TECNOLÓGICO NACIONAL DE MÉXICO

INSTITUTO TECNOLÓGICO DE APIZACO

NOMBRE DEL PROYECTO

DISEÑO ESTRUCTURAL Y DE CONTROL AUTOMÁTICO DE SISTEMA DE SUMINISTRO DE CONDUCTOR ELÉCTRICO.

TITULACIÓN INTEGRAL, INFORME DE RESIDENCIA PROFESIONAL

PARA OBTENER EL TITULO PROFESIONAL DE:

INGENIERÍA MECATRÓNICA.

PRESENTA:

ANGEL GABRIEL DE LA TORRE REYES.

NOMBRE DEL ASESOR:

CARLOS ALBERTO MORA SANTOS.

APIZACO, TLAXCALA, A ABRIL DE 2026.

Instituto Tecnológico de Apizaco
Metal-Mecánica

Tzompantepec, Tlaxcala, 08/diciembre/2025

Oficio No. MM-771/2025

Asunto: Liberación de Proyecto para Titulación Integral.

LIC. CECILIA YARELLY ARREGUIN LARA
JEFA DE LA DIVISIÓN DE ESTUDIOS PROFESIONALES
P R E S E N T E

Por este medio informo que ha sido liberado el siguiente proyecto para Titulación integral:

Alumno (a):	ÁNGEL GABRIEL DE LA TORRE REYES
Carrera:	INGENIERÍA MECATRÓNICA
No. De Control:	20370705
Nombre del Proyecto:	"DISEÑO ESTRUCTURAL Y DE CONTROL AUTOMÁTICO DE SISTEMA DE SUMINISTRO DE CONDUCTOR ELÉCTRICO".
Producto:	TITULACIÓN INTEGRAL INFORME DE RESIDENCIA PROFESIONAL.

Agradezco de antemano su valioso apoyo en esta importante actividad para la formación profesional de nuestros egresados.

A T E N T A M E N T E
Excelencia en Educación Tecnológica®
Pensar para Servir, Servir para Triunfar®

ESTADOS UNIDOS MEXICANOS
SECRETARÍA DE EDUCACIÓN PÚBLICA
TECNOLÓGICO NACIONAL DE MÉXICO
INSTITUTO TECNOLÓGICO DE APIZACO
DEPARTAMENTO DE METAL MECÁNICA

MTRO. JORGE AGUILAR VÁZQUEZ
JEFE DEL DEPTO. DE METAL-MECÁNICA

DR. CARLOS ALBERTO MORA SANTOS
ASESOR

c.p.- Archivo.
JAV*petry.

Tzompantepec, Tlaxcala, 26/Enero/2026

ANGEL GABRIEL DE LA TORRE REYES
EGRESADO(A) DE LA CARRERA DE INGENIERÍA MECATRÓNICA
CON NÚMERO DE CONTROL 20370705.
P R E S E N T E.

Por este medio, me permito informar a usted que por aprobación de la comisión revisora asignada para valorar el trabajo que mediante la opción **TITULACIÓN INTEGRAL INFORME DE RESIDENCIA PROFESIONAL** y cuyo tema es**: "DISEÑO ESTRUCTURAL Y DE CONTROL AUTOMÁTICO DE SISTEMA DE SUMINISTRO DE CONDUCTOR ELÉCTRICO",** conforme a lo establecido en el procedimiento para la obtención del Título Profesional en el Instituto Tecnológico, la División de Estudios Profesionales a mi cargo le otorga la:

AUTORIZACIÓN DE IMPRESIÓN

Debiendo entregar **1 USB** del mismo, apropiadamente empastados, a la brevedad, para presentar su Acto de Recepción Profesional.

Sin otro particular por el momento me despido.

A T E N T A M E N T E
Excelencia en Educación Tecnológica®
Pensar para Servir, Servir para Triunfar®

EDUCACIÓN | TECNOLÓGICO NACIONAL DE MÉXICO
INSTITUTO TECNOLÓGICO DE APIZACO
DIVISIÓN DE ESTUDIOS PROFESIONALES

CECILIA YARELLY ARREGUÍN LARA
JEFA DE LA DIVISIÓN DE ESTUDIOS PROFESIONALES

ccp. Archivo
CYAL/Gsc*

AGRADECIMIENTOS.

A los ingenieros de la empresa Ingeniería de Proyectos Eléctricos de Apizaco, por la oportunidad brindada para integrarme a su equipo y por su invaluable contribución al desarrollo de este proyecto, a través de su constante retroalimentación. Su apoyo fue fundamental para mi crecimiento tanto personal como profesional.

A mi asesor interno, el Dr. Carlos Albero Mora Santos, por brindarme su tiempo, conocimiento y guiarme en el proceso de estructuración del proyecto, así como su disposición a resolver todas las dudas sin excepción alguna.

A los amigos que tuve en la carrera, por brindarme su apoyo y por enseñarme que el trabajo en equipo siempre va a ser la mejor opción para la solución de problemas.

A mis padres, por darme su apoyo incondicional e inspirarme a seguir adelante a pesar de las adversidades. Por brindarme los grandes valores que me han hecho la persona que soy y por enseñarme a base de esfuerzos que ningún logro es difícil si se es constante en la vida. A ellos, les debo este logro tan importante en mi vida.

A mis hermanos, por darme su apoyo y confianza durante este trayecto.

A mi hermano Luis Enrique, por inspirarme y ser un ejemplo de superación.

Ángel Gabriel de la Torre Reyes.

INDICE

AGRADECIMIENTOS. 2
RESUMEN. 6
1. GENERALIDADES DEL PROYECTO 6
1.1 INTRODUCCIÓN. 7
1.2 DESCRIPCIÓN DE LA EMPRESA. 8
1.2.1 ¿Qué empresa es? 8
1.2.2 Misión. 8
1.2.3 Visión. 8
1.3 PROBLEMAS POR RESOLVER. 9
1.4 OBJETIVOS. 14
1.4.1 GENERAL. 14
1.4.2 ESPECIFICOS. 14
1.5 JUSTIFICACIÓN. 14
2. MARCO TEÓRICO. 15
2.1 Antecedentes. 15
2.2 Diseño estructural. 16
2.2.1 Definición. 16
2.2.2 Etapas. 16
2.3 Control automático. 17
2.3.1 Definición. 17
2.3.2 Tecnologías empleadas en la automatización de procesos. 17
2.4 Sistema. 18
2.4.1 Definición. 18
2.4.2 Clasificación de sistemas: 18
2.5 Suministro. 19
2.5.1 Definición. 19
2.6 Generalidades del conductor. 19
a) Conductor media tensión. 19
b) Investigación de conductor baja tensión. 20

2.7 Material de carretes. 20
2.8 Método Pugsley. 21
2.9 Criterio de diseño por esfuerzos admisibles. 22
3. DESARROLLO. 24
3.1 INVESTIGACIÓN PREVIA DEL PROYECTO. 24
3.1.1 Conductores utilizados por la empresa. 24
3.1.2 Investigación de carretes. 24
3.1.3 Para carretes portadores de conductor ACSR 26
3.1.4 Para carretes portadores de conductores múltiples para distribución aérea hasta 600 V y para 75° C. 26
3.1.5 necesidades de diseño. 26
3.2 DISEÑO ESTRUCTURAL DEL PROYECTO. 27
3.2.1 Boceto representativo 27
3.2.2 Datos iniciales de dimensionamiento y masa (datos máximos y mínimos considerando tolerancia del ±10% marcada por la norma NMX-EE-161-1983 [11]). 27
3.2.3 Cálculo de cargas. 30
3.2.4 Cálculo de ejes. 34
3.2.5 Cálculo de vigas. 37
3.2.6 Selección de rodamientos. 46
3.2.7 Cálculo de tornillería para soportes de pie con rodamiento de rodillos. 49
3.2.8 Cálculo de engranes y tren de engranes. 50
3.3 SELECCIÓN DE MATERIALES ADECUADOS PARA EL CORRECTO FUNCIONAMIENTO DEL PROYECTO. 56
3.3.1 Selección de materiales para rodillos. 56
3.3.2 Selección de materiales para vigas de estructura. 56
3.3.3 Selección de materiales para tornillería para soportes de pie para rodamiento de rodillos. 57
3.3.4 Selección *soportes de pie para rodamiento de rodillos.* 58
3.3.5 Selección de materiales para engranes. 58
3.3.6 Selección de materiales para recubrimiento de rodillos. 60
3.3.7 Selección de riel lineal. 61

3.4 ELABORACIÓN DE DISEÑO MEDIANTE PROGRAMA DE DIBUJO ASISTIDO POR COMPUTADORA. 62
3.5 DISEÑO DEL CONTROL AUTOMÁTICO DEL SISTEMA. 62
3.5.1 Diseño de la etapa de potencia. 62
3.5.2 Diseño de la etapa de control. 66
3.6 SIMULACIÓN DE CONTROL AUTOMÁTICO MEDIANTE SOFTWARE. 70
3.7 SOLUCIÓN A POSIBLES PROBLEMAS DEL CONTROL AUTOMÁTICO DEL SISTEMA. 74
4. RESULTADOS 76
CONCLUSIONES 86
COMPETENCIAS DESARROLLADAS. 87
REFERENCIAS BIBLIOGRAFICAS. 88
ANEXOS 91
ANEXOS A: TABLAS 92
ANEXOS B: DOCUMENTOS 101
ANEXOS C: PLANOS 105

RESUMEN.

Este proyecto presenta el diseño detallado de un sistema automatizado para el suministro de conductor eléctrico, desarrollado para la empresa Ingeniería de Proyectos Eléctricos de Apizaco. La necesidad de este sistema surge de las ineficiencias identificadas en los procesos actuales de la empresa, específicamente en la medición y manipulación manual del conductor, lo que conlleva a un desperdicio de material y tiempos improductivos.

El objetivo principal del proyecto es proporcionar un diseño conceptual completo para un sistema de suministro automatizado que permita un despacho contabilizado y preciso del conductor eléctrico. Para lograr esto, se abordan aspectos como el análisis del proceso de suministro actual, el desarrollo del concepto funcional del sistema, el modelado geométrico de los componentes, ensamble y simulación de componentes mecánicos, el diseño y simulación del sistema de control.

Es importante destacar que el alcance de este proyecto se limita al diseño del sistema. La construcción física, implementación y puesta en marcha del sistema diseñado serán llevadas a cabo por la empresa Ingeniería de Proyectos Eléctricos de Apizaco, utilizando los planos y especificaciones generados en este proyecto.

1. GENERALIDADES DEL PROYECTO

1.1 INTRODUCCIÓN.

Para toda empresa de cualquier sector, el uso eficiente de sus recursos es clave para una buena sostenibilidad empresarial a largo plazo, así como una buena competitividad con respecto a otras empresas dentro de su mismo sector.

Para las empresas, una parte fundamental para la longevidad empresarial es la destinación de recursos intelectuales, económicos y tecnológicos para la innovación, lo que hace posible para las mismas, volverse competitivas dentro de un mercado que cada día demanda más eficiencia en los procesos. Recursos tan importantes como el tiempo, combustibles, dinero, materiales y recurso humano deben de ser utilizados de una forma eficiente tal que se maximice la productividad dentro de su campo.

Dentro del campo de construcción de líneas de media y baja tensión de distribución aéreas en México, es necesaria la intervención de empresas subcontratadas por Comisión Federal de Electricidad, la cual, no tiene la capacidad de personal y equipo para poder satisfacer la demanda de construcción de dichas obras. Para cubrir eso se ayuda de empresas privadas, de forma coordinada tanto en la administración, como en campo. Dichos trabajos se asignan como obras independientes que, forman parte de un contrato.

Comisión Federal de Electricidad en sus 16 divisiones distribuidas en todo el país, es la encargada de surtir los materiales necesarios a las empresas privadas para su instalación en campo. Uno de los materiales fundamentales para las líneas aéreas es el conductor eléctrico. Este es suministrado embobinado en carretes de distintas medidas dentro del embobinado. El problema es que se requieren cantidades de longitud específicas para instalar y los carretes traen cantidades definidas, por ello se realizan cortes al conductor. Este trabajo es llevado a cabo por los trabajadores quienes realizan las mediciones con un alto grado de incertidumbre, lo que trae como consecuencia medidas inexactas a la hora de instalar el conductor eléctrico, generando la necesidad de cortar el cable sobrante resultando como desperdicio y para chatarra, debido a que no tiene otro uso más que ser vendido para su reciclaje.

El trabajo de la medición del conductor para su respectivo corte es muy tardado debido a su alta resistencia a la tracción, es de difícil manipulación manual, por lo que, para facilitar este trabajo, es necesario el uso de un camión con brazo neumático para su tendido. Pero, el uso de camión para este tipo de trabajos no es una actividad rentable, debido a las pérdidas de tiempo y combustibles a la hora de

realizarlo. A largo plazo el uso constante de camión con brazo neumático se vuelve una actividad que afecta negativamente las ganancias de la empresa a causa del consumo de combustible y tiempos muertos de los camiones, reduciendo márgenes de rentabilidad.

Es por eso que Ingeniería de Proyectos Eléctricos de Apizaco, decidió realizar el diseño para su futura construcción de un sistema capaz de suministrar el conductor eléctrico de forma exacta, eliminando así el alto nivel de incertidumbre en las medidas; y como consecuencia, hacer más eficientes sus procesos.

1.2 DESCRIPCIÓN DE LA EMPRESA.

1.2.1 ¿Qué empresa es?

Ingeniería de proyectos eléctricos de Apizaco, es una empresa principalmente dedicada a realizar trabajos de electro-construcción en redes aéreas de media y baja tensión para Comisión Federal De Electricidad mediante contratos, ya sea de electrificación rural, aportaciones o pérdidas, previamente licitados.

Dichos trabajos se realizan en las redes aéreas de distribución ya sea existentes o redes nuevas.

La empresa está ubicada en Calle Plaza Principal No. 13 col. Santa Úrsula Zimatepec, Tlaxcala donde se encuentran las oficinas centrales.

La empresa, debido a su capacidad operacional cuenta con centros de operaciones secundarios en los estados de Pachuca y Heroica Puebla de Zaragoza para poder abarcar la zona Centro Oriente de Comisión Federal de Electricidad y sus distintas áreas y zonas de distribución.

1.2.2 Misión.

Brindar soluciones integrales para el desarrollo y ejecución de proyectos en instalaciones eléctricas en construcciones, construcción de obras de generación y conducción de energía eléctrica, construcción de inmuebles comerciales, institucionales y de servicios, construcción de obras de urbanización, otras construcciones de ingeniería civil u obra pesada con un enfoque de calidad, seguridad y eficiencia.

1.2.3 Visión.

Ser líder indiscutible en el mercado nacional de infraestructuras eléctricas de media y baja tensión, destacándonos por nuestra innovación constante, la calidad de nuestros proyectos y nuestro firme compromiso con la sostenibilidad y la responsabilidad social. Nos esforzamos por ser reconocidos como un referente en

el sector, brindando soluciones energéticas integrales que no solo satisfagan las necesidades de nuestros clientes, sino que también contribuyan al bienestar de las comunidades y al cuidado del medio ambiente.

1.3 PROBLEMAS POR RESOLVER.

La alta competitividad ha sido uno de los puntos decisivos para la longevidad empresarial, lo que obliga al sector privado a ser más eficientes en sus procesos poder competir en términos de costo-calidad con empresas de su mismo ramo. Por eso, que la constante inversión en innovación es un punto clave para la mejora de procesos.

La empresa Ingeniería de Proyectos Eléctricos de Apizaco ha presentado ineficiencias en la gestión de recursos, durante el suministro de conductor eléctrico para la instalación en líneas aéreas de media y baja tensión.

El suministro de conductor eléctrico constituye una actividad recurrente, llevándose a cabo con una frecuencia de cinco a ocho ocasiones por semana. Este abastecimiento se materializa en las instalaciones de la bodega de la empresa, utilizando conductor previamente proporcionado por la Comisión Federal de Electricidad en la presentación de carretes como se muestra en las figuras 1.1.

(a)

(b)

Figura 1.1 Suministro de conductor eléctrico en Carretes. a) Almacén San Felipe CFE. b) División Centro Oriente, Heroica Puebla De Zaragoza.

(c)

c) almacén Santa Julia CFE División Centro Oriente, Pachuca.

La primera problemática identificada radica en la inversión de tiempo destinado a la medición de los conductores requeridos para la instalación. Esta actividad se dificulta por las propiedades mecánicas inherentes al conductor, lo que complejiza su manipulación. El tiempo empleado en esta actividad, es considerado como tiempo no productivo para la empresa, al no generar rentabilidad directa. Esta tarea involucra la dedicación de al menos tres operarios: una persona que tienda el conductor, otra que desenrede el conductor y otra que realice la medición de este con cinta métrica (destajistas); labor que debería ser destinada a la persona encargada de bodega de IPEA, pero al ser tarea para más de una persona, resulta no viable.

La falta de un sistema para desenrollar un carrete a base de soportes de apoyo con chumaceras o devanadoras, orilla a los trabajadores a realizar este tipo de actividades fuera de norma. Además, el uso de este tipo de sistemas requiere de mucho espacio para poder realizar el tendido del conductor y la respectiva medición, recurso con el que la empresa no cuenta. El espacio de bodega es reducido en cuestión de mediciones de conductor a base de tendido como se muestra en la figura 1.3.

El desconocimiento normativo por parte del personal lleva a realizar el tendido de conductor para su respectiva medición de una forma incorrecta, y que, como marca las normas de construcción aéreas en media y baja tensión de CFE [1] (figura 1.2).

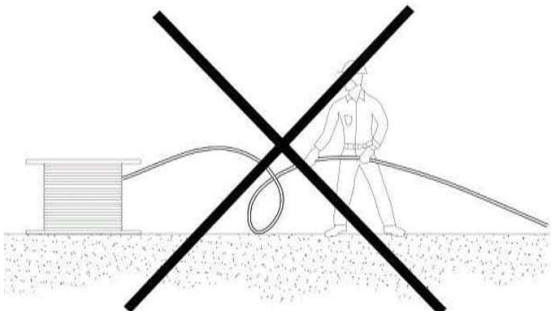


Figura 1.2. Manera incorrecta de tender conductor (especificación CFE DCCIAMBT).

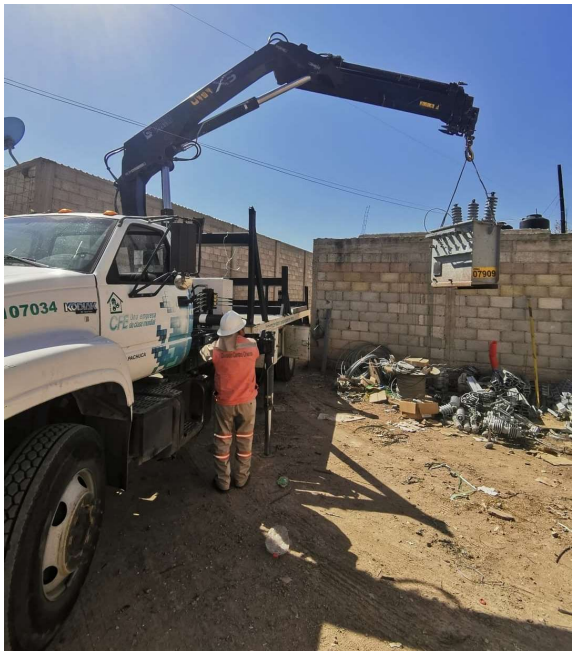


Figura 1.3. Espacio Reducido Bodega IPEA.

Lo anterior se puede ver reflejado en llamadas de atención por parte de supervisiones de CFE en las recurrentes visitas a campo, dando como consecuencia en posibles penalizaciones por la falta de cumplimiento de las normas de construcción.

Como alternativa a la problemática inicial de la inversión significativa de tiempo en la medición manual de los conductores, se ha implementado el uso de un camión equipado con brazo neumático, como se muestra en la figura 1.4. Esta herramienta se emplea para la elevación y manipulación de los carretes, buscando agilizar el proceso de tendido del cable previo a su medición. Sin embargo, es crucial señalar que la medición subsiguiente continúa realizándose mediante el mismo método manual (utilización de cinta métrica) descrito en la primera problemática, lo que

limita la efectividad del proceso. Además del gasto de los recursos tiempo-personal al realizar la medición de este mediante el método de medición de conductor tenido.

Esta práctica introduce una segunda problemática sustancial: el uso constante del camión con brazo neumático generando periodos de inactividad improductiva de dicho equipo. Dado que esta tarea no se traduce en una rentabilidad directa para la empresa, el uso recurrente del camión se considera un gasto operativo. Este gasto se deriva del consumo de combustible necesario para el traslado del camión desde su ubicación habitual hasta la bodega de material, así como del combustible adicional requerido para el funcionamiento del brazo neumático. Es importante destacar que la operación del brazo neumático demanda el funcionamiento continuo de la bomba de aceite hidráulico, la cual, a su vez, está directamente ligada al motor del vehículo, incrementando el consumo de combustible durante la ejecución de esta tarea.

Figura 1.4. Tendido de conductor mediante uso de camión con brazo neumático.

La tercera problemática identificada se manifiesta en la considerable generación de residuos no utilizables, como se muestran en la figuras 1.5, denominados por la Comisión Federal de Electricidad como “material en mal estado (chatarra) (véase anexo B1)”. Esta situación es una consecuencia directa de la incertidumbre. inherente al proceso de medición manual del conductor, lo que inevitablemente conduce a pérdidas de material y, por ende, a perjuicios económicos para la empresa. El método de medición actualmente empleado se basa en la utilización de una cinta métrica dispuesta en paralelo al hilo conductor, una técnica que ha demostrado ser altamente ineficiente debido a los significativos niveles de inexactitud que presenta.

(a) (b)

Figura 1.5. Contenedores de residuos chatarra almacén Santa Julia. a) Con conductor 1/0-3/0 desnudo. b) Con cable múltiple AAC-ACSR.

La ineficiencia del método de la cinta métrica (figura 1.6) se origina en la falta de precisión al determinar la longitud requerida para los claros durante la instalación. Esta imprecisión se traduce en dos escenarios problemáticos principales. El primero, y el más frecuente, ocurre cuando la longitud del conductor cortado excede la distancia necesaria para el claro. En estos casos, se requiere realizar un corte del excedente una vez que el conductor ha sido instalado. El segundo problema se presenta cuando la longitud del conductor cortado resulta inferior a la requerida para el claro. En esta situación, la única solución viable es proceder al corte de una nueva sección de conductor.

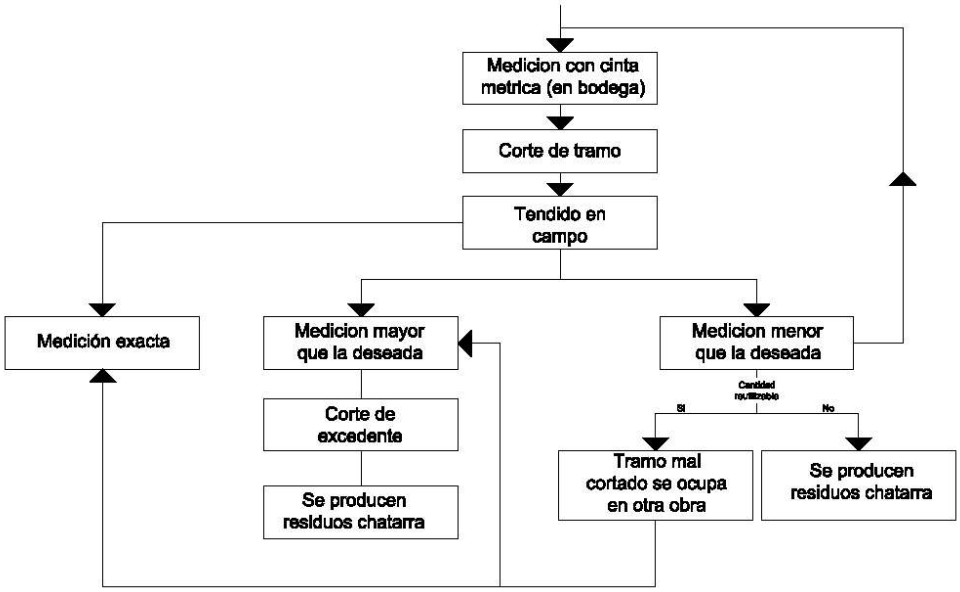


Figura 1.6. Esquema de medición

1.4 OBJETIVOS.

1.4.1 GENERAL.

Diseñar conceptualmente un sistema de suministro de conductor eléctrico automatizado para el despacho contabilizado del conductor.

1.4.2 ESPECIFICOS.

- Conocer el procedimiento de suministro actual para crear un diagrama de flujo que lleve al desarrollo del sistema automatizado.
- Desarrollar el concepto funcional del sistema, para determinar los componentes que conformaran el dispositivo.
- Realizar el diseño de cada uno de los componentes y su ensamble para crear los dibujos de ingeniería y realizar simulaciones de trabajo.
- Diseñar el sistema de control para el funcionamiento automatizado del sistema.

1.5 JUSTIFICACIÓN.

La ingeniería de desarrollo depende en entender la función que va a realizar el concepto (diseño). Se apoya del modelado para la eficiente administración y planificación de la fabricación actual. Estas para la gestión de materiales y permiten un control detallado durante todo el proceso productivo. Una planificación minuciosa es esencial para asegurar la fabricación correcta del producto deseado y para minimizar posibles errores. Estas tecnologías optimizan los recursos y tiempos, y proporcionan una visión integral del proyecto, contribuyendo a la eficacia y calidad en la manufactura.

2. MARCO TEÓRICO.

2.1 Antecedentes.

Para el suministro de conductor eléctrico, existen distintos métodos como los mencionados en la problemática del presente proyecto. Comercialmente se encuentran sistemas de suministro tipo porta bobinas, como se muestra en las figuras 2.1 (móvil y fijo) y a patín des bobinador mostrado en la figura 2.2.

Figura 2.1. Porta bobinas a) móvil (Remolques Fukushima 2023).

b) fijo (KLG Distributión).

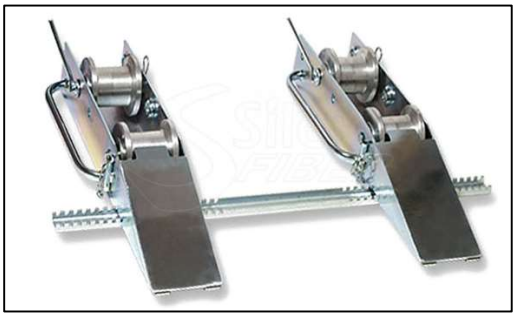


Figura 2.2. Patín des bobinador (Silex Fiber).

Con estos, aunque resuelven el problema del mal tendido del conductor, no resuelven los problemas de la incertidumbre de mediciones del conductor tendido y,

la necesidad de espacio, por lo que no es una opción viable. además del gasto de los recursos tiempo-personal al realizar la medición de este mediante el método de medición de conductor tenido.

2.2 Diseño estructural.

2.2.1 Definición.

El diseño estructural se define como el proceso mediante el cual, a partir de los datos intrínsecos del objeto a construir, se proyecta un sistema estructural que sea tanto funcional como factible.

El diseño estructural tiene como premisa fundamental proveer una estructura segura y económicamente viable que satisfaga una necesidad específica. La condición de seguridad se establece por la capacidad de la estructura para operar sin fallas durante toda su vida útil proyectada, bajo la acción de las cargas y solicitaciones esperadas. Este proceso integra consideraciones económicas, buscando la optimización de recursos y el costo mínimo entre las soluciones alternativas disponibles, lo cual es esencial para la viabilidad del proyecto.

2.2.2 Etapas.

[7] Las etapas del diseño estructural son:

1. Estructuración
2. Análisis
3. Dimensionamiento.

La estructuración implica la definición de la tipología estructural y la selección del material. La solución final prevalecerá cuando satisfaga las condiciones de seguridad y funcionalidad con el mínimo costo.

El análisis comprende la modelación de la estructura y el cálculo de deformaciones y esfuerzos internos de sus elementos

El dimensionamiento, comúnmente llamado también “diseño” de los elementos, requiere la consideración del tipo de solicitación (carga axial, flexión, corte y torsión), del comportamiento del elemento frente a tal solicitación, en lo que incide el material a usar, y el nivel de seguridad razonable a adoptar.

En diseño, se parte de un problema indefinido, en el que hay que proponer una estructuración o dimensión, lo que corresponde a plantear los datos antes de poder proceder al análisis y el dimensionamiento. La primera proposición generalmente

podrá perfeccionarse, corrigiendo los datos iniciales, o incluso volviendo a comenzar con una nueva forma. Ello hace que el diseño se pueda interpretar como un proceso de aproximaciones sucesivas, en que una primera solución se va mejorando a medida que los datos se van precisando, como muestra el esquema de la figura 2.3.

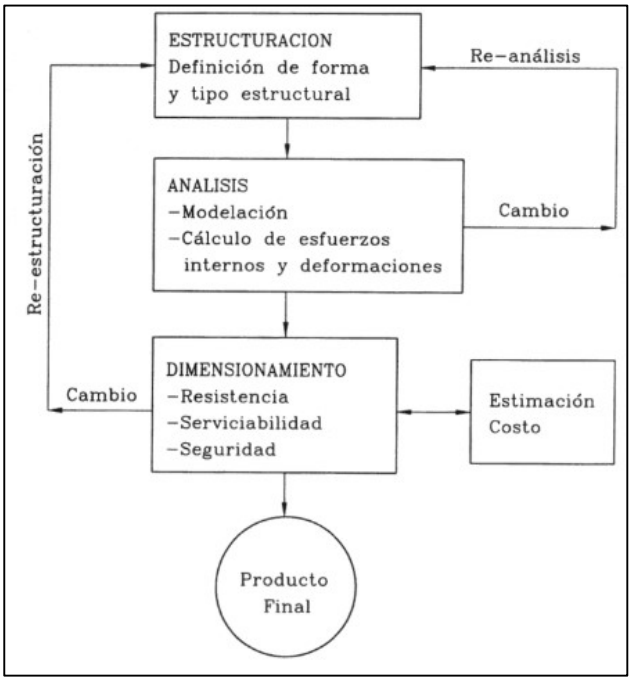


Figura 2.3. Etapas del proceso de diseño estructural. (Riddell, C. R. & Hidalgo, O. P; 2018)

2.3 Control automático.

2.3.1 Definición.

Es aquel conjunto de técnicas y herramientas que permiten mantener una condición física o cantidad medible en un valor deseado. Se basa de una medición instantánea de la variable a controlar y de una comparación con un valor de referencia, para que, se pueda reducir o aumentar el valor de la variable medida mediante una acción correctiva.

2.3.2 Tecnologías empleadas en la automatización de procesos.

[8] Hoy en día se cuenta con diferentes tecnologías que se pueden emplear en automatización, las cuales se pueden clasificar en las siguientes:

- Técnicas cableadas: esta denominación agrupa a aquellos sistemas diseñados a medida que utilizan diferentes componentes conectados entre sí para realizar determinadas operaciones.
- Técnicas programadas: comprende el uso de sistemas más de procesado de información. Estas técnicas se pueden clasificar en:
    - Microprocesadores: computadores de propósito general que pueden ser conectados al proceso de forma similar a la lógica cableada, sustituyendo partes complejas de ella.
    - Pc industrial: utilización de ordenador personal para el control.
    - Autómata programable: sistemas específicos de control de dispositivos especialmente diseñados para su aplicación en entornos industriales, tal como el PLC (Controlador Lógico Programable).
    - Control numérico: adaptación de un sistema de control computarizado para el manejo de una máquina de funcionamiento complejo.
    - Control de robot: controlador diseñado para la gestión del movimiento en dispositivos robotizados.
    - Bus de control: Sistema de comunicación entre diferentes partes del proceso que se controlan básicamente por separado pero cuyo funcionamiento requiere de una gran coordinación.

2.4 Sistema.

2.4.1 Definición.

Un sistema es una combinación de elementos que actúan conjuntamente y cumplen un determinado objetivo. Estos elementos pueden ser físicos, conceptuales o una combinación de ambos.

2.4.2 Clasificación de sistemas:

Los sistemas se clasifican de la siguiente manera:

a) Abiertos: Aquellos que interactúan constantemente con su entorno, intercambiando materia, energía e información (la mayoría de los sistemas reales).
b) Cerrados: Aquellos que tienen una interacción mínima o nula con su entorno, lo que los hace teóricamente aislados (ej. un universo termodinámico). En la práctica, son ideales que pocos sistemas alcanzan.
c) Aislados: No intercambian ni materia ni energía con el entorno.

2.5 Suministro.

2.5.1 Definición.

El concepto de suministro es fundamental en diversas disciplinas, desde la economía y la logística hasta la ingeniería y la gestión de proyectos. En su acepción más amplia, el suministro se refiere al acto o proceso de proveer o distribuir bienes, servicios, información o recursos necesarios para satisfacer una demanda o cumplir un objetivo. Implica la disponibilidad y entrega oportuna de los elementos requeridos para la operación continua de un sistema, proceso o actividad.

Un suministro eficiente es importante para reducir costos operativos, mejorar la calidad del producto o servicio, aumentar la capacidad de respuesta al mercado y fortalecer la competitividad.

2.6 Generalidades del conductor.

Para la construcción de líneas aéreas, existe un factor muy importante el cual es la selección del conductor. Existen dos tipos de conductores utilizados en esta área.

a) Conductor para línea de media tensión aérea.
b) Conductor para líneas de baja tensión aérea.

a) Conductor media tensión.

Para los conductores de media tensión se normalizan con base en los siguientes criterios:

Material:

Cable ACSR: Cable de aluminio con refuerzo central de acero, utilizado en áreas urbanas y de contaminación.

Cable AAC: Conductor fabricado en aluminio de nominación usada generalmente para conductores desnudos, utilizado en líneas aéreas rurales en todos los calibres normalizados.

Cable de cobre Cu: Cable de cobre desnudo en temple duro, semiduro y suave, utilizado en áreas donde se justifica técnica y económicamente.

Calibres:

Eléctricamente se calcula el calibre en función de la carga por alimentar y la distancia de la fuente a la carga. (Analizando regulación y perdidas de energía por

conducción). Empleando como mínimo 53.5 mm^2 (1/0 AWG) ACSR 85 mm^2 (3/0 AWG) AAC y 33.6 mm^2 (2 AWG) Cu.

En las *normas de construcción de instalaciones aéreas en media y baja tensión de CFE [2],* se muestra la relación de material y calibres de conductores eléctricos utilizados en líneas aéreas de media y baja tensión (véase anexo A1).

b) Investigación de conductor baja tensión.

Los conductores de baja tensión en líneas aéreas deben utilizarse cable múltiple forrado, el cual es el formado por un conductor desnudo o de soporte y uno o varios conductores de aluminio o de cobre forrados y dispuestos helicoidalmente alrededor del conductor desnudo.

Se utilizan 3 tipos de cables múltiples que son combinaciones de materiales los cuales son los siguientes:

Cable múltiple AAC-ACSR (figura 2.4).

Cable múltiple AAC-AAC. (figura 2.4).

Cable múltiple de cobre Cu-Cu (cobre), con mensajero de cobre semiduro. (figura 2.4).

Los conductores mencionados anteriormente pueden verse en anexos A2, A3 y A4 respectivamente

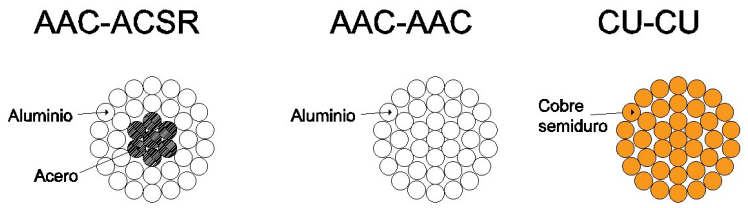


Figura 2.4. Figura esquemática conductores utilizados en líneas aéreas (por fase).

Las especificaciones de cada conductor mencionado pueden ser obtenidas de los códigos normalizados aprobados por la dirección general de distribución y abastecimientos de energía eléctrica [3][4][5][6].

2.7 Material de carretes.

La madera se utiliza ampliamente para la fabricación de carretes debido a su costo relativamente bajo, disponibilidad y facilidad de manipulación. Es un material

tradicional que ha demostrado ser funcional para enrollar y transportar diversos tipos de cables, alambres y otros materiales flexibles.

En México, el uso de madera para carretes, especialmente aquellos destinados al comercio internacional, está regulado por la Norma Oficial Mexicana NOM-144-SEMARNAT-2017, que establece las medidas fitosanitarias y los requisitos de la marca reconocidas internacionalmente para el embalaje de madera que se utiliza en el comercio internacional de bienes y mercancías.

Los tipos de madera utilizados son las siguientes los cuales se pueden apreciar sus propiedades de densidad.

- Pino: Es una de las maderas más comunes y económicas, ofreciendo una buena relación resistencia-peso.
- Madera contrachapada: Proporciona mayor estabilidad dimensional y resistencia a la deformación en comparación con la madera maciza. Se utiliza para diferentes tipos de carretes.
- Maderas tropicales (según disponibilidad regional): Algunas maderas duras tropicales pueden utilizarse por su mayor resistencia y durabilidad, aunque su costo puede ser más elevado.
- Madera reciclada: En un esfuerzo por la sostenibilidad y la reducción de costos, también se utilizan carretes de madera reciclada.

2.8 Método Pugsley.

El Método de Pugsley, desarrollado por Sir Alfred Pugsley, es un criterio semiempírico que proporciona un enfoque estructurado para el cálculo del Factor de Seguridad global (Ns) de un elemento mecánico o estructural. A diferencia de los métodos que solo consideran la relación simple entre resistencia del material y esfuerzo de trabajo, Pugsley integra los riesgos e incertidumbres asociados a todo el ciclo de vida del componente, desde su fabricación hasta su operación y falla potencial.

El método establece lo siguiente:

$$\eta s = \eta_{sx}\eta_{sy}$$

Donde:

η_{sx} = factor de seguridad que involucra características A, B y C

A = calidad de los materiales, destreza, mantenimiento e inspección

B = control sobre la carga aplicada a la parte

C = exactitud del análisis del esfuerzo, información experimental o experiencia con dispositivos similares

η_{sy} = factor de seguridad que involucra las características D y E

D = peligro para el personal

E = impacto económico

En la tabla 9 (véase anexo A9) se proporcionan los valores de η_{sx} para varias condiciones de A, B y C. Para utilizar esta tabla, se estima cada característica para una aplicación en particular como muy buena (mb), buena (b), regular (r) o pobre (p). En la tabla 10 (véase anexo A10) se muestran los valores de η_{sy} para varias condiciones de D y E. Para usar esta tabla se estima cada característica para una aplicación en particular como muy seria (ms), seria (s) o no sería (ns).

Aunque es un procedimiento simple para obtener los factores de seguridad, el método Pugsley ilustra las preocupaciones presentes en la selección del factor de seguridad. Muchos parámetros, como la resistencia del material y las cargas aplicadas, puede que no sean bien conocidos y la confianza en el análisis de ingeniería puede ser sospechosa. Por estas razones, el factor de seguridad ha sido llamado "factor de ignorancia", ya que compensa la ignorancia del medio ambiente total, situación que todos los ingenieros de diseño enfrentan hasta cierto punto. El método de Pugsley también es solamente una directriz y no es especialmente conservadora; en ingeniería la mayoría de los factores de seguridad son mucho mayores que aquellos que resultan de la ecuación.

2.9 Criterio de diseño por esfuerzos admisibles.

Este método se basa en diseñar los elementos para que de una serie de cargas combinadas los elementos diseñados trabajen dentro del rango elástico, de manera matemática se puede representar como:

$$\sigma_{admisible} \leq \frac{\sigma_{fluencia}}{\eta}$$

Donde:

$\sigma_{admisible}$: Es la resistencia requerida determinado por medio del análisis de una serie de combinaciones de carga, las combinaciones de cargas son propuestos por las especificaciones AISC en el método ASD.

$\sigma_{fluencia}$: Es el esfuerzo nominal de los materiales, los cuales son estandarizados y propuestos por los proveedores y/o comprobados en base a diferentes pruebas de materiales.

η: Es el factor de seguridad el cual hace que los materiales trabajen dentro de sus estados límites, estos factores de seguridad son estandarizados por el AISC, los

cuales tiene diferentes valores dependiendo la acción interna al que este sometido el elemento. El diseño en base a este método implica la selección de una sección transversal que cumpla los fundamentos básicos del diseño (economía, seguridad y funcionalidad) y que esta sección seleccionada vaya a estar expuesta a esfuerzos cuyos valores máximos no excedan los estados limites (rango elástico).

3. DESARROLLO.

3.1 INVESTIGACIÓN PREVIA DEL PROYECTO.

Antes de proceder con el diseño de un sistema de suministro, resulta fundamental llevar a cabo una investigación exhaustiva que permita identificar las necesidades específicas de la empresa. Este análisis tiene como propósito garantizar que el diseño del sistema de suministro de conductor eléctrico cumpla con dichas necesidades de manera eficiente.

La información recabada durante esta investigación debe ser considerada tanto en el diseño estructural como en el diseño de control del proyecto. Asimismo, es esencial que los datos utilizados se ajusten a las normas y estándares establecidos dentro del país, asegurando así que el sistema cumpla con los requisitos técnicos y regulatorios vigentes.

3.1.1 Conductores utilizados por la empresa.

A través de una investigación exhaustiva en los vales de despacho emitidos por la Comisión Federal de Electricidad a la empresa (véase en anexos B2 y B3) en el marco de diversos contratos, se ha podido constatar el suministro exclusivo de los siguientes tipos de conductores:

- Cable múltiple AAC-ACSR (2+1) 3/0-1/0.
- Cable múltiple AAC-ACSR (3+1) 3/0-1/0.
- Cable ACSR 3/0.
- Cable ACSR 1/0.

Es importante destacar que la empresa, objeto de estudio, ejecuta exclusivamente contratos en los cuales los conductores empleados (mencionados anteriormente) representan una fracción menor en volumen y tipología en comparación con la variedad de tipos existentes (anexos A1, A2, A3, A4). Estos conductores, además, se caracterizan por poseer propiedades físicas, mecánicas y dimensionamientos distintos.

3.1.2 Investigación de carretes.

Dentro de la indagación de carretes, solo se hará hincapié en los que portan los conductores con los que construye la empresa, ya que son los de interés para poder realizar el sistema de suministro de conductor.

En el contexto específico de México, la norma que rige las especificaciones de los carretes de madera para conductores eléctricos es la *NMX-EE-161-1983 "Envase y Embalaje - Carretes de Madera para Conductores Eléctricos y Telefónicos – Especificaciones";* Los carretes de madera utilizados para el transporte de

conductor eléctrico suelen estar fabricados principalmente con pino, eucalipto y abedul [11].

Las dimensiones de los carretes gobiernan el diseño del sistema de suministro de conductor eléctrico, más específicamente, se tomará en consideración los valores de carrete de mayores dimensiones que se han suministrado hasta la fecha a la empresa IPEA y tomando en consideración las tolerancias dimensionales del carrete de ±10% marcadas por la norma NMX-EE-161-1983.

Cada carrete contiene, en la cara donde está la punta interior, una placa de aluminio grapada o clavada de identificación que cuenta con la siguiente información:

a) Nombre o marca comercial del fabricante.
b) País de origen.
c) Clave y descripción corta del cable.
d) Designación del cable.
e) Longitud aproximada en m.
f) Masa bruta en kg
g) Masa neta en kg
h) Tara en kg
i) Numero de contrato.
j) Año de fabricación.
k) Tamaño del carrete (véase anexo A7)

Dentro del ámbito de carretes, existen generalidades que son posibles gracias a normas nacionales, tales como el dimensionamiento (véase anexo A6) y componentes principales (figura 3.1) marcados por la norma NMX-EE-161-1983.

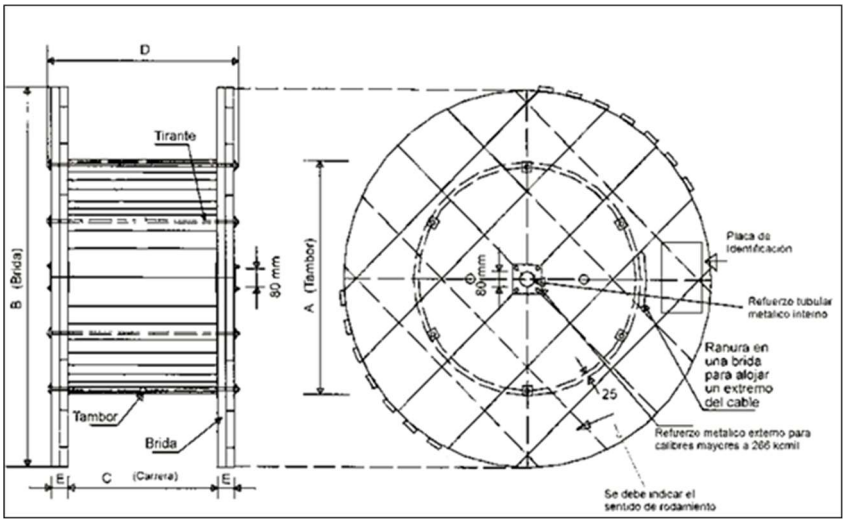


Figura 3.1. Características de carretes (Especificación CFE E1000-12) [3].

Los carretes que han sido suministrados por CFE a la empresa han sido los que tienen la siguiente denominación corta: 1, 2, 3, 7, 8, 11, 15.

3.1.3 Para carretes portadores de conductor ACSR

Como las medidas de conductor embobinadas en cada carrete varían, y por ende también varia la masa total del carrete con conductor, para cuestiones de este proyecto se toma en consideración valores de masa y dimensiones máximas normalizadas, las cuales pueden encontrar en la especificación proporcionada por comisión federal de electricidad [3]

Como se mencionó en el punto número 3.1.1, se tomará en consideración los conductores ACSR 1/0 Y ACSR 3/0.

3.1.4 Para carretes portadores de conductores múltiples para distribución aérea hasta 600 V y para 75° C.

Al igual que el punto 3.1.4, se tomarán en consideración valores de masa y dimensiones máximos (véase anexo A8) marcados en norma [5].

Para cuestión de masas en kg de tramo de embarque de carrete con la finalidad de determinar la cantidad máxima por carrete permitida de conductor dependiendo su tipo es importante tomar en consideración el punto 11.2 marcado en la especificación E1000-12 [3] la cual establece que la masa en kg del tramo de embarque debe ser preferentemente lo establecido en la tabla no. 7 (véase anexo A7) con una tolerancia de ± 5% excepto para el cable con sección transversal de 603 mm2 que debe ser de ± 2.5%. Previa autorización de CFE se puede utilizar la aplicación de una masa diferente, misma que deberá de quedar establecida desde el pliego de Requisitos del concurso.

3.1.5 necesidades de diseño

La empresa tiene la necesidad de un sistema con un diseño que posibilite el despacho de conductor con un operario, siendo el bodeguero de la empresa sin la necesidad de la intervención de grúa o personal destajista.

Los carretes pueden ser manipulados por una persona, si estos se encuentran en la posición mostrada en la figura 3.1, por lo que el diseño del sistema debe de ser capaz de manipular los carretes en esta posición, así como facilitar el cambio de carretes para el despacho de diferentes tipos de conductores utilizando la menor cantidad de energía para dicho proceso.

El sistema debe de ser compatible tanto con carretes de menor como de mayor dimensión suministrados a la empresa, sin la necesidad de modificar su estructura, así como debe ser un sistema automatizado capaz de entregar la cantidad de conductor precisa.

El sistema tiene que evitar a toda costa la elevación de carretes con la finalidad de evitar altos costos de construcción y mantenimiento del sistema, así como ser un sistema seguro para el operario.

3.2 DISEÑO ESTRUCTURAL DEL PROYECTO.

3.2.1 Boceto representativo

Inicialmente se procedió a realizar un boceto representativo de la estructura del proyecto, en el cual se toma en consideración única y exclusivamente el funcionamiento y los componentes que conformaran el sistema tal como se muestra en la figura 3.2.

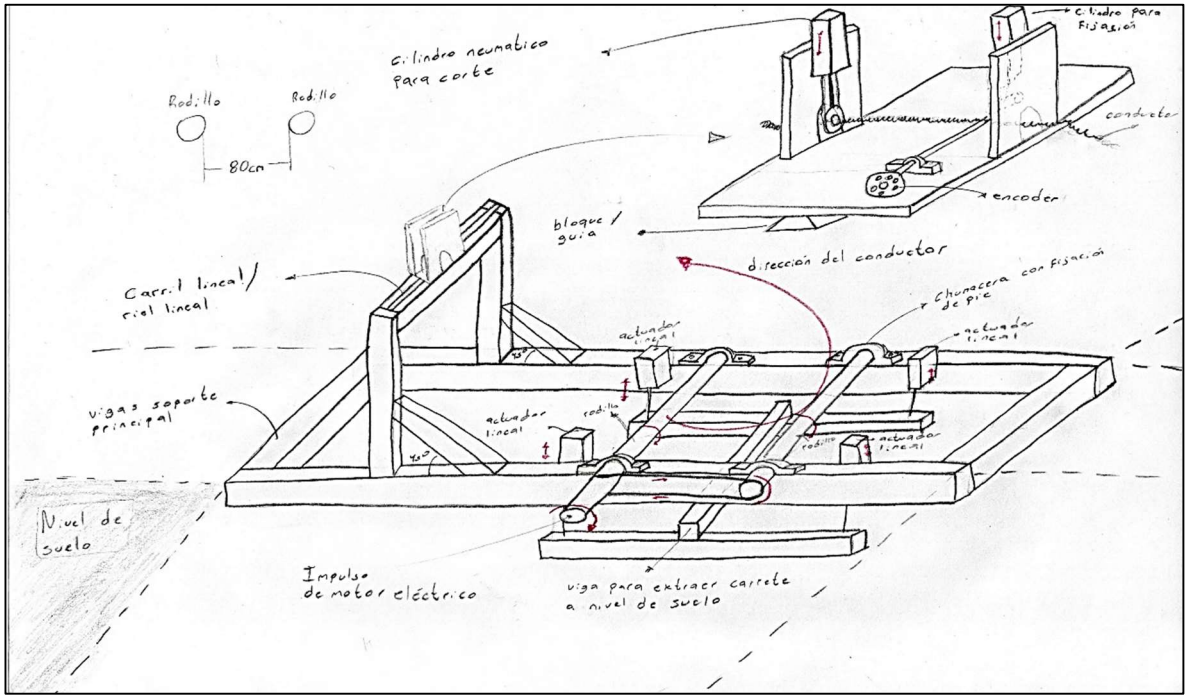


Figura 3.2. Concepto (propuesta) funcional del sistema para determinar los componentes que conformaran el dispositivo.

3.2.2 Datos iniciales de dimensionamiento y masa (datos máximos y mínimos considerando tolerancia del ±10% marcada por la norma NMX-EE-161-1983 [11]).

Dimensiones máximas: **Carrete de denominación corta "2"**, bajo datos de tabla No. 6 (véase anexo A6):

Brida: 1.50 m ± 0.15 m

Espesor de brida: 0.0508 m ± 0.00508 m.

Carrera: 0.80 m ± 0.08 m.

Carrera + (Espesor de brida * 2) = 0.99176 m.

Tambor: 0.80 m ± 0.08 m.

Grosor de Tambor: 0.025 m ± 0.0025 m.

$R_{tambor2} = \frac{0.88\ \mathrm{m}}{2} = 0.44\ \mathrm{m}$

$r_{tambor2} = 0.88\ \mathrm{m} - 0.0275\ \mathrm{m} \rightarrow \frac{0.8525\mathrm{m}}{2} = 0.42625\ \mathrm{m}$

Dimensiones mínimas: **Carrete de denominación corta "1"**, bajo datos de tabla No. 6 (véase anexo A6):

Brida: 1 m ± 0.10 m.

Espesor de brida: 0.0381 m ± 0.0038 m.

Carrera: 0.70 m ± 0.07 m.

Carrera + (Espesor de brida * 2) = 0.6986 m.

Tambor: 0.35 m ± 0.035 m.

Grosor de Tambor: 0.025 m - 0.0025 m.

$R_{tambor1} = \frac{0.315\ \mathrm{m}}{2} = 0.1575\ \mathrm{m}$

$r_{tambor1} = 0.315\ \mathrm{m} - 0.0225\ \mathrm{m} \rightarrow \frac{0.2925\ \mathrm{m}}{2} = 0.14625\ \mathrm{m}$

Datos de masa de conductor máximos permitidos: **Cable ACSR 3/0 y Cable ACSR 1/0.** Bajo datos de tabla No. 7 (véase anexo A7):

$M_{conductorMax}$: 565 kg ± 28.25 kg

Datos de masa de conductor mínimos permitidos**: Cable múltiple AAC-ACSR (2+1) 3/0-1/0.** Bajo datos de tabla No. 8 (véase anexo A8):

$M_{conductorMin}$: 215 kg ± 10.75 kg.

Masa de carrete de Madera **denominación corta 1 considerando valores mínimos**:

Densidad carrete 1 (véase anexo A5): 352 kg/m^3

Área de brida:

$$\pi * r^2 = \pi * \left(\frac{0.9\ \mathrm{m}}{2}\right)^2 = \pi * (0.45\ \mathrm{m})^2 = \pi * 0.2025\ \mathrm{m}^2 = 0.6362\ \mathrm{m}^2$$

Volumen de brida:

$$\text{Area de brida} * \text{Espesor de brida} = 0.6362\ \mathrm{m}^2 * 0.0225\ \mathrm{m} = 0.0143\ \mathrm{m}^3$$

Área de tambor:

$$\left(\pi * R_{tambor1}{}^2\right) - (\pi * r_{tambo}{}^2) = (\pi * (0.1575\ \mathrm{m})^2) - (\pi * (0.14625\ \mathrm{m})^2) = (0.0779\ \mathrm{m}^2 - 0.0672\ \mathrm{m}^2) = 0.0107\ \mathrm{m}^2$$

Volumen de tambor:

$$\text{Area de tambor} * \text{Carrera} = 0.149678\ \mathrm{m}^2 * 0.6986\ \mathrm{m} = 0.1046\ \mathrm{m}^3$$

Sumatoria de Volúmenes para cálculo de volumen total del carrete:

$$\mathrm{V_{carrete1}} = \text{Volumen de tambor} + 2\ (\text{volumen de brida}) = 0.1046\ \mathrm{m}^3 + 2\ (0.0143\ \mathrm{m}^3) = 0.1046\ \mathrm{m}^3 + 0.0286\ \mathrm{m}^3 = 0.1332\ \mathrm{m}^3$$

$$\mathrm{M_{carrete\ 1}} = \rho_{\mathrm{carrete\ 1}} * \mathrm{V_{carrete1}} = 352\ \frac{\mathrm{kg}}{\mathrm{m}^3} * 0.1332\ \mathrm{m}^3 = 46.8864\ \mathrm{kg}$$

$$\mathrm{F_{carrete\ 1}} = 46.8864\ \mathrm{kg} * 9.8\frac{\mathrm{m}}{\mathrm{s}^2} = 459.4867\ \mathrm{N}$$

Masa de carrete de Madera **denominación corta 2 considerando valores máximos**:

Densidad Carrete 2 (véase anexo A5): 849 kg/m^3.

Área de brida:

$$\pi * \mathrm{r}^2 = \pi * \left(\frac{165\ \mathrm{cm}}{2}\right)^2 = \pi * \left(\frac{1.65\ \mathrm{m}}{2}\right)^2 = \pi * (0.825\ \mathrm{m})^2 = \pi * 0.680625\ \mathrm{m}^2 = 2.1382465\ \mathrm{m}^2$$

Volumen de brida:

$$\text{Area de brida} * \text{Grosor de brida} = 2.1382465\ \mathrm{m}^2 * 5.588\ \mathrm{cm} = 2.1382465\ \mathrm{m}^2 * 0.05588\ \mathrm{m} = 0.119485\ \mathrm{m}^3$$

Área de tambor:

$$\left(\pi * {R_{tambor}}^2\right) - \left(\pi * {r_{tambor}}^2\right) = \left(\pi * \left(\frac{88}{2}\ \mathrm{cm}\right)^2\right) - \left(\pi * \left(\frac{85.25}{2}\ \mathrm{cm}\right)^2\right) = \left(\pi * \left(\frac{0.88}{2}\ \mathrm{m}\right)^2\right) - \left(\pi * \left(\frac{0.8525}{2}\ \mathrm{m}\right)^2\right) = (\pi * 0.7744\ \mathrm{m}^2) - (\pi * 0.726756\ \mathrm{m}^2) = (2.432849\ \mathrm{m}^2) - (2.283171\ \mathrm{m}^2) = \ 0.149678\ \mathrm{m}^2$$

Volumen de tambor:

$$\text{Area de tambor} * \text{Carrera} = \ 0.149678\ \mathrm{m}^2 * 88\ \mathrm{cm} = \ 0.149678\ \mathrm{m}^2 * 0.88\ \mathrm{m} = \ 0.131716\ \mathrm{m}^3$$

Sumatoria de Volúmenes para cálculo de volumen total del carrete:

$$V_{carrete2} \ = \ Volumen\ de\ tambor + 2\ (volumen\ de\ brida) = 0.131716\ \mathrm{m}^3 + 2\ (0.119485\ \mathrm{m}^3) = 0.131716\ \mathrm{m}^3 + 0.23897\ \mathrm{m}^3 = \ 0.370686\ \mathrm{m}^3$$

Cálculo de masa de Carrete tipo 2.

$$M_{carrete\ 2} \ = \ \rho_{carrete\ 2} \ * V_{carrete2} \ = \ 849\,\frac{\mathrm{kg}}{\mathrm{m}^3} * \ 0.370686\ \mathrm{m}^3 = \ 314.712414\mathrm{kg}$$

Masa total de Carrete con conductor:

$$M_{total} = \ M_{carrete\ 2} \ + \ M_{conductor}Max \ \ = \ 314.712414\mathrm{kg} + \ 593.25\ \mathrm{kg} = \ 907.962414\ \mathrm{kg}$$

3.2.3 Cálculo de cargas.

Se parte de la idea de que el sistema necesita de la capacidad de soportar el carrete de mayor dimensión, así como teniendo un embobinado de mayor masa permitido en la norma.

Habiendo realizado los cálculos pertinentes en el punto 3.2.2, se utiliza el dato de M_{total} para calcular las cargas puntuales ejercidas sobre los puntos de contacto carrete – rodillo.

Se realiza una representación visual, mostrada en la figura 3.3, sobre la interacción de las fuerzas ejercidas sobre los puntos de contacto entre el carrete y los rodillos.

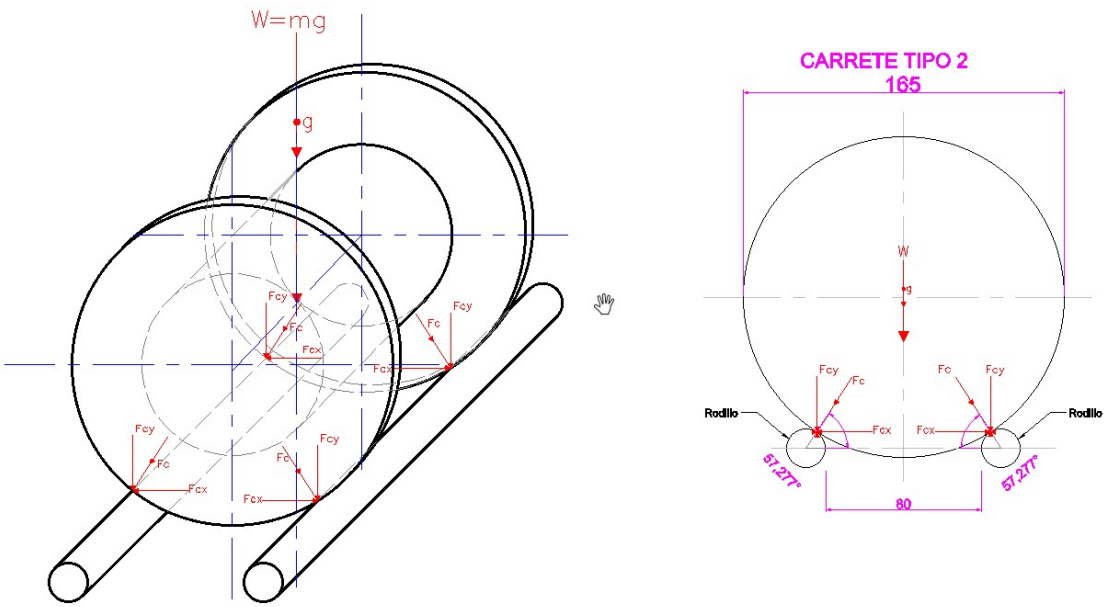


Figura 3.3. Representación de cargas puntuales sobre rodillos.

Se calcula el peso total del carrete de mayor dimensión y el que gobernará el diseño del sistema utilizando el valor de masa mayor de carrete y la constante gravitacional.

$$W = M_{total} * g = 907.962414 \text{ kg} * 9.8 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} = 8898.031657 \text{ N}$$

Teniendo el peso total del carrete, se realiza la distribución de la carga sobre los 4 puntos de contacto en los rodillos como se muestra en la figura 3.3.

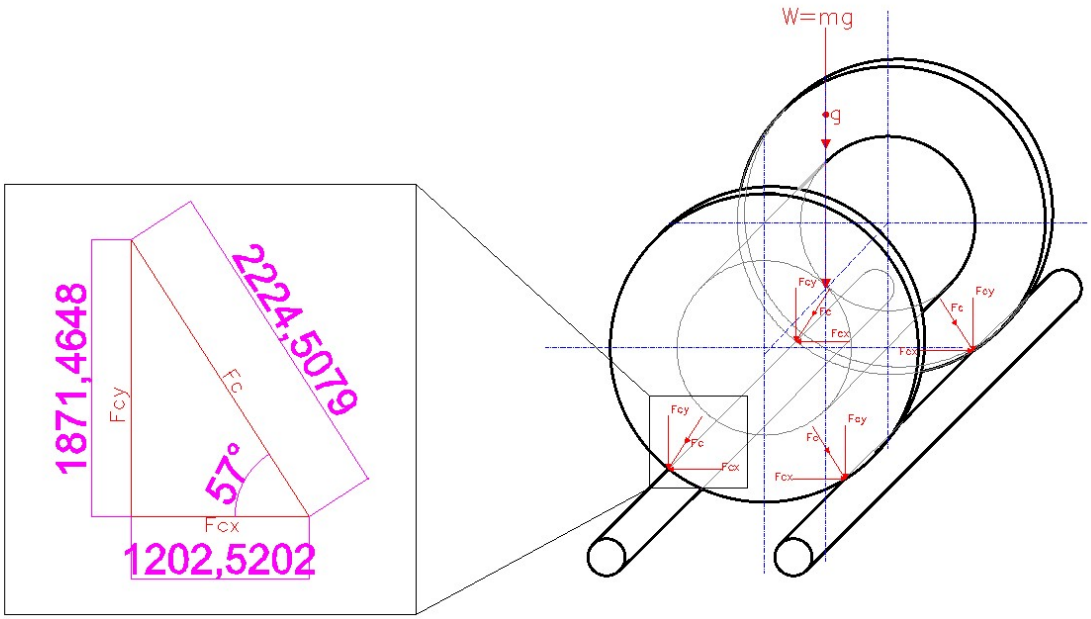
$$\frac{F_c}{4} = \frac{8898.031657\text{N}}{4} = 2224.507914 \text{ N}$$

Se obtienen las fuerzas en X y en Y con la finalidad de conocer las componentes del carrete sobre rodillo para futuros cálculos de diseño.

$$F_{cy} = 2224.507914 \text{ N} * \left(\text{sen}(57.277°)\right) = 1871.464822 \text{ N}$$

$$F_{cx} = 2224.507914 \text{ N} * \left(\cos(57.277°)\right) = 1202.520219 \text{ N}$$

Datos comprobables con diagramas de figura 3.4



3.4 Triangulo rectángulo de componentes de fuerza X,Y de F_c.

Considerando los puntos de contacto sobre rodillos a la estructura base (figura 3.5).

$$Fc + \frac{W_{eje}}{2} = \frac{8898.031657\text{N}}{4} + \frac{F_{eje}}{2} = 2224.507914\ \text{N} + \frac{F_{eje}}{2}$$

Para obtener la masa de eje, se obtiene la densidad del material del eje (subtema 3.3.1) en la tabla 16 (anexo A11)

$$M_{eje} = \rho_{herramientasL2} * V_{eje}$$

$$\rho_{herramientasL} = 8160\frac{\text{Kg}}{\text{m}^3}$$

$$V_{eje} = \left((\pi * R^2) - (\pi * r^2)\right) * L = \left(\left(\pi * \left(\frac{0.1\text{m}}{2}\right)^2\right) - \left(\pi * \left(\frac{0.093193\text{m}}{2}\right)^2\right)\right) * 1.18\ \text{m}$$

$$= (\ 0.0078539\ \text{m}^2 - \ 0.00682113\text{m}^2)\ * 1.18\ \text{m} = \ 1.2187 * 10^{-3}\text{m}^3$$

$$M_{eje} = 8160\frac{\text{Kg}}{\text{m}^3} * (1.2187 * 10^{-3}\text{m}^3) = \ 9.94\ \text{kg}$$

$$W_{eje} = M_{eje} * \text{g} = 5.7109\ \text{kg} * 9.8\frac{\text{m}}{\text{s}^2} = \ 97.412\text{N}$$

$$F_{estructura} = \frac{8898.031657\text{N}}{4} + \frac{97.412\ N}{2} = \ 2224.507914\ \text{N} + 48.7\ \text{N} = \ 2273.20\ \text{N}$$

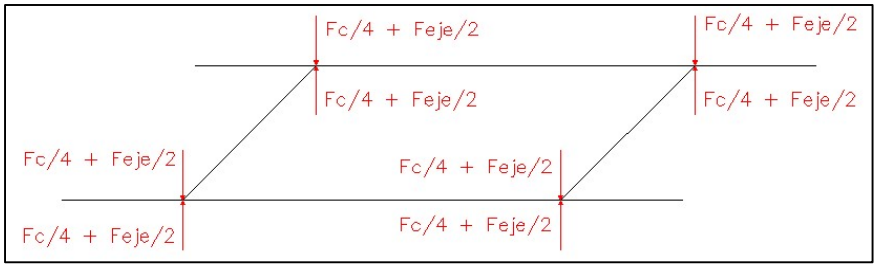


Figura 3.5. representación de fuerzas ejercidas de rodillos a base de estructura.

Para cargas de viga de extracción de carrete (figura 3.6.).

$$\frac{F_c}{2} = \frac{8898.031657\text{N}}{2} = 4449.015828\ \text{N}$$

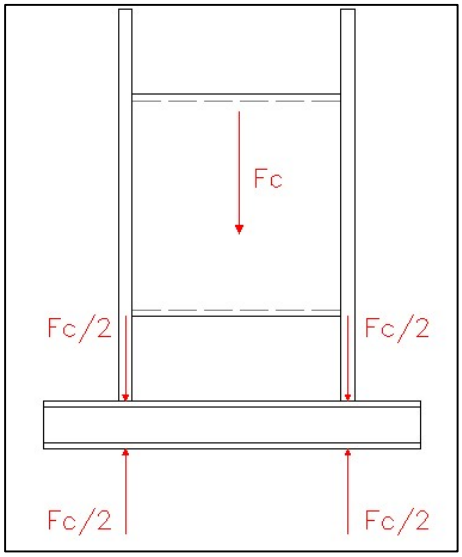


Figura 3.6. Representación de fuerzas ejercidas sobre viga de extracción.

Para cargas de viga de extracción de carrete sobre base de estructura.

Considerando lo siguiente:

$$\frac{F_c}{2} + \frac{F_{vigaextraccion}}{2} + F_{actuador}$$

Tomando en cuenta una masa de actuador promedio de 30 kg por actuador (294 N), se tiene lo siguiente:

$$\frac{8898.031657\text{N}}{2} + \frac{51.54408\ N}{2} + 294\ \text{N} = 4449.015828\ \text{N} + 48.7\ \text{N} + 290\ \text{N} = 4787.71582\ \text{N}$$

3.2.4 Cálculo de ejes.

Para el diseño de los rodillos utilizados en el sistema de giro, se parte de las dimensiones iniciales, obtenidas de la compatibilidad del sistema con los carretes utilizados por la empresa.

Para la longitud de los rodillos, se inicia con la necesidad de tener compatibilidad tanto de los carretes de menor medida como los de mayor medida que llegan al almacén de la empresa con el sistema.

El carrete de menor medida (carrete denominación corta: 1) tiene una longitud entre exterior de bridas mínima de 0.6986 y, el carrete de mayor medida (carrete denominación corta: 2) tiene una longitud entre exterior de bridas de 0.88m (considerando tolerancias aceptadas por la norma [11]).

Para condiciones del diseño propuesto (figura 3.2), se debe dejar un espacio suficiente para colocar los actuadores neumáticos (véase subtema 3.5.1.1. Selección de actuadores neumáticos.) por lo que se considera una dimensión de 0.15 metros por costado debido a la experiencia de la empresa en dimensiones de actuadores neumáticos .

La longitud mínima del rodillo (medida sin contar longitud de ancho de rodamientos) será de:

$$0.88\text{m} + 0.15\ \text{m} + 0.15\ \text{m} = 1.18\text{m}$$

Para el diámetro, se requiere que realice un giro a baja velocidad con el fin de realizar un trabajo optimo. Se decidió que el rodillo tenga la capacidad de despachar 30 cm de conductor por cada giro. Para ser posible, debe de tener un perímetro con dicha dimensión, así que el diámetro correspondiente al rodillo será:

$$\text{Diametro} = \frac{\text{perimetro}}{\pi} \therefore \text{Diametro} = \frac{0.3\text{m}}{\pi} = 0.0955\text{m} \approx 0.01\text{m}$$

Para el espesor del tubo se tiene la medida de 3.4036 mm (0.0034036 m) (valores obtenidos de tabla de espesores de tubos [13])

Se obtienen las cargas sobre el eje (figura 3.7) para poder simular con ayuda del software MD Solids y obtener las cargas máximas a las cuales va a ser sometido el rodillo mediante el diagrama de cortante y con ello diagrama de momento flector (figura 3.8)

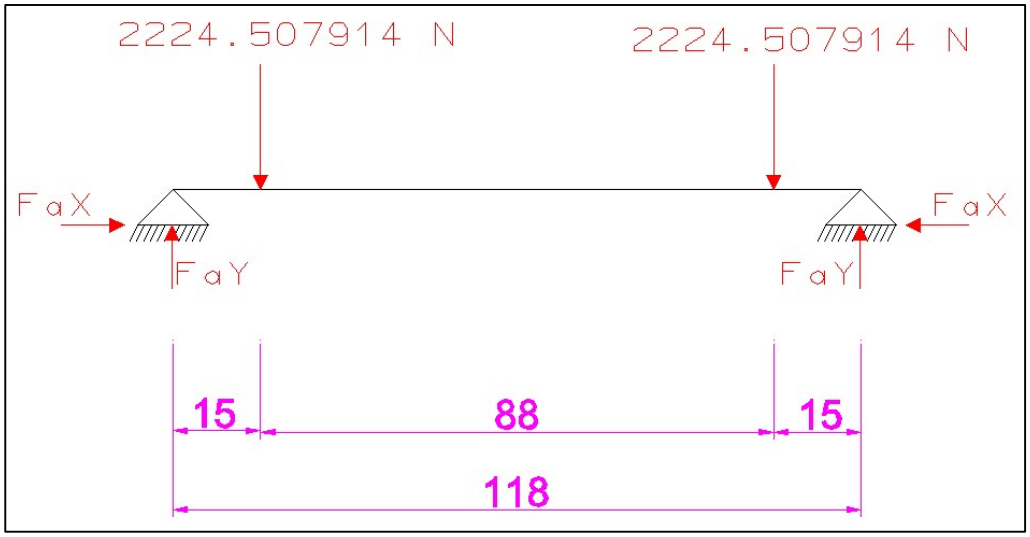


Figura 3.7. Representación de fuerzas sobre eje.

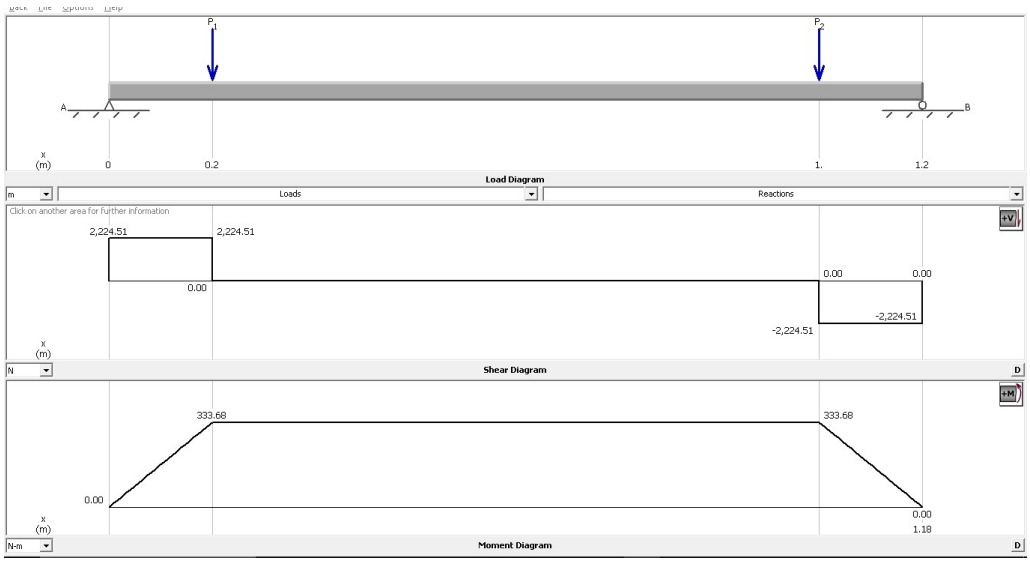


Figura 3.8. Diagrama de Cortante y de momento flector sobre rodillo.

Por lo tanto, sobre el rodillo se tiene un momento máximo:

$$M_{Max} = 333.68 \text{ Nm}$$

Para cuestión de diseño y determinación de un esfuerzo permisible del rodillo, se toma en consideración la siguiente ecuación:

$$\eta = \frac{\sigma_{permisible}}{\sigma_{diseño}} \text{[Ecuación 1]}$$

Para determinar un factor de seguridad adecuado, se realiza mediante el método Pugsley, (véase tema 2.8: Método Pugsley), en donde se determinaron los siguientes valores:

A = b

B = b

C = mb

E = ns

D = ns

Sustituyendo valores en la ecuación de factor de seguridad:

$$\eta = 1.55 * 1 = 1.55$$

Para calcular los esfuerzos sometidos al rodillo se considera la siguiente ecuación de esfuerzo a elementos sometidos a momento flector:

$$\sigma_{diseño} = \frac{M_{Max} * C}{I} \text{ [Ecuación 2]}$$

Donde:

$$C = \frac{D_{eje}}{2} = \frac{0.01\text{m}}{2} = 0.005 \text{ m}$$

$$\text{I} = \frac{\pi \text{ D}^4}{64} - \frac{\pi \text{ d}^4}{64} = \frac{\pi \text{ 0.1 m}^4}{64} - \frac{\pi \text{ (0.01m} - \text{0.0034036 m)}^4}{64} = 4.9087 * 10^{-6} \text{ m}^4$$

$$M_{Max} = 333.68 \text{ Nm}$$

Sustituyendo:

$$\sigma_{diseño} = \frac{333.68 \text{ Nm} * 0.005 \text{ m}}{4.9087 * 10^{-6} \text{ m}^4} = 339.92 \text{ Mpa}$$

Por lo tanto, para obtener el esfuerzo permisible, se tiene lo siguiente:

$$\sigma_{permisible} = \sigma_{diseño} * \eta \therefore \sigma_{permisible} = 339.92 \text{ MPa} * 1.55 = 526.876 \text{ MPa}$$

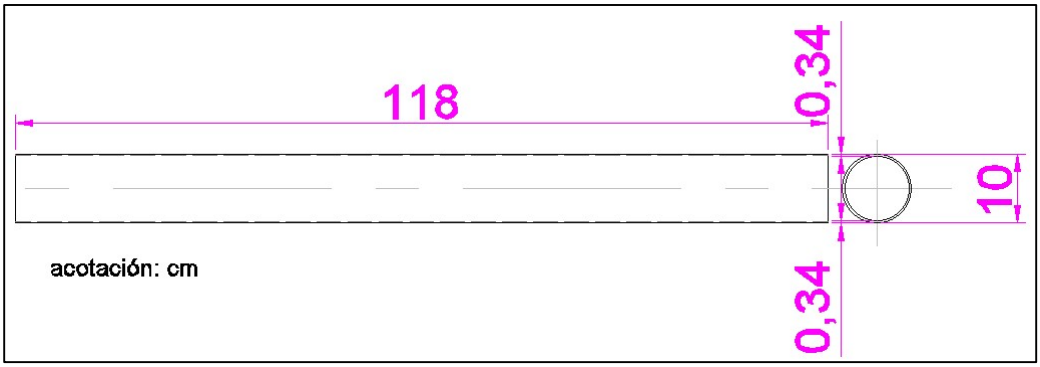


Figura 3.9 dimensionamiento de eje.

3.2.5 Cálculo de vigas.

Por cuestiones económicas, se realizó la selección de material de las vigas, tomando como principal consideración el impacto económico, por lo que se seleccionó el material con más oferta en el mercado de vigas estructurales con la finalidad de reducir el costo del proyecto. Se eligió el acero ASTM A36 por su bajo costo y su fácil obtención en el mercado (véase subtema 3.3.2). Con la finalidad de facilitar la unión del sistema, se decidió utilizar este material para todas las vigas esta estrategia de estandarización del material redunda en una optimización de los recursos, contribuyendo a la eficiencia económica del proyecto mediante la reducción de la diversidad de inventario y la simplificación de los procesos constructivos.

Para garantizar la integridad estructural y la seguridad operativa del sistema, la estructura de soporte se diseñará empleando el método de Diseño por Esfuerzos Admisibles (véase subtema 2.9)

Para determinar el factor de seguridad necesario para la ecuación del método ASD se utiliza el método Pugsley (véase tema 2.8: Método Pugsley), en donde se determinaron los siguientes valores:

A = b

B = r

C = b

E = ns

D = ns

Sustituyendo valores en la ecuación de factor de seguridad:

$$\eta = 1.95 * 1 = 1.95$$

Aplicando un factor de seguridad de 1.95. La elección de este valor se fundamenta en una consideración detallada de las cargas que la estructura deberá soportar, las propiedades del material seleccionado (acero estructural ASTM A36) y las condiciones de operación anticipadas.

La estructura estará sujeta a cargas muertas, debidas al peso propio de los perfiles de acero y los componentes fijos del sistema. Adicionalmente, se considerarán cargas vivas, principalmente el peso máximo de los carretes de conductor y las fuerzas dinámicas que se generarán durante el proceso de suministro, incluyendo la aceleración y desaceleración del conductor.

Por lo anterior se tiene lo siguiente:

$$\sigma_{fluenciaA36} = 250 \text{ MPa} = 250 * 10^6 \text{ Pa}$$

$$\eta = 1.95$$

Sustituyendo en ecuación.

$$\sigma_{admvigaext} = \frac{250 * 10^6 \, Pa}{1.95} = 128.21 * 10^6 \, Pa = \sigma_{max}$$

Para definir las vigas a utilizar, es necesario estipular el perfil de estas. De forma inicial, se tiene su dimensión lineal definido en las necesidades iniciales del proyecto, por lo que, en los siguientes subtemas, se realizaran los cálculos pertinentes mediante la utilización de las ecuaciones de método de ASD [ecuación 1], así como de obtención de esfuerzo máximo a elementos sometidos a momento flector [ecuación 2], realizando la selección del perfil mediante tablas de perfiles de vigas.

Para obtener el perfil de las vigas, se determina una variable llamada Modulo de sección, que hace posible la selección del perfil en tablas, mediante su relación con la ecuación de elementos sometidos a momento flector [ecuación 2]. El módulo de sección se determina mediante la siguiente ecuación:

$$S_x = \frac{I}{C}$$

3.2.5.1 Dimensionamiento de viga para extracción de carrete.

Se parte de la ecuación 2:

$$\sigma_{max} = \frac{M_{Max} * C}{I} \quad \textit{[ecuación 2]}$$

Donde:

$$S_x = \frac{I}{C}$$

Sustituyendo:

$$\sigma_{max} = \frac{M_{Max}}{\frac{I}{C}}$$

$$\sigma_{max} = \frac{M_{Max}}{S_x} \text{ [ecuación 3]}$$

De la ecuación 3, la variable de interés es S para, para poder conocer el perfil de viga pertinente para su utilización, por lo que se despeja para obtener la ecuación 4.

$$S_x = \frac{M_{Max}}{\sigma_{max}} \text{ [ecuación 4]}$$

Obtención de *MMax*

Se realiza el diagrama de cuerpo libre (figura 3.10) para poder simular con ayuda del software MD Solids y obtener diagrama de cortante y con ello diagrama de momentos (figura 3.11)

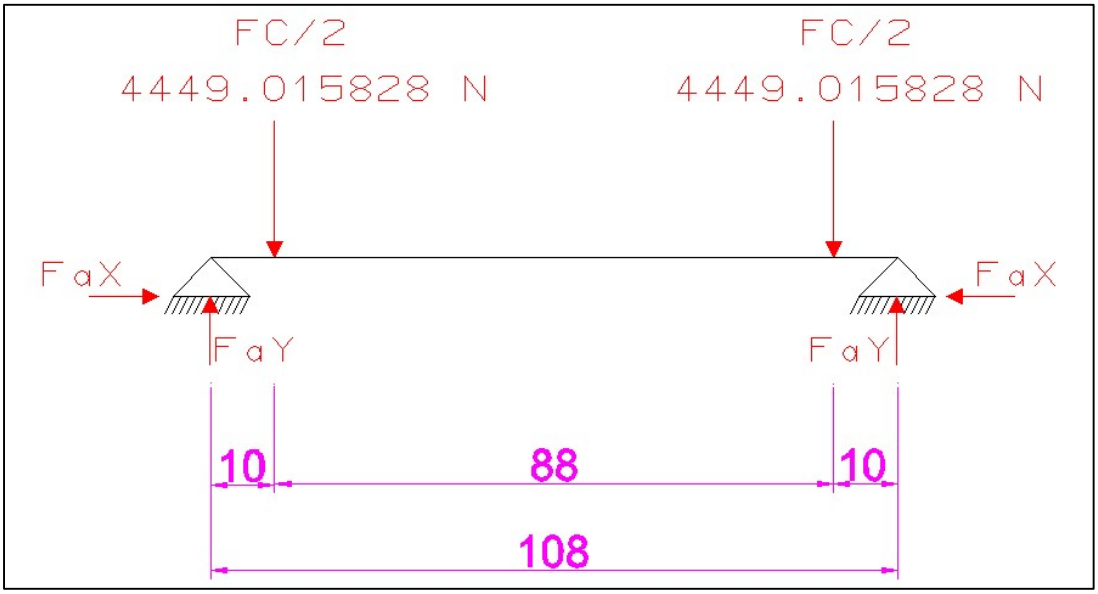


Figura 3.10. Representación de fuerzas sobre viga de extracción.

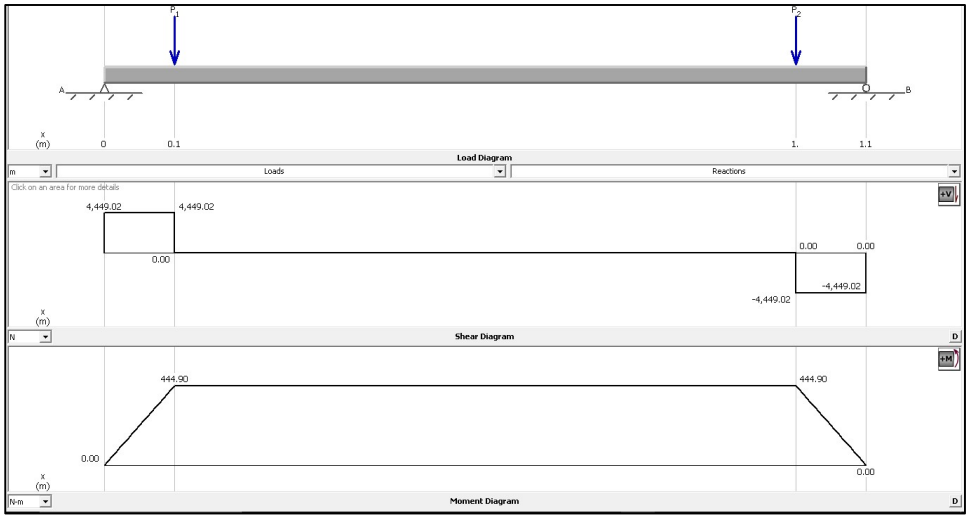


Figura 3.11. Diagrama de cortante y de momento flector sobre viga de extracción.

Por lo tanto:

$$M_{Max} = 444.90 \text{ Nm}$$

Sustituyendo en Ecuación 4:

$$S_x = \frac{444.90 \text{ Nm}}{128.21\text{x}10^6 \text{ Pa}} = 3.4701 * 10^{-6} \text{ m}^3 * \left(\frac{(100 \text{ cm})^3}{1\text{m}^3}\right) = 3.4701 \text{ cm}^3$$

Se ha considerado y seleccionado el uso de perfiles de acero en forma de canal U, designados bajo la norma europea como UPN (U Perfil Normal) para la viga de extracción. Esta elección se fundamenta en su valor bajo de S_x, por lo que la selección de esta viga con este perfil nos ayuda a la eficiencia del dimensionamiento de la estructura, así como facilita la sujeción de los elementos y el paso de los conductores a utilizar.

La sección transversal de un perfil UPN se distingue por su forma de "C" o "canal", compuesta por un alma vertical y dos alas paralelas de igual altura, dispuestas en un solo lado del alma. Esta configuración proporciona una resistencia a la flexión direccional que puede ser particularmente útil en elementos donde la carga principal actúa en un plano específico, ofreciendo una buena rigidez en esa dirección (figura 3.12).

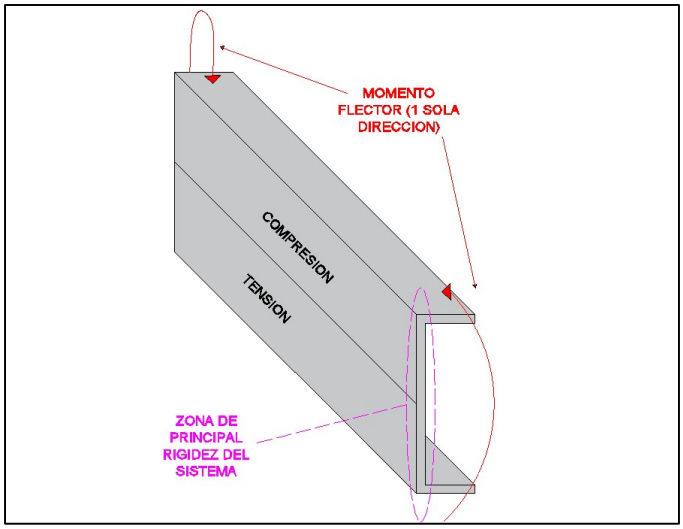


Figura 3.12. Esquema rigidez de vigas con perfil C a cargas aplicadas en una dirección.

Su diseño permite una fácil fijación y unión a través de sus alas, ya sea mediante soldadura o elementos de sujeción mecánica.

La forma del perfil UPN también puede ser beneficiosa para canalizar o guiar elementos, como cables o componentes del sistema, integrándose funcionalmente a la estructura. Su sección abierta facilita el acceso y la inspección de los elementos que soporta o que discurren a través de él.

Si bien los perfiles W son la elección principal para los elementos que soportan las cargas de flexión más significativas debido a su eficiencia biaxial, un perfil UPN es más que suficiente para soportar la carga requerida en este proyecto.

Finalmente, los perfiles UPN son comercialmente disponibles en México en una variedad de dimensiones y espesores, lo que facilita su adquisición y adaptación a las necesidades particulares de diseño de los diferentes componentes de la estructura.

Como se muestra en la tabla 11, se tiene que la viga pertinente para el uso de viga de extracción basándonos en el valor obtenido de S_X es la de designación 40*20, la cual presenta un módulo de sección S_X de 3.79, ligeramente mayor al valor obtenido necesario, la cual nos presenta un peso de 4.87 kg/m, siendo un valor que nos reduce peso en la estructura.

$$M_{vigaext} = 4.87\,\frac{\mathrm{kg}}{\mathrm{m}} * 1.08\ \mathrm{m} = \ 5.2596\ \mathrm{kg}$$

$$F_{vigaext} = \ 5.2596\ \mathrm{kg} * 9.8\,\frac{\mathrm{m}}{\mathrm{s}^2} = \ 51.54408\ \mathrm{N}$$

Tabla 11. Selección perfil de viga tipo UPN para viga de extracción[13].

Designación	Dimensiones						Relaciones		Ag	Peso	X - X					Y – Y					
	h	bf	tf=r_1	hw	tw	r_2	bf/tf	hw/tw			Ix	Sx	rx	Qx	Zx	Iy	Sy	ry	Qy	1,5.Sy	Zy
	mm	mm	mm	mm	mm	mm			cm^2	Kg/m	cm^4	cm^3	cm	cm^3	cm^3	cm^4	cm^3	cm	cm^3	cm^3	cm^3
30x15	30	15	4,5	12	4	2	3,33	3,00	2,21	1,74	2,53	1,69	1,07	-	-	0,38	0,39	0,42	-	-	-
30	30	33	7	1	5	3,5	4,71	0,20	5,44	4,27	6,39	4,26	1,08	-	-	5,33	2,68	0,99	-	-	-
40x20	40	20	5,5	18	5	2,5	3,64	3,60	3,66	2,87	7,58	3,79	1,44	-	-	1,14	0,86	0,56	-	-	-
40	40	35	7	11	5	3,5	5,00	2,20	6,21	4,87	14,1	7,05	1,50	-	-	6,68	3,08	1,04	-	-	-
50x25	50	25	6	25	5	3	4,17	5,00	4,92	3,86	16,8	6,73	1,85	-	-	2,49	1,48	0,71	-	-	-
50	50	38	7	20	5	3,5	5,43	4,00	7,12	5,59	26,4	10,6	1,92	-	-	3,12	3,75	1,13	-	-	-
60	60	30	6	35	6	3	5,00	5,83	6,46	5,07	31,6	10,5	2,21	-	-	4,51	2,16	0,84	-	-	-
65	65	42	7,5	33	5,5	4	5,60	6,00	9,03	7,09	57,5	17,7	2,52	-	-	14,1	5,07	1,25	-	-	-

Al realizar el dimensionamiento de la viga de extracción, se tiene que tiene una altura de 40 mm, por lo que la utilización de vigas de base para la viga de extracción, se vuelve inviable y por las dimensiones obtenidas en esta viga, se vuelven innecesarias, por lo que se considera la utilización de 2 actuadores lineales para la viga de extracción, los cuales se ubicaran entre los 2 rodillos, debido a que se consideró espacio suficiente para agregar esos componentes en el dimensionamiento de estos.

3.2.5.2 Dimensionamiento de viga unión entre viga de extracción y actuadores.

En la realización de los planos de ingeniería, se tuvo la necesidad de ocupar otro perfil que tendrá la función de hacer unión con la viga de extracción y los cilindros, el cual la fuerza que es ejercida es la misma sobre su centro que la fuerza ejercida sobre la viga de extracción dividida entre 2 y el cual su diagrama de cortante y de momento flector puede visualizarse en la figura 3.13.

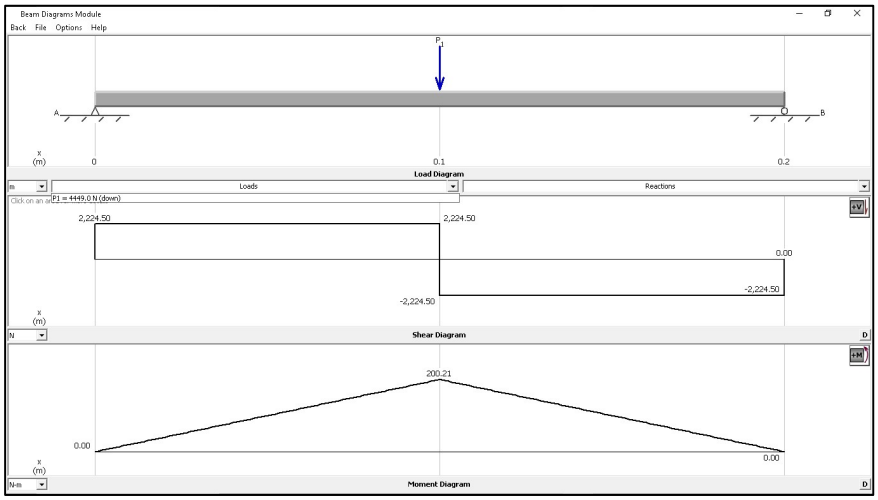


Figura 3.13. Diagrama de cortante y de momento flector sobre bases de viga de extracción.

Por lo tanto:

$$M_{Max} = 200.21 \text{ Nm}$$

Sustituyendo en Ecuación 4:

$$S_y = \frac{200.21 \text{ Nm}}{128.21\, x10^6 \text{ Pa}} = 1.56158 * 10^{-6} \text{ m}^3 * \left(\frac{(100 \text{ cm})^3}{1\text{m}^3}\right) = 1.56158 \text{ cm}^3$$

Realizando la selección de perfiles (en tabla 11) y al realizar su función en el eje *Sy*, se llegó a la conclusión de ocupar el perfil de designación 40, debido a que tiene un módulo de sección mayor al necesario, y como se puede observar, no es viable utilizar el mismo tipo de perfil utilizado en la viga de extracción.

3.2.5.3 Dimensionamiento de viga base.

Para el dimensionamiento de la viga de base, se van a presentar 2 casos los cuales son los siguientes:

- Viga con carrete sobre rodillos.
- Viga con carrete sobre viga de extracción.

Para ambos casos es necesario el cálculo de diagrama de cortante y diagrama de momento flector para así obtener el momento máximo presentado en la viga y sobre ese realizar el dimensionamiento pertinente de la misma.

1.- Viga con carrete sobre rodillos (figura 3.14 y 3.15)

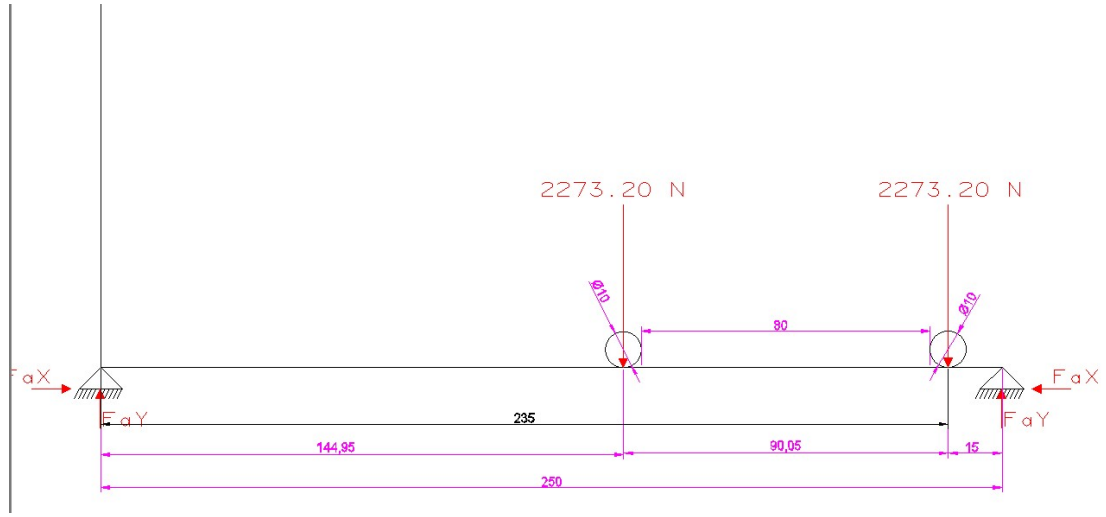


Figura 3.14. Representación de cargas sobre base (1) con carrete sobre rodillos.

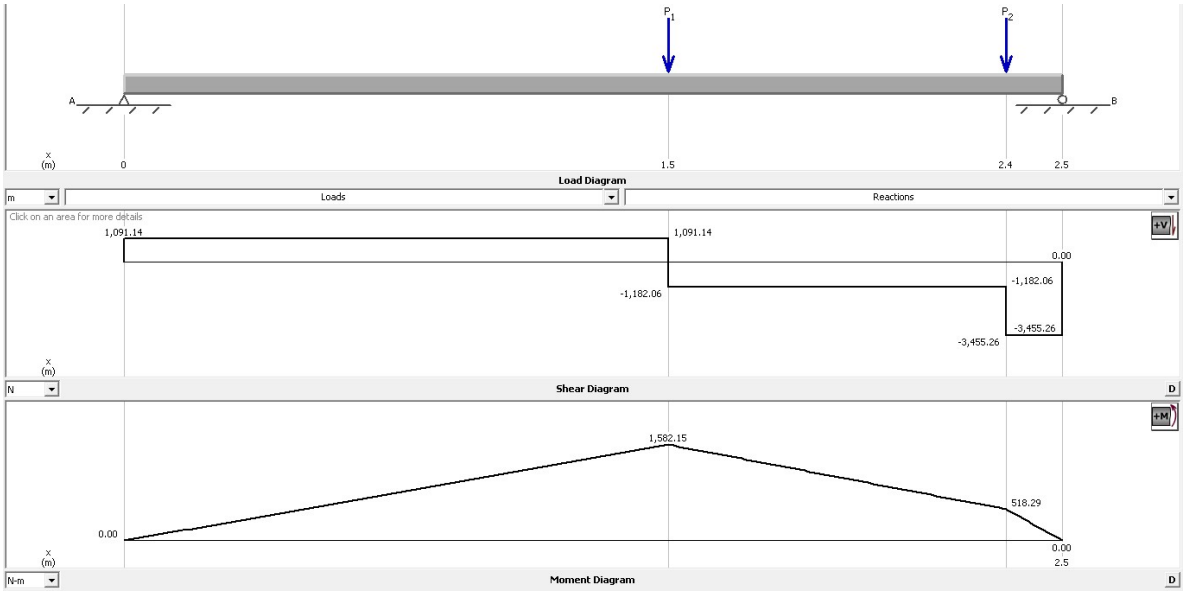


Figura 3.15. Diagrama de cortante y de momento flector base (1) con carrete sobre rodillos.

2.- Viga con carrete sobre Viga de extracción (figura 3.16 y 3.17)

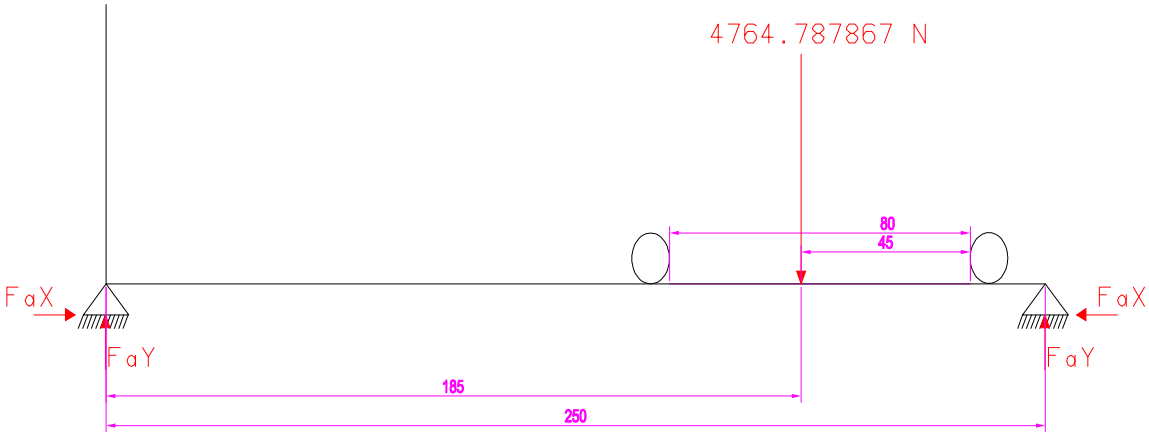


Figura 3.16. Representación de cargas sobre base (2) con carrete sobre viga de extracción.

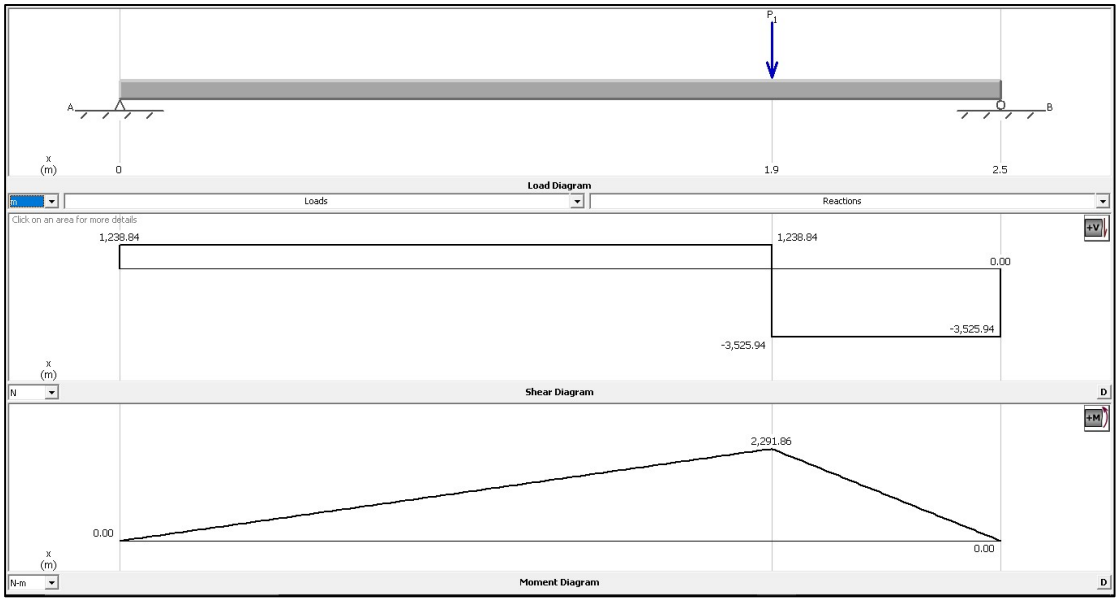


Figura 3.17. Diagrama de cortante y de momento flector base (2) con carrete sobre viga de extracción.

Analizando los anteriores diagramas de momento flector, se obtiene un momento máximo sobre la viga base cuando el carrete recae sobre la viga de extracción (figura 3.17)

$$M_{Max} = 2291.86 \text{ Nm}$$

Ahora sustituyendo valores sobre *ecuación 4:*

$$S_y = \frac{2291.86 \text{ Nm}}{128.21\ x10^6 \text{ Pa}} = 1.78758 * 10^{-5} \text{ m}^3 * \left(\frac{(100 \text{ cm})^3}{1\text{m}^3}\right) = 17.8758 \text{ cm}^3$$

La selección de vigas con perfil UPN para la base estructural del sistema se fundamenta en una evaluación técnica exhaustiva que pondera la eficiencia estructural y la optimización de sujeción de componentes sobre la estructura.

En este sentido, se ha determinado que el perfil UPN (Perfil Normal U) presenta una adecuación precisa a los requerimientos del proyecto, específicamente en lo concerniente al módulo de sección *(Sy)*. El valor de *Sy* que caracteriza a estas vigas se alinea de manera óptima con las demandas de resistencia a la flexión impuestas por las cargas operativas del sistema. Esta correspondencia ajustada permite alcanzar una configuración estructural eficiente, donde la capacidad portante del material se aprovecha de forma integral al permitirnos una correcta fijación de los soportes de rodamientos sin afectar el funcionamiento de nuestra base.

Como se muestra en la tabla 12, se tiene que la viga pertinente para el uso de viga base basándonos en el valor obtenido de S_Y es la de designación 160, la cual

presenta un módulo de sección S_Y de 18.3 cm^3, ligeramente mayor al valor obtenido necesario.

Tabla 12. Perfiles vigas tipo UPN utilizadas en base del sistema [13].

Designación	Dimensiones						Relaciones		Ag	Peso	X - X					Y – Y					
	h	bf	tf=r_1	hw	tw	r_2	$\frac{bf}{tf}$	$\frac{hw}{tw}$			Ix	Sx	rx	Qx	Zx	Iy	Sy	ry	Qy	1,5.Sy	Zy
	mm	mm	mm	mm	mm	mm			cm^2	Kg/m	cm^4	cm^3	cm	cm^3	cm^3	cm^4	cm^3	cm	cm^3	cm^3	cm^3
30x15	30	15	4,5	12	4	2	3,33	3,00	2,21	1,74	2,53	1,69	1,07	-	-	0,38	0,39	0,42	-	-	-
30	30	33	7	1	5	3,5	4,71	0,20	5,44	4,27	6,39	4,26	1,08	-	-	5,33	2,68	0,99	-	-	-
40x20	40	20	5,5	18	5	2,5	3,64	3,60	3,66	2,87	7,58	3,79	1,44	-	-	1,14	0,86	0,56	-	-	-
40	40	35	7	11	5	3,5	5,00	2,20	6,21	4,87	14,1	7,05	1,50	-	-	6,68	3,08	1,04	-	-	-
50x25	50	25	6	25	5	3	4,17	5,00	4,92	3,86	16,8	6,73	1,85	-	-	2,49	1,48	0,71	-	-	-
50	50	38	7	20	5	3,5	5,43	4,00	7,12	5,59	26,4	10,6	1,92	-	-	3,12	3,75	1,13	-	-	-
60	60	30	6	35	6	3	5,00	5,83	6,46	5,07	31,6	10,5	2,21	-	-	4,51	2,16	0,84	-	-	-
65	65	42	7,5	33	5,5	4	5,60	6,00	9,03	7,09	57,5	17,7	2,52	-	-	14,1	5,07	1,25	-	-	-
80	80	45	8	46	6	4	5,63	7,67	11,00	8,64	106	26,5	3,10	15,9	31,8	19,4	6,36	1,33	6,35	9,54	12,08
100	100	50	8,5	64	6	4,5	5,88	10,7	13,50	10,60	206	41,2	3,91	24,5	49,0	29,3	8,49	1,47	8,59	12,7	16,21
120	120	55	9	82	7	4,5	6,11	11,7	17,00	13,40	364	60,7	4,62	36,3	72,6	43,2	11,1	1,59	11,61	16,7	21,27
140	140	60	10	98	7	5	6,00	14,0	20,40	16,00	605	86,4	5,45	51,4	103	62,7	14,8	1,75	15,36	22,2	28,32
160	160	65	10,5	115	7,5	5,5	6,19	15,3	24,00	18,80	925	116	6,21	68,8	138	85,3	18,3	1,89	19,37	27,5	35,20
180	180	70	11	133	8	5,5	6,36	16,6	28,00	22,00	1350	150	6,95	89,6	179	114	22,4	2,02	24,04	33,6	43,14
200	200	75	11,5	151	8,5	6	6,52	17,8	32,20	25,30	1910	191	7,70	114	228	148	27	2,14	29,41	40,5	51,89
220	220	80	12,5	167	9	6,5	6,40	18,6	37,40	29,40	2690	245	8,48	146	292	197	33,6	2,3	36,38	50,4	64,40
240	240	85	13	184	9,5	6,5	6,54	19,4	42,30	33,20	3600	300	9,22	179	358	248	39,6	2,42	43,30	59,4	76,02

3.2.6 Selección de rodamientos.

Para la etapa inicial de selección de rodamientos, se parte por la selección del tipo de rodamiento a utilizar, en base al tipo de cargas que va a soportar.

En el caso específico de los cilindros del sistema, se ha determinado que las solicitaciones impuestas sobre los rodamientos serán primordialmente de naturaleza radial (figura 3.18). En este contexto, y considerando la superficie de contacto para la distribución de este tipo de fuerzas, así como la optimización del dimensionamiento, los rodamientos de rodillos para cargas radiales emergen como la tipología más adecuada. Su diseño intrínseco les confiere una capacidad superior para soportar cargas radiales, lo que los convierte en una elección eficiente para la aplicación en cuestión.

Si bien es reconocido que la capacidad de estos rodamientos de rodillos para absorber cargas de empuje axial es limitada, esta característica no representa una restricción significativa para el sistema, dado que se anticipa la ausencia de cargas de empuje relevantes actuando sobre los rodamientos de los cilindros. En

consecuencia, y en virtud de su eficiencia ante las cargas radiales dominantes, los rodamientos de rodillos para cargas radiales constituyen una selección apropiada y justificada para esta aplicación particular.

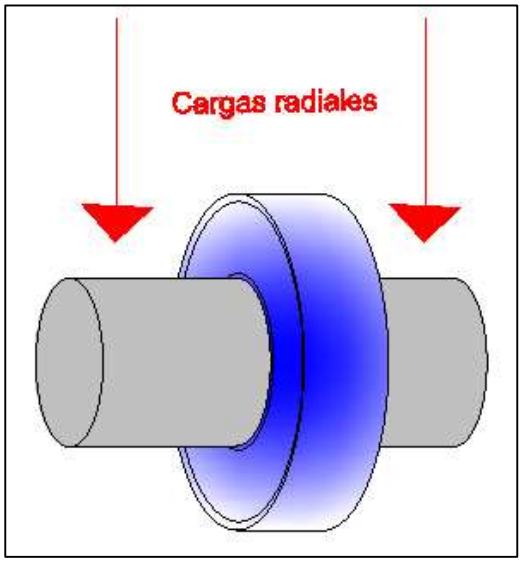


Figura 3.18. Cargas de tipo radial sobre rodamiento.

Se calcula la carga estática equivalente del rodamiento

$$P_O = FR + FA = 2273.30 \text{ N} = 2.273 \text{ kN}$$

Al tener la necesidad de un rodamiento con un diámetro interno de 100 mm (10 cm) lo equivalente el diámetro del rodillo, debido a que un cambio de sección no es viable debido a la estructura hueca y el poco espesor del rodillo, además de que el costo por rodamiento de esta dimensión sigue siendo viable económicamente para la eficiencia del sistema .

Con base en tabla de selección de rodamientos (tabla 13), en este caso, del catálogo de rodamientos de una hilera de rodillos cilíndricos de la marca SKF, pagina 542.

Tabla 13. Rodamientos de una hilera de rodillos cilíndricos d 100-105mm [15]

Dimensiones principales			Capacidad de carga básica		Carga límite de fatiga	Velocidades		Masa	Designaciones	
			dinámica	estática		Velocidad de referencia	Velocidad límite	Rodamiento con jaula estándar	Rodamiento con jaula estándar	Jaulas estándar de diseño alternativo[1)]
d	D	B	C	C_0	P_u					
mm			kN		kN	rpm		kg	–	
100	150	24	85,8	114	13,7	5 000	7 500	1,45	**NU 1020 ML**	**M**
	180	34	285	305	36,5	4 000	4 500	3,40	*** NU 220 ECP**	**J, M, ML**
	180	34	285	305	36,5	4 000	4 500	3,50	*** NJ 220 ECP**	**J, M, ML**
	180	34	285	305	36,5	4 000	4 500	3,60	*** NUP 220 ECP**	**ML**
	180	34	285	305	36,5	4 000	4 500	3,45	*** N 220 ECP**	**–**
	180	46	380	450	54	4 000	4 500	4,75	*** NU 2220 ECP**	**J, M, ML**
	180	46	380	450	54	4 000	4 500	4,80	*** NJ 2220 ECP**	**J, M, ML**
	180	46	380	450	54	4 000	4 500	4,90	*** NUP 2220 ECP**	**ML**
	215	47	450	440	51	3 200	3 800	7,45	*** NU 320 ECP**	**J, M, ML**
	215	47	450	440	51	3 200	3 800	7,65	*** NJ 320 ECP**	**J, M, ML**
	215	47	450	440	51	3 200	3 800	7,85	*** NUP 320 ECJ**	**ML**
	215	47	450	440	51	3 200	3 800	7,50	*** N 320 ECP**	**M**
	215	73	670	735	85	3 200	3 800	12,0	*** NU 2320 ECP**	**J, M, ML**
	215	73	670	735	85	3 200	3 800	12,2	*** NJ 2320 ECP**	**J, M, ML**
	215	73	670	735	85	3 200	3 800	12,5	*** NUP 2320 ECP**	**J, ML**
	250	58	429	475	53	3 000	3 600	14,0	**NU 420 M**	**–**
105	160	26	101	137	16	4 800	7 500	1,90	**NU 1021 ML**	**M**
	190	36	300	315	36,5	3 800	4 300	4,00	*** NU 221 ECP**	**J, ML**
	190	36	300	315	36,5	3 800	4 300	4,10	*** NJ 221 ECP**	**ML**
	190	36	300	315	36,5	3 800	4 300	4,20	*** NUP 221 ECP**	**ML**
	190	36	300	315	36,5	3 800	4 300	3,95	*** N 221 ECP**	**–**
	225	49	500	500	57	3 200	3 800	8,55	*** NU 321 ECP**	**J, ML**
	225	49	500	500	57	3 200	3 800	8,75	*** NJ 321 ECJ**	**ML**
	225	49	500	500	57	3 200	3 800	8,60	*** N 321 ECP**	**–**
	260	60	501	570	64	2 800	3 400	19,0	**NU 421 M**	**–**

Se puede visualizar que el rodamiento que mejor se adecua es el de designación **NU 1020 ML** al ser un rodamiento no especial de la marca (no marcado por el asterisco en la parte izquierda de su denominación en tabla 13), se puede conseguir fácilmente, además de que su capacidad de carga estática *Co*, es mayor a nuestra demanda de carga.

Calculando la vida nominal del rodamiento:

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P}\right)^{p} = \left(\frac{114}{2.252}\right)^{\frac{10}{3}} = 479867 \text{ millones de revoluciones}$$

Se eleva a 10/3 debido a que es rodamiento de rodillos.

Se busca que el rodillo debido a sus dimensiones gire con una frecuencia de 1/s, así que complete 60 RPM, por lo que calculando su vida en horas:

$$L_{10}h = \left(\frac{10^6}{60 * \eta}\right)^{p} L_{10} = \left(\frac{10^6}{60 * 60\text{rpm}}\right) * 479867 = 133 * 10^6 \text{ horas}$$

Se obtienen valores de esta magnitud debido a que el uso del rodamiento es muy por debajo de sus capacidades de carga y giro para las cuales está diseñado, por lo que se reduce la necesidad de mantenimientos en las partes móviles del sistema.

3.2.7 Cálculo de tornillería para soportes de pie con rodamiento de rodillos.

Se parte de la fuerza que ejerce el carrete de mayor carga sobre cada rodamiento considerando su ángulo con el que ejerce la fuerza en la componente x (valor calculado en sección cálculo de cargas)

$$F_{cx} = 1202.520219 \text{ N}$$

Considerando que este tipo de soportes tiene 2 orificios para su empotramiento, se divide la carga sobre los 2 tornillos.

$$F_{cx} = \frac{1202.520219}{2} \text{ N} = 601.260109 \text{ N} = F_{tornillo}$$

La utilizando la fórmula de esfuerzo cortante:

$$\tau = \frac{F}{A} \quad \text{[Ecuación 5]}$$

Donde A es el área del tornillo, en el que el área para un tornillo de doble corte se multiplica por 2.

$$A = 2 * \frac{\pi d^2}{4} = \frac{\pi d^2}{2}$$

Sustituyendo en ecuación 5.

$$\tau = \frac{F}{\frac{\pi d^2}{2}}$$

Despejando valor de d:

$$d = \sqrt{\frac{2F}{\pi * \tau_{adm}}}$$

Usando la selección de material definida en el subtema 3.3.3, se calcula la resistencia al corte típica del mismo utilizando la siguiente formula:

$$\tau_{adm} = \frac{\sigma_{ult}}{\sqrt{3} * fS} = \frac{565 \text{ MPa}}{\sqrt{3} * 2} = 163.101451 \text{ MPa}$$

Sustituyendo valores para hallar valor de diámetro:

$$d = \sqrt{\frac{2 * 601.260109 \text{ N}}{\pi * 163.101451 \text{ MPa}}} = 1.5319 \text{ cm} = 15.319\text{mm}$$

Por lo tanto, por selección practica estándar se eligen tornillos de mínimo M16.

3.2.8 Cálculo de engranes y tren de engranes.

Para realizar el dimensionamiento de engranes, es necesario determinar la potencia necesaria para el posible giro del sistema, así como determinar la potencia de entrada del sistema de giro, es decir, determinar la potencia y velocidad del motor a ocupar.

Se procede al cálculo de la potencia necesaria para el giro en los rodillos, y para eso se ocupa el cálculo de torque debido a la fricción en los cojinetes, ya que esta es la principal fuente de resistencia al movimiento. La fricción en los cojinetes es generalmente baja, pero no despreciable y se ocupa la siguiente formula:

$$T_f = \mu * F_r * r$$

Donde:

T_f = Torque de fricción. (Nm)

μ = coeficiente de fricción del rodamiento. = 0.005

F_r = Carga radial sobre el rodamiento (N) = 2224.507914 N

r = radio del agujero del rodamiento (m) = 100 mm = 0.1 m

Dado que no se tiene un valor específico de μ del fabricante para estas condiciones, se hará una estimación utilizando un valor típico para rodamientos de rodillos cilíndricos bajo carga moderada y baja velocidad:

Asumiendo un coeficiente de fricción (μ) de 0.005 como una estimación conservadora.

Por lo tanto:

$$T_f = 0.005 * 2224.507914 \text{ N} * 0.1\text{m} = 1.1123 \text{ Nm}$$

Al ser cuatro rodamientos, se multiplica por cuatro.

$$T_f t = 1.1123 \text{ Nm} * 4 = 4.4490 \text{ Nm}$$

Aunado a esto, se debe sumar el valor de la fuerza tangencial mayor que ejerce el carrete de mayor peso sobre el rodillo (Valor obtenido en cálculo de cargas, figura 3.4), para obtener el torque que se debe de aplicar para superar la inercia del rodillo y poder causar aceleración angular.

$$T_i = 2 * 1871.899 \text{ N} * 0.05 \text{ m}$$

$$T_i = 2 * 1871.464822 \text{ N} * 0.05 \text{ m} = 187.1465 \text{ Nm}$$

Y se convierte en valores de HP.

$$W_f = \frac{\mathrm{T_f t} * \mathrm{RPM}}{7121} = \frac{(4.4490\ \mathrm{Nm} + 187.1465\ \mathrm{Nm})\ * 60\mathrm{RPM}}{7121} = \ 1.6143\ \mathrm{HP}$$

Para optimizar la eficiencia económica del sistema, se ha reconsiderado la configuración inicial del mecanismo de accionamiento de los rodillos. El análisis de la potencia requerida para el arranque simultáneo de ambos rodillos, en conjunto con el elemento elástico o flexible originalmente contemplado en el diseño preliminar, revela un incremento sustancial en la potencia nominal del motor necesaria, elevando significativamente los costos asociados.

En aras de mantener la viabilidad económica del proyecto y reducir los gastos inherentes a la adquisición de componentes, se ha determinado prescindir del elemento elástico o flexible. Bajo esta nueva configuración, uno de los rodillos se destinará única y exclusivamente a la función de apoyo y punto de giro para el rodillo impulsor. De esta manera, se simplifica el sistema de accionamiento, concentrando la función de impulsión en un único rodillo, lo que permite dimensionar el motor con una potencia inferior, acorde a las necesidades de arranque y operación de un solo elemento impulsor. Esta modificación estratégica contribuye a la contención de costos sin comprometer la funcionalidad esencial del sistema de suministro.

Se tiene el uso de un motor de 2 hp, el cual es valor por encima del valor calculado para vencer la fuerza inercial. Y teniendo motores de este tipo una velocidad de 1725 rpm se procede a realizar el diseño de un tren de engranes para la reducción de velocidad de este.

Por lo que se tienen los siguientes datos:

$\eta_e = 1725\ \mathrm{RPM}$

$\eta_S = 60\ \mathrm{RPM}$

Considerando un ángulo de presión de engranes de 20°.

Y que solo se es posible una relación máxima entre engranes de 10:1

Se procede a calcular el valor del tren (e):

$$e = \frac{\eta_e}{\eta_S} = \frac{1725\ \mathrm{RPM}}{60\ \mathrm{RPM}} = 28.75$$

Siendo el valor mayor a 10 y menor a 100, se tiene una necesidad de 2 etapas en el tren de engranes (figura 3.19).

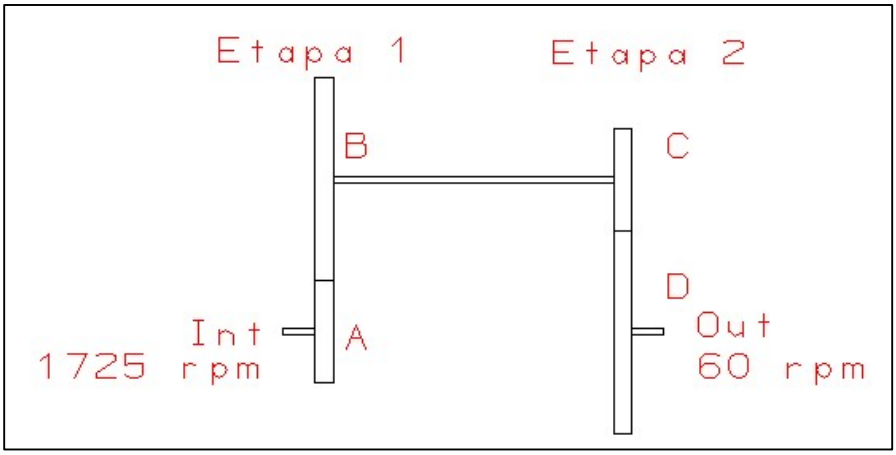


Figura 3.19. Representación tren de engranes.

Se obtiene el número de dientes:

$$e = \frac{producto\ N\ conducidos}{producto\ N\ conductores} = \frac{N_B * N_D}{N_A * N_C}$$

$$N_A = N_C \ Y\, N_B = N_D$$

$$\left(\frac{N_B}{N_A}\right)^2 = e \quad \rightarrow \frac{N_B}{N_A} = \sqrt{e} \quad \rightarrow \quad N_A = \sqrt{e} * N_B$$

Se sustituye valores de *NB* con los numero de dientes hasta obtener un valor permitido para eliminar la interferencia entre diente, valores obtenidos de la tabla 16.

Tabla 14. Número mínimo de dientes del piñón para eliminar la interferencia entre un piñón con diente, a profundidad total a 20, y los engranes de varios tamaños a profundidad total [16]

Número mínimo de dientes en el piñón	Número máximo de dientes en el engrane
17	1 309
16	101
15	45
14	26
13	16

Probando varios valores se obtiene el siguiente valor de numero de dientes de engranes:

Con *Np* = 16

$$N_A = \sqrt{28.75} * \ 16 = 85.79 \ \approx 86$$

$$N_A \ y \ N_C = 16$$
$$N_B \ y \ N_D = 86$$

Comprobando:

$$e = \left(\frac{N_B}{N_A}\right)^2 = \left(\frac{86}{16}\right)^2 = 28.890625$$

$$e = \frac{\eta_e}{\eta_S} \ \rightarrow \ \eta_S = \frac{\eta_e}{e} = \frac{1725 \text{ RPM}}{18.890625} = 59.7 \text{ RPM.}$$

Se procede a realizar el cálculo de módulo de engranajes para un efectivo dimensionamiento de estos en los cuales se utiliza la fórmula de Lewis para diseño por resistencia a flexión)

$$m = \sqrt{\frac{2 * F_t * K}{\pi * b * Y * \sigma_{adm}}} \quad \textit{[Ecuación 6]}$$

Donde:

K: factor de servicio (uso general industrial: *K*=1.5)

b: ancho de cara (se toma *b*=10 m, típico)

Y: factor de forma de Lewis (para 86 dientes *Y* = 0.35)

Véase punto 3.3.5.

$$\sigma_{adm} = \frac{417 \text{ MPa}}{2.5} = 166.8 \text{ MPa}$$

$$F_t = \frac{T}{r} = \frac{8704.2}{m} \text{ N}$$

Para obtener fuerza tangencial:

$$d = m * z = m * 86$$

$$r = \frac{d}{2} = \frac{86m}{2} = 43m$$

$$F_t = \frac{T}{r} = \frac{374.28 \text{ Nm}}{43 \ m} = \frac{374280 \text{ N}}{43m} = \frac{8704.2}{m} \text{N}$$

Sustituyendo en ecuación 6:

$$m = \sqrt{\frac{2 * \frac{8704.2}{m} \mathrm{N} * 1.5}{\pi * 10 \quad * 0.35 * 166.8 \text{ Mpa}}} = 1.9424 \text{ mm}$$

Como se puede observar, el módulo mínimo requerido de 2, ya que es el valor máximo cercano al valor obtenido, pero por cuestiones de dimensión del eje de motor, se decidió elegir un módulo de 3mm para los engranes.

Cálculo de engranes A y C:

Diámetro de paso:

$$d = m * N = 3\text{mm} * 16 = 48\text{mm}$$

Paso circular:

$$p = \pi * m = \pi * 3\text{mm} = 9.42477 \text{ mm}$$

Adendum:

$$a = 1.0 * m = 1.0 * 3\text{mm} = 3\text{mm}$$

Dedendum:

$$b = 1.25 * m = 1.25 * 3\text{mm} = 3.75\text{mm}$$

Espesor del diente:

$$Ed = 1.571 * m = 1.571 * 3\text{mm} = 4.713 \text{ mm}$$

Diámetro exterior:

$$De = d + 2a = 48\text{mm} + (2 * 3\text{mm}) = 54 \text{ mm}$$

Holgura:

$$C = 0.25\, m = 0.25 * 3\text{mm} = 0.75 \text{ mm}$$

Profundidad total:

$$Prof_{total} = a + b = 3\text{mm} + 3.75\text{mm} = 6.75\text{mm}$$

Profundidad de trabajo:

$$Prof_{trabajo} = 2\, a = 2 * 3\text{mm} = 6\text{mm}$$

Cálculo de engranes B y D:

Diámetro de paso:

$$d = m * N = 3\text{mm} * 86 = 258\text{mm}$$

Paso circular:

$$p = \pi * m = \pi * 3\text{mm} = 9.42477 \text{ mm}$$

Adendum:

$$a = 1.0 * m = 1.0 * 3\text{mm} = 3\text{mm}$$

Dedendum:

$$b = 1.25 * m = 1.25 * 3\text{mm} = 3.75\text{mm}$$

Espesor del diente:

$$Ed = 1.571 * m = 1.571 * 3\text{mm} = 4.713 \text{ mm}$$

Diámetro exterior:

$$De = d + 2a = 258\text{mm} + (2 * 3\text{mm}) = 264 \text{ mm}$$

Holgura:

$$C = 0.25\, m = 0.25 * 3\text{mm} = 0.75 \text{ mm}$$

Profundidad total:

$$Prof_{total} = a + b = 3\text{mm} + 3.75\text{mm} = 6.75\text{mm}$$

Profundidad de trabajo:

$$Prof_{trabajo} = 2\, a = 2 * 3\text{mm} = 6\text{mm}$$

Las constantes de las fórmulas fueron obtenidas de la tabla 15.

Tabla 15. Especificaciones de la AGMA para dientes de engrane de profundidad total [16].

Parámetro	Paso grueso (p_d < 20)	Paso fino ($p_d \geq 20$)
Ángulo de presión ϕ	20° o 25°	20°
Adéndum *a*	1.000 / p_d	1.000 / p_d
Dedéndum *b*	1.250 / p_d	1.250 / p_d
Profundidad de trabajo	2.000 / p_d	2.000 / p_d
Profundidad total	2.250 / p_d	2.200 / p_d + 0.002 in
Espesor circular del diente	1.571 / p_d	1.571 / p_d
Radio de filete: cremallera básica	0.300 / p_d	no estandarizado
Holgura básica mínima	0.250 / p_d	0.200 / p_d + 0.002 in
Ancho mínimo del borde superior	0.250 / p_d	no estandarizado
Holgura (dientes esmerilados o pulidos)	0.350 / p_d	0.350 / p_d + 0.002 in

3.2 SELECCIÓN DE MATERIALES ADECUADOS PARA EL CORRECTO FUNCIONAMIENTO DEL PROYECTO.

3.3.1 Selección de materiales para rodillos.

Como se determinó en el punto 3.2.4, se obtuvo como resultado un esfuerzo permisible de 526.876 Mpa, valor el cual gobernara la selección del material del elemento con ayuda de tablas de propiedades de materiales mostradas en la tabla 16 (véase anexo A11).

Tras una evaluación exhaustiva de las opciones disponibles, se ha determinado que el acero de herramientas L2 representa la alternativa más adecuada para esta aplicación. Esta decisión se fundamenta en su excepcional resistencia a la corrosión, un factor crucial dado que los rodillos estarán expuestos a la intemperie. Si bien el acero al carbono ofrece una solución más económica, su susceptibilidad a la oxidación y el deterioro en ambientes exteriores comprometerían la longevidad y el rendimiento del sistema.

El acero de herramientas tiene la capacidad de soportar las cargas utilizadas en el sistema ya que cuenta con una capacidad de esfuerzo a la fluencia de 703 MPA en tensión y en compresión, valor mayor al esfuerzo de diseño mencionado anteriormente.

3.3.2 Selección de materiales para vigas de estructura.

Para la concepción estructural del presente proyecto, se ha realizado una evaluación exhaustiva de diversos materiales, considerando criterios fundamentales como la resistencia mecánica requerida, la viabilidad económica y la disponibilidad en el contexto nacional mexicano. Tras este análisis, se ha determinado que el acero

estructural bajo la especificación ASTM A36 constituye la opción más idónea para la fabricación de los perfiles que conformarán la estructura del sistema.

La elección del acero ASTM A36 se fundamenta en su favorable equilibrio entre costo y rendimiento. Este material ofrece una resistencia a la tracción y un límite de fluencia adecuados para soportar las cargas anticipadas en la operación del sistema de suministro de conductor eléctrico mostrado en tabla 17 {véase anexo A12), asegurando la integridad estructural y la seguridad del conjunto. Su probada capacidad para aplicaciones estructurales generales lo convierte en una elección confiable y con un amplio historial de desempeño satisfactorio en la industria mexicana.

Desde una perspectiva económica, el acero ASTM A36 se destaca por su competitividad en el mercado, siendo uno de los aceros estructurales más accesibles y de producción extendida en México. Esta amplia disponibilidad se traduce en menores costos de adquisición y facilita el acceso a una variedad de perfiles estructurales estándar (ángulos, canales, vigas, tubos), optimizando la eficiencia en la fase de fabricación y ensamble del proyecto.

Adicionalmente, el acero ASTM A36 presenta buenas características de soldabilidad, un aspecto crucial para la fabricación de la estructura, permitiendo la unión eficiente y segura de los diferentes elementos mediante procesos de soldadura convencionales. Esta propiedad simplifica los procedimientos de fabricación y contribuye a la reducción de los tiempos de ejecución del proyecto.

Si bien existen aceros de mayor resistencia, como los aceros de baja aleación y alta resistencia (HSLA), el incremento en su costo no se justifica plenamente para las exigencias de carga y las dimensiones generales proyectadas para la estructura de este sistema. El acero ASTM A36 cumple satisfactoriamente con los requerimientos de resistencia necesarios, ofreciendo una solución robusta y económicamente viable.

3.3.3 Selección de materiales para tornillería para soportes de pie para rodamiento de rodillos.

Para asegurar una fijación robusta y confiable de los soportes de pie de los rodamientos de rodillos al bastidor del sistema, se ha especificado el uso de tornillería fabricada en acero AISI/SAE 1045. Este acero al carbono de resistencia media ofrece un equilibrio adecuado entre tenacidad y resistencia a la tracción (tabla 18), propiedades esenciales para soportar las cargas de sujeción y las posibles vibraciones operativas sin comprometer la integridad de la unión. La disponibilidad y la buena maquinabilidad del AISI/SAE 1045 lo convierten en una elección costo-efectiva para garantizar la estabilidad y el correcto funcionamiento de los soportes de los rodamientos.

Tabla 18. Propiedades acero AISI SAE 1045 [18].

Acero AISI SAE 1045	
Dureza	163 HB (84 HRb)
Esfuerzo de Fluencia	310 MPa (45000 PSI)
Esfuerzo Máximo	565 MPa (81900 PSI)
Elongación	16% en 50 mm
Reducción de Área	40%
Modulo de Elasticidad	200 GPa (29000 KSI)
Maquinabilidad	57%
Calor Especifico	460 J/(Kg °K)
Densidad	7,87 g/cm^3 (0,284/in^3)
Conductividad Térmica	52 W/(m °C)
Coeficiente de Poisson	0,3

3.3.4 Selección *soportes de pie para rodamiento de rodillos.*

Para los soportes se eligió el de serie SNL tipo 217 al ser un tipo de soporte de pie partido, nos da presenta la característica de ser compatible con el rodamiento UN 1020 ML como se puede apreciar en la tabla 19, y además de contener 2 orificios para montaje de la medida de los tornillos calculados M16, teniendo un diámetro de 20mm.

Tabla 19. Dimensiones de soporte SNL 217 [19].

Dimensiones	
Diámetro del asiento	150 mm
Ancho del asiento del rodamiento	61 mm
Altura del centro (soporte de pie)	95 mm
Distancia del centro entre los orificios para tornillos	260 mm
Diámetro de los tornillos de fijación	20 mm

3.3.5 Selección de materiales para engranes.

Para la fabricación de los elementos de transmisión de potencia del sistema, específicamente los engranes, se ha llevado a cabo una meticulosa evaluación de diversos materiales metálicos, considerando factores críticos como la capacidad de carga esperada, la eficiencia en el proceso de conformado de los dientes, la disponibilidad comercial en el mercado mexicano y la optimización de los costos asociados a la fabricación. Tras este análisis comparativo, se ha determinado que el acero al carbono bajo la especificación AISI 1040 en su condición de laminado en

caliente (Hot Rolled) representa la selección más apropiada para la manufactura de estos componentes esenciales.

La decisión de emplear el acero AISI 1040 Hot Rolled se basa en su favorable equilibrio entre costo y propiedades mecánicas adecuadas para la función de los engranes en el sistema. Este material, en su estado laminado en caliente, presenta un límite de fluencia típico de 414 MPa (valor obtenido de tabla 25), valor suficiente para transmitir las cargas de potencia anticipadas en el diseño. Si bien este acero no exhibe la elevada dureza superficial de aceros aleados de mayor costo, ofrece una resistencia a la tracción adecuada y una buena maquinabilidad, facilitando el proceso de conformado de los dientes de los engranes. Además, se contempla la implementación de un tratamiento térmico posterior, como el templado y revenido, para incrementar significativamente su dureza y resistencia al desgaste en las superficies de contacto de los dientes, optimizando su rendimiento bajo las condiciones de operación previstas.

Desde una perspectiva económica, el acero AISI 1040 Hot Rolled presenta una ventaja significativa debido a su menor costo de adquisición en comparación con aceros aleados o aquellos que se suministran con tratamientos térmicos pre-aplicados. Esta accesibilidad económica contribuye directamente a la viabilidad financiera del proyecto, permitiendo una gestión más eficiente del presupuesto destinado a la adquisición de materiales. Además, su disponibilidad en formas comerciales estándar facilita el proceso de obtención de la materia prima necesaria para la fabricación de los engranes.

Adicionalmente, el estado de laminado en caliente del AISI 1040 facilita su maquinabilidad, un aspecto crucial para la creación de la compleja geometría de los dientes de los engranes con la precisión requerida. Esta característica permite optimizar los tiempos de mecanizado y reducir los costos asociados a la fabricación de los engranes, contribuyendo a la eficiencia general del proceso productivo.

Si bien existen aceros con mayores propiedades de dureza y resistencia al desgaste, su costo incrementado no se justifica plenamente para las exigencias de transmisión de potencia y las dimensiones proyectadas para los engranes de este sistema. El acero AISI 1040 Hot Rolled, combinado con un tratamiento térmico posterior, cumple satisfactoriamente con los requerimientos de resistencia y durabilidad necesarios, ofreciendo una solución técnica y económicamente equilibrada para la fabricación de los engranes del sistema.

3.3.6 Selección de materiales para recubrimiento de rodillos.

Para prevenir el deslizamiento en la sección carrete-rodillo, se ha seleccionado una capa de caucho como material de recubrimiento para los rodillos, considerando su accesibilidad económica y la sencilles de su aplicación en la superficie del rodillo. Adicionalmente, se ha llevado a cabo un análisis exhaustivo de su desempeño en las condiciones operativas más desfavorables para la fricción, específicamente cuando el carrete de denominación corta 1 se encuentra sin conductor, lo que representa la mínima fuerza normal de contacto en el sistema. En este escenario crítico, se procedió a evaluar los coeficientes de fricción pertinentes para asegurar un funcionamiento adecuado y la transmisión eficiente del movimiento rotacional.

Cada brida del carrete ejerce una fuerza de 459.4867 N sobre el rodillo con un ángulo de 25.693° (como se muestra en la figura 3.20) respecto a la superficie de contacto (radial al rodillo en el punto de contacto). Se necesita descomponer esta fuerza en sus componentes normal (perpendicular a la superficie de contacto) y tangencial (a lo largo de la superficie de contacto, la que podría causar deslizamiento).

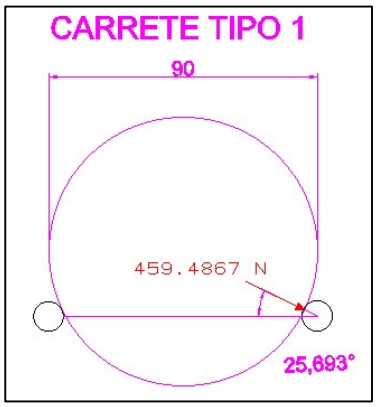


Figura 3.20. representación de fuerzas sobre rodillo con carrete tipo 1.

Se obtiene componente normal (*FN*).

$$F_N = F * cos\theta = 459.4867 \text{ N} * \cos(25.693°) = 414.32 \text{ N}$$

Esta es la fuerza que presiona la madera contra el caucho en cada punto de contacto. La fuerza normal total ejercida por ambas bridas será la suma de las fuerzas normales en cada punto de contacto. Asumiendo que las fuerzas actúan de manera similar en ambas bridas:

$$F_{Ntotal} = 414.32 \text{ N} * 2 = 828.64 \text{ N}$$

Se obtiene componente tangencial (Ft).

$$F_t = F * sin\theta = 459.4867 \text{ N} * \sin(25.693°) = 199.19 \text{ N}$$

Esta es la fuerza que tiende a hacer deslizar la madera (carrete) sobre el rodillo en cada punto de contacto. La fuerza tangencial total que intenta causar el deslizamiento será la suma de las fuerzas tangenciales en cada punto de contacto.

$$F_{t\ total} = 199.19\ \mathrm{N} * 2 = 398.38\ \mathrm{N}$$

Para que no haya deslizamiento, la fuerza de fricción estática máxima entre el caucho y la madera debe ser mayor o igual a la fuerza tangencial total que intenta causar deslizamiento:

$$F_{f\ max} \geq F_{t\ total}$$

$$F_{f\ max} \geq 398.38\ \mathrm{N}$$

La fuerza de fricción estática máxima se relaciona con el coeficiente de fricción estático y la fuerza normal mediante la siguiente ecuación:

$$F_{f\ max} = \mu_s * F_{Ntotal}$$

Por lo tanto, para evitar deslizamiento:

$$\mu_s * F_{Ntotal} \geq F_{t\ total}$$

$$\mu_s \geq \frac{F_{t\ total}}{F_{Ntotal}}$$

$$\mu_s \geq \frac{398.38\ \mathrm{N}}{828.64\ \mathrm{N}}$$

$$\mu_s \geq 0.480706$$

Por lo tanto, el coeficiente de fricción estático entre el caucho y la madera debe de ser al menos 0.480706 para asegurar el correcto funcionamiento del sistema y se puede justificar en la tabla 20 (véase anexo A13) que el valor de coeficiente de fricción entre esos 2 materiales si es mayor (0.7) al coeficiente de fricción en condiciones mínimas.

3.3.7 Selección de riel lineal.

Para implementar el desplazamiento lineal horizontal requerido en el diseño conceptual inicial, con el objetivo de proporcionar el rango de movimiento necesario durante el suministro del conductor, se ha previsto la instalación de un carro lineal sobre la viga con perfil UPN 40x20. Esta viga se utilizará como soporte estructural para la base del encoder y el rodillo de fijación. En este sentido, la selección del riel lineal SHS 35C de la marca THK se fundamenta en sus dimensiones y características de montaje compatibles con el perfil de viga UPN 40x20, asegurando una integración mecánica adecuada y la capacidad de soportar las cargas operativas del sistema de suministro.

3.4 ELABORACIÓN DE DISEÑO MEDIANTE PROGRAMA DE DIBUJO ASISTIDO POR COMPUTADORA.

Primero se procedió a realizar el modelo de cada uno de los componentes que conformaran el sistema utilizando el software SolidWorks, con la finalidad de obtener así los dibujos de ingeniería de estos.

Obteniendo como resultado las siguientes piezas individuales:

1. Rodillos
1.1. Rodillo principal impulsado con motor. (Anexo C1)
1.2. Rodillo secundario (Anexo C2)
1.3. Rodillo para encoder. (Anexo C3)
1.4. Rodillo para sujeción de encoder. (Anexo C4)
2. Viga perfil UPN 40x20.
2.1. Viga de extracción. (Anexo C5)
2.2. Viga pilar. (Anexo C6)
2.3. Viga base de riel lineal. (Anexo C7)
2.4. Viga ángulo 45°. (Anexo C8)
3. Viga perfil UPN 40.
3.1. Viga base de viga de extracción. (Anexo C9)
4. Viga perfil UPN 180.
4.1. Viga base de sistema. (Anexo C10)
4.2. Viga base de cilindros para viga de extracción. (Anexo C11)
5. Transmisión
5.1. Engrane A – C. (Anexo C12)
5.2. Engrane B – D. (Anexo C13)
5.3. Eje 1. (Anexo C14)
5.4. Eje 2. (Anexo C15)
5.5. Base transmisión. (Anexo C16)
6. Bases
6.1. Base encoder. (Anexo C17)
6.2. Base rodillo fijación. (Anexo C18)

3.5 DISEÑO DEL CONTROL AUTOMÁTICO DEL SISTEMA.

3.5.1 Diseño de la etapa de potencia.

3.5.1.1. Selección de actuadores neumáticos.

Para el correcto funcionamiento del sistema, es requerido el uso de 4 actuadores neumáticos (2 actuadores para viga de extracción y 1 para la fijación de cable con rodillo), los cuales tienen especificaciones técnicas muy distintas.

Se inicia con la selección de los actuadores para la viga de extracción, por lo que es necesario realizar los cálculos pertinentes para el dimensionamiento del diámetro del embolo.

Utilizando la formula:

$$F = P * A$$

Donde la fuerza la se conoce y se encuentra en el cálculo de cargas, siendo una carga de:

$$\frac{F_c}{2} + \frac{F_{vigaextraccion}}{2} = F_{actuador}$$

$$F_{actuador} = \frac{8898.031657\text{N}}{2} + \frac{51.54408\ \text{N}}{2} = 4449.015828\ \text{N} + 25.77204\ \text{N} = 4474.787868\ \text{N}$$

Considerando una presión de trabajo común de 6 bar (600000 Pa)

$$A = \frac{F}{P} = \frac{4474.787868\ \text{N}}{600000\ \text{Pa}} = 0.0075\ \text{m}^2$$

Ahora calculando el diámetro del cilindro:

$$A = \pi * r^2$$

$$D = \sqrt{4 * \frac{A}{\pi}} = \sqrt{4 * \frac{0.0075\ \text{m}^2}{\pi}} = 0.0977\ \text{m} = 97.77\text{mm}$$

Por lo que el diámetro mínimo para el cilindro es de 97.77 mm fuerza teórica.

Siguiendo el manual de Festo para selección de cilindros normalizados DSBC, bajo norma ISO 15552, al dimensionar los cilindros neumáticos se recomienda aprovechar únicamente el 50% de las fuerzas teóricas indicadas en la tabla 21. debido a que si la amortiguación de fin de recorrido esta ajustada con demasiada fuerza (cerrada en más de un 50%) es posible que el perno de bloqueo no quede castrado correctamente, por lo que se desgastara prematuramente.

Tabla 21. Diámetros de embolo con fuerza de sujeción estática [21].

Diámetro del émbolo		32	40	50	63	80	100
Modo de funcionamiento del bloqueo de la posición final		Bloqueo en unión positiva mediante cilindro de tope					
		Desbloqueo mediante aire comprimido					
Fuerza de sujeción estática	[N]	500	500	2000	2000	5000	5000
Holgura axial máxima con bloqueo en la posición final	[mm]	1,3	1,3	1,3	1,5	1,5	1,5
Presión mín. de desbloqueo	[MPa]	≤ 0,25		≤ 0,15			
	[bar]	≤ 2,5		≤ 1,5			
Presión máx. de bloqueo	[MPa]	≥ 0,05					
	[bar]	≥ 0,5					

Por lo que se ha llegado a la conclusión de utilizar 4 cilindros de 80 mm de diámetro de embolo para poder hacer posible la extracción sin comprometer los componentes del sistema.

Realizando la selección del cilindro neumático en catalogo del fabricante, considerando una carrera de 250 mm, debido a que es la carrera que se ocupa para la extracción de carrete de menor tamaño, se llega a la selección del cilindro **DSBC-80-250-PPVA-N3** (tabla 22).

Tabla 22. Especificaciones técnica DSBC-80-250-PPVA-N3 [22].

Modo de funcionamiento	Doble efecto
Diámetro del émbolo	80 mm
Fuerza teórica con 6 bar, avance	3016 N
Carrera	250 mm
Amortiguación	Amortiguación neumática, regulable en ambos lados

La selección del cilindro neumático compacto Festo **ADN-32-40-A-P-A** (Tabla 23) para la aplicación de fijación del conductor sobre el rodillo de medición se fundamenta en su diámetro de pistón de 40 mm, el cual proporciona una fuerza de sujeción robusta al aplicarse presión de aire, asegurando un contacto firme entre el rodillo superior y el conductor con un margen considerable para el ajuste preciso durante la instalación. Esta fuerza permite una regulación flexible de la presión, facilitando la optimización del contacto para evitar el deslizamiento sin ejercer una presión excesiva que pudiera dañar el conductor o el sistema de medición, ofreciendo así una ventana operativa amplia para lograr una fijación correcta.

Tabla 23. Especificaciones técnicas ADN-32-40-A-P-A [23].

Modo de funcionamiento	Doble efecto
Diámetro del émbolo	40 mm
Fuerza teórica con 6 bar, avance	754 N
Carrera	40 mm
Amortiguación	Amortiguación por topes elásticos/placas en ambos lados

Su carrera de 40 mm ofrece un recorrido adecuado para adaptarse a las posibles variaciones en el diámetro del conductor o en la posición del mecanismo de medición, manteniendo una presión constante y un contacto positivo incluso con ajustes finos durante la puesta en marcha. El diseño compacto de la serie ADN facilita su integración en el espacio disponible sin interferir con otros componentes del sistema de medición.

La presencia de amortiguación neumática autoajustable, indicada por la designación -A, es una característica crucial para asegurar un funcionamiento suave y controlado del cilindro durante sus movimientos de extensión y retracción, minimizando los impactos y las vibraciones que podrían afectar la estabilidad del sistema de medición y prolongando la vida útil de los componentes. Además, la serie ADN de Festo se destaca por su bajo costo en comparación con otras soluciones de sujeción neumática con capacidades similares, ofreciendo una excelente relación calidad-precio para la implementación del sistema de medición.

La robustez y la fiabilidad inherentes a la ingeniería de Festo aseguran un rendimiento constante y un bajo requerimiento de mantenimiento a lo largo del tiempo. Finalmente, la designación -P indica un tipo de conexión del vástago que facilita su acoplamiento mecánico con el rodillo superior, permitiendo una transmisión eficiente de la fuerza de sujeción al punto de contacto con el conductor. En conjunto, estas características hacen del cilindro ADN-32-40-A-P-A una opción idónea y económicamente ventajosa para garantizar una fijación segura y precisa del conductor durante el proceso de medición, con la flexibilidad necesaria para una instalación y ajuste sencillos.

3.5.1.2 Selección de motor.

La selección del motor se fundamenta en el cálculo de la necesidad de potencia y velocidad necesaria para el sistema (Calculada en el punto 3.2.8: Cálculo de engranes y tren de engranes).

Por lo que se llegó a la conclusión de utilizar un motor eléctrico con 2 HP de potencia y una velocidad de entre 1725 RPM y 1750 RPM de tipo monofásico como el de la figura 3.21.

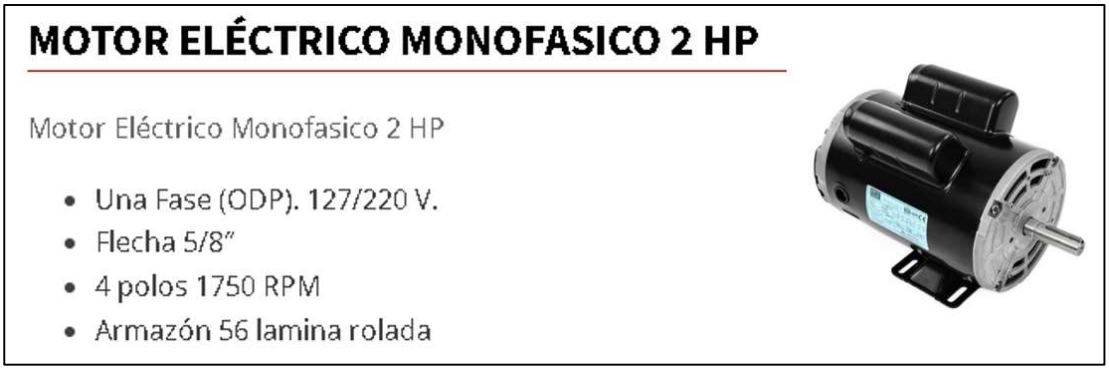


Figura 3.21. Motor monofásico 2HP 1750 RPM[23].

3.5.2 Diseño de la etapa de control.

3.5.2.1 Análisis de proceso.

Para iniciar con el diseño de la etapa de control, resulta conveniente la realización de un diagrama del proceso mediante el método GRAFCET, con la finalidad de identificar los pasos a seguir, así como identificar la cantidad de entradas y salidas del sistema (figura 3.22).

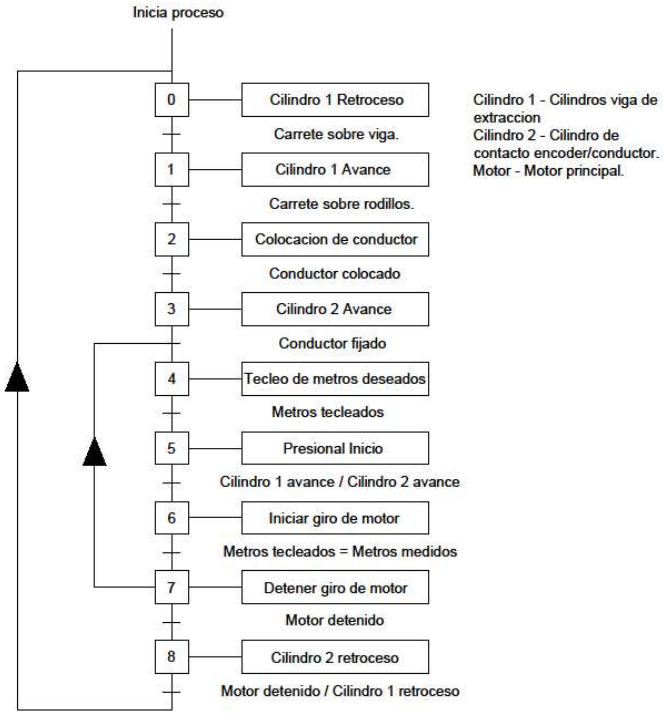


Figura 3.22. GRAFCET proceso de sistema de suministro de conductor eléctrico.

3.5.2.2 Análisis de entradas y salidas.

Con lo anterior se llegó a la necesidad de entradas y salidas del controlador lógico programable.

Entradas:

- Codificador rotativo (Contador de alta velocidad).
- Botón de inicio (INICIO).
- Botón de paro (PARO).
- Botón de reiniciar (RESET).
- Botón subir viga (VIGAUP).
- Botón bajar viga (VIGADOWN).
- Botón fijar conductor (FIJARDOWN).
- Botón desfijar conductor (FIJARUP).
- Sensor viga arriba (S1).
- Sensor viga abajo (S2).
- Sensor fijado de conductor arriba (S3).
- Sensor fijado de conductor abajo (S4).

Salidas:

- Señal inicialización motor eléctrico (KM1).
- Señal electroválvulas para cilindros de viga de extracción (A+, A-).
- Señal electroválvulas para cilindro de sujeción de conductor (C+, C-).
- Señal luz indicadora color verde (LV).
- Señal luz indicadora color rojo (LR).

Por lo que, para cuestiones del presente proyecto, se recomienda el uso de controladores lógicos programables que cuenten con la cantidad mínima de:

- 12 señales de entrada.
- 7 señales de salida.

3.5.2.3 Análisis de conexión de sistemas neumáticos.

Para la implementación y operación eficiente de los componentes neumáticos del sistema, resulta fundamental la elaboración del diagrama de conexión neumático ilustrado en el plano 20 (véase anexo C20). Este diagrama especifica la interconexión de los elementos necesarios para la compatibilidad con el sistema de control general, así como la configuración precisa de las líneas de distribución neumática. En concordancia con la selección de materiales previamente establecida, se garantiza que la presión de operación de estas líneas se mantenga constante a 6 bar, condición esencial para el funcionamiento óptimo y predecible de los actuadores y demás dispositivos neumáticos integrados en el sistema.

3.5.2.4 Análisis de conexión de sistema eléctrico.

Para la correcta implementación y el funcionamiento eficiente de los componentes eléctricos, se considera crucial la elaboración detallada del diagrama de fuerza correspondiente a la conexión eléctrica del motor monofásico, el cual se presenta en la figura 3.23. Este esquema técnico especifica la interconexión precisa de los elementos requeridos para asegurar la compatibilidad eléctrica con el sistema de control integral, así como la configuración exacta de las líneas de alimentación y control eléctrico del motor.

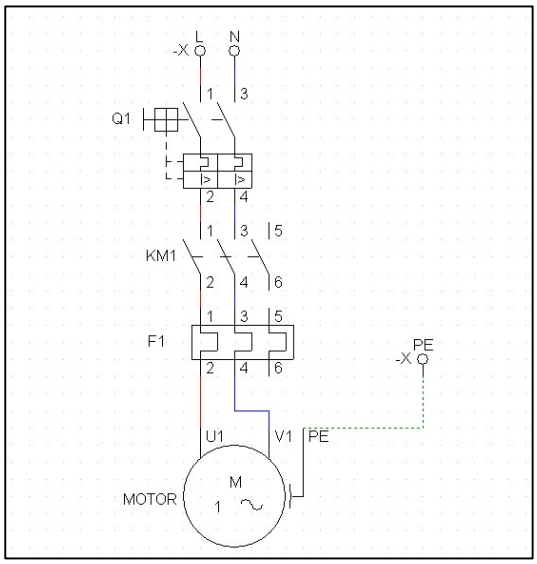


Figura 3.23. Diagrama de fuerza de conexión eléctrica de motor monofásico.

3.5.2.5. Selección de tipo de enconder.

La selección de un codificador rotatorio incremental con una resolución de 360 pulsos por revolución se fundamenta en su capacidad intrínseca para proporcionar una señal digital representativa del desplazamiento angular del eje al que se encuentra acoplado. Esta característica esencial permite la implementación de un sistema de medición de avance lineal mediante la correlación de los pulsos generados con la rotación del rodillo de medición. La resolución específica de 360 pulsos por revolución se considera apropiada para satisfacer los requerimientos de precisión de la aplicación, tomando en consideración las dimensiones geométricas del rodillo de medición y las tolerancias de exactitud establecidas para el sistema en su operación.

Al tener un diámetro de 25 mm en el rodillo, se tiene un avance con las siguientes características:

$$2\pi\left(\frac{25\text{mm}}{2}\right) = 78.539\text{mm} = 0.075539 \text{ m por revolucion}$$

Y al tener un encoder de 360 pulsos.

$$\frac{0.078539\ \mathrm{m}}{360\ \mathrm{pulsos}} = 0.000218163\ \mathrm{m\ por\ pulso.}$$

Por necesidades de la empresa, es necesaria la medición de metros completos del conductor, es por eso que se calculan los pulsos mandados por el codificador rotacional para el conteo de un metro de conductor.

$$\frac{1\ \mathrm{m} * \ 360\ \mathrm{pulsos}}{0.078559\ \mathrm{m}} = 4584\ pulsos$$

3.5.2.5. Diseño de funcionamiento del sistema de control.

Para la concepción del sistema de control, se requiere la implementación de una lógica de supervisión que contemple diversas condiciones operativas críticas, integradas como medidas de seguridad intrínsecas al proceso. Entre estas, se incluye la verificación posicional de la viga de extracción en su configuración de trabajo, así como la confirmación de la sujeción efectiva del conductor al rodillo de medición. En función de estos requerimientos funcionales y de seguridad, se ha desarrollado el diagrama de control en lenguaje Ladder (anexo C21), el cual servirá como base para la programación del Controlador Lógico Programable (PLC) encargado de la gestión y secuenciación de las operaciones del sistema.

Las entradas siguientes serán manipuladas mediante botones en un HMI:

- INICIO.
- PARO.
- VIGAUP.
- VIGADOWN.
- FIJARUP.
- FIJARDOWN.
- RESET.
- SETPOINT.

3.5.2.6. Diseño de interfaz HMI.

Pensando en una interfaz que sea amigable con el usuario, se pensó en el uso de una pantalla táctil HMI industrial, para realizar la comunicación con el operador y el sistema de control, adecuándose al sistema de control diseñado anteriormente, se tiene el diseño propuesto en la figura 3.24, siendo esta interfaz muy didáctica y fácil de entender, considerando que no es necesaria una capacitación especializada para la operación del sistema.

Figura 3.24. Interfaz HMI propuesta.

En la figura 3.24, se observan 2 marcadores de metros, los cuales estarán asociados de la siguiente manera con las variable del sistema de control:

METROS DESEADOS – SETPOINT

METROS DESPACHADOS – ACUMULADO

3.6 SIMULACIÓN DE CONTROL AUTOMÁTICO MEDIANTE SOFTWARE.

Para la simulación del sistema de control, se utilizó el software TIA Portal de la marca Siemens usando solo para fines representativos un PLC SIMATIC S7-1200 con CPU 1214C versión 2.2, selección que se hizo fundamentado en el número de entradas y salidas que contiene dicho PLC, contando con 14 entradas digitales y 10 salidas.

Se inicia declarando las variables del sistema de control en una tabla de variables del programa (figura 3.25), asignando tanto el nombre como tipo de variable, así como las direcciones de memoria de estas, antes de realizar la construcción del diagrama Ladder mostrado en la figura 3.26 y 3.27

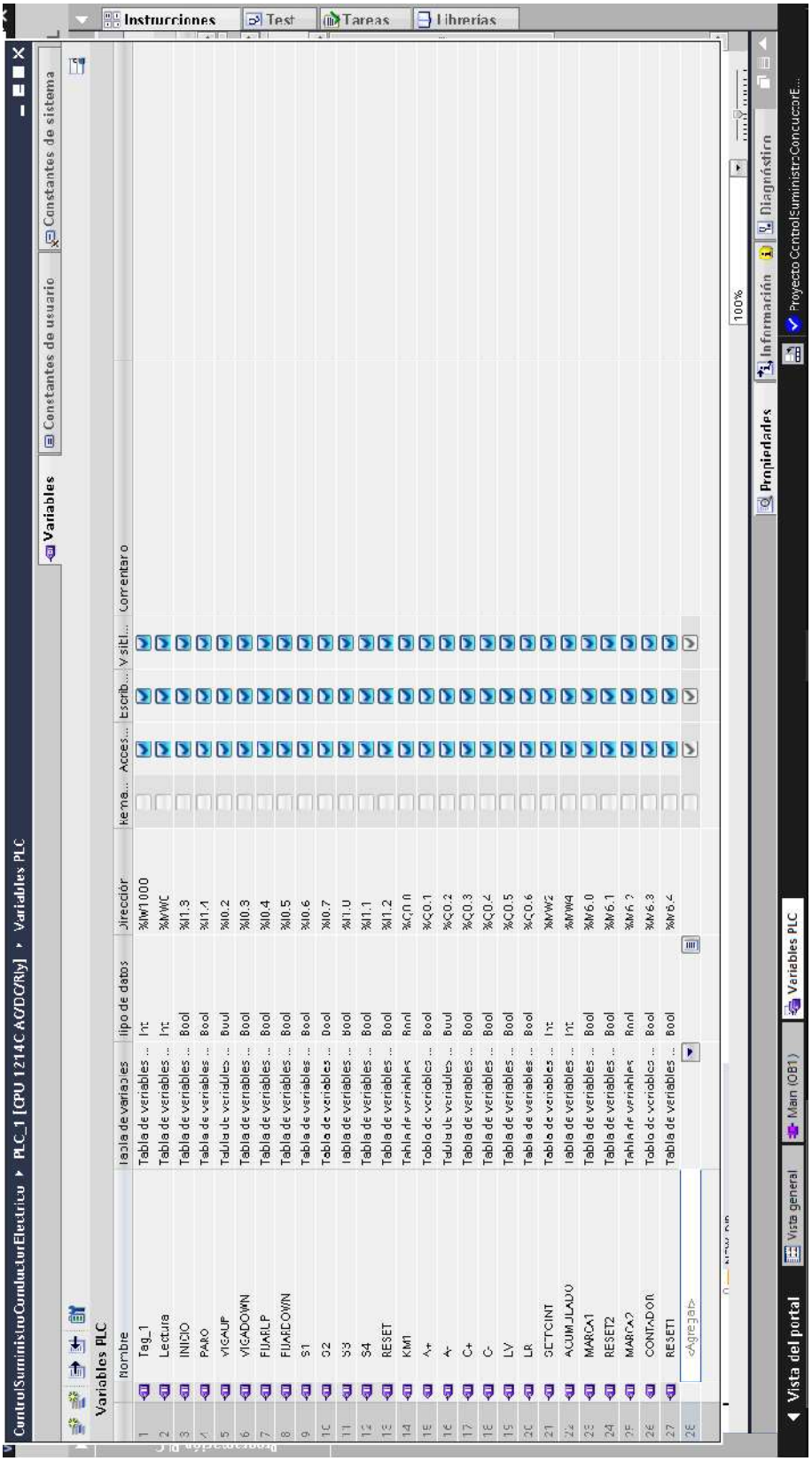


Figura 3.25. Tabla de variables del sistema de control.

Totally Integrated Automation Portal		

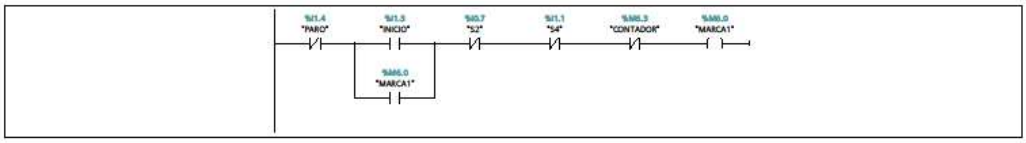
ControlSuministroConductorElectrico / PLC_1 [CPU 1214C AC/DC/Rly] / Bloques de programa

Main [OB1]

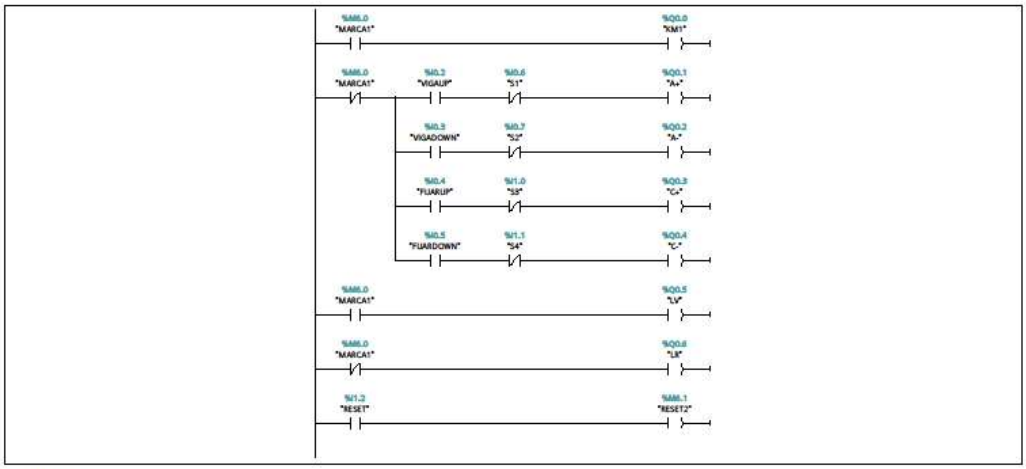
Main Propiedades							
General							
Nombre	Main	**Número**	1	**Tipo**	OB	**Idioma**	KOP
Numeración	Automático						
Información							
Título	"Main Program Sweep (Cycle)"	**Autor**		**Comentario**		**Familia**	
Versión	0.1	**ID personalizada**					

Main				
Nombre	**Tipo de datos**	**Valor predet.**	**Supervisión**	**Comentario**
Temp				
Constant				

Segmento 1:



Segmento 2:



Segmento 3:

Figura 3.26. Programación en lenguaje Ladder de sistema de suministro de conductor eléctrico parte 1.

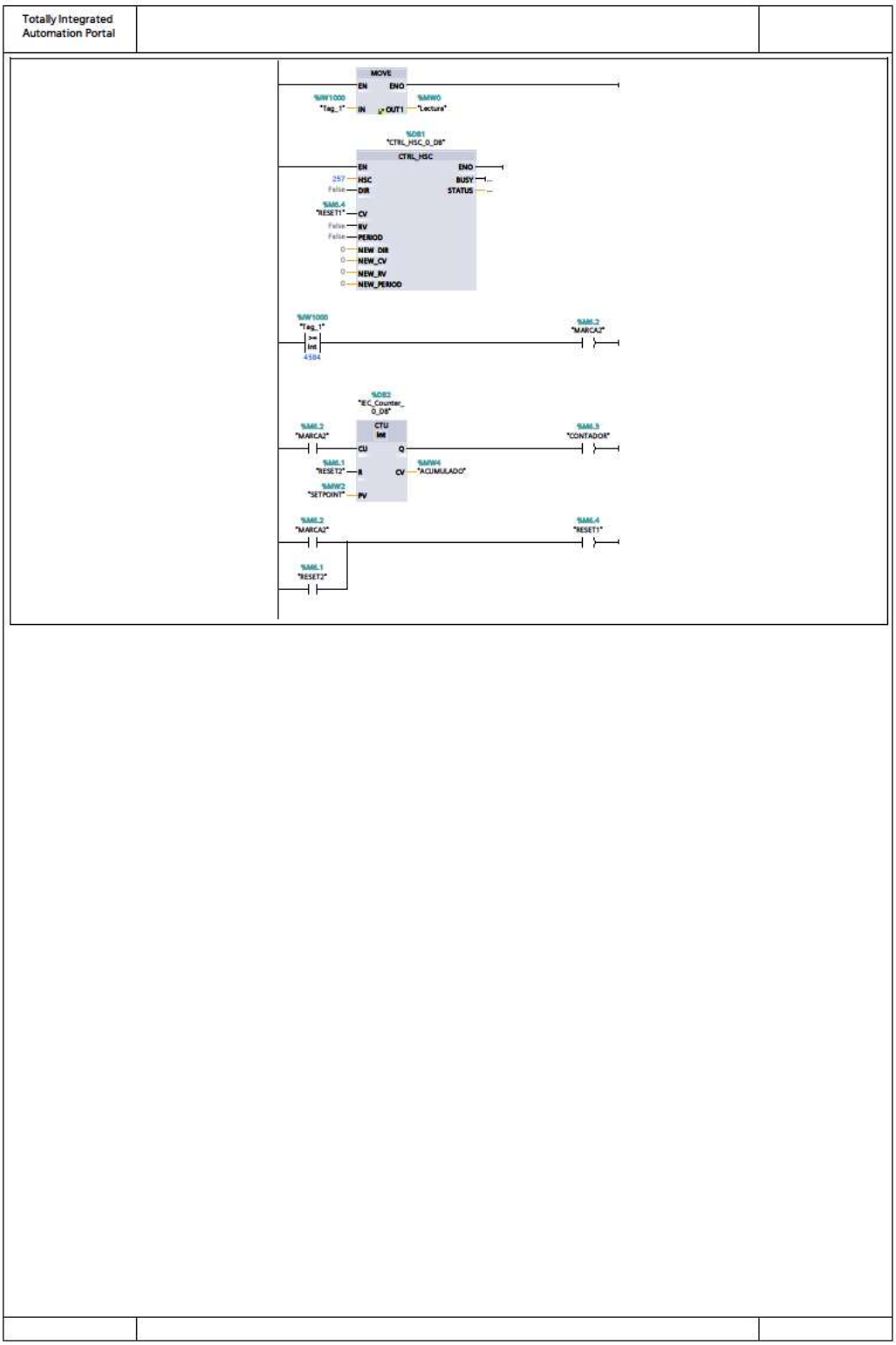


Figura 3.27. Programación en lenguaje Ladder de sistema de suministro de conductor eléctrico parte 2.

Finalmente se realizó la carga del programa a un PLC virtual mediante el software PLCSIM de la marca Siemens para poder verificar la correcta compilación de este (figura 3.28) y posteriormente realizar pruebas de los resultados obtenidos en el sistema de control.

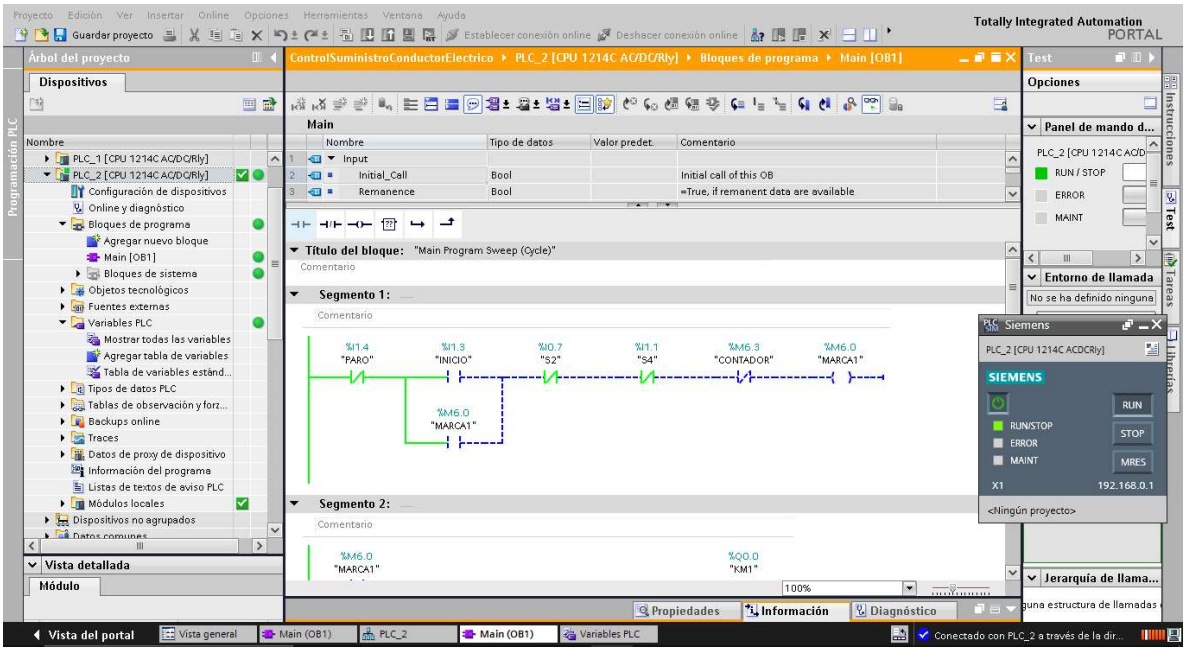


Figura 3.28. Compilación de programa a PLC virtual con mediante software TIA Portal y PLCSIM.

3.7 SOLUCIÓN A POSIBLES PROBLEMAS DEL CONTROL AUTOMÁTICO DEL SISTEMA.

Durante la fase de implementación física del proyecto y la traslación del programa del sistema de control al entorno operativo real, cabe la posibilidad de encontrarse con posibles problemas los cuales son los siguientes:

1. Imprecisión en la medición: en dado caso de que el sistema no realice correctamente la medición del conductor, puede estar ligada a los siguientes problemas:

Problema: Contar con un codificador rotacional distinto a 360 pulsos por rotación

Solución: Para este problema es necesaria la modificación del programa, debido a que el valor de la comparación de mayor igual con el valor medido de TAG1, está directamente relacionado a las características del codificador rotacional propuesto (360 pulsos por rotación), por lo que se debe realizar la conversión de equivalencia de pulsos a 1 metro lineal, para poder modificar el valor estipulado (4584) por el valor obtenido.

Problema: Diámetro de rodillo diferente de 25 mm.

Solución: Al igual que en la anterior solución, es necesaria la modificación del valor estipulado en la comparación de mayor igual que (4584), ya que este valor está directamente relacionado al rodillo considerado de 25 mm, valor que en la aplicación puede tener una ligera variación de medida. Por lo que es necesaria realizar la conversión de metros lineales por revolución del rodillo, para poder realizar la pertinente conversión de revoluciones a pulsos, y así realizar la conversión de pulsos a metros lineales con la finalidad de modificar el valor mencionado anteriormente dentro de la programación del PLC.

Problema: Baja velocidad de medición de pulsos en la entrada del PLC.

Solución: Para esto es necesaria la modificación de la velocidad de medición del contador rápido en el apartado de contadores rápidos (HSC) aumentando la misma, debido a que puede que no mande con la suficiente velocidad la señal al programa, y al necesitar realizar la comparación de medición de pulsos con los estipulados para así poder realizar el conteo de metros, puede haber imprecisión en la medida.

2. No realizar el aumento de metros a la hora de realizar el trabajo, y con ello la falta de paro automático del sistema.

Problema: Mala relación de SETPOINT con HMI.

Solución: verificar la correcta conexión entre el HMI y el PLC, asegurando la correcta transferencia de datos entre ellos, guardando la variable dentro del programa de forma correcta

Problema: Mas de 65535 pulsos mandados desde el codificador rotacional al PLC.

Solución: Para este problema es necesaria la modificación de las variables de tipo enteras (INT) a ser tipo doble enteras (DINT), debido a que la asignación de variables de tipo enteras solo puede recabar 16 bits de información, dando como resultado el valor de 65535, entonces si el encoder manda más de esos pulsos por metro lineal de rotación, la comparación jamás activara el conteo en el contador ascendente, y así el programa no es funcional. Al nosotros modificar el tipo de variable por dobles enteras, la capacidad de los valores medidos aumenta de 16 bits a 32 bits, por lo que con ello puede realizar la función correctamente.

4. RESULTADOS.

En la etapa de validación del diseño estructural del sistema, se llevó a cabo un análisis exhaustivo mediante software especializado, orientado a verificar el comportamiento mecánico de los componentes críticos bajo las condiciones de carga máxima anticipadas. Este proceso comprendió la evaluación de los esfuerzos inducidos a través del criterio de tensión de Von Mises, permitiendo determinar la proximidad del material al límite elástico y predecir la potencial ocurrencia de fluencia. Adicionalmente, se realizó un análisis de desplazamiento para cuantificar las deformaciones resultantes en los componentes, con el objetivo de identificar cualquier desplazamiento que pudiera comprometer la funcionalidad operativa del sistema. Los resultados de estas simulaciones numéricas proporcionan una comprobación pertinente del desempeño estructural y la integridad mecánica del diseño propuesto.

Inicialmente se analizó el funcionamiento de los rodillos del sistema, teniendo el análisis de tensión de Von Mises en figura 4.1 y el análisis de desplazamiento en figura 4.2 ambos teniendo valores pertinentes.

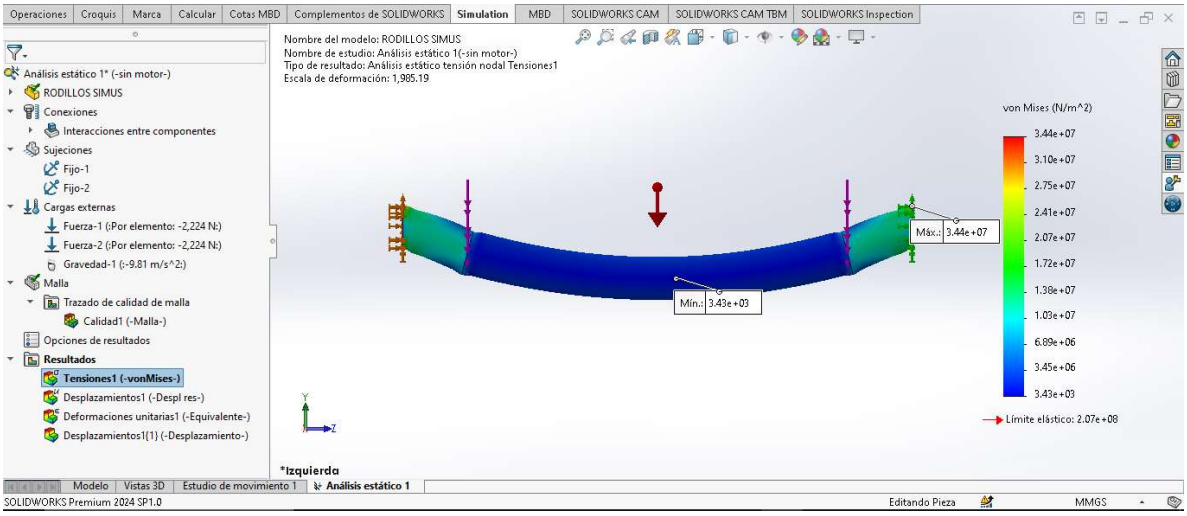


Figura 4.1. Análisis de tensión de Von Mises de rodillos.

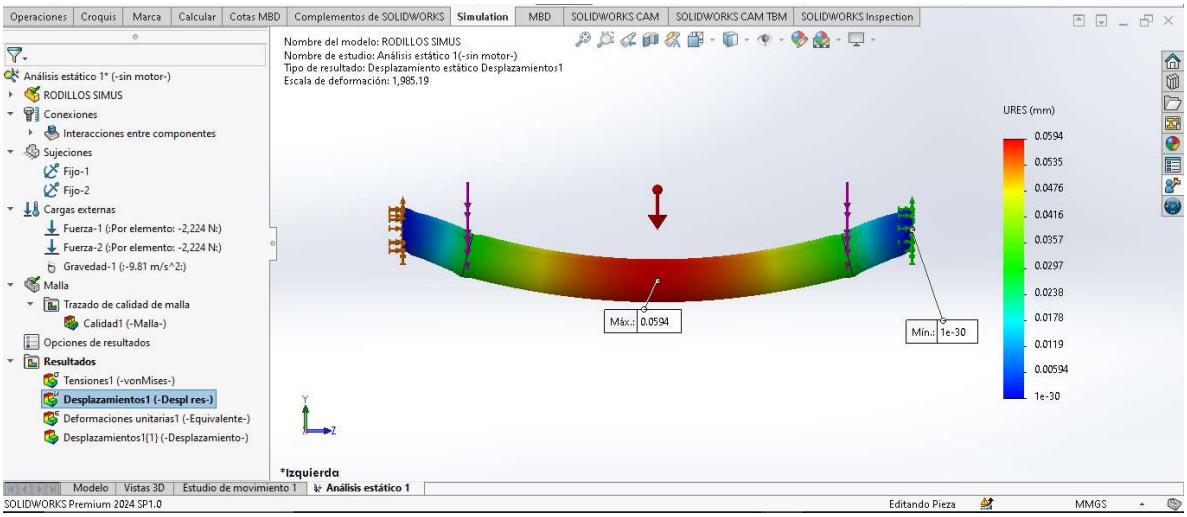


Figura 4.2. Análisis desplazamiento de rodillos.

Se analizó el funcionamiento de las vigas base del sistema, teniendo el análisis de tensión de Von Mises en figura 4.3 y el análisis de desplazamiento en figura 4.4 ambos teniendo valores pertinentes.

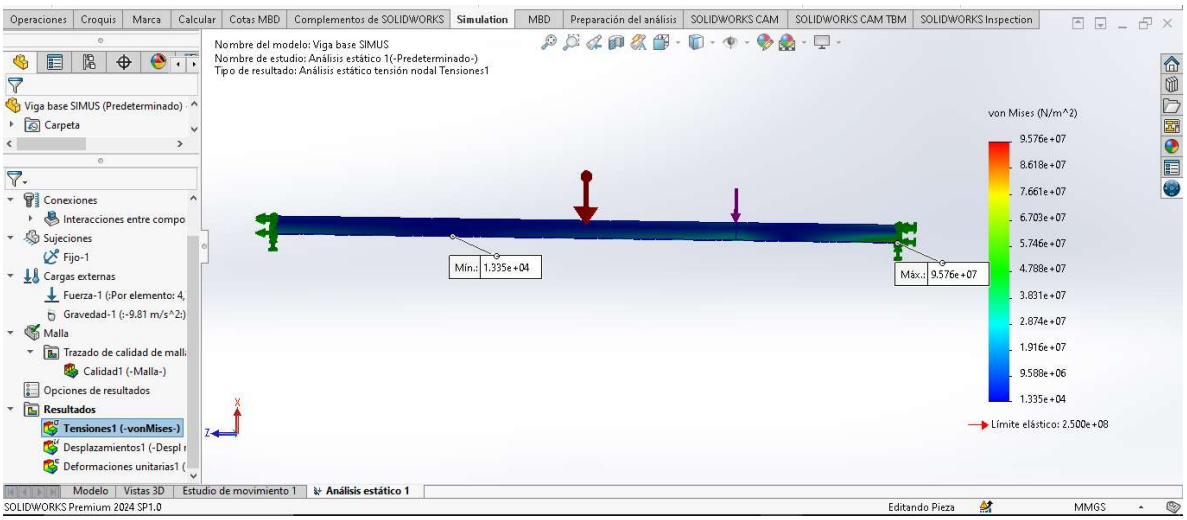


Figura 4.3. Análisis de tensión de Von Mises de viga base.

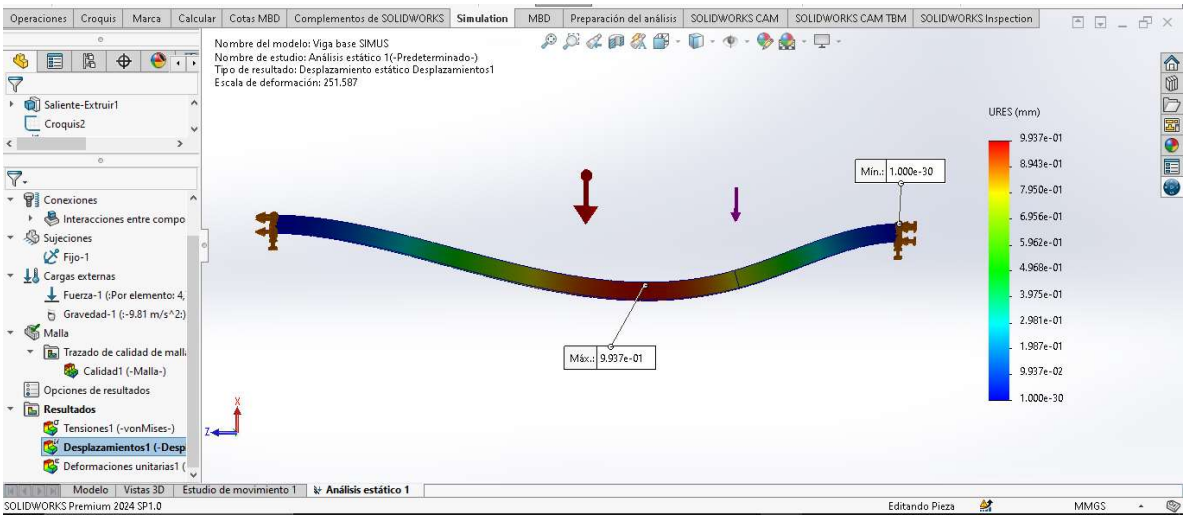


Figura 4.4. Análisis desplazamiento de viga base.

Se analizó el funcionamiento de la viga de extracción de carretes del sistema, teniendo el análisis de tensión de Von Mises en figura 4.5 y el análisis de desplazamiento en figura 4.6 ambos teniendo valores pertinentes.

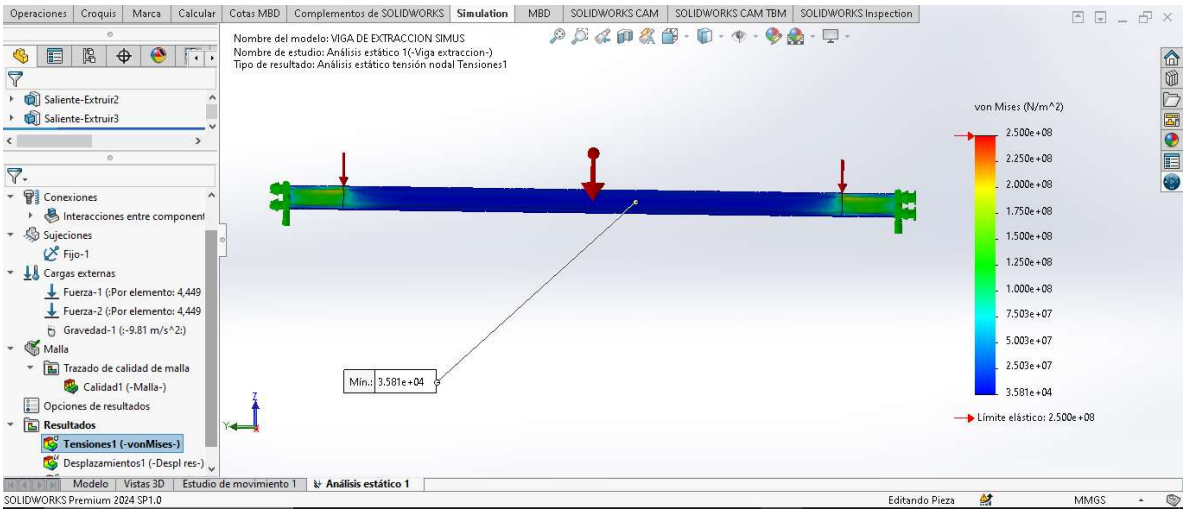


Figura 4.5. Análisis de tensión de Von Mises de viga de extracción de carretes.

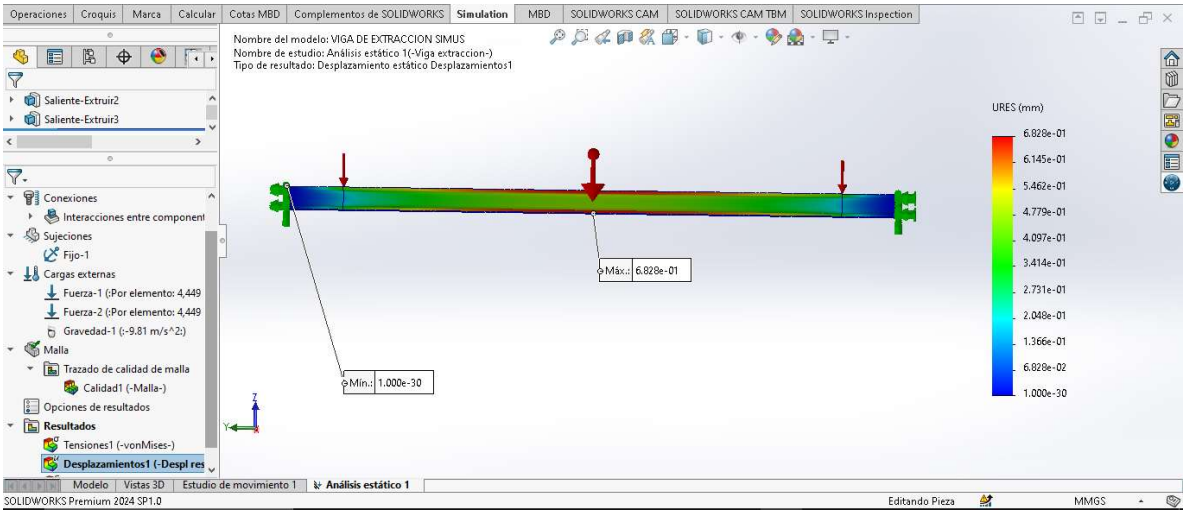


Figura 4.6. Análisis desplazamiento de viga de extracción de carretes.

Se analizó el funcionamiento de la viga unión entre la viga de extracción de carretes y los actuadores del sistema, teniendo el análisis de tensión de Von Mises en figura 4.7 y el análisis de desplazamiento en figura 4.8 ambos teniendo valores pertinentes.

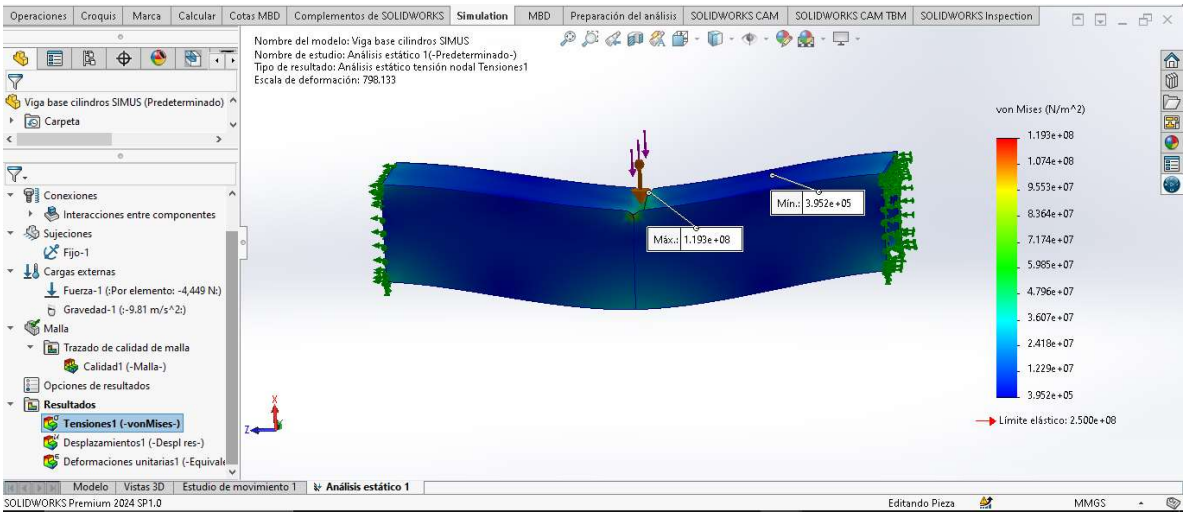


Figura 4.7. Análisis de tensión de Von Mises de la viga unión entre la viga de extracción de carretes y los actuadores del sistema.

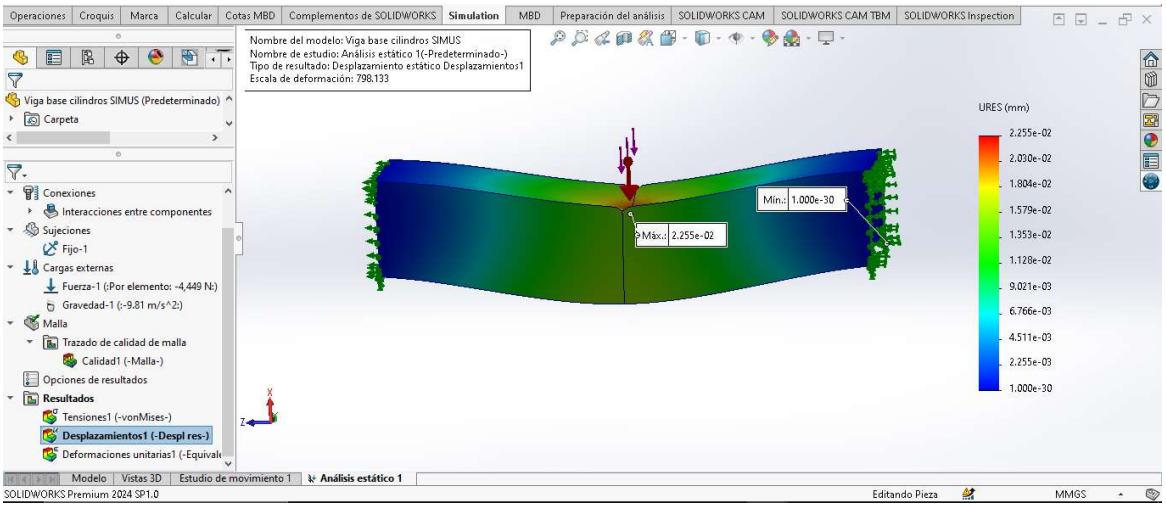


Figura 4.8. Análisis desplazamiento viga unión entre la viga de extracción de carretes y los actuadores del sistema.

Una vez definidos los modelos tridimensionales de los componentes individuales y generados los planos de ingeniería correspondientes, se procedió a la integración virtual del sistema mediante un proceso de ensamblaje digital. El resultado de esta etapa se documentó a través de un plano de ingeniería del sistema completo, complementado con una representación en vista explosionada (véase anexo C19), que facilita la identificación y la comprensión de la disposición relativa de cada uno de los elementos constituyentes.

Una vez teniendo el ensamble del sistema se realizó el estudio de movimiento para la comprobación de giro de salida de tren de engranes, se tiene el resultado de 358 grados sobre segundo, como se puede visualizar en la figura 4.9 y que realizando la conversión a revoluciones sobre minuto.

$$358\frac{\text{grados}}{\text{segundo}} * \frac{1\ \text{revoluciones}}{360\ \text{grados}} = 0.99444\frac{\text{revoluciones}}{\text{segundo}}$$

$$0.99444\frac{\text{revoluciones}}{\text{segundo}} * \frac{60\ \text{segundo}}{1\ \text{minuto}} = 59.666\ \text{RPM}$$

Que como se puede observar, es el valor que se buscaba conseguir en sistema.

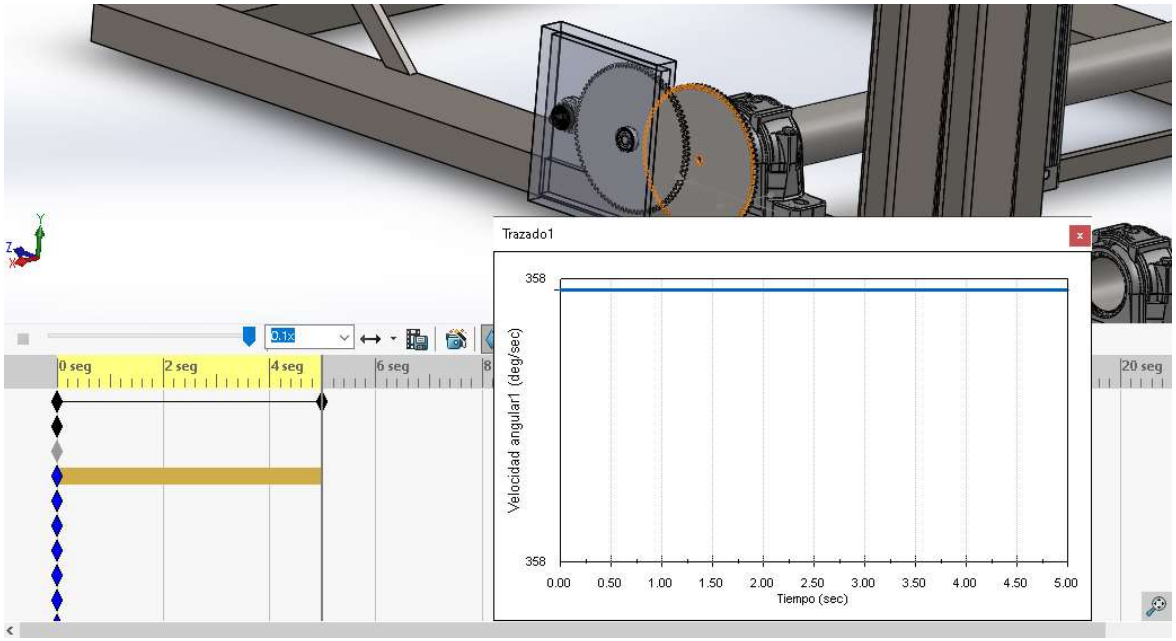


Figura 4.9. Estudio de movimiento de tren de engranes del sistema.

En la fase de verificación y validación del sistema de control, se empleó una herramienta de software de simulación de controladores lógicos programables (PLCSIM), implementando metodologías de prueba que incluyeron la utilización concurrente de tablas de simulación y tablas de forzado. Adicionalmente, se realizó la monitorización en tiempo real del comportamiento del programa para una evaluación exhaustiva.

Los resultados obtenidos, ilustrados en la figura 4.10, evidencian en primer término el correcto establecimiento del enclavamiento de la señal de habilitación principal, lo que permite la activación del motor para la operación autónoma del sistema de suministro. Asimismo, la simulación confirma la respuesta adecuada del sistema de control ante las diversas condicionantes de seguridad predefinidas, validando la integridad de la lógica de control implementada.

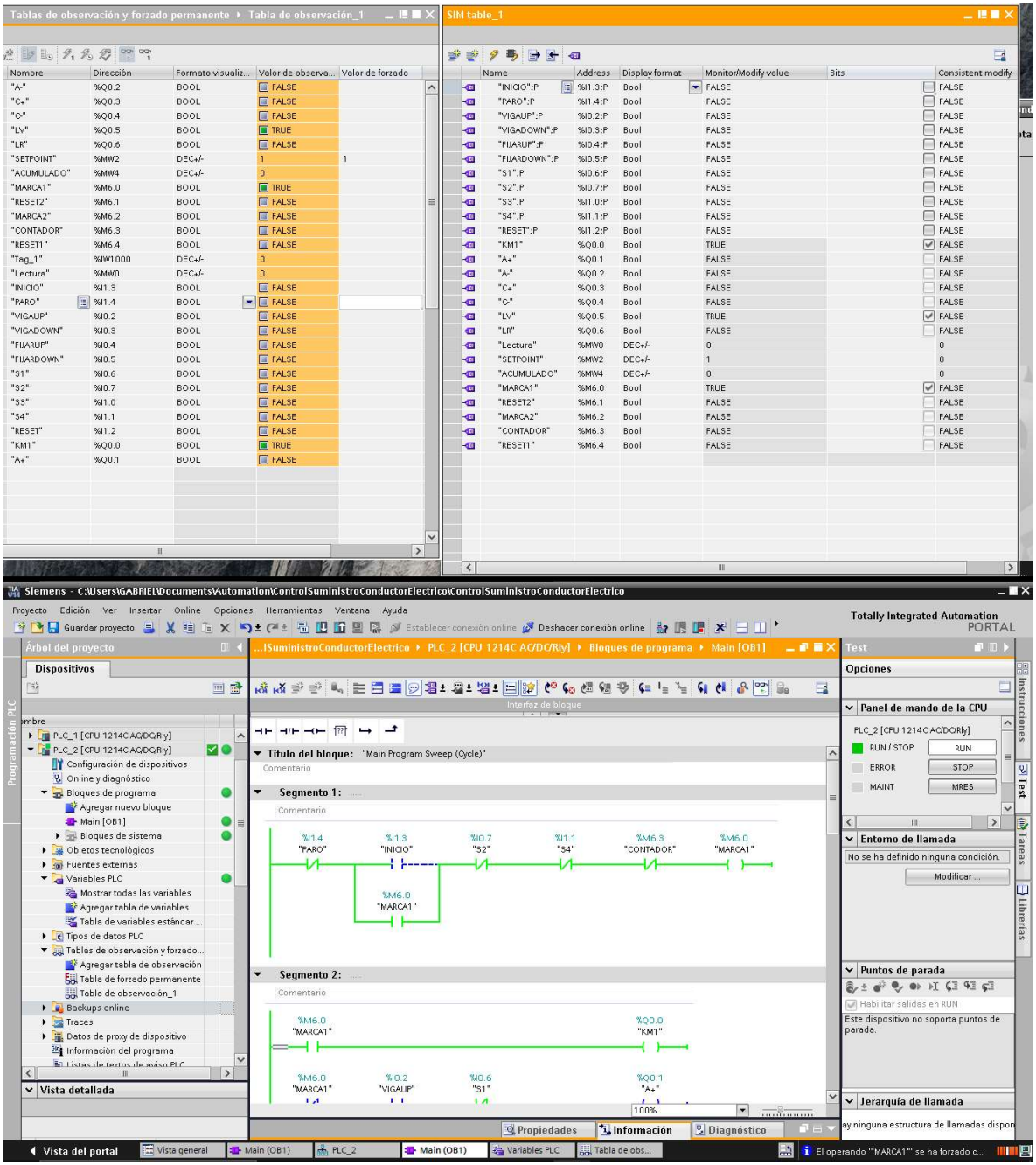


Figura 4.10. Inicio y enclavamiento de marca principal para inicio de motor.

Subsecuentemente, se llevaron a cabo pruebas funcionales específicas orientadas a la verificación de las medidas de seguridad implementadas, particularmente en lo referente a la restricción de la activación simultánea de actuadores durante el ciclo operativo normal del sistema. Los resultados de estas pruebas, documentados en la figura 4.11, confirman la correcta operatividad de los mecanismos de seguridad

diseñados para prevenir manipulaciones indebidas y garantizar la integridad del proceso.

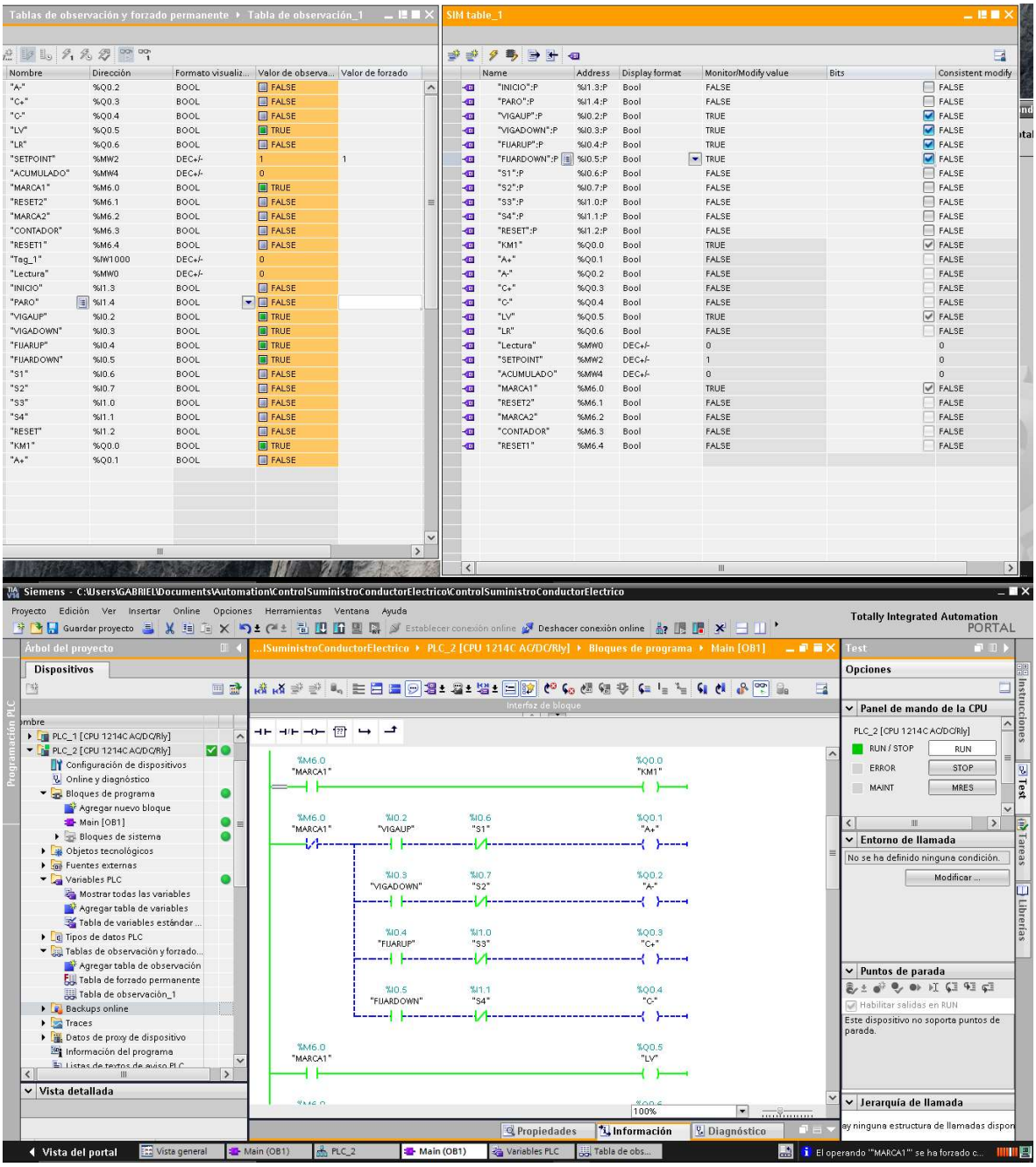


Figura 4.11. Correcto funcionamiento de medidas de seguridad.

En las figuras 4.12 y 4.13 se documenta la secuencia operativa que evidencia la desactivación controlada del motor al alcanzarse la equivalencia entre el valor objetivo y la magnitud medida por el sistema de retroalimentación. Este proceso de

comparación activa culmina en la detención del motor, requiriéndose la señal de reinicio del sistema para habilitar el inicio de un nuevo ciclo de operación.

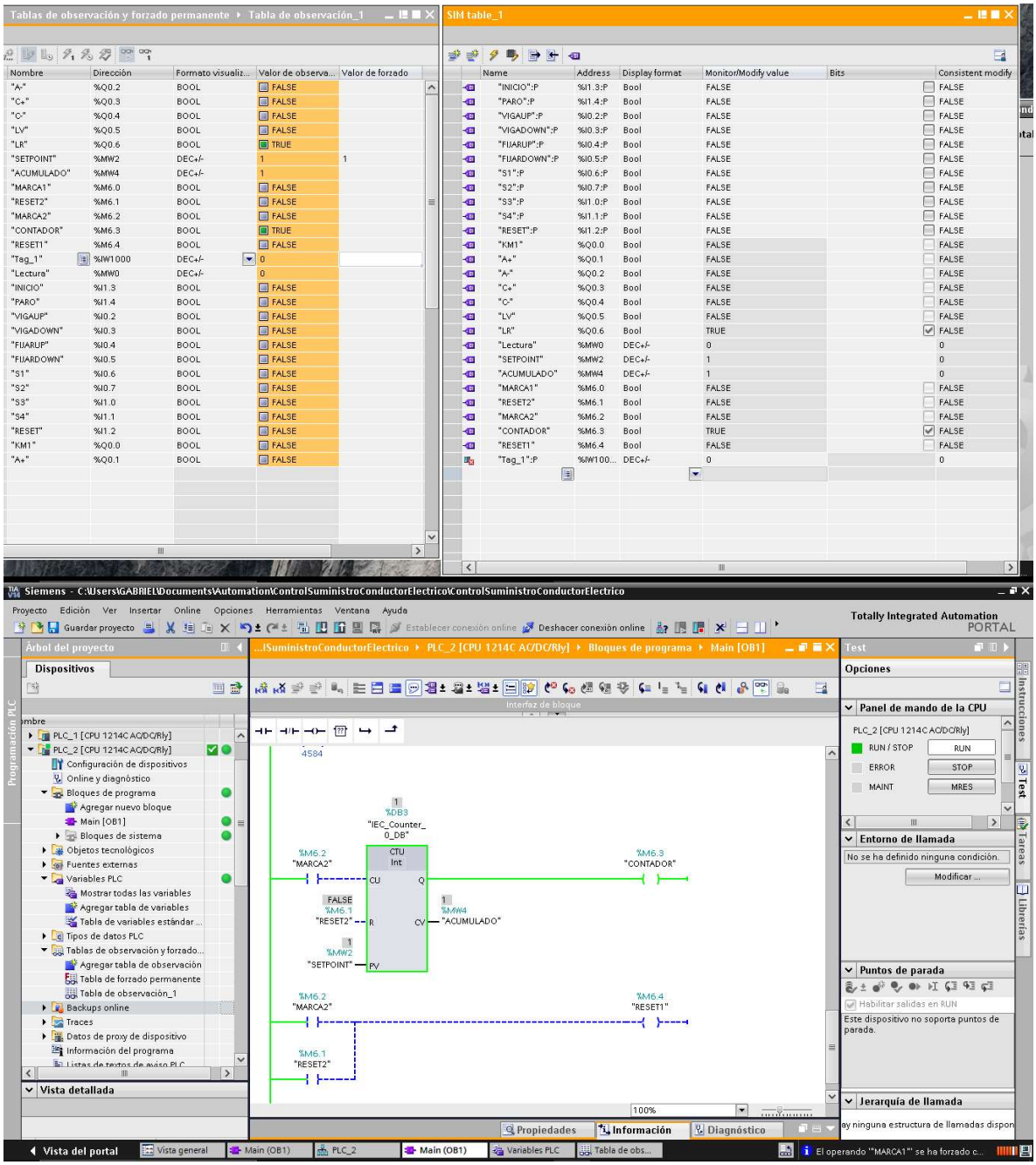


Figura 4.12. Valor deseado iguala el valor del valor medido por el sistema.

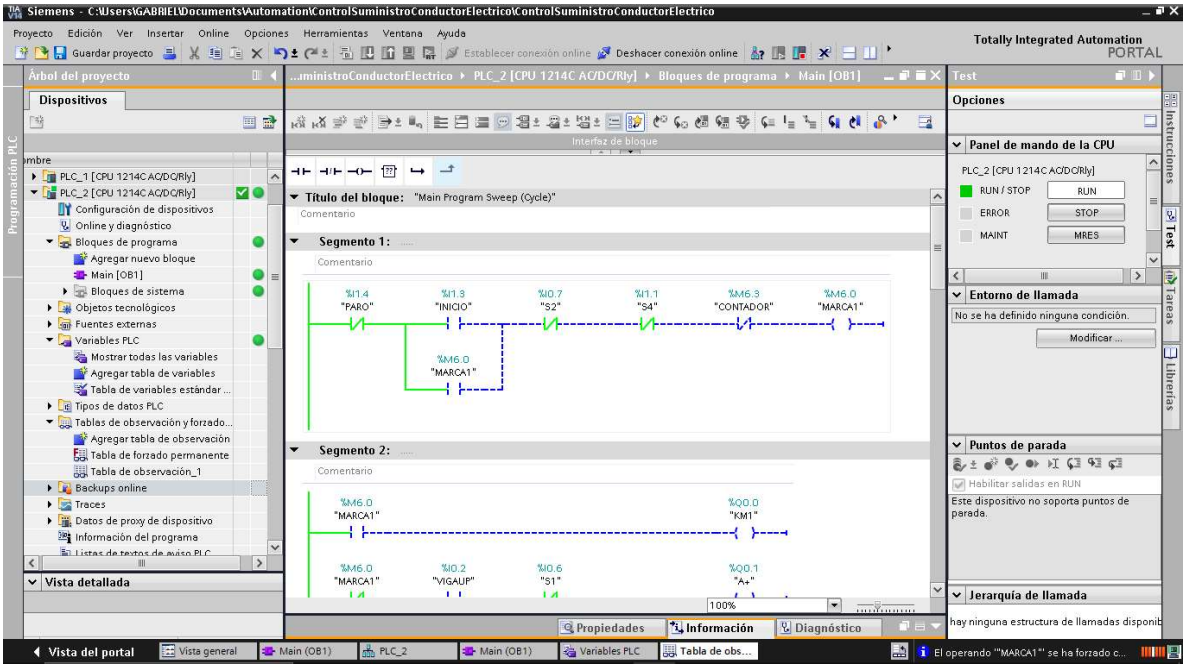


Figura 4.13. Desenclavamiento de marca principal y paro de motor mediante marca de valor alcanzado.

CONCLUSIONES.

En conclusión, el diseño del proyecto se desarrolló de manera adecuada y eficiente, abarcando tanto los aspectos estructurales como de automatización. Se consideraron minuciosamente las necesidades primordiales de la empresa, con el objetivo de mitigar las problemáticas vinculadas al suministro de conductor eléctrico, fundamentando todas las decisiones y métodos de diseño tanto estructural como de control en las normativas vigentes a nivel nacional.

Se realizo correctamente la recopilación de información, tomando en consideración el archivo de la empresa, fuentes externas, archivo del cliente principal de la empresa (Comisión Federal de Electricidad), experiencia de la empresa y experiencia de los empleados.

Se realizaron los cálculos necesarios para llegar a un resultado satisfactorio que llevo a reunir los documentos e información necesaria para la potencial construcción de un sistema de suministro de conductor eléctrico que cumple con las necesidades de la empresa Ingeniería de Proyectos Eléctricos de Apizaco.

Se cumplió con la entrega de toda la documentación e información requerida para la potencial construcción del sistema a futuro por parte de la empresa.

Durante mi residencia profesional, adquirí una perspectiva valiosa sobre la importancia de trascender el conocimiento teórico en el contexto industrial y aplicado. Comprendí que incluso los procesos rutinarios pueden optimizarse significativamente y que la mejora continua es un principio aplicable a toda operación como o es el suministro de conductor eléctrico para la optimización de procesos de construcción mediante una solución de un sistema mecatrónico.

COMPETENCIAS DESARROLLADAS.

Este proyecto requirió la aplicación de competencias desarrolladas a través de la formación académica en la Ingeniería Mecatrónica, particularmente en las áreas cubiertas por las siguientes asignaturas:

- Estática.
- Mecánica de materiales.
- Diseño de elementos mecánicos.
- Circuitos hidráulicos y neumáticos.
- Electrónica de potencia.
- Maquinas eléctricas.
- Controladores lógicos programables.
- Instrumentación.

Los conocimientos adquiridos en todas las asignaturas de mi formación académica fueron esenciales para el desarrollo de este proyecto y resultaron cruciales para la solución de los problemas identificados durante mi periodo de residencia profesional.

REFERENCIAS BIBLIOGRAFICAS.

- [1] “Nunca desenrolle el conductor con el carrete acostado, pues se forman cocas (torsión o bucle no deseado y permanente que se forma en conductor) que pueden dañar el conductor.” (Comisión Federal de Electricidad, 2014, Sección 07, Subsección TT, Consecutivo 02, punto 7, p. 2)
- [2] Comisión Federal de Electricidad. (2014). Características de conductores desnudos (Sección 07, Subsección 00, Consecutivo 02, p. 555).
- [3] Comisión Federal de Electricidad. (2020). Cable de aluminio con cableado concéntrico y núcleo de acero galvanizado (ACSR). Especificación CFE E1000-12.
- [4] Comisión Federal de Electricidad. (2012). Cable de aluminio desnudo (AAC). Especificación CFE E0000-30.
- [5] Comisión Federal de Electricidad. (2020). Conductores múltiples para distribución aérea hasta 600 V para 75°C. Especificación CFE E0000-09
- [6] Comisión Federal de Electricidad. (2020). Alambre de cobre semiduro desnudo. Especificación CFE E0000-32
- [7] Riddell, C. R. & Hidalgo, O. P. (2018). Diseño estructural. (p.16, p17)
- [8] García, H. A. (2005). El control automático en la industria. (p.16, p17)
- [9] Comisión Federal de Electricidad. (2014). Construcción de instalaciones aéreas en media y baja tensión. Especificación CFE DCCIAMBT.
- [10] TECNOLOGIAS M.T. COPELAND. (2020). Explicación de la densidad de la madera y tabla de densidades. [En línea]. Obtenido de: https://mtcopeland.com/es/blog/wood-density-explained-plus-wood-density-chart/
- [11] Diario Oficial De La Federación. (1983). NMX-EE-161-1983. Envase y Embalaje - Carretes de Madera para Conductores Eléctricos y Telefónicos – Especificaciones
- [12] MACKMA. (s.f.). Dimensiones y espesores de tubo. Tabla de tubos de acero con diámetros, dimensiones y espesores de tubo (schedule). [en línea]. Obtenido de: https://mackma.com/es/dimensiones-y-espesores-de-tubo/
- [13] Centro de investigación de los Reglamentos Nacionales de Seguridad para las Obras Civiles del Sistema INTI. (2005). Tablas perfiles laminados y tubos estructurales para aplicación de los reglamentos CIRSOC 301/2005 CIRSOC 302/2005.[En línea]. Obtenido de: https://mackma.com/es/dimensiones-y-espesores-de-tubo/.
- [14] Hamrock ,B.J., Jacobson, B. & Schmid, S.R. (2000). Elementos de máquinas. D.F., México: Mc Graw Hill
- [15] Grupo SKF. (2019). Rodamientos; Rodamientos de rodillos cilíndricos.

- [16] Hamrock, B. J., Jacobson, B., & Schmid, S. R. (2000). Elementos de máquinas. D.F., México: Mc Graw Hill.
- [17] Hibbeler, R. C. (2011). Mecánica de materiales (8va ed.). Pearson Educación.
- [18] Daison, R. (2015). Acero 1045. [En línea] Obtenido de: https://ingenieriadelosmaterialess.blogspot.com/2015/11/acero-1045-ficha-tecnica.html
- [19] Grupo SKF (S.F). SNL 217. [en línea]. Obtenido de: https://www.skf.com/pe/products/mounted-bearings/bearing-housings/split-pillow-block-housings-snl-2-3-5-6-series/productid-SNL%20217
- [20] Aname instrumentación Científica. (2025). Equipos de medición de Fuerza y torsión: Torquímetros y Dinamómetros Sistemas de Medida Fricción. [En línea]. Obtenido de: https://medidafuerzaytorsion.com/index.php/es/equipos-de-medicion/category/52-medida-de-friccion?jjj=1744154873395
- [21]Festo. (2024). Cilindros normalizados DSBC, ISO 15552. [En línea]. Obtenido de: https://www.festo.com/media/catalog/205676_documentation.pdf
- [22] Festo. (S.F.). Cilindro normalizado DSBC-80-250-PPVA-N3. [En línea]. Obtenido de: https://www.festo.com/mx/es/a/1383341/
- [23] Festo. (S.F.). Cilindro compacto ADN-40-40-A-P-A. [En línea]. Obtenido de: https://www.festo.com/ar/es/a/536295/
- [24] Maquinaria Agrícola Industrial y Refacciones S.A. de C.V. (S.F). Motor Eléctrico Monofásico 2 HP. [En línea]. Obtenido de: https://motorreductores.mx/tienda/motor-electrico-monofasico-2-hp/?srsltid=AfmBOooJma-BRpT8TIep_XzOVI9ExIiGvAv0gbbq1hIYhU-bcUoXZ5mP
- Tornero, M. J. E., & Fernández, A. J. R. (2016). Actuadores neumáticos. Ingeniería Industrial, Universidad de Huelva.
- Carrión Campos, D. A. (2018). Motor eléctrico en CA y Pala eléctrica 4100XPC en la Minera Cerro Verde Arequipa.
- IMEPI. (2024). ¿Qué es una Interfaz Humano-Máquina (HMI)? [En línea]. Obtenido de: https://imepi.com.mx/que-es-una-interfaz-hombre-maquina-hmi/
- Cortés, C. R. (2001). Controladores lógicos programables. Universidad de Chile. Facultad de Ciencias Forestales.
- Molina, R. C. R. Engranes y trenes de engranes.
- Budynas, R., & Nisbett, K. (2012). Diseño en ingeniería mecánica de Shigley. D.F., México: Mc Graw Hill.
- Mott, R. L. (2006). Diseño de Elementos de Maquinas. Naucalpan de Juárez, Edo de México: Pearson Education.

- SKF. (S.F). SNL 211. [En línea]. Obtenido de: https://www.skf.com/mx/products/mounted-bearings/bearing-housings/split-pillow-block-housings-snl-2-3-5-6-series/productid-SNL%20211
- SKF. (S.F). NU 1020 ML. [En línea]. Obtenido de: https://www.skf.com/mx/products/rolling-bearings/roller-bearings/cylindrical-roller-bearings/single-row-cylindrical-roller-bearings/productid-NU%201020%20ML
- SKF. (S.F). 6302 rodamiento rígido de bolas. [En línea]. Obtenido de: https://www.skf.com/es/products/rolling-bearings/ball-bearings/deep-groove-ball-bearings/productid-6302
- SKF. (S.F). Selección de productos SKF. [En línea]. Obtenido de: https://productselect.skf.com/#/bearing-selection-start
- Construmatica Metaportal de Arquitectura, ingeniería y construcción. (2018). Perfiles IPN. [En línea]. Obtenido de: https://www.construmatica.com/construpedia/Perfiles_IPN
- FM Cerrajera Industrial. (2023). Tabla Perfiles Metálicos UPN. [En línea]. Obtenido de: https://www.tablaperfilesmetalicos.com/tabla-perfiles-metalicos-upn/
- THK. (S.F.). Models SHS-C, SHS-CM, SHS-LC, and SHS-LCM. [En línea]. Obtenido de: https://tech.thk.com.
- SKF. (S.F.). NU 204 ECP Rodamiento de una hilera de rodillos cilíndricos, diseño NU. [En línea]. Obtenido de: https://www.skf.com/uy/products/rolling-bearings/roller-bearings/cylindrical-roller-bearings/single-row-cylindrical-roller-bearings/productid-NU%20204%20ECP
- Tecnologías M.T. Copeland. (2020). Explicación de la densidad de la madera y tabla de densidades. [En línea]. Obtenido de: https://mtcopeland.com/es/blog/wood-density-explained-plus-wood-density-chart/
- Mairsa (S.F.). MOTOR ELÉCTRICO MONOFASICO 2 HP. [En línea]. Obtenido de: https://motorreductores.mx/tienda/motor-electrico-monofasico-2-hp/?srsltid=AfmBOooJma-BRpT8TIep_XzOVI9ExIiGvAv0gbbq1hIYhU-bcUoXZ5mP
- Mandado Pérez, E., & Vázquez Méndez, J. R. (2013). Autómatas programables y sistemas de automatización (5a ed.). Marcombo.
- Creus Solé, A. (2011). Autómatas programables (6a ed.). Alfaomega
- Bolton, W. (2011). Mecatrónica: Sistemas de control electrónico en ingeniería mecánica y eléctrica (3a ed.). Alfaomega.
- Siemens. (s. f.). TIA Portal. Siemens Industry. https://www.siemens.com/global/en/products/automation/simatic/tia-portal.html

ANEXOS

ANEXOS A: TABLAS

Anexo A1. Tabla No.1: calibres conductores AAC, ACSR y COBRE (especificación CFE DCCIAMBT)[9].

Tamaño o designación		Material	Hilos	Área (mm^2)	Diámetro (mm)	Peso (kg/1000 m)	kg/1000 m 3 Conductores + 5 %	Carga de ruptura (kg)	Ampacidad (A)	Equivalente en Ampacidad
mm^2	AWG o kcmil									
33.6	2	Cu	7	33.62	8.14	305	931	1312	230	-
53.49	1/0	Cu	7	53.48	9.36	485	1479	2155	310	-
85.01	3/0	Cu	7	85.01	11.8	771	2352	3341	420	-
127	250	Cu	19	126.7	15.24	1149	3505	5048	540	-
85.0	3/0	AAC	7	85.01	12.75	234.4	715	1377	330	Cu 1/0
135	266.8	AAC	19	135.2	16.31	372.8	1137	2784	440	Cu 3/0
171	336.4	AAC	19	170.5	18.29	470.1	1434	2730	510	Cu 4/0
242	477	AAC	19	241.7	21.77	666.4	2033	3773	640	300
53.49	1/0	ACSR	6/1	62.4	10.11	216	659	1940	240	Cu 2
85.01	3/0	ACSR	6/1	99.23	12.75	343	1046	3030	315	Cu 1/0
135	266.8	ACSR	26/7	157.22	16.28	545	1662	5100	455	Cu 3/0
171	336.4	ACSR	26/7	198.3	18.31	689	2101	6375	530	Cu 4/0
242	477	ACSR	26/7	281.1	21.8	977	2980	8820	660	300

Anexo A2. Tabla No.2: características para cable múltiple AAC-ACSR (especificación CFE E1000-12)[3].

Descripción	Conductores de fase de aluminio duro (AAC)						Cable mensajero ACSR					
Cable múltiple AAC-ACSR	Número de cables aislados	Designación		Número de hilos	Resistencianominalc.d. a 20 °C Ω / km	Espesor de aislamiento (e)* mm	Designación		Número de hilos	dc* mm	Resistencia nominal c.d. a 20 °C Ω / km	Carga de ruptura mínima kN
		mm^2	AWG				mm^2	AWG				
(2+1)1/0-2	2	53.50	1/0	19	0.538	1.52	39.20	2	7	8.01	0.853	12.67
(3+1)1/0-2	3	53.50	1/0	19	0.538	1.52	39.20	2	7	8.01	0.853	12.67
(2+1)3/0-1/0	2	85.00	3/0	19	0.338	1.52	62.40	1/0	7	10.11	0.535	19.48
(3+1)3/0-1/0	3	85.00	3/0	19	0.338	1.52	62.40	1/0	7	10.11	0.535	19.48

Anexo A3. Tabla No.3: Características para cable múltiple AAC-AAC (especificación CFE E0000-30)[4].

Descripción	Conductores de fase de aluminio duro (AAC)						Cable mensajero de aluminio duro (AAC)				
Cable múltiple AAC-AAC	Número de cables aislados	Designación		Número de hilos	Resistencia nominal c.d. a 20 °C Ω / km	Espesor de aislamiento (e)* mm	Designación		Número de hilos	Resistencia nominal c.d. a 20 °C Ω / km	Carga de ruptura mínima kN
		mm²	AWG				mm²	AWG			
(1+1)6	1	13.30	6	7	2.17	1.14	13.30	6	7	2.17	2.53
(2+1)6	2	13.30	6	7	2.17	1.14	13.30	6	7	2.17	2.53
(3+1)6	3	13.30	6	7	2.17	1.14	13.30	6	7	2.17	2.53
(1+1)4	1	21.20	4	7	1.36	1.14	21.20	4	7	1.36	3.91
(2+1)4	2	21.20	4	7	1.36	1.14	21.20	4	7	1.36	3.91
(3+1)4	3	21.20	4	7	1.36	1.14	21.20	4	7	1.36	3.91
(2+1)2	2	33.60	2	7	0.856	1.14	33.60	2	7	0.856	5.88
(3+1)2	3	33.60	2	7	0.856	1.14	33.60	2	7	0.856	5.88
(2+1)1/0-2	2	53.50	1/0	19	0.538	1.52	33.60	2	7	0.856	5.88
(2+1)3/0-1/0	2	85.00	3/0	19	0.338	1.52	53.50	1/0	19	0.538	9.89
(3+1)1/0-2	3	53.50	1/0	19	0.538	1.52	33.60	2	7	0.856	5.88
(3+1)3/0-1/0	3	85.00	3/0	19	0.338	1.52	53.50	1/0	19	0.538	9.89

Anexo A4. Tabla No.4: Características para cable múltiple de cobre Cu-Cu cobre, con mensajero de cobre semiduro (especificación CFE E0000-32)[6].

Descripción	Conductores de fase de cobre suave						Cable mensajero de cobre semiduro					
Cable múltiple Cu-Cu	Número de cables aislados	Designación		Número de hilos	Espesor de aislamiento (e)* mm	Resistencia nominal c.d. a 20 °C Ω / km	Designación		Número de hilos	dc* mm	Resistencia nominal c.d. a 20 °C Ω / km	Carga de ruptura mínima kN
		mm²	AWG				mm²	AWG				
(1+1)8	1	8.37	8	7	1.14	2.100	8.37	8	7	3.70	2.160	2.93
(2+1)8	2	8.37	8	7	1.14	2.100	8.37	8	7	3.70	2.160	2.93
(3+1)8	3	8.37	8	7	1.14	2.100	8.37	8	7	3.70	2.160	2.93
(1+1)6	1	13.3	6	7	1.14	1.32	13.3	6	7	4.67	1.37	4.61
(2+1)6	2	13.3	6	7	1.14	1.32	13.3	6	7	4.67	1.37	4.61
(3+1)6	3	13.3	6	7	1.14	1.32	13.3	6	7	4.67	1.37	4.61
(1+1)4	1	21.2	4	7	1.14	0.832	21.2	4	7	5.88	0.861	7.23
(2+1)4	2	21.2	4	7	1.14	0.832	21.2	4	7	5.88	0.861	7.23
(3+1)4	3	21.2	4	7	1.14	0.832	21.2	4	7	5.88	0.861	7.23
(2+1)1/0-2	2	53.5	1/0	19	1.52	0.329	33.6	2	7	7.42	0.541	11.35
(3+1)1/0-2	3	53.5	1/0	19	1.52	0.329	33.6	2	7	7.42	0.541	11.35
(3+1)3/0-2/0	3	85.0	3/0	19	1.52	0.207	67.4	2/0	19	10.63	0.270	22.90

Anexo A5. Tabla No.5: *Densidades de la madera (MT Copeland)[10].*

Tipo de madera	Kg/m^3	g/cm^3	lb/ft^3
álamo temblón	420	0.42	26
Nogal	600-930	0.83	37-58
Balsa	112-144	0.11-0.14	7-9
Pino	352-849	0.35-0.85	22-53
Cedro	368-577	0.37-0.58	23-36
Abeto	400-705	0.40-0.71	25-44
Roble	593-897	0.59-0.90	37-56

Anexo A6. Tabla No.6: *Designación de carretes y sus características dimensionales (Especificación CFE E1000-12) [3].*

Tamaño de carrete	Brida (cm) B	Carrera (cm) C	Tambor (cm) A	Espesor mínimo brida (cm)	Capacidad (dm^3)	Barreno central (cm)	
						Mínimo	Máximo
1	100	70	35	3.81	482	7.62	8.89
2	150	80	80	5.08	1 012	7.62	8.89
3	170	80	70	5.08	1 508	7.62	8.89
4	175	127	80	5.08	2 416	7.62	8.89
5	122	61	61	3.81	534	7.62	8.89
6	183	91	91	5.08	1 801	7.62	8.89
7	102	61	41	3.81	415	7.62	8.89
8	107	66	46	3.81	482	7.62	8.89
9	160	90	80	5.08	1 360	7.62	8.89
10	180	105	71	5.08	2 274	7.62	8.89
11	107	61	61	3.81	367	7.62	8.89
12	168	91	81	5.08	1 544	7.62	8.89
13	198	91	81	5.08	2 344	7.62	8.89
14	152	91	81	5.08	1 194	7.62	8.89
15	137	81	81	5.08	779	7.62	8.89

Anexo A7. Tabla No.7: *Masa y longitud de cables ACSR por carrete (Especificación CFE E1000-12)[3].*

Descripción corta	Designación	Masa (kg)	Longitud (m)
ACSR 1/0	RAVEN	565	2 620
ACSR 3/0	PIGEON	565	1 640
ACSR 266	PATRIDGE	2 000	3 670
ACSR 336	LINNET	2 000	2 910
ACSR 477	HAWK	2 000	2 050
ACSR 795	DRAKE	2 000	1 230
ACSR 900	CANARY	2 589	1 500
ACSR 1113	BLUEJAY	2 806	1 500

Anexo A8. Tabla No.8: *Tipo de empaques para cable múltiple (Especificación CFE E0000-09)[5].*

Descripción Corta		Longitud (m)	Tipo de empaque	Masa aproximada* (kg)	
				Al	ACSR
Cable múltiple AAC-AAC o AAC-ACSR	(1+1)6	500	Rollo	45	-
	(2+1)6	300	Rollo	43	-
	(2+1)1/0-2	500	Carrete	278	300
	(3+1)6	250	Rollo	51	-
	(1+1)4	500	Carrete	41	-
	(2+1)4	300	Carrete	62	-
	(3+1)4	250	Rollo	82	-
	(2+1)2	200	Rollo	72	-
	(2+1)2	200	Carrete	72	-
	(2+1)3/0-1/0	250	Carrete	215	283
	(3+1)2	250	Carrete	128	-
	(3+1)1/0-2	250	Carrete	185	196
	(3+1)3/0-1/0	250	Carrete	273	291
Cable múltiple de Cu-Cu	(1+1)8	200	Rollo	33	
	(2+1)8	200	Rollo	51	
	(3+1)8	200	Rollo	73	
	(1+1)6	200	Rollo	53	
	(2+1)6	200	Rollo	81	
	(3+1)6	200	Carrete	110	
	(1+1)4	200	Rollo	82	
	(2+1)4	200	Carrete	124	
	(3+1)4	200	Carrete	150	
	(2+1)1/0-2	250	Carrete	348	
	(3+1)1/0-2	250	Carrete	468	
	(3+1)3/0-2/0	250	Carrete	813	

Anexo A9. Tabla No.9: *Características del factor de seguridad A, B y C [14].*

Característica[a]			B =			
			mb	b	r	p
A = mb	C =	mb	1.1	1.3	1.5	1.7
		b	1.2	1.45	1.7	1.95
		r	1.3	1.6	1.9	2.2
		p	1.4	1.75	2.1	2.45
A = b	C =	mb	1.3	1.55	1.8	2.05
		b	1.45	1.75	2.05	2.35
		r	1.6	1.95	2.3	2.65
		p	1.75	2.15	2.55	2.95
A = r	C =	mb	1.5	1.8	2.1	2.4
		b	1.7	2.05	2.4	2.75
		r	1.9	2.3	2.7	3.1
		p	2.1	2.55	3.0	3.45
A = p	C =	mb	1.7	2.15	2.4	2.75
		b	1.95	2.35	2.75	3.15
		r	2.2	2.65	3.1	3.55
		p	2.45	2.95	3.45	3.95

[a] mb = muy bien, b = bien, r = regular y p = pobre.
A = calidad de los materiales, mano de obra, mantenimiento e inspección.
B = control sobre la carga aplicada a la parte.
C = exactitud del análisis de esfuerzos, de la información experimental o de la experiencia con partes similares.

Anexo A10. Tabla No.10: *Características del factor de seguridad D y E [14].*

Característica[a]	D =		
	ns	s	ms
E = ns	1.0	1.2	1.4
E = s	1.0	1.3	1.5
E = ms	1.2	1.4	1.6

[a] ms = muy serio, s = serio y ns = no serio.
D = peligro para el personal.
E = impacto económico.

Anexo A11. Tabla 16. Propiedades mecánicas promedio de materiales típicos en ingeniería [16].

Propiedades mecánicas promedio de materiales típicos en ingeniería[a]
(Unidades SI)

Materiales	Densidad ρ (Mg/m^3)	Módulo de elasticidad E GPa	Módulo de rigidez G GPa	Resistencia de fluencia (MPa) σ_Y Tens.	Comp.[b]	Corte	Resistencia última (MPa) σ_u Tens.	Comp.[b]	Corte	% Alargamiento espécimen 50 mm	Relación de Poisson ν	Coef. de expansión Térm. α (10^{-6})/°C
Metálicos												
Aleaciones forjadas de aluminio: 2014-T6	2.79	73.1	27	414	414	172	469	469	290	10	0.35	23
Aleaciones forjadas de aluminio: 6061-T6	271	68.9	26	255	255	131	290	290	186	12	0.35	24
Aleaciones de hierro colado: Gris ASTM 20	7.19	67.0	27	–	–	–	179	669	–	0.6	0.28	12
Aleaciones de hierro colado: Maleable ASTM A-197	7.28	172	68	–	–	–	276	572	–	5	0.28	12
Aleaciones de cobre: Bronce rojo C83400	8.74	101	37	70.0	70.0	–	241	241	–	35	0.35	18
Aleaciones de cobre: Bronce C86100	8.83	103	38	345	345	–	655	655	–	20	0.34	17
Aleación de magnesio [Am 1004-T61]	1.83	44.7	18	152	152	–	276	276	152	1	0.30	26
Aleaciones de acero: Estructural A36	7.85	200	75	250	250	–	400	400	–	30	0.32	12
Aleaciones de acero: Inoxidable 304	7.86	193	75	207	207	–	517	517	–	40	0.27	17
Aleaciones de acero: Herramientas L2	8.16	200	75	703	703	–	800	800	–	22	0.32	12
Aleación de titanio [Ti-6A1-4V]	4.43	120	44	924	924	–	1 000	1 000	–	16	0.36	9.4
No metálicos												
Concreto: Baja resistencia	2.38	22.1	–	–	–	12	–	–	–	–	0.15	11
Concreto: Alta resistencia	2.38	29.0	–	–	–	38	–	–	–	–	0.15	11
Plástico reforzado: Kevlar 49	1.45	131	–	–	–	–	717	483	20.3	2.8	0.34	–
Plástico reforzado: 30% vidrio	1.45	72.4	–	–	–	–	90	131	–	–	0.34	–
Madera Grado estructural seleccionado: Abeto Douglas	0.47	13.1	–	–	–	–	2.1[c]	26[d]	6.2[d]	–	0.29[e]	–
Madera Grado estructural seleccionado: Abeto blanco	3.60	9.65	–	–	–	–	2.5[c]	36[d]	6.7[d]	–	0.31[e]	–

[a] Los valores específicos pueden variar para materiales particulares debido a la composición de la aleación o el mineral, el trabajo mecánico del espécimen o el tratamiento térmico. Vea un valor exacto del valor que se va a consultar en libros de referencia.
[b] Las resistencias de fluencia y última, para materiales dúctiles, se suponen iguales en tensión y compresión.
[c] Medido perpendicular al hilo.
[d] Medido paralelo al hilo.
[e] Deformación medida perpendicular al hilo, cuando la carga se aplica siguiendo el hilo.

Anexo A12. Tabla 17. Average properties of selected materials [17].

Table D.1*b* Average Properties of Selected Materials (SI Units)

Materials	Specific weight (kN/m^3)	Yield strength (MPa)[a b]	Ultimate strength (MPa)[a]	Modulus of elasticity (GPa)	Shear modulus (GPa)	Poisson's ratio	Percent elongation over 50-mm gage length	Coefficient of thermal expansion ($10^{-6}/°C$)
Aluminum Alloys								
Alloy 2014-T4 (A92014)	27	290	427	73	28	0.33	20	23.0
Alloy 2014-T6 (A92014)	27	414	483	73	28	0.33	13	23.0
Alloy 6061-T6 (A96061)	27	276	310	69	26	0.33	17	23.6
Brass								
Red Brass C23000	86	124	303	115	44	0.307	45	18.7
Red Brass C83600	86	117	255	83	31	0.33	30	18.0
Bronze								
Bronze C86100	77	331	655	105	45	0.34	20	22.0
Bronze C95400 TQ50	73	310	621	110	41	0.316	8	16.2
Cast Iron								
Gray, ASTM A48 Grade 20	71		138	84	34	0.22	<1	9.0
Ductile, ASTM A536 80-55-06	71	379	552	168	64	0.32	6	10.8
Malleable, ASTM A220 45008	71	310	448	179	70	0.27	8	12.1
Steel								
Structural, ASTM-A36	77	250	400	200	77.2	0.3	21	11.7
Structural, ASTM-A992	77	345	450	200	77.2	0.3	21	11.7
AISI 1020, Cold-rolled	77	427	621	207	80	0.29	15	11.7
AISI 1040, Hot-rolled	77	414	621	207	80	0.3	25	11.3
AISI 1040, Cold-rolled	77	565	669	207	80	0.3	16	11.3
AISI 1040, WQT 900	77	621	814	207	80	0.3	22	11.3
AISI 4140, OQT 1100	77	903	1,014	207	80	0.3	16	11.2
AISI 5160, OQT 700	77	1,641	1,813	207	80	0.3	9	11.2
SAE 4340, Heat-treated	77	910	1,034	214	83	0.29	20	10.8
Stainless (18-8) annealed	77	248	586	193	86	0.12	55	17.3
Stainless (18-8) cold-rolled	77	1,138	1,310	193	86	0.12	8	17.3
Titanium								
Alloy (6% Al, 4%V)	44	827	896	114	43	0.33	10	9.5
Plastics								
ABS	1,060	41	38	2.1	–	–	36	88
Nylon 6/6	1,105	62	–	1.4	–	–	–	118
Polycarbonate	1,440	110	117	7.6	–	–	–	26
Polyethylene, Low-density	930	9.7	11.7	0.2	–	–	–	180
Polyethylene, High-density	960	22.8	29.6	0.9	–	–	721	158
Polypropylene	1,140	75.8	82.7	6.2	–	–	4	40.7
Polystyrene	1,170	52	52	3.7	1.4	0.33	39	85
Vinyl, rigid PVC	1,300	46	38	2.8	1.0	0.42	100	63

[a]For ductile metals, it is customary to assume that the properties in compression have the same values as those in tension.
[b]For most metals, this is the 0.2% offset value.

Tabla 20. Coeficientes de rozamiento de algunos materiales [20].

Coeficientes de rozamiento de algunos materiales

μ_e = Coeficiente de rozamiento estático, μ_d = Coeficiente de rozamiento dinámico.

Materiales en contacto	Coeficiente Rozamiento Estático μ_e	Coeficiente Rozamiento Dinámico μ_d
Articulaciones humanas	0,02	0,003
Acero // Hielo	0,028	0,09
Acero // Teflón	0,04	0,04
Teflón // Teflón	0,04	0,04
Hielo // Hielo	0,1	0,03
Esquí (encerado) // Nieve (0 °C)	0,1	0,05
Acero // Acero	0,15	0,09
Vidrio // Madera	0,25	0,2
Caucho // Cemento (húmedo)	0,3	0,25
Madera // Cuero	0,5	0,4
Caucho // Madera	0,7	0,6
Acero // Latón	0,5	0,4
Madera // Madera	0,7	0,4
Madera // Piedra	0,7	0,3
Vidrio // Vidrio	0,9	0,4
Caucho // Cemento (seco)	1	0,8
Cobre // Hierro (fundido)	1	0,3

ANEXOS B: DOCUMENTOS

CFE
Comisión Federal de Electricidad

DIRECCIÓN CORPORATIVA DE ADMINISTRACIÓN

AFE-14

Hoja 1 de 1

DICTÁMEN DE NO UTILIDAD DE BIENES No. 17E-0034/2025

Centro MM: D401 ALMACEN ZONA PACHUCA
Almacen: 2000 B IMPRODUCTIVOS
Almacenista: LIC. CARLOS ANTONIO LEON CONDADO
Presente: jueves 06 de marzo de 2025

DE ACUERDO A LO ESTABLECIDO EN EL MANUAL DE PROCEDIMIENTOS PARA LA ADMINISTRACION DE ALMACENES E INVENTARIOS DE LA CFE Y SUS EPS, SOLICITO SE INGRESEN AL ALMACÉN LOS BIENES QUE SE DETALLAN A CONTINUACIÓN

CÓDIGO DE MATERIAL	DESCRIPCIÓN	U.M.	CANTIDAD	VALOR DE ADQUISICIÓN
0000810931	ARTICULOS DE PORCELANA CON HERRAJES	KG	18.00	$ 0.00
0000810930	DESECHO FERROSO DE SEGUNDA	KG	16.00	$ 0.00
0000810905	CABLE DE ALUMINIO (ACSR)	KG	15.00	$ 0.00
0000810925	COBRE DESNUDO	KG	20.80	$ 0.00

ANTECEDENTES

Procedencia: DEPARTAMENTO DE PLANEACION

INUTILIDAD	X	ALMACÉN 2000 DESECHO DE BIENES			
INAPLICACION		ALMACÉN 3000 BOLETINAR		ALMACÉN 3500 NO BOLETINAR	
REHABILITACION		ALMACÉN REHA			

1 - Bienes excedentes sin destino de aplicación y/o justificación de aplicación	
2 - La obsolescencia o grado de deterioro imposibilita su aprovechamiento en el servicio	X
3 - Aun funcionales pero que ya no se requieren para la prestación del servicio	
4 - Se han descompuesto y su reparación no resulta rentable	X
5 - Son desechos y no es posible su reaprovechamiento	X
6 - Material considerado como residuo peligroso	
7 - No son susceptibles de aprovechamiento en el servicio por una causa distinta de las señaladas	
8 - Susceptibles de rehabilitación	

Observaciones: SE INGRESA MATERIAL EN MAL ESTADO (CHATARRA) DE LA OBRA R0037/2025 (E0056/2025) CON ORDEN DE RETIRO No. 401465690

COMISIÓN FEDERAL DE ELECTRICIDAD
AREA: DIVISIÓN CENTRO ORIENTE
ALMACEN: REGIONAL HIDALGO
CENTRO MM: D401
FECHA DE RECEPCION: 10 MAR 2025
RECIBIO
FIRMA
NOMBRE: LIC. CARLOS ANTONIO LEON CONDADO
R.P.E.:
OBSERVACIONES:
EL ALMACENISTA

ELABORO: ING. JOSE ANTONIO SANCHEZ CORTEZ
NOMBRE FIRMA Y PUESTO

AUTORIZO: ING. RAFAEL NAVARRO PEREZ
NOMBRE Y FIRMA

Anexo B1. Documento AFE-14: Dictamen de no utilidad de bienes, ingreso de material en mal estado (chatarra) (Emitido por CFE con destino a contrato COP-DV160-04-23 asignado a la empresa IPEA).

CFE Distribución.

CFE DISTRIBUCION
MOVIMIENTO DE MATERIALES

MMS - A. 2-25

Centro	Distribuidora Regional DIS Regional Hidalgo	Clave centro :	D400	Hoja	1 de 1
		Clave almacén :	1100	Fecha Impr.	21.03.2023
				Fecha Docto.	21.03.2023
	SM orden Mantto-Inv.				
Destino		Texto breve/Stock E.	SM orden Mantto-Inv./		
Su Documento	RESERVA 89374979	Tipo stock	De libre utilización		
Recibe	IPEA ELECT TLG L-13	Docto. de embarque			

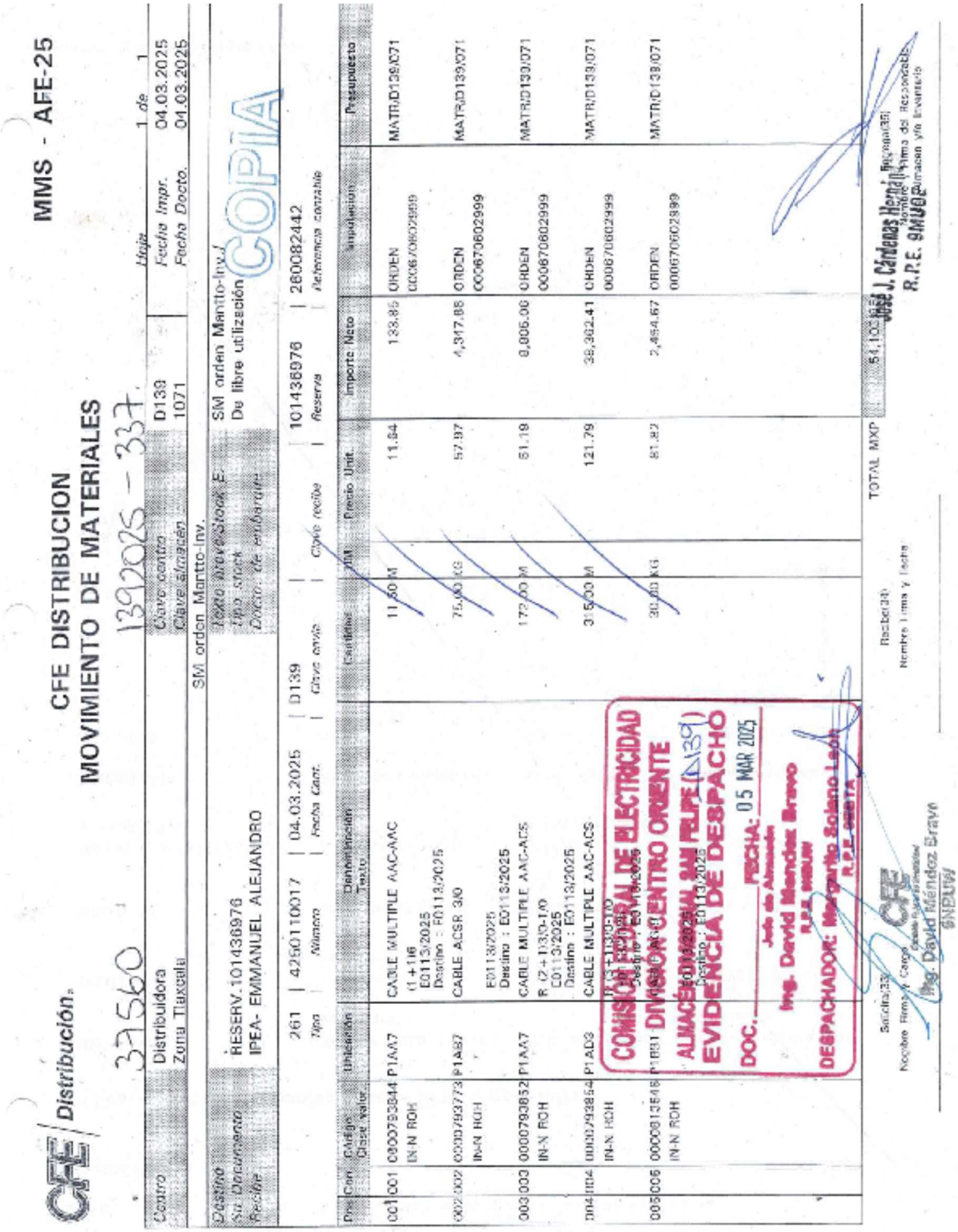
Tipo	Número	Fecha Cont.	Clave envía	Clave recibe	Reserva	Referencia contable
261	4230117711	21.03.2023	D400		89374979	260087556

Pos	Con	Código Clase valor.	Ubicación	Denominación Texto	Cantidad	UM	Precio Unit.	Importe Neto	Imputación	Presupuesto
001	001	0000793852 IN-N ROH	BL211	CABLE MULTIPLE AAC-ACS R (2+1)3/0 1/0 CONTRATO COP-DV160-04-23 Destino : IPEA	807.00	M	77.03	62,163.66	ORDEN 000660074611	MATR/D137/093
002	002	0000793773 IN-N ROH	BO213	CABLE ACSR 3/0 CONTRATO COP DV160-04-23 Destino : IPEA	676.00	KG	84.33	57,009.11	ORDEN 000660074619	MATR/D137/093
003	003	0000793771 IN-N ROH	BN211	CABLE ACSR 1/0 CONTRATO COP-DV160-04-23 Destino : IPEA	295.00	KG	97.06	28,835.15	ORDEN 000660074613	MATR/D137/093
							TOTAL MXP	148,007.92		

COMISIÓN FEDERAL DE ELECTRICIDAD
DIVISIÓN CENTRO ORIENTE
ALMACÉN REGIONAL HIDALGO ( )
EVIDENCIA DE DESPACHO
FECHA: 24 MAR 2023
Jefe de Almacén
DESPACHADOR: ORLANDO ZAMORA ACTEPANECATL
R.P.E. GMTTH
CFE
COPIA

Aprobó | Revisó | Entregó | Recibió

Anexo B2. Documento MMS-AFE-25: Vale de despacho de material (Emitido por CFE con destino a contrato COP-DV160-04-23 asignado a la empresa IPEA).



CFE Distribución.

MMS - AFE-25

CFE DISTRIBUCION
MOVIMIENTO DE MATERIALES

37560 1392025 - 337.

Centro	Distribuidora Zona Tlaxcala	Clave centro / Clave almacén	D139 / 1071	Hoja / Fecha Impr. / Fecha Docto.	1 de 1 / 04.03.2025 / 04.03.2025

SM orden Mantto-Inv.

Destino / Su Documento / Recibe	RESERV.101436976 / IPEA- EMMANUEL ALEJANDRO	Texto breve/Stock E. / Tipo stock / Docto. de embarque	SM orden Mantto-Inv./ De libre utilización

COPIA

Tipo	Número	Fecha Cont.	Clave envío	Clave recibe	Reserva	Referencia contable
261	4250110017	04.03.2025	D139		101436976	260082442

Pos	Con	Código / Clase valor.	Ubicación	Denominación / Texto	Cantidad	UM	Precio Unit.	Importe Neto	Imputación	Presupuesto
001	001	0000793844 IN-N ROH	P1AA7	CABLE MULTIPLE AAC-AAC (1+1)6 E0113/2025 Destino : E0113/2025	11.50	M	11.84	133.85	ORDEN 000670602999	MATR/D139/071
002	002	0000793773 IN-N ROH	P1AB7	CABLE ACSR 3/0 E0113/2025 Destino : E0113/2025	75.00	KG	57.97	4,347.88	ORDEN 000670602999	MATR/D139/071
003	003	0000793852 IN-N ROH	P1AA7	CABLE MULTIPLE AAC-ACS R (2+1)3/0-1/0 E0113/2025 Destino : E0113/2025	172.00	M	51.19	8,805.06	ORDEN 000670602999	MATR/D139/071
004	004	0000793854 IN-N ROH	P1AD3	CABLE MULTIPLE AAC-ACS R (3+1)3/0-1/0 E0113/2025 Destino : E0113/2025	315.00	M	121.79	38,362.41	ORDEN 000670602999	MATR/D139/071
005	005	0000813546 IN-N ROH	P1BB1	CABLE AGS E0113/2025 Destino : E0113/2025	30.00	KG	81.82	2,454.67	ORDEN 000670602999	MATR/D139/071

TOTAL MXP 54,103.[illegible]

COMISIÓN FEDERAL DE ELECTRICIDAD
DIVISIÓN CENTRO ORIENTE
ALMACÉN DIVISIONAL SAN FELIPE (D139)
EVIDENCIA DE DESPACHO
DOC. _____ FECHA: 05 MAR 2025
Jefe de Almacén
Ing. David Mendez Bravo
R.P.E. 9NBUW
DESPACHADOR: Margarito Solano León
R.P.E. 9BBTA

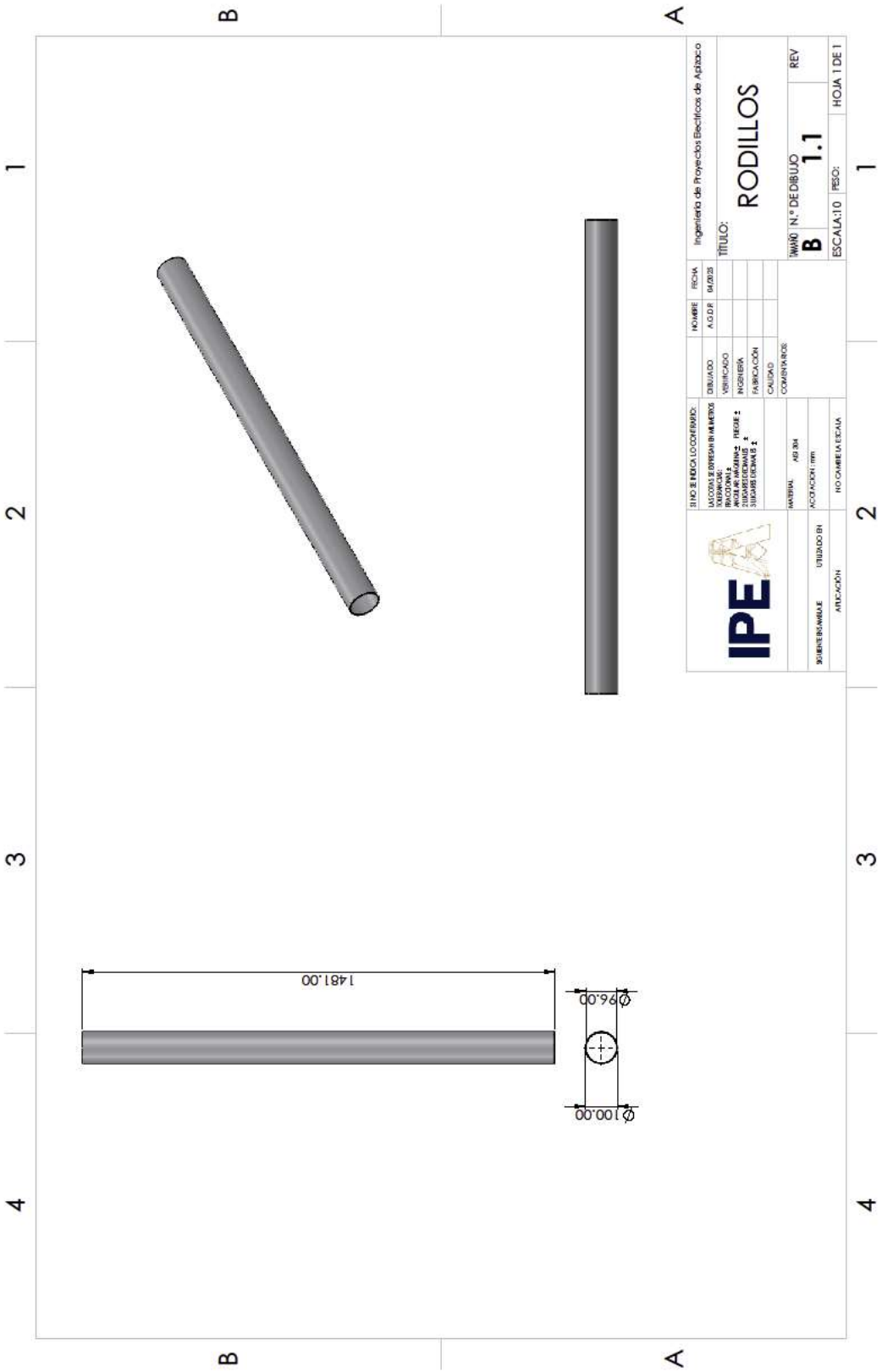
Solicita(33) Nombre Firma y Cargo — Ing. David Méndez Bravo 9NBUW

Recibe(34) Nombre Firma y Fecha

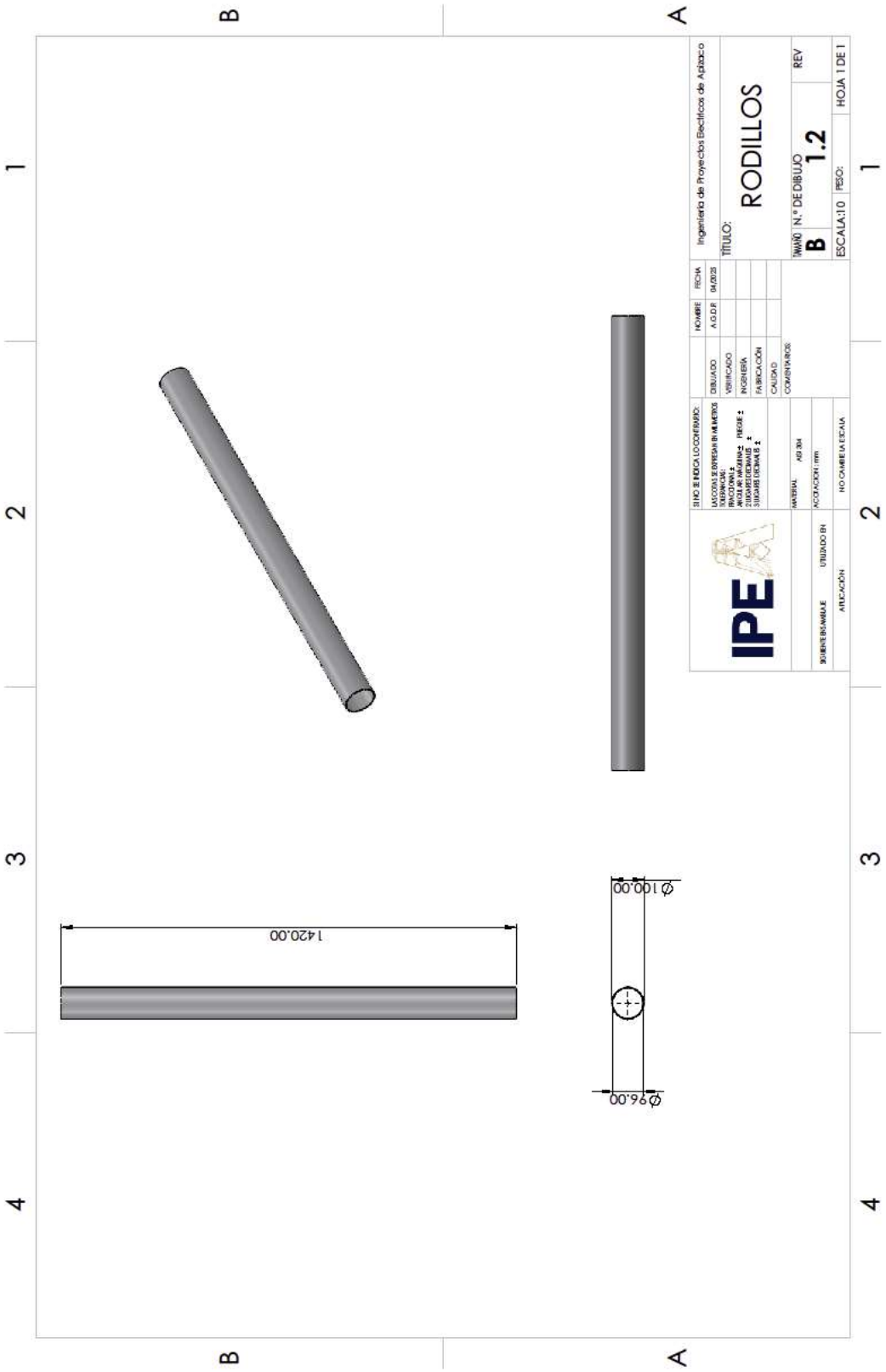
Entrega(35) Nombre y Firma del Responsable Almacen y/o Inventario — José J. Cárdenas Hernández R.P.E. 9MUOZ

Anexo B3. Documento MMS-AFE-25: Vale de despacho de material (Emitido por CFE con destino a obra E0113/2025 asignada a la empresa IPEA).

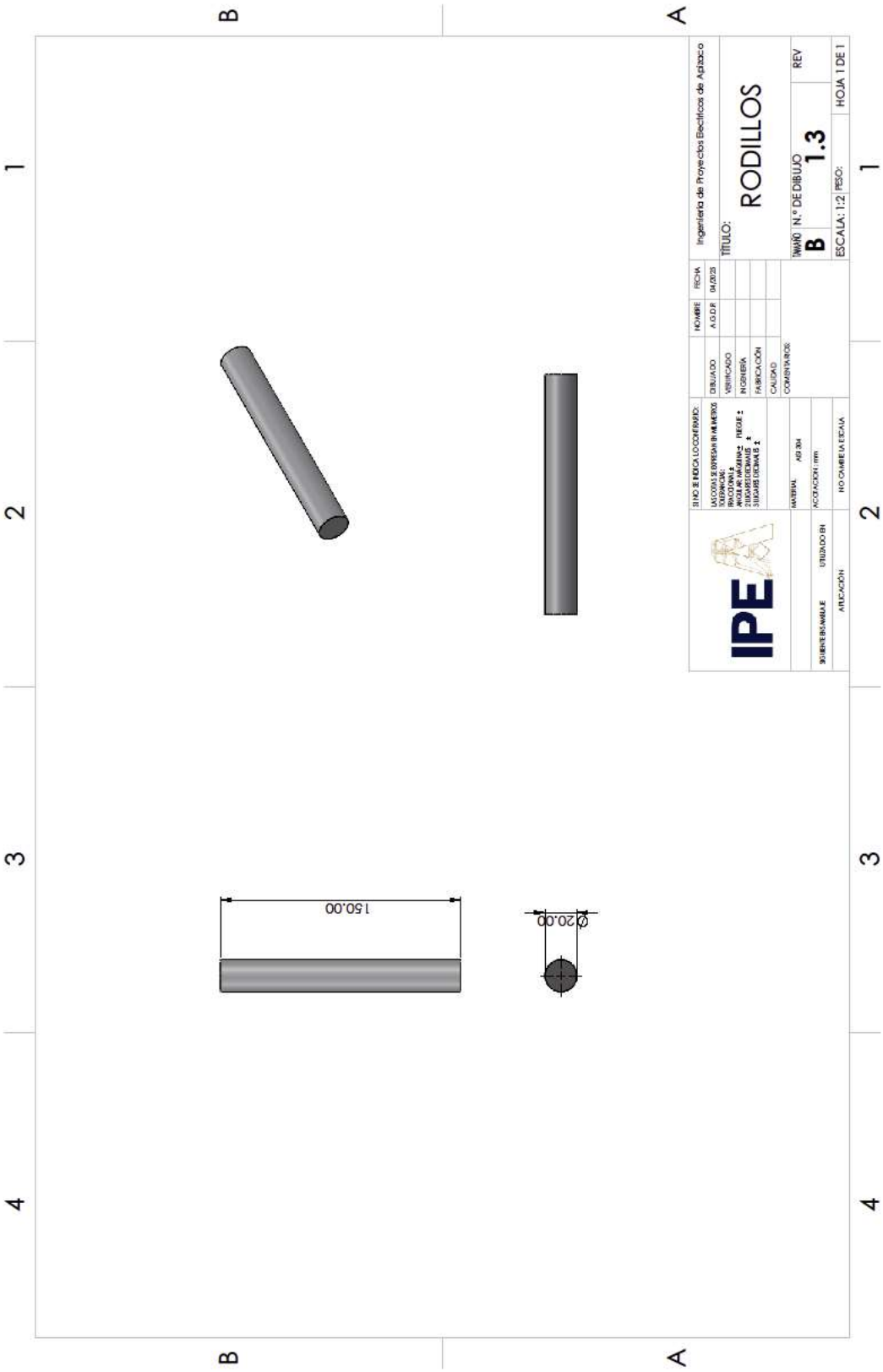
ANEXOS C: PLANOS



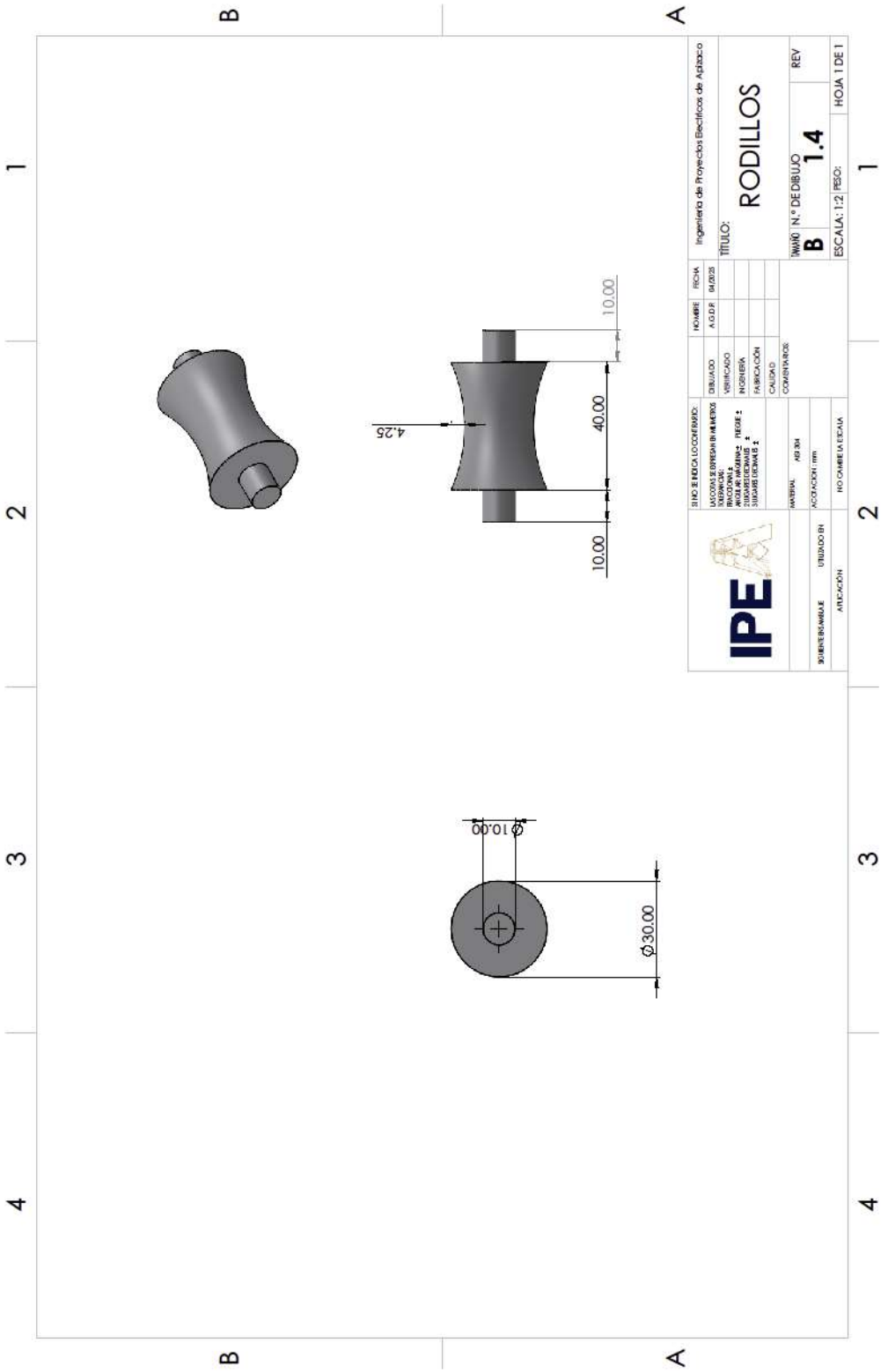
Anexo C1. Plano 1: Rodillo principal impulsado con motor.



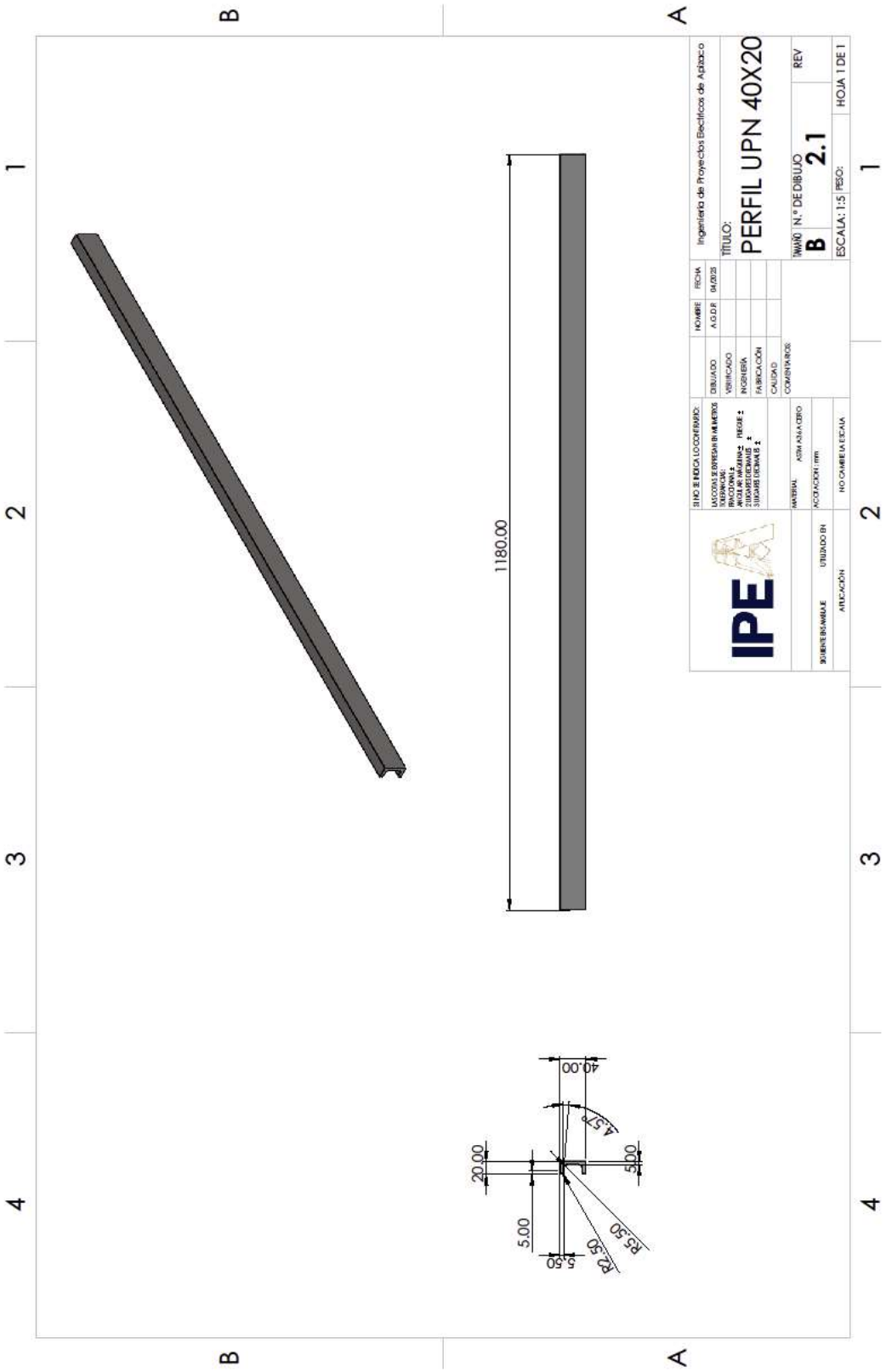
Anexo C2. Plano 2: Rodillo secundario.



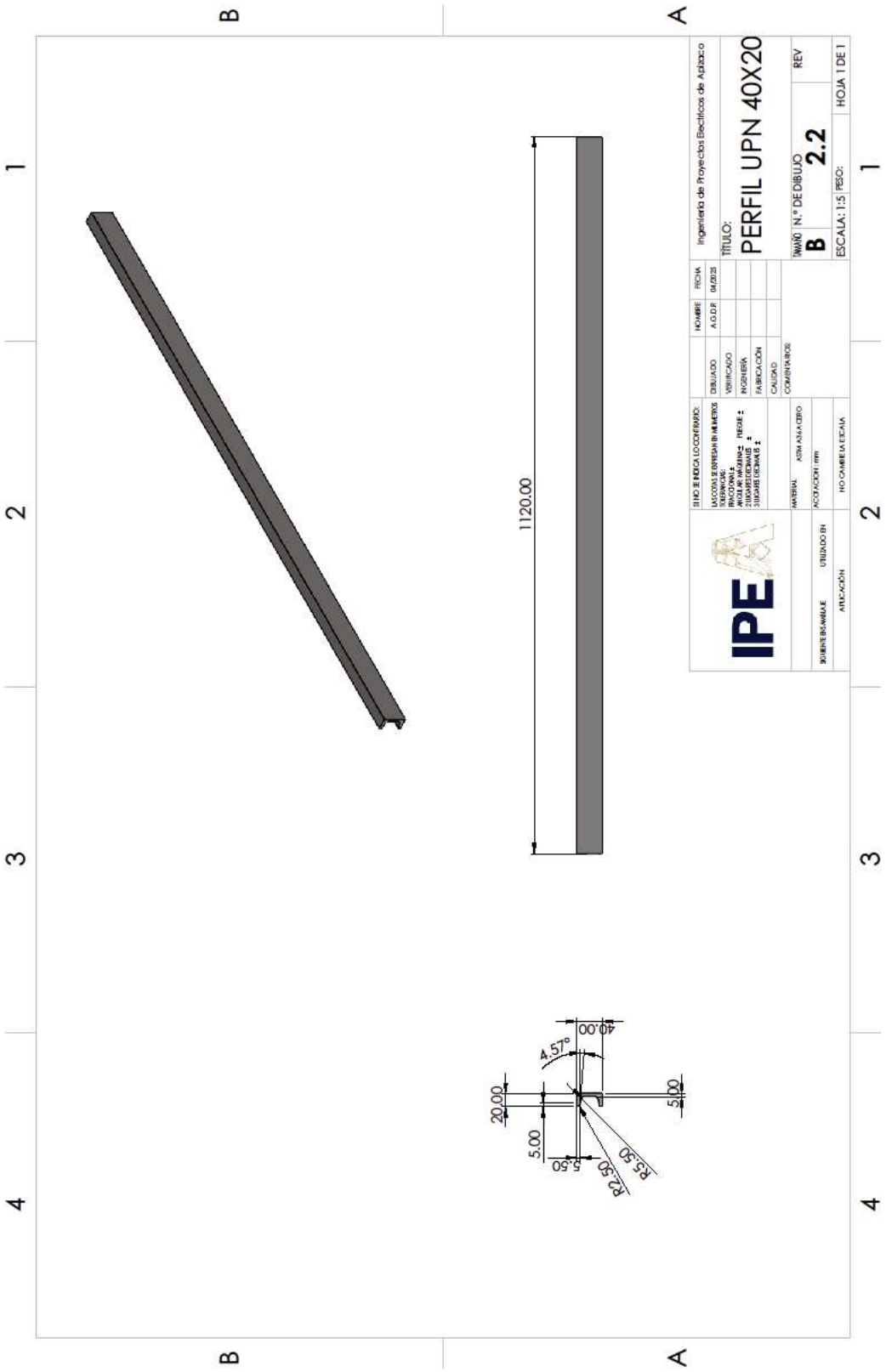
Anexo C3. Plano 3: Rodillo para encoder.



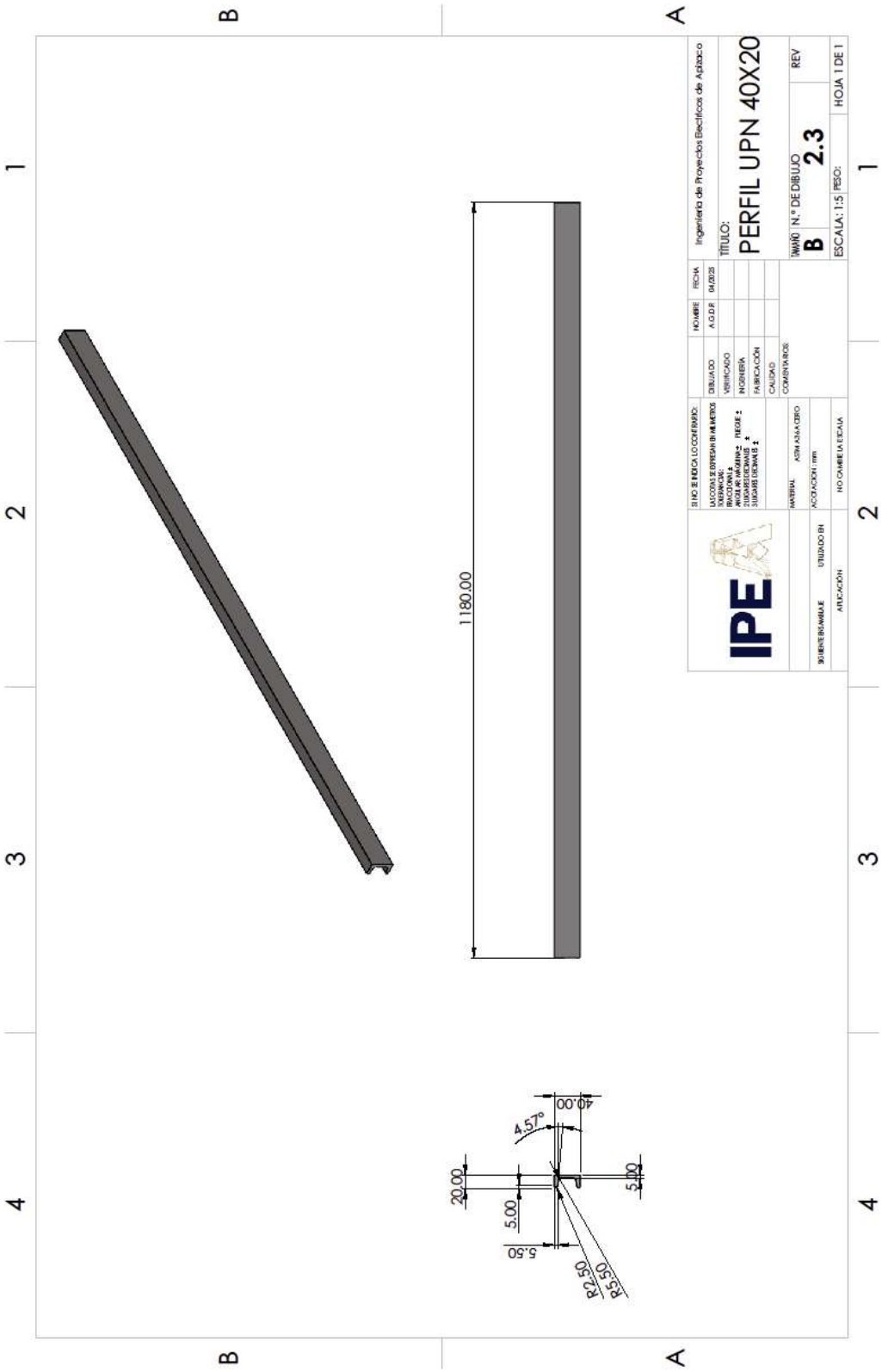
Anexo C4. Plano 4: Rodillo para sujeción de cable.



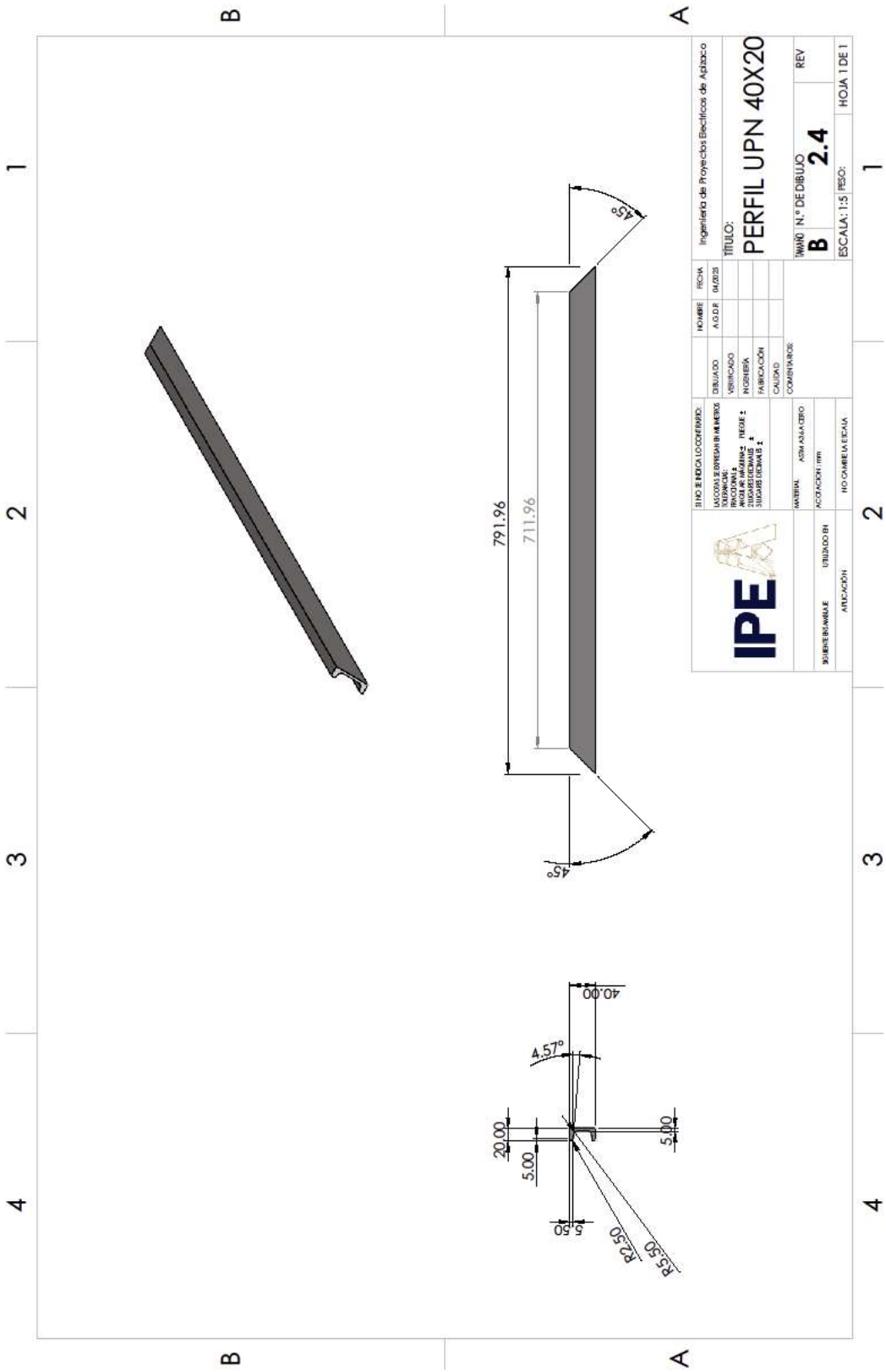
Anexo C5. Plano 5: Viga de extracción.



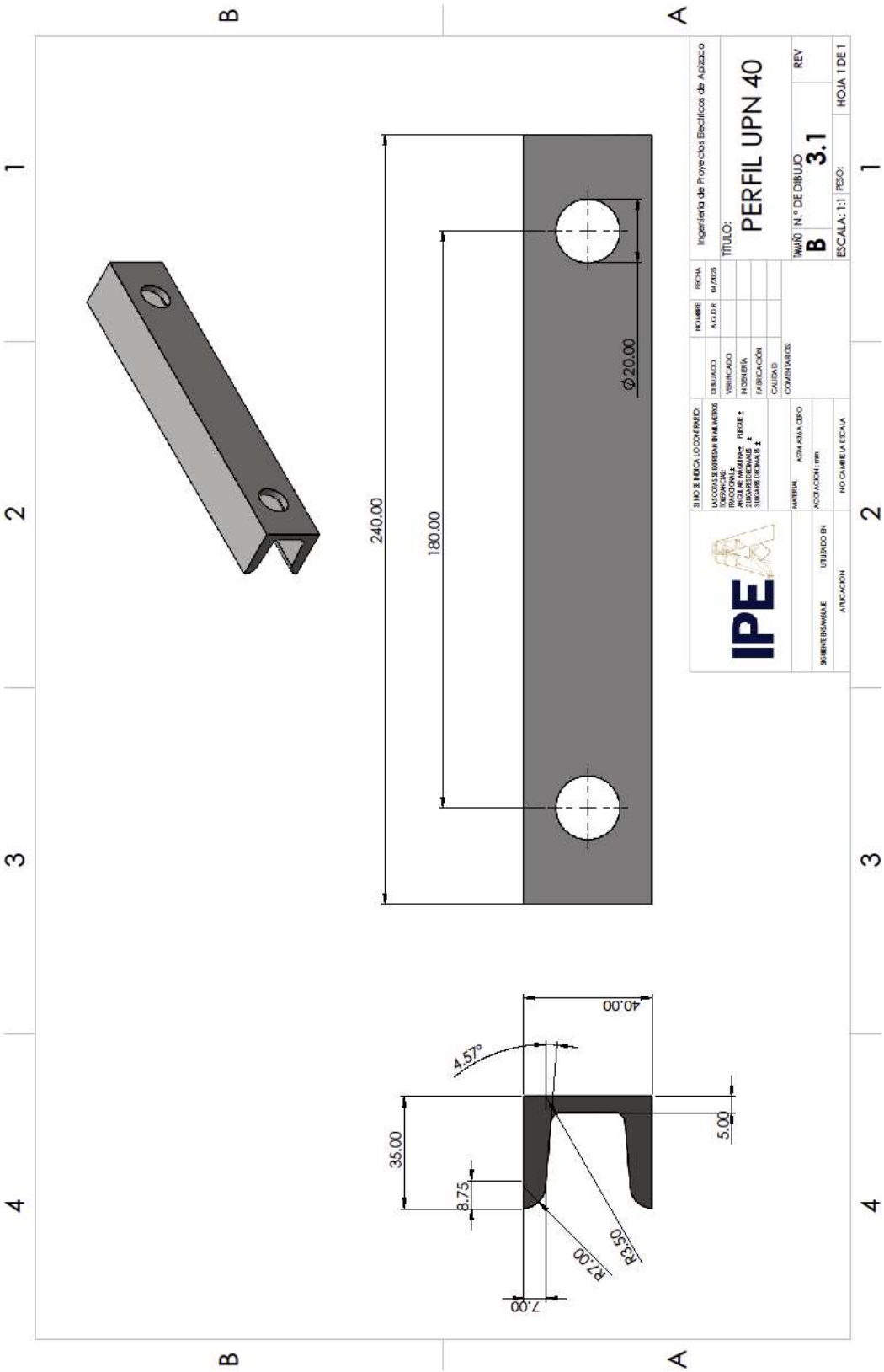
Anexo C6. Plano 6: Viga pilar.



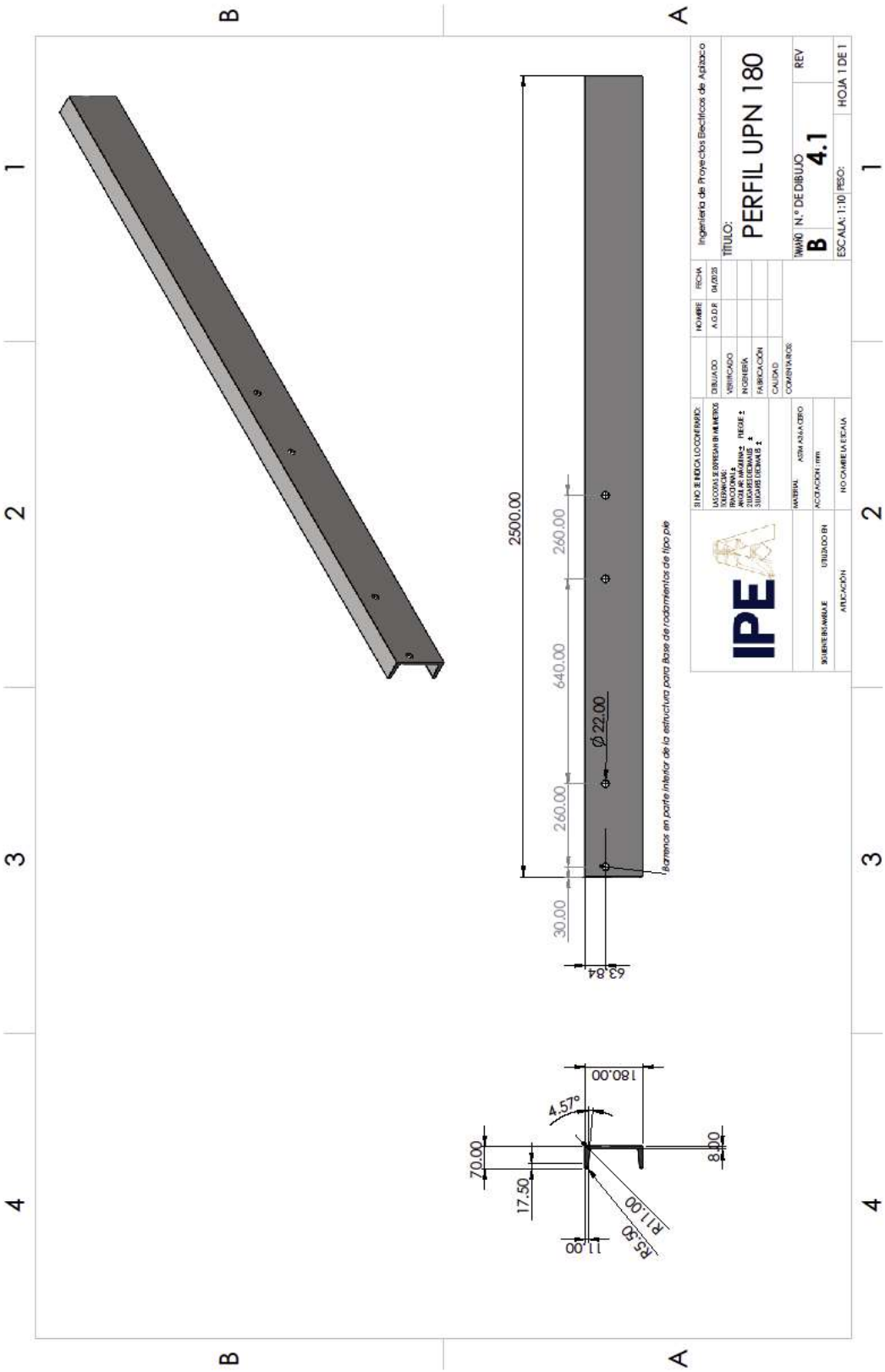
Anexo C7. Plano 7: Viga base de riel lineal.



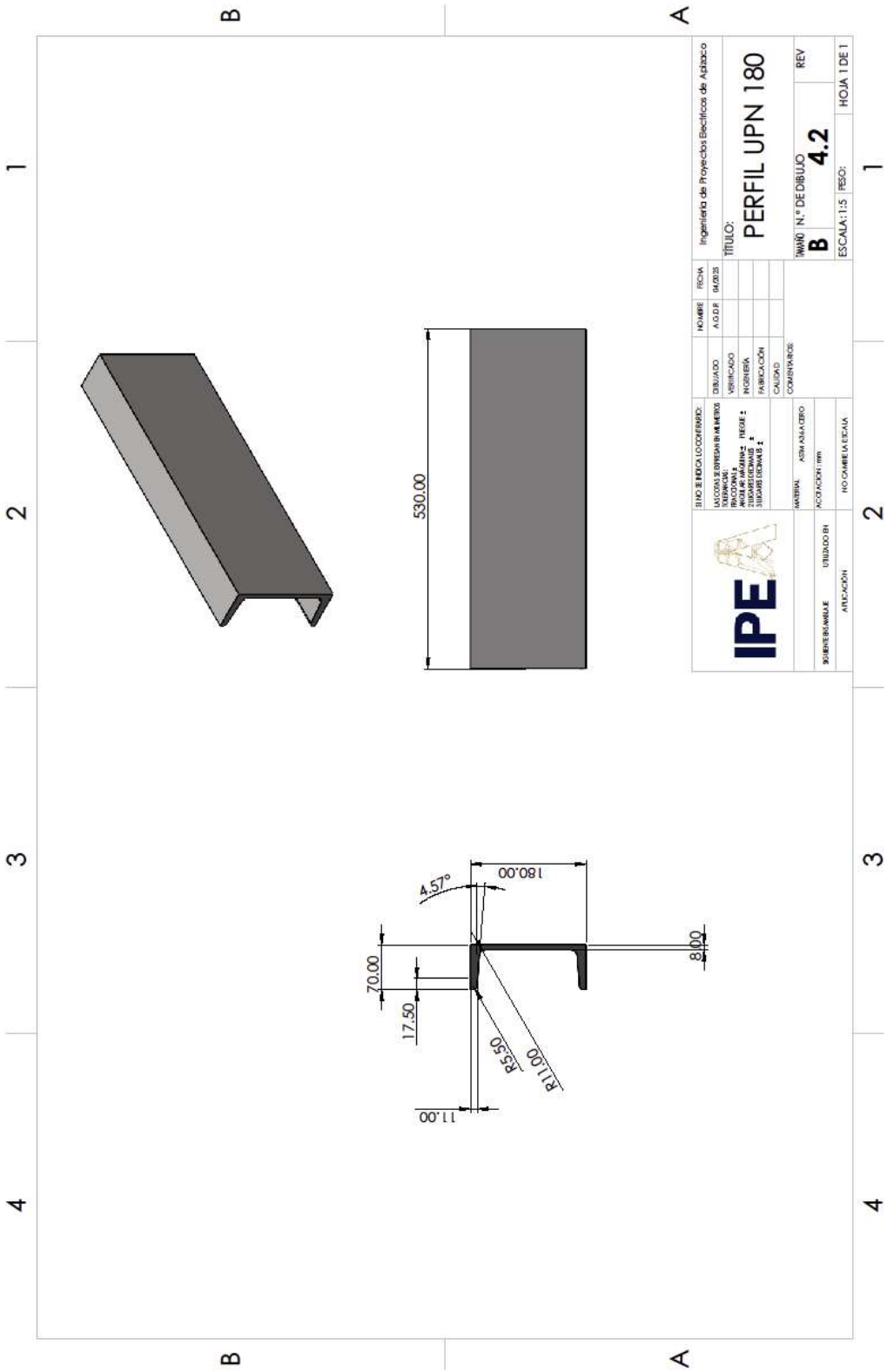
Anexo C8. Plano 8: Viga ángulo 45°.



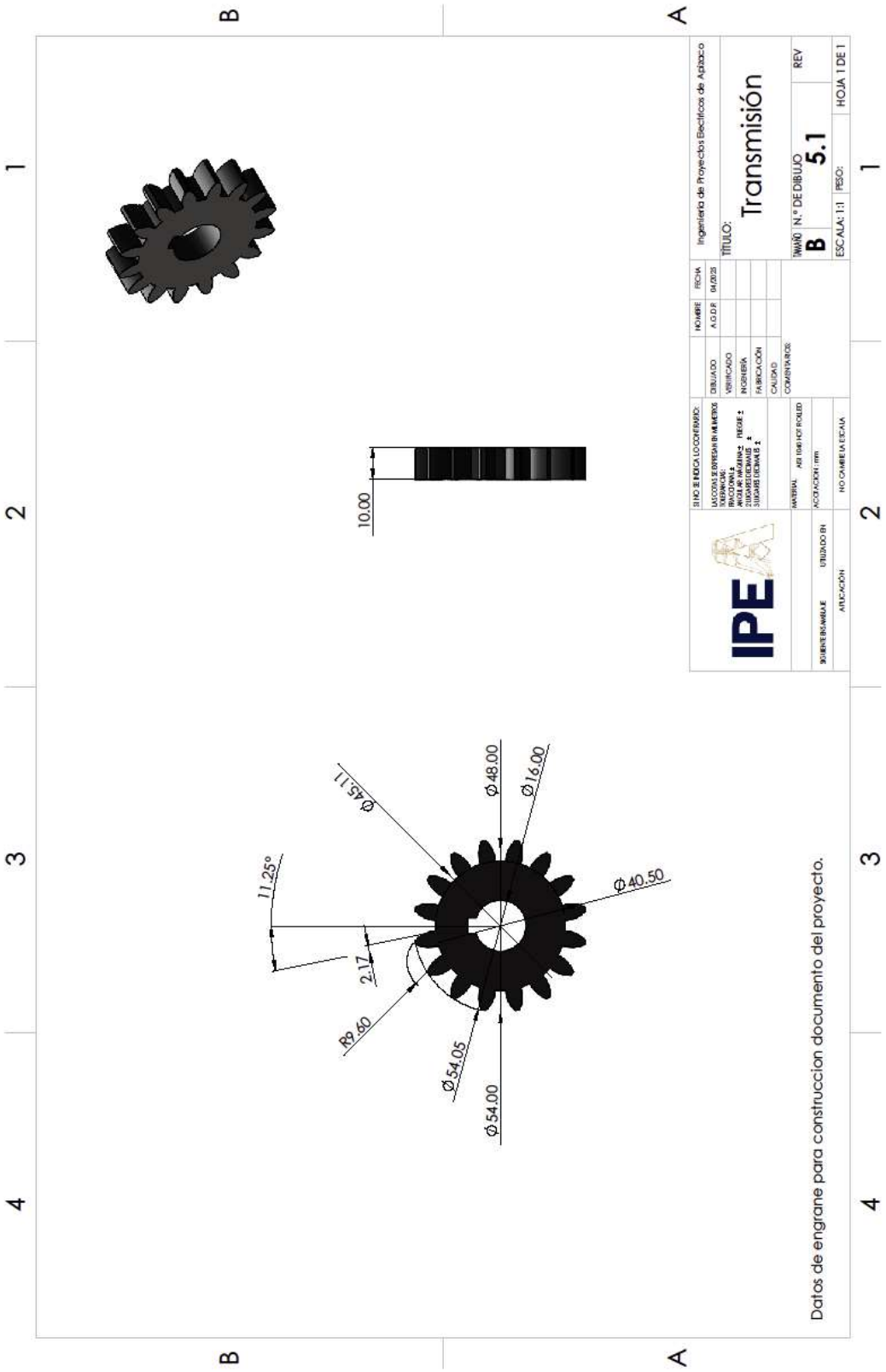
Anexo C9. Plano 9: Viga base de viga de extracción.



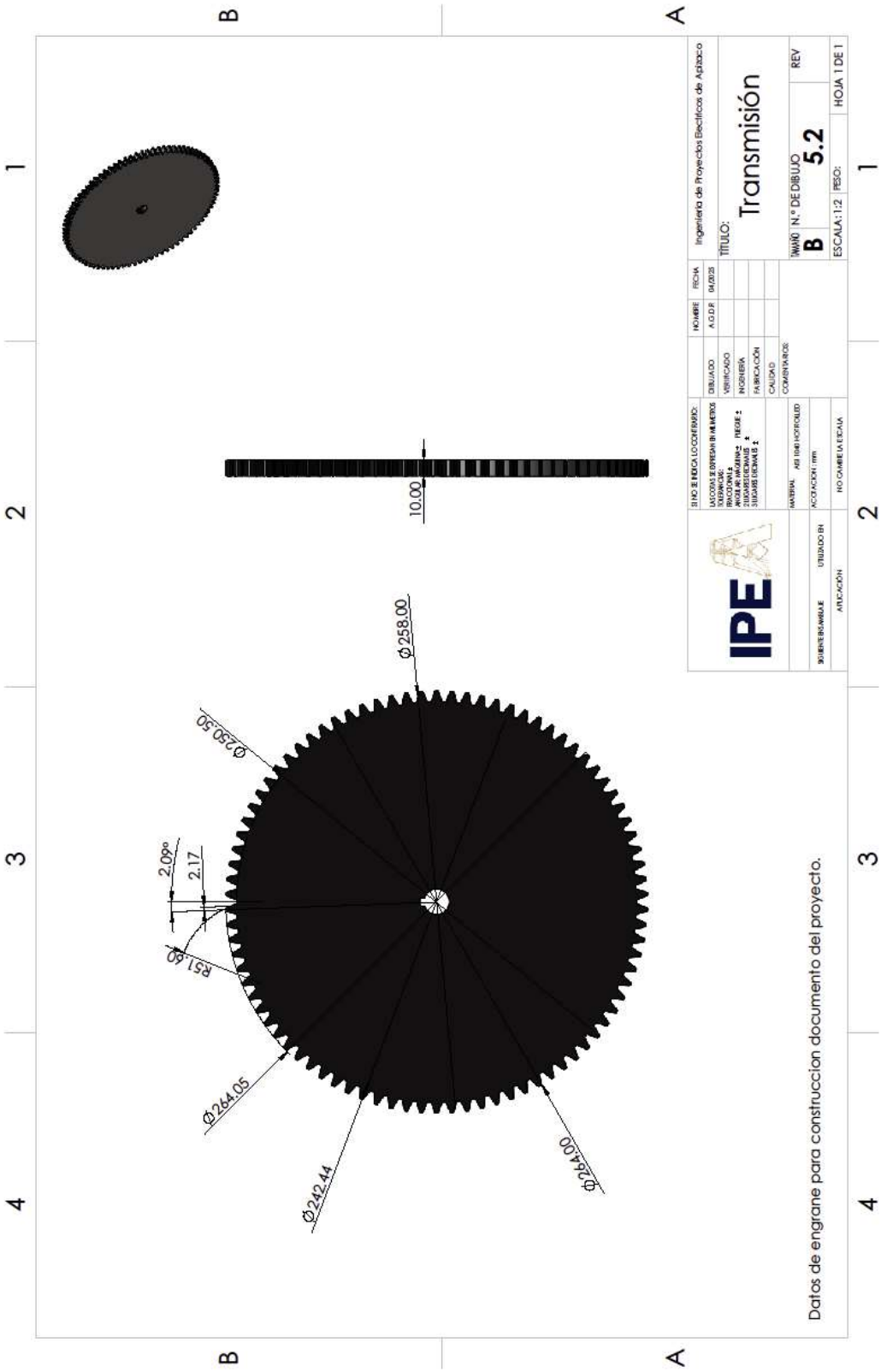
Anexo C10. Plano 10: Viga base de sistema.



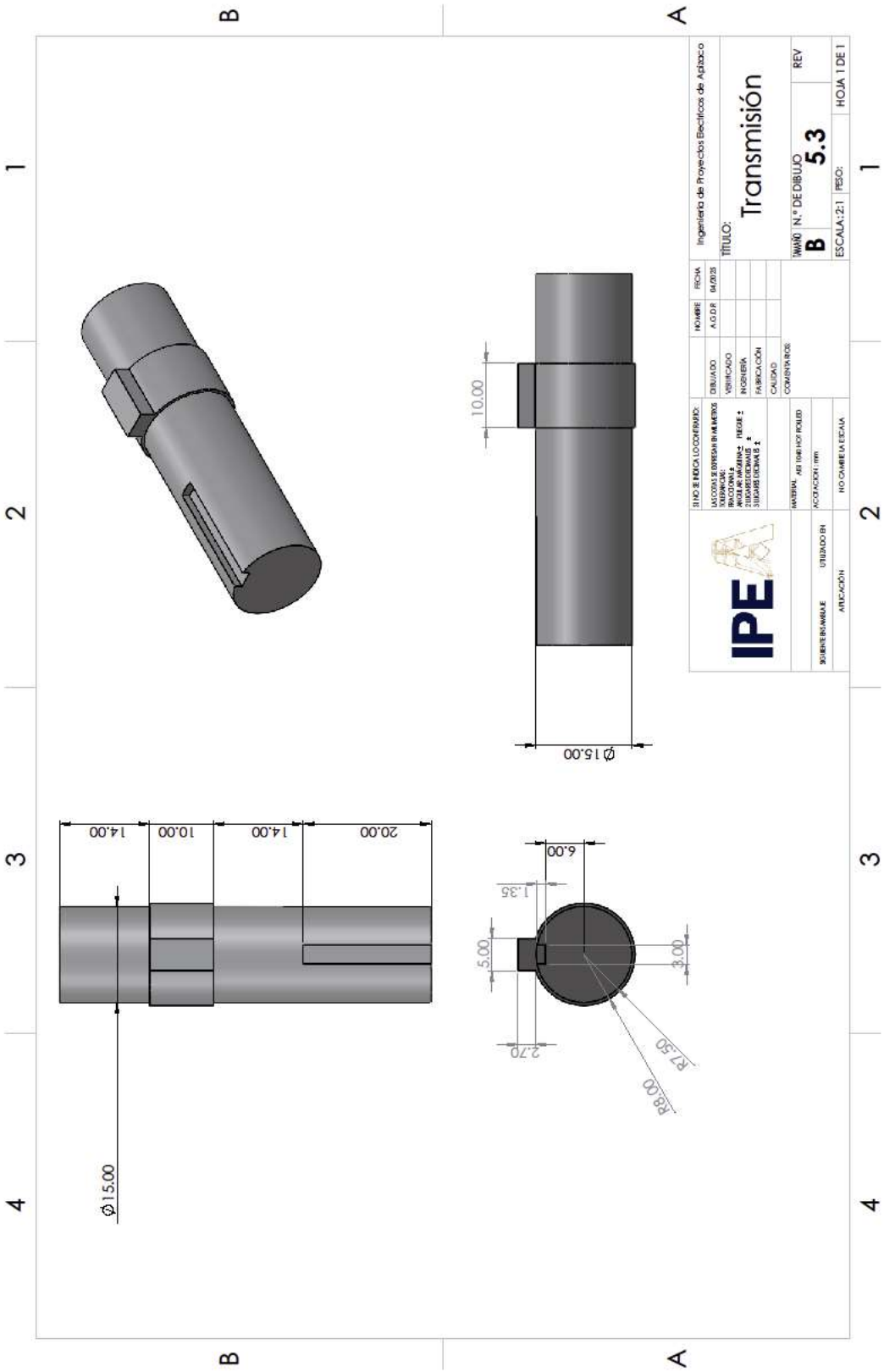
Anexo C11. Plano 11: Viga base de cilindros para viga de extracción.



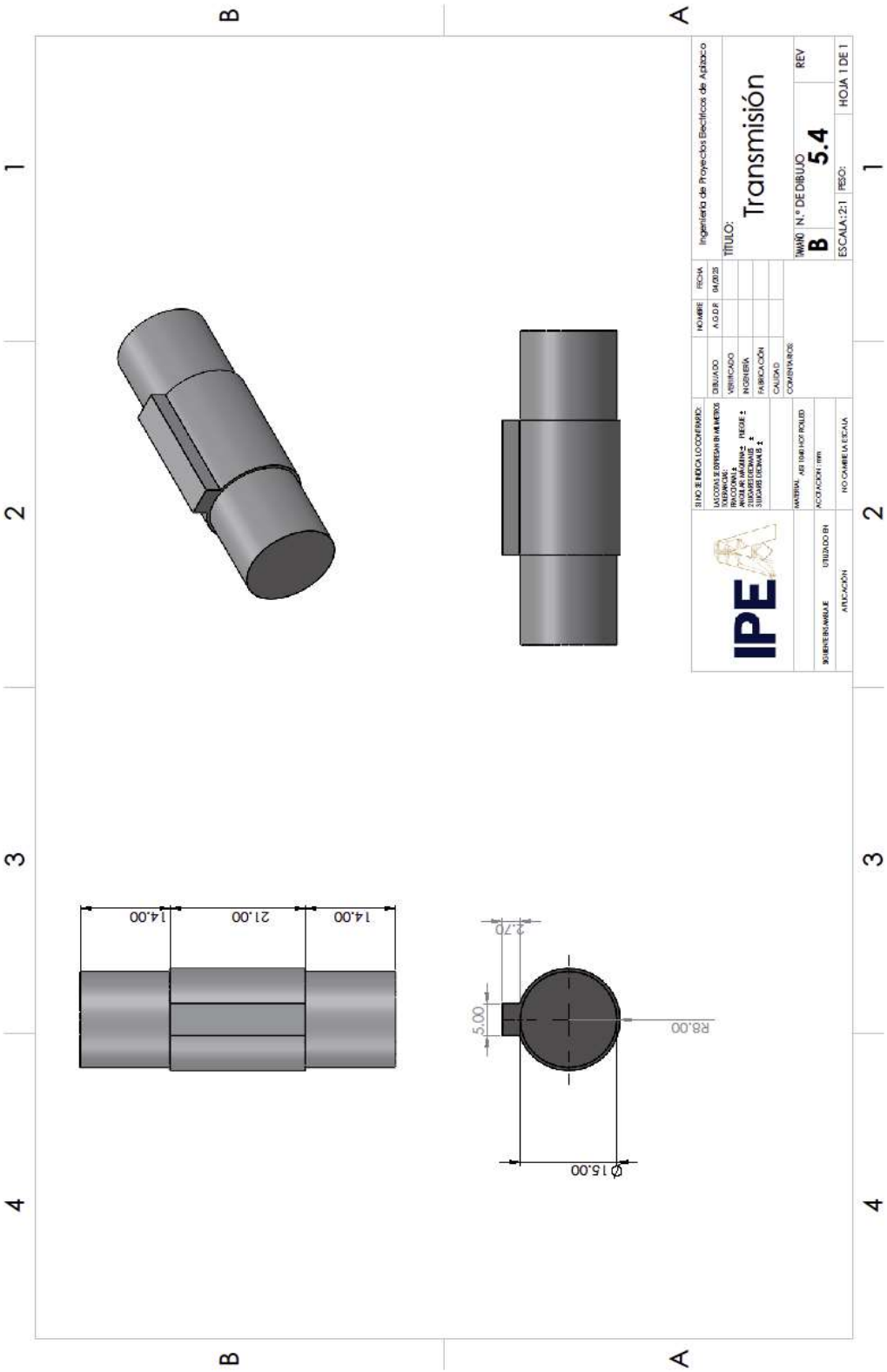
Anexo C12. Plano 12: Engrane A – C.



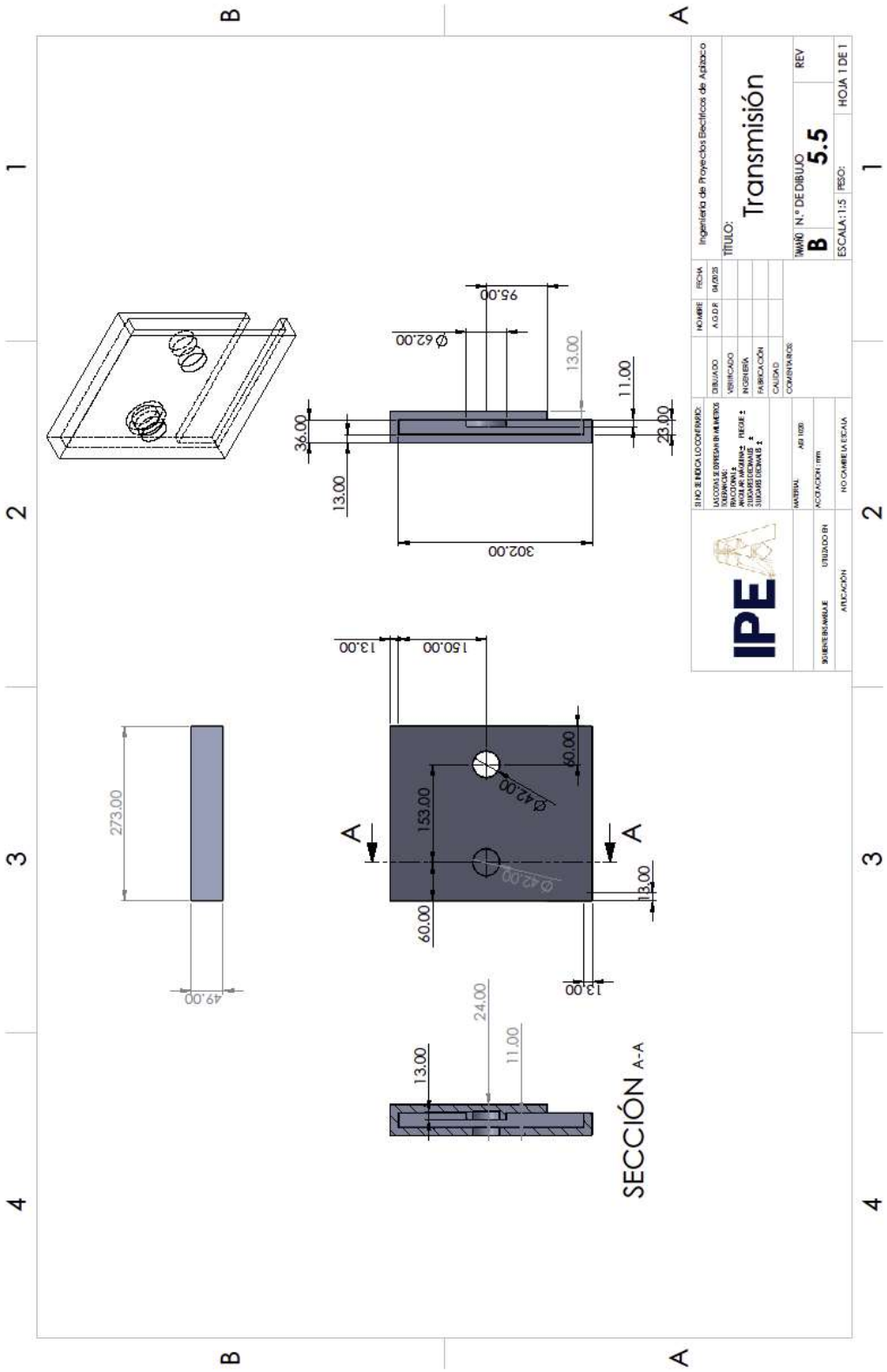
Anexo C13. Plano 13: Engrane B – D.



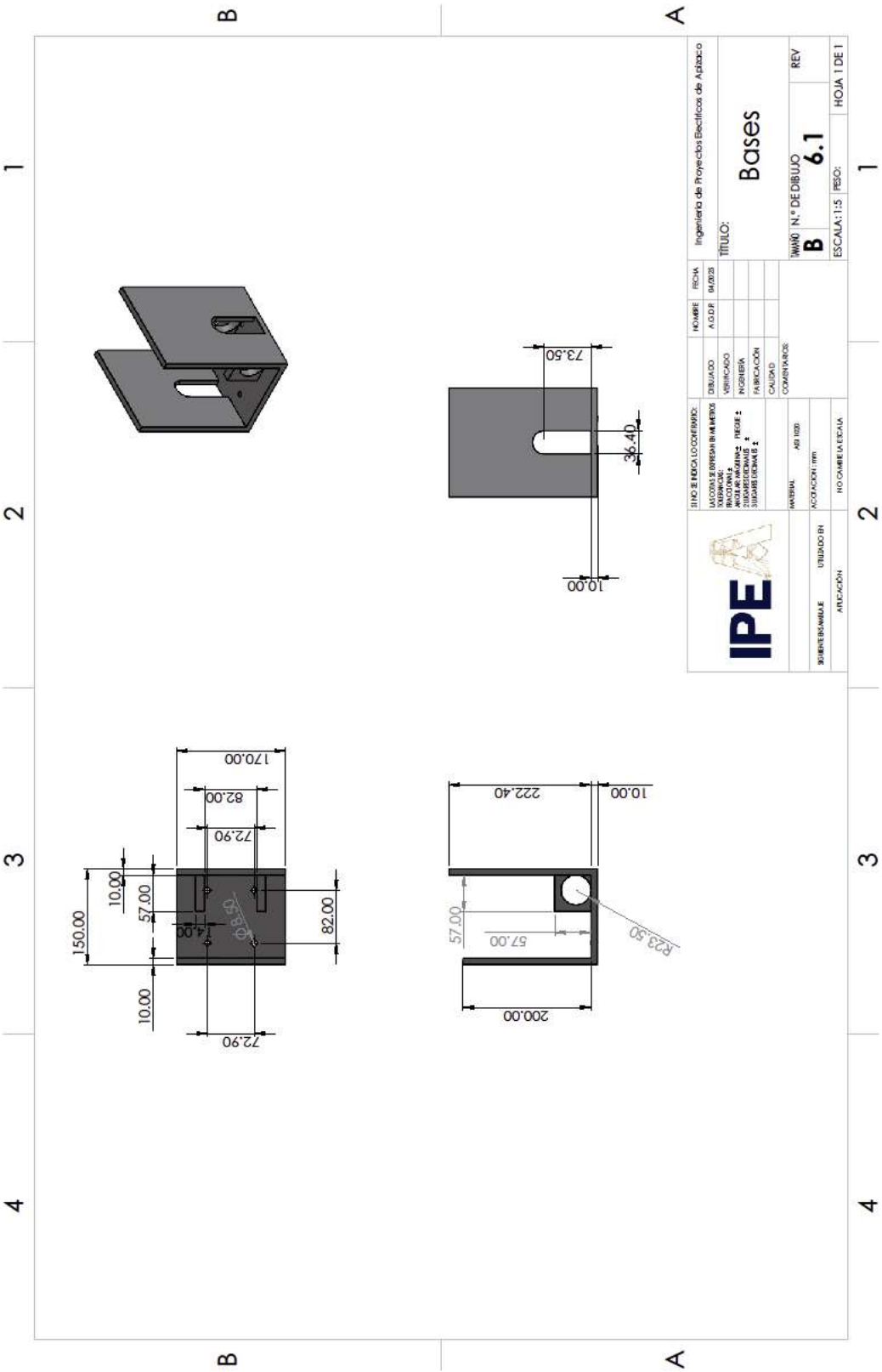
Anexo C14. Plano 14: Eje 1.



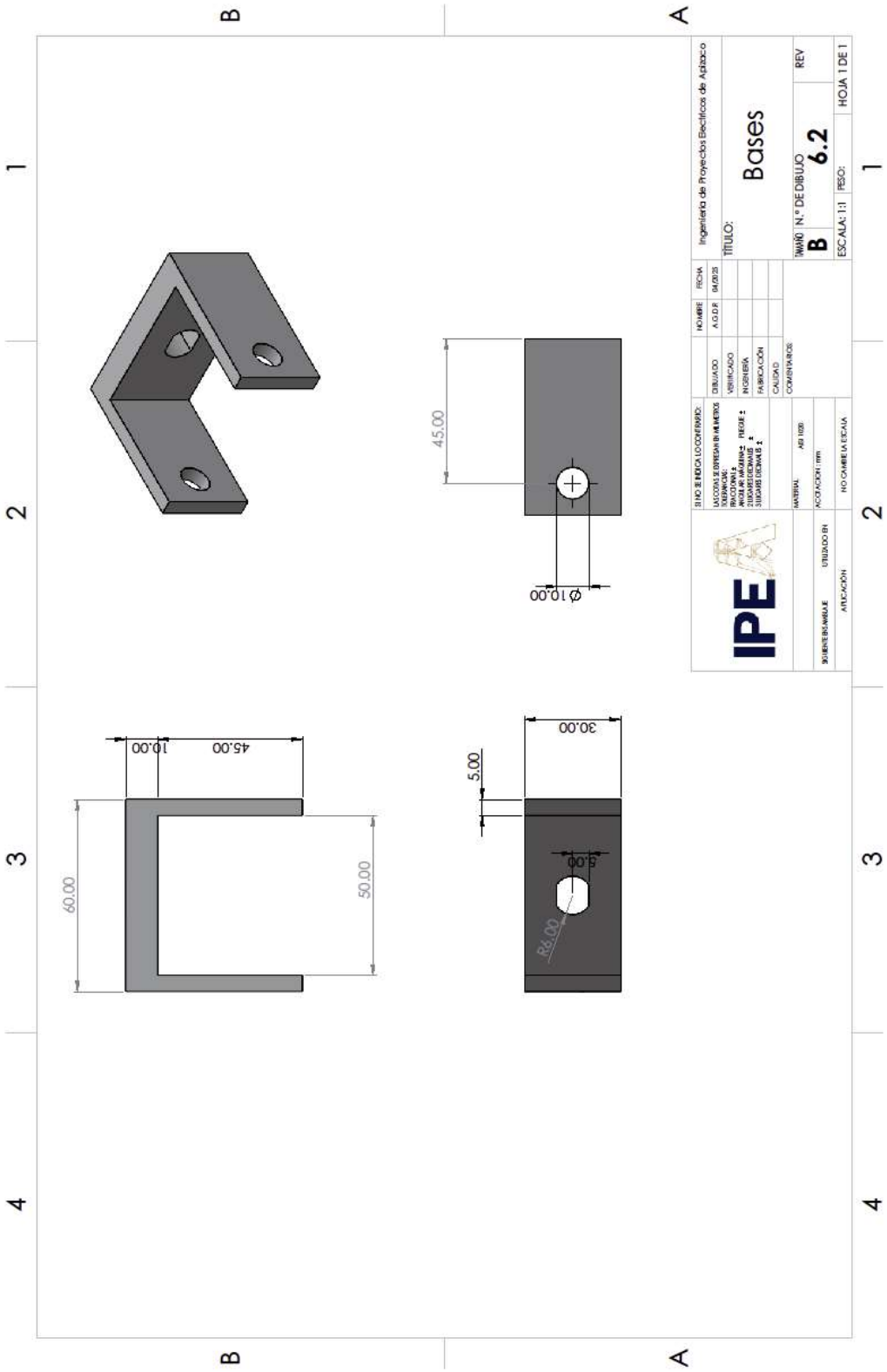
Anexo C15. Plano 15: Eje 2.



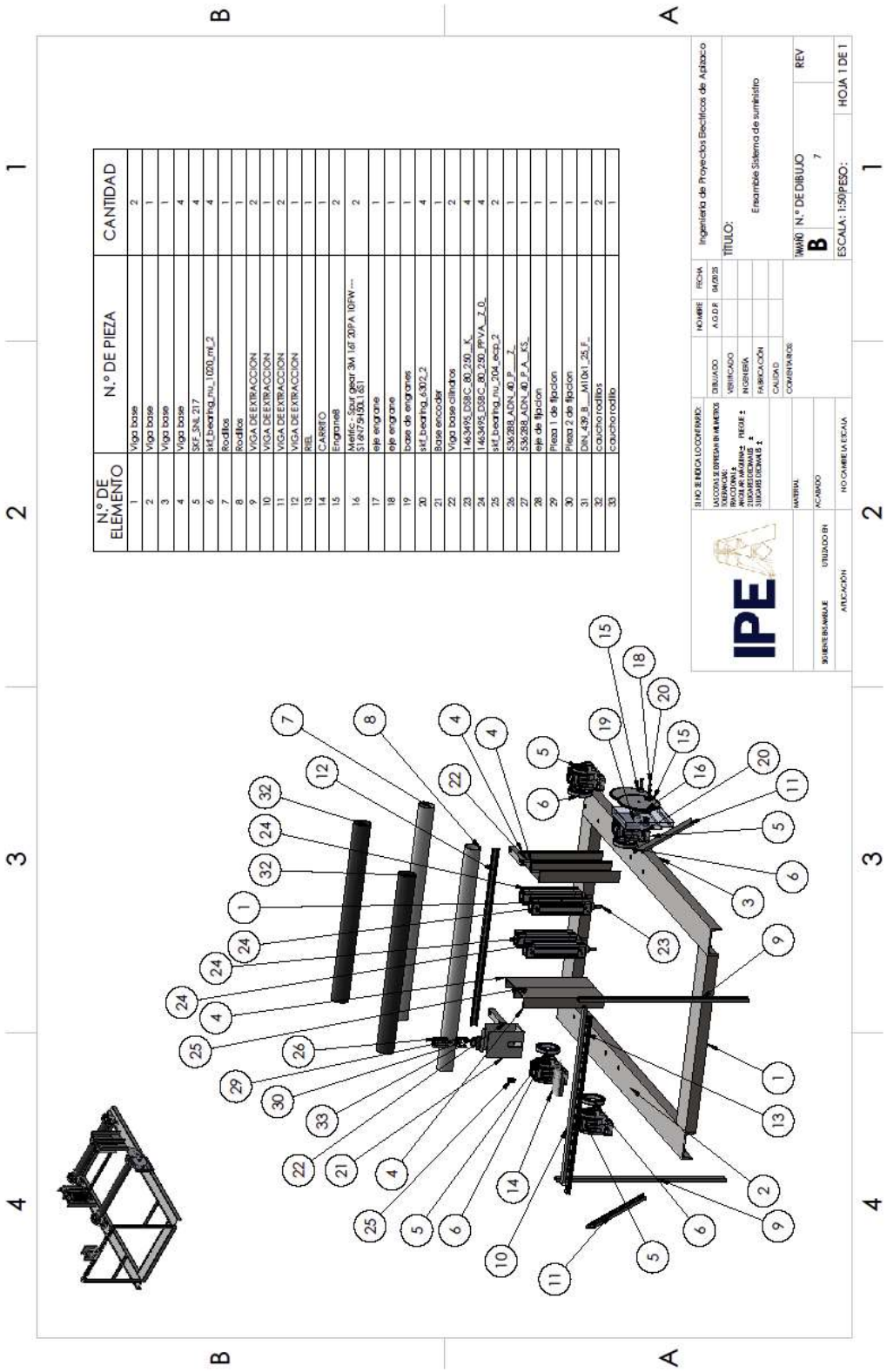
Anexo C16. Plano 16: Base transmisión.



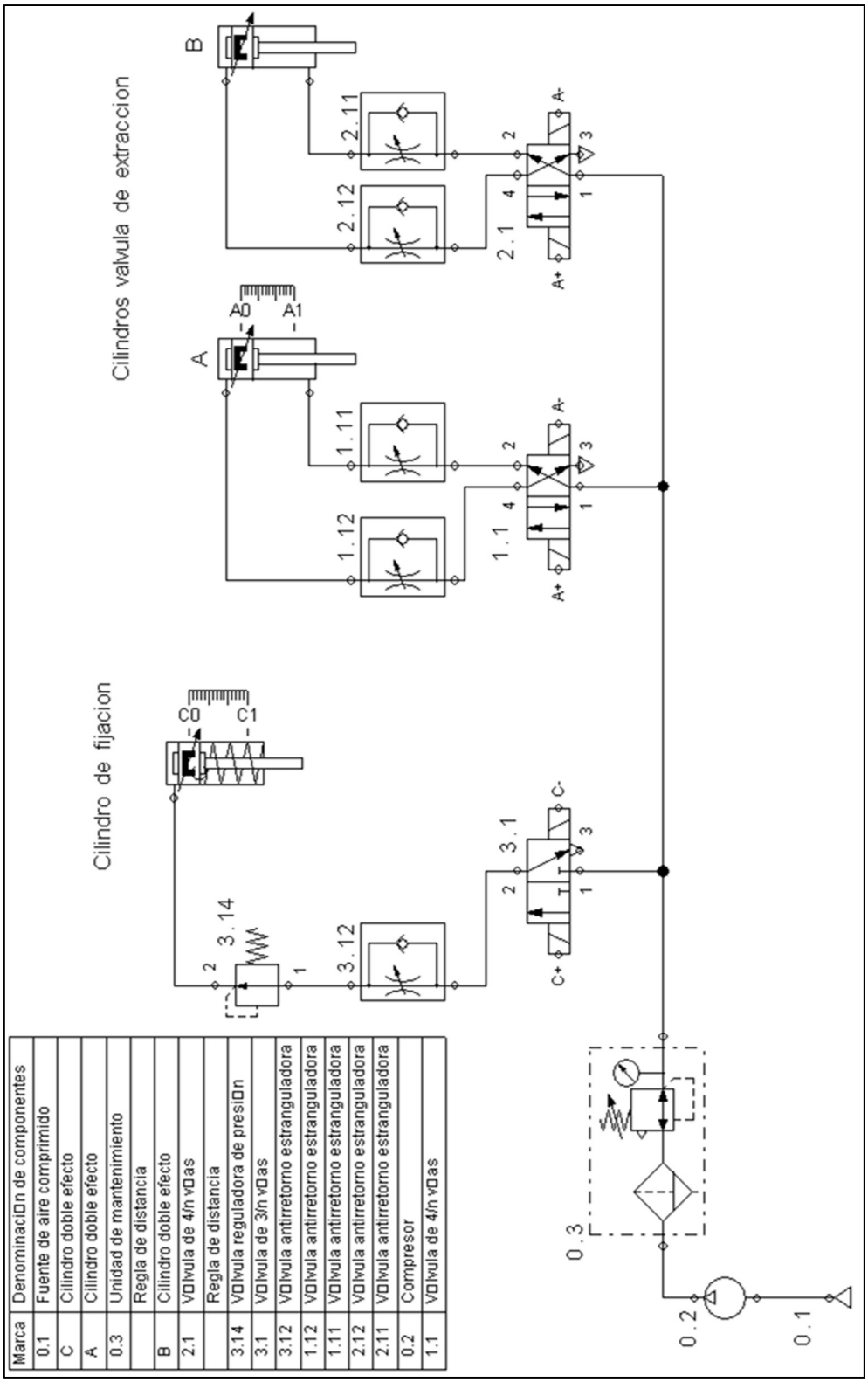
Anexo C17. Plano 17: Base encoder.



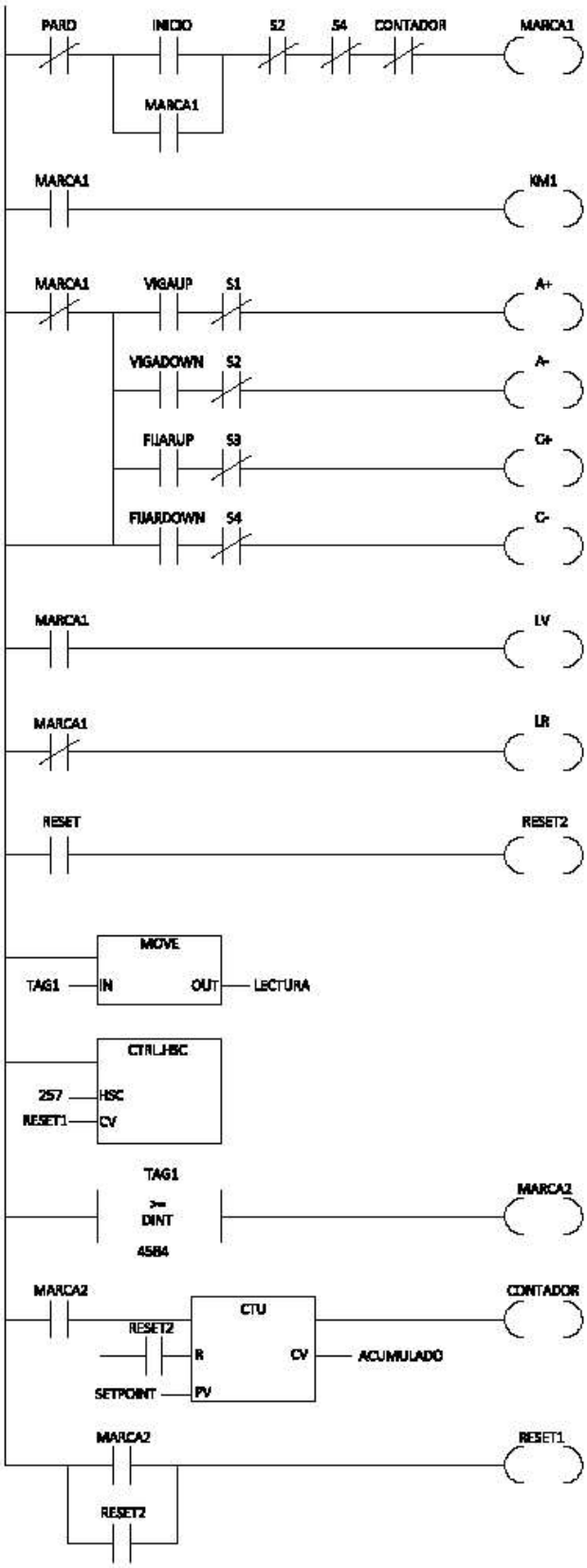
Anexo C18. Plano 18: Base rodillo fijación.



Anexo C19. Plano 19: ensamble estructural de sistema de suministro de conductor eléctrico.



Anexo C20: Plano 20. Diagrama de conexión neumático de sistema de suministro de conductor eléctrico.



Anexo C21: Plano 21. Diseño de sistema de control en diagrama Ladder.