

ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DEL LITORAL

**Facultad de Ingeniería en Mecánica y Ciencias de la
Producción**

"Diseño de un sistema dinámico para fumigar parcelas de banano usadas
en la evaluación de fungicidas"

PROYECTO INTEGRADOR

Previo la obtención del Título de:

Ingeniero Mecánico

Presentado por:

Daniel Andrés Villamar Gómez

GUAYAQUIL - ECUADOR

Año: 2018

DEDICATORIA

A Dios, que, en su extraña forma de proceder, siempre me brindó la paciencia y fuerza para terminar mis metas.

A mi madre, que me forjó entre mimos y regaños durante cada paso. A mi padre, que a pesar de la distancia fue mi soporte durante la etapa universitaria.

A mis abuelos que me acogieron y criaron de manera firme y justa toda mi vida. A mis hermanos: Katherine, Xavier y Alberto, que siempre contarán con el apoyo de su hermano mayor.

A Dayanna, por ser mi apoyo y por haber creído en mi capacidad cuando pasaba por ratos difíciles.

AGRADECIMIENTOS

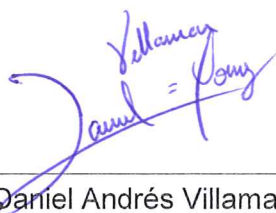
Al ingeniero Livingston Castro Valladares por su apoyo y confianza durante el tiempo que lo he conocido.

Al equipo de investigaciones agrícolas de Dole Guayas que siempre estuvo atento a contestar mis inquietudes.

Al Ingeniero Christian Montaña quién dedicó tiempo a esclarecer los requerimientos del proyecto.

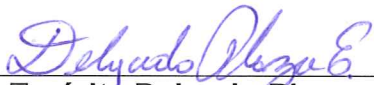
DECLARACIÓN EXPRESA

"Los derechos de titularidad y explotación, me corresponde conforme al reglamento de propiedad intelectual de la institución; *Daniel Andrés Villamar Gómez* y doy mi consentimiento para que la ESPOL realice la comunicación pública de la obra por cualquier medio con el fin de promover la consulta, difusión y uso público de la producción intelectual"



Daniel Andrés Villamar Gómez

EVALUADORES



Emérita Delgado Plaza

PROFESOR DE LA MATERIA



Livingston Castro Valladares

PROFESOR TUTOR

RESUMEN

En Ecuador el 50% de las exportaciones de tipo agrícolas son debido al banano. Tal ha sido la importancia de esta fruta que en el siglo XX nuestro país obtuvo el seudónimo de la “Banana Republic”. Sin embargo, uno de los principales problemas que afronta este producto son las plagas y como saber los efectos de las aplicaciones de los diferentes tipos de fungicidas. Por lo tanto, este trabajo se enfoca en el diseño de una máquina fumigadora de parcelas de Banano para la aplicación de fungicidas y la determinación experimental de sus efectos sobre las plantas.

La primera fase del presente trabajo se enfocó en el desarrollo de un diseño conceptual para cumplir con los requerimientos de operación, los cuales tenían como objetivo incrementar la confiabilidad del método experimental, permitiendo una deposición a menor escala de la fumigación aérea usada en plantaciones grandes de la fruta. Además, el diseño se restringió a cumplir requerimientos como facilidad de fabricación, montaje y mantenimiento, fusionando así un sistema de atomización y un sistema mecánico que no sea nocivo a los humanos como los métodos tradicionales de aplicación de químicos.

La segunda fase se enfocó en el diseño detallado, para lo cual se trabajó con una configuración tipo Cable-Cam, la cual posee un sistema de atomización compuesto por atomizadores MicronAir AU5000, evitando mayoritariamente la pérdida de químico en el ambiente. Para el sistema de transmisión de potencia, se seleccionó un servomotor conectado directamente a una polea motriz en contacto con un cable metálico que sirve de guía para el recorrido del mecanismo en un movimiento bidimensional soportado por dos columnas.

Finalmente, se elaboraron planos de fabricación, ensamble y una simulación de las columnas de soporte para validar los cálculos teóricos. Adicionalmente, se realizó una estimación de costos, un TIR de 98% y un VAN de \$13,886.54, por lo cual se concluyó en una factibilidad económica del proyecto.

Palabras clave: banano, single leaf test, cable cam, fungicidas, micronair AU5000.

ABSTRACT

In Ecuador, 50% of agricultural exportations are related to bananas. Such has been the importance of this fruit that in the 20th century our country obtained the pseudonym of the "Banana Republic". However, one of the main problems faced by this product are the pests and how to know the effects of the applications of the different types of fungicides. Therefore, this work focuses on the design of a fumigating machine for banana plots for the application of fungicides and the experimental determination of their effects on plants.

The first phase of this work focused on the development of a conceptual design to meet the operational requirements, which aimed to increase the reliability of the experimental method, allowing a smaller-scale deposition of aerial fumigation used in large-scale plantations. In addition, the design was restricted to meet requirements such as ease of manufacturing, assembly and maintenance, thus merging an atomization system and a mechanical system that is not harmful to humans as traditional methods of chemical application.

The second phase focused on the detailed design, for which we worked with a configuration type Cable-Cam, which has an atomization system composed of MicronAir AU5000 atomizers, mostly avoiding the loss of chemical in the environment. For the power transmission system, a servomotor was directly connected to a motor pulley in contact with a metallic cable that was selected and serves as a guide for the movement of the mechanism in a bidimensional movement, which supported by two columns.

Finally, manufacturing plans, assembly and a simulation of support columns were prepared to validate the theoretical calculations. Additionally, a cost estimation was made, where the IRR and the NPV were of 98% and \$13,886.54, respectively. This, it can be concluded that the project is feasible.

Keywords: *banana, single leaf test, cable cam, fungicides, micronair AU5000.*

ÍNDICE GENERAL

| | |
|---|------|
| RESUMEN | I |
| ABSTRACT | II |
| ÍNDICE GENERAL | III |
| ABREVIATURAS | VI |
| SIMBOLOGÍA..... | VII |
| ÍNDICE DE FIGURAS | VIII |
| ÍNDICE DE TABLAS | XI |
| ÍNDICE DE PLANOS..... | XII |
| CAPÍTULO 1 | 1 |
| 1. INTRODUCCIÓN..... | 1 |
| 1.1 Descripción del problema | 1 |
| 1.2 Justificación del proyecto | 2 |
| 1.3 Objetivos | 2 |
| 1.3.1 Objetivo General..... | 2 |
| 1.3.2 Objetivos Específicos..... | 3 |
| 1.4 Marco teórico | 3 |
| 1.4.1 Antecedentes..... | 3 |
| 1.4.2 Musáceas | 4 |
| 1.4.3 Plagas y enfermedades | 5 |
| 1.4.4 Control de plagas en Ecuador..... | 6 |
| 1.4.5 Concepto Spider-cam | 9 |
| 1.4.6 Concepto Cable o Wire-cam | 9 |
| CAPÍTULO 2 | 10 |
| 2. Metodología..... | 10 |
| 2.1 Especificaciones de desempeño | 11 |
| 2.2 Idea e innovación | 14 |

| | | |
|-----------------|---|----|
| 2.2.1 | Lluvia de ideas..... | 14 |
| 2.2.2 | Diagrama de flujo..... | 15 |
| 2.3 | Selección de alternativa | 15 |
| 2.3.1 | Alternativa A. Concepto: Spidercam | 16 |
| 2.3.2 | Alternativa B. Concepto: Cable o Wire cam | 17 |
| 2.3.3 | Alternativa C. Concepto: Drone fumigador | 17 |
| 2.3.4 | Selección de la mejor alternativa | 18 |
| 2.3.5 | Matriz de decisión..... | 20 |
| 2.4 | Diseño detallado | 20 |
| 2.4.1 | Diseño del sistema de atomización..... | 20 |
| 2.4.2 | Factor de seguridad..... | 27 |
| 2.4.3 | Diseño del cable | 29 |
| 2.4.4 | Fricción en la polea..... | 34 |
| 2.4.5 | Resistencia del aire | 34 |
| 2.4.6 | Potencia del motor..... | 35 |
| 2.4.7 | Diseño de los ejes para las poleas..... | 36 |
| 2.4.8 | Diseño de las columnas..... | 39 |
| CAPÍTULO 3..... | | 43 |
| 3. | RESULTADOS Y ANÁLISIS..... | 43 |
| 3.1 | Sistema de atomización | 43 |
| 3.1.1 | Dimensiones generales de vuelo | 43 |
| 3.1.2 | Número de atomizadores..... | 43 |
| 3.1.3 | Depósito | 44 |
| 3.1.4 | Caudal | 45 |
| 3.1.5 | Diámetro de la tubería | 45 |
| 3.1.6 | Caída de presión | 46 |
| 3.1.7 | Accesorios | 46 |

| | | |
|-----------------|---|----|
| 3.1.8 | Atomizador | 47 |
| 3.1.9 | Caída de presión total..... | 47 |
| 3.1.10 | Potencia de bomba | 47 |
| 3.2 | Diseño del cable..... | 48 |
| 3.2.1 | Factor de seguridad..... | 48 |
| 3.2.2 | Análisis estático | 49 |
| 3.2.3 | Esfuerzo de flexión en los alambres del cable | 50 |
| 3.2.4 | Esfuerzo de compresión | 51 |
| 3.2.5 | Análisis de fatiga..... | 51 |
| 3.3 | Fricción en la polea | 52 |
| 3.4 | Resistencia del aire | 53 |
| 3.5 | Potencia del motor | 54 |
| 3.6 | Diseño de ejes | 55 |
| 3.6.1 | Ejes conductores | 55 |
| 3.6.1 | Eje motriz..... | 59 |
| 3.7 | Análisis cinemático del sistema | 60 |
| 3.8 | Diseño de la estructura de soporte | 62 |
| 3.9 | Diseño de la columna..... | 65 |
| 3.9.1 | Carga crítica de la columna | 68 |
| 3.10 | Estimación de costos | 69 |
| 3.11 | Modelamiento en elementos finitos | 72 |
| CAPÍTULO 4..... | | 77 |
| 4. | CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES..... | 77 |
| 4.1 | Conclusiones..... | 77 |
| 4.2 | Recomendaciones..... | 78 |

BIBLIOGRAFÍA

ANEXOS

ABREVIATURAS

| | |
|-------|---|
| SLT | Single Leaf Test |
| FAO | Organización de las Naciones Unidas para la Alimentación y la Agricultura |
| PIB | Producto Interno Bruto |
| MAGAP | Ministerio de Agricultura, Ganadería y Pesca |
| CAD | Computer Aided-Design |
| ASME | American Society of Mechanical Engineers |
| AISC | American Institute of Steel Construction |

SIMBOLOGÍA

| | |
|----------------|-------------------|
| cm | Centímetro |
| m | Metro |
| km | Kilometro |
| mph | Millas por hora |
| ha | Hectárea |
| kg | Kilogramo |
| l | Litro |
| ml | Mililitro |
| gal | Galón |
| m ² | Metro cuadrado |
| m ³ | Metro cúbico |
| Pa | Pascal |
| kPa | Kilo Pascal |
| N | Newton |
| s | Segundo |
| CV | Caballo de vapor |
| W | Watt |
| HP | Caballo de fuerza |
| rad | Radianes |
| MPa | Mega Pascal |
| GPa | Giga pascal |

ÍNDICE DE FIGURAS

| | |
|---|----|
| Figura 1.1 Planta de banano totalmente fructificada..... | 4 |
| Figura 1.2 Fotografías de la afectación debido a plagas en Musáceas como: a) al <i>Moko</i> bacteriano y b) al hongo de la Sigatoka Negra. | 6 |
| Figura 1.3 Drone rociador con 4 hélices de cultivos. | 7 |
| Figura 1.4 Fumigadora manual en uso. | 8 |
| Figura 1.5 Sistema Spidercam empleado en un escenario deportivo | 9 |
| Figura 1.6 Sistema Cable cam o Wire cam. | 9 |
| Figura 2.1 Metodología empleada para el proyecto..... | 10 |
| Figura 2.2 Especificaciones de desempeño | 12 |
| Figura 2.3 Esquema de una parcela de banano para prueba SLT | 12 |
| Figura 2.4 Esquema de una planta joven de banano y la limitación de altura, las medidas en milímetros | 13 |
| Figura 2.5 Esquema de la lluvia de ideas o Brainstorming | 14 |
| Figura 2.6 Diagrama de flujo del procedimiento de fumigación | 15 |
| Figura 2.7 Esquema del concepto de Spidercam aplicado al problema..... | 16 |
| Figura 2.8 Esquema del concepto de Cable cam aplicado al problema..... | 17 |
| Figura 2.9 Esquema de la disposición de las gotas durante la fumigación aérea | 21 |
| Figura 2.10 Esquema de sistema de tuberías para la atomización..... | 23 |
| Figura 2.11 Esquema del diagrama de cuerpo libre del cable con carga en el centro del claro..... | 29 |
| Figura 2.12 Gráfica X que compara la resistencia a la fatiga por flexión y a la flexión para distintas configuraciones de cable. | 30 |
| Figura 2.13 Esquema del esfuerzo de compresión que se produce en la polea. | 32 |
| Figura 2.14 Esquema de la acción de la resistencia del aire al movimiento del sistema de fumigación..... | 35 |
| Figura 2.15 Esquema del cuerpo libre del sistema dinámico en la dirección x | 35 |
| Figura 2.16 Modelo matemático del eje motriz. | 37 |
| Figura 2.17 Esfuerzos sobre el eje motriz. | 37 |
| Figura 2.18 Diseño conceptual de la estructura de un cable cam..... | 39 |
| Figura 2.19 Fuerzas sobre la columna | 40 |
| Figura 3.1 Envases de Polietileno de tipo Pote | 44 |
| Figura 3.2 Bomba Tuthill serie T de engranes seleccionada para la atomización..... | 48 |

| | |
|---|----|
| Figura 3.3 Esquema del ángulo de contacto entre la polea motriz y el cable..... | 52 |
| Figura 3.4 Servomotor seleccionado para el movimiento del sistema de poleas | 55 |
| Figura 3.5 Diseño conceptual del sistema polea, eje y soportes | 55 |
| Figura 3.6 Esquema de la polea de tipo A para cables de acero | 56 |
| Figura 3.7 Modelo matemático, diagramas de fuerza cortante y momento flector del eje conductor..... | 57 |
| Figura 3.8 Esquema del modelo del análisis cinemático del sistema mecánico..... | 60 |
| Figura 3.9 Gráfica cinemática de velocidad para el sistema mecánico | 61 |
| Figura 3.10 Gráfica cinemática de velocidad para el sistema mecánico | 61 |
| Figura 3.11 Gráfica cinemática de velocidad para el sistema mecánico | 62 |
| Figura 3.12 Esquema de la carga sobre el perfil de soporte de las poleas conductoras | 63 |
| Figura 3.13 Soporte para motor | 64 |
| Figura 3.14 Esquema de la carga sobre el soporte del motor..... | 64 |
| Figura 3.15 Variación del ángulo de la carga con la variación de su posición | 65 |
| Figura 3.16 Componentes de la fuerza sobre la parte superior de la columna con la variación de la carga | 66 |
| Figura 3.17 Métricas del mallado del modelo matemático | 72 |
| Figura 3.18 Mallado de la columna..... | 73 |
| Figura 3.19 Condición de soporte fijo en la cara inferior..... | 73 |
| Figura 3.20 Condición de fuerza del cable guía en el extremo superior de la columna | 74 |
| Figura 3.21 Condición de fuerza del cable de anclaje en el extremo superior de la columna | 74 |
| Figura 3.22 Deformación total de la columna | 75 |
| Figura 3.23 Esfuerzo equivalente de von-Mises | 75 |
| Figura A.1 Esquema del coeficiente de fricción entre los materiales del cable y la polea | 85 |
| Figura A.2 Esquema de disposición de las poleas | 85 |
| Figura B.1 Catálogo de perfil de aluminio para tubería | 87 |
| Figura B.2 Propiedades del aceite SAE 30W | 87 |
| Figura B.3 Factor de pérdida debido a accesorios | 88 |
| Figura B.4 Especificaciones técnicas de bomba serie T marca Tuthill..... | 88 |
| Figura B.5 Cable de acero galvanizado 6x19 | 89 |

| | |
|--|----|
| Figura B.6 Polea de cable de acero tipo A | 89 |
| Figura B.7 Características de cables de acero | 90 |
| Figura B.8 Resistencia al desgaste de distintos materiales con distintos cables de acero | 90 |
| Figura B.9 Factor multiplicador de fuerza en poleas según el ángulo de envoltura .. | 91 |
| Figura B.10 Resistencia a la fatiga de distintos cables de acero | 91 |
| Figura B.11 Número de abrazaderas recomendadas dependiendo la dimensión del cable..... | 92 |
| Figura B.12 Coeficientes de arrastre de distintos cuerpos bidimensionales | 92 |
| Figura B.13 Datos técnicos del servomotor BMH1001 marca Schneider | 93 |
| Figura B.14 Dimensiones del servomotor BMH1001 marca Schneider | 94 |
| Figura B.15 Factor de concentración de esfuerzo para momento flector para anillo flexible | 95 |
| Figura B.16 Factor concentración de esfuerzos para momento flector para cambio de sección | 95 |
| Figura B.17 Dimensiones normalizadas de Anillos flexibles para ejes..... | 96 |
| Figura B.18 Catálogo de Perfil Angulo Nacional..... | 97 |
| Figura B.19 Factor de múltiplo para distintos apoyos en columnas | 97 |

ÍNDICE DE TABLAS

| | |
|--|----|
| Tabla 1.1 Principales industrias bananeras a nivel mundial según el Producto Interno Bruto, en términos de ventas..... | 4 |
| Tabla 1.2 Nombres de las plagas que afectan a las plantaciones de Musáceas y sus consecuencias en Ecuador..... | 5 |
| Tabla 1.3 Ventajas y desventajas del drone de rociador | 7 |
| Tabla 1.4 Ventajas y desventajas de las fumigadoras manuales..... | 8 |
| Tabla 2.1 Fortalezas y Debilidades del concepto Spidercam | 16 |
| Tabla 2.2 Fortalezas y Debilidades del concepto Cable cam | 17 |
| Tabla 2.3 Fortalezas y Debilidades del concepto Drone fumigador | 18 |
| Tabla 2.4 Valores que se toman según la importancia de criterios | 19 |
| Tabla 2.5 Valoración de los criterios..... | 19 |
| Tabla 2.6 Matriz de decisión para seleccionar la mejor opción..... | 20 |
| Tabla 2.7 Valores del número de calificación según la necesidad de modificar el factor de seguridad | 28 |
| Tabla 3.1 Aplicación del método para obtener el factor de seguridad de diseño | 48 |
| Tabla 3.2 Dimensiones de la polea para un cable de 6 a 7 milímetros | 56 |
| Tabla 3.3 Resumen de precios de los elementos de la máquina..... | 69 |
| Tabla 3.4 Depreciación de los elementos de la máquina..... | 70 |
| Tabla 3.5 Costos operacionales de la máquina | 71 |
| Tabla 3.6 Flujo neto del proyecto | 71 |

ÍNDICE DE PLANOS

- PLANO 1 Eje para poleas conductoras
- PLANO 2 Soporte de servomotor
- PLANO 3 Ángulo de soporte – derecho
- PLANO 4 Polea motriz
- PLANO 5 Vista en explosión

CAPÍTULO 1

1. INTRODUCCIÓN

1.1 Descripción del problema

Las Musáceas ecuatorianas (*Musa acuminata* grupo AAA o banano y grupo AAB o plátano) son una de las plantaciones frutales con mayor relevancia a nivel mundial. Su importancia recae en el fruto del grupo AAA, el banano, que una vez maduro puede brindar al consumidor carbohidratos, azúcares, fibra, potasio, además vitamina B6, A y C. Además de su valor nutricional, existe disponibilidad de la fruta a lo largo del año ya que no es de tipo estacionaria; sin embargo, su naturaleza clonal la hace vulnerable a plagas y enfermedades que podrían diezmar una especie. (The Editors of Encyclopaedia Britannica, 2012)

Globalmente, las plantaciones son afectadas por: nematodos, insectos, hongos, bacterias y virus, y consecuentemente, todo conlleva a la paralización de la producción de la fruta, ya que la planta se ve seriamente mutilada. En nuestro país, los cultivos son atacados la mayor parte del tiempo por el hongo *Mycosphaerella fijiensis*, conocido comúnmente como Sigatoka Negra, y son combatidos la mayor parte del tiempo, con el uso de avionetas fumigadoras.

Uno de los trabajos que lleva a cabo el departamento de investigación del cliente es seleccionar el mejor fungicida entre todas las marcas que se promocionan en el mercado. Este proceso tiene como objetivo, elegir adecuadamente el mejor químico, para ello, se llevan a cabo pruebas en parcelas con plantas jóvenes, se aplica el producto en las hojas de manera manual y se evalúa la evolución del hongo cada semana.

Después de darle seguimiento a los resultados, la marca que brinda una protección mayor para que el hongo no cubra toda la hoja en el tiempo de estudio, es la seleccionada. Sin embargo, la única preocupación, no recae

solo en la planta, sino en el método en que se aplican los químicos, usualmente se utilizan motobombas o se aplica por aerosol; a pesar de que el fumigador utilice el equipo de protección personal necesario, se expone a los efectos secundarios de los químicos.

1.2 Justificación del proyecto

El hongo de la Sigatoka negra se manifiesta en las hojas, provocando una necrosis que llega a cubrir toda su superficie, disminuyendo el número de hojas productoras y consecuentemente paralizando la fotosíntesis de la planta; también produce maduración temprana y un desarrollo poco saludable de la planta, que posteriormente debe ser descartada, diezmando la producción del cultivo.

La aplicación manual de fungicidas, a más de ser perjudicial para la salud del fumigador, debido a sus condiciones, no se aproxima a la aplicación con avionetas fumigadoras, por lo que el estudio de evolución del hongo presenta un margen de error elevado. Esto implica que el producto seleccionado luego de los estudios para combatir la plaga no necesariamente va a presentar un correcto desenvolvimiento en la plantación general.

Por lo tanto, es pertinente idear e impulsar el desarrollo de equipos que eleven la confiabilidad de los estudios, para así poder elegir adecuadamente el químico y luego garantizar la cantidad y la calidad de la producción del banano, y como consecuencia, disminuir las repercusiones ambientales y económicas.

1.3 Objetivos

1.3.1 Objetivo General

Diseñar un sistema dinámico que simule fumigación aérea para las parcelas de banano “Single Leaf Test” (SLT) de la provincia de Los Ríos que reemplace el uso de motobombas tradicionales.

1.3.2 Objetivos Específicos

- Establecer las necesidades del cliente para reemplazar la fumigación aérea para las parcelas de banano “Single Leaf Test” (SLT) por un sistema dinámico que resuelve el problema expuesto.
- Elaborar planos para la fabricación y ensamble del sistema dinámico.
- Seleccionar los elementos y/o componentes mecánicos para realizar transmisión de potencia necesarios para el sistema dinámico.
- Calcular costos que se necesitaran para la implementación del sistema dinámico considerando componentes disponibles en Ecuador.

1.4 Marco teórico

1.4.1 Antecedentes

El género de las Musáceas ha estado presente continuamente en la historia, se cree que su domesticación empezó en el sudeste asiático, además su consumo se menciona en escritos árabes y griegos, que se remontan a los inicios de sus civilizaciones. Al poco tiempo del descubrimiento de América, se tomaron los rizomas (tallos subterráneos) de las plantas de banano y plátano asentadas en las Islas Canarias para ser cultivados en el continente americano. (The Editors of Encyclopaedia Britannica, 2012)

La facilidad de producción volvió popular a la fruta que se convirtió exponencialmente en un alimento básico de las zonas donde se llegó a cultivar. El banano es uno de los principales productos destinados al consumo local y a la exportación de los países de clima tropical y subtropical de América. (The Editors of Encyclopaedia Britannica, 2012)

Según la Organización de las Naciones Unidas para la Alimentación y la Agricultura (FAO), en términos del Producto Interno Bruto (PIB), Ecuador

se destaca por ser el principal vendedor de esta fruta a nivel mundial. Según la Tabla 1.1, la cuarta parte de la producción agrícola y casi la mitad de las exportaciones del país están dirigidos a la producción de esta fruta.

Tabla 1.1 Principales industrias bananeras a nivel mundial según el Producto Interno Bruto, en términos de ventas

| Productor/ Exportador | Valor de exportación 2013 (1.000 USD) | Aportación del valor neto de la producción agrícola 2013 | Aportación del valor total de las exportaciones agrícolas 2013 |
|--------------------------|---|---|---|
| Ecuador | 2'292.730 | 24% | 47% |
| Filipinas | 963.412 | 11% | 20% |
| Costa Rica | 778.391 | 18% | 20% |
| Colombia | 715.874 | 4% | 11% |
| Guatemala | 611.785 | 17% | 13% |

Fuente: (Food and Agriculture Organization of the United Nations, 2014)

1.4.2 Musáceas

Es una hierba gigantesca que brota de un rizoma, para formar un tronco falso que llega de 3 a 6 metros de alto. Este tronco está compuesto por las bases de sus hojas elípticas. El fruto de planta, brota de una gran espiga floral en la parte superior del tronco falso. (The Editors of Encyclopaedia Britannica, 2012)



Figura 1.1 Planta de banano totalmente fructificada.

Fuente: https://farm1.static.flickr.com/816/39029857380_cc9e4bc202_b.jpg

1.4.2.1 Especies propias del Ecuador

Ecuador tiene una especie endémica de Musáceas: *Musa acuminata*, la cual que tiene dos grupos: el grupo AAA conocido comúnmente como banano y el grupo AAB o plátano. Los cultivos de estas frutas están distribuidos en las provincias de: Esmeraldas, Santo Domingo, Cotopaxi, Manabí, Los Ríos, Guayas, Cañar, Azuay y El Oro. (Buitron & Morillo, 2016).

1.4.3 Plagas y enfermedades

Los cultivos de musáceas están expuestos a distintos agentes que pueden afectar seriamente a la producción. De manera general, los enemigos de esta planta son: los nematodos, insectos, hongos, bacterias y virus. (León, 2007) En la Tabla 1.2 se nombra los patógenos reconocidos en Ecuador por el Ministerio de Agricultura, Ganadería y Pesca (MAGAP) con sus correspondientes consecuencias.

Tabla 1.2 Nombres de las plagas que afectan a las plantaciones de Musáceas y sus consecuencias en Ecuador.

| Plagas | | Enfermedades |
|-----------|--|---|
| Insectos | Picudo negro (<i>Cosmopolites sordidus</i>) | Decoloran la planta, realizan túneles en el cormo, tallo y seudotallo. |
| | Picudo rayado (<i>Metamasius hemipterus</i>) | Ataca el seudotallo produciendo una pudrición. |
| | Escama (<i>Aspidiotus destructor</i>) | Manchas amarillas en las hojas, pueden llegar a secarlas. |
| Bacterias | Moko bacteriano (<i>Ralstonia solanacearum</i>) | Decoloración de las hojas hasta la caída. Decoloración vascular marrón del seudotallo. |
| Hongos | Mal de Panamá (<i>Fusarium oxysporum</i>) | Decoloración de las hojas hasta la caída. Decoloración vascular marrón del seudotallo. |
| | Sigotoka negra (<i>Mycosphaerella fijiensis</i>) | Necrosis severa de las hojas. |
| Virus | Mosaico del pepino | Produce: enanismo, mosaico, deformación y reducción de las hojas. |

Fuente: Elaboración propia, 2018, basada en información de León (2007) y Ministerio de Agricultura, Ganadería y Pesca.



Figura 1.2 Fotografías de la afectación debido a plagas en Musáceas como: a) al *Moko* bacteriano y b) al hongo de la *Sigatoka* Negra.

Fuente: <https://hiveminer.com/Tags/mycosphaerella/Recent>

1.4.4 Control de plagas en Ecuador

Cada patología tiene diferentes métodos de control y dependen de la experiencia de los agricultores. La mayor parte del tiempo se emplean técnicas manuales como el deshoje, remoción de malezas, la inspección constante, elaboración de trampas para insectos y mejoras en las prácticas agrícolas. (León, 2007) Cuando se requiere de la aplicación de químicos, la fumigación aérea es la mejor opción debido a la extensión de las plantaciones.

1.4.4.1 Fumigación aérea

Existen varias empresas en el país que se dedican a esta actividad. Este servicio es considerablemente eficiente en comparación con la fumigación manual debido a que brinda una mayor cobertura y una dosificación homogénea de productos químicos en un cultivo, salvaguardando la integridad humana y la economía del usuario. Se emplean avionetas o helicópteros que están provistos de un sistema para pulverizar la mezcla de químico con agua y aceite. En la aplicación, el agua se evapora mientras el aceite, debido a su densidad, hace que el químico se precipite sobre la plantación. (Aplicación aérea es más efectiva, 2012)

1.4.4.2 Drone fumigador

Para poder contribuir a la innovación, es necesario contar con un sistema que aproxime a la fumigación aérea por avionetas o helicópteros, pero para menores escalas. En el mercado chino, existe un dron de rociador que cubre esta necesidad, cuyo costo aproximado es de \$5,500. Funciona como tal, incluyendo adicionalmente un reservorio para líquidos y aspersores bajo las hélices. La Tabla 1.3 muestra las ventajas y desventajas de este dispositivo si se lo aplica al problema en cuestión.

Tabla 1.3 Ventajas y desventajas del dron de rociador

| Ventajas | Desventajas |
|---------------------------------|--------------------------------|
| Radio de vuelo 1km | Peso máximo de despegue: 25 kg |
| Tiempo de vuelo: 10-15 minutos | Resistencia al viento: 10 m/s |
| Velocidad de vuelo hasta 12 m/s | Difícil mantenimiento |

Fuente: Elaboración propia, 2018, basada en información de <http://joyancedrone.en.alibaba.com>



Figura 1.3 Drone rociador con 4 hélices de cultivos.

Fuente: <https://www.smartflight.es/wp-content/uploads/2017/01/Dron-Fumigador.jpg>

1.4.4.3 Fumigadoras manuales

Las fumigadoras (conocidas como sprayers) son máquinas agrícolas que esparcen químicos sobre diferentes tipos de cultivos. Consta de una bomba de presión, un filtro, y un tanque conectado a una manguera de salida. Se destaca por su facilidad de uso. Este dispositivo es actualmente empleado para la fumigación de las parcelas de banano SLT. La Tabla 1.4 muestra las ventajas y desventajas de esta tecnología.

Tabla 1.4 Ventajas y desventajas de las fumigadoras manuales

| Ventajas | Desventajas |
|-----------------------|--|
| Facilidad de uso | Exposición del fumigador al producto |
| Funcionamiento rápido | Estático, no se aproxima a la fumigación aérea |

Fuente: Elaboración propia, 2018, basado en información de Novedades Agrícolas S.A. (2016)



Figura 1.4 Fumigadora manual en uso.

Fuente: <http://sodimac.scene7.com/is/image/SodimacPeru/cat619010?Redesing223>

Existen otras tecnologías que no son empleadas para este propósito, pero con ciertas adecuaciones, pueden ser utilizadas para realizar la fumigación de las parcelas SLT que, por tal motivo, se los conocerá con el nombre de conceptos.

1.4.4.4 Concepto Spider-cam

Es un sistema de cables utilizado para realizar tomas aéreas fluidas en eventos de tipo deportivos como de espectáculos. Consta un sistema de cables y poleas conectados a tres cabrestantes que permiten un movimiento tridimensional de la cámara para alcanzar perspectivas inalcanzables por los sistemas convencionales de cámaras. (Spidercam GmbH, 2017)

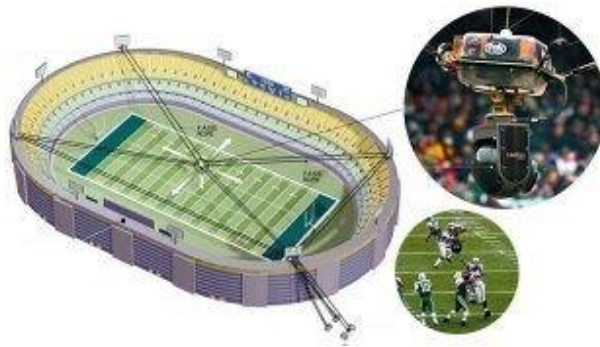


Figura 1.5 Sistema Spidercam empleado en un escenario deportivo

Fuente: <https://qph.fs.quoracdn.net/main-qimg-fb8d8f7242f7d9ce3ee18a764236664f-c>

1.4.4.5 Concepto Cable o Wire-cam

Este dispositivo es un accesorio para cámaras que ha sido diseñado para realizar un recorrido lineal entre dos puntos fijos. Permite realizar tomas de calidad cinematográfica con un precio relativamente inferior a los sistemas de carriles para cámaras y un procedimiento de montaje sencillo.



Figura 1.6 Sistema Cable cam o Wire cam.

Fuente: <http://old.varavon.com/images/wirecam/1.jpg>

CAPÍTULO 2

2. METODOLOGÍA

El diseño de ingeniería es un proceso sistemático e iterativo que se define como:

“El proceso de aplicar las diversas técnicas y principios científicos con el propósito de definir un dispositivo, un proceso o un sistema con suficientes detalles que permitan su realización.” (Norton, 2009)

La metodología empleada fue basada en los pasos del proceso de diseño del libro de Diseño de Maquinaria de Norton, el cual fue modificado para este proyecto, como se indica en la figura 2.1.

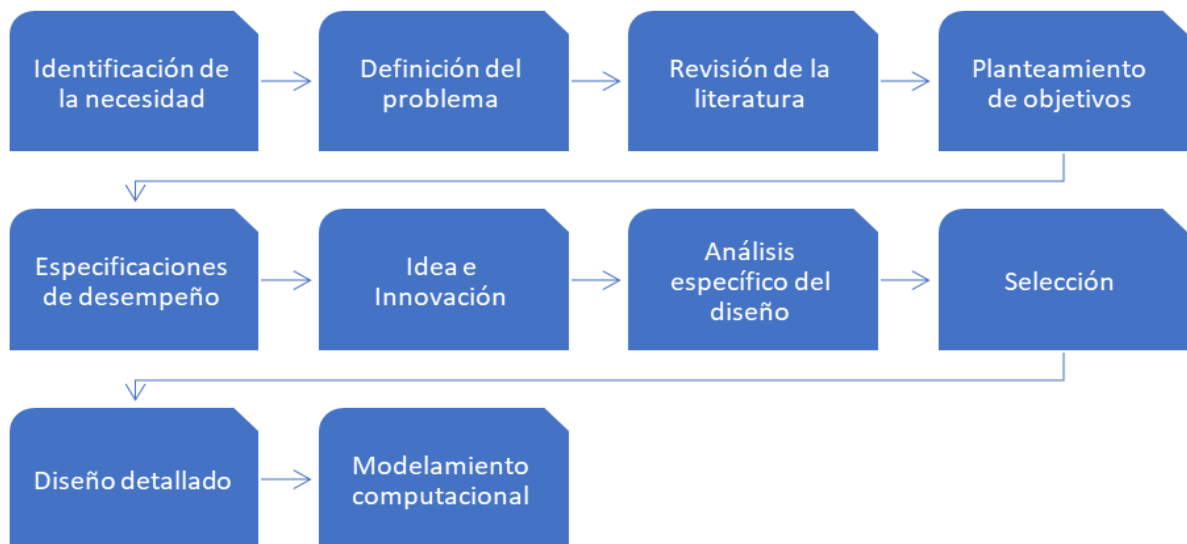


Figura 2.1 Metodología empleada para el proyecto

Fuente: Elaboración propia, 2018, basado en información de Norton (2009).

Los cuatro primeros pasos fueron desarrollados en el Capítulo 1. En este capítulo, se detalla los posteriores pasos, comenzando con las especificaciones de

desempeño del sistema dinámico para fumigación que están definidas por el cliente.

Luego, en Idea e Invención, se realizó la investigación sobre las alternativas existentes y los conceptos que son aplicables para resolver el problema. Para ello, se realiza un análisis de fortalezas y debilidades de tres alternativas, y después se emplea el Método Ordinal Corregido de Criterios Ponderados de Carles Riba (2002) para cuantificar el nivel de importancia de los criterios de selección. Para la selección de la mejor alternativa, se utiliza una matriz de decisión basada en la ponderación del método de Riba y la calificación tomada del análisis de fortalezas y debilidades de cada alternativa.

En análisis, se realiza la comparación de los modelos físicos necesarios para el diseño con modelos matemáticos para poder realizar el correcto dimensionamiento. Se realiza la comparación y el correcto manejo de herramientas de ingeniería del área de mecánica de fluidos, criterios de falla para las partes mecánicas como el cable, pasadores y la columna. Con las dimensiones mínimas de cada elemento, se realiza la selección de los elementos optando por productos que se pueden encontrar en el mercado local. Finalmente, se cierra el capítulo con las ecuaciones necesarias para el diseño detallado del modelo. Se analiza el comportamiento de cada elemento del sistema, los principales fundamentos ingenieriles que toman papel en el dimensionamiento y siempre manteniendo la concordancia con los requerimientos especificados por el cliente. Estas ecuaciones forman parte del siguiente capítulo donde surgen las dimensiones de cada elemento. Además, se realiza el modelado computacional de uno de los elementos críticos del sistema, las columnas de soporte del cable. La columna se encuentra sometida a una carga variable de flexo compresión la cual genera que la falla por fatiga sea un aspecto muy crítico.

2.1 Especificaciones de desempeño

Se definen como las características del sistema en función a lo que debe hacer, que son definidas por el cliente. Se detallan en la Figura 2.2.



Figura 2.2 Especificaciones de desempeño

Fuente: Elaboración propia, 2018.

Área por fumigar: Comprende el terreno que ocupan las 9 plantas de la parcela SLT, que están distanciadas a dos metros de cada una, y las hojas llegan hasta a 0.5 metros a los lados, entonces este terreno es de 5 por 5 metros. Esta disposición se ilustra en la Figura 2.3.

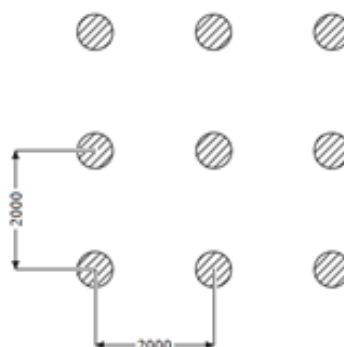


Figura 2.3 Esquema de una parcela de banano para prueba SLT

Fuente: Elaboración propia, 2018.

Velocidad de recorrido: Las avionetas fumigadoras, realizan su vuelo a una velocidad entre 100 y 140 millas por hora. Por esto, el sistema dinámico debe opera próximo a estos valores durante su recorrido.

Altura: Por reglamentación ambiental, las avionetas fumigadoras deben sobrevolar los terrenos a no más de 2 metros de la altura máxima de la

plantación, que llega a ser hasta 6 metros. Por tanto, el procedimiento debe ser a escala, considerando la altura máxima de la planta joven, oscilando en los 1.5 metros. Entonces el sistema se debe movilizar a 2 metros por encima de la plantación SLT, como se muestra en la figura 2.4.

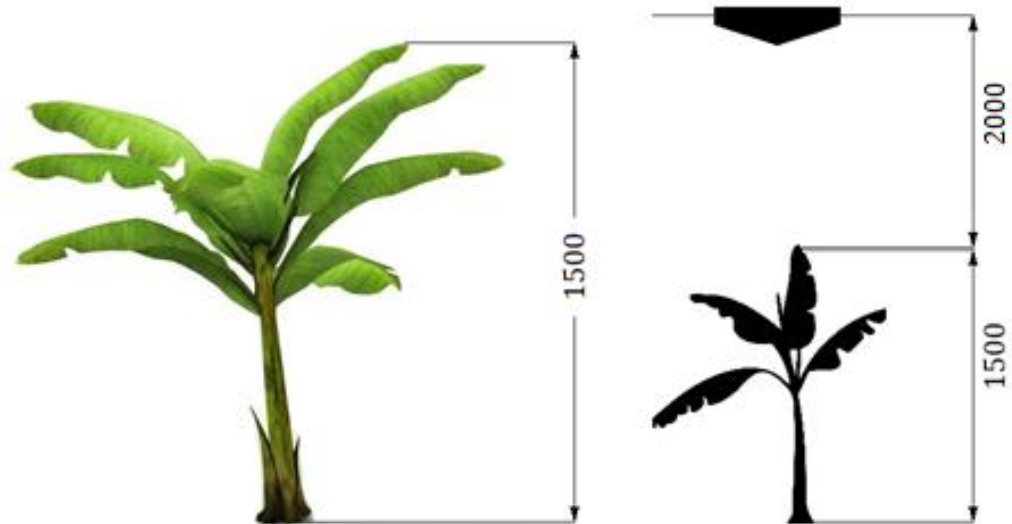


Figura 2.4 Esquema de una planta joven de banano y la limitación de altura, las medidas en milímetros

Fuente: Elaboración propia, 2018.

Materiales resistentes a la corrosión: Debido a la elevada humedad relativa y altas temperaturas propias de las plantaciones, la corrosión puede llegar a vulnerar al sistema en caso de optar por materiales metálicos con electronegatividad baja.

Precisión entre recorrido y pulverización: El recorrido del sistema empieza a una cierta distancia de la parcela, de manera que le permita alcanzar la velocidad deseada, y la pulverización empieza en el momento que el sistema se posiciona sobre la parcela, y termina al salir de la misma.

Mantenibilidad: Como el sistema va a ser utilizado para la evaluación de diferentes marcas de plaguicidas, un factor importante es la limpieza del sistema de pulverización que comprende, además, la facilidad de la

limpieza del sistema de pulverizado, para realizar los ensayos con las distintas marcas de químicos.

Este procedimiento se realiza reemplazando el líquido por aceite, removiendo el químico durante su recorrido por el sistema de pulverización, yendo desde las tuberías hasta los atomizadores.

Confiabilidad: Sin duda, una de las más importantes características de cualquier máquina. El dispositivo debe brindar la seguridad de realizar la función de manera adecuada sin incurrir en errores de operación

Facilidad de montaje: Es importante para el cliente, poseer una solución con un proceso de ensamblaje estratificado, procesual y simple; ya que actualmente se cuenta con dos obreros para realizar el ensamble de la maquinaria

2.2 Idea e innovación

2.2.1 Lluvia de ideas

Es una herramienta que facilita la captación de ideas para resolver problemas. Por tanto, empleando esta técnica, se tiene la figura 2.5, para el Fumigador de plantaciones de banano SLT.



Figura 2.5 Esquema de la lluvia de ideas o Brainstorming

Fuente: Elaboración propia, 2018.

2.2.2 Diagrama de flujo

Como tal, el sistema realiza un proceso que se resume en 8 pasos como se muestra en la figura 2.6.

Se comienza con la selección del químico que se va a aplicar en la parcela, esto es llevado a cabo por el operador. Cuando se tiene el químico, se llena el reservorio del sistema, lo que también lo realiza el operador. Se realiza el montaje del sistema, con todas las partes que involucra. Montado el dispositivo, inicia el recorrido para luego fumigar la parcela y finalizar el recorrido. Luego se limpia el reservorio y se realiza una limpieza de los aspersores.



Figura 2.6 Diagrama de flujo del procedimiento de fumigación

Fuente: Elaboración propia, 2018.

2.3 Selección de alternativa

Para esta sección, se comienza con un análisis de fortalezas y debilidades de tres alternativas de diseño. Luego, se realiza la selección de la mejor alternativa.

2.3.1 Alternativa A. Concepto: Spidercam

La Tabla 2.2 muestra las fortalezas y debilidades de este concepto al momento de aplicarlo para el objetivo de este trabajo.

Tabla 2.1 Fortalezas y Debilidades del concepto Spidercam

| Fortalezas | Debilidades |
|---|---|
| Versatilidad: Este sistema permite el posicionamiento múltiple en varias parcelas para realizar la fumigación. Una vez programado correctamente, permitiría al operador ejecutar la acción en varias plantaciones con el movimiento de un joystick. | Desplazamiento: Este sistema tiene una instalación fija, por lo que requiere de grandes espacios para cubrir grandes áreas, el desplazamiento de todo el dispositivo no es una posibilidad. |
| Precisión: Su complejo funcionamiento, le permitiría brindar una gran precisión para ejecutar los movimientos deseados. Esto se puede evidenciar cuando se observan las tomas realizadas por este sistema en eventos de tipo deportivos. | Montaje: La instalación de cada parte del sistema: motores, poleas y cables requiere una considerable inversión de tiempo. La calibración es un aspecto muy importante que se acumula en el factor de tiempo. |
| | Complejidad: La programación del sistema requiere de una fuerte inversión de recursos para el correcto funcionamiento. Se requiere de una interfaz que muestre la posición de la unidad desplazable. |

Fuente: Elaboración propia, 2018.

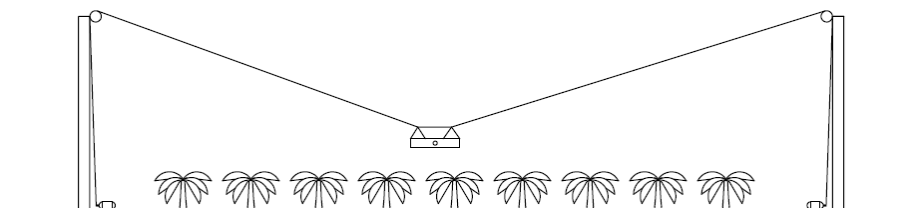


Figura 2.7 Esquema del concepto de Spidercam aplicado al problema

Fuente: Elaboración propia, 2018

2.3.2 Alternativa B. Concepto: Cable o Wire cam

La Tabla 2.1 muestra las fortalezas y debilidades de este concepto al momento de aplicarlo para el objetivo de este trabajo.

Tabla 2.2 Fortalezas y Debilidades del concepto Cable cam

| Fortalezas | Debilidades |
|---|---|
| Sencillez: Su grado de complejidad es inferior a las otras opciones. Solo tiene un actuador que efectúa el movimiento del sistema, se ajusta por forma y el movimiento es lineal. | Versatilidad: El sistema permitiría realizar el estudio en una parcela a la vez, ya que su movimiento está delimitado a ser lineal. |
| Precisión: A pesar de que el sistema no presenta complejidad, existen versiones que son llegan a ser más robustas, mejorando la precisión del movimiento. | Desplazamiento: Para desplazar el sistema, se debe realizar el desmontaje total del mismo, ya que es necesario que el bastidor sea fijado al suelo. |
| Montaje: En contraste con el anterior concepto, el montaje requiere de muy poco tiempo, la mayor inversión se la lleva el tensionar el cable. | |

Fuente: Elaboración propia, 2018.

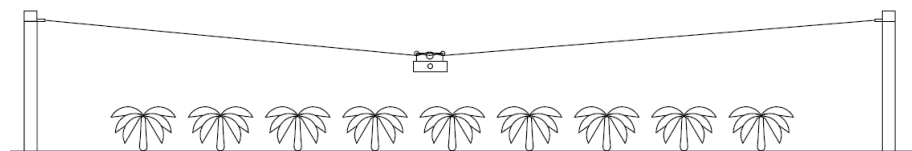


Figura 2.8 Esquema del concepto de Cable cam aplicado al problema

Fuente: Elaboración propia, 2018

2.3.3 Alternativa C. Concepto: Drone fumigador

La Tabla 2.3 muestra las fortalezas y debilidades de este concepto al momento de aplicarlo para el objetivo de este trabajo.

Tabla 2.3 Fortalezas y Debilidades del concepto Drone fumigador

| Fortalezas | Debilidades |
|---|--|
| Versatilidad: Puede ejecutar la tarea de fumigación en varias parcelas. | Complejidad: Su sistema llega a ser complejo más aun al introducir adicionalmente el sistema de pulverización. |
| Precisión: Este sistema se destaca por la precisión cuando se lo conecta con una interfaz de posicionamiento GPS. | Mantenimiento: La tarea de mantenimiento requiere de una mano técnica certificada y puede llegar a tomar mucho tiempo en caso de alguna falla. |
| Desplazamiento: Debido a su libertad de movimiento, no requiere de un proceso de montaje en cada parcela. | |

Fuente: Elaboración propia, 2018.

2.3.4 Selección de la mejor alternativa

Para seleccionar la mejor alternativa, se establecen los criterios de selección que representan la reestructuración de las especificaciones de desempeño. Entre estos, tenemos los expuestos a continuación:

- Posibilidad de fabricación: Comprende a cuan complejo puede llegar a ser el proceso de diseño, mecanización y fabricación de la opción seleccionada.
- Complejidad de montaje: Se refiere entre varias cosas, al tiempo de montaje y desmontaje del sistema, cuanta facilidad proporciona y cuantos recursos humanos se deben manejar.
- Mantenibilidad: Este parámetro indica la complejidad que presenta el sistema para realizar la limpieza del sistema de pulverización entre cambio y cambio de producto, no obstante, considera también la inversión de tiempo requerida para el mantenimiento propio del equipo.

- Cantidad de energía requerida: Al ser un producto que se utilizará en campo, se contará con sistemas de alimentación de energía portátiles. Por lo que se requiere que el sistema necesite de la menor cantidad de energía posible para ejecutar las acciones
- Dimensiones y peso: Refiere al espacio físico que ocupa y a la cantidad de masa del sistema.

Para la calificación de cada criterio, se emplea el método ordinal corregido de criterios ponderados. (Riba, 2002). Se realiza la comparación entre cada par de criterios y se asigna el valor según la importancia, como indica la Tabla 2.4.

Tabla 2.4 Valores que se toman según la importancia de criterios

| | |
|-------------|-------------------------|
| Valor = 1 | Criterio a > Criterio b |
| Valor = 0.5 | Criterio a = Criterio b |
| Valor = 0 | Criterio a < Criterio b |

Fuente: Diseño concurrente, Carles Riba, 2002

La Tabla 2.5 muestra la aplicación del método para los criterios considerados para, finalmente, darle una ponderación global según su relevancia con el diseño.

Tabla 2.5 Valoración de los criterios

| Criterio b \ Criterio a | Posibilidad de fabricación | Complejidad de montaje | Mantenibilidad | Cantidad de energía requerida | Dimensiones y peso | $\sum +1$ | Ponderación |
|-------------------------------|----------------------------|------------------------|----------------|-------------------------------|--------------------|-------------|-------------|
| Posibilidad de fabricación | | 0 | 0 | 1 | 0,5 | 2,5 | 0,17 |
| Complejidad de montaje | 1 | | 1 | 0 | 0,5 | 3,5 | 0,23 |
| Mantenibilidad | 1 | 0 | | 0,5 | 1 | 3,5 | 0,23 |
| Cantidad de energía requerida | 0 | 1 | 0,5 | | 0,5 | 3,0 | 0,20 |
| Dimensiones y peso | 0,5 | 0,5 | 0 | 0,5 | | 2,5 | 0,17 |
| Totales | | | | | | 15,0 | 1,00 |

Fuente: Elaboración propia, 2018

2.3.5 Matriz de decisión

La valoración de los criterios permite posteriormente establecer la mejor opción, cuando se las compara. Considerando una calificación de 5 como valor mayor, donde el criterio se cumple de manera adecuada y como 1 cuando el criterio no se cumple.

Tabla 2.6 Matriz de decisión para seleccionar la mejor opción

| Criterio de selección | Ponderación | Opción A | | Opción B | | Opción C | |
|-------------------------------------|-------------|----------|------|----------|------|----------|------|
| Nivel de complejidad de montaje | 0.23 | 2 | 0.46 | 5 | 1.15 | 5 | 1.15 |
| Mantenibilidad | 0.23 | 3 | 0.69 | 4 | 0.92 | 2 | 0.46 |
| Cantidad de energía requerida | 0.20 | 3 | 0.60 | 4 | 0.80 | 3 | 0.60 |
| Dimensiones y peso | 0.17 | 2 | 0.34 | 4 | 0.68 | 4 | 0.68 |
| Nivel de complejidad de fabricación | 0.17 | 3 | 0.51 | 4 | 0.68 | 2 | 0.34 |
| Total | | 2.60 | | 4.23 | | 3.23 | |

Fuente: Elaboración propia, 2018

Aunque la versatilidad de la alternativa A es superior a la de la alternativa B, la aplicación no requiere de un movimiento tridimensional. Las avionetas al fumigar lo hacen guiándose en línea recta sobre la plantación, es la pértiga de los atomizadores cubre el ancho de pasada.

Luego, la opción B presenta mayor puntaje (4.23/5) por lo que se acepta el concepto Cablecam como la mejor opción para solucionar el problema presentado.

2.4 Diseño detallado

2.4.1 Diseño del sistema de atomización

El sistema depende en gran proporción del mecanismo de atomización. En las avionetas fumigadoras, se usan los atomizadores Micronair AU5000, que tiene el respaldo de ser el mejor atomizador rotatorio para la fumigación de cultivo de banano (Bernal, Posada, & Piedrahíta).

Según la información proporcionada por el personal técnico operacional de la empresa AIFA S.A., la calibración de la fumigación tiene los siguientes parámetros que se ilustran en la Figura 2.6

- Longitud de pértiga (L_p): comprende la longitud entre los atomizadores ubicados a los extremos de la tubería, la cual es de 12 metros.
- Ancho de pasada (A_p): comprende la cobertura del líquido atomizado que llega al cultivo, el cual lo consideran de 24 metros aproximadamente.
- Alto de vuelo (h): reglamentariamente, las normas ambientales establecen que las avionetas deben trabajar a no más de 2 metros sobre el cultivo para evitar el daño a los sectores aledaños. (Dirección general de aviación civil, 2014)

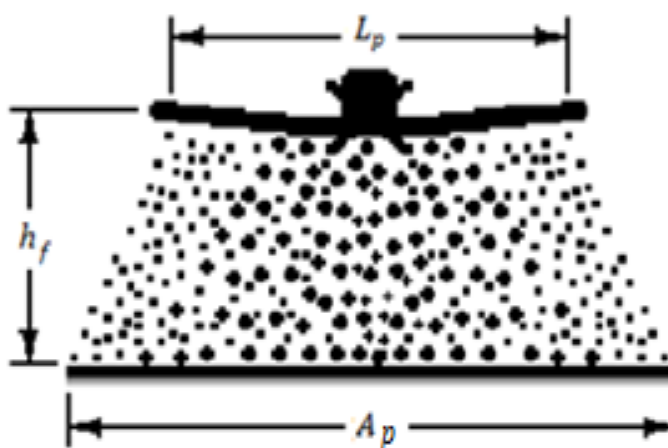


Figura 2.9 Esquema de la disposición de las gotas durante la fumigación aérea

Fuente: Elaboración propia, 2018

Este modelo puede ser aproximado de manera geométrica a un trapecio, para hacer una similitud con el modelo del sistema de atomización del presente proyecto. Entonces, se tiene la siguiente ecuación:

$$L_p' = \left(\frac{h_f'}{h_f} \right) L_p \quad (2.1)$$

Donde:

El apóstrofe indica que son las nuevas dimensiones del sistema a escala.

2.4.1.1 Número de atomizadores

Considerando la misma distancia entre atomizadores que es usada en avionetas, tenemos que el número de atomizadores a utilizar está dado por la siguiente ecuación empírica:

$$N_a = 1 + \frac{L_p'}{D_a} \quad (2.2)$$

Donde:

D_a , es la distancia entre los atomizadores de la avioneta. Esto a su vez nos da la longitud mínima necesaria de la tubería.

2.4.1.2 Deposito

Los materiales aconsejables para los depósitos son el polietileno y el poliéster reforzado con fibra de vidrio. Destacan por su resistencia a los productos fitosanitarios. Es importante que cuenten con una boca amplia y con un colador para evitar el paso de partículas grandes que puedan averiar el equipo. (Marquez, 1989).

Este depósito puede ser seleccionado de los productos que disponen los fabricantes de plásticos, por lo que se debe conocer es el volumen necesario. Para este volumen se considera la razón nominal a fumigar por unidad de área, más un porcentaje de seguridad para que el depósito no quede vacío y asegurar un buen funcionamiento de la bomba.

$$V_n' = v_a S_p (1 + \%V_s) \quad (2.3)$$

Donde:

v_a , que está dado por el volumen de aplicación recomendado por unidad de área; S_p , el área de la parcela; y $\%V_s$, es un porcentaje de seguridad que evita que el recipiente quede vacío durante una aplicación. Esta dada por la siguiente ecuación:

2.4.1.3 Sistema hidráulico

Para el sistema de atomización, se tiene el siguiente esquema de tuberías a la salida de la bomba:

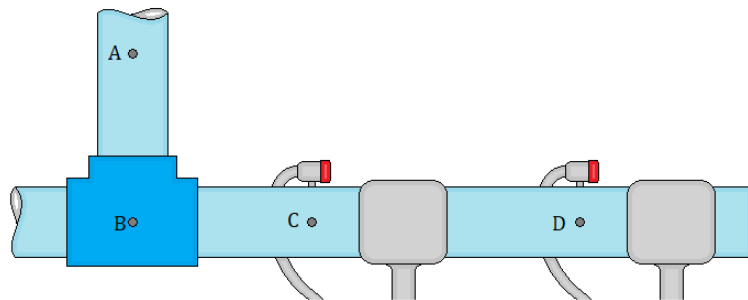


Figura 2.10 Esquema de sistema de tuberías para la atomización

Fuente: Elaboración propia

El punto A se encuentra localizado a la salida de la bomba impulsora. En el punto B sucede una bifurcación del flujo para los ramales laterales donde se encuentran los atomizadores giratorios Micronair AU5000 en los puntos C y D. Debido a la simetría del sistema, se analizará solo una porción de este.

2.4.1.4 Caudal volumétrico

El caudal volumétrico para los sistemas de atomización aérea está dado por la siguiente ecuación:

$$Q_t = \frac{V_a A_p v_a}{600} \quad (2.4)$$

Donde:

V_a es la velocidad de vuelo del sistema dinámico en km/h; v_a , es el volumen de aplicación recomendado en litros por hectárea y 600 es una constante de conversión de unidades.

En la bifurcación del punto B, tenemos dos tuberías en paralelo, donde teniendo la misma resistencia hidráulica, el caudal volumétrico se divide de igual manera en la misma proporción para el lado derecho como para el lado izquierdo:

$$Q_t = Q_1 + Q_2 = 2Q_1 \quad (2.5)$$

Donde:

Q_1, Q_2 , son los caudales de cada ramal del sistema.

2.4.1.5 Diámetro de tubería

El diámetro de la tubería a usar está dado por la siguiente ecuación:

$$D_t = \sqrt{\frac{4Q_t}{\pi V_f}} \quad (2.6)$$

Donde:

V_f , es la velocidad media del régimen de fluido en la tubería.

2.4.1.6 Caída de presión

El cálculo de la caída de presión debe considerar los siguientes aportes:

- Fricción de la tubería debido al flujo y pérdida de carga debido accesorios; y,
- Presión de trabajo de los atomizadores.

Entonces, considerando un número N de atomizadores, un accesorio de Tee y una cierta longitud de tubería, con un coeficiente de rugosidad que depende del material que está fabricado.

$$(h_L)_{total} = (h_L)_{mayor} + (h_L)_{atom} \quad (2.7)$$

Se comienza caracterizando el tipo de flujo que existe, esto se logra con el número de Reynolds:

$$Re = \frac{V_f D_t \rho}{\mu} \quad (2.8)$$

Donde:

V_f , es la velocidad del fluido, D_t , el diámetro interno de la tubería, ρ , la densidad del fluido y μ , la viscosidad cinemática del fluido.

Este valor adimensional presenta dos rangos plenamente definidos:

- Si $Re < 2,000$, el flujo es laminar; y,
- Si $Re > 4,000$, el flujo es turbulento.

El valor del coeficiente de fricción depende del tipo de flujo, si es de régimen laminar, el valor está dado por la siguiente ecuación:

$$f = \frac{64}{Re} \quad (2.9)$$

Como accesorios de la red de tuberías tenemos: válvulas, codos, bifurcaciones, etc. Su cabezal de pérdida se expresa en términos del coeficiente de resistencia K_L el cual es detallado por los fabricantes. La caída de presión total se calcula con la ecuación de Darcy:

$$(h_L)_{mayor} = \frac{V_f^2}{2g} \left(f \frac{L}{D_t} + K_L \right) \quad (2.10)$$

Donde:

L , es la longitud de la sección de la tubería; y g , es la constante de gravedad.

Con el cabezal de pérdidas mayores, se obtiene después la caída de presión mediante la siguiente ecuación:

$$(\Delta P)_{tubería} = \rho g (h_L)_{mayor} \quad (2.11)$$

El atomizador tiene una presión de trabajo, que viene especificada en el manual del fabricante.

Finalmente, se suman los dos aportes de caídas de presión y se hace un cambio de unidades para los cálculos consecuentes. Además, recordando que el cálculo fue para un tramo de la tubería, se debe multiplicar por el número de tramos que es 2, como se indica en la ecuación 12:

$$(\Delta P)_{total} = \frac{2[(\Delta P)_{tubería} + (\Delta P)_{atomizadores}]}{98100} \quad (2.12)$$

Donde:

98100 es una constante de conversión de unidades para obtener la caída de presión en kg/cm².

2.4.1.7 Potencia de la bomba

La potencia necesaria de la bomba está dada por la siguiente ecuación:

$$\mathcal{P}_b = \frac{Q_t (\Delta P)_{total}}{450 \eta_b} \quad (2.13)$$

Donde:

$(\Delta P)_{total}$, es la caída de presión del sistema hidráulico en kg/cm²; Q_t , el caudal en l/min; ε_b , es la eficiencia de la bomba; y 450, es una constante de conversión para obtener la potencia en unidades de caballos de vapor.

2.4.2 Factor de seguridad

El factor de seguridad es una clave para la prevención de potenciales escenarios de falla que se adopta en la etapa del diseño de una máquina. La incertidumbre y la variabilidad siempre se presentan en la predicción de falla de un diseño. Por ejemplo, la mayor parte del tiempo no se conoce con exactitud las cargas y los esfuerzos, entonces se desconocen los modos de falla y los estados de esfuerzos, en los modelos matemáticos se deben tomar asunciones que introducen inexactitud en la determinación de dimensiones, además, la incertidumbre de los procesos de manufactura, condiciones de operación o en las prácticas de mantenimiento. La incertidumbre y la variabilidad complican la tarea de diseño. De esto nace la necesidad del factor de diseño (n_d).

Los autores Collins, Busby, & Staab, presentan un método para el cálculo del factor de seguridad que considera 8 factores de calificación:

1. La precisión con la que se pueden determinar las cargas, fuerzas u otros agentes inductores de fallas.
2. La precisión con la que se pueden determinar los esfuerzos u otros parámetros de gravedad de la carga a partir de las fuerzas u otros agentes inductores de fallas.
3. La precisión con la que se pueden determinar las resistencias de falla u otras medidas de falla para el material seleccionado en el modo de falla apropiado.

4. La necesidad de ahorrar en material, peso, espacio o dinero.
5. La gravedad de las consecuencias del fracaso en términos de vida humana y/o daño a la propiedad.
6. La calidad de la mano de obra en la fabricación
7. Las condiciones de operación.
8. La calidad de inspección y mantenimiento disponible o posible durante la operación.

Una asignación semicuantitativa de estos factores de calificación es establecer un número de calificación con valores de -4 a +4. Con los siguientes significados mostrados en la Tabla 2.7:

Tabla 2.7 Valores del número de calificación según la necesidad de modificar el factor de seguridad

| | |
|----------|--|
| $RN = 1$ | Necesidad leve de modificar η_d |
| $RN = 2$ | Necesidad moderada de modificar η_d |
| $RN = 3$ | Necesidad fuerte de modificar η_d |
| $RN = 4$ | Necesidad extrema de modificar η_d |

Fuente: (Collins, Busby, & Staab, 2010)

Si se percibe la necesidad de aumentar el factor de seguridad, al número de calificación seleccionado se le asigna un signo positivo (+). Si la necesidad percibida es disminuir el factor de seguridad, al número de calificación seleccionado se le asigna un signo negativo (-).

Como consecuente, se calcula la suma algebraica de las puntuaciones, asignado al valor de t :

$$t = \sum_{i=1}^8 (RN)_i \quad (2.14)$$

Luego, el factor de seguridad se calcula empíricamente según las siguientes fórmulas:

$$n_d = 1 + \frac{(10 + t)^2}{100} \quad \text{para } t \geq -6 \quad (2.15)$$

O:

$$n_d = 1.15 \quad \text{para } t < -6 \quad (2.16)$$

2.4.3 Diseño del cable

El cable es el elemento fundamental del sistema, por lo que la selección de este es de mayor importancia para el proyecto. Está sometido a una carga móvil que varía en la posición, además del peso propio por longitud. Mediante un análisis estático del diagrama de cuerpo libre del cable como se muestra en la Figura 2.11, se tiene que la mayor carga en el cable sucede cuando la carga está concentrada en el centro del claro.

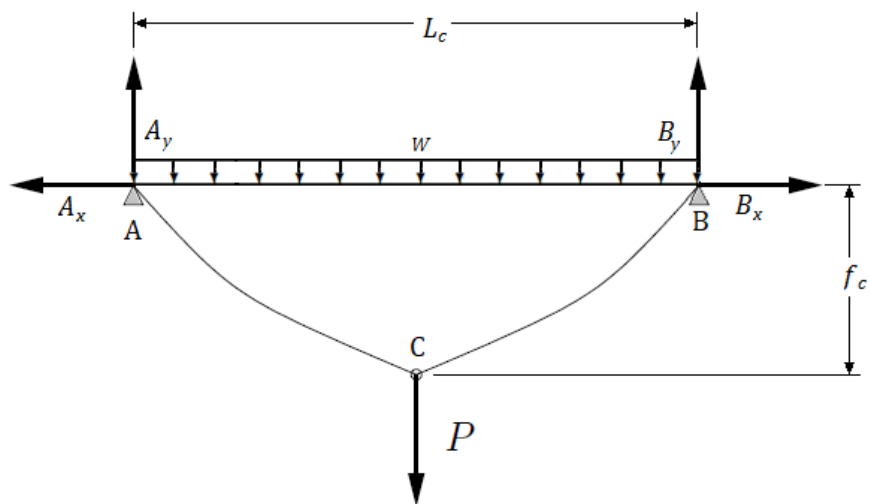


Figura 2.11 Esquema del diagrama de cuerpo libre del cable con carga en el centro del claro

Fuente: Elaboración propia, 2018

Cuando la carga se encuentra en la mitad del claro del cable, se tiene la mayor fuerza tensora que se calcula mediante la siguiente expresión (Tranway Engineering):

$$T_c = \frac{L_c(2P + wL_c)}{8f_c} \quad (2.17)$$

Donde:

P , es la carga total del sistema dinámico que comprende el peso del sistema de atomización y el peso propio del sistema dinámico; L_c , es el claro o la longitud horizontal entre los puntos del hilo. f_c , es la flecha o la deflexión máxima del cable la cual sucede en el centro del claro.

Para la selección de cables metálicos se debe considerar la Figura 2.12 conocida como Gráfica X, donde se comparan los distintos tipos de construcción de cables con su resistencia a la abrasión y a la fatiga.

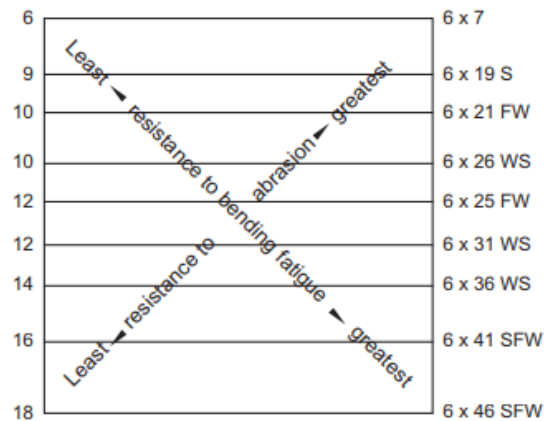


Figura 2.12 Gráfica X que compara la resistencia a la fatiga por flexión y a la flexión para distintas configuraciones de cable.

Fuente: (Childs, 2014)

Para este sistema, la resistencia a la abrasión es significativamente de mayor importancia en comparación con la resistencia a la fatiga por flexión. Tomando en cuenta la construcción 6x19, el área transversal del cable que soporta la fuerza tensora, se la calcula con la aproximación del

área de una circunferencia, los fabricantes recomiendan el valor de la ecuación 18:

$$S_c = 0.4 d_c^2 \quad (2.18)$$

Donde:

d_c , es el diámetro del cable.

Para la determinación del diámetro del cable, consideramos que el esfuerzo máximo es repentino, debido al cambio de la velocidad del objeto. Este esfuerzo es un múltiplo del esfuerzo de tensión estático, como se indica en la siguiente ecuación:

$$(d_c)_{carga} = \sqrt{\frac{n_e k_t T_c}{0.4 S_u}} \quad (2.19)$$

Donde:

n_e , es el factor de seguridad de carga estática; k_t , es una constante que multiplica el efecto de la carga estática; y S_u , es el esfuerzo mínimo de fluencia del cable.

Conociendo el valor del diámetro necesario para la carga, se dimensionan las poleas. Los fabricantes recomiendan ciertos rangos de valores para las poleas en función del tipo del cable y de su tamaño. Para los cables de tipo 6x19, se establece que el diámetro mínimo requerido para una polea debe ser de $20d_c$. (Collins, Busby, & Staab, 2010)

Los esfuerzos que juegan un rol importante en la selección de un cable son:

- Esfuerzo de tensión directa en los alambres del cable
- Esfuerzo de flexión en los alambres debido a la flexión en poleas

- Esfuerzo de compresión entre el cable y la polea

Del esfuerzo en tensión directa ya se habló en la sección anterior, ahora se presta atención a los siguientes que tienen importancia para la correcta selección del diámetro correcto del cable:

2.4.3.1 Esfuerzo de flexión en los alambres del cable

Aparece cuando el cable entra en contacto con la polea, el cable se flexiona adoptando la forma de la polea para transmitir fuerza tensora, se obtiene la siguiente ecuación para el cálculo de este esfuerzo:

$$\sigma_f = \frac{d_a}{d_p} E_r \quad (2.20)$$

Donde:

d_a , es el diámetro de los alambres que depende de la dimensión del cable; d_p , el diámetro de la polea y E_r , el módulo de elasticidad del cable.

2.4.3.2 Esfuerzo de compresión

O presión radial unitaria entre la polea y el cable, este fenómeno se puede evidenciar en la Figura 2.13.

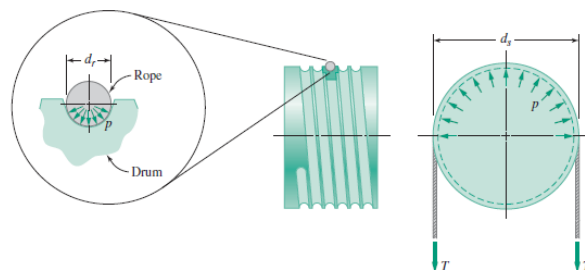


Figura 2.13 Esquema del esfuerzo de compresión que se produce en la polea.

Fuente: (Collins, Busby, & Staab, 2010)

El esfuerzo de compresión viene dado por la siguiente ecuación:

$$(d_c)_d = \frac{MT}{(p_d)_d d_p} \quad (2.21)$$

Donde:

M , es el factor de multiplicación de la carga sobre la polea que depende del ángulo de envoltura del cable en la polea.

2.4.3.3 Análisis de fatiga del cable

La variación de la carga en el diseño ocasiona que la fatiga sea un parámetro de análisis importante. Experimentalmente se obtiene una correlación entre el parámetro de resistencia a la fatiga (R_N) y el número de ciclos de flexión para la falla (N_f), como se muestra en la Figura B.8 del anexo B. Un ciclo se entiende como la flexión y desajustar la flexión cuando el cable pasa por la polea.

Entonces, juntando las expresiones podemos determinar el diámetro recomendado del cable para el comportamiento a fatiga, comparando el esfuerzo de compresión o entre el cable y la polea, mediante la siguiente expresión y el parámetro de resistencia a la fatiga. El esfuerzo radial se obtiene mediante la siguiente ecuación:

$$(p_d)_f = \frac{(R_N)_f S_u}{n_f} \quad (2.22)$$

Donde:

n_f , es el factor de seguridad elegido para evitar la falla por fatiga.

El diámetro necesario para evitar la falla por fatiga se obtiene con la siguiente ecuación:

$$(d_c)_f = \frac{MT}{(p_d)_f d_p} \quad (2.23)$$

2.4.4 Fricción en la polea

Del análisis del anexo A.1, se evidencia que existe una fuerza resultante debido al contacto del cable con la polea, esta genera una variación en la tensión debido a la fricción existente en el sistema. La fricción entonces sería la diferencia de las dos fuerzas:

$$F_f = T_4 - T_1 = T_1(e^{\mu_k \beta} - 1) \quad (2.24)$$

Donde:

μ_k , es el coeficiente de fricción entre los materiales del cable y la polea y β , es el ángulo de contacto del cable sobre la polea.

2.4.5 Resistencia del aire

Como consecuencia del movimiento del cuerpo en el aire, que actúa como un fluido, se produce una fuerza de arrastre. La magnitud de esta fuerza se cuantifica mediante la siguiente ecuación:

$$F_a = \frac{1}{2} C_a A_{proy} \rho_{aire} V_a^2 \quad (2.25)$$

Donde:

C_a , es el coeficiente de arrastre; A_{proy} , el área proyectada del modelo que se encuentra normal a la velocidad del viento; y ρ_{aire} , la densidad del aire que depende de las condiciones atmosféricas.

La caracterización del fluido de aire mediante el número de Reynolds, además, suele ser el factor del cual depende el coeficiente de arrastre.

$$(Re)_{circ} = \frac{V_a D}{\nu_{aire}} \quad (2.26)$$

Donde:

ν_{aire} , es el coeficiente de viscosidad cinemática del aire bajo las condiciones atmosféricas.

Cuando el valor del número de Reynolds supera el valor de 10^4 , el coeficiente de arrastre suele volverse constante (Cengel, 2004). Para nuestro diseño, podemos aproximar el modelo a un cilindro y dos placas verticales, como se muestra en Figura 2.14.

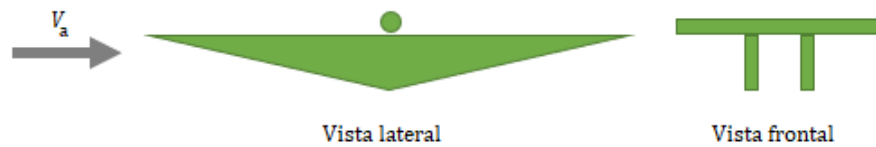


Figura 2.14 Esquema de la acción de la resistencia del aire al movimiento del sistema de fumigación

Fuente: Elaboración propia, 2018

2.4.6 Potencia del motor

En la Figura 2.15, se muestra el diagrama de cuerpo libre del sistema móvil, esto permite aplicar la segunda ley de Newton para poder calcular la fuerza total que requiere el sistema para realizar el movimiento:

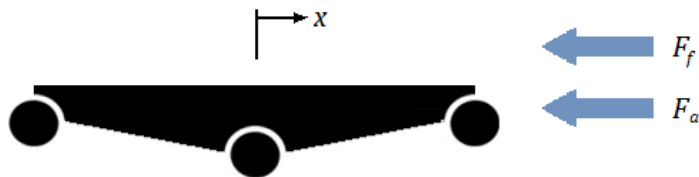


Figura 2.15 Esquema del cuerpo libre del sistema dinámico.

Fuente: Elaboración propia, 2018

La fuerza de arrastre F_a , se debe al movimiento del sistema dinámico sobre la masa de aire a una alta velocidad, y teniendo a la tubería donde se encuentran los atomizadores; la fuerza de fricción F_f debido a la rodadura de la polea motriz; estas fuerzas se igualan a la inercia del sistema debido al cambio de velocidad.

$$F_t - F_f - F_a = m_f \ddot{x} \quad (2.27)$$

Donde:

m_f , es la masa total de los sistemas dinámico y de atomización.

La potencia que provee el motor al sistema está dada por la ecuación de potencia en términos de fuerza y velocidad:

$$\mathcal{P}_m = \frac{F_t V_f}{\eta_m} \quad (2.28)$$

Donde:

F_t , es la fuerza total que debe vencer el sistema para efectuar el movimiento; y η_m , la eficiencia del motor.

La velocidad lineal que debe tener el sistema es otra limitación en la selección del motor. La velocidad de rotación está limitada mediante la siguiente ecuación:

$$\omega_m = \frac{2V_a}{d_p} \quad (2.29)$$

2.4.7 Diseño de los ejes para las poleas

El sistema cuenta con 3 ejes, dos para las poleas conductoras y 1 para la motriz. La metodología es similar para todos, no obstante, cambian sus condiciones. El procedimiento general se detalla a continuación:

2.4.7.1 Cargas sobre el eje

Luego de definir el diseño de forma del eje, debemos determinar las cargas sobre el mismo. El modelo matemático aproximado del eje se ilustra en la Figura 2.16:

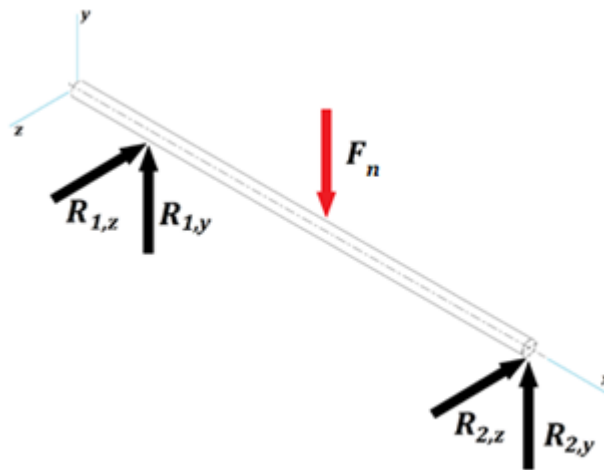


Figura 2.16 Modelo matemático del eje motriz.

Fuente: Elaboración propia, 2018

Estas cargas generan dos tipos de esfuerzos, esfuerzo normal de flexión reversible y esfuerzo cortante de torsión constante.

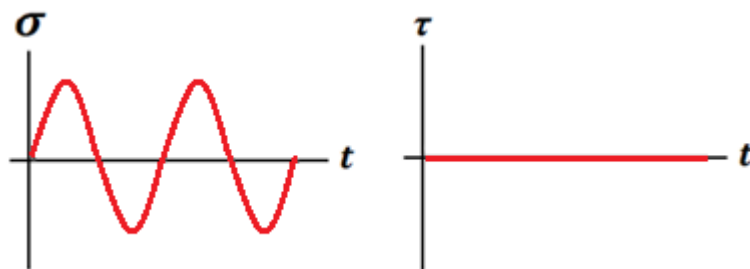


Figura 2.17 Esfuerzos sobre el eje motriz.

Fuente: Elaboración propia, 2018

La carga sobre la polea está distribuida en el sobre el ángulo de contacto y se obtiene su distribución mediante la siguiente ecuación

$$F_n = MT_c \quad (2.30)$$

Luego calculamos las reacciones en los apoyos y consecuentemente los diagramas de fuerza cortante y momento flector. Consideramos un material acorde a las condiciones que presenta el sistema y se prosigue con el diseño a fatiga.

2.4.7.2 Resistencia a la fatiga

La resistencia a la fatiga para materiales dúctiles con Cobre viene dada por la siguiente expresión:

$$S_f = c_{Temp}c_Rc_{carga}c_{sup}c_{Tam}(0.4S_{ut}) \quad (2.31)$$

Donde:

Los valores de c , son constantes de corrección para la temperatura, confiabilidad, tipo de carga, tipo de superficie y tamaño, respectivamente; y S_{ut} , es la resistencia última del material sometido a tensión.

2.4.7.3 Diámetro del eje

Se determina empleando la fórmula de ASME, que se determina con la siguiente ecuación:

$$d_e = \left\{ \frac{32n_f}{\pi} \left[\left(\frac{K_f M_a}{S_f} \right)^2 + \frac{3}{4} \left(\frac{K_{fsm} T_m}{S_y} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \right\}^{\frac{1}{3}} \quad (2.32)$$

Donde:

n_f , es el factor de seguridad a fatiga, K_f y K_{fsm} son los valores de concentración de esfuerzo, M_a es el valor de la amplitud del momento flector, T_m el valor del torsor medio y S_y , el esfuerzo de fluencia del material.

2.4.7.4 Perfiles de soporte para los ejes

Mediante el uso de perfilera, se realiza la conexión entre las distintas poleas manteniendo la mayor transmisión de potencia posible. Después de haber indagando en distintos diseños del modelo, se basa en el mostrado en la Figura 2.18.

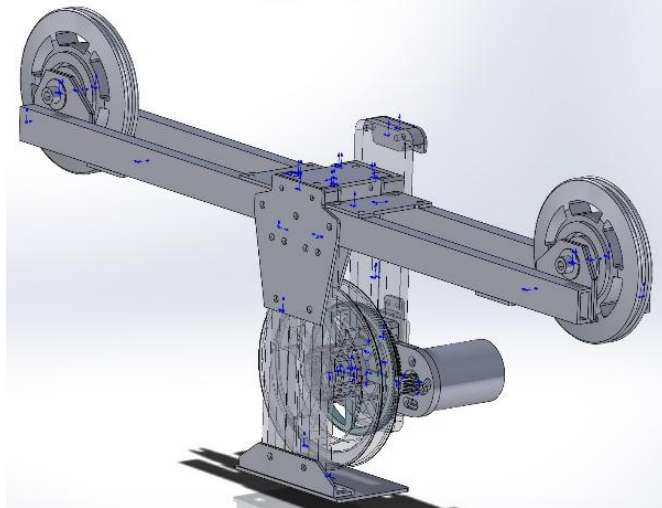


Figura 2.18 Diseño conceptual de la estructura de un cable-cam

Fuente: (Vivid Cafe, 2009)

Es importante conocer el momento resistente del perfil para su selección. En el centro donde se encuentra la junta emperrada, se asume un empotramiento y, por tanto, tenemos una viga en voladizo que se comporta en flexión debido a la carga que transmite el contacto de la polea con el cable,

$$W_x = \frac{n_p M_p}{S_y} \quad (2.33)$$

Donde:

S_y , es el esfuerzo permisible para la fluencia; n_p , el factor de seguridad de diseño; y M_p , el momento flector sobre la sección.

El análisis de aplastamiento considera en cambio la menor sección para el análisis de resistencia, con un área rectangular que es la proyección que resiste la carga en los extremos de la platina.

2.4.8 Diseño de las columnas

Las columnas de soporte del sistema reciben una carga debido a la tensión en el cable ya que son los puntos de anclaje de estos. Provoca un esfuerzo de flexo-compresión en la columna. Para evitar la flexión que

provoca la componente horizontal, se añade un cable de anclaje que absorba la componente horizontal al aumentar la vertical de compresión, como se ilustra en la Figura 2.19:

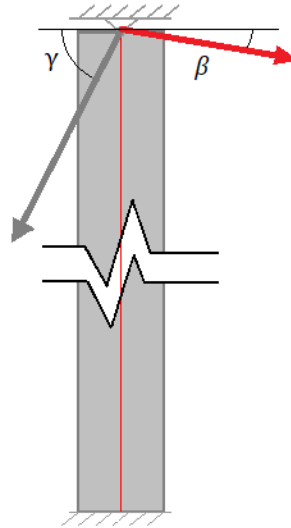


Figura 2.19 Fuerzas sobre la columna

Fuente: Elaboración propia, 2018

De donde se debe calcular el ángulo que hace variar la dirección de la fuerza.

$$\tan \beta_1 = \frac{P}{LT}(L - x) + \frac{wL}{2T} \quad (2.34)$$

El ángulo tiene una dependencia arco tangencial que varía con el punto x que es el valor de la posición de la carga.

Y la carga de compresión total sería la suma de las componentes verticales de la fuerza del cable guía y del cable de anclaje:

$$P_a = T_c \sin \beta + T_a \sin \gamma \quad (2.35)$$

La columna se encuentra sometida a un esfuerzo de flexo-compresión. Existe un procedimiento normado por la AISC, del cual se detalla a continuación considerando una columna intermedia. Se establece la relación de esbeltez con la ecuación 35:

$$C_c = \sqrt{\frac{2\pi^2 E}{S_y}} \quad (2.36)$$

Donde:

E ; es el módulo de elasticidad del material; y S_y , su resistencia a la fluencia del material para la columna.

2.4.8.1 Longitud efectiva

El modelo de diseño para columnas se basa en una columna con dos extremos simplemente apoyados. Todos los diseños de columnas nacen de este concepto, y se conoce como longitud efectiva al múltiplo de la longitud de la columna que presenta características similares a las del modelo idealizado. El valor que se multiplica depende del tipo de soportes de la columna:

$$L_e = KL \quad (2.37)$$

Donde:

K , es el valor que multiplica a la longitud de la columna para obtener la longitud efectiva de pandeo y L , la longitud de la columna.

Para un perfil tubular, el radio de giro está dado por la siguiente ecuación:

$$k_o = 0.5\sqrt{r_e^2 + r_i^2} \quad (2.38)$$

Donde:

r_e , es el radio externo de tubo y r_i , el interno.

Cuando la relación L_e/k_o es mayor que la relación de esbeltez, el esfuerzo de trabajo de la columna está dado por la ecuación 2.38:

El esfuerzo de compresión permisible se puede calcular con la ecuación 40 que se emplea cuando la esbeltez es menor que la relación de tipo de pandeo:

$$\sigma_T = \frac{12\pi^2 E}{23(L_e/k_o)^2} \quad (2.39)$$

Donde:

E , es el módulo elástico del material de la columna.

Y la carga crítica que puede soportar la columna se obtiene del producto del esfuerzo de trabajo y el área de la sección transversal:

$$P_{crit} = \sigma_T A_c \quad (2.40)$$

Donde:

A_c , es el área transversal de la sección tubular.

Cuando la carga de compresión que soporta la columna es inferior a la carga crítica, la columna está correctamente seleccionada y el factor de seguridad sería:

$$n_c = \frac{P_{crit}}{P_a} \quad (2.41)$$

CAPÍTULO 3

3. RESULTADOS Y ANÁLISIS

3.1 Sistema de atomización

3.1.1 Dimensiones generales de vuelo

Manteniendo la altura de vuelo fija, variamos el ancho de franja a la cuarta parte, por lo que la longitud de pértiga de los atomizadores se ve afectada de manera lineal, considerando los siguientes valores:

- $A_f' = 6$ [m]
- $A_f = 24$ [m]
- $L_p = 12$ [m]

Reemplazando en la ecuación 1:

$$L_p' = \left(\frac{A_f'}{A_f} \right) L_p \rightarrow L_p' = 3 \text{ [m]}$$

3.1.2 Número de atomizadores

Usando la ecuación empírica 2.2, fijamos el valor de la distancia de los atomizadores:

- $D_a = 0.9$ [m]

Reemplazando en la ecuación 2:

$$N_a = 1 + \frac{L_p'}{D_a} \rightarrow N_a = 4.33$$

No obstante, se debe aproximar a un valor entero, el entero próximo es 4, entonces se corrige el valor:

$$N_a = 4$$

3.1.3 Depósito

Para el depósito se debe tener en cuenta la razón de volumen de aplicación por hectárea. Según (McCracken, 2012), es recomendable emplear 5 galones por hectárea. Consideramos los siguientes valores para el empleo de la ecuación:

- $v_a = 5$ [gal/ha] $\rightarrow v_a = 1.89 \times 10^{-3}$ [l/m²]
- $A_p = 64$ [m²]
- % $\mathcal{V} = 25\%$

Luego, reemplazando en la ecuación 3:

$$\mathcal{V}_n' = v_a A_p (1 + \% \mathcal{V}) \rightarrow \mathcal{V}_n' = 157 \text{ [ml]}$$

Luego, para evitar la selección de un envase pequeño, se podría usar el mismo depósito para la fumigación de 3 parcelas. Entonces el volumen neto total sería:

$$\mathcal{V}_n = 3\mathcal{V}_n' \rightarrow \mathcal{V}_n = 471 \text{ [ml]}$$

El envase de polietileno de tipo Pote sería el adecuado, siendo de 500 centímetros cúbicos el que podría abarcar el volumen deseado. La Figura 3.1 muestra los envases que dispone a la comercialización Plásticos Koch de este tipo.



Figura 3.1 Envases de Polietileno de tipo Pote

Fuente: (Plásticos Koch, 2018)

3.1.4 Caudal

Consideramos los siguientes parámetros:

- $V_a = 50$ [mph] $\rightarrow V_a = 80$ [km/h]
- $v_a = 18.93$ [l/ha]

En la ecuación 4, reemplazamos:

$$Q_t = \frac{V_a A_f' v_a}{600} \rightarrow Q_t = 15.1 \text{ [l/min]}$$
$$Q_t = 2.52 \times 10^{-4} \text{ [m}^3\text{/s]}$$

3.1.5 Diámetro de la tubería

La principal incógnita de este factor es la velocidad del fluido en tuberías. Teniendo en consideración que el sistema va a fluir aceite para la limpieza y la mezcla de aceite y fungicida, el caso más drástico sería que fluya el aceite, ya que proporcionaría que se deba emplear un mayor diámetro. Según (McCabe, 1991), la velocidad para líquidos viscosos a la salida de una bomba debe ser entre 0.15 y 0.6 m/s. Para velocidades inferiores, se tienen diámetros excesivos y el depósito de sedimentos; para velocidades superiores, las pérdidas de presión se precipitan a valores elevados y un progresivo envejecimiento de tuberías.

- $V_f = 0.375$ [m/s]

Reemplazando los valores conocidos en la ecuación 6:

$$D_t = \sqrt{\frac{4Q_t}{\pi V_f}} \rightarrow D_t = 29.3 \text{ [mm]}$$

Considerando la Figura B.1 del anexo B para la selección del diámetro de tubería comercial, seleccionamos el que se encuentra remarcado en el cuadro rojo.

$$D_t = 31.0 \text{ [mm]}$$

Debido a la falta de rigidez del material de la tubería, se selecciona un tubo hueco de aluminio para contener la tubería y funcionar como soporte de los atomizadores. La selección se especifica en la Figura B.2 donde el único criterio empleado es que el diámetro interno pueda alojar el diámetro externo de la tubería, el análisis de esfuerzos no es necesario ya que las fuerzas actuantes son despreciables. Por tanto, el diámetro externo de la tubería seleccionado es:

$$(D_t)_e = 44.2 \text{ [mm]}$$

Este valor se vuelve importante para el cálculo de la fuerza de arrastre del aire.

3.1.6 Caída de presión

Para pérdidas “mayores”, comenzamos caracterizamos el fluido con el número adimensional de Reynolds, para lo cual consideramos las siguientes propiedades del aceite SAE 30 a temperatura de 20°C, de la Figura B.2 anexo B:

- $\rho = 891 \text{ [kg/m}^3\text{]}$
- $\mu = 2.9 \times 10^{-1} \text{ [Ns/m}^2\text{]}$

Usando la ecuación 8:

$$Re = \frac{V_f D_t \rho}{\mu} \rightarrow Re = 35.7$$

El flujo es de régimen laminar, para lo cual empleamos la ecuación 9 para determinar el factor de fricción:

$$f = \frac{64}{Re} \rightarrow f = 1.793$$

3.1.7 Accesorios

Con una junta de “T” que tiene flujo derivado, de la Figura B.3 del anexo B, se tiene un coeficiente de pérdida:

- $K_L = 2.0$

Por tanto, la tubería y accesorios proporcionan la siguiente pérdida de cabezal, mediante la ecuación 10:

$$(h_L)_{mayor} = \frac{V_f^2}{2g} \left(f \frac{L}{D_t} + K_L \right) \rightarrow (h_L)_{mayor} = 0.636 \text{ [m]}$$

Entonces, la carga de presión se calcula con la siguiente ecuación 11:

$$(\Delta P)_{tubería} = \rho g (h_L)_{mayor} \rightarrow (\Delta P)_{tubería} = 5.56 \text{ [kPa]}$$

3.1.8 Atomizador

Según (Micron Sprayers Limited, 2013), para una eficiente operación de los atomizadores Micronair AU5000, se requiere de una presión de entre 1.5 y 3 bar. Entonces considerando la menor presión recomendada para evitar el sobredimensionamiento en la selección de la bomba, con 2 atomizadores por ramal, tendríamos una pérdida de presión total de:

$$(\Delta P)_{atomizadores} = 300 \text{ [kPa]}$$

3.1.9 Caída de presión total

Por tanto, de la ecuación 12, tenemos la pérdida de presión en las siguientes unidades:

$$(\Delta P)_{total} = \frac{2[(\Delta P)_{tubería} + (\Delta P)_{atomizadores}]}{98100} \rightarrow (\Delta P)_{total} = 6.2 \text{ [kg/cm}^2\text{]}$$

3.1.10 Potencia de bomba

La bomba requiere de una potencia mínima que se obtiene empleando la ecuación 13:

$$\mathcal{P}_b = \frac{Q_t (\Delta P)_{total}}{450} \rightarrow \mathcal{P}_b = 0.21 \text{ [CV]}$$

Esto tiene su equivalencia en vatios:

$$\mathcal{P}_b = 165 \text{ [W]} \approx 1/4 \text{ [HP]}$$

Mas allá de cumplir con la caída de presión y el caudal necesario para el correcto funcionamiento del sistema de atomización, otro requerimiento era el tamaño y el fluido. Se necesitó de un equipo de pequeñas dimensiones y capaz de trabajar con fluidos viscosos. El producto adecuado fue la bomba de acople magnético serie T marca Tuthill. El modelo adecuado es el de 5.3 mililitros por revolución como se indica en el anexo B, la Figura B.4.



Figura 3.2 Bomba Tuthill serie T de engranes seleccionada para la atomización

Fuente: (Tuthill, 2014)

3.2 Diseño del cable

3.2.1 Factor de seguridad

Usando el método de (Collins, Busby, & Staab, 2010), realizamos la asignación de un número de calificación a los 8 factores de calificación:

Tabla 3.1 Aplicación del método para obtener el factor de seguridad de diseño

| Factor de calificación | Número de calificación seleccionado (RN) |
|---|--|
| 1. Precisión del conocimiento de las cargas | -3 |
| 2. Precisión del cálculo de la los esfuerzos | +3 |
| 3. Exactitud del conocimiento de la resistencia | 0 |
| 4. Necesidad de ser conservador | -2 |
| 5. Gravedad de las consecuencias de la falla | +2 |
| 6. Calidad de fabricación | -1 |
| 7. Condiciones de operación | -1 |
| 8. Calidad de inspección/mantenimiento | -1 |

Fuente: Elaboración propia, 2018

Entonces, la suma de los factores de ponderación se obtiene con la ecuación 14:

$$t = -3 + 3 + 0 - 2 + 3 - 1 - 1 - 1 = -3$$

Luego, como $t \geq -6$, aplicamos la ecuación 15:

$$n_d = 1 + \frac{(10 + t)^2}{100} \rightarrow n_d = 1.5$$

Por tanto, en resumen, se eligen los siguientes factores de seguridad:

- Estático: $n_e = 5.0$
- Fatiga: $n_f = 1.5$
- Desgaste: $n_w = 1.5$

El factor de seguridad se eleva por cuestiones de la resistencia última de los cables, se debe tomar un valor elevado.

3.2.2 Análisis estático

Se utilizan la ecuación 15 para la determinación de la tensión en la cuerda. Esta ecuación es iterativa ya que el peso propio del cable depende del tipo y diámetro seleccionado, luego de varias iteraciones, se obtiene el valor de tensión considerando los siguientes valores:

- $P = mg = 20 \text{ [kg]} \cdot 9.81 \text{ [m/s}^2] = 196.2 \text{ [N]}$
- $L_c = 10 \text{ [m]}$
- $f_c = 5\%L_c = 0.5 \text{ [m]}$
- $w = 1.77 \text{ [N/m]}$

Reemplazando:

$$T_c = \frac{L_c(2P + wL_c)}{8f_c} \rightarrow T_c = 1025 \text{ [N]}$$

Con la ecuación 19 se determina el diámetro del cable que pueda soportar la carga especificada, considerando los siguientes valores:

- $S_u = 1,960$ [MPa]
- $n_e = 5$
- $k_t = 2$

Reemplazando:

$$(d_c)_{carga} = \sqrt{\frac{T_c n_e}{0.4 S_u}} \rightarrow (d_c)_{carga} = 3.62 \text{ [mm]}$$

Comparando con el valor de diámetros comerciales del producto de la Figura B.5 del anexo B, se opta por el diámetro de ¼ de pulgada. Luego, el diámetro del cable sería:

$$(d_c)_{carga} = \mathbf{6.35 \text{ [mm]}}$$

3.2.3 Esfuerzo de flexión en los alambres del cable

Basado en el criterio de (Gosan S.A., 2009), fabricante de poleas para cables, las poleas de tipo A, como se ilustra en la Figura B.6 del anexo B, el diámetro de paso de la polea recomendada es de 20 veces el diámetro del cable:

$$d_p = 20d_c \rightarrow d_p = 127 \text{ [mm]}$$

El contacto entre la polea y el cable genera un esfuerzo de flexión que se obtiene con el uso de la ecuación 20, donde se considera el módulo de elasticidad del cable, el diámetro de los alambres se obtiene de la Figura B.7 del anexo B:

- $E_r = 93.1$ [GPa]
- $d_a = (d_c)_{carga}/13 = 0.488$ [mm]

Reemplazando:

$$\sigma_f = \frac{d_a}{d_p} E_r \rightarrow \sigma_f = 358 \text{ [MPa]}$$

Por lo que el cable comercial ya seleccionado puede soportar la presión de flexión en los cables.

3.2.4 Esfuerzo de compresión

Otro parámetro para la correcta selección del diámetro del cable es el desgaste que se produce sobre la polea. Teniendo en cuenta que para cada material existe y cada tamaño de cuerda, existe una debida al contacto. Esto se evidencia en la Figura B.8 del anexo B. Considerando que el material es una fundición de hierro, se tiene la presión de trabajo de:

$$(p_d)_d = 6.2 \text{ [MPa]}$$

De la Figura B.9, se obtiene el factor de carga de la polea para un ángulo de 150° de envoltura.

- $M = 0.45$

Y se reemplaza en la ecuación 21 y el diámetro del cable sería:

$$(d_c)_d = \frac{MT_c}{(p_d)_d d_p} \rightarrow (d_c)_d = 0.59 \text{ [mm]}$$

3.2.5 Análisis de fatiga

En el análisis a fatiga, se debe considerar los parámetros que el cliente requiere para el uso del mecanismo. Considerando que se usa por 5 años, por 30 días durante el año en un uso de 8 horas al día para 5 aplicaciones por hora, se tiene la vida deseada del sistema multiplicando los factores detallados:

$$N_f = \left(5 \frac{\text{aplic}}{\text{hora}}\right) \left(8 \frac{\text{horas}}{\text{día}}\right) \left(30 \frac{\text{días}}{\text{año}}\right) (5 \text{ años}) \rightarrow N_f = 6000 \text{ [ciclos]}$$

De la información de la Figura B.10 se obtiene el parámetro de resistencia a la fatiga para el número de ciclos calculado. Se aproxima al valor máximo mostrado en dicha gráfica:

$$(R_N)_f = 0.007$$

Con esto, se obtiene el valor de la presión correspondiente del cable mediante la ecuación 22:

$$(p_d)_f = \frac{(R_N)_f S_u}{n_f} \rightarrow p_{N_f} = 9.1 \text{ [MPa]}$$

Luego, en la ecuación 23, se obtiene el diámetro recomendado del cable para resistir a la fatiga:

$$(d_c)_f = \frac{MT}{(p_d)_f d_p} \rightarrow (d_r)_f = 0.4 \text{ [mm]}$$

Por lo tanto, la selección del diámetro del cable está dada por la resistencia a la carga que es la de mayor diámetro y cumpliendo con los parámetros de fatiga y desgaste. Además, para formar un anillo de agarre para sujetar el cable a los extremos, se usan abrazaderas. Según la Figura B.11 del anexo B, se debe utilizar 4 para un diámetro de entre 5 y 12 milímetros.

3.3 Fricción en la polea

Para aplicar la ecuación 24, se debe conocer el coeficiente de fricción entre la polea y el cable, donde usamos el valor empleado en el estudio de (Park, Park, & Choi, 2017). El ángulo de contacto depende de la geometría del modelo, esto se puede determinar gráficamente mediante el uso de herramientas CAD.

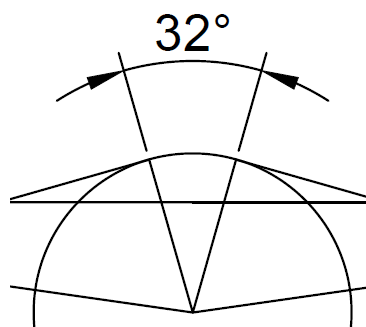


Figura 3.3 Esquema del ángulo de contacto entre la polea motriz y el cable.

Fuente: Elaboración propia, 2018

Los valores que consideramos para el cálculo son los siguientes

- $\mu_k = 0.05$
- $\beta = 32 [^\circ] = 0.56 [\text{rad}]$

Entonces, el valor de fricción sería:

$$F_f = T_1 [e^{\mu_k \beta} - 1] \rightarrow F_f = 29.1 [\text{N}]$$

3.4 Resistencia del aire

Los valores del coeficiente de arrastre se determinan con los valores tabulados de (Cenguel & Cimbala, 2006), como se ilustra en la Figura B.12, del anexo B.

Para este diseño, se considera la barra circular debido a la empleada en la tubería. Tomando el número de Reynolds, con los siguientes valores, las propiedades del aire son consideradas a 1 atm y 20°C:

- $\rho_{\text{aire}} = 1.2 [\text{kg/m}^3]$
- $\nu_{\text{aire}} = 1.5 \times 10^{-5} [\text{m}^2/\text{s}]$
- $V_l = 20 [\text{m/s}]$

El valor de D depende del cuerpo, para la barra circular, tenemos $D = 0.05[\text{m}]$. la, entonces el número de Reynolds se obtiene mediante la ecuación 26:

$$(Re)_{\text{circ}} = \frac{V_l(D_t)_e}{\nu_{\text{aire}}} \rightarrow (Re)_{\text{circ}} = 7.45 \times 10^4 > 1 \times 10^4$$

Con flujo turbulento, el coeficiente de arrastre sería:

$$(C_a)_{\text{circ}} = 0.3$$

Obtenemos el valor del área normal a la velocidad del fluido:

$$A_{\text{proy}} = (D_t)_e L_t \rightarrow A_{\text{proy}} = 0.13 [\text{m}^2]$$

Entonces, reemplazando:

$$F_a = \frac{1}{2} C_a A_{proy} \rho_{aire} V_l^2 \rightarrow \mathbf{F_a = 9.4 [N]}$$

3.5 Potencia del motor

La selección de motores se realiza con el torque y la velocidad angular deseada para la máquina. Con la ecuación **27** determinamos la fuerza total que se opone al movimiento cuando la velocidad es constante:

$$F_t = F_f + F_a \rightarrow \mathbf{F_t = 38.5 [N]}$$

Entonces, la potencia del motor para una eficiencia conservadora de 90%, reemplazando en la ecuación 28:

$$\mathcal{P}_m = \frac{F_t V_l}{\eta_m} \rightarrow \mathbf{\mathcal{P}_m = 856 [W]}$$

La velocidad angular del motor mediante la ecuación 29, sería:

$$\omega_m = \frac{2V_l}{d_p} \rightarrow \mathbf{\omega_m = 315 [rad/s] = 3008 [RPM]}$$

En términos de torque, el motor debería proveer al sistema un torque de:

$$\mathcal{T}_m = \frac{\mathcal{P}_m}{\omega_m} \rightarrow \mathbf{\mathcal{T}_m = 2.7 [N m]}$$

Como en el caso de la bomba del sistema de atomización, el motor presenta las mismas características de desempeño. Se consideró el servomotor modelo BMH1001P de la marca Schneider Electric. Con un par de torsión continuo de 3.4 N m, una velocidad nominal de 4000 RPM y potencia de salida de 800 W cuando se suministra 3 amperios de corriente. Esta información se encuentra en la Figura B.13 del anexo B.

BMH1001P06A2A
Servomotor 3,6Nm Liso Enc16 Con90



Figura 3.4 Servomotor seleccionado para el movimiento del sistema de poleas

Fuente: (Schneider Electric, 2018)

3.6 Diseño de ejes

3.6.1 Ejes conductores

Teniendo en cuenta el diseño conceptual de la Figura 3.5, con dos chumaceras como soportes, el eje y la polea.

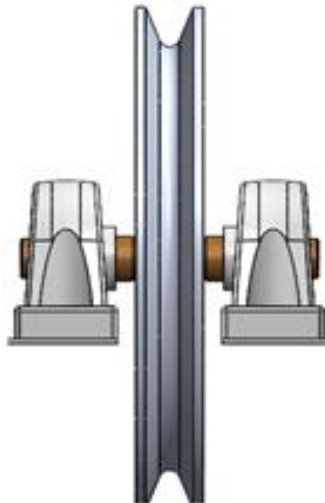


Figura 3.5 Diseño conceptual del sistema polea, eje y soportes

Fuente: Elaboración propia, 2018

Las poleas de cables de acero son fabricadas dependiendo el diámetro del cable, sin embargo, hay medidas que han sido mejoradas en base a la

experiencia del fabricante. Tomando en cuenta las medidas de (Gosan S.A., 2009) que se muestran en la Tabla 3.2 y se ilustran en la Figura 3.6:

Tabla 3.2 Dimensiones de la polea para un cable de 6 a 7 milímetros

| d_1 | d_2 | b |
|-------|-------|-----|
| 125 | 150 | 23 |

Fuente: (Gosan S.A., 2009)

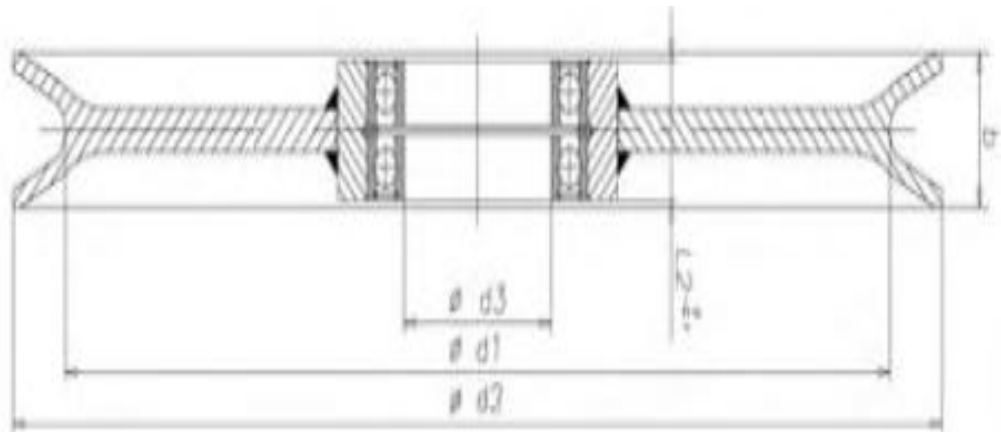


Figura 3.6 Esquema de la polea de tipo A para cables de acero

Fuente: (Gosan S.A., 2009)

El diámetro d_3 lo determinamos con el método de ASME. Considerando una longitud y carga radial siguientes:

- $L_{eje} = 70$ [mm]
- $P_{eje} = MT_c = 512.5$ [N]

El modelo matemático y los diagramas de cortante y momento flector se ilustran en la Figura 3.7:

- $L_{eje} = 75$ [mm]
- $P = MT_c = 512.5$ [N]

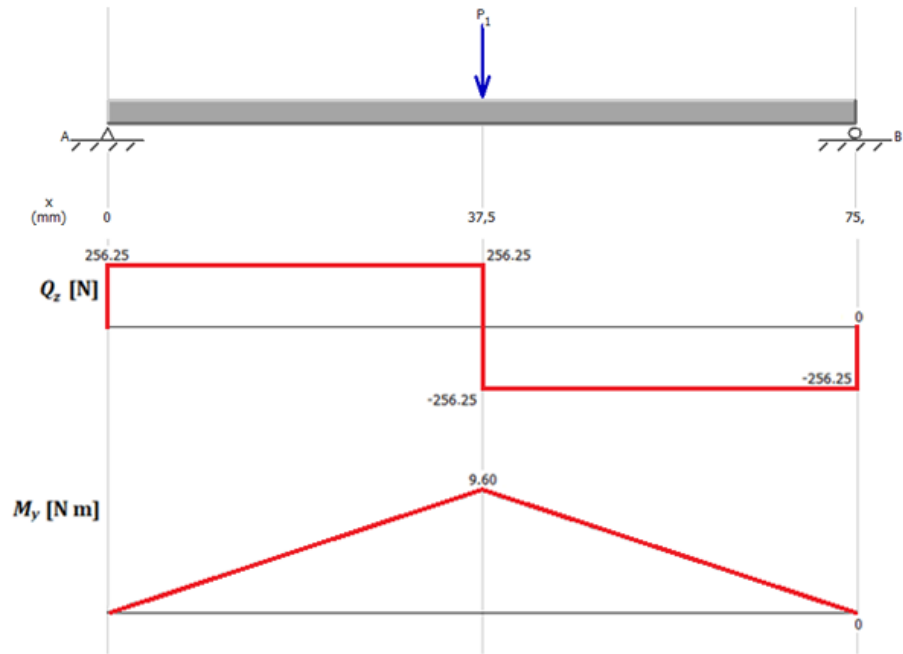


Figura 3.7 Modelo matemático, diagramas de fuerza cortante y momento flector del eje conductor.

Fuente: Elaboración propia, 2018

Entonces, el momento flector para el diseño debe ser considerado con magnitud:

- $M_a = 9.6$ [N m]

El material para el diseño considerado es el Bronce SAE 40, según (Ivan Bohman C.A., 2016) posee un límite elástico y de ruptura, correspondientes a:

- $(S_y)_b = 110$ [MPa]
- $(S_{ut})_b = 250$ [MPa]

Consideramos los siguientes factores que afectan la resistencia a la fatiga:

- Temperatura: $c_{temp} = 1$
- Confiabilidad para el 99.99%: $c_R = 0.702$

- Carga flexión y torsión: $c_{carga} = 1$
- Superficie (maquinado): $c_{sup} = 1$
- Tamaño: $c_{tam} = 1.189d_{eje}^{-0.097} = 0.9$

Por tanto, reemplazando en la ecuación 32:

$$S_f = c_{temp}c_Rc_{carga}c_{sup}c_{tam}(0.5S_{ut}) \rightarrow S_f = \mathbf{63 \text{ [MPa]e}}$$

La concentración de los esfuerzos es debido al cambio de sección para el uso de anillos flexibles como se ilustra en la Figura B.16, entonces los valores de $K_t = 2.4$. Considerando un radio de muesca de 0.01 pulgadas, obtenemos la sensibilidad de la muesca para esfuerzo normal $q = 0.78$ (Meggiolaro, Miranda, Castro, & Freire, 2014). Determinando y el valor de concentración para fatiga:

- $K_f = 1 + q(K_t - 1) = 2.1$

Consideramos los siguientes valores para aplicar la ecuación de ASME:

- $M_a = 9.6 \text{ [N m]}$
- $M_m = 0 \text{ [N m]}$
- $T_a = 0 \text{ [N m]}$
- $T_m = 0 \text{ [N m]}$
- $n_f = 1.5$
- $K_f = 2.1$
- $K_{fsm} = K_{fs} = 0$

Entonces, el diámetro para las poleas conductoras:

$$(d_{eje})_{cond} = \left\{ \frac{32n_f}{\pi} \left[\left(\frac{K_f M_a}{S_f} \right)^2 + \frac{3}{4} \left(\frac{K_{fsm} T_m}{S_y} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \right\}^{\frac{1}{3}}$$

$$\rightarrow (d_{eje})_{cond,1} = \mathbf{17 \text{ [mm]}}$$

Para el cambio de sección para la conexión con la chumacera, tenemos un concentrador de esfuerzos con valor de $K_t = 2.7$ y la misma sensibilidad de muesca, tenemos el valor para la fatiga:

- $K_f = 1 + q(K_t - 1) = 2.3$

Consideramos los siguientes valores para aplicar la ecuación de ASME:

- $M_a = 3.8$ [N m]
- $M_m = 0$ [N m]
- $T_a = 0$ [N m]
- $T_m = 0$ [N m]
- $n_f = 1.5$
- $K_f = 2.3$
- $K_{fsm} = K_{fs} = 0$

Entonces, el diámetro para las poleas conductoras:

$$(d_{eje})_{cond} = \left\{ \frac{32n_f}{\pi} \left[\left(\frac{K_f M_a}{S_f} \right)^2 + \frac{3}{4} \left(\frac{K_{fsm} T_m}{S_y} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \right\}^{\frac{1}{3}}$$

$$\rightarrow (d_{eje})_{cond,2} = \mathbf{12.8 \text{ [mm]}}$$

Para sujetar la polea y evitar el movimiento radial en el eje, se utilizan anillos flexibles a los extremos de la polea, sirven además de guías para la alineación de las poleas. Del catálogo de anillos flexibles de la Figura B.17 del anexo B, según (Otia, 2005), dependiendo de la medida nominal del eje, se realiza una ranura para agregar anillos de seguridad.

3.6.1 Eje motriz

El motor seleccionado cuenta con un eje que incluye un chavetero para la transmisión de potencia directa. Las especificaciones de las medidas de este se aprecian en la Figura B.13 del anexo B.

3.7 Análisis cinemático del sistema

El modelo de análisis para el estudio del movimiento del sistema se ilustra en la Figura 3.8. Se analiza la polea motriz en movimiento sobre el cable guía con un movimiento de rodadura sin derrape. Debido a las dimensiones, se puede considerar la polea como un objeto puntual.

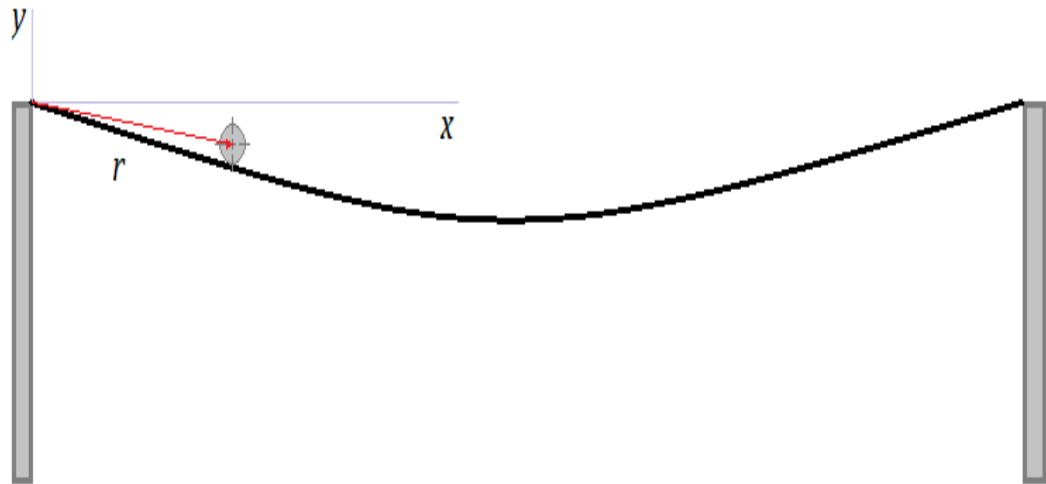


Figura 3.8 Esquema del modelo del análisis cinemático del sistema mecánico

Fuente: Elaboración propia, 2018.

Para el análisis se emplean ecuaciones de cinemática para el movimiento y teniendo como base los requerimientos de velocidad y la posición donde existe el cambio de condiciones. Las Figuras 3.9, 3.10 y 3.11 presentan los gráficos de velocidades, posición y aceleración requeridas (azul) versus las reales (naranja).

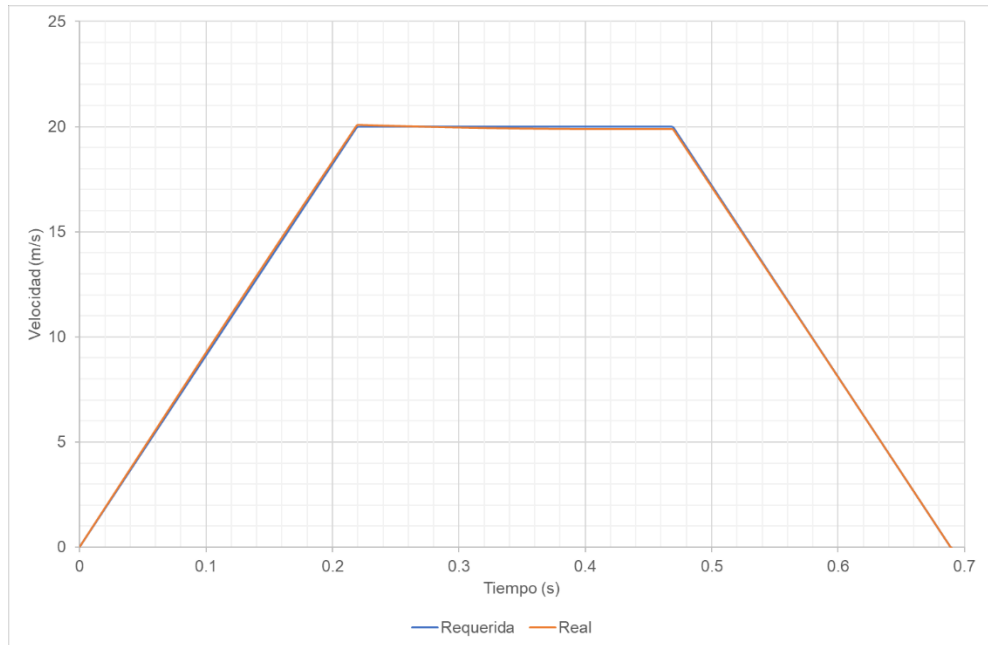


Figura 3.9 Gráfica cinemática de velocidad para el sistema mecánico

Fuente: Elaboración propia, 2018.

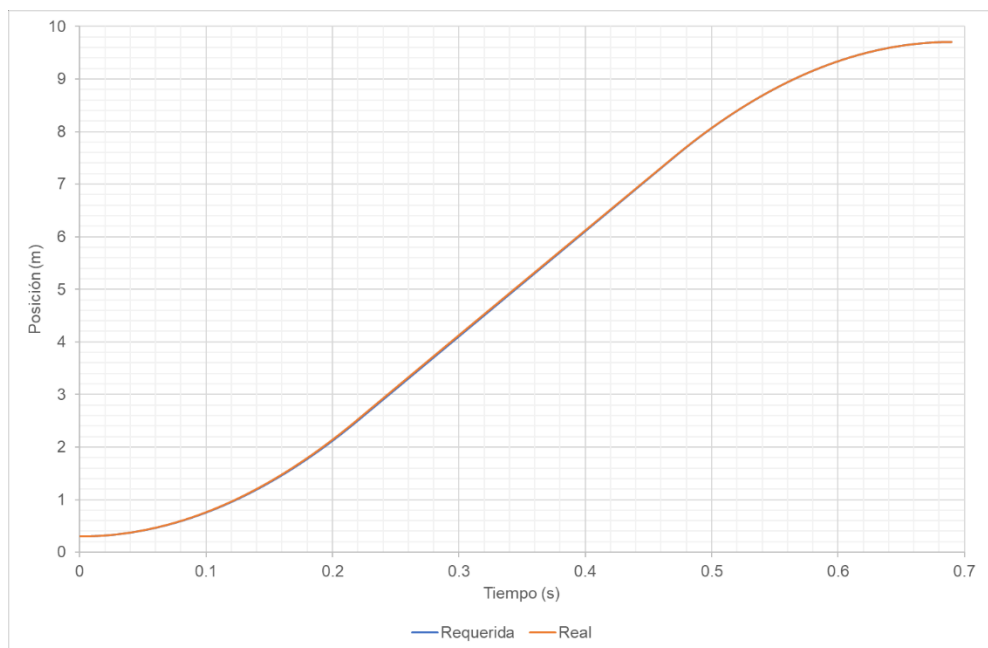


Figura 3.10 Gráfica cinemática de posición para el sistema mecánico

Fuente: Elaboración propia, 2018.

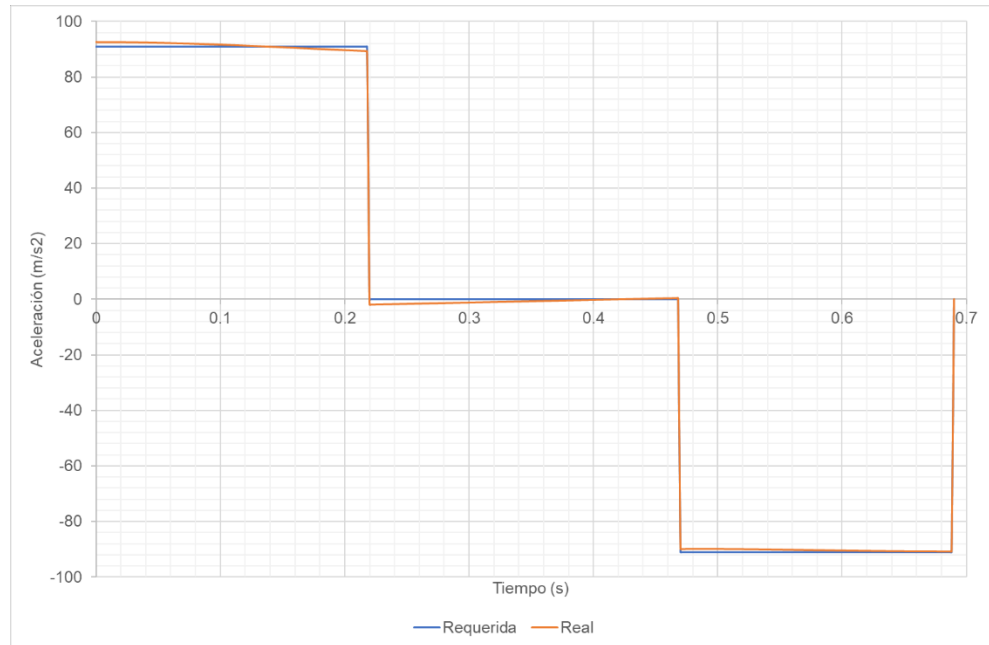


Figura 3.11 Gráfica cinemática de velocidad para el sistema mecánico

Fuente: Elaboración propia, 2018.

Este análisis da apertura a la etapa del diseño de un controlador para el motor del sistema, pero es algo que se encuentra fuera del alcance del proyecto aquí expuesto.

La diferencia entre el modelo de características cinemáticas requeridas con las real es la posición y magnitud del vector de posición de la polea \vec{r} , el movimiento del objeto es bidimensional debido a la deflexión del cable, pero los errores comparados con un modelo lineal son despreciables, a pesar de tener una deflexión de 50 centímetros.

3.8 Diseño de la estructura de soporte

Basado en el diseño conceptual de los sistemas “cable cam”, consideramos varios modelos de vigas para determinar sus esfuerzos:

Para los soportes de las poleas conductoras consideramos una viga en voladizo empotrada en un extremo como se proyecta en la Figura 3.12.

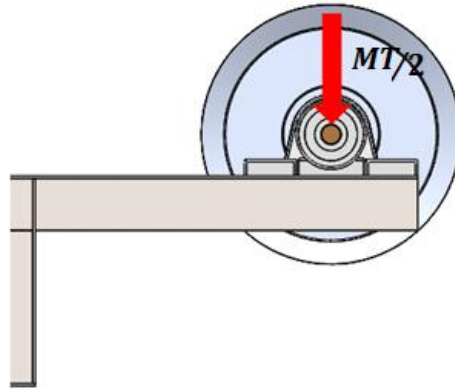


Figura 3.12 Esquema de la carga sobre el perfil de soporte de las poleas conductoras

Fuente: Elaboración propia, 2018

Tenemos como parámetros del problema:

- $P = MT/2 = 256.3 \text{ [N]}$
- $L_v = 300 \text{ [mm]}$
- $S_y = 241.3 \text{ [MPa]}$
- $n_d = 2$
- $M_p = L_v P = 153.8 \text{ [N m]}$

Entonces, la sección del perfil se determina mediante el uso de la ecuación 2.33:

$$W_x = \frac{n_d M_p}{S_y} \rightarrow W_x = 0.64 \text{ [cm}^3\text{]}$$

Además, se debe tener en cuenta la dimensión de las chumaceras para soporte de los ejes conductores. Usando las chumaceras UCP 204, se necesita de un perfil de al menos 38 mm para poder asentarlas.

Del catálogo de ángulos nacionales de DIPAC, de la Figura B.18 del anexo B, el perfil L 40x2 tiene un momento de inercia 0.85 cm³.

El motor necesita de un soporte adecuado para acoplar la carcasa a los perfiles de soporte. Con un modelo conceptual mostrado en la figura 3.13. El soporte debe resistir al peso del motor



Figura 3.13 Soporte para motor

Fuente: (Inventables, 2018)

El soporte del motor se encuentra a flexión con momento concentrado debido al peso del motor y su brazo de palanca. La Figura 3.14 muestra el esquema del problema.

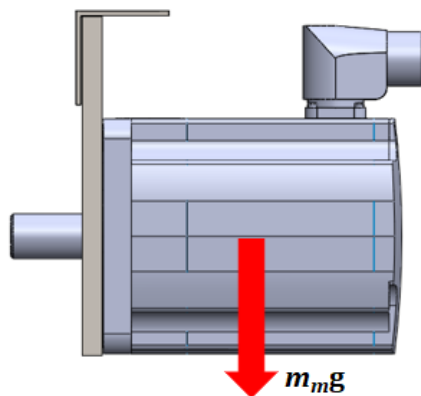


Figura 3.14 Esquema de la carga sobre el soporte del motor.

Fuente: Elaboración propia, 2018

Entonces, consideramos los siguientes valores para el cálculo de la sección:

- $m_m = 3.34$ [kg]
- $r_m = L_m/2 = 85.15$ [mm]
- $M_p = m_m g r_m = 2.8$ [N m]
- $n_d = 2$

Con un espesor de la placa de 4 mm, realizamos el cálculo del ancho requerido:

$$b = \frac{3n_d M_p}{2w^2 S_y} \rightarrow b = 2.2 \text{ [mm]}$$

3.9 Diseño de la columna

La variación del ángulo de la tensión en el cable se presenta en la siguiente gráfica:

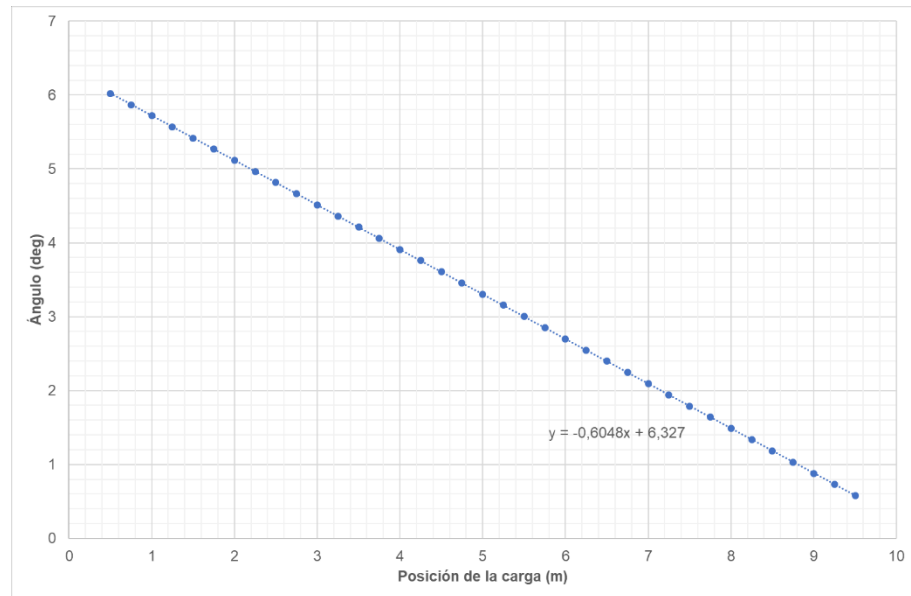


Figura 3.15 Variación del ángulo de la carga con la variación de su posición

Fuente: Elaboración propia, 2018

Donde se evidencia que la variación del ángulo es aproximadamente lineal con el movimiento de la carga, teniendo un valor máximo de 6° y disminuye a medida que la carga se aleja hasta un valor de 0.6°. entonces, el valor de la carga en x y en y tendría las siguientes variaciones:

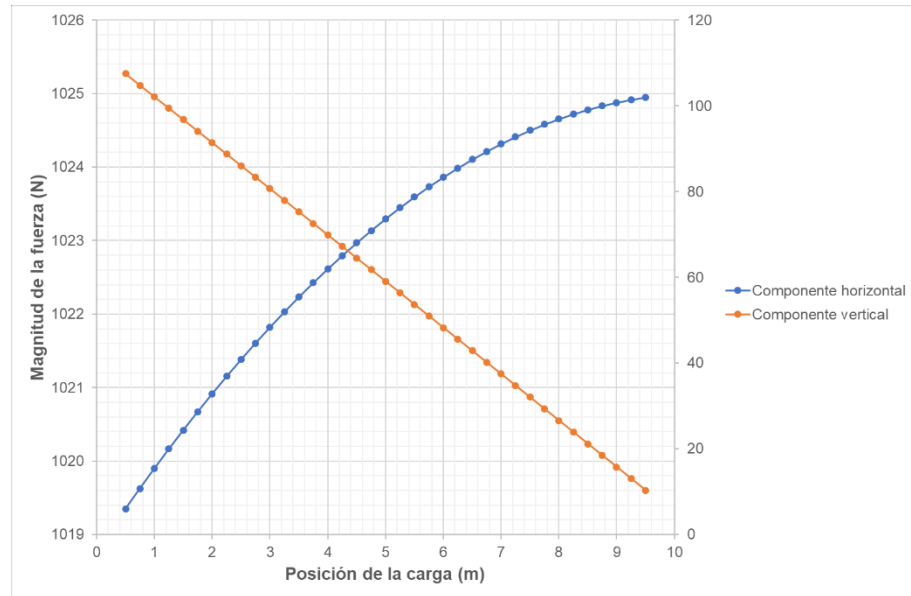


Figura 3.16 Componentes de la fuerza sobre la parte superior de la columna con la variación de la carga

Fuente: Elaboración propia, 2018

De esta última gráfica, se puede apreciar el cambio notable de magnitud que existe para la componente vertical de la fuerza y el casi nulo cambio para la horizontal. Además, el valor de la componente horizontal es de aproximadamente 8 veces mayor que la vertical.

El ángulo de anclaje se lo considera con valores empíricos para postes de hormigón para líneas eléctricas que tienen una condición similar a la expuesta en este proyecto. El ángulo es aproximadamente:

- $\gamma = 76.0 [^\circ]$

Entonces, la tensión que soporta el cable de anclaje se determina mediante la igualdad de las componentes horizontales de ambos cables, teniendo un valor máximo y un mínimo, dependiente del ángulo del cable guía del sistema dinámico, pero cuya diferencia es imperceptible:

$$T_a = \frac{\cos \beta}{\cos \gamma} T_c \rightarrow T_a = 4,237 \text{ [N]}$$

Aplicando el mismo procedimiento para selección de cables descrito por la ecuación 19:

- $n_e = 5$
- $k_t = 1$
- $T_a = 4,237$ [N]
- $S_u = 1,960$ [MPa]

Entonces:

$$d_a = \sqrt{\frac{T_a k_t n_e}{0.4 S_u}} \rightarrow d_a = 5.2 \text{ [mm]}$$

El diámetro adecuado sería el mismo que se utiliza como cable guía. El análisis de fatiga y desgaste es innecesario debido a la pequeña variación de la carga y al no tener poleas.

El empotramiento de la columna (L_1) depende de su longitud y según (Electrificaciones del Ecuador S. A., 2013) se obtiene con la siguiente relación empírica:

$$L_1 = \frac{L}{10} + 0.5 \rightarrow L_1 = 1 \text{ [m]}$$

El cable de anclaje carga axialmente la columna aumentando la fuerza de compresión, por lo tanto, la carga total sería:

- $P_a = T_a \sin \gamma + T_c \sin \beta = 4,213$ [N]

La relación de esbeltez considera los siguientes valores:

- $E = 200$ [GPa]
- $S_y = 241.3$ [MPa]

Entonces:

$$C_c = \sqrt{\frac{2\pi^2 E}{S_y}} \rightarrow C_c = 127.9$$

3.9.1 Carga crítica de la columna

La columna presenta un empotramiento en su base y está sujetado a cables en la parte superior que no permiten la traslación. Entonces según la Figura B.19 del anexo B se debe usar el valor de:

- $K = 0.7$
- $L = 5 \text{ [m]}$

Del catálogo de perfiles cédula 80 de DIPAC, se selecciona la tubería de diámetro interior de 1 ¼ pulgadas, de las siguientes dimensiones:

- $r_e = 21.10 \text{ [mm]}$
- $r_i = 15.8 \text{ [mm]}$

Entonces, el área y el radio de giro de la sección tienen los correspondientes valores:

$$A_c = \pi(r_e^2 - r_i^2) = 6.07 \times 10^{-4} \text{ [m}^2\text{]}$$

$$k_o = 0.5\sqrt{r_e^2 + r_i^2} \rightarrow k_o = 13.2 \text{ [mm]}$$

La relación de esbeltez tiene un valor de:

$$\lambda = \frac{KL}{k_o} \rightarrow \lambda = 333 > 127.9$$

Como excede el valor de la relación de esbeltez, se obtiene el esfuerzo de trabajo con la ecuación 39:

$$\sigma_T = \frac{12\pi^2 E}{23\lambda^2} \rightarrow \sigma_T = 14.8 \text{ [MPa]}$$

La carga crítica que puede soportar la columna de estas dimensiones sería:

$$P_{crit} = \sigma_T A_c \rightarrow P_{crit} = 8,984 \text{ [N]} > 4,213 \text{ [N]}$$

Como la carga crítica es superior a la carga de la columna, el perfil seleccionado es el adecuado con un factor de seguridad:

$$n_c = \frac{P_{crit}}{P_a} \rightarrow n_d = 2.1$$

3.10 Estimación de costos

Los precios de cada elemento considerado en el diseño además de sus cantidades se encuentran resumidos a continuación:

Tabla 3.3 Resumen de precios de los elementos de la máquina

| Elemento | Cantidad | Costo unitario | Costo total |
|-----------------------------|----------|----------------|-------------|
| Cable de acero 6x19 IPS ½ " | 11 | \$1.50 | \$16.50 |
| Abrazaderas | 8 | \$2.25 | \$18.00 |
| Polea de 19 mm | 3 | \$25.00 | \$75.00 |
| Eje de bronce ¾" x 90 mm | 2 | \$3.00 | \$6.00 |
| Chumacera UPN 202 | 4 | \$5.00 | \$20.00 |
| Pernos ½" | 14 | \$0.50 | \$7.00 |
| Motor DC | 1 | \$750.00 | \$750.00 |
| Tubería cédula 80 D 1 ¼" | 2 | \$45.00 | \$90.00 |
| Bomba Tuthill serie D | 1 | \$300.00 | \$300.00 |
| Perfil L40x40 2mm | 1 | \$8.00 | \$8.00 |
| Pote 500 cc de PE | 1 | \$1.00 | \$1.00 |
| Tubería aluminio 2 pulg | 3 | \$1.50 | \$4.50 |
| Tubería PE agrícola 50 mm | 4 | \$1.50 | \$6.00 |
| Accesorios varios | 1 | \$20.00 | \$20.00 |
| MicronAir AU5000 | 4 | \$100.00 | \$400.00 |
| Subtotal | | | \$1,722.00 |
| Impuesto (12%) | | | \$206.64 |
| Costo total | | | \$1,928.64 |

Fuente: Elaboración propia, 2018

Adicionalmente se consideran los costos del montaje y maquinado de los equipos, además del costo del diseño:

Costo de montaje, programación y maquinado.....\$ 500

Por tanto, el proyecto presenta un costo total estimado de \$2,415.20. Para esta estimación no se consideró el costo de logística y transporte.

Por otro lado, los elementos sufren depreciación considerando sus diferentes tiempos de vida útil. Como se muestra en la Tabla 3.4.

Tabla 3.4 Depreciación de los elementos de la máquina

| Elemento | Vida útil | Costo total |
|-----------------------------|--------------------|--------------------|
| Cable de acero 6x19 IPS ½ " | 5 | \$3.30 |
| Abrazaderas | 5 | \$3.60 |
| Polea de 19 mm | 5 | \$15.00 |
| Eje de bronce ¾" x 90 mm | 10 | \$0.60 |
| Chumacera UPN 202 | 5 | \$4.00 |
| Pernos ½" | 1 | \$7.00 |
| Motor DC | 5 | \$150.00 |
| Tubería cédula 80 D 1 ¼" | 5 | \$18.00 |
| Bomba Tuthill serie D | 5 | \$60.00 |
| Perfil L40x40 2mm | 5 | \$1.60 |
| Pote 500 cc de PE | 1 | \$1.00 |
| Tubería aluminio 2 pulg | 5 | \$0.90 |
| Tubería PE agrícola 50 mm | 1 | \$6.00 |
| Accesorios varios | 1 | \$20.00 |
| MicronAir AU5000 | 5 | \$20.00 |
| | Depreciación Anual | \$311.00 |

Fuente: Elaboración propia, 2018

Y los costos operacionales del equipo comprenden el mantenimiento y el costo de la electricidad. Considerando el uso mencionado en la sección 3.2.5, tenemos un total de horas de 240 al año. Entonces: el costo de electricidad sería de (\$65) y el de mantenimiento llegaría a (\$200)

Tabla 3.5 Costos operacionales de la máquina

| | |
|------------------------|-------|
| Costo de electricidad | \$65 |
| Costo de mantenimiento | \$200 |
| Costo total | \$265 |

Fuente: Elaboración propia, 2018

Para la evaluación económica, se va a considerar el precio de banano de \$6 por caja. Históricamente, la Sigatoka Negra se ha presentado en un 30% de las plantas de una plantación. Según (El Productor, 2017) existen 162 mil hectáreas productoras en el país. La participación de los cultivos de banano en la provincia de Los Ríos es de aproximadamente 15% (Del Cioppo & Salazar, 2015). Asumimos que en la plantación del cliente existen 50 hectáreas de producción.

Por tanto, teniendo una ganancia de \$0.45 por cada caja de banano, el ahorro planteado en este proyecto llega a ser de \$2,137.50 suponiendo que con el proyecto se logre disminuir el porcentaje de pérdidas por el hongo a un 25%. Con estos valores y los anteriormente presentados, se llena la Tabla 3.6 de una evaluación del proyecto para cinco años.

Tabla 3.6 Flujo neto del proyecto

| | Ahorro | Costo | Depreciación | Flujo de efectivo | Flujo Neto |
|-------|------------|----------|--------------|-------------------|-------------|
| Año 0 | | | | \$-2,500.00 | \$-2,500.00 |
| Año 1 | \$2,137.50 | \$265.00 | \$311.00 | | \$213.50 |
| Año 2 | \$2,137.50 | \$265.00 | \$311.00 | | \$2,927.00 |
| Año 3 | \$2,137.50 | \$265.00 | \$311.00 | | \$5,640.50 |
| Año 4 | \$2,137.50 | \$265.00 | \$311.00 | | \$8,354.00 |
| Año 5 | \$2,137.50 | \$265.00 | \$311.00 | | \$11,067.50 |

Fuente: Elaboración propia, 2018

El valor invertido se recupera al primer año. El cálculo presenta un TIR de 98% y un VAN de \$13,886.54.

3.11 Modelamiento en elementos finitos

El método de elementos finitos brinda un análisis de gran aproximación a la realidad. Evita la creación de prototipos y permite la identificación de fallas posibles para la creación de uno.

Considerando las columnas de soporte como elementos críticos debido a que por su longitud podría presentarse el fenómeno de pandeo, además que presenta una carga fluctuante debido a la variación de la posición del mecanismo.

A continuación, se detalla el procedimiento empleado para la simulación de la columna para dos cargas inclinada, una del cable guía y otra del cable de anclaje. mediante el uso de la herramienta ANSYS en versión Académica.

Se considera como material el acero estructural ASTM A36 que posee las propiedades mecánicas del perfil. Debido a la naturaleza de las cargas, el módulo de análisis empleado fue Static Structural. Se crea el sólido en la pestaña de Geometry, asignando los valores de radios especificados para la tubería cédula 80 de diámetro 1 ¼ pulgadas.

Se realizó el mallado del elemento. Se buscó que el mallado presente una calidad de promedio superior al 70%, para este caso se logró un 71% debido a la limitación de la licencia académica.

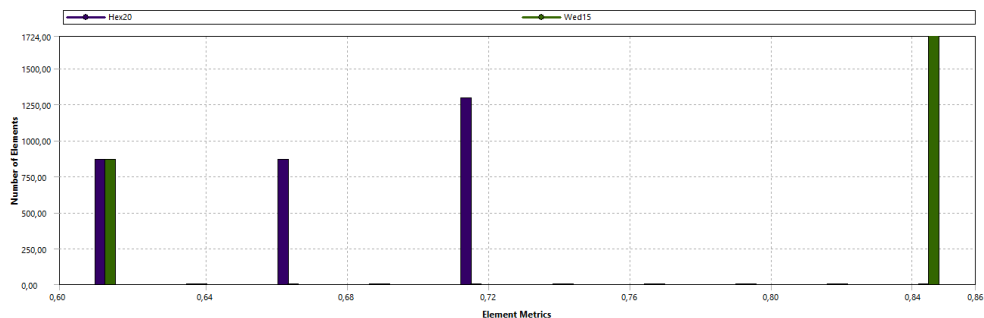


Figura 3.17 Métricas del mallado del modelo matemático

Fuente: Elaboración propia, 2018

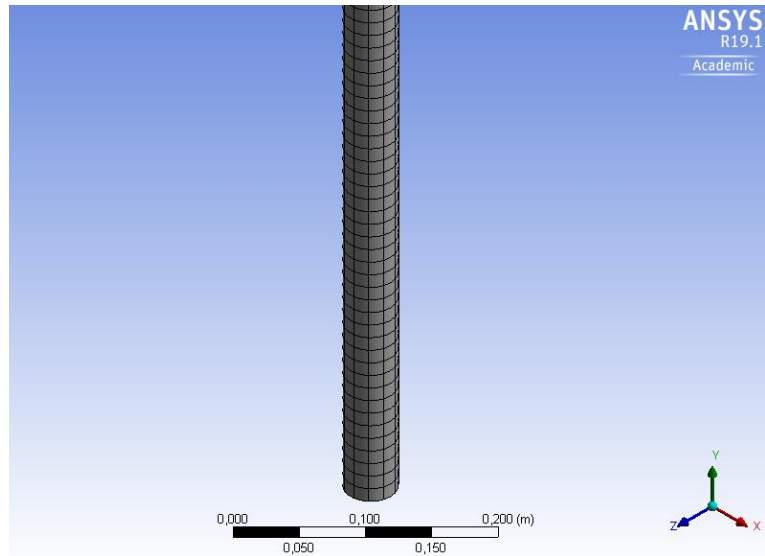


Figura 3.18 Mallado de la columna

Fuente: Elaboración propia, 2018

Se establece el soporte fijo en la base de la columna y se coloca las fuerzas con sus componentes en la cara opuesta.

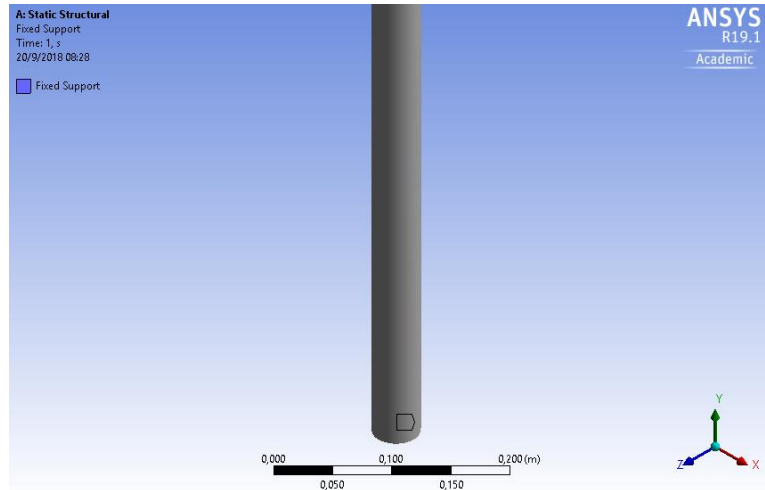


Figura 3.19 Condición de soporte fijo en la cara inferior

Fuente: Elaboración propia, 2018

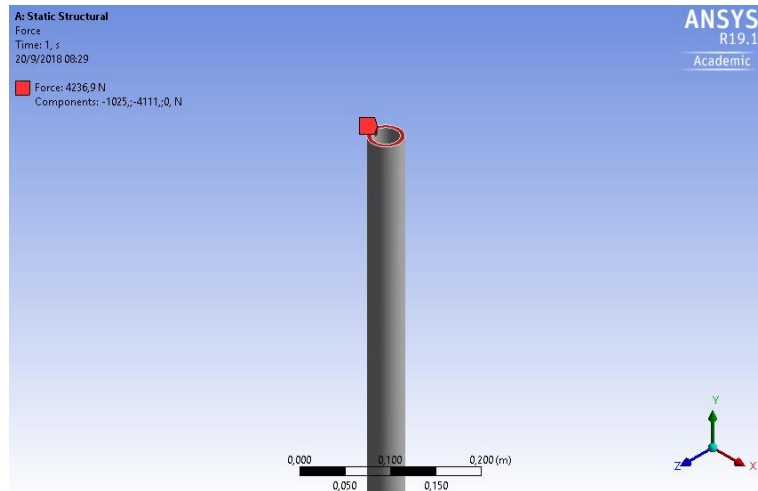


Figura 3.20 Condición de fuerza del cable guía en el extremo superior de la columna

Fuente: Elaboración propia, 2018

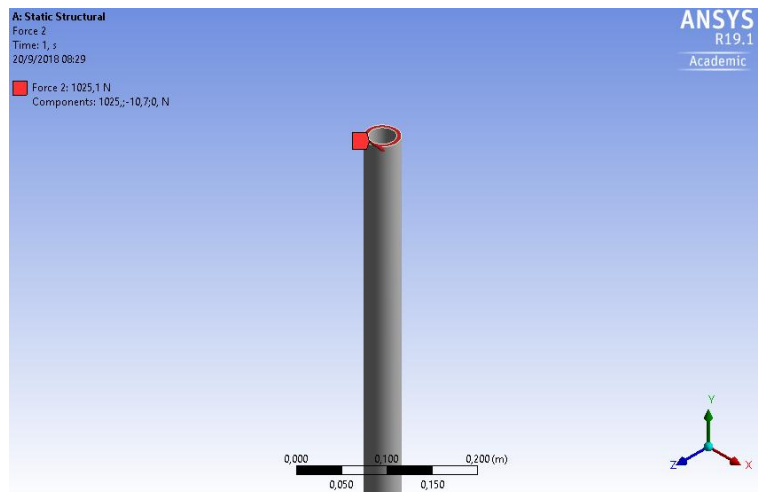


Figura 3.21 Condición de fuerza del cable de anclaje en el extremo superior de la columna

Fuente: Elaboración propia, 2018

Como parte de los resultados, tenemos una deformación máxima de 0.17 milímetros en la parte superior de la columna.

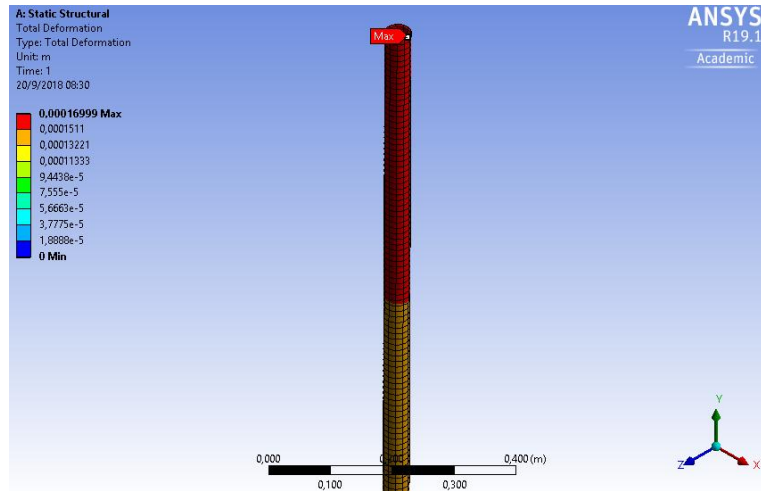


Figura 3.22 Deformación total de la columna

Fuente: Elaboración propia, 2018

El esfuerzo equivalente alcanza un total de 7.5 MPa, lo cual no excede del límite de cedencia del material. Este esfuerzo se encuentra en los extremos donde el esfuerzo de flexión es máximo, en la base de la columna.

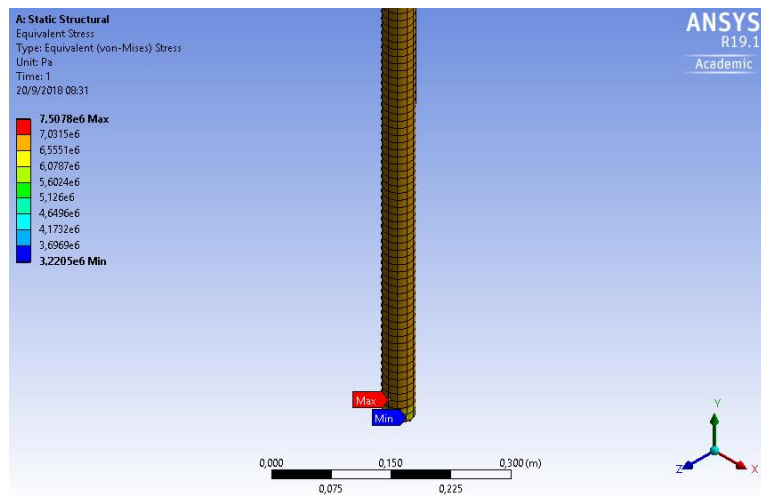


Figura 3.23 Esfuerzo equivalente de von-Mises

Fuente: Elaboración propia, 2018

Adicional al análisis estático, se selecciona la herramienta de Fatiga con una carga Zero-Based y con el criterio de Falla de Goodman. De los resultados, el comportamiento bajo la fatiga indica que el elemento puede resistir un millón de ciclos antes de que se presente la falla por la carga

fluctuante. Y el factor de seguridad que siempre es mayor a uno indica que existe una distancia considerable entre la resistencia y el esfuerzo debido a la carga de la columna.

CAPÍTULO 4

4. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

4.1 Conclusiones

- El diseño de los componentes de la máquina fue de manera iterativa. Se concretó un sistema capaz de cumplir con los requerimientos que el cliente especificó. Considerando entre tres alternativas, se optó por la que cumplía con el requerimiento de la mejor manera evitando la complejidad.
- El sistema mecánico tiene un peso aproximadamente de 20 kilogramos, se desplaza linealmente en un cable mediante el uso de poleas que con un diseño de forma y un motor eléctrico. Se requieren de dos columnas ubicadas a los extremos para mantener elevado el cable durante el proceso de fumigación.
- El ensamble del equipo no requiere de un operador especializado. El diseño consideró que los elementos se puedan encontrar en el mercado local. A diferencia, el motor, los atomizadores y la bomba pueden ser obtenidos mediante importadores locales.
- El costo total del equipo es aproximadamente de \$2,360 permitiendo una presencia en el mercado ya que tiene menor costo que el drone fumigador que es la alternativa que se puede encontrar en el mercado internacional.
- En base a las dimensiones de los componentes mecánicos descritos en la sección anterior, considerando que se manejaron factores de seguridad superiores a 1.5, el sistema trabajará con las siguientes condiciones de operación sin problemas:
 - Caudal de fumigación: 15.1 [l/min]
 - Área de alcance: 5 [m²]
 - Potencia de bomba: ¼ [HP]

- Diámetro del cable: ½ [pulg]
 - Torque nominal del motor: 2.7 [N m]
 - Velocidad angular motor: 3008 [RPM]
 - Velocidad lineal: 45 [mph]
 - Potencia del motor: 856 [W] o 1 ¼ [HP]
- Además, el sistema es desmontable proporcionando una facilidad de funcionamiento. Con el afán de cumplir el objetivo, un posterior trabajo investigativo sería el desarrollo de prototipos para la validación de los métodos empleados. La elección de fungicidas para la protección de los cultivos de banano contra la Sigatoka Negra no debe ser una decisión que se tome a la ligera, el hongo puede generar tragedias que se traducen como grandes pérdidas de dinero para el productor bananero.
 - En lo económico, el valor actual neto es positivo (\$13,886.54) y la tasa interna de retorno (98%) es superior a la tasa del 16% considerada para el cálculo del VAN. Por lo tanto, existe una factibilidad económica en el desarrollo del presente proyecto.
 - Con la implementación de este proyecto, aumentamos la confianza del método SLT para el proceso de selección. Logrando proteger de la misma manera que sucede con las plantas productoras de banano a las plantas jóvenes de las parcelas SLT, tenemos un proceso experimental más real y bastante próximo a la fumigación con avionetas.

4.2 Recomendaciones

- Siendo la primera versión del producto, se pueden realizar mejoras al momento de trabajar con prototipos. Se tiene la norma española NTP 155 para el manejo de cables de acero para garantizar la seguridad de los operarios evitando riegos debido a las fallas en el cable.
- Como parte de una posible extensión del presente proyecto, se podría rediseñar la idea para el reemplazo de avionetas fumigadoras para

terrenos de pequeños productores que no siempre pueden contar con este servicio. Al utilizar un cable de mayor longitud, se debería reemplazar las columnas de soporte con estructuras ya que el peso del cable sería muy significativo.

BIBLIOGRAFÍA

- Aplicación aérea es más efectiva. (10 de Marzo de 2012). *Diario El Universo*.
- Arias, E. (2014). *Estudio financiero para la producción de banano (Musa sapientum), en Pueblo Viejo, Los Ríos, Ecuador*. Zamorano: Escuela Agrícola Panamericana.
- Bernal, G., Posada, C., & Piedrahíta, D. (s.f.). *Evaluación Técnica de tres tipos de Micronairs que se utilizan en la fumigación aérea del banano*.
- Buitron, J. L., & Morillo, L. E. (2016). Estandarización de un método de detección molecular del Cucumber mosaic virus (CMV) en banano ecuatoriano. *Corpoica Cienc Tecnol Agropecuaria*, 113-124.
- Cengel, Y. (2004). Coeficiente de arrastre en geometrías comunes. En Y. Cengel, *Mecánica de Fluidos* (págs. 571-574).
- Cenguel, Y., & Cimbala, J. (2006). Flujo sobre cuerpos: Arrastre y sustentación. En Y. Cenguel, & J. Cimbala, *Mecánica de fluidos Fundamentos y aplicaciones* (págs. 561-577). México D.F.: McGraw-Hill Interamericana.
- Childs, P. (2014). Wire rope. En *Mechanical Design Engineering Handbook* (págs. 721-733). Waltham: Elsevier.
- Collins, J., Busby, H., & Staab, G. (2010). Datos de Falla y la Tarea de Diseño. En J. Collins, H. Busby, & G. Staab, *Mechanical Design of Machine Elements and Machines* (págs. 70-74). Ohio: John Wiley & Sons.
- Del Cioppo, F., & Salazar, R. (2015). *ECUADOR: EXPORTACIÓN DE BANANO (Musa sp.) ESTUDIO SECTORIAL DEL BANANO ECUATORIANO DE EXPORTACIÓN*. Universidad Agraria del Ecuador.

Dirección general de aviación civil. (2014). *Operación de aeronaves para uso agrícola*. Guayaquil.

El Productor. (11 de Abril de 2017). *Producción nacional de banano*. Obtenido de <http://elproductor.com/estadisticas-agropecuarias/produccion-nacional-de-banano/>

Electrificaciones del Ecuador S. A. (2013). *Postes de hormigón armado*. Quito.

Food and Agriculture Organization of the United Nations. (2014). *Banana facts and figures*. Obtenido de <http://www.fao.org/economic/est/est-commodities/bananas/bananafacts/en/#.Wvyuu0gvy00>.

Gosan S.A. (2009). *Componentes mecánicos para maquinaria de elevación, transporte y almacenamiento*. Vizcaya: Gosan S.A.

Inventables. (2018). *Motor mount, NEMA 17 or 23*. Obtenido de <https://www.inventables.com/technologies/motor-mount-nema-17-or-23>

Ivan Bohman C.A. (2016). *Catálogo General*. Guayaquil.

León, G. A. (2007). Plagas y enfermedades en Plátano. En *Control de plagas y enfermedades en los cultivos* (págs. 171-245). Grupo Latino Editores Ltda.

Marquez, L. (1989). *Características constructivas de los pulverizadores hidráulicos*. Madrid: Rivadeneyra S.A.

Meggiolaro, M., Miranda, A., Castro, J., & Freire, J. (2014). *NOTCH SENSITIVITY FACTOR PREDICTIONS BASED ON SHORT CRACK THRESHOLD ESTIMATES*. Rio de Janeiro.

Micron Sprayers Limited. (2013). *Operator's Handbook and Parts Catalogue*. Herefordshire.

Norton, R. (2009). Introducción. En R. Norton, *Diseño de Maquinaria* (págs. 3-25). México D.F.: Mc Graw Hill.

OLCM Systems. (2018). *Getting the best from your load pin*. Obtenido de http://www.lcmsystems.com/resources/load_pin_application_note.html

Otia. (2005). *Catálogo de produtos*.

Park, J., Park, K., & Choi, S. (2017). Tensión analysis of a 6-degree-of-freedom cable-driven parallel robot considering dynamic pulley bearing friction. *Advances in Mechanical Engineering*, 1-10.

Plásticos Koch. (09 de Agosto de 2018). *Nuestros productos*. Obtenido de <http://www.plasticoskoch.com/>

Riba, C. (2002). El enmarque del diseño. En *Diseño concurrente* (págs. 59-62). Barcelona: Ediciones UPC.

Schneider Electric. (2018). *Ficha técnica del producto BMH1001P06A2A*. Obtenido de <https://www.schneider-electric.com.ar/es/product/BMH1001P06A2A/servomotor-3%2C6nm-liso-enc16-con90#>

Spidercam GmbH. (2017). *Technical Info*. Obtenido de <http://www.spidercam.tv/technical-info/>

The Editors of Encyclopaedia Britannica. (30 de Abril de 2012). *Encyclopaedia Britannica*. Recuperado el 15 de Mayo de 2018, de www.britannica.com/plant/plantain

Tranway Engineering. (s.f.). *Advanced Cable Equations*.

Tuthill. (2014). *Specification Sheet - T Series Pumps*. Tuthill Pump Group.

Vivid Cafe. (2009). *ROPE ROAD – CABLECAM SYSTEM*. Obtenido de <https://www.vividcafe.com/portfolios/cablecam/>

ANEXOS

ANEXO A

Cuando un cable se enrolla en una polea rugosa como se ilustra en la Figura A.1, existe una variación en la tensión debido a la fricción, está dada por la siguiente expresión

$$T = T_0 e^{\mu_k \beta} \quad (\text{A.1})$$

Donde:

μ_k , es el coeficiente de fricción entre los materiales del cable y la polea y β , es el ángulo de contacto del cable sobre la polea.

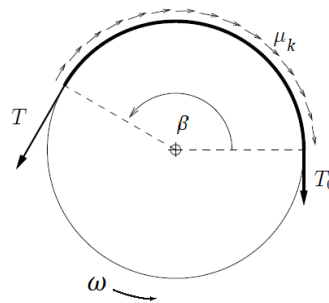


Figura A.1 Esquema del coeficiente de fricción entre los materiales del cable y la polea

Fuente: Elaboración propia, 2018

Para el diseño del presente proyecto, se tiene la disposición de las poleas que se muestra en la Figura A.2. Donde el diámetro de las poleas es igual (dos conductoras y una motriz), esto es apreciable en los diseños de estos sistemas.

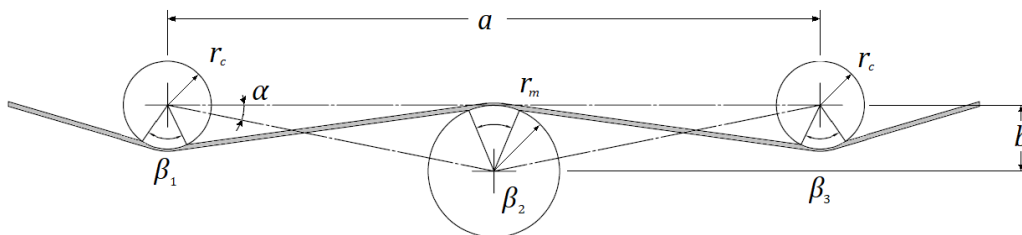


Figura A.2 Esquema de disposición de las poleas

Fuente: Elaboración propia, 2018

Por tanto, existe una variación en la tensión del cable luego de pasar por la polea motriz, que estaría dado por la siguiente ecuación:

$$T_2 = T_1 e^{\mu_k \beta_2} \quad (\text{A.2})$$

ANEXO B



| REFERENCIA | Diámetro (D) | | Espesor (E) mm | Peso Kg/m |
|------------|--------------|----------|-------------------|--------------|
| | Milímetros | Pulgadas | | |
| 1012 | 50.80 | 2 | 1.27 | 0.536 |
| 1721 | 38.35 | 1 33/64 | 1.65 | 0.516 |
| 1722 | 44.20 | 1 47/64 | 1.65 | 0.598 |
| 1723 | 55.80 | 2 13/64 | 1.65 | 0.761 |
| 1888 | 114.30 | 4 1/2 | 5.20 | 4.83 |
| 1908 | 50.80 | 2 | 1.65 | 0.690 |

Figura B.3 Catálogo de perfil de aluminio para tubería

Tabla A.3. Propiedades de líquidos comunes a 1 atm y 20 °C (68 °F).

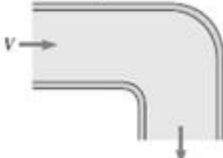
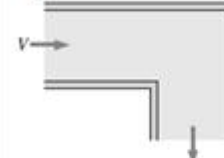
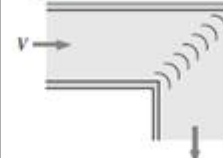
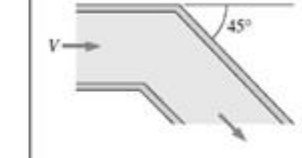
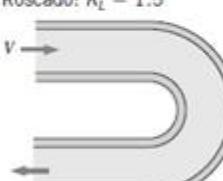
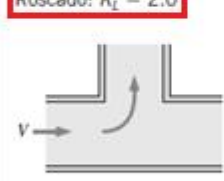
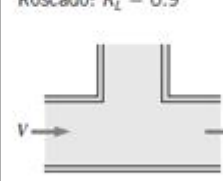
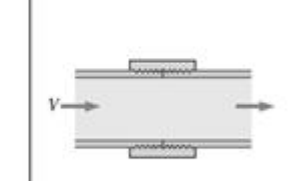
| Líquido | ρ , kg/m ³ | μ , kg/(m · s) | γ , N/m ³ * | p_v , N/m ² | Módulo de compresibilidad, N/m ² | Parámetro de viscosidad, C [†] |
|-------------------------|----------------------------|------------------------|-------------------------------|--------------------------|---|---|
| Amoníaco | 608 | $2,20 \times 10^{-4}$ | $2,13 \times 10^{-2}$ | $9,10 \times 10^{-3}$ | — | 1,05 |
| Benceno | 881 | $6,51 \times 10^{-4}$ | $2,88 \times 10^{-2}$ | $1,01 \times 10^{-4}$ | $1,4 \times 10^{-9}$ | 4,34 |
| Tetracloruro de carbono | 1590 | $9,67 \times 10^{-4}$ | $2,70 \times 10^{-2}$ | $1,20 \times 10^{-4}$ | $9,65 \times 10^{-8}$ | 4,45 |
| Etanol | 789 | $1,20 \times 10^{-3}$ | $2,28 \times 10^{-2}$ | $5,7 \times 10^{-3}$ | $9,0 \times 10^{-8}$ | 5,72 |
| Etilenglicol | 1117 | $2,14 \times 10^{-2}$ | $4,84 \times 10^{-2}$ | $1,2 \times 10^{-1}$ | — | 11,7 |
| Freón 12 | 1327 | $2,62 \times 10^{-4}$ | — | — | — | 1,76 |
| Gasolina | 680 | $2,92 \times 10^{-4}$ | $2,16 \times 10^{-2}$ | $5,51 \times 10^{-4}$ | $9,58 \times 10^{-8}$ | 3,68 |
| Glicerina | 1260 | 1,49 | $6,33 \times 10^{-2}$ | $1,4 \times 10^{-2}$ | $4,34 \times 10^{-9}$ | 28,0 |
| Queroseno | 804 | $1,92 \times 10^{-3}$ | $2,8 \times 10^{-2}$ | $3,11 \times 10^{-3}$ | $1,6 \times 10^{-9}$ | 5,56 |
| Mercurio | 13.550 | $1,56 \times 10^{-3}$ | $4,84 \times 10^{-1}$ | $1,1 \times 10^{-3}$ | $2,55 \times 10^{-10}$ | 1,07 |
| Metanol | 791 | $5,98 \times 10^{-4}$ | $2,25 \times 10^{-2}$ | $1,34 \times 10^{-4}$ | $8,3 \times 10^{-8}$ | 4,63 |
| Aceite SAE 10W | 870 | $1,04 \times 10^{-11}$ | $3,6 \times 10^{-2}$ | — | $1,31 \times 10^{-9}$ | 15,7 |
| Aceite SAE 10W30 | 876 | $1,7 \times 10^{-11}$ | — | — | — | 14,0 |
| Aceite SAE 30W | 891 | $2,9 \times 10^{-11}$ | $3,5 \times 10^{-2}$ | — | $1,38 \times 10^{-9}$ | 18,3 |
| Aceite SAE 50W | 902 | $8,6 \times 10^{-11}$ | — | — | — | 20,2 |
| Agua | 998 | $1,00 \times 10^{-3}$ | $7,28 \times 10^{-2}$ | $2,34 \times 10^{-3}$ | $2,19 \times 10^{-9}$ | Tabla A.1 |
| Agua de mar (30%) | 1025 | $1,07 \times 10^{-3}$ | $7,28 \times 10^{-2}$ | $2,34 \times 10^{-3}$ | $2,33 \times 10^{-9}$ | 7,28 |

* En contacto con aire.

† La variación de la viscosidad con la temperatura para estos líquidos puede ajustarse con la relación empírica

Figura B.4 Propiedades del aceite SAE 30W

TABLA 8-4 (CONCLUSIÓN)

| | | | | |
|---|--|---|---|---|
| <p><i>Codos y ramificaciones</i> Codo suave de 90°: Embridado: $K_L = 0.3$ Roscado: $K_L = 0.9$</p>  | <p>Codo esquinado de 90° (sin álabes directores): $K_L = 1.1$</p>  | <p>Codo esquinado de 90° (con álabes directores): $K_L = 0.2$</p>  | <p>Codo roscado de 45°: $K_L = 0.4$</p>  | |
| <p>Codo de retorno de 180°: Embridado: $K_L = 0.2$ Roscado: $K_L = 1.5$</p>  | <p>Conexión en T (flujo deriv.): Embridado: $K_L = 1.0$ Roscado: $K_L = 2.0$</p>  | <p>Conexión en T (flujo en línea): Embridado: $K_L = 0.2$ Roscado: $K_L = 0.9$</p>  | <p>Unión roscada: $K_L = 0.08$</p>  | |
| <p><i>Válvulas</i> Válvula de globo, totalmente abierta: $K_L = 10$ Válvula de ángulo, totalmente abierta: $K_L = 5$ Válvula de bola, totalmente abierta: $K_L = 0.05$ Válvula de charnela: $K_L = 2$</p> | | | | <p>Válvula de compuerta, totalmente abierta: $K_L = 0.2$ cerrada: $K_L = 0.3$ cerrada: $K_L = 2.1$ cerrada: $K_L = 17$</p> |

* Ésos son valores representativos para coeficientes de pérdida. Los valores reales dependen principalmente del diseño y la fabricación de los accesorios y pueden diferir considerablemente de los valores dados (en especial para las válvulas). En el diseño final se deben usar los datos reales del fabricante.

Figura B.5 Factor de pérdida debido a accesorios

Fuente: (Cengel, 2004)

Flow @ 3500 RPM

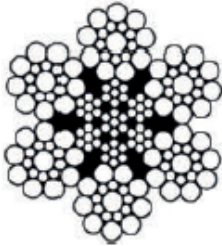
| Model ml/rev | GPH @ 0 PSI | LPH @ 0 bar | GPH @ PSI Differential Pressure | LPH @ bar Differential Pressure | Continuous Duty Limit | | Intermittent Duty Limit | |
|-----------------|----------------|----------------|---------------------------------------|---------------------------------------|-----------------------|------|-------------------------|------|
| | | | | | PSI | bar | PSI | bar |
| 2.6 | 137 | 518 | 114 @ 150 | 431 @ 10.3 | 150 | 10.3 | 250 | 17.2 |
| 5.3 | 279 | 1056 | 249 @ 100 | 942 @ 6.9 | 100 | 6.9 | 145 | 10 |
| 7.9 | 416 | 1575 | 384 @ 70 | 1453 @ 4.8 | 70 | 4.8 | 95 | 6.6 |
| 8.0 | 421 | 1593 | 353 @ 150 | 1336 @ 10.3 | 125 | 8.6 | 150 | 10.3 |
| 12.0 | 650 | 2460 | 600 @ 100 | 2270 @ 6.9 | 100 | 6.9 | 120 | 8.2 |

Performance Estimate Based on 68°F (20°C) Clean Deionized Water @ 1.0 centipoise fluid viscosity

Figura B.6 Especificaciones técnicas de bomba serie T marca Tuthill

Fuente: (Tuthill, 2014)

diámetro del Cable.



CABLE CON ALMA DE ACERO, CONSTRUCCION 6X19+IWRC *Galvanizado, sin grasa, Calidad Acero EIPS (1960 N/mm²)*

| Código Artículo | Diámetro (pulgadas) | Peso x 100 mts. en kgs. (aprox.) | Carga mínima de rotura (kgs.) |
|-----------------|---------------------|----------------------------------|-------------------------------|
| CBL-6X19AAG0250 | 1/4" | 18 | 3,100 |
| CBL-6X19AAG0375 | 3/8" | 39 | 6,900 |
| CBL-6X19AAG0500 | 1/2" | 68 | 12,100 |

APLICACIONES HABITUALES: Cable para aplicaciones de izaje, V, grúas, etc.

PRINCIPALES CARACTERISTICAS: Gran resistencia al roce, abrasión y compresión, baja elongación.

RECOMENDACION IMPORTANTE: El diámetro mínimo de la polea o tambor debe de ser por lo menos 34 veces el diámetro del Cable.

Figura B.7 Cable de acero galvanizado 6x19

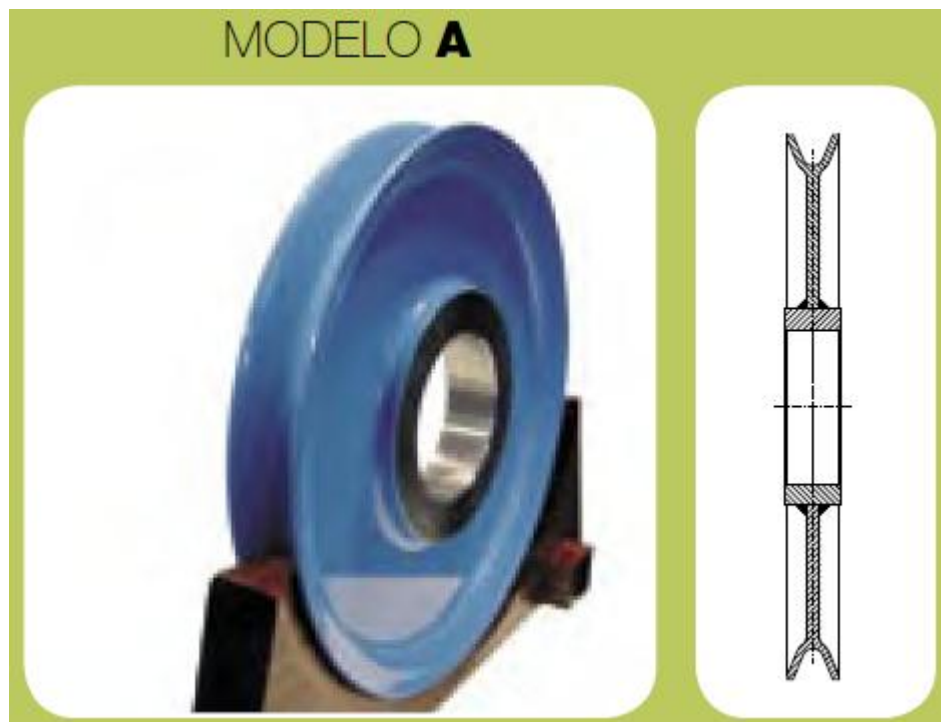


Figura B.8 Polea de cable de acero tipo A

Fuente: (Gosan S.A., 2009)

TABLE 17.9 Material and Construction Data for Selected Wire Rope Classes

| Nominal classification | | 6 × 7 | 6 × 19 | 6 × 37 | 8 × 19 |
|--|-----------------|--|--|--|--|
| Number of outer strands | | 6 | 6 | 6 | 8 |
| Number of wires per strand ¹ | | 3–14 | 15–26 | 27–49 | 15–26 |
| Maximum number of outer wires ¹ | | 9 | 12 | 18 | 12 |
| Approx. diameter of outer wires ¹ , d_w , in | | $d_r/9$ | $d_r/13-d_r/16$ | $d_r/22$ | $d_r/15-d_r/19$ |
| Materials typically available ^{2,3} (approx. ultimate strength, ksi) | Core: (FC) | IPS (200) | I (80) T (130) IPS (200) | IPS (200) | I (80) T (130) IPS (200) |
| | Core: (IWRC) | IPS (190) | IPS (190) EIPS (220) EEIPS (255) | EIPS (220) EEIPS (255) | IPS (190) EIPS (220) |
| Approx. metallic cross section of rope, A_r , in ² | Core: (FC) | $0.384 d_r^2$ | $0.404 d_r^2 (S)^4$ | $0.427 d_r^2 (FW)^4$ | $0.366 d_r^2 (W)^4$ |
| | Core: (IWRC) | $0.451 d_r^2$ | $0.470 d_r^2 (S)^4$ | $0.493 d_r^2 (FW)^4$ | $0.497 d_r^2 (W)^4$ |
| Standard nominal rope diameters available, d_r , in | | $1/4-5/8$ by $1/16$ th's; $3/4-1 1/2$ by $1/8$ th's | $1/4-5/8$ by $1/16$ th's; $3/4-2 3/4$ by $1/8$ th's | $1/4-5/8$ by $1/16$ th's; $3/4-3 1/4$ by $1/8$ th's | $1/4-5/8$ by $1/16$ th's; $3/4-1 1/2$ by $1/8$ th's |
| Unit weight of rope, lb/ft | | $1.50 d_r^2$ | $1.60 d_r^2$ | $1.55 d_r^2$ | $1.45 d_r^2$ |
| Approx. modulus of elasticity for the rope ^{3,5} , E_r , psi | 0–20% of S_u | 11.7×10^6 (FC) | 10.8×10^6 (FC); 13.5×10^6 (IWRC) | 9.9×10^6 (FC); 12.6×10^6 (IWRC) | 8.1×10^6 (FC) |
| | 21–65% of S_u | 13.0×10^6 (FC) | 12.0×10^6 (FC) 15.0×10^6 (IWRC) | 11.6×10^6 (FC) 14.0×10^6 (IWRC) | 9.0×10^6 |
| Recommended min. sheave or drum diameter, $(d_r)_{min}$, in | | $42 d_r$ | $34 d_r$ | $18 d_r$ | $26 d_r$ |

¹While the interior wires of a strand are of some significance, a strand's important characteristics relate to the number and size of the outer wires.

²Typical materials are designated as I (iron), T (traction steel), IPS (improved plow steel), EIPS (extra, improved plow steel), and EEIPS (extra, extra improved plow steel). In wire ropes, the rope ultimate strength is a function of rope size, wire size, and construction details, as well as material properties.

³Typical core constructions are fiber core (FC) and independent wire rope core (IWRC).

⁴See Figure 17.5(b) for construction details of Scale (S), Filler Wire (FW), and Warrington (W) strand configurations.

⁵Carefully note that the rope modulus E_r is not the same as Young's modulus of elasticity for the material.

Figura B.9 Características de cables de acero

Fuente: (Collins, Busby, & Staab, 2010)

| Drum or Sheave Material | Regular Lay Rope | | | | Lang Lay Rope | | | | Comments |
|--|------------------|--------|--------|--------|---------------|--------|--------|--------|--|
| | 6 × 7 | 6 × 19 | 6 × 37 | 8 × 19 | 6 × 7 | 6 × 19 | 6 × 37 | 8 × 19 | |
| Wood | 150 | 250 | 300 | 350 | 165 | 275 | 330 | 400 | Against end grain of beech, hickory, or gum. |
| Cast iron | 300 | 480 | 585 | 680 | 350 | 550 | 660 | 800 | Minimum hardness of BHN 125. |
| Cast carbon steel | 550 | 900 | 1075 | 1260 | 600 | 1000 | 1180 | 1450 | 30–40 points of carbon; minimum hardness of BHN 160. |
| Manganese steel, induction or flame hardened | 1470 | 2400 | 3000 | 3500 | 1650 | 2750 | 3300 | 4000 | |

¹Abridged from ref. 4, with permission from Wire Rope Technical Board.

Figura B.10 Resistencia al desgaste de distintos materiales con distintos cables de acero

Fuente: (Collins, Busby, & Staab, 2010)

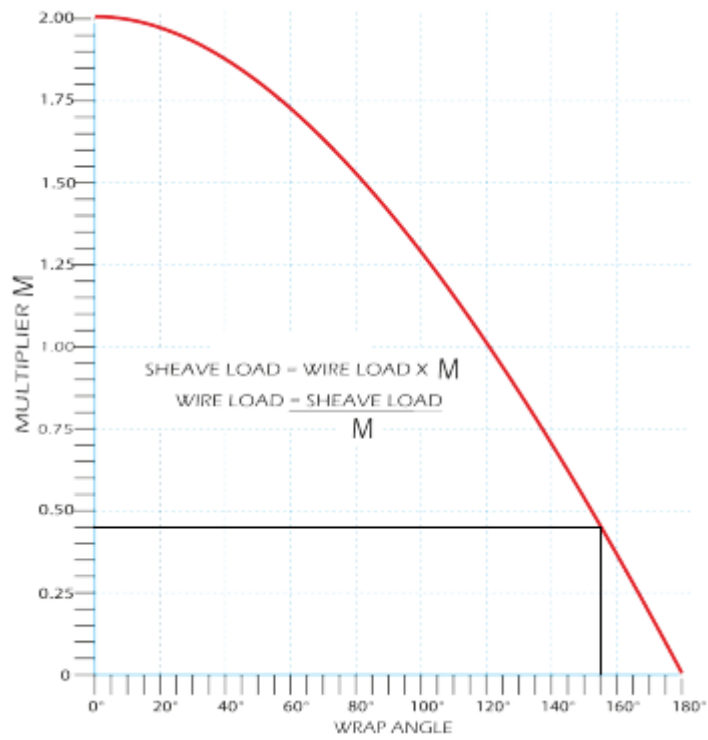


Figura B.11 Factor multiplicador de fuerza en poleas según el ángulo de envoltura

Fuente: (OLCM Systems, 2018)

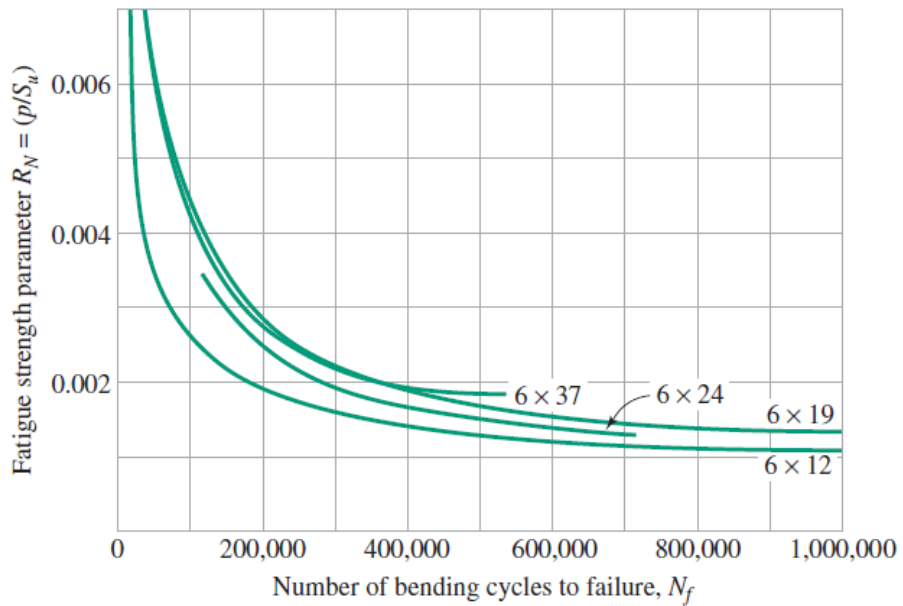


Figura B.12 Resistencia a la fatiga de distintos cables de acero

Fuente: (Collins, Busby, & Staab, 2010)

| Diámetro del cable en mm. | Abrazaderas precisas | |
|---------------------------|-----------------------|------------------|
| | para formar un anillo | para unir cables |
| 5 a 12 | 4 | 4 |
| 12 a 20 | 5 | 6 |
| 20 a 25 | 6 | 6 |
| 25 a 35 | 7 | 8 |
| 35 a 50 | 8 | 8 |

Figura B.13 Número de abrazaderas recomendadas dependiendo la dimensión del cable

Fuente: (Sabaté, 1985)

TABLA 11-1

Coefficientes de arrastre C_D de varios cuerpos bidimensionales para $Re > 10^4$ con base en el área frontal $A = bD$, donde b es la longitud en la dirección normal a la página (para uso en la relación de fuerza de arrastre $F_D = C_D A \rho V^2 / 2$ donde V es la velocidad corriente arriba)

| Barra cuadrada | | Barra rectangular | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
|---------------------------|---|-------------------|---------------------------|---|-----|-------|-------|-----|---------|------------|-----|------|------|-----|------|------|-----|------|------|--|
| | Esquinas agudas: $C_D = 2.2$ | | Esquinas agudas: | <table border="1"><thead><tr><th>L/D</th><th>C_D</th></tr></thead><tbody><tr><td>0.0*</td><td>1.9</td></tr><tr><td>0.1</td><td>1.9</td></tr><tr><td>0.5</td><td>2.5</td></tr><tr><td>1.0</td><td>2.2</td></tr><tr><td>2.0</td><td>1.7</td></tr><tr><td>3.0</td><td>1.3</td></tr></tbody></table> | L/D | C_D | 0.0* | 1.9 | 0.1 | 1.9 | 0.5 | 2.5 | 1.0 | 2.2 | 2.0 | 1.7 | 3.0 | 1.3 | | |
| L/D | C_D | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| 0.0* | 1.9 | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| 0.1 | 1.9 | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| 0.5 | 2.5 | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| 1.0 | 2.2 | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| 2.0 | 1.7 | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| 3.0 | 1.3 | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| | Esquinas redondeadas ($r/D = 0.2$): $C_D = 1.2$ | | Borde frontal redondeado: | <table border="1"><thead><tr><th>L/D</th><th>C_D</th></tr></thead><tbody><tr><td>0.5</td><td>1.2</td></tr><tr><td>1.0</td><td>0.9</td></tr><tr><td>2.0</td><td>0.7</td></tr><tr><td>4.0</td><td>0.7</td></tr></tbody></table> | L/D | C_D | 0.5 | 1.2 | 1.0 | 0.9 | 2.0 | 0.7 | 4.0 | 0.7 | | | | | | |
| L/D | C_D | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| 0.5 | 1.2 | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| 1.0 | 0.9 | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| 2.0 | 0.7 | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| 4.0 | 0.7 | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| | | | | * Corresponde a placa delgada | | | | | | | | | | | | | | | | |
| Barra circular (cilindro) | | Barra elíptica | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| | Laminar: $C_D = 1.2$ Turbulento: $C_D = 0.3$ | | | <table border="1"><thead><tr><th rowspan="2">L/D</th><th colspan="2">C_D</th></tr><tr><th>Laminar</th><th>Turbulento</th></tr></thead><tbody><tr><td>2</td><td>0.60</td><td>0.20</td></tr><tr><td>4</td><td>0.35</td><td>0.15</td></tr><tr><td>8</td><td>0.25</td><td>0.10</td></tr></tbody></table> | | L/D | C_D | | Laminar | Turbulento | 2 | 0.60 | 0.20 | 4 | 0.35 | 0.15 | 8 | 0.25 | 0.10 | |
| L/D | C_D | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| | Laminar | Turbulento | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| 2 | 0.60 | 0.20 | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| 4 | 0.35 | 0.15 | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| 8 | 0.25 | 0.10 | | | | | | | | | | | | | | | | | | |

Figura B.14 Coeficientes de arrastre de distintos cuerpos bidimensionales

Fuente: (Cenguel & Cimbala, 2006)

2 Technical Data

BMH

| BMH... | | 1001 | | 1002 | | 1003 | |
|---|-------------------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|
| Winding | | P | T | P | T | P | T |
| Technical data - electrical | | | | | | | |
| Maximum current I_{max} | A_{rms} | 11.20 | 18.20 | 17.50 | 30.00 | 26.71 | 34.70 |
| Continuous stall current I_0 | A_{rms} | 3.15 | 5.11 | 5.04 | 8.65 | 7.69 | 8.80 |
| Voltage constant k_E U-v ¹⁾ | V_{rms} | 70.30 | 43.00 | 78.00 | 46.10 | 77.95 | 56.00 |
| Torque constant k_t ²⁾ | Nm/A | 1.09 | 0.67 | 1.19 | 0.71 | 1.17 | 0.85 |
| Winding resistance R_{20U-v} | Ω | 4.12 | 1.58 | 1.97 | 0.68 | 1.08 | 0.61 |
| Winding inductance L_q U-v | mH | 14.90 | 5.44 | 8.24 | 2.84 | 5.23 | 2.71 |
| Winding inductance L_d U-v | mH | 13.15 | 4.78 | 7.35 | 2.52 | 4.62 | 2.40 |
| Technical data - mechanical | | | | | | | |
| Maximum speed of rotation n_{max} | rpm | 6000 | 6000 | 6000 | 6000 | 6000 | 6000 |
| Rotor inertia without holding brake J_M | kgcm ² | 3.19 | 3.19 | 6.28 | 6.28 | 9.37 | 9.37 |
| Rotor inertia with holding brake J_M | kgcm ² | 3.68 | 3.68 | 6.77 | 6.77 | 10.30 | 10.30 |
| Mass without holding brake m | kg | 3.34 | 3.34 | 4.92 | 4.92 | 6.50 | 6.50 |
| Mass with holding brake m | kg | 4.80 | 4.80 | 6.38 | 6.38 | 8.15 | 8.15 |

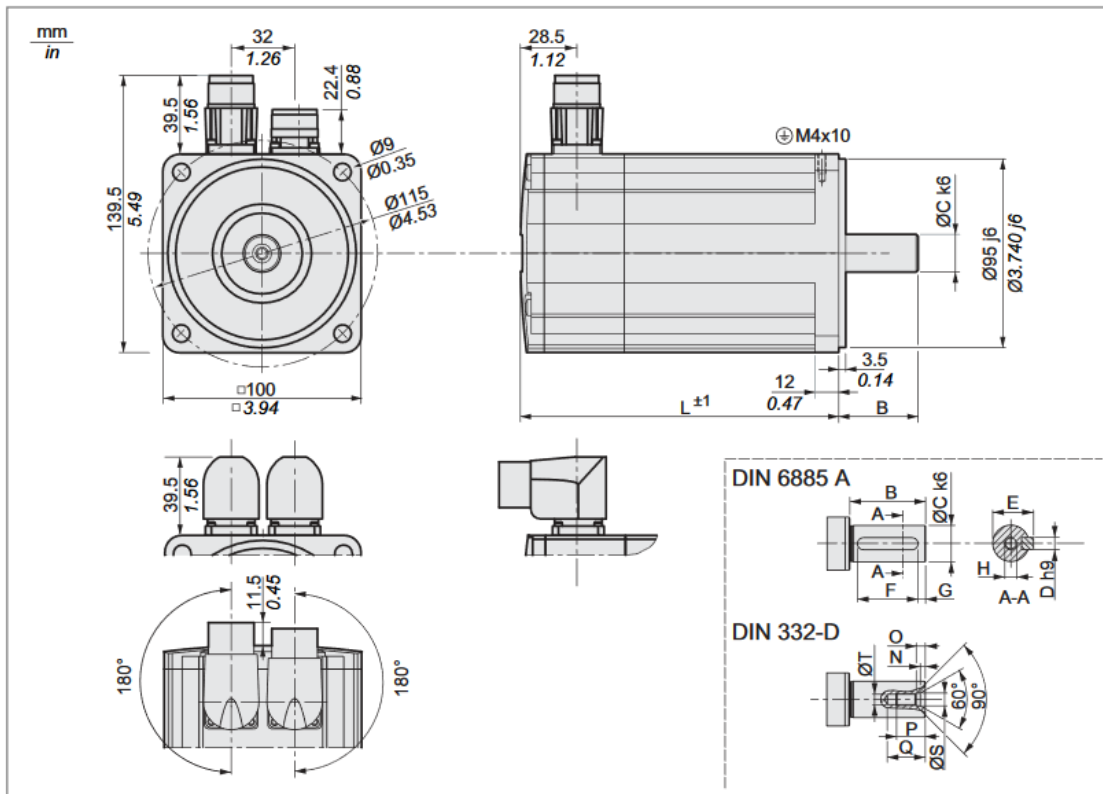
1) RMS value at 1000 rpm and 20 °C (68 °F).

2) At $n = 20$ rpm and 100% duty cycle.

Figura B.15 Datos técnicos del servomotor BMH1001 marca Schneider

Fuente: (Schneider Electric, 2018)

Dimensions BMH100



| BMH... | | 1001 | 1002 | 1003 |
|--------|------------------------------------|----------------------|------------------|------------------|
| L | Length without holding brake | mm (in) 128.6 (5.06) | 160.6 (6.32) | 192.6 (7.58) |
| L | Length with holding brake | mm (in) 170.3 (6.7) | 202.3 (7.96) | 234.3 (9.22) |
| B | Shaft length | mm (in) 40 (1.57) | 40 (1.57) | 40 (1.57) |
| C | Shaft diameter | mm (in) 19 (0.748) | 19 (0.748) | 19 (0.748) |
| D | Width of parallel key | mm (in) 6 (0.236) | 6 (0.236) | 6 (0.236) |
| E | Shaft width with parallel key | mm (in) 21.5 (0.85) | 21.5 (0.85) | 21.5 (0.85) |
| F | Length of parallel key | mm (in) 30 (1.18) | 30 (1.18) | 30 (1.18) |
| G | Distance parallel key to shaft end | mm (in) 5 (0.2) | 5 (0.2) | 5 (0.2) |
| | Parallel key | DIN 6885-A6x6x30 | DIN 6885-A6x6x30 | DIN 6885-A6x6x30 |
| H | Female thread of shaft | M6 | M6 | M6 |
| N | | mm (in) 2.8 (0.11) | 2.8 (0.11) | 2.8 (0.11) |
| O | | mm (in) 5 (0.2) | 5 (0.2) | 5 (0.2) |
| P | | mm (in) 16 (0.63) | 16 (0.63) | 16 (0.63) |
| Q | | mm (in) 21 (0.83) | 21 (0.83) | 21 (0.83) |
| S | | mm (in) 6.4 (0.25) | 6.4 (0.25) | 6.4 (0.25) |
| T | | mm (in) 5 (0.2) | 5 (0.2) | 5 (0.2) |

Figura B.16 Dimensiones del servomotor BMH1001 marca Schneider

Fuente: (Schneider Electric, 2018)

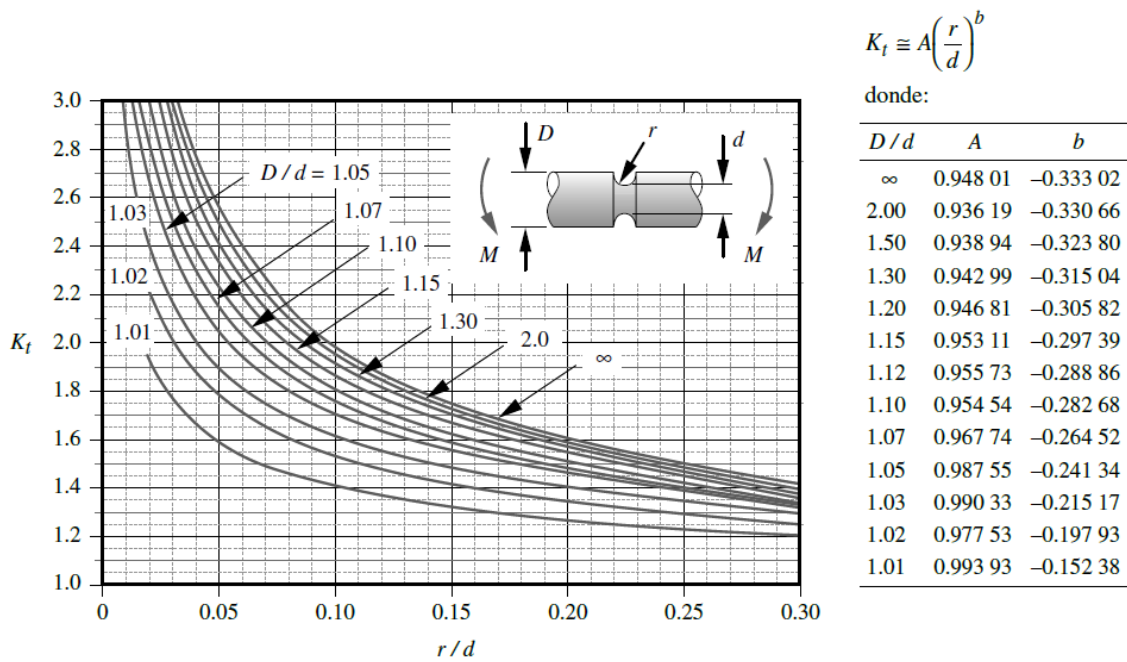


Figura B.17 Factor de concentración de esfuerzo para momento flector para anillo flexible

Fuente: (Norton, 2009)

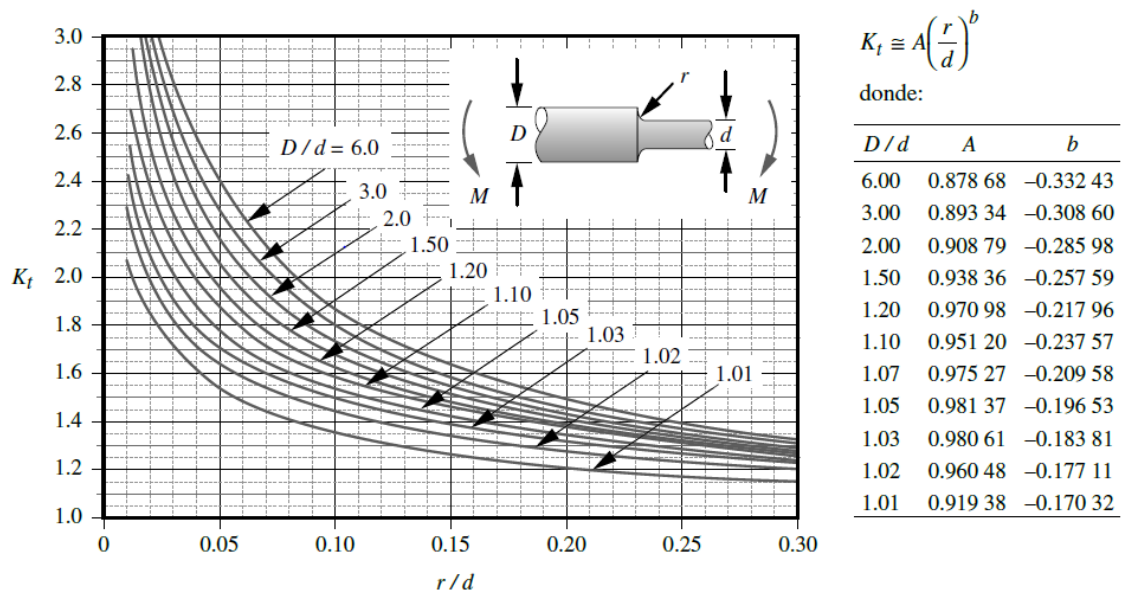
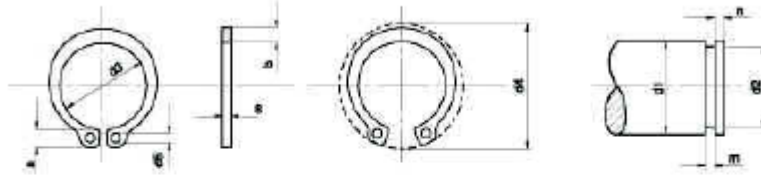


Figura B.18 Factor concentración de esfuerzos para momento flector para cambio de sección

Fuente: (Norton, 2009)



| Med. Nom. d1 | ANILLO | | | | | | | | RANURA | | | | Fuerza Axial KG. ≤ |
|-----------------|----------|-----------|--------|------|----------------|-------|-------|-------------------------|--------|--------------------|-----------|--------------------|-----------------------|
| | s h11 | a max. | b s | d3 | Toler. | d4 | d5 | Peso Kgs. x 1000 Pz. | d2 | Toler. | m H 13 | n min. | |
| 4 | 0,4 | 2,2 | 0,9 | 3,7 | +0,04 -0,15 | 8,6 | 1 | 0,034 | 3,8 | h10 +0 -0,04 | 0,5 | 0,3 | 30 |
| 5 | 0,6 | 2,5 | 1,1 | 4,7 | | 10,3 | | 0,066 | 4,8 | | 0,7 | | 38 |
| 6 | 0,7 | 2,7 | 1,3 | 5,6 | | 11,7 | 1,15 | 0,084 | 5,7 | | 0,8 | 70 | |
| 7 | 0,8 | 3,1 | 1,4 | 6,5 | +0,06 -0,18 | 13,5 | 1,2 | 0,121 | 6,7 | h10 +0 -0,06 | 0,9 | 0,45 | 80 |
| 8 | | 3,2 | 1,5 | 7,4 | | 14,7 | | 0,158 | 7,6 | | | | 120 |
| 9 | 1 | 3,3 | 1,7 | 8,4 | +0,10 -0,36 | 16,0 | | 1,5 | 0,300 | | 8,6 | h11 +0 -0,11 | 1,1 |
| 10 | | | 9,3 | 18,0 | | 0,410 | 9,6 | | 153 | | | | |
| 11 | | | 10,2 | | | | 19,0 | 0,500 | 10,5 | 0,75 | 210 | | |
| 12 | | 11 | 20,2 | 11,5 | | 230 | | | | | | | |
| 13 | 3,4 | 2 | 11,9 | 20,2 | 1,7 | 0,530 | 12,4 | 0,9 | 300 | | | | |
| 14 | 3,5 | 2,1 | 12,9 | 21,4 | | 0,640 | 13,4 | | | 325 | | | |
| 15 | 3,6 | 2,2 | 13,8 | 22,6 | 0,670 | 14,3 | 0,700 | 15,2 | 1,1 | 400 | | | |
| 16 | 3,7 | | 14,7 | 23,8 | | | | | | | 15,2 | | |
| 17 | 3,8 | 2,3 | 15,7 | 25,0 | 0,820 | 16,2 | 520 | | | | | | |

Figura B.19 Dimensiones normalizadas de Anillos flexibles para ejes

| Ángulos de alas iguales | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
|-------------------------|-----|-----|----|-------|-------|------|------|-------------|-----------|-------|------|-----------|-------|------|-----------|-------|------|-----------|-------|------|
| Descripción | b | h | e | Masa | Área | d1 | d2 | Ángulo a | Eje X - X | | | Eje Y - Y | | | Eje U - U | | | Eje V - V | | |
| | | | | | | | | | ix | Wx | rx | ly | Wy | ry | lu | Wu | ru | lv | Wv | rv |
| | | | | | | | | | cm4 | cm3 | cm | cm4 | cm3 | cm | cm4 | cm3 | cm | cm4 | cm3 | cm |
| L 20x 2 | 20 | 20 | 2 | 0,57 | 0,73 | 0,60 | 0,60 | 45,00 | 0,28 | 0,20 | 0,62 | 0,28 | 0,20 | 0,62 | 0,46 | 0,32 | 0,79 | 0,10 | 0,14 | 0,37 |
| L 20 x 3 | 20 | 20 | 3 | 0,81 | 1,03 | 0,65 | 0,65 | 45,00 | 0,38 | 0,28 | 0,60 | 0,38 | 0,28 | 0,60 | 0,63 | 0,45 | 0,78 | 0,12 | 0,17 | 0,34 |
| L 25x 2 | 25 | 25 | 2 | 0,73 | 0,93 | 0,72 | 0,72 | 45,00 | 0,56 | 0,32 | 0,78 | 0,56 | 0,32 | 0,78 | 0,92 | 0,52 | 1,00 | 0,20 | 0,23 | 0,47 |
| L 25x 3 | 25 | 25 | 3 | 1,05 | 1,33 | 0,78 | 0,78 | 45,00 | 0,78 | 0,45 | 0,77 | 0,78 | 0,45 | 0,77 | 1,30 | 0,74 | 0,99 | 0,26 | 0,30 | 0,45 |
| L 30 x 2 | 30 | 30 | 2 | 0,88 | 1,13 | 0,85 | 0,85 | 45,00 | 1,00 | 0,46 | 0,94 | 1,00 | 0,46 | 0,94 | 1,63 | 0,77 | 1,20 | 0,37 | 0,35 | 0,57 |
| L 30x 3 | 30 | 30 | 3 | 1,28 | 1,63 | 0,90 | 0,90 | 45,00 | 1,40 | 0,67 | 0,93 | 1,40 | 0,67 | 0,93 | 2,32 | 1,09 | 1,19 | 0,49 | 0,46 | 0,55 |
| L 30x 4 | 30 | 30 | 4 | 1,65 | 2,10 | 0,95 | 0,95 | 45,00 | 1,76 | 0,86 | 0,91 | 1,76 | 0,86 | 0,91 | 2,93 | 1,38 | 1,18 | 0,58 | 0,55 | 0,52 |
| L 40x 2 | 40 | 40 | 2 | 1,20 | 1,33 | 1,10 | 1,10 | 45,00 | 2,44 | 0,84 | 1,26 | 2,44 | 0,84 | 1,26 | 3,96 | 1,40 | 1,61 | 0,92 | 0,85 | 0,78 |
| L 40x 3 | 40 | 40 | 3 | 1,75 | 2,23 | 1,15 | 1,15 | 45,00 | 3,49 | 1,22 | 1,25 | 3,49 | 1,22 | 1,25 | 5,71 | 2,02 | 1,60 | 1,27 | 0,90 | 0,75 |
| L 40x 4 | 40 | 40 | 4 | 2,28 | 2,90 | 1,20 | 1,20 | 45,00 | 4,44 | 1,59 | 1,24 | 4,44 | 1,59 | 1,24 | 7,23 | 2,59 | 1,59 | 1,55 | 1,10 | 0,73 |
| L 40x 5 | 40 | 40 | 5 | 2,77 | 3,54 | 1,25 | 1,25 | 45,00 | 5,29 | 1,92 | 1,22 | 5,29 | 1,92 | 1,22 | 8,80 | 3,11 | 1,58 | 1,77 | 1,25 | 0,71 |
| L 50x 2 | 50 | 50 | 2 | 1,51 | 1,93 | 1,35 | 1,35 | 45,00 | 4,85 | 1,33 | 1,59 | 4,85 | 1,33 | 1,59 | 7,85 | 2,22 | 2,02 | 1,85 | 1,05 | 0,98 |
| L 50x 3 | 50 | 50 | 3 | 2,22 | 2,83 | 1,40 | 1,40 | 45,00 | 7,01 | 1,95 | 1,57 | 7,01 | 1,95 | 1,57 | 11,42 | 3,23 | 2,01 | 2,61 | 1,47 | 0,96 |
| L 50x 4 | 50 | 50 | 4 | 2,90 | 3,70 | 1,45 | 1,45 | 45,00 | 9,01 | 2,54 | 1,56 | 9,01 | 2,54 | 1,56 | 14,76 | 4,18 | 2,00 | 3,25 | 1,84 | 0,94 |
| L 50x 5 | 50 | 50 | 5 | 3,56 | 4,54 | 1,50 | 1,50 | 45,00 | 10,84 | 3,10 | 1,55 | 10,84 | 3,10 | 1,55 | 17,89 | 5,06 | 1,99 | 3,79 | 2,14 | 0,91 |
| L 60x 3 | 60 | 60 | 3 | 2,69 | 3,43 | 1,65 | 1,65 | 45,00 | 12,34 | 2,84 | 1,90 | 12,34 | 2,84 | 1,90 | 20,03 | 4,72 | 2,42 | 4,65 | 2,19 | 1,16 |
| L 60x 4 | 60 | 60 | 4 | 3,53 | 4,50 | 1,70 | 1,70 | 45,00 | 15,96 | 3,71 | 1,70 | 15,96 | 3,71 | 1,70 | 26,04 | 6,14 | 2,40 | 5,88 | 2,77 | 1,14 |
| L 60x 5 | 60 | 60 | 5 | 4,34 | 5,54 | 1,75 | 1,75 | 45,00 | 19,33 | 4,55 | 1,87 | 19,33 | 4,55 | 1,87 | 31,72 | 7,48 | 2,39 | 6,95 | 3,27 | 1,12 |
| L 75x 3 | 75 | 75 | 3 | 3,40 | 4,33 | 2,02 | 2,02 | 45,00 | 24,55 | 4,48 | 2,38 | 24,55 | 4,48 | 2,38 | 39,72 | 7,49 | 3,03 | 9,38 | 3,53 | 1,47 |
| L 75x 4 | 75 | 75 | 4 | 4,47 | 5,70 | 2,07 | 2,07 | 45,00 | 31,94 | 5,88 | 2,37 | 31,94 | 5,88 | 2,37 | 51,90 | 9,79 | 3,02 | 11,99 | 4,51 | 1,45 |
| L 75x 5 | 75 | 75 | 5 | 5,52 | 7,04 | 2,12 | 2,12 | 45,00 | 38,96 | 7,24 | 2,35 | 38,96 | 7,24 | 2,35 | 63,56 | 11,99 | 3,01 | 14,35 | 5,40 | 1,43 |
| L 75x 6 | 75 | 75 | 6 | 6,53 | 8,33 | 2,17 | 2,17 | 45,00 | 45,60 | 8,56 | 2,34 | 45,60 | 8,56 | 2,34 | 74,73 | 14,09 | 2,99 | 16,46 | 6,20 | 1,41 |
| L 80x 4 | 80 | 80 | 4 | 4,79 | 6,10 | 2,20 | 2,20 | 45,00 | 39,00 | 6,72 | 2,53 | 39,00 | 6,72 | 2,53 | 63,30 | 11,19 | 3,22 | 14,70 | 5,19 | 1,55 |
| L 80x 5 | 80 | 80 | 5 | 5,91 | 7,54 | 2,25 | 2,25 | 45,00 | 47,65 | 8,28 | 2,51 | 47,65 | 8,28 | 2,51 | 77,64 | 13,72 | 3,21 | 17,65 | 6,23 | 1,53 |
| L 80x 6 | 80 | 80 | 6 | 7,00 | 8,93 | 2,30 | 2,30 | 45,00 | 55,86 | 9,79 | 2,50 | 55,86 | 9,79 | 2,50 | 91,39 | 16,16 | 3,20 | 20,32 | 7,17 | 1,51 |
| L 80x 8 | 80 | 80 | 8 | 9,11 | 11,61 | 2,40 | 2,40 | 45,00 | 71,03 | 12,68 | 2,47 | 71,03 | 12,68 | 2,47 | 117,22 | 20,72 | 3,18 | 24,85 | 8,78 | 1,46 |
| L 80x 10 | 80 | 80 | 10 | 11,09 | 14,14 | 2,50 | 2,50 | 45,00 | 94,59 | 15,39 | 2,45 | 94,59 | 15,39 | 2,45 | 140,84 | 24,90 | 3,16 | 28,34 | 10,04 | 1,42 |
| L100x 5 | 100 | 100 | 5 | 7,48 | 9,54 | 2,75 | 2,75 | 45,00 | 95,23 | 13,13 | 3,16 | 95,23 | 13,13 | 3,16 | 154,55 | 21,86 | 4,03 | 35,90 | 10,13 | 1,94 |

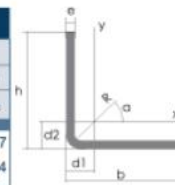


Figura B.20 Catálogo de Perfil Angulo Nacional

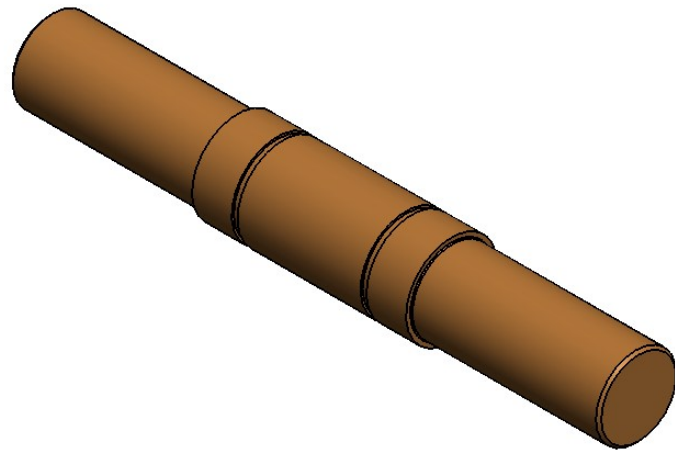
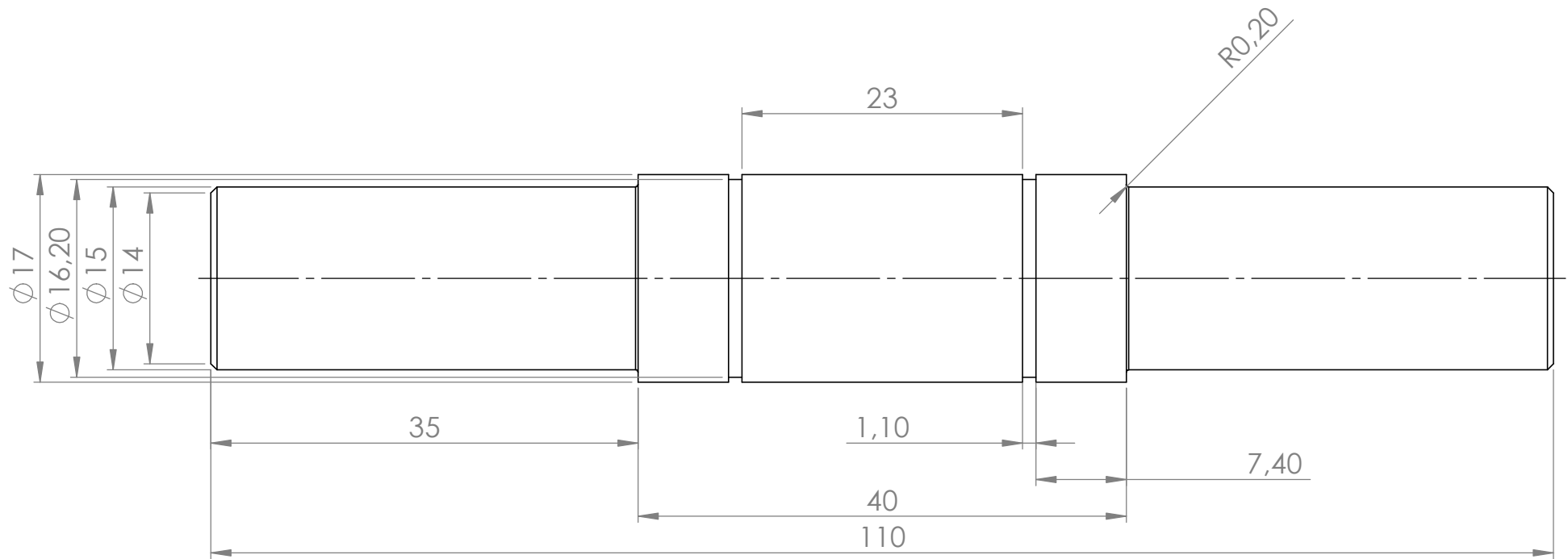
Table C-C2.1
K Values for Columns

| Buckled shape of column is shown by dashed line | (a) | (b) | (c) | (d) | (e) | (f) |
|--|------|------|-----|-----|------|-----|
| Theoretical K Value | 0.5 | 0.7 | 1.0 | 1.0 | 2.0 | 2.0 |
| Recommended design value when ideal condition are approximated | 0.65 | 0.80 | 1.2 | 1.0 | 2.10 | 2.0 |
| End Condition code | | | | | | |

Figura B.21 Factor de múltiplo para distintos apoyos en columnas

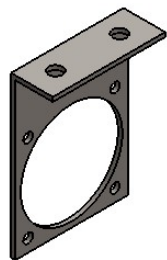
ANEXO C

PLANOS

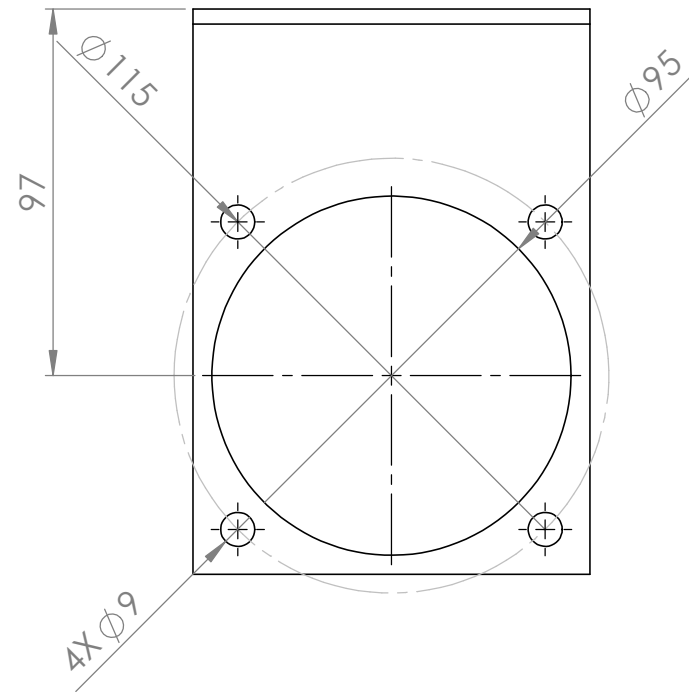
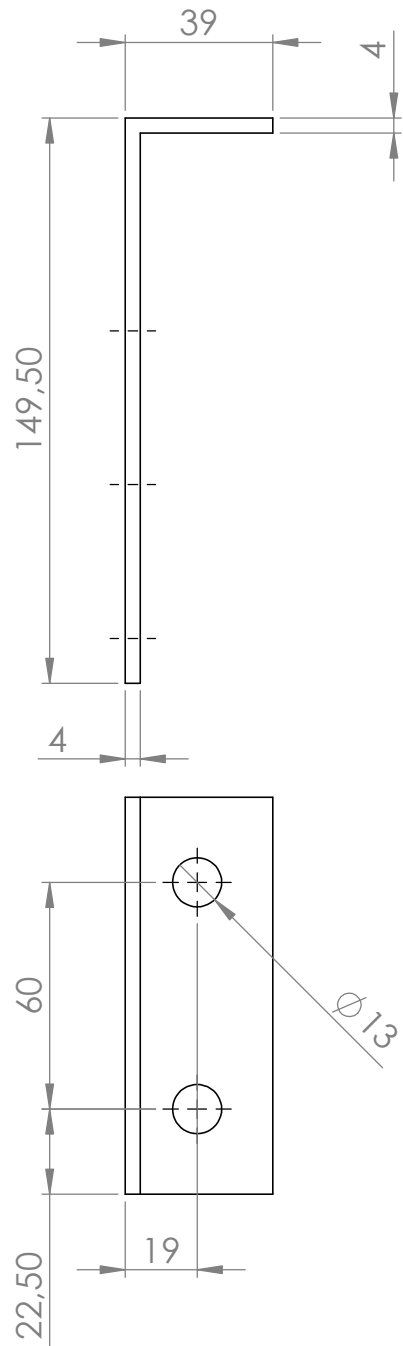


ESCALA 1:1

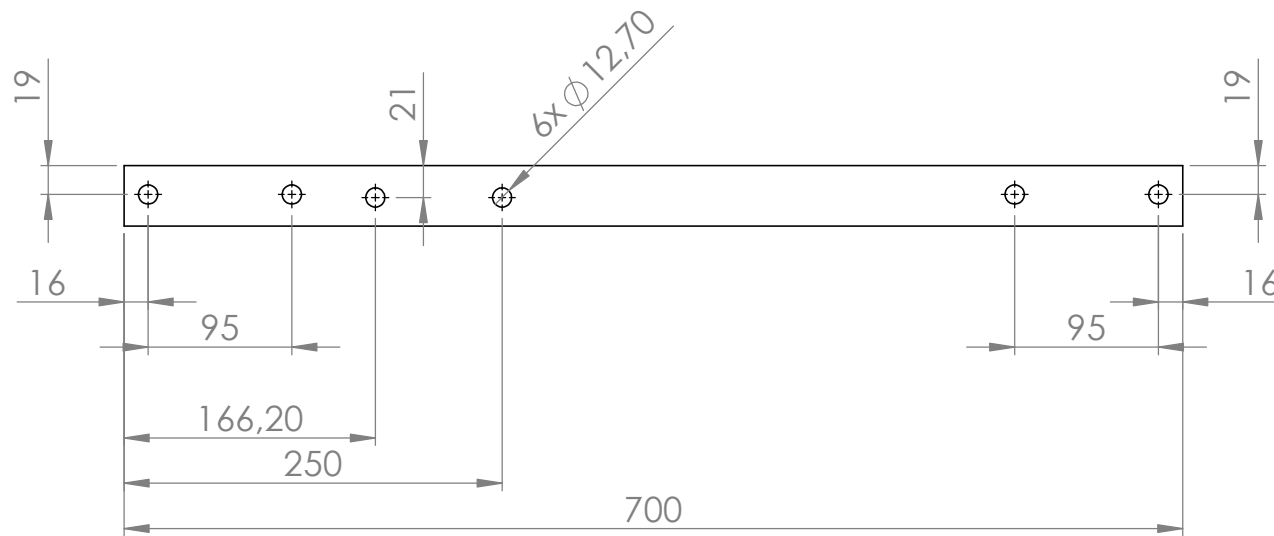
| | | | | | |
|---------------|------------------------|--|-----------------------------|--------------|-----------------|
| | | FIMCP Facultad de Ingeniería en Mecánica y Ciencias de la Producción | | | |
| MATERIAL: | | PESO: | TÍTULO: | | |
| Bronce SAE 40 | | 177.56 g | Eje para poleas conductoras | | |
| NOMBRE | | FECHA | TOLERANCIA: | | |
| DIBUJ. | VILLAMAR GOMEZ D. | 31/08/2018 | | | |
| REVIS. | ING. CASTRO LIVINGSTON | 31/08/2018 | ESCALA: 2:1 | UNIDADES: mm | NO. DE PLANO: 1 |



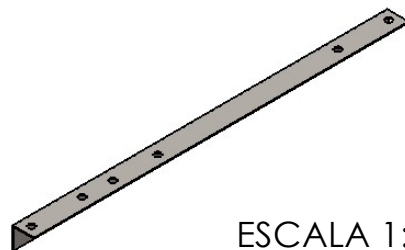
ESCALA 1:5



| | | | | | |
|-------------------------------|-------------------|--|--------------------------------------|-----------------|--|
| | | FIMCP Facultad de Ingeniería en Mecánica y Ciencias de la Producción | | | |
| MATERIAL: ASTM A36 | | PESO: 369.40 g | TÍTULO: Soporte de servomotor | | |
| DIBUJ. VILLAMAR GOMEZ D. | | FECHA: 31/08/2018 | TOLERANCIA: | | |
| REVIS. ING. CASTRO LIVINGSTON | FECHA: 31/08/2018 | ESCALA: 1:2 | UNIDADES: mm | NO. DE PLANO: 2 | |

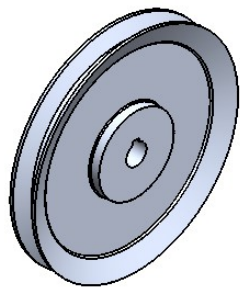
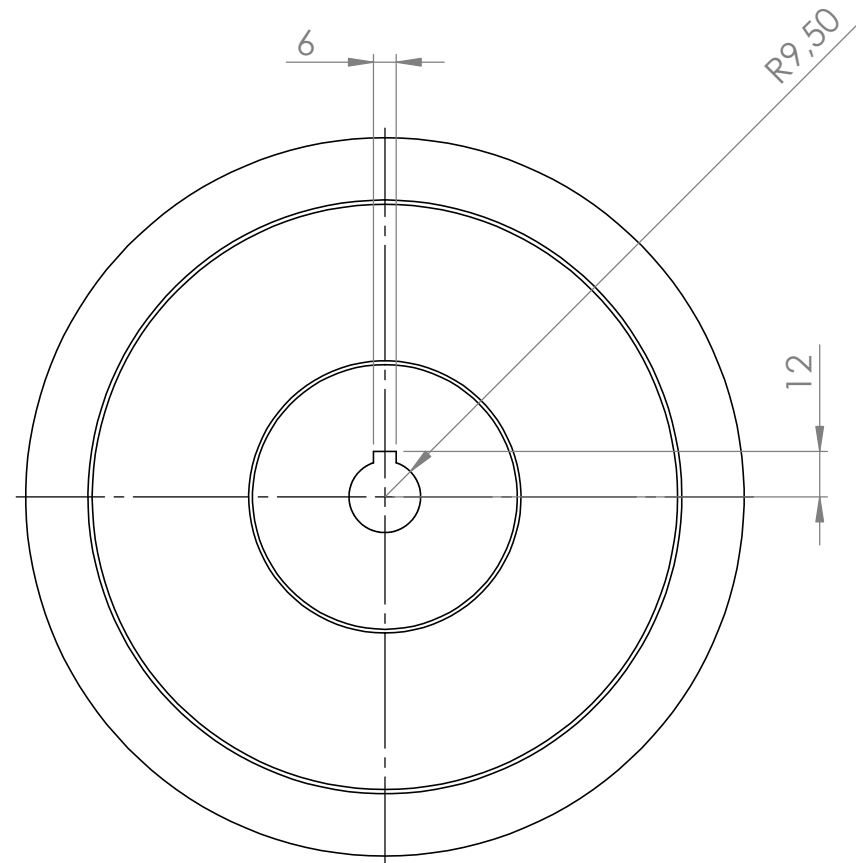
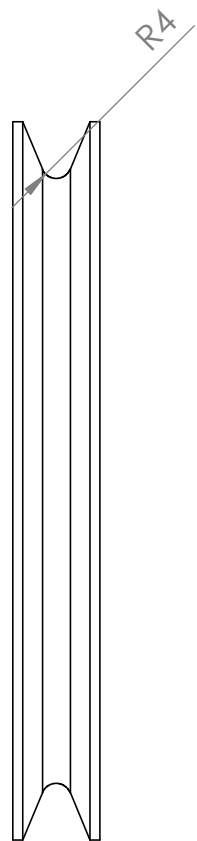


ANGULO NACIONAL L 40X2



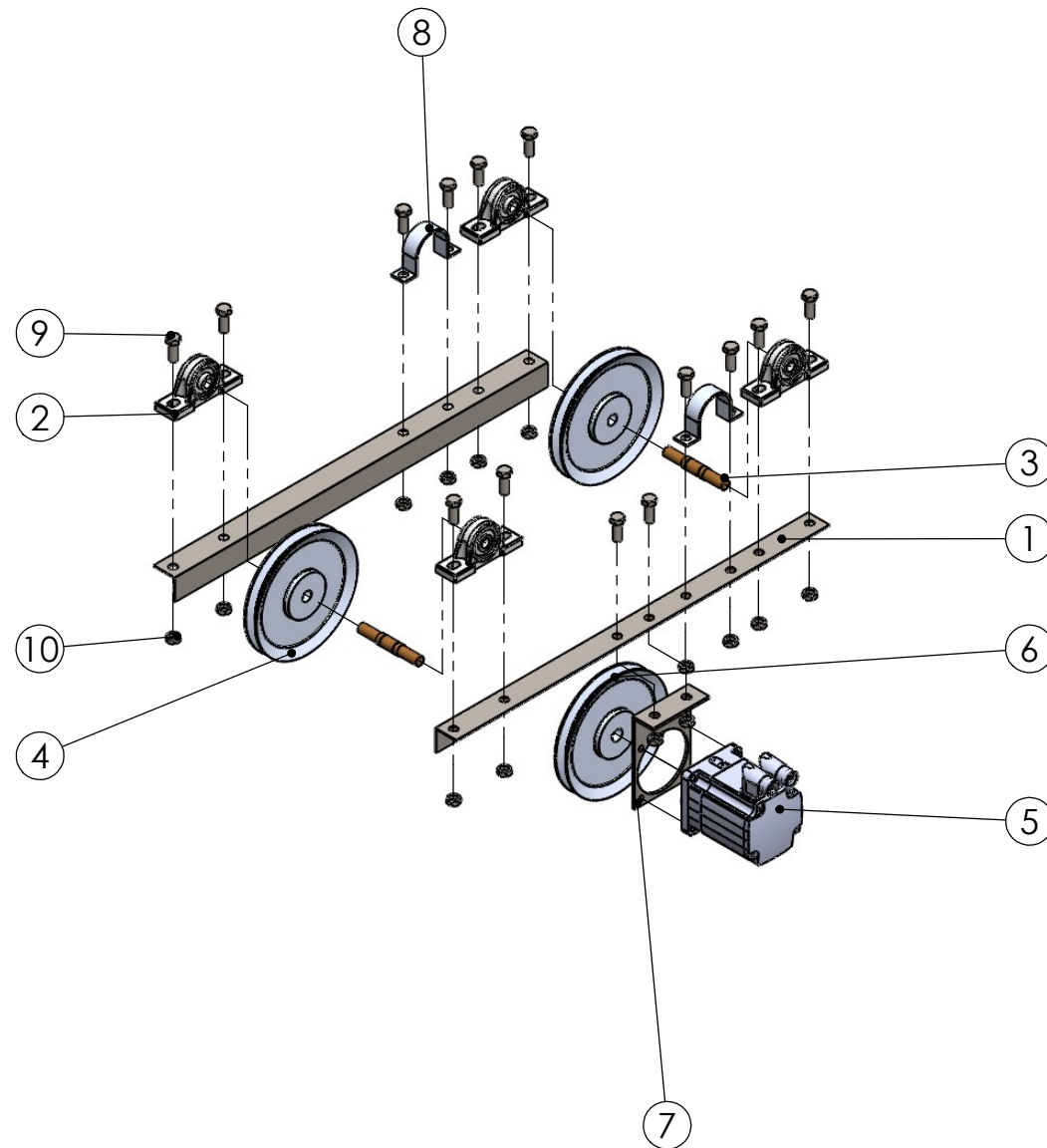
ESCALA 1:10

| | | | | |
|--------------------------------|-------------------|--|--------------|-----------------|
| | | FIMCP Facultad de Ingeniería en Mecánica y Ciencias de la Producción | | |
| | | MATERIAL: ASTM A36 | | |
| DIBUJ.: VILLAMAR GOMEZ D. | | FECHA: 31/08/2018 | | TOLERANCIA: |
| REVIS.: ING. CASTRO LIVINGSTON | FECHA: 31/08/2018 | ESCALA: 1:5 | UNIDADES: mm | NO. DE PLANO: 3 |



ESCALA 1:5

| | | | | | |
|------------------------------------|------------------------|--|-----------------------------|--------------|------------------|
| | | FIMCP Facultad de Ingeniería en Mecánica y Ciencias de la Producción | | | |
| MATERIAL: Fundición de Aluminio | | PESO: 2,6 g | TÍTULO: Polea Motriz | | |
| DIBUJ. VILLAMAR GOMEZ D. | | FECHA 31/08/2018 | TOLERANCIA: | | |
| REVIS. | ING. CASTRO LIVINGSTON | 31-08-2018 | ESCALA:1:2 | UNIDADES: mm | NO. DE PLANO : 4 |



| N.º DE ELEMENTO | N.º DE PIEZA | CANTIDAD |
|-----------------|-----------------------|----------|
| 1 | Ángulo nacional L40 2 | 1 |
| 2 | UCP202 | 4 |
| 3 | Eje bronce | 2 |
| 4 | Polea | 2 |
| 5 | Motor BMH1001P06A2A | 1 |
| 6 | Polea motor | 1 |
| 7 | Soporte Motor | 1 |
| 8 | Anclaje tubería | 2 |
| 9 | Perno M12 L30 | 14 |
| 10 | Tuerca M12 | 14 |

| | | | | | |
|-----------|------------------------|--|-----------------------------------|--------------|------------------|
| | | FIMCP Facultad de Ingeniería en Mecánica y Ciencias de la Producción | | | |
| MATERIAL: | | PESO: 13 614 g | TÍTULO: Vista en explosión | | |
| DIBUJ. | VILLAMAR GOMEZ D. | FECHA: 31/08/2018 | TOLERANCIA: | | |
| REVIS. | ING. CASTRO LIVINGSTON | 31-08-2018 | ESCALA:1:20 | UNIDADES: mm | NO. DE PLANO : 5 |