



**DEPARTAMENTO DE CIENCIAS DE LA ENERGÍA Y
MECÁNICA**

CARRERA DE INGENIERÍA MECATRÓNICA

**TRABAJO DE TITULACIÓN, PREVIO A LA OBTENCIÓN DEL
TÍTULO DE INGENIERO EN MECATRÓNICA**

**TEMA: REPOTENCIACIÓN Y MODERNIZACIÓN DE UN
MONTACARGAS ELÉCTRICO DE PASILLO ANGOSTO CON
EXTENSOR MARCA CATERPILLAR PARA LA EMPRESA FAVAG**

AUTORES:

AGUIRRE FLORES, DAVID FERNANDO

MOLINA SÁNCHEZ, PATRICIO XAVIER

DIRECTOR: ING. CARRIÓN LUIS

SANGOLQUÍ

2017



**DEPARTAMENTO DE CIENCIAS DE LA ENERGÍA Y MECÁNICA
CARRERA DE INGENIERÍA MECATRÓNICA**

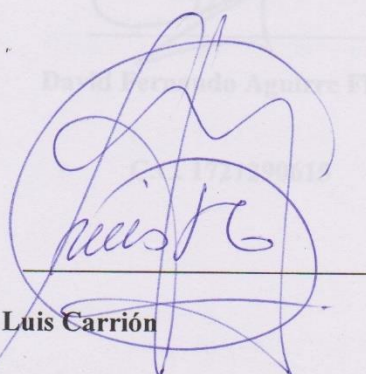
AUTORE **CERTIFICACIÓN** ILIDAD

Certifico que el trabajo de titulación, "*REPOTENCIACIÓN Y MODERNIZACIÓN DE UN MONTACARGAS ELÉCTRICO DE PASILLO ANGOSTO CON EXTENSOR MARCA CATERPILLAR PARA LA EMPRESA FAVAG*" realizado por los señores *DAVID FERNANDO AGUIRRE FLORES* y *PATRICIO XAVIER MOLINA SÁNCHEZ*, ha sido revisado en su totalidad y analizado por el software anti-plagio, el mismo cumple con los requisitos teóricos, científicos, técnicos, metodológicos y legales establecidos por la Universidad de Fuerzas Armadas ESPE, por lo tanto me permito acreditarlo y autorizar a los autores para que lo sustente públicamente.

Sangolquí, 16 de febrero del 2017

Sangolquí, 16 de febrero del 2017

Atentamente,



Ing. Luis Carrión

DIRECTOR

AUTORÍA DE RESPONSABILIDAD

**ESPE**
UNIVERSIDAD DE LAS FUERZAS ARMADAS
INNOVACIÓN PARA LA EXCELENCIADEPARTAMENTO DE CIENCIAS DE LA ENERGÍA Y MECÁNICA
CARRERA DE INGENIERÍA MECATRÓNICAAUTORÍA DE RESPONSABILIDAD

El presente trabajo de titulación “*REPOTENCIACIÓN Y MODERNIZACIÓN DE UN MONTACARGAS ELÉCTRICO DE PASILLO ANGOSTO CON EXTENSOR MARCA CATERPILLAR PARA LA EMPRESA FAVAG*” ha sido desarrollado considerando los métodos de investigación existentes, así como también se ha respetado los derechos intelectuales de terceros considerándose en las citas bibliográficas.

Consecuentemente declaramos que este trabajo es de nuestra autoría, en virtud de ello somos responsables del contenido, veracidad y alcance de la investigación mencionada.

David Fernando Aguirre Flores

C.C. 1721290615

Sangolquí, 16 de febrero del 2017

Patricio Xavier Molina Sánchez

C.C. 1722508775



AUTORIZACIÓN

ESPEUNIVERSIDAD DE LAS FUERZAS ARMADAS
INNOVACIÓN PARA LA EXCELENCIADEPARTAMENTO DE CIENCIAS DE LA ENERGÍA Y MECÁNICA
CARRERA DE INGENIERÍA MECATRÓNICAAUTORIZACIÓN

Nosotros, *David Fernando Aguirre Flores* y *Patricio Xavier Molina Sánchez*, autorizamos a la Universidad de las Fuerzas Armadas ESPE publicar en la biblioteca virtual de la institución el presente trabajo de titulación "**REPOTENCIACIÓN Y MODERNIZACIÓN DE UN MONTACARGAS ELÉCTRICO DE PASILLO ANGOSTO CON EXTENSOR MARCA CATERPILLAR PARA LA EMPRESA FAVAG**" cuyo contenido, ideas y criterios son de nuestra autoría y responsabilidad.

David Fernando Aguirre Flores

C.C. 1721290615

Sangolquí, 16 de febrero del 2017

Patricio Xavier Molina Sánchez

C.C. 1722508775

DEDICATORIA

Esta meta alcanzada le dedico especialmente a mi padre, quien siempre ha estado para guiarme a lo largo de mi vida, a mi madre por todo el amor que me ha brindado y a mis hermanas por que constantemente me hacen una mejor persona.

Aguirre Flores David Fernando

DEDICATORIA

Este trabajo lo dedico a toda mi familia quienes dieron todo su apoyo incondicional durante mi carrera. A mi esposa por su ayuda y en especial a mis hijos, quienes son la razón de mi esfuerzo.

Molina Sánchez Patricio Xavier

AGRADECIMIENTOS

Me siento muy agradecido con mi familia, la cual ha sido pilar fundamental para culminar con este proyecto y por quienes siempre trato de crecer en todo sentido, agradezco también a mis amigos que de una u otra forma han estado ahí para apoyarme, también a la Universidad de las Fuerzas Armadas – ESPE, profesores, director de tesis y a la empresa auspiciante por la ayuda brindada para alcanzar este objetivo, cabe resaltar también mi agradecimiento a la doctora María Fernanda Jaramillo por todo el apoyo brindado.

Aguirre Flores David Fernando

AGRADECIMIENTOS

A mis padres que incentivaron mis estudios, y a mi esposa que con su cariño y respaldo estuvo siempre a mi lado. A la Universidad de las Fuerzas Armadas - ESPE, por la preparación profesional por medio de sus docentes. Al Ingeniero Carrión director del presente proyecto y finalmente a la empresa auspiciante que brindó todo el apoyo posible hasta la finalización del presente trabajo.

Molina Sánchez Patricio Xavier

TABLA DE CONTENIDO

CERTIFICACIÓN	ii
AUTORÍA DE RESPONSABILIDAD.....	iii
AUTORIZACIÓN.....	iv
DEDICATORIA	v
DEDICATORIA	vi
AGRADECIMIENTOS	vii
AGRADECIMIENTOS	viii
ÍNDICE DE FIGURAS	xiv
ÍNDICE DE TABLAS	xviii
RESUMEN.....	xix
PALABRAS CLAVES	xix
ABSTRACT.....	xx
KEYWORDS	xx
CAPÍTULO 1	1
GENERALIDADES Y OBJETIVOS	1
1.1. Antecedentes.....	1
1.2. Definición del problema	1
1.3. Justificación e importancia	2
1.3.1. Punto de vista económico	2
1.3.2. Seguridad	3
1.4. Objetivos.....	3
1.4.1. Objetivo general	3
1.4.2. Objetivos específicos	3
1.5. Alcance del proyecto	4
CAPÍTULO 2	5

FUNDAMENTACIÓN TEÓRICA.....	5
2.1. Descripción del montacargas.....	5
2.1.1. Clasificación de los montacargas.....	5
2.1.2. Especificaciones del montacargas Caterpillar NRDR30.....	6
2.2. Partes del montacargas caterpillar modelo NRDR30.....	7
2.3. Descripción de funcionamiento.....	8
2.3.1. Funcionamiento Eléctrico y Electrónico.....	8
2.3.2. Funcionamiento Hidráulico y control de válvulas.....	9
2.3.3. Sistemas de monitoreo de Peso, Altura y ángulo de dirección de llantas.....	9
2.3.4. Capacidad y centro de la carga.....	10
2.4. Sistema de medición de ángulo de la dirección y altura de la garra.....	13
2.4.1. Sensor de posición angular resistivo.....	14
2.5. Sistema de medición de peso.....	14
2.5.1. Presión de la línea hidráulica.....	15
2.6. Diseño de elementos mecánicos.....	16
2.6.1. Diseño de ejes.....	16
2.6.2. Diseño de engranes.....	18
2.6.3. Análisis de falla por fatiga.....	20
2.6.4. Durómetro para determinación de dureza de los materiales.....	20
2.6.5. Tratamiento Térmico.....	20
CAPÍTULO 3.....	22
DISEÑO MECÁNICO.....	22
3.1. Sistema de medición de ángulo de dirección.....	22
3.1.1. Diseño geométrico preliminar.....	22
3.1.2. Cálculo del módulo de la corona.....	23
3.1.3. Diseño del piñón acoplado al eje del sensor.....	26

3.2.	Análisis de elementos en mal estado.....	27
3.2.1.	Análisis de Piñón con diente roto.....	27
3.2.2.	Análisis de dureza	29
3.3.	Sistema de medición de la altura de las garras.....	30
3.3.1.	Diseño geométrico preliminar.....	30
3.3.2.	Selección del resorte de fleje.....	31
3.3.3.	Diseño geométrico del carrete.....	33
3.3.4.	Diseño de engranes	34
3.3.5.	Diseño del eje del carrete	52
3.3.6.	Diseño de cojinete	68
3.2.7.	Verificación del diseño teóricamente.....	71
3.2.8.	Análisis mecánico de resultados	75
3.2.9.	Diseño final del eje.....	76
3.4.	Sistema de medición de peso en las garras	77
3.4.1.	Cálculo de la presión de trabajo	77
3.4.2.	Características técnicas del sensor de presión.....	78
3.5.	Modelado CAD	79
CAPÍTULO 4		83
DISEÑO ELECTRÓNICO Y CONTROL.....		83
4.1.	Sistema de control de válvulas	83
4.1.1	Diseño de la lógica del circuito.....	84
4.1.2	Cálculos de resistencias de opto acopladores.....	85
4.1.3	Cálculos de resistencias de los MOSFET	86
4.1.4	Diseño del conector DB25	87
4.1.5	Diseño de la placa electrónica.....	93
4.2.	Sistema de monitoreo de variables.....	94

4.2.1	Diseño del HMI.....	95
4.2.2	Diseño del control de bloqueo por sobrecarga.....	98
4.2.3	Medición de las variables de entrada	99
CAPÍTULO 5		100
MANTENIMIENTO, CONSTRUCCIÓN, ENSAMBLAJE Y FUNCIONAMIENTO		100
5.1	Mantenimiento y verificación mecánica	100
5.1.1.	Mantenimiento de Motores, pruebas de aislamiento	100
5.1.2.	Lubricación de pistones y cambio de O-Rings	101
5.1.3.	Verificación y cambio de electroválvulas.....	101
5.2.	Construcción.....	102
5.2.1.	Construcción de engrane de dirección.....	102
5.2.2.	Construcción de mecanismo para medición de altura	102
5.2.3.	Construcción de mecanismo para medición de dirección.....	104
5.2.4.	Construcción de placa de control de válvulas	105
5.2.5.	Construcción de soporte e instalación de HMI.....	106
5.3.	Instalación y ensamblaje.....	106
5.3.1.	Instalación de controlador.....	106
5.3.2.	Instalación eléctrica	111
CAPÍTULO 6		115
ANÁLISIS ECONÓMICO		115
6.1.	Costos directos.....	115
6.1.1.	Costos de los materiales y/o repuestos	115
6.1.2.	Costos de mano de obra directa.....	117
6.2.	Costos indirectos.....	118
6.3.	Costo total del proyecto	119

6.4. Relación costo beneficio.....	120
CAPÍTULO 7	122
CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES.....	122
7.1. Conclusiones.....	122
7.2. Recomendaciones	123
BIBLIOGRAFÍA	124

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1 Estadísticas de accidentes de montacargas	3
Figura 2 Partes del Montacargas marca Caterpillar modelo NRDR30	7
Figura 3 Momento producido en un montacargas.....	10
Figura 4 Centro de gravedad de un montacargas y su carga.....	11
Figura 5 Placa del montacargas Caterpillar modelo NRDR30	12
Figura 6 Límites de trabajo según placa del montacargas Caterpillar modelo NRDR30.....	12
Figura 7 Ejemplo de la dirección de un montacargas	13
Figura 8 Sensor angular resistivo	14
Figura 9 Volcamiento por exceso de carga	15
Figura 10 Esquema sensor de presión.....	15
Figura 11 Diseño preliminar del eje del mecanismo para medición de la altura.....	16
Figura 12 Fuerzas radiales y axiales presentes en un eje	17
Figura 13 Engrane recto	18
Figura 14 Estado inicial de la dirección.....	23
Figura 15 Esquema del mecanismo para la medición de la dirección	23
Figura 16 Nomenclatura de los dientes de engranes rectos	24
Figura 17 Nomenclatura de los dientes de engranes rectos	25
Figura 18 Factor de relación de durezas	28
Figura 19 Piñón roto.....	28
Figura 20 Dureza alcanzada en Rockwell C de piñón roto.....	29
Figura 21 Esquema preliminar del mecanismo para medir altura.....	31
Figura 22 Esquema del diseño geométrico del carrete en relación al resorte	34

Figura 23 Esquema geométrico de engranes en relación al carrete	35
Figura 24 Simulación del engrane sometido a esfuerzos	37
Figura 25 Factor geométrico de engranes rectos.....	38
Figura 26 Evaluación de S y S1 para modificador Cpm.....	42
Figura 27 Factor de alineación de acoplamiento.....	42
Figura 28 Factor de espesor del aro	43
Figura 29 Esfuerzo de flexión permisible	45
Figura 30 Factor de ciclos de esfuerzo.....	46
Figura 31 Factor de confiabilidad	46
Figura 32 Factor de vida de ciclos de esfuerzo	50
Figura 33 diseño preliminar del eje y puntos críticos	53
Figura 34 Esquema del eje con fuerzas aplicadas.....	54
Figura 35 Diagramas de cuerpo libre en los planos YX, ZX.....	55
Figura 36 Diagrama de esfuerzo cortante para los diferentes planos.....	57
Figura 37 Diagrama de momento flector para los diferentes planos	58
Figura 38 Simulación del eje sometido a esfuerzos	64
Figura 39 Eje redondo con filete en el hombro en torsión.....	65
Figura 40 Sensibilidad a la muesca de materiales sometidos a torsión inversa	66
Figura 41 Tipos de lubricación en cojinetes	69
Figura 42 Inercia del eje del carrete	72
Figura 43 Factor de Seguridad del engrane simulado en Software.....	75
Figura 44 Factor de Seguridad del eje simulado en Software.....	75
Figura 45 Diametros finales del eje	76
Figura 46 Presión hidráulica de trabajo	77

Figura 47 Sensor de presión.....	78
Figura 48 Modelado CAD de elementos para mecanismo de medición de altura parte1.....	79
Figura 49 Modelado CAD de elementos para mecanismo de medición de altura parte 2.....	80
Figura 50 Modelado CAD mecanismo para medición de altura.....	81
Figura 51 Modelado CAD elementos mecanismo para medición dirección.....	82
Figura 52 Modelado CAD mecanismo para medición de dirección.....	82
Figura 53 Bobina de activación de la electroválvula.....	83
Figura 54 Placa de control de electroválvulas en mal estado.....	84
Figura 55 Deducción de lógica de activación por medio de pulsadores.....	84
Figura 56 Esquema dimensional del conector DB25.....	87
Figura 57 Dimensiones del conector DB25.....	88
Figura 58 Diseño esquemático del conector DB25.....	88
Figura 59 Esquema de conexión de los elementos al conector DB25.....	89
Figura 60 Detalle a.....	90
Figura 61 Detalle b.....	91
Figura 62 Esquema completo de conexión.....	92
Figura 63 Posicionamiento de los elementos y ruteo de la placa.....	93
Figura 64 Esquema 3D de la placa final.....	94
Figura 65 Diseño preliminar de la pantalla.....	94
Figura 66 Montacargas Toyota series 8.....	95
Figura 67 Esquema de conexión de la pantalla.....	96
Figura 68 Esquema de conexión del relé y sensores.....	96

Figura 69 Diagrama de flujo de la programación	97
Figura 70 Visualización de la alarma en pantalla	98
Figura 71 Diagrama de procesamiento de las variables	99
Figura 72 Prueba de aislamiento de motor	100
Figura 73 Instalación de Pistón	101
Figura 74 Cambio de Electroválvulas	101
Figura 75 Engrane dañado y engrane fabricado	102
Figura 76 Construcción de mecanismo para medición de altura	103
Figura 77 Construcción mecanismo para medición de dirección	105
Figura 78 Construcción de tarjeta de control de Electroválvulas	105
Figura 79 Instalación HMI	106
Figura 80 Controlador Curtis para motor Tracción	107
Figura 81 Circuito de control controlador Curtis	108
Figura 82 Pines de control controlador Curtis	108
Figura 83 Programación controlador parte 1	110
Figura 84 Configuración de parámetros de motor	110
Figura 85 Configuración de sensor de temperatura de motor	111
Figura 86 Final de carrera para control de Motor Hidráulico 1	112
Figura 87. Instalación de Temporizador WEG modelo ERWT	113
Figura 88 Modo de control “Ba” de Temporizador WEG	113
Figura 89 Diagrama eléctrico motores hidráulicos	114
Figura 90 Instalación eléctrica de potencia	114

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1 Sistemas de engranes rectos y comúnmente usados para engranes rectos....	25
Tabla 2 Resumen de parámetros para la construcción del piñón.....	27
Tabla 3 Resumen de parámetros para la re-construcción del piñón roto.....	29
Tabla 4 Parámetros mecánicos de Resorte de fleje.....	32
Tabla 5 Parámetros iniciales de diseño.....	35
Tabla 6 Factor de forma de Lewis.....	38
Tabla 7 Factor de confiabilidad.....	40
Tabla 8 Factor de seguridad esfuerzo de flexión.....	47
Tabla 9 Factor de seguridad.....	51
Tabla 10 Características mecánicas del Duraron.....	52
Tabla 11 Parámetros para el factor de condición superficial de Marín.....	60
Tabla 12 Factores de confiabilidad.....	62
Tabla 13 Estimaciones de los factores de concentración del esfuerzo.....	63
Tabla 14 Parámetros de rendimiento para materiales con que se fabrican cojinetes en lubricación al límite.....	71
Tabla 15. Resumen Dimensiones para eje.....	76
Tabla 16 Lógica de electroválvulas.....	85
Tabla 17 Parámetros de corte para el torneado.....	104
Tabla 18 Descripción pines J1, controlador Curtis.....	109
Tabla 19 Costos Directos (Materiales y/o repuestos).....	115
Tabla 20 Costos Directos (Mano de obra).....	117
Tabla 21 Costos indirectos (Mano de obra).....	118
Tabla 22 Costo total del proyecto.....	119

RESUMEN

En este proyecto se realizó la repotenciación y modernización de un montacargas Caterpillar de pasillo angosto modelo NRDR3, con el objetivo de mejorar las condiciones de seguridad adaptando un sistema de bloqueo central y una interfaz hombre maquina (HMI), para el monitoreo y medición de variables (peso y altura) de la garra, las cuales intervienen en la estabilidad del montacargas y proporcionan un mejor manejo del operario. El montacargas inicialmente no disponía de sistemas de control y varios sistemas mecánicos se encontraron averiados. Se realizó el diseño y selección de los elementos tanto eléctricos como mecánicos, los cuales fueron adaptados en la maquinaria con la finalidad de mantener las características operativas del mismo. Para la modernización se analizó la forma constructiva de mecanismos para el monitoreo de variables físicas del montacargas como: peso, altura y ángulo de dirección. Se procedió a la construcción de los mecanismos y tarjeta de control de electroválvulas, junto con la realización de los diagramas eléctricos de potencia y control de los tres motores que generan el movimiento completo del montacargas. Se realizó el análisis económico para determinar la viabilidad de la inversión en el proyecto. Concluyendo que es posible económica y técnicamente la rehabilitación y modernización de esta maquinaria a un bajo costo.

PALABRAS CLAVES

- **MONTACARGAS**
- **DIAGRAMA ELÉCTRICO**
- **HMI**
- **MONITOREO DE VARIABLES**
- **BLOQUEO DE SEGURIDAD**

ABSTRACT

In this project, the repowering and modernization of a Caterpillar NRDR3 narrow-aisle forklift was performed with the objective of improving safety conditions by adapting a central locking system and a human machine interface (HMI) for the monitoring and measurement of variables (Weight and height) of the claw, which intervene in the stability of the forklift and provide a better handling of the operator. The forklift initially had no control systems and several mechanical systems were found to be defective. The design and selection of the electrical and mechanical elements were carried out, which were adapted in the machinery with the purpose of maintaining the operational characteristics of the same. For the modernization, the constructive form of mechanisms for the monitoring of physical variables of the forklift was analyzed, as: weight, height and steering angle. We proceeded to the construction of the mechanisms and control card of solenoid valves, together with the realization of the electric diagrams of power and control of the three motors that generate the complete movement of the forklift. The economic analysis was carried out to determine the feasibility of investing in the project. Concluding that it is possible economically and technically the rehabilitation and modernization of this machinery at a low cost.

KEYWORDS

- **FORKLIFT**
- **ELECTRIC DIAGRAM**
- **HMI**
- **VARIABLE MONITORING**
- **SECURITY LOCK**

CAPÍTULO 1

GENERALIDADES Y OBJETIVOS

1.1. ANTECEDENTES

FAVAG es una empresa dedicada al servicio de grandes y pequeñas industrias, cuyo mercado está enfocado en el mantenimiento general, alquiler, compra y venta de montacargas.

FAVAG tiene a disponibilidad ocho máquinas montacargas de diferentes marcas para alquiler, cuatro de estas máquinas se encuentran fuera de servicio; el montacargas de mayor interés en rehabilitar, por parte del cliente, es la Caterpillar. Con proyección a duplicar este proyecto en los 3 montacargas restantes.

Actualmente cuando una máquina requiere de servicio técnico especializado, y/o las partes o piezas son de difícil adquisición, la máquina es reemplazada por otra, ya que repararla puede ser complejo y el invertir en piezas más costosas puede ser riesgoso, debido a que no se tiene un diagnóstico confiable. Los trabajos realizados en la empresa FAVAG son únicamente de mantenimiento o correcciones leves en la maquinaria.

1.2. DEFINICIÓN DEL PROBLEMA

En la empresa FAVAG existen 4 máquinas en mal estado, la mayoría de ellas no cuentan ni siquiera con actuadores, y sus componentes eléctricos están sumamente afectados, por tal razón, dichas máquinas son dadas de baja; cada que una de estas es excluida, en sí involucra una pérdida de ganancias a la empresa, lo cual representa una baja en los ingresos.

Las máquinas que se encuentran en desuso han tenido un tiempo de vida útil promedio de 15 años. Al finalizar este período, los repuestos son escasos por parte de

los fabricantes, ya que salen al mercado nuevos modelos y los antiguos empiezan a discontinuarse, dificultando la reparación del artefacto. Debido a eso, las máquinas han servido como partes y piezas para el mantenimiento de muchas más.

Estas máquinas no tienen en su mayoría actuadores, por lo que se complica la reparación del sistema por sustitución de repuestos. Una correcta reparación técnica implica el rediseño de los controles y esto a su vez conlleva el conocimiento en varias áreas de la máquina para su implementación, tanto de su área hidráulica, área eléctrica y electrónica.

1.3. JUSTIFICACIÓN E IMPORTANCIA

1.3.1. Punto de vista económico

Dentro de las actividades económicas de la empresa FAVAG, la renta de montacargas es la principal fuente de ingresos; la retribución mensual de estos puede variar entre cada máquina con valores que oscilan los \$800,00 hasta \$1400,00 dólares, dependiendo de las características generales del montacargas y el tiempo de contrato de renta. F. Arias afirma que: “Actualmente la empresa maneja un total de 4 montacargas en buenas condiciones con contratos que van desde 1 mes hasta 6 meses”.

Al rehabilitar un montacargas, la empresa FAVAG podrá aumentar su disponibilidad en número de maquinarias para ofertar. Además el presente proyecto pretende servir como prototipo para llevar a cabo la debida restauración de tres montacargas más de la empresa. Considerando que el número de montacargas disponibles es cuatro, al rehabilitar un montacargas, los ingresos de alquiler podrían mejorar hasta un 25% en el mejor de los casos.

1.3.2. Seguridad

Cada año, “los accidentes ocasionados por montacargas provocan en promedio 100 muertes, lesionan gravemente a unos 20 000 empleados, y al menos un 22% de estas muertes ocurrieron debido a que los montacargas se volcaron.” (Figura 1).

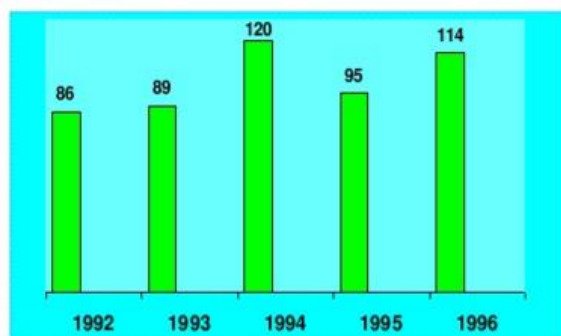


Figura 1 Estadísticas de accidentes de montacargas

Fuente: (SST Asesores, s.f.)

El presente proyecto busca mejorar las condiciones de seguridad de la máquina adaptando un sistema de bloqueo central en base a la medición de dos variables involucradas directamente con el volcamiento de los montacargas, el peso y la altura.

1.4. OBJETIVOS

1.4.1. Objetivo general

Repotenciar un montacargas eléctrico de pasillo angosto con extensor marca Caterpillar para la empresa FAVAG.

1.4.2. Objetivos específicos

- Implementar un sistema de control en el motor de tracción y tarjeta lógica de las electroválvulas.

- Diseñar y construir mecanismos de transmisión para la adaptación de los sensores a implementar.
- Diseñar un sistema de control para el procesamiento de las variables a medir capaz de generar un paro de emergencia en el sistema de control hidráulico.

1.5. ALCANCE DEL PROYECTO

Se plantea repotenciar y modernizar un montacargas de pasillo angosto para el manejo de materiales de 1.4 toneladas que cumpla con las especificaciones que plantea la empresa FAVAG, las cuales son:

- Equipo robusto capaz de trabajar hasta 5 horas al máximo de su carga.
- Rehabilitación viable y económica de la máquina.
- Implementar sistema de control capaz de procesar datos y mostrar en pantalla la altura de las garras, el peso de la carga y el ángulo de dirección en el que se encuentran las llantas.
- Implementar bloqueo central en función del peso y la altura de las garras.
- Adaptar sistema de control confiable y robusto para el motor de tracción.
- Implementación del sistema de control de válvulas, además
- Implementación de una palanca de mando para el control de las válvulas.

CAPÍTULO 2

FUNDAMENTACIÓN TEÓRICA

En el presente capítulo se introducen conceptos básicos para el total entendimiento de la restauración y modernización del montacargas Caterpillar NRDR30; se describirá los principales términos y piezas importantes del montacargas. También se desarrollarán fundamentos básicos de la mecánica y la electrónica con la finalidad de poder ejercer un criterio para la construcción de sus partes.

2.1. DESCRIPCIÓN DEL MONTACARGAS

Se lo llama de pasillo angosto ya que es un tipo de montacargas más delgado de lo usual, el cual tiene un ángulo de giro de 1.7 metros lo que le permite moverse por lugares estrechos, puede elevar sus garras hasta una altura de 8.5 metros y posee una capacidad de carga de 1.4 toneladas. Es una máquina que no se encuentra en operación y para su correcto funcionamiento es necesaria que la misma sea modificada con tecnología moderna.

2.1.1. Clasificación de los montacargas

Los montacargas han sido de gran importancia desde su invención, ya que aumentaron radicalmente la eficiencia en el transporte de cargas pesadas con un mínimo esfuerzo del operador y se los puede clasificar dependiendo de su capacidad, dividiéndolos en (Medina, 2015):

- Clase I: Vehículos de chofer con motor eléctrico
- Clase II. Con motor eléctrico para pasillos estrechos
- Clase III: Manual con motor eléctrico
- Clase IV: De combustión interna (llantas sólidas o con almohadillas)

- Clase V: De combustión interna (llanas neumáticas)
- Clase VI: Tractores eléctricos y de combustión
- Clase VII: Diseñados para terrenos escabrosos

Tipos según su funcionamiento:

- Montacargas eléctricos.
- Montacargas a combustión.
- Montacargas hidráulicos.
- Montacargas manuales.

2.1.2. Especificaciones del montacargas Caterpillar NRDR30

Existen diferentes tipos de montacargas cada vez más especializados en realizar distintas operaciones, siendo así adaptados para cada tarea. En el caso del Caterpillar NRDR30 se tiene parámetros como:

- Es un montacargas de uso exclusivo en áreas internas de un almacén.
- El tipo de llantas sólidas que posee dicho montacargas, son ideales para terrenos duros y lisos.
- Existen montacargas de pasillo angosto como el mencionado en el presente proyecto que tienen mayor maniobrabilidad, menor radio de giro y son más compactos que otros montacargas por lo que son ideales para lugares estrechos entre 2.5 a 2.9 metros.
- El montacargas del presente proyecto es utilizado para bodegas de una altura mínima de 12 metros.
- La capacidad de carga de dicho montacargas es aproximadamente 1400 Kilogramos (EquipmentWatch, 2014).

2.2. PARTES DEL MONTACARGAS CATERPILLAR MODELO NRDR30

El montacargas (figura 2) consta de una plataforma que se desliza a través de unas guías metálicas llamadas mástil. El movimiento se produce por la acción de pistones hidráulicos que eleva el pantógrafo y que a su vez se encuentra sobre las guías mencionadas anteriormente.

El sistema de electroválvulas envía la señal para que el motor hidráulico bombee el fluido desde el depósito de la central, para que llegue hasta el pistón, y gracias a la presión del fluido se desplaza el chasis. En la Figura 2 se puede apreciar el mástil del Caterpillar NRDR 30 que posee cuatro pistones, dos para cada etapa de su movimiento vertical, cada etapa está conformada por cuatro metros de alcance aproximadamente.



Figura 2 Partes del Montacargas marca Caterpillar modelo NRDR30

Fuente: (MVM, 2016)

2.3. DESCRIPCIÓN DE FUNCIONAMIENTO

2.3.1. Funcionamiento Eléctrico y Electrónico

El funcionamiento eléctrico del montacargas NRDR30 puede dividirse en el sistema de control y de potencia.

El sistema eléctrico de control es el encargado de dar las señales para el accionamiento de la placa de regulación de voltaje (PWM) además de dar indicios a otros actuadores como electroválvulas y motores hidráulicos. El sistema eléctrico de potencia está encargado de conducir la corriente por medio de protecciones y contactores los cuales sirven como inversores de polaridad, habilitación general y corte de alimentación general, etc.

El sistema electrónico básicamente es la tarjeta de potencia encargada de regular la velocidad para el motor de tracción. En los montacargas modernos también existe una electrónica encargada de monitorear, controlar y accionar los actuadores mostrando el estado de las variables en una pantalla para el usuario, permitiéndole mayor maniobrabilidad y en algunos casos hasta mayor seguridad gracias al control de sobrecarga cuando éste sobrepasa las especificaciones del fabricante.

El control de la máquina está concentrado en la palanca de mando, esta palanca es la encargada de emitir varias señales a varios componentes:

- Señales a la placa de control de las electroválvulas.
- Señal análoga y digital a la placa de regulación de velocidad del motor de tracción.
- Habilitación de motor hidráulico.

2.3.2. Funcionamiento Hidráulico y control de válvulas

El sistema hidráulico es básicamente el mismo desde la invención de la máquina; entre montacargas modernos y antiguos las diferencias en el sistema hidráulico son mínimas. Existen 4 movimientos controlados hidráulicamente en el montacargas, éstos son:

- Movimiento vertical de las garras del montacargas.
- Ángulo de inclinación del extensor.
- Movimiento de prolongación del extensor.
- Movimiento lateral del extensor.

Para cada uno de estos movimientos es necesaria la actuación de una o varias electroválvulas, definiendo una lógica específica de trabajo para cada movimiento, es decir al ejecutar cierta maniobra desde el mando esta acción deberá activar dichas electroválvulas que en su conjunto funcionamiento guiarán al sistema hidráulico a que realice un movimiento en el montacargas. Esta lógica de accionamiento no disponemos en el presente proyecto ni alguna información, por lo que deberá ser definida experimentalmente.

2.3.3. Sistemas de monitoreo de Peso, Altura y ángulo de dirección de llantas

El montacargas Caterpillar NRDR30 originalmente no poseía ningún sistema de monitoreo capaz de adquirir variables de ningún tipo de sensor; existen montacargas modernos que tienen esta tecnología incorporada en los modelos estándar. Sistemas de monitoreo de variables como peso de la carga, altura de las garras y ángulo de dirección son mostrados en una pantalla, este sistema implementado en el Caterpillar NRDR30 al interactuar con el usuario permite mayor maniobrabilidad.

2.3.4. Capacidad y centro de la carga

Capacidad de carga es la carga total, incluida el pallet o contenedor, que puede ser elevada a una cierta altura con un centro de carga adecuado (Figura 3). La placa de capacidad de carga del montacargas generalmente está ubicada en el capó, y contiene un cuadro con límites de peso a diferentes alturas. Esta capacidad de carga se basa en la estabilidad máxima que puede ser alcanzada por una carga.

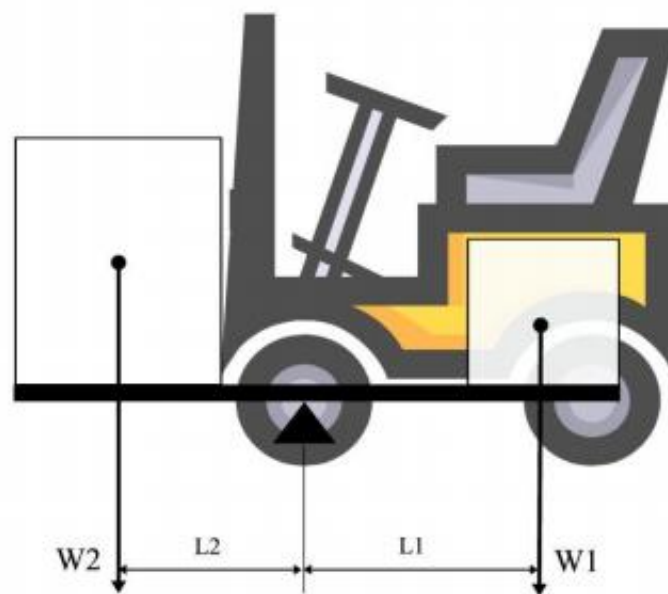


Figura 3 Momento producido en un montacargas

Fuente: (Botta, 2002)

Por la ley de los momentos conocemos que para que el sistema se encuentre en equilibrio, se deduce la siguiente ecuación:

$$W_2 \times L_2 = W_1 \times L_1 \quad (1)$$

Pero en una aplicación de montacargas, por seguridad, es indispensable que siempre el momento de fuerza que corresponde al cuerpo del montacargas sea mayor que el de la carga.

La operación segura del montacargas también dependerá de la estabilidad longitudinal y lateral (Figura 4). Cuanto más se aleja el centro de gravedad de la carga (punto F) del centro de gravedad del montacargas (punto D) mayor riesgo existe de perder estabilidad longitudinal.

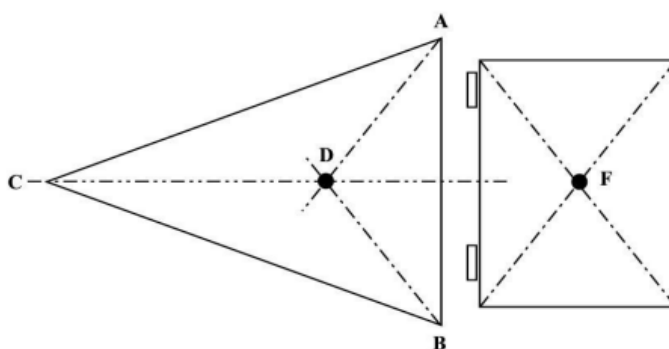


Figura 4 Centro de gravedad de un montacargas y su carga

Fuente: (Botta, 2002)

Cuanto más se acerca el centro de gravedad de la carga al centro de gravedad del montacargas, menor es la estabilidad lateral, ya que la superficie de apoyo disminuye pudiendo vencer la carga y volcarla lateralmente.

Los fabricantes tienen especificado los límites de trabajo para mantener la estabilidad del montacargas. Los límites del montacargas Caterpillar NRDR30 se encuentran en su placa (Figura 5).

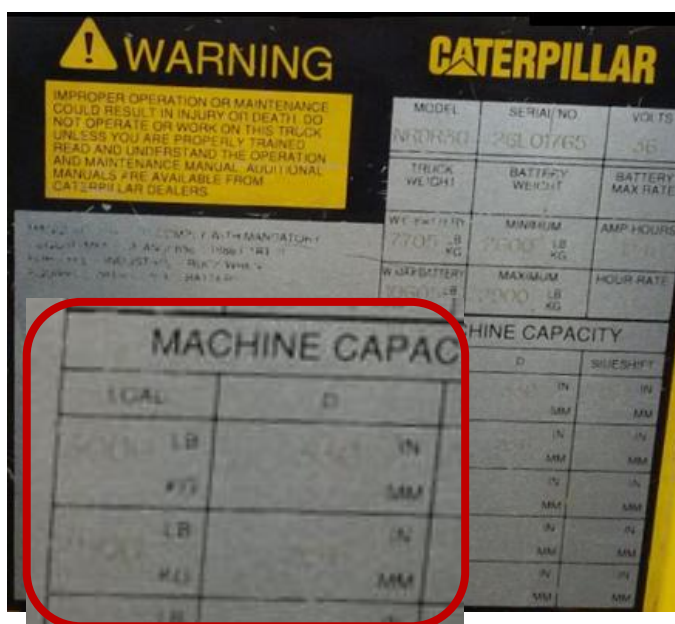


Figura 5 Placa del montacargas Caterpillar modelo NRDR30

Esta relación de capacidad máxima de carga contra la altura se muestra en la Figura 6.

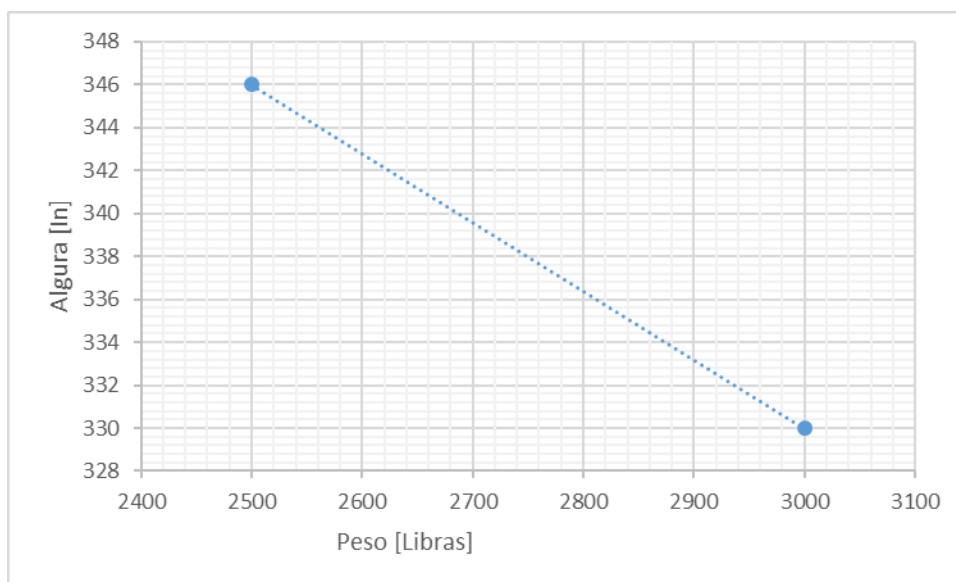


Figura 6 Límites de trabajo según placa del montacargas Caterpillar modelo NRDR30

2.4. SISTEMA DE MEDICIÓN DE ÁNGULO DE LA DIRECCIÓN Y ALTURA DE LA GARRA

La medición angular de la dirección (Figura 7) se la puede realizar mediante diferentes sensores, tres de los más comunes son: sensor magnético, potenciómetro multi-vuelta y encoder. Tomando en cuenta que todos estos sensores miden ángulos en su propio eje, es necesario un mecanismo que transfiera el movimiento del eje de la dirección al eje del sensor.



Figura 7 Ejemplo de la dirección de un montacargas

Fuente: (JAC Forklift, s.f.)

2.4.1. Sensor de posición angular resistivo

Para la medición de los grados de la dirección de las llantas, al girar el volante de maniobra se requiere la adaptación de un mecanismo donde se pueda generar la medición sin alterar el mecanismo principal, esto se puede realizar mediante Encoder paralelo al volante o sensor angular resistivo (Figura 8).

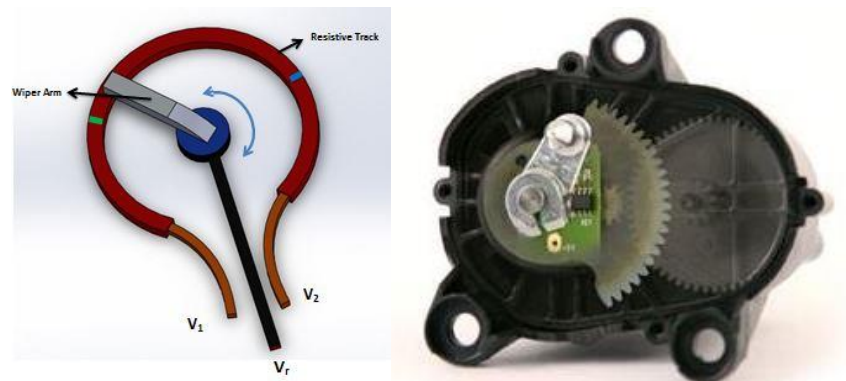


Figura 8 Sensor angular resistivo

Fuente: (Electronics, s.f.)

2.5. SISTEMA DE MEDICIÓN DE PESO

Para la implementación del sistema de pesaje en las garras (Figura 9) se propone dos opciones; siendo estas:

1. Galgas extensiométricas y celdas de carga
2. Presión de la línea hidráulica a medir.

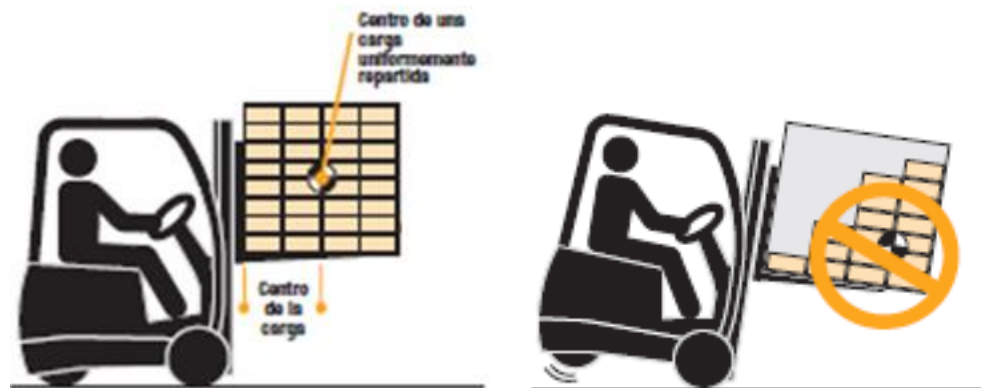


Figura 9 Volcamiento por exceso de carga

Fuente: (Asovictra, s.f.)

2.5.1. Presión de la línea hidráulica

Para la medición de presión se requerirá de la adaptación mecánica de un sensor de presión (Figura 10) a la línea hidráulica de las garras para poder generar una relación presión-peso y así obtener el peso de las garras.

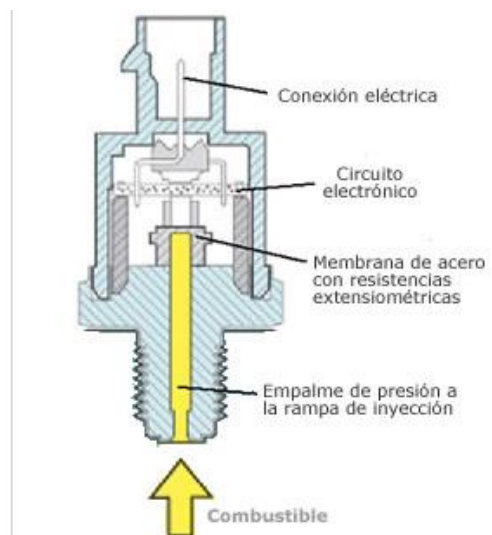


Figura 10 Esquema sensor de presión

Fuente: (Meganeboy, 2014)

2.6. DISEÑO DE ELEMENTOS MECÁNICOS

2.6.1. Diseño de ejes

Es necesario para la implementación del sistema de medición de altura de las garras, el diseño del eje (Figura 11) que transformará el movimiento lineal del mástil a un movimiento rotacional, el cual podrá ser medido mediante un potenciómetro.

Dicho eje soportará tres torques a lo largo de su estructura; el primer engrane transmitirá el movimiento hacia el potenciómetro, el segundo engrane recibirá un torque proveniente de un resorte angular, y el carrete soportará la tensión del cable enrollado cuyo extremo estará sujeto al mástil obteniendo su posición en tiempo real. En la siguiente figura se muestra el modelo preliminar del eje principal que permite la medición de la altura de las garras.

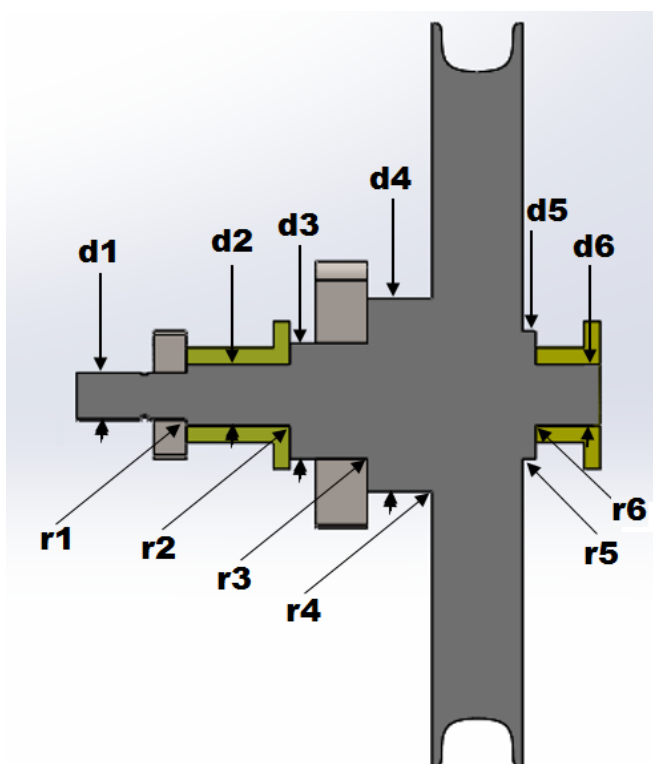


Figura 11 Diseño preliminar del eje del mecanismo para medición de la altura

Para el correcto diseño de ejes se pueden seguir los siguientes pasos:

- Determinar la velocidad de giro (RPM).

$$N_1 D_1 = N_2 D_2 \quad (2)$$

- Calcular la potencia que va a transmitir el eje.

$$Kw = \frac{T_2 \times n}{974} \quad (3)$$

Dónde:

T_2 = torque de entrada [Kg*m]

n = revoluciones por minuto [rpm]

- Determinar los elementos que se usarán para transmitir potencia que se encuentren sobre el eje.
- Especificar el modo de sujeción de los elementos transmisores de potencia y los rodamientos.
- Calcular la magnitud del torque que se ejerce en cada elemento.
- Calcular las fuerzas radiales y axiales actuando sobre el eje (Figura 12).

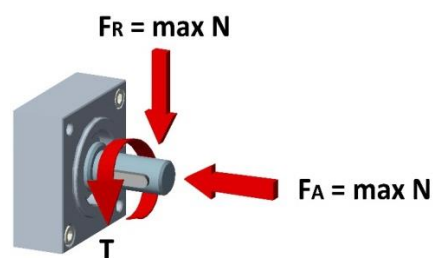


Figura 12 Fuerzas radiales y axiales presentes en un eje

Fuente: (Documentos Google, s.f.)

- Calcular las reacciones en los rodamientos.
- Elaborar las gráficas de esfuerzos cortantes y momento flector.
- Calcular las fuerzas dependiendo el modo de aplicación de las cargas.
- Selección del material del eje para obtener los valores de esfuerzo de fluencia.
- Analizar cada uno de los puntos críticos para determinar el diámetro mínimo requerido.
- Especificar las dimensiones finales para cada punto.

2.6.2. Diseño de engranes

El engrane recto (Figura 13) es de todos los tipos el más sencillo, por lo que es frecuentemente utilizado en la transmisión de fuerzas, también existen otros modelos de engranes como los engranajes helicoidales y cónicos. Aunque presentan diversas ventajas como la transmisión de movimiento de un eje a otro, o disminución de ruido, estos tipos de engranes son más complejos y más costosos. Gracias a la fácil construcción de los engranes rectos, y a que no es necesario utilizar mecanismos más complicados, en el presente proyecto se optó por emplear éste tipo.

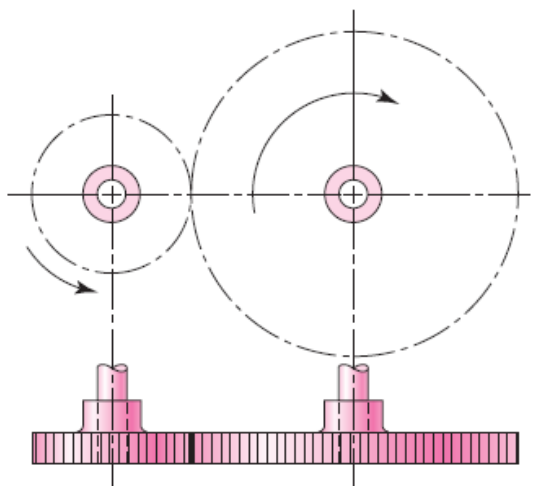


Figura 13 Engrane recto

Fuente: (Budynas & Nisbett, 2011)

Entre las principales relaciones que definen la forma constructiva de un engrane se encuentran:

$$P = \frac{N}{d} \quad (4)$$

$$m = \frac{d}{N} \quad (5)$$

$$p = \frac{\pi d}{N} = \pi m \quad (6)$$

$$pP = \pi \quad (7)$$

Donde:

- P= Paso diametral; diente por pulgada
- N= Número de dientes
- d= Diámetro de paso, pulg
- m= módulo, mm
- d= Diámetro de paso, mm
- p= Paso circular

La dirección en la que se ejerce la fuerza o el movimiento entre engranes se llama línea de presión o línea de acción. El ángulo de esta acción se conoce como el ángulo de presión \emptyset por lo regular tiene valores entre 20 o 25 grados.

El menor número de dientes entre un piñón y engranes rectos, con relación de engrane uno a uno que puede existir sin interferencia es N_p .

$$N_p = \frac{2k}{3\text{sen}^2\emptyset} (1 + \sqrt{1 + 3\text{sen}^2\emptyset}) \quad (8)$$

Donde $k=1$ en el caso de dientes de profundidad completa y 0,8 en el de dientes cortos, y \emptyset es el ángulo de presión.

El número de dientes mínimo con un ángulo de presión de 20 grados:

$$N_p = \frac{2(1)}{3\text{sen}^2 20} (1 + \sqrt{1 + 3\text{sen}^2 20}) = 12,3 = 13 \text{ dientes} \quad (9)$$

2.6.3. Análisis de falla por fatiga

Existen tres formas de calcular el tiempo de vida de un componente antes de que falle por fatiga, estos son:

- Método de esfuerzo-vida
- Método deformación-vida
- Mecánica y fractura lineal elástica

Se considera fatiga de bajo ciclaje a ciclos menores de $N < 10^3$ ciclos y fatiga de alto ciclaje a $N > 10^3$ ciclos. El método de esfuerzo-vida se basa sólo en niveles de esfuerzo y es el método más recomendado para fatiga de alto ciclaje.

2.6.4. Durómetro para determinación de dureza de los materiales

El durómetro es un instrumento cuya función es determinar la dureza de los materiales. Existen varios ensayos normalizados para definir la dureza. El ensayo más común y sencillo de realizar es el ensayo Rockwell, el cual se realiza con una herramienta o indentador de cono de diamante.

El método utilizado para determinar dureza en engranes generalmente es el Rockwell, mencionado anteriormente, el cual se lo realiza aplicando una precarga menor de 10 *kg*, para eliminar la deformación elástica y obtener un resultado mucho más preciso. Luego se le aplica durante unos 15 segundos una fuerza que varía desde 60 a 150 *kgf* a compresión. Se desaplica la carga y mediante un durómetro Rockwell se obtiene el valor de la dureza directamente en la pantalla.

2.6.5. Tratamiento Térmico

Es un proceso mediante el cual se modifican las propiedades físicas de los metales. Consiste en variar la temperatura del material de diferentes formas para modificarlos sin alterar la composición química.

2.6.5.1. Temple

Es utilizado generalmente en los aceros para obtener una alta dureza llamada martensita. Consiste en elevar la temperatura a 1000 °C, para luego reducirla bruscamente en agua, aceite o aire; este proceso se lo realiza varias veces hasta obtener el temple deseado.

La capacidad del acero para modificarse en martensita depende de la composición química de este mismo elemento, propiedad que se denomina templabilidad.

Este proceso aumenta mucho las tensiones internas, por lo cual el acero se puede volver frágil y poco dúctil.

2.6.5.2. Revenido

El revenido consiste en calentar la pieza templada para reducir tensiones internas producidas por el templado cuando el acero se vuelve acero martensítico. Esto se logra bajando un poco la dureza para evitar que el acero sea frágil.

2.6.5.3. Recocido

Es un proceso similar al revenido que busca eliminar tensiones del temple, además busca aumentar la plasticidad, ductilidad, y tenacidad del acero. Se lo realiza calentando el acero a una temperatura fijada, se mantiene durante un tiempo y luego se enfría lentamente hasta llegar a temperatura ambiente.

CAPÍTULO 3

DISEÑO MECÁNICO

En el presente capítulo se mostrarán los cálculos respectivos para el diseño de cada sistema mecánico que se implementó en el montacargas, además de los procedimientos para reemplazar piezas en mal estado, manteniendo su funcionalidad original. Posteriormente se comparará el correcto desempeño de los elementos diseñados mediante simulaciones de elementos finitos en un software de diseño mecánico.

3.1. SISTEMA DE MEDICIÓN DE ÁNGULO DE DIRECCIÓN

Para calibrar los grados de la dirección de las llantas se diseñó un mecanismo donde se pueda generar la medida sin alterar el mecanismo original mediante un sensor angular resistivo. El potenciómetro, es de todos los instrumentos a emplear, el más sencillo, por lo que es habitualmente utilizado para mediciones angulares. Se eligió un potenciómetro de 5 k.ohmios de 10 vueltas basado en la selección de alternativas mostrado en el ANEXO 1.

3.1.1. Diseño geométrico preliminar

La corona que se muestra en la Figura 14 es la que genera el torque necesario para girar las ruedas en la dirección exacta, este nos servirá para diseñar un mecanismo que nos permita acoplar el sensor. Ahora, en el diseño preliminar presente en la Figura 15, podemos observar de color gris los elementos en buen estado, de color naranja el engrane a fabricar y finalmente de color verde, la caja con el mecanismo para el sensor.



Figura 14 Estado inicial de la dirección

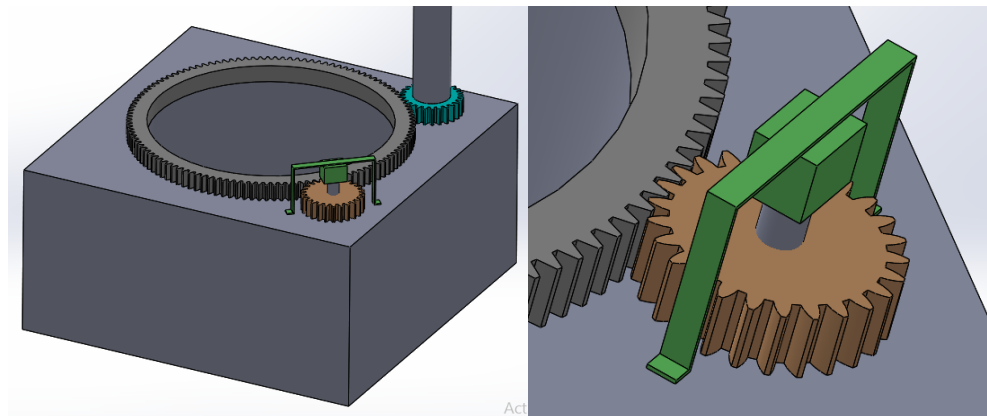


Figura 15 Esquema del mecanismo para la medición de la dirección

3.1.2. Cálculo del módulo de la corona

Inicialmente es necesario determinar el módulo o diámetro de paso de la corona para poder diseñar el engrane. Debido a la dificultad en la medición directa del diámetro de paso (Figura 16), este se lo debe realizar por medio del perímetro de la corona y el número de dientes ($N = 162$). El perímetro de la corona es igual a 1020 mm . Teniendo como resultado:

$$\text{perímetro de piñon} = 2 * \pi * r_p \quad (10)$$

$$\text{perímetro corona} = \text{diámetro de cabeza} * \pi$$

$$\text{diámetro de cabeza} = \frac{1020 \text{ [mm]}}{\pi}$$

$$\text{diámetro de cabeza} = 324,68 \text{ mm}$$

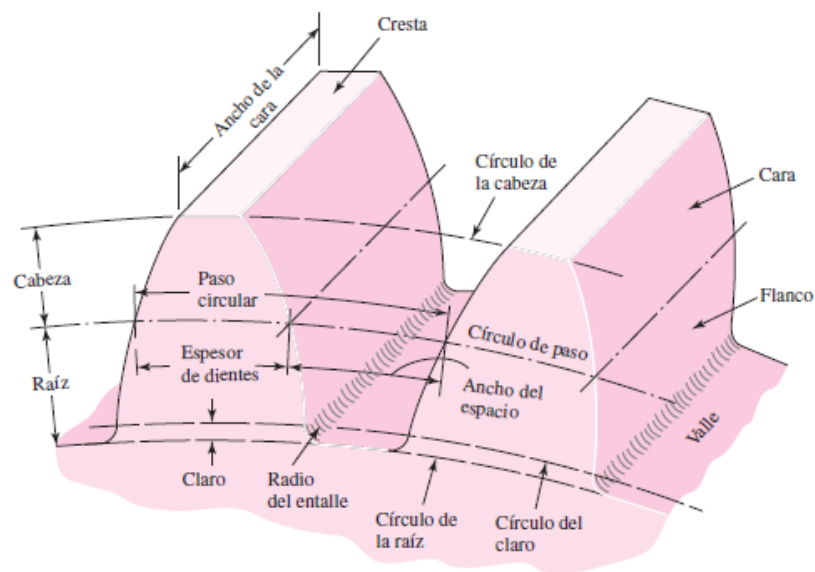


Figura 16 Nomenclatura de los dientes de engranes rectos

Fuente: (Budynas & Nisbett, 2011)

De acuerdo a la Figura 16 el diámetro de paso es igual al círculo o diámetro de cabeza restado dos veces la cabeza 'a' (

Tabla 1). Es decir:

$$\text{Diámetro de paso} = \text{diámetro de cabeza} - 2 * a$$

$$\text{Diámetro de paso} = 324,68 - 2 * 2$$

$$\text{Diámetro de paso} = 320,68 \text{ [mm]}$$

Tabla 1**Sistemas de engranes rectos y comúnmente usados para engranes rectos**

Sistema de dientes	Ángulo de presión	Cabeza a
Profundidad total	20	1/Pd o bien 1m
	22,5	1/Pd o bien 1m
	25	1/Pd o bien 1m
Dientes recortados	20	0,8/Pd o bien 0,8m

Fuente: (Budynas & Nisbett, 2011)

Para determinar el módulo del engrane se hace uso de la ecuación 7 mencionada en el capítulo anterior.

$$m = \frac{d}{N}$$

$$m = \frac{320,68}{162}$$

$$m = 1,98 \approx 2$$

Posteriormente, habiendo calculado el módulo de la corona, este deberá ser igual al del engranaje a diseñar, tomando así en cuenta los parámetros de diseño del engrane y la disponibilidad de un espacio máximo junto a la corona, que tendrá una medida planteada de 32mm (Figura 17).

Este espacio es considerado como el máximo diámetro de cabeza del engrane.



Figura 17 Nomenclatura de los dientes de engranes rectos

3.1.3. Diseño del piñón acoplado al eje del sensor

Debido al límite de vueltas que permite girar el potenciómetro seleccionado anteriormente, en este diseño se debió considerar que el engrane girara a un máximo de diez vueltas, evitando así una segunda etapa de transmisión del mecanismo. A continuación, se determinará, si el engrane se encuentra dentro del rango de trabajo.

Utilizando la ecuación (10)

$$\text{perímetro piñón} = 2 * r_c * \pi$$

$$\text{perímetro de piñón} = \pi * d_p$$

$$\text{perímetro de piñón} = \pi * 32 \text{ [mm]}$$

$$\text{perímetro de piñón} = 100,53 \text{ [mm]}$$

El perímetro funcional de la corona es 270° , es decir solo trabaja $\frac{3}{4}$ del perímetro total, es decir, que el perímetro funcional es 765 mm . Entonces el número de vueltas que dará el engrane será:

$$N^\circ \text{ vueltas engrane} = \frac{\text{perímetro funcional corona}}{\text{perímetro engrane}}$$

$$N^\circ \text{ vueltas engrane} = \frac{765}{100,53}$$

$$N^\circ \text{ vueltas engrane} = 7,6 \text{ vueltas}$$

Como se puede observar en el cálculo anterior, el engrane diseñado gira un número de vueltas menor a 10 vueltas, por lo que no es necesario aumentar otra etapa de transmisión y se puede adaptar directamente al eje del potenciómetro.

A continuación se muestra los parámetros de construcción del engrane en la Tabla 2

Tabla 2

Resumen de parámetros para la construcción del piñón

	Parámetro
Módulo	2
Ancho de cara	6 mm
Ángulo de presión	20°
Número de dientes	14
Diámetro nominal	32 mm

3.2. ANÁLISIS DE ELEMENTOS EN MAL ESTADO

Para empezar con el restablecimiento del montacargas es indispensable el uso de técnicas básicas de mantenimiento predictivo para detectar posibles fallas en elementos fundamentales de la máquina. En el caso de encontrar piezas en mal estado se requerirá de un mantenimiento correctivo que se basa en el reajuste de defectos en los elementos o también la sustitución de los mismos. Una vez finalizada la revisión del estado mecánico del montacargas se procede a sustituir un piñón con diente roto de la dirección y algunas líneas hidráulicas.

3.2.1. Análisis de Piñón con diente roto

Según la norma AGMA existe una diferencia de dureza entre piñón y corona (Figura 18). Por lo que cabe resaltar, que para la elaboración del nuevo engranaje, se tomó como referencia la dureza del engranaje roto (Figura 19). Por lo tanto, al no contar con la información técnica de los engranes originales es necesario conseguir las mismas características mecánicas, especialmente la dureza original del piñón la cual dependiendo del diseño podrá o no ser la misma de la corona.

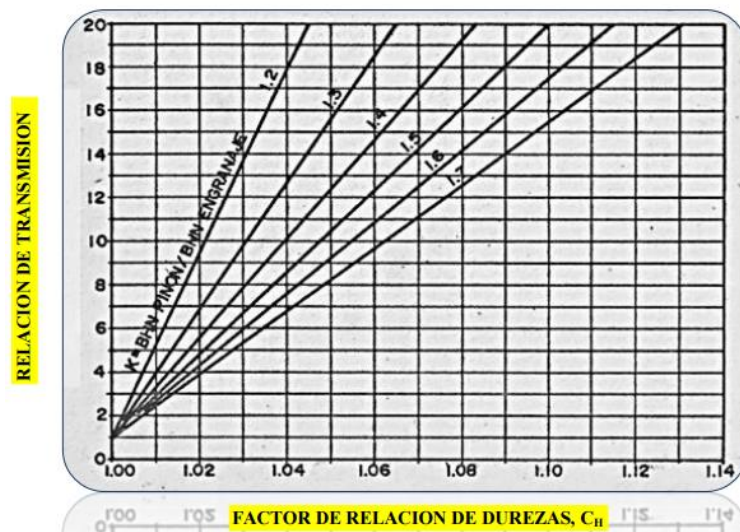


Figura 18 Factor de relación de durezas

Fuente: (AGMA, 2001)



Figura 19 Piñón roto

3.2.2. Análisis de dureza

Inicialmente se procedió a la medición de la dureza en los laboratorios de metrología de la Universidad de las Fuerzas Armadas ESPE, cuyo resultado proporcionó una dureza de 23.2 Rockwell C (Figura 20),



Figura 20 Dureza alcanzada en Rockwell C de piñón roto

Una vez determinada la dureza que debemos alcanzar y definir para la colocación del engrane, se define el material usando el catálogo de IVAN BOHMAN (ANEXO 5), el cual nos proporcionó que el acero AISI 5115 es el más recomendado para la aplicación y su dureza nominal es de 180 HB (10 HRC).

Los parámetros principales para maquinado del engrane se aprecia en la Tabla 3.

Tabla 3

Resumen de parámetros para la re-construcción del piñón roto

Parámetro	Piñón
Módulo	2
Ancho de cara	20 mm
Ángulo de presión	20°
Número de dientes	24
Diámetro nominal	55 mm

3.3. SISTEMA DE MEDICIÓN DE LA ALTURA DE LAS GARRAS

Para la medición de la altura de las garras ($8m$) se requerirá de un mecanismo capaz de transformar desplazamiento lineal a movimiento angular, mecanismo que fue seleccionado como mejor opción de acuerdo al ANEXO 3. El principio de funcionamiento de este mecanismo es el mismo al de sensores existentes en el mercado, con la diferencia que el precio de adquisición es muy alto.

3.3.1. Diseño geométrico preliminar

El mecanismo para medir la altura constará principalmente de cinco elementos:

- Eje principal
- Engranés
- Cable extensor
- Sensor (potenciómetro)
- Caja exterior

El extremo del cable azul mostrado en el esquema de la Figura 21, es aquel que se conectará de manera estratégica en un extremo del mástil móvil, de esta manera al subir y bajar las garras el cable se podrá extender libremente y así transmitir el movimiento al potenciómetro.

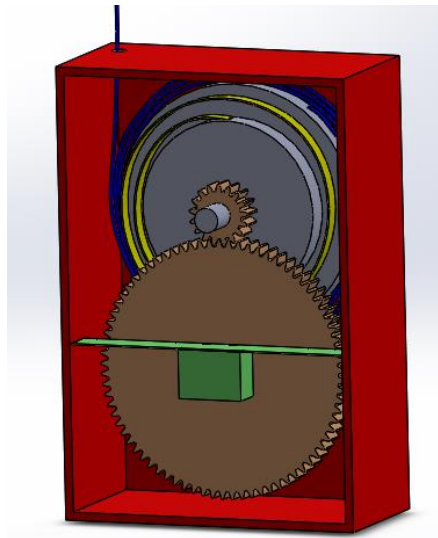


Figura 21 Esquema preliminar del mecanismo para medir altura

Basándonos en el principio de este mecanismo, se considera que el elemento fundamental es el resorte de fleje, por lo tanto, se empezará con la sección de dicho objeto considerando que este debe generar el torque y giros del carrete para retraer el hilo (8 metros) y mantenerlo con cierta tensión mientras la garra del montacargas se mueve verticalmente.

3.3.2. Selección del resorte de fleje

De acuerdo al catálogo de VULCAN SPRING (ANEXO 6), fabricante especializado en resortes en Estados Unidos, los resortes de fleje disponibles varían sus parámetros mecánicos entre:

- Diámetro de Carcasa
- Ancho de Carcasa
- Número de vueltas
- Torque

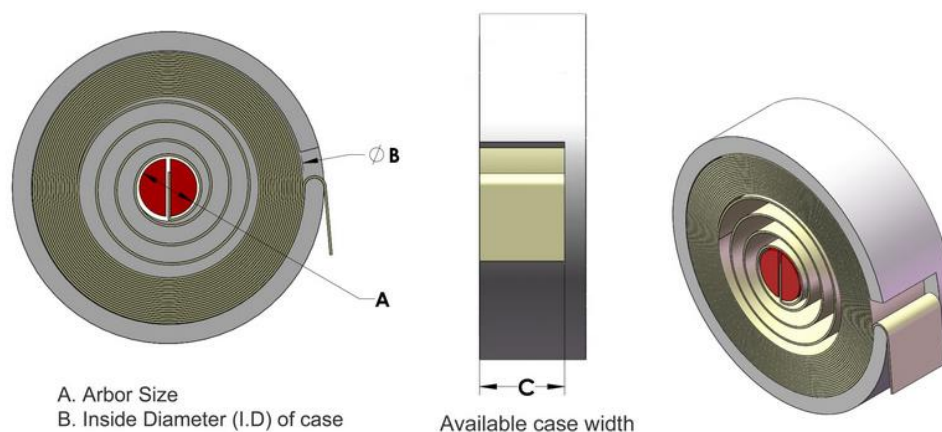


Tabla 4

Parámetros mecánicos de resorte de fleje

Part Number	Torque (in- lbs)	Arbor Size (in)	Number of Turns	Case I.D. +-10% (in)	Width (in)
SCP4G202VS	0.41	0.250	44.00	1.50	0.500
SCP7.5D50VS	0.73	0.250	11.50	1.00	0.250
SCP6G135VS	0.93	0.250	30.00	1.50	0.500
SCP8G108VS	1.65	0.250	22.00	1.50	0.500
SCP10G81VS	2.58	0.250	17.00	1.50	0.500
SCP18D162VS	4.20	0.625	14.00	2.80	0.250
SCP13G59VS	4.32	0.250	11.50	1.50	0.500
SPS16F77VS	4.50	0.250	12.00	1.80	0.375

Fuente: (Vulcan Spring, s.f.)

Para reducir el tamaño del mecanismo es necesario escoger un resorte capaz de girar el mayor número de vueltas, según la **¡Error! No se encuentra el origen de la referencia.**, el resorte que generará el mayor número de vueltas es el modelo: SCP4G202VS, el cual generará un torque de 0,41 pulg-lbs (0.0463 Nm). Al finalizar el diseño del eje el cual es construido en base a la selección del resorte de fleje, se comprobará si el diseño cumple con la velocidad y tensión mínima requerida para mantener templado el hilo en el carrete.

3.3.3. Diseño geométrico del carrete

El resorte seleccionado tiene un diámetro interior I.D. de $1,5in \pm 10\%$ ($38,1mm \pm 10\%$), el cual no considera la carcasa, es decir la pared del cilindro que sostiene el resorte ($3mm$ aproximadamente). Para el diseño se considerará que el espacio máximo ocupado por el resorte será igual al diámetro interno, más la pared del cilindro.

$$\text{diámetro total del resorte} = DI * 1,1 + 2(3)$$

$$\text{diámetro total del resorte} = 48 \text{ mm} \approx 50\text{mm}$$

El diseño del carrete se calculará a partir del espacio que ocupará el resorte con un diámetro generoso de 50mm . Siendo un factor importante la optimización de espacio que ocupará el mecanismo, el mínimo diámetro del carrete será igual a dos veces el diámetro total ocupado por el resorte, es decir 100mm , como se indica en la Figura 22. Este diámetro de carrete de 100mm deberá ser suficientemente grande para enrollar 8 metros de hilo en un cierto número de vueltas:

$$\text{No vueltas del carrete} = \frac{8000\text{mm}}{\text{Perímetro carrete}} \quad (11)$$

$$\text{No vueltas del carrete} = \frac{8000\text{mm}}{2 * \pi * r}$$

$$\text{No vueltas del carrete} = \frac{8000\text{mm}}{2 * \pi * 50} = 25,46$$

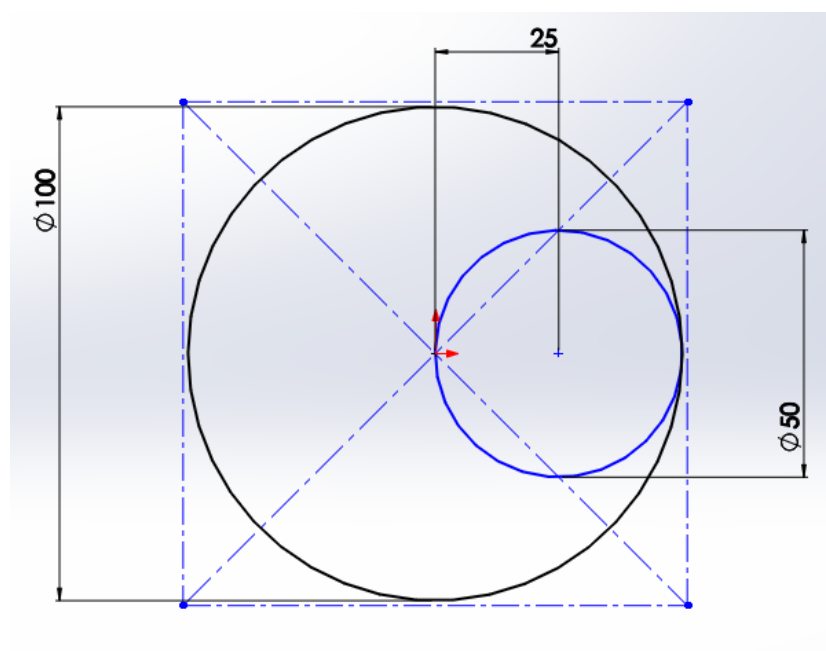


Figura 22 Esquema del diseño geométrico del carrete en relación al resorte

El número de vueltas calculado en la ecuación (11) es menor al número de vueltas que genera el resorte (44 vueltas), lo que significa que el resorte mantendrá el hilo templado en estado estático. La relación de los engranes que se encarga de transmitir el movimiento angular del resorte al carrete modificarán tanto la relación de vueltas como la relación de torque.

3.3.4. Diseño de engranes

Una vez obtenida la geometría del carrete se realiza el diseño de los engranes, considerando módulo y ángulo de presión comunes para este tipo de aplicaciones. El material escogido para la fabricación es Duralón, el cual deberá resistir falla por flexión o por picadura en los engranes. En la Tabla 5 se puede observar los parámetros iniciales.

Tabla 5

Parámetros iniciales de diseño

ángulo de presión	20°
Módulo	1,25
Material	Duralón
Torque	0,4111bf = 0,0463Nm

Para optimizar el tamaño del mecanismo, el diámetro de paso de los engranes (primera aproximación) será igual a 2/3 del radio del carrete, como se puede observar en la Figura 23, el engrane encargado de transmitir el torque del resorte estará dentro del perímetro del carrete.

$$d_{aprox} = \frac{2}{3} \left(\frac{115}{2} \right) = 38,33$$

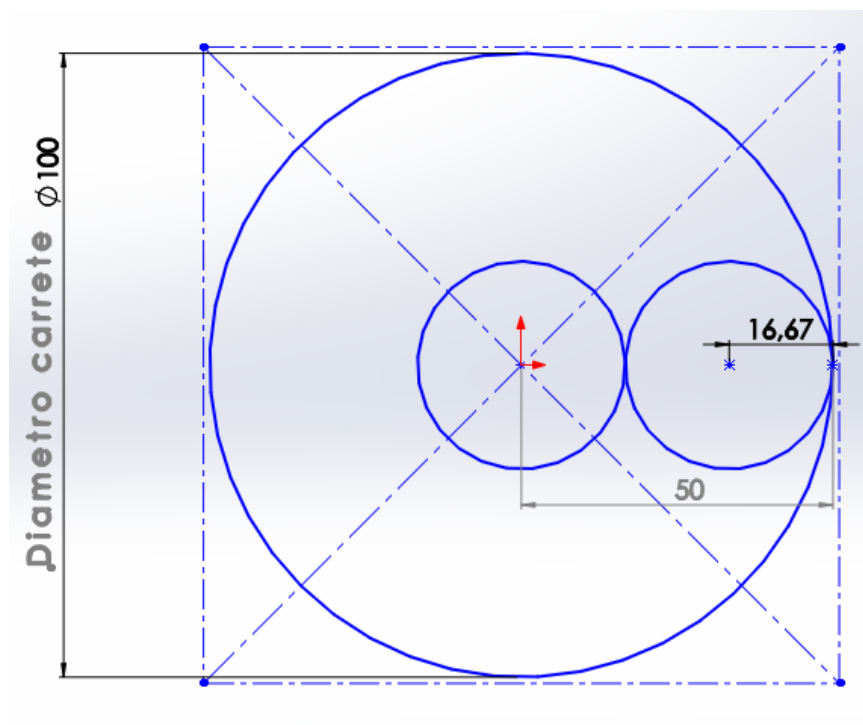


Figura 23 Esquema geométrico de engranes en relación al carrete

Considerando el módulo impuesto, para el diseño que es 1,25 se encuentra el número de dientes. Ecuación (5)

$$N = \frac{d}{m}$$

$$\frac{38,33}{1,25} = 30,6$$

De la ecuación anterior se selecciona un número de dientes $N = 31$, y se encuentra el valor exacto del diámetro de paso:

$$d = N \times m$$

$$d = 31 \times 1,25 = 38,75$$

Como recomendación por varios autores, el ancho de cara del engrane F , es de tres a cinco veces el paso diametral.

$$3(P) \leq F \leq 5(P) \quad (12)$$

$$3(0,8) \leq F \leq 5(0,8)$$

$$2,4 \leq F \leq 4$$

Para dar un paso conservador se selecciona un ancho de cara de:

$$F = 6mm$$

La comprobación del desempeño se realiza mediante el uso de software de simulación mecánica, donde se aprecia que el diseño considerado es adecuado para la aplicación ya que no muestra probabilidad de fallo como se observa en la Figura 24.

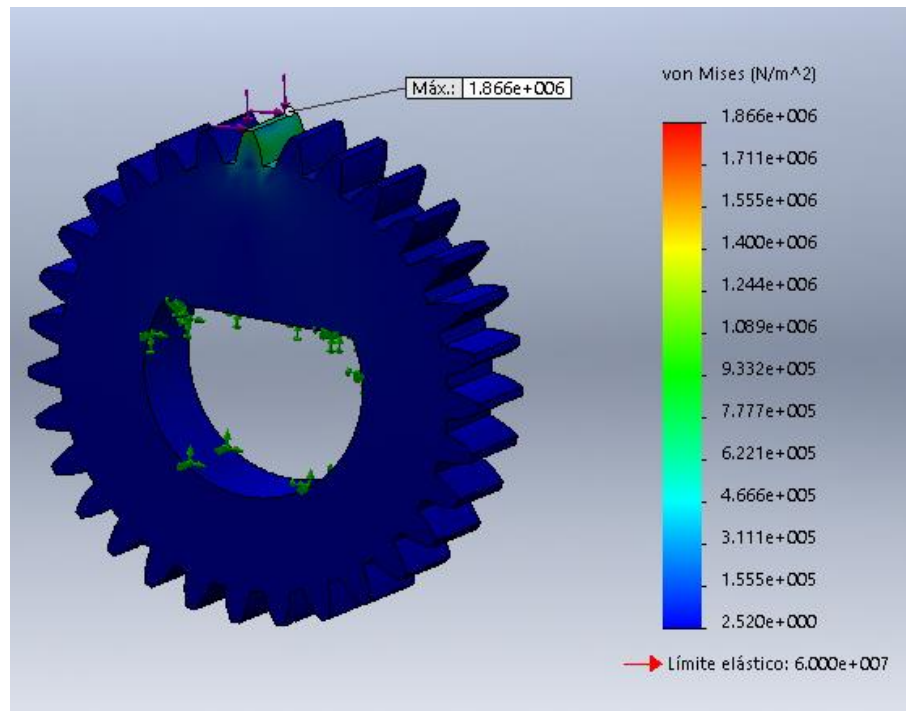


Figura 24 Simulación del engrane sometido a esfuerzos

Una vez obtenido los parámetros principales se determinará esfuerzos de flexión, esfuerzos de contacto y factores de seguridad analizando por medio de la recomendación AGMA método esfuerzo vida. Para realizar este análisis es necesario calcular varios factores:

Factor de forma de Lewis, Y

Para un ángulo de presión de 20° según la Tabla 6 se obtiene $Y = 0,359$

Tabla 6

Factor de forma de Lewis

Número de dientes	Y	Número de dientes	Y
12	0.245	28	0.353
13	0.261	30	0.359
14	0.277	34	0.371
15	0.290	38	0.384
16	0.296	43	0.397
17	0.303	50	0.409
18	0.309	60	0.422
19	0.314	75	0.435
20	0.322	100	0.447
21	0.328	150	0.460
22	0.331	300	0.472
24	0.337	400	0.480
26	0.346	Cremallera	0.485

Factor geométrico, J

De la Figura 25, para $N = 31$ dientes se obtiene el siguiente valor $J = 0,38$

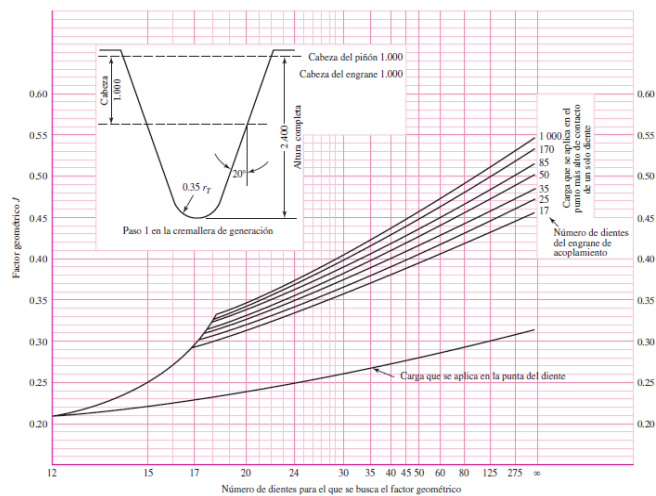


Figura 25 Factor geométrico de engranes rectos

Fuente: (Budynas & Nisbett, 2011)

Factor dinámico, K_v

Factor de corrección empleado que representa las imperfecciones en la fabricación y el movimiento de los engranes.

$$K_v = \left(\frac{A + \sqrt{200V}}{A} \right)^B \quad (13)$$

Donde,

$$B = 0,25(12 - Q_v)^{2/3} \quad (14)$$

El número de calidad $Q_v = 5$ es un valor promedio para engranes de calidad comercial, entonces de la ecuación anterior tenemos:

$$B = 0,25(12 - 5)^{2/3} = 0,915$$

$$A = 50 + 56(1 - B) \quad (15)$$

$$A = 50 + 56(1 - 0,915)$$

$$A = 54,76$$

También es necesario calcular la velocidad a la que funcionará el sistema, considerando el diámetro efectivo del carrete de 100mm y la velocidad con la que se mueven las garras, que según el catálogo de selección es 0,5m/s (Especificaciones montacargas Caterpillar, s.f.) De donde, la velocidad angular será:

$$w = \frac{v}{r}$$

$$w = \frac{0,5}{\frac{0,1}{2}} = 10 \text{ rad/s}$$

Una vez obtenida la velocidad angular a la que girará el carrete, la cual será igual a la del engrane, se obtiene la velocidad lineal en el engrane:

$$v = \pi \times r \times w \quad (16)$$

$$v = \pi \times \frac{d}{2} \times w$$

$$v = \pi \times \frac{0,0388}{2} \times 10 = 0,61 \text{ m/s}$$

De la Ecuación (13)

$$K_v = \left(\frac{54,76 + \sqrt{200(0,61)}}{54,76} \right)^{0,915}$$

$$K_v = 1,18$$

Factor confiabilidad, K_R

Si el diseño está basado en una confiabilidad de 99%, de la Tabla 7 se obtiene:

$$K_R = 1$$

Tabla 7

Factor de confiabilidad

Confiabilidad	$K_R (Y_Z)$
0.9999	1.50
0.999	1.25
0.99	1.00
0.90	0.85
0.50	0.70

Fuente: (Budynas & Nisbett, 2011)

Factores de los ciclos de esfuerzos, Y_N y Z_N

Según la normativa ANSI/AGMA estos valores son iguales a uno para ciclos de carga de 10^7 .

$$Y_N = Z_N = 1$$

Factor de tamaño, K_S

Este factor es considerado debido a las desperfecciones en uniformidad de las propiedades del material ocasionadas por el tamaño.

$$K_S = 1,192 \left(\frac{F\sqrt{Y}}{P} \right)^{0,0535} \quad (17)$$

También es necesario calcular el paso circular el cual es inverso al módulo:

$$P = \frac{1}{m} = \frac{1}{1,25} = 0,8 \text{ dientes/mm}$$

Reemplazando estos valores y con el valor ya encontrado de factor de Lewis, de la Ecuación (17), se obtiene:

$$K_S = 1,192 \left(\frac{8\sqrt{0,0359}}{0,8} \right)^{0,0535}$$

$$K_S = 1,233$$

Factor de distribución de la carga, K_m

En el caso de los engranes la carga es transmitida a lo largo de la línea de contacto, éste factor hace referencia a la distribución no uniforme de la carga en la cara C_{mf} .

$$K_m = C_{mf} = 1 + C_{mc}(C_{pf}C_{pm} + C_{ma}C_e) \quad (18)$$

Donde,

- $C_{mc} = 1$, para dientes sin coronar
- $C_{pf} = \frac{F}{10d} - 0,025$ para $F \leq 25,4mm$

Para valores de $\frac{F}{10d} < 0,05$, se usa $\frac{F}{10d} = 0,05$, entonces

$$C_{pf} = 0,05 - 0,025 = 0,025$$

- $C_{pm} = 1$, para piñon montado separado con $S1/S < 0,175$

$C_{pm} = 1,1$, para piñon montado separado con $S1/S > 0,175$

Considerando que el engrane se encontrará aproximadamente en la mitad del eje, se considera $S1/S < 0,175$, (Figura 26), es decir se selecciona $C_{pm} = 1$

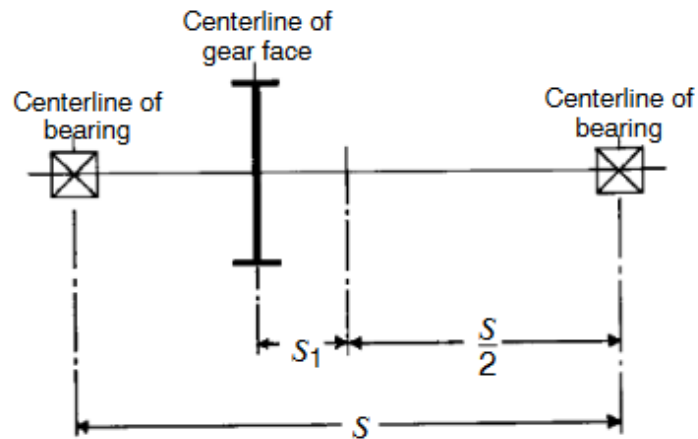


Figura 26 Evaluación de S y S_1 para modificador C_{pm}

Fuente: (AGMA, 2001)

- $C_{ma} = A + BF + CF^2$

Considerando que el factor no tiene unidades, en base a la Figura 27, se ha escogido el factor C_{ma} , tomando en cuenta el ancho de la cara del engrane en pulgadas $Z=0,32$ pulgadas. Es decir

$$C_{ma} = 0,15$$

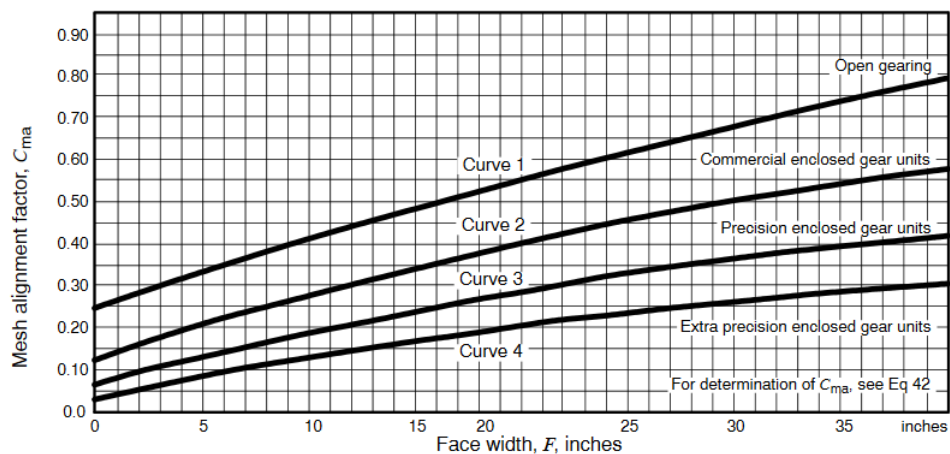


Figura 27 Factor de alineación de acoplamiento

Fuente: (AGMA, 2001)

- $C_e = 1$, para condiciones normales de ajuste de engranes

De la Ecuación (18) y reemplazando todos los valores obtenidos se obtiene:

$$K_m = C_{mf} = 1 + 1(0,025 \times 1 + 0,15)$$

$$K_m = C_{mf} = 1,175$$

Factor de sobrecarga, K_0

Este factor expresa las cargas externas que se aplican en exceso. Considerando que la carga está dada por un resorte, y este tiene la propiedad de transmitir el mismo torque en un rango de vueltas para el que está diseñado, se selecciona un $K_0 = 1$

Factor espesor del aro, K_B

La falla por fatiga por flexión puede producirse a través del aro del engrane. De la relación que existe entre el espesor del aro y el alto del diente $m_B = \frac{t_R}{h_t}$, se selecciona este factor (Figura 28), conociendo la altura $h_t = \text{cabeza} + \text{raiz} = \frac{1}{P} + \frac{1,25}{P} = 2,81 \text{ mm}$ para que este factor se mantenga igual a uno, se debe considerar en el diseño del eje que esta relación se mantenga $m_B \geq 1,2$, es decir $t_R \geq m_B h_t \geq 3,51 \text{ mm}$.

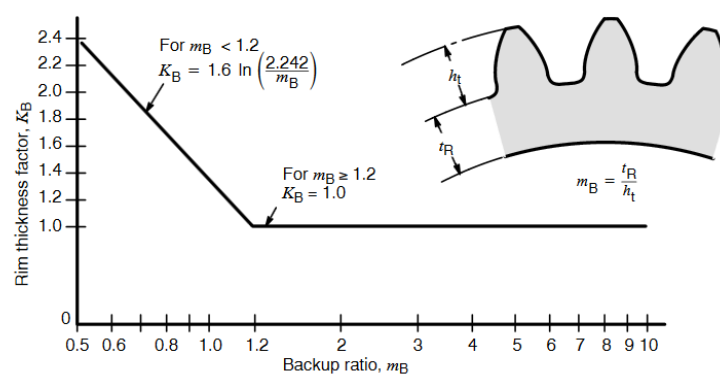


Figura 28 Factor de espesor del aro

Fuente: (AGMA, 2001)

Según la norma AGMA, se calculará dos esfuerzos, una la de esfuerzos de flexión y la otra de resistencia a la picadura o esfuerzos de contacto.

Esfuerzo de flexión

Con los datos obtenidos se comienza a realizar el cálculo del esfuerzo de flexión, σ

$$\sigma = W^t K_0 K_v K_s \frac{1}{Z \times m} \frac{K_m K_B}{J} \quad (19)$$

Donde W^t , es la carga transmitida y es igual al torque sobre el radio del engrane:

$$W^t = \frac{T}{r} = \frac{0,0463}{\frac{0,0387}{2}} = 2,39 \text{ [N]}$$

Reemplazando en la ecuación (19)

$$\begin{aligned} \sigma &= 2,39 \times K_0 K_v K_s \frac{1}{Z \times m} \frac{K_m K_B}{J} \\ \sigma &= 2,39 \times 1 \times 1,18 \times 1,233 \times \frac{1}{8 \times 1,25} \frac{1,175 \times 1}{0,38} \\ \sigma &= 1,08 \text{ [N/mm}^2\text{]} \end{aligned}$$

Una vez obtenido el esfuerzo de flexión en el engrane, se calculará, según la norma ANSI/AGMA, el esfuerzo de flexión admisible en el material, σ_{perm}

$$\sigma_{perm} = \frac{S_t Y_N}{S_f Y_0 Y_Z} \quad (20)$$

Para el cálculo de esfuerzo permisible es necesario encontrar el valor de:

Esfuerzo de flexión permisible, S_t

Debido a que los esfuerzos son bajos, el material de construcción seleccionado será Duralón. Entonces, el esfuerzo de flexión permisible en relación al número de ciclos ($N = 10^7$) y el módulo ($m=1,25$), se lo obtiene de la Figura 29.

$$S_t = 3 \left[\frac{\text{kgf}}{\text{mm}^2} \right] = 29,4 \text{ [N/mm}^2\text{]}$$

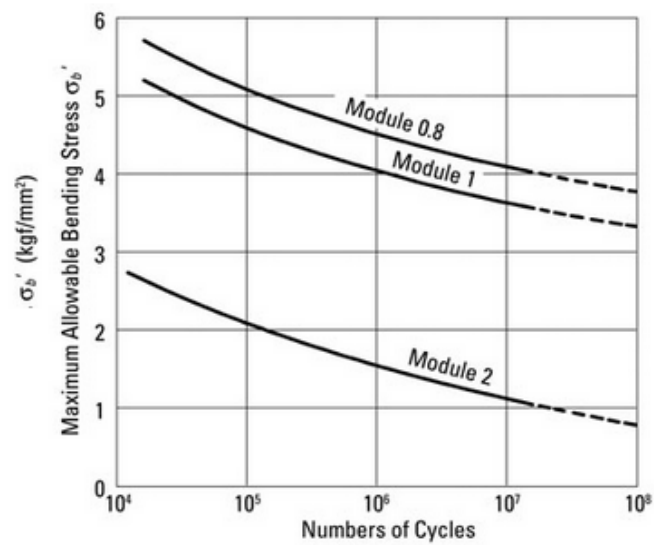


Figura 29 Esfuerzo de flexión permisible

Fuente: (SDP/SI, 2009)

Factor de seguridad AGMA, (relación de esfuerzo), S_f

Para realizar comparaciones con el sistema CAD, este factor se lo considera igual a 1, es decir se obtendrá el valor de flexión admisible sin factor de seguridad o también conocido como resistencia a la flexión completamente corregida.

$$\sigma_{perm} = \text{resistencia a la flexión completamente corregida} = \frac{S_t Y_N}{Y_0 Y_Z} \quad (21)$$

Factor de ciclos de esfuerzo, Y_N

Observando la Figura 30, para un número de ciclos mayor a 10⁷ y para cualquier dureza o tipo de superficie, el valor de $Y_N = 1$

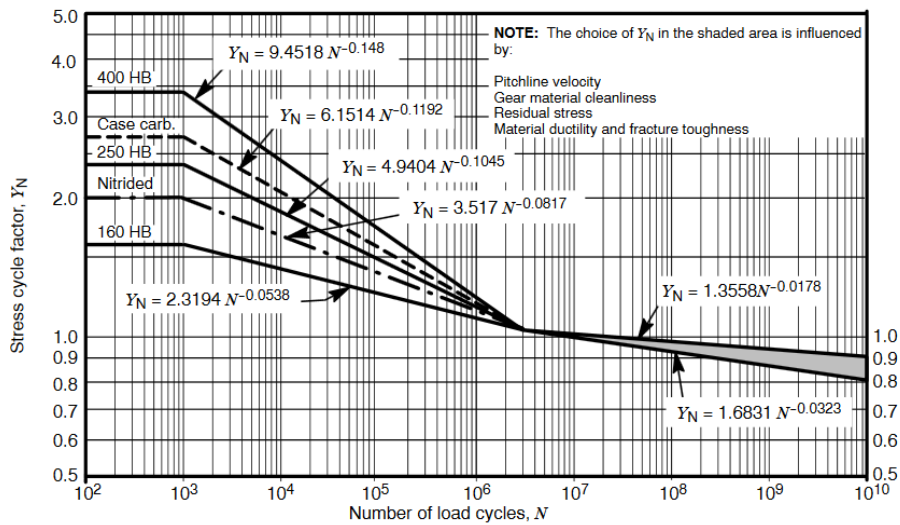


Figura 30 Factor de ciclos de esfuerzo

Fuente: (AGMA, 2001)

Factor de temperatura, Y_0

Al utilizar como material el Duralón, además de suponer que el esfuerzo no producirá calor considerable por contacto entre los piñones, se selecciona generalmente la unidad, $Y_0 = 1$

Factor de confiabilidad, Y_Z

También conocido como factor K_R (Figura 31), para una confiabilidad del 99% se selecciona el factor igual a la unidad, $Y_Z = 1$

Requirements of application	K_R ¹⁾
Fewer than one failure in 10 000	1.50
Fewer than one failure in 1000	1.25
Fewer than one failure in 100	1.00
Fewer than one failure in 10	0.85 ²⁾
Fewer than one failure in 2	0.70 ^{2) 3)}

NOTES
¹⁾ Tooth breakage is sometimes considered a greater hazard than pitting. In such cases a greater value of K_R is selected for bending.
²⁾ At this value plastic flow might occur rather than pitting.
³⁾ From test data extrapolation.

Figura 31 Factor de confiabilidad

Fuente: (AGMA, 2001)

Reemplazando los valores encontrados en la ecuación (20), se obtiene:

$$\sigma_{perm} = \frac{S_t}{S_f} \frac{Y_N}{Y_0 Y_Z}$$

$$\sigma_{perm} = \frac{29,4}{1} \frac{1}{1 \times 1} = 29,4 \text{ [N/mm}^2\text{]}$$

Ya encontrado el esfuerzo de flexión permisible podemos encontrar el factor de seguridad (Tabla 8).

$$n = \frac{\sigma_{perm}}{\sigma} = \frac{29,4}{1,08} = 27,22$$

Tabla 8

Factor de seguridad esfuerzo de flexión

Flexión Calculada [N/ mm ²]	Flexión permisible [N/ mm ²]	Factor de seguridad S _f
1,08	29,4	27,22

Esfuerzo de contacto

Una vez calculado el factor de seguridad con el esfuerzo de flexión, se realiza el cálculo del esfuerzo de contacto, el cual es igual a:

$$\sigma_c = Z_E \sqrt{W^t K_o K_v K_s \frac{K_m}{d} \frac{Z_R}{F} \frac{Z_I}{Z_I}} \quad (22)$$

Donde:

Coefficiente elástico, Z_E

Para materiales no metálicos este coeficiente está dado por la ecuación (Roymech, 2013)

$$Z_E = \sqrt{\frac{1}{\pi \left[\frac{1 - \nu_1^2}{E_1} + \frac{1 - \nu_2^2}{E_2} \right]}} [\sqrt{Mpa}] \quad (23)$$

Donde

- E_1 y E_2 , es el módulo de Young del material del piñón y corona, al ser los dos del mismo material: Duralón (DMH, s.f.)

$$E_1 = E_2 = 540 \text{ Mpa}$$

- ν_1 y ν_2 , es el coeficiente Poisson del material de los engranes, el cual para Duralón es: (Goodfellow, 2008)

$$\nu_1 = \nu_2 = 0,39$$

Reemplazando en la ecuación (23), El coeficiente elástico Z_E , será igual a:

$$Z_E = \sqrt{\frac{1}{\pi \left[\frac{1 - 0,39^2}{540} + \frac{1 - 0,39^2}{540} \right]}} [\sqrt{Mpa}]$$

$$Z_E = \sqrt{\frac{1}{\pi [3,14 \times 10^{-3}]}} [\sqrt{Mpa}]$$

$$Z_E = \sqrt{101,36} = 10,07 [\sqrt{Mpa}]$$

Factor de condición superficial, Z_R

Siempre se considera igual a la unidad, ya que según la normativa AGMA aún no se encuentran establecidos estos valores.

Factor geométrico de resistencia a la picadura, Z_I

El cual para engranes externos es:

$$I = \frac{\cos \phi_t \sin \phi_t}{2m} \frac{m}{m+1} \quad (24)$$

$$I = \frac{\cos 20^\circ \sin 20^\circ}{2(1,25)} \frac{1,25}{1,25 + 1} = 0,071$$

Reemplazando estos valores en la Ecuación (22) se obtiene:

$$\sigma_c = Z_E \sqrt{W^t K_o K_v K_s \frac{K_m}{d \times F} \frac{Z_R}{Z_I}}$$

$$\sigma_c = 10,07 \sqrt{2,39 \times 1 \times 1,18 \times 1,233 \frac{1,175}{38,75 \times 8} \frac{1}{0,071}}$$

$$\sigma_c = 10,07 \sqrt{0,186} = 4,33 \text{ [N/mm}^2\text{]}$$

Una vez obtenido el esfuerzo cortante en el engrane, se calcula el esfuerzo cortante permisible, $\sigma_c, perm$

$$\sigma_c, perm = \frac{S_C Z_N Z_W}{S_H Y_0 Y_Z} \quad (25)$$

Esfuerzo de contacto permisible, S_C

Este valor está dado por la siguiente ecuación:

$$S_C = 2,22H_B + 200 \quad (26)$$

Donde la dureza del material H_B , es del Duralón de Nylon 6 igual a 136 HB, (Goodfellow, 2008), la cual es reemplazada en la ecuación (26) :

$$S_C = 2,22(H_B) + 200$$

$$S_C = 2,22(136) + 200 = 501,92 \text{ [Mpa]}$$

Factor de seguridad AGMA, S_H

Este componente se usa para realizar comparaciones con el sistema CAD, a este factor se lo considera igual a 1, es decir se obtendrá el valor de esfuerzo de contacto permisible sin factor de seguridad o también conocido como resistencia al contacto completamente corregida.

$$\sigma_{perm} = \text{resistencia al contacto completamente corregida} = S_c \frac{Z_N Z_W}{Y_0 Y_Z} \quad (27)$$

Factor de vida de ciclos de esfuerzo, Z_N ,

Para 10^7 , ciclos de esfuerzo es igual a uno (Figura 32)

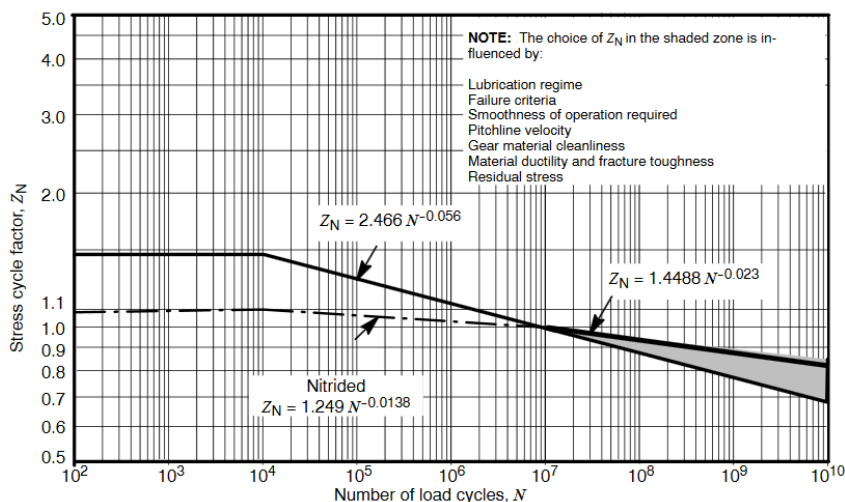


Figura 32 Factor de vida de ciclos de esfuerzo

Fuente: (AGMA, 2001)

Factor de la relación de durezas de resistencia a la picadura, Z_W

Para engranes con la misma dureza tanto en el piñón como en la corona, este factor es igual a 1

Factor de temperatura, Y_0

Al igual que en el cálculo de flexión admisible, se lo consideró igual a 1, debido a que la temperatura de trabajo es baja, <250 F

Factor de confiabilidad, Y_Z ,

Para una confiabilidad del 99%, el valor seleccionado es 1, al igual que en el cálculo de esfuerzo de flexión permisible, (Tabla 9); reemplazando estos valores en la ecuación (27) se obtiene:

$$\sigma_{c, perm} = \frac{S_C Z_N Z_W}{S_H Y_0 Y_Z}$$

$$\sigma_{c, perm} = \frac{501,92 \text{ 1} \times 1}{1 \text{ 1} \times 1} = 501,92 \text{ Mpa}$$

Tabla 9

Factor de seguridad

Esfuerzo de contacto Calculado [N/mm^2]	Esfuerzo de contacto permisible [N/mm^2]	Factor de seguridad, S_h
4,33	501,92	115,91

Comparación entre esfuerzo de flexión y esfuerzo de contacto

Para realizar una comparación entre los factores de seguridad obtenidos, S_f y S_h , es necesario elevar al cuadrado el factor S_h , es decir:

$$S_h^2 = 13435$$

Comparando el valor calculado con $S_f = 27,22$, se concluye que la probabilidad de falla se debe al esfuerzo de flexión antes que al esfuerzo de contacto.

3.3.5. Diseño del eje del carrete

Una vez obtenido el diseño de los engranes y las fuerzas que efectuarán los mismos, se empieza con el diseño del eje que soportará la mayor cantidad de esfuerzos y debe ser cuidadosamente diseñado para resistir la fatiga. Este elemento se diseñará a partir de un eje de Duralón (Nylon 6), el cual tiene características mecánicas favorables para el presente proyecto, (Tabla 10).

Tabla 10

Características mecánicas del Duraron

Nombre	Nylon 6 o Poliamida 6
Densidad	1150 Kg/m ³
Resistencia a tracción	85 MPa
Resistencia a flexión	117,2 Mpa
Dureza Brinell	136 Mpa

Fuente: (Tecnología de los Plásticos , 2011)

Para el diseño del eje se debe tener en cuenta que las cargas existentes en el sistema son torsionales, además, el torque transmitido del resorte al eje proporciona simultáneamente una fuerza puntual debido al ángulo de presión de los engranes. El torque que genera el resorte seleccionado anteriormente es de $Tm = 0,0463 [Nm]$. Es decir, que para que el mecanismo se mantenga estático, el torque del carrete debe ser el mismo que el del resorte, el diseño preliminar del eje se muestra en la Figura 33.

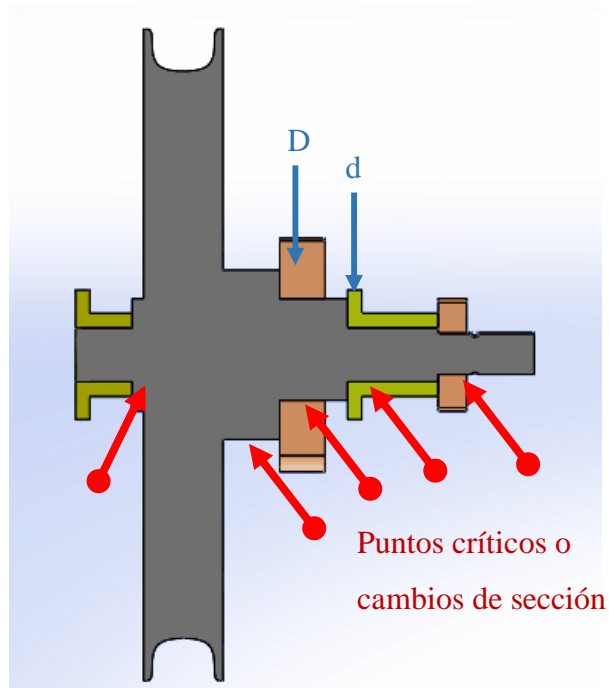


Figura 33 diseño preliminar del eje y puntos críticos

En el diseño preliminar del eje se puede observar los elementos que lo componen, estos son, los cojinetes de color dorado, los engranes de color naranja y el eje de color gris. Para el siguiente análisis de esfuerzos cortantes y flector, se debe considerar que el engrane pequeño ubicado a la derecha del esquema, únicamente aporta un torque mínimo para mover el potenciómetro acoplado, por lo que se desprecia en el análisis.

Diagramas de fuerza cortante y momento flector

Mediante el uso de estos diagramas se puede llegar a determinar los puntos críticos del eje y calcular los esfuerzos máximos a lo largo del eje. Se consideró una longitud total del eje de 80mm y la longitud efectiva entre los cojinetes de soporte es de 48mm , como se puede ver en la Figura 34.

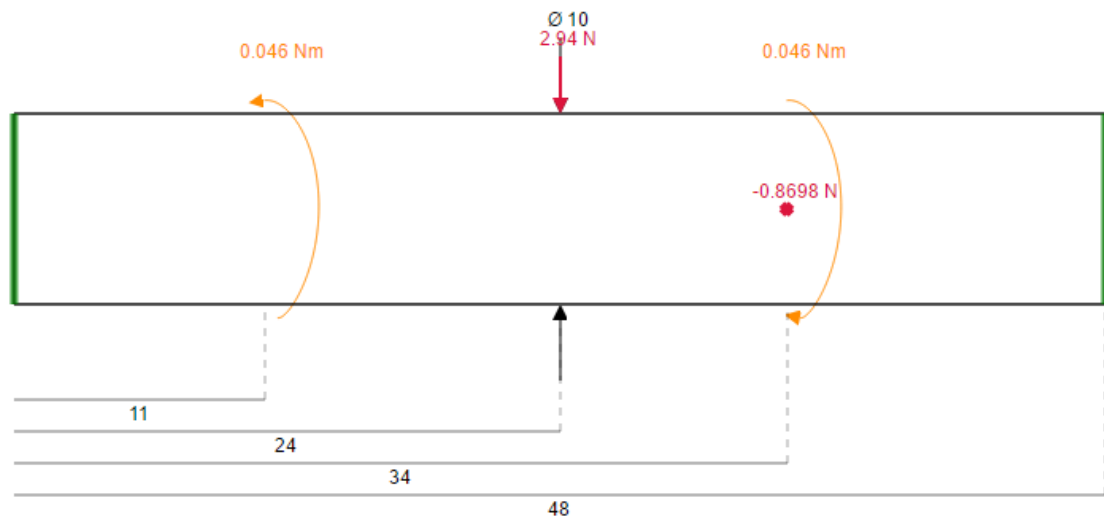


Figura 34 Esquema del eje con fuerzas aplicadas

Para realizar el gráfico se utilizó la ecuación (28), que permite calcular la fuerza radial generada por el engranaje con un ángulo de presión de 20° .

$$F_z = \frac{T}{r} * \tan 20^\circ \quad (28)$$

$$F_z = 0,87\text{ [N]}$$

Donde:

F_z : Fuerza radial [N]

$T = 0,0463\text{ [Nm]}$: Torque del engrane

$r = 0,0194\text{ [m]}$: Radio del engrane

En la Figura 35 se puede observar los diagramas de cuerpo libre que se muestran en diferentes planos, donde se haya las fuerzas externas en rojo y las reacciones de cojinetes en negro; mediante sumatoria de fuerzas en cada eje se determina las reacciones de cada cojinete.

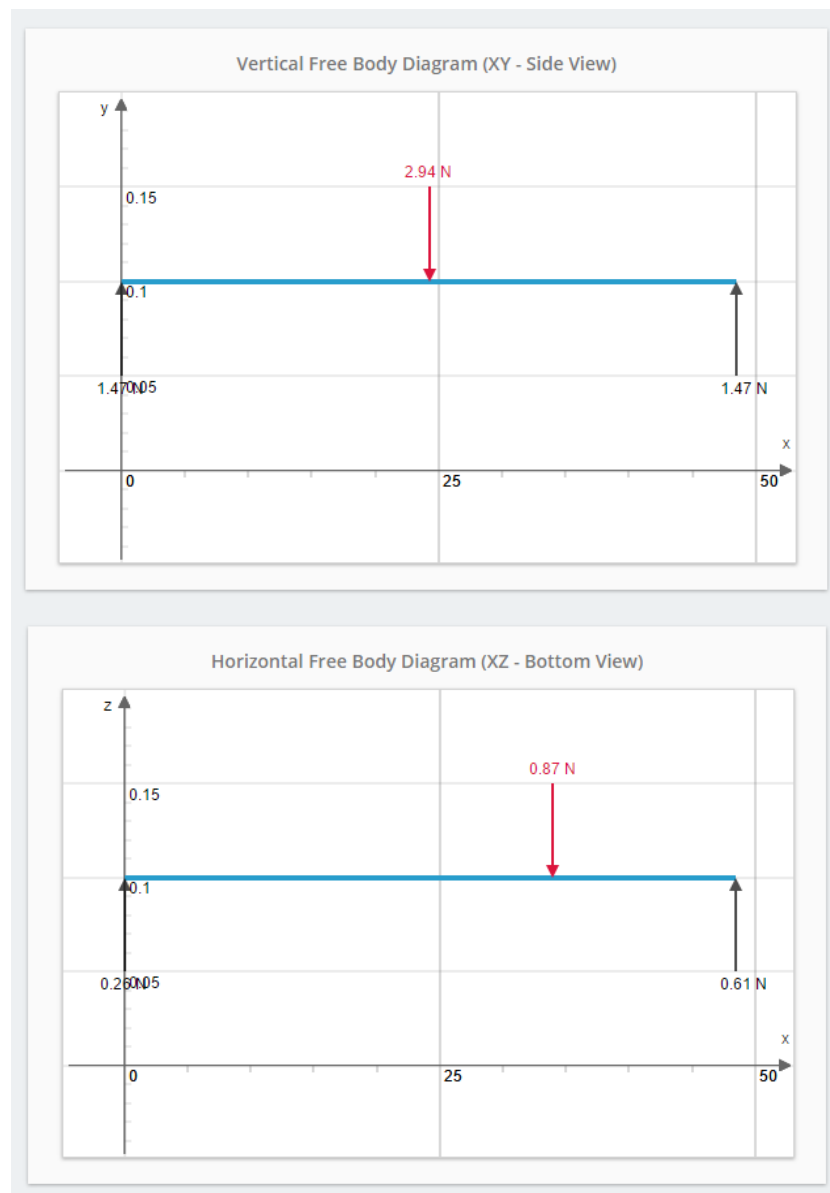


Figura 35 Diagramas de cuerpo libre en los planos YX, ZX

$$\sum M_A = 0 \rightarrow (\text{plano } X - Y)$$

$$L * R_{YB} - mg * 24 = 0$$

$$48 * R_{YB} = 2,94 * 24$$

$$R_{YB} = 1,47 \text{ N}$$

$$\sum M_A = 0 \rightarrow (\text{plano } X - Z)$$

$$L * R_{ZB} - Fz * 34 = 0$$

$$48 * R_{ZB} = 0,8698 * 24$$

$$R_{ZB} = 0,616 \text{ N}$$

$$R_B = \sqrt{1,47^2 + 0,616^2}$$

$$\mathbf{R_B = 1,59 \text{ N}}$$

$$\sum Fy = 0$$

$$R_{YA} + R_{YB} = mg$$

$$R_{YA} = 2,94 - 1,47$$

$$R_{YA} = 1,47 \text{ N}$$

$$\sum Fz = 0$$

$$R_{ZA} + R_{ZB} = Fz$$

$$R_{ZA} = 0,8698 - 0,616$$

$$R_{ZA} = 0,254 \text{ N}$$

$$R_A = \sqrt{1,47^2 + 0,254^2}$$

$$\mathbf{R_A = 1,49 \text{ N}}$$

Para realizar cálculos posteriores se tomará en cuenta para el diseño de cojinetes la reacción $R_B = 1,59 \text{ [N]}$ debido a que en este punto se generarán los máximos esfuerzos.

A continuación, se realiza el diagrama de fuerza cortante del eje, el mismo que nos ayudará a encontrar el mayor esfuerzo y la ubicación de este a lo largo del eje. (Figura 36)

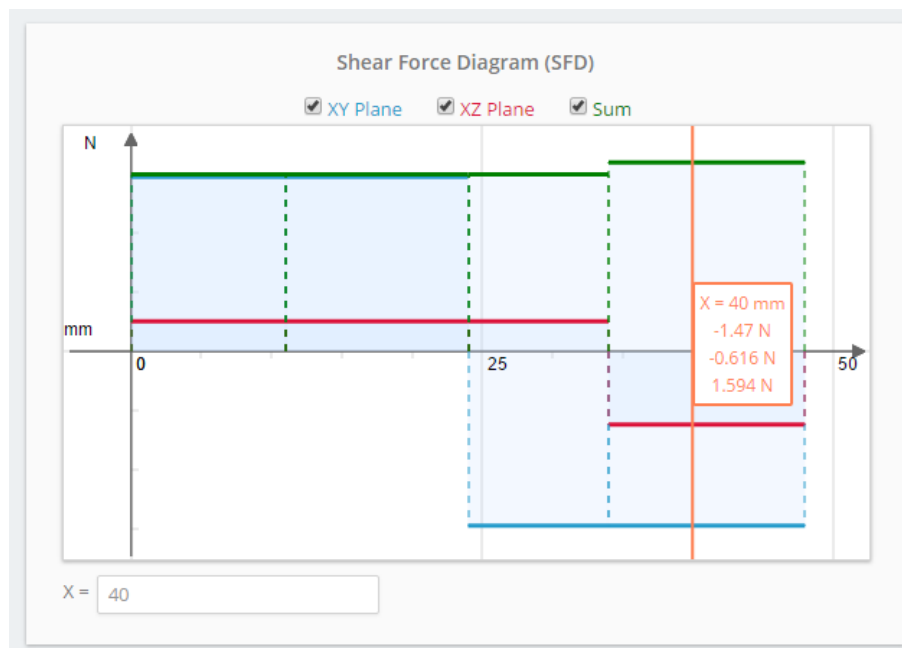


Figura 36 Diagrama de esfuerzo cortante para los diferentes planos

Gracias a este gráfico podemos notar la sección del eje en la que se produce el mayor esfuerzo cortante, en este caso es a partir de los 34 mm de longitud con una fuerza resultante de 1,59 [N].

Posteriormente se procede a elaborar el diagrama de momento flector (Figura 37) y se determina el punto donde se realizará el análisis, el cual nuestro centro de estudio será en el cambio de sección más cercano al máximo momento flector que se encuentra a 28 mm aproximadamente.

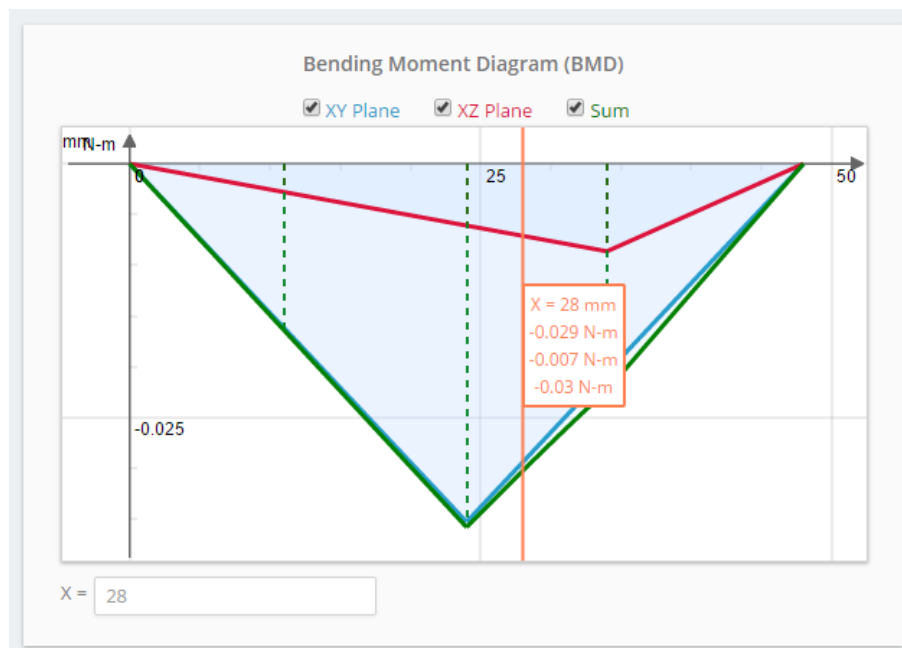


Figura 37 Diagrama de momento flector para los diferentes planos

Donde finalmente se puede definir el máximo momento flector $M_a = 0,03 [Nm]$, el cual nos servirá para el diseño del eje con el criterio ED-Goodman.

Diseño del eje a la fatiga por el método Esfuerzo-Vida

Para iniciar con el análisis del esfuerzo último a la fatiga se debe tomar en cuenta algunas consideraciones para este proyecto:

- Confiabilidad del diseño de 99%
- Temperatura de operación entre 20 – 30 °C
- Corrosión por material nula

Usando la ecuación (29) de (Budynas & Nisbett, 2011) se puede estimar el límite de resistencia a la fatiga (S_e'), a través de la resistencia a la tensión mínima (S_{ut}).

$$S_e' = 0,5 \times S_{ut} \quad (29)$$

$$S_e' = 0,5 \times 85$$

$$S_e' = 42,5 \text{ MPa}$$

De acuerdo a la ecuación (30) de Marín (Budynas & Nisbett, 2011) se pueden calcular los siguientes factores que modifican el límite de resistencia a la fatiga, estos son:

$$S_e = k_a k_b k_c k_d k_e k_f S_e' \quad (30)$$

Donde:

k_a : *factor de modificación de la condición superficial*

k_b : *factor de modificación del tamaño*

k_c : *factor de modificación de la carga*

k_d : *factor de modificación de la temperatura*

k_e : *factor de confiabilidad*

k_f : *factor de modificación de efectos varios*

Factor por condición superficial, k_a

Para encontrar este valor se usa la Tabla 11, donde están los parámetros de condición superficial de Marín.

Tabla 11

Parámetros para el factor de condición superficial de Marín

Acabado superficial	Factor a		Exponente b
	S_{ut} kpsi	S_{ut} MPa	
Esmerilado	1.34	1.58	-0.085
Maquinado o laminado en frío	2.70	4.51	-0.265
Laminado en caliente	14.4	57.7	-0.718
Como sale de la forja	39.9	272.	-0.995

Fuente: (Budynas & Nisbett, 2011)

Usando la ecuación (31) y la Tabla 11 obtenemos:

$$k_a = aS_{ut}^b \quad (31)$$

$$a = 4,51$$

$$b = -0,265$$

$$Ka = 4,51 (85)^{-0,265}$$

$$Ka = 1,39$$

Factor por tamaño, k_b

Para el cálculo de este factor se utiliza la ecuación (32)

$$k_b = \left(\frac{d}{7,62} \right)^{-0,107} \quad (32)$$

Estimando el diámetro obtenemos:

$$k_b = \left(\frac{15}{7,62} \right)^{-0,107}$$

$$k_b = 0,9$$

Factor de carga, k_c

Para este valor se utiliza el criterio de Shigley (Budynas & Nisbett, 2011) siendo para una carga puramente torsional:

$$k_c = 0,59$$

De acuerdo a las consideraciones iniciales del diseño, se determina que para el factor de temperatura de operación k_d y el factor de efectos varios k_f , se estima el valor de uno.

$$k_d = k_f = 1$$

Factor de confiabilidad, k_e

Según la *Tabla 12*, con una confiabilidad de 99% se obtiene:

$$k_e = 0,814$$

Tabla 12
Factores de confiabilidad

Confiabilidad, %	Variación de transformación z_α	Factor de confiabilidad k_α
50	0	1.000
90	1.288	0.897
95	1.645	0.868
99	2.326	0.814
99.9	3.091	0.753
99.99	3.719	0.702
99.999	4.265	0.659
99.9999	4.753	0.620

Fuente: (Budynas & Nisbett, 2011)

Una vez obtenido todos los factores se procede a calcular el límite de resistencia a la fatiga modificado usando la Ecuación (30)

$$Se = k_a k_b k_c k_d k_e k_f Se'$$

$$Se = (1,39)(0,9)(0,59)(1)(0,814)(1)(42,5)$$

$$Se = 25,53 \text{ Mpa}$$

Mediante el criterio conservador de ED-Goodman se considera la siguiente ecuación para estimar el diámetro para un factor de seguridad inicial, siendo T_m y M_a , par de torsión medio y momento flector medio respectivamente.

$$T_m = 0.0463 \text{ N.m} \approx 46.3 \text{ Nmm}$$

$$M_a = 30 \text{ Nmm}$$

$$d = \left\{ \frac{16n}{\pi} \left(\frac{2(K_f M_a)}{Se} + \frac{[3(K_{fs} T)^2]^{1/2}}{Sut} \right) \right\}^{1/3} \quad (33)$$

Donde:

K_f : Factor de concentración del esfuerzo por fatiga por flexión

K_{fs} : Factor de concentración del esfuerzo por fatiga por torsión

Para una primera iteración, se considera concentraciones de esfuerzos y sensibilidad a la muesca, a partir de la Tabla 13, siendo estos valores $K_t = 2,7$ y $K_{ts} = 2,2$. Además, se supone que $K_f = K_t$ y $K_{fs} = K_{ts}$.

Tabla 13

Estimaciones de los factores de concentración del esfuerzo

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

Fuente: (Budynas & Nisbett, 2011)

Reemplazando estos factores en la ecuación (33), se obtiene que el diámetro mínimo recomendado con factor de seguridad $n = 1$, por el criterio ED-Goodman, es:

$$d = \left\{ \frac{16(1)}{\pi} \left(\frac{2(2,7)(30 \text{ Nmm})}{25,5349 \text{ N/mm}^2} + \frac{\sqrt{3}(2,2 * 46.3 \text{ Nmm})}{85 \text{ N/mm}^2} \right) \right\}^{\frac{1}{3}}$$

$$d = 4,01 \text{ mm}$$

Debido a que las condiciones dimensionales del diseño geométrico son generosas y tomando en cuenta que el diámetro del material sin mecanizar está dado por el diámetro del carrete, se escoge por facilidad de manipulación un diámetro $d = 10\text{mm}$ y $D = 20\text{mm}$ (Figura 33), se realiza la comprobación mediante un software de simulación adecuado en donde se puede apreciar que para este diseño no existen altos esfuerzos ni fallas por carga, el desempeño del eje es apropiado para la aplicación como se ve en la Figura 38.

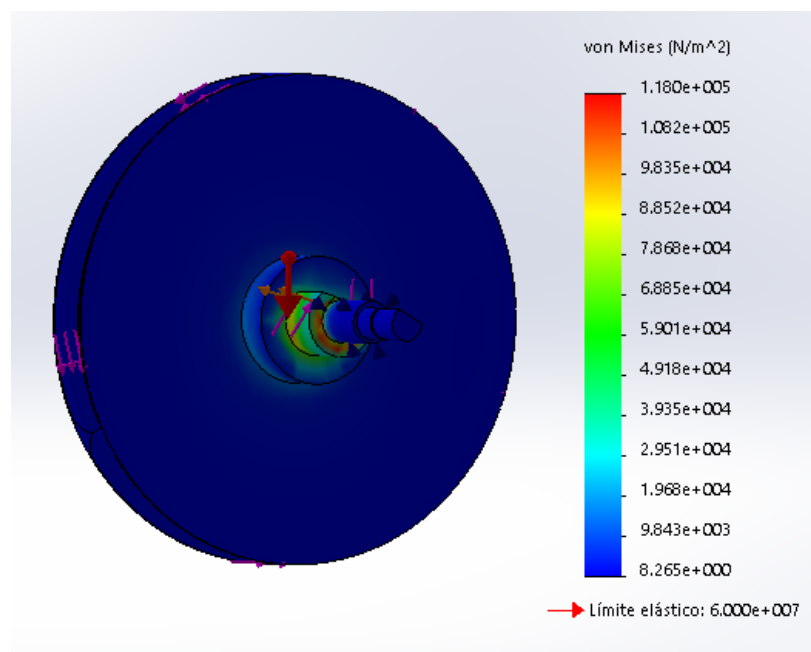


Figura 38 Simulación del eje sometido a esfuerzos

Una vez seleccionado el diámetro d con la ecuación (33) se debe realizar una segunda iteración para corregir los factores (Kt, Kts) que anteriormente fueron asumidos.

Para seleccionar Kt se asume un radio de filete de $r \approx 0,15\text{ mm}$

$$\frac{D}{d} = \frac{20}{10} = 2$$

$$\frac{r}{d} = \frac{0,15}{10} = 0,015$$

Con los valores calculados se estima K_t de la Figura 39:

$$K_t = 2.8$$

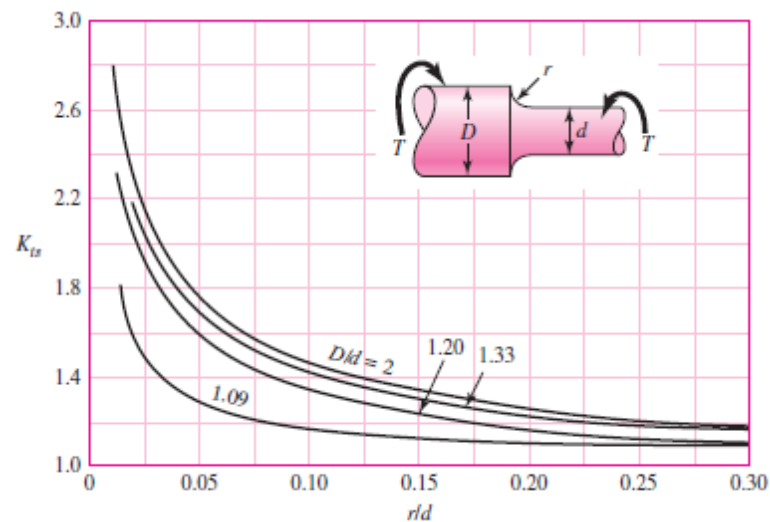


Figura 39 Eje redondo con filete en el hombro en torsión

Fuente: (Budynas & Nisbett, 2011)

Posteriormente se debe usar la Figura 40 para determinar la sensibilidad a la muesca (q), dependiendo del radio de muesca y el límite de resistencia (S_{ut}).

$$r = 0,15 \text{ mm} \approx 0,006 \text{ in}$$

$$q = 0,2$$

$$K_f = 1 + q (K_t - 1) \quad (34)$$

$$K_f = 1 + 0,2 (2,8 - 1)$$

$$K_f = 1,36$$

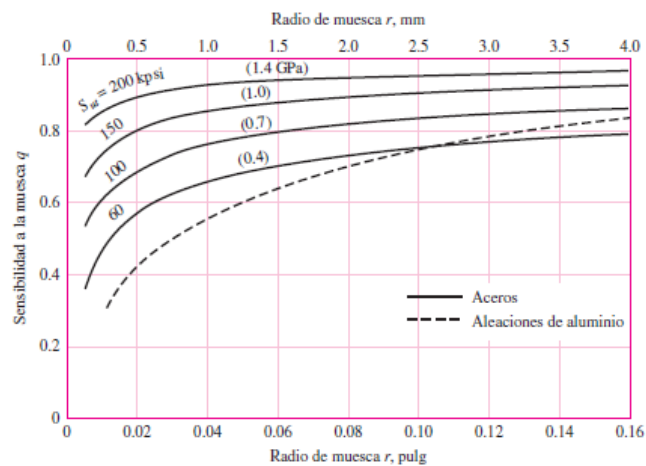


Figura 40 Sensibilidad a la muesca de materiales sometidos a torsión inversa

Fuente: (Budynas & Nisbett, 2011)

Se realiza el mismo procedimiento para obtener los factores K_{ts} y K_{fs} , donde se obtiene.

$$q_s = 0,22$$

$$K_{ts} = 2,8$$

$$K_{fs} = 1,4$$

Se vuelve a sacar las constantes con los nuevos valores y se obtiene:

$$K_b = 1,24d^{-0,107} = 1,24(10)^{-0,107}$$

$$K_b = 0,97$$

Usando nuevamente la ecuación (30)

$$Se = (1,39)(0,97)(0,59)(1)(0,814)(1)(42,5)$$

$$Se = 27,52 \text{ Mpa}$$

De acuerdo a la ecuación (35) de Goodman modificada, se obtiene el factor de seguridad para el nuevo diámetro:

$$\frac{1}{n_f} = \frac{\sigma_a'}{S_e} + \frac{\sigma_m'}{S_{ut}} \quad (35)$$

$$\sigma_a' = \left[\left(\frac{32K_f M_a}{\pi d^3} \right)^2 + 3 \left(\frac{16K_{fs} T_a}{\pi d^3} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \quad (36)$$

$$\sigma_a' = \left(\frac{32(1,36)(30)Nmm}{\pi(10)^3 mm^3} \right)$$

$$\sigma_a' = 0.416 \text{ MPa}$$

$$\sigma_m' = \left[\left(\frac{32K_f M_m}{\pi d^3} \right)^2 + 3 \left(\frac{16K_{fs} T_m}{\pi d^3} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \quad (37)$$

$$\sigma_m' = \left(\frac{\sqrt{3} * 16(1,4)(46,3Nmm)}{\pi(10mm)^3} \right)$$

$$\sigma_m' = 0,572 \text{ MPa}$$

Reemplazando los valores obtenidos en la ecuación (35)

$$\frac{1}{n_f} = \frac{\sigma_a'}{S_e} + \frac{\sigma_m'}{S_{ut}} = \frac{0,416}{27,52} + \frac{0,572}{85}$$

$$n_f = 45,77$$

Realizando el mismo análisis para diámetro de 20mm.

De la ecuación (36)

$$\sigma_a' = \left[\left(\frac{32K_f M_a}{\pi d^3} \right)^2 + 3 \left(\frac{16K_{fs} T_a}{\pi d^3} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}}$$

$$\sigma_a' = \left(\frac{32(1,36)(30)Nmm}{\pi(20)^3mm^3} \right)$$

$$\sigma_a' = 0,0474 MPa$$

De la ecuación (37)

$$\sigma_m' = \left[\left(\frac{32K_f M_m}{\pi d^3} \right)^2 + 3 \left(\frac{16K_{fs} T_m}{\pi d^3} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}}$$

$$\sigma_m' = \left(\frac{\sqrt{3} * 16(1,40)(46,3Nmm)}{\pi(20mm)^3} \right)$$

$$\sigma_m' = 0.0659 MPa$$

De la ecuación (35)

$$\frac{1}{n_f} = \frac{\sigma_a'}{Se} + \frac{\sigma_m'}{Sut} = \frac{0,0474}{27,52} + \frac{0,0659}{85}$$

$$n_f = 427,97$$

3.3.6. Diseño de cojinete

Antes de empezar con el diseño del cojinete se debe considerar que tipo de cojinete será el adecuado, en la Figura 41 se puede apreciar los tres ejemplares que existen, siendo el más recomendado para bajas revoluciones, el de lubricación en el límite, por lo que para el presente proyecto se procederá con el diseño bajo este criterio.

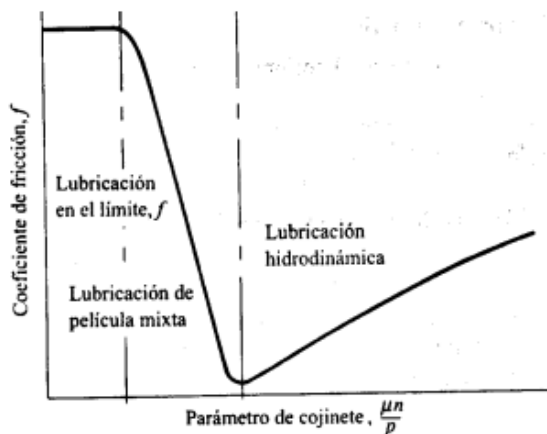


Figura 41 Tipos de lubricación en cojinetes

Fuente: (Nieto, 2007)

Se debe considerar varios factores para dimensionar cojinetes, estos son:

- Coeficiente de fricción
- Capacidad de carga, p
- Velocidad de operación, V
- Temperatura de operación

Para empezar con el diseño se define el diámetro $D = 10 \text{ mm}$ con el que se realizará el análisis, al mismo tiempo se establecerá la relación $L/D = 1$ que se recomienda para este tipo de aplicación. Siendo L la longitud del cojinete.

Consecuentemente se calcula la presión que se genera por el sistema en el cojinete con mayor carga, utilizando la fuerza calculada anteriormente en los diagramas de cuerpo libre, tenemos que la fuerza radial total es $R_b = F_c = 1,59 \text{ N}$. Usando la ecuación (38), (Nieto, 2007).

$$p = \frac{Fc}{L \cdot D} \quad (38)$$

$$p = \frac{1,59}{0,01 \cdot 0,01} = 15900 \text{ [N/m}^2\text{]}$$

Una vez obtenida la presión ejercida sobre el cojinete, se procede a calcular la velocidad lineal en la superficie de este, usando la ecuación (16)

$$V = \pi \times \frac{d}{2} \times w$$

$$V = \pi \times \frac{0,01}{2} \times 10 = 0,16 \text{ m/s}$$

Ya con estos valores calculados se procede a encontrar pV .

$$pV = 15900 \times 0,16$$

$$pV = 2544$$

Utilizando la Tabla 14 se puede seleccionar el material óptimo para los cojinetes, siendo el valor especificado pV igual o mayor que el de diseño. En este caso se seleccionó cojinetes de Cobre Hierro con un diámetro $D = 10\text{mm}$ y longitud $L = 10\text{mm}$.

Tabla 14

Parámetros de rendimiento para materiales con que se fabrican cojinetes en lubricación al límite

Material	pV		Factor de desgaste, $K (10^{-10} \text{ pulg}^3 \cdot \text{min} / \text{pies} \cdot \text{lb} \cdot \text{h})$	Coeficiente de fricción ^a
	psi-fpm	kW/m ²		
Cobre hierro	75 000	2 625	—	—
Plomo-bronce	60 000	2 100	—	—
Bronce	50 000	1 750	—	—
Aluminio	50 000	1 750	—	—
PPS relleno con PTFE y vidrio	30 000	1 050	110	0.17
Tela de PTFE	25 000	875	—	—
Bronce relleno con PTFE	21 000	735	5	0.13
PA relleno con PTFE y vidrio	20 000	700	16	0.26
PTFE relleno con vidrio	18 000	630	7	0.09
PTFE relleno con PPS	15 000	525	1	0.13
Carbono-grafito	15 000	525	—	—
Nylon relleno con vidrio y PTFE	3 000	105	16	—

Fuente: (Nieto, 2007)

3.2.7. Verificación del diseño teóricamente

Los elementos diseñados para el sistema de medición de altura deben transmitir el torque desde el resorte al carrete con la finalidad de mantener templado el hilo en el mismo. Como se explicó en el capítulo anterior en la selección del factor kv, se mencionó que la velocidad de elevación y/o descenso de la garra es 0,5m/s.

Considerando que el sistema del mecanismo de medición de altura parte del reposo, la velocidad lineal del carrete en un inicio será $V_0 = 0m/s$. El torque del resorte aportará la aceleración angular en el carrete, para que el mismo tome como máximo la velocidad lineal de las garras en un tiempo en décimas de segundo para que el hilo no se destiempale.

El torque transmitido desde el resorte, generará el movimiento del carrete. La ecuación (39), (Beer), hace manifiesto de un cuerpo rígido con movimiento en un plano, alrededor de su centro de masa H_G , la cantidad de movimiento angular puede calcularse a través de los momentos generados alrededor de H_G . Es decir:

$$\dot{H}_G = \bar{I}\alpha \quad (39)$$

Donde \bar{I} es el momento de inercia de la placa, la cual fue obtenida mediante modelo CAD en el software (Figura 42),

$$\bar{I} = 190303,52 \text{ g/mm}^2 \approx 1,90303 \times 10^{-4} \text{ kg/m}^2$$

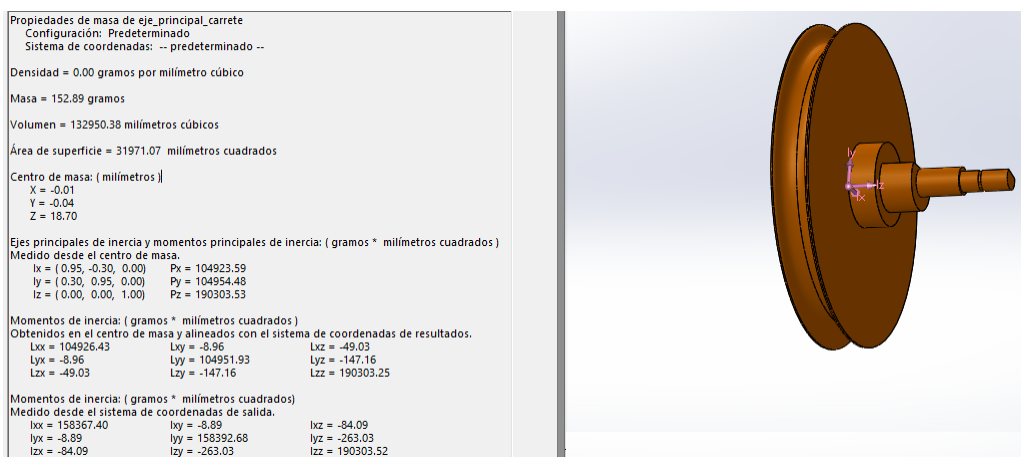


Figura 42 Inercia del eje del carrete

De la ecuación (39), se obtiene

$$\dot{H}_G = \bar{I}\alpha$$

$$0,0463 = 1,90303 \times 10^{-4} \alpha$$

$$\alpha = 243,29 \text{ rad/s}^2$$

Para encontrar el tiempo que le tomará a el hilo alcanzar los 0,5m/s, o en otras palabras alcanzar $w = 10 \text{ rad/s}$. Para ello debemos encontrar el tiempo considerando la aceleración constante:

$$\alpha = \frac{w_1 - w_0}{t_1 - t_0} \quad (40)$$

$$243,29 = \frac{10 - 0}{t_1 - 0}$$

$$t_1 = 0,04 \text{ s}$$

El tiempo estimado que le toma al carrete llegar a la velocidad de la elevación de las garras, es de $t_1 = 0,04 \text{ s}$. Para verificar que no se destiempale el hilo, el largo de este mismo no retraído, debe ejercerse en un tiempo mínimo:

$$\theta = \frac{w_1 - w_0}{2} * (t_1 - t_0) \quad (41)$$

$$\theta = \frac{10 - 0}{2} * (0,04 - 0)$$

$$\theta = 0,2 \text{ rad}$$

El hilo retraído, $hilo_r$ será:

$$hilo_r = \theta \times r \quad (42)$$

$$hilo_r = 0,2 \times 0,05$$

$$hilo_r = 0,01 \text{ m}$$

El hilo no retraído ($hilo_{nr}$), será igual al hilo que debería retraer con una velocidad constante $w = 10 \text{ rad/s}$, menos el hilo retraido

$$hilo_{nr} = (w * (t_1))r - hilo_r \quad (43)$$

$$hilo_{nr} = (10 * (0,04))0,05 - 0,01$$

$$hilo_{nr} = 0,01 \text{ m}$$

Es decir que el hilo se destempará 1 cm en 0,04s, lo cual es insignificante considerando que el hilo se mantiene estirado un mínimo de 2 metros con las garras abajo. El módulo de Young del hilo es $1,76^9 [Pa]$, (Garyn Fernando Esquivel Cambara, 2013),

$$E = \frac{\sigma}{\varepsilon} \quad (44)$$

Donde

E : *módulo de Young*

σ : *Tensión ejercida sobre la sección del hilo*

ε : *Deformación unitaria*

Desarrollando la ecuación (44), encontramos la deformación ε

$$E = \frac{F/S}{\Delta L/L}$$

$$1,76^9 = \frac{\frac{T}{r}/S}{\Delta L/2}$$

$$1,76^9 = \frac{\frac{0,0463}{0,05} / 7,06 \times 10^{-8}}{\Delta L/2}$$

$$1,76^9 = \frac{\frac{0,0463}{0,05}}{\varepsilon}$$

$$\varepsilon = 0,014 \text{ m}$$

Es decir la deformación elástica del mismo material mantendrá al hilo tensionado siempre:

$$hilo_{nr} = 0,01 \text{ m} < \varepsilon = 0,014 \text{ m}$$

3.2.8. Análisis mecánico de resultados

Para el cálculo del factor de seguridad, en el software de simulación se considera el factor de seguridad más crítico, siendo este el esfuerzo por flexión.

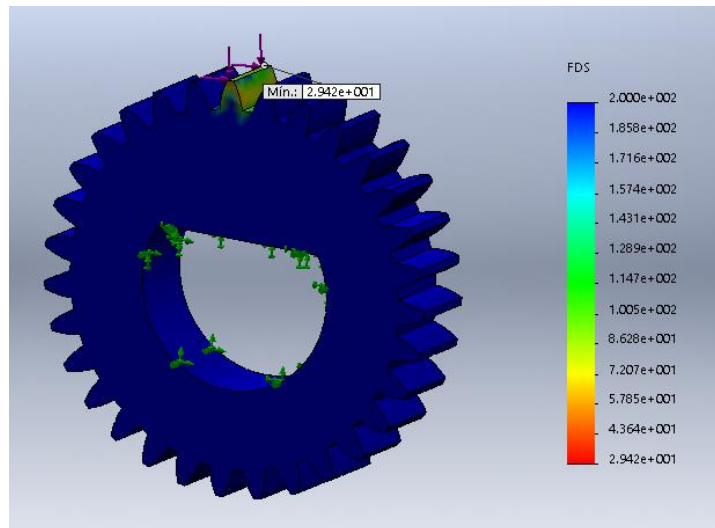


Figura 43 Factor de Seguridad del engrane simulado en Software

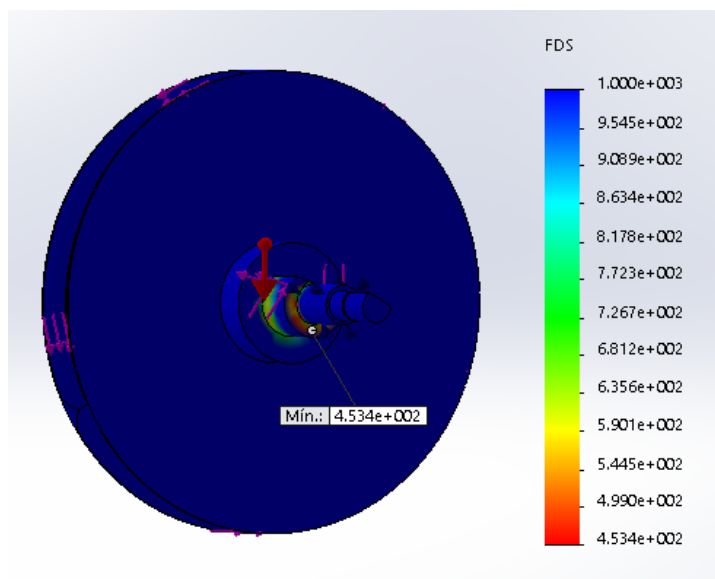


Figura 44 Factor de Seguridad del eje simulado en Software

3.2.9. Diseño final del eje

Una vez realizado el análisis de los elementos, en la Figura 45, se puede observar el diseño del eje, y todas sus dimensiones en la Tabla 15

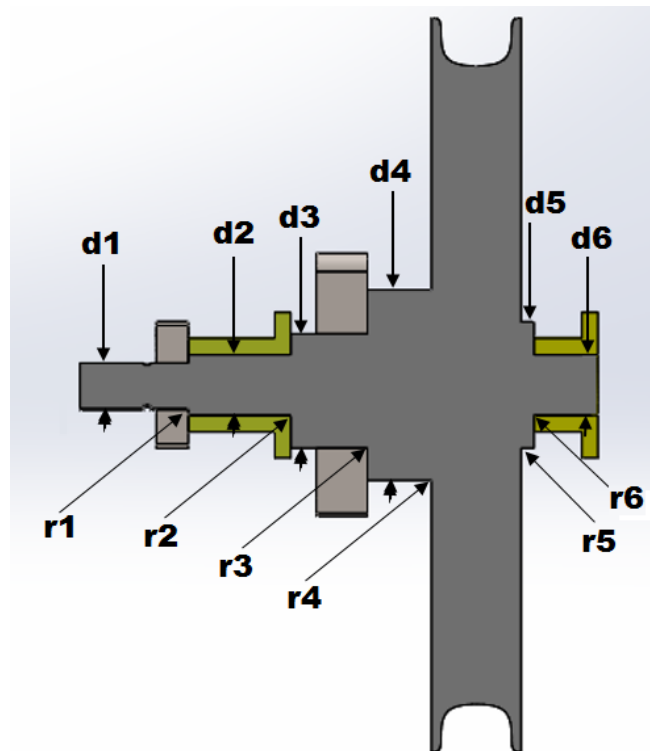


Figura 45 Diametros finales del eje

Tabla 15

Resumen Dimensiones para eje

d1	d2	d3	d4	d5	d6
8mm	10mm	20mm	30mm	20mm	10mm

3.4. SISTEMA DE MEDICIÓN DE PESO EN LAS GARRAS

El peso a medir requiere de la adaptación de un sensor de presión en la caja de válvulas hidráulicas, este sensor debe estar conectado principalmente a la línea hidráulica, la cual es encargada únicamente del levantamiento de las garras, por lo que para la selección del tipo de sensor se deberá calcular en primer lugar la presión de trabajo de los pistones del montacargas.

3.4.1. Cálculo de la presión de trabajo

Para este cálculo se requiere del área efectiva del cilindro del pistón y de la carga que soportarán los mismos (Figura 46), el montacargas del presente proyecto utiliza dos pistones de 2,30 m de longitud para la primera etapa y dos pistones adicionales de 3,50 m de longitud para la segunda etapa con un diámetro de 0,05 m cada uno, por lo que para el cálculo se usará el área efectiva de dos pistones simultáneamente.

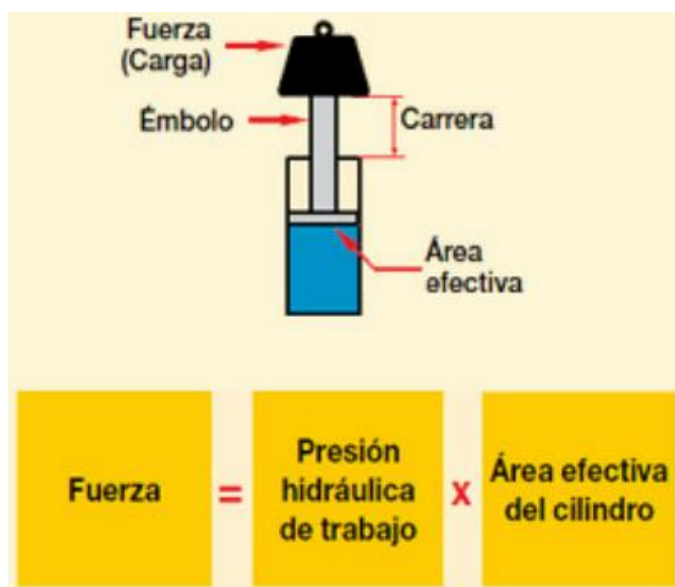


Figura 46 Presión hidráulica de trabajo

$$Presión = \frac{fuerza}{area}$$

$$Presión = \frac{1800 \text{ Kg} \times 9,81 \text{ m/s}^2}{(2) \times 0,05^2 \times \pi} = 11241390,57 \left[\frac{N}{m^2} \right]$$

$$Presión = 1,12 \text{ Mpa} = 163,9 \text{ Psi}$$

3.4.2. Características técnicas del sensor de presión

De acuerdo al cálculo anterior se determina que el sensor de presión (Figura 47) debe soportar 163 *Psi*; y considerando un factor de seguridad de 2 se procede a seleccionar el sensor de 500 *Psi* de acuerdo al catálogo de (DISETEC, 2016) que se puede encontrar en el

ANEXO 8, donde se escoge el tipo de salida que se requiera, siendo las opciones en corriente o voltaje. Para la conveniencia de conexión se eligió la salida eléctrica de 0 – 5 *voltios*.



Figura 47 Sensor de presión

3.5. MODELADO CAD

En la Figura 48 se puede apreciar los elementos que conforman parte del sistema de medición de elevación de las garras, siendo estos: dos cojinetes idénticos, el eje que soporta las cargas, y los dos engranes que transmiten el torque del resorte al eje, donde el engrane con mayor cubo pertenece al eje y el otro al eje del resorte, cabe recalcar que los engranes tienen el mismo número de dientes ya que no es necesario ninguna relación de transmisión.

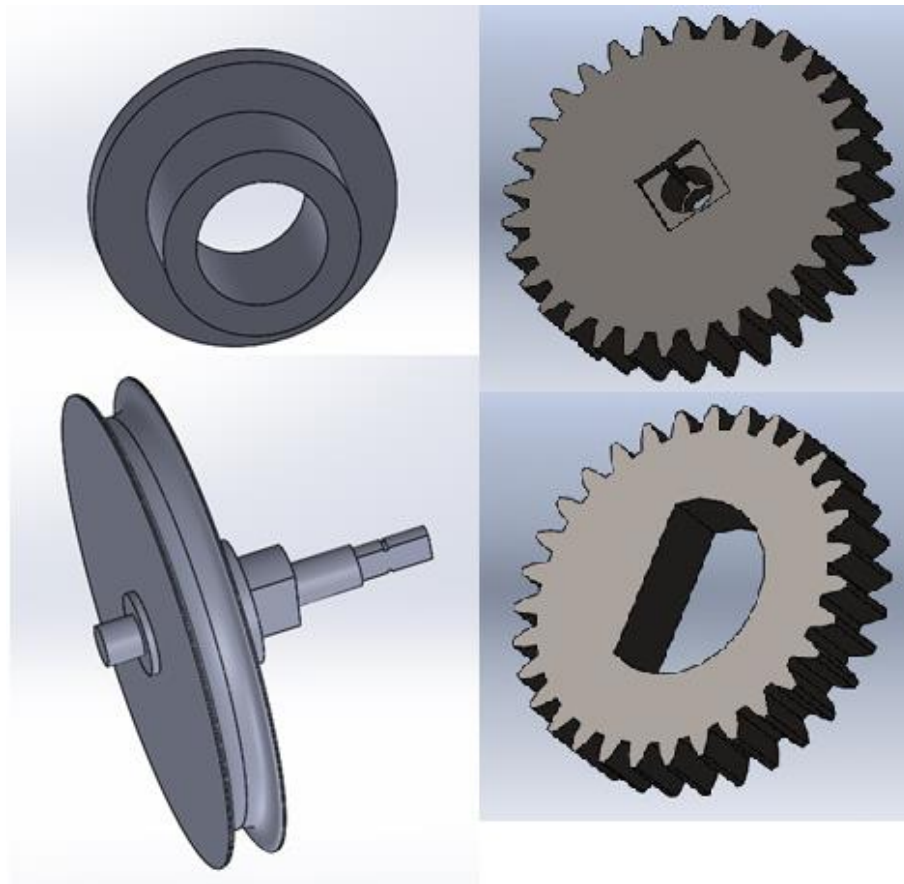
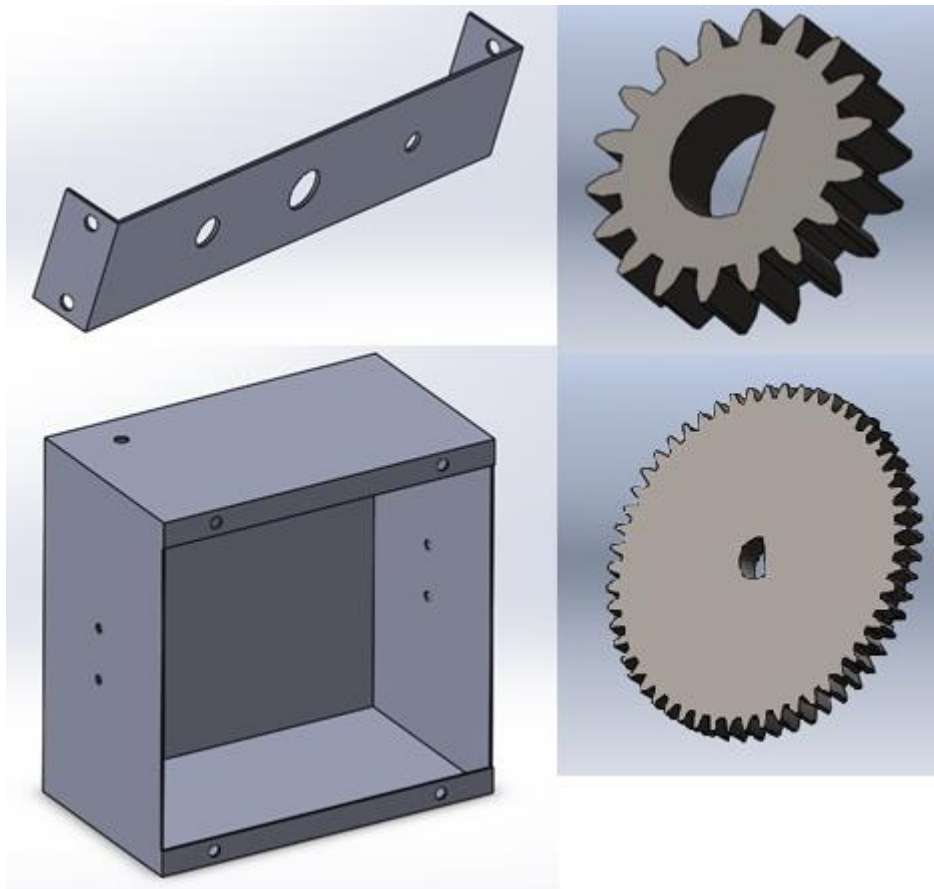


Figura 48 Modelado CAD de elementos para mecanismo de medición de altura parte1

Los siguientes elementos que se muestran en la Figura 49 son el soporte que sostienen al potenciómetro: el cojinete para el otro extremo del eje y el resorte con su respectivo eje, además tenemos el piñón que transmite el movimiento rotacional del eje al potenciómetro por medio de la corona de mayor diámetro, obteniendo una reducción para obtener una salida de máximo diez vueltas, y finalmente tenemos la caja que contendrá todos los elementos en su interior.



*Figura 49 Modelado CAD de elementos para mecanismo de medición de altura
parte 2*

El resultado de ensamblar todas las piezas anteriores nos permite visualizar el sistema de medición completo como se muestra en la Figura 50

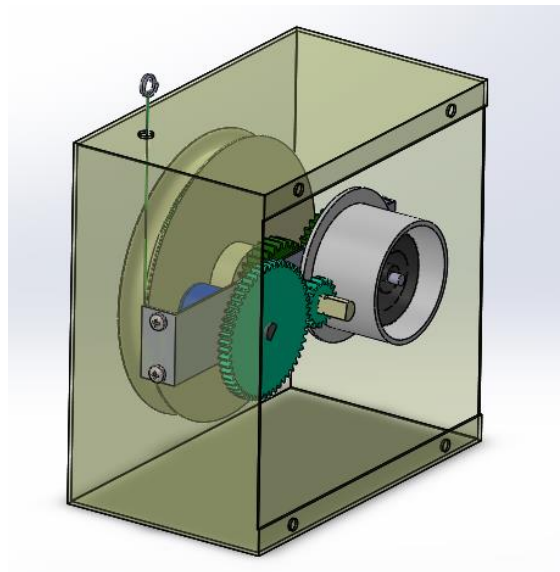


Figura 50 Modelado CAD mecanismo para medición de altura

En la siguiente Figura 51 se puede observar los elementos que corresponden al sistema de medición de la dirección, siendo el primer elemento el soporte que sostendrá al potenciómetro, que a su vez estará acoplado al engrane que recibe el movimiento rotacional de la corona de dirección, además se cubrirá con la tapa metálica del final.

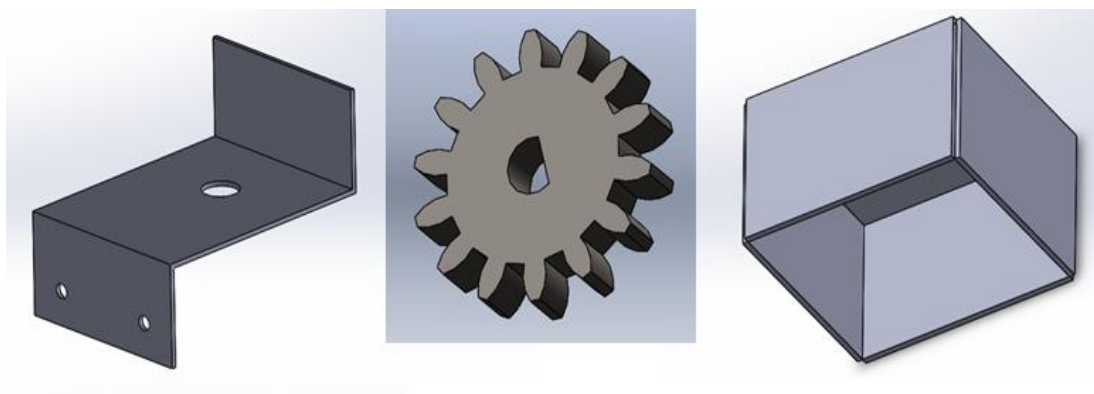


Figura 51 Modelado CAD elementos mecanismo para medición dirección

Obteniendo un ensamble final como se muestra en la Figura 52 donde se puede observar la transmisión completa, tenemos que el engrane en celeste es el piñón que genera el torque para mover la corona anaranjada que está acoplada a la dirección del montacargas y a su vez el engrane de azul que recibe el movimiento rotacional y lo transmite al eje del potenciómetro.

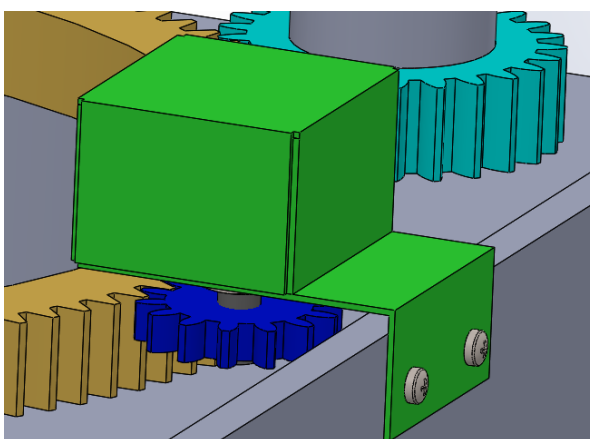


Figura 52 Modelado CAD mecanismo para medición de dirección

CAPÍTULO 4

DISEÑO ELECTRÓNICO Y CONTROL

En el presente capítulo se mostrará los cálculos esenciales para el diseño del sistema de control de válvulas, generación de alarmas y monitoreo de variables. Siendo el control de válvulas un reemplazo del diseño original ya que dicha placa ya no tiene funcionalidad alguna, mientras que el sistema de generación de alarmas y monitoreo de variables son aquellos que se implementarán en la máquina, de manera que también se deberán adaptar en el tablero del montacargas.

4.1. SISTEMA DE CONTROL DE VÁLVULAS

Para el diseño de la placa PCB (Printed Circuit Board) se deben considerar parámetros eléctricos de los actuadores. Los cuales son: voltaje de 24vdc y consumo de 100mA (Figura 53), La tecnología para la activación de las bobinas de las electroválvulas es mediante el uso de transistores mosfet, a diferencia de los transistores de otra tecnología estos son activados mediante voltaje y tienen baja dispersión térmica, además de ser silenciosos en comparación con relés.



Figura 53 Bobina de activación de la electroválvula

Fuente: (ICA)

La placa original del montacargas fue encontrada en mal estado, de tal manera que no se pudo utilizar nada de la misma (Figura 54).



Figura 54 Placa de control de electroválvulas en mal estado

4.1.1 Diseño de la lógica del circuito

La lógica de control se obtuvo mediante el uso de pulsadores para la activación de las electroválvulas (Figura 55), las mismas que fueron numeradas a nuestra consideración, ya que de esta manera se determina el conjunto de válvulas que generan una función específica del montacargas. Es decir que para la correcta movilidad del sistema mecánico es esencial la activación simultánea de dos o más electroválvulas.



Figura 55 Dedución de lógica de activación por medio de pulsadores

Mediante este método se determinó los conjuntos óptimos para la total funcionalidad del montacargas (*Tabla 16*),

Tabla 16

Lógica de electroválvulas

PALANCA DE MANDO	ELECTROVÁLVULAS
Movimiento del pantógrafo hacia la izquierda	6 y 3
Movimiento del pantógrafo hacia la derecha	6 y 4
Extensión del pantógrafo	7 y 3
Retracción del pantógrafo	7 y 4

Ángulo del pantógrafo positivo	8 y 3
Ángulo del pantógrafo negativo	8 y 4
Elevación de garras	5 o palanca
Descenso de las garras	1 y palanca

4.1.2 Cálculos de resistencias de opto acopladores

Posteriormente se define los elementos que se utilizarán para la activación de las electroválvulas, los cuales secuencialmente son:

- Conector DB25 (entrada)
- Opto acoplador
- Transistor MOSFET
- Electroválvula (salida)

A continuación se calculará las resistencias requeridas para cada elemento, además de la potencia necesaria y el ancho de pista. El voltaje de entrada de la placa es de 24 Vdc que ingresan a través del mando que se encuentra acoplado al conector DB25.

Cálculo de resistencia del Opto acoplador:

$$\text{corriente optima del optoacoplador} = 10\text{mA}$$

$$V = R * I \tag{45}$$

$$R = \frac{24\text{ V}}{0,01\text{ A}} = 2400\ \Omega \sim 2.2\text{ K}\Omega$$

$$\text{nueva corriente} = \frac{24\text{ V}}{2200\ \Omega} = 0,0109\text{ A}$$

$$P = V * I \quad (46)$$

$$P = 24 * 0,0109 = 0,27 \text{ watts} \sim 1/2 \text{ watts}$$

4.1.3 Cálculos de resistencias de los MOSFET

Para empezar con el cálculo se asume una resistencia de 1,2 K Ω y se calcula el divisor de voltaje para obtener 10 volts a la salida, debido a que el gate del MOSFET permite un rango de voltaje entre 5-10 volts.

$$\frac{V_o}{V_i} = \frac{R_2}{R_2 + R_1} \quad (47)$$

$$\frac{10}{24} = \frac{R_2}{R_2 + 1200}$$

$$(10 * R_2) + 12000 = 24 * R_2$$

$$R_2 = 857,14 \Omega \sim 820 \Omega$$

$$\text{nuevo voltaje salida} = \frac{820 * 24}{820 + 1200} = 9,74 \text{ Volts}$$

Resistencia de 1,2 k Ω :

$$\text{Corriente} = \frac{24 \text{ V}}{1200 \Omega} = 0,02 \text{ A}$$

$$P = 24 * 0,02 = 0,48 \text{ watts} \sim 1/2 \text{ watts}$$

Resistencia de 820 Ω :

$$\text{Corriente} = \frac{9,74 \text{ V}}{820 \Omega} = 0,012 \text{ A}$$

Fuente: (L-COM Global Connectivity, 2011)

Consecuentemente del diseño mecánico del conector, es necesario el diseño esquemático del mismo (Figura 58), debido a que se debe enlazar los pines a los diferentes componentes del sistema, los elementos que se enchufan al conector DB25 son:

- Fuente 24 Vdc
- Pulsadores de la palanca de mando (entrada)
- Opto acopladores (salida)
- Bobinas de contactores
- Pito

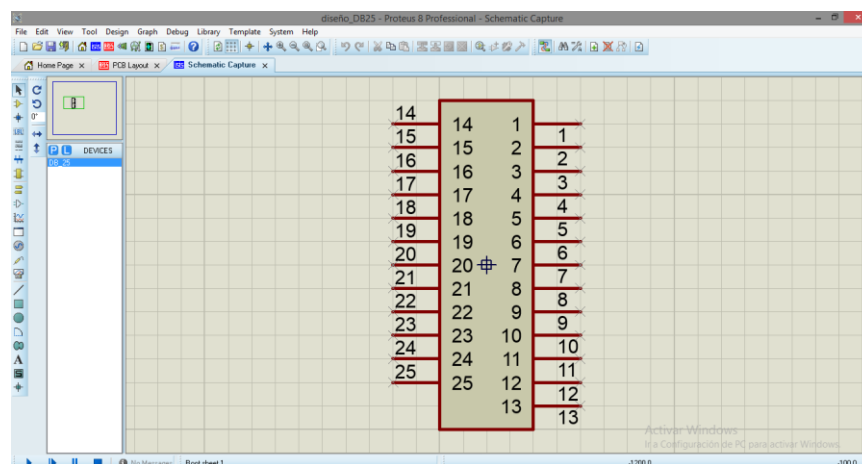


Figura 58 Diseño esquemático del conector DB25

4.1.5 Diseño del esquema de conexión

Una vez obtenido los valores de resistencias, se empieza con el diseño de la placa en el programa de simulación electrónica Proteos, el cual nos permite visualizar de mejor manera cualquier tipo de falla que se pueda presentar. En la Figura 59 se visualiza la conexión del conector DB25 a los diferentes componentes.

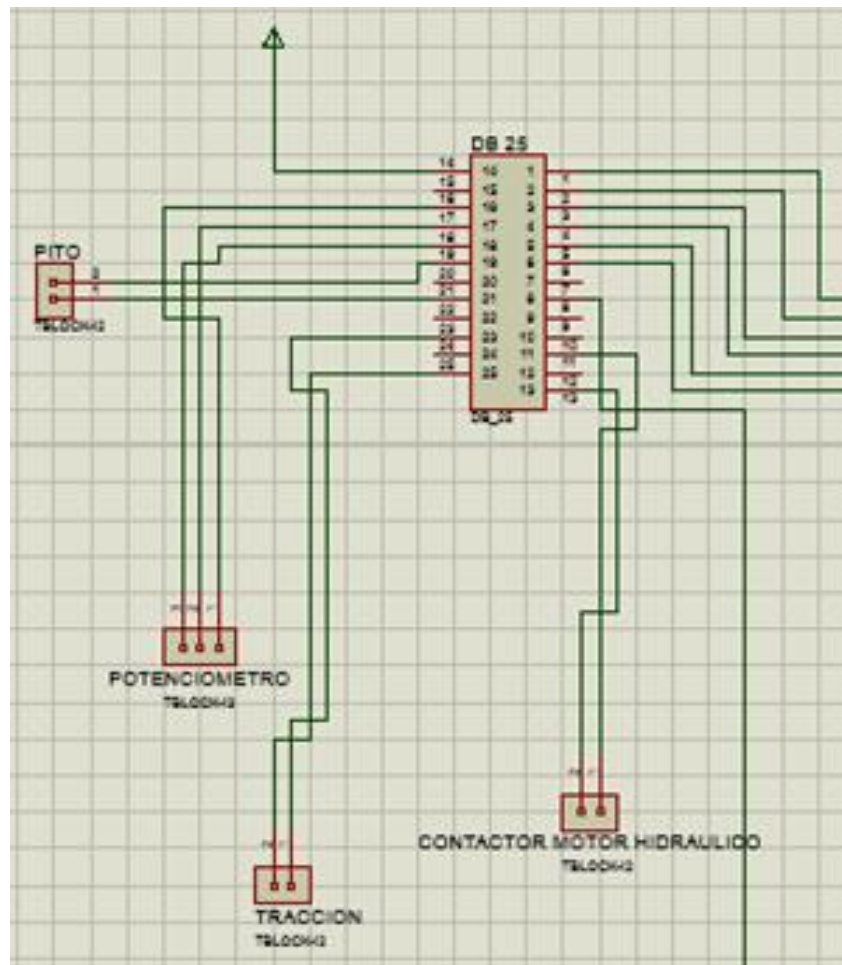


Figura 59 Esquema de conexión de los elementos al conector DB25

En la siguiente etapa del diseño (Figura 60) se puede observar en detalle la conexión de los opto acopladores y los Mofeta, simultáneamente se detallan las resistencias calculadas anteriormente.

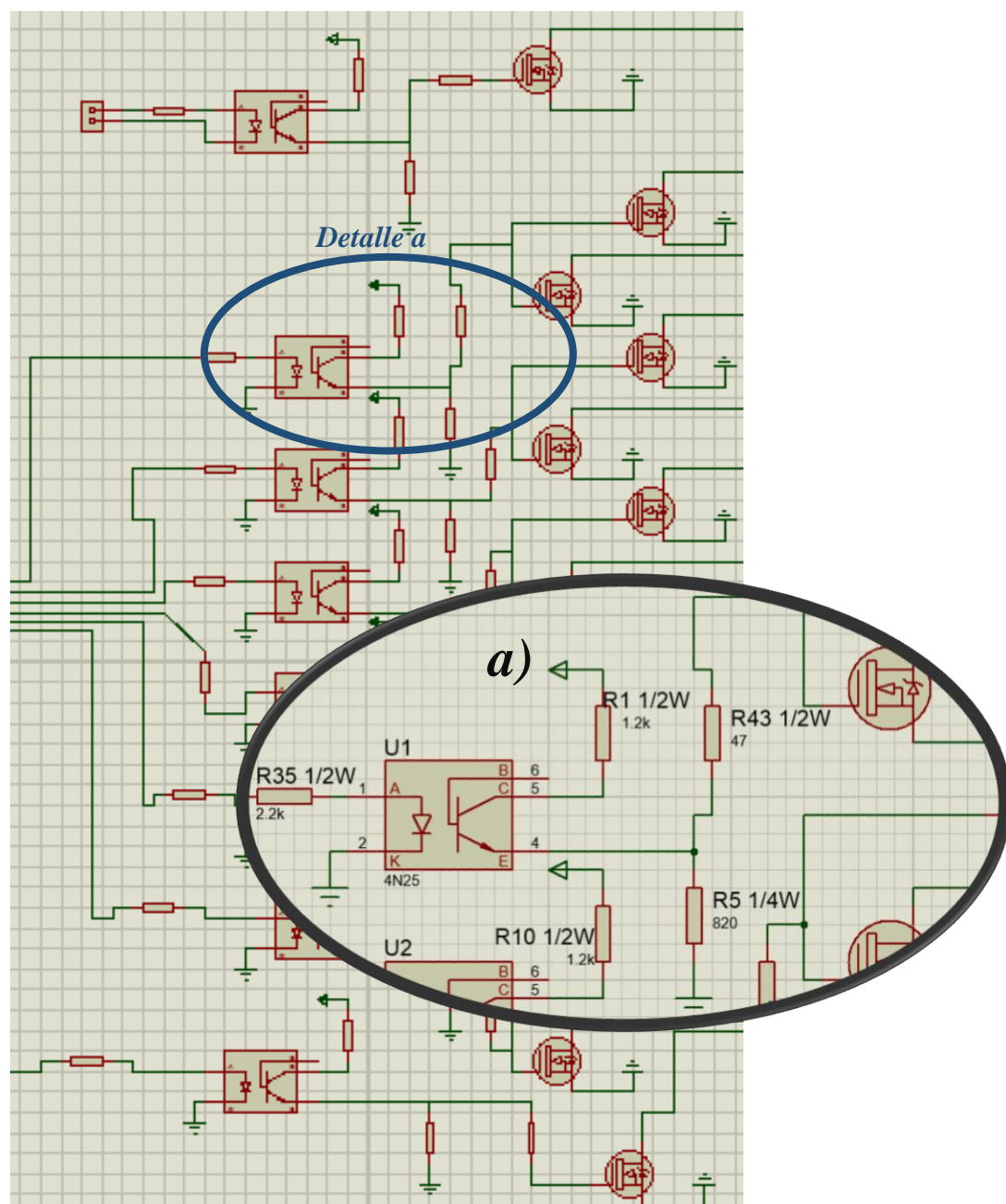


Figura 60 Detalle a

Finalizando con el diseño del esquema del circuito, en la Figura 61 se muestra la conexión de los actuadores (electroválvulas) que se representan por medio de las borneras, además se implementó paralelamente unos Leds indicadores que sirven como ayuda para determinar alguna falla.

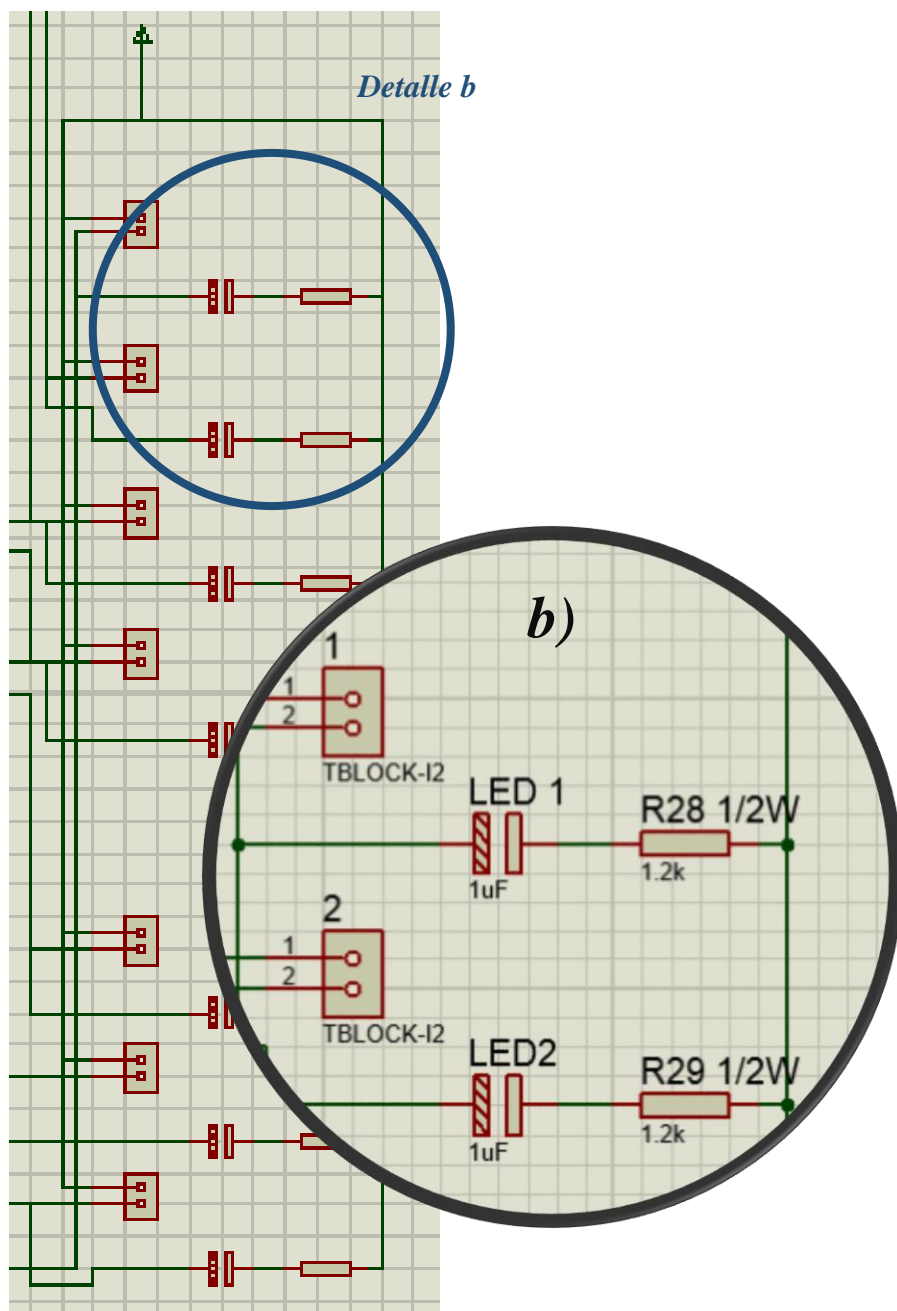


Figura 61 Detalle b

4.1.5 Diseño de la placa electrónica

Para iniciar con el diseño de las rutas en ARES se debe determinar el espacio que se tiene en la máquina para la ubicación de la placa (Figura 63), en este caso no se tiene ninguna restricción en cuanto a este aspecto ya que existen varios lugares donde se pueda ubicar la misma. Se estableció las dimensiones de la placa de acuerdo a la posición de los elementos y el ancho de pista se calculó utilizando la corriente máxima de cada etapa mediante una aplicación en la web.

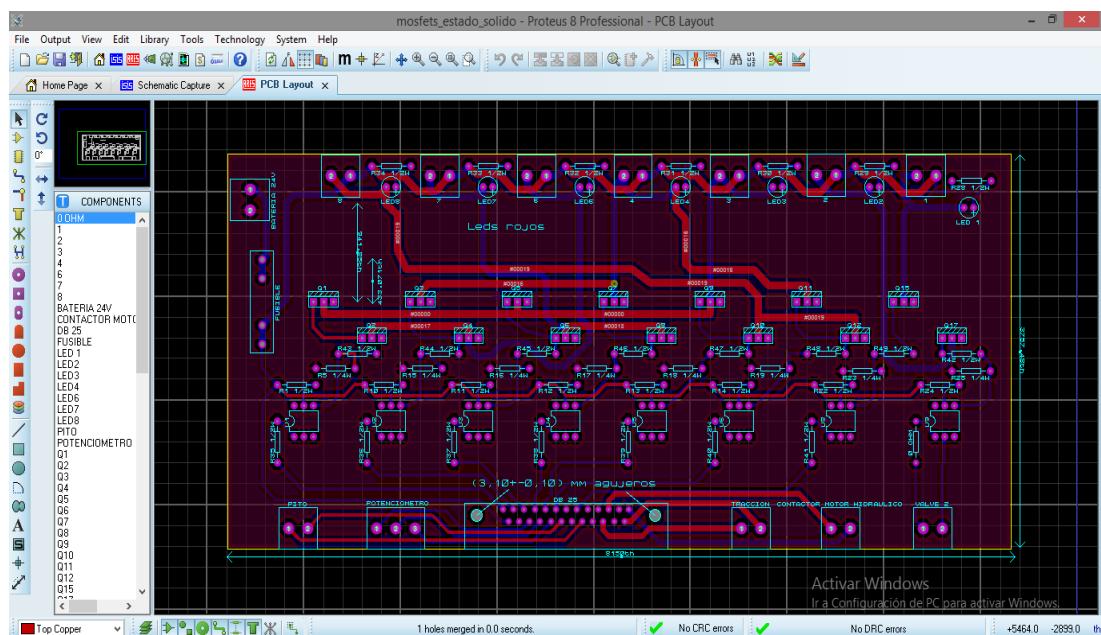


Figura 63 Posicionamiento de los elementos y ruteo de la placa

Después de generar las rutas de la placa se puede generar una visión en 3D (Figura 64) para una mejor visualización de la posición de los elementos, evitando posibles errores después de construir la placa.

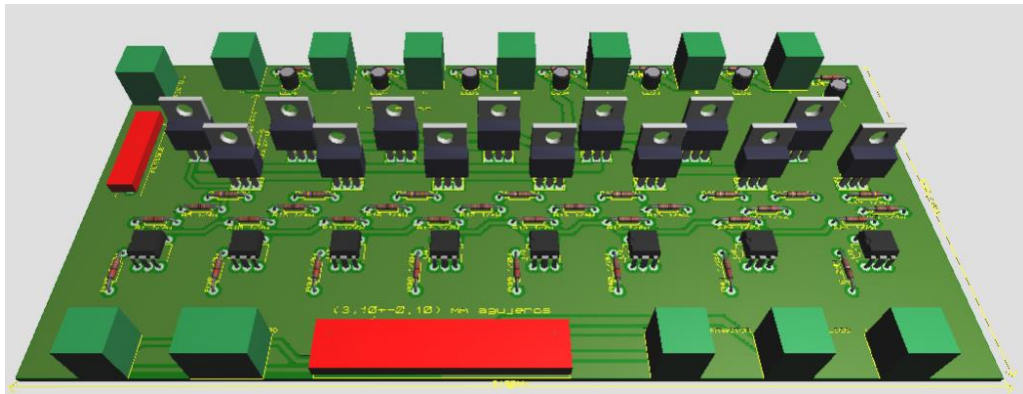


Figura 64 Esquema 3D de la placa final

4.2. SISTEMA DE MONITOREO DE VARIABLES

La programación se realizó en software ARDUINO ya que es libre y posee un entorno amigable con lenguaje tipo C, este programa es encargado de mostrar en una pantalla LCD las variables a medir (Figura 65), siendo estas; la altura de las garras, el peso de la carga y la dirección de las llantas.

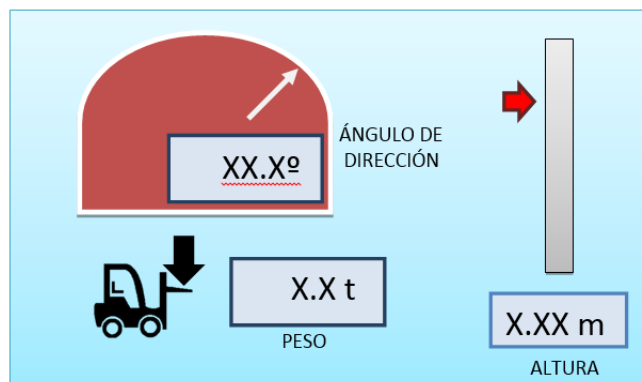


Figura 65 Diseño preliminar de la pantalla

4.2.1 Diseño del HMI

Los montacargas modernos como los Mitsubishi de la serie 8, incorporan también sistemas de control de carga, además de ajuste a baja velocidad, ajuste de alarma de exceso de velocidad, medidor de viajes, etc. Para mostrar todo esto se puede visualizar en diferentes ventanas, indicadores como los que se pueden apreciar en la Figura 66



Figura 66 Montacargas Toyota series 8

Fuente: (Toyota 8 Series)

Para este proyecto se usarán pulsadores para cambiar de una ventana a otra en la pantalla LCD seleccionada según el ANEXO 2, permitiendo observar únicamente lo necesario al operador, siendo las dos primeras ventanas del mismo contenido pero con diferentes unidades y la tercera ventana muestra el punto dentro de la gráfica que relaciona el peso con la altura.

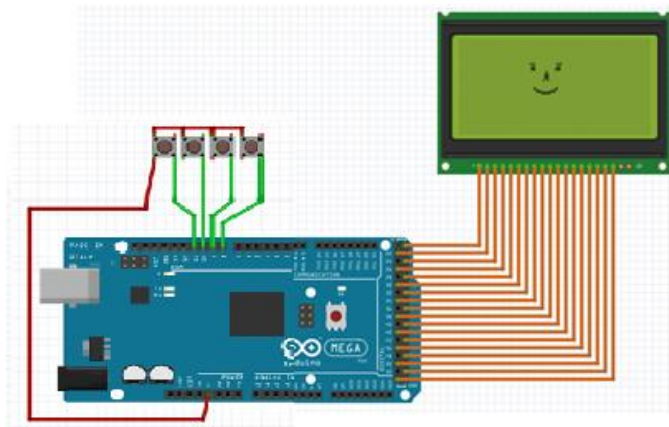


Figura 67 Esquema de conexión de la pantalla

La carga máxima también depende de la altura de las garras, a mayor altura se disminuye la carga permisible ya que se genera un mayor brazo de palanca y el montacargas tiende a volcarse; siendo el caso de tener sobrepeso en las garras el controlador genera una alarma y envía una señal a un relé que apaga el motor hidráulico (Figura 68), de esta manera evitamos accidentes al limitar la carga máxima.

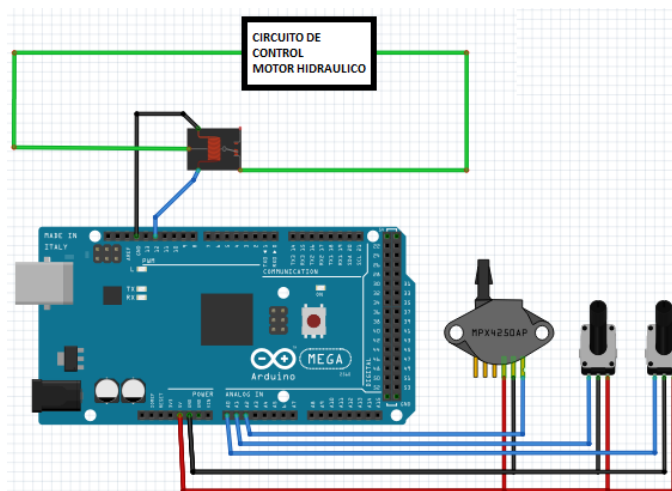


Figura 68 Esquema de conexión del relé y sensores

El código de programación se podrá visualizar en el ANEXO 9 y la lógica de funcionamiento se mostrará en un diagrama de flujo (Figura 69).

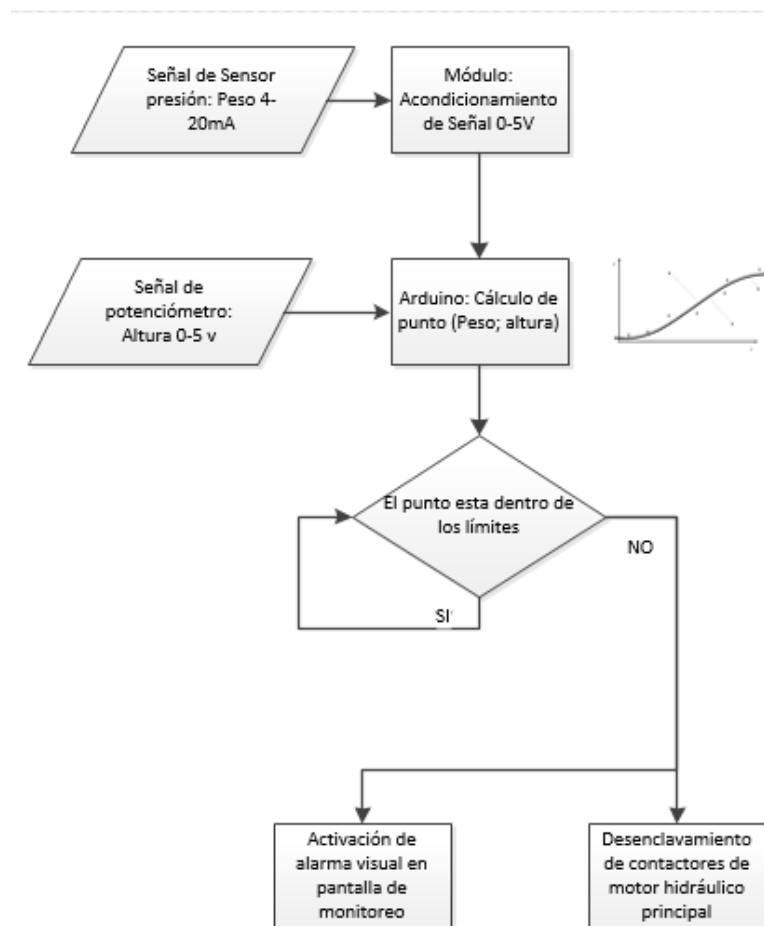


Figura 69 Diagrama de flujo de la programación

4.2.2 Diseño del control de bloqueo por sobrecarga

Para el diseño del control encargado de bloquear al sistema hidráulico principal por sobrecarga, se requiere elaborar la gráfica de relación del capítulo uno (Figura 6), que muestra los valores admisibles para cada variable, en la programación se genera condiciones de trabajo para cada variable creando así los límites establecidos anteriormente.

Si una variable sobrepasa lo permitido simplemente se crea una alarma visual en la pantalla (Figura 70) y abre un relé conectado al contactor del motor hidráulico; la alarma en pantalla no se retira hasta que baje la altura de las garras o a su vez retire la carga en exceso.



Figura 70 Visualización de la alarma en pantalla

4.2.3 Medición de las variables de entrada

Para el ingreso de las respectivas señales a medir se usó dos tipos de sensores; para la medición de la altura y la dirección se usó potenciómetros de $5\text{ K}\Omega$ de 10 vueltas, mientras que para la medición del peso se usó un sensor de presión que da una señal entre $0 - 5\text{ Vdc}$. En la Figura 71 se puede apreciar el diagrama de bloque para las señales respectivas.

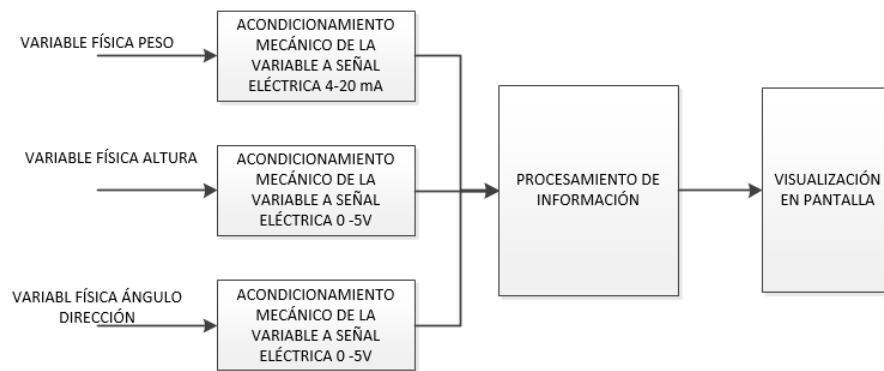


Figura 71 Diagrama de procesamiento de las variables

La resolución del potenciómetro se obtiene mediante los siguientes cálculos.

$$\text{ohms por vuelta} = \frac{R}{\# \text{ vueltas}} = \frac{5000}{10} = 500 \left[\frac{\Omega}{\text{vuelta}} \right]$$

Donde

$$\text{Resolución} = \frac{500}{5000} = 0,1\%$$

Es decir que varía $1,38\ \Omega$ por cada 1° de giro.

CAPÍTULO 5

MANTENIMIENTO, CONSTRUCCIÓN, ENSAMBLAJE Y FUNCIONAMIENTO

En el presente capítulo se describe los procedimientos empleados en el mantenimiento, construcción y ensamblaje de los elementos estudiados en los capítulos anteriores. También se menciona los parámetros y recomendaciones que fueron tomados del diseño o de los manuales de fabricación.

5.1 MANTENIMIENTO Y VERIFICACIÓN MECÁNICA

5.1.1. Mantenimiento de Motores, pruebas de aislamiento

Se realiza pruebas de aislamiento del motor por medio de un equipo megahómetro Fluke 1507 (Figura 72). El cual mide la resistencia aplicando voltaje CC en las bobinas,

Se obtuvo que la resistencia a tierra es $> 11G\Omega$, según la normativa IEEE (IEEE Power Engineering Society, 2000), el mínimo valor de aislamiento es de $100 M\Omega$ para un motor con voltaje de operación de 36 VCC. El voltaje CC recomendado para prueba de aislamiento para este motor es igual a 500 VCC



Figura 72 Prueba de aislamiento de motor

5.1.2. Lubricación de pistones y cambio de O-Rings

Durante las pruebas realizadas de las electroválvulas, se observó que existían fugas en el pistón. Por esta razón hubo la necesidad de realizar mantenimiento del mismo. Para este proceso se contrató los servicios de una empresa especializada en este servicio, quienes se encargan de verificar fugas en los pistones además del cambio de O-rings. Una vez realizado el mantenimiento de los cilindros se instalaron nuevamente en el montacargas (Figura 73).



Figura 73 Instalación de Pistón

5.1.3. Verificación y cambio de electroválvulas

Las electroválvulas tienen una bobina que al ser energizada producen un campo magnético el cual genera movimiento para abrir y cerrar las válvulas. Para verificar el estado del mismo se lo comprobó midiendo la resistencia en los conectores de la bobina, y se confirma la necesidad de cambiar una de las electroválvulas como se puede observar en la Figura 74.



Figura 74 Cambio de Electroválvulas

5.2. CONSTRUCCIÓN

5.2.1. Construcción de engrane de dirección

En la figura Figura 75 se puede observar el engrane dañado (izquierda) y el engrane maquinado (derecha), el cual fue construido en acero AISI 5115 como fue determinado en el capítulo 3. Para obtener la dureza medida en el engrane dañado ($23,2 HRC \approx 243 HB$), se realizó el proceso de cementación en la empresa BOEHLER, donde se solicitó la dureza mencionada.



Figura 75 Engrane dañado y engrane fabricado

5.2.2. Construcción de mecanismo para medición de altura

Según el diseño mecánico, el carrete y los engranes fueron construidos de Duralón, de tal manera que es necesario un proceso de manufactura apropiado siendo para ambos casos el torneado, esta técnica por lo general se usa para la elaboración de ejes y se basa en la rotación de la pieza a distintas revoluciones mientras que la herramienta permanece fija (Figura 76).

Para realizar este proceso se requiere que la herramienta posea mayor dureza que la pieza por lo que se utilizó acero al carbono. Además se debe considerar ciertos parámetros para el correcto torneado del eje, siendo estos:

- Velocidad del husillo (n): Es la velocidad a la que gira la pieza, se mide rpm.
- Velocidad de corte (v_c): Velocidad a la que el filo de corte mecaniza la superficie de la pieza, se mide en metros por minuto.
- Velocidad de avance (v_f): Es el desplazamiento de la herramienta en varias direcciones.
- Avance por revolución (f): Es el desplazamiento de la herramienta en una vuelta de la pieza, se mide en metros por revolución.
- Profundidad de corte (a_p): Es la mitad de la diferencia entre el diámetro previo a mecanizar y el obtenido con la mecanización.
- Ángulo de posición (k): Ángulo entre el filo de corte y la dirección de avance.



Figura 76 Construcción de mecanismo para medición de altura

Donde los parámetros de corte para el torneado se muestran en la Tabla 17.

Tabla 17

Parámetros de corte para el torneado

Torneado

α Ángulo de incidencia [°]
 γ Ángulo de arranque [°]
 χ Ángulo de posicionamiento de herramienta [°]

El radio de la punta r debe ser al menos 0,5 mm

	Ángulo de incidencia	Ángulo de arranque	Ángulo de colocación de la herramienta	Velocidad de corte	Avance
TECAFINE PE, PP	6-10	0-5	45-60	250-500	0,1-0,5
TECAFINE PMP	6-10	0-5	45-60	250-500	0,1-0,5
TECARAN ABS	5-15	25-30	15	200-500	0,2-0,5
TECANYL	5-10	6-8	45-60	300	0,1-0,5
TECAFORM AD, AH	6-8	0-5	45-60	300-600	0,1-0,4
TECAMID, TECARIM, TECAST	6-10	0-5	45-60	250-500	0,1-0,5
TECADUR/TECAPET	5-10	0-5	45-60	300-400	0,2-0,4
TECANAT	5-10	6-8	45-60	300	0,1-0,5
TECAFLON PTFE, PVDF	5-10	5-8	10	150-500	0,1-0,3
TECAPEI	10	0	45-60	350-400	0,1-0,3

Fuente: (Ensinger, 2013)

5.2.3. Construcción de mecanismo para medición de dirección

El esfuerzo generado en el diente del engrane es equivalente al torque necesario para el movimiento del potenciómetro que es de $0,35 \text{ N cm}$, por lo cual no se considera relevante en este caso; Dando así por consecuente el uso de impresión 3D para la fabricación de este engrane. En la Figura 77 se puede observar el ensamble del mismo.



Figura 77 Construcción mecanismo para medición de dirección

5.2.4. Construcción de placa de control de válvulas

La tarjeta fue impresa por la empresa ADVANTAGE TECHNOLOGY RISC, en dos caras, y una vez obtenida las pistas se procedió a soldar los elementos Figura 78

Para verificación del funcionamiento correcto existen Leds indicadores en cada salida, por medio de una fuente y cerrando el circuito en el puerto DV20. Se activaron las diferentes salidas.

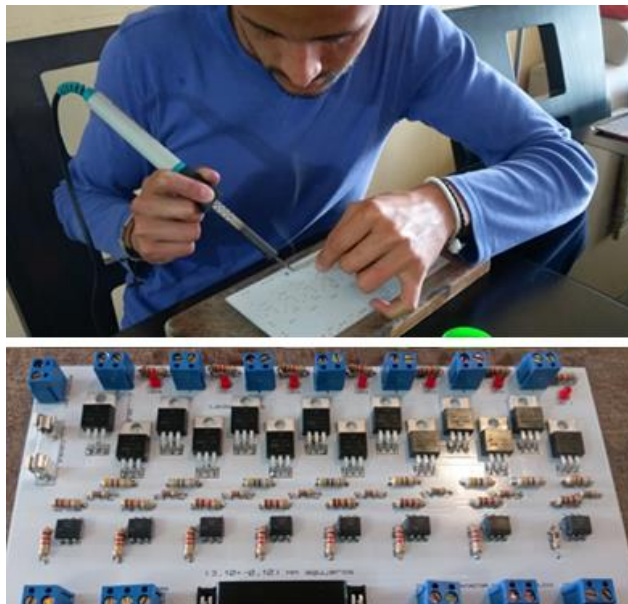


Figura 78 Construcción de tarjeta de control de Electroválvulas

5.2.5. Construcción de soporte e instalación de HMI

En el panel original existía espacio para una pantalla con indicadores, en este mismo espacio se adaptó la nueva HMI encargada del monitoreo de variables (Figura 79).



Figura 79 Instalación HMI

5.3. INSTALACIÓN Y ENSAMBLAJE

5.3.1. Instalación de controlador

De acuerdo a la potencia y tipo de los motores y a la fuente de alimentación, las principales necesidades para el control del motor de tracción son:

- Entrada de Voltaje DC 36 V
- Salida de Voltaje DC 0-36 V
- Corriente de Salida máx.: 1 minuto 300A aproximadamente el 200% de la corriente I_n en régimen continuo del motor
- Método de control: PWM



Figura 80 Controlador Curtis para motor Tracción

El controlador escogido en el ANEXO 7, es Curtis 1266A (Figura 80), tiene a continuación varias consideraciones para la instalación del mismo:

- Siempre es necesario la instalación de un freno mecánico.
- La regeneración tiene un efecto de freno en el montacargas, pero no lo reemplaza.
- Montaje del controlador, es recomendable en una superficie lisa y con pomada para mejorar la conducción térmica.
- Siempre trabajar sin conexión de potencia en el controlador, ya que puede producirse un movimiento indeseado del montacargas o arcos de cortocircuito.
- Recomendación de fabricante: Es necesario la resistencia de precarga en los contactores de la línea B+.

El controlador Curtis 1266A, tiene su propio diagrama de conexiones eléctricas, siendo estas las recomendadas por el fabricante (Figura 81). En la Figura 82 y Tabla 18, se puede observar la descripción del conector de control.

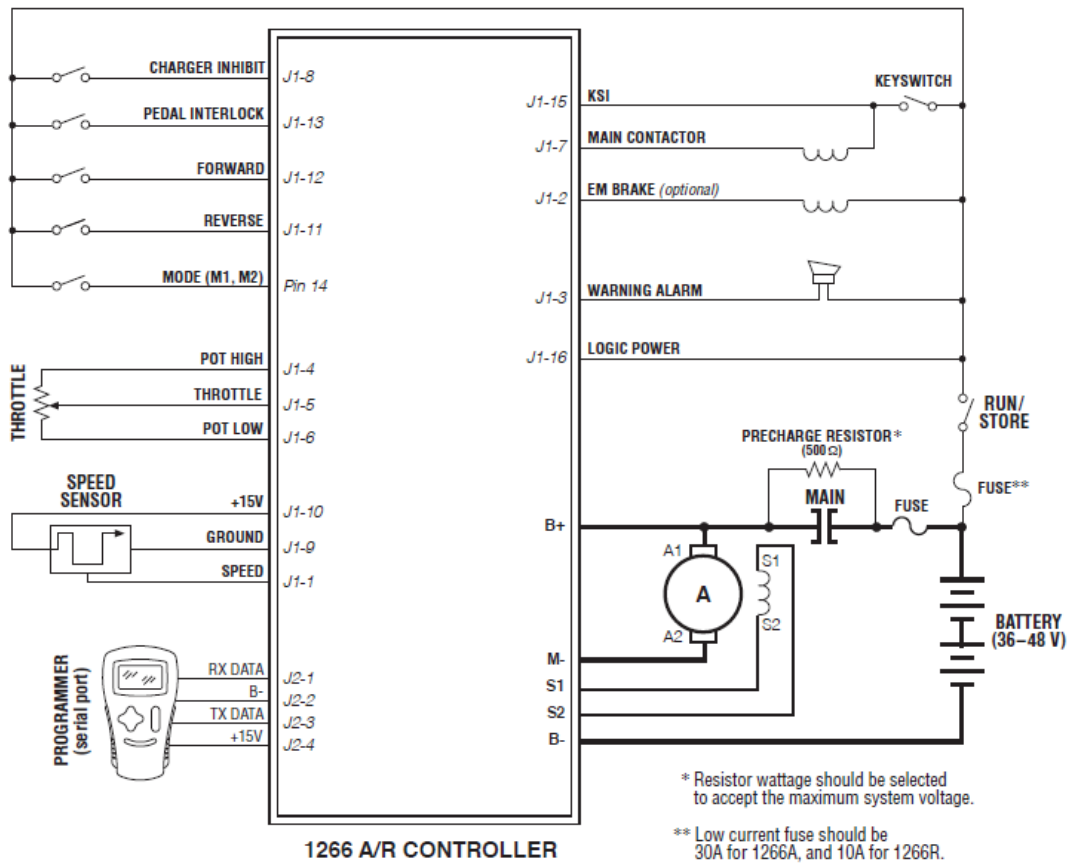


Figura 81 Circuito de control controlador Curtis

Fuente: (Curtis, 2010)

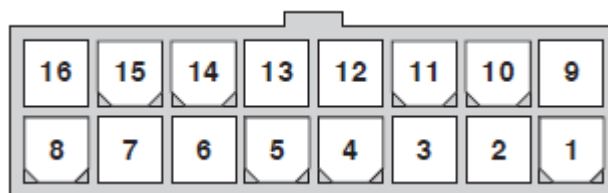


Figura 82 Pines de control controlador Curtis

Fuente: (Curtis, 2010)

Tabla 18**Descripción pines J1, controlador Curtis**

1	Speed	Señal de entrada velocidad
2	EM Brake	Señal salida freno
3	Warning Alarm	Señal salida alarma
4	Pot High	Fuente 5v para potenciómetro
5	Throttle	Señal de potenciómetro
6	Pot low	Referencia para potenciómetro
7	Main contactor	Señal salida contactor principal
8	Charger inhibit	Switch para inhibir carga
9	Ground	Referencia sensor de velocidad de motor
10	+15V	Fuente de 15Vcc
11	Reverse	Entrada del switch de reversa
12	Forward	Entrada del switch de giro derecho
13	Pedal Interlock	
14	Mode Switch	Entrad de switch modo
15	Ksi	Entrada de switch principal
16	Logic Power	Fuente para lógica de control

Fuente: (Curtis, 2010)

Programación y ajuste de parámetros del controlador

Por medio de un conector RS232 a puerto USB se puede parametrizar el controlador, valores como:

- Throttle efective starter position (Figura 83 Figura 83 Programación controlador parte 1):

Se refiere a la posición del potenciómetro en la que la regulación empieza a efectuarse. Este parámetro debe calibrarse junto con el mando, para que el movimiento del motor de tracción empiece a ejecutarse a la vez que se desplace la palanca de mando.

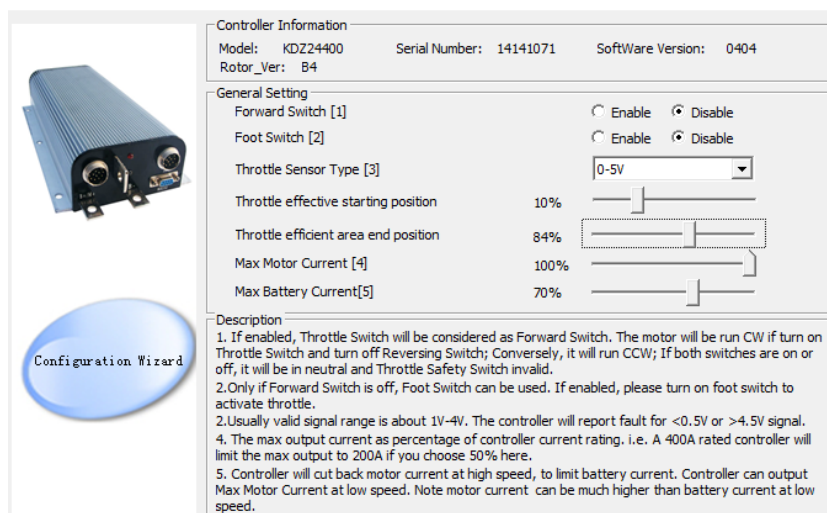


Figura 83 Programación controlador parte 1

- Control mode, current limit

Datos de placa del motor, corriente nominal la cual es obtenida de los propios motores, además se deshabilita la protección térmica del motor ya que no cuenta con NTC para la medición de la misma (Figura 84)

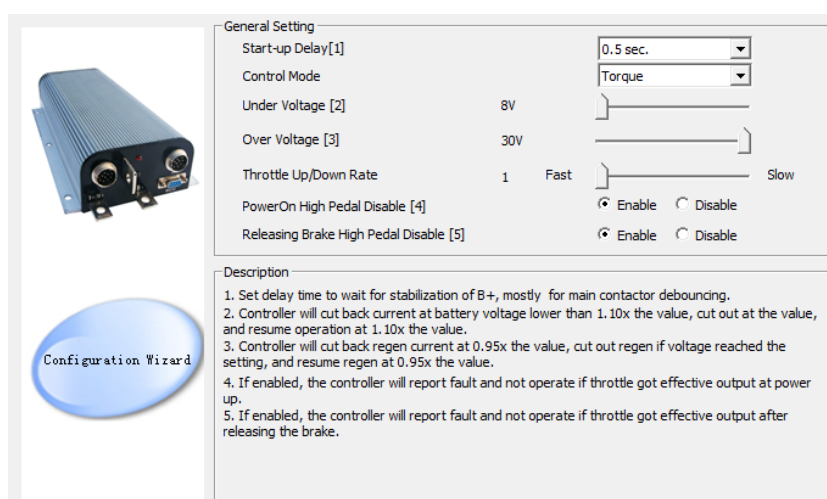


Figura 84 Configuración de parámetros de motor

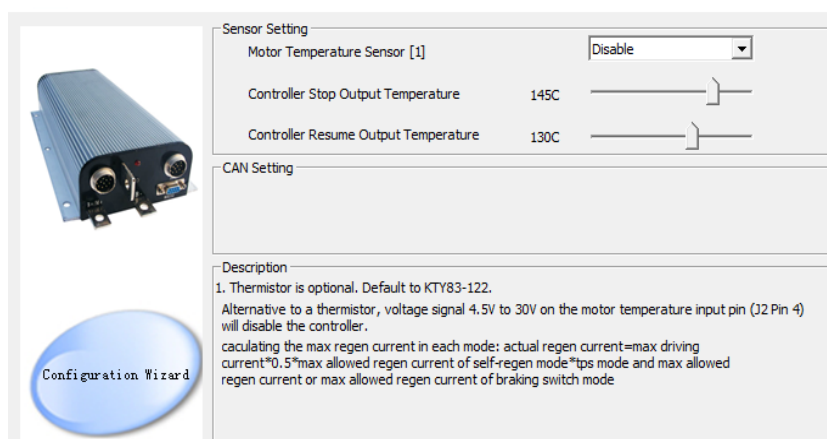


Figura 85 Configuración de sensor de temperatura de motor

5.3.2. Instalación eléctrica

Como se mencionó en el capítulo dos, el montacargas dispone de tres motores DC, uno de ellos, el de tracción, fue instalado con el controlador Curtis. Para los otros dos motores se necesita un tablero eléctrico que cumpla con las siguientes necesidades:

- El circuito de control y de potencia deben estar protegidos con fusibles.
- Es necesario que el motor hidráulico 1 se encienda para inyectar la presión a los pistones de elevación de las garras, cuando se presione desde el mando el cual accionará un final de carrera (FC1).
- El cliente requiere que el motor hidráulico 2 se encienda siempre que la persona esté dentro del montacargas, una vez que el operador se baje del vehículo es preciso que se temporice el tiempo que permanece prendido el motor.
- Todo el sistema se habilita con el mismo contactor principal que energiza al controlador Curtis del motor de tracción.

Para el motor 1 se instala un final de carrera junto a la palanca de mando; siempre que se tire del mismo, éste accionará un final de carrera FC1 a manera de pulsante (Figura 86), mientras esta pulsado el motor 1 inyectará la presión a los pistones para la elevación.

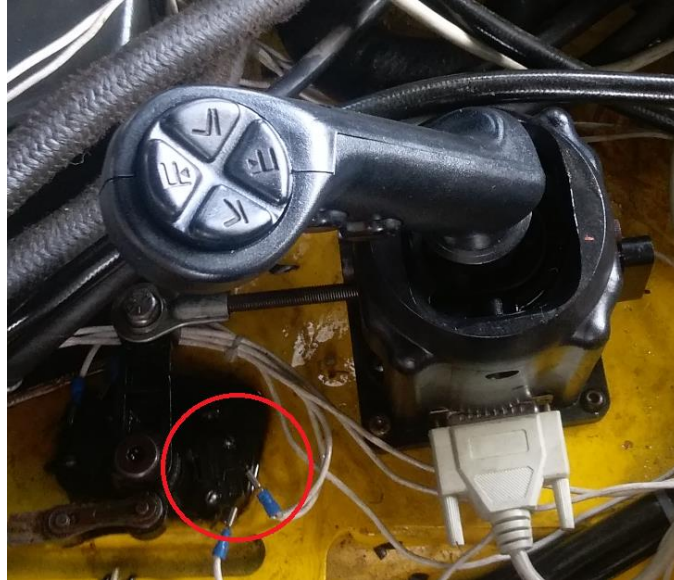


Figura 86 Final de carrera para control de Motor Hidráulico 1

Para el motor 2 es necesario instalar un temporizador Off Delay, y utilizando la palanca de hombre muerto del mismo equipo se diseña un circuito capaz de cumplir con el requerimiento de retardo a la energización.

En el mercado los temporizadores off delay son poco comerciales, por lo cual se obtuvo este por medio de un distribuidor eléctrico el temporizador marca WEG modelo ERWT (Figura 87), que dispone de 8 formas de temporización como se detalla en el **ANEXO 4**.



Figura 87. Instalación de Temporizador WEG modelo ERWT

La forma de temporización seleccionada es Off delay con señal de control (Modo Ba). Como se puede observar en la Figura 88.

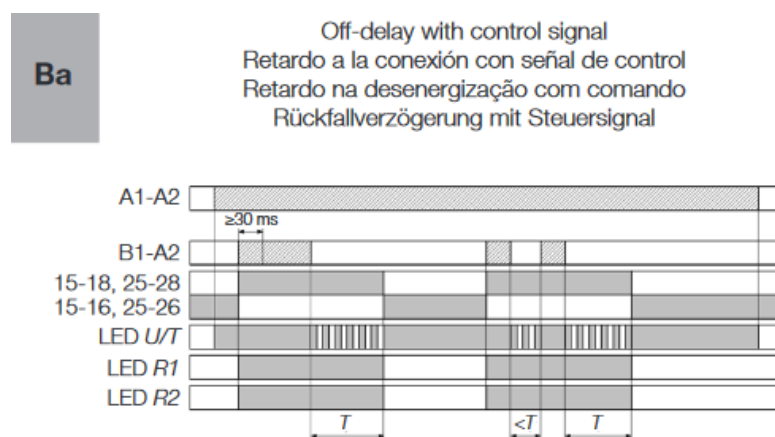


Figura 88 Modo de control “Ba” de Temporizador WEG

Para el modo de control Ba del temporizador, y con los demás requerimientos desarrollados, se implementó el diagrama eléctrico (Figura 89).

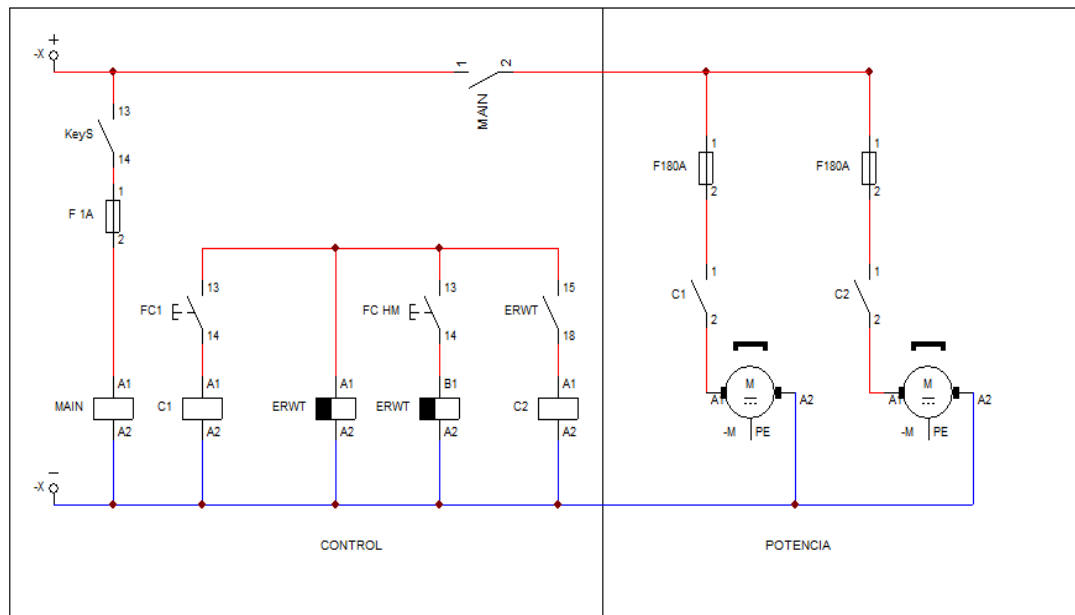


Figura 89 Diagrama eléctrico motores hidráulicos

Con los diagramas eléctricos se realizó la instalación de los elementos en el montacargas (Figura 90)



Figura 90 Instalación eléctrica de potencia

CAPÍTULO 6

ANÁLISIS DE COSTOS

En el presente capítulo se detalla los costos de la inversión realizada para el restablecimiento del montacargas, determinando así la relación costo / beneficio. Para el estudio del mismo se consideró como inversión, los costos directos e indirectos generados y el beneficio del mismo en base a un valor aproximado de renta del equipo.

6.1. COSTOS DIRECTOS

En este análisis se consideran costos directos a todos aquellos que son destinados a la construcción, reparación y fabricación, así como los materiales y/o repuestos que son necesarios para el funcionamiento del montacargas.

6.1.1. Costos de los materiales y/o repuestos

Los costos de los materiales se presentan en la Tabla 19

Tabla 19

Costos Directos (Materiales y/o repuestos)

Descripción	Elementos	Materiales		
		Precio (USD)	Cantidad	Subtotal Materiales
Fabricación de piñón de dirección	Eje para Maquinado	10,00	1	10,00
	Tratamiento térmico	6,00	1	6,00
Cambio de mangueras con fuga	Mangueras	8,00	2	16,00
Cambio de electroválvulas	Electroválvula 24VDC	80,00	1	80,00

quemadas				
Diseño y construcción de tarjeta electrónica con lógica de activación de electroválvulas	Mosfet	0,80	5	4,00
	Elementos electrónicos	5,00	1	5,00
	Tarjeta impresa	20,00	1	20,00
	Paquete de Bornes	0,23	1	0,23
Cambio de cableado de control y potencia	100m cable flexible #18	26,00	1	26,00
	metro de cable 3x1 #14	1,12	15	16,80
	metro de cable 2/0	7,00	10	70,00
Sustitución de conectores de 180 amperios para baterías	Conector hembra	24,00	1	24,00
	conector macho	18,00	1	18,00
Adaptación de tarjeta de control para motores DC	Curtis 1266 AR	360,00	1	360,00
Monitoreo de altura	Potenciómetro multivuelta 5-10k	25,00	1	25,00
	Materiales para construcción de mecanismo para el sensor	20,00	1	20,00
Monitoreo de peso	Transductor de presión 0-200 psi, 0-5V	220,00	1	220,00
Monitoreo de ángulo de dirección	Potenciómetro multivuelta 5-10k	25,00	1	25,00
	Materiales para construcción de mecanismo para el sensor	10,00	1	10,00
Implementación de temporizador para apagado automático	Temporizador a la desconexión	90,00	1	90,00

	Palanca reciclada de hombre muerto	0,01	1	0,01
Implementación del sistema de monitoreo	Tarjeta de Micro controlador	30,00	1	30,00
	Adaptación en Panel	5,00	1	5,00
	Pantalla de visualización	90,00	1	90,00
TOTAL				1171,04

6.1.2. Costos de mano de obra directa

La mano de obra directa se refiere a los valores invertidos para la fabricación y mecanizado de elementos, servicio técnico eléctrico, mecánico. Además se considera mano de obra directa al tiempo invertido en la instalación de los elementos reparados y adquiridos. (Tabla 20).

Tabla 20

Costos Directos (Mano de obra)

Descripción	Construcción / Instalación	
	Tiempo (horas)	Valor (USD)
Fabricación de piñón de dirección	2	10,00
Mantenimiento a motores DC	8	40,00
Cambio de mangueras con fuga	1	5,00
Cambio de electroválvulas quemadas	2	10,00
Diseño y construcción de tarjeta electrónica con lógica de activación de electroválvulas	15	75,00
Cambio de cableado de control y potencia	8	40,00
Cambio de contactores de potencia	8	40,00
Sustitución de conectores de 180 amperios para baterías	1	5,00
Adaptación de tarjeta de control para motores DC	8	40,00

Monitoreo de altura	20	100,00
Monitoreo de peso	1	5,00
Monitoreo de ángulo de dirección	3	15,00
Implementación de temporizador para apagado automático	2	10,00
Implementación del sistema de monitoreo	3	15,00
	TOTAL	410,00

6.2. COSTOS INDIRECTOS

Los costos indirectos son aquellos que no intervienen de forma directa en la restauración del montacargas (Tabla 21). Es decir: el diseño de los elementos, selección, desarrollo de planos eléctricos y mecánicos.

Tabla 21

Costos indirectos (Mano de obra)

Descripción	Mano de Obra	
	Diseño e Ingeniería	
	Tiempo (horas)	Valor (USD)
Fabricación de piñón de dirección	4	20,00
Diseño y construcción de tarjeta electrónica con lógica de activación de electroválvulas	10	50,00
Cambio de contactores de potencia (diseño plano eléctrico)	3	15,00
Adaptación de tarjeta de control para motores DC (Diseño plano eléctrico)	3	15,00
Monitoreo de altura	20	100,00
Monitoreo de peso	2	10,00
Monitoreo de ángulo de dirección	2	10,00
Implementación de temporizador para apagado automático	3	15,00
Implementación del sistema de monitoreo	24	120,00
	total	355,00

6.3. COSTO TOTAL DEL PROYECTO

En el costo total del proyecto se consideran los costos directos más los costos indirectos por cada elemento. En la Tabla 22, se detalle en resumen la inversión del proyecto.

Tabla 22

Costo total del proyecto

Descripción	COSTO DIRECTO	COSTO INDIRECTO	COSTO DIRECTO	TOTAL
	Materiales y Repuestos	Diseño e Ingeniería Valor (USD)	Construcción / Instalación Valor (USD)	
Fabricación de piñón de dirección	16,00	20,00	10,00	46,00
Mantenimiento a motores DC	0,00		80,00	80,00
Cambio de mangueras con fuga	16,00		5,00	21,00
Cambio de electroválvulas quemadas	80,00		10,00	90,00
Diseño y construcción de tarjeta electrónica con lógica de activación de electroválvulas	29,23	50,00	75,00	149,23
Cambio de cableado de control y potencia	112,80		40,00	152,80
Cambio de contactores de potencia	0,00	15,00	40,00	55,00
Sustitución de conectores de 180 amperios para baterías	42,00		5,00	47,00
Adaptación de tarjeta de control para motores DC	360,00	15,00	40,00	415,00
Monitoreo de altura	45,00	100,00	100,00	245,00

Monitoreo de peso	220,00	10,00	5,00	235,00
Monitoreo de ángulo de dirección	35,00	10,00	15,00	60,00
Implementación de temporizador para apagado automático	90,01	15,00	10,00	115,01
implementación del sistema de monitoreo	125,00	120,00	15,00	260,00
TOTAL	1171,04	355,00	450,00	1971,04

6.4. RELACIÓN COSTO BENEFICIO

Es importante determinar si la relación costo/beneficio es favorable o no. Para este análisis se consideró el valor inicial del montacargas. El cual es avaluado por la empresa FAVAG en 6000,00 considerando el estado funcional de los motores, pistones y la estructura en general.

Para obtener el valor de costo total se suma el valor del avalúo inicial de 6000,00 USD y el valor total de la inversión el cual es de 1971,00 USD.

$$B/C = \frac{VALOR DE LOS BENEFICIOS}{VALOR DE COSTO TOTAL} \quad (48)$$

El valor de los beneficios son todos los ingresos que pueden obtenerse del montacargas, como se manifestó en el capítulo 1, la finalidad de repotenciar y rehabilitar el montacargas es el poder incorporarlo a las unidades de equipos disponibles para el alquiler. El costo de alquiler varía dependiendo el tipo de contrato, el cual en promedio es de 1200,00 al mes; intentando ser conservadores se estima que en un período de dos años la máquina sea alquilada a un estimado de ocho meses. Entonces de la ecuación (48) tenemos:

$$B/C = \frac{1200(8)}{6000,00 + 1971,00} = 1,2$$

$B/C > 1$: Indica que los beneficios superan los costos, por lo tanto el proyecto es económicamente rentable en un período de 2 años siendo alquilado 8 meses en este período.

CAPÍTULO 7

CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

7.1. CONCLUSIONES

- Se logró la repotenciación del montacargas de pasillo angosto marca Caterpillar modelo NRDR30, por medio de la adaptación de una tarjeta de control para el motor de tracción, la cual permitió mejorar la eficiencia gracias a su función de regeneración que es parte del controlador Curtis 1266A implementado.
- Se implementó una tarjeta de control para las electroválvulas que se diseñó basada en tecnología mosfet, que permitió el uso del mando para el control de los movimientos de elevación, descenso, ángulo de inclinación, movimiento horizontal y del extender de la garra.
- Se diseñó los mecanismos para la medición de la altura y del ángulo de dirección. El sistema para medición de la altura fue diseñado en base a la selección de un resorte de tipo fleje que genera movimiento angular, el cual es transmitido por medio de engranes hasta un potenciómetro. El sistema para medición de la dirección fue realizado adaptando un engrane desde la rueda que mueve las llantas hasta un potenciómetro.
- Se logró la medición del peso de carga en las garras por medio de la implementación de un sensor de presión Wika C-10 de 500 psi, el cual fue instalado en la línea principal hidráulica encargada de realizar el movimiento de elevación de la garra.
- Se diseñó un sistema de control para el accionamiento de los motores, condicionado por medio del monitoreo de las variables (peso y altura). Cuando las variables sobrepasa la curva de trabajo se bloquea el control de los motores hasta poder bajar la carga de la garra de forma segura.

7.2. RECOMENDACIONES

- Se recomienda el uso de cable blindado para las señales de control, ya que estas pueden ser interferidas y mostrar inestabilidad en la pantalla en el momento de funcionar los motores.
- Se podría usar un PLC para reemplazar el uso de Arduino, con esto se mejoraría la capacidad de adquisición de datos y velocidad de procesamiento.
- Se recomienda usar un controlador con capacidad de cambio de giro interno sin necesidad el uso de contactores externos.
- Se debe rotular los cables para poder identificarlos para facilidad de mantenimiento.

BIBLIOGRAFÍA

- AGMA. (2001). Fundamenta Rating Factors and Calculations Methods for Involute Spur and Helical Gear Teeth. *ANSI/AGMA 2001-D04*.
Alexandria.
- Arias, F. (2007). *Constitución de la Empresa*. Quito.
- Asovictra. (n.d.). Recuperado el 16 de 12 de 2016, de
<http://cursomaquinariapesada.blogspot.com/2013/06/capacidad-y-centro-de-carga-del.html>
- Beer, J. C. (n.d.). *Mecánica Vectorial para Ingenieros*. Mc Graw Hill.
- Botta, N. (2002, Octubre). *Seguridad en el uso de Autoelevadores*. Retrieved from
http://www.redproteger.com.ar/editorialredproteger/Material%20Viejo/52_Seguridad_Uso_Autoelevadores_octubre2002.pdf
- Budynas, R., & Nisbett, J. (2011). *Shigleys Mechanical Engineer Design*. New York: Mc Graw Hill.
- Curtis. (2010, 05). *SepEx Motor Controllers*. Retrieved from
<http://curtisinstruments.com/index.cfm?fuseaction=cDataSheets.dspListDS&CatID=65>
- DISETEC. (2016). Retrieved from <http://www.disetec-ec.com/equipo-insumo-solucion-industrial-instrumento-medicion-quito-ecuador.php?recordID=582>
- DMH. (n.d.). Retrieved from Materiales:
http://www.dmh.at/materiales/product/27_ptfe_virgin/
- Documentos Google. (n.d.). Retrieved from
<http://www.fiama.it/img/cms/fig7%20copia.jpg>

- Electronics, A. (n.d.). *The Clemson University vehicular electronics laboratory*. Retrieved from http://www.cvel.clemson.edu/auto/sensors/position_sensor.html
- Ensinger. (2013). *Directrices de mecanizado de plásticos técnicos*. Retrieved from https://www.ensinger-inc.com/downloads/lit_spanish/Directricesmecanizado.pdf
- EquipmentWatch. (2014). Retrieved from <https://app.equipmentwatch.com/model/narrow-aisle-lift-trucks/narrow-aisle-single-reach-lift-trucks/caterpillar/nrr30/16957/specs/logged-out?modelYear=1998>
- Especificaciones montacargas Caterpillar*. (n.d.). Retrieved from http://www.ehowenespanol.com/especificaciones-montacargas-cat-sobre_94643
- Garyn Fernando Esquivel Cambara, A. R. (2013). *Elasticidad*. Universidad de San Carlos: paper.
- Goodfellow*. (2008). Retrieved from All the materials you need for Scientific and Industrial Research and Manufacturing: <http://www.goodfellow.com/E/Polyamide-Nylon-6.html>
- ICA. (n.d.). Retrieved from <http://www.icandalucia.es/?zona=1&sbc=208>
- IEEE Power Engineering Society*. (2000). New York.
- JAC Forklift*. (n.d.). Retrieved from <http://www.jacforklift.es/index.html>
- (2011). *L-COM Global Connectivity*.
- Medina, C. (2015). *slideplayer*. Retrieved from <http://slideplayer.es/slide/3600220/>
- Meganeboy, D. (2014). *Aficionados a la mecánica*. Retrieved from http://www.aficionadosalamecanica.net/inyeccion_directa1.htm

- MVM. (2016). *Montacargas.com.mx*. Retrieved from <http://montacargas.com.mx/montacargas-electrico-de-hombre-parado-para-pasillo-angosto-reparado-caterpillar-nrdr30/>
- Nieto, A. (2007). *Elementos de Máquinas*. Ciudad Real - España: https://www.uclm.es/area/imecanica/AsignaturasWEB/Elementos_Maquinas/Material_didactico/Apuntes.pdf.
- Roymech. (2013). *Spur Gears* . Retrieved from http://www.roymech.co.uk/Useful_Tables/Drive/Gears.html#Durability
- SDP/SI. (2009). Retrieved from Designing Plastic Gears and General Considerations of Plastic Gearing: <http://sdp-si.com/plastic/design-of-plastic-gears.php>
- SST Asesores. (n.d.). Retrieved from www.sstasesores.pe
- Tecnología de los Plásticos* . (2011, Julio 01). Retrieved from <http://tecnologiadelosplasticos.blogspot.com/2011/07/nylon.html>
- Toyota 8 Series*. (n.d.). Retrieved from <http://www.toyocosta.com/web/uploads/montacargas/ficha/FichaMontacargaSerie8.pdf>
- Vulcan Spring*. (n.d.). Retrieved from <http://www.vulcanexpress.com/power-springs>

ANEXO 1: SELECCIÓN DE TIPO DE SENSOR PARA MEDICIÓN DIRECCIÓN, METODO DE CRITERIOS PONDERADOS

Se presentan cuatro tipos de transductores de posición angular de eje, los cuales son los más comunes utilizados en la industria

- Alternativa A: Potenciómetro 10 vueltas

Alternativa A	
Precio	10,00 USD
Calibración de offset	No necesario
Entrada eléctrica	-
Salida eléctrica	0-5 k ohm
Tolerancia	+5%

- Alternativa B: Codificadores incrementales

Alternativa B	
Precio	6,00 USD
Calibración de offset	Necesario cada vez que se energice
Entrada eléctrica	3.3 a 6 Vcc
Salida eléctrica	20 pulsos por RPM
Tolerancia	5%

http://articulo.mercadolibre.com.co/MCO-432862601-sensor-de-velocidad-con-encoder-tipo-herradura-_JM

- Alternativa C: Codificadores absolutos

Alternativa C	
Precio	80,00 USD
Calibración de offset	Necesario cada vez que se energice
Entrada eléctrica	3.3 a 6 Vcc
Salida eléctrica	Pulsos código Gray
Tolerancia	0,39% (8 bits 256 porciones)

- Alternativa D: Resolver

Alternativa D	
Precio	120,00 USD
Calibración de offset	Necesario cada vez que se energice
Entrada eléctrica	Oscilador de excitación
Salida eléctrica	Seno o coseno (digital con conversor)
Tolerancia	0% (limitada solo por el conversor digital)

Ponderación de criterios para el sensor de la dirección

Criterio	Precio	Calibración de offset	Entrada eléctrica	Salida eléctrica	Tolerancia	Suma+	Ponderación
Precio		1	1	1	0,5	4,5	0,3
Calibración de offset	0		1	1	1	4	0,26
Entrada eléctrica	0	0		0,5	0	1,5	0,1
Salida eléctrica	0	0	0,5		1	2,5	0,17
Tolerancia	0,5	0	1	0		2,5	0,17
					Suma	15	1

Evaluación de criterio precio

Precio	Alternativa A	Alternativa B	Alternativa C	Alternativa D	Suma +1	Pondera
Alternativa A		0	1	1	3	0,3
Alternativa B	1		1	1	4	0,4
Alternativa C	0	0		1	2	0,2
Alternativa D	0	0	0		1	0,1
				Suma	10	1

Evaluación de criterio Calibración de offset

Calibración de offset	Alternativa A	Alternativa B	Alternativa C	Alternativa D	Suma +1	Pondera
Alternativa A		1	1	1	4	0,4
Alternativa B	0		0,5	0,5	2	0,2
Alternativa C	0	0,5		0,5	2	0,2
Alternativa D	0	0,5	0,5		2	0,2
				Suma	10	1

Evaluación de criterio Entrada eléctrica

Entrada eléctrica	Alternativa A	Alternativa B	Alternativa C	Alternativa D	Suma +1	Pondera
Alternativa A		1	1	1	4	0,4
Alternativa B	0		0,5	1	2,5	0,25
Alternativa C	0	0,5		1	2,5	0,25
Alternativa D	0	0	0		1	0,1
				Suma	10	1

Evaluación de criterio Salida eléctrica

Salida eléctrica	Alternativa A	Alternativa B	Alternativa C	Alternativa D	Suma +1	Pondera
Alternativa A		1	1	1	4	0,4
Alternativa B	0		1	1	3	0,3
Alternativa C	0	0		1	2	0,2
Alternativa D	0	0	0		1	0,1
				Suma	10	1

Evaluación de criterio Tolerancia

Tolerancia	Alternativa A	Alternativa B	Alternativa C	Alternativa D	Suma +1	Pondera
Alternativa A		0,5	0	0	1,5	0,15
Alternativa B	0,5		0	0	1,5	0,15
Alternativa C	1	1		0	3	0,3
Alternativa D	1	1	1		4	0,4
				Suma	10	1

Tabla de conclusiones

Solución	Precio	Calibración de Offset	Entrada eléctrica	Salida eléctrica	Tolerancia	Suma	Prioridad
Potenciómetro	0,09	0,104	0,04	0,068	0,0255	0,3275	1
Codificador incremental	0,12	0,052	0,025	0,051	0,0255	0,2735	2
Codificador absoluto	0,06	0,052	0,025	0,034	0,051	0,222	3
Resolver	0,03	0,052	0,01	0,017	0,068	0,177	4
Suma						1	10

ANEXO 2: SELECCIÓN DE HMI, METODO DE CRITERIOS PONDERADOS

Se presentan 3 opciones, las cuales son los más comunes en el mercado ecuatoriano.

- Alternativa A: Pantalla LCD monocromática

Alternativa A	
Precio	21,00
Programación	Media
Estética	Baja

- Alternativa B: Pantalla táctil LCD 5" 800x480px para Arduino

Alternativa B	
Precio	180,00 USD
Programación	Rápida
Estética	Alta

- Alternativa C: Pantalla LCD 5" 800x480px para PLC y controladores

Alternativa C	
Precio	576,63 USD
Programación	Media
Estética	Alta

Ponderación de criterios para HMI

Criterio	Precio	Programación	Estética	Suma+1	Pondera
Precio		1	0	2	0,33333333
Programación	0		0	1	0,16666667
Estética	1	1		3	0,5
			Suma	6	1

Evaluación del criterio Precio

Precio	Alternativa A	Alternativa B	Alternativa C	Suma+1	Pondera
Alternativa A		1	1	3	0,5
Alternativa B	0		1	2	0,33
Alternativa C	0	0		1	0,17
			Suma	6	1

Evaluación del criterio Programación

Programación	Alternativa A	Alternativa B	Alternativa C	Suma+1	Pondera
Alternativa A		0	0,5	1,5	0,25
Alternativa B	1		1	3	0,5
Alternativa C	0,5	0		1,5	0,25
			Suma	6	1

Evaluación del criterio Estética

Estética	Alternativa A	Alternativa B	Alternativa C	Suma+1	Pondera
Alternativa A		0	0	1	0,16666667
Alternativa B	1		0,5	2,5	0,41666667
Alternativa C	1	0,5		2,5	0,41666667
			Suma	6	1

Tabla de conclusiones

Estética	Precio	Programación	Estética	Suma	Prioridad
----------	--------	--------------	----------	------	-----------

Alternativa A	0,165	0,0498	0,08333333	0,29813333	2
Alternativa B	0,1089	0,083	0,20833333	0,40023333	1
Alternativa C	0,0561	0,0415	0,20833333	0,30593333	3
			Suma	6	1

ANEXO 3: SELECCIÓN DE TIPO DE SENSOR PARA MEDICIÓN DE ALTURA, METODO DE CRITERIOS PONDERADOS

- Alternativa A: Sensor óptico

Alternativa A	
Precio	150,00 USD
Precisión	+/-10cm
Acondicionamiento de señal	Necesario

- Alternativa B: Sensor de desplazamiento por cable

Alternativa B	
Precio	800,00 USD
Precisión	+/-1cm (0,1%)
Acondicionamiento de señal	No necesario

- Alternativa C: Diseño de sensor de desplazamiento por cable

Alternativa C	
Precio	40,00 USD
Precisión	+/-1cm (0,1%)
Acondicionamiento de señal	No necesario

Ponderación de criterios para sensor de medición de altura

Criterio	Precio	Precisión	Acondicionamiento de Señal	Suma+	Ponderación
Precio	1	0,5	1	2,5	0,41666667
Precisión	0,5	1	1	2,5	0,41666667
Acondicionamiento de Señal	0	0	1	1	0,16666667
Suma				6	1

Evaluación del criterio Precio

Precio	Alternativa A	Alternativa B	Alternativa C	Suma+1	Pondera
Alternativa A		1	0	2	0,33333333
Alternativa B	0		0	1	0,16666667
Alternativa C	1	1		3	0,5
			Suma	6	1

Evaluación del criterio Precisión

Precisión	Alternativa A	Alternativa B	Alternativa C	Suma+1	Pondera
Alternativa A		0	0	1	0,16666667
Alternativa B	1		0,5	2,5	0,41666667
Alternativa C	1	0,5		2,5	0,41666667
			Suma	6	1

Evaluación del criterio Acondicionamiento de Señal

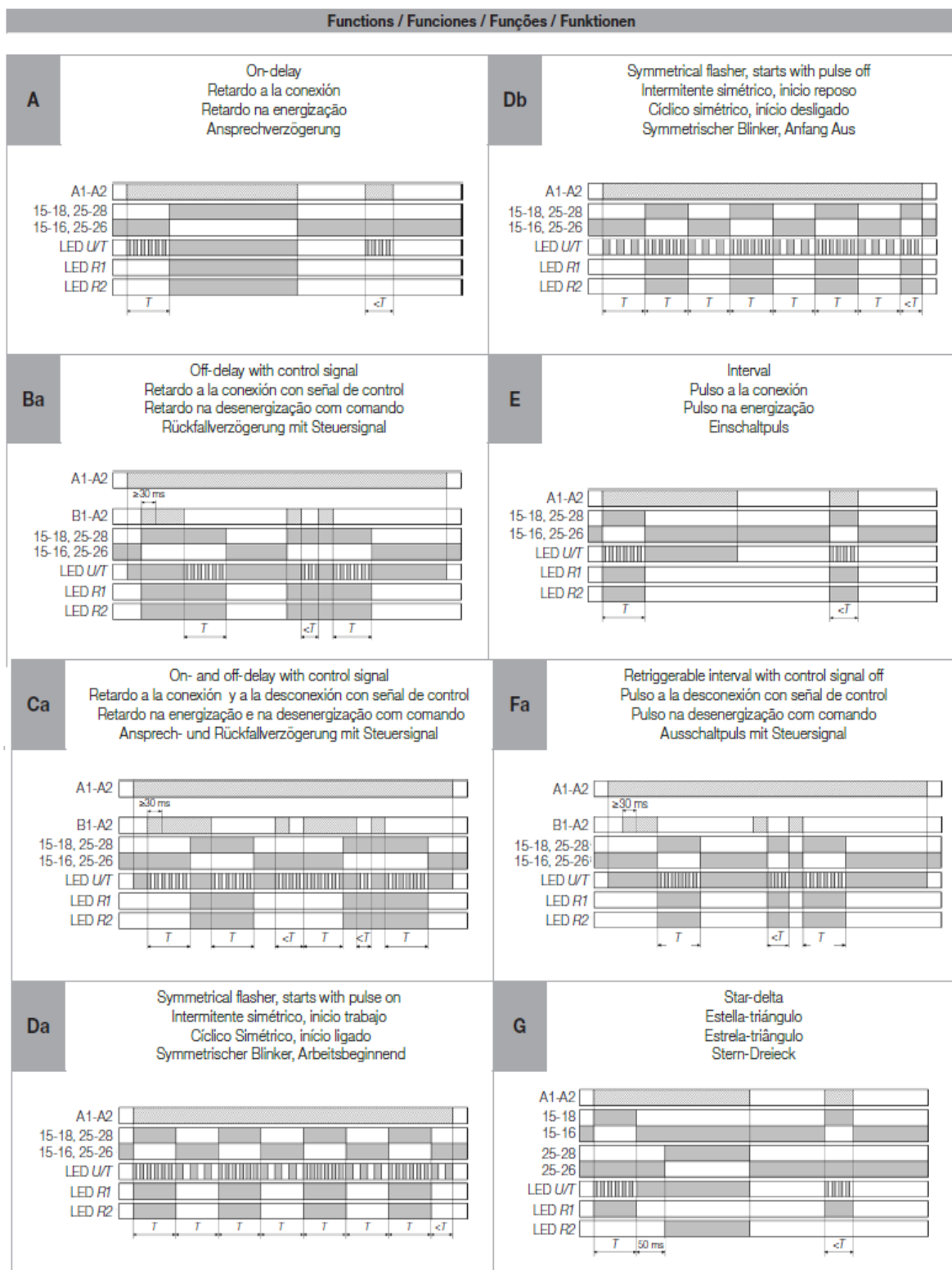
Acondicionamiento de Señal	Alternativa A	Alternativa B	Alternativa C	Suma+1	Pondera
Alternativa A		0	0	1	0,16666667
Alternativa B	1		0,5	2,5	0,41666667
Alternativa C	1	0,5		2,5	0,41666667
			Suma	6	1

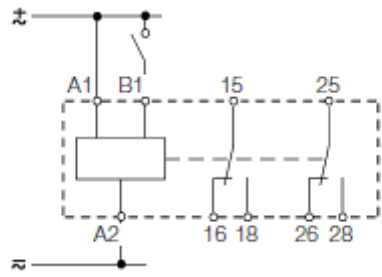
Tabla de conclusiones

Estética	Precio	Programación	Estética	Suma	Prioridad
Alternativa A	0,11	0,02766667	0,08333333	0,221	3
Alternativa B	0,055	0,06916667	0,20833333	0,3325	2
Alternativa C	0,165	0,06916667	0,20833333	0,4425	1
			Suma	6	1

ANEXO 4: RELE TEMPORIZADOR MULTIFUNCION - ERWT

WEG





ANEXO 5: PROPIEDADES DE METAL AISI 5115 (CATALOGO IVAN BOHMAN)

► Cód. IBCA: 7210 ≡ 16MnCr15 ≡ AISI 5115



Información general																																																																								
Es un acero aleado para cementación, con un núcleo de alta resistencia. Se utiliza para casos donde se requiere alta dureza y resistencia al desgaste superficial, combinado con buena tenacidad del núcleo.																																																																								
Análisis típico %	C	Si	Mn	Cr																																																																				
16MnCr5	0,14 - 0,19	< 0,30	1,00 - 1,30	0,80 - 1,10																																																																				
AISI 5115	0,13 - 0,18	0,15 - 0,35	0,70 - 0,90	0,70 - 0,90																																																																				
Código de color	Azul / Flama																																																																							
Equivalencias	AISI (5115) Din (16MnCr5)																																																																							
Aplicaciones		Tratamiento térmico																																																																						
<p>1.- Industria automotriz, para la realización de:</p> <ul style="list-style-type: none"> • Piñones • Ejes estriados • Cigüeñales • Etc. <p>2.- Maquinaria como:</p> <ul style="list-style-type: none"> • Eje • Engranajes de reducción • Cojinetes • Tornillería con exigencias de dureza exterior • Columnas • Pines de tractores. • Piezas duras de maquinaria en general. • Etc. <p>3.- Aplicaciones de mediana resistencia mecánica, expuestas a vibraciones o donde se requiere soldadura, con el 7210 en estado suministro.</p>		<p>Recocido blando</p> <p>650 - 700 °C. Mantenimiento a la temperatura 2 horas. Enfriar en el horno a una velocidad máxima de 15 °C/h hasta 600 °C, después libremente al aire.</p>																																																																						
		<p>Tratamiento térmico</p> <p>Temperatura de cementación: 880 - 980 °C. Temple para la superficie: 780 - 820 °C. Temple directo: 880 - 980 °C. Temple para el núcleo: 860 - 900 °C. Revenido: 150 - 200 °C. Dureza superficial: 60 HRC. Medio de entriamiento: Aceite o solución acuosa de polímero</p>																																																																						
		<p>Medidas en stock</p>																																																																						
Propiedades mecánicas		<p>Redondo</p> <table border="1"> <thead> <tr> <th>Diámetro (mm)</th> <th>Peso (kg/m)</th> <th>Diámetro (mm)</th> <th>Peso (kg/m)</th> </tr> </thead> <tbody> <tr><td>22</td><td>3,0</td><td>105</td><td>69,5</td></tr> <tr><td>25</td><td>3,9</td><td>110</td><td>76,2</td></tr> <tr><td>30</td><td>5,7</td><td>120</td><td>90,7</td></tr> <tr><td>35</td><td>7,7</td><td>130</td><td>106,5</td></tr> <tr><td>38</td><td>9,1</td><td>140</td><td>123,5</td></tr> <tr><td>40</td><td>10,1</td><td>150</td><td>141,8</td></tr> <tr><td>45</td><td>12,8</td><td>160</td><td>161,3</td></tr> <tr><td>50</td><td>15,8</td><td>170</td><td>182,1</td></tr> <tr><td>55</td><td>19,1</td><td>180</td><td>204,1</td></tr> <tr><td>60</td><td>22,7</td><td>190</td><td>227,4</td></tr> <tr><td>65</td><td>26,6</td><td>200</td><td>252,0</td></tr> <tr><td>70</td><td>30,9</td><td>220</td><td>304,9</td></tr> <tr><td>75</td><td>35,4</td><td>250</td><td>393,8</td></tr> <tr><td>80</td><td>40,3</td><td>280</td><td>493,9</td></tr> <tr><td>90</td><td>51,0</td><td>300</td><td>567,0</td></tr> <tr><td>100</td><td>63,0</td><td>360</td><td>816,5</td></tr> </tbody> </table>			Diámetro (mm)	Peso (kg/m)	Diámetro (mm)	Peso (kg/m)	22	3,0	105	69,5	25	3,9	110	76,2	30	5,7	120	90,7	35	7,7	130	106,5	38	9,1	140	123,5	40	10,1	150	141,8	45	12,8	160	161,3	50	15,8	170	182,1	55	19,1	180	204,1	60	22,7	190	227,4	65	26,6	200	252,0	70	30,9	220	304,9	75	35,4	250	393,8	80	40,3	280	493,9	90	51,0	300	567,0	100	63,0	360	816,5
Diámetro (mm)	Peso (kg/m)	Diámetro (mm)	Peso (kg/m)																																																																					
22	3,0	105	69,5																																																																					
25	3,9	110	76,2																																																																					
30	5,7	120	90,7																																																																					
35	7,7	130	106,5																																																																					
38	9,1	140	123,5																																																																					
40	10,1	150	141,8																																																																					
45	12,8	160	161,3																																																																					
50	15,8	170	182,1																																																																					
55	19,1	180	204,1																																																																					
60	22,7	190	227,4																																																																					
65	26,6	200	252,0																																																																					
70	30,9	220	304,9																																																																					
75	35,4	250	393,8																																																																					
80	40,3	280	493,9																																																																					
90	51,0	300	567,0																																																																					
100	63,0	360	816,5																																																																					
<p>Suministrado laminado en caliente con dureza aproximada de 160 - 200 HB</p> <p>En condición de cementado</p> <table border="1"> <thead> <tr> <th>Diámetro, mm</th> <th>16 - 40</th> <th>40 - 100</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>Esfuerzo de cedencia (kg/mm²)</td> <td>min 61</td> <td>min 45</td> </tr> <tr> <td>Resistencia a la tracción (kg/mm²)</td> <td>100 - 120</td> <td>64 - 100</td> </tr> <tr> <td>Elongación, A5</td> <td>10 %</td> <td>11 %</td> </tr> <tr> <td>Resistencia al impacto, KU</td> <td>≥ 50</td> <td>≥ 50</td> </tr> <tr> <td>Dureza (HB)</td> <td>300 - 405</td> <td>200 - 300</td> </tr> </tbody> </table>		Diámetro, mm	16 - 40	40 - 100	Esfuerzo de cedencia (kg/mm ²)	min 61	min 45	Resistencia a la tracción (kg/mm ²)	100 - 120	64 - 100	Elongación, A5	10 %	11 %	Resistencia al impacto, KU	≥ 50	≥ 50	Dureza (HB)	300 - 405	200 - 300																																																					
Diámetro, mm	16 - 40	40 - 100																																																																						
Esfuerzo de cedencia (kg/mm ²)	min 61	min 45																																																																						
Resistencia a la tracción (kg/mm ²)	100 - 120	64 - 100																																																																						
Elongación, A5	10 %	11 %																																																																						
Resistencia al impacto, KU	≥ 50	≥ 50																																																																						
Dureza (HB)	300 - 405	200 - 300																																																																						

* Medidas y pesos son teóricas IVAN BOHMAN C.A. facturará al peso del material una vez efectuado el corte.

ANEXO 6: CATÁLOGO DE RESORTES DE VULCAN SPRING



HOME | END FITTINGS | MECHANICAL APPLICATION SPRINGS | RETAIL DISPLAY SPRING PRODUCTS | CONTACT US

Type	Conpower® Spring
Torque	0.41 in-lbs
Arbor Size	0.250
Number of Turns	44.00
Case ID	1.50 in
Width	0.500

SCP4G202VS

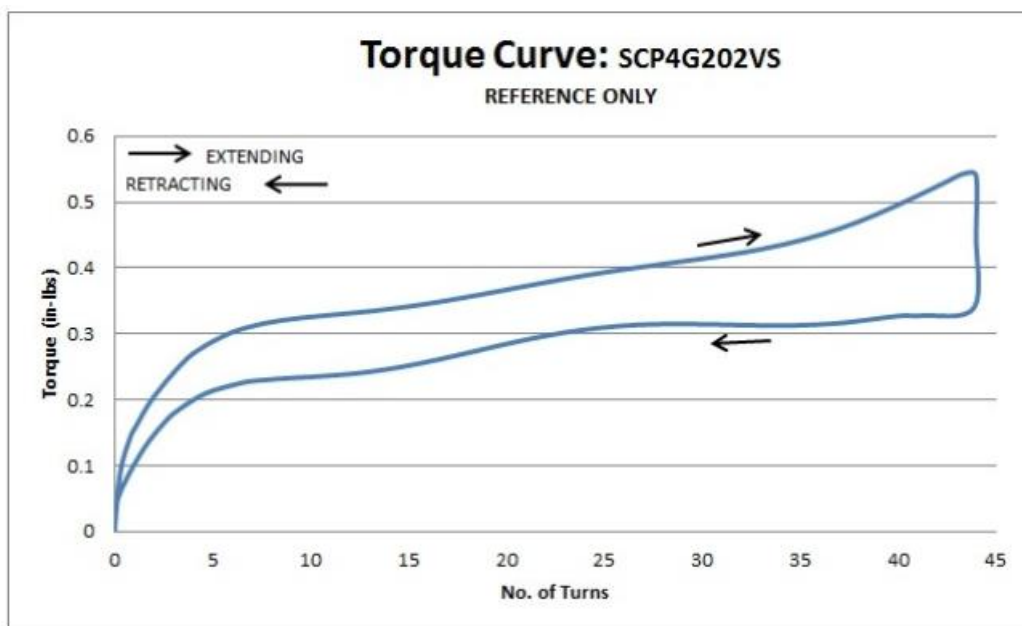
\$75.00

Maximum Purchase
10 unit(s)

Quantity

1

This page is designed to quickly choose and order a power spring as a sample or prototype. For this reason there are certain specifications, which are not included in the table, that are not controlled. This includes, but is not limited to, the location of the inner tab of the spring. It is recommended that you contact one of our design engineers at 215-721-1721 to discuss the specifications that are required for a specific project. Please handle the springs carefully as they are under stress and can cause injury.



ANEXO 7: SELECCIÓN DE CONTROLADOR DE MOTOR DE TRACCIÓN, METODO DE CRITERIOS PONDERADOS

De acuerdo a la potencia y tipo de los motores y a la fuente de alimentación, las principales necesidades en el proyecto son:

Entrada de Voltaje DC 36 V

Salida de Voltaje DC 0-36 V

Corriente de Salida máx.: 1 minuto 300A aproximadamente el 200% de la corriente In en régimen continuo del motor

Método de control: PWM

En base a estas necesidades, se presentan tres opciones:

- **Alternativa A: Controlador Curtis**

Alternativa A	
Precio	300,00 USD
Nivel de Eficiencia (Energía regenerativa)	Bueno
Nivel de Fallas detectadas	Alta (8 fallas)

- **Alternativa B: Controlador WEG**

Alternativa B	
Precio	600,00 USD
Nivel de Eficiencia (Energía regenerativa)	Bueno
Nivel de Fallas detectadas	Alta (12 fallas)

- Alternativa C: Construcción de un controlador PWM

Alternativa C	
Precio	<< 200,00 USD
Nivel de Eficiencia (Energía regenerativa)	Ninguna
Nivel de Fallas detectadas	Baja

Ponderación de criterios para controlador de motor de tracción

Criterio	Precio	Eficiencia (energía regenerativa)	Nivel de fallas detectadas	Suma+1	Pondera
Precio		1	0	2	0,33333333
Nivel de eficiencia (energía regenerativa)	0		0	1	0,16666667
Nivel de fallas detectadas	1	1		3	0,5
			Suma	6	1

Evaluación del criterio Precio

Precio	Alternativa A	Alternativa B	Alternativa C	Suma+1	Pondera
Alternativa A		1	0	2	0,33333333
Alternativa B	0		0	1	0,16666667
Alternativa C	1	1		3	0,5
			Suma	6	1

Evaluación del criterio nivel de eficiencia (energía regenerativa)

Nivel de eficiencia (Energía regenerativa)	Alternativa A	Alternativa B	Alternativa C	Suma+1	Pondera
Alternativa A		0,5	1	2,5	0,41666667
Alternativa B	0,5		1	2,5	0,41666667
Alternativa C	0	0		1	0,16666667
			Suma	6	1

Evaluación del criterio Nivel de fallas detectadas

Nivel de Fallas detectadas	Alternativa A	Alternativa B	Alternativa C	Suma+1	Pondera
Alternativa A		0,5	1	2,5	0,41666667
Alternativa B	0,5		1	2,5	0,41666667
Alternativa C	0	0		1	0,16666667
			Suma	6	1

Tabla de conclusiones

Estética	Precio	Eficiencia (Energía regenerativa)	Nivel de Fallas detectadas	Suma	Prioridad
Alternativa A	0,11111111	0,06944444	0,20833333	0,38888889	1
Alternativa B	0,05555556	0,06944444	0,20833333	0,33333333	2
Alternativa C	0,16666667	0,02777778	0,08333333	0,27777778	3
			Suma	1	

ANEXO 8 CATÁLOGO DE SENSORES DE PRESIÓN WIKA



OEM Pressure Transmitters Type C-10 - 100 INWC to 15,000 PSI

Tronic

(Previous model numbers 891.14.540, 891.24.540)

- Durable and cost effective for OEM applications
- 4-20 mA 2-wire output signal, voltage signals available
- Highly resistant to pressure spikes and vibration
- Stainless steel case and wetted parts
- Excellent vibration resistance
- Custom wiring and process connections available



WIKA C-10 pressure transmitters and transducers are precision engineered to meet the price and performance requirements of Original Equipment Manufacturers. Each unit undergoes extensive quality control testing and calibration to achieve an accuracy $\leq 0.50\%$ full scale. The printed circuit boards use state-of-the-art surface mount technology and are potted in silicone gel for protection against mechanical shock, vibration, and moisture. Each unit is temperature compensated to assure accuracy and long term stability when exposed to severe ambient temperature variations.

The C-10 OEM pressure transmitter provides a rugged design featuring excellent vibration resistance and long service life. OEM applications include hydraulics, pneumatics, press control, compressor control, pump protection and numerous other processing and control operations.



STANDARD RANGES

RANGE	MAXIMUM*	BURST**	RANGE	MAXIMUM*	BURST**
0-100 INWC	30 PSI	30 PSI	0-300 PSI	1100 PSI	1100 PSI
0-5 PSI	30 PSI	30 PSI	0-400 PSI	1100 PSI	3600 PSI
0-10 PSI	60 PSI	60 PSI	0-500 PSI	1100 PSI	5800 PSI
0-15 PS(A)	70 PSI	70 PSI	0-600 PSI	1100 PSI	5800 PSI
0-25 PS(A)	145 PSI	145 PSI	0-1000 PSI	1750 PSI	8000 PSI
0-30 PSI	145 PSI	145 PSI	0-1500 PSI	2900 PSI	11,600 PSI
0-50 PS(A)	250 PSI	250 PSI	0-2000 PSI	4600 PSI	14,500 PSI
0-60 PSI	250 PSI	250 PSI	0-3000 PSI	4600 PSI	14,500 PSI
0-100 PS(A)	500 PSI	500 PSI	0-5000 PSI	11,600 PSI	25,000 PSI
0-150 PSI	500 PSI	500 PSI	0-7500 PSI	17,400 PSI	35,000 PSI
0-200 PSI	500 PSI	500 PSI	0-10,000 PSI	17,400 PSI	35,000 PSI
0-250 PS(A)	1100 PSI	1100 PSI	0-15,000 PSI	21,750 PSI	43,500 PSI

Specifications	Units	Type C-10
Sensing principle Pressure ranges Pressure reference	PSI	piezoresistive up to 250 PSI, thin film > 300 PSI standard ranges as listed (custom ranges available) relative pressure (absolute reference to 250 PSIA)
Pressure connection Material: -wetted parts -case -internal transmitting liquid		1/4" NPT male; (G1/4B) (SAE #4 (7/16-20 UNF) male O-ring boss for ranges > 400 PSI) (other pressure connections available) 1.4571 and 1.4542 stainless steel (316 ss and PH17-4 ss) (for other materials see WKA chemical seals) 1.4301 stainless steel (304 ss) silicone oil for piezoresistive sensors to 300 PSI, (halocarbon oil for oxygen service), no liquid fill used for thin film sensors > 300 PSI
Supply voltage U_a Output and load limitations: Output signal and maximum load Upper cutoff frequency Response time (10...90%)	DC Volts Hz milliseconds	10 - 30 (14 - 30 for 0 - 10 V output signal) 4-20 mA 2-wire system R_x [Ohm] < $(U_a [V] - 10V) / 0.02 A$ (0-20 mA 3-wire system) R_x [Ohm] < $(U_a [V] - 10V) / 0.02 A$ (0-5 V 3-wire system) R_x > 5 kOhm (min) (0-10 V 3-wire system) R_x > 10 kOhm (min) (other signal outputs available) 150 < 1
Accuracy (linearity, including hysteresis and repeatability) Repeatability Hysteresis 1 year stability	% of span % of span % of span	<0.50% (B.F.S.L.) < 0.05 < 0.1 < 0.2 (under reference conditions)
Temperature Media Ambient Storage Compensated range Temperature error (reference 70°F) on zero point on span	 % of span	-22°F to +212°F (-30°C to +100°C) { -40°F to +257°F (-40°C to +125°C)} -4°F to +176°F (-20°C to +80°C) -40°F to +212°F (-40°C to +100°C) +32°F to +176°F (0°C to +80°C) < 0.3 per 18°F (10°C) change < 0.2 per 18°F (10°C) change
CE conformity		Interference emission per EN 50 081-1 (March 1993) and EN50 081-2 (March 94), Interference immunity per EN 50 082-2 (March 1995)
Shock resistance Vibration resistance	g g	1000 per IEC 770 for mechanical shock 50 per IEC 770 for vibration under resonance conditions

ANEXO 9: CÓDIGO DE PROGRAMACION

CODIGO DEL COTROLADOR

```

#include <UTFT.h>
#include <SPI.h>
#include <SdFat.h>
#include <UTFT_SdRaw.h>
#include <Math.h>

extern uint8_t SmallFont[];
extern uint8_t BigFont[];
extern uint8_t SevenSegNumFont[];

#define SD_CHIP_SELECT 53
SdFat sd;

UTFT myGLCD(CTE50,38,39,40,41);

UTFT_SdRaw myFiles(&myGLCD);

/*****
/
/* Definicion de variables globales */
/*****/

float x=0;
float y=0;
float ang = 0;
float angAnterior1 = 0;
float angAnterior2 = 320;
float angAnterior3 = 0;
int boton1 = 0;
int boton2 = 0;
int boton3 = 0;
int boton4 = 0;

float ant_ejex = 0;

float ant_ejey = 0;
bool nuevo = true;
bool P12 = true;
bool P3 = false;
bool P4 = true;
unsigned int ventana = 1;
word res;

/*****
*/
/* Dibujar la ventana con grafica */
/*****
*/

void dibujarVentana1(){
    myGLCD.clrScr();

myGLCD.setBackColor(VGA_TRANSPARENT);

myFiles.load(0, 0, 800, 60,
"ENCABEZADO.RAW");
myFiles.load(368, 195, 64, 150,
"LLANTA.RAW");
myFiles.load(10, 70, 184, 400,
"tac_izq.RAW");
myFiles.load(606, 70, 184, 400,
"tac_der.RAW");
myFiles.load(175, 395, 20, 20,
"cero.RAW");
myFiles.load(65, 260, 20, 20,
"cinco.RAW");
myFiles.load(165, 128, 25, 20,
"diez.RAW");

myFiles.load(606, 395, 20, 20,
"cero.RAW");

```

```

myGLCD.setColor(VGA_WHITE);
myGLCD.setFont(BigFont);

myGLCD.print("Metros",0,458);
}

void dibujarLinea(float x0, float y0, float
ang, float dir){
float m;

if(ang >= 360 && ang < 450)
m = -tan(ang*3.1416/180);

if(ang > 90 && ang < 180)
m = tan((180 - ang)*3.1416/180);

if(ang > 450 && ang < 540)
m = tan((180 - ang)*3.1416/180);

if(ang >= 180 && ang < 270)
m = -tan((180 + ang)*3.1416/180);

if(ang > 270 && ang < 360)
m = tan((360 - ang)*3.1416/180);

if(ang == 90 || ang == 270)
ang = ang - dir;

/*if (ang == 450){
x=
}*/

x = x0-dir;
y = y0;
while(13225 >= (pow(y-y0,2) + pow(x-x0,
2))){
y = (m*(x-x0)+y0);
x = x + dir;
}

//myGLCD.printNumI(int(m*100), 300,
300);
}

void dibujarLinea2(float x0, float y0, float
ang, float dir){
float m;

if(ang >= 360 && ang < 450)
m = -tan(ang*3.1416/180);

if(ang > 90 && ang < 180)
m = tan((180 - ang)*3.1416/180);

if(ang > 450 && ang < 540)
m = tan((180 - ang)*3.1416/180);

if(ang >= 180 && ang < 270)
m = -tan((180 + ang)*3.1416/180);

if(ang >= 540 && ang < 630)
m = -tan((180 + ang)*3.1416/180);

if(ang > 270 && ang < 360)
m = tan((360 - ang)*3.1416/180);

if(ang == 90 || ang == 270)
ang = ang - dir;

x = x0-dir;
y = y0;
while(6612 >= (pow(y-y0,2) + pow(x-x0,
2))){
y = (m*(x-x0)+y0);
x = x + dir;
}

//myGLCD.printNumI(int(m*100), 300,
300);
}

```

```

float leerAltura(){
    int pot1 = analogRead(A0);
    float ang = 260 - map(pot1, 0, 1023, 0, 144);
    // 144-----9 <> 136-----8.5

    dibujarLinea(201, 270, ang, -1);

    return ang;
}

float leerDireccion(float ang){

    if(ang>270 && ang< 337.5){
        dibujarLinea2(450, 340, 316, 1);
        myGLCD.drawLine(450, 341, x, y);
        myGLCD.drawLine(450, 340, x, y);
        myGLCD.drawLine(450, 339, x, y);
        return ang;
    }
    if(ang>=337.5 && ang< 382.5){
        dibujarLinea2(450, 270, 360, 1);
        myGLCD.drawLine(450, 271, x, y);
        myGLCD.drawLine(450, 270, x, y);
        myGLCD.drawLine(450, 269, x, y);
        return ang;
    }
    if(ang>=382.5 && ang< 427.5){
        dibujarLinea2(450, 190, 406, 1);
        myGLCD.drawLine(450, 191, x, y);
        myGLCD.drawLine(450, 190, x, y);
        myGLCD.drawLine(450, 189, x, y);
        return ang;
    }
    if(ang>=427.5 && ang< 472.5){//-----
    -----
        myGLCD.drawLine(399, 180, 400, 90);

```

```

        myGLCD.drawLine(400, 180, 400, 90);
        myGLCD.drawLine(401, 180, 400, 90);
        return ang;
    }
    if(ang>=472.5 && ang< 517.5){
        dibujarLinea2(350, 190, 494, -1);
        myGLCD.drawLine(350, 191, x, y);
        myGLCD.drawLine(350, 190, x, y);
        myGLCD.drawLine(350, 189, x, y);
        return ang;
    }
    if(ang>=517.5 && ang< 562.5){
        dibujarLinea2(350, 270, 540, -1);
        myGLCD.drawLine(350, 271, x, y);
        myGLCD.drawLine(350, 270, x, y);
        myGLCD.drawLine(350, 269, x, y);
        return ang;
    }
    if(ang>=562.5 && ang < 630){
        dibujarLinea2(350, 340, 584, -1);
        myGLCD.drawLine(350, 341, x, y);
        myGLCD.drawLine(350, 340, x, y);
        myGLCD.drawLine(350, 339, x, y);
        return ang;
    }
    return ang;
}

float leerPeso(){
    int pot3 = analogRead(A2);
    float ang = map(pot3, 0, 1023, 280, 396);
    // 396-----1.8

    dibujarLinea(599, 270, ang, 1);

    return ang;

```

```

}

unsigned int leertecla(){

  boton1 = digitalRead(9);
  boton2 = digitalRead(8);
  boton3 = digitalRead(11);
  boton4 = digitalRead(10);// read the input pin

  if(boton1 == HIGH){
    nuevo = false;
    return 1;
  }
  else if(boton2 == HIGH){
    nuevo = false;
    return 2;
  }
  else if(boton3 == HIGH){
    nuevo = false;
    return 3;
  }
  else if(boton4 == HIGH){
    nuevo = false;
    return 4;
  }
  else if(nuevo){
    return 1;
  }
}

void alarma(){

  int pot1 = analogRead(A0);
  float alm1 = map(pot1, 0, 1023, 0, 900);

  int pot3 = analogRead(A2);
  float alm2 = map(pot3, 0, 1023, 0, 180);
  if(ventana == 1 || ventana == 2){

    if(alm1 > 830 && alm2 > 130){

      myFiles.load(365, 410, 70, 70,
"ALARMA.RAW");
      digitalWrite(12, HIGH);

    }else {

      myGLCD.setColor(VGA_BLACK);
      myGLCD.fillRect(365,410,435,480);
      digitalWrite(12, LOW);
    }
  }else if(ventana == 3){

    if(alm1 > 830 && alm2 > 130){

      myFiles.load(365, 235, 70, 70,
"ALARMA.RAW");
      digitalWrite(12, HIGH);

    }else {

      myGLCD.setColor(VGA_BLACK);
      myGLCD.fillRect(365,235,435,305);
      digitalWrite(12, LOW);
    }
  }
}

void setup()
{

  pinMode(12, OUTPUT);
  pinMode(8, INPUT);
  pinMode(9, INPUT);
  pinMode(10, INPUT);
  pinMode(11, INPUT);
}

```

```

/*****/
/* Inicializar pantalla */
/*****/

//-----
-----

// Open serial communications and wait for
port to open:
Serial.begin(115200);
Serial.begin(9600);
while (!Serial) {
  ; // wait for serial port to connect. Needed
for DUE & Leonardo only
}
Serial.println(F("Initialising SD card..."));
bool mysd = 0;
// see if the card is present and can be
initialized:
while (!mysd)
{
  if (!sd.begin(SD_CHIP_SELECT,
SPI_FULL_SPEED)) {
    Serial.println(F("Card failed, or not
present"));
    Serial.println(F("Retrying...."));
  }
  else
  {
    mysd = 1;
    Serial.println(F("Card initialised.));
  }
}
Serial.println(F("Initialising LCD.));
myGLCD.InitLCD();
myGLCD.clrScr();

//-----
-----

/*myFiles.load(0, 0, 800, 480,
"fondo1.RAW");
delay(5000);
myGLCD.clrScr();*/

}

void loop(){

while(true){

    ventana = leertecla();

    if(ventana == 1)
    {

        if (P12){
            if(!P3){
                dibujarVentana1();

myGLCD.setColor(VGA_BLACK);

myGLCD.fillRect(715,260,735,280);

myGLCD.fillRect(606,128,647,148);

myGLCD.fillRect(690,458,800,480);
                myFiles.load(721, 260, 10, 20,
"uno.RAW");
                myFiles.load(606, 128, 20, 20,
"dos.RAW");

myGLCD.setColor(VGA_WHITE);

```



```

myGLCD.setFont(BigFont);
myGLCD.print("x1000Kg",690,458);
  P4 = false;
  }

  P12 = false;
  P3 = true;
  }

  if (P4){
myGLCD.setColor(VGA_BLACK);

myGLCD.fillRect(715,260,735,280);

myGLCD.fillRect(606,128,647,148);

myGLCD.fillRect(690,458,800,480);
  myFiles.load(721, 260, 10, 20,
"uno.RAW");
  myFiles.load(606, 128, 20, 20,
"dos.RAW");

myGLCD.setColor(VGA_WHITE);
  myGLCD.setFont(BigFont);

myGLCD.print("x1000Kg",690,458);
  P4 = false;
  }

  alarma();

myGLCD.setColor(VGA_BLACK);
  dibujarLinea(201, 270,
angAnterior1, -1);

myGLCD.drawLine(201, 269, x,
y);
myGLCD.drawLine(201, 270, x,
y);
myGLCD.drawLine(201, 271, x,
y);

float ang = leerAltura();
angAnterior1 = ang;
myGLCD.setColor(VGA_RED);
myGLCD.fillCircle(201, 270, 7);
myGLCD.drawLine(201, 269, x,
y);
myGLCD.drawLine(201, 270, x,
y);
myGLCD.drawLine(201, 271, x,
y);

myGLCD.setColor(VGA_BLACK);
  leerDireccion(angAnterior2);

int pot2 = analogRead(A1);
  ang = map(pot2, 0, 1023, 283, 585);
//315-----default

myGLCD.setColor(VGA_RED);
  angAnterior2 =
leerDireccion(ang);

myGLCD.setColor(VGA_BLACK);
  dibujarLinea(599, 270,
angAnterior3, 1);
myGLCD.drawLine(599, 269, x,
y);

```

```

        myGLCD.drawLine(599, 270, x,
y);
        myGLCD.drawLine(599, 271, x,
y);
        ang = leerPeso();
        angAnterior3 = ang;
        myGLCD.setColor(VGA_RED);
        myGLCD.fillCircle(599, 270, 7);
        myGLCD.drawLine(599, 269, x,
y);
        myGLCD.drawLine(599, 270, x,
y);
        myGLCD.drawLine(599, 271, x,
y);

myGLCD.setColor(VGA_BLACK);

myGLCD.fillRect(210,418,310,478);

myGLCD.setColor(VGA_WHITE);

myGLCD.setFont(SevenSegNumFont);
        int pot1 = analogRead(A0);
        int angA = map(pot1, 0, 1023, 0,
900);
        myGLCD.printNumI(angA/100,
210, 418);
        myGLCD.fillCircle(243, 466, 3);
        myGLCD.printNumI(angA% 100,
245, 418);

myGLCD.setColor(VGA_BLACK);

myGLCD.fillRect(490,418,590,478);

myGLCD.setColor(VGA_WHITE);

myGLCD.setFont(SevenSegNumFont);
        int pot3 = analogRead(A2);
        int angP = map(pot3, 0, 1023, 0,
180);
        myGLCD.printNumI(angP/100,
490, 418);
        myGLCD.fillCircle(523, 466, 3);
        myGLCD.printNumI(angP% 100,
525, 418);

        delay(10);

    }

    if(ventana == 2)
    {
        if (P12){
            if(!P3){
                dibujarVentana1();

myGLCD.setColor(VGA_BLACK);

myGLCD.fillRect(715,260,735,280);

myGLCD.fillRect(606,128,647,148);

myGLCD.fillRect(690,458,800,480);
                myFiles.load(715, 260, 20, 20,
"dos.RAW");
                myFiles.load(606, 128, 41, 20,
"44.RAW");
            }
        }
    }

```

```

myGLCD.setColor(VGA_WHITE);
    myGLCD.setFont(BigFont);

myGLCD.print("x1000Lb",690,458);
    P4 = true;
}

    P12 = false;
    P3 = true;
}

    if (!P4){

myGLCD.setColor(VGA_BLACK);

myGLCD.fillRect(715,260,735,280);

myGLCD.fillRect(606,128,647,148);

myGLCD.fillRect(690,458,800,480);
    myFiles.load(715, 260, 20, 20,
"dos.RAW");
    myFiles.load(606, 128, 41, 20,
"44.RAW");

myGLCD.setColor(VGA_WHITE);
    myGLCD.setFont(BigFont);

myGLCD.print("x1000Lb",690,458);
    P4 = true;
}

    alarma();

myGLCD.setColor(VGA_BLACK);
    dibujarLinea(201, 270,
angAnterior1, -1);

myGLCD.drawLine(201, 269, x,
y);
myGLCD.drawLine(201, 270, x,
y);
myGLCD.drawLine(201, 271, x,
y);

float ang = leerAltura();
angAnterior1 = ang;
myGLCD.setColor(VGA_RED);
myGLCD.fillCircle(201, 270, 7);
myGLCD.drawLine(201, 269, x,
y);
myGLCD.drawLine(201, 270, x,
y);
myGLCD.drawLine(201, 271, x,
y);

myGLCD.setColor(VGA_BLACK);
    leerDireccion(angAnterior2);

int pot2 = analogRead(A1);
ang = map(pot2, 0, 1023, 283, 585);
//315-----default

myGLCD.setColor(VGA_RED);
    angAnterior2 =
leerDireccion(ang);

myGLCD.setColor(VGA_BLACK);
    dibujarLinea(599, 270,
angAnterior3, 1);
myGLCD.drawLine(599, 269, x,
y);

```

```

        myGLCD.drawLine(599, 270, x,
y);
        myGLCD.drawLine(599, 271, x,
y);
        ang = leerPeso();
        angAnterior3 = ang;
        myGLCD.setColor(VGA_RED);
        myGLCD.fillCircle(599, 270, 7);
        myGLCD.drawLine(599, 269, x,
y);
        myGLCD.drawLine(599, 270, x,
y);
        myGLCD.drawLine(599, 271, x,
y);

myGLCD.setColor(VGA_BLACK);

myGLCD.fillRect(210,418,310,478);

myGLCD.setColor(VGA_WHITE);

myGLCD.setFont(SevenSegNumFont);
        int pot1 = analogRead(A0);
        int angA = map(pot1, 0, 1023, 0,
900);
        myGLCD.printNumI(angA/100,
210, 418);
        myGLCD.fillCircle(243, 466, 3);
        myGLCD.printNumI(angA% 100,
245, 418);

myGLCD.setColor(VGA_BLACK);

myGLCD.fillRect(490,418,590,478);

myGLCD.setColor(VGA_WHITE);

myGLCD.setFont(SevenSegNumFont);
        int pot3 = analogRead(A2);
        int angP = map(pot3, 0, 1023, 0,
397);
        myGLCD.printNumI(angP/100,
490, 418);
        myGLCD.fillCircle(523, 466, 3);
        myGLCD.printNumI(angP% 100,
525, 418);

        delay(10);

        }

if(ventana == 3)
        {

        if (P3){
                myGLCD.clrScr();
                myFiles.load(0, 0, 800, 60,
"GRAFICA.RAW");
                myFiles.load(0, 70, 60, 350,
"EJEY3.RAW");
                myFiles.load(0, 420, 800, 60,
"EJEX3.RAW");

myGLCD.setColor(VGA_BLUE);
                myGLCD.drawLine(60, 148,
578, 148);
                myGLCD.drawLine(60, 149,
578, 149);
                myGLCD.drawLine(60, 150,
578, 150);
                myGLCD.fillCircle(578, 149,
4);

```