DEPARTAMENTO DE ELÉCTRICA Y ELECTRÓNICA

CARRERA DE INGENIERÍA ELECTROMECÁNICA

TRABAJO DE TITULACIÓN PREVIO A LA OBTENCIÓN DEL TÍTULO DE INGENIERO ELECTROMECÁNICO

TEMA "DISEÑO E EIMPLEMENTACIÓN DE UNA ESTACIÓN DE MANTENIMIENTO PARA GRAPLES DE EXCAVADORA MARCA SOLMEC PARA OPTIMIZAR LA PRODUCCIÓN DE LA EMPRESA NOVACERO S.A."

AUTOR: JUAN ANDRÉS NAVAS SÁNCHEZ

DIRECTOR: ING. MARIO JIMÉNEZ

LATACUNGA

2017

DEPARTAMENTO DE ELÉCTRICA Y ELECTRÓNICA

CARRERA DE INGENIERÍA EN ELECTRÓNICA

CERTIFICACIÓN

Certifico que el trabajo de titulación, **"DISEÑO E EIMPLEMENTACIÓN DE UNA ESTACIÓN DE MANTENIMIENTO PARA GRAPLES DE EXCAVADORA MARCA SOLMEC PARA OPTIMIZAR LA PRODUCCIÓN DE LA EMPRESA NOVACERO S.A."** realizado por el señor **JUAN ANDRÉS NAVAS 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 al señor **JUAN ANDRÉS NAVAS SÁNCHEZ** para que lo sustente públicamente.

Latacunga, 14 de marzo 2017.

Ing. Mario Jiménez

DIRECTOR

DEPARTAMENTO DE ELÉCTRICA Y ELECTRÓNICA

CARRERA DE INGENIERÍA EN ELECTRÓNICA

AUTORÍA DE RESPONSABILIDAD

Yo, **JUAN ANDRÉS NAVAS SÁNCHEZ**, con cédula de identidad 1803866357, declaro que este trabajo de titulación **"DISEÑO E EIMPLEMENTACIÓN DE UNA ESTACIÓN DE MANTENIMIENTO PARA GRAPLES DE EXCAVADORA MARCA SOLMEC PARA OPTIMIZAR LA PRODUCCIÓN DE LA EMPRESA NOVACERO S.A."** 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 declaro que este trabajo es de mi autoría, en virtud de ello me declaro responsable del contenido, veracidad y alcance de la investigación mencionada.

Latacunga, 14 de marzo 2017.

Juan Andrés Navas Sánchez

C.C.:1803866357

DEPARTAMENTO DE ELÉCTRICA Y ELECTRÓNICA

CARRERA DE INGENIERÍA EN ELECTRÓNICA

AUTORIZACIÓN

Yo, **JUAN ANDRÉS NAVAS SÁNCHEZ**, autorizo a la Universidad de las Fuerzas Armadas ESPE publicar en el repositorio institucional el trabajo de titulación **"DISEÑO E EIMPLEMENTACIÓN DE UNA ESTACIÓN DE MANTENIMIENTO PARA GRAPLES DE EXCAVADORA MARCA SOLMEC PARA OPTIMIZAR LA PRODUCCIÓN DE LA EMPRESA NOVACERO S.A."** cuyo contenido, ideas y criterios son de mi autoría y responsabilidad.

Latacunga, 14 de marzo 2017.

Juan Andrés Navas Sánchez

C.C.:1803866357

DEDICATORIA

El presente trabajo lo dedico a mis padres y hermanos que creyeron siempre en mí y me apoyaron con todo su amor y consejos.

A mis padres, que con su sacrificio diario y ejemplo de lucha han logrado que yo sea un profesional.

A mis hermanos que siempre han sido mi mayor ejemplo de trabajo, dedicación y honestidad.

JUAN

AGRADECIMIENTOS

Agradezco:

A mis padres Alfredo y Alba por haberme dado la gran oportunidad de estudiar y obtener una carrera profesional, por guiarme y darme siempre sus consejos que me han ayudado a salir adelante y crecer como persona.

A mis hermanos Luisa y Alfredo porque con su ejemplo me han enseñado que en la vida hay que sacrificarse para lograr lo que nos proponemos.

A la empresa NOVACERO por abrirme las puertas y permitir que este proyecto sea posible, a todos quienes ahí me apoyaron, compartiéndome sus conocimientos y guiándome en mis primeros pasos profesionales, a todos sus trabajadores que han puesto su esfuerzo y me apoyaron con la construcción e implementación del proyecto.

JUAN

ÍNDICE DE CONTENIDOS

PORTADA.....i

CERTIFICACIÓN..... ii

AUTORÍA DE RESPONSABILIDAD..... iii

AUTORIZACIÓN.....iv

DEDICATORIA.....v

AGRADECIMIENTOS.....vi

ÍNDICE DE CONTENIDOS..... vii

ÍNDICE DE FIGURAS..... xii

ÍNDICE DE TABLAS.....xvi

RESUMEN..... xviii

CAPÍTULO I

PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA DE INVESTIGACIÓN.....1

1.1 Antecedentes.....1

1.2 Planteamiento del problema.....1

1.3 Descripción resumida del proyecto.....2

1.4 Objetivos.....3

1.4.1 General.....3

1.4.2 Específicos.....3

1.5 Justificación e importancia.....3

1.6 Alcance.....4

CAPÍTULO II

MARCO TEÓRICO.....5

2.1 Graples 5
2.2 Descripción del equipo.....6
2.2.1 Características técnicas y dimensiones 6
2.2.2 Tipo de graples.....7
2.3 Partes de un graple hidráulico.....9
2.3.1 Actuadores Lineales.....9
2.3.2 Motor hidráulico.....12
2.6 Circuitos hidráulicos. 20
2.6.1 Elementos de un circuito hidráulico.....21
2.7 Central oleo hidráulica o grupo de presión 26
2.8 Condiciones de utilización.....34
2.9 Prescripciones generales de seguridad.....35
2.9.1 Prohibiciones.....35
2.10 Instrucciones 36
2.10.1 Personal especializado 36
2.11 Mantenimiento 41
2.11.1 Verificaciones obligatorias.....42
2.12 Verificaciones y controles periódicos 44

CAPÍTULO III

DISEÑO Y SELECCIÓN DE COMPONENTES.....46
3.1 Parámetros de diseño.....46
3.1.1 Requerimientos físicos.....46
3.1.2 Capacidad máxima.....47
3.2 Diseño estructural 47

3.2.1 Cargas en la estructura 48
3.2.2 Materiales 50
3.3 Diseño del soporte del graple 50
3.3.1 A compresión 51
3.3.2 Esfuerzo a columna 53
3.3.3 Relación de esbeltez 54
3.3.4. Relación de esbeltez de transición 55
3.3.5. Análisis de columnas cortas: formula de J. B. Johnson 56
3.4 Diseño de la base soporte para graple 58
3.5 Diseño de las columnas de soporte principal 62
3.5.1 Diseño de columna con carga excéntrica 62
3.6 Modelación computacional de la estructura 66
3.6.1. Modelación plato soporte para graples 67
3.6.2 Estructura de la estación de mantenimiento para graples 69
3.7 Diseño y selección de componentes hidráulicos y eléctricos 73
3.7.1. Requisitos y parámetros de diseño 73
3.7.2. Calculo de presión y caudal en el sistema 74
3.7.3. Diseño del circuito hidráulico del sistema 75
3.7.4. Parámetros del diseño del sistema eléctrico. 77
3.7.6. Dimensionamiento de los componentes hidráulicos del circuito. 80
3.7.7. Selección y utilización de los elementos del sistema hidráulico. 94
3.7.8. Selección de los elementos del sistema eléctrico. 104

CAPÍTULO IV

CONSTRUCCIÓN Y MONTAJE 119

4.1. Introducción 119

4.2. Construcción y montaje del sistema mecánico 119

4.3. Construcción del piso.....120

4.4. Construcción y montaje de las columnas de soporte 121

4.5. Construcción y montaje de los ejes soporte.....123

4.6. Construcción y montaje del plato soporte para graples 124

4.7. Construcción y montaje del piso flotante.....124

4.8. Construcción y montaje de soportes para pin 125

4.9. Montaje del depósito de aceite. 126

4.10. Montaje de la bomba y motor eléctrico.....126

4.12. Montaje e implementación del circuito de presión. 127

4.12.1. Montaje de las electroválvulas Henrion y Rexroth.....127

4.12.2. Ensamble de tubos, mangueras y de los acoples hidráulicos. 128

4.13 Ensamble del filtro de aceite hidráulico. 128

4.14. Llenado del depósito de aceite hidráulico. 129

4.15 Montaje del sistema eléctrico. 129

4.15.1. Implementación del tablero de control.....130

4.15.2. Cableado del circuito de control. 131

4.15.3. Implementación de actuadores y de los circuitos de fuerza.....131

CAPÍTULO V

PRUEBAS Y ANÁLISIS DE RESULTADOS.....133

5.1 Pruebas del sistema mecánico.....133

5.2 Pruebas de operación del sistema hidráulico 133

5.2.1 Pruebas de fugas de aceite hidráulico. 134

5.2.2 Pruebas de presión en el sistema hidráulico.....134
5.3 Análisis económico.....136
5.3.1. Costos de diseño e implementación.....136
5.3.2. Materiales.....137
5.3.3 Mano de obra directa e indirecta.....137
5.3.4. Suministros y servicios.....138
5.3.5 Financiamiento.....139
5.4. Análisis de pérdidas de costos anuales.....139
5.4.1. Costo de producción normal de la maquinaria por hora.....139
5.4.2. Costo total de horas paralizadas.....139
5.4.3. Causa de paralización de maquinaria y su efecto en los costos.....140
5.4.4. Costo de producción de la maquinaria por hora.....141
5.5. Cálculo de la eficiencia total del proyecto.....141
5.6. Financiamiento.....142
5.7. Análisis financiero.....143
5.7.1 Flujos de caja proyectada.....143

CAPÍTULO VI

CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES.....149
6.1 Conclusiones.....149
6.2. Recomendaciones.....150
BIBLIOGRAFÍA.....151
LINKOGRAFÍA.....153
ANEXOS.....155

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1: Diagrama de bloques 2
Figura 2: Esquema de Dimensiones 6
Figura 3: Graple de valva cerrada 7
Figura 4: Graple de valva semi-cerrada 8
Figura 5: Graple sin valvas 8
Figura 6: Partes de un cilindro hidráulico 10
Figura 7: Cilindros de doble acción 11
Figura 8: Cilindros de doble acción de vástago sencillo 11
Figura 9: Cilindros de doble acción de vástago doble 12
Figura 10: Diagrama hidráulico de un graple y sus mandos 17
Figura 11: Fugas de aceite hidráulico 18
Figura 12: Uñas del graple desgastadas 19
Figura 13: Material de trabajo 19
Figura 14: Graples existentes en Novacero 19
Figura 15: Clasificación de bombas hidráulicas 22
Figura 16: Tipo de bombas de engranajes 23
Figura 17: Bombas de paletas 23
Figura 18: Bombas de pistones axiales 24
Figura 19: Bombas de pistones radiales 24
Figura 20: Características de funcionamiento y su rendimiento 25
Figura 21: Simbología de un grupo hidráulico 26
Figura 22: Grupo hidráulico: El tanque 26
Figura 23: Esquema de un Filtro 27
Figura 24: Manómetro 28
Figura 25: Válvula limitadora de presión 29
Figura 26: VLP Controlada intermitentemente, amortiguada 29
Figura 27: Válvula Antirretorno 30
Figura 28: Válvula Antirretorno desbloqueable 31
Figura 29: Válvula Antirretorno doble desbloqueable 31
Figura 30: Válvula de 4/3 vías con recirculación al tanque 33

Figura 31: Transporte en un pallet 37
Figura 32: Pernos de conexión y tubos flexibles 39
Figura 33: Acciones indebidas 41
Figura 34: Puntos de engrasaje 43
Figura 35: Dimensiones del soporte para graples 51
Figura 36: Área de un círculo 52
Figura 37: Valores de K para obtener la longitud efectiva 53
Figura 38: Radio de giro mínimo 54
Figura 39: Base soporte para graples 58
Figura 40: Vista de sección del plato soporte para graples y sus dimensiones 59
Figura 41: Vista de la sección A del base soporte para graples 60
Figura 42: Distribución de columnas 62
Figura 43: Distancia máxima entre columnas 63
Figura 44: Corte transversal B 64
Figura 45: Área y radio de giro de la viga 66
Figura 46: Tensión de Von Mises en el plato soporte para graples 68
Figura 47: Desplazamiento resultante en el plato soporte para graples 68
Figura 48: Factor de seguridad en el plato soporte para graples 69
Figura 49: Cargas existentes en la estación de mantenimiento 70
Figura 50: Tensión de Von Mises en estación de mantenimiento 71
Figura 51: Desplazamiento resultante en la estación de mantenimiento 72
Figura 52: Factor de seguridad en la estación de mantenimiento 73
Figura 53: Circuito hidráulico del sistema 76
Figura 54: Simulación del sistema hidráulico 76
Figura 55: Diseño del sistema eléctrico de mando y control de la estación 77
Figura 56: Circuito de control 79
Figura 57: Diagrama del circuito de poder 80
Figura 58: Forma y dimensiones del depósito de aceite 94
Figura 59: Bomba de serie SNP3NN 96
Figura 60: Selección del tamaño adecuado de las tuberías 98
Figura 61: Utilización de componentes hidráulicos: mangueras y acoples 100

Figura 62: Válvula de dirección HENRION y REXROTH 101
Figura 63: Válvula limitadora de presión REXROTH y HENRION 102
Figura 64: Filtro hidráulico utilizado sobre el depósito 103
Figura 65: Medidor de la presión del aceite 103
Figura 66: Motor eléctrico para el accionamiento de la bomba hidráulica. 105
Figura 67: Joystick 112
Figura 68: Pulsadores 112
Figura 69: Interruptores termomagnéticos utilizados en el tablero de mando 114
Figura 70: Conductor y distribuidor térmico del circuito de fuerza 115
Figura 71: Relé auxiliar 117
Figura 72: Borneras. 118
Figura 73: Asignación de espacios en el tablero 118
Figura 74: Estación de mantenimiento para graples ensamblada 119
Figura 75: Tubos para la construcción 120
Figura 76: Piso de la estación de mantenimiento para graples 121
Figura 77: Columnas de soporte 122
Figura 78: Columnas de soporte parte superior 122
Figura 79: Eje soporte 123
Figura 80: Plato soporte para graples 124
Figura 81: Piso flotante 125
Figura 82: Soportes para pin 125
Figura 83: Tanque de aceite 126
Figura 84: Motor montado sobre el tanque de aceite 126
Figura 85: Acoplamiento bomba motor 127
Figura 86: Electroválvulas Henrion y Rexroth 127
Figura 87: Mangueras y tuberías y acoples 128
Figura 88: Filtro ABZFR REXROTH 129
Figura 89: Proceso de llenado de deposito 129
Figura 90: Montaje de componentes en el tablero 130
Figura 91: Sujeción del tablero 131
Figura 92: Cableado de los circuitos de Fuerza 132

Figura 93: Estación de mantenimiento para graples 133
Figura 94: Acoples en los que existían fugas.....134
Figura 95: Pruebas realizadas al graple.....135
Figura 96: Reguladores de presión.....135

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1 Características técnicas 7
Tabla 2 Tipos de motores 16
Tabla 3 Modelos de Graples 20
Tabla 4 Válvulas Distribuidoras 32
Tabla 5 Símbolos para accionamientos manuales 33
Tabla 6 Símbolos para válvulas distribuidoras 34
Tabla 7 Identificación y solución de desperfectos 44
Tabla 8 Tipos y características del Graple 47
Tabla 9 Propiedades estructurales de acero 50
Tabla 10 Parámetros Funcionamiento para graples 74
Tabla 11 Factores de importancia para la selección del depósito 93
Tabla 12 Propiedades de la bomba hidráulica SNP3NN 95
Tabla 13 Características del aceite hidráulico ISO VG 68 96
Tabla 14 Vida probable de un fluido hidráulico 97
Tabla 15 Características de las válvulas direccionales 101
Tabla 16 Propiedades de las válvulas direccionales 102
Tabla 17 Especificaciones del manómetro 103
Tabla 18 Características del motor eléctrico 105
Tabla 19 Características del motor y bomba 107
Tabla 20 Tipo de materia del matrimonio a seleccionar según el trabajo 108
Tabla 21 Tamaño en función del tipo de material y torque de diseño 109
Tabla 22 Codificación para acoplamiento del eje 110
Tabla 23 Características Joystick 111
Tabla 24 Propiedades del pulsador a utilizarse 112
Tabla 25 Propiedades del interruptor termomagnético 114
Tabla 26 Propiedades del contactor 115
Tabla 27 Propiedades del conductor del circuito a utilizarse 116
Tabla 28 Propiedades del relé auxiliar 117
Tabla 29 Partes de la estación de mantenimiento para graples 120

Tabla 30 Componentes eléctricos utilizados en la placa del tablero de mando 130
Tabla 31 Costos de Diseño e Implementación 136
Tabla 32 Materia Prima 137
Tabla 33 Mano de Obra Directa 138
Tabla 34 Mano de Obra Indirecta 138
Tabla 35 Suministros y Materiales 138
Tabla 36 Costo de Producción Normal de la Maquinaria por Hora 139
Tabla 37 Costo de Total de Horas Paralizadas 140
Tabla 38 Causa de paralización de la maquinaria y sus efectos en los cotos 140
Tabla 39 Costo de producción después de horas paralizadas 141
Tabla 40 Tabla de Amortización de Préstamo (en unidades monetarias) 142
Tabla 41 Estado de resultados proyectados 143
Tabla 42 Flujo de caja operativo 144
Tabla 43 Flujo de caja acumulado 145
Tabla 44 Interpretación del valor actual neto 146
Tabla 45 Valor actual neto 146
Tabla 46 Tasa interna de retorno 148
Tabla 47 Periodo de recuperación 148

RESUMEN

Este trabajo de titulación tiene como finalidad crear una estación de mantenimiento para graples de excavadoras marca Solmec para evitar paros innecesarios de la maquinaria y optimizar la producción de la empresa NOVACERO S.A. En forma general, para la construcción de este proyecto, se ha realizado el diseño y la implementación de una estructura metálica capaz de soportar el peso de dos graples y una central hidráulica necesaria para las pruebas de mantenimiento. Para todos los cálculos del diseño se ha tomado como referencia el peso de un graple que es de 1.6 toneladas y la presión hidráulica máxima de trabajo de 300 bar. El proyecto inicia con una recopilación teórica profunda de los mecanismos y elementos que puedan ayudar a solucionar las inquietudes de la maquinaria, como también información necesaria acerca de los tipos y partes que constan el graple. Con referencias obtenidas se procedió al diseño tanto mecánico como eléctrico para obtener un funcionamiento eficaz de la estación de mantenimiento para graples considerando siempre la selección de la mejor alternativa de sus componentes. Se describe paso a paso los procesos de construcción y montaje de las partes mecánicas e implementación de la parte eléctrica e hidráulica. A continuación se realizan pruebas y análisis de los resultados obtenidos al poner en funcionamiento la estación de mantenimiento. Finalmente se hace un análisis para saber el tiempo de recuperación de la inversión.

PALABRAS CLAVE:

- **GRAPLE - MANTENIMIENTO**
- **EXCAVADORAS SOLMEC**
- **EMPRESA NOVACERO S.A.**

SUMMARY

This project aims to create a maintenance station for brand excavators graples Solmec to avoid unnecessary machine stoppages and optimize production company NOVACERO SA In general, for the construction of this project has been carried out the design and implementation of a metallic structure capable of supporting the weight of two graples and hydraulic power required for maintenance testing. For all design calculations was taken as a reference weight graple that is 1.6 tons and the maximum hydraulic pressure of 300 bar. The project begins with a deep theoretical compilation of the mechanisms and elements that can help to solve the concerns of the machinery, as well as necessary information about the types and parts that comprise the graple. With references obtained, we proceeded to design both mechanical and electrical to obtain an efficient operation of the maintenance station for graples always considering the selection of the best alternative of its components. It describes step by step the processes of construction and assembly of the mechanical parts and implementation of the electrical and hydraulic part. Testing and analysis of the results obtained at the start up of the maintenance station are then performed. Finally an analysis is made to know the time of recovery of the investment.

CAPÍTULO I

PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA DE INVESTIGACIÓN

1.1 Antecedentes

La empresa Novacero S.A. planta Lasso produce acero a partir de la compra y producción de chatarra procesada. La empresa cuenta con excavadoras marca Solmec las cuales se encargan de realizar diversos trabajos en el área de reciclaje. Esta maquinaria se encarga del proceso de producción de chatarra como materia prima para la Planta de Acería. Las máquinas realizan la descarga de un promedio de 20 plataformas de 30 toneladas de chatarra diariamente además del constante movimiento y carga de la chatarra acumulada anteriormente. El constante trabajo de la máquina ocasiona daños en el accesorio de manipulación de la chatarra llamado graple para este efecto es necesario diseñar y construir una estación de mantenimiento para graples de excavadoras marca Solmec.

1.2 Planteamiento del problema

La empresa NOVACERO no dispone de una estación para realizar el mantenimiento de graples de excavadoras marca Solmec, por lo que en la actualidad este proceso se lo realiza manualmente con un incremento de la mano de obra. El trabajo con chatarra ocasiona un alto deterioro de los componentes de los graples lo que se genera derrames y pérdida de aceite hidráulico, además de paradas correctivas de la máquina que producen pérdida de tiempo y recursos.

El presente proyecto tiene como finalidad disminuir las paradas de maquinaría para optimizar el tiempo, mano de obra y recursos, para ello es necesaria la implementación de una estación para realizar el mantenimiento de graples para excavadoras marca Solmec y así optimizar la producción.

1.3 Descripción resumida del proyecto

Este proyecto tiene como finalidad evitar el paro innecesario de los equipos, evitando la pérdida de tiempo que esto ocasiona. Al tener una estación de pruebas de mantenimiento para el cambio manual de graples que ocupan las excavadoras marca Solmec a diario; y a la vez reduciendo el tiempo de acople que se demoran en cambiar de un graple a otro. Para la estación de mantenimiento se diseñara un tablero de control a través del cual se podrán hacer pruebas de funcionamiento del accesorio para identificar los daños, además el diseño de un sistema de intercambio manual de graples que los soporte, mantengan estables y que les permitan girar a los que se encuentren en reparación y de esta forma la máquina acople un graple reparado evitando así paradas de innecesarias de la máquina por este efecto.

Las pruebas requieren del diseño de un sistema hidráulico que provea la presión y controles necesarios para realizar el giro hidráulico del graple y el desplazamiento del vástago de los seis cilindros de doble efecto que constan en el accesorio de las excavadoras marca Solmec para el debido mantenimiento que requieren las pruebas.

En la figura 1 podemos ver el procedimiento hasta llegar a su reparación en diagrama de bloques que va a realizar la estación de mantenimiento para los graples de excavadoras mencionados.

Figura 1: Diagrama de bloques

1.4 Objetivos

1.4.1 General

Diseñar e implementar una estación de mantenimiento para graples de excavadoras marca Solmec para optimizar la producción de la empresa “NOVACERO S.A.”.

1.4.2 Específicos

- Diseñar y construir una estructura de soporte e intercambio de graples manual para el acople de accesorios reparados.
- Diseñar e implementar sistema hidráulico autónomo que genere la presión y controles necesarios para el funcionamiento de los graples.
- Diseñar e implementar un tablero de control para realizar pruebas de funcionamiento de los graples.
- Controlar la seguridad de operación de los graples.
- Realizar un análisis económico financiero para determinar el tiempo de recuperación de la inversión

1.5 Justificación e importancia

Con el objetivo de eliminar las no conformidades ambientales debido a los derrames de aceite hidráulico ocasionados por los daños en los graples de las excavadoras marca Solmec además de disminuir las paradas de la maquinaria que afectan directamente a la producción diaria de chatarra como materia prima es de vital importancia contar con una estación de mantenimiento para graples de excavadoras marca Solmec través de la cual la maquina no se paralice y simplemente desacople el graple dañado y acople uno reparado para continuar trabajando sin tener pérdidas de producción debido a los paros innecesarios de la maquinara para dar mantenimiento correctivo.

1.6 Alcance

El alcance de este proyecto "DISEÑO E IMPLEMENTACIÓN DE UNA ESTACIÓN DE MANTENIMIENTO PARA GRAPLES DE EXCAVADORA MARCA SOLMEC PARA OPTIMIZAR LA PRODUCCIÓN DE LA EMPRESA NOVACERO S.A" tiene como fin mejorar la productividad de la empresa NOVACERO S.A mediante el mantenimiento de los graples así se reducirá el tiempo de parada de los equipos aumentado la productividad, Este proyecto está situado en el área de maquinaria pesada de la empresa y si se reduce los paros de este quipo se reflejara en la productividad de la empresa.

CAPÍTULO II

MARCO TEÓRICO

2.1 GRAPLES

El graple es un implemento probado en la práctica e imprescindible para las excavadoras hidráulicas. Gracias a su geometría estudiada a fondo, los graples están perfectamente adaptados a las máquinas. Resultado de ello son un buen comportamiento de carga y una gran productividad. Un graple consta con 4, 5 o 6 brazos prensores y en cada brazo hay un cilindro de doble efecto, opcionalmente con valva cerrada, semi cerrada o sin valva. Los macizos brazos prensores pueden moverse individualmente, van alojados en una pieza central estable y rígida a la torsión y se adaptan óptimamente a la carga. (Roca, 1997, pág. 120)

Características

Según LIEBHERR (2017) indica las características del graple

- Refuerzo de material resistente al desgaste
- Construcción robusta
- 360° de rotación continúa
- Características óptimas de mantenimiento y servicio
- Graple de construcción modular

Ventajas

- Los graples están óptimamente adaptados al modelo de excavadora
- Múltiples aplicaciones
- Gran presión de cierre

2.2 Descripción del equipo

El rotor hidráulico para graple es una interfaz de conexión entre el brazo del aparato de levantamiento y el órgano de toma de la carga que permite la rotación parcial o continua del mismo, fijado al brazo mediante empernado (Roca, 1997, pág. 137). Tanto el accionamiento del rotor hidráulico los cilindros hidráulicos se realizan mediante los mandos hidráulicos de la máquina en la cual están montados.

2.2.1 Características técnicas y dimensiones

En la figura 1.2 se visualiza un esquema de las dimensiones de un rotor de giro hidráulico del graple, y en la tabla 1se observa las características técnicas como el modelo, peso, carga máxima y la presión de trabajo del rotor de giro hidráulico.

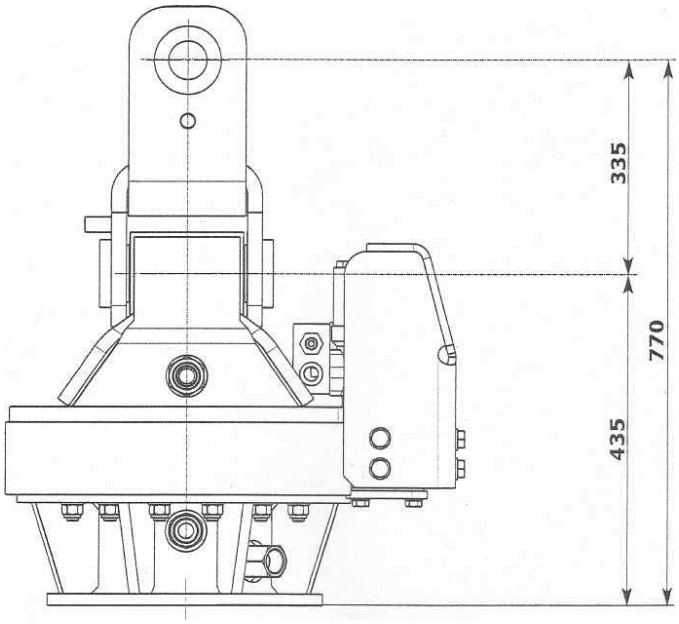


Figura 2: Esquema de Dimensiones

Fuente: (Solmec, 2010)

Tabla 1

Características técnicas

EQUIPO	MODELO	PESO (Kg)	CARGA MAX. (Kg)	PRES. (Bar)
ROTOR PARA GRAPLE	G.I. 130A.F.	300	1000	120

Fuente: (Solmec, 2010)

2.2.2 Tipo de graples

Graple con valva cerrada

En la figura 3 visualizamos un graple con valvas cerradas que sirve para virutas pequeñas, chatarra pequeña y cristal. Para excavar tierra y transportar tierra, arena gravilla, grava y materiales similares.

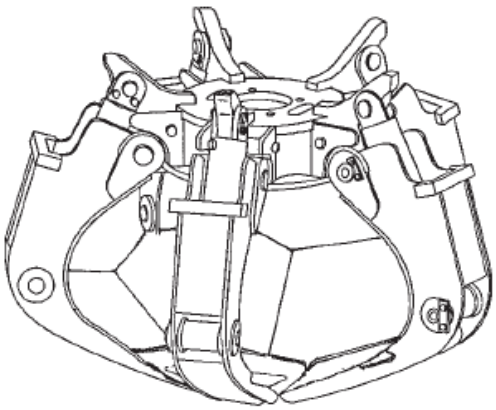


Figura 3: Graple de valva cerrada

Fuente: (Equipment, 2012)

Graple con valvas semicerradas

En la figura 4 visualizamos un graple con valvas semi-cerradas que sólo cierran en los bordes inferiores de los segmentos. Para viruta, chatarra, desperdicios, basura, cascotes y papel viejo.

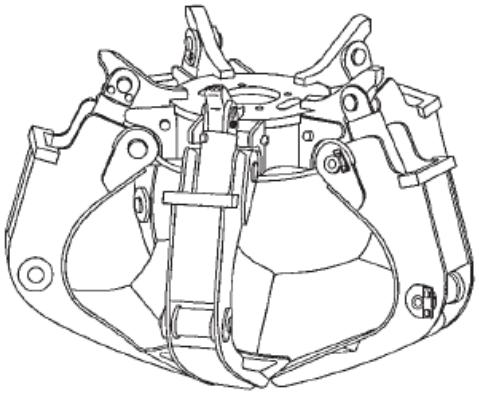


Figura 4: Graple de valva semi-cerrada

Fuente: (Equipment, 2012)

Graple sin Valvas

En la figura 5 visualizamos un graple sin valvas que sólo cierran en las puntas. Para chatarra voluminosa y cascote, automóviles viejos y papel viejo empaquetado.

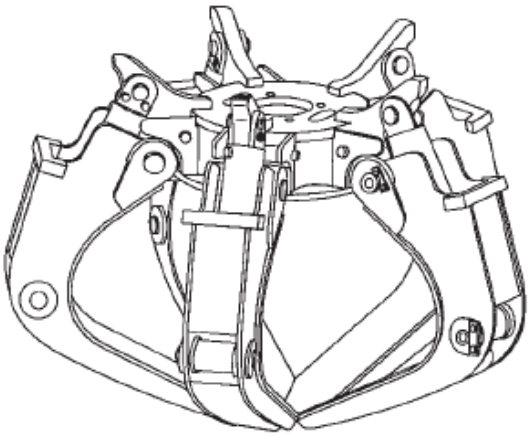


Figura 5: Graple sin valvas

Fuente: (Equipment, 2012)

2.3 Partes de un graple hidráulico

2.3.1 Actuadores Lineales

“Los actuadores dan flexibilidad en el uso de potencia hidráulica. La potencia hidráulica puede proveer tanto movimiento lineal como circular a través de actuadores, llamados cilindros” ” (Mora, 2015). La ventaja más grande de usar potencia hidráulica en vez de sistemas mecánicos es que estas se pueden aplicar directamente al trabajo a realizarse; no hay necesidad de una unión o enlace mecánico (engranes, cadenas, etc.) entre la fuente y el trabajo a realizar, y la potencia dada por el fluido, puede ser fácilmente regulada para conseguir la fuerza, velocidad y posición deseada.

Hoy en día, la potencia hidráulica realiza muchos de los trabajos que antes realizaban enlaces mecánicos, tales como los frenos mecánicos, la dirección en un automóvil, juegos de cadenas, engranes, etc. La flexibilidad de distribuir la potencia a través de conductores (tuberías) y directamente al actuador no afecta la geometría de la máquina, lo que da una amplia libertad para el diseño.

Cilindro hidráulico

Un cilindro hidráulico es un componente que convierte la potencia fluídica en fuerza mecánica y movimiento lineal. Usualmente consiste de un elemento móvil, como un pistón, un vástago, etc., actuando dentro de un cilindro. El principio operacional es que el fluido impulsado por una bomba y controlado por una electro válvula (válvula de control) entra por un puerto a la cámara A y obliga al arreglo pistón-vástago a moverse hacia un lado (ejerciendo mediante esta acción, el trabajo deseado).

El fluido, al otro lado del pistón en la cámara B, se evacua hacia un tanque, controlado por la misma electroválvula. Cuando la electroválvula cambia de sentido, el fluido comienza a entrar por el lado opuesto (en la cámara B), obligando al pistón a moverse nuevamente para atrás y volver a su posición inicial, evacuándose así el fluido

de ese lado (cámara A) nuevamente al tanque; luego, este ciclo comienza nuevamente. A continuación en la figura 6 vemos las partes de un cilindro hidráulico.

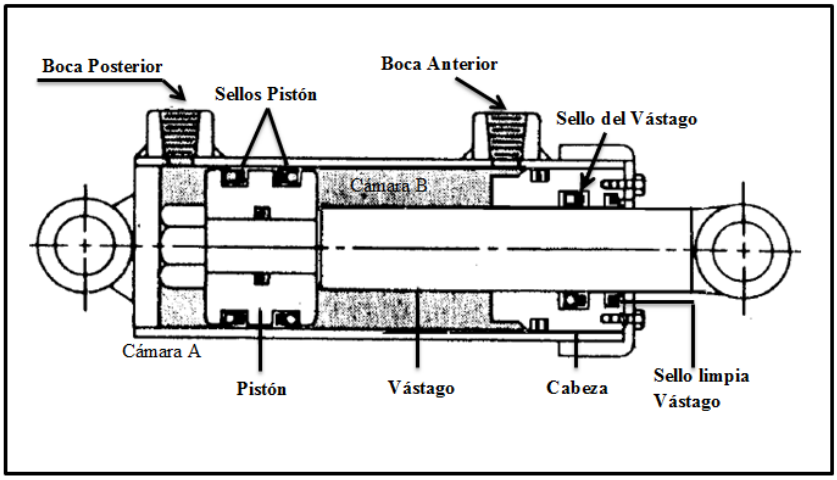


Figura 6: Partes de un cilindro hidráulico

Fuente: (Facultad de Ingeniería Universidad de Buenos Aires, 2012)

Los cilindros actuadores son fabricados para producir desde gramos de fuerza hasta toneladas, es por eso que pueden utilizarse en trabajos donde se necesiten fuerzas enormes como en prensas o aviones, aunque también en trabajos precisos y delicados con fuerzas controladas como en el caso de montacargas, elevadores, etc. En adición a las capacidades en cuanto a fuerzas, los cilindros actuadores proveen mucha potencia por peso y tamaño, mucha flexibilidad y excelente control de velocidad; pueden encontrarse en muchas variedades, dependiendo de su tamaño, rangos de presión (Fuerza) y rango de movimiento.

Cilindros de doble acción

Los cilindros de doble acción usan la potencia en ambas direcciones y pueden ser de dos tipos, de vástago sencillo o de vástago doble. En la figura 7 se muestra los cilindros de doble efecto existentes en un graple.

Figura 7: Cilindros de doble acción

Los de vástago sencillo son los más comunes en la industria. Si el vástago es sencillo, puede ser que la fuerza de un lado no sea la misma que del otro, debido a la diferencia de áreas, lo que implica también, que la velocidad de contracción, podría ser diferente a la velocidad de expansión. Este tipo de cilindros usa generalmente un gran área para desarrollar la mayor potencia requerida en un circuito reciproco como se ilustra en la figura 8.

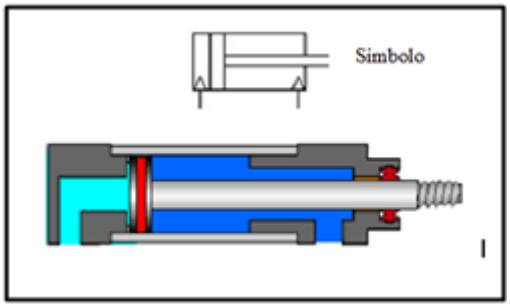


Figura 8: Cilindros de doble acción de vástago sencillo

Fuente: (Facultad de Ingeniería Universidad de Buenos Aires, 2012)

Los Cilindros de doble vástago tienen vástagos por las dos partes del embolo. Se utilizan cuando se requiere realizar trabajos en las dos direcciones, la carga se puede colocar en una de los vástagos o en ambas. En la figura 9 se puede ver la simbología y la grafica de un cilindro de doble acción de vástago.

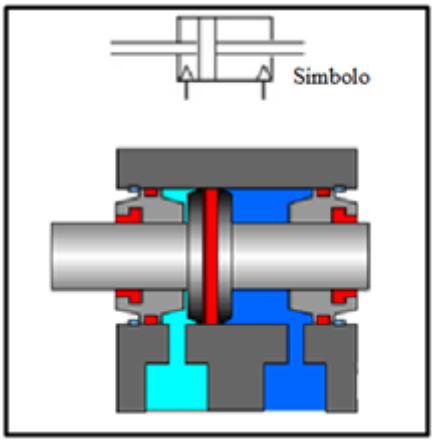


Figura 9: Cilindros de doble acción de vástago doble

Fuente: (Facultad de Ingeniería Universidad de Buenos Aires, 2012)

2.3.2 Motor hidráulico

> El nombre que se da generalmente al actuador hidráulico giratorio es motor hidráulico. La construcción de los motores se parece mucho a la de las bombas. En vez de suministrar fluido como lo hace una bomba, son impulsados por ésta y desarrollan un par y un movimiento continuo de rotación, es decir, convierten la energía hidráulica en torque y como resultado fuerza. Muchos de los motores hidráulicos llevan drenaje externo. (Salinas, 2014, pág. 2)

Todos los motores hidráulicos poseen varias características en común que pueden ser:

- Cada tipo debe tener una superficie sometida a presión diferencial. En los motores de paleta, engranajes y orbitales esta superficie es rectangular.
- En los motores de pistones axiales y radiales la superficie es circular. En cada diseño la presión aplicada al área (superficie), debe estar conectada mecánicamente a un eje de salida que aplica la energía mecánica al equipo accionado por el motor.
- La aplicación del fluido bajo presión a esta superficie debe proporcionarse en cada tipo de motor hidráulico para poder mantener una rotación continua. (Salinas, 2014, págs. 2-3)

El funcionamiento óptimo del motor está determinado por:

- Capacidad de soportar presiones y grandes fuerzas hidráulicas.
- Características de las fugas de las partes en movimiento.
- Eficacia de los métodos utilizados para conectar la superficie bajo presión al eje de salida. (Salinas, 2014, pág. 3)

El funcionamiento óptimo de un motor varía en cada tipo de diseño por la capacidad de soportar de presión y grandes fuerzas, caudal, par de salida, velocidad, rendimiento, duración elevada y configuración física viene determinado por:

a) Características nominales de los motores

Según Salinas (2014) "los motores hidráulicos se clasifican según su desplazamiento (tamaño), capacidad de par, velocidad y limitaciones de la presión máxima".

Desplazamiento

El desplazamiento es la cantidad necesaria para que el motor gire una revolución. Este desplazamiento que realiza el motor es igual a la capacidad que tiene una cámara, multiplicando por la cantidad de cámaras que el motor tiene. Este desplazamiento se expresa en volumen, pulgadas cúbicas por revolución (plg^3/rev), o centímetros cúbicos por revolución (cm^3/rev). El desplazamiento de estos motores hidráulicos pueden ser tanto fijos como variables, a su vez puede tener una entrada y presión constante de trabajo. (Torque variable) a velocidad variable. (Salinas, 2014, pág. 3)

Par (Torque)

El par es el componente de fuerza a la salida del motor, el concepto es equivalente al de fuerza en un cilindro Salinas (2014), se define como un esfuerzo giratorio o de

torsión, no se requiere movimiento para tener un par, pero este movimiento se efectuará si el par es suficiente para vencer el rozamiento y resistencia de la carga.

El par de salida se puede expresar en Newton metro (Nm), en libras - pulgadas o en libras – pie, y en función de la presión que tenga el sistema y del desplazamiento que genere el motor, los valores se dan por la diferencia de presiones o a su vez la caída de la presión del motor, los valores teóricos indican el par disponible en el eje del motor suponiendo un rendimiento del cien por ciento. El par de arranque es necesario para conseguir que gire la carga de reposo, hace falta más par para empezar a mover una carga que para mantenerla moviéndose. (Salinas, 2014, págs. 3-4)

El par de giro

El par de giro se refiere a la carga que tiene el motor o en si al motor, se utiliza con referencia a una carga que indica el par requerido para mantener girando, cuando se refiere al motor, el par indica que el motor puede realmente mantener una carga girando, el par de giro toma en consideración el rendimiento que tiene el motor y refleja un porcentaje del par teórico, el par de giro de los motores normales de pistones, paletas o engranajes es con una aproximación del 90% teórico. (Salinas, 2014, pág. 4)

El par de arranque sin carga

El par de arranque expresa la capacidad de un motor hidráulico a su vez el valor que le motor puede desarrollar para mover una carga, en algunos casos el par de arranque es menor que el par de giro, por otro lado también se expresa como un porcentaje del par teórico, para los motores corrientes de pistones, paletas o engranajes suele estar comprendido entre el 60 y 90% del par teórico lo que en el rendimiento mecánico viene a ser la relación entre el par real y el par teórico. (Salinas, 2014, pág. 4)

Velocidad

La velocidad del motor depende del desplazamiento y del volumen de aceite hidráulico que se le suministra, la velocidad máxima es la velocidad de una presión específica que tiene de entrada y que puede mantener durante un tiempo limitado y sin dañarse, por otro lado el sistema hidráulico puede sufrir daños debido a sobre-revoluciones que pueden provocar un desgaste prematuro del motor. (Salinas, 2014, pág. 4)

Presión

Es la presión necesaria para que funcione el motor hidráulico este depende del par y del desplazamiento, un motor con gran desplazamiento podrá desarrollar un par determinado con menos presión que un motor con un desplazamiento más pequeño, el par que desarrolla un motor se expresa usualmente en pulgadas, libra por 100 psi de presión (newton – metro por bar) (Salinas, 2014, pág. 4)

Clases de motores hidráulicos

En los motores hidráulicos pueden clasificarse según su aplicación, en tres categorías:

- Motores de velocidad elevada y par bajo (HSLT)
- Motores de baja velocidad y par elevado (LSHT)
- Motores de rotación limitada (Generadores de par)".

Los motores HSLT o High Speed Low Torque son de alta velocidad y bajo torque estos pueden ser utilizados en aplicaciones que requieren un funcionamiento y a altas velocidades por ejemplo ventiladores, accionamiento de generadores y compresores. Mientras que la velocidad es elevada y relativamente constante, la carga puede ser fija, como en ventiladores, o completamente variable como en compresores y

> generadores, este tipo de motores son excelentes en este tipo de aplicaciones, los más utilizados son los motores de pistones en línea y motores de pistones en ángulo, además están los motores de paletas y los engranajes. (Salinas, 2014, pág. 5)

Los motores LSHT, pueden utilizarse en algunas aplicaciones, cuando el motor debe mover cargas relativamente elevadas a velocidades bajas y a un par sensiblemente constante. Algunos de ellos funcionan suavemente hasta una o dos rpm y son de diseño sencillo con un número mínimo de piezas, completamente fiables y generalmente de menos costo que los motores de velocidad elevadas utilizados con dispositivos de reducción de la velocidad. Idealmente, en este tipo de motores su rendimiento debe ser elevado en relación a los pares de arranque y de funcionamiento además debe tener óptimos rendimientos tanto en volumen como mecánico. Su arranque debe ser suave con carga total y poder suministrar el par total en su intervalo de funcionamiento. Estos motores deben presentar poco o ninguna caída de par a la salida en todo el intervalo de funcionamiento, y la variación de velocidad con relación a la velocidad media, a presión constante, debe ser mínima. Los diseños básicos de los motores LSHT son los motores de engranajes internos, paletas, una paleta giratoria, pistones radiales y pistones axiales, en línea y en ángulo. (Salinas, 2014, pág. 5). En las aplicaciones industriales, según Salinas (2014, pág. 6) "se utilizan una variedad de motores hidráulicos, el tipo de motor utilizado depende de los requerimientos de cada aplicación individual". La tabla 2 es un listado de los tipos de motores:

Tabla 2

Tipos de motores

TIPO DE MOTOR
Motor de engranajes internos y externos
Motores de paletas de tipos equilibrados y desequilibrados hidráulicamente, fijos, variables, y de cartucho
Motores de pistones en línea, en ángulo y radiales (fijos, variables y tipo leva.)
Generadores de par (Incluyendo los tipos de pistones y de paletas)

2.4 Mandos

Todos los mandos para las maniobras de la máquina están situados en posiciones funcionales para el operador sentado en la posición de trabajo y se pueden ejecutar cómodamente todas las operaciones conservando una posición natural. Los mandos que se ocupan para accionar al graple están en el control de mando al lado izquierdo de la cabina. Con el control se acciona la rotación del rotor de giro hidráulico y los seis cilindros de doble efecto que sirven para abrir y cerrar las uñas del graple para tomar la chatarra y trasladarla. A continuación en la figura 10 se muestra los mandos y el diagrama hidráulico para el accionamiento de un graple.

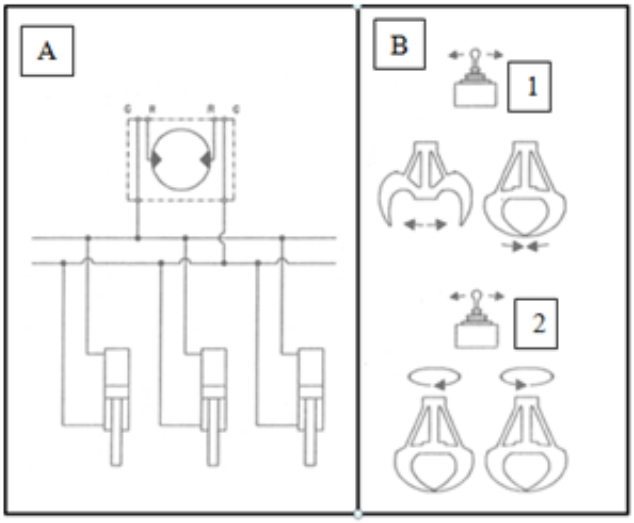


Figura 10: Diagrama hidráulico de un graple y sus mandos

Fuente: (Solmec, 2010)

En la parte A de la figura 10 visualizamos como están conectados los cilindros hidráulicos y el motor de giro hidráulico en un graple. De igual manera en la parte B de la figura, se tiene:

1. Pulsador de mando para la apertura y cierre del graple.
2. Pulsador de mando para rotación del graple (sentido horario y anti horario).

2.5 Estación de mantenimiento

La estación de mantenimiento para los graples que se va a implementar en la empresa Novacero S.A. se va a diseñar mediante un software de diseño asistido por computadora Solid Works. El diseño y forma del proyecto tiene que ser sencillo y eficaz para realizar el rápido intercambio de graples en la maquinaria y optimizar la producción evitando los largos paros incensarios, además tiene que evitar que el aceite hidráulico que se derrame por fugas cause daños en el medio ambiente, las fugas en el equipo se pueden dar por:

- Fuga en acoples
- Fugas en mangueras
- Fugas por los cilindros hidráulicos

En la figura 11 se visualiza las fugas que existe en el graple.

Figura 11: Fugas de aceite hidráulico

Esta estructura tiene que soportar el peso de dos graples de 3.2 toneladas cada uno y sujetarlos de manera segura para realizar las pruebas respectivas de mantenimiento. Otro mantenimiento que se debe realizar al graple es el relleno de las uñas desgastadas como se visualiza en la figura 12. Debido al trabajo diario a las extensas jornadas de trabajo y al materia con el cual trabajan se desgastan, por los cual se rellenan con la suelda. En la figura 13 se visualiza el material con el que trabajan a diario los graples.

Figura 12: Uñas del graple desgastadas

Figura 13: Material de trabajo

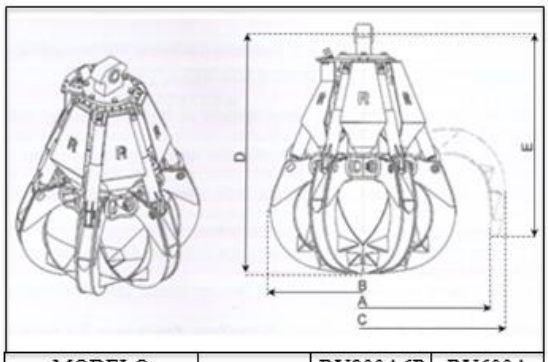
En la empresa NOVACERO S.A. planta Lasso existen cuatro graples, de los cuales tres están trabajando diariamente y uno lo tiene de refacción para cambiarlo al momento de averiarse cualquiera de los que están en servicio o cuando le van a dar el respectivo mantenimiento en la figura 14 visualizamos los graples existentes en Novacero.

Figura 14: Graples existentes en Novacero

Hay dos modelos de graples que existen en la empresa uno es el modelo RV800A6P y los tres restantes son del modelo RV600A, los cuales varían en peso y dimensiones como se ve en la tabla 3.

Tabla 3

Modelos de Graples



MODELO		RV800A6P	RV600A
CAPACIDAD	Dm^3	800	600
DIENTES		6	6
PESO	Kg	1750	1600
PRESION	Bar	300	300
FUERZA DE LOS DIENTES	Kg	2600	2900
DIMENSIONES	A	2320	2110
	B	1620	1510
	C	2530	2320
	D	1980	1870
	E	1600	1580

Fuente: (Solmec, 2010)

Para realizar las pruebas hidráulicas de mantenimiento la estación debe tener una central hidráulica que abastezca al graple, para lo cual se debe realizar su respectivo diseño y selección de componentes.

2.6 Circuitos hidráulicos.

Fluidos hidráulicos y las principales características.

Según Pomeda (2015) indica que:

Los fluidos que se utilizan en los circuitos hidráulicos han de cumplir los fines para los que se ha creado, entre ellos el principal es la transmisión de la fuerza aplicada, para ello es importante que el fluido sea incompresible, además es importante la capacidad de lubricación de las piezas móviles del circuito, la protección de estas frente a la oxidación y la corrosión, igualmente puede evacuar el calor producido en el rozamiento.

Viscosidad

La viscosidad es la dificultad de un líquido para fluir a través de un orificio, esta viscosidad se ve afectada por la temperatura ya que al aumentar esta, la viscosidad disminuye. Una medida que es utilizada para medir la viscosidad son los grados Engler (ºE) para calcular se realiza mediante el cociente entre el tiempo que tarda en fluir un aceite por un orificio que está calibrado y por el tiempo que este tarda en fluir igual cantidad de agua por el mismo orificio, otra medida utilizada es la medida de viscosidad de grados SAE. (Pomeda, 2015, pág. 1)

Índice de viscosidad

“Este índice expresa la variación de la viscosidad en relación a la temperatura, generando un alto índice de viscosidad cuando esta varia poco con cambio de temperatura” (Pomeda, 2015, pág. 1).

2.6.1 Elementos de un circuito hidráulico.

Bombas hidráulicas.

“La bomba hidráulica es un componente esencial en un mecanismo que necesite transformar la energía mecánica en energía hidráulica” (Pomeda, 2015, pág. 1).

Clasificación de las bombas hidráulicas.

> Las bombas hidráulicas se dividen en bombas de caudal fijo y bombas de caudal variable, las primeras se caracterizan por entregar el mismo caudal a una velocidad ya dada por lo que es necesario la regulación del caudal, el otro tipo de bombas por lo contrario disponen de un sistema propio para regular el caudal independientemente de la velocidad de giro que tenga el motor. (Pomeda, 2015, págs. 1-2).

En cuanto a la forma constructiva de la bomba, podemos hacer la siguiente clasificación que se observa en la figura 15:

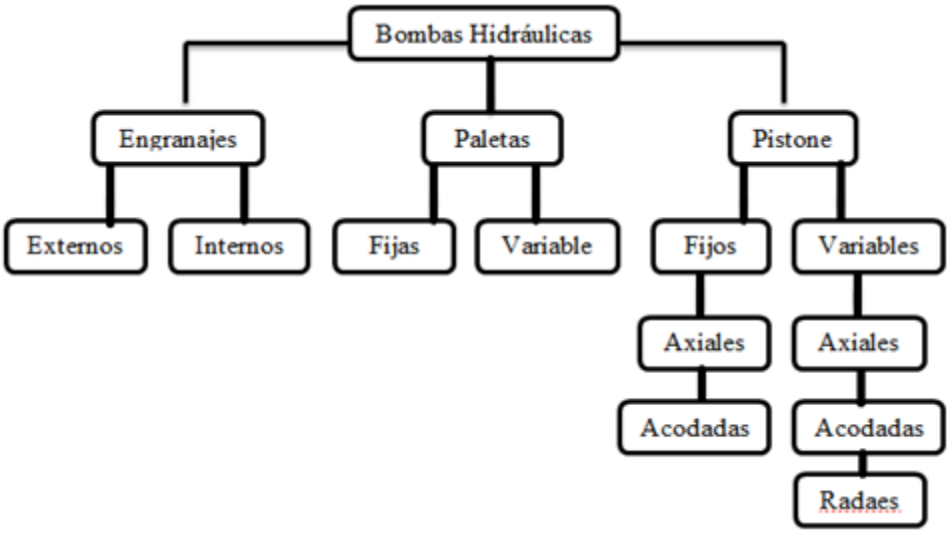


Figura 15: Clasificación de bombas hidráulicas

Fuente: (Pomeda, 2015, pág. 2)

Bombas hidráulicas de engranajes

Este tipo de bombas son sencillas de construir, son de caudal fijo y se emplean en aplicaciones que no necesiten variación de caudal.

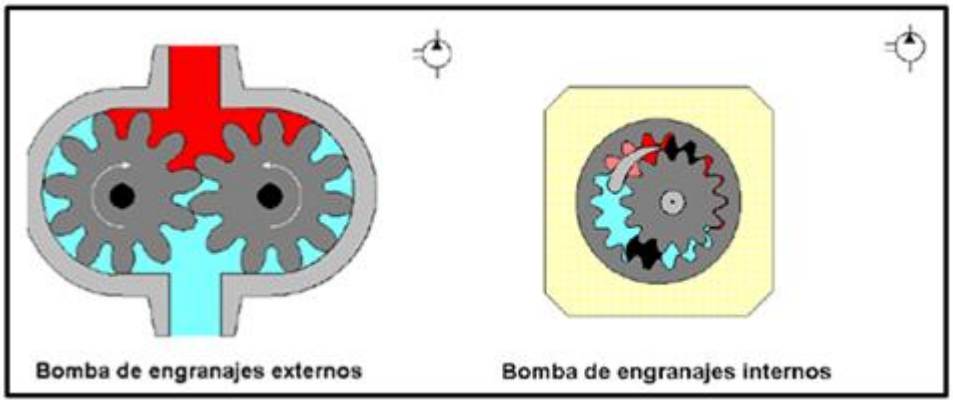


Figura 16: Tipo de bombas de engranajes

Fuente: (Pomeda, 2015, pág. 2)

Bombas de paletas

El principio de este tipo de bombas es sencillo consiste en paletas que giran alrededor de un rotor en una cámara, existen dos clases de bombas de paletas:

- Las primeras diseñadas para soportar grandes fuerzas sobre su rotor debido a la presión del aceite.
- El otro tipo de bomba contiene dos cámaras de compresión simétricas al eje por lo que la fuerza originada en una cámara es compensada hacia la otra cámara. (Pomeda, 2015, pág. 3)

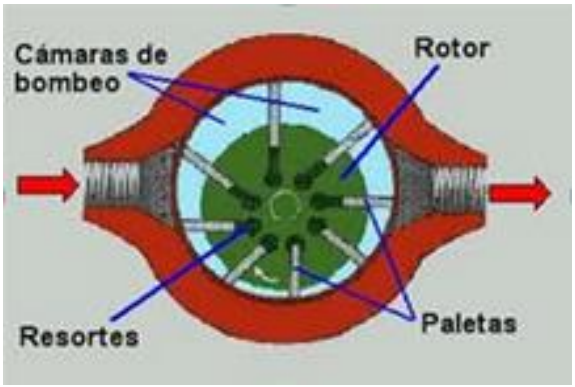


Figura 17: Bombas de paletas

Fuente: (Sabelotodo.org, 2008)

Bombas de pistones

Su principio se basa en el movimiento de un pistón dentro de un hueco que aspira fluido y después lo impulsa. Se diferencian dos tipos de bombas de pistones:

Bomba de pistones axiales: Los pistones se colocan paralelos entre sí y con su eje de rotación. El caudal puede se tanto fijo como variable. (Pomeda, 2015, pág. 3)

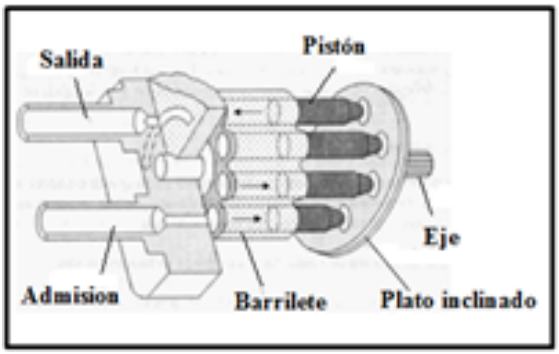


Figura 18: Bombas de pistones axiales

Fuente: (Arroyo, 2016, pág. 24)

Bomba de pistones radiales: los pistones de este tipo de bomba van de forma radial al eje de rotación se aloja en una barril excéntrico igualmente el caudal puede ser fijo o variable en función de si el barril es fijo o variable (Pomeda, 2015, pág. 3).

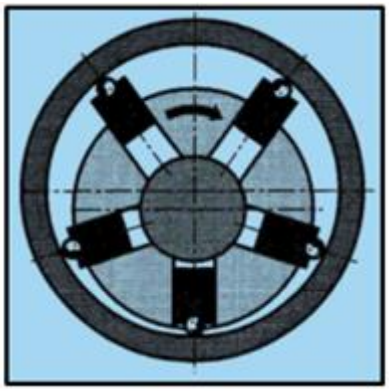


Figura 19: Bombas de pistones radiales

Fuente: (Sabelotodo.org, 2008)

Características de las bombas hidráulicas y su rendimiento

Según Pomeda (2015) las principales características son:

> El caudal, la presión a la salida y las revoluciones a las que puede girar, estas características a su vez influirán de forma importante en el rendimiento, una característica importante de una bomba hidráulica es su curva característica Q-P o curva Caudal-Presión como la que se encuentra en la figura 20, esta figura nos da a conocer información sobre el rendimiento de la bomba así como también el estado de la misma. La línea continua indica el buen estado mientras que la línea punteada representa el desgaste de la bomba por el uso. (Pomeda, 2015, pág. 3)

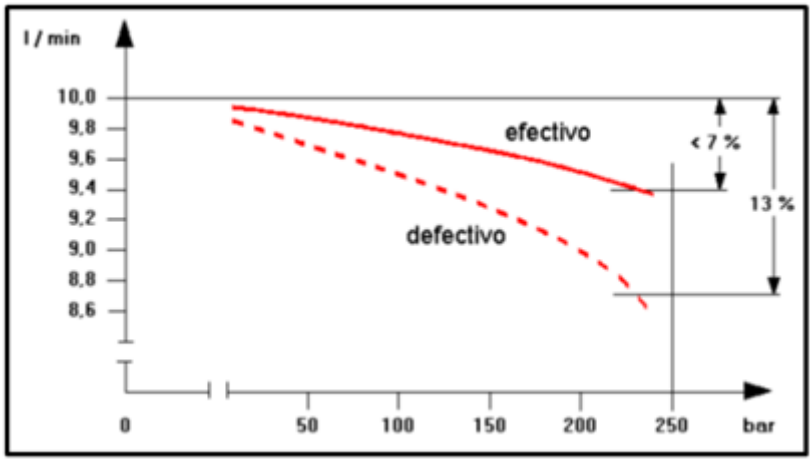


Figura 20: Características de funcionamiento y su rendimiento

Fuente: (Pomeda, 2015, pág. 3)

Pomeda (2015) indica que se puede hablar de varios rendimientos como:

Rendimiento volumétrico que es la relación entre el caudal efectivo y el teórico que debería aportar y el rendimiento total que es la relación entre la potencia hidráulica entregada por la bomba y la potencia mecánica recibida en su eje. (Pomeda, 2015).

2.7 Central oleo hidráulica o grupo de presión

Esta central es un conjunto de componentes ensamblados en torno a una bomba hidráulica y un depósito diseñado para suministrar fluido constantemente, la bomba y el depósito incorporan otros componentes como un motor que usualmente es eléctrico, un filtro y esta central dispone de un manómetro conectado a la salida para medir la presión. (Pomeda, 2015, pág. 4)

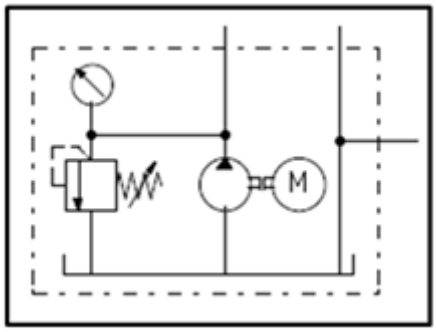


Figura 21: Simbología de un grupo hidráulico

Fuente: (Pomeda, 2015, pág. 4)

El depósito del aceite hidráulico tiene que disponer de orificios que permitan tanto el llenado como el vaciado, y con una mirilla o varilla para controlar el nivel de aceite. Además deberán disponer de un sistema de ventilación y un filtro para que el aire entre en el depósito pero no contamine el aceite, se dispondrá de retornos del aceite, y un filtro que evite la entrada de impurezas. (Pomeda, 2015, pág. 4)

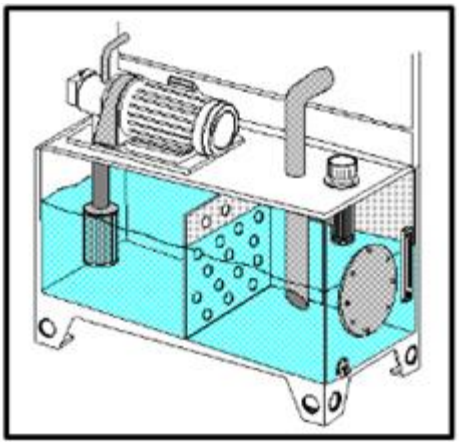


Figura 22: Grupo hidráulico: El tanque

Fuente: (Pomeda, 2015, pág. 4)

Filtro

El filtrado del aceite contribuye a la conservación de los componentes y evitar el desgaste de piezas móviles, se suelen colocar un filtro en la tubería de retorno y otro en la bomba de aspiración (Pomeda, 2015, pág. 4)

En la figura 23 puede verse un esquema de un filtro, donde el aceite entra por el conducto (1) y rodea al elemento filtrante (2), a través del cual alcanza el conducto central (3) y la salida (4). Este tipo de filtro dispone de una válvula de seguridad (5), ajustada a una determinada presión, de manera que cuando la dificultad de paso a través del elemento filtrante es excesiva, la válvula se abre permitiendo el paso directo del aceite desde el conducto de entrada al de salida.

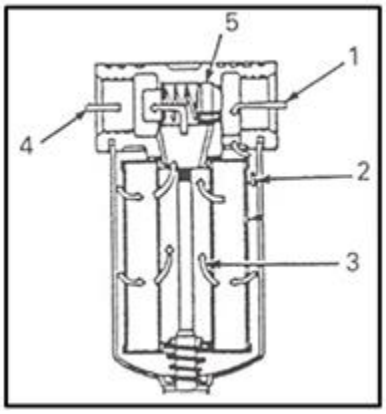


Figura 23: Esquema de un Filtro

Fuente: (Pérez, 2004)

Manómetro

Los manómetros instalados en la bomba sirven para controlar la presión del aceite, en una central oleo – hidráulica generalmente incorporan un manómetro para conocer la presión en la salida. (Pomeda, 2015, pág. 4)

Figura 24: Manómetro

Tuberías Hidráulicas

De acuerdo a Pomeda (2015) los conductos utilizados en estos circuitos hidráulicos son de varios tipos, como por ejemplo:

- **Tubos rígidos:** Usualmente metálicos de acero o cobre, utilizados en donde no necesiten movimiento, son baratos, maleables y resistentes a presiones altas.

- **Conductos flexibles:** Utilizados en las partes del circuito que serán movibles, son fabricados con capas de caucho sintético entre mallas de alambre, la capa interior resiste el fluido del aceite mientras que la externa está diseñando para resistir las condiciones del ambiente.

- **Accesorios:** Se destacan las abrazaderas y racores que son sistemas que permiten la unión entre dos mangueras o tubo y manguera.

Válvulas

Componentes del sistema hidráulico cuya función es abrir, cerrar, regular y controlar el flujo y presión del aceite hidráulico (Pomeda, 2015, pág. 5).

Existen varios tipos de válvulas entre ellas se encuentran las válvulas limitadoras de presión cuya función es limitar la mencionada presión a un valor máximo, siendo esta ajustable y el uso que regularmente se le da es como válvula de seguridad.

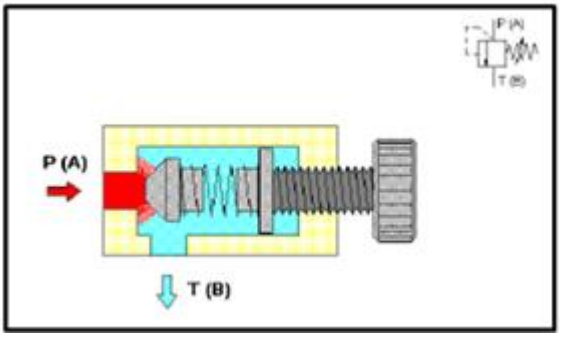


Figura 25: Válvula limitadora de presión

Fuente: (Pomeda, 2015, pág. 5)

Funcionamiento

Es conectada en el circuito que recibe la presión de la bomba mediante una conexión T, si la presión es superior a un cierto valor el cono se separa del asiento dejando salir el aceite hacia el tanque evitando cualquier daño que pueda producirse. Cuando el caudal de la bomba hidráulica es grande el muelle es mayor, tiene que ser en relación a la fuerza de la presión por lo que también se emplean válvulas limitadoras servo pilotadas como la que se representa en la figura 26.

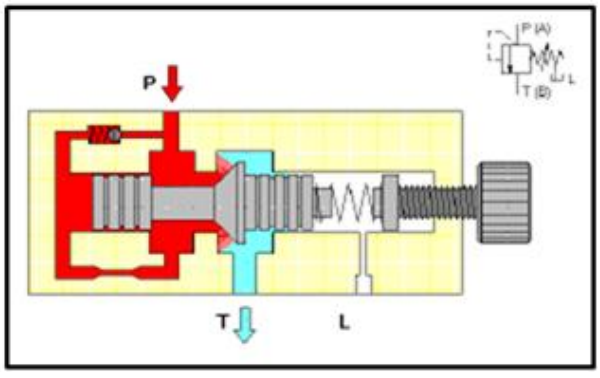


Figura 26: VLP controlada intermitentemente, amortiguada

Fuente: (Pomeda, 2015, pág. 5)

Se puede observar que la presión del sistema actúa no solo sobre el cono de la válvula sino también en un embolo que compensa la presión de forma que la diferencia entre la presión abierta y cerrada es mucho menor.

Válvula de descarga: Utilizada como un divisor de caudal constante, es necesario que se ajuste el caudal. (Pomeda, 2015, pág. 6)

Válvula de secuencia: "La función que cumple esta válvula es similar a la de descarga, diferenciándose que en este caso el aceite pasa a raves de ella permitiendo utilizar otra válvula o componente hidráulico" (Pomeda, 2015, pág. 6)**.**

Válvulas antirretorno o de cierre: "Este tipo de válvulas permiten el flujo en un sentido mientras que por el otro lado bloquean el flujo, es de bloqueo hermético sin fugas es decir siempre tienen que ser de asiento" (Pomeda, 2015, pág. 6)**.**

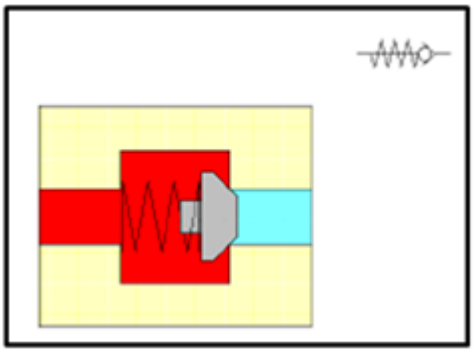


Figura 27: Válvula Antirretorno

Fuente: (Pomeda, 2015, pág. 6)

Válvula antirretorno desbloqueable

Función parecida a las anteriores mientras no reciban presión dejan para el flujo de A a B pero lo bloquea si llega por B, en el caso de recibir presión al pilotaje X esta empuja la bola abriendo el paso tanto desde A a B como de B a A. (Pomeda, 2015, pág. 6)

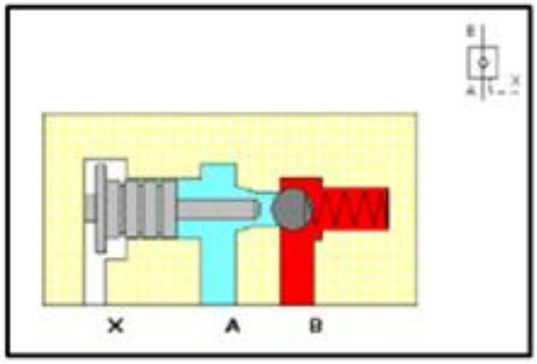


Figura 28: Válvula Antirretorno desbloqueable

Fuente: (Pomeda, 2015, pág. 6)

Válvula antirretorno doble desbloqueable

"Consiste en dos válvulas en un bloque, comunicadas internamente con la entrada de la otra válvula, este tipo de válvulas permiten posicionar un cilindro en cualquier posición intermedia aún si esta carga una masa importante" (Pomeda, 2015, pág. 6).

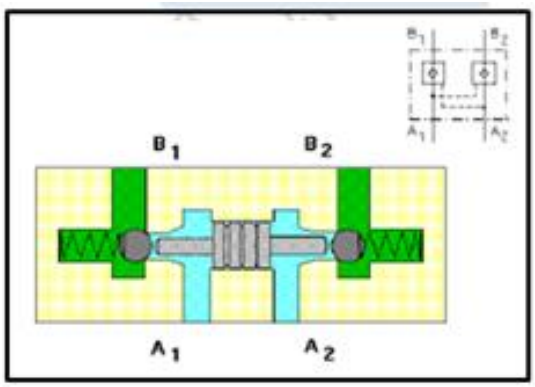


Figura 29: Válvula Antirretorno doble desbloqueable

Fuente: (Pomeda, 2015, pág. 6)

Válvulas continua

"Se caracterizan por tener dos posiciones unas finales y otras infinitas con diferentes características, este tipo de válvulas pueden ser proporcionales y servoválvulas" (Pomeda, 2015, pág. 8).

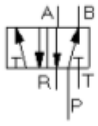
Válvulas todo-nada

"Este tipo de válvulas tienen unas determinadas posiciones o distribuidores, se clasifican en función del número de conexiones y el de posiciones" (Pomeda, 2015, pág. 8).

Estas pueden ser: válvulas 2/2 es decir de 2 vías y 2 posiciones, válvula 3/2, válvula 4/2, válvula 5/2, válvula 4/3, estas válvulas se pueden representar mediante su símbolo:

Tabla 4

Válvulas Distribuidoras

válvula de vías	posición normal	símbolo
2 / 2	normalmente cerrada (P, A)	
2 / 2	normalmente abierta (P - A)	
3 / 2	normalmente cerrada (P, A - T)	
3 / 2	normalmente abierta (P - A , T)	
4 / 2	P - B, A - T	
5 / 2	A - R, P - B, T	

Fuente: (Pomeda, 2015, pág. 8)

Los posibles accionamientos se recogen en la tabla 5:

Tabla 5

Símbolos para accionamientos manuales

símbolo general con muelle de retorno y conexión de sangrado	
pulsador manual y muelle de retorno	
palanca manual con retención	
pedal y retorno por muelle	

Fuente: (Pomeda, 2015, pág. 8)

Usualmente las de 2 vías son utilizadas como válvulas de paso, las 3/2 son utilizadas para controlar cilindros de simple efecto, las de 4 vías utilizadas para controlar cilindros de doble efecto pudiendo obtener varias posiciones. La válvula generalmente usada es la 4/3 pudiendo tener doble efecto como una posición de avance, retroceso y una posición en donde el fluido es desviado al tanque. (Pomeda, 2015, pág. 9)

En la figura 30 visualizamos una Válvula de 4/3 vías con recirculación al tanque y su símbolo.

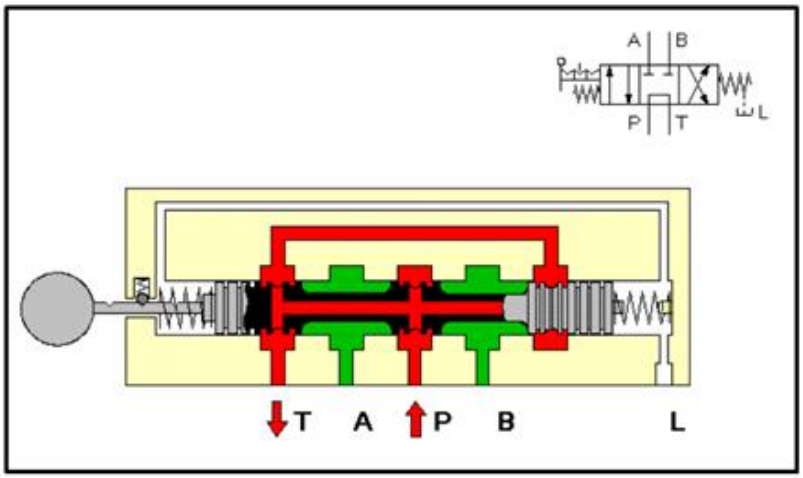


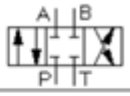
Figura 30: Válvula de 4/3 vías con recirculación al tanque

Fuente: (Pomeda, 2015, pág. 9)

En la tabla 6 visualizamos los símbolos para las válvulas distribuidoras

Tabla 6

Símbolos para válvulas distribuidoras

válvula de vías	posición central	símbolo
4 / 3	cerrada (P, A, B, T)	
4 / 3	recirculación a depósito (P - T, A, B)	
4 / 3	posición central en "H" (P - A - B - T)	
4 / 3	líneas de potencia a descarga (P, A - B - T)	
4 / 3	derivación (P - A - B, T)	

Fuente: (Pomeda, 2015, pág. 9)

2.8 Condiciones de utilización

No utilizar el equipo antes de haber entendido con claridad las indicaciones del manual de operación respectivo. El "rotor hidráulico para graple" debe ser utilizado taxativamente para el levantamiento. Evitar la compactación y los tiros oblicuos. Si no se respetan las indicaciones citadas es posible provocar situaciones de peligro y/o daño del equipo.

- MÁQUINA = medio de levantamiento en el que es montado el equipo terminal.
- INTERFAZ = dispositivo utilizado para la conexión del órgano de toma al brazo de la máquina (rotor hidráulico para graple).
- ÓRGANO DE TOMA = graple.
- EQUIPO = rotor para graple G.I. 130 A.F. + órgano de toma.

Asegurarse de que personas eventualmente presentes en las cercanías del área de trabajo mantengan una distancia mínima de seguridad del equipo y de la máquina destinada a movilizarla, de por lo menos 20 metros. La maniobra de los aparatos de levantamiento debe estar reservada a personal adiestrado. El encargado de la grúa es responsable por el uso correcto de la máquina y el equipo, en el respeto de las normas de seguridad generales y las prescripciones de uso.

El equipo fue diseñado y construido para operar tanto en exteriores como en interiores, su funcionamiento y sus prestaciones no son influenciables o condicionales por agentes atmosféricos, excepto en situaciones ambientales y climáticas particularmente desfavorables.

2.9 Prescripciones generales de seguridad

Queda absolutamente prohibido transitar en el radio de acción de la máquina y del equipo; mantener una distancia de seguridad mínima de 20 metros. Se define operador a la persona encargada de hacer funcionar, efectuar el mantenimiento, limpiar y reparar una máquina.

2.9.1 Prohibiciones

- Queda absolutamente prohibido utilizar el equipo antes de haber impedido el acceso al área de trabajo a personas y animales: para lograr este objetivo es necesario cercar el área de trabajo y adoptar cualquier medida oportuna para que sean más seguras todas las fases de trabajo.
- Queda absolutamente prohibido transitar con la carga por encima de personas o lugares de trabajo.
- Queda absolutamente prohibido utilizar el equipo para usos diferentes de los indicados.

a) Peligros

- Peligro de caída de objetos.
- Peligro de cizallamiento.
- Peligro de aplastamiento.
- Peligro de choque.

b) Obligaciones

La maniobra de los aparatos de levantamiento está reservada a personal adiestrado. Todas las normas de seguridad prescritas para la máquina son válidas también para el equipo; en la eventualidad de discordancias entre las normas de seguridad de la máquina y las del equipo, aplicar las más restrictivas.

Antes de cualquier intervención de reparación, mantenimiento o limpieza, efectuar las siguientes maniobras:

- Apoyar en el suelo el equipo en posición estable;
- Apagar la máquina;
- Quitar la llave del cuadro de mandos de la máquina;
- Esperar el enfriamiento del aceite (2 horas aprox.).

2.10 Instrucciones

2.10.1 Personal especializado

Las operaciones de instalación, revisión y reparación deben ser ejecutadas por personal especializado e instruido para tal actividad (de carácter oleodinámico y mecánico). Debe excluirse por completo la utilización de personal productivo o provisional en general.

a) Para el levantamiento

Para el levantamiento y el transporte usar medios adecuados a la masa del equipo. El equipo debe ser transportado sólidamente fijado al medio de transporte mediante adecuados embragues con cuerdas o correas textiles.

- Levantamientos se efectúa conectándose al enganche superior.
- Almacenamiento; debe ser efectuado con mucha atención, ya que la forma del equipo lo hace particularmente inestable y sujeto a vuelcos si es colocado en posición vertical sin sostén.
- Transporte en vehículo: el equipo puede ser transportado fijado en pallet, o de todos modos adecuadamente fijado al medio de transporte.

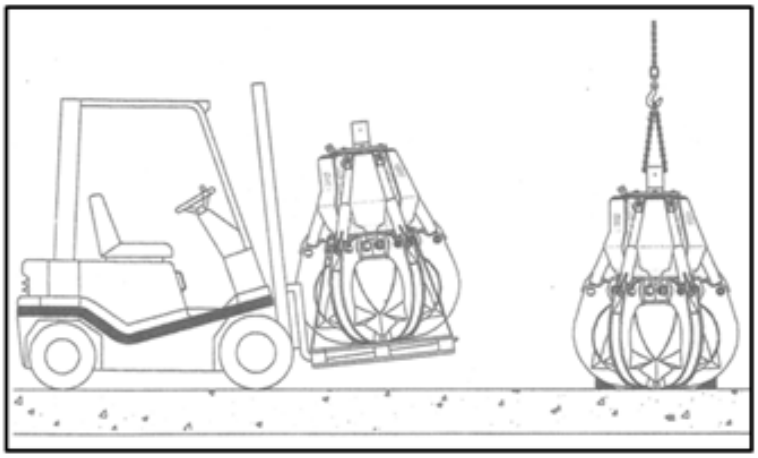


Figura 31: Transporte en un pallet

b) Instrucciones para el montaje

El equipo no está dotado de sistemas propios de accionamiento, sino utiliza los mandos de la máquina en la que está montado. La máquina de todos modos debe poseer un sistema hidráulico adecuado a las características del equipo.

Ya que el equipo está dotado de rotación, la máquina posee dos mandos independientes:

- Mando para el graple: abre - stop - cierra;
- Mando para la rotación: rotación en sentido horario - stop - rotación en sentido anti horario.

Además:

- Utilizar sólo interfaces suministradas por SOLMEC S.p.A. En caso de que la interfaz no esté conectada a la máquina y al órgano de toma, atenerse a las siguientes indicaciones:

- Llevar el brazo de la máquina en correspondencia de la interfaz y efectuar la conexión mecánica, utilizando el perno de conexión (1 figura 32).
- Fijar el perno de conexión mediante la tuerca de ajuste (2 figura 32) y la correspondiente chaveta.
- Conectar los tubos flexibles del sistema hidráulico de la máquina a la interfaz.
- Efectuar una prueba de funcionamiento para verificar la correspondencia del sentido de rotación con las indicaciones de los mandos, eventualmente invertir la conexión de los tubos.
- Llevar la interfaz (conectada a la máquina) encima del órgano de toma, cerciorándose de que los orificios (pasantes) de la arandela de la interfaz coincidan con los (perfilados) de la arandela del órgano de toma, proceder entonces al ajuste de los tornillos de fijación.
- Conectar los tubos flexibles (4 figura 32) del órgano de toma a la interfaz.
- Realizar una prueba de funcionamiento en vacío para verificar:

    - Las conexiones hidráulicas; si se presumen pérdidas, buscarlas usando guantes y protegiendo la cara; en todo caso antes de intervenir para

aflojar racores u otros, eliminar la presión, accionando los mandos correspondientes.

- La correspondencia de la apertura y cierre con las indicaciones de los mandos, eventualmente invertir la conexión de los tubos.

- Verificar que la presión de alimentación no sea superior a la máxima prescrita.
- La conexión hidráulica debe ser efectuada con material idóneo para soportar la presión máxima y conforme a las normativas de seguridad en vigor consultando el esquema hidráulico.

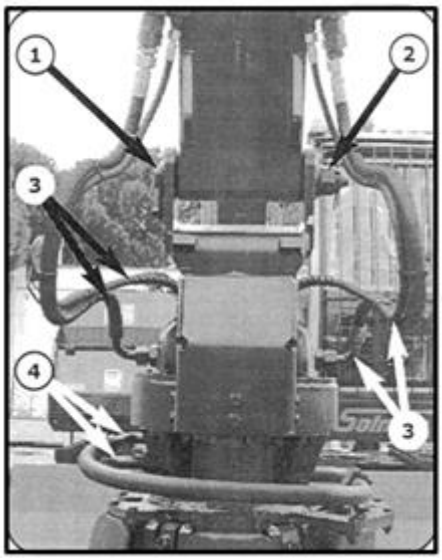


Figura 32: Pernos de conexión y tubos flexibles

Fuente: (Solmec, 2010)

c) Instrucciones para el uso y prohibiciones

- El conocimiento de los mandos por parte del operador es un elemento taxativo para la utilización de la máquina y del equipo.
- Si la máquina es modificada para ser combinada con el equipo, solicitar las instrucciones para los mandos a quien ha ejecutado la modificación.
- Queda prohibido levantar cargas de peso superiores al caudal del equipo.

- Utilizar el equipo exclusivamente para levantar y movilizar material con características descritas anteriormente.
- El encargado de la grúa es responsable del uso correcto del equipo y debe respetar las prescripciones de seguridad previstas para la máquina y para el equipo.
- Utilizar el equipo en lugar bien iluminado.
- Durante los desplazamientos sin carga o con el equipo completamente cerrado y en los momentos de pausa, evitar mantener insertados los mandos de apertura o cierre.
- Levantar inicialmente la carga por pocos centímetros para controlar la estabilidad de la toma y sucesivamente levantarla a la altura mínima necesaria para superar eventuales obstáculos.
- Al finalizar el trabajo, depositar el equipo en el suelo.
- El incumplimiento de las siguientes indicaciones puede causar situaciones de peligro y/o graves daños al equipo haciendo que sea inseguro:
    - Queda absolutamente prohibido el transporte de vigas de acero o cemento armado, ya que el equipo no fue diseñado para ejecutar tales operaciones como se muestra en la figura 33.
    - Queda prohibido levantar y movilizar cargas de peso superiores al caudal del equipo o con características diferentes a las indicadas anteriormente.
    - Evitar oscilaciones de la carga durante el levantamiento y la movilización.
    - Las maniobras de movilización de la carga deben ser efectuadas de manera que se evite el pasaje por encima de lugares donde la eventual caída de la carga pueda constituir un peligro y/o causar daños.
    - Queda absolutamente prohibido transitar en el radio de acción de la máquina y del equipo: mantener una distancia de seguridad mínima de 20 metros.
    - Queda prohibido utilizar el equipo para comprimir material.
    - Queda absolutamente prohibido utilizar el equipo para arrancar o arrastrar cualquier objeto.

- Queda prohibido abandonar la máquina con cargas suspendidas en el equipo.
- Queda prohibido modificar el calibrado de las válvulas.

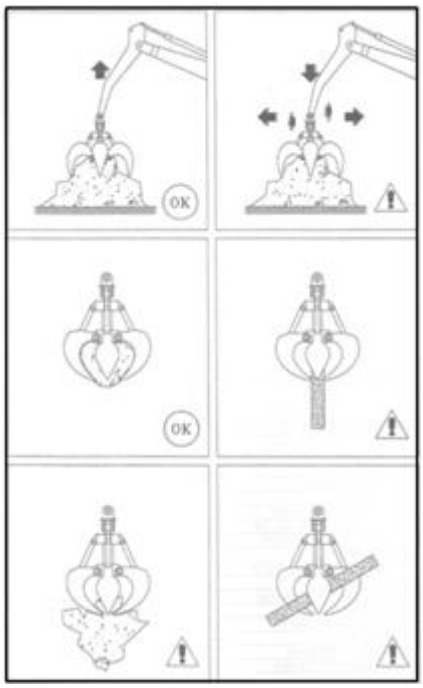


Figura 33: Acciones indebidas

Fuente: (Rozzi S.p.A, 2010)

2.11 Mantenimiento

Durante el funcionamiento el aceite puede alcanzar temperaturas elevadas; antes de cualquier intervención, esperar su enfriamiento (aprox. dos horas). Antes de cualquier intervención de reparación, mantenimiento o limpieza, efectuar las siguientes maniobras:

- Verificar que el lugar destinado al mantenimiento sea idóneo para esta operación: su superficie debe contener un círculo de diámetro por lo menos doble a la máxima ocupación del órgano de toma en la condición de máxima apertura.
- Apoyar en el suelo el equipo o el órgano de toma en posición estable.
- Apagar la máquina y quitar la llave del cuadro de mandos.

- Esperar el enfriamiento del aceite.

2.11.1 Verificaciones obligatorias por parte del operador antes de cada puesta en marcha

Verificar:

- Las condiciones de todas las piezas de conexión entre el equipo y la máquina.
- El estado de la carpintería (desgaste, deformaciones, rajaduras, ect).
- El estado de los mecanismos (juegos de alojamientos, pernos y bujes).
- El estado de la carpintería en la zona de contacto entre diente y material que movilizar.
- Que no haya pérdidas en el sistema hidráulico y que los tubos flexibles estén en perfectas condiciones (condición muy importante).

a) Mantenimiento ordinario (ejecutable por el personal no especializado)

- Engrasar cada 20 horas de trabajo los puntos indicados la figura 34, con la misma grasa utilizada para las articulaciones de la máquina.
- En la eventualidad de utilización saltuaria, engrasar los pernos por lo menos una vez a la semana.
- Con la misma frecuencia de las intervenciones de lubrificación verificar las condiciones del equipo, y en particular:

- Controlar todas las piezas que conectan al equipo con la máquina.
- Controlar las condiciones y el juego entre pernos y bujes.
- Controlar que no haya rajaduras en las soldaduras.
- Controlar que no haya roturas, rajaduras o deformaciones en la estructura metálica y en el vástago de cada martinete.
- Verificar el ajuste de las tuercas de las junturas empernadas.
- Verificar las condiciones de tornillos, pasadores elásticos, chavetas, etc.

- Verificar que no haya deformaciones en los orificios de las arandelas.
- Verificar que no haya pérdidas en el sistema hidráulico (tubos, racores, empaquetaduras de cilindros).
- Controlar la presencia y el estado de la placa que certifica la conformidad del equipo a la directiva máquinas.
- En caso de deterioramiento o ausencia de la misma, proceder con su sustitución.
- Controlar las condiciones de los tubos flexibles y rígidos con correspondientes racores.

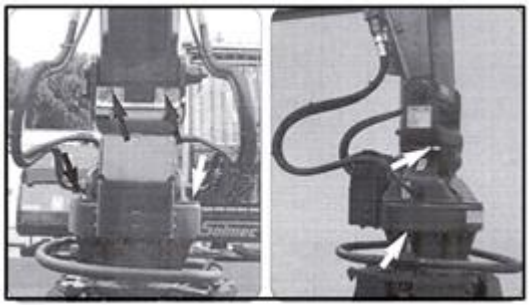


Figura 34: Puntos de engrasaje

Fuente: (Solmec, 2010)

b) Mantenimiento extraordinario (ejecutable por personal especializado con equipo idóneo)

Posibilidad de presiones residuas en el circuito, antes de cualquier intervención descargar la presión. La extracción de los pernos puede provocar movimientos no previsibles en la carpintería, inmovilizar las piezas antes de cualquier intervención. Verificar, cada 500 horas, con particular atención todas las piezas que conectan al equipo con la máquina.

1. Empernado de la plancha de enganche del rotor para graple.
2. Empernado del círculo de rotación del rotor para graple.
3. Pernos y bujes.
4. Sustituir inmediatamente las partes que resulten desgastadas o deformadas.

5. Verificar que las piezas de conexión hidráulica entre el equipo y la máquina estén en perfectas condiciones.
6. Verificar que no hayan pérdidas en el sistema hidráulico y que los tubos flexibles estén en perfectas condiciones (muy importante).
7. Verificar que el juego entre pernos y bujes sea inferior a 0,6 mm, si es superior sustituir las piezas desgastadas.
8. Verificar el cierre de las empaquetaduras de cada cilindro, y si es necesario sustituirlas.
9. Verificar las condiciones de la estructura metálica.
10. Verificar el ajuste y las condiciones de las junturas empernadas.
11. Verificar la funcionalidad del equipo.

c) Identificación y resolución de desperfectos

Tabla 7

Identificación y solución de desperfectos

Inconvenientes	Posibles Causas	Soluciones
ROTOR HIDRÁULICO DE GRAPLE NO FUNCIONANTE	Fusible quemado. Desperfecto en el sistema eléctrico. Electroválvula de mando dañada Piñón de rotor hidráulico roto. Fugas internas en el rotor hidráulico.	Sustituir fusible. Verificación del cableado. Limpieza de electroválvula. Sustituir piñón Cambiar sellos de rotor hidráulico

Fuente: Manual de uso y mantención Solmec 400 ESC

2.12 Verificaciones y controles periódicos

Con referencia a las normas ISO 9927 se hacen necesarias, para la segura utilización del equipo, las siguientes inspecciones efectuadas por:

Técnico experto, periodicidad anual

Éste efectuará controles profundizados en relación a:

- Estado de la carpintería.
- Estado de los mecanismos.
- Estado de los equipamientos hidráulicos.
- Estado del mantenimiento.

Efectuará también mediciones y pruebas en relación:

- Capacidad de levantamiento del equipo.
- Mantenimiento de los límites de empleo.
- Funcionalidad del equipo.

El técnico experto expedirá un acta responsablemente firmada, anotando eventuales modificaciones y/o deficiencias.

Ingeniero experto, periodicidad cuatrienal

Éste expedirá un acta responsablemente firmada en relación a los controles, medidas y pruebas indicado en la verificación anual.

CAPÍTULO III

DISEÑO Y SELECCIÓN DE COMPONENTES

3.1 Parámetros de diseño

Existen muchos factores que afectan la seguridad, pero uno de los aspectos más complicados del diseño consiste en que el nivel de esfuerzo al que está sometido el componente de una máquina debe ser seguro, bajo condiciones previsibles razonables. Esto implica que en realidad nada se rompa, también se puede comprometer la seguridad si se permite que los componentes se deformen demasiado, aun cuando nada se rompa.

El presente proyecto se enfoca en el diseño e implementación de una estación de mantenimiento para graples de excavadoras marca Solmec para optimizar la producción en la empresa NOVACERO S.A. Planta Lasso. Actualmente no existe una estación de mantenimiento, por lo cual no se da el correcto mantenimiento a los graples, cuando un graple no funciona correctamente se le da mantenimiento correctivo; pero con la estación va a ser posible dar mantenimiento preventivo que evitara estos inconvenientes y las paras innecesarias de la maquinaria. Con el nuevo sistema, se implementarán soportes móviles, en los cuales descansaran los graples, que serán montados en la estación por la propia excavadora y será desensamblado de forma manual por los obreros. El piso de la estación va a ser hermético debió a que se van a realizar pruebas del sistema hidráulico de los graples y existirán derrames de aceite hidráulico y la estación evita que haya la contaminación al medio ambiente.

3.1.1 Requerimientos físicos

El diseño de la estación de mantenimiento para graples de excavadoras marca Solmec se basa en varios requerimientos físicos: masa, longitud y número de graples que van a ser montados en la estación, además hay que tener en cuenta que van a existir derrames de aceite hidráulico por lo cual el lugar debe ser asignado adecuadamente. La estación

de mantenimiento requiere un espacio físico 19 m^2 esto es debido a que un graple abierto mide 2.5 m, cerrado 1.6 m de radio y la altura 2 m

3.1.2 Capacidad máxima

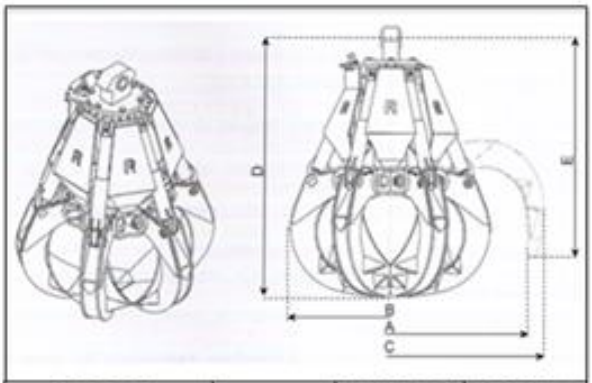
La estación de mantenimiento soportara un peso máximo de 2 graples, más el peso del personal que va a trabajar sobre la estación y la central hidráulica que se ubicara en la parte superior, para el diseño de ésta estación se usará como mínimo un factor de seguridad de 5 por las condiciones de trabajo y el mal uso que se le puede dar a la estación.

3.2 Diseño estructural

Para empezar el diseño estructural a continuación vamos a enumerar las cargas que van a existir en la estructura, las dimensiones y cuantos tipos de graples existen en la empresa NOVACERO SA. En la tabla 8 visualizamos las dimensiones, el peso y los dos tipos de graples que existen en la empresa.

Tabla 8

Tipos y características del Graple



MODELO		RV800A6P	RV600A
PESO	Kg	1750	1600
DIMENSIONES	A	2320	2110
	B	1620	1510
	C	2530	2320
	D	1980	1870
	E	1600	1580

Fuente: (Rozzi S.p.A, 2010)

3.2.1 Cargas en la estructura

Las cargas existentes son:

Peso de cada pulpo (1.7 Ton cada uno)

Transformamos las toneladas en kilogramos:

$$115\ lt * \frac{1}{1000}\frac{m^3}{lt} = 0.115\ m^3 \qquad Ec.1$$

$$0.115\ m^3 * 930\ \frac{Kg}{m^3} = 106.95\ Kg$$

Donde:

F= Fuerza

W = Masa

g = gravedad

$$F = 1700\ Kg * 9.81\ \frac{m}{seg^2}$$

$$F = 16660\ N$$

Peso estimado de la estación hidráulica

Capacidad de la unidad hidráulica: 115 lt.

$$115\ lt * 1000\ \frac{m^3}{lt} = 0.115\ m^3$$

$$0.115\ m^3 * 9.30\ \frac{Kg}{m^3} = 106.95\ Kg$$

$$F = 106.95\ Kg * 9.81\ \frac{m}{seg^2}$$

$$F = 1050\ N$$

Peso estimado del motor y accesorios

$$F = 50\ Kg * 9.81\ \frac{m}{seg^2}$$

$$F = 490\ N$$

Peso estimado de la caseta de protección para central hidráulica

$$F = 30\ Kg * 9.81\ \frac{m}{seg^2}$$

$$F = 295\ N$$

A continuación sumamos el peso de la caseta de protección, motor y accesorios para sacar un total.

$$F_T = 490\ N + 295\ N + 1050\ N$$

$$F_T = 1835\ N$$

Peso estimado de las personas que van a trabajar sobre la estación

Capacidad máxima de la plataforma 10 personas

Peso estimado de una persona 75 Kg

$$75\ Kg * 10(personas) = 750\ Kg$$

$$F = 750Kg * 9.81\ \frac{m}{seg^2}$$

$$F = 7350\ N$$

La carga en los pasamanos se va a calcular como el 20% del peso de las personas

$$F = \frac{7350\ N * 20}{100}$$

$$F = 1470\ N$$

3.2.2 Materiales

Todos los elementos estructurales del proyecto serán proporcionados por la empresa NOVACERO y serán fabricados con acero estructural ASTM A36, cuyas propiedades mecánicas están en la tabla 9 a continuación:

Tabla 9

Propiedades estructurales de acero

Designación del material (número ASTM)	Grado, producto o espesor	Resistencia a la tensión (ksi)	Resistencia a la tensión (MPa)	Resistencia de fluencia (ksi)	Resistencia de fluencia (MPa)	Ductilidad (porcentaje de elongación en 2 pulgadas)
A36	$t \leq 8$ pulg	58	400	36	250	21
A242	$t \leq 3/4$ pulg	70	480	50	345	21
A242	$t \leq 1\frac{1}{2}$ pulg	67	460	46	315	21
A242	$t \leq 4$ pulg	63	435	42	290	21
A500	Tubo estructural formado en frío, redondo o de otras formas					
	Redondo, grado A	45	310	33	228	25
	Redondo, grado B	58	400	42	290	23
	Redondo, grado C	62	427	46	317	21
	Otra forma, grado A	45	310	39	269	25
	Otra forma, grado B	58	400	46	317	23
	Otra forma, grado C	62	427	50	345	21
A501	Tubo estructural formado en caliente, redondo o de otras formas	58	400	36	250	23
A514	Templado y revenido, $t \leq 2\frac{1}{2}$ pulg	110-130	760-895	100	690	18%
A572	42, $t \leq 6$ pulg	60	415	42	290	24
A572	50, $t \leq 4$ pulg	65	450	50	345	21
A572	60, $t \leq 1\frac{1}{4}$ pulg	75	520	60	415	18
A572	65, $t \leq 1\frac{1}{2}$ pulg	80	550	65	450	17
A588	$t \leq 4$ pulg	70	485	50	345	21
A992	Perfiles W	65	450	50	345	21

Nota: ASTM A572 es uno de los aceros de alta resistencia y baja aleación (HSLA), y sus propiedades son similares a las del acero SAE J410b, especificadas por la SAE.

El módulo de elasticidad es de:

$$E = 250 * 10^3\ KPa$$

3.3 Diseño del soporte del graple

Para el diseño del soporte del pulpo hay que tener en cuenta el peso que va a soportar y el esfuerzo a compresión que va a estar sometido. El esfuerzo de compresión es la resultante de las tensiones o presiones que existe dentro de un sólido deformable, caracterizada porque tiende a una reducción de volumen del cuerpo, y a un acortamiento del cuerpo en determinada dirección.

En general, cuando se somete un material a un conjunto de fuerzas se produce tanto flexión, como cizallamiento o torsión, todos estos esfuerzos conllevan la aparición de tensiones tanto de tracción como de compresión. Aunque en ingeniería se distingue entre el esfuerzo de compresión (axial) y las tensiones de compresión. El esfuerzo de compresión puede ser simplemente la fuerza resultante que actúa sobre una determinada sección transversal al eje baricéntrico lo que tiene el efecto de acortar la pieza en la dirección de eje baricéntrico. Las piezas sometidas a un esfuerzo de compresión considerable son susceptibles de experimentar pandeo flexional, por lo que su correcto dimensionado requiere examinar dicho tipo de no linealidad geométrica.

3.3.1 A compresión

La empresa NOVACERO ha proporcionado un eje de 130 mm de diámetro y de 1.18 m de longitud a partir de esto vamos a comenzar nuestro diseño. En la figura 35 visualizamos las dimensiones del eje.

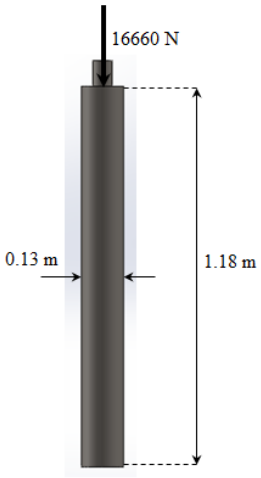


Figura 35: Dimensiones del soporte para graples

$$\sigma_{compresion} = \frac{F}{A} \leq \frac{s_y}{N} \qquad Ec.2$$

Donde:

F =Fuerza

A= Área

Sy= Resistencia fluencia del material

Para saber el área nos dirigimos a la figura 36:

Figura 36: Área de un círculo

$$A = \frac{\pi D^2}{4} \qquad Ec.3$$

Donde:

D = diámetro

$$A = \frac{\pi(130)^2}{4}$$

$$A = 13273.22\ mm^2$$

Con la ecuación 2 despejamos el factor de seguridad

$$\frac{F}{A} \leq \frac{s_y}{N}$$

$$N = \frac{s_y * A}{F}$$

$$N = \frac{250\frac{N}{mm^2} * 13273.22\ mm^2}{16660\ N}$$

$$Fs = 199.2$$

El factor de seguridad que tiene el soporte para graple es de 199.2. Valor aceptable para este tipo de diseño es mayor a 5 por lo que el valor calculado cumple con los requerimientos por lo que respecta al esfuerzo a compresión.

3.3.2 Esfuerzo a columna

A continuación se va a calcular la carga admisible y la carga crítica que soporta el eje con una carga a columna.

Longitud efectiva

$$L_E = K * L \qquad Ec.4$$

Donde:

L = Longitud real de la columna entre soporte.

K = Constante que depende del caso designado, como se ilustra en la figura 37.

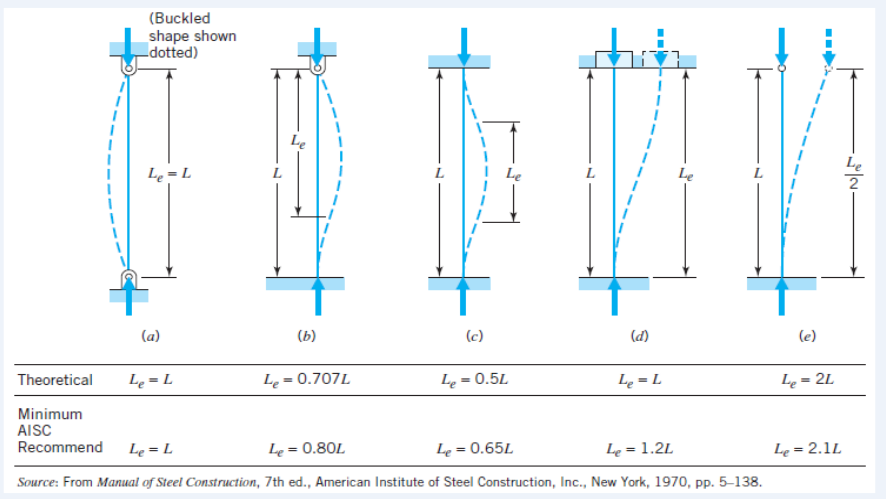


Figura 37: **Valores de K para obtener la longitud efectiva**

Fuente: (American Institute of Steel Construction, Inc, 1970, págs. 5-138)

Para este caso seleccionamos que los extremos son empotrado – libre (opción e) por lo tanto K = 2.1 que es el valor práctico que se utiliza según la gráfica 37 y a continuación aplicamos la ecuación 4

$$L_E = K * L$$
$$L_E = 2.1 * 1180\ mm$$
$$L_E = 2478\ mm$$

Según la ecuación 5 se va a calcular el radio de giro para lo cual es necesario saber el área y la inercia del tubo que vamos a sacar de la figura 38:

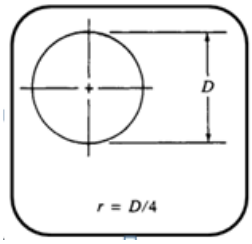


Figura 38: Radio de giro mínimo

$$r_{min} = \frac{D}{4} \qquad Ec.5$$

Donde:
D = Diámetro

$$r_{min} = \frac{130\ mm}{4}$$
$$r_{min} = 32.5\ mm$$

3.3.3 Relación de esbeltez

Este indicador muestra la relación de esbeltez mediante el cociente de la longitud efectiva de la columna y el radio de giro mínimo. Esto es:

$$Relacion\ de\ Esbeltez = \frac{L_e}{r_{min}} = \frac{K * L}{r_{min}} \qquad Ec.6$$

Donde:

Le = Longitud efectiva

r_{min} = Radio de giro mínimo

$$Relacion\ de\ Esbeltez = \frac{2478\ mm}{32.5\ mm}$$

$$Relación\ de\ Esbeltez = 76.25$$

Se empleara la relación de esbeltez para ayudar a seleccionar el método de análisis de columnas rectas con cargas de tipo central.

3.3.4. Relación de esbeltez de transición

A continuación se presentaran dos métodos para analizar columnas rectas con carga central:

1. La fórmula de Euler para columnas largas y esbeltas.
2. La fórmula de J. B. Johnson para columnas cortas.

La elección del método apropiado depende de la relación del valor del indicador de esbeltez real, este índice se lo analiza mediante la comparación de esbeltez de transición o la constante de columna Cc que se define mediante la siguiente formula:

$$C_c = \sqrt{\frac{2\pi^2 E}{s_y}} \qquad Ec.7$$

E = Modo de elasticidad de la columna

Sy = Resistencia de Fluencia del material

El módulo de elasticidad del acero es E = 207 GPA o 30MPsi, y para la resistencia de fluencia del material nos dirigimos al ANEXO A-1

$$C_c = \sqrt{\frac{2\pi^2 * 207 * 10^3 MPa}{250\ MPa}}$$

$$C_c = 127.84$$

Comparando Cc con $\frac{Kl}{rmin}$, Cc significa el valor de la relación de esbeltez que separa una columna larga de una corta este resultado indica la clase de análisis a utilizarse.

$$\frac{KL}{r} < C_c \qquad Ec.\ 8$$

Donde:

r =radio mínimo

$$76.25 < 127.84$$

Como la relación del valor de esbeltez real de la columna es menor que la relación de esbeltez de transición se utiliza la fórmula de J. B. Johnson para columnas cortas.

3.3.5. Análisis de columnas cortas: formula de J. B. Johnson

Cuando la relación de esbeltez real, KL/r, es menor que el valor de transición Cc, la columna es corta y se debe emplear la fórmula de J.B. Johnson:

$$P_{cr} = A * S_y \left[1 - \frac{S_y \left(\frac{KL}{r}\right)^2}{4\pi^2 E}\right] \qquad Ec.9$$

Donde:

$P_{cr} = Carga\ critica\ de\ pandeo$

$$P_{cr} = (13273.22\ mm^2)(250)\frac{N}{mm^2}\left[1 - \frac{250Mpa\ (76.25)^2}{4\pi^2(207 * 10^3)MPa}\right]$$

$$P_{cr} = 2728.19\ KN$$

Con este cálculo sabemos que la carga critica para que el eje de 130 mm de diámetro se pandee es de 2728.19 KN.

Factor de diseño y carga admisible

Como se espera una falla con una carga límite y no con un esfuerzo, el concepto de factor de diseño se aplica en forma distinta que en la mayor parte de los demás miembros sometidos a cargas. En vez de aplicar el factor de diseño a la resistencia de fluencia, se aplicara a la carga crítica. Para aplicaciones típicas de diseño de máquinas, se aplica un factor de diseño de N = 5.

$$P_a = \frac{P_{cr}}{N} \qquad Ec.\ 10$$

Donde:
Pa = Carga admisible
Pcr = Carga critica
N = Factor de seguridad

El factor de diseño seleccionado para este proyecto va a ser N = 5.

$$P_a = \frac{2728.16}{5}\ KN$$

$$P_a = 545.6\ KN$$

La carga admisible para el eje de 130 mm de diámetro es de 545.6 KN, la carga real aplicada P debe ser menor que Pa:

$$P_a > P$$
$$545.6\ KN > 16.66\ KN$$

A continuación se determina el factor de seguridad que tiene el eje con una carga aplicada a la columna empleando la ecuación 10:

$$P = \frac{P_{cr}}{N}$$

$$N = \frac{P_{cr}}{P}$$

$$N = \frac{2728.16\ KN}{16.66\ KN}$$

$$N = 163.75$$

El factor de seguridad con una carga de 16.66 KN en el eje de 130 mm es de 163.75, valor muy cercano al calculado inicialmente que de 199.2.

3.4 Diseño de la base soporte para graple

Para empezar a diseñar la base soporte para graple se empezó haciéndolo con un programa de diseño para computadora como lo es Solid Works, en la figura 39 se visualiza el diseño del plato soporte para graple. El diseño consta de 6 soportes donde descansara el graple, este base soporte es móvil debido a que para las pruebas hidráulicas que requiere el graple esta base soporte tiene que girar.

Figura 39: Base soporte para graples

A continuación se calcula la fuerza que actúa sobre el plato soporte para graple, en este caso le dividimos para 6 porque hay 6 soportes en el plato y la fuerza va estar dividida proporcionalmente en los 6 soportes, para entenderlo con más claridad podemos visualizarlo en la figura 40 que es una vista de sección con sus dimensiones.

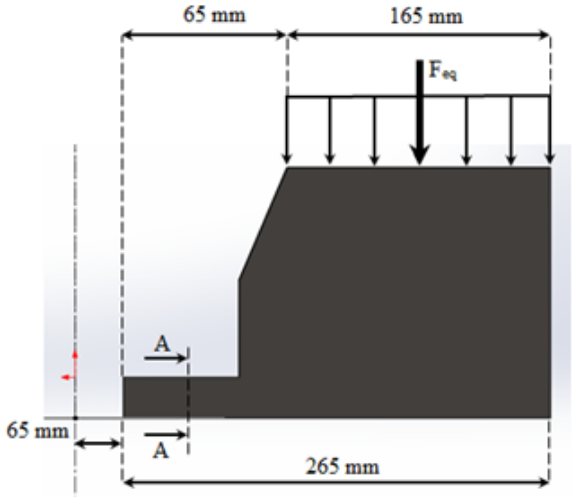


Figura 40: Vista de sección del plato soporte para graples y sus dimensiones

$$F_{ep} = \frac{16660\ N}{6}$$
$$F_{ep} = 2776.6\ N$$

La fuerza que actúa sobre cada soporte es de 2776.6 N, a continuación se determina la distancia que se necesita para calcular el momento máximo que existe. En la gráfica 40 vemos las distancias que requerimos:

$$d = 65\ mm + \frac{165}{2}\ mm$$
$$d = 147.5\ mm = 0.1475\ m$$

Con la distancia ya calculada procedemos a calcular el momento máximo con la fórmula de la ecuación 11.

$$M_{max} = F_{eq} * d \qquad Ec.11$$

Donde:

F_{eq} = fuerza

d = distancia

$$M_{max} = 2776.6\ N * 0.1475\ m$$

$$M_{max} = 409.5\ Nm$$

Para continuar hay que calcular el módulo de sección con la ecuación 12 y con las medidas de la figura 41 que específica el módulo de sección que tiene (rectangular).

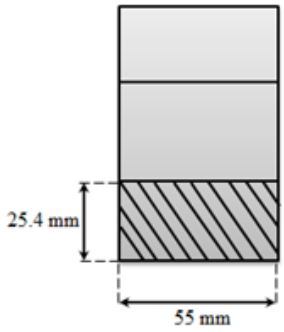


Figura 41: Vista de la sección A del base soporte para graples

Fuente: Elaborado por el Investigador

$$Z = \frac{bh^2}{6} \qquad Ec.\ 12$$

B = base

h = Altura

$$Z = \frac{0.055m * 0.0254^2\ m^2}{6}$$

$$Z = 5.9 * 10^{-6}\ m^3$$

Con el módulo de sección y el momento máximo se determina el esfuerzo por deflexión empleando la ecuación 13

$$\sigma_{flex} = \frac{M_{max}}{Z} \qquad Ec.\ 13$$

Donde:

M= momento máximo

Z= Modulo de sección

$$\sigma_{flex} = \frac{M_{max}}{Z} \qquad Ec.\ 14$$

$$\sigma_{flex} = \frac{409.5\ Nm}{5.9 * 10^{-6} m^3}$$

$$\sigma_{flex} = 69.24 * 10^6\ N/m^2$$

$$\sigma_{flex} = 69.24\ MPa = \sigma_x$$

$$\sigma_{xy} = 0$$

Mediante la teoría de deformación, el esfuerzo de Von Mises, está dado por la ecuación 14.

$$\sigma' = \sqrt{\sigma_x{}^2 + 3\sigma_{xy}{}^2} \qquad Ec.14$$

Donde:

σ_x = esfuerzo en x

σ_{xy} = esfuerzo en xy

$$\sigma' = \sqrt{69.24^2 + 0}$$

$$\sigma' = 69.24\ MPa$$

Con el esfuerzo de Von Mises y la resistencia de fluencia del material calculamos el factor de seguridad:

$$N = \frac{S_y}{\sigma'} \qquad Ec.\ 15$$

$$N = \frac{250MPa}{69.24\ MPa}$$

$$N = 3.61$$

El factor de seguridad para la base soporte para graples es de 3.61 que está en el rango establecido.

3.5 Diseño de las columnas de soporte principal

Para el diseño de las columnas de soporte principal para los graples se las distribuyo dos para cada graple como se muestra en la figura 42. Estas columnas van a soportar el peso de los obreros que van a trabajar sobre estas, y de la central hidráulica que se encuentra ubicada en la parte superior de la estructura. Estas columnas la están sometidas a una carga excéntrica.

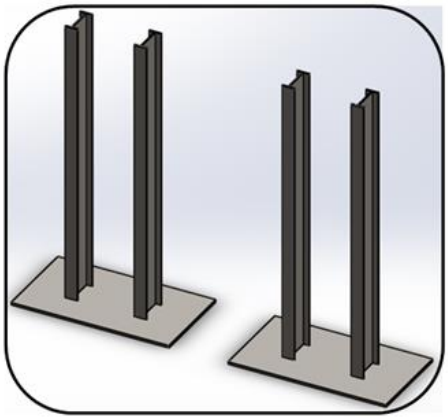


Figura 42: Distribución de columnas

3.5.1 Diseño de columna con carga excéntrica

Una carga excéntrica es aquella que se aplica fuera del eje centroidal de la sección transversal de la columna como se muestra en la figura 43. Esa carga ejerce flexión, además de la acción de la columna (pandeo), y causa la forma flexionada que se ve en la

gráfica. El esfuerzo máximo en la columna flexionada esta en las vigas más alejadas de la sección trasversal, a la mitad de la columna que es donde existe la máxima deflexión. La excentricidad máxima posible se obtiene a partir de la distancia máxima entre columnas como se muestra en la figura 43, donde se detalla las dimensiones que existen entre las comunas de mayor distancia.

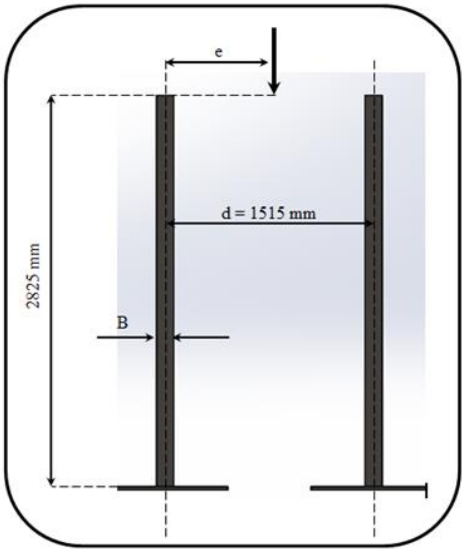


Figura 43: Distancia máxima entre columnas

$$e = \frac{d}{2} \qquad Ec.\ 16$$

Donde:

e = excentricidad

d = distancia máxima entre columnas.

$$e = \frac{1515\ mm}{2}$$

$$e = 757.5\ mm$$

La carga excéntrica máxima aplicada a la columna viene dada por:

$$P_a = \frac{P}{\#\ Columas} \qquad Ec.17$$

Donde:

P_a = Carga excéntrica máxima

P = Peso total

Para la carga tenemos a las personas que van a trabajar sobre la plataforma y la central hidráulica que descansa sobre la plataforma ya previamente calculados.

$$P = W_c + W_p$$
$$P = 7350\ N + 1835\ N$$
$$P = 9185\ N$$

Con la carga aplicada sobre la plataforma procedemos reemplazar en la ecuación 17 y a obtener la carga excéntrica máxima aplicada.

$$P_a = \frac{9185\ N}{4}$$

$$P_a = 2296.25\ N$$

A continuación se requiere la distancia desde el eje neutro a las vigas más alejas de la sección transversal que visualizamos en la figura 44 que es el corte transversal B.

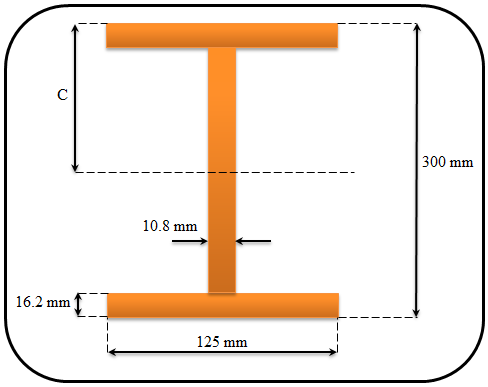


Figura 44: Corte transversal B

$$C = \frac{300\ mm}{2}$$
$$C = 150\ mm$$

Para fines del diseño se especificó un factor de seguridad de 5, en este caso se espera la falla cuando el esfuerzo máximo en la columna es mayor que la resistencia de fluencia del material.

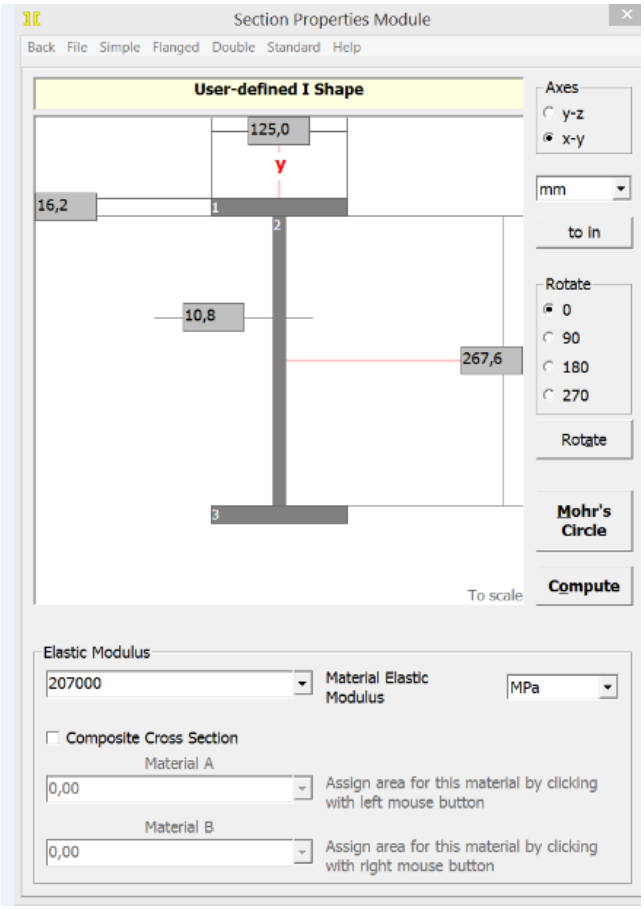
A continuación aplicamos la fórmula de la secante de la columna

$$Sy = \frac{N * P_a}{A}\left[1 + \frac{e * c}{{r_{min}}^2}\sec\left(\frac{K * L}{2r_{min}}\sqrt{\frac{N * P_a}{A * E}}\right)\right] \qquad Ec.18$$

Donde:

E = módulo de elasticidad

La constante de los extremos de la columna es 2.1 (Anexo A-2). Para sacar el área y el radio mínimo de giro utilizamos el programa MDSolids en el cual hay que ingresar las dimensiones de la viga y el programa calcula los datos requeridos como se muestra en la figura 45.



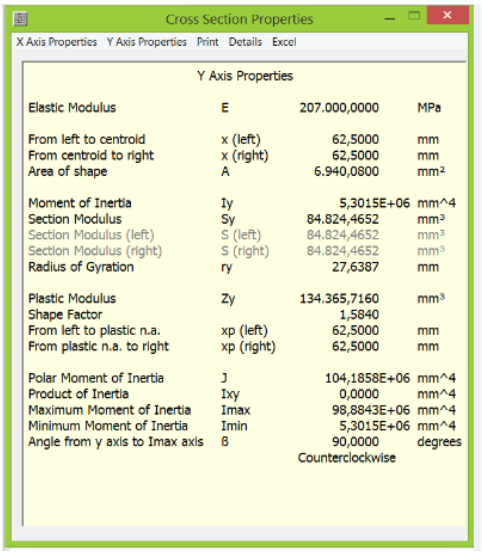


Figura 45: Área y radio de giro de la viga

$$Sy = 1.6543 N/mm^2 \left[1 + 4083.44 * \sec\left(107.32\sqrt{7.991979 * 10^{-6}}\right)\right]$$

$$Sy = 1.6543 N/mm^2 \left[4112.08 * \sec\left(107.32\sqrt{7.991979 * 10^{-6}}\right)\right]$$

$$Sy = 247.73\ Mpa$$

Se requiere mínimo un material con límite de fluencia de 247.73 MPa, como el acero ASTM A36 tiene una resistencia de fluencia de 250 MPa (Anexo A-1), el diseño está bien dimensionado.

3.6 Modelación computacional de la estructura

La modelación por computadora se realiza con el programa Solid Works 2014 el cual nos ayuda en la simulación de las cargas y esfuerzos que existen en la estación de mantenimiento. Para el diseño el material ocupado es el acero ASTM A36, se modela el plato soporte para graples y toda la estación de mantenimiento con sus respectivas cargas, la estación está construida con tubo sin costura de 3 pulgadas cedula 40 especificaciones en el ANEXO A-3.

3.6.1. Modelación plato soporte para graples

El plato soporte para graples será encargado de darle el movimiento y de soportar la carga de cada graple, el cual estará montado sobre un eje, en este elemento se encuentra expuesto a varias fuerzas por lo cual se realizara un ensayo estático en el programa de diseño Solid Works, en este estudio se aplicaran fuerzas y fijaciones que estarán presentes en el funcionamiento.

La simulación ayudara a saber si los elementos están diseñados de una manera correcta, y con esto tener un respaldo de que el diseño se lo realizó de una manera adecuada y no va a tener ningún tipo de complicaciones en su futuro funcionamiento. Solid Works va a dar como resultados:

- Tensión de von mises
- Desplazamiento resultante
- Factor de seguridad

a) Tensión de Von Mises

La tensión de von mises es el esfuerzo máximo que se tiene en un punto del elemento, el análisis se presenta con una escala de colores en el cual la parte roja es la zona más crítica. El esfuerzo máximo en este caso es de 26.154 MPa. El esfuerzo crítico se debe a la fuerza que debe soportar el plato soporte al momento de soportar el peso del graple, ver la figura 46.

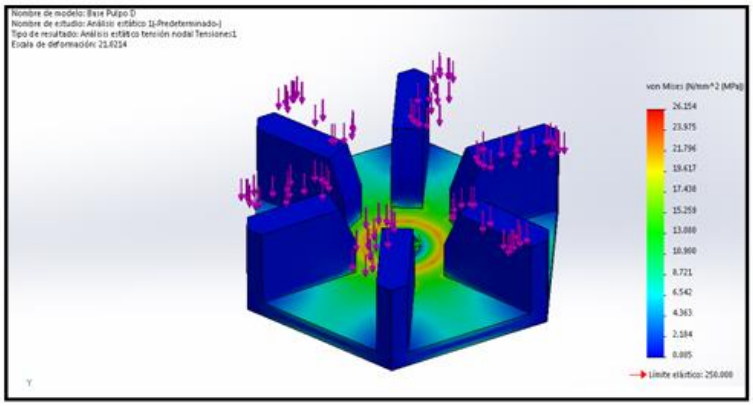


Figura 46: Tensión de Von Mises en el plato soporte para graples

b) Desplazamiento resultante

El desplazamiento resultante es la deflexión que sufre el elemento al aplicar una carga, al igual que en todos los análisis de Solid Works se representa con una escala de colores donde el color rojo es la zona más crítica. Para este caso la deformación es 2.82 la cual es un valor muy bajo por lo cual se puede considerar que el diseño de este elemento cumple las expectativas como se muestra en la figura 47.

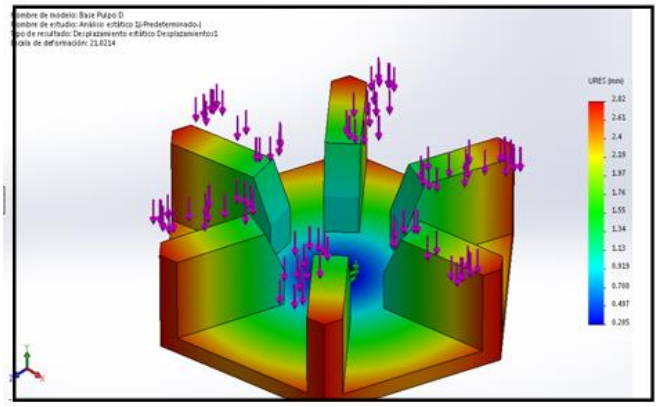


Figura 47: Desplazamiento resultante en el plato soporte para graples

c) Factor de seguridad

Este análisis asegura que el elemento no va a tener complicaciones al momento de su instalación, las zonas rojas muestran las zonas que tienen el factor de seguridad más bajo y por ende estas zonas son las más críticas, el factor de seguridad es de 9.56 que es un

nivel aceptable para la aplicación, con este análisis se concluye que el elemento es apto para funcionar sin riesgos, y lo podemos apreciar en la figura 48.

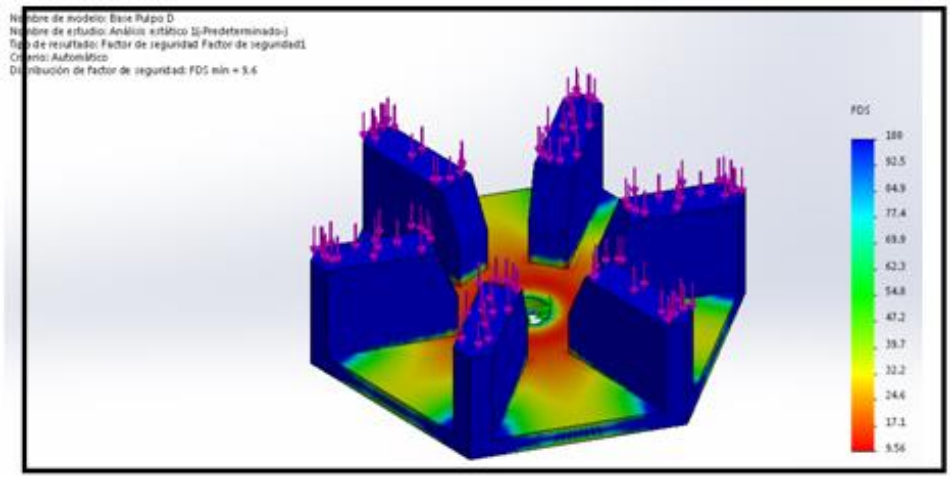


Figura 48: Factor de seguridad en el plato soporte para graples

3.6.2 Estructura de la estación de mantenimiento para graples

Por la forma de la estación de mantenimiento para graples no es posible hacer la mayoría de sus cálculos manualmente, por cual los más complicados se los realizo en el programa Solid Work para comprobar el diseño correcto de la estructura. Para la modelación de la estructura hay que tener en cuenta las cargas que existen sobre la misma y que se va hacer una sola modelación no por partes. Las cargas existentes sobre la estación de mantenimiento son:

- El peso del graple sobre los ejes soportes 16660 N por eje.
- Capacidad máxima de la plataforma de 10 personas 7350 N.
- Carga sobre los pasamanos 1470 N.
- Central hidráulica y accesorios 1835 N.

Todas las cargas se muestran en la figura 49

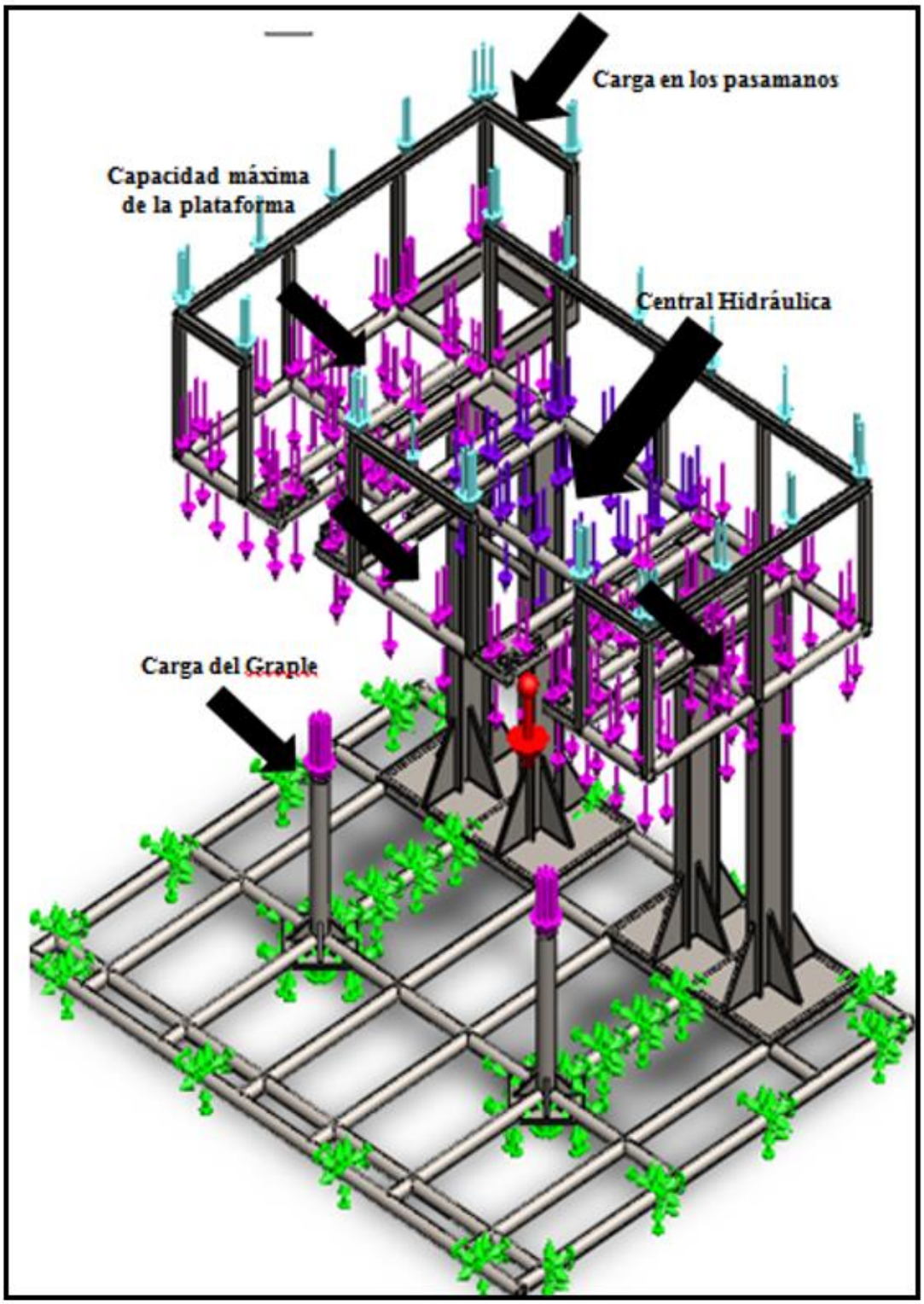


Figura 49: Cargas existentes en la estación de mantenimiento

a) Tensión de von mises

El esfuerzo máximo en este caso es de 36.90 MPa. El esfuerzo crítico se debe a la fuerza que debe soportar la plataforma con las cargas ya especificadas anteriormente, ver la figura 50.

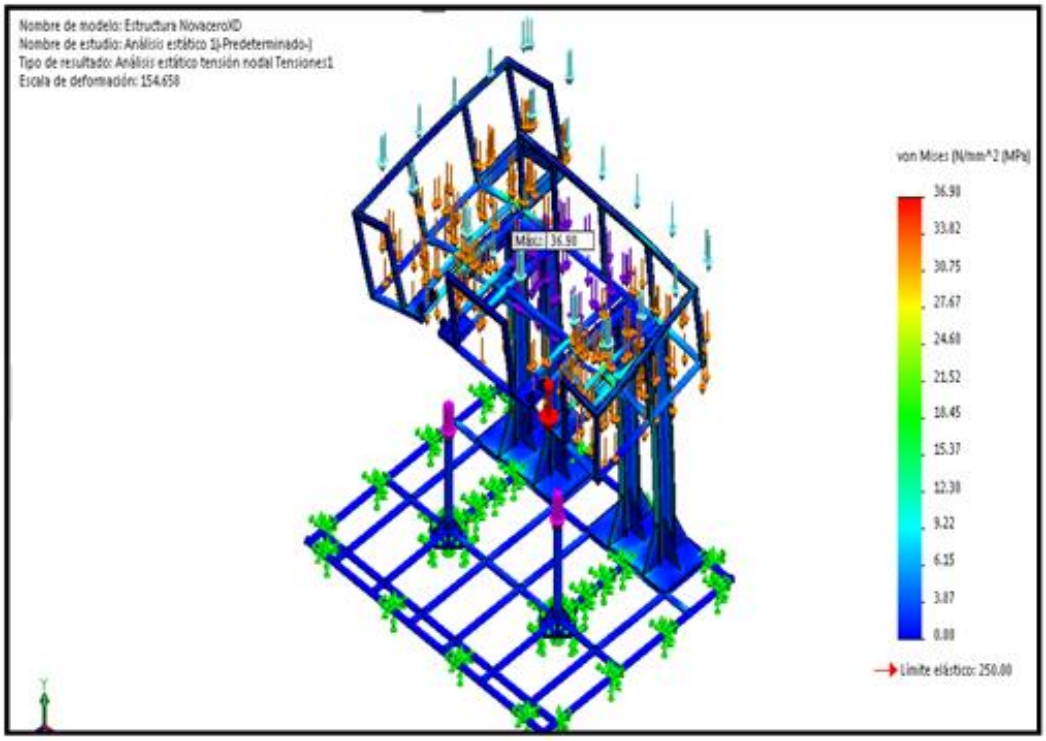


Figura 50: Tensión de Von Mises en estación de mantenimiento

b) Desplazamiento resultante

Para este caso la deformación es 4 la cual es un valor muy bajo por lo cual se puede considerar que el diseño de este elemento cumple las expectativas como lo apreciamos en la figura 51.

Figura 51: Desplazamiento resultante en la estación de mantenimiento

c) Factor de seguridad

Este análisis asegura que el elemento no va a tener complicaciones al momento de su instalación, las zonas rojas muestran las zonas que tienen el factor de seguridad más bajo y por ende estas zonas son las más críticas, el factor de seguridad es de 6.8 que es un nivel aceptable para la aplicación, con este análisis se concluye que el elemento es apto para funcionar sin riesgos, y lo podemos apreciar en la figura 52.

Figura 52: Factor de seguridad en la estación de mantenimiento

3.7 Diseño y selección de componentes hidráulicos y eléctricos

3.7.1. Requisitos y parámetros de diseño

En los sistemas hidráulicos básicamente se transforma la energía, lo que proporciona una garantía de seguridad, fiabilidad y una reducción de costos; puesto que el fluido es solo un medio de transporte se puede regular y comandar, dependiendo del diseño y la forma que posea el sistema.

Los sistemas hidráulicos se componen básicamente por bomba, tuberías, válvulas, depósitos, cilindros, motor y filtros en los cuales se deberá contar con el mínimo de pérdidas de energía en cada uno de estos componentes. Los aceites hidráulicos son líquidos transmisores de potencia que se utilizan para transformar, controlar y transmitir los esfuerzos mecánicos a través de una variación de presión o de flujo, para el presente diseño se cuenta con los siguientes parámetros de funcionamiento de los dos tipos de graples existentes que se observa en la tabla 10:

Tabla 10

Parámetros Funcionamiento para graples

MODELO	Unidad	RV800A6P	RV600A
CAPACIDAD	Dm^3	800	600
DIENTES	N^o	6	6
PESO	Kg	1750	1600
PRESION MAX.	Bar	300	300
FUERZA DE LOS DIENTES	N	2600	2900

Fuente: (Rozzi S.p.A, 2010)

3.7.2. Calculo de presión y caudal en el sistema

Área del pistón hidráulico:

Diámetro del pistón: D = 70 mm (ANEXO A-5)

$$A = \frac{\pi * D^2}{4} \qquad Ec.\ 19$$

Donde:

D= diámetro del pistón

$$A = \frac{\pi * (70)^2}{4}$$

$$A = 3848.45\ mm^2$$

$$A = 0.003848\ m^2$$

Presiones.

La presión indicada para ejercer una fuerza de 2900N (de la tabla 10) se la realiza mediante la siguiente fórmula:

$$P = \frac{Fuerza}{Area}$$

$$P = \frac{2900N}{38.48\ cm^2}$$

$$P = 75{,}35 \frac{N}{cm^2} = 753.5\ KPa$$

Esto quiere decir que la bomba hidráulica deberá ser capaz de entregar 75.35 kg/cm2 para cada cilindro, por lo que se seleccionará una bomba capaz de superar los 4521.6 KPa que será la presión de trabajo a emplearse.

Caudales

El área del cilindro hidráulico que es 38 cm^2, esto quiere decir que cada cm de avance necesitará de 38 cm^3 de aceite de fluido, para desplazarse una distancia de 60cm la cantidad de aceite necesaria será de:

$$Cantidad\ de\ aceite = 38.48\ cm^2 * 60\ cm$$
$$Cantidad\ de\ aceite = 2308.8\ cm^3$$
$$Cantidad\ de\ aceite = 2.31\ lts$$

Este desplazamiento se realiza en 10 segundos, por lo tanto el caudal mínimo será de 2,31 litros en 10 segundos. En referencia al manual Rozzi la presión necesaria para mover el motor de giro hidráulico está dada en la tabla de características (tabla 1).

3.7.3. Diseño del circuito hidráulico del sistema

Se necesitan dos electroválvulas, una para el control del giro hidráulico y otra para los 6 cilindros hidráulicos de doble efecto que tiene el graple. Para el control de los seis cilindros hidráulicos se colocará una válvula direccional debido a que los seis cilindros están conectados en paralelo, una válvula reguladora de presión, las válvulas direccionales serán pilotadas hidráulicamente por dos electroválvulas pequeñas que van montadas en la parte superior de estas.

Para el giro hidráulico se colocará una electroválvula direccional que controlara el giro en sentido horario y anti-horario del motor, una válvula reguladora de presión, las válvulas direccionales serán pilotadas hidráulicamente por dos electroválvulas pequeñas que van montadas en la parte superior. Estos elementos son los más importante del sistema hidráulico para las pruebas que se van a realizar en los graples.

Simulación del circuito hidráulico

El circuito hidráulico se muestra en la figura 53. La simulación se realizó mediante la ayuda del programa FESTO FluidSIM HIDRAULIC, con este software se verificó el correcto funcionamiento del sistema hidráulico.

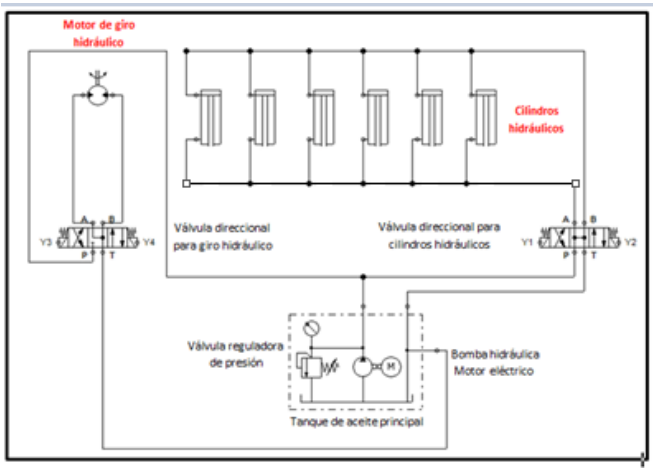


Figura 53: Circuito hidráulico del sistema

Dentro de la simulación realizada del circuito hidráulico se muestra claramente en la dirección del aceite que circula a través de las válvulas en la figura 54 se puede observar a través de las flechas la dirección del aceite, la válvula 4/3 para los cilindros hidráulicos funciona mediante un control accionado manualmente que permite el paso del fluido para abrir o cerrar las seis uñas del graple; y para el giro hidráulico en sentido horario y anti-horario se va a ocupar una válvula 4/3, la misma que también es controlada manualmente.

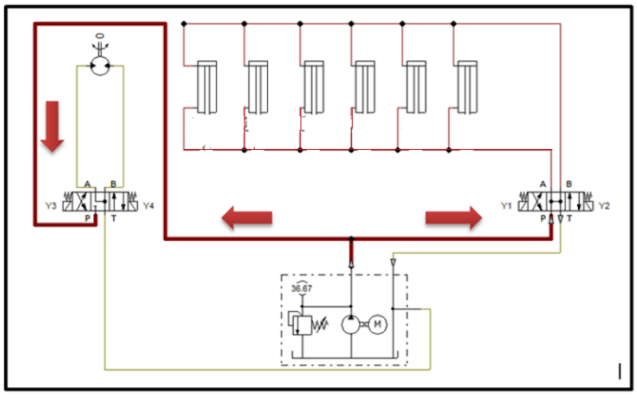


Figura 54: Simulación del sistema hidráulico

Hay un punto importante para recalcar en esta parte del diseño hidráulico, sobre las dos funciones que realizan las electroválvulas para los cilindros y el motor de giro hidráulico no van a funcionar simultáneamente si no que trabaja una a la vez, debido a que las pruebas que se van a realizar en los graples son individuales y no es necesario que las dos electroválvulas funcionen al mismo tiempo.

3.7.4. Parámetros del diseño del sistema eléctrico.

Los parámetros a considerarse en el sistema eléctrico son los siguientes:

- Selección del motor eléctrico para el accionamiento de la bomba hidráulica
- Control y activación de las electroválvulas que permite la entrada y salida del aceite

El control de estos parámetros se realizara mediante válvulas direccionales controladas por electroválvulas, las cuales son montadas en las cabezas de las válvulas, el control se efectuará mediante relés auxiliares, estos activarán los contactos del arranque del motor.

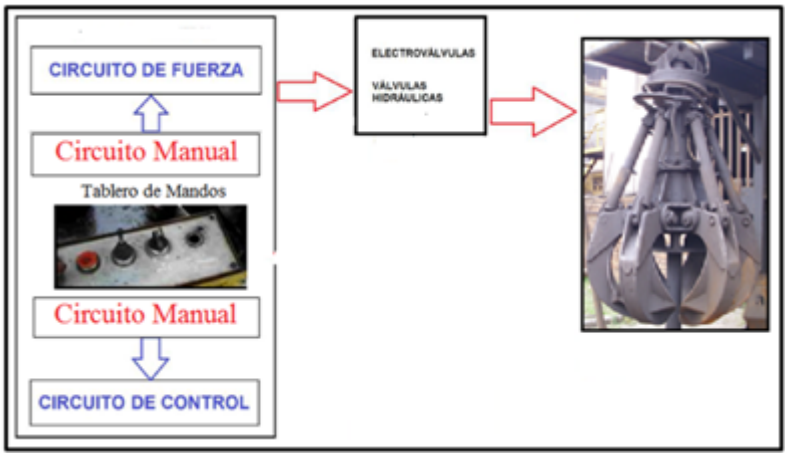


Figura 55: Diseño del sistema eléctrico de mando y control de la estación

El control que se va a realizar es manual utilizando un control para la secuencia de avance y retroceso en los cilindros hidráulico hasta llegar a su posición de reposo, de igual forma se realizara el control de giro hidráulico, con la diferencia que este no tiene

posición de reposo sino que se mantiene girando en sentido horario o anti-horario según el tiempo que mantengamos pulsado el control designado para el giro.

Simulación del circuito de control electrohidráulico

El circuito de control fue simulado en el programa FESTO FluidSIM HIDRAULIC, para esto se contó con la ventaja de utilizar elementos eléctricos como el lenguaje ladder que facilita el manejo.

La figura 56 que se muestra representa el sistema de control hidráulico terminado con el correcto funcionamiento y en la simulación se puede apreciar el funcionamiento de las bobinas, relés, auxiliares y electroválvulas.

Al pulsar el pulsador de inicio se enciende la central hidráulica para poder maniobrar el giro del motor hidráulico o los cilindros hidráulicos del graple. Para controlar los cilindros hidráulicos se tiene Y1 y Y2 que son las bobinas de la electroválvula que controla el paso del flujo de aceite hidráulico a los seis actuadores lineales que permiten abrir y cerrar las uñas del graple, que se accionan mediante un control que se representa en la figura 56 como S1 y S2 (joystick para operación de cilindros).

Para el control del motor de giro hidráulico se tiene Y3 y Y4 que son las bobinas de la electroválvula que controla el paso del flujo de aceite hidráulico al motor hidráulico del graple que permite girar en sentido horario y anti-horario accionado mediante un control que se representa como S3 y S4 (jostick para operación del motor de giro).

Al presionar el pulsante de paro se interrumpe la operación de todo el sistema

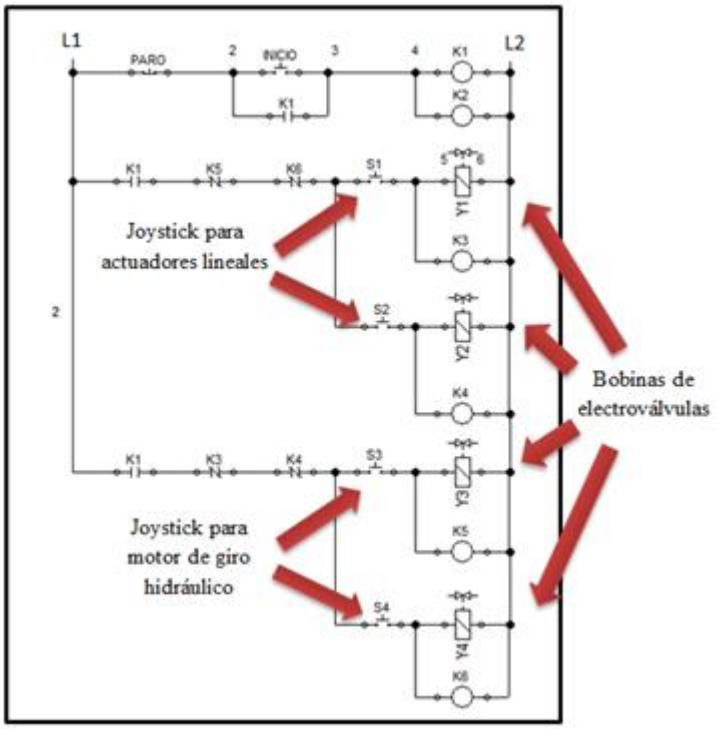


Figura 56: Circuito de control

Diseño del circuito de potencia del motor principal

Este circuito muestra el tipo de arranque del motor eléctrico, para esta aplicación se necesita un motor trifásico de inducción, con capacidad para accionar la bomba hidráulica, provocando caídas de tensión en la red y calentamiento de la misma.

Simulación del circuito de potencia.

Para esta simulación se utilizó el programa CADe SIMU, que permite colocar elementos que se utilizan en el arranque como lo son las protecciones eléctricas, el contactor, la alimentación trifásica junto con el motor trifásico y cableado eléctrico, en la figura 57 se muestra el diagrama de conexión, esta servirá de guía para realizar la conexión de los diferentes componentes que intervienen en el arranque y que dentro del mando de control.

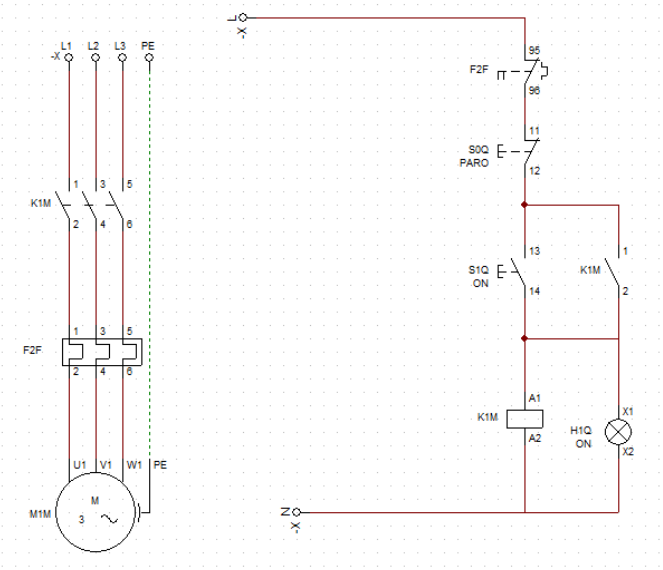


Figura 57: Diagrama del circuito de poder

3.7.6. Dimensionamiento de los componentes hidráulicos del circuito.

Para llevar a cabo el dimensionamiento de los elementos hidráulicos del sistema, se debe contar con la presión y caudal necesarios, estos serán de gran importancia durante el funcionamiento de la central, a continuación se muestra los cálculos realizados:

$$P = 73.35\frac{N}{cm2} = 753.5\ KPa$$

$$Q = 13.86\frac{lts}{min} = 3.6\ \frac{Gal}{min} = 0.23 * 10^{-3}\frac{m^3}{s}$$

Dimensionamiento de las tuberías.

Se espera que el graple abra y cierre sus uñas en 10 segundos por lo cual se tiene una carrera máxima de 60 cm, la velocidad de avance resultado para este movimiento será de:

$$v = \frac{0.6m}{10s}$$

$$v = 0.06\ \frac{m}{s}$$

La velocidad y el caudal del sistema son constantes, empleado la ecuación 20 se obtiene el área de la tubería que alimenta los cilindros.

$$Q = A * v \qquad Ec.20$$

Dónde:

A = Área (m^2).

v = Velocidad (m/s).

$$A = \frac{Q}{v}$$

$$A = \frac{0.23 * 10^{-3}\frac{m^3}{s}}{0.06\frac{m}{s}} * \frac{1000^2\ mm^2}{1\ m^2} = 3833.3\ mm^2$$

Por consiguiente el diámetro de la tubería es:

$$d = \sqrt{\frac{4 * A}{\pi}}$$

$$d = \sqrt{\frac{4 * 3833.3\ mm^2}{\pi}}$$

$$d = 63.4\ mm$$

Con este resultado se puede realizar la selección de la tubería correcta para el fluido hidráulico

Cálculo de pérdidas de energía en el sistema hidráulico (hL).

Estas pérdidas se producen por la fricción del fluido o por problemas de válvulas y otros accesorios, al sumar estas pérdidas pueden afectar la potencia del motor así como la bomba hidráulica.

Pérdidas de energía en la línea avance y retroceso para el motor de giro hidráulico.

Para hallar las pérdidas es necesario conocer el caudal del sistema, la longitud, área y propiedades del aceite se lo puede apreciar en el ISO VG 68 (ANEXO A-6), estos datos son:

$$Qtotal = 83.4\ \frac{lts}{min} = 22.03\ \frac{Gal}{min} = 1.39 * 10^{-3} \frac{m^3}{s}$$

$$\text{L= 3 m}$$

$$d_{tuberia} = 63.4\ mm = 0.0634\ m$$

$$A_{interior} = 5.11 * 10^{-3}\ m^2$$

Densidad del aceite hidráulico de la estación:

$$\rho = 890.5\ \frac{\text{Kg}}{m^3}$$

Viscosidad del aceite hidráulico:

$$v = 68\ \frac{\text{mm}^2}{s}\ = 6.8x10^{-5}\ \frac{m^2}{s}$$

Peso específico del aceite hidráulico:

$$\gamma = 8.72\ \frac{\text{KN}}{m^3}$$

Siendo el caudal constante en el sistema, se calcula la velocidad media.

$$Q = Vm * A$$

$$Vm = \frac{Q}{A}$$

$$Vm = \frac{1.39 * 10^{-3} \frac{m^3}{s}}{5.11 * 10^{-3}\ m^2}$$

$$Vm = 0.27\ \frac{m}{s}$$

Con la velocidad media se calcula el número de Reynolds para determinar si el flujo del aceite en el sistema es laminar o turbulento.

$$N_R = \frac{V_m * D}{v} \qquad Ec.21$$

Donde:

V_m = velocidad media

D =diámetro interior de la tubería

v = viscosidad del aceite hidráulico

$$N_R = \frac{0.27\ \frac{m}{s} * 0.0254\ m}{6.8x10^{-5}\ \frac{m}{s^2}}$$

$$N_R = 100.9$$

Entonces debido a que NR < 2000, el flujo del aceite hidráulico es laminar.

Con la ecuación de Darcy (Ec. 22), se puede calcular la pérdida de energía debido a la fricción del aceite en la tubería.

$$h_{Lp} = f * \frac{L}{D} * \frac{V_m}{2g} \qquad Ec.\ 22$$

Donde:

f = Coeficiente de fricción.

L = Longitud total de la tubería en metros (m).

Vm = Velocidad media del fluido en la tubería en m/s.

d = Diámetro interior de la tubería en metros (m).

g = Gravedad en m/s_2.

El factor de fricción para el flujo laminar es de:

$$f = \frac{64}{NR} \qquad Ec.23$$

$$f = \frac{64}{100.9}$$

$$f = 0.63$$

Reemplazando los valores en la ecuación 22 se obtiene las pérdidas debido a la fricción en la tubería.

$$h_{Lp} = 0.63 * \frac{3\ m}{0.0634\ m} * \frac{(0.27\ \frac{m}{s})^2}{2(9.8\ {}^{m}/_{s^2})}$$

$$h_{Lp} = 0.11\ m$$

La ecuación 24 es utilizada para calcular las pérdidas menores que se producen por las válvulas, uniones, tés, codos, etc., se utiliza la siguiente ecuación:

$$h_{Ls} = k\left(\frac{V_m{}^2}{2g}\right) \qquad Ec.24$$

Según Mott (2013) los valores de K para los accesorios utilizados son:

Número de uniones: 2; K1 = 0,5

Número de Tés: 1; K2 = 6,6

Número de codos: 3; K3 = 0.43

$$K_{Total} = \#\ de\ uniones\ (K1) + \#\ de\ Tes\ (K2) + \#\ de\ codos\ (K3)$$

$$K_{Total} = 2(0.5) + 1(6.6) + 3(0.43)$$

$$K_{Total} = 8.89$$

Entonces las pérdidas menores en el sistema son:

$$h_{Ls} = 8.89\left(\frac{\left(0.27\ \frac{m}{s}\right)^2}{2 * 9.8\ {}^{m}/_{s^2}}\right)$$

$$h_{Ls} = 0.03\ m$$

Para calcular las pérdidas totales en la línea de descarga se determina con la ecuación 25:

$$H_L = H_z + H_{Lp} + H_{Ls} \qquad Ec.25$$

Donde:

Hz = Es la altura que tiene como base hasta e motor hidráulico del grapel

$$H_z = 0.8m$$

$$H_L = 0.8\ m + 0.03\ m + 0.01\ m$$

$$H_L = 0.84\ m$$

La potencia necesaria para vencer las pérdidas de energía que se ocasionan en la línea de descarga es:

$$P = \rho * Q * H_{Total} \qquad Ec.26$$

$$P = 8.72\ \frac{KN}{m^3} * 1.39 * 10^{-3}\ \frac{m^3}{s} * 0.84\ m$$

$$P = 10.18\,W$$

Pérdidas de energía en la línea de avance y retroceso para los cilindros hidráulicos del graple.

Para hallar esta medida se necesita los mismos datos anteriores pero con diferentes diámetros y longitudes, los datos son:

$$Q = 83.4\ \frac{lts}{min} = 22.03\ \frac{Gal}{min} = 1.39 * 10^{-3}\frac{m^3}{s}$$

$$L = 2.5\ m$$

$$d_{tuberia} = 63.4\ mm = 0.0634\ m$$

$$A_{interior} = 5.11 * 10^{-3}\ m^2$$

Como se aprecia el caudal del sistema es constante con lo cual se calcula la velocidad media con la ecuación 20.

$$Vm = \frac{Q}{A} = \frac{1.39 * 10^{-3}\frac{m^3}{s}}{5.11 * 10^{-3}\ m^2}$$

$$Vm = 0.27\ \frac{m}{s}$$

Con la velocidad media obtenida se puede calcular el número de Reynolds

$$N_R = \frac{0.27\ \frac{m}{s} * 0.0634\ m}{6.8x10^{-5}\ \frac{m}{s^2}}$$

$$N_R = 100.9$$

Entonces de acuerdo al resultado anterior NR < 2000, se obtiene que el flujo es laminar.

De acuerdo a la ecuación de Darcy (Ec. 22), para calcular la pérdida de energía por la fricción en la tubería se obtiene:

El factor de fricción para hallar el flujo laminar de acuerdo a la (Ec. 23) es:

$$f = \frac{64}{100.9}$$
$$f = 0.63$$

Reemplazando los valores en la ecuación respectiva se obtiene por fricción en la tubería hidráulica.

$$h_{Lp} = 0.63 * \frac{2.5\ m}{0.0634\ m} * \frac{(0.27\ \frac{m}{s})^2}{2(9.8\ {}^{m}/_{s^2})}$$
$$h_{Lp} = 0.092\ m$$

Para calcular pérdidas mínimas producidas por válvulas y otros accesorios del sistema hidráulico como uniones, tés, codos, etc., se lo realiza mediante la Ec. 24:

Los valores de K para los accesorios son:

Número de uniones 4; K1 = 0,5

Número de codos 1; K2 = 0,43

$$K_{Total} = \#\ de\ uniones\ (K1) + \#\ de\ codos\ (K2)$$
$$K_{Total} = 4(0.5) + 1(0.43)$$
$$K_{Total} = 2.43$$

Entonces las pérdidas menores en el sistema son:

$$h_{Ls} = 2.43\left(\frac{\left(0.27\ \frac{m}{s}\right)^2}{2 * 9.8\ {}^{m}/_{s^2}}\right)$$
$$h_{Ls} = 0.01\ m$$

Y las pérdidas de energía totales en la línea de descarga para los cilindros hidráulicos vienen dadas por la ecuación 25:

$$H_z = 1.3m$$
$$H_L = 1.3\ m + \ 0.01\ m + 0.092\ m$$
$$H_L = 1.4\ m$$

Entonces la potencia necesaria para superar las pérdidas calculadas de energía en la línea de descarga es:

$$P = \rho * Q * H_{Total}$$
$$P = 8.72\ \frac{KN}{m^3} * 1.39 * 10^{-3}\ \frac{m^3}{s} * 1.4\ m$$
$$P = 10.31\ W$$

Pérdidas de energía en la línea de succión hidráulica

$$Q = 83.4\ \frac{lts}{min} = 22.03\ \frac{Gal}{min} = 1.39 * 10^{-3}\frac{m^3}{s}$$
$$L = 0.3\ m$$
$$d_{tuberia} = 31.75\ mm = 0.03175\ m$$
$$A_{interior} = 1.28 * 10^{-3}\ m^2$$

Como el caudal del sistema es constante se procede a calcular la velocidad media.

$$Vm = \frac{Q}{A} = \frac{1.39 * 10^{-3}\ \frac{m^3}{s}}{1.28 * 10^{-3}\ m^2}$$

$$Vm = 1.1\ \frac{m}{s}$$

Con la velocidad media se calcula el número de Reynolds.

$$N_R = \frac{1.1\ \frac{m}{s} * 0.03175\ m}{6.8x10^{-5}\ \frac{m}{s^2}}$$

$$N_R = 507.03$$

Como se puede observar NR < 2000 por lo cual el flujo es laminar.

Utilizando la ecuación de Darcy se puede calcular la pérdida de energía debido a la fricción en la tubería hidráulica.

El factor de fricción para el flujo laminar es de:

$$f = \frac{64}{507.03}$$

$$f = 0.12$$

Posteriormente con el reemplazo de los valores en la ecuación respectiva se puede observar las pérdidas debido a la fricción presente en la tubería hidráulica.

$$h_{Lp} = 0.12 * \frac{0.3m}{0.03175\ m} * \frac{(1.1\ \frac{m}{s})^2}{2(9.8\ {}^{m}/_{s^2})}$$

$$h_{Lp} = 0.07\ m$$

Para hallar el valor de las pérdidas menores debido a válvulas y otros accesorios como uniones, tés, codos, entre otros se aplica la Ec. 25:

Los siguientes valores K son los utilizados como accesorios:

Número de uniones: 1; K1 = 0,5

Número de codos: 1; K2 = 0.43

$$K_{Total} = \#\ de\ uniones\ (K1) + \#\ de\ codos\ (K2)$$

$$K_{Total} = 1(0.5) + 1(0.43)$$

$$K_{Total} = 0.93$$

Por consiguiente las pérdidas menores en el sistema son:

$$h_{Ls} = 0.93\left(\frac{\left(1.1\ \frac{m}{s}\right)^2}{2 * 9.8\ {}^{m}/_{s^2}}\right)$$

$$h_{Ls} = 0.06\ m$$

Las pérdidas de energía totales en la línea de succión son:

$$H_z = 0.5m$$

$$H_L = 0.5\ m + \ 0.06\ m + 0.07\ m$$

$$H_L = 0.63\ m$$

La potencia necesaria para vencer las pérdidas es de:

$$P = \rho * Q * H_{Total}$$

$$P = 8.72\ \frac{KN}{m^3} * 1.39 * 10^{-3}\ \frac{m^3}{s} * 0.63\ m$$

$$P = 7.63\ W$$

Pérdidas de energía en la línea de descarga

$$Q = 83.4\ \frac{lts}{min} = 22.03\ \frac{Gal}{min} = 1.39 * 10^{-3}\frac{m^3}{s}$$

$$L = 1\ m$$

$$d_{tuberia} = 25.4\ mm = 0.0254\ m$$

$$A_{interior} = 0.82 * 10^{-3}\ m^2$$

Como el caudal del sistema hidráulico es constante en el sistema, se puede calcular la velocidad media.

$$Vm = \frac{Q}{A} = \frac{1.39 * 10^{-3}\ \frac{m^3}{s}}{0.82 * 10^{-3}\ m^2}$$

$$Vm = 1.7\ \frac{m}{s}$$

Con la velocidad media se calcula el número de Reynolds.

$$Vm = \frac{Q}{A} = \frac{1.39 * 10^{-3} \frac{m^3}{s}}{0.82 * 10^{-3}\ m^2}$$

$$Vm = 1.7\ \frac{m}{s}$$

Debido a que NR < 2000, el flujo hidráulico es laminar.

Aplicando la ecuación de Darcy se puede calcular la pérdida de energía debido a la fricción en la tubería hidráulica.

El factor de fricción encontrando para el flujo laminar:

$$f = \frac{64}{635}$$

$$f = 0.1$$

Reemplazando los valores en la ecuación 22 se obtiene las pérdidas debido a la fricción en la tubería.

$$h_{Lp} = 0.1 * \frac{1m}{0.0254\ m} * \frac{(1.7\ \frac{m}{s})^2}{2(9.8\ {}^{m}/_{s^2})}$$

$$h_{Lp} = 0.6\ m$$

Las pérdidas menores producidas por válvulas y otros accesorios como son las uniones, tés, codos, etc.; se lo puede realizar con la 24:

Los valores que tiene K para los accesorios de la bomba hidráulica son:

Número de uniones: 1; K1 = 0,5

Número de codos: 1; K2 = 0.43

$$K_{Total} = \#\ de\ uniones\ (K1) + \#\ de\ codos\ (K2)$$

$$K_{Total} = 1(0.5) + 1(0.43)$$

$$K_{Total} = 0.93$$

Entonces las pérdidas menores en el sistema son:

$$h_{Ls} = 0.93\left(\frac{\left(1.7\ \frac{m}{s}\right)^2}{2 * 9.8\ {}^{m}/_{s^2}}\right)$$

$$h_{Ls} = 0.13\ m$$

Las pérdidas totales generadas línea de descarga son:

$$H_z = 0.5m$$

$$H_L = 0.5\ m + \ 0.13\ m + 0.1\ m$$

$$H_L = 0.73\ m$$

La potencia necesaria para vencer las pérdidas de energía en la línea de descarga es:

$$P = \rho * Q * H_{Total}$$

$$P = 8.72\ \frac{KN}{m^3} * 1.39 * 10^{-3}\ \frac{m^3}{s} * 0.73\ m$$

$$P = 8.84\ W$$

La potencia necesaria para que la bomba hidráulica pueda superar las pérdidas de energía en el sistema es:

$$P_{totales} = 10.18\ W + \ 10.31\ \mathrm{W} + 7.63W + 8.84W$$

$$P_{totales} = 36.96\ W = 0.04\ KW$$

Este valor de potencia será considerado al momento de seleccionar el motor que impulsará a la bomba hidráulica, ya que si ésta no recibe la potencia necesaria para bombear el fluido hidráulico no podrá producir la presión adecuada para realizar el proceso de mantenimiento hidráulico al graple, por lo tanto tomar en cuenta está pérdida de energía en el sistema permitirá que la bomba y el motor trabajen en óptimas condiciones.

Dimensionamiento del depósito de aceite.

En la selección de este parámetro se basó en la tabla 11, con esta tabla seleccionamos los características deseadas para el tanque o deposito teniendo en cuenta: la forma del tanque de aceite hidráulico, la sección de descarga con un retorno de extremo curvo, la sección de admisión para la bomba se encuentra ubicada en el extremo más bajo del depósito, con una compuerta para limpieza en la parte frontal del depósito o tanque las dimensiones de este tanque se muestran en la figura 58. El tanque de aceite fué suministrado por NOVACERO.

Tabla 11

Factores de importancia para la selección del depósito

Factor o componente	Recomendaciones o tratamiento	Observaciones
Forma	Rectangular	La mejor para la mayoría de aplicaciones. Son preferibles los depósitos aparte porque se refrigeran mejor.
Tamaño	Volumen 2 ó 3 veces el caudal de bomba en lts/min	La mayor parte de aplicaciones tiene esta opción.
Línea de retorno	Extremo curvado	Para promover circulación, y dirigir el fluido hacia las paredes del depósito.
Línea de admisión	Desde cerca del fondo del depósito	Evita en ingreso de aire y la turbulencia
Acceso para limpieza	En la parte frontal o lateral	Indispensable para la limpieza del tanque o depósito.

Fuente: (Vickers, 1995, pág. 46)

$$V_{deposito} = 3Q_{sistema} \qquad Ec.27$$

$$V_{deposito} = 3(83.13\ lts/min)$$

$$V_{deposito} = 250\ lts$$

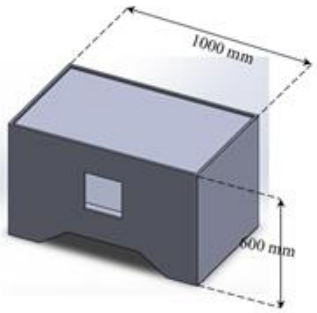


Figura 58: forma y dimensiones del depósito de aceite

De acuerdo a Vickers (1995, pág. 46) "se recomienda que el volumen del depósito debe ser tres veces el caudal del sistema" (pág. 46).

3.7.7. Selección y utilización de los elementos del sistema hidráulico.

Utilización de la bomba hidráulica.

La bomba será abastecida mediante un motor eléctrico a 1800 rpm, por lo tanto la bomba para ofrecer un caudal de 83.13 lts/min deberá tener una cilindrada de:

$$\frac{Caldual\ maximo}{velocidad} = \frac{83.13\frac{lts}{min}}{1800rev/min} = 0.046\frac{lt}{rev} = 46\ \frac{cm^3}{rev}$$

Esta cilindrada sería teórica, por otro lado existen bombas que tienen un rendimiento volumétrico que se estima en el 90% (Mott, 2013, pág. 430).

Por este motivo la cilindrada que suministrar el fluido es:

$$Cilindrada_{necesaria} = \frac{46}{0.9} = 51\ cm^3/rev$$

Para adquirir una bomba hidráulica se va realizar en base al catálogo TUROLLA, y que cumpla con los requerimientos necesarios como:

- Presión requerida por el sistema.
- Rango de número de revoluciones del motor.
- Caudal necesario del sistema.
- Cilindrada o desplazamiento volumétrico de acuerdo a la bomba.
- Rango de potencia mediante el accionamiento.

En la tabla 12 se muestran las distintas características de una bomba hidráulica, estas deben satisfacer los parámetros establecidos, por lo tanto para la implementación de la estación se utilizará una bomba hidráulica de engranajes TUROLLA SNP3NN 055 (ANEXO A-7), ver figura 59.

Tabla 12

Propiedades de la bomba hidráulica SNP3NN

BOMBA HIDRÁULICA	CARACTERISTICAS
Marca	Turolla
Tipo	SNP3NN 055
Cilindrada	55.1 cm^3/rev
Caudal	137.8 lts/min
Presión máxima	230 Bar

Fuente: (TUROLLA, 2016, pág. 1)

Figura 59: Bomba de serie SNP3NN

Utilización del aceite hidráulico.

El fluido hidráulico es el componente elemental para el funcionamiento de las instalaciones hidráulicas. El aceite que emplean para la operación de los graples es el ISO VG 68, este aceite también sirve para otras máquinas, sus características se muestran en la tabla 13.

Tabla 13

Características del aceite hidráulico ISO VG 68

BOMBA HIDRÁULICA	CARACTERISTICAS
Marca	Turolla
Color ASTM	2
Tipo	SNP3NN 055
Cilindrada	55.1 cm^3/rev
Caudal	137.8 lts/min
Presión máxima	230 Bar

De acuerdo con factores como calidad o temperatura se establecen la siguiente tabla 14 la duración y vida del fluido

Tabla 14

Vida probable de un fluido hidráulico

Condiciones de servicio	Temperatura de servicio, en °C	Aceite de baja calidad	Aceite de buena calidad	Aceite de alta calidad
Muy buenas	< 38	2000 a 3000 h	10000 a 15000 h	> 20000 h
Buenas	38 a 44	1500 a 2500 h	8000 a 10000 h	12000 a 20000 h
Regulares	44 a 55	1000 a 2000 h	4000 a 5000 h	8000 a 12000 h
Malas	55 a 65	500 a 1000 h	2000 a 4000 h	4000 a 8000 h
Muy malas	>65	------	500 a 100 h	2000 a 4000 h

Fuente: (Roldán, 2001, pág. 71)

Selección de la tubería para la succión y descarga de la bomba

Las tuberías de succión y descarga de la bomba se seleccionan en función del diámetro y del tipo de material así como también el caudal que circulara. Para nuestro sistema se utiliza tubería de acero cédula 40 por razones que muestra resistencia a la presión del sistema y es de costo accesible. En la figura 60 se indica un ábaco para la selección del tamaño de la tubería (diámetro en pulgadas) en concordancia con el flujo volumétrico en gal/min.

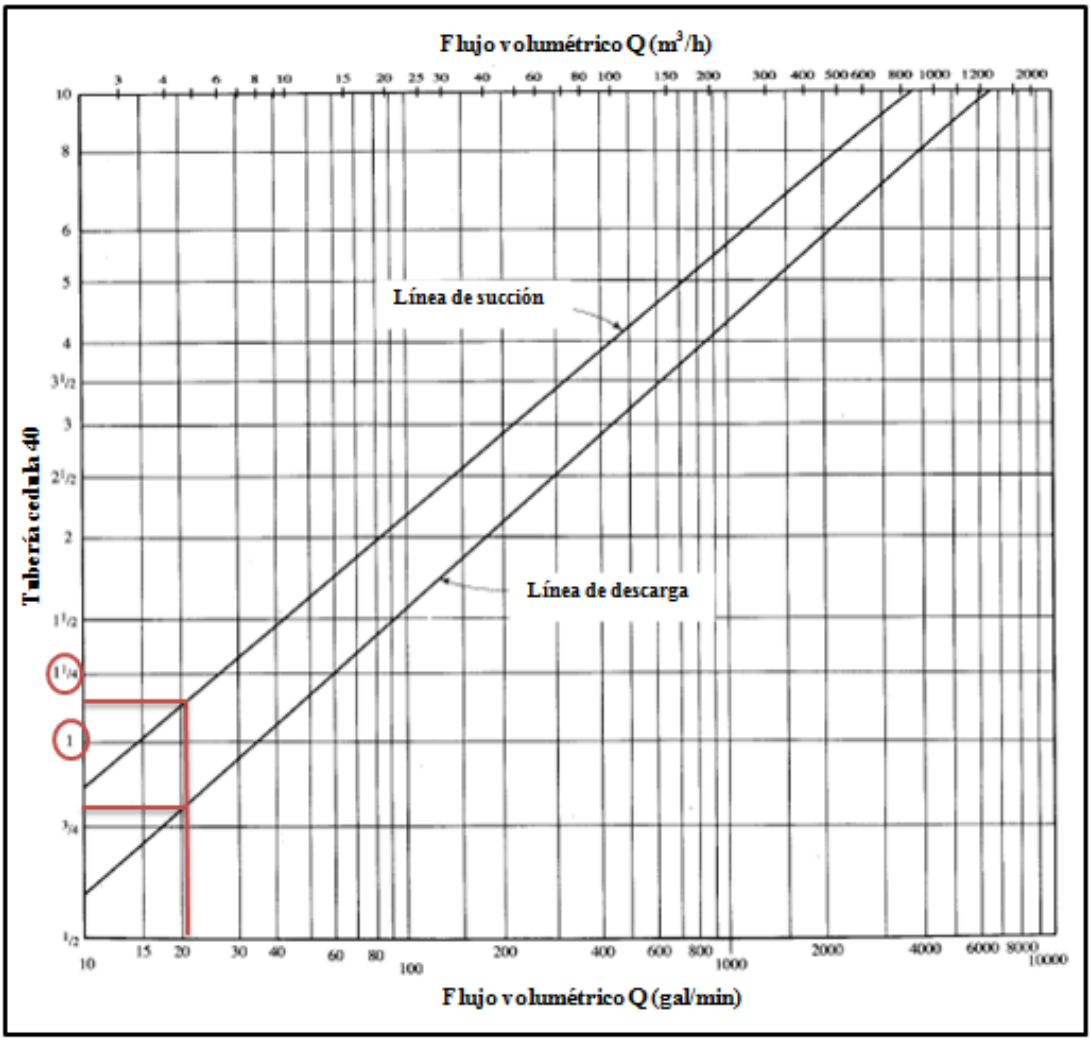


Figura 60: Selección del tamaño adecuado de las tuberías

Fuente: (Mott, 2013, pág. 163)

Para un caudal de 22 gal/min que corresponde a 83.13 lt/min, se requiere de:

- Línea de Succión: Tubería a utilizar de 1 ¼ pulgada.
- Línea de Descarga: Tubería a utilizar de 1 pulgada.

Haciendo uso del ANEXO A-8 se selecciona el material a emplear. Por lo tanto para esta aplicación se empleará tubería de acero ASTM A-53, en el ANEXO A-8 se detalla estas características técnicas de tubería seleccionadas.

Selección de las mangueras hidráulicas y acoples para la circulación del fluido hacia los cilindro hidráulico y el motor de giro hidráulico.

Las mangueras a utilizarse servirán para la transmisión de fluido a alta o baja presión, para la selección de las mangueras y acoples se tomara en cuenta los siguientes aspectos:

- La marca que sea reconocida.
- Presión en el lugar trabajo.
- Temperatura de trabajo.
- Aplicación.
- Precio de las los componentes como mangueras y acoples.

En la empresa NOVACERO utilizan mangueras y acoples hidráulicos de marca DUNFLEX, en el ANEXO A-9 se observa las características técnicas de las mangueras como:

- Manguera hidráulica de dos mallas metálicas.
- Tubo interior gama sintética resistente al aceite.
- Recubrimiento negro resistente a inclemencias externas como agua aceite ozono.
- Temperatura que va entre 40 °C a +100 °C.
- Ideal para aplicaciones en sistemas hidráulicos con fluidos basados en petróleos y para aceites y lubricantes.

Los acoples hidráulicos necesarios para el ensamble de mangueras y tuberías se seleccionarán en función de la presión de trabajo y diámetro necesario, en el ANEXO A-9 se detalla los diferentes tipos de acoples y características técnicas como:

- Numero de referencia
- Tipo de rosca
- Tamaño de la manguera
- Presiones de trabajo

Figura 61: Utilización de componentes hidráulicos: mangueras y acoples

Las mangueras importantes las cuales se verán más afectadas por las presiones elevadas son las de avance y retroceso, estas van desde su respectiva electroválvula hasta los cilindros hidráulicos y motor de giro hidráulico. Se utilizará para esta aplicación tubería de acero de 2.5 pulgadas esta manguera tiene como característica resistir la presión circulante del sistema.

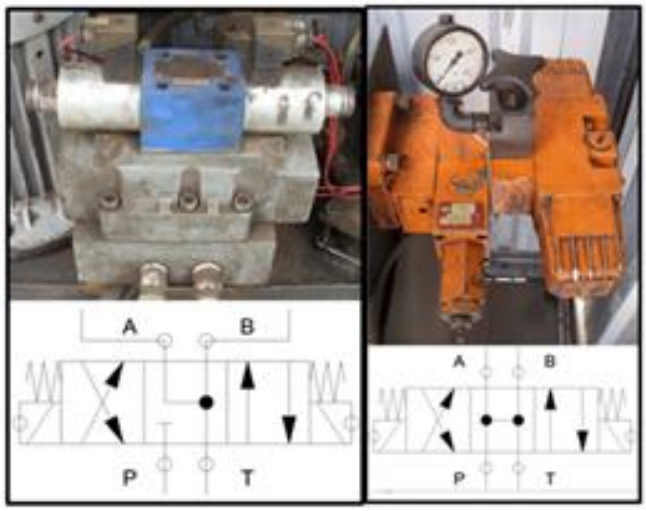
Utilización de las válvulas direccionales.

Se utilizarán dos válvulas direccionales existentes en la bodega del taller de maquinaria pesada de la empresa NOVACERO, se verifico que estas estén en perfecto estado y se les dio mantenimiento, en resumen se utiliza una válvula direccional HERION de 4 vías y 3 posiciones y una válvula direccional RESROTH de 4 vías y tres posiciones como se muestra en la (figura 62), sus características se muestran en la tabla 15.

Tabla 15

Características de las válvulas direccionales

VÁLVULA DIRECCIONAL	CARACTERÍSTICAS	
Marca	HENRION	REXROTH
Presión máx. En A-B-P	250 Bar	350 Bar
Presión máx. en T	50 Bar	100 Bar
Temperatura de operación	-20 °C a 70 °C	-20 °C a 70 °C
Rango de viscosidad	12 a 230 cSt	12 a 230 cSt
Filtración recomendada	25 micrones o menos	25 micrones o menos
Circuito aplicado	Control de cilindros	Control de motor hidráulico



a. Rexroth b. Henrion

Figura 62: Válvula de dirección HENRION y REXROTH

Utilización de la válvula reguladora de presión.

Para garantizar la operación adecuada se debe utilizar las válvulas reguladoras de presión las que permite establecer la presión óptima. Para este sistema se utilizó la válvula HENRION Y REXRORT para regular la presión hacia los circuitos de los cilindros y el motor respectivamente (figura 64), en la tabla 16 se muestra las características de las válvulas.

Tabla 16

Propiedades de las válvulas reguladoras de presión

VÁLVULA LIMITADORA DE PRESIÓN	CARACTERÍSTICAS	
Marca	REXROTH	HENRION
Modelo	RS 25802-XC-B2/01.07	DNK 10HA3011
Caudal de funcionamiento	120 lts/min	90 lts/min
Presión máx. de funcionamiento	50 a 350 Bar	50 a 250 Bar
Tipo de montaje	Individual	Bloque Herion
Circuito aplicado	Control de cilindros	Control de motor hidráulico

Figura 63: Válvula limitadora de presión REXROTH y HENRION

Selección del filtro de retorno para montaje directo sobre el tanque

En instalaciones hidráulicas el filtro juega un papel importante debido a que limpia de impurezas el fluido hidráulico. Para esta aplicación se selecciona el filtro de aceite de la serie tipo ABZFR REXROTH (ANEXO A-10), estos se encuentra en bodega de la fábrica, presentan buenas características ya que se adaptan a las presiones altas, esta elaborados con materiales de alta resistencia, se complementara con el uso de un filtro de aceite (figura 64).

Figura 64: Filtro hidráulico utilizado sobre el depósito

Selección del manómetro hidráulico.

Como elementos indicadores de presión se utilizó un manómetro de caratula con una escala de 0-4000 PSI. DE WIT 251V (figura 65), en la tabla 17 se muestra las características de este componente mientras que en el ANEXO A-11 se detallan datos técnicos para el ensamblaje.

Tabla 17

Especificaciones del manómetro

MANÓMETRO HIDRÁULICO	CARACTERÍSTICAS
Marca	DE WIT
Modelo	251V
Rangos de Presión	0 – 280 bar / 0 – 4000 PSI

Figura 65: Medidor de la presión del aceite

3.7.8. Selección de los elementos del sistema eléctrico.

La selección de los componentes se realizará mediante criterio técnico eligiendo componentes adecuados que permitan el trabajo en las condiciones de ambiente de trabajo y al mismo tiempo que eviten paradas en la producción.

Utilización del motor eléctrico para el accionamiento de la bomba hidráulica.

La potencia que se requiere del motor eléctrico se calcula según la fórmula:

$$P = \frac{pQ}{450n} \qquad Ec.28$$

Donde:

p = Presión en bar.

Q = Caudal en lts/min.

n = Rendimiento de la bomba se estima un valor de 0,8.

Entonces calculando se requiere un motor con una potencia de:

$$P = \frac{73(82.8)}{450(0.8)}$$

$$P = 16.3\ Hp$$

La potencia calculada anteriormente es la necesaria para que el motor pueda operar la bomba hidráulica, y a la vez superar las pérdidas de energía que se presentaran en el sistema hidráulico. Según Mott (2013) “recomienda incrementar al valor anterior un 25% para garantizar el buen desempeño del motor” (pág. 512). Por lo que finalmente la potencia del motor será de:

$$P = 16.3 * 1.25$$

$$P = 20.4\ Hp$$

En las instalaciones de NOVACERO se dispone de un motor Siemens trifásico tipo GP10 256T de 20 HP (figura 66) cuyas especificaciones y características técnicas se resumen en la tabla 18 y se detalla en el ANEXO A-12

Tabla 18

Características del motor eléctrico

MOTOR TRIFÁSICO	CARACTERÍSTICAS
Marca	Siemens
Tipo	GP10 256T
Potencia	20 Hp
Velocidad Nominal	1755 Rpm
Tensión Nominal	220/440V
Corriente nominal	54/27 A
Eficiencia	91.7 %
Factor de servicio	1.15
Factor de potencia	80 %
Par nominal	60 lb-pie

Figura 66: Motor eléctrico para el accionamiento de la bomba hidráulica.

Selección acoplamiento motor bomba

Para la unión motor-bomba, se selecciona la junta tipo OLDHAM (comúnmente llamado matrimonio) es un accesorio importante, ya que este transmite la potencia y revoluciones desde el motor hacia la bomba con el fin de obtener el caudal adecuado y la potencia

necesaria para generar los 73 bar requeridos. Como se puede apreciar en la selección de la bomba y el motor, se requieren de 1800 rpm en los dos casos, es decir, lo que se necesita es que el número de revoluciones sea el mismo tanto en la bomba como en el motor, por este motivo no se colocará ningún medio que reduzca la velocidad, colocándose así una unión directa entre los ejes de la bomba y el motor.

Cálculo del torque nominal

Para el cálculo del torque nominal se tiene la siguiente fórmula:

$$T_{nominal} = \frac{P_m * 63025}{RPM}\ libras - in \qquad Ec.29$$

Donde:

Pm = Potencia en el motor en HP

RPM = Revoluciones por minuto del motor

Por lo tanto se tiene lo siguiente

$$T_{nimimal} = \frac{20 * 63025}{1755}$$

$$T_{nimimal} = 718.23\ libras - in\ ) = 59.85\ Lb - pie$$

El valor calculado anteriormente corresponde a los valores nominales del motor. Cabe notar a continuación que la siguiente unión motor-bomba será para un motor eléctrico con torque estándar, el cual accionará una bomba de engranes. Debido a esto se seleccionará un factor de aplicación de servicio para el matrimonio como se muestra en la tabla 19.

Tabla 19

Características del motor y bomba

	Service Factors				
	Electric Motor w/ Standard Torque	Electric Motor w/ High Torque	Steam Turbines & Engines w/ more than 6 cylinders	Reciprocating Engines*	
				1-Cyl.	2-Cyl.
Agitators	1.00	1.25	1.00	1.7	1.3
Band Resaw (lumber)	1.50	1.75	1.50	2.2	1.8
Barge Haul Puller	2.00	2.25	2.00	2.7	2.3
Beaters	1.50	1.75	1.50	2.2	1.8
Blowers					
Centrifugal	1.00	1.25	1.00	1.7	1.3
Lobe, Vane	1.25	1.50	1.25	2.0	1.6
Bottling Machinery	1.25	1.50	1.25	2.0	1.6
Brew Kettles (distilling)	1.25	1.50	1.25	2.0	1.6
Can Filling Machinery	1.00	1.25	1.00	1.7	1.3
Car Dumpers	2.50	2.75	2.50	3.2	2.8
Car Pullers	1.50	1.75	1.50	2.2	1.8
Card Machine	1.75	2.00	1.75	2.5	2.0
Chiller (oil)	1.50	2.00	1.25	2.0	2.0
Compressors					
Centrifugal	1.00	1.25	1.00	1.7	1.3
Screw, Lobe	1.25	1.50	1.25	2.0	1.6
Reciprocating	See Note				
Conveyors, Uniformly Fed					
Assembly, Belt, Screw	1.00	1.25	1.00	1.7	1.3
Bucket, Sawdust	1.25	1.50	1.25	2.0	1.6
Live Roll, Shaker, Reciprocating	3.00	3.25	3.00	3.7	3.3
Conveyors, Not Uniformly Fed					
Assembly, Belt, Oven, Screw	1.20	1.45	1.20	1.9	1.5
Reciprocating	2.50	2.75	2.50	3.2	2.8
Shaker	3.00	3.25	3.00	3.7	3.3
Cookers—Brewing, Distilling, Food	1.25	1.50	1.25	2.0	1.6
Cranes & Hoist[3]	2.00	2.25	2.00	2.7	2.3
Crushers—Cane (sugar), Stone, or Ore	3.00	3.25	3.00	3.7	3.3
Dredges					
Cable reels	2.00	2.25	2.00	2.7	2.3
Conveyors, Pumps, Maneuvering Winches	1.50	1.75	1.50	2.2	1.8
Cutter Head Drives	2.50	2.75	2.50	3.2	2.8
Dynamometer	1.50	1.75	1.50	2.2	1.8
Evaporators	1.00	1.25	1.00	1.7	1.3
Fans					
Centrifugal	1.00	1.25	1.00	1.7	1.3
Cooling Towers	2.00	2.25	2.00	2.7	2.3
Forced Draft, Propeller	1.50	1.75	1.50	2.2	1.8
Induced draft w/damper control	2.00	2.25	2.00	2.7	2.3
Induced draft w/o damper control	1.25	1.50	1.25	2.0	1.6
Feeders					
Belt, Screw	1.00	1.25	1.00	1.7	1.3
Reciprocating	2.50	2.75	2.50	3.2	2.8
Filter, Press-oil	1.50	1.75	1.50	2.2	1.8
Generators					
Not Welding	1.00	1.25	1.00	1.7	1.3
Welding	2.00	2.25	2.00	2.7	2.3
Hoist	1.50	1.75	1.50	2.2	1.8
Hammermills	2.00	2.25	2.00	2.7	2.3
Kilns	1.50	1.75	1.50	2.2	1.8
Laundry Washers—Reversing	2.00	2.25	2.00	2.7	2.3
Lumber Machinery					
Barkers, Edger Feeder, Live Roll	2.00	2.25	2.00	2.7	2.3
Planer, Slab Conveyor	2.00	2.25	2.00	2.7	2.3
Machine Tools					
Punch Press-gear Driven, Plate Planer	2.00	2.25	2.00	2.7	2.3
Tapping Machinery, Bending Roll	2.00	2.25	2.00	2.7	2.3
Main Drive	1.50	1.75	1.50	2.2	1.8
Auxiliary Drives	1.00	1.25	1.00	1.7	1.3
Metal Forming Machines					
Draw Bench-carriage & Main Drive	2.00	2.25	2.00	2.7	2.3
Extruder, Forming Machine, Wire Drawing	2.00	2.25	2.00	2.7	2.3
Table Conveyors	2.50	2.75	2.50	3.2	2.8
Wire Winding, Coilers, Slitters	1.50	1.75	1.50	2.2	1.8
Mills, Rotary Type					
Ball, Kilns, Pebble, Rolling, Tube	2.00	2.25	2.00	2.7	2.3
Cement Kilns, Dryers, Coolers	2.00	2.25	2.00	2.7	2.3
Tumbling	1.50	1.75	1.50	2.2	1.8
Mixers					
Concrete, continuous	1.75	2.00	1.75	2.5	2.0
Muller	1.50	1.75	1.50	2.2	1.8
Paper Mills					
Agitator (mixers), Reel, Winder	1.20	1.45	1.20	1.9	1.5
Winder	1.20	1.45	1.20	1.9	1.5
Barker (mechanical), Log Haul, Chipper	2.00	2.25	2.00	2.7	2.3
Barking Drum (spur gear)	2.50	2.75	2.50	3.2	2.8
Beater, Pulper, Jordans, Dresses	2.00	2.25	2.00	2.7	2.3
Calenders, Dryers, Washers, Thickener	1.50	1.75	1.50	2.2	1.8
Converting Machines, Conveyors	1.20	1.45	1.20	1.9	1.5
Printing Presses	1.50	1.75	1.50	1.7	1.3
Pug Mill	1.75	2.00	1.75	2.0	1.6
Pumps					
Centrifugal	1.00	1.25	1.00	1.7	1.3
Gear, Rotary, Vane	1.25	1.50	1.25	2.0	1.6
Reciprocating: 1-Cyl. Single or Double Acting	2.00	2.25	2.00	2.7	2.3
2-Cyl. Single Acting	2.00	2.25	2.00	2.7	2.3
2-Cyl. Double Acting	1.75	2.00	1.75	2.5	2.0
3 or more Cyl.	1.50	1.75	1.50	2.2	1.8
Rubber Machinery					
Mixers	2.50	2.75	2.50	3.2	2.8
Rubber Calender	2.00	2.25	2.00	2.7	2.3
Screens					
Air washing, Water	1.00	1.25	1.00	1.7	1.3
Rotary—stone or gravel, Dewatering	1.50	1.75	1.50	2.2	1.8
Vibrating	2.50	2.75	2.50	3.2	2.8
Grizzly	2.00	2.25	2.00	2.7	2.3
Shredders	1.50	1.75	1.50	2.2	1.8
Steering Gears	1.00	1.25	1.00	1.7	1.3
Stokers	1.00	1.25	1.00	1.7	1.3
Suction Roll (paper)	1.50	1.75	1.50	2.2	1.8
Textile Machinery					
Dryers, Dyeing Machinery, Mangle	1.20	1.45	1.20	2.0	1.6
Loom, Spinner, Tenter frames	1.50	1.75	1.50	2.2	1.8
Tumbling Barrels	1.75	2.00	1.75	2.5	2.0
Windlass	2.00	2.25	2.00	2.7	2.3
Woodworking Mach.	1.00	1.25	1.00	1.7	1.3

Caution: Applications involving reciprocating engines and reciprocating driven devices are subject to critical rotational speeds which may damage the coupling and/or connected equipment. Contact Lovejoy Engineering with specific requirements.

Fuente: (LOVEJOY, 2015, pág. 20)

Con este factor se puede calcular el torque de diseño, el cual está dado de la siguiente fórmula:

$$T_{diseño} = T_{nominal} * factor\ de\ servicio(libras - in) \qquad Ec.\ 30$$

$$T_{diseño} = 718.23\ libras - in * 1.25$$

$$T_{diseño} = 897.78\ libras - in$$

Material del acoplamiento

Es importante la correcta selección del material a usar en el matrimonio, es por ello que se debe tomar en cuenta según la tabla 20.

Tabla 20

Tipo de materia del matrimonio a seleccionar según el trabajo

Characteristics	Temperature Range	Misalignment		Shore Hardness[1]	Dampening Capacity	Chemical Resistance[2]	Color
		Angular Degree	Parallel Inch				
SOX (NBR) Rubber – Nitrile Butadiene (Buna N) Rubber is a flexible elastomer material that is oil resistant, resembles natural rubber in resilience and elasticity and operates effectively in temperature range of -40° to 212° F (-40° to 100° C). Good resistance to oil. Standard elastomer. (Also applies to SXB Cushions.)	-40° to 212° F -40° to 100° C	1°	.015	80A	HIGH	GOOD	BLACK
URETHANE – Urethane has greater torque capability than NBR (1.5 times), provides less dampening effect, and operates at a temperature range of -30° to 160° F (-34° to 71° C). Good resistance to oil and chemicals. Not recommended for cyclic or start/stop applications.	-30° to 160° F -34° to 71° C	1°	.015	55D L050-L110 90-95A L150-L225	LOW	VERY GOOD	BLUE
HYTREL® – Hytrel is a flexible elastomer designed for high torque and high temperature operations. Hytrel can operate in temperatures of -60° to 250° F (-51° to 121° C) and has an excellent resistance to oil and chemicals. Not recommended for cyclic or start/stop applications.	-60° to 250° F -51° to 121° C	1/2°	.015	55D	LOW	EXCELLENT	TAN
BRONZE – Bronze is a rigid, porous oil-impregnated metal insert exclusively for slow speed (maximum 250 RPM) applications requiring high torque capabilities. Bronze operations are not affected by extreme temperatures, water, oil, or dirt.	-40° to 450° F -40° to 232° C	1/2°	.010	—	NONE	EXCELLENT	BRONZE

Fuente: (LOVEJOY, 2015, pág. 21)

Tomando en cuenta la tabla 20 y teniendo presente que el motor, bomba matrimonio no se recalentará más de 100 °C es conveniente seleccionar el material denominado NBR para el matrimonio.

Nomenclatura del acoplamiento a seleccionar

Teniendo en cuenta el tipo de material seleccionado se procede a observar la tabla 21, la cual especifica el tamaño a seleccionar en función del torque de diseño y del tipo de material.

Tabla 21

Tamaño en función del tipo de material y torque de diseño

Size	Max Bore		Spider Material							
			SOX (NBR) Torque		Urethane Torque		Hytrel Torque		Bronze Torque	
	in	mm	in-lbs	Nm	in-lbs	Nm	in-lbs	Nm	in-lbs	Nm
L035	0.375	9	3.5	0.4	–	–	–	–	–	–
L/AL050	0.625	16	26.3	3.0	39	4.5	50	5.60	50	5.60
L/AL070	0.750	19	43.2	4.9	65	7.3	114	12.90	114	12.90
L/AL075	0.875	22	90.0	10.2	135	15.3	227	25.60	227	25.60
L/AL090	1.000	25	144.0	16.3	216	24.4	401	45.30	401	45.30
L/AL095	1.125	28	194.0	21.9	291	32.9	561	63.40	561	63.40
L/AL099	1.188	30	318.0	35.9	477	53.9	792	89.50	792	89.50
L/AL100	1.375	35	417.0	47.1	626	70.7	1,134	128.00	1,134	128.00
L/AL110	1.625	42	792.0	89.5	1,188	134.0	2,268	256.00	2,268	256.00
L150	1.875	48	1,240.0	140.0	1,860	210.0	3,708	419.00	3,706	419.00
AL150	1.875	48	1,450.0	163.8	–	–	–	–	–	–
L190	2.125	55	1,728.0	195.0	2,592	293.0	4,680	529.00	4,680	529.00
L225	2.625	65	2,340.0	264.0	3,510	397.0	6,228	704.00	6,228	704.00
L276	2.875	73	4,716.0	533.0	–	–	–	–	12,500	1 412.00
C226	2.500	64	2,988.0	338.0	–	–	5,940	671.00	5,940	671.00
C276	2.875	73	4,716.0	533.0	–	–	9,432	1 066.00	–	–
C280	3.000	76	7,560.0	854.0	–	–	13,866	1 567.00	–	–
C285	4.000	102	9,182.0	1 038.0	–	–	16,680	1 882.00	–	–
C295	3.500	89	11,340.0	1 281.0	–	–	22,680	2 563.00	22,680	2 563.00
C2955	4.000	102	18,900.0	2 136.0	–	–	37,800	4 271.00	37,800	4 271.00
H3067	4.500	114	33,395.0	3 774.0	–	–	47,196	5 333.00	47,196	5 333.00
H3567	5.000	127	46,632.0	5 269.0	–	–	63,000	7 119.00	63,000	7 119.00
H3667	5.629	143	64,812.0	7 323.0	–	–	88,200	9 966.00	88,200	9 966.00
H4067	6.250	159	88,224.0	9 969.0	–	–	126,000	14 237.00	126,000	14 237.00
H4567	7.000	178	119,700.0	13 525.0	–	–	170,004	19 209.00	170,000	19 209.00

Fuente: (LOVEJOY, 2015, pág. 21)

A continuación se debe tomar en cuenta las mediciones del acople, por tal motivo, conociendo que el matrimonio irá conectado a un motor y a una bomba se requiere saber las dimensiones del eje del motor a acoplar. Estas medidas se pueden apreciar en el Anexo A-13 el mismo que dice que se tendrá un eje de 1.625 in.

Por lo tanto, de la tabla 21 se puede observar que para un torque de diseño de 875.03 libras-in, un material NBR y un agujero de acople de 1.625 inch aproximadamente, se tiene un matrimonio de tamaño L/AL110. Por este motivo se puede observar la tabla 22 para completar la selección del matrimonio.

Tabla 22

Codificación para acoplamiento del eje

AL Type Hub - Inch Bore and Keyway UPC Number Selection Table

Bore	Keyway	AL050	AL070	AL075	AL090	AL095	AL099	AL100	AL110	AL150
1/4	No Keyway	10252	10463	10630	10791	—	—	—	—	—
5/16	No Keyway	10253	10464	10631	10792	—	—	—	—	—
3/8	No Keyway	10254	10466	10632	10793	—	—	—	—	—
7/16	No Keyway	10256	10469	10633	10794	—	—	—	—	—
1/2	No Keyway	10257	10471	10634	10795	17847	17880	17914	—	—
1/2	1/8 x 1/16	49706	10473	10635	10796	17848	17881	17915	—	—
9/16	No Keyway	—	—	10637	10797	—	—	56473	—	—
9/16	1/8 x 1/16	—	—	10638	4412	37994	44323	17917	—	—
5/8	No Keyway	10259	10480	61817	44004	—	—	—	17977	18035
5/8	3/16 x 3/32	—	10482	10639	10798	17855	17882	17918	38888	44828
11/16	3/16 x 3/32	—	—	45227	10799	17851	45494	17919	44059	46642
3/4	1/8 x 1/16	—	—	47835	47725	46295	—	—	—	—
3/4	3/16 x 3/32	—	10491	10640	10800	17852	17883	17920	17978	18036
13/16	3/16 x 3/32	—	—	10641	10801	17853	17884	17921	—	—
7/8	3/16 x 3/32	—	—	10642	10802	17854	17885	17922	17979	18037
15/16	1/4 x 1/8	—	—	—	—	17855	17886	17923	17980	18038
1	1/4 x 1/8	—	—	—	—	17856	17887	17924	17981	18039
1-1/16	1/4 x 1/8	—	—	—	—	17857	17888	17925	26094	18040
1-1/8	1/4 x 1/8	—	—	—	—	17858	17889	17926	17982	18041
1-3/16	1/4 x 1/8	—	—	—	—	—	17890	17927	17983	18042
1-1/4	1/4 x 1/8	—	—	—	—	—	—	17928	17984	18043
1-5/16	5/16 x 5/32	—	—	—	—	—	—	17929	17985	18044
1-3/8	5/16 x 5/32	—	—	—	—	—	—	17930	17986	18045
1-7/16	3/8 x 3/16	—	—	—	—	—	—	45508	17987	18046
1-1/2	3/8 x 3/16	—	—	—	—	—	—	—	17988	18047
1-9/16	3/8 x 3/16	—	—	—	—	—	—	—	17989	18048
1-5/8	3/8 x 3/16	—	—	—	—	—	—	—	17990	18049
1-11/16	3/8 x 3/16	—	—	—	—	—	—	—	—	18050
1-3/4	3/8 x 3/16	—	—	—	—	—	—	—	—	18051
1-13/16	1/2 x 1/4	—	—	—	—	—	—	—	—	18052
1-7/8	1/2 x 1/4	—	—	—	—	—	—	—	—	18053

Notes:
- Tolerances for bore and keyways are found in Engineering Data section (page ED-10).
- Lovejoy does not recommend reboring AL hubs.
- All hubs are supplied standard with one set screw, except the AL150 which is provided with two set screws.
- When referencing the Lovejoy UPC number in this table, include 685144 as a prefix to the number shown.

Fuente: (LOVEJOY, 2015, pág. 27)

De la tabla 22 se tiene que para un agujero de 1.625 pl y un chavetero de 3/8x3/16 se selecciona el matrimonio tipo 17990. Por consiguiente el matrimonio a seleccionar es el L/AL110-17990, en el mismo que puede verse su dimensionamiento y características de funcionamiento en el ANEXO 13.

3.7.8 Selección de los elementos de mando y protección

Selección de selectores, pulsadores y luces indicadoras.

En el mercado existen varios fabricantes de estos componentes, por lo cual para seleccionar estos elementos se tomara en cuenta los siguientes aspectos:

- La disponibilidad del producto en el mercado.
- Durabilidad de los componentes.
- Capacidad de los proveedores.
- Tipo de ensamble a realizarse.
- Precio del producto.

El trabajo de estos componentes será durante por mucho tiempo por lo cual se ha elegido la marca Siemens, en el ANEXO A-14 se muestra los detalles de estos elementos.

Para la operación de la máquina se utilizara 2 joystick Siemens en la (figura 67) se puede apreciar sus características así como también en la tabla 23. El primero sirve para el control de los cilindros o pistones y el segundo para el control del motor hidráulico.

Tabla 23

Características Joystick

JOYSTICK	CARACTERÍSTICAS
Marca	Siemens
Modelo	3SB1201-7EW01
# de Posiciones	2 posiciones
Tipo	Sin enclavamiento
Equipamiento	2 contactos NA

Figura 67: Joystick

Para encender y apagar el motor se utilizara dos pulsadores de botón plano marca siemens se lo puede apreciar en la (figura 68), y sus características se las puede ver en la tabla 24 y en el ANEXO A-14.

Tabla 24

Propiedades del pulsador a utilizarse

PULSADOR	CARACTERÍSTICAS
Marca	Siemens
Modelo	3SB3 01-0AA11/31/41
Colores	Rojo, verde
Tipo	Botón Plano

Figura 68: Pulsadores

Selección del interruptor termomagnético.

Para la selección de los componentes eléctricos que a continuación se detalla, se lo realiza apoyando en el programa ”Cálculos eléctricos” disponibles en la web; este programa realiza los cálculos en Excel a partir de los datos nominales del motor eléctrico.

Se necesita seleccionar un interruptor termomagnético para alimentación general y que proteja de sobrecorrientes por cortocircuito en la alimentación principal del motor eléctrico, por lo cual se tomara en cuenta las siguientes características:

- Disponibilidad del producto en el mercado.
- La endurancia eléctrica del componente.
- Capacidad de los contactos que tiene el componente.
- Capacidad de corte del producto.
- Precio del producto.

El interruptor termomagnético a seleccionar debe presentar una buena endurancia eléctrica que va de los 6000 a 8000 ciclos con una capacidad de 5 a 10 kA y sus contactos deben ser muy resistentes. Se utilizara un interruptor de la marca LS INDUSTRIAL SYSTEMS, las características y datos técnicos se pueden apreciar en el ANEXO A-15. Para la selección del interruptor termomagnético se probara con la máxima carga ya que a este nivel deberá protegerlos, además se suministrara corriente adicional a los componentes del tablero de control que es aproximadamente de 5 A:

$$I_{SC} = 1.5\left(I_{pc\ motor} + I_{consumo}\right) \qquad Ec.31$$

Donde:

I_{SC} = es la corriente para la selección del interruptor termomagnético.

$I_{pc\ motor}$ = representa la corriente a máxima carga del motor eléctrico.

$I_{consumo}$ = la corriente que consume el tablero de mando.

$$I_{SC} = 1.5(54\ A + \ 5\ A)$$
$$I_{SC} = 88.5\ A$$

Por consiguiente se utilizara el interruptor termomagnético LS INDUSTRIAL SYSTEMS de 100A que se muestra en la (figura 69) para toda la protección del sistema, datos técnicos se encuentran en el ANEXO A-15 y las características en la tabla 25.

Tabla 25

Propiedades del interruptor termomagnético

INTERRUPTOR TERMOMAGNÉTICO	CARACTERÍSTICAS
Numero de polos	3
Datos eléctricos	100A – 240 V
Modelo	BKD-100-3

Figura 69: Interruptor termomagnético utilizados en el tablero de mando

Selección de los contactores y relé térmico.

De acuerdo a los resultados arrojados por el programa "Cálculos eléctricos" indica que se debe utilizar un contactor NEMA 3, para operar en categoría AC3. LS INDUSTRIAL SYSTEMS también es fabricante de este tipo de elementos y se considera los beneficios que ofrece la marca. Se selecciona un contactor GMS 65. Para la selección del relé térmico destinado a proteger cargas del motor se determina con la corriente nominal del motor de 54 A y que sea ajustable de 0.8 a 1.2 de esta corriente

nominal. En la tabla 26 se resumen las características del contactor y relé térmico a emplear y la figura 70 muestra el contactor junto con el rele, en el ANEXO A-15 muestran las características.

Tabla 26

Propiedades del contactor

CONTACTOR	CARACTERÍSTICAS
Marca	LS Industrial Systems
Modelo	GMC-65
Numero de polos	3
Tipo de montaje	Sobre riel Din
Intensidad máxima de operación	100 A
Modelo de relé térmico recomendado	GTK-85

Figura 70: Conductor y distribuidor térmico del circuito de fuerza

Selección del conductor eléctrico.

Para seleccionar la opción más favorable en cuanto a conductor eléctrico para la aplicación y de acuerdo a los valores dados por el programa "Cálculos eléctricos" el conductor para el alimentador principal del motor corresponde al calibre 6 AWG esto garantizara superar las caídas de tensión del alimentador no más allá del 2.94%. Estos detalles de cálculos arrojados por el programa se presentan en el ANEXO A-16. Las especificaciones técnicas se presentan en el ANEXO A-15

Conductor del circuito de control

Para el cableado del circuito de control se emplea conductor de calibre 16 AWG el mismo que sirve para interconectar las bobinas de los contactores, electroválvulas, botoneras, josticks, luces pilotos, etc. Los datos técnicos se los puede apreciar en el (ANEXO A-17) y en la tabla 27 se resumen algunas características.

Tabla 27

Propiedades del conductor del circuito a utilizarse

CONDUCTOR	CARACTERÍSTICAS
Tipo	TFN, utilizados en circuitos de control en tableros eléctricos, además aptos para usarse en zonas contaminadas con aceites, grasas, gasolina, etc.
Tensión de servicio	600 V
Numero de hilos	19
Temperatura	90^{o} C

Selección de relés auxiliares.

Es necesario utilizar relés auxiliares para el circuito de control por lo cual se van a tomar en cuenta los siguientes aspectos:

- Tensión y corriente de contactos.
- Voltaje de la bobina.
- Vida tanto mecánica como eléctrica.
- Condiciones ambientales.
- Precio del producto.

Para la operación de las electroválvulas se requieren de 4 relés auxiliares o contactores auxiliares estos relés deben operar a una tensión de control de 220v y deben tener el número de contactos necesarios para el circuito de control. En la tabla 28 se resumen las características principales de este relé.

Se utilizara los relés SIEMENS (figura 71),los datos técnicos se pueden observar en el ANEXO A-18, en donde se detalla las especificaciones como construcción dimensión y diagrama de conexión, sus características generales se aprecian en la tabla 28.

Tabla 28

Propiedades del relé auxiliar

RELÉ AUXILIAR	CARACTERÍSTICAS
Marca	SIEMENS
Código	3RH1122-1AP0
Contactos	Imáx = 10 A
	Vmáx = 250 V
	I_{min} = 10 mA / 10 V
Numero de contactos	2NC- 2NA

Figura 71: Relé auxiliar

Selección de los elementos adicionales

Para el cableado del circuito en el tablero respectivo se requiere elementos adicionales como: canaletas, riel din, borneras auxiliares, terminales de conductores entre otros. Para esto se tomó en cuenta que estos elementos no se desgastaran en exceso debido a permanecerán estáticos la marca que ofrece calidad a un bajo coste es CAMSCO, se utilizarán las canaletas de 50 x 50 mm color gris para el cableado eléctrico, se utilizara rieles DIN de 35mm, además de borneras auxiliares para la conexión de conductores, en la figura 72 se pueden apreciar estos elementos.

Figura 72: Borneras.

Utilización del tablero de mando y control.

En la fábrica Novacero ya existía un tablero metálico de marca desconocida al cuál había que darle uso, las medidas de este son: largo = 70 cm, ancho = 30 cm y altura = 60 cm. Por lo tanto se distribuyó el espacio de todo el tablero en 3 partes, distribuyéndose los elementos de la siguiente manera (figura 73):

- Parte izquierda, se colocará el circuito de fuerza.
- Parte derecha el circuito de control junto con los relés y borneras.

Figura 73: Asignación de espacios en el tablero

CAPÍTULO IV

CONSTRUCCIÓN Y MONTAJE

4.1. Introducción

Luego de haber concluido el diseño y selección de los componentes mecánicos, hidráulicos y eléctricos para la estación de mantenimiento de graples en la empresa NOVACERO se procede a la construcción y montaje de estos componentes. Para la construcción y montaje se hace uso de los planos previamente proyectados y manteniendo como meta final el funcionamiento de la estación (en base a anexos A-20 A-21) .

4.2. Construcción y montaje del sistema mecánico

En lo que respecta a la estructura mecánica estará presente el conocimiento y la utilización de máquinas, herramientas, la selección adecuada de materiales como se muestran en la figura 74, estas deben cumplir con normas de seguridad para la estación de mantenimiento de graples, esta queda ensamblada como se muestra continuación.

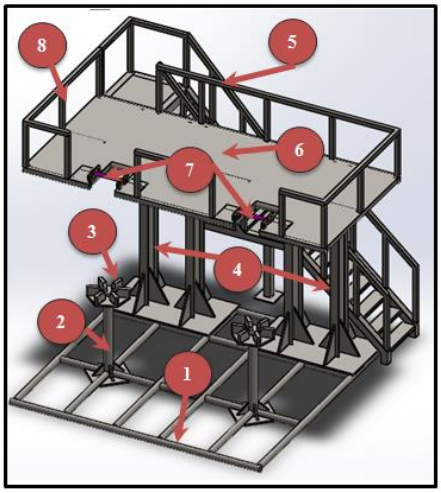


Figura 74: Estación de mantenimiento para graples ensamblada

En la tabla 29 se detallan las partes de la estación de mantenimiento que se van a construir.

Tabla 29

Partes de la estación de mantenimiento para graples

PARTES	FUNCIÓN	MATERIAL
1	Base	ACERO ASTM
2	Eje soporte	ACERO ASTM
3	Plato soporte	ACERO ASTM
4	Columnas	ACERO ASTM
5	Escaleras	ACERO ASTM
6	Piso flotante	ACERO ASTM
7	Soportes para pin	ACERO ASTM
8	Pasamanos	ACERO ASTM

La construcción y montaje se lo realizo en el taller de maquinaria pesada de la empresa NOVACERO S.A. ya que éste cuenta con las máquinas y herramientas necesarias para la construcción de las diferentes piezas que conforman el proyecto de la estación de mantenimiento para graples.

4.3. Construcción del piso

Para la construcción del piso y todo el proyecto de la estación de mantenimiento se empezó buscando los tubos necesarios para la construcción, en la figura 75 se observa los tubos ocupados para la construcción piso de la estación de mantenimiento de graples.

Figura 75: Tubos para la construcción

Después de haber seleccionado los tubos de 90 mm de diámetro y 10mm de espesor se procedió a cortar y a soldar con las medidas del plano, el piso fue recubierto con plancha de 5mm de espesor además este piso tiene unas paredes a cada lado que evita que el aceite hidráulico que se va a derramar tenga contacto con el suelo; para soldar se utilizó electrodos recubiertos E 7018 y E 6011 de 1/8, estos presentan características para soldar estructuras en general, son excelentes para condiciones extremas del ambiente, el tipo de junta que se usa es a tope, en la figura 76 se visualiza la base de la estructura y como se van soldando y ubicando los tubos para en piso.

Figura 76: Piso de la estación de mantenimiento para graples

4.4. Construcción y montaje de las columnas de soporte

Se cortó dos planchas de acero de 12 mm de espesor con dimensiones de 915 mm x 1600 mm, para realizar el corte se utilizó oxicorte, este proceso consiste en una flama a alta temperatura que funde el mental permitiendo cortar el mismo, este proceso deja escoria por lo cual se recurre a una amoladora con disco de desbastado para dejar lisa la superficie. En las planchas se asentaron las cuatro columnas, dos en cada una. A continuación de la misma plancha se cortaron dieciséis refuerzos de 300 mm x 500 mm, cuatro para cada columna. Después se procedió a cortar cuatro columnas de 2822 mm

para montarlas sobre las planchas cortadas. En la figura 77 se observa el montaje de estos elementos.

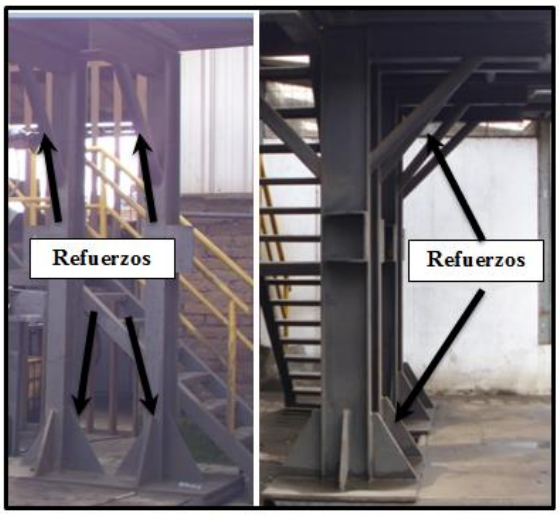


Figura 77: Columnas de soporte

Estas columnas soportan el piso flotante y también tiene refuerzos los cuales son cuatro una para cada columna y son de tubo redondo de 997 mm. En la parte superior de las columnas esta soldado una plancha de acero de ½ pulgada de 825mm x 300mm para que el piso flotante se asiente y poder soldar con facilidad. Además tiene cuatro refuerzos horizontales que son dos de viga IPN y dos de tubo rectangular de 1100 mm. El tipo de junta que se utilizó para soldar las columnas y refuerzos es junta a tope y junta en "T" de ángulo interior con electrodos recubiertos E7018 y E6011de 1/8. En la figura 78 se visualiza la ubicación de los refuerzos.

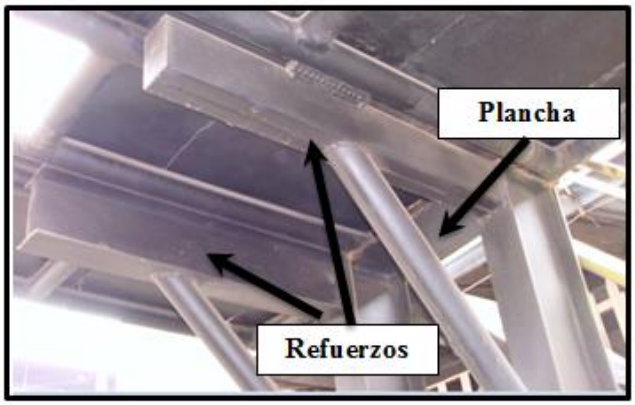


Figura 78: Columnas de soporte parte superior

4.5. Construcción y montaje de los ejes soporte

Para los ejes soporte se necesitó dos ejes de 1260 mm de largo y 130 mm de diámetro, el material que se ocupo es el vástago de un pistón hidráulico y un eje de diámetro 300 mm por esta razón fue necesario tornear los ejes a la medida empleada en el plano. Estos dos ejes tiene ocho refuerzos cada uno, cuatro que van perpendiculares al piso y cuatro que son paralelos la piso de plancha de 1 pulgada de espesor de medidas de 164 mm x 160 mm los refuerzos perpendiculares, y los horizontales de plancha de 1 pulgada de 300 mm x 300 mm. Después de torneados se los monto sobre el piso de la estación de mantenimiento para graples como se muestra en la figura 79. El tipo de soldadura utilizada es junta a tope y junta en "T" de ángulo interior con electrodos recubiertos E7018 y E6011de 1/8.

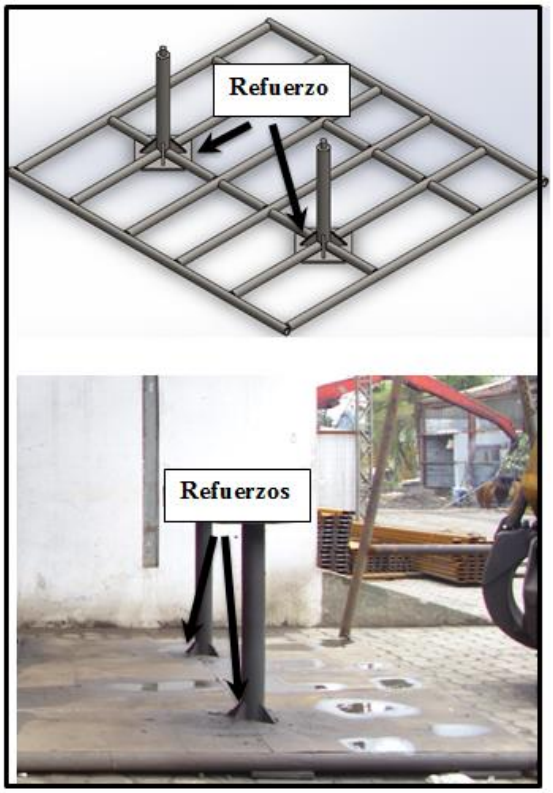


Figura 79: Eje soporte

4.6. Construcción y montaje del plato soporte para graples

El plato soporte para graples consta de una plancha de 1 pulgada de espesor con la forma de un hexágono de 296 mm cada lado, además tiene 6 descansos en donde se asienta el graple que se construyeron en plancha de dos pulgadas, se utilizó el oxicorte al igual que la amoladora para dejar un acabado liso. Se utilizó una soldadura en de junta en "T" de ángulo interior para soldar los seis descansos a la plancha con electrodos recubiertos E 7018 y E 6011 de 1/8. Esta pieza va montado sobre el eje soporte construido anteriormente sobre el piso de la estructura, para lo cual se necesita que tenga un orificio de diámetro de 60mm realizado en el torno. En la figura 80 se aprecia el plato soporte para graples y su montaje.

Figura 80: Plato soporte para graples

4.7. Construcción y montaje del piso flotante

Para la construcción del piso flotante de la estación de mantenimiento se realizó con el mismo tubo que se construyó el piso de la estructura que es de 90 mm de diámetro y 10 mm de espesor, a continuación se cortó con las medidas del plano, todo el piso fue cubierto con plancha de 5mm de espesor; para soldar se utilizó electrodos recubiertos E7018 y E6011de 1/8, el tipo de junta es en "T" de ángulo interior, para montar esta pieza se utilizó el montacargas con la pluma para poder subir el piso flotante y sujetarlo a las columnas de soporte. En la figura 81 se visualiza el piso flotante de la estación de mantenimiento para graples.

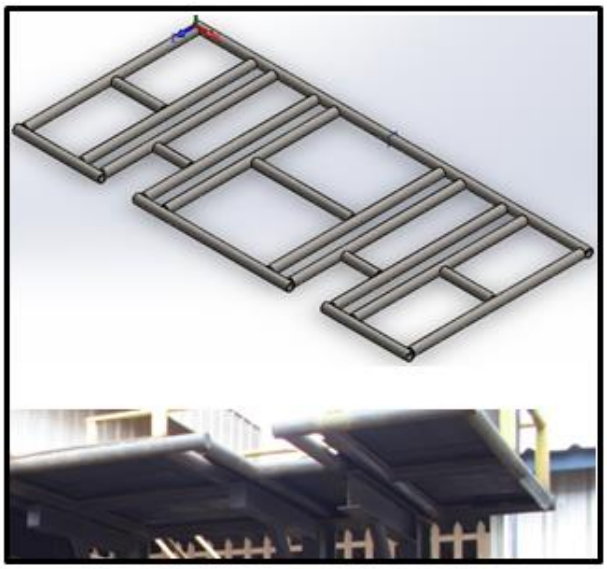


Figura 81: Piso flotante

4.8. Construcción y montaje de soportes para pin

Estos soportes son cuatro y están hechos de plancha de ½ pulgada tiene un orificio para el pin que es de dos pulgadas y cuatro orificios para pernos de una pulgada. Para soldar se utilizó electrodos recubiertos E7018 y E6011de 1/8, el tipo de junta es en "T" de ángulo interior. En la figura 82 se visualiza el soporte para pin de la estación de mantenimiento para graples.

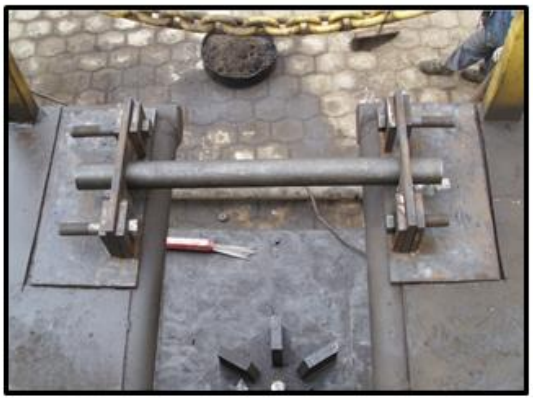


Figura 82: Soportes para pin

4.9. Montaje del depósito de aceite.

Se utilizó un depósito de forma rectangular, disponible en la fábrica, este está construido con planchas de 3 mm., de espesor y sus dimensiones son 1000 mm x 600mm. Con el montacargas se elevó el depósito para su posterior montaje en la figura 83 se muestra el tanque de la estación de mantenimiento para graples.

Figura 83: Tanque de aceite

4.10. Montaje de la bomba y motor eléctrico

Para el montaje se realizó un corte en el depósito para sujetar el motor se utilizaron 4 pernos de 5/8 x 1 1/2 pulgadas, sujetos a la carcasa, esto se lo puede apreciar en la figura 84 donde se muestra el motor sobre el depósito de aceite.

Figura 84: Motor montado sobre el tanque de aceite

Posteriormente se realizó el montaje de la bomba hidráulica con un matrimonio L/AL110, el cual transmitirá el movimiento del eje del motor a la bomba logrando así bombear el fluido al sistema este se sujetó con 4 pernos de 5/8 x 1 1/2 pulgada a la carcasa, se puede observar en la figura 85.

Figura 85: Acoplamiento bomba motor

4.12. Montaje e implementación del circuito de presión.

4.12.1. Montaje de las electroválvulas Henrion y Rexroth

Las electroválvulas (figura 86) a emplear en el montaje se encontraban disponibles en bodega. Por este motivo se limpió los conductos. Para el montaje de estas electroválvulas, se utilizó una base de plancha de acero 150mm x 200 mm en la cual se sujeta con pernos de ½ las electroválvulas Henrion y Rexroth respectivamente; la plancha esta soldada a 70 mm del tanque.

Figura 86: Electroválvulas Henrion y Rexroth

4.12.2. Ensamble de tubos, mangueras y de los acoples hidráulicos.

Se realizó las conexiones siguiendo los planos del circuito, con conectores JIC hembra para tramos cortos, dos "T" de una pulgada que inicia desde la descarga de la bomba de la válvula reguladora de presión Rexroth, en los extremos se utilizó acoples JIC macho a NPT. Para la entrada de la presión en la electroválvula Rexroth se colocó dos mangueras de 1 de pulgada de 3 m de longitud, estas tienen dos conectores JIC hembra en la electroválvula y las mangueras en sus extremos acoples JIC macho a NPT por la línea que avanza hacia el motor del giro hidráulico.

Figura 87: Mangueras y tuberías y acoples

4.13 Ensamble del filtro de aceite hidráulico.

Se utilizó un filtro de retorno ABZFR REXROTH que se montan directo sobre el tanque en la línea de retorno por este motivo se realizó un orificio de 78 mm y se sujetaron con dos pernos de ½ pulgada contra el tanque de aceite como se muestra en la figura 88, posteriormente se colocó el filtro en la tubería de acero de 1 pulgada de diámetro y 30 cm de longitud con una rosca NPT en ambos lados, por consiguiente se colocó teflón y se ajustó el filtro.

Figura 88: Filtro ABZFR REXROTH

4.14. Llenado del depósito de aceite hidráulico.

El aceite hidráulico empleado es el ISO VG 68 el mismo que se adquiere en tanques de 200 lt; por lo que para el llenado del tanque de la unidad se utilizó un montacargas con el cual se elevó el barril de aceite, estando ahí se revisó el filtro y se limpió, se colocó la bomba manual al barril dejándola estática, en la punta de esta se colocó una manguera de 1 pulgada y en la otra punta se realizó el bombeo hasta terminar el barril, ver figura 89.

Figura 89: Proceso de llenado de deposito

4.15 Montaje del sistema eléctrico.

Durante la implementación del sistema eléctrico se tomó en cuenta principios y conocimientos como la interpretación de planos utilización y manejo de herramientas manuales así como terminales, medidores de voltaje, corriente y continuidad.

4.15.1. Implementación del tablero de control

Para la implementación del tablero de mando se realizó el cableado y las correspondientes conexiones eléctricas (tabla 30), para esto se montó todos los elementos ene la placa, se sujetaron las canaletas y los rieles DIN con tornillo de ¼ , se montaron los contactores, breakers, relés, borneras, para finalmente realizar el cableado ver figura 90.

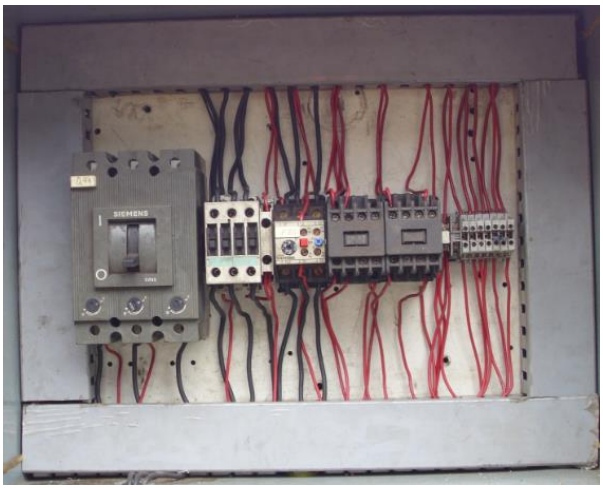


Figura 90: Montaje de componentes en el tablero

Tabla 30

Componentes eléctricos utilizados en la placa del tablero de mando

Cantidad	DESCRIPCIÓN
1	Tablero de 50 X 60 X 30 cm
20	Mts de Tubería anillada 3/4”
2	Canaleta Plastica Ranurada Con Tapa VD-7 40mm x60mmx2m
1	Breakers LS BKD-100-3
1	Contactor LS GMC-65
1	Rele termico GTK-85
2	Joystick Siemens
3	Contactor auxiliar Siemens
1	Pulsador verde
1	Pulsador rojo

4.15.2. Cableado del circuito de control.

El cableado se realizó utilizando el conductor #16 AWG y remachando los finales a terminales PIN, para estas conexiones se siguió el diagrama correspondiente de control proyectado (ANEXO 21), después se montó el tablero a la estructura de la estación de mantenimiento para graples sujetándole con 4 pernos de ½ x 1 pulgada, ver figura 91 y 92.

Figura 91: Sujeción del tablero

4.15.3. Implementación de actuadores y de los circuitos de fuerza

Para el arranque del motor se utilizó un arranque directo con los contactores y conductores 6 AWG, después se cableo desde el tablero hasta los terminales del motor con un conductor 6 AWG, posteriormente se colocó dentro de una tubería anillada metálica para evitar deterioro o daño. Para el cableado de los actuadores se utilizó conductor 16 AWG siguiendo el diagrama que se muestra en el (ANEXO A-21), ver Figura 92.

Figura 92: Cableado de los circuitos de Fuerza

CAPITULO V

PRUEBAS Y ANÁLISIS DE RESULTADOS.

5.1 Pruebas del sistema mecánico

Para estas pruebas se colocó el graple sobre la estructura como se muestra en la figura 93, una vez montado sobre la estación de mantenimiento se observa que la estructura soporta el peso y se mantiene estable. Además que el plato soporte para graples tiene un acople correcto al momento de asentarse sobre la pieza, y gira con facilidad. Se verifico que el piso de la estación de mantenimiento sea hermético y no permita fugas de aceite hidráulico y contamine el medio ambiente.

Figura 93: Estación de mantenimiento para graples

5.2 Pruebas de operación del sistema hidráulico de la estación de mantenimiento para graples.

Después de haber comprobado el sistema mecánico se prosiguió a las pruebas del sistema hidráulico, el cual fue realizado como se observa en el diagrama de conexiones hidráulicas, se realizaron algunas pruebas para verificar el correcto funcionamiento, las cuales se presentan a continuación.

5.2.1 Pruebas de fugas de aceite hidráulico.

El objetivo de esta prueba es determinar fugas de aceite tanto de conectores como de tuberías aplicando la presión de funcionamiento de un graple de 175 – 200 Bar. La eliminación de este inconveniente se logró, aplicando mayor cantidad de teflón y permatex (pasta selladora) en los acoples.

Figura 94: Acoples en los que existían fugas

5.2.2 Pruebas de presión en el sistema hidráulico.

Después de la verificación del fluido se recorrió todas las mangueras, tuberías y válvulas para comprobar que la presión generada se acerca a la presión teórica calculada llegando a la conclusión que no existe pérdida de presión, esto se identificó con la ayuda de un manómetro el cual se muestra la presión del sistema que es de 73 bar.

Para conseguir la presión necesaria se realizaron las pruebas hidráulicas al graple que constan en abrir y cerrar las uñas y girar el motor hidráulico del graple, todas estas pruebas se realizaron con el graple montado en la estación de mantenimiento y realizando una prueba a la vez, no las dos al mismo tiempo de esta manera se consiguió visualizar la presión en el manómetro, ver figura 95.

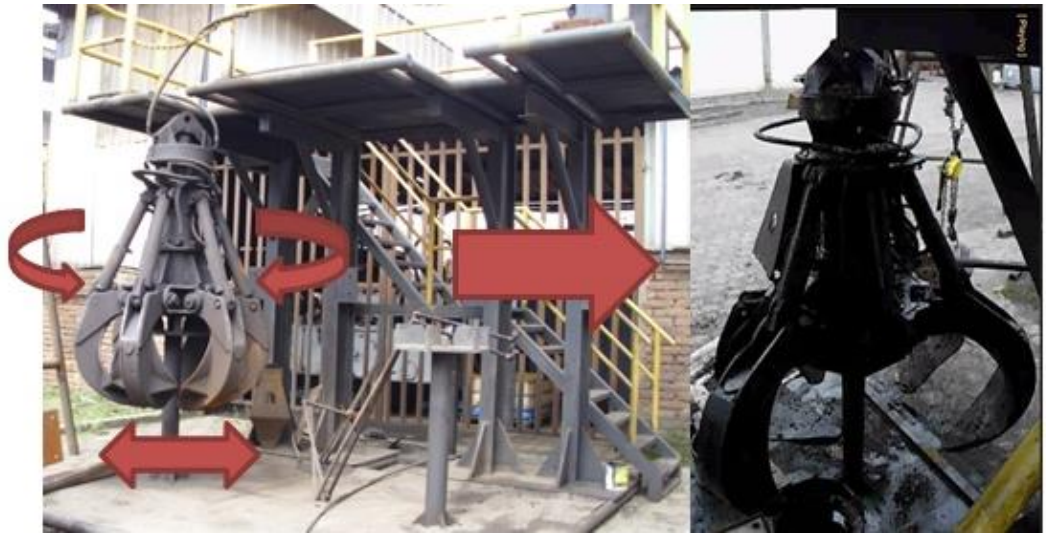


Figura 95: Pruebas realizadas al graple

Al identificar la presión existente en el sistema, prosedio a calibrar la presión máxima de la bomba en 150 bar. Mediante la válvula reguladora de presión a 73 bar (figura 96), evitando que la presión de trabajo supere lo establecido permitiendo que si se acciona este elemento pueda descargar toda la presión al tanque de aceite y si esta no se acciona, la corriente del motor al subir al máximo podrá accionar las protecciones eléctricas desconectándose automáticamente.

Figura 96: Reguladores de presión

5.3 Análisis económico

Este análisis incluye un análisis de costos previo al diseño e implementación de una estación de mantenimiento para Graples de excavadoras marca Solmec para optimizar la producción de la empresa Novacero S.A., los costos de operación lo cual significa una valoración de los gastos incurridos en el diseño y la implementación de la estación de mantenimiento para Graples de excavadoras comparada con los beneficios que se obtendrá, optimizando así la producción.

5.3.1. Costos de diseño e implementación

Los costos relacionados con el diseño e implementación de una estación de mantenimiento para Graples de excavadoras marca Solmec, contemplan los elementos tales como: materia prima, mano de obra directa, mano de obra indirecta y suministros y servicios; a continuación enmarcaremos únicamente los resultados obtenidos y el desglose de estos se presenta en el Anexo A-19.

Los costos totales de operación (tabla 31) engloban los costos de materiales, mano de obra tanto directa como indirecta y los suministros-servicios que a continuación se detallan y que ascienden a $ 30009.2.

Tabla 31

Costos de Diseño e Implementación

ÍTEM	COSTO TOTAL
A. MATERIALES	$ 23,833.20
B. MANO DE OBRA DIRECTA	$ 1,700.00
C. MANO DE OBRA INDIRECTA	$ 1,020.00
D. SUMINISTROS Y SERVICIOS	$ 3,456.00
Total	$ 30009.2

5.3.2. Materiales

En cuanto al detalle y los costos relacionados con la materia prima en el diseño e implementación del proyecto se detallan en el Anexo A-19. Estudio de Insumos utilizados en el diseño e implementación de una estación de mantenimiento para Graples de excavadoras marca Solmec para optimizar la producción de la empresa Novacero S.A., además de los costos de construcción referentes al acondicionamiento del piso y área donde está ubicada la estación de mantenimiento. A continuación se detalla el valor global que se ha invertido, acorde a la clase de materiales que se han utilizado como se observa en la tabla 32.

Tabla 32

Materia Prima

Materia Prima	Costo Total
Materiales Directos	$ 2,310.00
Materiales Mecánicos	$ 12,336.00
Materiales Eléctricos	$ 2,505.2
Materiales Hidráulicos	$ 6,885.00
Total Materia Prima	$ 24,036.2

5.3.3 Mano de obra directa e indirecta

Los costos incurridos en mano de obra directa son los relacionados con el diseñador, ensamblador y operario, los mismos que han laborado por 1 mes y 2 meses respectivamente con un sueldo mensual promedio de $340.00 como se observa en la tabla 33.

Tabla 33

Mano de Obra Directa

Ítem	Unidad de medida	Cantidad	Costo Unitario	Costo Total
Diseñador	sueldo/mes	1	$ 340.00	$ 340.00
Ensamblador	sueldo/mes	2	$ 340.00	$ 680.00
Operario	sueldo/mes	2	$ 340.00	$ 680.00

Adicionalmente se considera los costos relacionados con el área de producción (tabla 34) el cual ha sido de gran apoyo en el proceso de la implementación

Tabla 34

Mano de Obra Indirecta

Ítem	Unidad de medida	Cantidad	Costo unitario	Costo total
Jefe de Producción	sueldo/mes	3	$ 340.00	$ 1,020.00
Subtotal				$ 1,020.00

5.3.4. Suministros y servicios

A lo largo del desarrollo del proyecto se considera la energía eléctrica como el principal suministro indispensable, para lo cual en promedio cada kilovatio-hora (kw-h) tiene un costo de 0,15ctv, para lo cual cada hora de trabajo tiene un costo de $ 4,80, la máquina trabajará 8 horas diarias durante 3 meses (90 días), siento el costo total en que se detalla a continuación en la tabla 35.

Tabla 35

Suministros y Materiales

Ítem	Unidad de medida	Cantidad	Costo unitario	Costo total
Energía eléctrica	Kwh / días	90 días	$ 0.15	$ 3,456.00
Subtotal				$ 3,456.00

5.3.5 Financiamiento

El capital que NOVACERO S.A. invertirá en el proyecto es de $ 30009.2 dólares de los Estados Unidos de América.

5.4. Análisis de pérdidas de costos anuales

Para analizar la pérdida monetaria debido a la paralización de las máquinas se presenta a continuación un resumen comparativo de los costos anteriormente analizados.

5.4.1. Costo de producción normal de la maquinaria por hora

En la tabla 36, el costo la producción normal de la maquinaria por hora con referencia a un mes en unidades monetarias es en promedio de $ 33,000.00, por lo que anualmente ésta asciende a $ 396,000.00.

Tabla 36

Costo de Producción Normal de la Maquinaria por Hora

Costo diario de producción de la maquinaria por hora	Horas diarias de producción de la maquinaria	Mensual (30 días)	Anual (12 meses)
$ 50.00	22.00	$ 33,000.00	$ 396,000.00

5.4.2. Costo total de horas paralizadas

En la tabla 37, el costo total de horas paralizadas con referencia a un mes en unidades monetarias es en promedio de $105.30 lo que produce una pérdida anual de $ 1,263.63.

Tabla 37

Costo de Total de Horas Paralizadas

MAQUINA	MENSUAL (30 días)	ANUAL (12 meses)
Maquina 1: SOLMEC 412 SC	$ 1,144.28	$ 13,731.30
Maquina 2: SOLMEC 400 ES	$ 925.28	$ 11,103.30
Maquina 3: SOLMEC 312 SC	$ 1,089.53	$ 13,074.30
Total	$ 3,159.08	$ 37,908.90

5.4.3. Causa de paralización de maquinaria y su efecto en los costos

Las razones más comunes de que la máquina se encuentre paralizada son las que se detallan a continuación en la tabla 38, las cuales son en referencia a un mes.

Tabla 38

Causa de paralización de la maquinaria y sus efectos en los cotos

MAQUINA 1: SOLMEC 412 SC				
Causa de paralización de maquinaria	Horario paralizado	Horas paralizadas	Costo por hora paralizada	Costo total de horas paralizadas
Fuga de aceite hidráulico por una manguera	5.00 a 6.15	1.15	$3.65	$4.20
Ajuste de acoples	20.30 a 21.30	1.00	$3.65	$3.65
Fuga de aceite hidráulico por los gatos	8.00 a 11.00	3.00	$3.65	$10.95
Fuga de aceite hidráulico por una manguera	2.00 a 4.30	2.30	$3.65	$8.40

CONTINÚA

Reparación de un acople	16.30 a 17.30	1.00	$3.65	$3.65
Reparación del motor de giro hidráulico	19.30 a 21.30	2.00	$3.65	$7.30
TOTAL		10.45		$38.14

5.4.4. Costo de producción de la maquinaria por hora después de horas paralizadas

Luego del diseño e implementación de una estación de mantenimiento para Graples de excavadoras marca Solmec, se determina que las horas paralizadas de la maquinaria provocan una reducción de tres puntos porcentuales en la producción normal, lo cual genera una pérdida en producción anual de $ 10,109.04, en la tabla 40 se observa el costo de la producción de la maquinaria por hora.

Tabla 39

Costo de producción después de horas paralizadas

	DETALLE	En Unidades Monetarias		En unidades porcentuales
		Mensual (30 días)	Anual (12 meses)	
	Costo de producción normal de la maquinaria (en unidades monetarias)	$33,000.00	$396,000.00	100%
(-)	Costo total de horas paralizadas (en unidades monetarias)	$(3,159.08)	$ (37,908.90)	10%
	Total	**$ 29,840.93**	**358,091.10**	**90%**

5.5. Cálculo de la eficiencia total del proyecto

Con la ecuación 32 se va a proceder a calcular la eficiencia total de la estación de mantenimiento para graples.

$$E = \frac{Produccion\ actual}{Produccion\ Estandar} * 100\% \qquad Ec.\ 32$$

$$E = \frac{396000}{358091.1} * 100\%$$

$$E = 111\ \%$$

En consideración, al diseñar e implementar la estación de mantenimiento para Graples de excavadoras marca Solmec en la empresa Novacero S.A., se determina un incremento de 11% de su producción normal, por lo cual el proyecto es factible.

5.6. Financiamiento

Acorde al valor a invertir se considera que se procederá a realizar un préstamo por un valor de $ 30,009.00, al 8.19% de interés, por un plazo de tres años, el mismo que será cancelado en cuotas anuales (tres cuotas). A continuación se presenta la siguiente tabla de amortización.

Tabla 40

Tabla de Amortización de Préstamo (en unidades monetarias)

CUADRO DE AMORTIZACIÓN DE PRÉSTAMOS

importe	30.009
años	3
comisión de apertura	0,00%
interés nominal	8,19%
periodo de pago	1
tipo amortización	1
	francés

PAGOS TOTALES	
PRINCIPAL	30.009,00
INTERESES	5.044,32
COMISIÓN	0,00
TOTAL	35.053,32

coste efectivo 8,19%

www.economia-excel.com

años	cuota	intereses	amortización	amortizado	pendiente
0					30.009,00
1	11.684,44	2.457,74	9226,70	9.226,70	20.782,30
2	11.684,44	1.702,07	9982,37	19.209,07	10.799,93
3	11.684,44	884,51	10799,93	30.009,00	0,00

5.7. Análisis financiero

5.7.1 Flujos de caja proyectada

El flujo de caja proyectado es el flujo que se espera en un futuro, este estado financiero es usado en el presupuesto de capital. Los datos usados del estado de resultados son las utilidades antes de impuestos (UAII) e intereses, la depreciación y los impuestos.

Tabla 41Estado de resultados proyectados

	AÑO 1	AÑO 2	AÑO 3
VENTAS	858,353	872,069	899,501
Costo de ventas	210,369	216,451	222,734
Materia prima	116,664	119,581	122,570
Mano de obra	29,760	31,248	32,810
Costos de fabricación	63,944	65,622	67,353
Materiales indirectos	46,982	48,156	49,360
Mano de obra indirecta	7,560	7,938	8,335
Suministros y servicios	1,218	1,224	1,230
Depreciaciones	4,117	4,117	4,117
Provisión imprevistos (2%)	4,068	4,187	4,311
UTILIDAD BRUTA EN VENTAS	647,984	655,618	676,767
Gastos administración y ventas	18,031	21,158	21,871
Sueldos administración	13,200	13,860	14,553
Sueldos de ventas	2,400	4,800	4,800
Depreciaciones	783	783	783
Amortizaciones	100	100	100
Suministros y servicios	1,218	1,224	1,230
Imprevistos (2%)	330	391	405
UTILIDAD OPERATIVA	629,953	634,459	654,896

CONTINÚA

Gastos Financieros	3,276	2,269	1,179
UTILIDAD ANTES DE PARTICIPACIÓN LABORAL	626,677	632,191	653,717
15% Participación Trabajadores	94,002	94,829	98,058
UTILIDAD GRAVABLE	532,676	537,362	555,660
22% Impuesto A La Renta	117,189	118,220	122,245
UTILIDAD NETA	415,487	419,142	433,415

Con estos montos se empieza a elaborar el flujo de efectivo operativo (FEO) como se muestra en la tabla 42 La fórmula del FEO es la siguiente:

	UAII
(+)	Depreciación
(-)	Impuestos
(=)	FEO

Tabla 42

Flujo de caja operativo

		AÑO 1	**AÑO 2**	**AÑO 3**
	UTILIDAD OPERACIONAL	629,953	634,459	654,896
(-)	PARTICIPACIÓN LABORAL	94,002	94,829	98,058
(-)	IMPUESTO A LA RENTA	117,189	118,220	122,245
	FLUJO DE CAJA OPERATIVO NOMINAL	418,763	421,411	434,594

Una vez que se ha obtenido el flujo de efectivo operativo, continuamos haciendo el cálculo del flujo de efectivo del proyecto (tabla 43). En éste se utiliza el resultado de cada uno de los flujos de efectivos operativos que resultaron de los pronósticos realizados.

Tabla 43

Flujo de caja acumulado

	AÑO 1	AÑO 2	AÑO 3
FLUJO DE CAJA OPERATIVO NOMINAL	418,763	421,411	434,594
FACTOR DE DESCUENTO	0.92	0.85	0.79
FLUJO DE CAJA DESCONTADO	387,063	360,024	343,180
FLUJO DE CAJA ACUMULADO	387,063	747,087	1,090,267

El Análisis del flujo de efectivo proyectado es por medio de los métodos:

Valor presente neto (VPN) O valor actual neto (VAN)

El valor actual neto es conocido como el valor actualizado o valor presente neto, este es un procedimiento que permite calcular el valor presente de un número de flujos futuros de caja que se originan por una inversión.

$$VAN = \sum_{t=1}^{n} \frac{V_t}{(1+k)^t} - I_0 \qquad Ec.\ 33$$

Donde:

Vt = representa los flujos de caja en cada periodo t.

IO = es el valor del desembolso inicial de la inversión.

n = es el número de períodos considerado.

k = d o TIR es el tipo de interés.

En la siguiente tabla se va a interpretación el valor actual neto o VAN:

Tabla 44

Interpretación del valor actual neto

Valor	Significado	Decisión a tomar
VAN > 0	La inversión produciría ganancias por encima de la rentabilidad exigida (r)	El proyecto puede aceptarse
VAN < 0	La inversión produciría pérdidas por debajo de la rentabilidad exigida (r)	El proyecto debería rechazarse
VAN = 0	La inversión no produciría ni ganancias ni pérdidas	Dado que el proyecto no agrega valor monetario por encima de la rentabilidad exigida (r), la decisión debería basarse en otros criterios, como la obtención de un mejor posicionamiento en el mercado u otros factores.

El valor actual neto permite la valoración de las inversiones de los activos fijos a pesar de limitaciones, circunstancias imprevistas o excepcionales del mercado. Si el valor hallado es mayor a cero representa rentabilidad, considerándose como el valor mínimo para una inversión como se observa en la tabla 45.

Tabla 45

Valor actual neto

INVERSION				**40,000**		
FACTOR DE DESCUENTO				8.19%		
418,763	+	421,411	+	434,594	-	40,000
1.08		1.17		1.27		
387,063	+	360,024	+	343,180	-	40,000

Resultado con el cual se acepta el proyecto.

Tasa interna de rendimiento (TIR) o tasa interna de retorno (TIR)

La TIR o la tasa de rendimiento interno es una herramienta que permite tomar decisiones en base diferentes inversiones, para considerar una inversión se analiza lo siguiente:

Si TIR $\geq$ r $\rightarrow$ se aceptará el proyecto. El proyecto puede dar una rentabilidad mayor que la rentabilidad mínima requerida (el coste de oportunidad).

Si TIR $<$ r $\rightarrow$ se rechazará el proyecto. Esta razón indica que el proyecto tiene una rentabilidad menor que la requerida.

r representa el costo de oportunidad.

$$TIR = \frac{-I + \sum_{i=1}^{n} F_i}{\sum_{i=1}^{n} i * Fi} \qquad Ec.\ 34$$

Donde:

Fi	es el Flujo de Caja en el periodo t.
n	es el número de periodos.
I	es el valor de la inversión inicial.

El TIR es la tasa de rendimiento que el proyecto va a tener. Esta tasa si es mayor a la que ofrece el mercado se acepta, si no se rechaza como se visualiza en la tabla 46.

Tabla 46

Tasa interna de retorno

INVERSION				**30,009**			
TIR				8.19%			
		AÑO 1		AÑO 2		AÑO 3	
-30,009	+	418,763	+	421,411	+	434,594	
		1.08		1.17		1.27	
-30,009	+	387,062.61	+	360,024	+	343,180	
TIR=		1,050,266.80					

Periodo de recuperación o Pay Back

Éste se calcula disminuyendo los flujos de efectivo a la inversión inicial y cuando deje de ser negativo (dado a que la inversión inicial es negativa y los flujos de efectivo son positivos) en este momento se recupera la inversión. Se mide en tiempo, esto quiere decir en años, meses, días. A continuación en la tabla 47 se detalla en periodo de recuperación.

Tabla 47

Periodo de recuperación

AÑOS	FLUJO NETO DE CAJA	Flujo Neto de Caja Descontado	Flujo Neto de Caja Descontado Acumulado	
1	418,763	387,063	387,063	} $30,009
2	421,411	360,024	747,087	
3	434,594	343,180	1,090,267	
	1,274,768	1,090,267	9,856,284	

360,024 — 12
347,063 — ?=

Momento en que se recupera la inversión:	
12	Meses
197	Días
4345	Horas

CAPÍTULO VI

CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

6.1 Conclusiones

- Se diseñó y construyó satisfactoriamente una estación de mantenimiento para graples de excavadoras marca Solmec para la empresa NOVACERO S.A, que es capaz de reducir la paras innecesarias de la maquinaria al dar mantenimiento preventivo a los graples en una reducción del 10 %

- El montaje adecuado de los elementos de la estación de mantenimiento para graples permite que su funcionamiento sea de alta calidad, reduciendo al máximo fugas de aceite hidráulico en el equipo y evitando contaminar el medio ambiente.

- Los valores de factor de seguridad considerados en el diseño, así como la alta disponibilidad en horas de uso de ciertos elementos seleccionados para la estación la hacen segura y eficiente.

- El diseño de la estación permite el fácil montaje y desmontaje de los graples y sus componentes, así como accesibilidad a todas las áreas siendo esto una gran ayuda para las tareas de mantenimiento.

- La implementación de la estación de mantenimiento para graples redujo las paras de la maquinara para dar mantenimiento correctivo.

- La implementación de la estación de mantenimiento para graples tiene una rentabilidad del 11%, y al mismo tiempo reduce las pérdidas para la empresa por paralización de los graples,

- Luego del análisis económico se determina que el tiempo de recuperación de la inversión es de un año. Debido a que las paras son menores y hay mayor producción.

6.2. Recomendaciones

- Mantener calibradas las válvulas reguladoras de presión para el correcto desfogue de presión de la central hidráulica.

- Manejar cuidadosamente el graple porque al momento de desmotar las uñas hay cargas suspendidas que pueden caer sobre el personal.

- Revisar periódicamente el nivel de aceite hidráulico de la central para el funcionamiento correctamente.

- Temer precaución con los derrames de aceite hidráulico que se producen al momento de montar, desmotar, y realizar las pruebas de mantenimiento los graples porque pueden causar accidentes en el área de trabajo

REFERENCIAS BIBLIOGRAFÍA

American Institute of Steel Construction, Inc. (1970). *Manual of Steel Construction.* New York.

Arroyo, J. (2016, Septiembre 11). *Módulo de intalaciones climatización.* Retrieved from https://ingemecanica.com/cursos_online/objetos/climatizacion/climatizacion.pdf

Equipment, P. (2012). *Palfinger*. Retrieved from https://www.palfinger.com/en-US/usa/products/equipment

Facultad de Ingeniería Universidad de Buenos Aires. (2012, Septiembre 3). *Actuadores Hidráulicos.* Retrieved from http://laboratorios.fi.uba.ar/lscm/hidraulica3.pdf

LIEBHERR. (2017). *Liebherr R 974 C Litronic High Rise Manual del usuario.* Retrieved from http://www.pdfmanuales.com/manuals/521078/liebherr-r-974-c-litronic-high-rise-er-944-c-mquinas-elctricas-er-934-c-mquinas-elctricas-r-954-c-litronic-para-transbordos-er-934-c-high-rise-er-954-c-mquinas-elctricas-er-944-c-high-rise-ep-944-c-mquina-para-tra

LOVEJOY. (2015). *Catálogo para unión motor – bomba (matrimonio)* . Retrieved from www.lovejoy-inc.com.

Mora, S. (2015, Marzo 25). *Lubricantes para sistemas hidráulicos.* Retrieved from https://es.slideshare.net/SergioMoraChoqque/05tutorlubricacionshell-aceiteshidraulicos121014054132phpapp02

Mott, R. (2013). *Mecánica de Fluidos* (Sexta Edición ed.). México: Prentice Hall.

Pomeda, J. (2015, Julio 2). *Circuitos hidráulicos.* Retrieved from http://roble.pntic.mec.es/jpoi0000/apuntes-t8.pdf

Roca, F. (1997). *Oleohidraulica Básica.* Barcelona: Ediciones UPC.

Roldán, J. (2001). *Prontuario de Hidráulica Industrial.* Madrid: Paraninfo.

Rozzi S.p.A. (2010). *Manual de uso y manutencion.* Italia: Via Barca, 7 25020 SENIGA.

Sabelotodo.org. (2008, Abril 14). *Bombas de impulsión.* Retrieved from http://www.sabelotodo.org/aparatos/bombasimpulsion.html

Salinas, J. (2014, Febrero 1). *Tipos de motores hidráulicos y neumáticos que existen.* Retrieved from

https://automotiontest.wikispaces.com/file/view/MOTORES+HIDRAULICOS.pdf

Solmec. (2010). *Manual de uso y mantención Solmec 400 ESC.*

TUROLLA. (2016, Agosto 20). *Turolla Group 3 Gear Pumps L1016456_Web.* Retrieved from http://turollaocg.com/files/Catalogs/Turolla_Group_3_Gear_Pumps_L1016456_Web.pdf

Vickers, S. (1995). *MANUAL DE OLEOHIDRÁULICA.* Barcelona: Editorial Blume.

LINKOGRAFÍA

Arroyo, J. (11 de Septiembre de 2016). *Módulo de intalaciones climatización.* Obtenido de https://ingemecanica.com/cursos_online/objetos/climatizacion/climatizacion.pdf

Equipment, P. (10 Abril del 2012). *Palfinger*. Obtenido de https://www.palfinger.com/en-US/usa/products/equipment

Facultad de Ingeniería Universidad de Buenos Aires. (3 de Septiembre de 2012). *Actuadores Hidráulicos.* Obtenido de http://laboratorios.fi.uba.ar/lscm/hidraulica3.pdf

LIEBHERR. (5 de Febrero del 2017). *Liebherr R 974 C Litronic High Rise Manual del usuario.* Obtenido de http://www.pdfmanuales.com/manuals/521078/liebherr-r-974-c-litronic-high-rise-er-944-c-mquinas-elctricas-er-934-c-mquinas-elctricas-r-954-c-litronic-para-transbordos-er-934-c-high-rise-er-954-c-mquinas-elctricas-er-944-c-high-rise-ep-944-c-mquina-para-tra

LOVEJOY. (20 de Marzo 2015). *Catálogo para unión motor – bomba (matrimonio)* . Obtenido de www.lovejoy-inc.com.

Mora, S. (25 de Marzo del 2015). *Lubricantes para sistemas hidráulicos.* Obtenido de https://es.slideshare.net/SergioMoraChoqque/05tutorlubricacionshell-aceiteshidraulicos121014054132phpapp02

Pomeda, J. (2 de Julio de 2015). *Circuitos hidráulicos.* Obtenido de http://roble.pntic.mec.es/jpoi0000/apuntes-t8.pdf

Sabelotodo.org. (14 de Abril de 2008). *Bombas de impulsión.* Obtenido de http://www.sabelotodo.org/aparatos/bombasimpulsion.html

Salinas, J. (1 de Febrero de 2014). *Tipos de motores hidráulicosy neumáticos que existen.* Obtenido de https://automotiontest.wikispaces.com/file/view/MOTORES+HIDRAULICOS.pdf

TUROLLA. (20 de Agosto de 2016). *Turolla Group 3 Gear Pumps L1016456_Web.* Obtenido de

http://turollaocg.com/files/Catalogs/Turolla_Group_3_Gear_Pumps_L1016456_Web.pdf

ANEXOS

DEPARTAMENTO DE ELÉCTRICA Y ELECTRÓNICA

CARRERA DE INGENIERÍA ELECTROMECÁNICA

CERTIFICACIÓN

Se certifica que el presente trabajo fue desarrollado por el señor: **JUAN ANDRÉS NAVAS SÁNCHEZ**, bajo nuestra supervisión.

Latacunga, 14 de marzo 2017.

Aprobado por:

Ing. Mario Jiménez

DIRECTOR DEL PROYECTO

Ing. Katya Torres

DIRECTOR DE CARRERA

Dr. Rodrigo Vaca

SECRETARIO ACADÉMICO