm \sqrt{B^2 - 4 \cdot A \cdot C}}{2 \cdot A}\right) \quad (53)$$

Dónde:

$$A = k_1 - k_4 + \cos(\theta_2) - k_2 \cdot \cos(\theta_2) + k_3 \cdot \sin(\theta_2) \quad (54)$$

$$B = -2 \cdot \sin(\theta_2) - 2 \cdot k_5 \quad (55)$$

$$C = k_1 + k_4 - \cos(\theta_2) - k_2 \cdot \cos(\theta_2) + k_3 \cdot \sin(\theta_2) \quad (56)$$

Y

$$k_1 = \frac{r_2^2 + r_4^2 + r_{1x}^2 + r_{1y}^2 - r_3^2}{2 \cdot r_2 \cdot r_4} \quad (57)$$

$$k_2 = \frac{r_{1x}}{r_4} \quad (58)$$

$$k_3 = \frac{r_{1y}}{r_4} \quad (59)$$

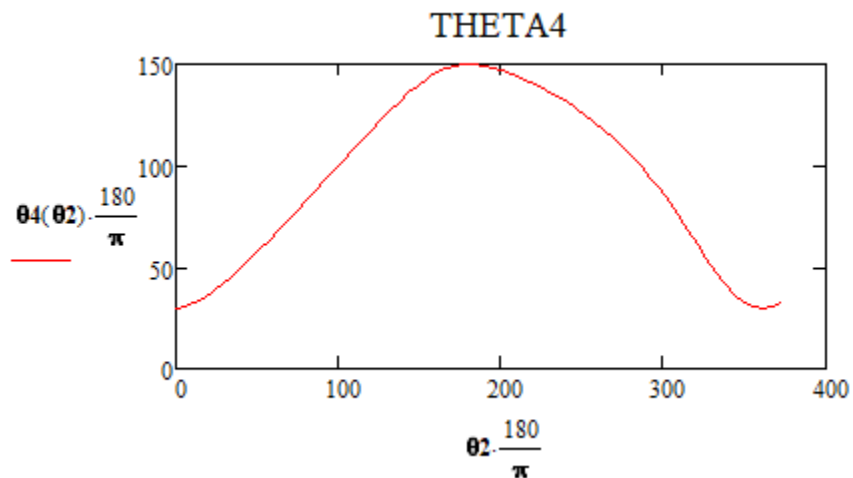
$$k_4 = \frac{r_{1x}}{r_2} \quad (60)$$

$$k_5 = \frac{r_{1y}}{r_2} \quad (61)$$

La ecuación (53) describe la apertura angular que tiene el eslabón r_4 con respecto a θ_2 que varía de 0° a 360° , por lo que la gráfica sirve para conocer la máxima y mínima apertura angular, en la Figura 8 se muestra el comportamiento de θ_4 . De la misma Figura 8 se puede deducir la variación del eslabón r_2 , mismo que es dependiente de la variación del ángulo θ_4 . La variación del ángulo θ_4 se realiza con el fin de conocer el número de ciclos a los que puede fallar a fatiga los mecanismos flexibles en los diferentes ángulos de apertura, en la Tabla 4 se presenta la variación de r_2 con respecto a θ_4 .

Figura 8

Comportamiento de θ_4



Nota: θ_4 y θ_2 se representan en grados en la Figura 8 al estar multiplicados por $\frac{180}{\pi}$. La gráfica se encuentra desplazada 20° .

Tabla 4

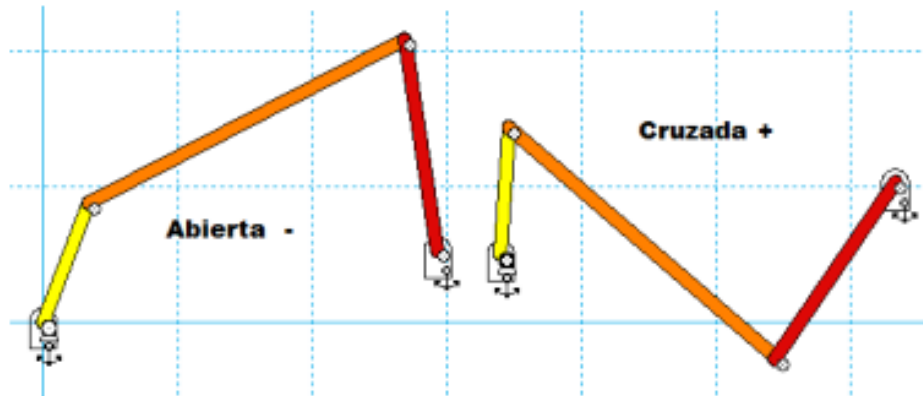
Variación de r_2 con respecto a θ_4 .

r_2 (mm)	θ_4 (°)
75	120
70	108
65	97
60	88
55	79
50	71
45	63
40	56
35	48
30	41
25	34
20	27
15	20
10	13

El signo del radical se utiliza dependiendo del tipo de configuración. En la ecuación (52) el signo es “+” puesto que es una configuración cruzada y en la ecuación (53) el signo es “-” puesto que se trata de una configuración abierta. El tipo de configuración se puede observar en la Figura 9.

Figura 9

Configuración abierta y cruzada.



Nota. La figura presenta los tipos de configuraciones de los mecanismos de cuatro barras. Adaptado de Máquinas y Mecanismos (p. 47); por Olmedo & Echeverría, 2018.

Análisis de Velocidad

Se realiza la derivación de la ecuación de cierre del circuito.

$$r_2 \cdot e^{i\theta_2} + r_3 \cdot e^{i\theta_3} = r_{1x} \cdot e^{i\cdot 0} + r_{1y} \cdot e^{i\cdot 270} + r_4 \cdot e^{i\theta_4} \quad (62)$$

$$i \cdot \omega_2 \cdot r_2 \cdot e^{i\theta_2} + i \cdot \omega_3 \cdot r_3 \cdot e^{i\theta_3} = 0 + 0 + i \cdot \omega_4 \cdot r_4 \cdot e^{i\theta_4} \quad (63)$$

Igualando la parte real e imaginaria obtenemos.

$$-r_2 \cdot \omega_2 \cdot \sin(\theta_2) - r_3 \cdot \omega_3 \cdot \sin(\theta_3) = -\omega_4 \cdot r_4 \cdot \sin(\theta_4) \quad (64)$$

$$r_2 \cdot \omega_2 \cdot \cos(\theta_2) + r_3 \cdot \omega_3 \cdot \cos(\theta_3) = \omega_4 \cdot r_4 \cdot \cos(\theta_4) \quad (65)$$

Resolviendo las ecuaciones lineales:

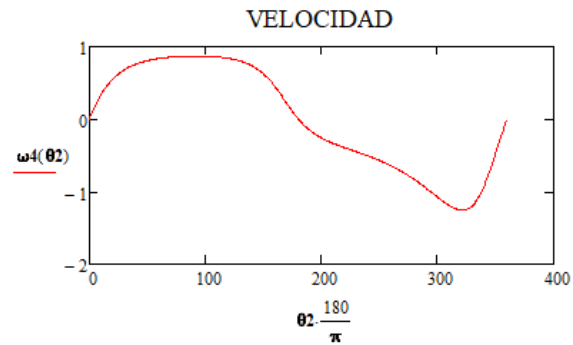
$$\omega_3 = -\frac{r_2 \cdot \omega_2 \cdot \sin(\theta_2 - \theta_4)}{r_3 \cdot \sin(\theta_3 - \theta_4)} \quad (66)$$

$$\omega_4 = -\frac{r_2 \cdot \omega_2 \cdot \sin(\theta_2 - \theta_3)}{r_4 \cdot \sin(\theta_3 - \theta_4)} \quad (67)$$

La velocidad de interés para el estudio del movimiento es ω_4 . Como se aprecia la velocidad de trabajo es uniforme, lo cual hace que el mecanismo sea adecuado para ser utilizado en el estudio de fatiga a alto número de ciclos, la velocidad se puede apreciar en la Figura 10.

Figura 10

Velocidad de máquina para ensayo a fatiga.



Nota: ω_4 es dependiente de θ_2 .

Análisis de Aceleración

Se realiza la derivación de la ecuación de cierre de la velocidad.

$$i \cdot \omega_2 \cdot r_2 \cdot e^{i\theta_2} + i \cdot \omega_3 \cdot r_3 \cdot e^{i\theta_3} = 0 + 0 + i \cdot \omega_4 \cdot r_4 \cdot e^{i\theta_4} \quad (68)$$

$$-\omega_2^2 \cdot r_2 \cdot e^{i\theta_2} + i \cdot \alpha_3 \cdot r_3 \cdot e^{i\theta_3} - \omega_3^2 \cdot r_3 \cdot e^{i\theta_3} = i \cdot \alpha_4 \cdot r_4 \cdot e^{i\theta_4} - \omega_4^2 \cdot r_4 \cdot e^{i\theta_4} \quad (69)$$

Igualando la parte real e imaginaria obtenemos.

$$\begin{aligned} -r_2 \cdot \omega_2^2 \cdot \cos(\theta_2) - r_3 \cdot \alpha_3 \cdot \sin(\theta_3) - r_3 \cdot \omega_3^2 \cdot \cos(\theta_3) \\ = -\omega_4^2 \cdot r_4 \cdot \cos(\theta_4) - \alpha_4 \cdot r_4 \cdot \sin(\theta_4) \end{aligned} \quad (70)$$

$$\begin{aligned} -r_2 \cdot \omega_2^2 \cdot \sin(\theta_2) + r_3 \cdot \alpha_3 \cdot \cos(\theta_3) - r_3 \cdot \omega_3^2 \cdot \sin(\theta_3) \\ = -\omega_4^2 \cdot r_4 \cdot \sin(\theta_4) + \alpha_4 \cdot r_4 \cdot \cos(\theta_4) \end{aligned} \quad (71)$$

Resolviendo las ecuaciones lineales:

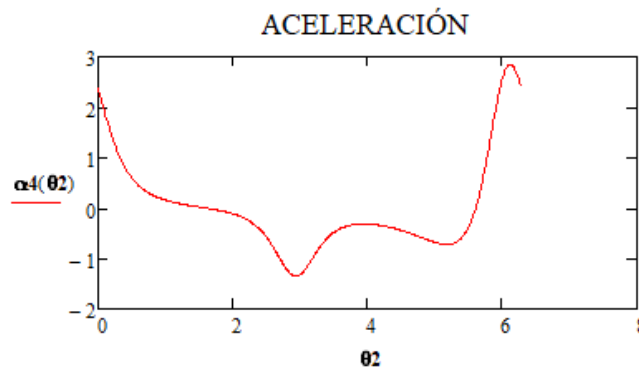
$$\alpha_3 = -\frac{r_2 \cdot \omega_2^2 \cdot \cos(\theta_2 - \theta_4) + r_3 \cdot \omega_3^2 \cdot \cos(\theta_3 - \theta_4) - r_4 \cdot \omega_4^2}{r_3 \cdot \sin(\theta_3 - \theta_4)} \quad (72)$$

$$\alpha_4 = -\frac{r_2 \cdot \omega_2^2 \cdot \cos(\theta_2 - \theta_3) - r_4 \cdot \omega_4^2 \cdot \cos(\theta_3 - \theta_4) + r_3 \cdot \omega_3^2}{r_4 \cdot \sin(\theta_3 - \theta_4)} \quad (73)$$

La aceleración de interés para el estudio del movimiento es α_4 . Como se aprecia la aceleración al igual que la velocidad hacen adecuado el movimiento a altos números de ciclos, la aceleración se puede apreciar en la Figura 11.

Figura 11

Aceleración de la máquina para ensayo a fatiga.



Nota: α_4 es dependiente de θ_2 .

Ventaja Mecánica

La ventaja mecánica se define como la relación entre la fuerza de salida y entrada que tiene un mecanismo. Se parte de la premisa donde no existen pérdidas de potencia en el mecanismo, por lo que es posible igualar la potencia de entrada a la de salida.

$$P_{entrada} = P_{salida} \quad (74)$$

De esta manera se puede representar la ventaja mecánica estableciendo una relación

$$VM = \frac{F_{salida}}{F_{entrada}} = \frac{\omega_4}{\omega_2} \quad (75)$$

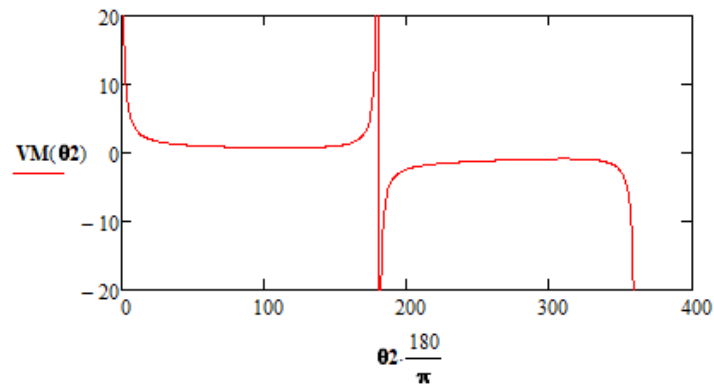
Reemplazando la ecuación (67) en la ecuación (75) y reduciendo, se obtiene

$$VM = \frac{F_{salida}}{F_{entrada}} = \frac{r_2 \cdot \sin(\theta_2 - \theta_3)}{r_4 \cdot \sin(\theta_3 - \theta_4)} \quad (76)$$

La ventaja mecánica que se obtiene del mecanismo de cuatro barras para realizar ensayo a fatiga se puede observar en la Figura 12.

Figura 12

Ventaja Mecánica de la máquina para ensayo a fatiga.



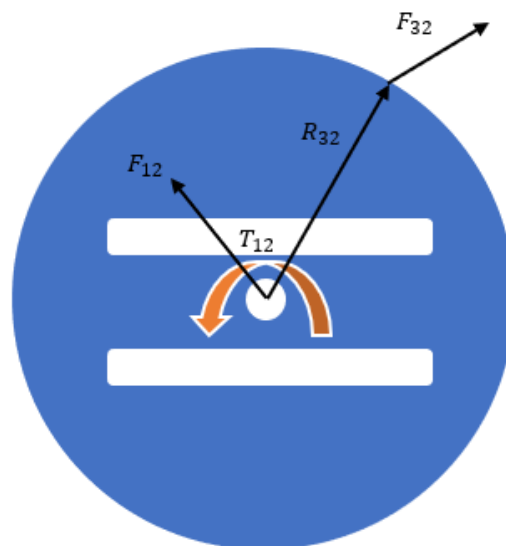
Análisis Dinámico

Análisis Rueda Impulsora

En la Figura 13 se representa el diagrama de cuerpo libre correspondiente a las fuerzas, torque y vector posición correspondiente a la rueda impulsora que representa al eslabón r_2 en el diagrama cinemático de la Figura 6.

Figura 13

Diagrama de cuerpo libre rueda impulsora.



Dónde:

F_{12} representa la fuerza de reacción que ejerce el eje 1 sobre la rueda impulsora.

F_{32} es la fuerza de reacción de la manivela sobre la rueda impulsora.

T_{12} es el torque externo que necesitamos aplicar al mecanismo para que la rueda impulsora gire a la velocidad dada y para que venza la fuerza externa F.

R_{32} es el vector de posición desde el centro de gravedad a la F_{32} .

Utilizando la segunda ley de Newton planteamos las condiciones de equilibrio.

$$\sum F_x = m_2 \cdot a_{CG2x} \quad (77)$$

$$F_{21x} + F_{32x} = 0 \quad (78)$$

$$\sum F_y = m_2 \cdot a_{CG2y} \quad (79)$$

$$F_{21y} + F_{32y} = 0 \quad (80)$$

Aplicando la segunda ley de Newton a los elementos rotatorios.

$$\sum T = I\alpha \quad (81)$$

$$R_{32} \otimes F_{32} + T_{12} = 0 \quad (82)$$

$$R_{32x} \cdot F_{32y} - R_{32y} \cdot F_{32x} + T_{12} = 0 \quad (83)$$

Es importante definir R_{32x} y R_{32y}

$$R_{32x} = r_2 \cdot \cos(\theta_2) \quad (84)$$

$$R_{32y} = r_2 \cdot \sin(\theta_2) \quad (85)$$

Por lo tanto, se tiene:

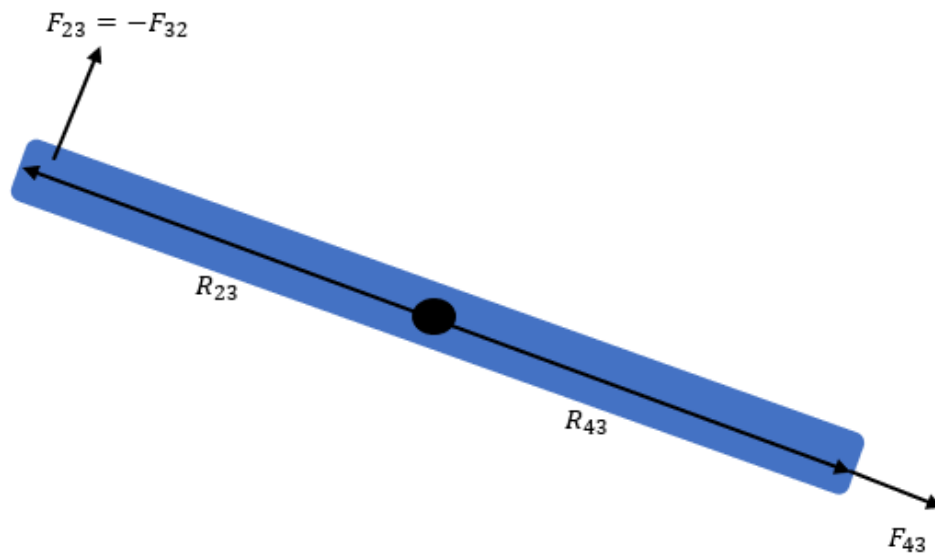
$$r_2 \cdot \cos(\theta_2) \cdot F_{32y} - r_2 \cdot \sin(\theta_2) \cdot F_{32x} + T_{12} = 0 \quad (86)$$

Análisis Manivela

En la Figura 14 se presenta el diagrama de cuerpo libre correspondiente a las fuerzas, torque y vector posición correspondiente a la manivela que representa al eslabón r_3 en el diagrama cinemático de la Figura 6.

Figura 14

Diagrama de cuerpo libre de la manivela



Dónde:

F_{43} representa la fuerza de reacción de la manivela sobre la rueda impulsada.

F_{23} es la fuerza de reacción de la manivela sobre la rueda impulsora y es igual a $-F_{32}$.

R_{23} es el vector de posición desde el centro de gravedad a la F_{23} .

R_{43} es el vector de posición desde el centro de gravedad a la F_{43} .

Utilizando la segunda ley de Newton planteamos las condiciones de equilibrio.

$$\sum F_x = m_3 \cdot a_{CG3x} \quad (87)$$

$$F_{43x} - F_{32x} = m_3 \cdot a_{CG3x} \quad (88)$$

$$\sum F_y = m_3 \cdot a_{CG3y} \quad (89)$$

$$F_{43y} - F_{32y} = m_3 \cdot a_{CG3y} \quad (90)$$

Determinamos la aceleración partiendo de la posición.

$$r_{CG3} = r_2 + 0.5 \cdot r_3 \quad (91)$$

Transformando a la forma compleja:

$$r_{CG3} = r_2 \cdot e^{i\theta_2} + 0.5 \cdot r_3 \cdot e^{i\theta_3} \quad (92)$$

Se realiza la derivación de la ecuación de la posición y se obtiene la velocidad.

$$v_{CG3} = i \cdot r_2 \cdot \omega_2 \cdot e^{i\theta_2} + i \cdot 0.5 \cdot r_3 \cdot \omega_3 \cdot e^{i\theta_3} \quad (93)$$

Se realiza la derivación de la ecuación de la velocidad para obtener la aceleración.

$$a_{CG3} = -r_2 \cdot \omega_2^2 \cdot e^{i\theta_2} + i \cdot 0.5 \cdot r_3 \cdot \alpha_3 \cdot e^{i\theta_3} - 0.5 \cdot r_3 \cdot \omega_3^2 \cdot e^{i\theta_3} \quad (94)$$

Igualando la parte real e imaginaria obtenemos.

$$a_{CG3x} = -r_2 \cdot \omega_2^2 \cdot \cos(\theta_2) - 0.5 \cdot r_3 \cdot \alpha_3 \cdot \sin(\theta_3) - 0.5 \cdot r_3 \cdot \omega_3^2 \cdot \cos(\theta_3) \quad (95)$$

$$a_{CG3y} = -r_2 \cdot \omega_2^2 \cdot \sin(\theta_2) + 0.5 \cdot r_3 \cdot \alpha_3 \cdot \cos(\theta_3) - 0.5 \cdot r_3 \cdot \omega_3^2 \cdot \sin(\theta_3) \quad (96)$$

Reemplazando la ecuación(45) (95) y (96) en (88) y (90) respectivamente, se obtiene:

$$F_{43x} - F_{32x} = m_3 \cdot [-r_2 \cdot \omega_2^2 \cdot \cos(\theta_2) - 0.5 \cdot r_3 \cdot \alpha_3 \cdot \sin(\theta_3) - 0.5 \cdot r_3 \cdot \omega_3^2 \cdot \cos(\theta_3)] \quad (97)$$

$$F_{43y} - F_{32y} = m_3 \cdot [-r_2 \cdot \omega_2^2 \cdot \sin(\theta_2) + 0.5 \cdot r_3 \cdot \alpha_3 \cdot \cos(\theta_3) - 0.5 \cdot r_3 \cdot \omega_3^2 \cdot \sin(\theta_3)] \quad (98)$$

Aplicando la segunda ley de Newton a los elementos rotatorios.

$$\sum T = I_3 \alpha_3 \quad (99)$$

$$R_{43} \otimes F_{43} - R_{23} \otimes F_{32} = I_3 \alpha_3 \quad (100)$$

$$R_{43x} \cdot F_{43y} - R_{43y} \cdot F_{43x} - R_{23x} \cdot F_{32y} + R_{23y} \cdot F_{32x} = I_3 \alpha_3 \quad (101)$$

Es importante definir R_{43x} , R_{43y} , R_{23x} y R_{23y}

$$R_{43x} = 0.5 \cdot r_3 \cdot \cos(\theta_3(\theta_2)) \quad (102)$$

$$R_{43y} = 0.5 \cdot r_3 \cdot \sin(\theta_3(\theta_2)) \quad (103)$$

$$R_{23x} = -0.5 \cdot r_2 \cdot \cos(\theta_3(\theta_2)) \quad (104)$$

$$R_{23y} = -0.5 \cdot r_2 \cdot \sin(\theta_3(\theta_2)) \quad (105)$$

Por lo tanto, se tiene:

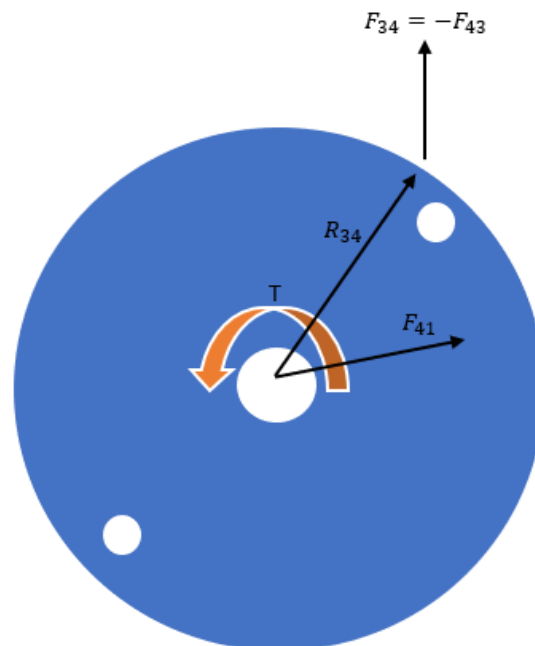
$$0.5 \cdot r_3 \cdot \cos(\theta_3(\theta_2)) \cdot F_{43y} - 0.5 \cdot r_3 \cdot \sin(\theta_3(\theta_2)) \cdot F_{43x} + 0.5 \cdot r_2 \cdot \cos(\theta_3(\theta_2)) \cdot F_{32y} - 0.5 \cdot r_2 \cdot \sin(\theta_3(\theta_2)) \cdot F_{32x} = I_3 \alpha_3 \quad (106)$$

Análisis Rueda Impulsada

En la Figura 15 se presenta el diagrama de cuerpo libre correspondiente a las fuerzas, torque y vector posición correspondiente a la rueda impulsada que representa al eslabón r_4 en el diagrama cinemático de la Figura 6.

Figura 15

Diagrama de cuerpo libre rueda impulsada



Dónde:

F_{41} representa la fuerza de reacción que ejerce el eje 2 sobre la rueda impulsada.

F_{34} es la fuerza de reacción de la manivela sobre la rueda impulsada y es igual a $-F_{43}$.

T es el torque externo que necesitamos aplicar al mecanismo para que la rueda impulsada gire a la velocidad dada y para que venza la fuerza externa F .

R_{34} es el vector de posición desde el centro de gravedad a la F_{34} .

Utilizando la segunda ley de Newton planteamos las condiciones de equilibrio.

$$\sum F_x = m_4 \cdot a_{CG4x} \quad (107)$$

$$F_{41x} - F_{43x} = 0 \quad (108)$$

$$\sum F_y = m_4 \cdot a_{CG4y} \quad (109)$$

$$F_{41y} - F_{43y} = 0 \quad (110)$$

Aplicando la segunda ley de Newton a los elementos rotatorios.

$$\sum T = I_4 \alpha_4 \quad (111)$$

$$R_{34} \otimes (-F_{43}) + K \cdot \theta = I_4 \alpha_4 \quad (112)$$

$$-R_{34x} \cdot F_{43y} + R_{34y} \cdot F_{43x} + K \cdot \left(\theta_4(\theta_2) - 30 \frac{\pi}{180} \right) = I_4 \alpha_4 \quad (113)$$

Es importante definir R_{34x} y R_{34y}

$$R_{34x} = r_4 \cdot \cos(\theta_4(\theta_2)) \quad (114)$$

$$R_{34y} = r_4 \cdot \sin(\theta_4(\theta_2)) \quad (115)$$

Por lo tanto, se tiene:

$$-r_4 \cdot \cos(\theta_4(\theta_2)) \cdot F_{43y} + r_4 \cdot \sin(\theta_4(\theta_2)) \cdot F_{43x} + K \cdot \left(\theta_4(\theta_2) - 30 \frac{\pi}{180} \right) = I_4 \alpha_4 \quad (116)$$

Solución de las Ecuaciones Vectoriales

En la Tabla 5 se presenta el arreglo matricial con las 9 ecuaciones vectoriales obtenidas:

Tabla 5

Arreglo de las ecuaciones a ser utilizadas

F_{21x}	F_{32x}	F_{21y}	F_{32y}	T_{12}	F_{43x}	F_{43y}	F_{41x}	F_{41y}	=	Constantes
F_{21x}	F_{32x}	0	0	0	0	0	0	0	=	0
0	0	F_{21y}	F_{32y}	0	0	0	0	0	=	0
0	$-R_{32y}F_{32x}$	0	$R_{32x}F_{32y}$	T_{12}	0	0	0	0	=	0
0	$-F_{32x}$	0	0	0	F_{43x}	0	0	0	=	$m_3 \cdot a_{CG3x}$
0	0	0	$-F_{32y}$	0	0	F_{43y}	0	0	=	$m_3 \cdot a_{CG3y}$
0	$R_{23y}F_{32x}$	0	$-R_{23x}F_{32y}$	0	$-R_{43y}F_{43x}$	$R_{43x}F_{43y}$	0	0	=	$I_3\alpha_3$
0	0	0	0	0	$-F_{43x}$	0	F_{41x}	0	=	0
0	0	0	0	0	0	$-F_{43y}$	0	F_{41y}	=	0
0	0	0	0	0	$R_{34y}F_{43x}$	$-R_{34x}F_{43y}$	0	0	=	$I_4\alpha_4 + K\theta$

$$\begin{bmatrix} 1 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & -R_{32y} & 0 & R_{32x} & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & -1 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & -1 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & R_{23y} & 0 & -R_{23x} & 0 & -R_{43y} & R_{43x} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -1 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -1 & 0 & 1 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & R_{34y} & -R_{34x} & 0 & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} F_{21x} \\ F_{32x} \\ F_{21y} \\ F_{32y} \\ T_{12} \\ F_{43x} \\ F_{43y} \\ F_{41x} \\ F_{41y} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ m_3 \cdot a_{CG3x} \\ m_3 \cdot a_{CG3y} \\ I_3\alpha_3 \\ 0 \\ 0 \\ I_4\alpha_4 + K\theta \end{bmatrix} \quad (117)$$

Utilizando las propiedades de las matrices se obtiene que:

$$[M(\theta)][F(\theta)] = [C(\theta)] \rightarrow [F(\theta_2)] = [M(\theta_2)]^{-1}[C(\theta_2)] \quad (118)$$

De la ecuación (118) se obtiene el torque y realizando la integración del mismo con respecto a θ_2 podemos obtener el torque medio. Finalmente conociendo el torque podemos obtener la potencia multiplicando por la frecuencia.

Diseño de Elementos de la Máquina

Análisis de Flechas

Se denomina flecha al elemento rotatorio que por lo general es de sección transversal circular, existen otros tipos de formas (cuadrada, triangular, hexagonal, entre otros). Su principal función está en ser un eje de rotación para transmitir movimiento a lo largo de su longitud mediante poleas, engranes, ruedas dentadas, volantes de inercia, manivelas, entre otros. (Villalpaldo, 2016)

Para la elección de una flecha y su diseño es necesario conocer ciertas condiciones para el trabajo al que va a estar sometido, estos pasos para la elección de la flecha se lo pueden enumerar de la siguiente manera (Vanegas, 2018).

1. Selección del material
 - Materiales metálicos y no metálicos
2. Configuración geométrica
 - Partes que conforman el todo del elemento
 - Requerimientos de uso al que va a ser diseñado
3. Diseño por resistencia mecánica
 - Cálculos en condiciones estáticas
 - Cálculos en condiciones de fatiga
4. Diseño por rigidez
 - Deflexiones transversales
 - Deflexiones angulares
5. Verificación de vibraciones
 - Frecuencia de trabajo del sistema

El análisis de flechas se realizará para el punto más crítico, por lo que se debe calcular el valor del torque medio para los ángulos de interés con la ayuda de la ecuación (118), en donde se variará la velocidad. En la Tabla 6 se presentan los ángulos y velocidades con las que se analizará los MFs.

Tabla 6

Valores de torque medio y potencia media

r_2 (mm)	Ángulo (°)	Velocidad [rpm]	T_{med} [Nm]	P_{med} [W]
75	120	600	0.0110	0.69
61	90	700	0.0143	1.05
43	60	800	0.0126	1.06
22	30	850	0.004	0.44
11	15	1000	0.002	0.26

En la Tabla 6 el valor más crítico es a 90 grados, por lo que el análisis se realizará para este ángulo, por lo que se calculará las condiciones de fuerza y torque que se muestran en la Tabla 7.

Tabla 7

Valores de reacciones para el punto más crítico

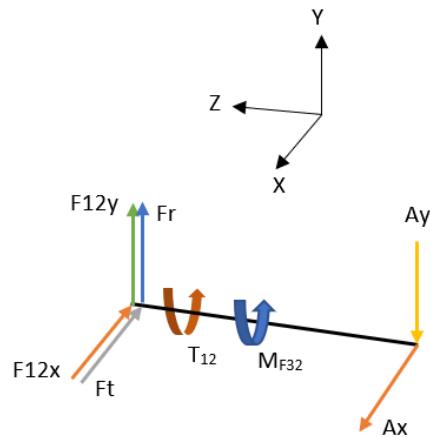
F_{12y} [N]	F_{12x} [N]	F_{41y} [N]	F_{41x} [N]	F_{43y} [N]	F_{43x} [N]	F_{32y} [N]	F_{32x} [N]	T_{12} [Nm]
0.2157	-0.9961	-0.2157	0.9961	0.9961	-0.2157	0.9961	-0.2157	0.112

Flecha 1

El diagrama de cuerpo libre de la flecha 1 se muestra en la Figura 16, del cual se podrá obtener las fuerzas radiales y tangenciales.

Figura 16

Diagrama de cuerpo libre para flecha 1



- Momento

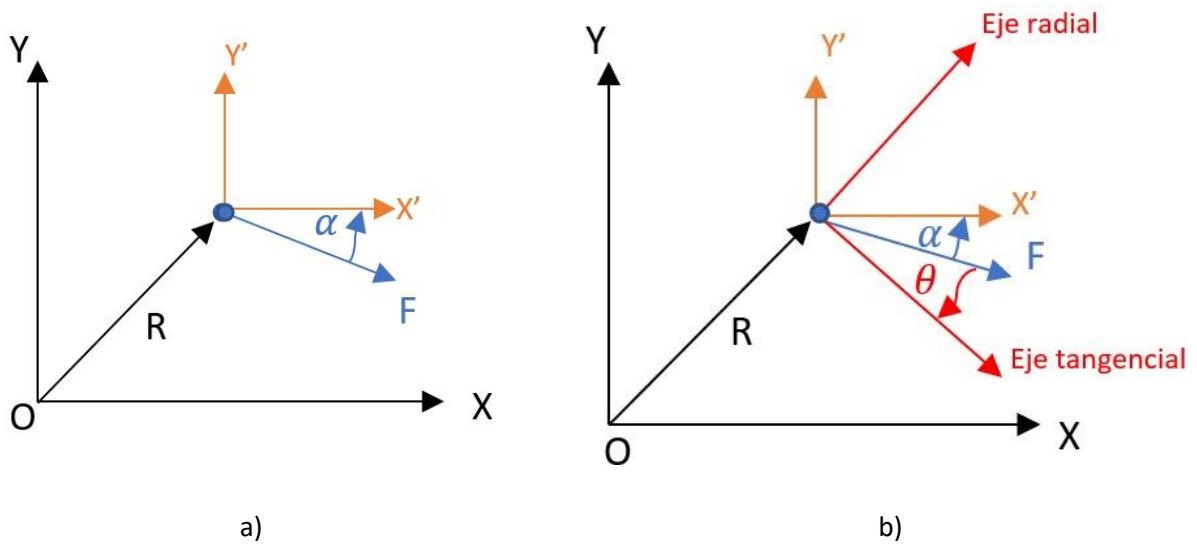
Para el cálculo del momento es necesario trasladar la fuerza F_{32y} y F_{32x} hacia el centro de la rueda 1 para encontrar el momento M_{F32} sobre la flecha 1. Las fuerzas se transforman a componentes polares, obteniendo un módulo y argumento igual a $[1.0192 \text{ N}; -12.21^\circ]$, como se muestra en la Figura 17 literal (a). Se traza un eje radial y tangencial hacia el centro de la rueda para obtener la componente de la fuerza tangencial que es la que genera el momento sobre la rueda 1, como se muestra en la Figura 17 literal (b). Finalmente, se traslada la componente tangencial hacia el centro de la flecha 1 y se obtiene el momento M_{F32} , como se muestra en la ecuación (119), donde θ es el ángulo que forma F_{32x} con el eje tangencial.

$$M_{F32} = F_{32} * \text{Cos}(\theta) * R_{32} \quad (119)$$

Remplazando los valores en la ecuación (119) se obtiene un momento igual a $M_{F32} = 0.0523 \text{ [N} \cdot \text{m]}$.

Figura 17

Diagrama de cuerpo libre de la flecha 1



Nota: a) Fuerza en coordenadas polares b) Descomposicion de fuerza en eje radia y tangencial.

- Fuerza tangencial

$$F_{tpr} = \frac{2(T_{12} + M_{F32})}{d_p} \quad (120)$$

Donde:

T_{12} = Torque de la rueda 1

d_p = Diametro primitivo de la rueda 1

M_{f32} = Momento de inercia provocado por la fuerza 32

- Fuerza radial

$$F_{rpr} = F_{tpr} \cdot \tan(\varphi) \quad (121)$$

Donde:

F_{tpr} = Fuerza tangencial

φ = Ángulo de presión (45°)

Resolviendo las ecuaciones (120) y (121) se obtiene las fuerzas tangenciales y radiales $F_{tpr} = 0.882 [N]$ y $F_{rpr} = 1.4290 [N]$ respectivamente.

Aplicando la segunda ley de newton

- Plano Y-Z

$$\sum F_y = 0 \quad (122)$$

$$F_{12y} + F_{rpr} - A_y = 0 \quad (123)$$

- Plano Z-X

$$\sum F_x = 0 \quad (124)$$

$$-F_{12x} + F_{tpr} - A_x = 0 \quad (125)$$

De las ecuaciones (123) y (125) se calculó los valores de las reacciones en el punto A, $A_x = 1.878 [N]$ y $A_y = 1.645 [N]$.

Procedemos a calcular el punto crítico en la flecha 1.

$$M_{\max_x} = L \cdot A_x \quad (126)$$

$$M_{\max_y} = L \cdot A_y \quad (127)$$

Resolviendo las ecuaciones (126) y (127) para una longitud del eje de $L = 40 [mm]$ se obtiene un valor de $M_{\max_x} = 0.075 [Nm]$ y $M_{\max_y} = 0.066 [Nm]$.

El momento total se calcula de la siguiente manera.

$$M_{T1} = \sqrt{(M_{\max_x})^2 + (M_{\max_y})^2} \quad (128)$$

Resolviendo la ecuación (128) se tiene un valor de momento total aplicado al eje 1 de $M_{T1} = 0.1 [Nm]$.

Se calcula el torque máximo en el punto A.

$$T_1 = \frac{P_{motor}}{rpm} \quad (129)$$

Resolviendo la ecuación (129) para un motor referencial de $\frac{1}{8} [hp]$ y $1700 [rpm]$, nos entrega el valor de $T_1 = 0.112 [Nm]$

Cálculo de esfuerzos reales

Se realiza el cálculo de esfuerzos en la sección crítica

$$\sigma_{b1} = \frac{My}{s} = \frac{M_{T1} \cdot d_1}{d_1^4 \cdot 2 \cdot \frac{\pi}{64}} = \frac{32 \cdot M_{T1}}{\pi \cdot d_1^3} \quad (130)$$

$$T_{b1} = \frac{T_p}{J} = \frac{T_1 \cdot d_1}{d_1^4 \cdot 2 \cdot \frac{\pi}{32}} = \frac{16 \cdot T_1}{\pi \cdot d_1^3} \quad (131)$$

Debido a que la flecha está trabajando a fatiga, es necesario considerar los concentradores de esfuerzos que son independientes del tipo de material, para ello los esfuerzos reales quedan expresados como se muestra en la ecuación (132) y (133).

$$\sigma_{b1x} = \sigma_{b1} \cdot k_f \quad (132)$$

$$T_{b1x} = T_{b1} \cdot k_t \quad (133)$$

Donde:

K_f = Coeficiente de concentración de esfuerzos a flexión

K_t = Coeficiente de concentración de esfuerzos a torsión

Cálculo de esfuerzos a fatiga

$$\sigma_{b1x} = \begin{pmatrix} \sigma_{min} = -\sigma_{b1x} \\ \sigma_{max} = \sigma_{b1x} \end{pmatrix} \quad (134)$$

$$T_{b1x} = \begin{pmatrix} T_{min} = -T_{b1x} \\ T_{max} = T_{b1x} \end{pmatrix} \quad (135)$$

Cálculo de esfuerzos de amplitud y medio

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{max} + \sigma_{min}}{2} \quad (136)$$

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{max} - \sigma_{min}}{2} \quad (137)$$

$$T_m = \frac{T_{max} + T_{min}}{2} \quad (138)$$

$$T_a = \frac{T_{max} - T_{min}}{2} \quad (139)$$

Cálculo del esfuerzo equivalente medio a flexión

$$\sigma_{eqm1} = \sqrt{\sigma_m^2 + 4T_m^2} \quad (140)$$

$$\sigma_{eqm1} = 2T_{b1x} \quad (141)$$

$$\sigma_{eqm1} = 2T_{b1x} \cdot k_t \quad (142)$$

Remplazando la ecuación (131) en la ecuación (142) se tiene

$$\sigma_{eqm1} = 2 \cdot \frac{16 \cdot T_1}{\pi \cdot d_1^3} \cdot k_t \quad (143)$$

Se calcula de igual forma para el esfuerzo equivalente de amplitud a torsión

$$\sigma_{eqa1} = 2 \cdot \frac{16 \cdot M_{T1}}{\pi \cdot d_1^3} \cdot k_f \quad (144)$$

Para hallar el diámetro mínimo de la flecha 1 se aplica la teoría de falla y el criterio de Goodman.

$$\frac{1}{FS} = \frac{\sigma_{eqm1}}{S_u} + \frac{\sigma_{eqa1}}{S_e} \quad (145)$$

Remplazando los esfuerzos

$$\frac{1}{FS} = \frac{32 \cdot T_1}{\pi \cdot d_1^3} \cdot k_t \cdot \frac{1}{S_u} + \frac{32 \cdot M_{T1}}{\pi \cdot d_1^3} \cdot k_f \cdot \frac{1}{S_e} \quad (146)$$

Despejando el diámetro

$$d_1 = \sqrt[3]{FS \left(\frac{32 \cdot T_1}{\pi \cdot S_u} \cdot k_t + \frac{32 \cdot M_{T1}}{\pi \cdot S_e} \cdot k_f \right)} \quad (147)$$

En la ecuación (147) se obtiene el valor del diámetro, pero es necesario conocer los esfuerzos S_u y S_e del material que vamos a utilizar.

El valor S_u se obtiene de las propiedades del material, para el diseño se utiliza acero 1018, cuyos valores se pueden observar en la Tabla 8.

Tabla 8*Propiedades de acero 1018*

Acero 1018	
Esfuerzo de Fluencia	220 [MPa]
Esfuerzo Último	341 [MPa]

Nota. La tabla fue modificada y muestra el esfuerzo de fluencia y esfuerzo último del acero 1018.

Tomado de *Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley* (p.270), Budynas, R. G., & Nisbett, J. K., 2018.

México, Mc Graw Hill.

El valor S_e se obtiene a través del análisis a fatiga del material. Para el caso de aceros tenemos determinado el límite de resistencia a la fatiga como se muestra en la ecuación (148) (Budynas & Nisbett, 2018).

$$S'_e = \begin{cases} 0.5 S_{ut} & S_{ut} \leq 100 \text{ kpsi (1400 MPa)} \\ 100 \text{ Kpsi} & S_{ut} > 200 \text{ kpsi} \\ 700 \text{ MPa} & S_{ut} > 1400 \text{ MPa} \end{cases} \quad (148)$$

Factores de corrección de límite de resistencia a la fatiga

Existen factores de modificación que sirven para corregir las diferencias entre la probeta y la parte de la máquina real, que pueden estar en función de los esfuerzos por muescas, superficie, tamaño, temperatura y otros factores, a continuación, se explicará que factores son influyentes para nuestra aplicación, y los valores que pueden tomar.

- Factor de concentración de esfuerzos.

Los diferentes tipos de concentradores de esfuerzos se encuentran detallados en la Tabla 9.

Tabla 9*Factores de concentración de esfuerzo*

	Flexión	Torsión	Axial
Filete de hombro: agudo ($r/d=0.02$)	2.7	2.2	3.0
Filete e hombro: bien redondeado ($r/d=0.1$)	1.7	1.5	1.9
Cuñero fresado ($r/d=0.02$)	2.14	3.0	-
Cuñero de patín o trapezoidal	1.7	-	-
Ranura para anillo de retención	5.0	3.0	5.0

Nota: Tomado de *Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley* (p.348), Budynas, R. G., & Nisbett, J. K., 2018, México, Mc Graw Hill.

Para el caso de estudio se elige un filete de hombro: agudo ($r/d=0.02$) designando los valores $k_t = 2.7$ para flexión y $k_f = 2.2$ para torsión.

- Factor de superficie

El factor de superficie se calcula con la ecuación (149):

$$k_a = a \cdot S_u^b \quad (149)$$

Donde:

k_a = Factor de superficie

a y b = Las constantes del factor de superficie se encuentran detalladas en la ecuación 149.

Tabla 10*Factores de superficie*

Acabado superficial	Factor a		Exponente
	S_{ut} , kpsi	S_{ut} , Mpa	b
Esmerilado	1.34	1.58	-0.085
Máquinado o laminado en frío	2.70	4.51	-0.265
Laminado en caliente	14.4	57.7	-0.718
Como sale de forja	39.9	272.0	-0.995

Nota. Tomado de *Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley* (p.324), Budynas, R. G., & Nisbett, J. K., 2018, México, Mc Graw Hill.

Para el caso de estudio se utiliza un acabado superficial tipo esmerilado debido a que la flecha será maquinada en el torno, obteniendo el valor de $k_a = 0.962$

- Factor de tamaño

El factor de tamaño se puede calcular con la ecuación (150) (Budynas & Nisbett, 2018).

$$K_b = \begin{cases} (d/0.3)^{-0.107} = 0.879d^{-0.107} & 0.11 \leq d \leq 2 \text{ pulg} \\ 0.91d^{-0.157} & 2 < d \leq 10 \text{ pulg} \\ (d/7.62)^{-0.107} = 1.24d^{-0.107} & 2.79 \leq d \leq 51 \text{ mm} \\ 1.51d^{-0.157} & 51 < d \leq 254 \text{ mm} \end{cases} \quad (150)$$

Donde:

k_b = Coeficiente de factor de tamaño

d = Diámetro del eje aproximado, *pulg* o *mm*

Para el caso de estudio se desconoce el valor del diámetro. Así que el coeficiente de tamaño se aproxima un valor de $K_b = 0.8$

- Factor de temperatura

El factor de temperatura se toma en base a la temperatura ambiente a la que la flecha va a trabajar. La flecha 1 trabajara a temperatura ambiente, es decir que la temperatura será menor que 30°C , por lo que el valor del coeficiente será igual a $k_d = 1$.

Donde:

k_d = Coeficiente de factor de temperatura

- Factor de carga

El factor de carga se calcula con la ecuación (151).

$$K_c = \begin{cases} 1 & \text{Flexión} \\ 0.85 & \text{Axial} \\ 0.59 & \text{Torsión} \end{cases} \quad (151)$$

Donde:

K_c = Coeficiente de factor de carga

El factor de carga se lo determina en función de la carga a la que está sometida la flecha. Para el caso de estudio, la flecha 1 está sometida a torsión por lo que el valor de $K_c = 0.59$

- Factor de confiabilidad

Como lo dice su palabra este factor se basa en la confiabilidad de la construcción de la flecha y la confiabilidad de funcionamiento de la misma. Los diferentes factores de confiabilidad porcentuales se encuentran detallados en la Tabla 11.

Tabla 11

Factores de confiabilidad porcentuales

Confiabilidad	Variación de	Factor de
%	transformación Z_a	confiabilidad K_e
50	0	1.000
90	1.288	0.897

Confiabilidad	Variación de	Factor de
%	transformación Z_α	confiabilidad K_e
95	1.645	0.868
99	2.326	0.814
99.9	3.091	0.753
99.99	3.719	0.702
99.999	4.265	0.659
99.9999	4.753	0.620

Nota: Tomado de *Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley* (p.324), Budynas, R. G., & Nisbett, J. K., 2018, México, Mc Graw Hill.

Para el caso de estudio se elige un factor de confiabilidad $k_e = 1$

Una vez analizado los factores de correlación que influyen en la resistencia a la fatiga podemos calcular el esfuerzo real para la resistencia a la fatiga con la siguiente formula:

$$S_e = k_a \cdot k_b \cdot k_c \cdot k_d \cdot k_e \cdot S'_e \quad (152)$$

Con los valores ya conocidos se procede a realizar el calculo del diametro, en primera instancia se calcula el limite de resistencia a la fatiga remplazando factores de correlacion y el esfuerzo ultimo en la ecuacion (152) se obtiene un valor de la resistencia a la fatiga $S_e = 77.386 [MPa]$.

Trabajando con un factor de seguridad de 2, remplazamos los valores conocidos en la ecuación (147) y se obtiene el valor mínimo para el diámetro de la primera flecha $d_1 = 4.235 [mm]$.

El valor de diámetro de flecha que se debe utilizar debe ser siempre mayor al calculado, para que así la flecha no falle, por tal motivo el diámetro de flecha utilizado es un diámetro comercial de $10 [mm]$.

Análisis de Rodamientos

Calculamos la carga radial generada en los apoyos donde van a estar los rodamientos

$$F_{rA1} = \sqrt{A_y^2 + A_x^2} \quad (153)$$

Para el caso de estudio tenemos un valor de $F_{rA1} = 2.497 [N]$

Para el análisis de rodamientos se calcula la carga dinámica equivalente

$$P = X_{A1} \cdot F_{rA1} + Y_{A1} \cdot F_a \quad (154)$$

Donde:

P = Carga dinámica equivalente

X_{A1} = Factor de carga radial del rodamiento

Y_{A1} = Factor de carga axial del rodamiento

F_{rA1} = Carga radial del rodamiento

F_a = Carga axial del rodamiento

Utilizando un factor de confiabilidad de 90% se obtiene que los valores de $X_{A1} = 1$ y $Y_{A1} = 0$

Para el cálculo de la carga que va a soportar el rodamiento se necesita conocer la vida para el rodamiento o vida de diseño

Reemplazando los valores de X_{A1} , Y_{A1} , F_{rA1} y $F_a = 0$ en la ecuación (154) se obtiene un valor de $P = 2.497 [N]$

La vida de diseño en motores eléctricos se muestra en la Tabla 12.

Tabla 12

Vida de diseño para motores eléctricos y maquinaria industrial.

Aplicación	Vida de diseño (h)
Motores eléctricos, sopladores industriales, maquinaria industrial en general	20 000 – 30 000

Nota. Se puede observar la vida de diseño los motores eléctricos y maquinaria industrial en general, como la máquina que se construye está conectada a un motor eléctrico, el rodamiento va a estar conectado directamente a este motor por medio de un eje y una polea se escoge un calor de vida de 25000. Tomado de *Handbook for Mechanical Engineers*, Eugene A. Avallone y Theodore Baumeister, 1986, New York, Mc Graw Hill.

Calculamos la vida del rodamiento con la siguiente formula

$$L_{10} = \left(\frac{C_{r1a}}{P} \right)^p \quad (155)$$

Donde:

L_{10} = Vida de diseño

C_{r1a} = Carga para la elección del rodamiento

P = Carga dinámica equivalente

p = Constante de tipo de rodamiento, para rodamiento de bolas el valor de p es igual a 3

Despejamos C_{r1a} para poder buscar en catalogo el rodamiento ideal para nuestra carga

$$C_{r1a} = P * \sqrt[p]{L_{10}} \quad (156)$$

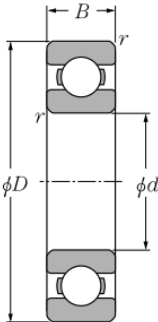
Remplazando el valor de L_{10} , P y p en la ecuación (156) obtenemos una carga equivalente

$$C_{r1a} = 49.805 [N]$$

El rodamiento que se utiliza es un rodamiento rígido de bolas que soporta tanto cargas radiales como axiales, es de un uso comercial y cumple a su vez la capacidad de carga dinámica solicitada, las especificaciones del rodamiento NTN de bolas se muestran en la Tabla 13.

Tabla 13

Especificaciones del rodamiento NTN de bolas.

Rodamiento NTN 6000 2RS		
		
Diámetro exterior (D)		26 [mm]
Diámetro interior (d)		10 [mm]
Grosor (B)		8 [mm]
Capacidad de carga dinámica		4.55 [kN]
Velocidad límite		21000 [rpm]

Nota. Se muestran las dimensiones, velocidades límite y capacidades básicas de carga dinámica que son necesarias para la elección del rodamiento y por ende para el diseño del dispositivo. Tomado

Rodamientos de bolas y rodillos (p. 115), NTN, 2004, NTN corporation.

Análisis de Chaveta

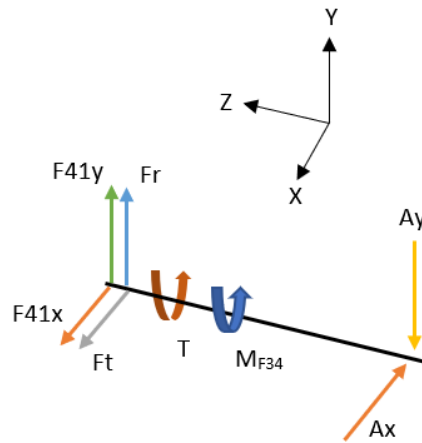
Debido a que la flecha utilizada, es una flecha de uso comercial de 10 mm, se dimensiono la chaveta según lo especificado en la noma INEN 1 129 que nos dice que para flechas de 10 mm las dimensiones de la chaveta son de 4x4 [mm].

Flecha 2

El diagrama de cuerpo libre de la flecha 2 se muestra en la Figura 18, del cual se podrá obtener las fuerzas radiales y tangenciales.

Figura 18

Diagrama de cuerpo libre para flecha 2



- Momento

Para el cálculo del momento M_{F43} , se generan las fuerzas F_{43y} y F_{43x} y se calcula de la misma manera que para la rueda 1, aplicando el mismo criterio se tiene un valor de $M_{F43} = 0.07418 [N \cdot m]$.

- Fuerza tangencial

$$F_{tpr} = \frac{2(T + M_{F34})}{d_{p1}} \quad (157)$$

Donde:

T = Torque de la rueda 2

d_{p1} = Diametro primitivo de la rueda 2

M_{F34} = Momento generado por la fuerza 34

- Fuerza radial

$$F_{rpr1} = F_{tpr1} \cdot \tan(\varphi) \quad (158)$$

Donde:

F_{tpr1} = Fuerza tangencial

φ = Ángulo de presión (45°)

De igual forma que en la flecha 1 se debe utilizar los valores de la Tabla 6 y Tabla 7 para resolver las ecuaciones (157) y (158) para así obtener las fuerzas tangenciales y radiales $F_{tpr_1} = 1.33 [N]$ y

$F_{rpr_1} = 2.154 [N]$ respectivamente.

Aplicamos la segunda ley de newton

- Plano Y-Z

$$\sum Fy = 0 \quad (159)$$

$$-F_{41y} + F_{rpr_1} - A_{y_1} = 0 \quad (160)$$

- Plano Z-X

$$\sum Fx = 0 \quad (161)$$

$$F_{41x} + F_{tpr_1} - A_{x_1} = 0 \quad (162)$$

De las ecuaciones (160) y (162) se calcula los valores de las reacciones en el punto A, $A_{x_1} = 2.326 [N]$ y de $A_{y_1} = 2.37 [N]$.

Como se calculó para la flecha uno se procede a calcular el punto crítico en la flecha 2

$$M_{\max_{x_1}} = L_1 \cdot A_{x_1} \quad (163)$$

$$M_{\max_{y_1}} = L_1 \cdot A_{y_1} \quad (164)$$

Resolviendo las ecuaciones(163) y (164) para un valor de longitud de la flecha 2 de $L_1 = 50 [mm]$ obtenemos un valor de $M_{\max_{x_1}} = 0.116 [Nm]$ y $M_{\max_{y_1}} = 0.119 [Nm]$

El momento total se calcula de la siguiente manera

$$M_{T_{11}} = \sqrt{(M_{\max_{x_1}})^2 + (M_{\max_{y_1}})^2} \quad (165)$$

Resolviendo la ecuación (128) obtenemos un valor de $M_{T_{11}} = 0.166 [Nm]$

Se calcula el torque máximo en el punto B

$$T_1 = \frac{P_{motor}}{rpm} \quad (166)$$

Resolviendo la ecuación (166) para un motor referencial de $\frac{1}{8}$ [hp] y 1700 [rpm] nos entrega el valor de $T_1 = 0.112$ [Nm].

Para encontrar el diámetro de la flecha número 2, se debe aplicar el mismo criterio que se aplicó en la flecha 1, con los mismos esfuerzos del acero 1018 de la Tabla 8.

Tabla 8 y utilizando los mismos factores de correlación y seguridad. Se encontró que el diámetro mínimo de la rueda 2 es igual a $d_2 = 4.853$ [mm].

El valor de diámetro de flecha que se debe utilizar debe ser siempre mayor al calculado, para que así la flecha no falle, por tal motivo el diámetro de flecha utilizado es un diámetro comercial de 10 [mm].

De igual manera se procede para el cálculo de los rodamientos concluyendo que el rodamiento a ser utilizado es el mismo que para la flecha 1.

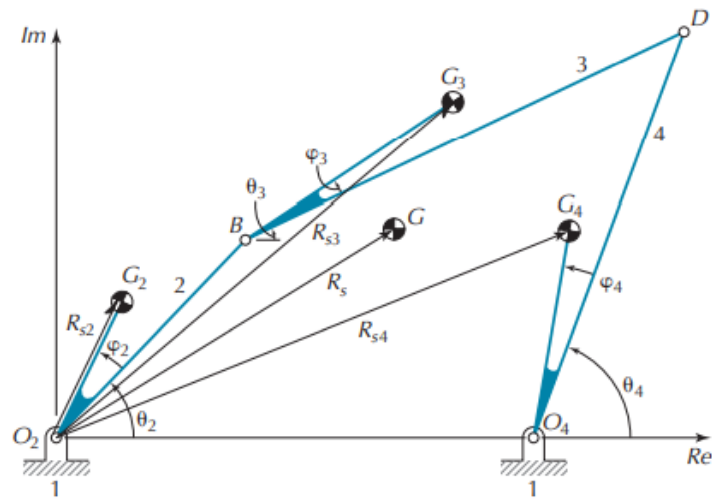
Balanceo por el método de los vectores linealmente independientes

El Instituto Politécnico Nacional (2015) menciona que, en un mecanismo una de las principales razones para analizar y diagnosticar el estado de una máquina es reducir el nivel de las fuerzas vibratorias no necesarias y no requeridas, ya que el desbalance de la maquinaria es una de las causas más comunes de la vibración.

En la Figura 19 se presenta un cuadrilátero articulado con los centros de masas de los eslabones móviles, representados por G_2 , G_3 y G_4 . De la geometría del mismo se obtiene la ecuación vectorial que describe la ubicación del punto R_5 .

Figura 19

Descripción de las variables



Nota: Adaptado de Balanceo de Mecanismos y Máquinas (p.17), por Instituto Politécnico Nacional (2015).

$$R_s = \frac{1}{M} \cdot (m_2 R_{s2} + m_3 R_{s3} + m_4 R_{s4}) \quad (167)$$

$$R_s M = m_2 [b_2 e^{i(\theta_2 + \varphi_2)}] + m_3 [r_2 e^{i\theta_2} + b_3 e^{i(\theta_3 + \varphi_3)}] + m_4 [r_{1y} e^{i0} + r_{1x} e^{i270} + b_4 e^{i(\theta_4 + \varphi_4)}] \quad (168)$$

Resolviendo la ecuación (168) tenemos

$$\begin{aligned} R_s M = & \left(m_2 b_2 e^{i\varphi_2} + m_3 r_2 - m_3 b_3 \frac{r_2}{r_3} e^{i\varphi_3} \right) e^{i\theta_2} + \left(m_4 b_4 e^{i\varphi_4} + m_3 b_3 \frac{r_4}{r_3} e^{i\varphi_3} \right) e^{i\theta_4} \\ & + \left(m_4 r_{1y} + m_3 b_3 \frac{r_{1y}}{r_3} e^{i\varphi_3} \right) e^{i0} + \left(m_4 r_{1x} + m_3 b_3 \frac{r_{1x}}{r_3} e^{i\varphi_3} \right) e^{i270} \end{aligned} \quad (169)$$

Las variables dependientes del tiempo son θ_2 y θ_4 de las se obtiene.

$$m_2 b_2 e^{i\varphi_2} + m_3 r_2 - m_3 b_3 \frac{r_2}{r_3} e^{i\varphi_3} = 0 \quad (170)$$

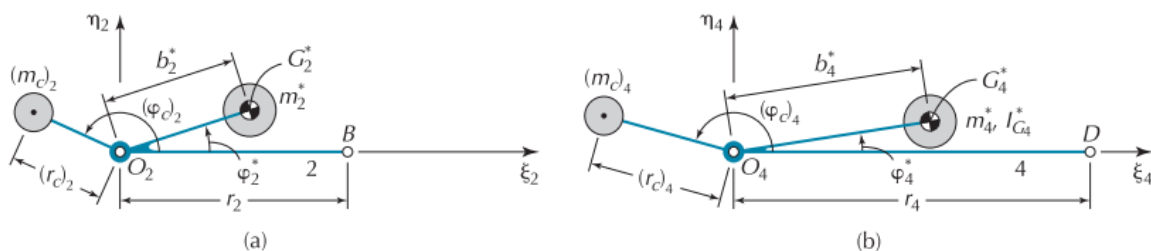
$$m_4 b_4 e^{i\varphi_4} + m_3 b_3 \frac{r_4}{r_3} e^{i\varphi_3} = 0 \quad (171)$$

De la Figura 20 obtenemos las ecuaciones correspondientes para la localización de las masas

m_2 y m_4 :

Figura 20

Posición de las masas



Nota: Adaptado de Balanceo de Mecanismos y Máquinas (p.17): por Instituto Politécnico Nacional (2015).

$$m_2 b_{2x} = m_3 \left(b_3 \frac{r_2}{r_3} \cos(\varphi_3) - r_2 \right) \quad (172)$$

$$m_2 b_{2y} = m_3 \left(b_3 \frac{r_2}{r_3} \sin(\varphi_3) \right) \quad (173)$$

$$m_4 b_{4x} = - \left(m_3 b_3 \frac{r_4}{r_3} \cos(\varphi_3) \right) \quad (174)$$

$$m_4 b_{4y} = - \left(m_3 b_3 \frac{r_4}{r_3} \sin(\varphi_3) \right) \quad (175)$$

Diseño del Mecanismo de manivela – balancín.

Se obtienen las propiedades del mecanismo del software SolidWorks para conocer las masas m_2 , m_3 y m_4 . En la Tabla 14 se presentan las propiedades del mecanismo.

Tabla 14

Propiedades de los eslabones del mecanismo manivela – balancín

Eslabón	Masa (g)	Longitud (mm)	Momento de Inercia respectó a G ($g \text{ mm}^2$)	Posición del centro de masas (mm)
Manivela	39.49	200	145519.80	(-100,10,5)
Rueda Impulsora	321.17	75	1693124.16	(0,0,6)
Rueda Impulsada	339.83	86.6	1692629.46	(0,0,5.95)

Reemplazando los datos de la Tabla 14 en las ecuaciones(172), (173), (174) y (175). Con un valor de $\varphi_3 = 0$ se tiene valores para las componentes m_2b_{2x} y m_4b_{4x} , por lo tanto, los valores y distancia a los que se debe colocar las masas se encuentran detallados en la Tabla 15.

Tabla 15

Distancia y masas a colocar en el mecanismo.

	Masa (g)	Distancia (mm)
Rueda Impulsora	59	25
Rueda Impulsada	20	86.6

Nota: Las masas y distancias que se encuentran detalladas en la Tabla 15, son las mismas que se colocaron en la máquina. En la rueda impulsada se consideró como un solo cuerpo la rueda y los porta probetas, además se balanceó el mecanismo colocando contrapeso a elementos adicionales como el bocín y regulador.

Dimensionamiento de las juntas flexibles

El material usado para SLA es la resina estándar High Temp V2 de formlabs. La propiedad más destacada de este material es su alta temperatura de flexión bajo carga, que es la temperatura a la que un material se deforma cuando se somete a una carga específica. Es ideal para piezas que requieren soportar altas temperaturas con una carga mínima además el material no cuenta con flexibilidad (Formlabs, Form 3B, 2022). Para dimensionar las juntas se requiere determinar las propiedades mecánicas del material que pueden variar dependiendo si se somete o no al poscurado. Las propiedades se pueden observar en la Tabla 2.

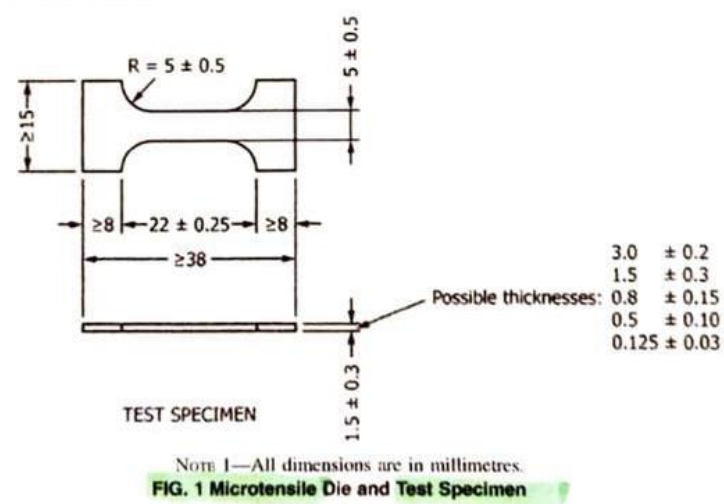
Obtención de las propiedades mecánicas

Para la obtención de las propiedades mecánicas se aplicó la norma ASTM Designation: D1708-13 Standard Test Method for Tensile Properties of Plastics by Use of Microtensile Specimens. La normativa proporciona las dimensiones del espécimen a ensayar como se muestra en la Figura 21, para luego

someterlos al ensayo a tracción con la ayuda de la máquina de ensayo a tracción que se encuentra en el laboratorio de mecánica de los materiales y se muestra en la Figura 22.

Figura 21

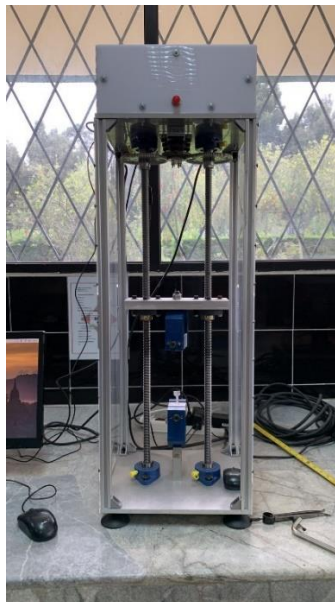
Dimensiones de especímenes para ensayo a tracción



Nota. Adaptado de ASTM Designation: D1708-13 (p. 3), por ASTM, 2016.

Figura 22

Máquina de ensayo a tracción

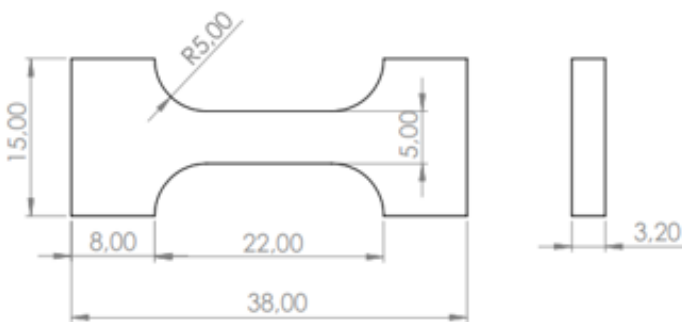


Nota. Máquina para ensayos a tensión en especímenes pequeños.

Para realizar el ensayo a tracción de los especímenes bajo la norma ASTM Designation: D1708-13, se realizó el diseño como se muestra en la Figura 23 literal (a) y la impresión mediante SLA Figura 23 literal (b).

Figura 23

Prototipado de espécimen en resina High Temp V2 mediante SLA.



a)



b)

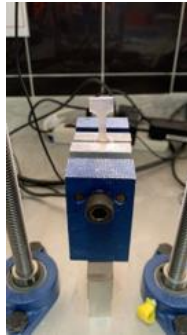
Nota. a) Dimensiones de espécimen b) Extracción del espécimen.

El número de ensayos como se especifica en la norma ASTM Designation: D1708-13 en el apartado 7.1, se debe realizar al menos cinco ensayos para cada caso en materiales isotrópicos.

El ensayo a tracción consiste en aplicar un esfuerzo axial a una probeta hasta llegar a la rotura como se muestra en la Figura 24 y Figura 25. La velocidad de deformación aplicada para el ensayo fue de 5mm/min. Del ensayo de tracción se obtiene las gráficas de esfuerzo vs deformación unitaria como se puede observar la Figura 26 y Figura 27.

Figura 24

Ensayo a tracción de espécimen poscurado en resina High Temp V2 mediante SLA.



a)



b)

Nota. a) Espécimen durante el ensayo. b) Especímenes ensayados

Figura 25

Ensayo a tracción de espécimen sin poscurado en resina High Temp V2 mediante SLA.



a)

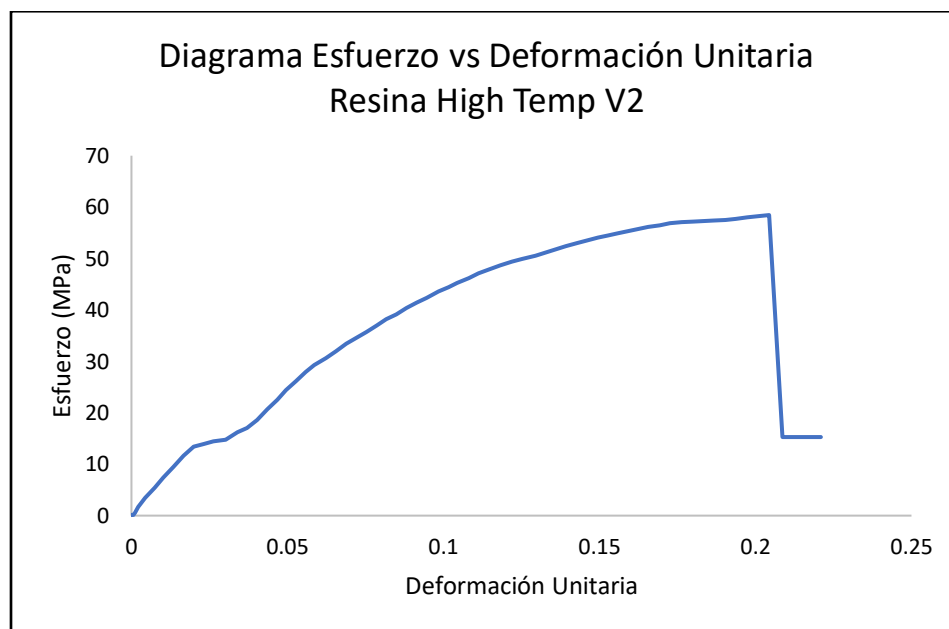


b)

Nota. a) Espécimen durante el ensayo. b) Especímenes ensayados

Figura 26

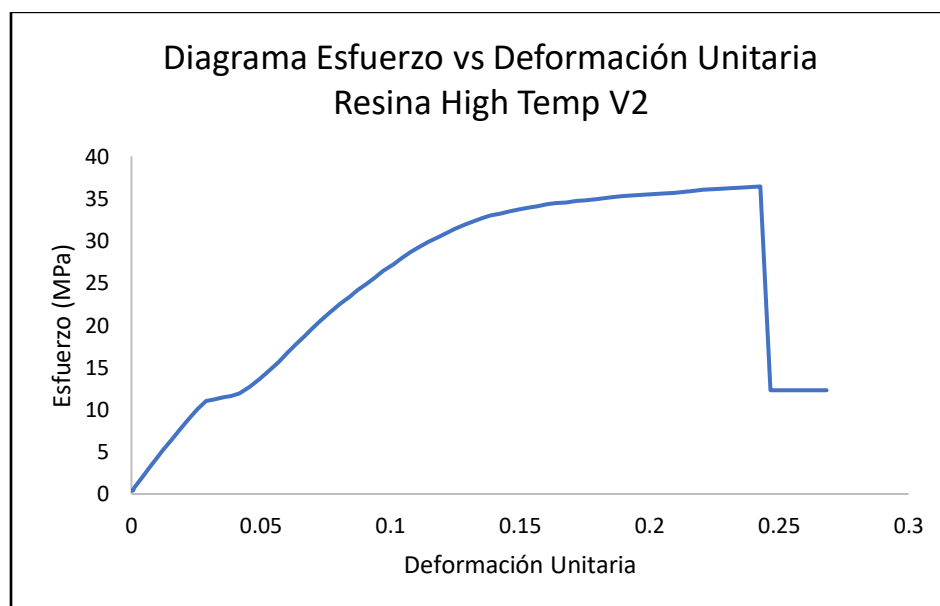
Curva esfuerzo vs deformación unitaria de la resina High Temp V2 poscurada.



Nota. Comportamiento de la resina estándar High Temp V2 poscurada.

Figura 27

Curva esfuerzo vs deformación unitaria de la resina High Temp V2 sin poscurado.



Nota. Curva esfuerzo vs deformación unitaria de la resina High Temp V2 sin poscurado.

En la Tabla 16 se muestran las propiedades mecánicas de la resina High Temp V2. Las propiedades se obtuvieron a través del ensayo de tracción y las gráficas de esfuerzo vs deformación unitaria. De la Figura 26 se obtuvieron las propiedades de la resina High Temp V2 poscurada y de la Figura 27 para la resina High Temp V2 sin poscurar.

Tabla 16

Propiedades mecánicas de la resina High Temp V2.

	E (MPa)	S_y (MPa)	S_{ut} (MPa)
High Temp V2 poscurada	661.32	13.97	58.46
High Temp V2 sin poscurar	389.01	11.40	36.43

Nota. Las propiedades mecánicas fueron obtenidas de forma experimental de la resina High Temp V2.

Esfuerzos en las juntas y factor de seguridad

Se asume que predomina los esfuerzos debido a flexión, entonces se considera como viga en voladizo sometida a gran deflexión con momento cargado en el extremo como se muestra en la Figura 3, se despeja M_o de la ecuación (14):

$$M_o = \frac{\theta_o EI}{L} \quad (176)$$

Para saber el esfuerzo al que está sometido se usa la ecuación (6) de Navier y se reemplaza en la ecuación (176),

$$\sigma = \frac{\theta_o Ec}{L} \quad (177)$$

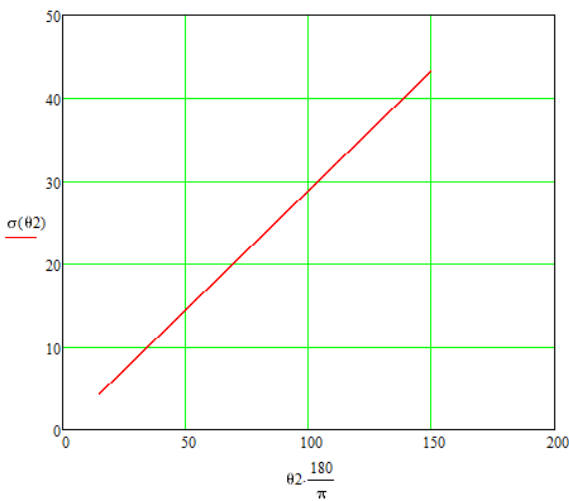
Se calcula el factor de seguridad conociendo que $\theta_o = \theta_2$. A continuación, se indica en la ecuación (178) cómo se obtiene el factor de seguridad.

$$N = \frac{S_y}{\sigma} \quad (178)$$

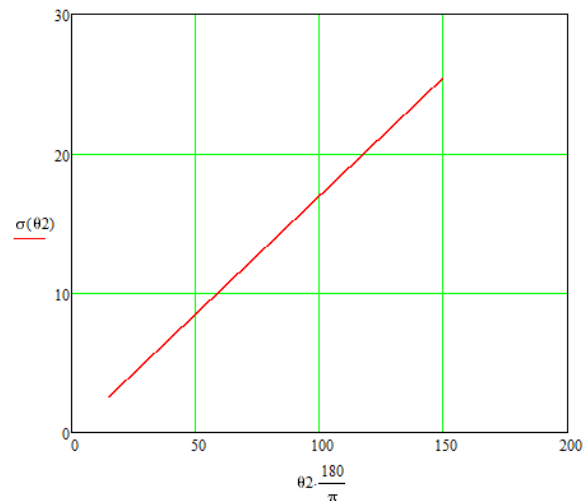
Para poder realizar los cálculos se debe predefinir los valores de h y L . Según, Redwood, se recomienda que para el valor h para SLA se debe establecer $h = 0.6 \text{ mm}$, mientras que el valor de L se establece un valor de $L = 12 \text{ mm}$ para la resina High Temp V2 poscurada y sin poscurar. De esta forma podemos obtener el comportamiento del esfuerzo del material, esto lo podemos observar en las Figura 28 y Figura 29.

Figura 28

Comportamiento de σ con la variación de θ_2



a)

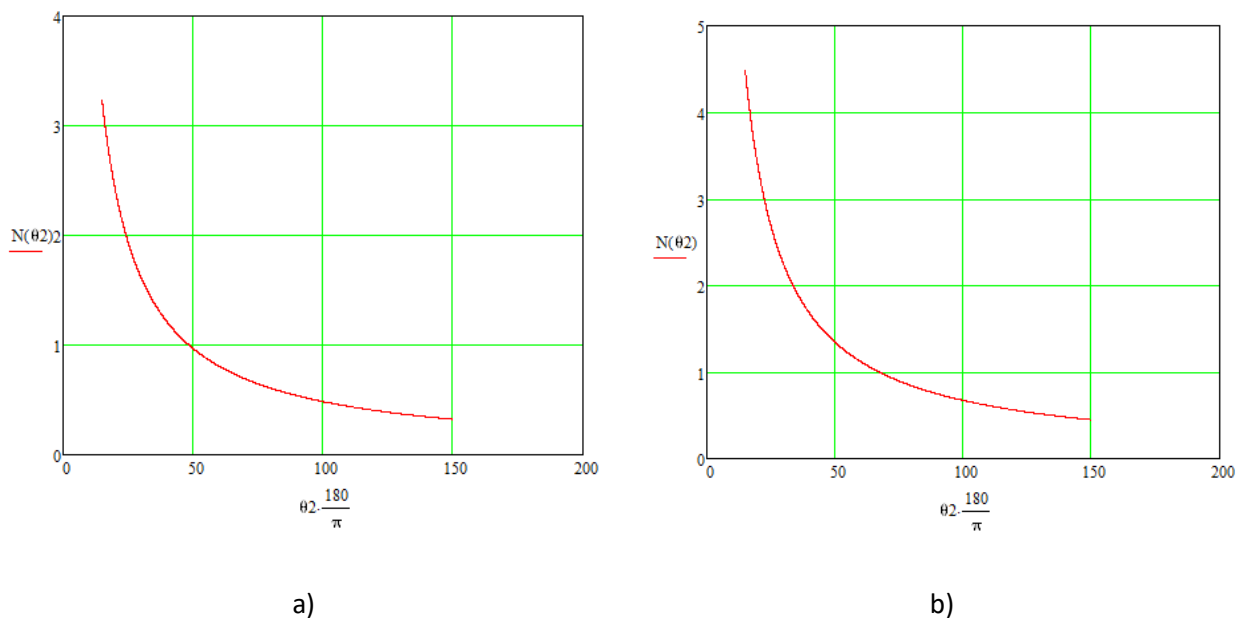


b)

Nota. a) Resina High Temp V2 poscurada. b) Resina High Temp V2 sin poscurado.

Figura 29

Comportamiento de N con la variación de θ_2



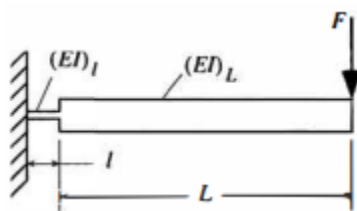
Nota. a) Resina High Temp V2 poscurada. b) Resina High Temp V2 sin poscurado.

Modelado del mecanismo pivote de flexión de corta longitud

Las dimensiones del mecanismo se establecen en función de tipo de modelo pseudo rígido que se emplea. Para el caso de estudio se emplea el modelo de pivote de corta longitud que se caracteriza por poseer dos segmentos: uno corto y flexible (l) y el otro largo y rígido (L), como se puede observar en la Figura 30 (Howell, 2001).

Figura 30

Modelo pseudo rígido del pivote de flexión de corta longitud aplicada una fuerza vertical en su extremo.



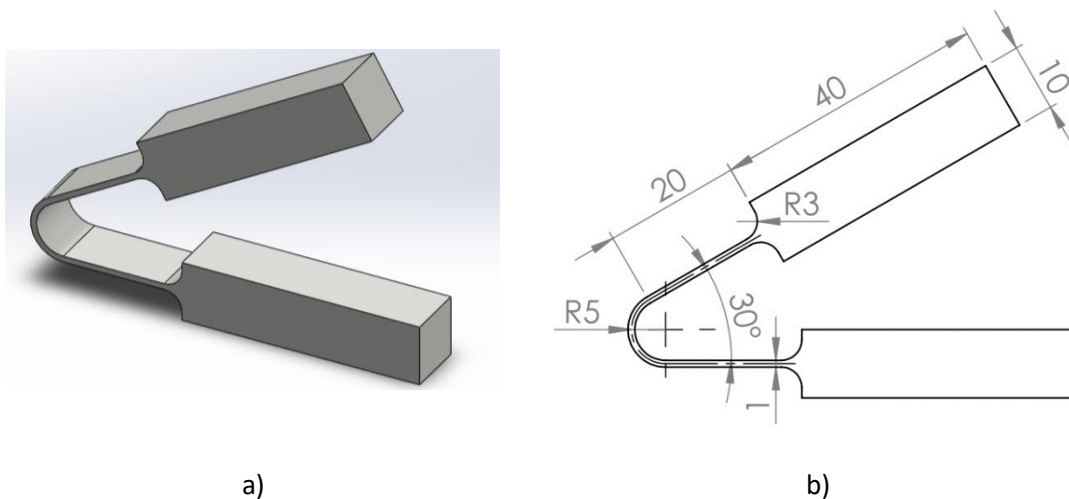
Nota. Adaptado de Compliant Mechanism (p.137); por Howell, 2001.

La fuerza que se aplica en el MFs se calculó en la Tabla 7, que corresponde a las fuerzas F_{43x} y F_{43y} cuyo modulo es igual a $F_{43} = 1.0192 (N)$.

La geometría de la probeta no se maneja en base a una norma estándar, debido a que no existe el ensayo de fatiga en juntas elásticas de mecanismos flexibles. Teniendo en cuenta el proceso por el cual se va a imprimir las probetas (SLA), el material y las dimensiones de la máquina. Se establece la geometría de la probeta como se muestra en la Figura 31.

Figura 31

Probeta



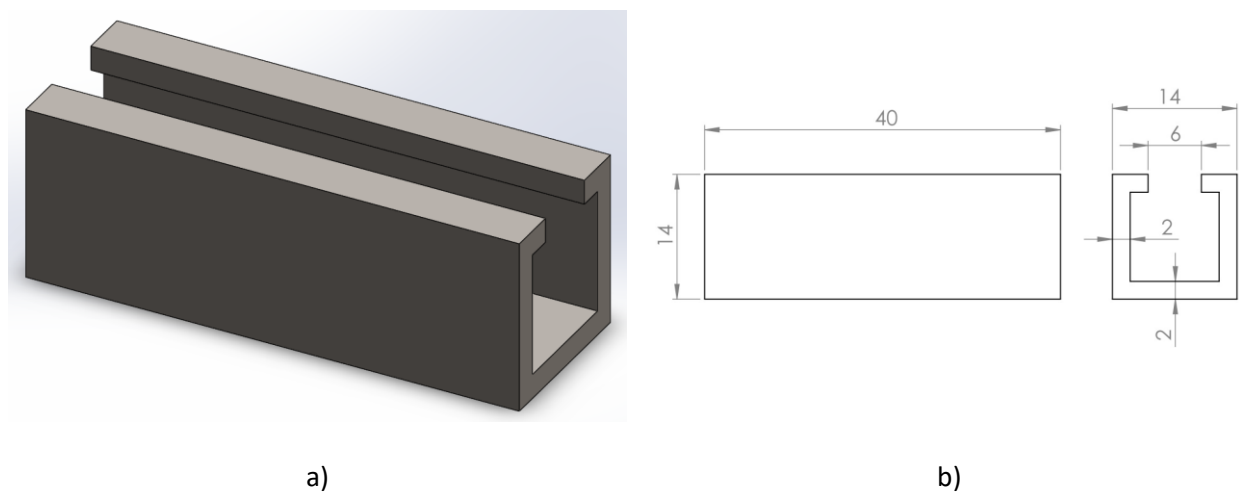
Nota. a) Modelo 3D de la probeta b) Dimensiones de la probeta. El espesor del segmento largo rígido es de 10mm y el espesor de la junta flexible es de 1mm, las longitudes de los segmentos largos son de 40mm.

Los fabricantes recomiendan espesores para juntas elásticas fabricadas con impresión 3D, pero únicamente para los procesos por deposición fundida (FDM) y sinterizado selectivo por láser (SLS), que varían entre 0.4 - 0.6 mm para FDM y 0.3 - 0.8 mm para SLS. Por otro lado, el proceso de impresión SLA no tiene un espesor establecido, por lo que al ser un estudio experimental se ensaya con un espesor de 1 mm para la junta elástica (Redwood, s.f.).

Tomando en cuenta los problemas que tubo Flores Paladines (2022) con la sujeción de la probeta en un estudio previo, debido a la fuerza de las mordazas de la máquina INSTRON 8801. Se propone una sujeción de la probeta distinta, donde se diseñó desde cero un porta probetas para solucionar este problema. El material utilizado es Acero A36 que tiene mejores propiedades de mecánicas y de resistencia, en la Figura 32 se puede observar la geometría del porta probetas.

Figura 32

Porta probetas



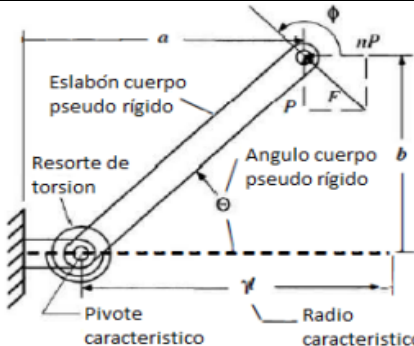
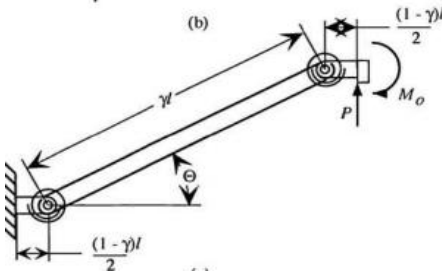
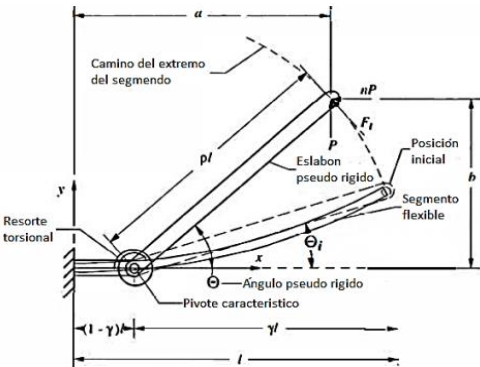
Nota. a) Modelo 3D del porta probetas b) Dimensiones del porta probetas. El espesor de la placa de A36 empleada fue de 2mm cuyas dimensiones son igual a 14 x 40mm.

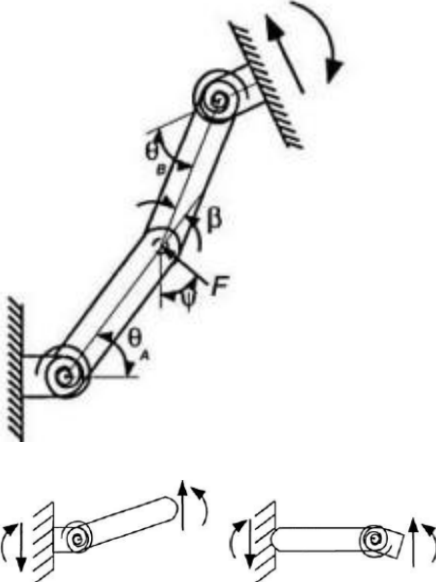
Modelos pseudo rígidos

Existen otros modelos de pseudo rígidos a más del pivote de corta longitud que se describirán brevemente en la Tabla 17 para saber qué diferencia existe entre ellos.

Tabla 17

Otros modelos de Pseudo rígidos

Tipo de pseudo rígido	Definición	Esquemas
Viga en voladizo con una fuerza en el extremo libre	Su estructura consiste en dos eslabones rígidos que están unidos en un pivote ubicado en un punto de la viga	
Segmento cargado con momento en su extremo	Se caracteriza por tener una estructura similar a la de viga en voladizo, pero esta posee al final otro eslabón unido con otro pivote. Aquí el extremo está sometido a un ángulo constante.	
Viga en voladizo inicialmente curvada	Este modelo posee una curvatura inicial y está conformado por 1 eslabón rígido	

Tipo de pseudo	Definición	Esquemas
rígido	<p>Dentro de este tipo de modelo entra los elementos que tienen dos Segmento con elementos rígidos conectados a los fuerza y momento extremos de la junta donde se aplica (fijo – fijo) una fuerza y un momento en la misma o dirección contraria y con punto de inflexión.</p>	

Nota. Existen otros tipos de pseudo rígidos que poseen otras configuraciones que no se menciona en este documento. Adaptado de *Compliant Mechanism*, por Larry Howell, 2001.

Con los modelos pseudo rígidos detallados en la Tabla 17 se busca ampliar los MFs que se pueden ensayarse en el dispositivo diseñado en este proyecto. Para ello es necesario cambiar la geometría de la probeta en función del tipo de modelo de pseudo rígido que se desee ensayar. Es importante tener en cuenta el material y método de impresión para poder establecer correctamente las dimensiones de la probeta y del porta probetas.

Capítulo IV Simulación Numérica

Se evaluará de manera digital la máquina y probetas con diferentes condiciones a las que va a estar sometida con el objetivo de determinar las condiciones óptimas de trabajo. Para lo que se desarrollará diversas simulaciones con la ayuda del software ANSYS.

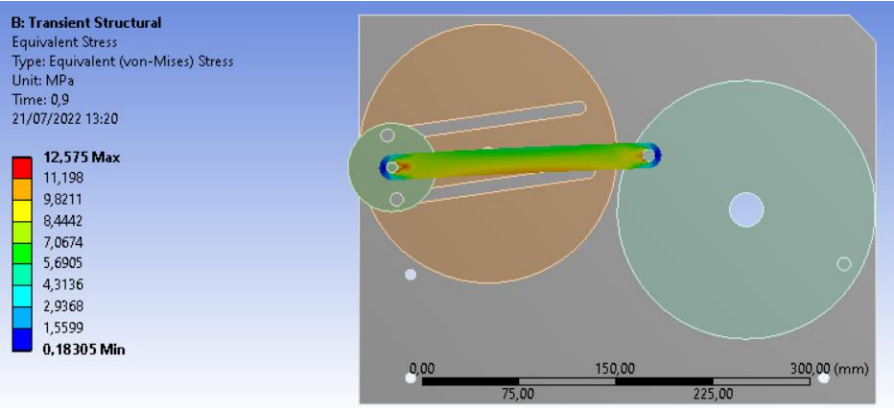
Simulación del sistema multi cuerpos.

La simulación multicuerpos es la modelización de un conjunto de sólidos rígidos o flexibles conectados entre sí por un conjunto de uniones (ESS, 2022). Dentro del análisis multicuerpos se realizará un análisis estructural transitorio, donde se podrá analizar las grandes deformaciones, plasticidad, elasticidad, entre otros. Lo que en el análisis de sistemas dinámicos resulta de mucha utilidad.

La máquina se modeló en dos posiciones para conocer las velocidades optimas de ensayo, con el fin de garantizar que los elementos críticos de la máquina no lleguen a la falla. El elemento crítico a ser analizado es la manivela, por lo que el análisis transitorio se realiza para este elemento. En la Tabla 18 se presenta el modelado a una posición de 75mm, mientras que en la Tabla 19 a una posición de 15mm.

Tabla 18

Análisis estructural transitorio a 75mm.

Velocidad [rpm]	Posición	Esfuerzo [MPa]
600		Max 12.575

Velocidad

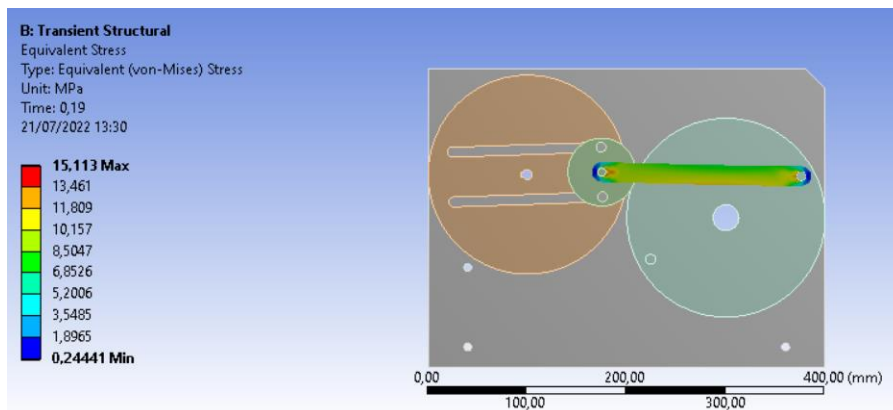
Posición

Esfuerzo

[rpm]

[MPa]

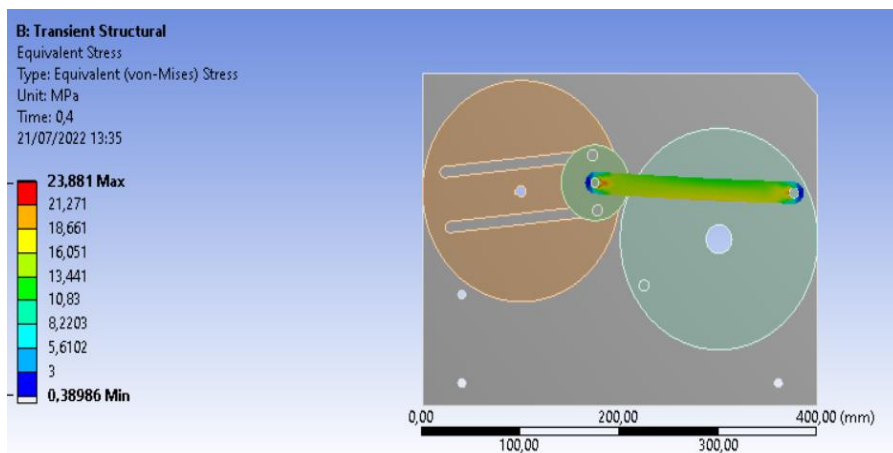
800



Max

15.113

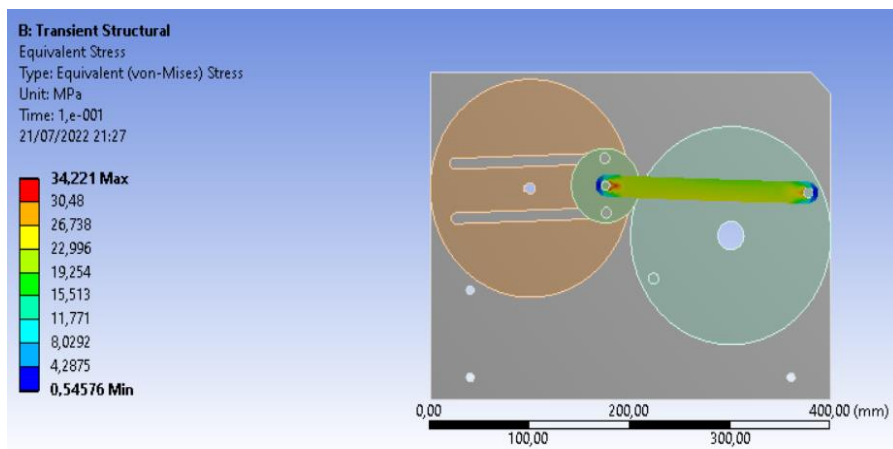
1000



Max

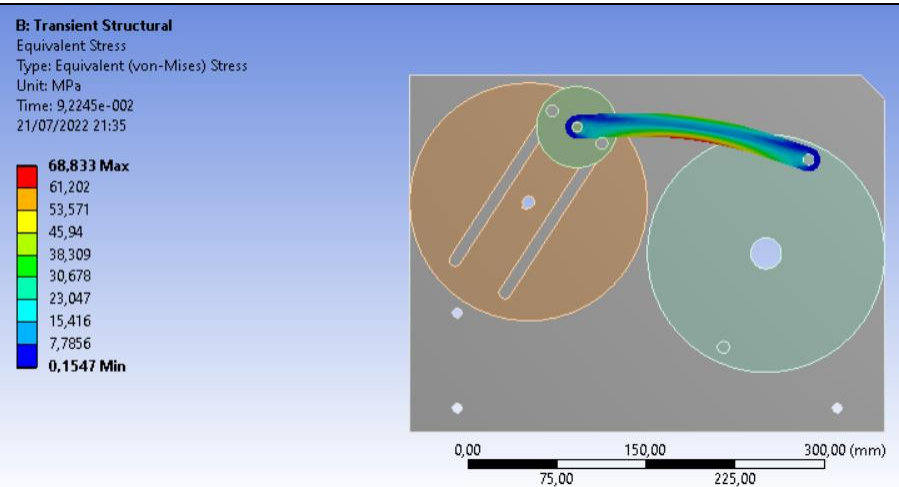
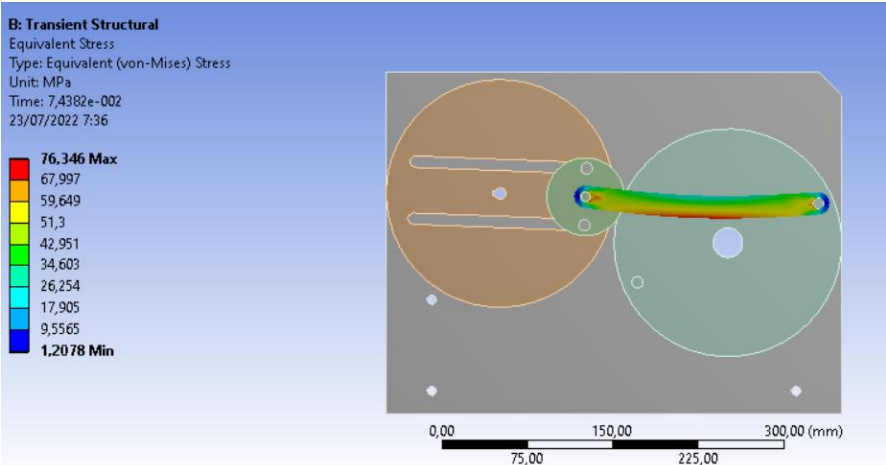
23.881

1200



Max

34.221

Velocidad [rpm]	Posición	Esfuerzo [MPa]
1400		Max 68.833
1700		Max 76.346

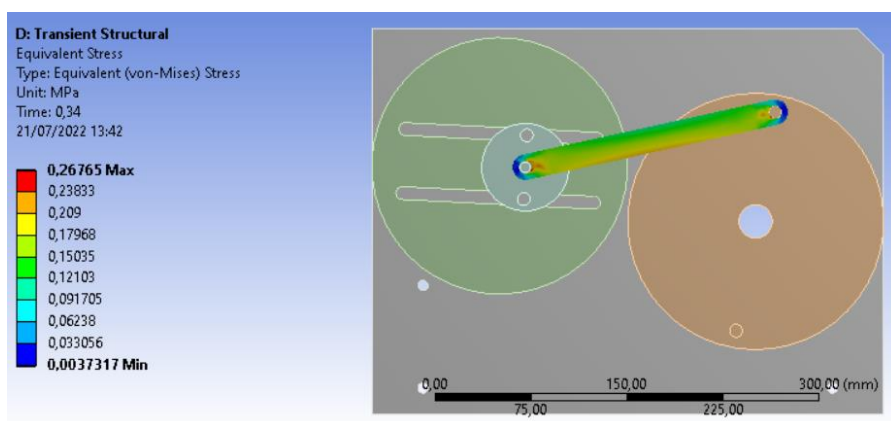
Nota: En la Tabla 18 se presenta los esfuerzos máximos a los que la manivela se verá sometida a las diferentes velocidades. Para altas velocidades el esfuerzo máximo llega a 76.346 MPa y el elemento sufre grandes deformaciones y existe resonancia, por lo que se recomienda realizar los ensayos a bajas velocidades para ángulos grandes.

Tabla 19

Análisis estructural transitorio a 15mm.

Velocidad [rpm]	Posición	Esfuerzo [MPa]
--------------------	----------	-------------------

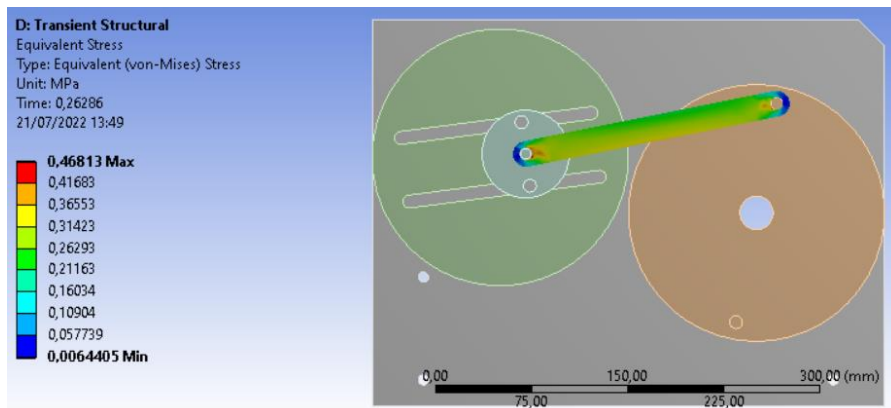
600



Max

0.268

800



Max

0.468

Velocidad

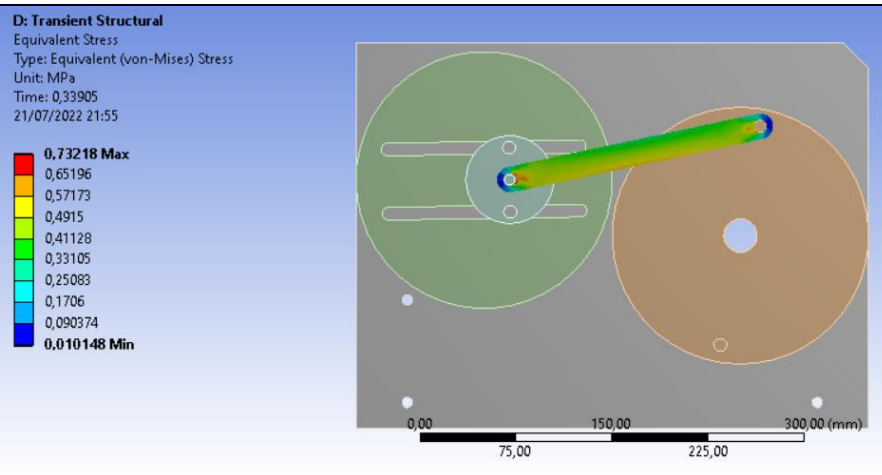
Esfuerzo

[rpm]

Posición

[MPa]

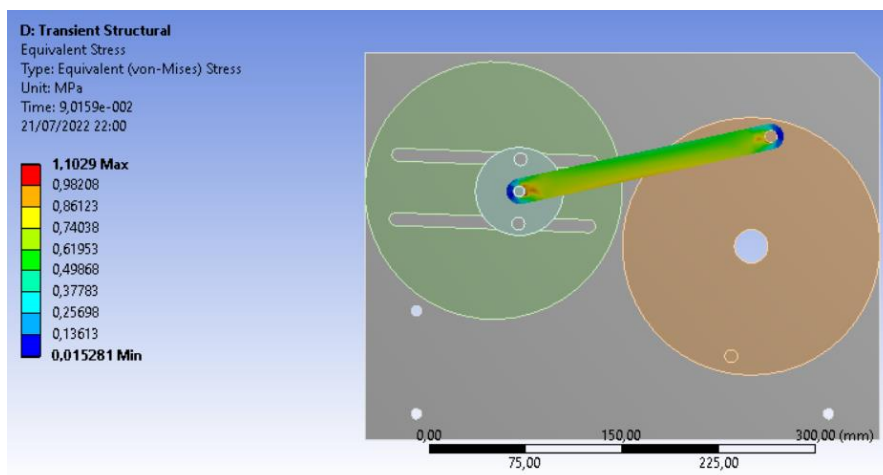
1000



Max

0.732

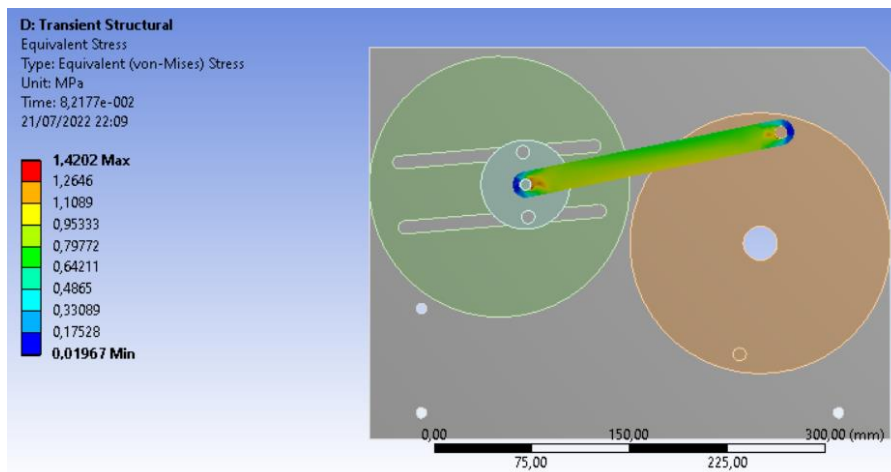
1200



Max

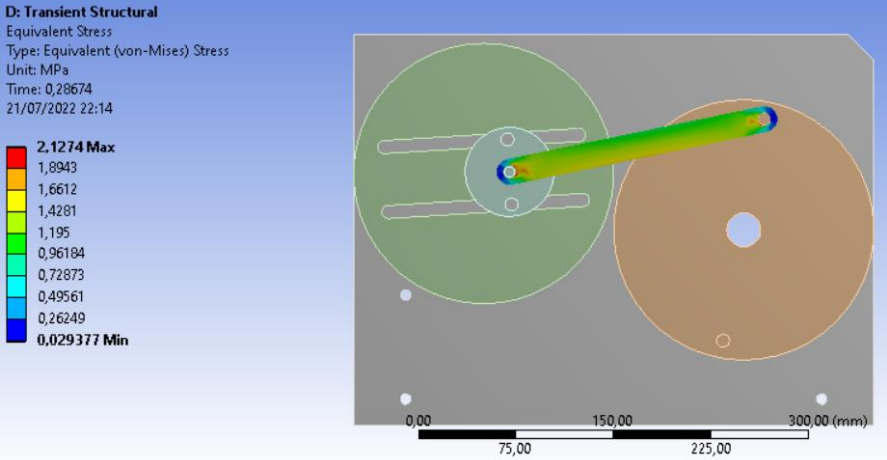
1.103

1400



Max

1.420

Velocidad	Posición	Esfuerzo
[rpm]		[MPa]
1700		Max 2.127

Nota: En la Tabla 19 se presenta los esfuerzos máximos a los que la manivela se verá sometida a las diferentes velocidades. Para altas velocidades el esfuerzo máximo llega a 2.127 MPa y el elemento sufre pequeñas deformaciones, por lo que se puede utilizar altas velocidades para ángulos pequeños.

Simulación del mecanismo flexible de corta longitud

El análisis del mecanismo flexible de corta longitud se realizó con la ayuda de la herramienta ANSYS "Static Structural". En el análisis static structural las tensiones, deformaciones, cargas y otras cargas físicas similares no cambian con el tiempo a diferencia de los análisis dinámicos, los efectos de amortiguamiento e inercia son insignificantes en el análisis estructural estático (ESS, 2022).

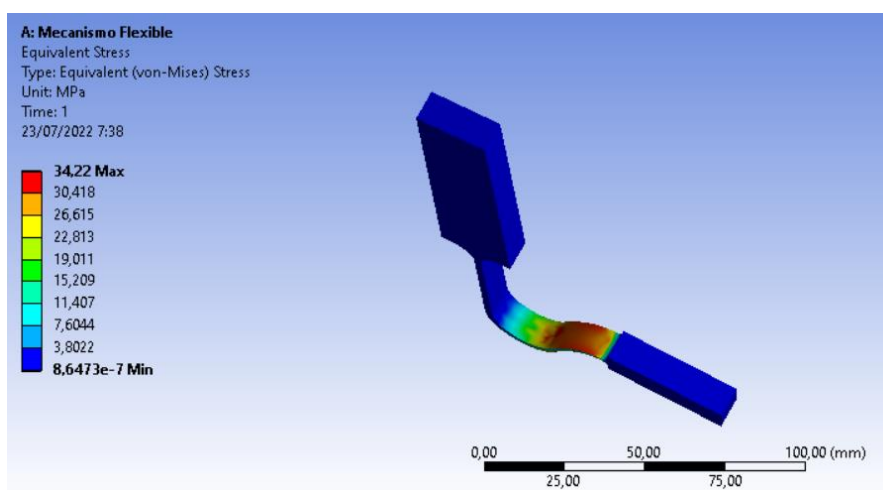
En las Tabla 20 y Tabla 21 se presentarán los esfuerzos a los que estará sometida la probeta en los diferentes ángulos, mientras que en las tablas Tabla 22 y Tabla 23 se presenta el factor de seguridad con que contará cada probeta.

Tabla 20

Esfuerzo a lo largo de la junta flexible High Temp V2 postcurada

Ángulo [°]	Esfuerzo	Esfuerzo [MPa]
---------------	----------	-------------------

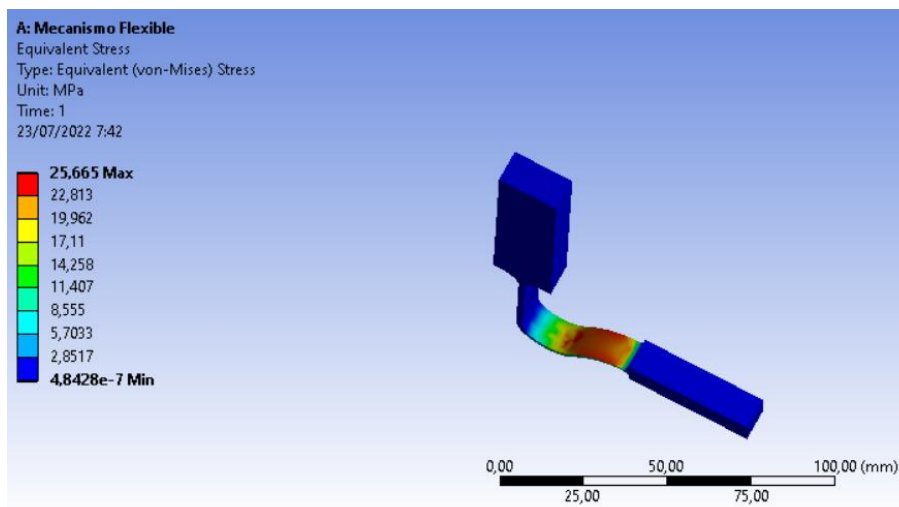
120



Max

34.22

90



Max

25.67

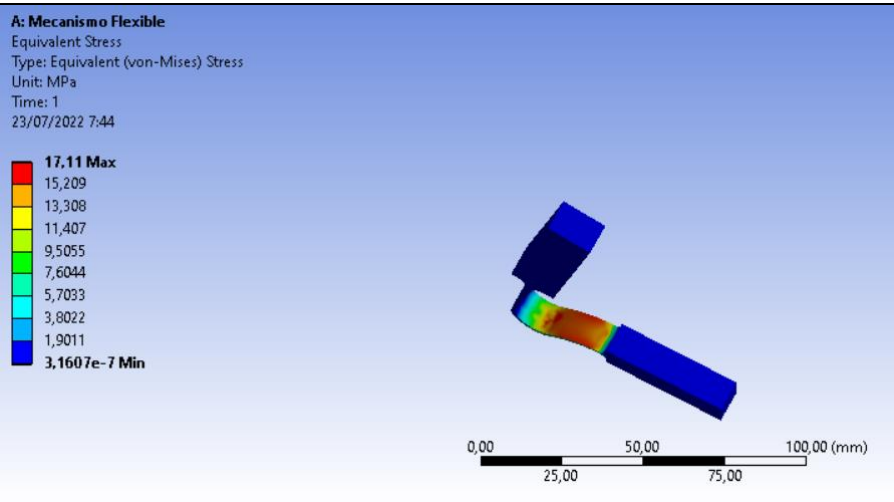
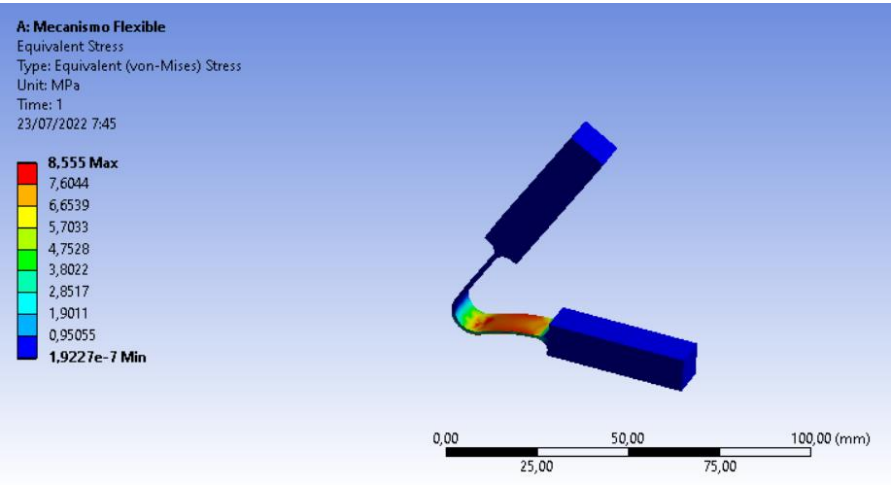
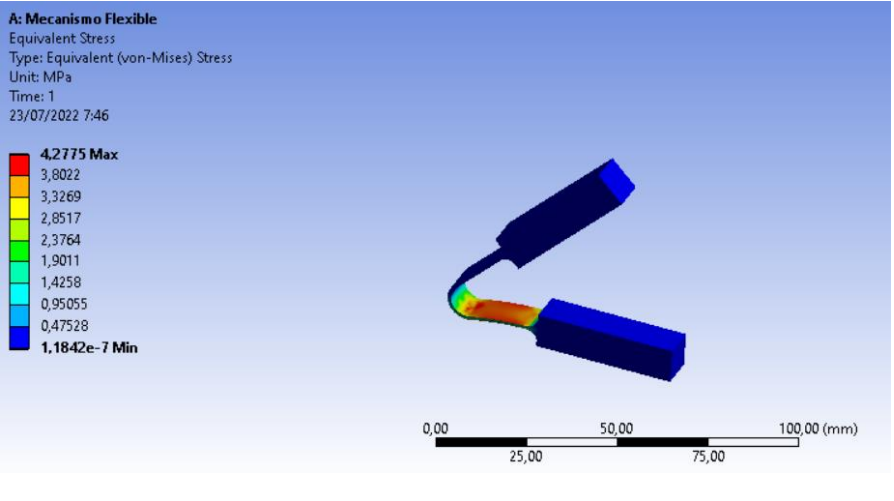
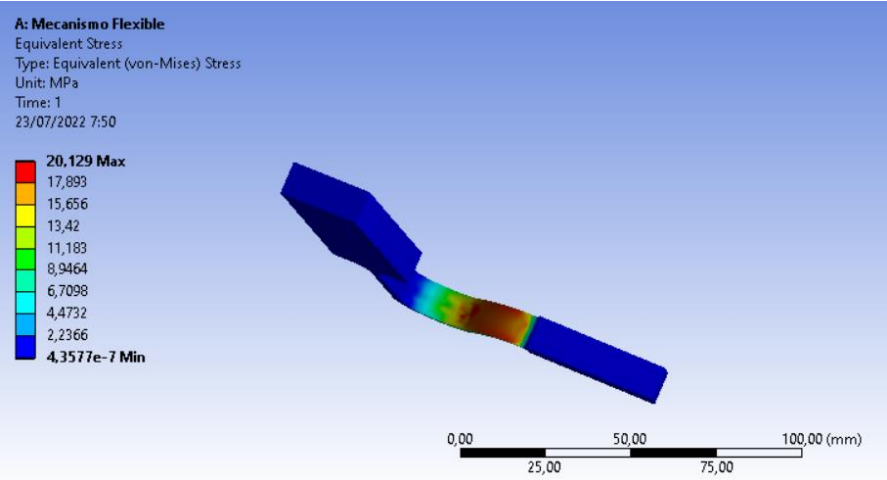
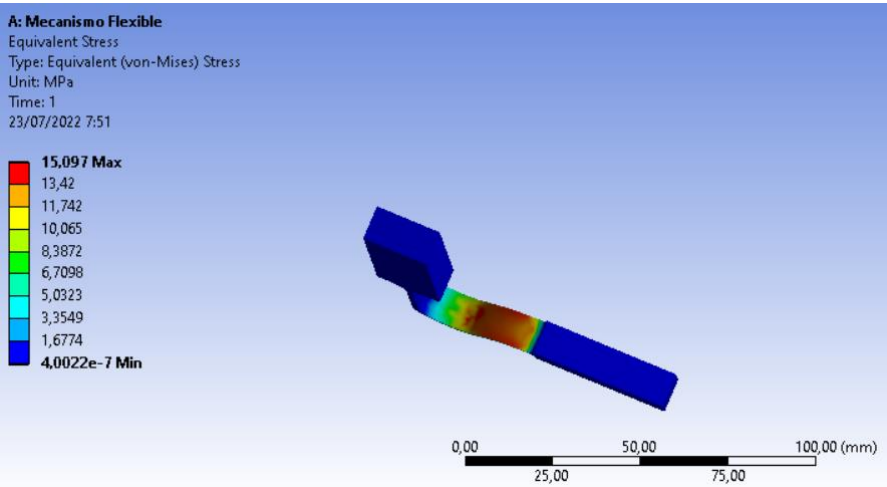
Ángulo [°]	Esfuerzo	Esfuerzo [MPa]
60	 <p>A: Mecanismo Flexible Equivalent Stress Type: Equivalent (von-Mises) Stress Unit: MPa Time: 1 23/07/2022 7:44</p> <p>17.11 Max 15,209 13,308 11,407 9,5055 7,6044 5,7033 3,8022 1,9011 3.1607e-7 Min</p> <p>0,00 25,00 50,00 75,00 100,00 (mm)</p>	Max 17.11
30	 <p>A: Mecanismo Flexible Equivalent Stress Type: Equivalent (von-Mises) Stress Unit: MPa Time: 1 23/07/2022 7:45</p> <p>8.555 Max 7,6044 6,6539 5,7033 4,7528 3,8022 2,8517 1,9011 0,95055 1.9227e-7 Min</p> <p>0,00 25,00 50,00 75,00 100,00 (mm)</p>	Max 8.56
15	 <p>A: Mecanismo Flexible Equivalent Stress Type: Equivalent (von-Mises) Stress Unit: MPa Time: 1 23/07/2022 7:46</p> <p>4.2775 Max 3,8022 3,3269 2,8517 2,3764 1,9011 1,4258 0,95055 0,47528 1.1842e-7 Min</p> <p>0,00 25,00 50,00 75,00 100,00 (mm)</p>	Max 4.28

Tabla 21

Esfuerzo a lo largo de la junta flexible High Temp V2 sin postcurado

Ángulo [°]	Esfuerzo	Esfuerzo [MPa]
120	 <p>A: Mecanismo Flexible Equivalent Stress Type: Equivalent (von-Mises) Stress Unit: MPa Time: 1 23/07/2022 7:50</p> <p>20.129 Max 17.893 15.656 13.42 11.183 8.9464 6.7098 4.4732 2.2366 4.3577e-7 Min</p> <p>0,00 25,00 50,00 75,00 100,00 (mm)</p>	Max 20.13
90	 <p>A: Mecanismo Flexible Equivalent Stress Type: Equivalent (von-Mises) Stress Unit: MPa Time: 1 23/07/2022 7:51</p> <p>15.097 Max 13.42 11.742 10.065 8.3872 6.7098 5.0323 3.3549 1.6774 4.0022e-7 Min</p> <p>0,00 25,00 50,00 75,00 100,00 (mm)</p>	Max 15.10

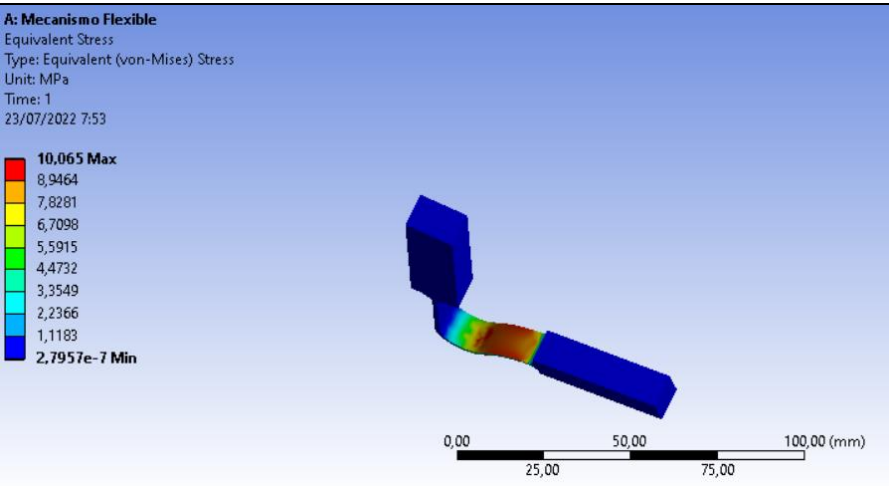
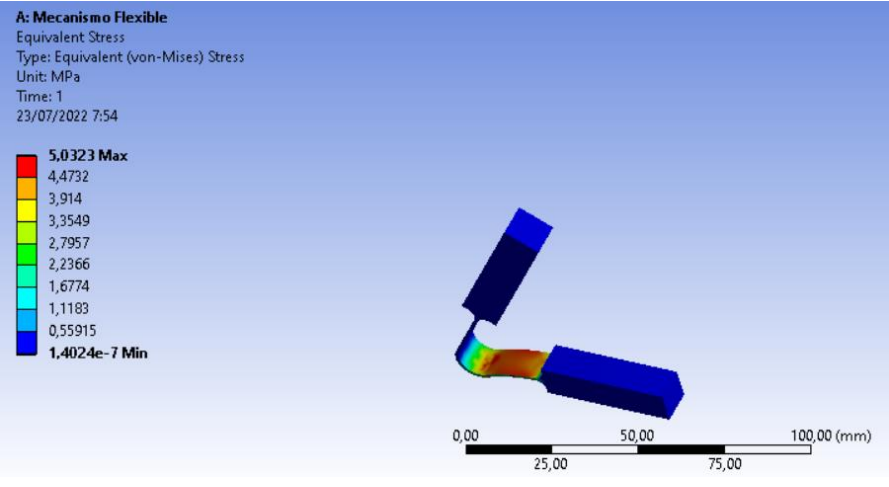
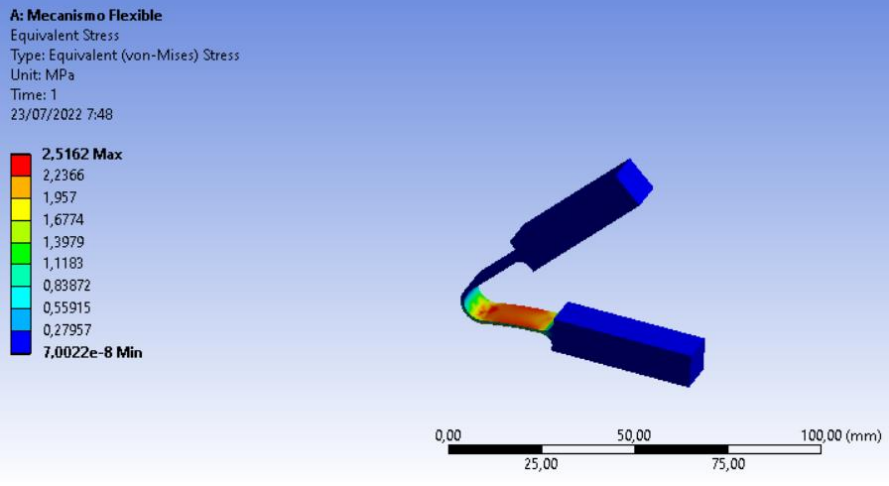
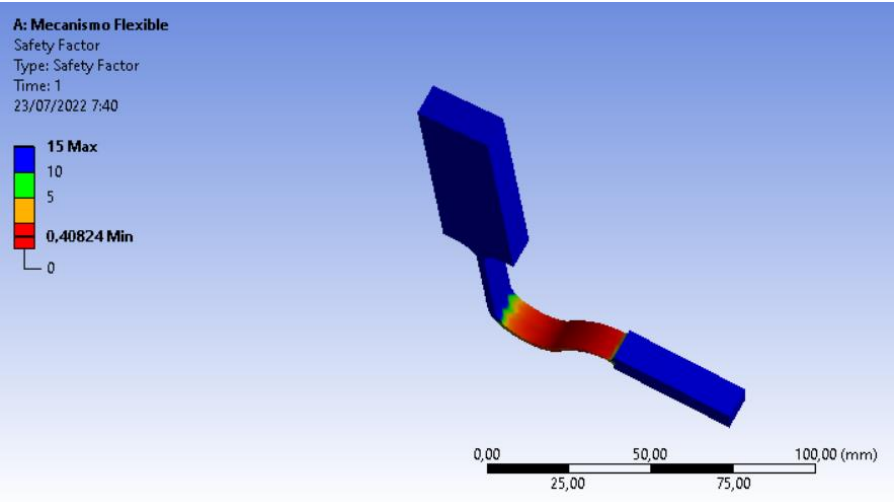
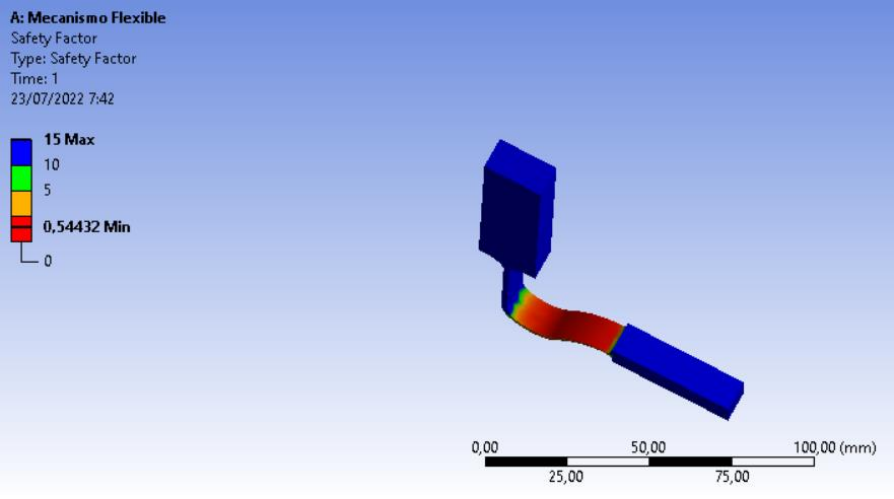
Ángulo [°]	Esfuerzo	Esfuerzo [MPa]
60	 <p>A: Mecanismo Flexible Equivalent Stress Type: Equivalent (von-Mises) Stress Unit: MPa Time: 1 23/07/2022 7:53</p> <p>10.065 Max 8,9464 7,8281 6,7098 5,5915 4,4732 3,3549 2,2366 1,1183 2.7957e-7 Min</p>	Max 10.07
30	 <p>A: Mecanismo Flexible Equivalent Stress Type: Equivalent (von-Mises) Stress Unit: MPa Time: 1 23/07/2022 7:54</p> <p>5.0323 Max 4,4732 3,914 3,3549 2,7957 2,2366 1,6774 1,1183 0,55915 1.4024e-7 Min</p>	Max 5.03
15	 <p>A: Mecanismo Flexible Equivalent Stress Type: Equivalent (von-Mises) Stress Unit: MPa Time: 1 23/07/2022 7:48</p> <p>2.5162 Max 2,2366 1,957 1,6774 1,3979 1,1183 0,83872 0,55915 0,27957 7.0022e-8 Min</p>	Max 2.52

Tabla 22

Factor de seguridad a lo largo de la junta flexible High Temp V2 postcurada

Ángulo [°]	Factor de Seguridad	Esfuerzo [MPa]
120		Max 0.41
90		Max 0.54

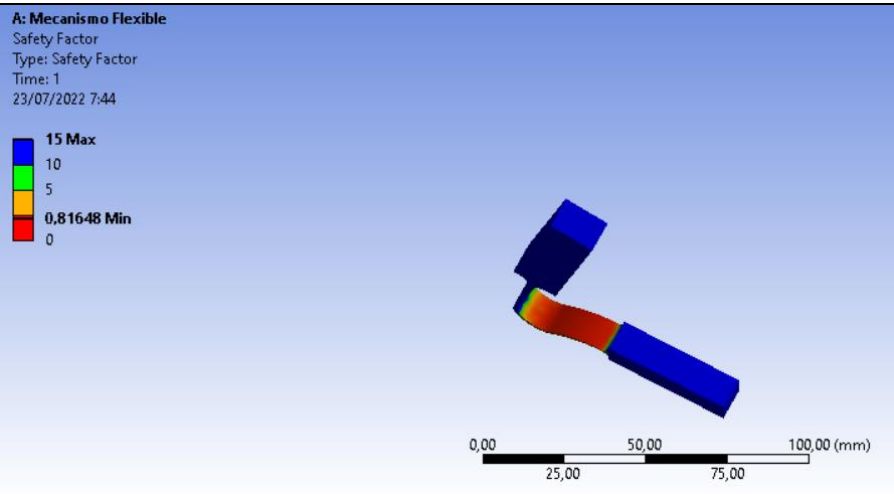
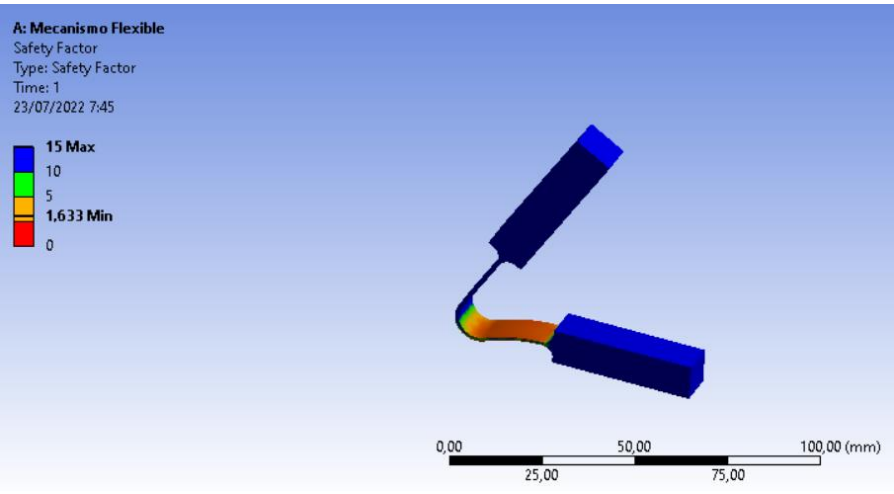
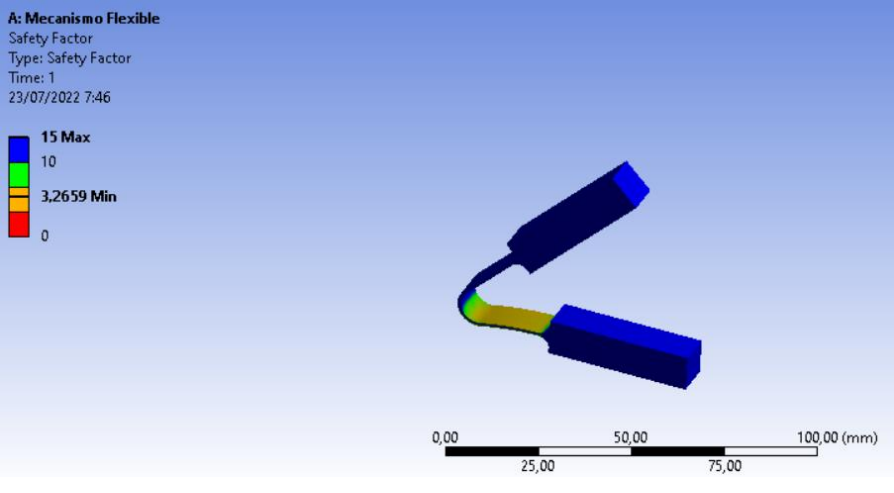
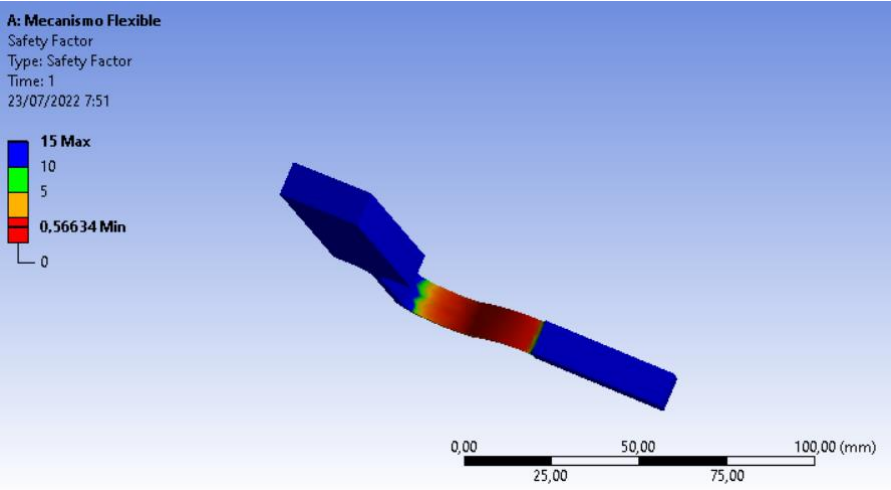
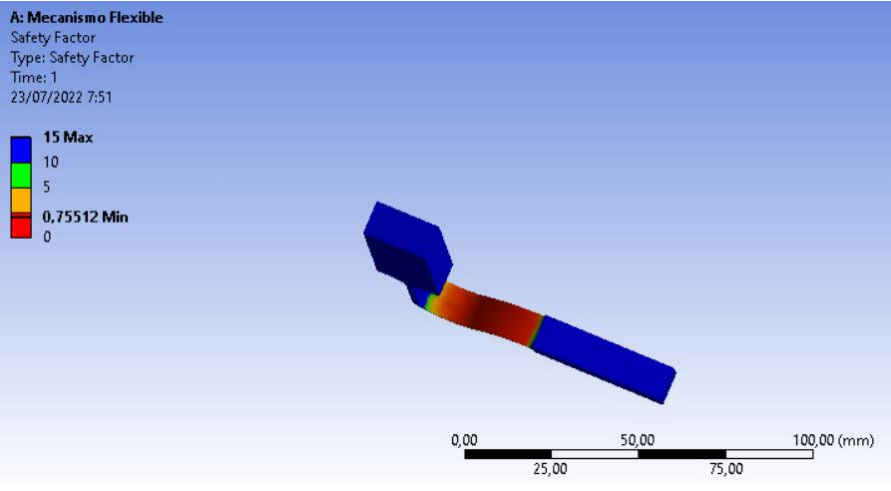
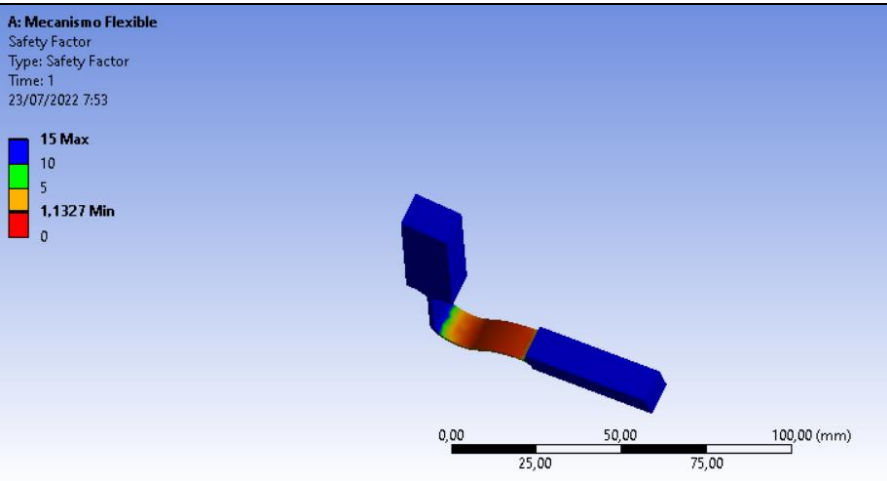
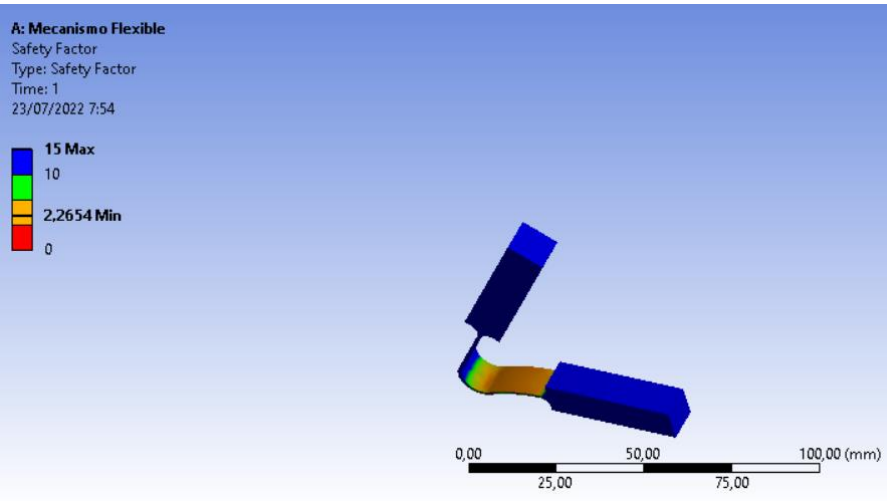
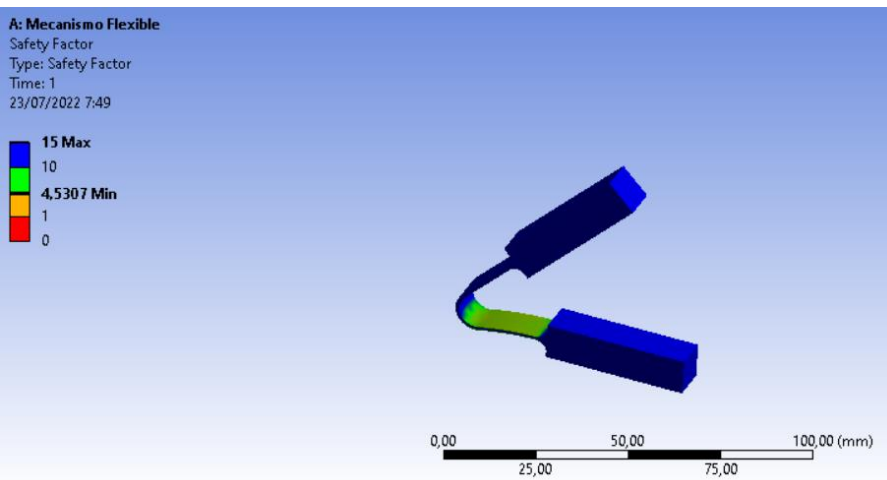
Ángulo [°]	Factor de Seguridad	Esfuerzo [MPa]
60	 <p>A: Mecanismo Flexible Safety Factor Type: Safety Factor Time: 1 23/07/2022 7:44</p> <p>15 Max 10 5 0,81648 Min 0</p> <p>0,00 25,00 50,00 75,00 100,00 (mm)</p>	Max 0.82
30	 <p>A: Mecanismo Flexible Safety Factor Type: Safety Factor Time: 1 23/07/2022 7:45</p> <p>15 Max 10 5 1,633 Min 0</p> <p>0,00 25,00 50,00 75,00 100,00 (mm)</p>	Max 1.63
15	 <p>A: Mecanismo Flexible Safety Factor Type: Safety Factor Time: 1 23/07/2022 7:46</p> <p>15 Max 10 5 3,2659 Min 0</p> <p>0,00 25,00 50,00 75,00 100,00 (mm)</p>	Max 3.27

Tabla 23

Factor de seguridad a lo largo de la junta flexible High Temp V2 sin postcurado

Ángulo [°]	Factor de Seguridad	Esfuerzo [MPa]
120		<p>Max 0.57</p>
90		<p>Max 0.76</p>

Ángulo [°]	Factor de Seguridad	Esfuerzo [MPa]
60	 <p>A: Mecanismo Flexible Safety Factor Type: Safety Factor Time: 1 23/07/2022 7:53</p> <p>15 Max 10 5 1.1327 Min 0</p> <p>0,00 25,00 50,00 75,00 100,00 (mm)</p>	Max 1.13
30	 <p>A: Mecanismo Flexible Safety Factor Type: Safety Factor Time: 1 23/07/2022 7:54</p> <p>15 Max 10 2.2654 Min 0</p> <p>0,00 25,00 50,00 75,00 100,00 (mm)</p>	Max 2.24
15	 <p>A: Mecanismo Flexible Safety Factor Type: Safety Factor Time: 1 23/07/2022 7:49</p> <p>15 Max 10 4.5307 Min 1 0</p> <p>0,00 25,00 50,00 75,00 100,00 (mm)</p>	Max 4.53

En conclusión, las probetas con poscurado estarán sometidas a un esfuerzo mayor que las probetas sin poscurar. El factor de seguridad en las probetas con poscurado será menor que en las probetas sin poscurar, por lo que se espera que las probetas poscuradas tengan una resistencia a la fatiga menor que las probetas sin poscurar, esto se puede visualizar de mejor manera en la Tabla 24.

Tabla 24

Esfuerzo y factor de seguridad en las probetas

	Esfuerzo		Factor de Seguridad	
	Poscuradas	Sin Poscurar	Poscuradas	Sin Poscurar
120	34.22	20.13	0.41	0.57
90	25.67	15.10	0.54	0.76
60	17.11	10.07	0.82	1.13
30	8.56	5.03	1.63	2.24
15	4.28	2.52	3.27	4.53

Capítulo V Método y Materiales

Con la definición de los modelos matemáticos y simulación previamente establecidos y analizados se realiza el diseño de la máquina. Para realizar la construcción, se debe tener las consideraciones como son los materiales y maquinaria necesaria para los posesos de construcción.

Procesos de Fabricación

En el proceso de fabricación es necesario caracterizar el equipamientos y utillaje tecnológico con el que se cuenta para el diseño de las piezas garantizando la exactitud de fabricación con el mayor rendimiento económico y de producción.

Según García, Tamayo, Aleaga, & Rondón, (2016) es necesario precisar para cada equipamiento o utillaje tecnológico lo siguiente:

1. Máquinas herramienta: sus características cinemáticas (gama de revoluciones y avances) dimensiones límites de las piezas que son admitidas en la máquina, estado técnico y los índices de exactitud de la máquina).
2. Herramientas de corte: material, parámetros geométricos, dureza y tenacidad.
3. Medios de medición: tipo de medio, rango y precisión.
4. Dispositivos tecnológicos: función, clasificación, dimensiones y exactitud.

Sistema Mecánico

Máquinas Utilizadas

Amoladora

El corte con amoladora es un proceso utilizado en la mayoría de mecánicas industriales, que se utiliza para realizar cortes completos o parciales a diferentes tipos de elementos de distintos materiales, se utiliza la amoladora para realizar cortes tanto de flechas, planchas de metal, ángulos, entre otros. Se utilizó la amoladora Boch modelo GWS 7-115 ET cuyas características se presentan en la Tabla 25.

Tabla 25

Datos técnica de amoladora Marca Boch – GWS 7-115 ET

Datos técnica amoladora Boch – GWS 7-115 ET	
Potencia absorbida	720 [W]
Velocidad de giro en vacío	2.800 – 9.300[rpm]
Diámetro de disco	115 [mm]
Rosca de usillo portamuela	M14
Peso	1.9 [kg]

Nota. Esta tabla fue modificada de la página oficial de Boch. Adaptado de *Boch Profesional*, GWS 7-115 ET PROFESSIONAL, 2021 (<https://www.bosch-professional.com/ec/es/products/gws-7-115-et-06013885E1>)

Torneado

El proceso de torneado es un proceso de mecanizado, que es utilizado para elementos que tiene sección cilíndrica, o para dar forma cilíndrica a los elementos. Para este estudio se utiliza el proceso de torneado en las ruedas y flechas que son necesarias para la construcción del dispositivo. Se utiliza un torno convencional de uso industrial Marca ARIES modelo C6246. Sus características se muestran en la Tabla 26.

Tabla 26

Características de torno ARIES - C6246

Torno Convencional ARIES - C6246	
Volteo sobre bancada	460 [mm]
Distancia entre puntos	1500 [mm]
Volteo sobre el carro transversal	273 [mm]

Volteo sobre el escote	690 [mm]
Ancho del escote	165 [mm]
Ancho de bancada	300 [mm]
Motor principal	7.5 [HP] – 220[v]
Dimensiones de la máquina	2800 x 1080 x 1340 [mm]
Peso neto	1970 [kg]

Nota. Esta tabla fue modificada. Adaptado de *Tecno Máquinaria*, TORNOS CONVENCIONALES - C6246, 2022 (<https://www.máquinariacatalogo.com/productos-tornos-convencionales-aries-c6246.html>)

Fresado

El proceso de fresado es un proceso de mecanizado, que maneja una herramienta rotativa que desbasta el material en las tres direcciones. Una fresadora puede ocupar diferentes tipos de herramientas de corte. La fresa que se utilizó es de la marca Kondor, y sus especificaciones técnicas se muestran en la Tabla 27.

Tabla 27

Especificaciones técnicas Fresadora marca KONDOR N-3m

Especificaciones técnicas Fresadora - KONDOR N-3m	
Recorrido x y	860 x 380 [mm]
Voltaje motor	220 [V]
Fuerza del motor	3 [HP]
Velocidad de usillo	2840 [rpm]
Dimensiones	2000 x 1600 [mm]
Peso	1300 [kg]

Nota. Adaptado de *PDF COFFEE*. Ficha Técnica de Fresadora KONDOR, 2022

(<https://pdfcoffee.com/ficha-tecnica-de-fresadora-kondor-5-pdf-free.html>)

Soldadura

La soldadura es un proceso de fijación completa entre dos o más elementos, con fundición de elemento o la fundición de un material externo que por lo general son metales o termoplásticos, existen diferentes tipos de soldaduras. Para el caso de estudio se utiliza soldadura por GMAW, que está definido como proceso de soldadura por arco con alambre de forma continua. La soldadora marca MILLER y modelo Millermatic 252 es el equipo que se emplea para la unión de los elementos, cuyas características técnicas se muestran en la Tabla 28.

Tabla 28

Características técnicas del equipo de Soldar MIG Miller Millermatic 252

Características técnicas - Miller Millermatic 252	
Potencia de alimentación	200/230 [V], monofásica, 60 Hz
Rango de amperaje	30 – 300 [A]
Velocidad de alimentación	50 – 700 [rpm]
Voltaje máximo de trabajo	38 [V]
Peso neto	94 [kg]

Nota. Adaptado de *Codinter*. Equipo de Soldar MIG Miller Millermatic 252, 2016

(<https://www.codinter.com/co/wp-content/uploads/sites/5/2018/01/ficha-tecnica-máquina-soldar-miller-millermatic-252-co.pdf>)

Sistema Eléctrico

Dispositivos Eléctricos Utilizados

Para la construcción del sistema eléctrico, el cual nos permite regular la velocidad a la que trabaja el motor, se utilizó los componentes enumerados a continuación.

1. Relays: Un relay funciona de manera similar que un interruptor, esto quiere decir que es un dispositivo que retiene o permite el paso de la corriente eléctrica (Perez & Merino , 2016). Para el caso de estudio se utiliza un Relay CSC 8 Pines 5 A - 8 pines planos de 24VAC.
2. Variador: El variador de frecuencia regula la alimentación con la que el motor trabaja, se conecta entre la alimentación eléctrica y el motor en donde la función del dispositivo es regular la energía eléctrica que entra al motor para que dicho motor trabaje a altas o bajas frecuencias o tensiones (ABB, 2022). El variador empleado es de la marca KEWO. Cuyas especificaciones se muestran en la Tabla 29.

Tabla 29

Características técnicas del variador de frecuencia KEWO

Características técnicas variador KEWO – AD100	
Rango de alimentación	0.4 - 1.5 [kW]
Voltaje	1F – 220V
Potencia	1[HP]
Tipo de control	V/F SVC Lazo Abierto
Módulo de potencia	IPM iGBT

Nota: Tabla modificada. Adaptado de *KEWO*, AD100 Mini Frequency Inverter, 2018

(https://www.kewoacdrive.com/data/kewo_AD100_AD350_AD800_VFD_catalog.pdf)

3. Breaker: Un breaker es un mecanismo de seguridad el cual corta el paso de bajos o altos picos de corriente eléctrica, estos máximos o mínimos dependen de la configuración del mecanismo (Suministros de Materiales eléctricos , 2020). El correcto uso de este mecanismo es esencial en el caso que de exista una sobre carga en el dispositivo, por lo que se utiliza un Breaker de dos polos Riel Din 2p 20C de 2 amperios.
4. Pulsador: Un pulsador es un mecanismo capaz de abrir o cerrar un circuito mientras previamente se haya actuado sobre él, existe diferentes tipos de pulsadores según la aplicación que se necesite (Torres, 2014). Para el presente proyecto se utiliza dos pulsadores metálicos momentáneos uno para el encendido y otro apagado del sistema eléctrico.
5. Cableado: Es un elemento fabricado y pensado para conducir electricidad. Los cables eléctricos están compuestos por el conductor, el aislamiento, una capa de relleno y una cubierta (ESR, 2014). En el presente proyecto se emplea el cable conductor de tipo 12 y 16.
6. Tablero: Estructura metálica donde se montan los elementos eléctricos. Las dimensiones del tablero que se utiliza son de 300 x 300 x 150 [mm]
7. Motor eléctrico: Un motor eléctrico se lo define como el dispositivo que tiene la capacidad de transformar energía eléctrica en energía mecánica (Wikipedia, Motor Eléctrico, 2022) . Para el presente proyecto se utilizó un motor de 1/8 de HP cuyas características se aprecian en la Tabla 30.

Tabla 30*Características del motor eléctrico*

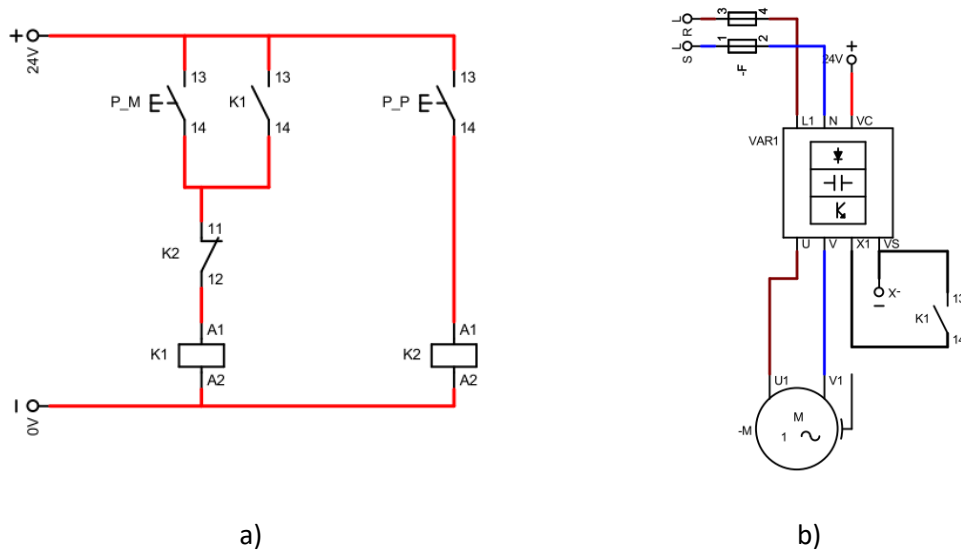
Características técnicas del motor eléctrico	
Potencia	1/8 [HP]
Velocidad máxima de rotación	1700 [rpm]
Torque	20 [W]
Eficiencia	60%
Factor de potencia	0.70
Peso neto	1.6 [kg]

Diagrama de la conexión eléctrica

La conexión de los componentes eléctricos es sencilla, en a) se muestra la conexión de circuito eléctrico donde observamos los dos pulsadores P_M y P_P los cuales sirven para el encendido y apagado del circuito, tenemos los dos relays K1 y K2 donde la función de K1 es mantener encendida la máquina mientras que si aplastamos el pulsador P_P esta llama al relay K2 haciendo que el circuito se abra y la máquina se apague. En b) tenemos la conexión de los terminales del variador KEWO hacia el motor y relays que encienden o apagan el circuito eléctrico.

Figura 33

Diagrama de conexión del circuito eléctrico



Nota. a) Conexión de circuito eléctrico y b) Conexión de terminales en el variador. El grafico muestra la conexión del circuito eléctrico y la conexión de los terminales del variador hacia el motor que fue realizado en el programa CADe_SIMU.

Manufactura Aditiva

Máquinas y Herramientas Utilizadas

Impresión Mediante Estereolitografía

La impresión por estereolitografía es una tecnología de impresión 3D utilizada para realizar prototipados, reemplazo de piezas u otros procedimientos industriales (Formlabs, Formlabs Form 3 – Impresora 3D SLA de alta calidad para profesionales de Formlabs, 2021). La impresora utilizada para realizar el proceso de impresión es la Form 3+. Sus características técnicas se presentan en la Tabla 31.

Tabla 31

Ficha técnica impresora Form 3+.

Impresora Formlabs Form 3	
Tecnología de impresión	Estereolitografía de baja fuerza (LFS)
Láser	Unidad de procesamiento de Luz (LPU) 250 m W405 nm
Volumen de construcción	145 x 145 x 185 mm
Resolución de la capa Z	25 – 300 micras
Resolución XY	25 micras
UI	Pantalla táctil de 5.5 pulgadas
Conectividad	Wifi, Ethernet, USB
Build Platform Leveling	Automático
Materiales	Cartuchos de resina Formlabs
Software	PreForm, Dashboard Printer Management
Tipo de archivos	STL, OBJ
Peso	17.5 Kg
Dimensiones	405 x 375 x 530 mm

Nota: Adaptado de *Formalabs*, Formlabs Form 3 – Impresora 3D SLA de alta calidad para profesionales de Formlabs, 2021(<https://sicnova3d.com/blog/experiencias-3d/formlabs-form-3-impresora-3d-sla-de-alta-calidad-para-profesionales/>.)

Componentes del Finish Kit

El finish kit se utiliza para el proceso de limpieza de las piezas posterior a la impresión 3D.

1. **Cubetas de lavado:** Consisten en dos cubetas de plástico que se pueden rellenar con alcohol isopropílico, generalmente la primera se utiliza para el lavado con alcohol y la segunda para el secado.
2. **Cesta de lavado:** Se utiliza para pasar las piezas de una cubeta a otra. La cesta puede permanecer en la segunda cubeta de lavado para permitir que las piezas goteen.
3. **Botella de lavado:** La botella contiene alcohol isopropílico para lavar las piezas impresas y limpiar los canales internos.
4. **Pinzas:** Sirven para retirar con cuidado los soportes de las piezas impresas.
5. **Espátula:** Se utiliza para retirar las piezas de la base de impresión.

Secadora Led UV para Impresión Mediante Estereolitografía

Realizada la impresión se debe realizar el proceso de curado para ofrecer alta temperatura y propiedades mecánicas a la pieza. El proceso de poscurado se realiza mediante luz UV, para lo cual se presenta en la Tabla 32 las características técnicas de la máquina para poscurar que se dispone en el laboratorio de manufactura aditiva de la ESPE.

Tabla 32

Ficha técnica secadora led UV.

Lampara SUN 9C	
Modelo	SUN 9C
Potencia	24 W
Longitud de onda	365 + 405 nm
Ajuste	Gel UV Gel/LED/Gel constructor
Vida útil	50 000 hrs
Adaptador	100 - 240 V
Peso	450g
Numero de focos	15

Nota: Adaptado de *AliExpress*, Lámpara SUN 9C, 2022 (<https://es.aliexpress.com/i/32688220870.html>)

Diagrama de Proceso de Fabricación

Máquina para ensayo a fatiga

La construcción de la máquina o dispositivo para ensayo a fatiga, se realizó en varios pasos por lo que se efectuó el diagrama de operaciones para cada uno de ellos.

Las máquinas utilizadas se detallan dentro del capítulo cinco correspondiente a método y materiales, mientras que los materiales utilizados se encuentran detallados dentro del diagrama de operaciones.

Tabla 33

Diagrama de operaciones de piezas en Grilon y duralón.

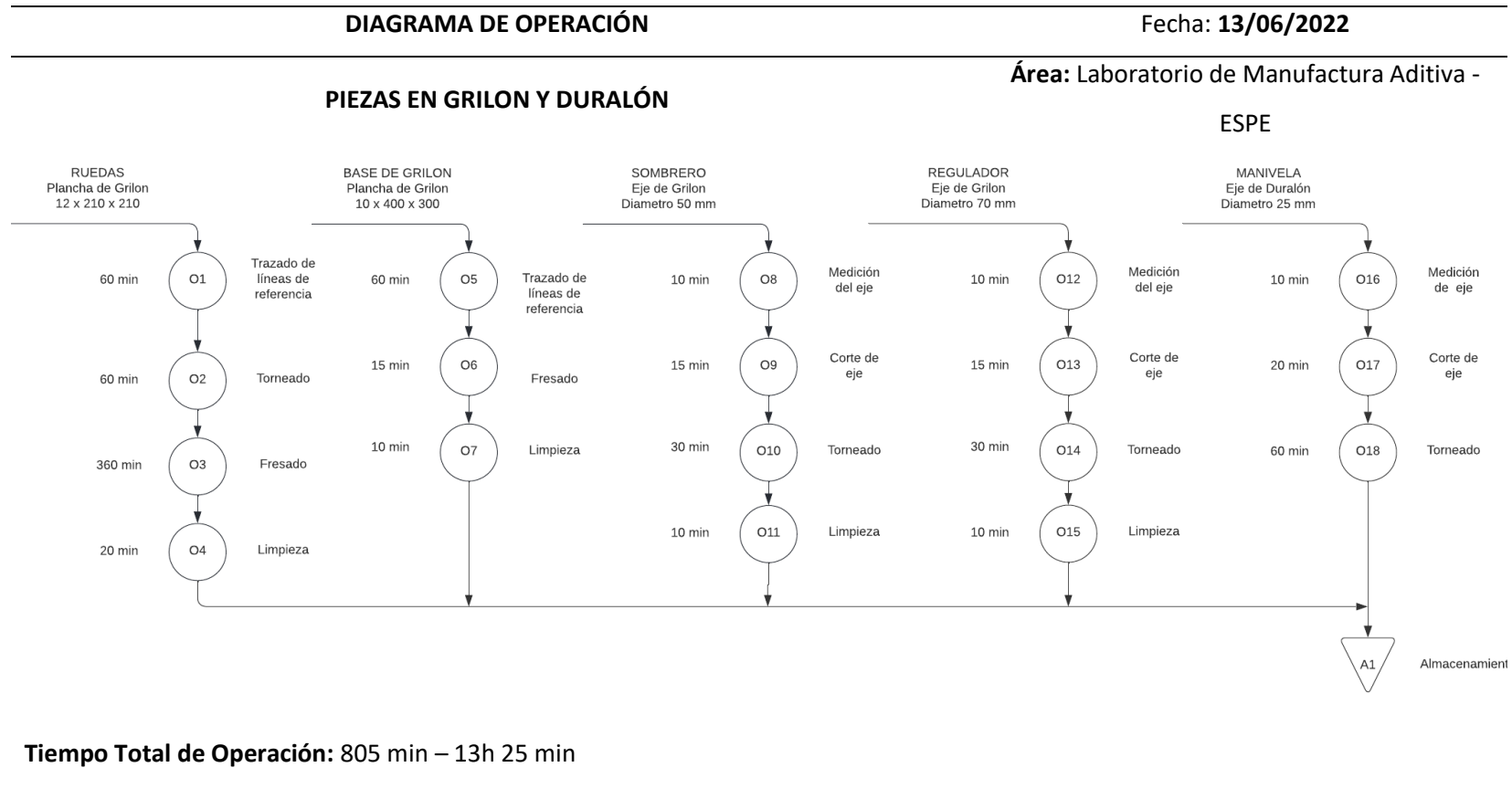


Tabla 34

Diagrama de operaciones de flechas y bocín.

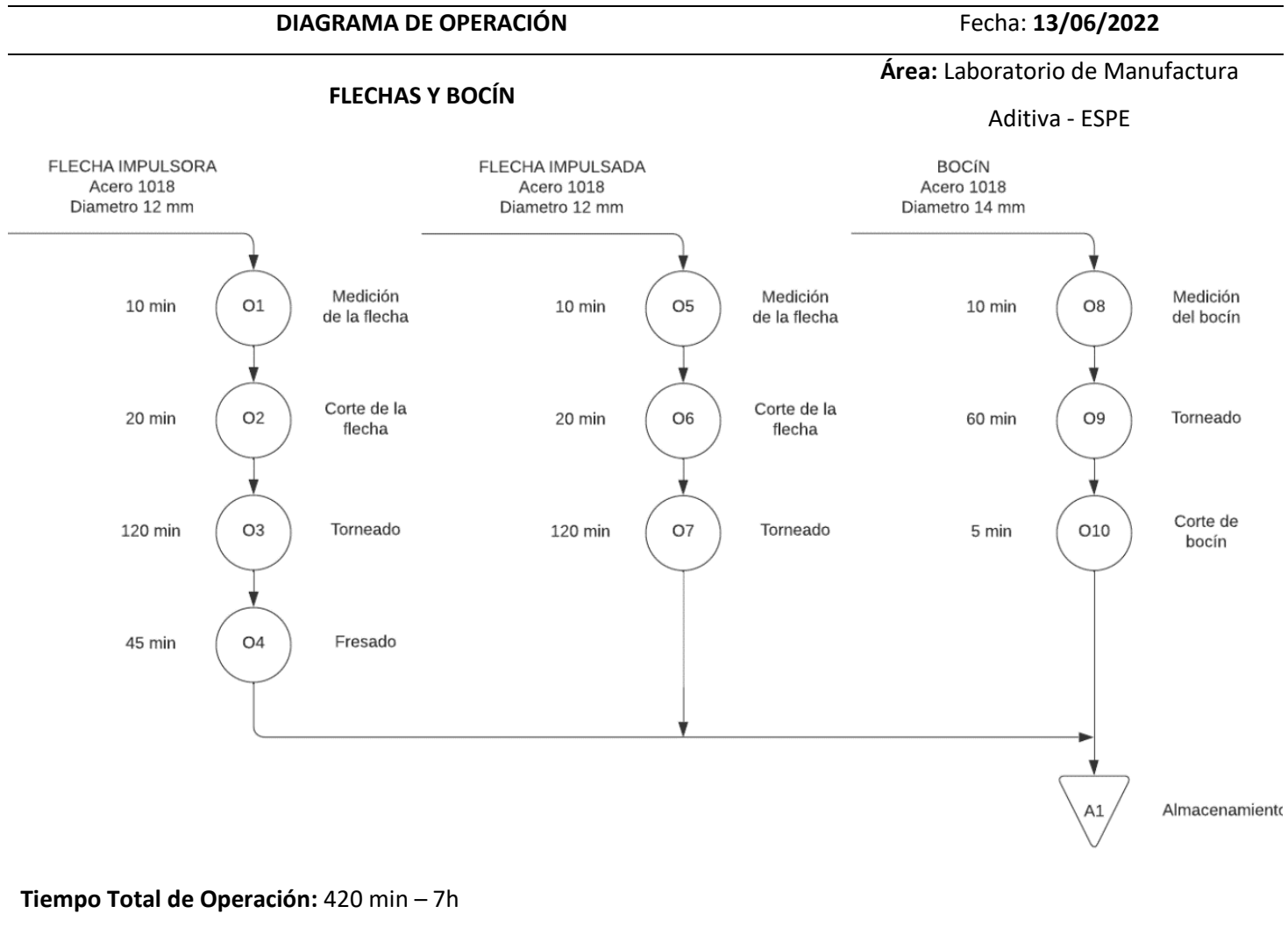
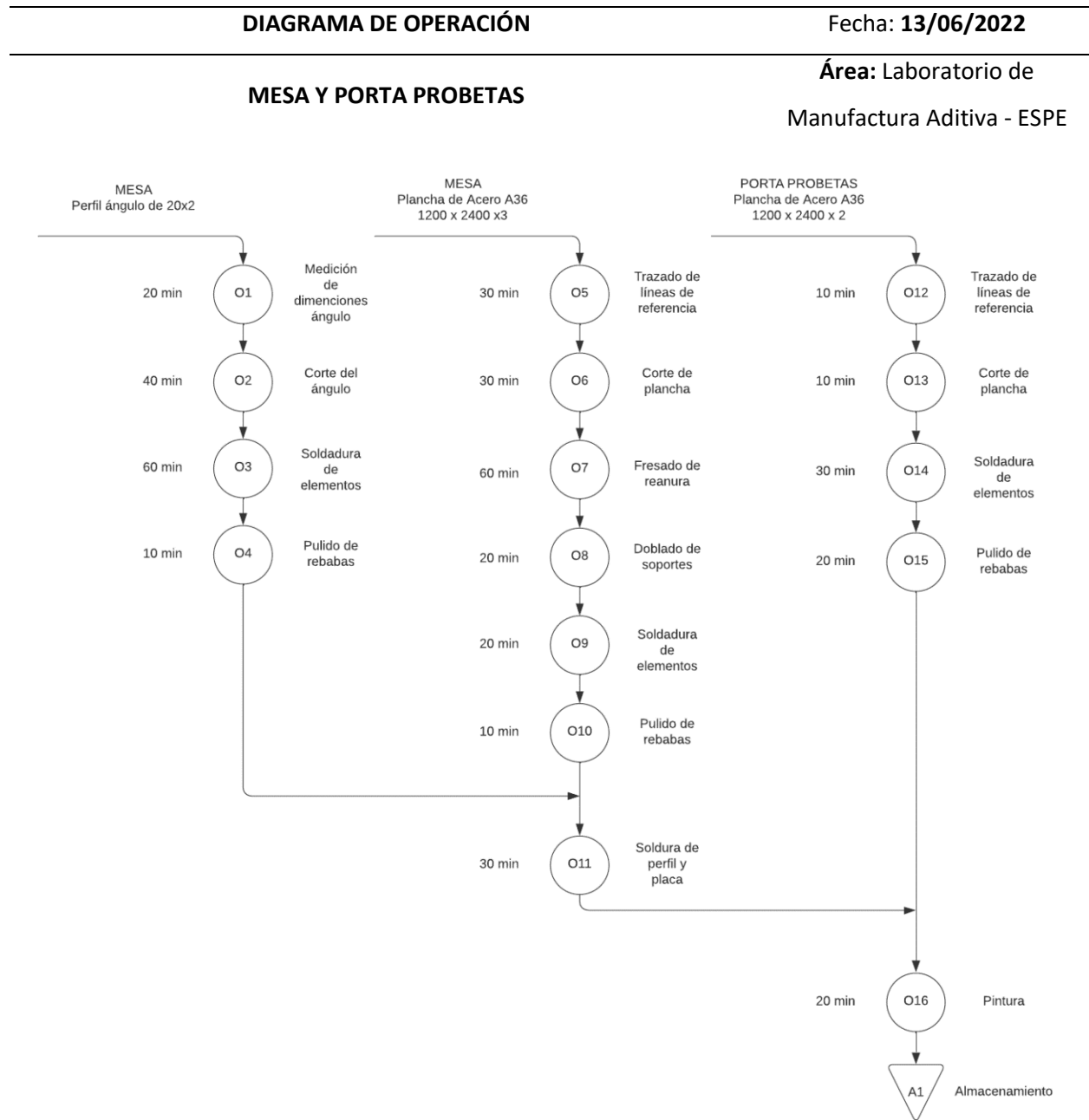


Tabla 35

Diagrama de operaciones de mesa y porta probetas.



Tiempo Total de Operación: 420 min – 7h

Tabla 36

Diagrama de operaciones del tablero

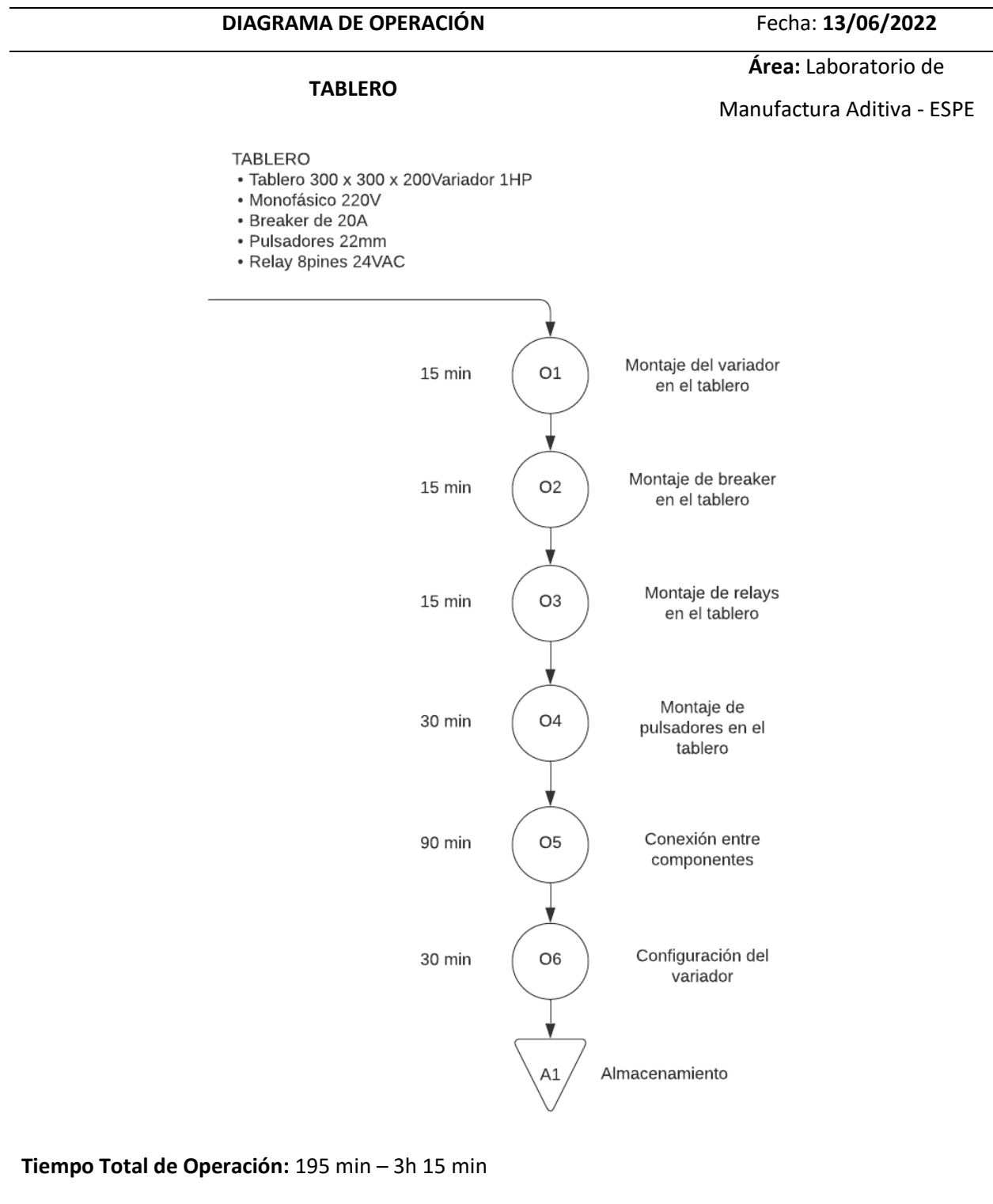
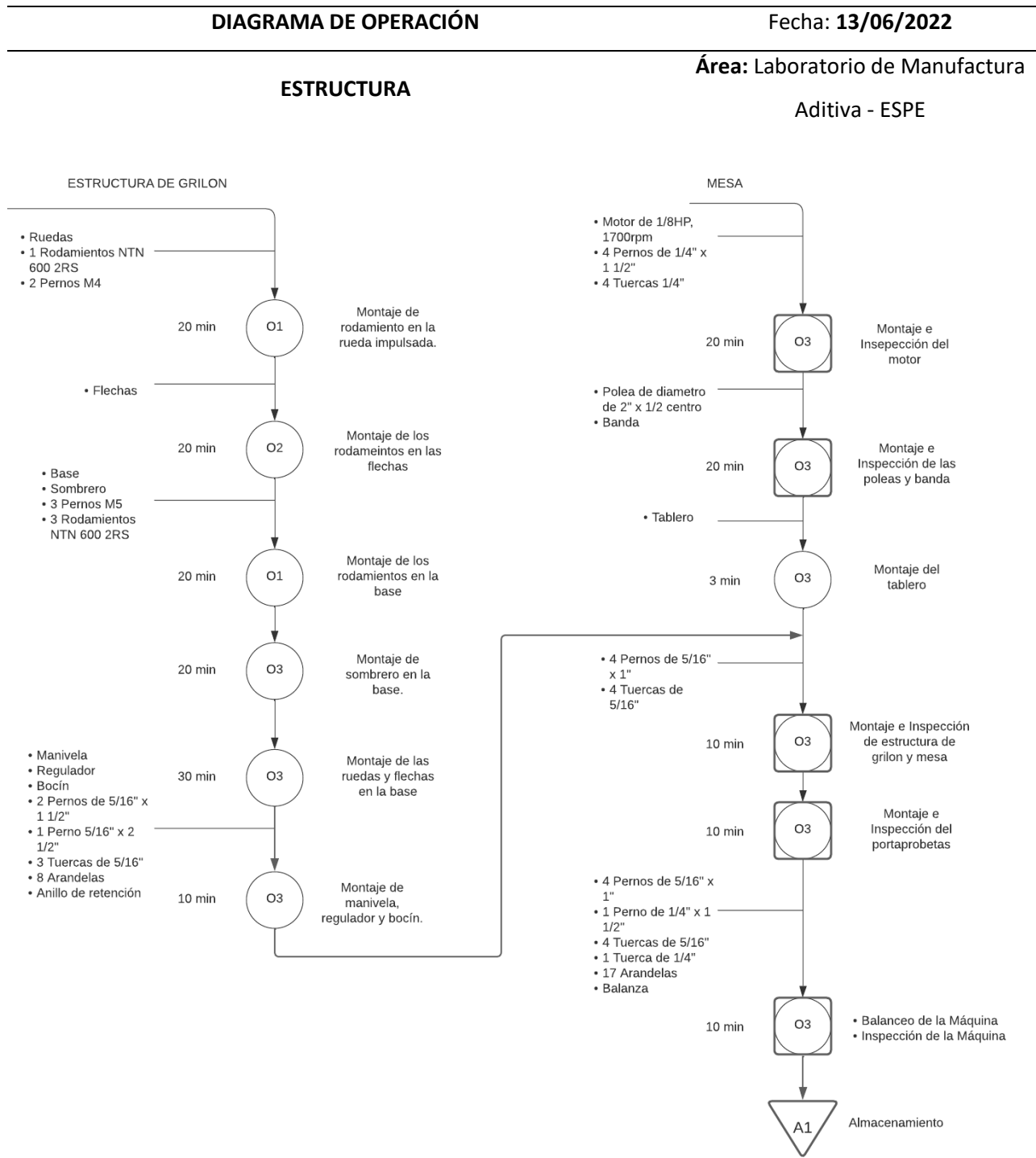


Tabla 37

Diagrama de operaciones de la máquina.



Tiempo Total de Operación: 193 min – 3h 13 min

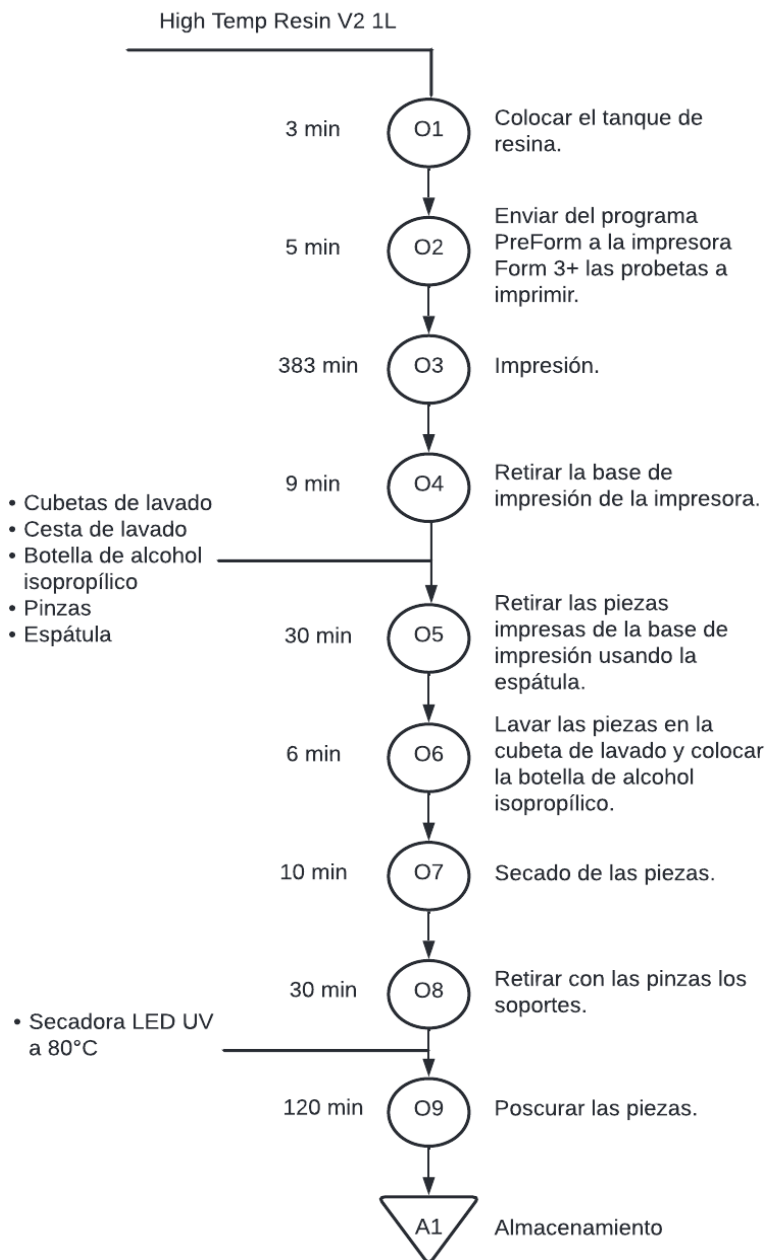
Impresión de Probetas

El proceso de impresión de las probetas se realizó con la impresora Form 3+ de formlabs. Para proporcionar el acabado a las piezas impresas en High Temp se debe realizar un proceso de limpieza posterior a la impresión, en el que las piezas deben lavarse durante al menos 6 minutos en alcohol isopropílico para evitar que las impresiones terminen absorbiendo el alcohol. Finalmente, la pieza debe encontrarse completamente seca previo a ser expuesta a la luz ultravioleta y al calor durante el poscurado puesto que se puede agrietar en el proceso.

Tabla 38

Diagrama de operaciones de probetas poscuradas.

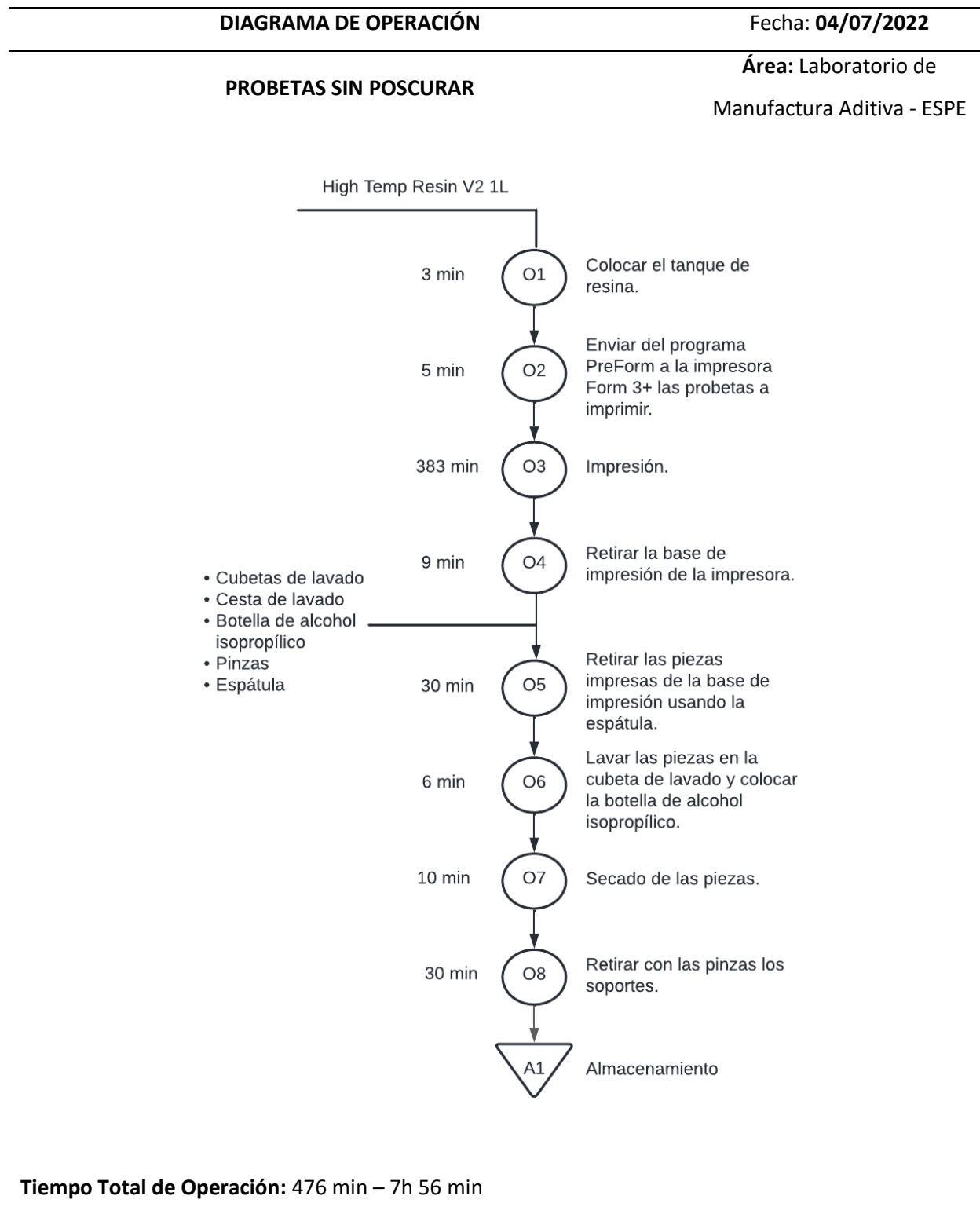
DIAGRAMA DE OPERACIÓN	Fecha: 04/07/2022
PROBETAS POSCURADAS	Área: Laboratorio de Manufactura Aditiva - ESPE



Tiempo Total de Operación: 596 min – 9h 56 min

Tabla 39

Diagrama de operaciones de probetas sin poscurar.



Capítulo VI Pruebas

El capítulo se centra en los ensayos a fatiga de las juntas elásticas del mecanismo flexible pivote de flexión de corta longitud en el dispositivo que fue diseñado y construido en los capítulos anteriores a partir de un mecanismo de cuatro barras con ángulo variable, con la finalidad de construir la gráfica S – N.

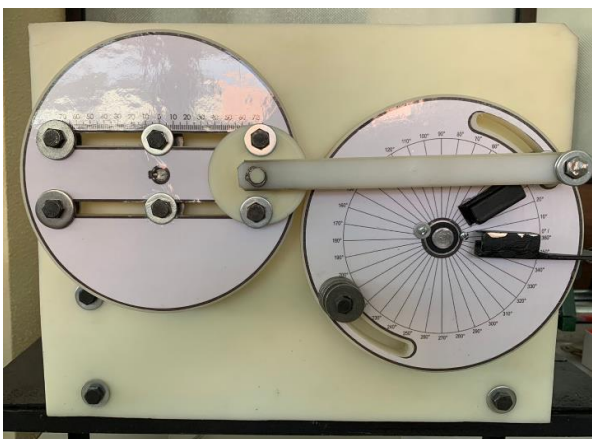
Protocolos de prueba

La máquina diseñada es capaz de realizar ensayos a partir de los 30° hasta 120° . Como se analizó en el capítulo 3 correspondiente al diseño de la máquina, la variación del ángulo θ_4 es dependiente de la distancia r_2 . El funcionamiento de la máquina se detalla a continuación

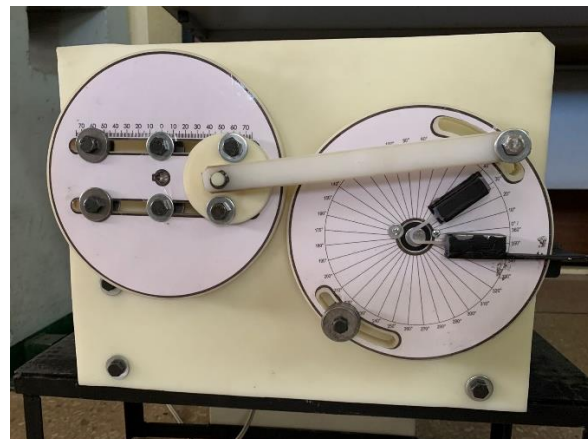
1. La distancia r_2 debe ser colocada según la Tabla 6, y la rueda impulsada debe encontrarse para todos los casos alineado con el porta probetas entre 0° y 30° como se muestra en la Figura 34.

Figura 34

Posición de la máquina.



a)



b)

Nota. a) Distancia $r_2 = 75 \text{ mm}$. b) Distancia $r_2 = 61 \text{ mm}$.

2. El contra pesos se debe colocar según el análisis realizado en el balanceo por el método de los vectores linealmente independientes, que se encuentra detallado en la Tabla 15, además de contrapesos correspondientes al bocín y regulador como se puede observar en la Figura 34.
3. Las probetas MF de corta longitud se colocan en el porta probetas. La sujeción de la probeta es importante debido a que la máquina trabaja a altas velocidades y una sujeción no adecuada puede resultar en una toma de datos imprecisa, por lo que es recomendable que la probeta entre ajustada en el portaprobetas, como se observa en la Figura 35.

Figura 35

Sujeción de probeta



Nota. Se puede observar que las dimensiones de la probeta coinciden con las dimensiones del porta probetas, ayudando a que la probeta no tenga ningún tipo de desplazamiento radial.

4. Finalmente, se configura la velocidad del variador para el motor y se toma el tiempo para conocer el número de ciclos a los que la probeta llega a rotura. En la ecuación (179) se presenta el cálculo para obtener el número de ciclos.

$$N_{ciclos} = V_{rpm} * t \quad (179)$$

Donde:

N_{ciclos} = Número de ciclos

V_{rpm} = Velocidad de giro del motor en rpm

t = Tiempo de prueba al momento de la falla

Para mayor exactitud en la toma de la velocidad se utilizó un tacómetro marca HASLER, y se midió la velocidad en el eje del motor. En la Tabla 40 se presentan las características del tacómetro y en la Figura 36 el tacómetro utilizado.

Tabla 40

Características del tacómetro marca HASLER

Características de tacómetro	
Marca	HASLER
Velocidad máxima de medición	10 000 [rpm]
Apreciación	0.02 [rpm]

Figura 36

Tacómetro marca HASLER



Pruebas

Las probetas MF de corta longitud, diseñadas a través de SLA se muestran previo a ser ensayadas en las Figura 37.

Figura 37





Probetas previo a ser ensayadas.



Como se observa en la Tabla 41 las 8 probetas fueron ensayadas según los parámetros establecidos en la Tabla 6, donde se puede observar que las probetas tanto de 120, 90 y 60 fallaron a fatiga, mientras que las probetas de 30° llegaron a la vida infinita.

Tabla 41

Resultados finales de probetas luego de ser sometidas al ensayo de fatiga

Ángulo	Probeta poscurada	Probeta sin poscurado
120		
90		

60



30



Nota. Las fallas que se visualizan en las probetas están acorde a la simulación en ANSYS, lo que demuestra que el propósito del dispositivo para realizar ensayo a fatiga se cumple.

En la Figura 38 se observa la rotura de la probeta a una distancia de 43 [mm] y un ángulo de 60°.

Figura 38

Probeta falla por fatiga a una distancia de 43 [mm] en un ángulo de 60°



Capítulo VII Análisis de Resultados

En el presente capítulo se presentará los resultados obtenidos de las pruebas realizadas en el capítulo seis correspondiente a las pruebas. De los resultados obtenidos se puede determinar las gráficas S – N (esfuerzo vs ciclos).

Resultado de pruebas

Los datos obtenidos a través de la experimentación se presentan en un resumen, en la Tabla 42 para las probetas sometidas al poscurado y en la Tabla 43 las probetas que no fueron sometidas al poscurado.

Tabla 42

Esfuerzo de junta en resina High Temp V2 poscurada.

ORD	Ángulo [°]	Ciclos	Esfuerzo [MPa]
1	120	32	34.63
2	90	1976	25.97
3	60	2104	17.31
4	30	Infinita	8.66

Tabla 43

Esfuerzo de junta en resina High Temp V2 sin poscurar.

ORD	Ángulo [°]	Ciclos	Esfuerzo [MPa]
1	120	1650	20.37
2	90	6976	15.28
3	60	640783	10.18
4	30	Infinita	5.09

Construcción de la gráfica S – N

El límite de fatiga se define como el esfuerzo fluctuante que puede soportar un material para un número infinito de ciclos de aplicación de carga, se considera que un elemento tiene vida infinita cuando el número de ciclos es $N > 10^6$ ciclos.

Gráfica S – N de la resina High Temp V2 poscurada

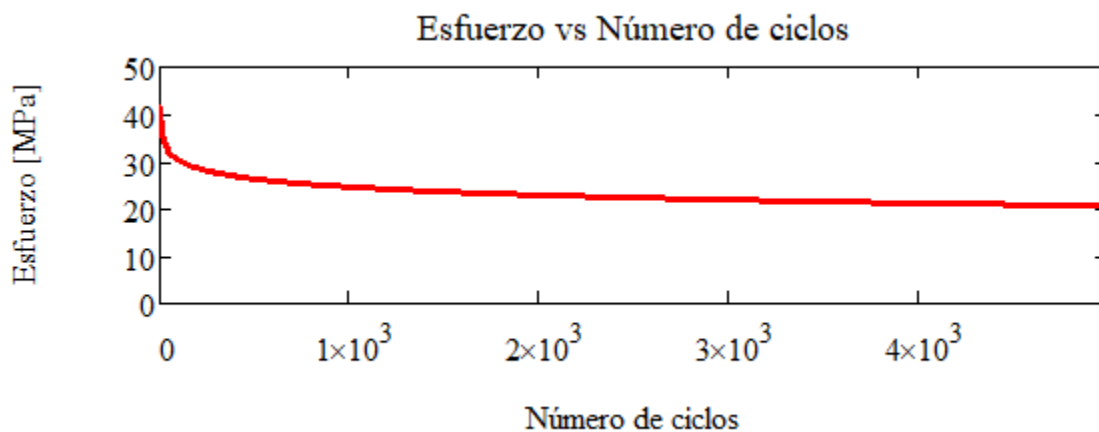
De la Tabla 42 se puede obtener la regresión lineal a través del programa Wólffram. La técnica de regresión lineal permite crear un modelo lineal para la predicción y pronóstico de valores de respuesta donde solo se conocen los predictores.

La ecuación (180) describe la regresión lineal que se representa en la Figura 39 que es la curva que mejor representa el comportamiento a fatiga del material.

$$S(N) = -2.4632 \ln(4.63845 \times 10^{-8} N) \quad (180)$$

Figura 39

Curva S – N de la resina High Temp V2 poscurada.



De la Figura 39 se puede obtener el esfuerzo fluctuante (S_e') máximo que soporta un material para un número infinito de ciclos al estar sometido a una carga. El valor de S_e' para la resina High Temp V2 poscurada se presenta en la ecuación (181).

$$n = \frac{7.62}{58.46} = 0.13 \quad (181)$$

La rotura a fatiga ocurre cuando la tensión aplicada alcanza un valor de $S_e' = 0.13 * S_{ut}$ donde S_{ut} representa la resistencia a la tensión máxima de rotura de la resina High Temp V2 poscurada.

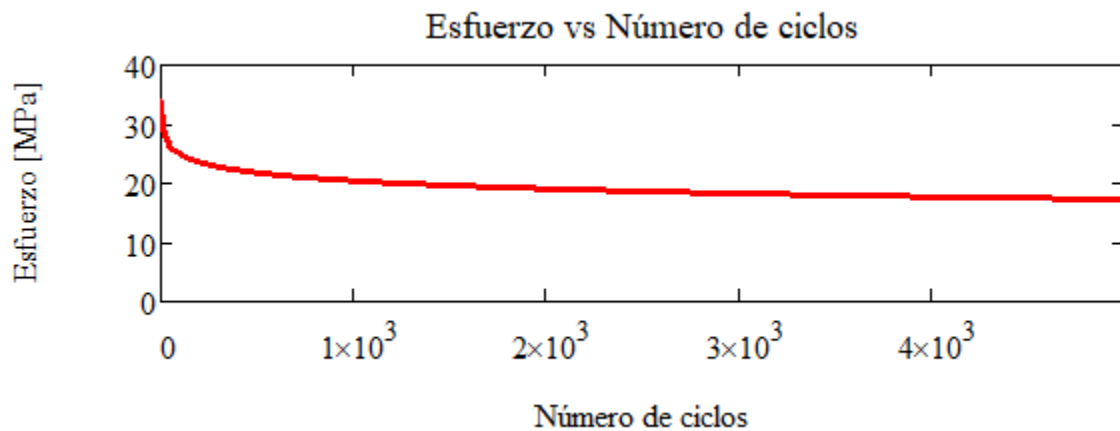
Gráfica S – N de la resina High Temp V2 sin poscurado

La ecuación (182) describe la regresión lineal que se representa en la Figura 40 que es la curva que mejor representa el comportamiento a fatiga del material.

$$S(N) = -1.95152 \ln(2.81895 \times 10^{-8} N) \quad (182)$$

Figura 40

Curva S – N de la resina High Temp V2 sin poscurar.



De la Figura 40 se puede obtener el esfuerzo fluctuante (S_e') máximo que soporta un material para un número infinito de ciclos al estar sometido a una carga. El valor de S_e' para la resina High Temp V2 sin poscurar se presenta en la ecuación (183).

$$n = \frac{6.97}{36.43} = 0.19 \quad (183)$$

La rotura a fatiga ocurre cuando la tensión aplicada alcanza un valor de $S_e' = 0.19 * S_{ut}$ donde S_{ut} representa la resistencia a la tensión máxima de rotura de la resina High Temp V2 sin poscurar.

Capítulo VIII Análisis Económico

En el capítulo se presentan el análisis de costos, donde se pretende identificar los recursos necesarios (mano de obra, utensilios, equipos y materiales) para la elaboración del proyecto de titulación “Diseño y construcción de un dispositivo para realizar ensayo de fatiga en las juntas elásticas de mecanismos flexibles”, con la finalidad de identificar la factibilidad económica de construcción.

Costos Directos

Los costos directos se refieren a los gastos relacionados a la producción y realización del proyecto.

Honorarios a Profesionales y Estudiantes

En la Tabla 44 se presenta los rubros correspondientes a los honorarios a profesionales y estudiantes. El costo para los profesionales es asumido por la Universidad de las Fuerzas Armadas – ESPE.

Tabla 44

Remuneración a profesionales y estudiantes a cargo del proyecto

Nombre	Cargo	Tiempo (horas)	Valor hora (USD)	Costo Total (USD)
Ing. Olmedo José Fernando	Jefe de Laboratorio de Mecánica Computacional	80	\$ 27.77	\$ 2,221.60
Ing. Navas José Francisco	Analista de Laboratorio (Mecánica de Materiales)	3	\$ 11.34	\$ 34.02
Ing. Flores Esteban	Técnico del Laboratorio de Manufactura Aditiva	25	\$ 7.50	\$ 187.50
Sr. Rubén Figueroa	Estudiante	320	\$ 2.50	\$ 800.00
Srta. María José Tapia	Estudiante	320	\$ 2.50	\$ 800.00
TOTAL (USD)				\$ 4,043.12

Costo de Materiales

En la Tabla 45 se detalla el costo de materiales empleados en el proyecto.

Tabla 45

Remuneración a profesionales y estudiantes a cargo del proyecto

Materiales	Cantidad	Unidad	Precio Unitario (USD)	Total + IVA (USD)
Rodamientos NTN 6000 2RS	6	unidades	\$ 0.83	\$ 5.58
Poliamida PA6-G H 10MM x 400 x 300	1.82	Kg	\$ 17.90	\$ 36.49
Poliamida PA6-G H 12MM x 210 x 210	1.64	Kg	\$ 17.90	\$ 32.88
Polea 1 Ranura 2" diámetro x 1/2" centro	2	unidades	\$ 1.78	\$ 3.99
Sello hidráulico	3	unidades	\$ 0.75	\$ 2.52
Resina High Temp V2	0.5	litro	\$ 100.00	\$ 56.00
Alcohol Isopropílico	1	litro	\$ 7.15	\$ 8.01
Guantes de látex negros	1	paquete	\$ 21.50	\$ 24.08
Variador 1HP monofásico 220V	1	unidad	\$ 147.65	\$ 165.37
Breaker riel DIN 2P 20AMP. CHINT	1	unidad	\$ 3.48	\$ 3.90
Pulsador 22mm metálico verde	2	unidades	\$ 1.42	\$ 3.18
Base riel prelay 5A 8PIN planos PEQ (MT-2) CSC	2	unidades	\$ 1.53	\$ 3.43
Replay CSC 8 pines planos 2P 5A 24VAC MY	2	unidades	\$ 2.64	\$ 5.91
Conductores flexibles 12	3	unidades	\$ 0.48	\$ 1.61
Conductores flexibles 16	20	unidades	\$ 0.22	\$ 4.93
Riel DIN metálica	1	metros	\$ 1.20	\$ 1.34
Canaleta ranurada gris CSC 15 x 25 mm.	1	unidad	\$ 3.17	\$ 3.55

Materiales	Cantidad	Unidad	Precio Unitario (USD)	Total + IVA (USD)
Tablero metálico wimger 30 x 30 x 20 cm	1	unidad	\$ 27.73	\$ 31.06
Motor de 1/8 HP 1700 rpm	1	unidad	\$ 98.50	\$ 110.32
Poliamida PA6-G H Diámetro 70mmm	0.28	kg	\$ 17.90	\$ 5.61
Eje Acero 1018 Diámetro 14 mm	8.48	kg	\$ 1.18	\$ 11.21
Eje Acero 1018 Diámetro 12 mm	2.54	kg	\$ 1.18	\$ 3.36
Plancha de Acero A36 1200 x 2400 x 3	8.74	kg	\$ 1.18	\$ 11.55
Plancha de Acero A36 1200 x 2400 x 2	3.74	kg	\$ 1.18	\$ 4.94
Perfiles en ángulo de 20 x 2	10.24	kg	\$ 1.18	\$ 13.53
Pernos M4	2	unidades	\$ 0.13	\$ 0.29
Pernos M5	3	unidades	\$ 0.13	\$ 0.44
Pernos de 5/16" x 1 1/2"	2	unidades	\$ 0.25	\$ 0.56
Pernos de 5/16" x 2 1/2"	1	unidades	\$ 0.25	\$ 0.28
Pernos de 1/4" x 1 1/2"	5	unidades	\$ 0.25	\$ 1.40
Pernos de 5/16" x 1"	8	unidades	\$ 0.25	\$ 2.24
Tuercas de 5/16"	11	unidades	\$ 0.17	\$ 2.09
Tuercas de 1/4"	5	unidades	\$ 0.17	\$ 0.95
Arandelas	25	unidades	\$ 0.08	\$ 2.24
TOTAL (USD)				\$ 564.84

Costos Indirectos

Los costos indirectos son aquellos que afectan al proceso de producción y no pueden medirse directamente.

Costos Indirectos de Producción

Los costos indirectos de producción son los costos vinculados al proceso de producción de aquellos factores que contribuyen a obtener el proyecto, como la amortización de máquinas, mantenimiento,

electricidad, entre otros. Para obtener los costos indirectos de producción de instalaciones y equipos se tomó la investigación “Elaboración de costos de las carreras del Departamento de Ciencias de la Energía y Mecánica de la Universidad de las Fuerzas Armadas ESPE” realizada por Acosta, E. y Llerena, K, misma en la que se detalla los costos del DECEM para el período noviembre 2020 - abril 2021. Los costos indirectos de producción se detallan en la Tabla 46 y los costos indirectos de producción de instalaciones y equipos en la Tabla 47.

Tabla 46*Costos indirectos de producción*

Descripción	Cantidad	Unidad	Precio Unitario (USD)	Total (USD)
Transporte	30	Galones	\$ 2.45	\$ 73.50
Servicios Básicos	1	N/A	\$ 60.00	\$ 60.00
Alimentación	2	N/A	\$ 40.00	\$ 80.00
Otros	1	N/A	\$ 20.00	\$ 20.00
TOTAL (USD)				\$ 233.50

Tabla 47*Costos indirectos de producción de instalaciones y equipos.*

Localización	Descripción	Horas Utilizadas	Depreciación	Total (USD)
Universidad de las Fuerzas Armadas - ESPE	Mecanismos	100	\$ 6.68	\$ 668.00
	Equipos, Sistemas y Paquetes Informáticos	100	\$ 0.14	\$ 14.00
	Máquinaria y Equipo	100	\$ 5.43	\$ 543.00
	Mobiliario	100	\$ 0.10	\$ 10.00
	Infraestructura	100	\$ 1.01	\$ 101.00

Localización	Descripción	Horas Utilizadas	Depreciación	Total (USD)
Universidad de las Fuerzas Armadas - ESPE	Mecánica de Materiales	5	\$ 7.76	\$ 38.80
	Equipos, Sistemas y Paquetes Informáticos	5	\$ 0.30	\$ 1.50
	Herramientas	5	\$ 0.43	\$ 2.15
	Máquinaria y Equipo	5	\$ 4.87	\$ 24.35
	Mobiliario	5	\$ 0.16	\$ 0.80
	Infraestructura	5	\$ 2.00	\$ 10.00
	Manufactura Aditiva	30	\$ 6.01	\$ 180.30
	Equipos, Sistemas y Paquetes Informáticos	30	\$ 0.42	\$ 12.60
	Herramientas	30	\$ 0.02	\$ 0.60
	Máquinaria y Equipo	30	\$ 5.45	\$ 163.50
	Mobiliario	30	\$ 0.12	\$ 3.60
	Infraestructura	30	\$ -	\$ -
	Procesos de Manufactura	35	\$ 26.31	\$ 920.85
	Equipos, Sistemas y Paquetes Informáticos	35	\$ 2.04	\$ 71.40
Mecánica General	Herramientas	35	\$ 0.75	\$ 26.25
	Máquinaria y Equipo	35	\$ 20.15	\$ 705.25
	Mobiliario	35	\$ 0.17	\$ 5.95
	Infraestructura	35	\$ 3.20	\$ 112.00
	TOTAL (USD)			\$ 1,807.95

Costo Total de Proyecto

Finalmente, se presenta en la Tabla 48 los costos totales del proyecto, donde se refleja el total de los costos directos e indirectos que se afrontó en el proyecto.

Tabla 48

Costos indirectos de producción de instalaciones y equipos.

Descripción	Costo Total (USD)
Costos Directos	\$ 4,607.96
Honorarios a Profesionales y Estudiantes	\$ 4,043.12
Costos de Materiales y Equipos	\$ 564.84
Costos Indirectos	\$ 2,041.45
Costos Indirectos del Proyecto	\$ 233.50
Costo de laboratorios e instalaciones	\$ 1,807.95
Total, Proyecto (USD)	\$ 6,649.41

La Universidad de las Fuerzas Armadas – ESPE asume un valor correspondiente a \$4 930.22 lo que representa un 74% de los costos del proyecto y los estudiantes asumen un valor de \$1 719.19, lo que representa el 26% de los costos restantes del proyecto, siendo de esta manera el mayor auspiciante la Universidad de las Fuerzas Armadas – ESPE.

Capítulo IX Conclusiones y recomendaciones

Conclusiones

- El dispositivo es óptimo para realizar ensayos a fatiga en cualquier tipo de mecanismo flexible, manufacturado por diferentes procesos de impresión 3D como modelado por deposición fundida (FDM), estereolitografía (SLA) y sinterizado selectivo por láser (SLS).
- El dispositivo diseñado para ensayo a fatiga basado en un mecanismo de cuatro barras con el fin de ensayar juntas elásticas de mecanismos flexibles a varios ángulos y diferentes velocidades para determinar la gráfica $S - N$ se desarrolló de manera satisfactoria al llegar a $N > 10^6$ ciclos, que representa vida infinita en las probetas de 30° , por lo que se concluye que la máquina es óptima para ensayar fatiga.
- El estudio nos permite caracterizar el material para futuras aplicaciones. La resina High Temp V2 sin poscurado se puede dirigir a aplicaciones de componentes cuasi estáticas con ángulos de 60° a 90° , mientras que los ángulos inferiores a 30° se dirigirá a aplicaciones con alta sollicitación mecánica. En cuanto a la resina High Temp V2 poscurada las aplicaciones de componentes cuasi estáticos van desde ángulos de 90° a 120° y de 60° a 30° se destinará a aplicaciones donde se requiera alta sollicitación mecánica.
- En un estudio preliminar de análisis a fatiga en juntas elásticas de MFs, se obtuvo los resultados para ensayo a fatiga con la máquina INSTRON 8801, pero no se logró llegar a la vida infinita de los elementos, además las mordazas de sujeción destruyeron el elemento. Lo que en el presente estudio se logró resolver de manera satisfactoria, logrando menores tiempos de ensayo sin dañar las probetas.
- El esfuerzo fluctuante, es el esfuerzo máximo que se puede aplicar a un elemento sin causar fallas por fatiga. Para la resina High Temp V2 poscurada es 0.13 veces la

resistencia a la tensión máxima de rotura y para la resina High Temp V2 sin poscurar tiene un valor de 0.19 veces la resistencia a la tensión máxima de rotura, este valor varía en función del número de ciclos que soporta el material, pero que está directamente relacionado con la geometría, irregularidades, discontinuidades, propiedades mecánicas y el tipo de mecanizado de la pieza.

- Se determinó que las probetas poscuradas tienen una resistencia a la rotura mayor que las probetas sin poscurar, mientras que las probetas sin poscurar tienen una resistencia a la fatiga mayor que las probetas poscuradas. Lo que nos indica que las probetas sin poscurar presentan un mejor comportamiento a la fatiga y menor aparición de irregularidades, discontinuidades y pequeñas grietas que las probetas sometidas al poscurado.
- Los esfuerzos máximos generados a lo largo de la junta elástica, se obtuvieron de la simulación en el software ANSYS, y se muestran en la Tabla 20 y Tabla 21, estos se compararon con los esfuerzos calculados experimentalmente mostrados en la Tabla 42 y Tabla 43, evidenciando que existe un error menor al 2%, con lo que se puede concluir que el diseño y construcción del dispositivo es confiable.
- El presente estudio es un análisis preliminar para futuros trabajos donde se pueda implementar el ensayo de fatiga en diferentes tipos de mecanismos flexibles para poder obtener nuevas gráficas Esfuerzo – Número de ciclos, que se puedan comparar con las mostradas en este documento, y seguir caracterizando las diferentes resinas y modelos pseudo rígidos.

Recomendaciones

- Es importante considerar las velocidades de ensayo en el dispositivo diseñado en el presente trabajo, para ángulos grandes la máquina trabaja a bajas velocidades y para ángulos pequeños la máquina puede trabajar a altas velocidades, esto se debe considerar con el fin de evitar resonancia y fallas en su elemento más crítico que es la manivela.
- Para las probetas impresas por SLA se recomienda que no sean expuestas al sol puesto que las mismas empiezan un proceso de poscurado al estar bajo la radiación UV, y sus propiedades pueden verse afectadas, en especial para las probetas que no son sometidas a un poscurado.
- Es recomendable utilizar el dispositivo por periodos no mayores a 3 horas seguidas, ya que el motor tiene baja eficiencia y por ende bajo ciclos de trabajo, pasado este tiempo el motor empieza a perder potencia y velocidad, por lo que puede afectar el análisis a fatiga.
- Se debe utilizar el tacómetro cada 30 min para verificar que la velocidad inicial a la que empezó el ensayo se mantenga constante durante el tiempo de encendido de la máquina, para disminuir el porcentaje de error.
- Para realizar más ensayos de fatiga con diferentes materiales, métodos de impresión 3D y mecanismos flexibles con el dispositivo diseñado y construido en este proyecto, se debe regir a la configuración de las probetas expuestas en la Figura 31 para el modelamiento.

Referencias

- ABB. (2022). *New ABB*. Retrieved from <https://new.abb.com/drives/es/que-es-un-variador#:~:text=Un%20variador%20de%20frecuencia%20por,de%20los%20requisitos%20del%20procedimiento.>
- ASTM. (2016). *Standard Test Method for Tensile Properties of Plastics by Use of Microtensile Specimens*.
- Avallone, E. A., & Baumeister, T. (1986). *Handbook for Mechanical Engineers*. New York: Mc Graw Hill.
- Budynas, R. G., & Nisbett, J. K. (2018). *Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley*. México: McGrawHill.
- Codinter. (2016). *Equipo de Soldar MIG Miller Millermatic 252*. Retrieved from <https://www.codinter.com/co/wp-content/uploads/sites/5/2018/01/ficha-tecnica-máquina-soldar-miller-millermatic-252-co.pdf>
- COFFEE. (2022). *Técnica de Fresadora KONDOR*. Retrieved from <https://pdfcoffee.com/ficha-tecnica-de-fresadora-kondor-5-pdf-free.html>
- ESR. (2014). *Qué es un cable eléctrico*. Retrieved from <https://hhgm.mx/comunidad/enterate/que-es-un-cable-electrico>
- ESS. (2022). *Ansys Software*. Retrieved from <https://www.esss.co/es/ansys-simulacion-computacional/multifisica/>
- Express, A. (2022). *Lámpara SUN 9C*. Retrieved from <https://es.aliexpress.com/i/32688220870.html>
- Flores Paladines, B. K. (2022). *Análisis a fatiga de las juntas elásticas de un mecanismo flexible fabricado con manufactura aditiva*. Quito: Universidad de las Fuerzas Armadas.
- Formlabs. (2021). *Formlabs Form 3 – Impresora 3D SLA de alta calidad para profesionales de Formlabs*. Retrieved from <https://sicnova3d.com/blog/experiencias-3d/formlabs-form-3-impresora-3d-sla-de-alta-calidad-para-profesionales/>
- Formlabs. (2022). *Form 3B*. Retrieved from <https://support.formlabs.com/s/article/Using-High-Temp-Resin?language=es>

- Formlabs. (2022). *High Temp Resin*. Retrieved from <https://formlabs.com/es/store/materials/high-temp-resin/>
- García, Tamayo, Aleaga, & Rondón. (2016, Julio 18). *Procedimiento para la fabricación de elementos de máquinas mediante tecnología de grupo en la pequeña y mediana empresa*. Retrieved from https://www.scielo.cl/scielo.php?script=sci_arttext&pid=S0718-33052017000200255
- Howell, L. L. (2001). *Compliant Mechanisms*. Utah: John Wiley & Sons. INC.
- Indeltec. (2022). *Indeltec Piezas Plásticas de Ingeniería*. Retrieved from <http://www.indeltec.com.ar/ficha-tecnica/grilon.pdf>
- Industria, A. I. (2020, Febrero 6). *Plásticos*. Retrieved from <https://inoxidable.com/propiedades1.htm>
- Instituto Politécnico Nacional. (2015). *Dinámica de Máquinaria*. Retrieved from <http://dinamicademáquinariaesimecu.blogspot.com/2015/04/balanceo-de-mecanismos.html>
- KEWO. (2018). *AD100 Mini Frequency Inverter*. Retrieved from https://www.kewoacdrive.com/data/kewo_AD100_AD350_AD800_VFD_catalog.pdf
- Máquinaria, T. (2022). *TORNOS CONVENCIONALES - C6246*. Retrieved from <https://www.máquinariacatalogo.com/productos-tornos-convencionales-aries-c6246.html>
- Myszka, D. H. (2012). *Máquinas y Mecanismos*. México: Pearson Educación .
- Naranjo, C. (2020). *Diseño de Elementos de Máquinas*. Quito.
- Norton, R. L. (2004). *Diseño de Máquinaria*. México: McGrawHill.
- NTN. (2004). *Rodamientos de bolas y rodillos*. NTN corporation.
- Olmedo, J., & Echeverría, J. (2018). *Máquinas y Mecanismos*. Quito.
- Perez, J., & Merino , M. (2016). *Definicion DE*. Retrieved from <https://definicion.de/relay/>
- Profesional, B. (2021). *GWS 7-115 ET PROFESSIONAL*. Retrieved from <https://www.bosch-professional.com/ec/es/products/gws-7-115-et-06013885E1>

Redwood, B. (n.d.). *How to design living hinges for 3D printing*. HUBS a Protolabs Company. Retrieved from <https://www.hubs.com/knowledge-base/how-design-living-hinges-3d-printing/#introduction>

Restrepo, S. S. (2017). *Impresión 3D por estereolitografía*. Retrieved from <https://www.3dnatives.com/es/impresion-3d-porestereolitografia-les-explicamos-todo/>

Rodríguez Campillo, X. (2018, Mayo). *Up Commons*. Retrieved from https://upcommons.upc.edu/bitstream/handle/2117/126329/xavier.rodriguez.campillo_130960.pdf?sequence=1

Suministros de Materiales eléctricos . (2020, Mayo 25). Retrieved from <https://jdelectricos.com.co/como-funciona-un-breaker-electrico/>

Torres, M. (2014, Mayo 12). *Edu Xuntan*. Retrieved from https://www.edu.xunta.gal/espazoAbalar/sites/espazoAbalar/files/datos/1464947843/contido/314_elementos_de_manioobra_y_control.html#:~:text=Un%20pulsador%20permite%20abrir%20o,se%20cierra%20cu%C3%A1ndo%20se%20presiona.

Vanegas, L. V. (2018). *Universidad Tecnológica de Pereira*. Retrieved from <https://core.ac.uk/download/pdf/158348444.pdf>

Villalpaldo, Á. F. (2016, Enero 26). *Slide Share*. Retrieved from <https://es.slideshare.net/Masson72/diseo-de-flechas-o-ejes-seleccin-de-materiales#:~:text=Introducci%C3%B3n%20Una%20flecha%20es%20un,para%20transmitir%20potencia%20o%20movimiento.>

Wikipedia. (2022). *Compliant mechanism*. Retrieved from https://en.wikipedia.org/wiki/Compliant_mechanism

Wikipedia. (2022, Junio 8). *Motor Eléctrico*. Retrieved from https://es.wikipedia.org/wiki/Motor_el%C3%A9ctrico

