



UNIVERSIDAD CÉSAR VALLEJO

FACULTAD DE INGENIERÍA

**ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERÍA MECÁNICA
ELÉCTRICA**

Diseño de un sistema de manipulación para realizar mantenimiento de
motores de maquinaria pesada hasta de 1 tonelada.

**TESIS PARA OBTENER EL TÍTULO PROFESIONAL DE INGENIERO
MECÁNICO ELECTRICISTA**

Autor:

SAMAMÉ PAREDES WILMER ALBERTO

Asesor Metodológico:

DR. LUJAN LÓPEZ JORGE EDUARDO

Asesor Especialista:

ING. LUIS JULCA VERÁSTEGUI

LÍNEA DE INVESTIGACIÓN

**DISEÑO, MODELAMIENTO Y SIMULACIÓN DE SISTEMA
ELECTROMECAÓNICOS.**

TRUJILLO – PERÚ

2018

Página de jurado

Dr. Jorge Antonio Inciso Vásquez
Presidente

Mg. Luis Alberto Abanto Verastegui
Secretario

Dr. Jorge Eduardo Luján López
Vocal

Dedicatoria

Al creador.

Por permitirme lograr mis metas, y mis sueños.

Mi padre

Por apoyarme en el transcurso de mi carrera.

Mi madre

Por su nobleza y su cariño, me brindo en mi formación para poder lograr mis objetivos.

Agradecimiento

Agradezco a Cristo por escucharme, y darme la intensidad de prescindir con éxito esta señal de mi fuerza gremial.

A mis padres,

La Universidad Cesar Vallejo, a mis docentes que me brindaron su Enseñanza en el transcurso de la Carrera.

Declaración de autenticidad

Samamé Paredes Wilmer Alberto, con DNI 45814308, respetar con las prevenciones actuales consideradas en el Reglamento de Grados y Títulos de la Universidad César Vallejo, Facultad de Ingeniería, Escuela Ingeniería Mecánica Eléctrica, declaro bajo informante que todos los aciertos e información que se presenta en la actual proposición son auténticos y elogiabiles. En tal sentido asumo la conformidad que corresponda ante cualquier apariencia, ocultamiento u omisión crédito de los documentos como de consultoría aportada por lo cual me someto a lo dispuesto en la justicia docentes de la Universidad César Vallejo.

Trujillo, 27 de julio 2018.

Samamé Paredes Wilmer Alberto

Presentación

La tesis de investigación que a continuación presento, aplica la teoría existente de análisis estático, cálculo de esfuerzos de Von Mises, factor de seguridad, hidráulica y electricidad para lograr el diseño de un soporte mecánico eléctrico que permita realizar mantenimiento de motores de maquinaria pesada. Se busca facilitar el trabajo de mantenimiento de motores de maquinaria pesada, de manera que se eviten accidentes y trabajar con ergonomía.

En el primer capítulo se revisa la proposición actual de soportes y de diseño mecánico, donde incluye análisis estático, de rotura, soldadura, cálculo hidráulico y eléctrico. Se plantea el compromiso de referir con un soporte para sustento de motores y se definen los objetivos. En el capítulo 2 se realiza la metodología para el florecimiento de los resultados de la investigación aborda como una conclusiones descriptiva aplicativa, por medio de análisis documental, aprovechamiento de Software y Excel. Se muestran las variables y su operacionalización. En el tercer capítulo se realiza la aperccepción universal de esquema, adonde se proponen 3 disyuntivas de opción. La disyuntiva de alternativa más suficiente se selecciona a través de cifra de criterios.

Inmediatamente se realizó el cálculo estático y de puya considerando esfuerzo de Von Mises. Se modela el soporte en Software del cual se evalúa el eje principal, la comitiva variable y las vigas. se calcularon los costos de temporales, mano de obra, consumibles y transporte ofrecimiento del Reglamento de Grados y títulos de la Universidad César Vallejo presento ante ustedes la Tesis titulada: “diseño de un sistema de manipulación para realizar mantenimiento de motores de máquina pesada hasta de 1 tonelada, la misma que someto a vuestra consideración y espero que cumpla con los requisitos de acogida para percibir el informe profesional de Ingeniero Mecánico eléctrico

Índice

Página de jurados	ii
Dedicatoria	ii
Agradecimiento	iv
Declaración de autenticidad	v
Presentación	vi
Índice.....	vii
Índice de tablas	ix
Índice de figuras	x
Resumen	xi
Abstract	xii
I. Introducción	14
1.1. Realidad Problemática	14
1.2. Trabajos previos	15
1.3. Teorías relacionadas al tema	16
1.4. Formulación del problema	34
1.5. Justificación del estudio	34
1.6. Hipótesis.....	35
1.7. Objetivos.....	35
II. Método	37
2.1. Tipo de indagación	37
2.1.1. Estudio de la indagación	37
2.2. Variable y operacionalización	39
2.3. Población y muestra	41
2.4. Técnicas y recopilación de información	41

2.5. Métodos de análisis de datos	41
2.6. Aspectos éticos	41
III. Resultados	43
IV. Discusión de resultados	105
V. Conclusiones	108
VI. Recomendaciones	111
VII. Referencias	113
Anexos	115

Índice de tablas

Tabla 1. De componentes de soporte de motores.....	20
Tabla 2. Técnicas e instrumentos del proyecto.....	41
Tabla 3. <i>Lista de peticiones.....</i>	44
Tabla 4. <i>Lista de peticiones (continuación).....</i>	45
Tabla 5. <i>Matriz morfológica del diseño del soporte.....</i>	46
Tabla 6. <i>Definición de solución del soporte.....</i>	47
Tabla 7. <i>Evaluación de criterios.....</i>	49
Tabla 8. <i>Puntuación de alternativas de solución según criterios.....</i>	50
Tabla 9. <i>Fuerzas y momentos internos en eje.....</i>	56
Tabla 10. <i>Diagrama de fuerza cortante y momentos internos en eje.....</i>	57
Tabla 11. <i>Fuerzas y momentos internos en eje.....</i>	64
Tabla 12. <i>Diagrama de fuerza cortante y momento flector en viga.....</i>	64
Tabla 13. <i>Fuerzas y momentos internos en viga transversal delantera.....</i>	66
Tabla 14. <i>Diagrama de fuerza cortante y momento flector en viga transversal delantera.....</i>	67
Tabla 15. <i>Fuerzas y momentos internos en viga transversal posterior.....</i>	69
Tabla 16. <i>Diagrama de fuerza cortante y momento flector en viga transversal posterior.....</i>	69
Tabla 17. <i>Datos técnicos del rodamiento “A”, Diámetro 75 mm.....</i>	77
Tabla 18. <i>Características de rodamiento.....</i>	78
Tabla 19. <i>Fuerza en el vástago para diámetros de embolo y vástago diferente.....</i>	79
Tabla 20. <i>Capacidad de corriente según área de sección transversal de conductor de NLT. Aislado con PVC. (INDECO).....</i>	81
Tabla 21. <i>Información de modelo.....</i>	88
Tabla 22. <i>Propiedades de estudio.....</i>	89
Tabla 23. <i>Propiedades de material.....</i>	90
Tabla 24. <i>Sujeciones de eje.....</i>	91
Tabla 25. <i>Cargas en eje.....</i>	92
Tabla 26. <i>Reporte.....</i>	93
Tabla 27. <i>Esfuerzos de Von Mises de ejes.....</i>	94
Tabla 28. <i>Desplazamientos de ejes.....</i>	94
Tabla 29. <i>Esfuerzos de tensión de Von Mises de columna móvil.....</i>	95
Tabla 30. <i>Desplazamiento de columna móvil.....</i>	96
Tabla 31. <i>Costo de materiales para fabricación de soporte.....</i>	97
Tabla 32. <i>Costo de consumibles para fabricación de soporte.....</i>	98
Tabla 33. <i>Costo de mano de obra en la fabricación del soporte.....</i>	99
Tabla 34. <i>Costo total de inversión para fabricación de soporte.....</i>	100

Índice de figuras

<i>Figura 1. Soporte de Motores.....</i>	19
<i>Figura 2. (a) y (b) Columna bajo flexo compresión.....</i>	22
<i>Figura 3. Pandeo de columnas.....</i>	23
<i>Figura 4. Base del soporte.....</i>	23
<i>Figura 5. Representación esquemática de un sistema hidráulico.....</i>	28
<i>Figura 6. Fuerzas sobre pistones y vástagos.....</i>	29
<i>Figura 7. Procedimiento del desarrollo de la investigación.....</i>	38
<i>Figura 8. Soporte móvil para motor.....</i>	43
<i>Figura 9. Alternativa de solución 1.....</i>	47
<i>Figura 10. Alternativa de solución 2.....</i>	48
<i>Figura 11. Alternativa de solución 3.....</i>	49
<i>Figura 12. Geometría del sistema soporte.....</i>	51
<i>Figura 13. Dimensiones de un motor Caterpillar C7.....</i>	51
<i>Figura 14. Centro de masa de la estructura soporte y del motor.....</i>	52
<i>Figura 15. Centro de masa de la estructura soporte, del motor y la carga.....</i>	53
<i>Figura 16. Geometría del eje soporte.....</i>	55
<i>Figura 17. Diagrama de eje.....</i>	55
<i>Figura 18. Diagrama cálculos de cargas internas.....</i>	56
<i>Figura 19. Gráfico de momento.....</i>	57
<i>Figura 20. Diagrama de soporte.....</i>	60
<i>Figura 21. Diagrama de soporte.....</i>	62
<i>Figura 22. Diagrama de viga.....</i>	62
<i>Figura 23. Diagrama de cargas internas en la viga.....</i>	63
<i>Figura 24. Diagrama de cuerpo libre con cargas internas en la viga.....</i>	66
<i>Figura 25. Diagrama de cuerpo libre con cargas internas en la viga transversal posterior.....</i>	68
<i>Figura 26. Diagrama de cuerpo libre de perno.....</i>	72
<i>Figura 27. Soldadura entre base para chumacera de pared y tubo.....</i>	73
<i>Figura 28. Soldadura de filete.....</i>	74
<i>Figura 29. Esquema de pistón hidráulico.....</i>	78
<i>Figura 30. Simbología eléctrica.....</i>	84
<i>Figura 31. Diagrama unifilar de potencia del arranque de motor e inversión de giro.....</i>	85
<i>Figura 32. Diagrama unifilar de mando del arranque de motor e inversión de giro.....</i>	86
<i>Figura 33. Esquema unifilar de potencia del arranque de motor para bomba.....</i>	87
<i>Figura 34. Mallado de eje.....</i>	93

Resumen

El reciente artículo, elabora para diseñar un soporte electrohidráulico que necesita realizar el sustento preventivo del motor de maquinaria pesada, equipo que cuenta con 1 tonelada de capacidad útil, sustituyendo a las peligrosas maniobras con tecles y mesas inadecuadas.

En el primer capítulo se muestra como se identificó la necesidad de contar con un soporte electromecánico para reemplazar las acciones y condiciones sub-estándar, asimismo, disminuir los tiempos de mantenimiento. Se proyectó que el soporte para motores deberá contar con una capacidad útil de 1 tonelada, lo cual con llevó a citar teoría existente referente al tema tocado. Se plantean 6 objetivos específicos, iniciando con la abstracción conceptual del soporte en donde se seleccionó la alternativa de solución 1 y la cual se pre-diseñó con la geometría requerida, para luego en el objetivo 2 se analice estáticamente la estructura del soporte. Luego, el modelo se analizó en SolidWorks para determinar la resistencia del material von mises en el eje destituido, en la columna fija y los pasadores del pistón. En cumplimiento del objetivo 4 se aborda el análisis de resistencia y esfuerzos para corroborar el factor de seguridad de SolidWorks. En el objetivo 5 se abordó el cálculo hidráulico del sistema que permite elevar 200 mm el motor de maquinaria pesada. El último objetivo se cumplió con el planteamiento del esquema eléctrico del impulsor eléctrico de $\frac{1}{2}$ hp para el desplazamiento de la capacidad y para el propulsor del sistema hidráulico de la bomba.

Se realiza la comparación de los resultados con lo obtenido por otros investigadores, concluyendo que si es posible contar con un sistema para soportar motores de maquinaria pesada con peso inferior a 1 tonelada.

Palabras claves: Esfuerzo, fatiga, cargos combinados, factibilidad económica, maniobras, manufacturabilidad, capacidad útil, tiempos de mantenimiento.

Abstract

The recent article was carried out to design an electrohydraulic support that allows the preventive maintenance of the heavy machinery engine, equipment that has 1 ton of useful capacity, replacing the dangerous maneuvers with inadequate tables and tables.

The first chapter shows how the need to have an electromechanical support to replace sub-standard actions and conditions was identified, as well as to reduce maintenance times. It was projected that the support for engines must have a useful capacity of 1 ton, which led to cite existing theory regarding the subject touched. Six specific objectives are proposed, starting with the conceptual abstraction of the support where the solution alternative 2 was selected and which was pre-designed with the required geometry, then in objective 2 the structure of the support is analyzed statically. Then, the model compare in SolidWorks of determine the stress of von mises on the main axis, on the fixed column and the piston pins. In compliance with objective 4, the analysis of resistance and efforts to corroborate the safety factor of SolidWorks is addressed. In objective 5 the hydraulic calculation of the system was approached, which allows to raise the heavy machinery engine 200 mm. The last objective was fulfilled with the approach of the one-line diagram of the electric motor of $\frac{1}{2}$ Hp displacement is capacity propellent hydraulic system the bomb.

Finally, conclude with the compared with those opportunity by other researchers, finally concluding that is possible to have a system to support heavy machinery engines weighing less than 1 ton.

Key Words: Effort, fatigue, combined loads, economic feasibility, maneuvers, manufacturability, useful capacity, maintenance time

CAPITULO I

INTRODUCCIÓN

I. Introducción

1.1. Realidad Problemática

El presente taller mecánico al realizar el mantenimiento y reparación de motor de maquinaria pesada se tienen que colocar sobre una mesa, la cual no es una condición apropiada para la reparación, asimismo utilizan tecles que realizan peligrosas maniobras en la manipulación de motores para la reparación, lo cual es incómodo al momento de la reparación y al momento de manipular las herramientas de igual manera los talleres o empresas que dan mantenimiento a motores de maquinaria pesada, no cuentan con un dispositivo que les ayude a reducir los tiempos de mantenimiento y costos operativos, ya que una mala manipulación, puede ocasionar trastornos musculares, del dorso lumbar de la espalda del técnico u operador, siendo lo más importante que afectan a la salud.

La consecuencia que avanza en el hábito laboral ocurren enfermedades de trabajo, donde se observa los dolores musculares ocupan el cuarto lugar en el rubro de enfermedades de trabajo, es de adicción futilidad la síntesis del autor de flujo ergonómico en los puestos de encargo suficientes por el servicio de trabajo y mejora del empleo, de forma estadística en julio 2017, la región con mayor accidente de trabajo es Lima con 758, la segunda región es Arequipa con 136 accidentes. La mayor cantidad de accidentes de trabajo ocurren por golpes de objetos siendo 182 accidentes.

Para las empresas, la manipulación genera costos operativos de reparación del motor, los costos de horas hombre del personal técnico, costo horario de las herramientas y utillajes que se utilizan para la manipulación del desarmado y armado y evaluación del motor, costo horario de los materiales consumibles tales como grasa, combustibles, aflojadoras de perno, formadores de empaquetaduras etc.

La reparación del motor en el sistema de lubricación produce debido a varias causas la más común es el arranque en frío el aceite es muy espeso y no fluye bien, la falta de aceite hace que desgaste los componentes mecánicos del motor, la mala refrigeración conduce el sobrecalentamiento del motor, su vida útil de los

componentes es más corta, por ese motivo no contamos con un dispositivo que haga girar el motor en una reparación.

1.2. Trabajos previos

Burbano, Manjarrez y Terán (2010), en sus memorias para conmovir el enunciado gremial de Ingeniero automotriz. Realizada en la Universidad de las Fuerzas Armadas Extensión Latacunga (Ecuador), titulada: “diseño y construcción de un soporte universal automatizado para la rectificación de motores para la sucursal tractor diesel”.

Una de las prevenciones de las academias automotrices de inmediatamente en recorrido, corregir el valor y talante de interés, para lo cual se diseñan informaciones provisiones de repotenciar los procesos de servicio técnico.

Los periodos usados en juicios técnicos cada sucesión debe ser más ingenuos para satisfacer las emergencias de clientes que día a día se vuelven más exigentes. Una demora ocasionaría baja de elaboración y reducción de la imagen de calidad de cada empresa. El presente trabajo presenta una decisión a la problemática de una empresa particular, encargada de reparar motores diésel de tonelaje medio y completo aun 1000kg. Se concluyó que este afán nos ayudara a identificar los parámetros de proyecto con los que tiene que contar la maquinaria de manipulación de motores de menos de una tonelada. Nos permitirá formar un orden de guía y diseño para escoger la etapa y mecanismos. El Esfuerzo de Von Mises como quedando de la simulación del ejemplo de Solidworks es correspondiente a 129.48 Mpa. Castillo y Silva (2014), en sus certificaciones para constar del título gremial de Ingeniero automotriz. Realizada en la Escuela superior politécnica de Chimborazo, titulada: “rediseño e implementación de un banco de pruebas de bombas inyectoras diésel para el laboratorio de motores de la facultad de ingeniería automotriz El rediseño e implementación de un banco de pruebas de bombas inyectoras Diésel, tiene como meta conceder con un equipo de aprendizaje que permita preparar habilidades y recabar conceptos de la calibración de bombas Inyectores diésel. La investigación empezó con la compilación de información, antecedentes y funcionamiento del sistema de inyección diésel, características y funcionamientos de bancos de pruebas universidades en función del estado actual

del arte, componentes y dispositivos electrónicos de última generación en sistemas de control. El proceso inició con el rediseño mecánico de la estructura y adaptación de componentes para la bomba lineal en función a normas de seguridad mediante el resultado del análisis de elemento finito. El rediseño hidráulico consta de elementos seleccionados bajo normas y tablas de operación, el sistema de control del banco se diseñó y fabrico previa a la selección de elementos optimizando recursos y adoptando tecnología actual. Este trabajo nos permite realizar un diseño del sistema hidráulico para que cumpla las funciones necesarias, dadas por las normas establecidas de los fabricantes para la calibración de bombas, permitiendo cumplir los parámetros de ajuste y calibración validando un trabajo óptimo de la bomba. También nos permite un análisis de costos, proporcionando una perspectiva de los valores que representa la fabricación de este tipo de equipos, e indicando el valor de desembolsado realizado en este proyecto para la culminación de la carrera.

Guzmán y Herbert (2008), en su proposición para reconocer el título gremial de Ingeniero Mecánico. Realizada en la Universidad Centroamericana “José Simeón Cañas” (El Salvador), titulada: “diseño automotriz y construcción de sistema Karel.”

Se concluyó que en este tipo de esquemas se cimientan y maduran más los conocimientos de apunte, aprendidos en la licenciatura de ingeniería automotriz, así como igualmente la habilidad en disfrutar algunas herramientas del taller. Concluimos aún que para la cumplimentación de este proyecto existen muchas vías alternas (respecto al diseño); no hay parámetros acotados a agregar para la construcción del método karel.

1.3. Teorías relacionadas al tema

1.3.1. Diseñar

Forma un plan para aplicar una abundancia específica o dudar un problema. Si el pleno resulta en la idear poco físicamente real, entonces el producto debe ser complicado, cuestionable, confiable, comparativo, útil, que pueda fabricar y comercial.

Diseñar según Herbert (2014), es ciencia de la creación de lo artificial. A pesar de no ser tan profunda, es una de las primeras referencias del diseño. El proceso

de diseño según French indica que el diseño inicia con identificar una necesidad, segundo analizar la problemática de la necesidad, formular el problema, hacer un análisis conceptual, generar propuestas elegidas, definir las propuestas, realizar un análisis de detalle y finalmente generar los planos del proyecto. (García, M. et al., 2010).

1.3.1.1. Procedimiento de los materiales

Normalmente es vencible la resistencia que requiere un dato de un estilo significa un ejecutor determinado para abordaren su geometría y amplitudes. Es una forma de visualizar que la resistencia es una consideración del diseño afirmado

. Cuando se mejora la expresión del sistema de diseño se involucra de rutina directa alguna característica que influye en el diseño del elemento, o quizás en todo el sistema. A menudo se deben especular varias de esas características en una situación de diseño entregada. Entre las más sobresaliente se pueden observar (no necesita el orden de importancia):

Seguridad, propiedades térmicas, confiabilidad, faceta, manufacturabilidad, lubricación, renta, comercialización, costo, sostenimiento frotación, espesor, peso, fuerza, capacidad de reciclado, recuperación de procedimientos.

En el siguiente ajuste resulta de circunstancia directa con las generalizaciones, el material, el estilo y la junta de los medios del método. Algunas propiedades pueden estar influyentes, lo que afecta la configuración del uso.

1.3.2. Soporte de motores

Es una robusta construcción metálica con capacidad de soporte de una tonelada, diseñada para la ergonomía del operario.

Gracias a su adaptador universal, basta con, por ejemplo, desmontar el volante de inercia de cualquier motor para instalarlo en el soporte y así trabajar más cómodamente.

En la prehistoria de la mecánica nacional se veía a los mecánicos tirados en el suelo desbaratando desordenadamente el motor, con todo el peligro y el esfuerzo físico que esa posición supone.

Pero con este soporte, la espalda de los operarios se mantiene recta, gracias a que tiene la facultad de rotar sobre el eje longitudinal del motor.

La anterior función se ve mejorada con la inclusión de piñones autofrenantes, circunstancia que permite situar la máquina que se está arreglando en cualquier posición, bien sea para armar o para desarmar.

El uso de este soporte les evita a los mecánicos invertir tiempo y dinero en arreglar, por ejemplo, cárter de aceite elaborados en latón que, por la manipulación en el suelo, pueden llegar a abollarse.

Así mismo, se elimina el riesgo de temperatura y presión de aceite u otros dispositivos delicados de motores, bombas de inyección y cajas de velocidad.

Actualmente, se ofrecen en dos capacidades de peso: hasta una tonelada (para motores de maquinaria pesada) y de más de una tonelada (para trabajo pesado).

Este soporte consta de 3 piezas importantes.

La base del soporte

El pedestal del soporte que es giratorio

La bandeja de herramientas.

1.3.2.1. La base del soporte

Guerrero (2008), la base del soporte Está confeccionada a base de plancha de 3/8 de espesor de fierro negro tiene una dimensión de 100 cm X 100 cm en cuyo borde se le ha hecho un dobléz de 5 cm para reforzar su estructura.

Ella cuenta con 04 ruedas de material resistente al peso, las dos posteriores son fijas, las dos delanteras son giratorias en un radio de 180°. En la base se fija el pedestal del soporte.

1.3.2.2. El pedestal del soporte

Para Guerrero (2008), el pedestal está confeccionado de plancha de fierro negro de 3/8" tiene una altura de 90 cm en cuyo extremo se ha fijado con soldadura un buje que interiormente tiene un eje giratorio a 360° que se fija de 90°.

El pedestal tiene un refuerzo lateral tipo riel de la misma plancha la que le da rigidez por posibles arqueos por el peso del motor. En la base tiene una plancha del mismo material para que sea fijada por pernos en la base del soporte.

1.3.2.3. La bandeja de herramientas.

Para Guerrero (2008), es confeccionada de plancha de 3/16 de fierro negro. Esta tiene una dimensión de 35 cm X 25 cm con un dobléz de 5 cm para evitar la caída de las herramientas.

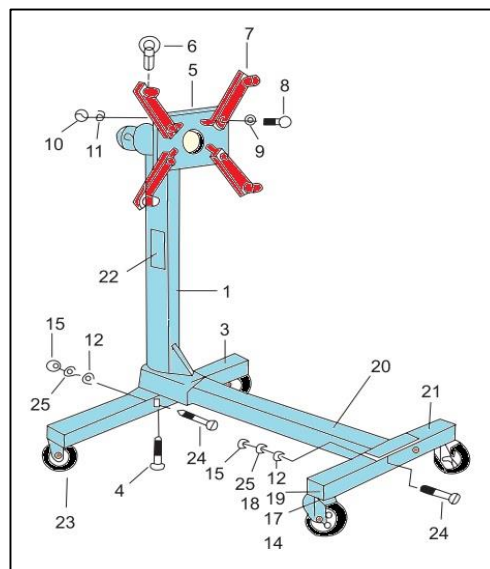


Figura 1. Soporte de Motores

Tabla 1. De componentes de soporte de motores

Nº	Descripción	Cantidad
1	Columna vertical	1
3	Viga Trasera 1	1
4	Tornillo 1/2" x 1"	1
5	Placa giratoria	1
6	Candado	1
7	Brazos de montaje	4
8	Tornillo 9/16" x 2-1/2"	4
9	Arandela plana 1/2"	4
10	Tuerca 3 x 9/16	4
11	Arandela de seguridad 9/16"	4
12	Arandela plana 3/8"	4
14	Llanta universal 3"	2
15	Tuerca 3/8	4
17	Arandela plana 1/2"	2
18	Tuerca 1/2	2
19	Arandela de seguridad 1/2	2
20	Viga central	1
21	Viga frontal	1
22	Etiqueta de seguridad	1
23	Llanta trasera	2
24	Tornillo 3/8 x 2-3/4	4
25	Arandela de seguridad	4

Fuente: Diseño de un soporte para motores de vehículos livianos en reparación.
Senati. 2008.

1.3.3. Esfuerzos

Es la determinación del esfuerzo en el trabajo que operan los componentes mecánicos en forma de un desplazamiento de materiales. (Hibbeler, 2006).

Esquema del equilibrio.

$$\sum F = 0$$

$$\sum M = 0$$

Esfuerzos uniformemente distribuidos.

$$\sigma = \frac{F}{A}$$

$$\tau = \frac{F}{A}$$

$$\sigma_{\max} = \frac{M * c}{i}$$

$$\theta = \frac{Tl}{GJ}$$

1.3.4. Columnas con carga excéntrica

Ya se hizo observar que las declinaciones de una fila ideal, como las excentricidades de la carga o la curvatura, quizá ocurran durante la manufactura y el ensamble. Aunque las aberraciones a menudo son muy cortas, es conveniente contar con un razonamiento para tratarlas. Además, con frecuencia ocurren inconvenientes en los cuales las monomanías son inconscientes. En la figura 1.7(a) se exposición una línea en la cual la línea de influencia de las intensidades de la formación está separada del eje centroidal de la columna por la excentricidad. Este problema se desarrolla por medio de la ecuación $M/ei = (d^2 y)/(dx^2)$ y el diagrama de cuerpo libre de la figura 2 (b). (Budynas y Nisbett, 2008).

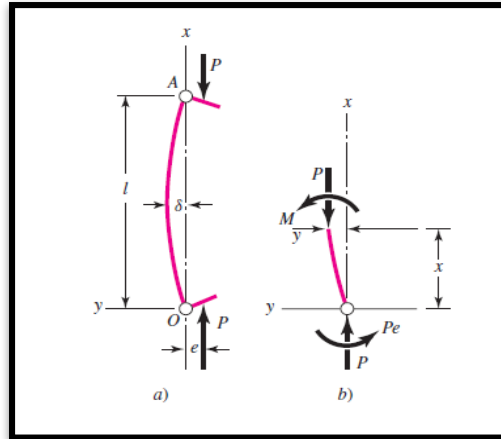


Figura 2. (a) y (b) Columna bajo flexo compresión.

Esto resulta en la ecuación diferencial:

$$\frac{d^2y}{dx^2} + \frac{P}{EI}y = -\frac{Pe}{EI} \quad (1.5)$$

La solución de la ecuación (1-5), dadas las condiciones de frontera en donde $y = 0$ en $x = 0, l$ es:

$$y = e[\tan(\frac{l}{2}\sqrt{\frac{P}{EI}}) \sin(\sqrt{\frac{P}{EI}}x) + \cos\sqrt{\frac{P}{EI}}x - 1] \quad (1.6)$$

Sustituyendo $x = l/2$ en la ecuación (1.6) y usando una identidad trigonométrica, se obtiene:

$$\delta = e[\sec\left(\sqrt{\frac{P}{EI}}\frac{l}{2}\right) - 1] \quad (1.7)$$

El momento flexionante máximo también ocurre a la mitad de la longitud y es:

$$M_{max} = -P(e + \delta) = -Pe \sec\left(\sqrt{\frac{P}{EI}}\frac{l}{2}\right) \quad (1.8)$$

La magnitud del esfuerzo de compresión máximo a la mitad de la longitud se determina superponiendo la componente axial y la componente de la flexión. Esto da:

$$\sigma_c = \frac{P}{A} - \frac{Mc}{I} = \frac{P}{A} - \frac{Mc}{AK^2} \quad (1.9)$$

Sustituyendo M_{max} en la ecuación (1-9) se tiene:

$$\sigma_c = \frac{P}{A} \left[1 + \frac{ec}{k^2} \sec \left(\sqrt{\frac{P}{EI} \frac{l}{2k}} \right) \right] \quad (1.10)$$

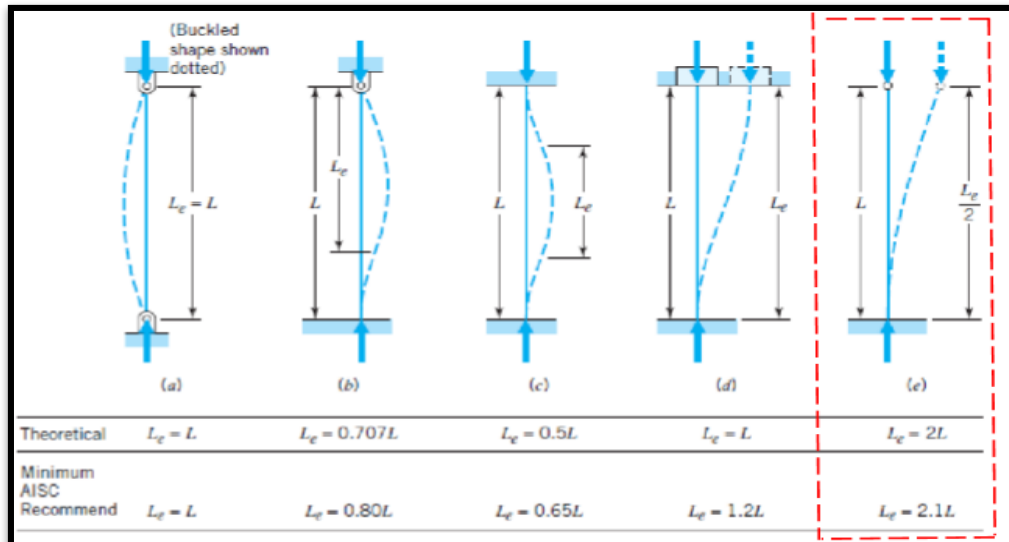


Figura 3. Pandeo de columnas.

Las contribuciones que actúan en las columnas permiten que aparezca este fenómeno de pandeo dado que estas líneas están apoyadas en la base del soporte Ab (4)

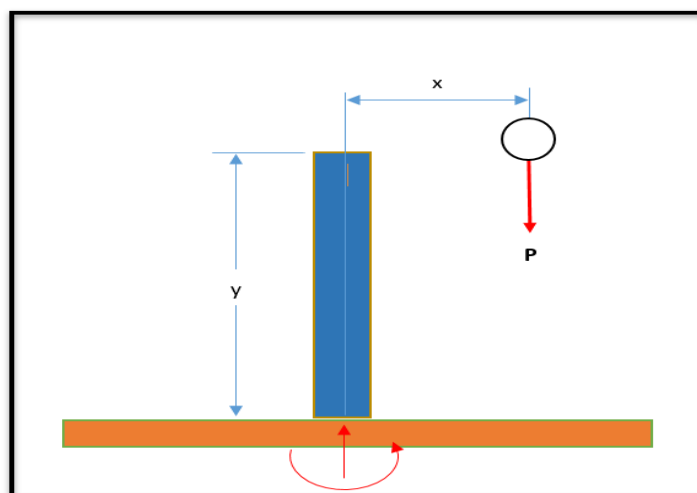


Figura 4. Base del soporte.

1.3.5. Pandeo de columnas

La tendencia de una columna a pandearse depende de la forma y las dimensiones de su sección transversal y también a su longitud y la forma de fijarla a miembros o apoyos adyacentes. Las propiedades importantes de la sección transversal, son:

$$k = \sqrt{I/A} \dots (1.11)$$

Dónde:

k = el valor mínimo del radio de giro de la sección transversal. (m)

I = el momento de inercia de la sección transversal, con respecto al eje para que I es mínimo. (m⁴)

A = el área de la sección transversal. (m²)

Fórmula de Euler:

$$P_{cr} = \frac{\pi^2 EAI}{(Kl)^2 A} = \frac{\pi^2 EI}{(El)^2} \dots (1.12)$$

Dónde:

EI = producto del momento de inercia. (m².N).

A = área efectiva de la sección transversal. (m²) .

P_{cr} = carga crítica de pandeo. (N).

K = longitud efectiva. (m).

Donde l/k se llama *relación de esbeltez*. Esta relación, en lugar de la longitud real de la columna, se usará para clasificar las columnas de acuerdo con las categorías de longitud. La cantidad P_{cr}/A en la ecuación (1-3) es la carga crítica unitaria, es decir, la carga por área unitaria que se necesita para poner a la columna en una condición de equilibrio inestable. (Budynas y Nisbett, 2008).

1.3.6. Diseño de ejes por fatiga

Existen varias metas que se pueden endilgar para comprender una falla en un eje, todo depende del tangible y del tipo de esfuerzos que soporta. (Budynas y Nisbett, 2008). La resistencia a la fatiga que actúa en un tangible es su eficiencia de conservarse cargas a fatiga. En general, es el arrojo del empeño que puede llegar un material durante una cantidad dada de ciclos de carga. Si la multitud de ciclos es infinita, el grado del aliento se claridad confín de fatiga. Marín identificó divisores que cuantifican los efectos de la necesidad superficial, el cuerpo, la carga, la temperatura, diversos otros puntos, (Budynas y Nisbett, 2008). Por lo tanto, la ecuación de Marín se escribe:

Principio del formulario

$$S_e = k_a * k_b * k_c * k_d * k_e * S'_e \dots (1.13)$$

Dónde:

S_e : Limite de fatiga

k_a : Factor de modificación de la condición superficial

k_b : Factor de modificación de tamaño

k_c : Factor de modificación de la carga

k_d : Factor de modificación de la temperatura

k_e : Factor de modificación de diversos efectos

S'_e : Límite de resistencia a la fatiga en viga rotatoria (laboratorio)

Y el límite de resistencia a la fatiga teórico es:

$$0.5 S_{ut} \leq S_{ut} \leq 200 \text{ Kpsi (1 400 MPa)}$$

$$1 \text{ 00 Kpsi } S_{ut} > 200 \text{ Kpsi}$$

$$700 \text{ Mpa } S_{ut} > 1400 \text{ MPa}$$

Esfuerzos medios y alternos:

Para realizar el cálculo de falla por fatiga se usa los esfuerzos medios y alternos.

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{\max} + \sigma_{\min}}{2} ; \sigma_a = \frac{|\sigma_{\max} - \sigma_{\min}|}{2} \dots (1.14)$$

Donde:

σ_m : Esfuerzo medio o promedio.

σ_a : Esfuerzo alterno o de amplitud.

σ_{\max} : Esfuerzo máximo.

σ_{\min} : Esfuerzo mínimo.

- Criterio de falla:

Goodman – modificado.

$$\frac{\sigma_a}{S_e} + \frac{\sigma_m}{S_{ut}} = \frac{1}{N} \dots (1.15)$$

Dónde: S_y , S_{ut} , S_e , σ_a , y N . son el esfuerzo a la fluencia, el esfuerzo último a la tracción, del procedimiento medio, esfuerzo medio y el factor de seguridad respectivamente.

1.3.7. Selección de rodamiento

Los rodamientos son utensilios típicos en grosoras y comprensiones. Esta fusión facilita la intercambiabilidad, pudiendo disponer repuestos de diferentes fabricantes. Los rodamientos radiales con frecuencia están dominados a cargas combinadas, tanto radiales como axiales simultáneamente. Si la magnitud y la dirección de las contribuciones resultantes son frecuentes, la carga diligente igual se puede alcanzar de la subsiguiente ecuación:

$$P = X.Fr + Y.Fa \dots (1.16)$$

Dónde:

P = carga dinámica equivalente en N .

Fr= carga radial en N.

Fa= carga axial en N.

X = factor de carga radial del rodamiento.

Y = factor de carga axial del rodamiento.

Duración en millones de revoluciones.

$$L_{10} = [C/p]^p \dots(1.17)$$

Dónde:

L10 = duración en millones de revoluciones.

P = carga dinámica equivalente.

C = capacidad de carga dinámica.

p = para rodamiento rígido de bolas: p = 3

Para otros rodamientos se considera: p = 10/3

$$P = Fr \text{ solo si } \frac{F_a}{F_r} \leq e$$

$$P = X \cdot Fr + Y \cdot Fa \text{ solo si } \frac{F_a}{F_r} > e$$

1.3.8. Oleohidráulica

La oleohidráulica es un implemento del sistema hidráulica y la ficha técnica determina el motor de potencia mediante fluidos interpreta en un proceso. Los sistemas oleohidráulicos están compuestos por un impulsor, un actuador (cilindro hidráulico) y controles. (Solé, 2011).

En la figura 5 se muestra un cuadro en el que se indica las partes más principales de todo sistema hidráulico.

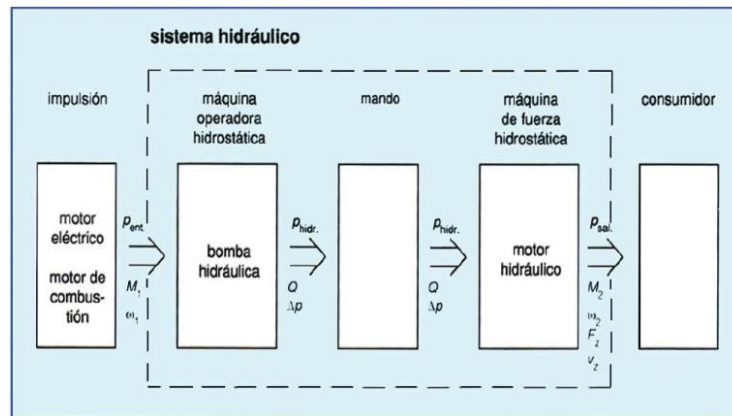


Figura 5. Representación esquemática de un sistema hidráulico.

El sistema hidrostática acoplado por un motor, la energía que fluye en el impulsor (M_1, ω_1) es convertida y alimentada en energía hidráulica ($Q, \Delta p$). El comando proporciona la energía hidráulica a la máquina hidrostática de fuerza, para lo cual los principales componentes mecánicos actúan completamente la presión, así como la ubicación y la gravedad del flujo. El sistema hidrostática de desplazamiento constantemente se acopla al sistema hidráulica solamente fluye la energía mecánica, la cual utiliza el cliente según la necesidad de forma circulante (M_2, ω_2), en el periodo de oscilación (F_2, V_2). Se agregan además los elementos auxiliares (accesorios) no representados en la figura N° 1.10, como tuberías, filtro, intercambiador de calor, acumulador hidráulico, etc.

Se ponen así de manifiesto las ventajas específicas mencionadas de la hidráulica respecto de otros tipos de comando.

En la figura N° 1.11 se indica que la fuerza actuante sobre el émbolo del cilindro, se compone junto a la fuerza útil conocida requerida, de la fuerza de rozamiento F_R del émbolo en bujes y juntas, la fuerza de aceleración F_{acel} de la carga y una fuerza F_{aceite} necesaria para llevar el aceite de retorno a la velocidad requerida, así como la fuerza F_{peso} debida al peso.

$$F_K = F_N + F_R + F_{acel.} + F_{aceite} + F_{peso} \dots (1.1)$$

El cálculo de la superficie del pistón considera de modo aproximado la fuerza FR a través del rendimiento hidráulico-mecánico. No se consideran las pérdidas de caudal en hidrocilindros, pues su valor se puede despreciar.

En el rango de la presión nominal se establece como valor correcto para el arranque de un cilindro diferencial, un rozamiento $\eta_{nm1} \approx 0.95$ y para el aceite de retorno $\eta_{nm2} \approx 0.85$ hasta 0.9. El valor correspondiente de η_{nm} depende de la tolerancia de bujes de pistón y vástago, así como de los retenes.

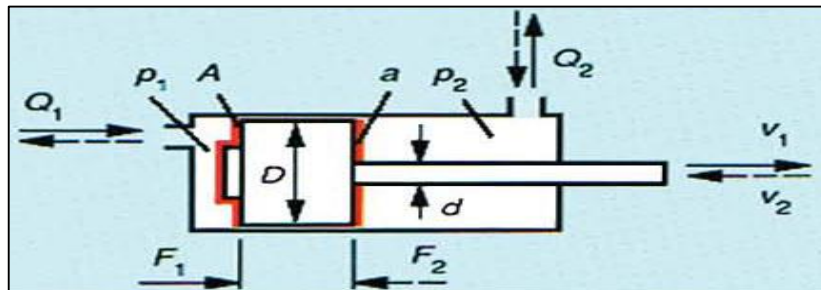


Figura 6. Fuerzas sobre pistones y vástagos.

Caso 1: avance del hidrocilindro

$$F_{1Res} = p_1 \cdot A \cdot \eta_{nm1} - \frac{p_2 \cdot a}{\eta_{nm2}} \quad (1.18)$$

$$A = D^2 \cdot \frac{\pi}{4} \quad ; \quad a = A - \frac{d^2 \cdot \pi}{4} \quad (1.19 \text{ y } 1.20)$$

Cuando p_2 corresponde a la presión atmosférica puede ser entonces despreciada.

Caso 2: retroceso del pistón (carrera):

$$F_{2Res} = p_2 \cdot a \cdot \eta_{nm2} - \frac{p_1 \cdot A}{\eta_{nm1}} \quad (1.21)$$

En este contexto que para hidrocilindros conectados en forma diferencial, por razones constructivas no puede superarse una determinada relación de superficies.

$$\varphi_{lim} = \frac{1}{\eta_{nm}^2} \quad (1.22)$$

Velocidad de la marcha rápida, de la fase de operación y del retroceso

Para ambos casos anteriormente mencionados, casos 1 y 2, se obtienen las siguientes relaciones:

$$V_1 = \frac{Q}{A} \quad ; \quad V_2 = \frac{Q}{a} \quad (1.23 \text{ y } 1.24)$$

De donde resulta:

$$\frac{V_2}{V_1} = \frac{A}{a} = \varphi \quad (1.25)$$

Donde φ representa la relación de áreas.

1.3.9. Estudio eléctrico

Cálculo de la sección del conductor alimentador

La sección del conductor en líneas eléctricas de una instalación receptora, tiene gran importancia. Existen tres criterios básicos:

- Corriente nominal
- Caída de tensión
- Corto circuito.

De estos criterios el que represente el valor más crítico es el que se debe seleccionar. Para líneas de poca longitud y mucha corriente en la práctica es recomendable considerar el primer criterio. (Colmenar y Hernández, 2012). La corriente a transmitir por el conductor alimentador en amperios, se determina mediante la siguiente fórmula:

$$I = \frac{M.D.T}{K.V.COS \phi} \quad (1.26)$$

I = Corriente a transmitir por el conductor alimentador en amperios

M.D.t = Máxima demanda total hallada en watts

V = Tensión de servicio en voltios

K = Factor que depende si el suministro es monofásico o trifásico

Para monofásico K = 1

Y la intensidad de corriente en un sistema quedaría:

$$\text{Para sistema monofásico } I = \frac{P}{1 \times U \times \cos \phi} \quad (1.27)$$

Para trifásico $K = \sqrt{3}$

$$\text{Para sistema trifásico } I = \frac{P}{\sqrt{3} \times U \times \cos \phi} \quad (1.28)$$

Dónde:

I_d: intensidad de diseño

U: tensión de trabajo

P: potencia en watt

Generalmente también: El flujo eléctrico de la figura, es aplicar el 12 % a 25%. El manejo según las reglas debe trabajar al 75 % de su capacidad esto quiere decir:

$$I_{Cond} = 1.25 \times I_{diseño} \quad (1.29)$$

Esta caja en países como España suele ser llamada “Cuadros Eléctricos” en esta caja que puede ser metálica con un terminal para descargas a tierra o de algún material aislante resistente a la humedad como el poliéster, en cuyo interior se encuentran todos los dispositivos eléctricos y/o electrónicos con soportes y recubrimientos coherentes para guardar una determinada jerarquía en el interior de un sistema eléctrico ahora sea trifásico o monofásico.

Un tablero eléctrico es un mecanismo que contiene los comandos de relación, maniobra, la investigación, ayuda, señal y señalización, con sus superficies y apoyos correspondientes, para substraerse una categoría específica en el interior de un procedimiento eléctrico. La elaboración o ajuste de un soporte eléctrico debe interpretar criterios.

De plan y constituciones que permitan su funcionamiento disciplinado una alternancia energizado, garantizando la firmeza de los operarios y de las consolidaciones en las cuales se encuentran enclavados.

En los países como España suele ser voz “cuadros Eléctricos” en esta caja que puede ser metálica con un terminal para descargas a tierra o de algún terrenal aislante resistente a la humedad como el poliéster, en cuyo interior.

Un tablero eléctrico debe diseñarse bajo normas y criterios técnicos que permitan un funcionamiento correcto cuando éste sea energizado, de tal manera que garantice la seguridad del personal operario, de los equipos e instalaciones eléctricas en donde se encuentren situados. El material que se utilice para los gabinetes o cajas debe tener la suficiente rigidez mecánica, que sea capaz de soportar esfuerzos propios de la labor que esté desempeñando el tablero.

Todo equipo ya sea de control, protección o de ambos y los instrumentos de medición, son instalados generalmente en los tableros eléctricos, previa elaboración de un diagrama o esquema de funcionamiento, el cual es situado en un lugar visible cerca al tablero para una utilización futura en al caso de modificaciones, averías o mantenimiento. (Libro Instrumentos para tableros , diciembre 2012).

1.3.10. Presupuesto y gastos

Costo es todo dispendio, pasado, presente o futuro, que se involucra al litigio de extracción, cuyo mérito queda englobado en los géneros y contablemente se observa en los inventarios (dispendio capitalizable. Gasto es todo desembolso o erogación relacionada con los negociados de gerencia y tabernas, cuyo calibre se consume en el tiempo contable (gasto no capitalizable). Mano de labora directa (Modo.): es el segundo dato del costo y comprende toda gratificación (salario, prestaciones sociales, tributos para fiscales, auxilio de transporte, horas extras, incentivos, etc.) a los asalariados (trabajadores que interviene directamente en la asimilación de las materias primas. Ej.: salarios y prestaciones sociales de cortadores, costureras. Pulidores, empacadores. Costos indirectos de elaboración es el tercer elemento del costo e incluye aquellas erogaciones necesarias para producir originales, Se compone, entre otros, de: Materiales, repuestos y accesorios. Elementos físicos múltiples de las enseñanzas primas que se requieren para ligar un producto terminado y no están físicamente en éste; entre los materiales tenemos las grasas, lubricantes, aceites. Combustibles, algunos

repuestos son los piñones, poleas. Bandas, motores, lanzaderas; como accesorios están el metro, la regla, los tipos, lápices, tijeras, cartulina, otros. Mano de obra indirecta: Toda contra prestaciones (salario, prestaciones sociales, tributos parafiscales, horas extras, bonificaciones, auxilio de transportes, etc.) al personal de extracción singular de los operarios (gerente de fabricación, jefe de planta, electricistas, supervisores, ingeniero industrial, secretarias, excedentes, personal de avituallamientos, mecánicos, instructores, todos de producción.). (Marulanda, 2009).

1.3.10.1. Precio y ingresos

Es una proforma de movimiento de inversiones que pueden efectuar principalmente como la diferencia entre el importe actual de los pagos y deudas generados por una inversión.

(Sowel, 2013).

$$VAN = \sum_{t=1}^n \frac{V_t}{(1+r)^t} - I_0 \quad (1.30)$$

Datos:

VAN : Valor actual neto [\$]

V_t : Flujos de caja en cada tiempo [\$]

r: Interés [%]

n: Número de períodos considerados [años]

I_0 : Valor del desembolso inicial de la inversión [\$]

1.3.11. Tasa interna de retorno

La tarifa interna de retorno de una inversión o programa, es la tarifa efectiva anual compuesto de retorno o contribución de descuento que hace que el ímpetu actual líquido de todos los flujos de efectivo (aciertos positivos, como negativos) de una determinada inversión sean igual a mínimo (Sowel, 2013).

$$\sum_{t=1}^n \frac{V_t}{(1+TIR)^t} - I_0 = 0 \quad (1.31)$$

Datos :

TIR: Tasa interna de retorno

VAN: Valor actual neto [\$]

V_t : Flujos de caja en cada tiempo [\$]

n: Número de períodos considerados [años]

I_0 : Valor del desembolso inicial de la inversión [\$]

1.4. Formulación del problema

¿Cuáles serán las especificaciones del diseño de un sistema de manipulación para ejecutar mantenimiento de motores de maquinaria pesada hasta de 1 tonelada?

1.5. Justificación del estudio

Relevancia económica

Diseño de un sistema para soportar un motor de maquinaria pesada se refleja en una reducción del tiempo de mantenimiento, lo cual en términos económicos es un valor ganado por el ahorro en el pago de las horas hombres.

Relevancia tecnológica

La aplicación de las teorías existentes para diseñar un soporte para ser usado en el mantenimiento de motores de maquinaria pesada, muestra que la tecnológica es importante para reducir los tiempos de mantenimiento y evitar condiciones sub estándar que se manifiesten finalmente en reducir los accidentes laborales.

Relevancia institucional

El sistema para soportar un motor de maquinaria pesada mostrará que la empresa de servicios que lo utilice, cuenta con tecnología y realiza sus trabajos con seguridad. El estudiante podrá demostrar sus habilidades en el ámbito laboral.

Relevancia social:

Con el proyecto será de beneficio para los trabajadores y los clientes ya que los trabajadores realizarán sus actividades laborales sin atentar contra su integridad física y los clientes obtendrán sus motores reparados de manera oportuna.

1.6. Hipótesis

La implementación de un sistema de manipulación mejora la realización de actividades preventivas y correctivas de motores de maquinaria pesada hasta de 1 tonelada mediante un sistema hidráulico para la elevación de la carga y eléctrico para el giro del motor.

1.7. Objetivos

1.7.1. Objetivo General

Diseñar un sistema de manipulación para realizar actividades preventivas y correctivas de mantenimiento de motores de maquinaria pesada hasta de 1 tonelada.

1.7.2. Objetivos específicos

- Seleccionar el estado de la tecnología en lista de los componentes del sistema de manipulación de motores de maquinaria pesada.
- Determinar los parámetros del diseño del sistema investigado.
- generar alternativas de esquema y seleccionar la más adecuada.
- calcular y escoger los sistemas y componentes del diseño seleccionado.
- modelar y simular el diseño expuesto
- Determinar la factibilidad económica de la propuesta.

CAPITULO II

MÉTODO

II. Método

2.1. Tipo de indagación

La investigación del tipo aplicada, pues hace provecho de experiencia y razonamiento de la Ingeniería Mecánica Eléctrica para estudiar y suscitar opciones a un obstáculo, como es favorecer la reparación de motores de maquinaria pesada.

2.1.1. Estudio de la indagación

El diseño de la indagación no experimental porque, no se modificará ninguna de las variables; transversal porque el apartamiento se abastece por única ocasión en un definido tiempo, se tomará una dependencia directamente de la realidad problemática

2.1.2. Criterio

Se empleará el beneficio natural porque se detallará el estudio a un plan determinado, utilizando los estilos generales de sistemas de manipulación de motores de maquinaria pesada.

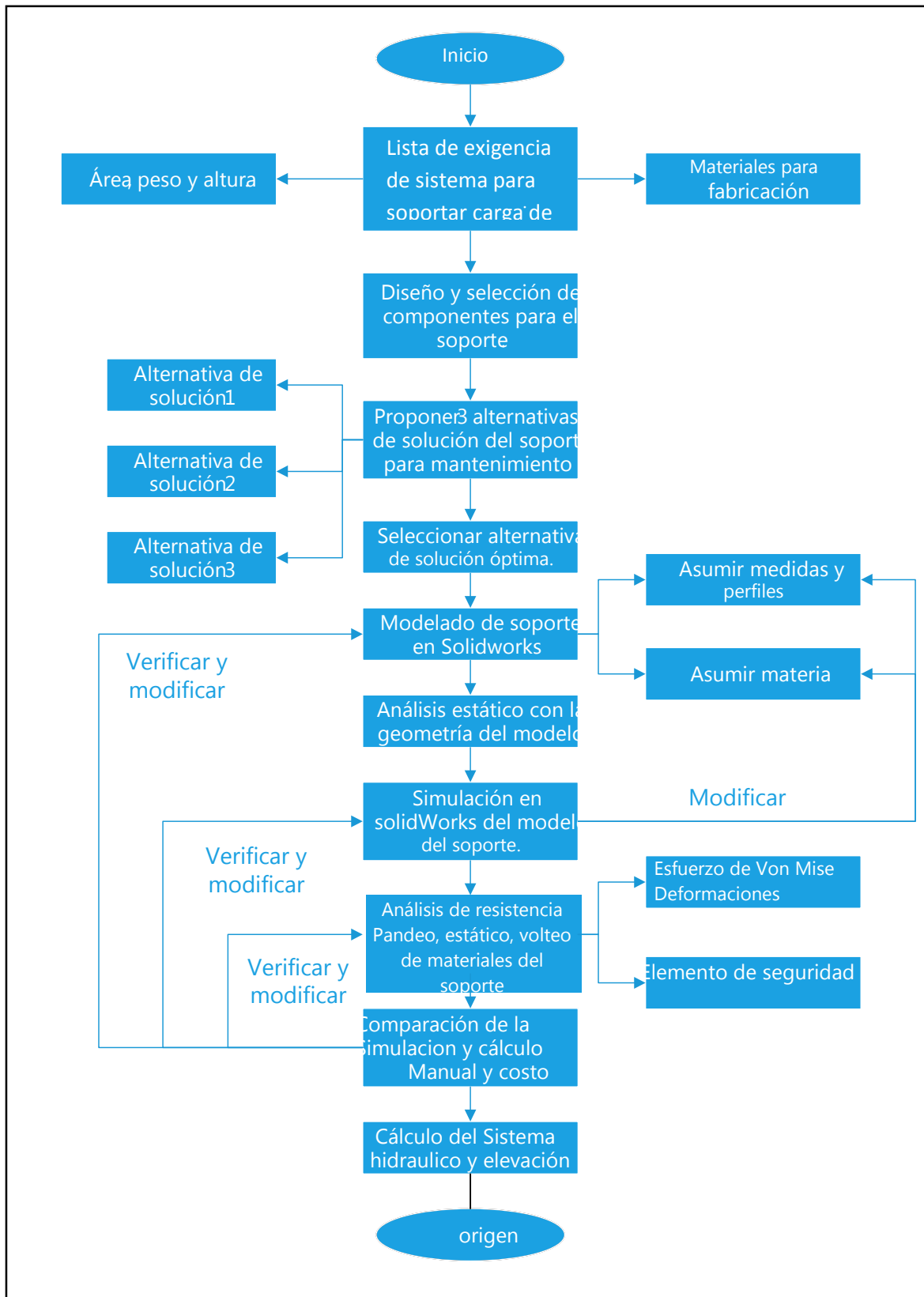


Figura 7. Procedimiento del desarrollo de la investigación.

2.2. Variable y operacionalización

Variable independiente

Actividades de mantenimiento.

Variable dependiente

Características técnicas del sistema.

Operacionalización de las variables

Variable	Sub-Variable	Definición conceptual	Definición operacional	Indicadores	Escala de medición
Característica técnica del sistema	Carga	impulso con que la vía atrae a un cuerpo por movimiento de la condición gravitacional.	descargar que la armadura debe resistir para la conservación del motor de la maquinaria pesada.	Masa	0-100 Kg
	Geometría	asignar los valores a las superficie del tamaño a la magnitud del volumen.	Son las tallas del espacio que se enfocara la estructura del soporte.	Largo	1.1 m
				Ancho	0.8 m
				Altura	1 – 1.20 m
Actividades de mantenimiento	trabajo	Es la fuerza que ofrece un territorio unitario bajo una carga determinada.	Es la fortaleza de la entrega en el área de un material	Resistencia a la fluencia	0 – 370 MPa
	Factor de seguridad	Es un indicador de las dimensiones por seguridad. es el valor medido del desplazamiento máxima de un sistema y el valor del recubrimiento esperado real	Es un anuncio que el material y el contorno seleccionado es correcto y se puede trabajar hasta la carga requerida.	elemento de seguridad	1.8 – 8
	Resistencia a la fluencia.	Es una pertenencia mecánica del material que indica el desplazamiento de soportar cargas externas en la zona blanda.	Es el éxodo de un temporal de abordar sobrecargas externas sin deformaciones permanentes.	Resistencia a la fluencia	0 – 530 MPa

2.3. Población y muestra

2.3.1. Población:

Sistemas de manipulación de motores de maquinaria pesada.

2.3.2. Muestra

Sistema de manipulación de motores de maquinaria pesada hasta de 1 tonelada.

2.4. Técnicas y recopilación de información

Tabla 2. *Técnicas e instrumentos del proyecto.*

Técnica	Instrumento
Simulación	Software de diseño
observación	Hojas de registros
	Hojas de registros
Análisis documental	Catálogos y fichas técnicas del proveedor.

Fuente: elaboración propia.

2.5. Métodos de análisis de datos

El siguiente desarrollo se analizarán usando simulación en software para varias condiciones de operación, tomando los valores críticos de cada resultado obtenido.

2.6. Aspectos éticos

Todo lo que se ha recopilado de otra investigación se ha referenciado de acuerdo a normas de redacción.

CAPITULO III

RESULTADOS

III. Resultados

3.1. Estado de la tecnología de soportes para motores

El soporte para motor es una herramienta de mucha importancia, tanto en seguridad como las maniobras, lo cual hace que las actividades que se tengan que hacer en el motor se realicen de manera rápida y segura.

En el Perú, los soportes se pueden obtener por importación o fabricarlos en talleres, los soportes que se importan vienen en capacidades de 650 Kg y de 1 tonelada; inclusive de 1.8 toneladas.

Los costos aproximados de estos soportes de 1 tonelada están alrededor de S/ 4,500.00 soles; sin embargo, no cuentan con el sistema hidráulico para elevar la carga y el motor para realizar giro.

En la figura a continuación, se muestra la configuración de los soportes antes mencionados.



Figura 8. Soporte móvil para motor.

Fuente: Amazon.com.mx

3.2. Determinación de los parámetros de diseño

El soporte para motor de maquinaria pesada se debe estudiarse a nivel conceptual para poder aproximarse de manera gradual a la solución, mediante el uso de matrices de valoración para enfrentar 3 alternativas de solución contra los criterios previamente establecidos en una lista de exigencias, valorándolas según criterio del investigador y de los trabajos previos.

3.2.1. Lista de exigencias del sistema soporte para motor de maquinaria pesada.

La tabla 3.1 a continuación, muestra las características del sistema soporte que se esperan puedan ser alcanzadas.

Tabla 3. Lista de peticiones

LISTA DE PETICIONES	PAG. 1 – 2
EQUIPO	REDACTADA POR:
SOPORTE PARA MOTORES DE MAQUINARIA PESADA.	Samamé Paredes Wilmer Alberto
EXIGENCIAS	
FUNCIONES	El sistema soporte para elevar y girar un motor de maquinaria pesada para poder realizar el mantenimiento, debe contar con una capacidad de 1000 Kg.
GEOMETRÍA	El soporte que elevará y hará girar un motor de maquinaria pesada, tendrá las siguientes dimensiones: altura de 900 mm, elevación de 200 mm, con una base larga de 1100 mm y un ancho de 750 mm.
CINEMÁTICA	Debe contar con un cilindro hidráulico el cual será manejado con un control remoto de arriba hacia abajo y cuenta con un botón de bloqueo de emergencia, para realizar paradas.
FUERZAS	El soporte tiene la capacidad de sujetar y elevar la transmisión un peso de 1000 kilos, tendrá la fuerza apropiada y necesaria cumpliendo las expectativas de soportar motores de maquinaria pesada.
ENERGIA	El soporte funcionará con energía eléctrica convertida en energía hidráulica el cual minimizará el sobre esfuerzo de los técnicos.
MATERIALES	El soporte debe ser fabricado de perfiles de fácil adquisición y fabricado por materiales A36 que son los más comerciales y con una configuración que puedan resistir los máximos esfuerzos torsionales y axiales de acuerdo al trabajo que van a realizar, junto con el tipo de soldadura que se utilizará en el soporte.

Fuente: elaboración propia.

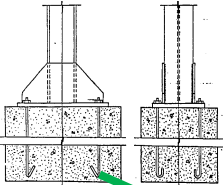







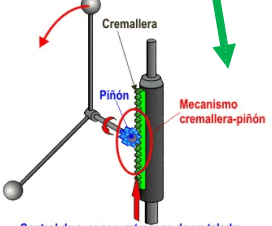
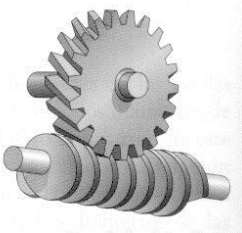

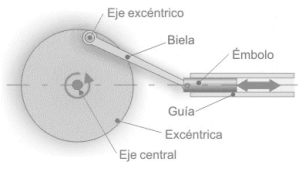
Tabla 4. Lista de peticiones (continuación).

LISTA DE PETICIONES	PAG. 1 - 2
EQUIPO	REDACTADA POR:
SOPORTE PARA MOTORES DE MAQUINARIA PESADA.	Samamé Paredes Wilmer Alberto
EXIGENCIAS	
SEÑALES	El soporte debe contar con alertas que nos permitan conocer que motor o parte del soporte está en funcionamiento, también debe tener una alerta sonora, asimismo, contará con instrucciones y precauciones en el mantenimiento correctivo de la transmisión.
SEGURIDAD	El soporte debe ser fácil de operar y se debe realizar una inducción al uso del equipo, el personal deberá contar con EPP'S. También se debe brindar información de alerta con stickers pegados en el soporte y dando comodidad al trabajador para minimizar fatigas durante el mantenimiento y maniobras que puedan causar daños.
ERGONOMÍA	El soporte será manejable y aplicable al mantenimiento correctivo en la transmisión, porque tendrá una mejor comodidad de tal modo que se podrá desplazar en todo el taller porque tiene un fácil manejo y su parte estática en la posición de trabajo.
FABRICACIÓN	El soporte deberá ser fabricado en talleres metalmecánicos especializados o fábricas netamente certificadas según la ISO 9000. La construcción del soporte demanda el empleo de las siguientes maquinas: TORNO, TALADRO, FRESADORA, SOLDADURA.
MONTAJE	El soporte será de fácil operación para dar los ajustes respectivos y también como apoyo de mantenimiento.
USO	El soporte no podrá producir ningún deterioro a la salud del personal técnico, sino que podrá ser usado en cualquier recurso de sustento de motores de maquinaria pesada.
MANTENIMIENTO	Para no causar los daños al soporte se indicarán los periodos de mantenimiento como instrucción de realizar procedimiento de limpieza, lubricación, pintado o cambios de repuestos del soporte.
GASTO	El soporte y sus accesorios no tendrán un costo mayor de s/.12,000.00, lo cual sus costos de mantenimiento serán mínimo.

Fuente: elaboración propia.




3.2.2. Matriz morfológica

Tabla 5. Matriz morfológica del diseño del soporte

FUNCIONES PARCIALES	ALTERNATIVAS		
Apoyo	<p>Apoyo fijo permanente</p> 	<p>Apoyo móvil</p> 	<p>Apoyo fijo no permanente.</p> 
Aseguramiento de carga	<p>Tenaza ajustable</p> 	<p>Brida cuadrada</p> 	<p>Plato circular, perno y tuerca.</p> 
Elevación de carga	<p>PISTÓN NEUMÁTICO</p> 	<p>PISTÓN HIDRÁULICO</p> 	 <p>Control de avance y retroceso de un taladro. CREMALLERA PIÑÓN</p>
Giro de carga	<p>TORNILLO SIN FIN</p> 	<p>MOTOREDUCTOR</p> 	<p>PISTÓN NEUMÁTICO Y EXCÉNTRICO</p> 
	S1	S3	S2

Fuente: elaboración propia.

Tabla 6. Definición de solución del soporte.

Concepto de solución	Tipo de línea
Solución 1	
Solución 2	
Solución 3	

Fuente: elaboración propia.

3.3. Generación de alternativas de solución

3.3.1. Alternativa de solución 1

Consta de una estructura móvil fabricada en acero ASTM A36 y SAE 1045, el cual permitirá sujetar el motor de maquinaria pesada, mediante tenazas regulables. Asimismo, contará con sistema de elevación mediante pistón hidráulico; finalmente el soporte podrá rotar la carga 360° alrededor del eje principal, ello por accionamiento de un motor eléctrico y haciendo uso de un control. En la figura a continuación se muestra un bosquejo de la alternativa de solución 1.

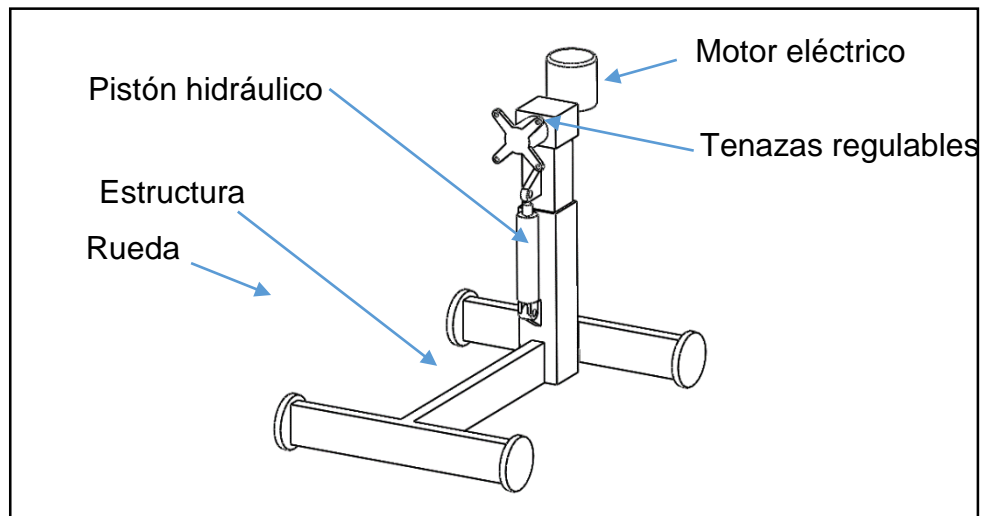


Figura 9. Alternativa de solución 1.

3.3.2. Alternativa de solución 2

Consta de una estructura anclada al piso o una base, estará fabricada en acero ASTM A36 y SAE 1045, este sistema sujetará el motor de maquinaria pesada mediante una brida de 4 pernos no regulables. Asimismo, contará con un sistema de elevación mediante piñón cremallera. Buscando cumplir con la exigencia de girar la carga 360°, esta alternativa propone un sistema de biela manivela accionado por

un pistón neumático. En la figura a continuación se muestra un bosquejo de la alternativa de solución 2.

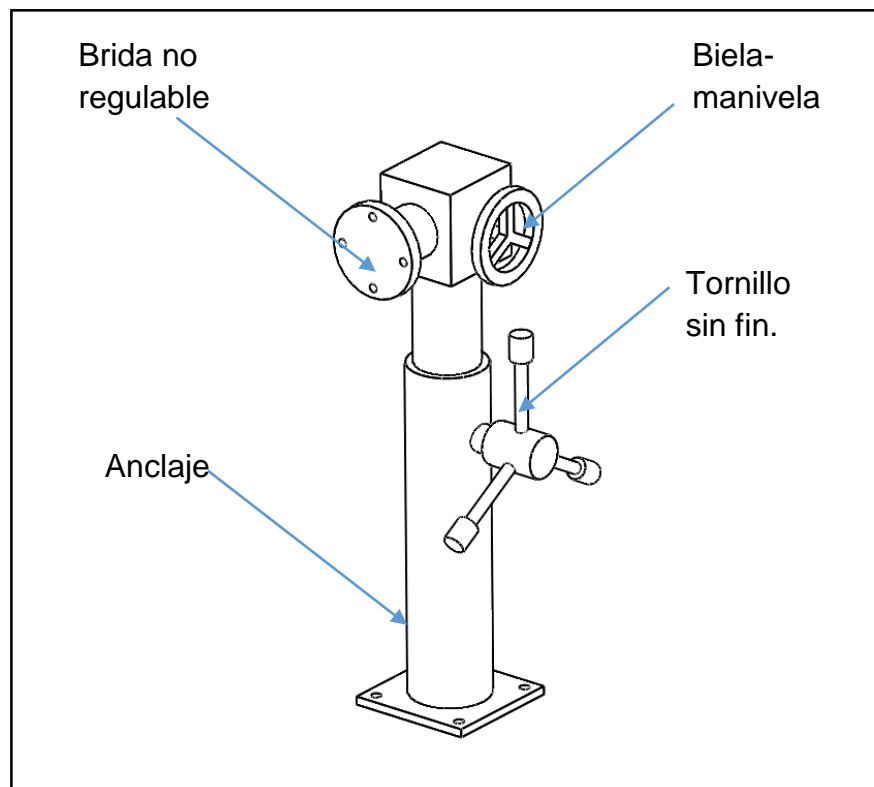


Figura 10. Alternativa de solución 2.

3.3.3. Alternativa de solución 3

Consta de una estructura de apoyo fijo no permanente, estará fabricada en acero ASTM A36 y SAE 1045, este sistema sujetará el motor de maquinaria pesada mediante una brida cuadrada de 4 pernos regulables. El sistema permitirá elevar la carga por medio de un pistón neumático. La carga debe girar 360°, para lo cual se propone tornillo sin fin. En la figura a continuación se muestra un bosquejo de la alternativa de solución 3.

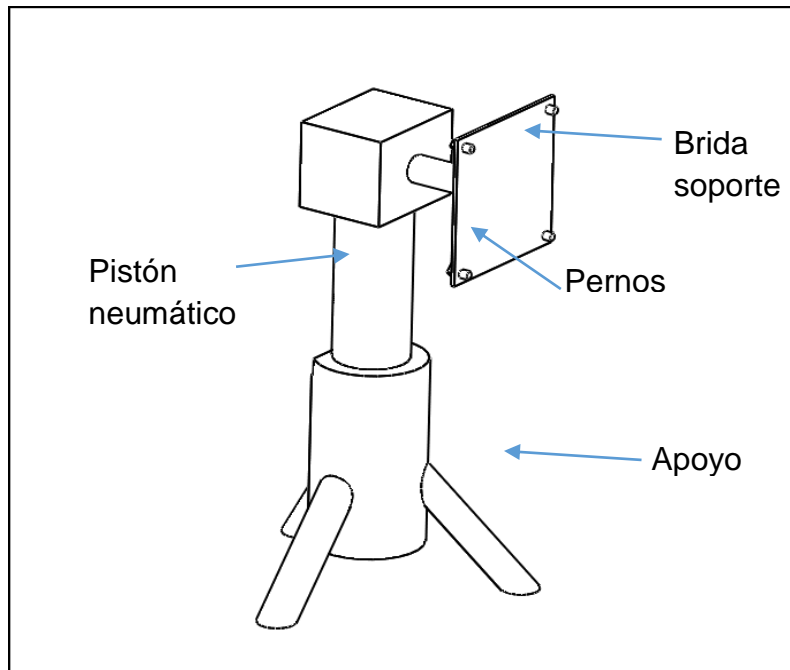


Figura 11. Alternativa de solución 3.

3.3.4. Matriz de decisión

Se calculan los pesos de cada criterio de evaluación mediante la siguiente matriz.

Tabla 7. Evaluación de criterios.

ANÁLISIS DE CRITERIOS								
CRITERIO	Seguridad	Confort	Mantenimiento	Energía	Fácil fabricar	Fácil proyecto	Sumatoria	% Real
Seguridad	0	10	10	10	10	10	50	50.35%
Ergonomía	0.1	0	5	5	5	5	20.1	20.24%
Mantenimiento	0.1	0.2	0	0.2	1	5	6.5	6.55%
Fabricación	0.1	0.2	5	0	5	5	15.3	15.41%
Montaje	0.1	0.2	1	0.2	0	5	6.5	6.55%
Costo	0.1	0.2	0.2	0.2	0.2	0	0.9	0.91%
							99.3	100.00%

Fuente: Elaboración propia.

La alternativa se selecciona dando puntuación a cada criterio según las ventajas y desventajas que presente cada opción de solución. La tabla 8 muestra la calificación de cada criterio por cada alternativa de solución.

Tabla 8. Puntuación de alternativas de solución según criterios.

CRITERIO	SOLUCION 1	SOLUCION 2	SOLUCION 3	% Real	SOLUCION 1 ANALISIS	SOLUCION 2 ANALISIS	SOLUCION 3 ANALISIS
Seguridad	9	7	8	50.35%	4.53	3.52	4.03
Ergonomía	9	6	7	20.24%	1.82	1.21	1.42
Mantenimiento	7	9	8	6.55%	0.46	0.59	0.52
Fabricación	6	8	7	15.41%	0.92	1.23	1.08
Montaje	6	9	8	6.55%	0.39	0.59	0.52
Gasto	8	9	9	0.91%	0.07	0.08	0.08
				100.00%	8.20	7.23	7.65

Fuente: elaboración propia.

La alternativa de solución N°1, es la solución seleccionada para realizar el cálculo de la estructura y la selección de los equipos.

3.4. Cálculo y selección de los sistemas y componentes del soporte

Las reacciones se calculan mediante el análisis estático del sistema soporte, para lo cual es necesario contar con una geometría definida según la lista de exigencias de la sección anterior. Sabiendo que el diseño es un proceso iterativo, exponiendo esta sección a cambios, se optó por describir la secuencia de análisis estático con los valores que finalmente dieron resultado.

3.4.1. Geometría del sistema soporte

En la lista de exigencias se describe la geometría del sistema para soportar, elevar y hacer girar dicha carga. El soporte tendrá las siguientes dimensiones: altura de 900 mm, elevación de 200 mm, con una base larga de 1100 mm y un ancho de 750 mm. En la figura 12 se muestra la geometría del soporte.

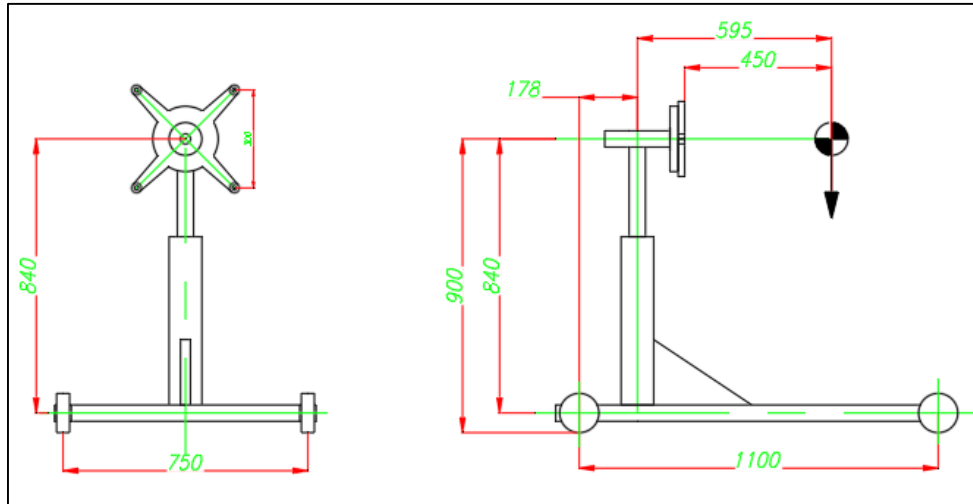


Figura 12. Geometría del sistema soporte.

Fuente: Elaboración Propia.

Sin embargo, esta geometría debe ser verificada con las dimensiones de un motor de maquinaria pesada como el que a continuación se muestra.

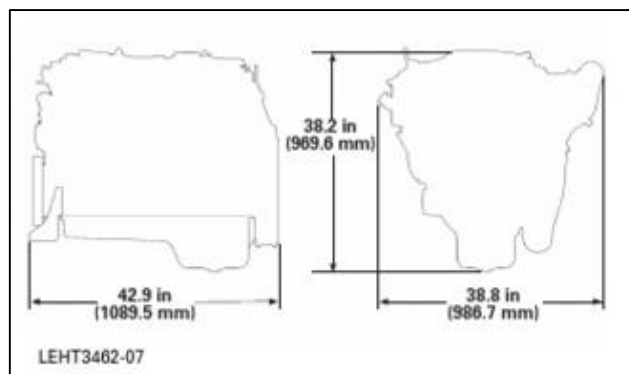


Figura 13. Dimensiones de un motor Caterpillar C7.

El centro de gravedad del soporte sin carga y con carga debe quedar entre las cuatro ruedas. Simplificando el modelo a la evaluación en un plano, se diría que el centro de masa debe quedar entre la rueda delantera y la trasera. En la figura siguiente centro de masa sin carga.

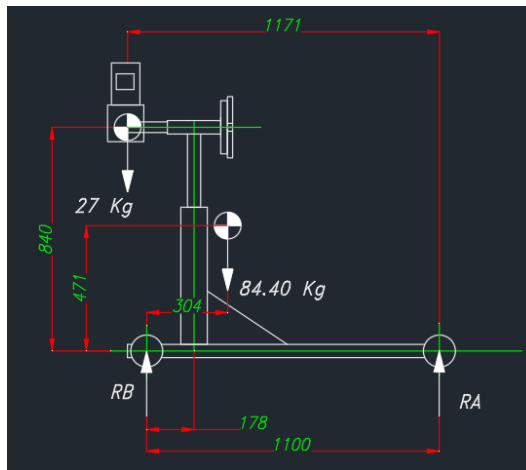


Figura 14. Centro de masa de la estructura soporte y del motor.

Mediante equilibrio de fuerzas se calcula las reacciones en A y B cuando no hay carga en el soporte.

$$\sum F_y = 0$$

$$R_A + R_B - 27 - 84.40 = 0$$

$$R_A = 111.40 - R_B$$

Por sumatoria de momentos alrededor de A:

$$\sum M_A = 0$$

$$-R_B * 1.10 + 27 * 1.17 + 84.40 * (1.10 - 0.304) = 0$$

$$R_B = 89.79 \text{ Kg}$$

Entonces, la reacción en A es:

$$R_A = 111.40 - R_B = 111.40 - 89.79 = 21.61 \text{ Kg}$$

El momento de volteo necesario para desequilibrar la estructura alrededor del punto B cuando está sin carga.

$$M_{\text{volteo}} = 84.40 * 0.304 - 27 * 0.071 = 23.74 \text{ Kg} * m$$

Lo cual indica que, para evitar desestabilizar la estructura, no se tendría que apoyar algo que tenga un peso mayor a 334 Kg encima del motor.

$$\frac{M_{volteo}}{0.304} = \frac{23.74}{0.304} = 334.37 \text{ Kg}$$

La estabilidad del soporte cuando este se encuentra cargado, se calcula de la siguiente manera considerando la figura 15.

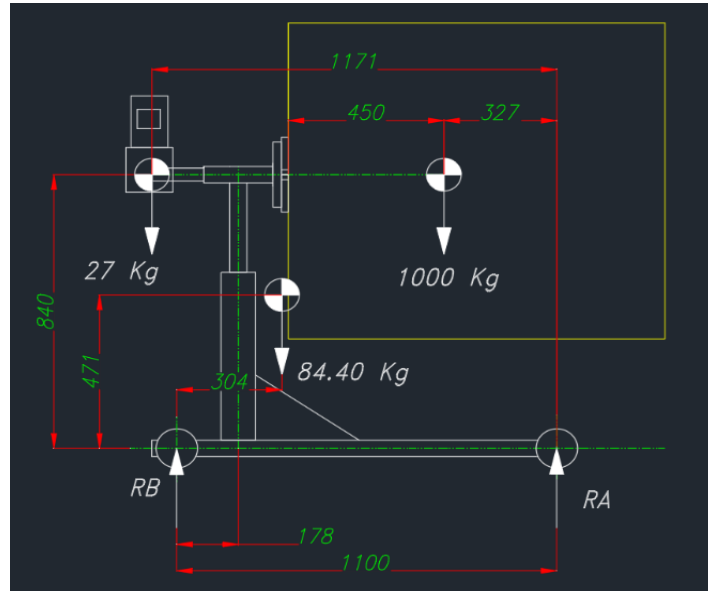


Figura 15. Centro de masa de la estructura soporte, del motor y la carga.

De igual modo por sumatoria de fuerzas en Y, se calculan las reacciones, pero esta vez con carga.

$$\sum F_y = 0$$

$$R_A + R_B - 27 - 84.40 - 1000 = 0$$

$$R_A = 1111.40 - R_B$$

Por sumatoria de momentos alrededor de A:

$$\sum M_A = 0$$

$$-R_B * 1.10 + 27 * 1.17 + 84.40 * (1.10 - 0.304) + 1000 * 0.327 = 0$$

$$R_B = 387.07 \text{ Kg}$$

Entonces, la reacción en A es:

$$R_A = 1111.40 - R_B = 1111.40 - 387.07 = 724.33 \text{ Kg}$$

Análisis de volteo:

El momento de volteo necesario para desequilibrar la estructura alrededor del punto B cuando está con carga.

$$M_{volteo,B} = 1000 * (1.1 - 0.327) + 84.40 * 0.304 - 27 * 0.071 = 796.74 \text{ Kg} * m$$

Lo cual indica que, para evitar desestabilizar la estructura, no se tendría que apoyar algo que tenga un peso mayor a 334 Kg de lado del motor.

$$\frac{M_{volteo,B}}{0.304} = \frac{796.74}{0.304} = 2620.86 \text{ Kg}$$

Considerando como apoyo el apoyo A, la estructura tendría un momento de volteo:

$$M_{volteo,A} = 1000 * 0.327 + 84.40 * (1.1 - 0.304) - 27 * 1.171 = 362.57 \text{ Kg} * m$$

La carga para desestabilizar el soporte, sería en el extremo del motor que queda fuera del soporte, con una carga aproximada de:

$$\frac{M_{volteo,B}}{0.313} = \frac{362.57}{0.304} = 1158.36 \text{ Kg}$$

Fue necesario conocer el peso propio del sistema, sin embargo, la geometría propuesta al momento, no contempla diámetros, espesores de plancha y otros valores que ayudan a calcular el peso. Es Por ello que se modeló en SolidWorks y se da valores a las dimensiones del eje principal. Se inició considerando un diámetro de 4 pulgadas para la cual el peso es 15.75 Kg, asumiendo que en secciones adelante se tomará en cuenta un acero SAE 1045. La figura 3.5, muestra las dimensiones del eje principal.

$$W = 15.75 \text{ Kg} * 9.81 \text{ m/s}^2 = 154.51 \text{ N}$$

La longitud del eje es de 483 mm, el diámetro máximo y mínimo son 98 mm y 50 mm respectivamente. El centro de gravedad se encuentra a 195 mm del lado del diámetro mayor.

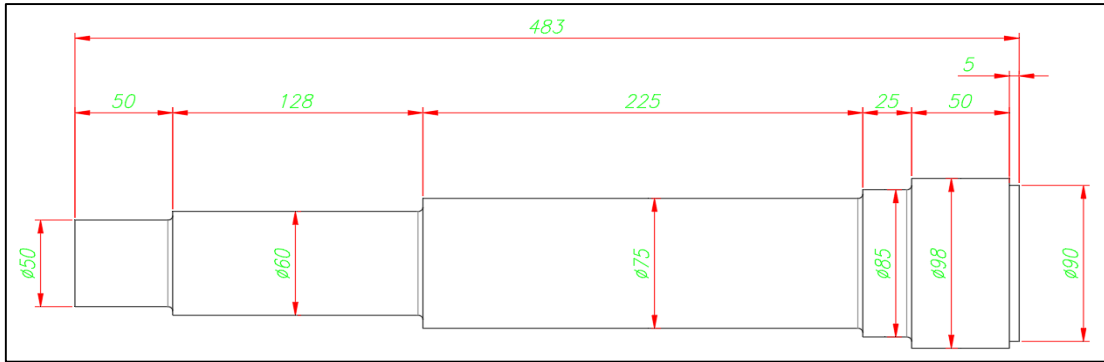


Figura 16. Geometría del eje soporte.

Fuente: Elaboración propia.

Al igual que el eje también se asume los valores para cada parte del soporte para poder tener el peso propio y acercarnos más a los valores reales de las reacciones. En la figura 16, se muestra estos valores.

3.4.2. Análisis estático y de resistencia de materiales

Análisis estático del eje principal.

Se inicia con el análisis estático del eje, para ello se presenta el diagrama de cuerpo libre.

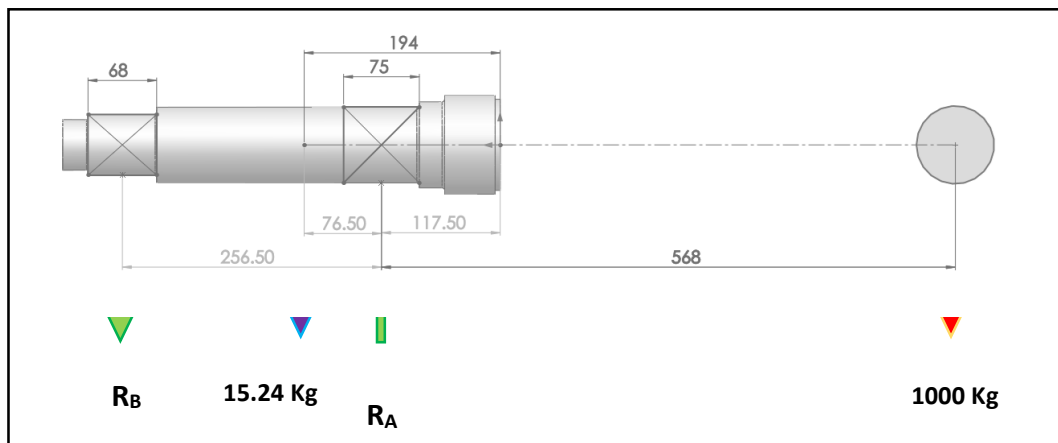


Figura 17. Diagrama de eje.

Fuente: Elaboración propia

Por sumatoria de momentos alrededor del punto A, se obtiene el valor de la reacción en B.

$$\sum M_A = 0$$

$$-1000 * 0.568 + 15.24 * 0.077 + R_B * 0.257 = 0$$

$$R_B = 2205.58 \text{ Kg}$$

Por equilibrio de fuerzas en el eje "y", se determina la reacción en "A".

$$\sum F_Y = 0$$

$$R_A - R_B - 15.24 - 1000 = 0$$

$$R_A = 3220.82 \text{ Kg}$$

Se realiza el estudio por secciones de las cargas internas en el eje.

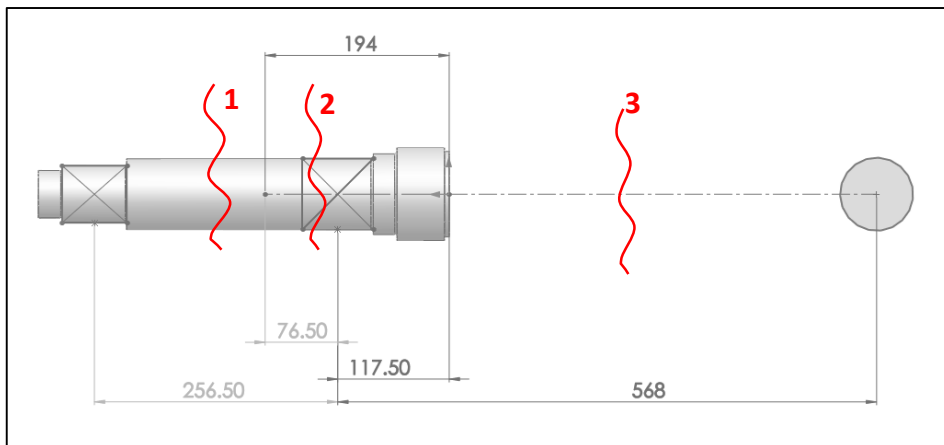


Figura 18. Diagrama cálculos de cargas internas.

Fuente: Elaboración propia.

En la tabla 9 a continuación se muestra los resultados de evaluar los 3 tramos con las ecuaciones de equilibrio.

Tabla 9. Fuerzas y momentos internos en eje.

Tramo	Longitud (m)	Cortante (N)	Momento (Nm)
N°	X =	V =	M =
1	0	-21636.74	0
1	0.180	-21636.74	-3894.61
2	0.180	-21786.24	-3894.61
2	0.257	-21786.24	-5572.15
3	0.257	-9810.00	-5572.15
3	0.825	-9180.00	0

Fuente: Elaboración propia.

El diagrama de cortante y tiempo flector del eje se manifestación en la tabla 9

Tabla 10. Diagrama de fuerza cortante y momentos internos en eje.

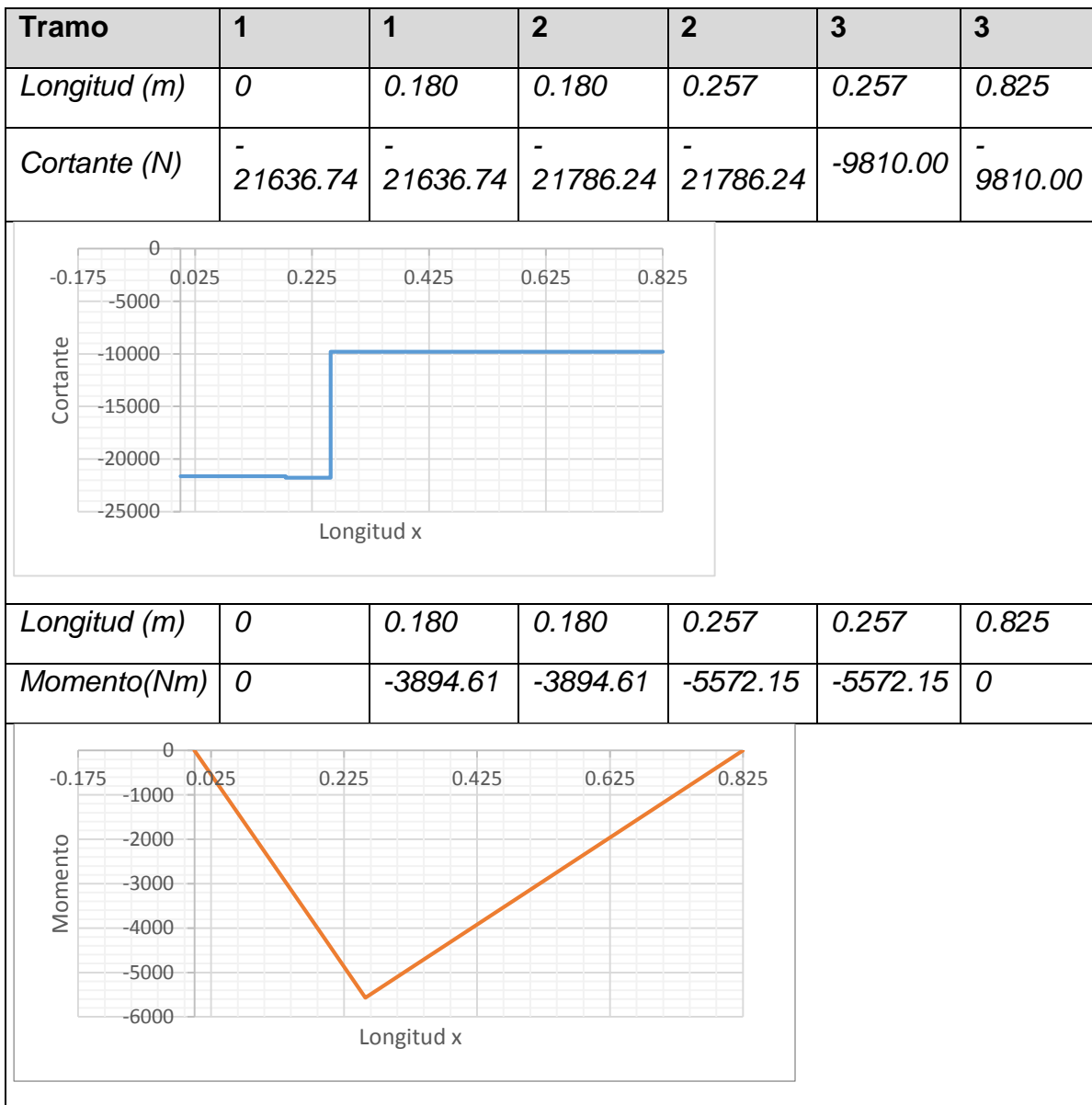


Figura 19. Gráfico de momento

Fuente: Elaboración propia.

Cálculo de esfuerzos en el eje principal

Se procedió a calcular el esfuerzo normal por momento flector en el apoyo A, en este punto se encuentra el momento flector máximo.

$$\sigma_M = \frac{M * C}{I}$$

Donde, M es momento flector, C es la altura desde el círculo geométrico de la división, I es el segundo momento de inercia de la dependencia.

$$\text{donde: } I = \frac{\pi}{4} * 0.0375^4 = 1.553 * 10^{-6} m^4$$

$$\sigma_M = \frac{5572.15 * 0.0375}{1.553 * 10^{-6}} = 134.55 MPa$$

El esfuerzo cortante por fuerza cortante se asume 0 en el punto de análisis, debido a que en el punto de máximo esfuerzo normal por momento flector el cortante en teoría produce 0 esfuerzo cortante. Se calcula el momento torsor necesario para rotar la carga, este torsor si genera un esfuerzo cortante en el punto donde el esfuerzo normal por momento flector actúa. Se asumió la carga con el centro de masa coincidente al centro geométrico de un cuerpo cilíndrico, se tiene:

$$I_G = \frac{1}{2} * (15.24 + 1000) * 0.485^2 = 119.40 Kg * m^2$$

Se requiere que la carga gire lento, aproximadamente un giro en 10 segundos. Por ello, queda:

$$\omega = \frac{2 * \pi \text{ radianes}}{10 \text{ segundos}} = 0.628 \frac{rad}{s}$$

Dando como resultado en revoluciones por minuto:

$$n = 6 RPM$$

Sin embargo, el proveedor cuenta con un moto-reductor de 5.83 RPM.

$$\omega = \frac{5.83 * \pi}{30} = 0.611 \frac{rad}{s}$$

El momento torsor, considerando que la velocidad va de cero a 5.83 RPM en 1 segundo, entonces:

$$T = I_G * \frac{\omega}{t} = 119.40 * \frac{0.611}{1}$$

$$T = 72.95 N * m$$

La potencia del motor requerida:

$$Pot_{eje} = T * \omega = 72.95 * 0.611 = 44.57 W$$

$$Pot_{motor} = \frac{Pot_{eje}}{0.97 * 0.90} * 3 = 153.18 W$$

Para un motor suspensorio de 1/2 Hp , la celeridad de principal de 5.83 rpm, realizando un equipo de precipitación:

$$Pot_{eje} = Pot_{motor} * 0.97 * 0.9 = 0.5 * 745.7 * 0.97 * 0.9 = T * \omega = T * 0.611$$

$$T = 532.73 Nm$$

El esfuerzo cortante por momento torsor en el punto A, es:

$$\tau_T = \frac{T * C}{J}; \text{ donde: } J = \frac{\pi}{2} * 0.0375^4 = 3.106 * 10^{-6} m^4$$

$$\tau_T = \frac{532.73 * 0.0375}{3.106 * 10^{-6}} = 6.43 MPa$$

El esfuerzo de Von Mises, es:

$$\sigma' = \sqrt{\sigma_M^2 + 3 * \tau_T^2} = \sqrt{134.55^2 + 3 * 6.43^2} = 135.01 MPa$$

Considerando el material un SAE 1045 con temple en aceite desde 820 °C revenido a 540 °C, la resistencia a la fluencia mínima es de 558 MPa.

$$N = \frac{558 MPa}{135.01 MPa} = 4.13 MPa$$

3.4.3. Análisis estático de la columna móvil

La columna se evalúa considerando el peso del motor (27 Kg), columna móvil (16.24 Kg), del eje (15.75 Kg), las chumaceras (6 Kg y 4 Kg) y la carga (1000 Kg).

El punto de evaluación es en el agujero donde se encuentra el pin que transmite movimiento del pistón a la columna móvil. En este punto habrá una carga axial y un momento flector.

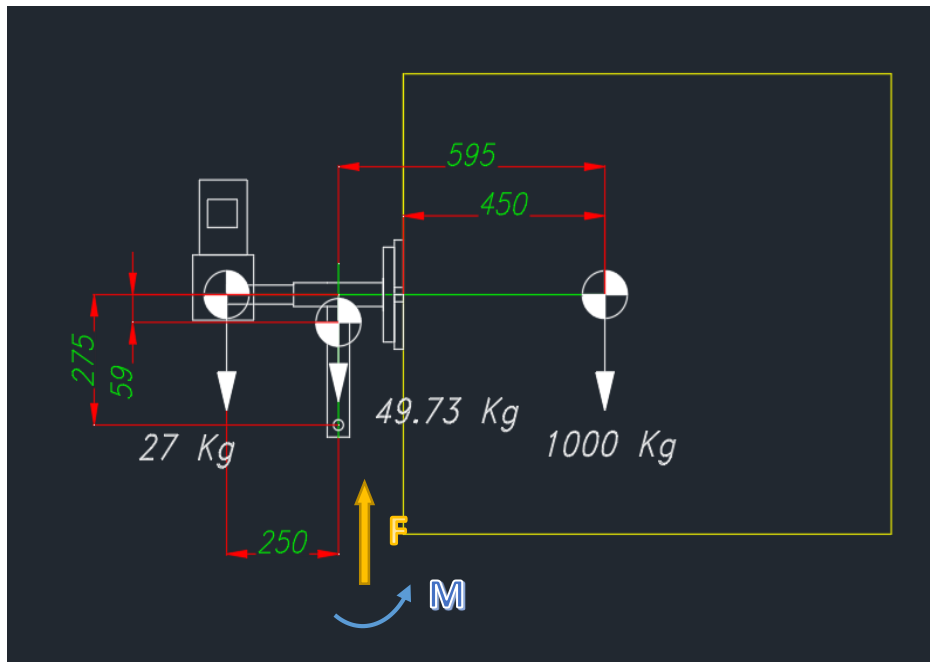


Figura 20. Diagrama de soporte.

Fuente: Elaboración propia.

Por sumatoria de fuerzas se calcula la reacción F.

$$\sum F_Y = 0$$

$$F - 27 - 49.73 - 1000 = 0$$

$$F = 1076.73 \text{ Kg}$$

El momento resultante M:

$$\sum M = M_R$$

$$M_R = 27 * 0.250 - 1000 * 0.595 = -588.25 \text{ Kg} * m$$

Cálculo de esfuerzos en la columna principal

El esfuerzo normal por carga axial es:

$$\sigma_N = \frac{F}{A} = \frac{1076.73 * 9.81}{0.120 * 0.100 - 0.114 * 0.094 - 0.025 * 0.003 * 2} = 9.31 \text{ MPa}$$

El esfuerzo normal por momento flector es:

$$\sigma_M = \frac{M * c}{I}$$

$$I = \frac{B * H^3 - b * h^3}{12} = \frac{0.100 * 0.120^3 - 0.094 * 0.114^3}{12} = 2.7946 * 10^{-6} m^4$$

$$\sigma_M = \frac{588.25 * 9.81 * 0.060}{2.7946 * 10^{-6}} = 123.90 MPa$$

En la zona de compresión el esfuerzo normal es:

$$\sigma = \sigma_N + \sigma_M = 9.31 + 123.90 = 133.21 MPa$$

El factor de seguridad, considerando que se fabricará en acero ASTM A36, queda:

$$N = \frac{S_y}{\sigma} = \frac{250 MPa}{133.21 MPa} = 1.88$$

Cálculo de la sección del pin

El pin para que se transmita el movimiento del pistón a la columna móvil, es de 19 mm de diámetro, la carga a la que está expuesta es la carga (F) en la columna móvil. Entonces el cortante V, es:

$$V = 1076.73 * 9.81 = 10562.72 N$$

El esfuerzo cortante por fuerza cortante, es:

$$\tau_V = \frac{4 * V}{3 * A} = \frac{4 * 10562.72}{3 * \frac{\pi}{4} * 0.019^2} = 49.67 Pa$$

Considerando que se fabricará en acero SAE 1045 sin tratamiento térmico:

$$S_y = 379 MPa$$

Elemento de solidez según el esfuerzo máximo, es:

$$F_s = \frac{S_y}{2 * \tau_{máx}} = \frac{379}{49.67} = 3.82$$

Cálculo de la viga principal

En la parte inferior de la columna se encuentra una viga principal que debe soportar la columna fija, la columna móvil, el peso del pistón hidráulico, el

motoreductor, el eje, las chumaceras y la fuerza. El esquema de un elemento libre del soporte se anuncia en la demostración en el siguiente:

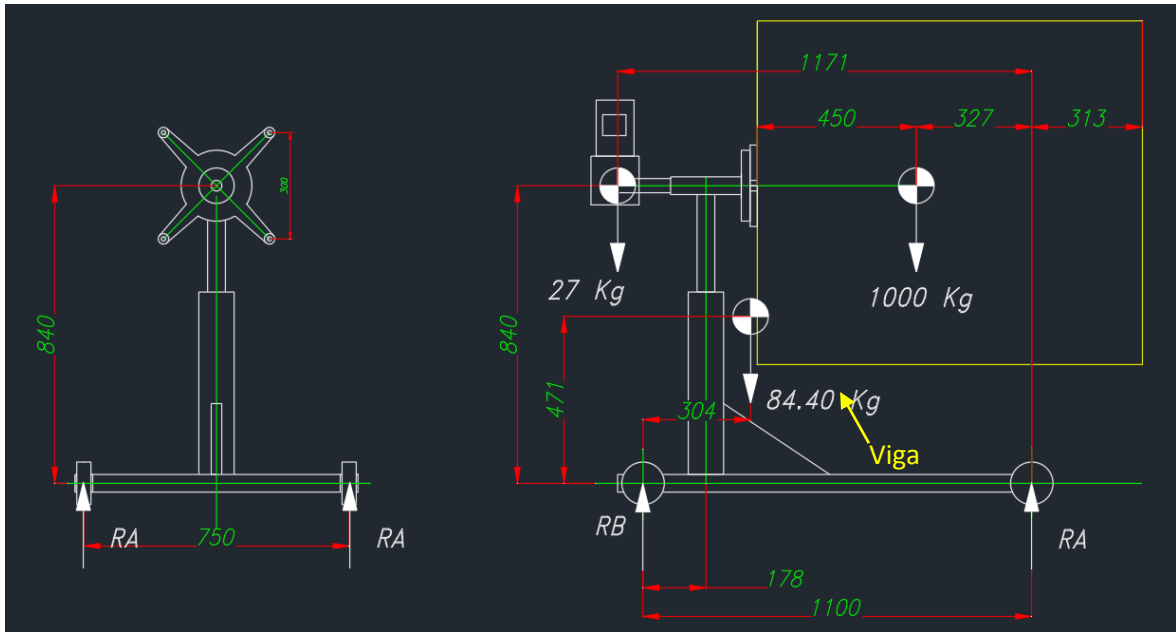


Figura 21. Diagrama de soporte.

Fuente: Elaboración propia.

La fuerza y momento flector equivalente en la viga

$$F = 1076.73 \text{ Kg}$$

$$M_R = 27 * 0.250 - 1000 * 0.595 = -588.25 \text{ Kg} * m$$

El diagrama :

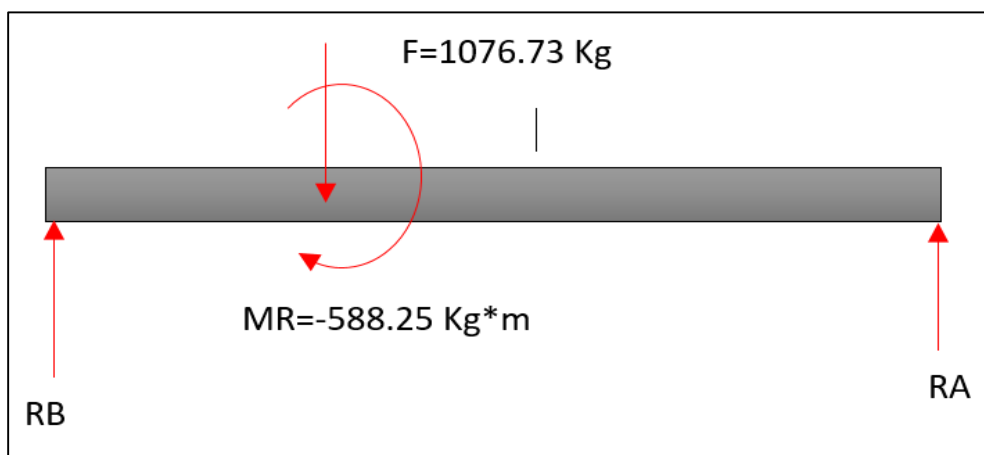


Figura 22. Diagrama de viga.

Fuente: Elaboración propia.

Del equilibrio de fuerzas en Y:

$$\sum F_Y = 0$$

$$R_A + R_B - F = R_A + R_B - 1076.73 = 0$$

$$R_A + R_B = 1076.73 \text{ Kg}$$

El momento resultante M:

$$\sum M_B = 0$$

$$R_A * 1.1 - F * 0.178 - M = R_A * 1.1 - 1076.73 * 0.178 - 588.25 = 0$$

$$R_A = 709.01 \text{ Kg}$$

Entonces, la reacción en B, es:

$$709.01 + R_B = 1076.73 \text{ Kg}$$

$$R_B = 367.72 \text{ Kg}$$

Se calculan las cargas internas.

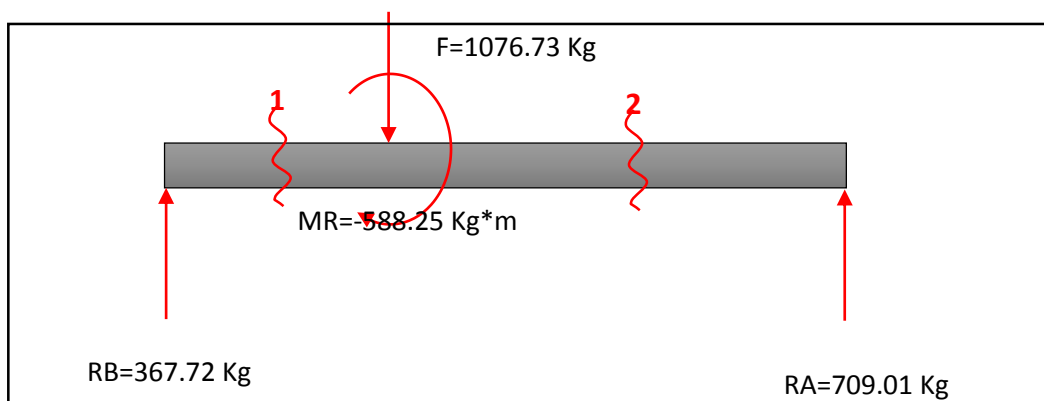


Figura 23. Diagrama de cargas internas en la viga.

Fuente: Elaboración propia.

En la tabla 11 a continuación se muestra los resultados de evaluar los 2 tramos con las ecuaciones de equilibrio.

Tabla 11. Fuerzas y momentos internos en eje.

Tramo	Longitud (m)	Cortante (N)	Momento (Nm)
N°	X =	V =	M =
1	0	3607.33	0
1	0.178	3607.33	6412.84
2	0.178	-6955.38	6412.84
2	1.100	-6955.38	0

Fuente: elaboración propia.

El diagrama de cortante y momento flector de la viga se muestra en la tabla 12.

Tabla 12. Diagrama de fuerza cortante y momento flector en viga.

Tramo	1	1	2	2
<i>Longitud (m)</i>	0	0.178	0.178	1.1
<i>Cortante (N)</i>	3607.33	3607.33	-6955.38	-6955.38

<i>Longitud (m)</i>	0	0.178	0.178	1.1
<i>Momento(Nm)</i>	0	6412.84	6412.84	0

Fuente: Elaboración propia.

Se considera una sección de:

Altura: 120 mm.

Ancho: 106 mm.

Espesor de pared: 3 mm.

El segundo momento de inercia de la sección en el punto de máximo momento, es:

$$I = \frac{B * H^3 - b * h^3}{12} = \frac{0.106 * 0.120^3 - 0.100 * 0.114^3}{12} = 2.9178 * 10^{-6} m^4$$

Entonces, el esfuerzo normal por momento flector en la viga, es:

$$\sigma_M = \frac{6412.84 * 0.060}{2.9178 * 10^{-6}} = 131.87 MPa$$

El esfuerzo de Von Mises, es:

$$\sigma' = \sqrt{\sigma_M^2 + 3 * \tau_T^2} = \sqrt{131.87^2 + 3 * 0^2} = 135.01 MPa$$

El factor de seguridad, considerando que se fabricará en acero ASTM A36, queda:

$$N = \frac{S_y}{\sigma} = \frac{250 MPa}{131.87 MPa} = 1.90$$

Cálculo de la viga transversal delantera

Para el cálculo de la viga transversal delantera se parte del cálculo de la reacción en ambos extremos (lugar donde se instalan las ruedas), para lo cual solo se divide entre 2 el valor de la reacción en A ya calculada:

$$\frac{R_A}{2} = \frac{709.01 Kg}{2} = 354.51 Kg$$

En unidades de fuerza:

$$\frac{R_A}{2} = 3477.69 N$$

El momento flector máximo es:

$$M = \frac{R_A}{2} * \frac{0.750}{2} = 1304.13 N$$

El esquema de cargas internas.

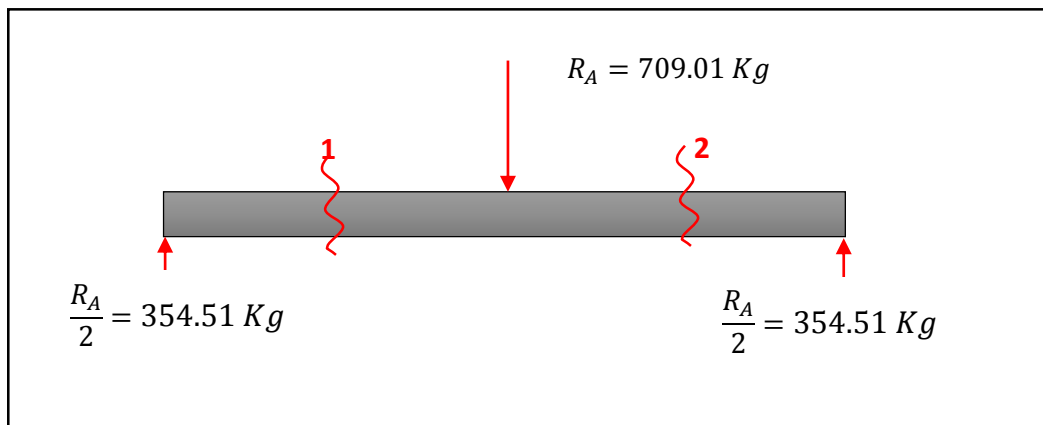


Figura 24. Diagrama de cuerpo libre con cargas internas en la viga.

Fuente: Elaboración propia.

En la tabla 13 a continuación se muestra los resultados de evaluar los 2 tramos con las ecuaciones de equilibrio.

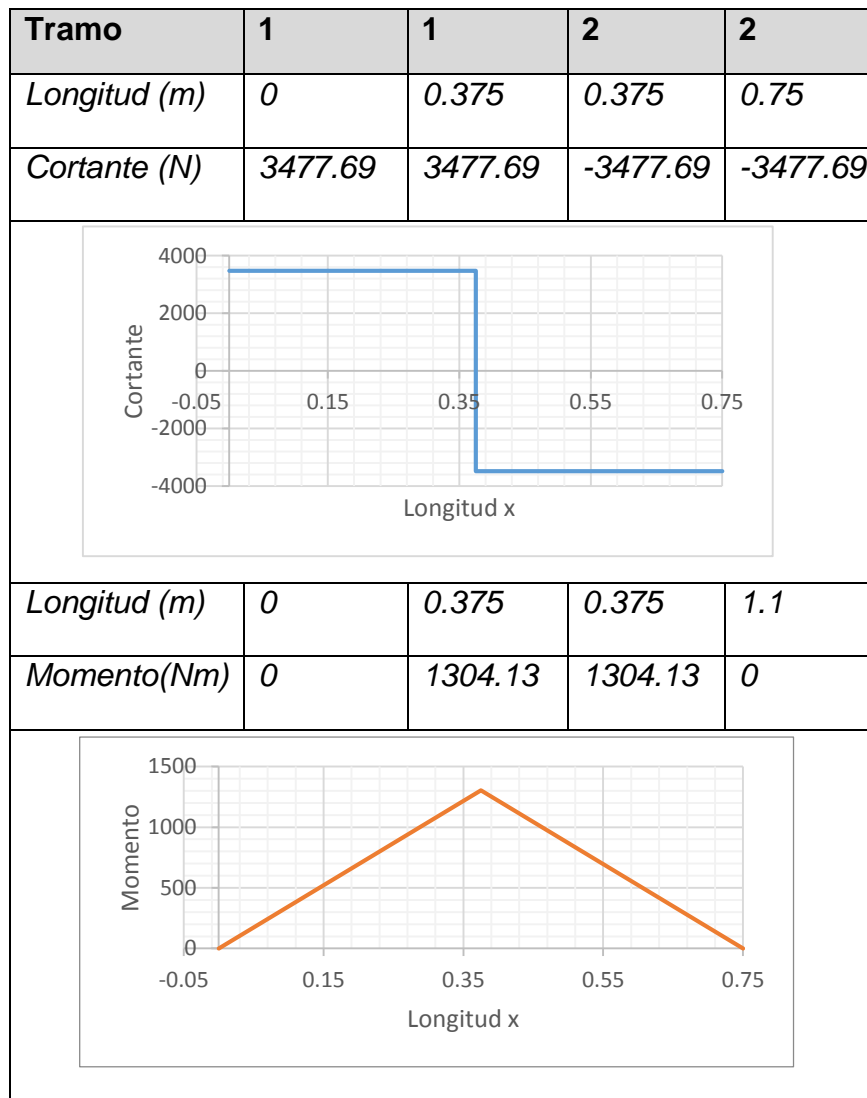
Tabla 13. Fuerzas y momentos internos en viga transversal delantera.

Tramo	Longitud (m)	Cortante (N)	Momento (Nm)
N°	X =	V =	M =
1	0	3477.69	0
1	0.375	3477.69	1304.13
2	0.375	-3477.69	1304.13
2	1.100	-3477.69	0

Fuente: elaboración propia.

El diagrama delantera transversal de la viga se muestra en la tabla 14.

Tabla 14. Diagrama de fuerza cortante y momento flector en viga transversal delantera.



Fuente: elaboración propia.

Se considera una sección de:

Altura: 100 mm.

Ancho: 80 mm.

Espesor de pared: 3 mm.

El segundo momento de inercia de la sección en el punto de máximo momento, es:

$$I = \frac{B * H^3 - b * h^3}{12} = \frac{0.080 * 0.100^3 - 0.074 * 0.094^3}{12} = 1.5447 * 10^{-6} m^4$$

Entonces, el esfuerzo normal por momento flector en la viga, es:

$$\sigma_M = \frac{1304.13 * 0.050}{1.5447 * 10^{-6}} = 42.21 \text{ MPa}$$

El esfuerzo de Von Mises, es:

$$\sigma' = \sqrt{\sigma_M^2 + 3 * \tau_T^2} = \sqrt{42.21^2 + 3 * 0^2} = 42.21 \text{ MPa}$$

El factor de seguridad, considerando que se fabricará en acero ASTM A36, queda:

$$N = \frac{S_y}{\sigma} = \frac{250 \text{ MPa}}{42.21 \text{ MPa}} = 5.92$$

Cálculo de la viga transversal posterior

Para el cálculo de la viga transversal posterior, se inicia solo dividiendo entre 2 el valor de la reacción en B ya calculada:

$$\frac{R_B}{2} = \frac{367.72}{2} = 183.86 \text{ Kg}; \frac{R_B}{2} = 1803.67 \text{ N}$$

$$M = \frac{R_B}{2} * \frac{0.750}{2} = 676.37 \text{ N}$$

esquema de la estructura de la viga transversal posterior en la figura 24

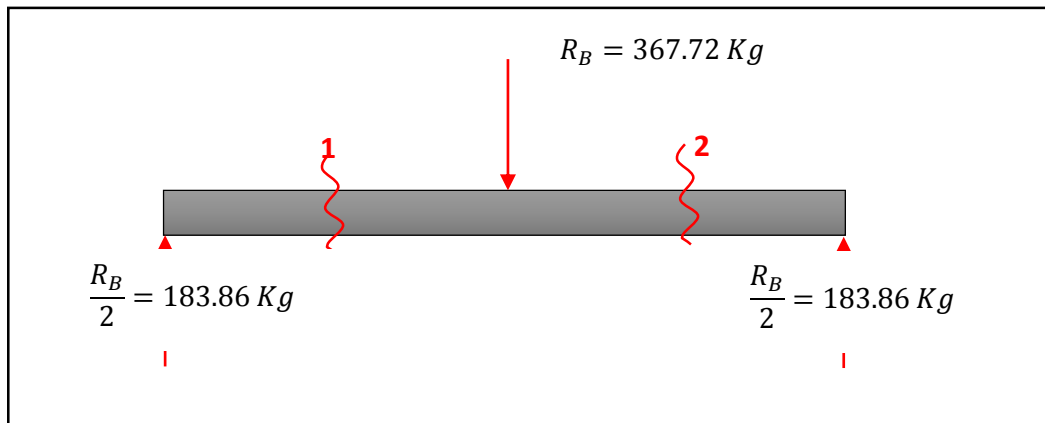


Figura 25. Diagrama de cuerpo libre con cargas internas en la viga transversal posterior.

En la tabla 15 a continuación se muestra los resultados de evaluar los 2 tramos con las ecuaciones de equilibrio.

Tabla 15. Fuerzas y momentos internos en viga transversal posterior.

Tramo	Longitud (m)	Cortante (N)	Momento (Nm)
N°	X =	V =	M =
1	0	1803.67	0
1	0.375	1803.67	676.37
2	0.375	-1803.67	676.37
2	0.750	-1803.67	0

Fuente: Elaboración propia.

El diagrama transversal posterior se muestra en la tabla 16.

Tabla 16. Diagrama de fuerza cortante y momento flector en viga transversal posterior.

Tramo	1	1	2	2
Longitud (m)	0	0.375	0.375	0.75
Cortante (N)	1803.67	1803.67	-1803.67	-1803.67

El diagrama de fuerza cortante muestra un salto de signo en x = 0.375 m. El eje vertical (Cortante) varía de -2000 a 2000 N, y el eje horizontal (Longitud x) varía de 0 a 0.75 m.

Longitud (m)	0	0.375	0.375	1.1
Momento (Nm)	0	676.37	676.37	0

El diagrama de momento flector muestra un pico triangular en x = 0.375 m. El eje vertical (Momento) varía de 0 a 800 Nm, y el eje horizontal (Longitud x) varía de 0 a 0.75 m.

Fuente: elaboración propia.

Se considera una sección de:

Altura: 100 mm.

Ancho: 60 mm.

Espesor de pared: 3 mm.

El segundo momento de inercia de la sección en el punto de máximo momento, es:

$$I = \frac{B * H^3 - b * h^3}{12} = \frac{0.050 * 0.100^3 - 0.054 * 0.094^3}{12} = 1.1212 * 10^{-6} m^4$$

Entonces, el esfuerzo normal por momento flector en la viga, es:

$$\sigma_M = \frac{676.37 * 0.050}{1.1212 * 10^{-6}} = 30.16 MPa$$

El esfuerzo de Von Mises, es:

$$\sigma' = \sqrt{\sigma_M^2 + 3 * \tau_T^2} = \sqrt{30.16^2 + 3 * 0^2} = 30.16 MPa$$

El factor de seguridad, considerando que se fabricará en acero ASTM A36, queda:

$$N = \frac{S_y}{\sigma} = \frac{250 MPa}{30.16 MPa} = 8.29$$

Los pasadores del apoyo A, se asume de 15 mm de diámetro, está sometido a cortante doble, entonces:

$$\frac{R_A}{2} = 3477.69 N$$

El esfuerzo cortante por fuerza cortante, es:

$$\tau_V = \frac{4 * V}{2 * 3 * A} = \frac{4 * 3477.69}{2 * 3 * \frac{\pi}{4} * 0.015^2} = 13.12 MPa$$

Considerando que se fabricará en acero ASTM A36:

$$S_y = 250 \text{ MPa}$$

El factor de seguridad según el esfuerzo cortante máximo, es:

$$F_s = \frac{S_y}{2 * \tau_{m\acute{a}x}} = \frac{250}{2 * 13.12} = 9.53$$

Cálculo de la sección de los pasadores del apoyo B

Los pasadores del apoyo B, se asume de 8 mm de diámetro, está sometido a cortante doble, entonces:

$$\frac{R_B}{2} = \frac{367.72}{2} = 183.86 \text{ Kg} ; \frac{R_B}{2} = 1803.67 \text{ N}$$

El esfuerzo cortante por fuerza cortante, es:

$$\tau_V = \frac{4 * V}{2 * 3 * A} = \frac{4 * 1803.67}{2 * 3 * \frac{\pi}{4} * 0.008^2} = 23.92 \text{ MPa}$$

Considerando que se fabricará en acero ASTM A36:

$$S_y = 250 \text{ MPa}$$

Elemento de seguridad según el máximo trabajo cortante, es:

$$F_s = \frac{S_y}{2 * \tau_{m\acute{a}x}} = \frac{250}{2 * 23.92} = 5.23$$

Cálculo del diámetro de pernos

Se consideran 4 pernos para soportar el motor, los diámetros de estos se calculan mediante cortante.

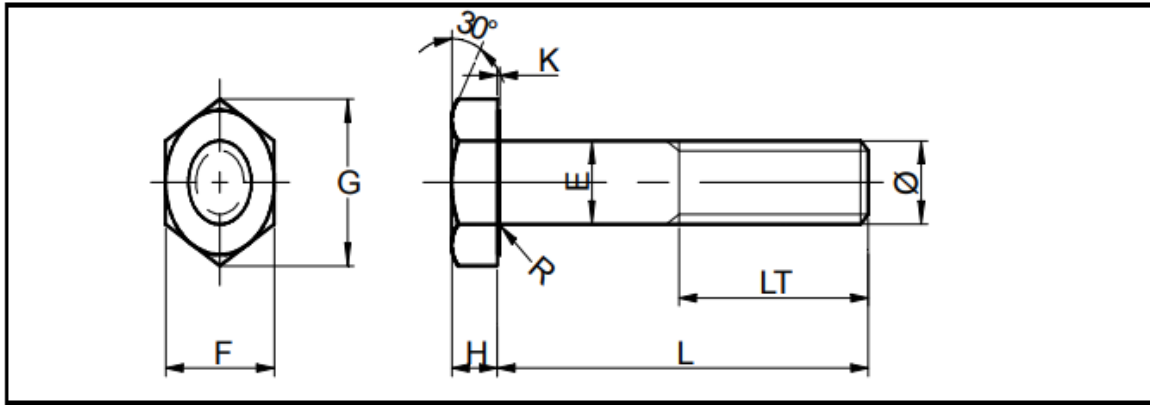


Figura 26. Diagrama de cuerpo libre de perno.

Fuente: Catalogo técnico de productos. Reinike hermanos S.A.

$$\tau_v = \frac{S_{yc}}{N} = \frac{0.5 * S_y}{N}$$

$$\tau_v = \frac{4}{3} * \frac{V}{\frac{\pi}{4} * d^2}$$

Se necesita elemento de solidez de 6 , enfocado a la resistencia del acero grado 8.8 es de 650 MPa, despejando d, queda:

$$d = \sqrt{\frac{4 * V * N * 2}{S_y * \frac{\pi}{4} * 3}}$$

$$d = \sqrt{\frac{4 * 250 * 9.81 * 6 * 2}{650 * 10^6 * \frac{\pi}{4} * 3}} = 0.0088 \text{ m} = 8.80 \text{ mm}$$

El diámetro del perno debe ser 3/8" grado 8.8, el cual contará con un factor de seguridad de 6.

Cálculo de soldadura

La soldadura para el armado de la estructura deberá ser con electrodo E 6011 y la soldadura de relleno con E 7018. La sección de la soldadura se calcula en base a las cargas en cada punto de unión.

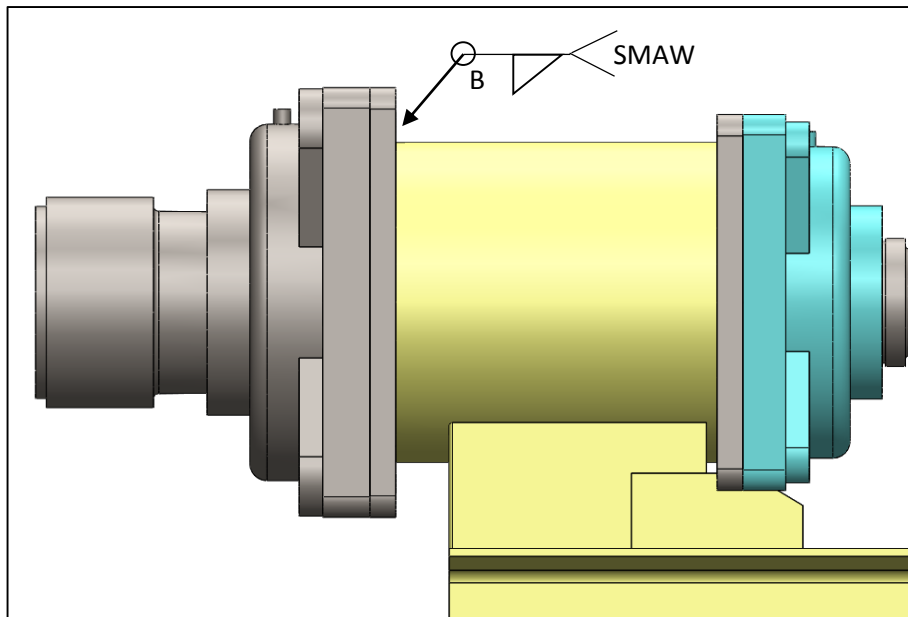


Figura 27. Soldadura entre base para chumacera de pared y tubo.

Fuente: Elaboración propia.

La soldadura solo soportará el momento y momento flector, por lo tanto

- Momento flector: $-5572.15 \text{ N}\cdot\text{m}$

- Momento Torsor: $532.73 \text{ N}\cdot\text{m}$

La sección para la soldadura será de filete, y el tamaño de la soldadura se asume $1/4$ (6.35 mm).

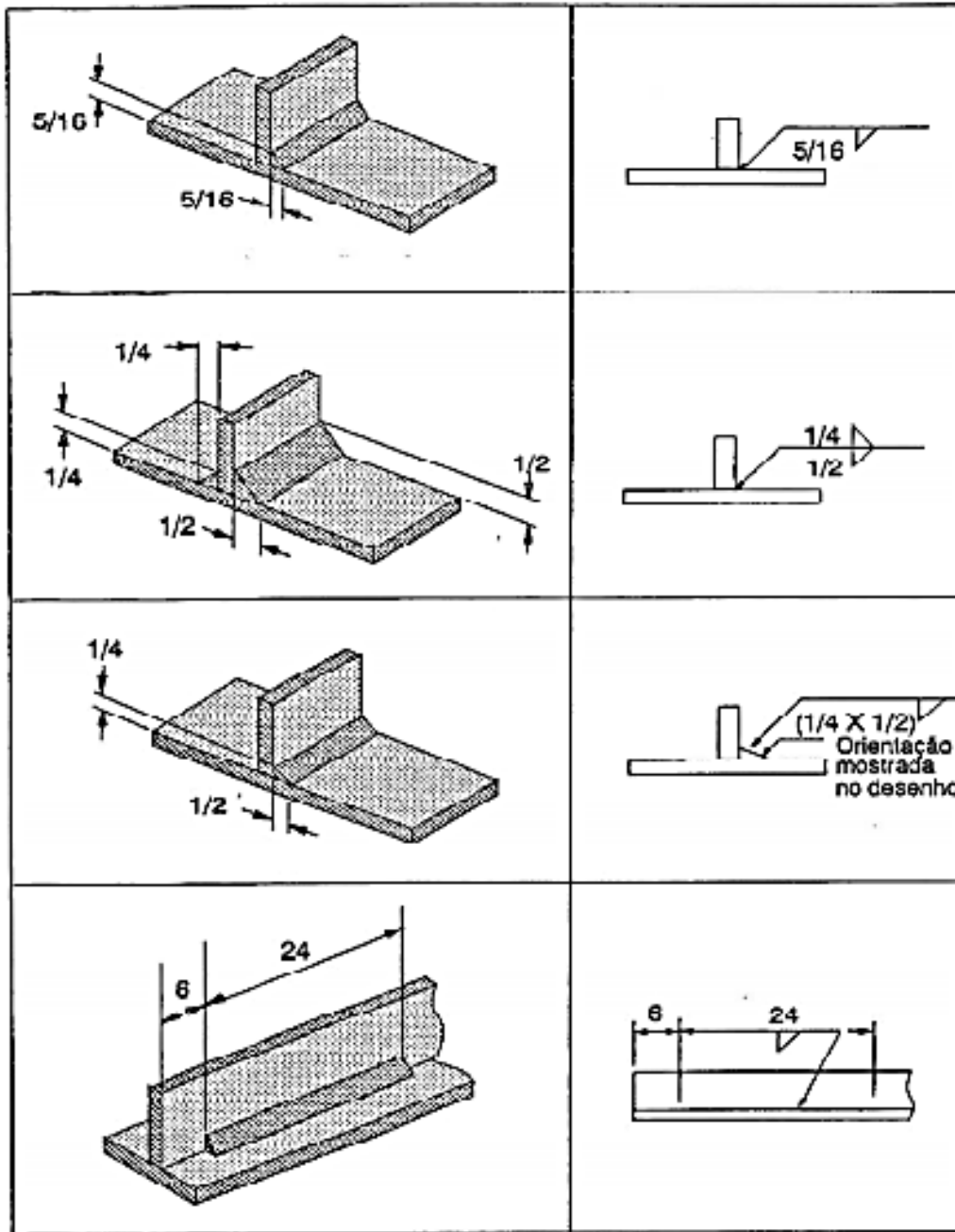


Figura 28. Soldadura de filete.

Fuente: Inspección de soldadura. Inspección Especializada de Mecánica General junto al Coordinador Técnico de la Tecnicatura de Soldadura UTU CETP.

Momento de Inercia unitario a flexión:

$$I_u = \pi * r^3$$

$$I_u = \pi * \left(\frac{0.162}{2}\right)^3$$

$$I_u = 1.67 * 10^{-3} \text{ m}^3$$

Se procede a calcular el momento de Inercia basado en la resistencia de la soldadura:

$$I = 0.707 * h * I_u$$

$$I = 0.707 * (6.35 * 10^{-3}) (1.67 * 10^{-3})$$

$$I = 7.50 * 10^{-6} \text{ m}^4$$

El esfuerzo normal por momento flector en la soldadura, es:

$$\sigma_{\max} = \frac{M * C}{I}$$

Reemplazando:

$$\sigma_{\max} = \frac{5572.15 * \left(\frac{0.162}{2}\right)}{7.50 * 10^{-6}}$$

$$\sigma_{\max} = 60.18 \text{ MPa}$$

Para calcular el esfuerzo cortante por momento torsor, se inicia determinando el momento polar unitario:

$$J_u = 2 * \pi * r^3$$

$$J_u = 2 * \pi * \left(\frac{0.162}{2}\right)^3$$

$$J_u = 3.34 * 10^{-3} \text{ m}^3$$

Se procede a calcular el momento polar basado en la garganta de la soldadura:

$$J = 0.707 * h * J_u$$

$$J = 0.707 * (6.35 * 10^{-3}) * (3.34 * 10^{-3})$$

$$J = 1.50 * 10^{-5} \text{ m}^4$$

El esfuerzo cortante por momento torsor en la soldadura, es:

$$\tau = \frac{T * C}{J}$$

Reemplazando:

$$\tau_{\text{máx}} = \frac{532.73 * \left(\frac{0.162}{2}\right)}{1.50 * 10^{-5}}$$

$$\tau_{\text{máx}} = 2.88 \text{ MPa}$$

Debido a que el esfuerzo normal es mayor al cortante, se procede a determinar el factor de seguridad mediante el esfuerzo de Von Mises:

$$\sigma' = \sqrt{\sigma_{\text{máx}}^2 + 3 * \tau_{\text{máx}}^2} = \sqrt{60.18^2 + 3 * 2.88^2} = 60.39 \text{ MPa}$$

Considerando un electrodo E7018 1/8", cuyo esfuerzo de fluencia es de 331 MPa, además considerando una eficacia de soldadura igual al 70%, se obtiene el siguiente factor de seguridad, por la teoría de Von Mises:

$$n = \frac{S_y * E_S}{\sigma'} = \frac{0.70 * 331}{60.39} = 3.84$$

Según la AWS el factor de seguridad mínimo para soldaduras sometidas a flexión y torsión es 1.44, por lo tanto, el factor de seguridad de 3.84 es aceptado.

Selección de rodamiento en el punto A

Teniendo los resultados de las reacciones:

$$R_A = 3220.82 \text{ Kg}$$

Rodamiento seleccionado de acuerdo a medida del eje es 6315-2RS1.

Tabla 17. Datos técnicos del rodamiento “A”, Diámetro 75 mm.

Datos del cálculo			
Capacidad de carga dinámica básica	C	119	KN
Capacidad de carga estática básica	C ₀	76.5	kN
Carga Límite de fatiga	P _u	3	kN
Velocidad limite		2800	r/min
Factor de cálculo	K _r	0.03	
Factor de cálculo	f ₀	13.2	
Masa			
Rodamiento de masa		3.13	*9

Duración nominal en millones de revoluciones:

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P} \right)^3 = \left(\frac{119 \text{ KN}}{3220.82 * \frac{9.81}{1000} \text{ KN}} \right)^3 = 53.46$$

L₁₀ = 53.46 Millones de revoluciones.

Duración nominal en horas de servicio:

$$L_{10H} = \frac{10^6}{60 \times n} L_{10}$$

$$L_{10H} = \frac{10^6}{60 \times 5.83} (53.46) = 152.83 \times 10^3 \text{ Horas de servicio.}$$

Selección de rodamiento en el punto B

Teniendo los resultados de las reacciones:

$$R_B = 2205.58 \text{ Kg}$$

Rodamiento seleccionado de acuerdo a medida del eje es 212-2ZNR.

Tabla 3.10, Datos técnicos del rodamiento “A”, Diámetro 60 mm.

Duración nominal en millones de revoluciones:

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P} \right)^3 = \left(\frac{56.1 \text{ KN}}{2205.58 * \frac{9.81}{1000} \text{ KN}} \right)^3 = 17.43$$

L₁₀ = 17.43 Millones de revoluciones.

Duración nominal en horas de servicio del rodamiento B de 60 mm de diámetro:

$$L_{10H} = \frac{10^6}{60 \times n} L_{10}$$

$$L_{10H} = \frac{10^6}{60 \times 5.83} (17.43) = 49.83 \times 10^3 \text{ Horas de servicio.}$$

Tabla 18. Características de rodamiento.

Datos del cálculo			
Capacidad de presión diligente fundamental	C	56.1	kgf
Capacidad de contribución invariable esencial	C _o	50	kgf
Carga final de fatiga	P _U	2.12	kgf
Velocidad de referencia		11000	Km/h
Velocidad limite		5400	km/h
Factor de cálculo	K _r	0.04	
Masa			
Rodamiento de masa		0.85	Kg/f
Productos correspondientes			
Anillo elástico		SP 110	

3.4.4. Cálculo hidráulico

El diámetro del vástago y el cilindro del pistón se dimensionan a partir de la carga que este va a ejercer, considerando la presión del sistema y las pérdidas respectivas.

$$F = p_2 * A_2$$

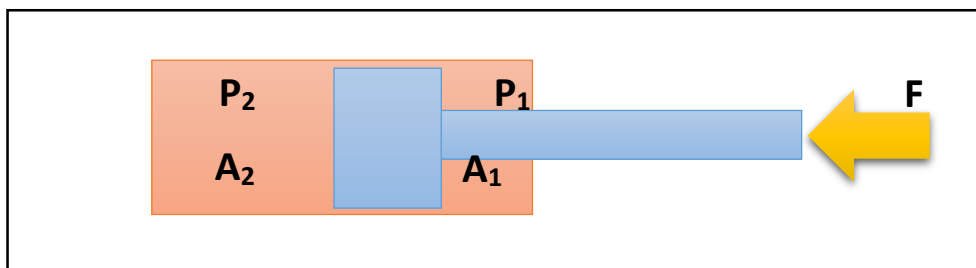


Figura 29. Esquema de pistón hidráulico.

Dónde p1 es la presión que ejerce el fluido hidráulico por efecto de circular a través de los accesorios en el retorno al tanque de aceite.

$$F = 100 * 10^5 * A_2 \geq 6.05 \text{ KN}$$

se presenta los siguientes datos en la tabla 20, que muestra:

Tabla 19. Fuerza en el vástago para diámetros de embolo y vástago diferente.

Diámetro del vástago	Diámetro del émbolo	p1	Área 1	p2	Área 2	Carrera	F
mm	mm	Bar	m ²	Bar	m ²	mm	N
25	40	5	0.000765763	100	0.00125664	200	12183.49
30	50	5	0.001256637	100	0.0019635	200	19006.64

Fuente: elaboración propia.

La fuerza necesaria es:

$$F = 1076.73 * 9.81 = 10562.72 \text{ N}$$

De lo que se deduce que los diámetros por el momento satisfacen la necesidad, sin embargo, es necesario evaluar el diámetro del vástago, para constatar que pueda soportar la carga requerida.

$$P_{cr} = k = \frac{\pi^2 * E * J}{L_k^2}$$

Dónde:

E =Módulo de elasticidad del acero. (KPa) = $200 * 10^6 \text{ KPa}$

J = Momento polar de inercia. (m^2)

L_k =Longitud equivalente de pandeo (cm)= $L_c = 20 \text{ cm}$

k = Carga de pandeo (KN)= $s * F = 3 * 8 = 24 \text{ KN}$

Entonces, despejando J de la ecuación de Euler se tiene:

$$J = \frac{L_k^2 * k}{\pi^2 * E} = \frac{14^2 * 24}{\pi^2 * 200 * 10^6} = 0.024 \text{ cm}^4$$

El mínimo diámetro posible del vástago:

$$J = \frac{\pi * d^4}{64}$$

Despejando el diámetro mínimo del vástago

$$\sqrt[4]{\frac{64 * J}{\pi}} = \sqrt[4]{\frac{64 * 4.026}{\pi}} = 0.84 \text{ cm} = 8.36 \text{ mm}$$

Calculando la presión de la válvula :

$$p_2 = \frac{F + p_1 * A_1}{A_2} = \frac{6050 + 93 * 10^5 * 0.00049}{0.00126} = 84.18 \text{ Bar}$$

La presión necesaria en la descarga de la bomba será la necesaria en el cilindro más las pérdidas de carga:

$$p_{bomba} = 84.18 + 3 = 87.18 \text{ Bar}$$

Si taramos la válvula limitadora para que se abra un 5% por encima de esa presión obtendremos la presión de tarado de la válvula limitadora como:

$$p_{VS} = 87.18 * 1.05 = 91.54 \text{ Bar}$$

Se consideró un tiempo de ascenso de la carga de 5 segundos y con la carrera de 200 mm, se tiene la velocidad media del émbolo igual a:

$$v = \frac{L}{t_e} = \frac{3 * 0.20}{5} = 0.04 \frac{m}{s}$$

Entonces de la ecuación de continuidad, el caudal resultó:

$$\dot{Q}_c = A_2 * v_v = 0.00126 * 0.04 = 0.0504 * 10^{-3} \frac{m^3}{s} = 3.02 \frac{l}{min}$$

Para cumplir con el caudal calculado se requiere tener en el depósito al menos el siguiente volumen de aceite.

$$Vol_{dep} = 3 * Q_c = 3 * 3.02 \frac{l}{min} * 1 \text{ min} = 9.06 \text{ l}$$

Se estima que el motor que acciona la bomba debe entregar una potencia de:

$$Pot(W) = \frac{P_{op}(Bar) * Q_c}{0.6 * \eta_{vol} * \eta_{mec}} = \frac{91.54 \text{ Bar} * 3.02 \frac{l}{min}}{0.6 * 0.94 * 0.80} = 612.70 \text{ W} = 0.822 \text{ HP}$$

Aproximando a un valor comercial, se puede conseguir un motor de 1 hp.

3.4.5. Cálculo eléctrico

El sistema soporte cuenta con 2 motores, uno para girar la carga y otro para el accionamiento de la bomba de engranajes, el cual permite elevar la carga mediante un pistón hidráulico. Ambos motores deberán contar con su respectivo guardamotor, termomagnético, contactores, cables, pulsadores y lámparas.

La sección del conductor se selecciona mediante la intensidad de corriente, la cual se modifica por un factor de diseño.

$$I = \frac{P}{\sqrt{3} * U * \cos(\phi)} = \frac{745}{\sqrt{3} * 380 * 0.98} = 1.16 A$$

$$I_d = f_d * I = 1.25 * 1.16 = 1.44 A$$

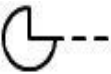
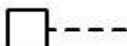
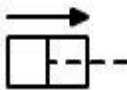
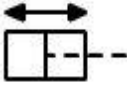
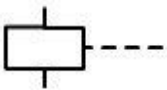
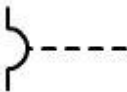
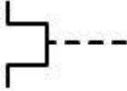
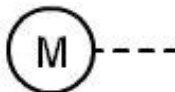
Con el valor de la corriente de diseño, se buscó en tabla de conductores de INDECO, en donde la sección adecuada para esta intensidad es:

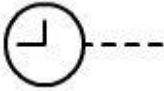

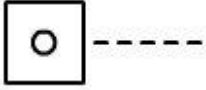
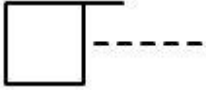

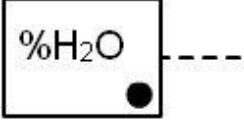
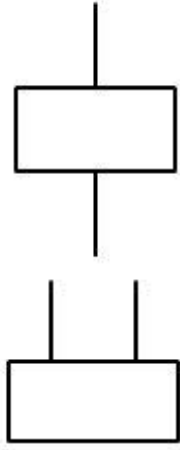
Tabla 20. Capacidad de corriente según área de sección transversal de conductor de NLT. Aislado con PVC. (INDECO).

CALIBRE	SECCIÓN NOMINAL	N<> HILOS	DIÁMETRO HILO	ESPEORES		DIÁMETRO EXTERIOR	PESO	AMPERAJE
				AISLAMIENTO	CUBIERTA			
N° x AWG	Mm ²		mm	mm	mm	mm	Kg/Km	A
2 x 18	2 x 0.82	24	0,204	0.6	0.8	6.8	61	
2 x 16	2x1.31	24	0.255	0.7	0.8	7.8	83	15
2 x 14	2 x 2.08	39	0.255	0.8	0.9	9.2	120	20
3 x 18	3 x 0.82	24	0.204	0.6	0.8	7.2	73	
3 x 16	3 x 1.31	24	0.255	0.7	0.9	8.5	104	10
3 x 14	3 x 2.08	39	0.255	0.8	1.1	10.2	155	15
4 x 16	4 x 1.31	24	0.255	0.7	1	9.4	128	10
4 x 14	4x2.08	39	0.255	0.8	1.1	11.1	186	15

Se selecciona el conductor de calibre 4x16 con capacidad de 10 amperios. Dado que el motor para la bomba de engranes es mayor que para el giro, el cableado para ambos será con el conductor del mismo calibre.

El esquema eléctrico se muestra mediante un diagrama unifilar, tanto del arranque con inversión de giro y del motor para la bomba. Se muestra el diagrama unifilar de potencia y mando del arranque con inversión de giro del motor, en las figuras 29 y 30 respectivamente.

Relés	
Símbolo	Descripción
	Mando de leva . Interruptor de leva
	Mando por acumulación de energía.
	Accionamiento por energía hidráulica o neumática, de simple efecto.
	Accionamiento por energía hidráulica o neumática, de doble efecto.
	Accionamiento por efecto electromagnético. Relé.
	Accionamiento por un dispositivo electromagnético para protección contra sobrecorriente
	Accionamiento por un dispositivo térmico para protección contra sobrecorriente
	Mando por motor eléctrico

	<p>Mando por reloj eléctrico</p>
	<p>Accionamiento por el nivel de un fluido. Boya de nivel de agua</p>
	<p>Accionado por un contador. Cuenta impulsos</p>
	<p>Accionado por el flujo de un fluido. Interruptor de flujo de agua</p>
	<p>Accionado por el flujo de un gas. Interruptor de flujo de aire</p>
	<p>Accionado por humedad relativa.</p>
	<p>Bobina de relé, contactor u otro dispositivo de mando, símbolo general.</p> <p>Cualquiera de los dos símbolos es válido.</p> <p>Si un dispositivo tiene varios devanados, se puede indicar añadiendo el número de trazos inclinados en el interior del símbolo.</p>

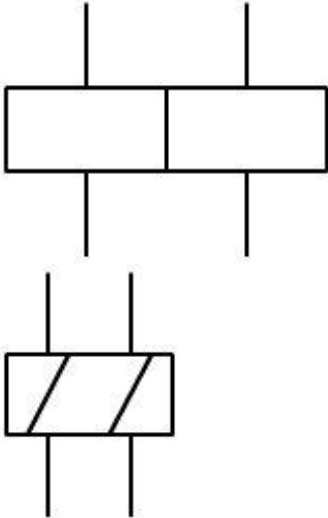
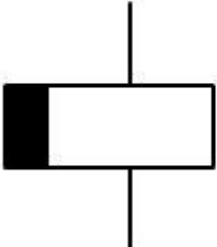
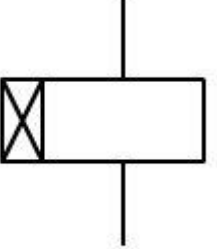
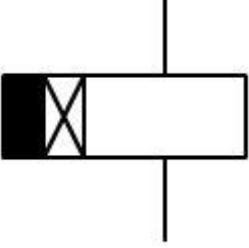
	<p>Ejemplo: Dispositivo de mando con dos devanados separados. Forma 1 y forma 2</p>
	<p>Dispositivo de mando retardado a la desconexión. Desconexión retardada al activar el mando.</p>
	<p>Dispositivo de mando retardado a la conexión. Conexión retardada al activar el mando.</p>
	<p>Dispositivo de mando retardado a la conexión y a la desconexión. Conexión retardada al activar el mando y también al desactivarlo.</p>

Figura 30. Simbología eléctrica

Fuente: Norma UNE-EN 60617 (IEC 60617)

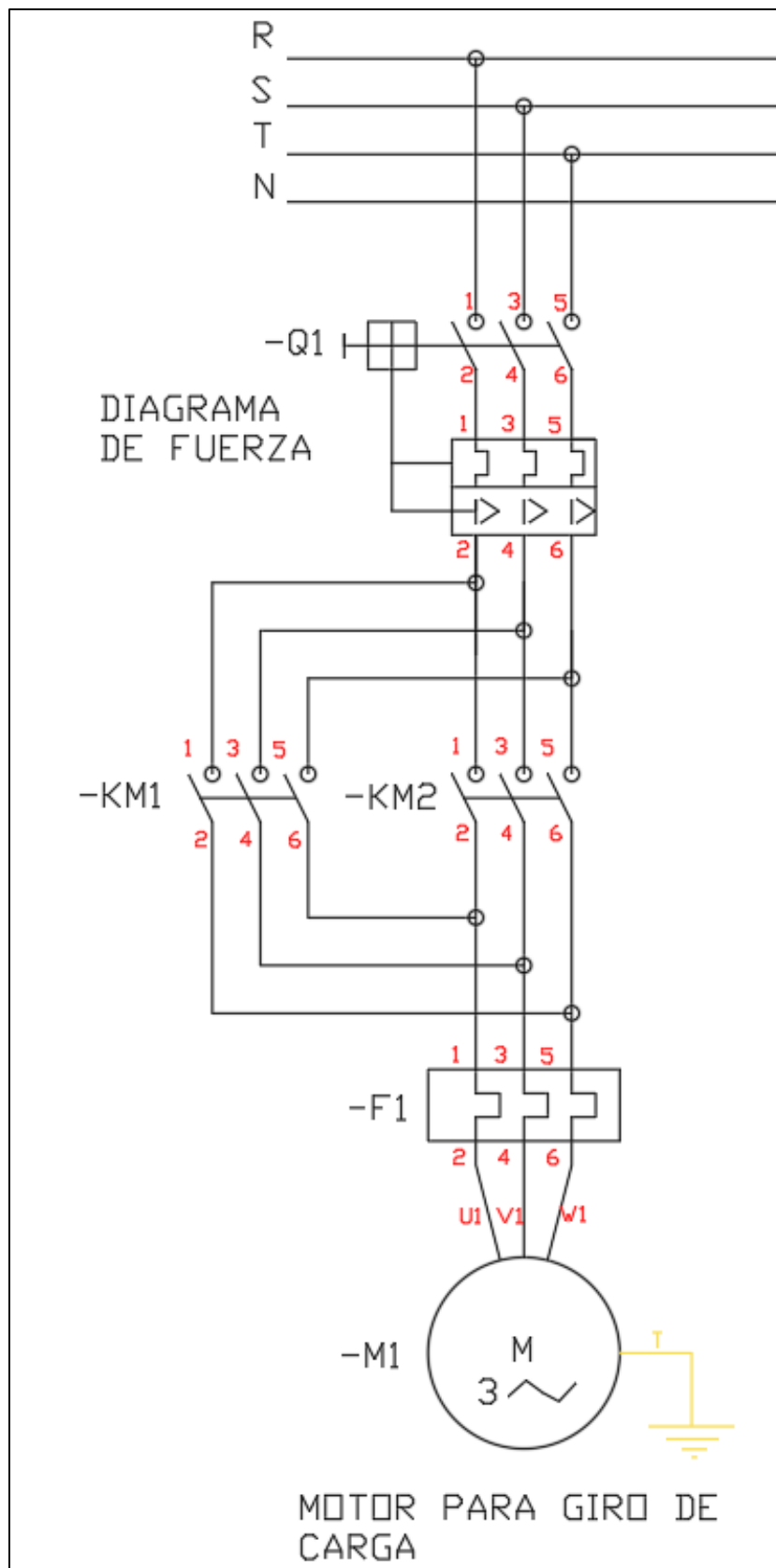


Figura 31. Diagrama unifilar de potencia del arranque de motor e inversión de giro.

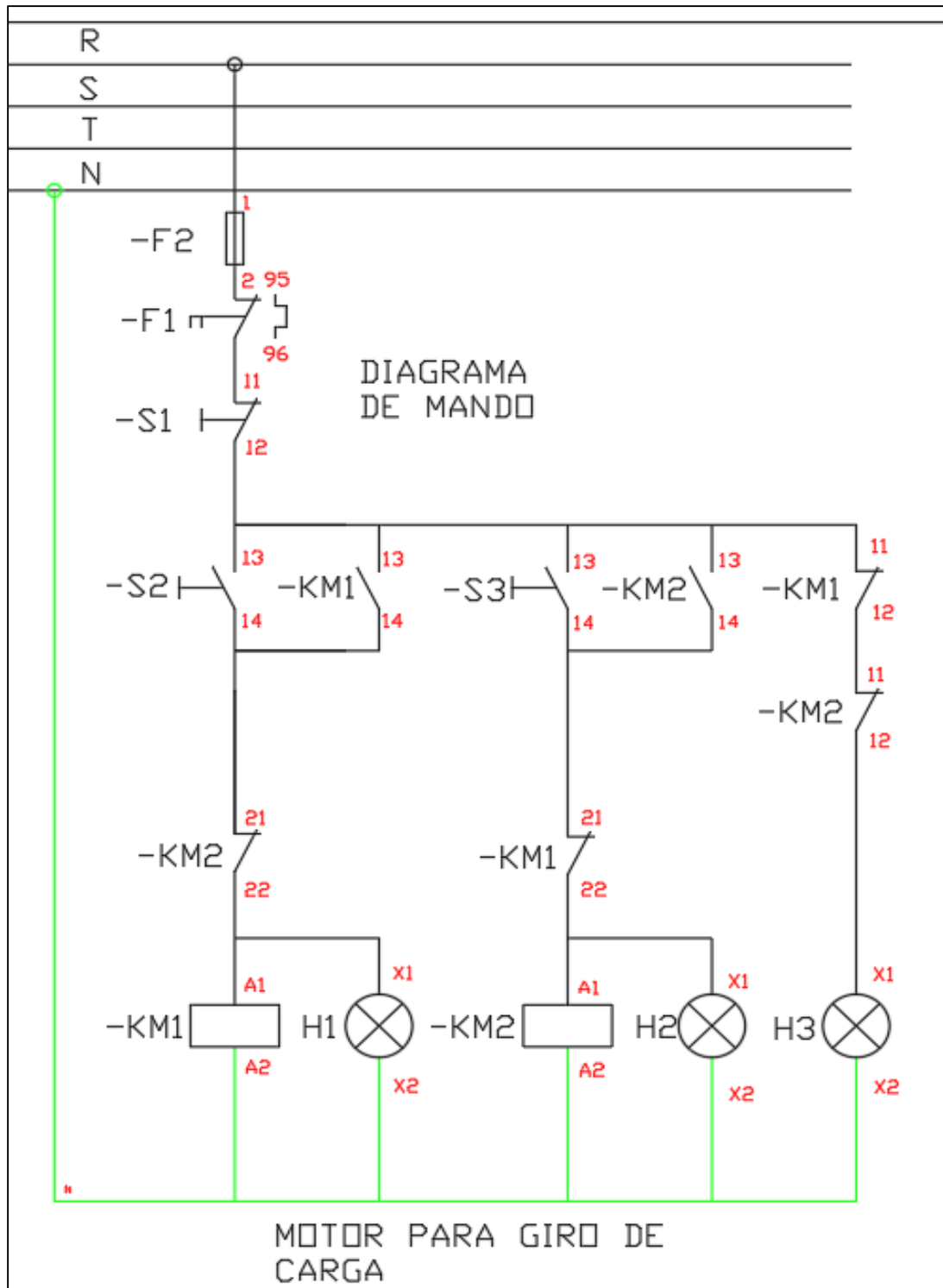


Figura 32. Diagrama unifilar de mando del arranque de motor e inversión de giro.

Se muestra el esquema del sistema eléctrico de potencia y mando del arranque del motor y bomba, en la figura 31.

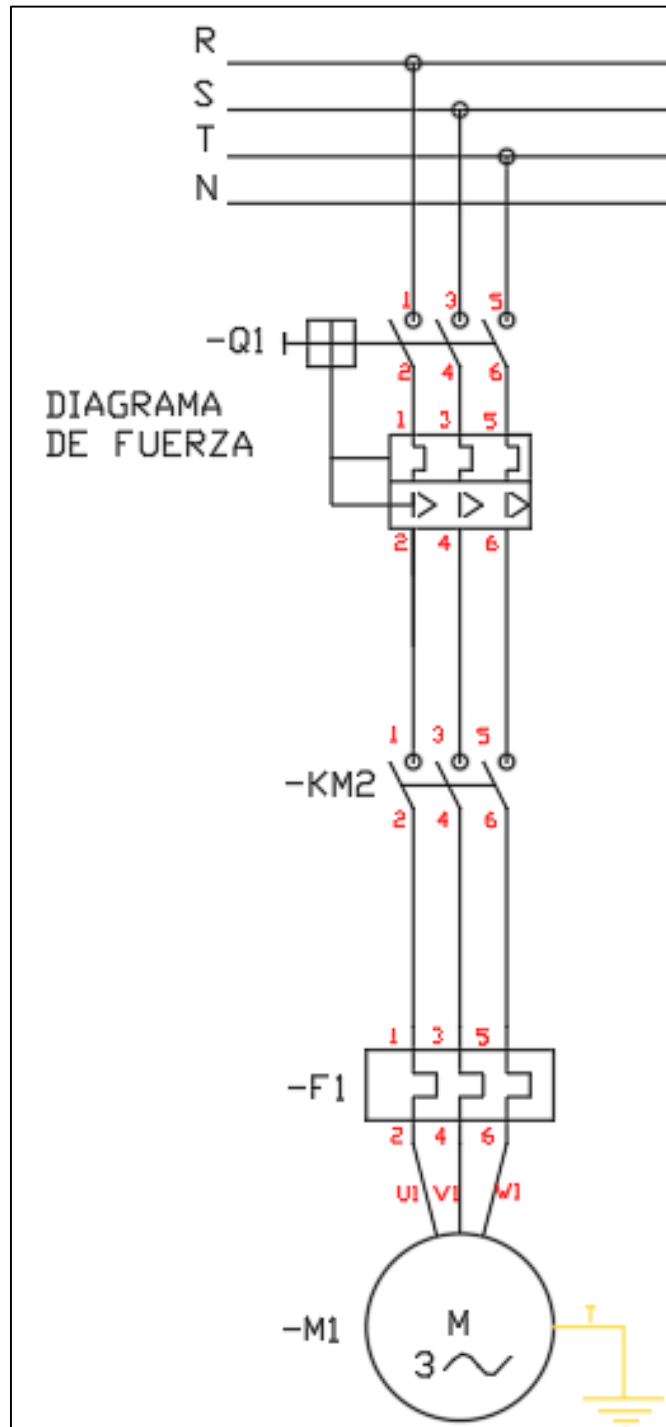


Figura 33. Esquema unifilar de potencia del arranque de motor para bomba.

3.5. Modelado del sistema soporte de motores

El modelo del sistema soporte se realizó en Software, considerando una evaluación por partes; esto es, se realizó el modelo del eje principal por separado y del mismo modo la columna principal móvil. Las partes del soporte modeladas, se simulan para obtener el esfuerzo de Von Mises de cada una.

3.5.1. Modelo del eje principal

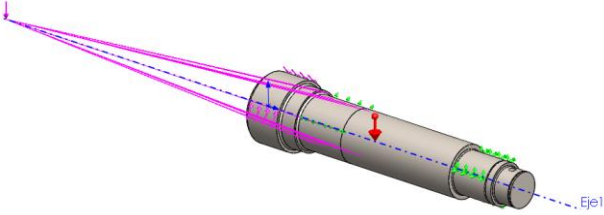

El eje principal, es un elemento muy importante en el eje, ya que está directamente relacionado con la carga y la mecánica del movimiento, uso para el cual ha sido diseñado. Por ello, se plantean las siguientes consideraciones, al igual que en el cálculo manual:

Material de fabricación: Barra redonda SAE 1045

Cargas aplicadas: Torsión 532.73 Nm, peso propio y carga de 1 tonelada.

Sujeciones: en el apoyo A bisagra y en el apoyo B fijo.

Tabla 21. Información de modelo.

			
<p>Nombre del modelo: eje. Configuración actual: Predeterminado</p>			
<i>Sólidos</i>			
<p>Línea de partición1</p> 	Material	Analisis geometrico	Wilmer alberto samame paredes
	Sólido	Masa:15.2227 kg Volumen:0.0019392 m ³ Densidad:7850 kg/m ³ Peso:149.183 N	D:\TESIS\CAD CAE 18 1\SOPORTE PARA MOTOR\ eje.SLDPRT Jun 19 17:04:46 2018


Fuente: elaboración propia.

Tabla 22. *Propiedades de estudio.*

Propiedades de estudio	
Nombre de estudio	AE WILMER EJE
Tipo de análisis	Análisis estático
Tipo de malla	Malla sólida
Efecto térmico:	Activar
Opción térmica	Incluir cargas térmicas
Temperatura a tensión cero	298 Kelvin
Incluir los efectos de la presión de fluidos desde SOLIDWORKS Flow Simulation	Desactivar
Tipo de solver	FFEPlus
Efecto de rigidización por tensión (Inplane):	Dactivar
Muelle blando:	Desactivar
Desahogo inercial:	Desactivar
Opciones de unión rígida incompatibles	Automático
Gran desplazamiento	Desactivar
Calcular fuerzas de cuerpo libre	Activar
Fricción	Desactivar
Utilizar método adaptativo:	Desactivar
Carpeta de resultados	Documento de SOLIDWORKS (D:\TESIS\CAD CAE 18 1\SOPORTE PARA MOTOR)

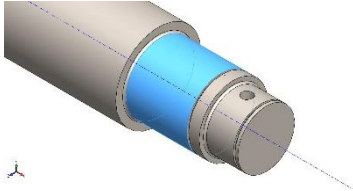
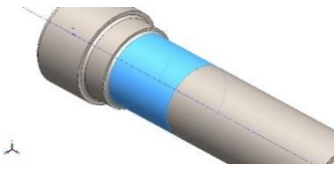
Fuente: elaboración propia.

Tabla 23. *Propiedades de material.*

Propiedades de material			
Referencia de modelo	Propiedades		Componentes
	Nombre:	Acero AISI 1045	Sólido
		Elastico Tratado en frio	
	Tipo de modelo:	Isotrópico elástico lineal	
	Elemento de error determinado:	Tensión de von Mises máx.	
	Límite elástico:	5.3e+008 N/m²	
	Límite de tracción:	6.25e+008 N/m²	
	Módulo elástico:	2.05e+011 N/m²	
	Coefficiente de Poisson:	0.29	
	Densidad:	7850 kg/m³	
	Módulo cortante:	8e+010 N/m²	
Coefficiente de dilatación térmica:	1.15e-005 /Kelvin		

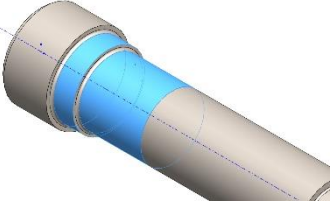

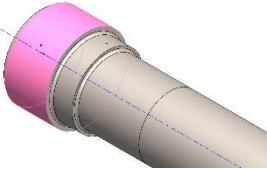
Fuente: elaboración propia.

Tabla 24. Sujeciones de eje.

Nombre de sujeción	Imagen de sujeción	Detalles de sujeción		
Fijo-1		Entidades:	1 cara(s)	
		Tipo:	Geometría fija	
Fuerzas resultantes				
Componentes	X	Y	Z	Resultante
Fuerza de reacción(N)	-1.9909	38.4658	2.43176	38.594
Momento de reacción(N.m)	0	0	0	0
Bisagra fija-2		Entidades:	1 cara(s)	
		Tipo:	Bisagra fija	
Fuerzas resultantes				
Componentes	X	Y	Z	Resultante
Fuerza de reacción(N)	0	0	0	1e-033
Momento de reacción(N.m)	0	0	0	0

Fuente: elaboración propia.

Tabla 25. Cargas en eje.

Nombre de carga	Cargar imagen	Detalles de carga	
Carga remota (Transferencia directa)-3		valor: modelo: regla de longitud: trabajo de principio: instante precio: dimensiones de relacion: elemento trasladar:	2 cara(s) Carga (transferencia directa) Coordenadas cartesianas globales ---, -9810, --- N ---, ---, --- N.m -450 0 0 mm Fuerza
Gravedad-1		Relacion: utilidad: cantidad:	Planta 0 0 -9.81 m/s^2
Torsión-1		observacion: tipo: beneficio:	Cara< 1 > Aplicar momento torsor 532.73 N.m

Fuente: elaboración propia.

Tabla 26. Reporte

Modelo de malla	Estado de malla
Mallador uso	Medida de malla
resultado informatico	apagado
Incluir bucles informatico de malla	apagado
Señales jacobianos	4 Puntos
Faceta de elementos	12.4728 mm
Efecto	0.623642 mm
Lineado de excelente malla	accesorios figura de alto lineal

Fuente: elaboración propia.

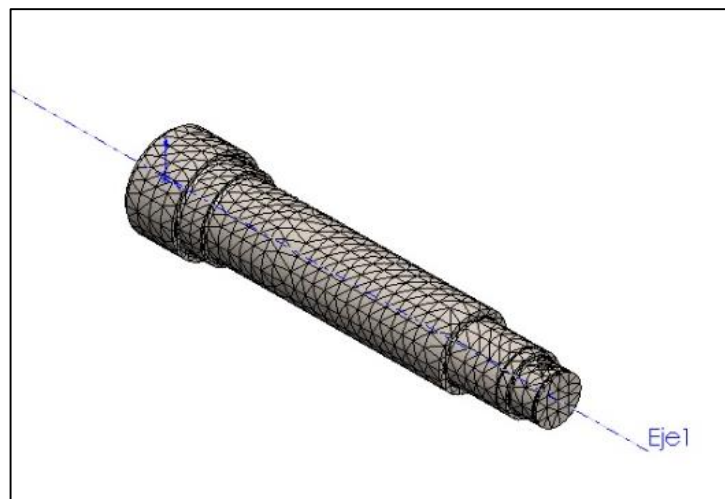


Figura 34. Mallado de eje

Tabla 27. Esfuerzos de Von Mises de ejes.

Elemento	Clase	pequeño.	grande.
Templado1	VON: Templado de Von Mises	39.628 N/m ² Nodo: 145	112,278,488.000N/m ² Nodo: 13816

eje-AE WILMER EJE-Templado-Templado1

Nombre del modelaje: eje
 Nombre de estudio: AE WILMER EJE (Predeterminado)
 Tipo de resultado: Análisis: estático: tensión: nodal: Tensiones1
 Escala de deformación: 1

von Mises (N/m²)

→ Límite elástico: 530,000,000.000

Fuente: elaboración propia.

Tabla 28. Desplazamientos de ejes.

Nombre	Tipo	Mín.	Máx.
Desplazamientos1	URES: Desplazamientos resultantes	0.000e+000mm Nodo: 190	3.842e-002mm Nodo: 13114

eje-AE WILMER EJE-Desplazamientos-Desplazamientos1

Nombre del modelaje: eje
 Nombre de estudio: AE WILMER EJE (Predeterminado)
 Tipo de resultado: Desplazamiento: estático: Desplazamientos1
 Escala de deformación: 1

URES (mm)

Fuente: elaboración propia.

3.5.2. Modelo de la columna principal

La columna principal se modela como un solo cuerpo en conjunto con la porta rodamientos. Se considera lo siguiente:

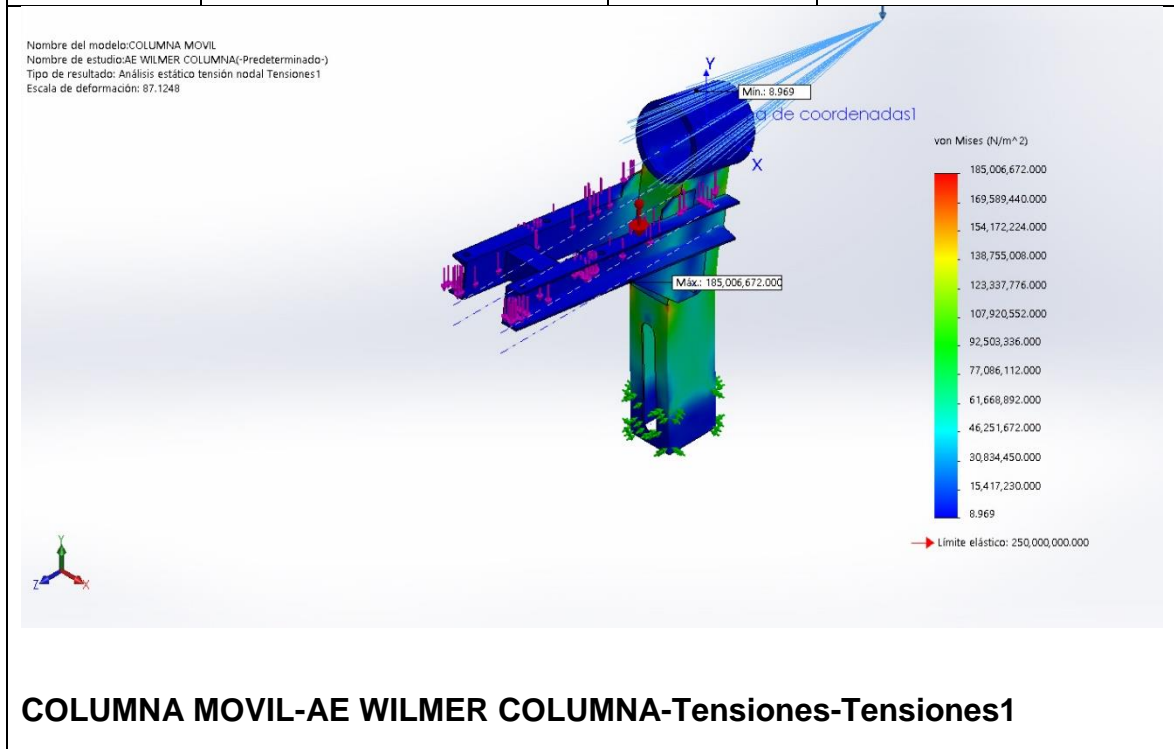
Material de fabricación: Plancha ASTM A36.

Cargas aplicadas: peso propio, peso del eje y carga de 1 tonelada.

Sujeciones: apoyo deslizante en paredes, sujeción bisagra en pasador.

Tabla 29. Esfuerzos de tensión de Von Mises de columna móvil.

Nombre	Tipo	Mín.	Máy.
Tensiones1	VON: Tensión de Von Mises	8.969 N/m ² Nodo: 18331	185,006,672.000N/m ² Nodo: 12573

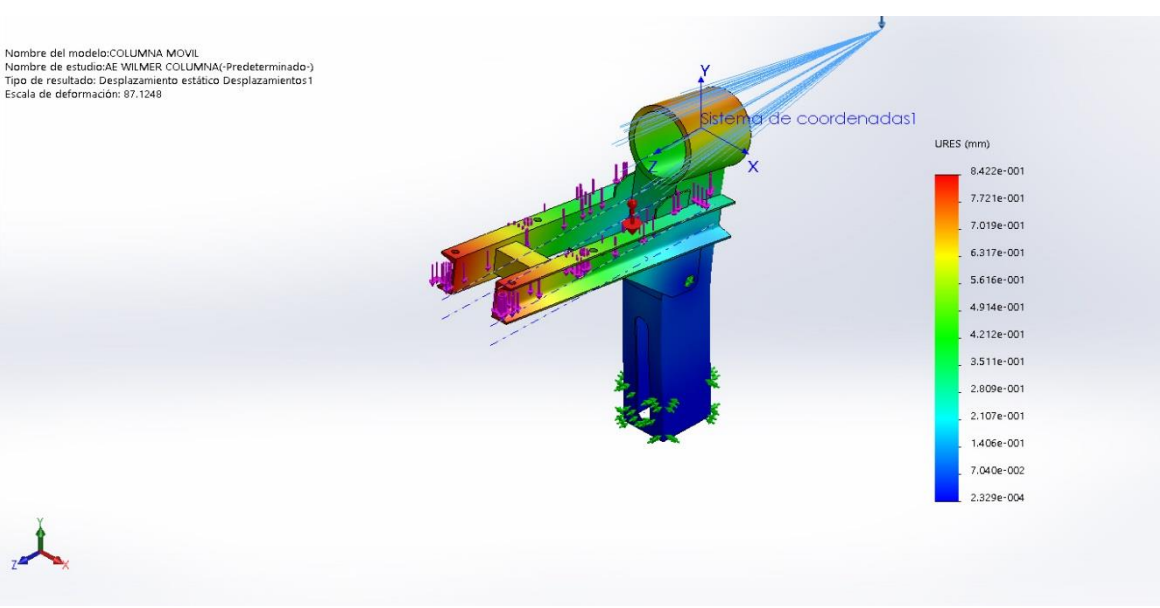


Fuente: elaboración propia.

Tabla 30. Desplazamiento de columna móvil.

Nombre	Tipo	Mín.	Máy.
Desplazamientos1	URES: Desplazamientos resultantes	2.329e-004mm Nodo: 13648	8.422e-001mm Nodo: 699

Nombre del modelo: COLUMNA MOVIL
 Nombre de estudio: AE WILMER COLUMNA-(Predeterminado)
 Tipo de resultado: Desplazamiento estático Desplazamientos1
 Escala de deformación: 87,1248



COLUMNA MOVIL-AE WILMER COLUMNA-Desplazamientos-Desplazamientos1

Fuente: elaboración propia.

3.6. Estudio económico del diseño propuesto

El costo del proyecto está sujeto a cambios; sin embargo, se abordará el estudio para tener una referencia de cuanto se debe invertir para fabricar el soporte.

3.6.1. Gasto de Elemento

El importe de los utilitarios se muestra en la tabla 38, con los precios referenciales. El costo de transporte no está incluido.

Tabla 31. Costo de materiales para fabricación de soporte.

N°	DESCRIPCIÓN	MATERIAL	UNID.	CANT.	COSTO UNITARIO (S/.)	GASTO NETO (S/.)
1	Plancha 1/8" 4'x8'	Acero Astm A36	Unidad	0.5	S/ 175.68	S/ 175.68
2	Plancha 1/4"4'x8'	Acero Astm A36	Unidad	0.2	S/ 385.00	S/ 192.50
3	Barra redonda Diam. 4"	Acero SAE 1045	Unidad	1	S/ 383.68	S/ 383.68
4	Chumacera de pared 75 mm	Acero	Unidad	1	S/ 460.00	S/ 460.00
5	Chumacera de pared 60 mm	Acero	Unidad	1	S/ 350.00	S/ 350.00
6	Perno Hexagonal 1/4"x2"+tuerca y arandela	Calidad: ACERO AISI 304	Unidad	8	S/ 2.50	S/ 20.00
7	Motoreductor SA47DRS71S4 x 0.5 hp		Unidad	1	S/ 1,650.00	S/ 1,650.00
8	Motoreductor SA47DRS71S4 x 1 hp		Unidad	1	S/ 2,380.00	S/ 2,380.00
9	Pistón hidráulico		Unidad	1	S/ 600.00	S/ 600.00
					SUBTOTAL	S/ 5,913.52
					I.G.V (18%)	S/ 1,064.43
					TOTAL	S/ 6,977.95

Fuente: elaboración propia.

3.6.2. Costos de consumibles

El costo de los consumibles se muestra en la tabla 39, con los precios referenciales. El costo de transporte no está incluido.

Tabla 32. Costo de consumibles para fabricación de soporte.

N°	DESCRIPCIÓN	MATERIA L	UNIDADE S	CANTIDA D	GASTO UNITARIO (S/.)	GASTO NETO (S/.)
1	Electrodo E 7018	-	Kg	5	S/ 13.50	S/ 67.50
2	Electrodo E 6011		Kg	5	S/ 13.00	S/ 65.00
3	Disco de corte		Unidad	10	S/ 3.50	S/ 35.00
4	Disco de desbaste	-	Unidad	10	S/ 5.50	S/ 55.00
5	Cuchilla de corte 1/2"	-	Unidad	1	S/ 35.00	S/ 35.00
					SUBTOTAL	S/ 257.50
					I.G.V (18%)	S/ 46.35
					TOTAL	S/ 303.85

Fuente: elaboración propia.

3.6.3. Costos de mano de obra

El costo de mano de obra, se calcula considerando una cuadrilla de trabajo y un ingeniero supervisor. La remuneración es referencial.

Tabla 33. Costo de mano de obra en la fabricación del soporte.

SUPERVISOR CALDEROS SOLDADOR OFICIAL				
EPP'S	S/ 25.00	S/ 25.00	S/ 25.00	S/ 25.00
SCTR	S/ 31.00	S/ 31.00	S/ 31.00	S/ 31.00
ANT. POLICIALES	S/ -	S/ -	S/ -	S/ -
SUB TOTAL	S/ 56.00	S/ 56.00	S/ 56.00	S/ 56.00
ALIMENTACION	S/ 8.00	S/ 8.00	S/ 8.00	S/ 8.00
PASAJES	S/ 3.00	S/ 3.00	S/ 3.00	S/ 3.00
DIAS TRABAJADOS	4	4	3	3
SUB TOTAL	S/ 44.00	S/ 44.00	S/ 33.00	S/ 33.00
COSTO DIA	S/ 70.00	65	60	55
ONP (13%)	S/ 9.10	S/ 8.45	S/ 7.80	S/ 7.15
CTS	S/ 1.56	S/ 1.44	S/ 1.00	S/ 0.92
VAC. TRUNCAS	S/ 1.56	S/ 1.44	S/ 1.00	S/ 0.92
SUB TOTAL	S/ 82.21	S/ 76.34	S/ 69.80	S/ 63.98
CANTIDAD	1.00	1.00	1.00	1.00
TOTAL	S/ 428.84	S/ 405.36	S/ 298.40	S/ 280.95

Fuente: elaboración propia.

3.6.4. Costo total de inversión

El costo total de la fabricación, es:

Tabla 34. *Costo total de inversión para fabricación de soporte.*

Egreso	Cantidad
Costo Mano De Obra	S/ 1,413.55
Costo Materiales	S/ 6,977.95
Costo Consumibles	S/ 250.75
Costo Transporte	S/ 350.00
Sub Total	S/ 8,992.25
Otros(5%)	S/ 449.61
Total	S/ 9,441.86

Fuente: elaboración propia.

Si bien es cierto es casi 5000 soles más que el costo de comprarlo fabricado; sin embargo, este soporte tiene mayor maniobrabilidad y un factor de seguridad mayor.

ANALISIS ECONOMICO DEL RETORNO DE INVERSIÓN

INVERSIONES	Cantidad	U.M.	Punit, Soles/pza	Sub total Soles
Costo Mano De Obra	1	Piezas	250.00	1,413.55
Costo Materiales	1	Piezas	250.00	6,977.95
Costo Consumibles	1	Piezas	125.00	303.85
Costo Transporte	1	Piezas	250.00	350.00
Sub Total	1	Piezas	375.00	9,045.35
Otros (5%)	1	servicio	200.00	452.27
				9,497.62

Beneficios por maniobras no realizadas al mes reparando 1 motor

Tiempo empleado por maniobras en tecles	0.55	horas
Costo por hora de uso de tecles	8	soles
Horas/hombre empleados en maniobras	3	horas/hombre
Costo por hora/hombre en maniobras	10.00	Soles
Gasto total por uso de tecles y horas/hombre	34.4	soles/motor
Motores reparados al mes	8.00	unidades
COSTO/BENEFICIO DEL PROYECTO	275.20	S./mes

Gastos operativos anuales	Cantidad	U.M.	Soles/año	Sub total, Soles
Costo/beneficio al año	12	motores	3,302.40	
Gastos por mantenimiento y herramientas (10%)	12	servicios	949.76	949.76
			TOTAL GASTOS	10,447.38
BENEFICIO NETO			Soles/AÑO	3,302.40

FLUJO DE FONDO NETOS POR CAMBIO DE COMBUSTIBLE		
AÑOS	FLUJO DE FONDOS	MOVIMIENTO EN EL PERIODO - AÑO
INVERSION	S/. -10,447.38	COSTO INICIAL DEL PROYECTO
1	3,302.40	BENEFICIOS NETOS ANUALES
2	3,302.40	BENEFICIOS NETOS ANUALES
3	3,302.40	BENEFICIOS NETOS ANUALES
4	3,302.40	BENEFICIOS NETOS ANUALES
5	3,302.40	BENEFICIOS NETOS ANUALES
TIR	17.49%	TIR > TASA INTERES
TASA INTERES	16%	PROYECTO ES RENTABLE
VAN	S/. 365.65	VAN > 0

PERIODO DE RETORNO DE LA INVERSION	
5.0	AÑOS

3.6.5. Periodo de retorno de la inversión

El periodo de retorno de la inversión, valor indica en cuantos años devolvería el capital sin entregar ganancias.

$$n = \frac{\log\left(1 - \frac{I * i}{A}\right)}{\log(1 + i)}$$

$$n = \frac{\log\left(1 - \frac{9441.86 * 0.14}{86222.40}\right)}{\log(1 + 0.14)} = 0.117 \text{ años}$$

El periodo de retorno de la inversión de fabricar el sistema soporte, sin considerar ganancias, es de 42 días.

CAPITULO IV
DISCUSIÓN DE RESULTADOS

IV. Discusión de resultados

Los soportes que se ofrecen en el mercado satisfacen las necesidades planteadas en esta tesis sin embargo el diseño que se propone es un diseño más robusto y con mayor maniobrabilidad. Las capacidades existentes en el mercado son de hasta 1800 Kg. Según Burbano (2014) en su tesis, la necesidad de contar con un soporte para motores en mantenimiento es necesario y optaron al igual que en este trabajo a diseñarlo para la capacidad de 1000 Kg.

Los parámetros de diseño principales se definieron a partir de la carga máxima que debe soportar el sistema soporte. Las maniobras, representa una disminución del tiempo de mantenimiento, Nelson Burbano indica en su investigación que los tiempos utilizados en procesos técnicos cada vez deben ser más cortos para complacer las urgencias de clientes, por lo tanto, contar con un sistema hidráulico y eléctrico para el control y manipulación de la carga, permite reducir los tiempos. Castillo Medina y Silva Cortéz, plantean los parámetros de diseño a partir de un equipo existente, mejorando su maniobrabilidad en base a normas.

En nuestra tesis se presentan 3 alternativas de solución de modo conceptual, permitiendo identificar las ventajas que cada una ofrece. En un cuadro de ponderación donde la seguridad y el confort son los más prioritarios, la alternativa 1 es la que tiene un puntaje mayor. La matriz de ponderación nos permitió encontrar la alternativa adecuada, al igual que Guzmán y Cardona, se coincide en que el satisfacer una necesidad puede tener muchas alternativas de solución.

La geometría y los perfiles seleccionados son con respecto a la lista de exigencias, cumpliendo con la altura requerida de 1 metro y 20 cm. Se evaluó la estabilidad del soporte mediante análisis estático, calculando el momento de volteo con carga y sin carga. El factor de seguridad del eje principal es 4.13 siendo un valor dentro del rango previsto en la Operacionalización de la variable donde se requiere un rango de 1.8 hasta 8. Se realizó el cálculo hidráulico y se plantea el diagrama unifilar y el calibre de los conductores para el sistema eléctrico.

Se modeló el soporte en Software, del cual mediante elementos finitos se simuló el eje principal y la columna móvil obteniendo un esfuerzo de Von Mises de 112.28 MPa y 185.01 MPa respectivamente. Igualmente, Castillo y Silva realizaron

el rediseño mecánico de la estructura y adaptación de componentes para la bomba lineal mediante el resultado del análisis de elemento finito. A Nelson Burbano en su tesis, determinó el Esfuerzo de Von Mises como resultado de la simulación del modelo de Software, 129.48 MPa.

El costo de fabricación del sistema soporte es igual a S/ 9,441.00 Soles, siendo mayor en S/ 5,000.00 soles a los soportes de proveedores. El costo se justifica por el diseño robusto que se ha propuesto en esta tesis.

CAPITULO V
CONCLUSIONES

V. Conclusiones

Los soportes que se ofrecen son con capacidades de hasta 1800 Kg. Sin embargo, en esta tesis se evaluó el soporte para una capacidad de 1000 Kg. Así mismo, el soporte es posible fabricarlo en talleres metál-mecánicos en Trujillo, La Libertad.

Se plantearon la lista de requerimientos, siendo los más importantes la seguridad y la maniobrabilidad. El soporte tiene la capacidad de sujetar y elevar la transmisión un peso de 1000 kilos, tendrá la fuerza apropiada y necesaria cumpliendo las expectativas de soportar motores de maquinaria pesada. Se realizó la matriz morfológica según las funciones: apoyo, aseguramiento de carga, elevación de carga y giro de carga.

Se generaron 3 alternativas de solución, donde la alternativa 1 tuvo un puntaje de 8.10, lo cual indica que es la alternativa que más se ajusta al requerimiento. El soporte por lo tanto se evaluó como una estructura con apoyos móviles y con sistema de elevación mediante pistón hidráulico, asimismo, el giro de la carga mediante un motor eléctrico. La alternativa 2 y 3, tuvieron una calificación de 7.23 y 7.65 respectivamente.

Se realizó el estudio de la estabilidad, para evitar el volteo. Se calculó el momento de volcadura con carga en el punto A y B, 796.74 Kg*m y 362.57 Kg*m. Se calculó las reacciones en los cuatro apoyos. Se evaluó por separado el eje principal, proponiendo se fabrique en material SAE 1045, se obtuvo un esfuerzo de Von Mises de 135.01 MPa y 3.13 de elemento de seguridad. La columna tuvo un trabajo de Von Mises de 13.21 y considerando fabricarlo en plancha de A36, el factor de seguridad es 1.88. Luego se evaluó la viga longitudinal, arrojando un Von Mises de 135.01 MPa y un factor de seguridad igual a 1.90. En la viga transversal delantera y posterior, el esfuerzo de Von Mises resultó 42.21 MPa y 30.16 MPa respectivamente. Estas dos vigas se fabricarán en acero A36, por lo tanto, sus factores de seguridad son: 5.92 y 8.24. Luego, el sistema hidráulico se calculó la sección del embolo y el cilindro para generar la fuerza necesaria para elevar la carga, en ello se considera una fuerza de trabajo de 200 Bar y una reducción de fuerza de 5 Bar. El vástago evaluado por la ecuación de Euler, indica que 25 mm si

soporta la solicitud de carga. Se calculó el calibre de los cables en el sistema eléctrico del soporte, dando como resultado que el conductor de calibre 4x16 con capacidad de 10 amperios sirve para el motor de la bomba de engranes, y este siendo mayor que para el giro, el cableado para ambos será con el conductor del mismo calibre.

Se modeló en Software el soporte para motores con capacidad para soportar 1000 Kg, del cual se evaluó el eje principal y la columna móvil, arrojando un esfuerzo de Von Mises de 112.28 MPa y 185.06 MPa respectivamente. El análisis se realizó considerando que las piezas son materiales isotrópicos y con la carga de 1000 Kg como masa remota.

Se evaluó cuánto costaría fabricar el sistema soporte, dando un valor en costo de los materiales de S/ 6,977.95, costo de mano de obra S/ 1,413.55, costo de consumibles de S/ 250.75, costo de transporte S/ 350.00; considerando costo adicional de S/ 449.61, el costo total es de S/ 9,441.86. En comparación al costo de proveedores, fabricarlo es más costoso, pero ofrece un soporte más robusto, seguro y con mayor maniobrabilidad. El tiempo de recuperación de la inversión sin estimar utilidades, es de 42 días. Por lo que el invertir en la fabricación del soporte, significaría que, a partir del tercer mes, ya se habría recuperado la inversión.

CAPITULO VI

RECOMENDACIONES

VI. Recomendaciones

- Realizar un análisis vibracional.
- Evaluar un sistema de control automático de velocidad rotacional y de ascenso.
- Evaluar su comercialización y producción en serie y grandes cantidades.
- Realizar un análisis multifuncional para otros motores y vehículos.

CAPITULO VII

REFERENCIAS

VII. Referencias

- Budynas, R. y Nibbett, K. (2008). *Diseño en ingeniería mecánica de Shigley*. (8ª. ed.). México, D.F: McGraw Hill.
- Burbano, N., Manjarrés, F., y Terán, H. (2014). *Diseño y construcción de un soporte universal automatizado para la reparación de motores para la empresa tractor Diesel*. (Tesis de licenciatura, Universidad de las Fuerzas Armadas ESPE Extensión Latacunga).
- Castillo, M. y Silva, C. (2014). *Rediseño e implementación de un banco de pruebas de bombas inyectoras diésel para el laboratorio de motores de la escuela de ingeniería automotriz*. (Tesis de licenciatura, Escuela superior politécnica de Chimborazo).
- Colmenar, A., & Hernández, J. (2012). *Instalaciones eléctricas en baja tensión*. (2ª. ed.) España: RA-MA.
- García, M., et al. (2010). *Fundamentos del diseño en la ingeniería*. México, D.F: Limusa.
- Guzmán, F. y Herbert, C. (2008), *Diseño mecánico y construcción de sistema Karel*. (Tesis de licenciatura, Universidad Centroamericana).
- Herbert, A. (2014). La ciencia del diseño: La creación de lo artificial. Recuperado de http://www.academia.edu/10988394/Herbert_Simon_y_Christopher_Alexander_La_ciencia_y_forma_del_dise%C3%B1o
- Hibbeler, R. (2006). *Mecánica de Materiales*. México: Pearson.
- Libro Instrumentos para tableros. (Diciembre 2012). Informes finales investigación.
- Marulanda, O. (2009). Costos y Presupuestos. Recuperado de <https://www.upg.mx/wp-content/uploads/2015/10/LIBRO-44-Curso-costos-y-presupuestos.pdf>
- Solé, A. (2011). *Neumática e Hidráulica*. Barcelona: Mar combo.

Sowel, T. (2013). *Economía Básica*. España: Deustuo SA.

Ministerio de trabajo (2017), recuperado de:
http://www2.trabajo.gob.pe/archivos/estadisticas/sat/2017/SAT_junio17.pdf

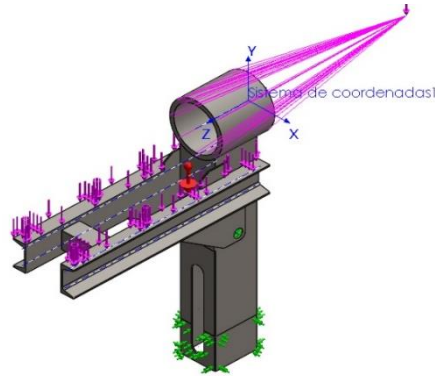
<http://www.insht.es/MusculoEsqueleticos/Contenidos/Formacion%20divulgacion/material%20didactico/EcuacionNIOSH.pdf>

http://www.insht.es/MusculoEsqueleticos/Contenidos/Formacion%20divulgacion/material%20didactico/SyC_ISO%2011228.pdf

Anexos

ANEXO 1

Modelo de la columna principal.



modelo: **COLUMNA MOVIL**

Forma ideal: **Predeterminado**

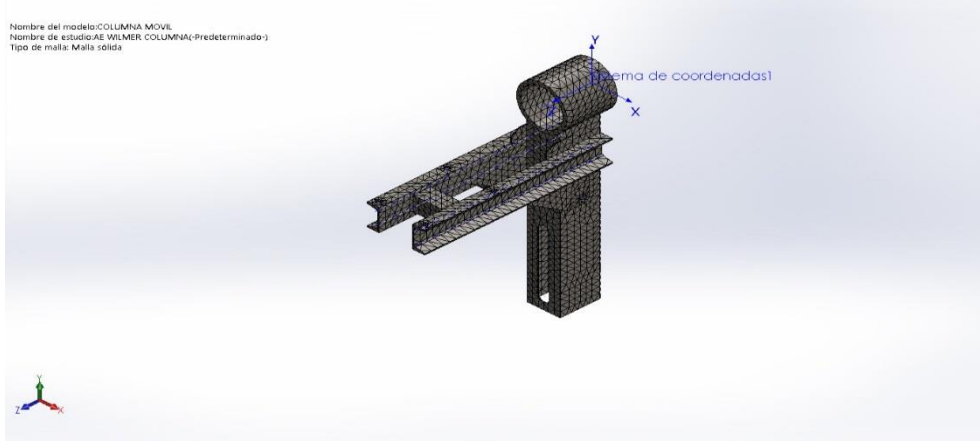
Sólidos

simulacion	Tipo	Dimensiones geometricas	Samame paredes wilmer alberto
<p>Redondeo3</p> 	Sólido	Magnitud:21.2281 kg Dimension 0.00270421 m ³ Presion :7850 kg/m ³ Fuerza :208.035 N	<p>Proyecto de investigacion : DISEÑO DE UN SOPORTE PARA MOTORES</p>

Fuente: elaboración propia.

ANEXO 2

Tabla. Información de malla.

Investigacion de malla	
Tipo de malla	Malla sólida
Mallador utilizado:	Malla estándar
Transición automática:	Desactivar
Incluir bucles automáticos de malla:	Desactivar
Puntos jacobianos	4 Puntos
Tamaño de elementos	18.7962 mm
Tolerancia	0.939812 mm
Trazado de calidad de malla	Elementos cuadráticos de alto orden
Investigacion de malla - Detalles	
Número total de nodos	20238
Número total de elementos	9899
Cociente máximo de aspecto	39.691
% de elementos cuyo cociente de aspecto es < 3	28.1
% de elementos cuyo cociente de aspecto es > 10	2
% de elementos distorsionados (Jacobiana)	0
Tiempo para completar la malla (hh:mm:ss):	00:00:04
Nombre de computadora:	
	

Fuente: elaboración propia.

Anexo 3: Matriz de consistencia

AUTOR: SAMAMÉ PAREDES WILMER ALBERTO			FECHA: 25 / 04 / 2018	
TÍTULO: Diseño de un sistema de manipulación para realizar mantenimiento de motores de maquinaria pesada hasta de 1 tonelada				
PROBLEMAS	OBJETIVOS	HIPÓTESIS	VARIABLES	METODOLOGÍA
1. Problema General:	1. Objetivo General:	1. Hipótesis General:	V. Independiente	1. Tipo de Investigación Aplicada 2. Método: Deductivo 3. Diseño de la Investigación: no experimental 4. Población: Sistemas de manipulación de motores de maquinaria pesada. 5. Muestra: Sistema de manipulación de motores Caterpillar C7 de maquinaria pesada hasta de 1 tonelada. 6. Técnicas: Simulación
¿ Cuáles serán las especificaciones del diseño de un sistema de manipulación para realizar mantenimiento de motores de maquinaria pesada hasta de 1 tonelada?	Diseñar un sistema de manipulación para realizar actividades preventivas y correctivas de mantenimiento de motores de maquinaria pesada hasta de 1 tonelada.	La implementación de un sistema de manipulación mejora la realización de actividades preventivas y correctivas de motores de maquinaria pesada hasta de 1 tonelada	Actividades de mantenimiento	
	2. Objetivos Específicos	mediante un sistema hidráulico para la elevación de la carga y	V. Dependiente: Características técnicas del sistema.	
	- Seleccionar el estado de la tecnología en lista de los componentes del sistemas de manipulación de			

	<p>motores de maquinaria pesada</p> <ul style="list-style-type: none"> - Determinar los parámetros del diseño del sistema investigado. - Generar alternativas de esquema y seleccionar la más adecuada. - Calcular y seleccionar los sistemas y componentes del diseño seleccionado. - Modelar y simular el diseño expuesto - Determinar la factibilidad económica de la propuesta. 	<p>eléctrico para el giro del motor.</p>		<p>Observación</p> <p>Análisis documental</p> <p>7. Instrumentos:</p> <ul style="list-style-type: none"> - Software de diseño - Hojas de registros - Hojas de registros - Catálogos y fichas técnicas del proveedor. <p>8. Indicadores:</p> <ul style="list-style-type: none"> * Análisis de resistencia * Factor de seguridad <p>Análisis de resistencia</p> <p>Pandeo, estático, volteo de materiales del soporte</p> <p>Esfuerzo de Von Mises</p> <p>Deformaciones</p> <p>Factor de seguridad</p>
--	--	--	--	--