



**Diseño de un sistema de levante para el Componente Push & Pull de máquinas
Torquemaster mediante accionamiento hidráulico**

Andres Alberto Gonzalez Velasco

Código: 11131621881

Universidad Antonio Nariño
Programa de Ingeniería Electromecánica
Facultad de Ingeniería Mecánica, Electrónica y Biomédica
Bogotá D.C, Colombia
2022

**Diseño de un sistema de levante para el componente Push & Pull de máquinas
Torquemaster mediante accionamiento hidráulico**

Andres Alberto Gonzalez Velasco

Proyecto de grado presentado como requisito parcial para optar al título de:
Ingeniero Electromecánico

Director (a):
Mtro. Juan Carlos Monroy Castro

Línea de investigación:
Simulación y modelamiento de sistemas y procesos complejos

Universidad Antonio Nariño
Facultad de Ingeniería Mecánica, Electrónica y Biomédica
Bogotá D.C, Colombia
2022

NOTA DE ACEPTACIÓN

El trabajo de grado titulado
Diseño de un sistema de levante para el componente
push & pull de máquinas Torquemaster mediante
accionamiento hidráulico,
Cumple con los requisitos para optar
Al título de INGENIERO ELECTROMECAÁNICO.

Firma del Tutor

Firma Jurado

Firma Jurado

Agradecimientos

Quiero agradecer principalmente a mi familia en especial a mi esposa Verónica Ortiz Rocha y a mis hijos Juan Andres y Mariana, por su apoyo incondicional, son parte de mi motivación durante esta etapa de aprendizaje profesional. Un agradecimiento especial a los docentes de la Universidad Antonio Nariño, quienes con su soporte me guiaron durante este proceso de aprendizaje, de la misma manera agradecer a las compañías Schlumberger Surencó con el señor Javier Carreño Gerente de mantenimiento, Halliburton Colombia con el señor Carlos Castillo Supervisor de Taller, NOV Downhole de Colombia con el señor Andres Bertel Gerente de base, Baker Hughes con el señor Victor Monges Gerente de operaciones y en Weatherford Colombia al señor William Salguero, por su confianza en mi trabajo y permitirme como contratista, recopilar la información necesaria en cada compañía para el desarrollo de mi proyecto de grado.

Resumen

Este proyecto comenzó con la identificación del problema que se presenta en las compañías de servicios petroleros de Colombia que son propietarias de máquinas de Torque marca Torque Master Griffith; mediante diferentes visitas se diagnostican los diferentes métodos con los cuales se realiza el levantamiento y manipulación del sistema Push & Pull, estos métodos de levantamiento actualmente están comprometiendo la integridad física de los operadores de estos equipos por no contar con un sistema accionado remotamente, a su vez se depende enteramente de la fuerza física y/o de medios externos como el uso de puente grúa o montacarga para su manipulación.

A través de la información suministrada por los operadores y supervisores de la compañías Schlumberger Sureenco, Halliburton Colombia, NOV Downhole de Colombia, Baker Hughes y Weatherford Colombia entre otras, se tuvieron en cuenta los requerimientos particulares de cada compañía así como los comunes para el levantamiento seguro de este componente; al establecer que muchos de los requerimientos de estas compañías son comunes entre ellos, se definió desarrollar un sistema de levantamiento con accionamiento hidráulico para realizar la actividad de articular las dos estructuras que conforman el push & pull, permitiendo así pasar de su estado operativo a estado de reposo y viceversa según se requiera, eliminando el factor de riesgo para el operador del equipo de sufrir un accidente o lesión incapacitante por el izaje manual de este componente cuyo peso asciende a 293.33 kg ó 646.68 lb; de esta manera brindar un modo de operación remoto y seguro sin exposición directa al levantamiento manual del componente. La implementación de este sistema evitaría también el empleo de medios exógenos para su izaje y manipulación, e incluso llegar a generar más riesgos asociados.

Con el uso de software para análisis de elementos finitos se verificó la información de los cálculos del sistema, sus anclajes y la selección de los elementos de accionamiento, para así generar los planos de diseño y localización, a través de software de simulación hidráulica se estableció la viabilidad de su accionamiento, como también se realizó un análisis de viabilidad financiera para su futura implementación.

PALABRAS CLAVE: Sistemas hidráulicos, control de accidentes en la fuente, levantamiento manual de cargas

Abstract

This project began with the identification of the problem that occurs in Colombian oil service companies that own Torque Master Griffith brand torque machines; Through different visits, the different methods with which the lifting and manipulation of the Push & Pull system is carried out are diagnosed. These lifting methods are currently compromising the physical integrity of the operators of this equipment because they do not have a remotely operated system, at their disposal. Sometimes it depends entirely on physical force and/or external means such as the use of an overhead crane or forklift for handling it.

Through the information provided by the operators and supervisors of the companies Schlumberger Sureenco, Halliburton Colombia, NOV Downhole de Colombia, Baker Hughes and Weatherford Colombia, among others, the particular requirements of each company were taken into account, as well as the common ones for the survey. insurance of this component; By establishing that many of the requirements of these companies are common among them, it was decided to develop a lifting system with hydraulic drive to carry out the activity of articulating the two structures that make up the push & pull, thus allowing it to go from its operational state to a of rest and vice versa as required, eliminating the risk factor for the equipment operator of suffering an accident or disabling injury due to the manual lifting of this component whose weight rise up to 293.33 kg or 646.68 lb; thus providing a remote and safe mode of operation without direct exposure to manual lifting of the component. The implementation of this system would also avoid the use of exogenous means for lifting and handling, and even generate more associated risks.

With the use of software for analysis of finite elements, the information of the calculations of the system, its anchors and the selection of the actuation elements was verified, in order to generate the design and location plans, through hydraulic simulation software it was established the viability of its operation, as well as an analysis of financial viability for its future implementation.

KEY WORDS: Hydraulic systems, accident control at the source, loads lifting.

TABLA DE CONTENIDO

INTRODUCCIÓN	14
1 GENERALIDADES	16
1.1. EMPRESAS DE SERVICIOS PETROLEROS.	16
1.2. HERRAMIENTAS DE PERFORACIÓN DE POZOS	17
1.3. MAQUINA DE TORQUE TORQUEMASTER GRIFFITH®	18
1.4. PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA	21
1.5. OBJETIVOS	23
1.5.1. OBJETIVO GENERAL	23
1.5.2. OBJETIVOS ESPECÍFICOS	24
2 PLANTEAMIENTO DE ALTERNATIVAS	24
2.1. SISTEMA DE LEVANTE NEUMÁTICO.	24
2.2. SISTEMA DE LEVANTE HIDRÁULICO.	25
2.3. COMPRA DE EQUIPO NUEVO	26
2.4. SELECCIÓN DE OPCION PARA SOLUCIÓN	27
2.5. CRITERIOS PARA EVALUAR	27
2.6. VALORACIÓN DE REQUERIMIENTOS	27
3 CONCEPTOS Y DEFINICIONES GENERALES.	29
3.1. HIDRÁULICA	29
3.2. PRESIÓN.	30
3.3. CAUDAL.	31
3.4. TRABAJO Y CONSERVACIÓN DE ENERGÍA.	31
3.5. TRANSMISIÓN DE POTENCIA HIDRÁULICA.	32
3.6. COMPONENTES DEL SISTEMA HIDRAULICO DEL TORQUEMASTER.	33
3.6.1. TANQUE O DEPOSITO.	33
3.6.2. BOMBA HIDRAULICA DE PISTONES AXIALES.	34
3.6.3. VÁLVULAS.	36
3.6.4. ACTUADORES LINEALES	40
4 DIAGNOSTICO.	41
4.1. CONDICIONES DIMENSIONALES DEL SISTEMA PUSH & PULL	41
4.2. CONDICIONES ACTUALES DEL SISTEMA HIDRAULICO	44
5 CÁLCULOS PARA SELECCIÓN DE CILINDRO HIDRAULICO.	47
5.1. CÁLCULOS DE CILINDRO HIDRÁULICO.	47
5.1.1. CÁLCULO DEL ÁREA DEL ÉMBOLO.	50
5.1.2. CÁLCULO ÁREA DEL ÉMBOLO.	50
5.1.3. CÁLCULO DEL VÁSTAGO.	51
5.1.4. CÁLCULO DE LA SECCIÓN ÚTIL DEL EMBOLO EN EL LADO DEL VÁSTAGO.	51
5.1.5. CÁLCULO DEL ÁREA DEL VÁSTAGO.	52
5.1.6. CÁLCULO DE CAUDAL REQUERIDO PARA EL AVANCE.	52
5.1.7. CÁLCULO DE CAUDAL REQUERIDO PARA EL RETROCESO.	52
5.1.8. SELECCIÓN DE MEDIDAS DE CILINDRO HIDRÁULICO DE ACUERDO A VALORES ESTANDARIZADOS.	53
5.1.9. CÁLCULO DE PANDEO DEL VÁSTAGO.	57
5.1.10. MÁXIMA CARGA ADMISIBLE EN EL VÁSTAGO.	59

5.1.11.	CÁLCULO DEL MOMENTO DE INERCIA PARA SECCIONES TRANSVERSALES CIRCULARES.	61
5.1.12.	CÁLCULO DE FUERZA MÁXIMA A SOPORTAR POR EL VÁSTAGO.	61
5.2.	SELECCIÓN DEL CILINDRO HIDRÁULICO.	62
5.3.	CABEZA ARTICULADA DE VÁSTAGO.	63
5.4.	CONSIDERACIONES DE INSTALACIÓN DE CILINDRO HIDRÁULICO EN ESTRUCTURA PUSH & PULL.	64
6	SOPORTES DE ANCLAJE Y ARTICULACIÓN DE CILINDRO HIDRÁULICO	65
6.1.	HORQUILLA TIPO HEMBRA PARA SOPORTE INFERIOR.	65
6.1.1.	ESFUERZO DE TENSION SOLDADURAS SOPORTE INFERIOR.	68
6.1.2.	ESFUERZO EN CORTANTE DE SOLADURAS SOPORTE INFERIOR.	72
6.2.	HORQUILLA TIPO HEMBRA PARA SOPORTE SUPERIOR.	77
6.2.1.	ESFUERZO DE CORTE EN EL ÁREA BASE DE LA SOLDADURA	79
6.2.2.	ESFUERZO DE CORTE EN EL ÁREA PERIFÉRICA DE LA SOLDADURA.	80
6.3.	UNIONES ARTICULADAS	81
6.3.1.	ARTICULACIÓN SOPORTE INFERIOR CILINDRO HIDRÁULICO.	81
6.3.2.	ARTICULACIÓN SOPORTE SUPERIOR CILINDRO HIDRÁULICO.	86
6.4.	SELECCIÓN DE TORNILLERÍA PARA SOPORTES INFERIOR Y SUPERIOR.	90
7	CALCULOS PARA SELECCIÓN DE MANGUERAS HIDRÁULICAS Y ACCESORIOS DE CONEXIÓN.	93
8	ESQUEMA HIDRÁULICO.	96
9	ANÁLISIS POR ELEMENTO FINITOS.	97
9.1.	ASIGNACIÓN DE MATERIALES.	97
9.2.	APLICACIÓN DE CARGA Y RESTRICCIONES.	99
9.3.	RESULTADOS.	100
9.3.1.	ESFUERZO DE VON MISES – HORQUILLAS SOPORTE SUPERIOR, CARGA UBICADA EN LA LÍNEA DE EJE DEL CILINDRO HIDRÁULICO.	100
9.3.2.	FACTOR DE SEGURIDAD – HORQUILLAS DE SOPORTE SUPERIOR, CARGA UBICADA EN LA LÍNEA DE EJE DEL CILINDRO HIDRÁULICO.	101
9.3.3.	ESFUERZO DE VON MISES – HORQUILLAS SOPORTE INFERIOR, CARGA UBICADA EN LA LÍNEA DE EJE DEL CILINDRO HIDRÁULICO.	101
9.3.4.	FACTOR DE SEGURIDAD – HORQUILLAS DE SOPORTE INFERIOR, CARGA UBICADA EN LA LÍNEA DE EJE DEL CILINDRO HIDRÁULICO.	102
9.3.5.	ESFUERZO DE VON MISES – BULÓN SOPORTE Y ARTICULACIÓN SUPERIOR, CARGA UBICADA EN LA LÍNEA DE EJE DEL CILINDRO HIDRÁULICO.	102
9.3.6.	FACTOR DE SEGURIDAD – BULÓN SOPORTE Y ARTICULACIÓN SUPERIOR, CARGA UBICADA EN LA LÍNEA DE EJE DEL CILINDRO HIDRÁULICO.	103
9.3.7.	ESFUERZO DE VON MISES – BULÓN SOPORTE Y ARTICULACIÓN INFERIOR, CARGA UBICADA EN LA LÍNEA DE EJE DEL CILINDRO HIDRÁULICO.	103
9.3.8.	FACTOR DE SEGURIDAD – BULÓN SOPORTE Y ARTICULACIÓN INFERIOR, CARGA UBICADA EN LA LÍNEA DE EJE DEL CILINDRO HIDRÁULICO.	104
9.3.9.	ESFUERZO DE VON MISES TORNILLERÍA DE AMARRE HORQUILLA SUPERIOR, CARGA UBICADA EN LA LÍNEA DE EJE DEL CILINDRO HIDRÁULICO.	104
9.3.10.	FACTOR DE SEGURIDAD – TORNILLERÍA DE AMARRE HORQUILLA SUPERIOR, CARGA UBICADA EN LA LÍNEA DE EJE DEL CILINDRO HIDRÁULICO.	105
9.3.11.	ESFUERZO DE VON MISES TORNILLERÍA DE AMARRE HORQUILLA INFERIOR, CARGA UBICADA EN LA LÍNEA DE EJE DEL CILINDRO HIDRÁULICO.	105

9.3.12. FACTOR DE SEGURIDAD – TORNILLERÍA DE AMARRE HORQUILLA INFERIOR, CARGA UBICADA EN LA LÍNEA DE EJE DEL CILINDRO HIDRÁULICO. -----	106
10 ANALISIS DE COSTOS. -----	106
10.1. COSTOS DE MATERIALES. -----	107
10.2. COSTOS DE INSTALACIÓN. -----	107
10.3. PRECIOS FINALES DE VENTA-----	108
CONCLUSIONES. -----	110
GLOSARIO. -----	112
BIBLIOGRAFÍA. -----	113
ANEXOS.-----	115

TABLA DE ILUSTRACIONES

ILUSTRACIÓN 1: HERRAMIENTAS DE PERFORACIÓN, FUENTE: KINETICUPSTREAM (2022)-----	17
ILUSTRACIÓN 2: SECCIÓN DE PODER MOTOR DE FONDO, FUENTE: RESEARCHINC (2022) -----	17
ILUSTRACIÓN 3: TORQUEMASTER MODELOS 8026,1689 Y 8025. FUENTE: AUTOR-----	18
ILUSTRACIÓN 4: CILINDROS DE AGARRE CABEZAL ROTATORIO MÓVIL. FUENTE: AUTOR-----	19
ILUSTRACIÓN 5: MANDOS CONSOLA DE CONTROL. FUENTE: AUTOR -----	19
ILUSTRACIÓN 6: MAQUINA TORQUEMASTER VISTA GENERAL. FUENTE: AUTOR -----	20
ILUSTRACIÓN 7: SISTEMA PUSH & PULL POSICIÓN OPERATIVA Y REPOSO (IZQUIERDA A DERECHA). FUENTE: AUTOR -----	20
ILUSTRACIÓN 8: SISTEMA PUSH & PULL EXTRAYENDO ROTOR. FUENTE: AUTOR.-----	21
ILUSTRACIÓN 9: HERRAMIENTA UBICADA SOBRE EL PUSH-PULL EN REPOSO. FUENTE: AUTOR -----	21
ILUSTRACIÓN 10: EVIDENCIA DE INSPECCIONES REALIZADAS A MAQUINAS DE TORQUE. FUENTE: AUTOR -----	22
ILUSTRACIÓN 11: LEVANTAMIENTO MANUAL DE ESTRUCTURA ARTICULABLE, FUENTE: AUTOR ----	23
ILUSTRACIÓN 12: DIAGRAMA SISTEMA NEUMÁTICO BÁSICO, FUENTE: DOCPLAYER (2022)-----	25
ILUSTRACIÓN 13: DIAGRAMA SISTEMA HIDRÁULICO BÁSICO, FUENTE: SCRIBD (2016)-----	26
ILUSTRACIÓN 14: SISTEMA HIDRÁULICO CONSOLA TORQUEMASTER, FUENTE: AUTOR.-----	26
ILUSTRACIÓN 15: PRINCIPIO DE LA HIDROSTÁTICA, FUENTE: VICKERS (1985)-----	30
ILUSTRACIÓN 16: MULTIPLICACIÓN DE LA FUERZA, FUENTE: HYPERPHISICS (2022) -----	30
ILUSTRACIÓN 17: POTENCIAS EXISTENTES EN EL SISTEMA HIDRÁULICO, FUENTE: MECATRÓNICA (2022)-----	32
ILUSTRACIÓN 18: DEPOSITO DE FLUIDO, FUENTE: ASHM (2022)-----	33
ILUSTRACIÓN 19: TIPOS DE BOMBAS HIDRÁULICAS, FUENTE: PORTAL ELECTROMECAÁNICO (2022) --	34
ILUSTRACIÓN 20: FUNCIONAMIENTO BOMBA DE PISTONES AXIALES, FUENTE: VICKERS (1985) -----	35
ILUSTRACIÓN 21: INCLINACIÓN DE PLATO BOMBA DE PISTONES AXIALES, FUENTE: VICKERS (1985)	35
ILUSTRACIÓN 22: BOMBA HIDRÁULICA TORQUEMASTER, FUENTE: AUTOR -----	36
ILUSTRACIÓN 23: FUNCIONAMIENTO VÁLVULA DE ALIVIO, FUENTE: WORDPRESS (2022) -----	37
ILUSTRACIÓN 24: FUNCIONAMIENTO VÁLVULA DE AGUJA, FUENTE: GRM (2022)-----	37
ILUSTRACIÓN 25: FUNCIONAMIENTO VÁLVULA ANTIRRETORNO, FUENTE: VICKERS (1985)-----	38
ILUSTRACIÓN 26: FUNCIONAMIENTO VÁLVULA DIRECCIONAL DE CARRETE, FUENTE: VICKERS (1985) -----	38
ILUSTRACIÓN 27: REPRESENTACIÓN DE VÁLVULAS POR POSICIONES Y NOMENCLATURA, FUENTE: PORTALESO (2022) -----	39
ILUSTRACIÓN 28.REPRESENTACIÓN DE LOS DISTRIBUIDORES, FUENTE: PRONTUARIO DE HIDRÁULICA (2001)-----	39
ILUSTRACIÓN 29: VÁLVULA 5/3 CONCENTRO CERRADO Y DESVIACIÓN A OTROS ACTUADORES, FUENTE: AUTOR -----	40
ILUSTRACIÓN 30: COMPONENTES DEL CILINDRO HIDRÁULICO DE DOBLE EFECTO, FUENTE: HYDRAULIC CALCULATION, (2022) -----	41
ILUSTRACIÓN 31: ANCLAJE DE LA ESTRUCTURA ARTICULABLE DEL PUSH & PULL, FUENTE: AUTOR -	42
ILUSTRACIÓN 32: ANÁLISIS DEL MOVIMIENTO ESTRUCTURA ARTICULABLE DEL PUSH & PULL,, MEDIDAS EN PULGADAS, FUENTE: AUTOR -----	42
ILUSTRACIÓN 33: ANÁLISIS POSICIÓN OPERATIVA VS. POSICIÓN EN REPOSO, MEDIDAS EN PULGADAS, FUENTE: AUTOR -----	42
ILUSTRACIÓN 34: ANÁLISIS DEL MOVIMIENTO DEL SEGMENTO ARTICULABLE, MEDIDAS EN PULGADAS, FUENTE: AUTOR-----	43
ILUSTRACIÓN 35: SISTEMA DE FIJACIÓN INFERIOR DEL CILINDRO, FUENTE: AUTOR -----	44
ILUSTRACIÓN 36: SISTEMA DE FIJACIÓN SUPERIOR DEL VÁSTAGO, FUENTE: AUTOR -----	44
ILUSTRACIÓN 37: CONSOLA DE CONTROL Y CENTRAL HIDRÁULICA TORQUEMASTER, FUENTE: AUTOR -----	45

ILUSTRACIÓN 38: VÁLVULAS DIRECCIONALES PRINCIPAL, FUENTE: AUTOR -----	45
ILUSTRACIÓN 39: PALANCAS DE ACCIONAMIENTO BANCO DE VÁLVULAS PRINCIPAL, FUENTE: AUTOR -----	46
ILUSTRACIÓN 40: VÁLVULAS DIRECCIONALES DE ACCESORIOS, FUENTE: AUTOR-----	46
ILUSTRACIÓN 41: SECCIÓN DE RESERVA DISPONIBLE EN BANCO DE VÁLVULAS DE ACCESORIOS, FUENTE: AUTOR -----	47
ILUSTRACIÓN 42: COMPONENTES DE UN CILINDRO HIDRÁULICO DE DOBLE EFECTO, FUENTE: AUTOR -----	47
ILUSTRACIÓN 43: MEDIDAS ESTANDARIZADAS PARA CILINDROS HIDRÁULICOS, FUENTE: PRONTUARIO DE HIDRÁULICA -----	53
ILUSTRACIÓN 44: MEDIDAS ESTANDARIZADAS CILINDROS HIDRÁULICOS ÉMBOLO Y VÁSTAGO, FUENTE: ISO 3320-----	54
ILUSTRACIÓN 45: COEFICIENTE K DE CARRERA DE ACUERDO AL SISTEMA DE FIJACIÓN, FUENTE: PRONTUARIO DE HIDRÁULICA -----	57
ILUSTRACIÓN 46: GRÁFICA DE ANÁLISIS DE FUERZA DEL VÁSTAGO RESPECTO AL DIÁMETRO Y LONGITUD, FUENTE: REXROTH A BOSH (2021)-----	58
ILUSTRACIÓN 47: RANGO DE ACCIÓN LONGITUD-FUERZA EN VÁSTAGOS DE 12 Y 25 MM COLOR ROJO Y AZUL RESPECTIVAMENTE, FUENTE: REXROTH A BOSH -----	59
ILUSTRACIÓN 48: SOLICITUDES DEL VÁSTAGO SEGÚN EULER, FUENTE: PRONTUARIO DE HIDRÁULICA INDUSTRIAL -----	60
ILUSTRACIÓN 49: TABLA DE ELECCIÓN FACTOR DE CARRERA, FUENTE: REXROTH A BOSH (2021)----	60
ILUSTRACIÓN 50: CATALOGO DE CILINDROS HIDRÁULICOS PARA DIÁMETRO DE 2" DE ÉMBOLO Y 1" DE VÁSTAGO, FUENTE: RAM INC (2022)-----	62
ILUSTRACIÓN 51: MEDIDAS CARACTERÍSTICAS CILINDRO HIDRÁULICO OFRECIDO POR RAM INDUSTRIES INC, FUENTE: AUTOR -----	63
ILUSTRACIÓN 52: CATALOGO DE ACCESORIOS DE MONTAJE DE CILINDRO, PARA DIÁMETRO DE 2" DE ÉMBOLO Y 1" DE VÁSTAGO, FUENTE: PARKER (2022) -----	64
ILUSTRACIÓN 53: BOCETO INICIAL DE MEDIDAS PROPUESTAS EN ENSAMBLAJE DE CILINDRO POSICIONES REPOSO Y OPERACIÓN, FUENTE: AUTOR -----	65
ILUSTRACIÓN 54: CATALOGO DE ACCESORIOS DE MONTAJE DE CILINDRO CON TERMINACIÓN EN CHARNELA MACHO DE ACUERDO A NORMA ISO 8132 FOR-MA" B", FUENTE: ESPERIA (2022) -----	66
ILUSTRACIÓN 55: MEDIDAS DE LA SECCIÓN DE AMARRE DEL CILINDRO HIDRÁULICO SELECCIONADO, EN PULGADAS FUENTE: AUTOR-----	66
ILUSTRACIÓN 56: PLANOS DE CONSTRUCCIÓN HORQUILLA DE SOPORTE INFERIOR FUENTE: AUTOR	67
ILUSTRACIÓN 57: DIAGRAMA DE FUERZAS ANÁLISIS DE TENSIÓN, HORQUILLA INFERIOR, FUENTE: AUTOR -----	67
ILUSTRACIÓN 58: MEDIDAS HORQUILLA SOPORTE INFERIOR, FUENTE: AUTOR-----	68
ILUSTRACIÓN 59: MOMENTO RESULTANTE, FUENTE: AUTOR -----	69
ILUSTRACIÓN 60: PROPIEDADES FLEXIONANTES DE LAS SOLDADURAS DE FILETE, FUENTE: SHIGLEY(2008) -----	70
ILUSTRACIÓN 61: ESQUEMA DE ESFUERZOS CORTANTES PRIMARIO Y POR TORSIÓN, CENTRO DE GRAVEDAD, FUENTE: AUTOR-----	72
ILUSTRACIÓN 62: GARGANTA DEL CORDÓN DE SOLDADURA, FUENTE: AUTOR-----	73
ILUSTRACIÓN 63: ESQUEMA PARA HALLAR EL ESFUERZO RESULTANTE, FUENTE: AUTOR -----	75
ILUSTRACIÓN 64: PLANOS DE CONSTRUCCIÓN HORQUILLA DE SOPORTE SUPERIOR FUENTE: AUTOR	78
ILUSTRACIÓN 65: ESQUEMA DE MUESCAS Y SECCIÓN INSERTABLE EN PLACA BASE FUENTE: AUTOR	78
ILUSTRACIÓN 66: ESQUEMA DE FUERZAS HORQUILLA SOPORTE SUPERIOR, FUENTE: AUTOR-----	79
ILUSTRACIÓN 67: BULÓN DE UNIÓN SOPORTE ARTICULADO INFERIOR Y CILINDRO HIDRÁULICO, FUENTE: AUTOR -----	81
ILUSTRACIÓN 68: DISTANCIAS DE ESPECIFICACIÓN AGUJERO HORQUILLA INFERIOR, FUENTE: EAE(2011) -----	82

ILUSTRACIÓN 69: ESQUEMA DE MEDIDAS EN PUNTO DE ARTICULACIÓN INFERIOR, VISTA INVERTIDA, FUENTE: AUTOR -----	84
ILUSTRACIÓN 70: . BULÓN DE UNIÓN SOPORTE ARTICULADO SUPERIOR Y CABEZA VÁSTAGO, FUENTE: AUTOR -----	86
ILUSTRACIÓN 71: SISTEMAS DE ANCLAJE DE SOPORTES INFERIOR Y SUPERIOR CON TORNILLERÍA, FUENTE: AUTOR -----	90
ILUSTRACIÓN 72: MEDIDAS DEL TORNILLO PROPUESTO, FUENTE: SHIGLEY(2008) -----	90
ILUSTRACIÓN 73: ESQUEMA HIDRÁULICO SISTEMA DE LEVANTE COMPONENTE PUSH & PULL, FUENTE: AUTOR -----	96
ILUSTRACIÓN 74: RESTRICCIÓN Y CARGA EN MODELO 3D DE INVENTOR, FUENTE: AUTOR -----	99
ILUSTRACIÓN 5.MANDOS CONSOLA DE CONTROL. FUENTE: AUTORRESTRICCIÓN FIJA -----	99
ILUSTRACIÓN 1.HERRAMIENTAS DE PERFORACIÓN, FUENTE: HTTPS://KINETICUPSTREAM.COM/ACELERACIÓN DE LA GRAVEDAD-----	99
ILUSTRACIÓN 75: ESFUERZO DE VON MISES, HORQUILLA SUPERIOR. FUENTE: AUTOR. -----	100
ILUSTRACIÓN 76: FACTOR DE SEGURIDAD, HORQUILLA SUPERIOR. FUENTE: AUTOR -----	101
ILUSTRACIÓN 77: ESFUERZO DE VON MISES HORQUILLA INFERIOR. FUENTE: AUTOR. -----	101
ILUSTRACIÓN 78: FACTOR DE SEGURIDAD HORQUILLA INFERIOR. FUENTE: AUTOR. -----	102
ILUSTRACIÓN 79: ESFUERZO DE VON MISES BULÓN SUPERIOR. FUENTE: AUTOR -----	102
ILUSTRACIÓN 80: FACTOR DE SEGURIDAD BULÓN SUPERIOR. FUENTE: AUTOR. -----	103
ILUSTRACIÓN 81: ESFUERZO DE VON MISES BULÓN INFERIOR, FUENTE: AUTOR. FUENTE: AUTOR. -	103
ILUSTRACIÓN 82: FACTOR DE SEGURIDAD BULÓN INFERIOR, FUENTE: AUTOR -----	104
ILUSTRACIÓN 83: ESFUERZO DE VON MISES TORNILLOS SUPERIORES, FUENTE: AUTOR. -----	104
ILUSTRACIÓN 84: FACTOR DE SEGURIDAD TORNILLOS SUPERIORES. FUENTE: AUTOR. -----	105
ILUSTRACIÓN 85: ESFUERZO DE VON TORNILLOS INFERIORES, FUENTE: AUTOR. -----	105
ILUSTRACIÓN 86: FACTOR DE SEGURIDAD TORNILLOS INFERIORES, FUENTE: AUTOR. -----	106

TABLA DE TABLAS

TABLA 1: DISTRIBUCIÓN DE MÁQUINAS TORQUEMASTER REGIÓN COLOMBIA, ECUADOR, PERÚ. FUENTE: AUTOR -----	22
TABLA 2: ESCALA DE PONDERACIÓN DE RELEVANCIA, FUENTE: AUTOR-----	27
TABLA 3: ESCALA DE PONDERACIÓN DE CUMPLIMIENTO, FUENTE: AUTOR -----	28
TABLA 4: EVALUACIÓN DE IMPORTANCIA DE CRITERIOS MEDIANTE PROCESO DE PUNTUACIÓN, FUENTE: AUTOR -----	28
TABLA 5: EVALUACIÓN DE CUMPLIMIENTO DE CRITERIOS MEDIANTE PROCESO DE PUNTUACIÓN, FUENTE: AUTOR -----	28
TABLA 6: CARACTERISTICAS PRINCIPALES A CONSIDERAR EN UN CILINDRO HIDRÁULICO DE DOBLE EFECTO, FUENTE: AUTOR.-----	48
TABLA 7: COMPARACIÓN DE VALORES CALCULADOS CON ESTANDARIZADOS ISO 3320:2013: FUENTE: AUTOR -----	55
TABLA 8: VARIABLES RECALCULADAS CON VALORES ESTANDARIZADOS VS. VALORES COMERCIALES, FUENTE: AUTOR -----	56
TABLA 9: RESISTENCIA A LA FLUENCIA SY Y RESISTENCIA ULTIMA A LA TENSIÓN SUT PARA MATERIAL DE PORTE Y MATERIAL BASE, FUENTE: AUTOR.-----	75
TABLA 10: CARGA PERMISIBLE PARA METALES DE APORTE EN SOLDADURAS DE FILETE, FUENTE: SHIGLEY(2008) -----	76
TABLA 11 : CARGA PERMISIBLE PARA METALES DE APORTE EN SOLDADURAS DE FILETE, FUENTE: SHIGLEY(2008) -----	76
TABLA 12: ASIGNACIÓN DE VELOCIDAD DE CIRCULACIÓN DE FLUIDO RESPECTO A LA PRESIÓN DE TRABAJO, FUENTE: PRONTUARIO DE HIDRÁULICA (2001) -----	94
TABLA 13: SELECCIÓN DEL NÚMERO DE CLASIFICACIÓN PARKER HYDRAULIC A PARTIR DEL ID DE MANGUERA, FUENTE:PARKER HYDRAU-LIC(2022) -----	95
TABLA 14: CARACTERISTICAS MANGUERA SELECCIONADA, FUENTE: PARKER HYDRAULICS (2022) --	95
TABLA 15: ESPECIFICACIONES DEL DISEÑO PARA EL ANÁLISIS POR ELEMENTOS FINITOS, FUENTE: AUTOR -----	97
TABLA 16: CONFIGURACIÓN DE MALLA PARA EL VOLUMEN DE CONTROL, FUENTE: AUTOR -----	97
TABLA 17: DESCRIPCIÓN DE PROPIEDADES ACERO ASTM A36, FUENTE: MATERIAL MUNDIAL.COM, DISPONIBLE EN: MATERIAL MUNDIAL (2022)-----	98
TABLA 18: DESCRIPCIÓN DE PROPIEDADES ACERO AISI 1040 T&R 425°C, FUENTE: GENERAL DE ACEROS (2007)-----	98
TABLA 19: DESCRIPCIÓN DE PROPIEDADES ELECTRODO 7018, FUENTE: JET ARCO (2022) -----	98
TABLA 20: DESCRIPCIÓN DE PROPIEDADES TORNILLOS SAE GRADO 5, FUENTE: INGENIERÍA Y MECÁNICA AUTOMOTRIZ (2022) -----	98
TABLA 21: RELACIÓN MATERIALES SELECCIONADOS POR COMPONENTE Y ESFUERZOS DE FLUENCIA	99
TABLA 22: COSTO DE MATERIALES, FUENTE AUTOR -----	107
TABLA 23: COSTOS DE INSTALACIÓN, FUENTE AUTOR-----	107
TABLA 24: PRECIOS DE VENTA DE MATERIALES, FUENTE AUTOR -----	108
TABLA 25: PRECIOS FINAL DE INSTALACIÓN, FUENTE AUTOR -----	109
TABLA 26: PRECIOS PROCESO INGENIERÍA, FUENTE AUTOR -----	109
TABLA 27: PRECIOS FINAL DE VENTA DEL SISTEMA, FUENTE AUTOR -----	109

INTRODUCCIÓN

La hidráulica referente a la energía generada por el confinamiento de los líquidos y su uso data desde el siglo XVII cuando el matemático y físico Frances Blaise Pascal creó el principio que lleva su apellido, este establece que la presión aplicada a un fluido estable y confinado se transmite de igual manera en las diferentes direcciones y ejerce fuerzas equitativas sobre áreas iguales, las cuales actúan de manera normal sobre el interior del recipiente. Al hablar de "hidráulica" hay que tener presente el concepto de la transformación de energía, sea esta de origen mecánico o eléctrico en hidráulica, para de esta manera generar un beneficio en la obtención de movimiento mecánico al final de la tarea.

La versatilidad, flexibilidad, velocidad variable, reversibilidad, protección contra sobrecargas son algunas de las ventajas que tienen los sistemas hidráulicos, destacable también el pequeño tamaño que pueden tener algunos componentes en comparación a la fuerza que entregan, gracias a estas ventajas pueden realizarse trabajos más precisos, rápidamente y con un menor desgaste del esfuerzo humano.

Las máquinas de torque marca Torque Master Griffith utilizan la energía hidráulica para los procesos que realiza, entre sus principales el torque de conexiones roscadas, y concerniente a este proyecto el empuje y halada de componentes de herramientas tubulares de perforación mediante el sistema denominado en inglés push & pull que consiste en un cilindro hidráulico de doble efecto, montado en una estructura de dos secciones articulables una sobre otra, con el propósito de permitir su puesta en posición de operación y en reposo cuando no se está utilizando, cada estructura tiene un peso aproximado a los 293.33 kg ó 646.68 lb; durante la operación de esta máquina, el operador debe llevar la estructura articulable del push & pull a cualquiera de sus dos posiciones según se requiera, y es donde se presenta el problema a solucionar puesto que actualmente estas máquinas no cuentan con un sistema de manipulación o elevación propio para la estructura articulable, por lo cual, debe realizarse manualmente entre dos o más operadores, o utilizando equipos externos como puente grúa o montacargas de acuerdo a las facilidades con las que cuente la empresa propietaria de la máquina de torque.

El levantamiento manual de la estructura articulable establece un riesgo para la integridad del personal involucrado debido a la geometría de la estructura, su peso y la forma en la que debe realizarse el levantamiento, puesto que de acuerdo a lo expresado por los departamentos de QHSE excede algunos criterios de salud ocupacional y seguridad en el trabajo, lineamientos que tienen la empresas propietarias de estos equipos en Colombia, donde establecen un límite de 25 kg de peso para las cargas de levantamiento manual en el caso de personal de sexo masculino y de 12.5 kg para personal de sexo femenino, los análisis de puestos de trabajo realizados por estas mismos departamentos indican que el acceso y la forma del posicionamiento del cuerpo para manipular este componente es crítico y no recomendado; adicionalmente el personal que pretenda realizar el levantamiento con

puente grúa o montacargas debe estar debidamente certificado en la operación de estos equipos de izaje, así como los aparejos, lo cual se traduce en unos costos y riesgos de operación de equipos de izaje asociados, la imposibilidad de usar estos equipos de izaje en otras áreas que los necesiten durante un periodo de tiempo en el cual se realiza el levantamiento o puesta en reposo requerido.

De acuerdo con lo anterior el sistema debe cumplir con algunos lineamientos en común solicitados por las compañías propietarias, entre los cuales están: alimentarse del mismo sistema hidráulico de la máquina de torque siendo compatible con la misma presión de 3500 PSI y caudal de 29 GPM; debe ser capaz de levantar la estructura articulable del push & pull desde el reposo y llevarla a su posición de operación y viceversa, debe acoplarse a la geometría de la estructura del sistema push & pull sin desmejorar o afectar los componentes de la misma; sus dos funciones deben ser accionadas desde la misma consola de control evitando así cualquier contacto directo con la estructura por parte del operador o el uso de medios exógenos para su manipulación, levantamiento o puesta en reposo, de esta manera eliminar el riesgo que genera el levantamiento manual y la operación de otros equipos; adicionalmente tener una viabilidad económica.

Teniendo en cuenta los requerimientos anteriores, el objetivo general de este proyecto es Diseñar de un sistema de volteo para el componente Push & Pull de máquinas Torque Master para conexiones tubulares del sector hidrocarburos mediante accionamiento hidráulico; en el presente documento se relacionan los conceptos teóricos y contextuales, como bases para los procedimientos y actividades que deban vincularse en el diseño del sistema mecánico e hidráulico, para el cual se presenta un detalle de las características y funcionamiento de la estructura articulable y de esta manera poder realizar los cálculos y simulaciones necesarios para determinar los componentes requeridos, y el análisis financiero que brindará un soporte para considerar la implementación del diseño propuesto en este proyecto.

El sector Petrolero a nivel global por tradición ha utilizado el sistema de unidades imperial para todos sus procesos; se ha mencionado anteriormente que la máquina de torque Torquemaster es un equipo que es fabricado en los Estados Unidos de Norte América sus componentes han sido diseñados e implementados bajo este sistema de medidas, se pretende mantener el uso de este sistema de medidas, como también suministrar resultados de variables en el sistema internacional para la mejor comprensión del lector.

1 GENERALIDADES

1.1. EMPRESAS DE SERVICIOS PETROLEROS.

El petróleo como recurso no renovable es de gran importancia para naciones de primer mundo dada su industrialización, como también lo es para países en vía de desarrollo como Colombia, y es que los hidrocarburos pueden llegar a aportar el 3.3% del PIB nacional, así como también el petróleo representa el 40% de lo que Colombia exporta al resto del globo; resaltando de esta manera el aporte en ingresos tributarios, la importancia que tiene en las exportaciones, el pago de regalías departamentales que ayudan al financiamiento de la mayoría de los programas sociales en el país.

En Colombia y otros países de Latinoamérica como Ecuador y Perú existe una entidad gubernamental quien administra la explotación de reservas de petróleo, el término explotación encierra un gran número de actividades entre las cuales se puede encontrar la exploración del tipo de geología a través de pruebas satelitales y sísmicas, detección de la presencia de hidrocarburos a través de pozos exploratorios, administración y seccionamiento de lotes por zonas geográficas de la presencia de petróleo, perforación de pozos de extracción, producción de pozos, transporte y refinamiento para obtención de productos finales.

Debido a que las empresas estatales no cuentan con toda la infraestructura y tecnología para el desarrollo de todas las actividades mencionadas, abren procesos licitatorios para que compañías de servicios, oferten económicamente y a detalle por la ejecución de las actividades para las cuales son especialistas, en el caso particular de la perforación de pozos de extracción existen empresas de gran renombre mundial, las cuales a través del tiempo han desarrollado nuevas tecnologías para optimizar así los procesos de perforación haciéndolos más rentables, confiables y rápidos.

Las empresas especialistas en procesos de perforación de pozos cuentan con herramientas de perforación las cuales tienen diferentes fines como la transmisión de potencia, control de dirección lineal y gradual de la perforación, medición de variables como temperatura, vibración, continuidad, radiactividad entre otras, las cuales entregan información de importancia a los especialistas de los pozos, para de esta manera tomar decisiones fundamentales en el proceso de perforación.

En Colombia hacen presencia empresas extranjeras y nacionales de servicios petroleros, entre las cuales están Schlumberger Sureco de origen francés; de origen de los EE. UU, están National Oilwell Varco, Halliburton, Weatherord, Baker Hughes, Basin Supply, Wellbore Integrity Solutions; de origen nacional se encuentra Guacamayas Oil company, Star Oilfield Services, proveedoras de herramientas de perforación y servicios en pozo.

1.2. HERRAMIENTAS DE PERFORACIÓN DE POZOS

Las herramientas de perforación generalmente de apariencia tubular, sección circular y de longitudes entre los 16 y 40 pies, están constituidas por diferentes secciones o ensambles de acuerdo con el tipo de herramienta y la función que presta, estas secciones se unen unas a otras mediante conexiones roscadas de acuerdo a las normas API por sus siglas en inglés (American Petroleum Institute).



Ilustración 1: Herramientas de perforación, Fuente: kineticupstream (2022)

Cuando se observa una herramienta de perforación por primera vez se puede llegar a pensar que es solo un elemento tubular, sin embargo la cantidad de componentes y tecnología que llevan en su interior, es la que permite realizar la perforación de un pozo, así como su control y dirección; entre las diferentes herramientas de perforación se destacan las siguientes: motores para fondo de pozo, los cuales están compuestos por dos secciones, la sección de rodamientos y la sección de poder más conocidas por sus denominaciones en inglés, como bearing section y power section; si se observa detenidamente la power section, está conformada por dos componentes, un estator tubular que internamente tiene una sección helicoidal tipo hembra a lo largo de toda su longitud el cual está fabricado en un material tipo elastómero y en este se aloja el otro componente definido como rotor de tipo helicoidal que coincide con la hembra del estator, tal como se puede observar en la ilustración 2.

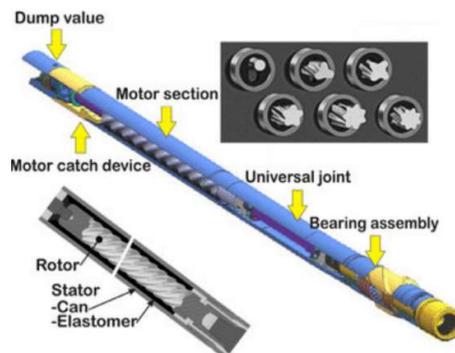


Ilustración 2: sección de poder motor de fondo, Fuente: researchinc (2022)

Estas herramientas de perforación tienen definido un tiempo determinado de operación en horas, por lo cual después de cumplir su tiempo de labor requieren el mantenimiento adecuado; en la manutención de estas herramientas se utiliza la maquina Torquemaster Griffith ® la cual permitirá roscar o desenroscar las secciones de este ejemplo de herramienta de perforación las cuales pueden llegar a tener un torque de hasta 150.000 Lb-Ft de acuerdo al diámetro de la herramienta, así como también extraer o insertar los componentes internos como el caso del rotor en donde puede llegar a necesitarse una fuerza de hasta 65.000 Lbf en empuje o 45,000 Lbf para jalar y de esta manera poder extraerlo o insertarlo en el estator.

1.3. MAQUINA DE TORQUE TORQUEMASTER GRIFFITH®

El Torquemaster es una maquina independiente, de accionamiento hidráulico para apretar y soltar conexiones roscadas, con un rango de aplicación de torque desde 5,000 hasta 250,000 Lb-Ft, cuenta con tres modelos en el mercado 1689 con manejos de OD hasta 14" (OD outside diameter por sus siglas en inglés), 8025 con OD hasta 18" y 8026 con OD hasta 18" y cabezal fijo con apertura.



Ilustración 3: Torquemaster modelos 8026,1689 y 8025. Fuente: autor

Diseñada para realizar el mantenimiento de herramientas de perforación de sección tubular; cuenta con un cabezal fijo que dependiendo del modelo puede sujetar tubulares con diámetros externos entre 2 7/8" y 18", tiene un cabezal rotatorio estilo Ratchet, el cual tiene la propiedad de desplazarse a lo largo de la bancada o cama y a su vez realizar un movimiento de giro de aproximadamente 30°, se dice que es de estilo Ratchet ya que se asimila a la reconocida llave de torque o "matraca" en la cual se selecciona realizar el torque en una dirección por ejemplo en dirección a las manecillas del reloj con un determinado rango de giro, y debe devolverse sin generar torque para llevarla a la posición inicial de esta manera reiniciar la operación; cuenta en cada cabezal con 6 cilindros hidráulicos de doble efecto, cuyo propósito es el de agarrar la herramienta tubular, estos están localizados estratégicamente de manera que al extenderse uno de los vástagos, tendrá un opuesto enfrentado que se extenderá hacia la punta de este primero de esta manera ejercer un efecto de fuerza de agarre concéntrica al tubular, y se posicionan de acuerdo a las manecillas del reloj de la siguiente manera 12, 2, 4, 6, 8, 10; cuentan con un bloque de distribución con

válvulas cheque para el control del flujo de aceite y de esta manera generar extensión y retracción sincronizada.



Ilustración 4: Cilindros de agarre cabezal rotatorio móvil. Fuente: autor

El accionamiento y control de la maquina se realiza desde la consola de control, la cual cuenta con un sistema motriz conformado por un motor eléctrico de 20 HP el cual puede también venir configurado a 220 Vac con un carga nominal de 46 A, o 440 Vac con un carga nominal de 23 A; unido mediante acople flexible a una bomba hidráulica marca Parker de pistones axiales modelo PV29 de 29 GPM con una presión máxima de sistema de 3500 PSI; cuenta con un banco de válvulas principal o de funciones principales entre las cuales están: agarrar y soltar el tubular para cada cabezal, torquear y destorquear, empujar o halar para el caso del sistema Push & Pull; a su vez cuenta con un banco de válvulas auxiliares entre cuyas funciones están: desplazamiento de cabezal móvil a lo largo de la cama, elevación y descenso de gatos hidráulicos de soporte, activación de sistema de aproximación Spinner.



Ilustración 5: Mandos consola de control. Fuente: autor



Ilustración 6: Máquina Torquemaster vista general. Fuente: autor

Entre los componentes principales se encuentra el sistema de empujar y halar, o Push & Pull enunciándolo en inglés; se compone de dos estructuras fabricadas en tubería de sección cuadrada, la cual soporta un cilindro hidráulico de doble efecto de 5" de diámetro de camisa y 2.75" de diámetro en el vástago; la sección que contiene al cilindro hidráulico tiene la propiedad de articularse o doblarse formando un ángulo de 86° con respecto a la segunda sección de la estructura, permitiendo de esta manera que se encuentre completamente erguido para entrar en operación o doblado en estado de reposo.



Ilustración 7: Sistema Push & Pull posición operativa y reposo (izquierda a derecha). Fuente: autor

El propósito del sistema Push & Pull es el de permitir la extracción o inserción de componentes propios de las herramientas de perforación como se menciona en el inciso anterior, el rango de fuerza ejercida en el empuje por parte del cilindro hidráulico es de 0 a 65,000 Lbf, para la función de halar, el rango de fuerza es de 0 a 45,000 Lbf.

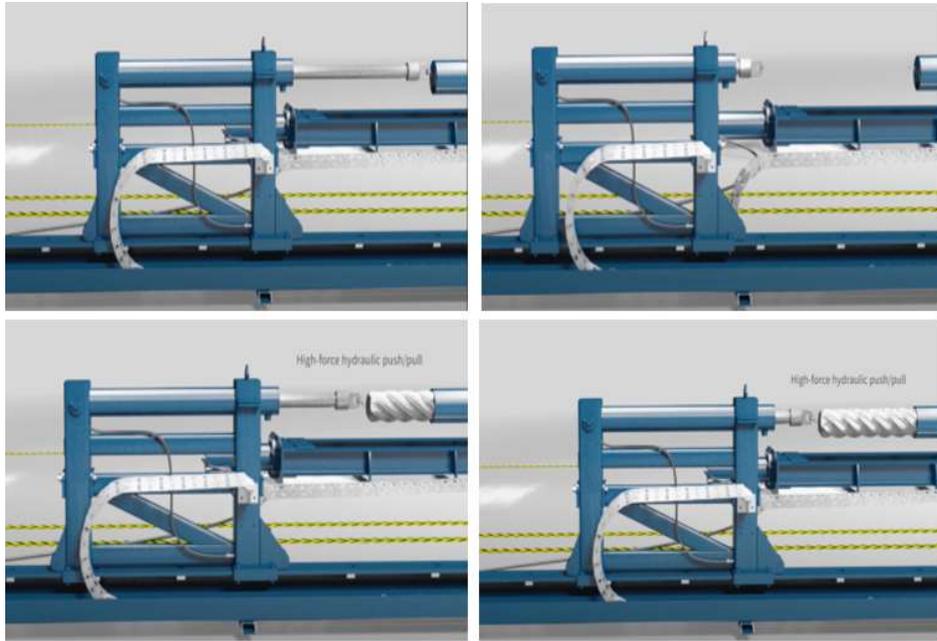


Ilustración 8: sistema push & pull extrayendo rotor. Fuente: Autor.



Ilustración 9: herramienta ubicada sobre el push-pull en reposo. Fuente: Autor

1.4. PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA

Durante el periodo 2021 se realizaron una serie de visitas a 9 empresas de servicios petroleros en 3 países, Colombia, Ecuador y Perú; cubriendo de esta manera inspecciones operacionales a 30 máquinas Torquemaster como se muestra a continuación:

Compañía	País	Número de Máquinas
Schlumberger	Colombia	5
	Ecuador	3
	Perú	1
Halliburton	Colombia	4
	Ecuador	3
Baker Hughes	Colombia	2
	Ecuador	2
Weatherford	Colombia	3
	Perú	2
WIS	Colombia	1
	Ecuador	1
John Phillips	Colombia	1
Dynadrill	Ecuador	1
Sertecpet	Ecuador	1
Adrial Petro	Ecuador	1

Tabla 1: Distribución de máquinas Torquemaster región Colombia, Ecuador, Perú. Fuente: autor

Durante estas inspecciones se analiza el estado general del sistema mecánico, eléctrico e hidráulico, se consulta a los operadores y supervisores de área con el propósito de tener información relevante acerca del desempeño del equipo y los requerimientos particulares de cada compañía. Una vez finalizado el periodo 2021, se recopiló la información levantada y se observó que uno de los requerimientos comunes es el de proporcionar un sistema de levante para la estructura del sistema push & pull que sostiene el cilindro hidráulico y permitir su doblez o articulación de 86° a la posición de reposo de manera que se accione desde la consola de control de la máquina de torque, y así evitar cualquier contacto manual directo del operador o el uso de medios de izaje como son puente grúa y montacargas, se busca la operación independiente del sistema de levante.

CUSTOMER — SERVICE EQUIPMENT INFORMATION		TORQUEMASTER SERVICE INSPECTION CHECKLIST	
<p>FOR INTERNAL EQUIPMENT DATABASE — COMPLETE FORM AND GIVE TO MANAGER AFTER EACH SERVICE VISIT</p>		<p>FOR INTERNAL EQUIPMENT DATABASE — COMPLETE FORM AND GIVE TO MANAGER AFTER EACH SERVICE VISIT</p>	
Company: Schlumberger	Service Equipment Type: Torque Master	TorqueMaster Serial Number: 2021-131	
Date or Dates on Site: 29-March-2021	Service Equipment S/N: 8026-131	Customer: Schlumberger	
Contact Name: Gerardo Gutierrez	Bed Length: 16 FT	Customer Purchase Order: 432-254780	
Title: Shop Supervisor	Power: 230 V Freq: 60 Hz	Technician: Andres Gonzalez	
Department: O & M	Console/HPU S/N: 2020-121		
Phone 1: 59 310940290	Logger S/N: LK2-116		
Phone 2: N/A	Headstock Beam (ft): 19		
Fax No.: N/A	Tailstock Beam (ft): 17		
Cell/Mobile: 59 310 2402270	Headstock Beam Jack Qty: 2		
Email Address: g.gutierrez@slb.com	Tailstock Beam Jack Qty: 1		
Physical Address: Km 15 Via Sibavia - Fuzes	Tailstock Jack (Yes/No): Yes		
Billing Address: See P.O.	Spinner S/N: N/A		
City: Cali	Push/Pull S/N: N/A		
Province/State: Cundinamarca	Jar Tester S/N: N/A		
Country: Colombia	Hose Chain: Metal TS <input checked="" type="checkbox"/> Plastic Acc. <input checked="" type="checkbox"/>		
Postal/Zip Code: N/A	Safety Shield: Yes <input checked="" type="checkbox"/> No <input type="checkbox"/>		
GPS Co-ordinates: Lat: N/A	Torque Transducer Used: N/A		
Customer P.O. No.: 432054780	Torque Transducer S/N: N/A		
Quote No.: N/A	Moment Arm Length: N/A		
Work Order No.: N/A	Loadcell Length (pin to pin): N/A		
Last Calibration Date: 28-July-2020	Maximum Torque Rating: 100,000 lbf-ft		
Next Calibration Date: July-2021	Encoder Top Gear Count: N/A		
Technician: Andres Gonzalez	Encoder Pulses per Revolution: N/A		
	Loadcell Capacity: N/A		

Push/Pull And Jar Tester	LOCATION #	OK	COMMENTS
All Fittings Check For Leaks		<input checked="" type="checkbox"/>	No fittings leaks
Check Cylinder Rod For Scratches And Straightness		<input checked="" type="checkbox"/>	Some circles on chrome
Check Hinge And Pins For Functionality		<input checked="" type="checkbox"/>	Good Condition
Check Roller, Large Pin And Hold Downs For Functionality		<input checked="" type="checkbox"/>	Good Condition
Check Hose Chain For Wear		<input checked="" type="checkbox"/>	Good Condition
Check Maximum Push/Pull Pressure		<input checked="" type="checkbox"/>	5 x 275 / 200 x Rod
Verify Gauge Face Matches Push/Pull Pressure		<input checked="" type="checkbox"/>	600 PSI / 400 / 1100 lbf
Check Jar Tester For Wear And Leaks		<input checked="" type="checkbox"/>	N/A
Verify Gauge Face Matches Jar Tester Cylinder Bore		<input checked="" type="checkbox"/>	N/A
* Recommended upgrade to Push-Pull lift cylinder to improve safety factor			

Ilustración 10: evidencia de inspecciones realizadas a Maquinas de torque. Fuente: Autor

Actualmente esta operación de llevar la estructura erguida a su posición de reposo se realiza manualmente por parte del operador de la maquina y en dado caso su ayudante si la empresa correspondiente le suministra uno; el peso de la estructura articulable es de 646.68 lb o 293.33 kg; Los departamentos de QHSE (seguridad y salud en el trabajo) de estas compañías han detectado que a pesar de recomendar e incluir las técnicas de levantamiento apropiadas en un procedimiento las condiciones de posicionamiento de la estructura del push & pull, generan condiciones de riesgo, puesto que no están en sintonía con las medidas corporales de los operarios, y el acceso al trayecto completo de la estructura no permite que todo el izaje se realice con la técnica manual correcta, excediendo por más de 10 veces la carga compacta máxima a levantar por persona de manera segura; la cual está considerada en 25 kg para el hombre y 12.5 kg para la mujer.



Ilustración 11: Levantamiento manual de estructura articulable, Fuente: Autor

De acuerdo con la resolución 2400 del 22 de mayo de 1979 del Ministerio de Trabajo y Seguridad social que en su capítulo decimo, artículo 392 establece: “La carga máxima que un trabajador, de acuerdo con su aptitud física, sus conocimientos y experiencia podrá levantar será de 25 kg de carga compacta; para las mujeres, teniendo en cuenta los anteriores factores será de 12.5 kg de carga compacta”. (Ministerio de trabajo y seguridad social 1979.P82) [1].

1.5. OBJETIVOS

1.5.1. OBJETIVO GENERAL

- Diseñar un dispositivo de levante de accionamiento hidráulico para el sistema Push & Pull tecnificando su accionamiento, minimizando el esfuerzo físico por parte del operador, resguardar su integridad física; y aplicable para los diferentes modelos Torquemaster 1689, 8025 y 8026.

1.5.2. OBJETIVOS ESPECÍFICOS

- Determinar las condiciones actuales de operación de los sistemas push & pull, describiendo la dinámica y fuerzas presentes para realizar este movimiento de articulación.
- Identificar las características del sistema hidráulico de las máquinas Torquemaster para desarrollar un sistema de levante compatible.
 - Diseñar el sistema de levante hidráulico que permita realizar la articulación del sistema con accionamiento desde consola de control.
 - Seleccionar el sistema de accionamiento hidráulico compatible con la actual consola de control.
 - Realizar los cálculos dinámicos, estáticos e hidráulicos del sistema de levante y de accionamiento, plasmar los planos de despiece y de conjunto en Solidworks o Inventor.
 - Comprobar mediante simulación con FluidSims la viabilidad del sistema hidráulico; a su vez mediante simulación de elementos finitos la capacidad mecánica y esfuerzos de componentes críticos mediante Autodesk Inventor Professional.
 - Determinar los costos de fabricación y/o implementación del sistema de acuerdo con la lista de materiales generada en planos, como estrategia comercial.

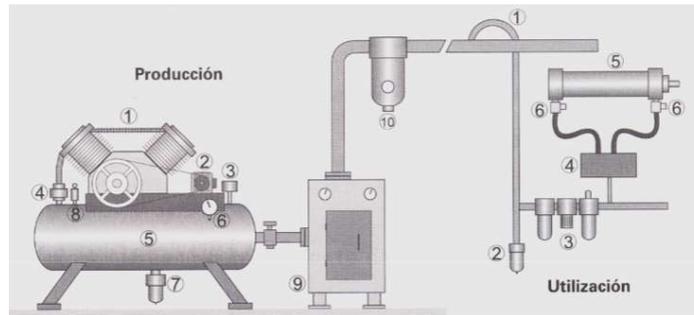
2 PLANTEAMIENTO DE ALTERNATIVAS

A continuación, se presentan alternativas para el levantamiento de la sección articulable del sistema Push & Pull.

2.1. SISTEMA DE LEVANTE NEUMÁTICO.

Consiste en un actuador lineal o cilindro neumático de doble efecto controlado por un bloque de válvula direccional extra que se instalaría en la consola de control, así como un sistema compresor y acumulador de aire que debe adaptarse como adición a la fuente de poder hidráulico que actualmente tiene la máquina Torquemaster, considerando las actividades de acometidas eléctricas y protecciones que esto conlleva; el fluido sería transportado desde la válvula direccional hacia el cilindro por medio de tubería flexible de polietileno de alta densidad, se debe considerar instalar una unidad de mantenimiento para las condiciones del aire, tales como un secador de paso a la salida del compresor y antes del acumulador para eliminar la condensación por compresión del aire, como también un separador de condensado a la salida del tanque acumulador, un lubricador para que el flujo de aire transporte aire

con lubricante para así extender la vida útil de los componentes involucrados del sistema de levante como la válvula y el actuador; cabe resaltar que se requerirá de un equipo compresor que genere una presión mayor a los 120 PSI para poder activar el actuador que levantará la sección articulable o de doblez del push-pull, el cual irá anclado en el extremo del cilindro a la estructura fija del push-pull, y el otro extremo en este caso el vástago a la estructura articulable o de doblez de 86°.



Sistema de producción de aire

- | | | | |
|--------------------------------|---------------------|---------------------|-------------------------|
| 1. Compresor | 2. Motor eléctrico | 3. Presostato | 4. Válvula antirretorno |
| 5. Depósito | 6. Manómetro | 7. Purga automática | 8. Válvula de seguridad |
| 9. Secador de aire refrigerado | 10. Filtro de línea | | |

Sistema de utilización

- | | | |
|------------------------|---------------------|---|
| 1. Purga del aire | 2. Purga automática | 3. Unidad de acondicionamiento del aire |
| 4. Válvula direccional | 5. Actuador | 6. Controladores de velocidad |

Ilustración 12: Diagrama sistema neumático básico, Fuente: Docplayer (2022)

2.2.SISTEMA DE LEVANTE HIDRÁULICO.

Se pretende implementar un actuador lineal de doble efecto con accionamiento hidráulico, utilizando el mismo sistema de generación de presión hidráulica de la maquina Torquemaster; este sistema de generación de presión hidráulica o HPU por sus siglas en ingles Hydraulic Power Unit cuenta con una presión de sistema de 3300 PSI y caudal de 29 GPM, actualmente estas máquinas son ensambladas con un banco de válvulas direccionales para funciones principales y un banco de válvulas direccionales para funciones de accesorios, en este último el fabricante siempre deja una válvula 5/3 con centro cerrado disponible, la cual se utilizaría como método de alimentación, accionamiento y control del actuador, el cual se pretende diseñar para operar bajo esas condiciones de alimentación hidráulica, a su vez irá anclado en el externo del cilindro a la estructura fija del Push-Pull y el extremo del vástago se anclará a la estructura articulable o que realiza el doblez de 86° del Push-Pull, será alimentado por líneas flexibles o mangueras las cuales pueden seleccionarse en el mercado local de acuerdo a la presión que maneja la maquina Torquemaster, el accionamiento con sistema hidráulico permite el movimiento de grandes cargas con un bajo esfuerzo dada la propiedad de incompresibilidad de los líquidos, en este caso del aceite hidráulico.

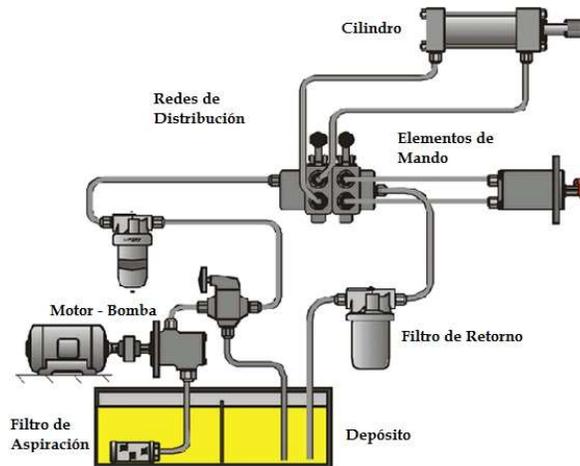
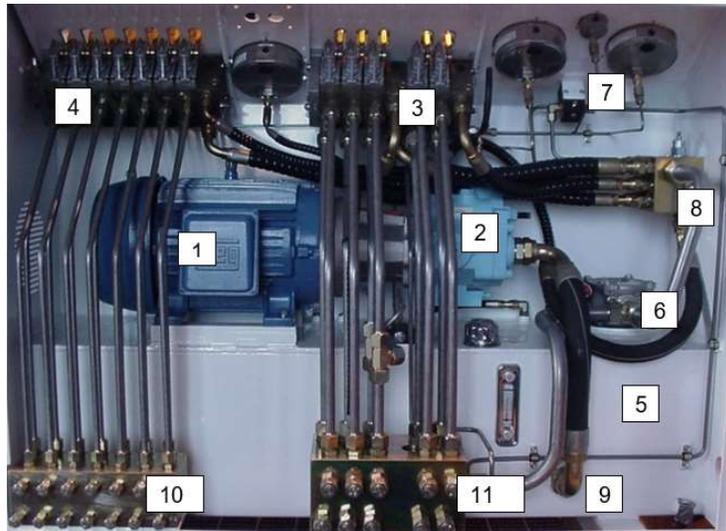


Ilustración 13: Diagrama sistema hidráulico básico, Fuente: Scribd (2016)



- | | |
|---|-------------------------------------|
| 1.Motor eléctrico | 2.bomba hidráulica pistones axiales |
| 3.banco de válvulas principal | 4.banco de válvulas accesorios |
| 5.reservorio | 6.filtro de retorno |
| 7.válvula regulación de presión funciones principales | 8.bloque de distribución de bomba |
| 9.filtro de succión interno en el reservorio | 10.bloque distribución accesorios |
| 11.bloque distribución principal | |

Ilustración 14: Sistema hidráulico consola Torquemaster, Fuente: Autor.

2.3.COMPRAS DE EQUIPO NUEVO

En este apartado se plantea la solicitud al fabricante del equipo, implementar una mejora actualmente inexistente por parte del fabricante, a su vez realizar la compra de un sistema push & pull con este sistema de levante integrado, lo que se traduce en altos costos debido a la adquisición de un equipo nuevo, pago de fletes e impuestos por entrada al país.

2.4. SELECCIÓN DE OPCION PARA SOLUCIÓN

En este proceso de selección de alternativa se deben analizar todos los requerimientos que debe cubrir el sistema de levante, la evaluación de alternativas se realiza a través de una matriz de decisión mediante ponderación lineal en el cual el componente comparativo impera, es preciso definir los criterios de evaluación-comparación y sobre estos generar valor en caso de cumplimiento del interrogante o requerimiento.

2.5. CRITERIOS PARA EVALUAR

A continuación, se listan los requerimientos a cumplir:

- Compatibilidad con el sistema hidráulico de la consola de control
- Accionamiento independiente y de forma remota
- Capacidad para levantar el peso de la estructura
- Bajo costo de implementación
- Facilidad de implementación y mantenimiento

2.6. VALORACIÓN DE REQUERIMIENTOS

En la siguiente tabla se realiza la valoración en una escala de importancia a los requerimientos mencionados en el inciso anterior, con el propósito de generar un resultado numérico que permitirá de forma más idónea realizar el proceso de selección

Relevancia	Valoración
Muy Relevante	5
Parcialmente relevante	4
Regular	3
Poco Relevante	2
Irrelevante	1

Tabla 2: Escala de ponderación de relevancia, Fuente: autor

Teniendo claros los requerimientos y un sistema para valorarlos de acuerdo con su relevancia, se procede a realizar una evaluación de la satisfacción en el cumplimiento de los requerimientos por parte de cada sistema, para lo cual previamente se formulan los siguientes criterios de evaluación con su respectiva escala:

Cumplimiento	Escala
Deficiente	1
Malo	2
Regular	3
Bueno	4
Excelente	5

Tabla 3: Escala de ponderación de cumplimiento, Fuente: autor

Teniendo en cuenta la escala de ponderación de criterios de la tabla 2, se procede a realizar la evaluación de la importancia de los criterios que debe cumplir cada alternativa de solución del problema como se puede evidenciar en la tabla siguiente dando así un valor máximo de 20 puntos.

Calificación \ Criterio a cumplir	Compatibilidad con sistema Hidraulico de maquina	Accionamiento independiente	Capacidad de Levante de carga	Implementación de bajo Costo	Puntuación total
Calificación de importancia de criterio	5	5	5	5	20

Tabla 4: Evaluación de importancia de criterios mediante proceso de puntuación, Fuente: autor

En base a la tabla 3 de escala de ponderación de cumplimiento, se procede a evaluar el cumplimiento de criterios por parte de cada alternativa, finalmente se establece un valor total de cumplimiento de criterios aplicando la siguiente formula de calificación por puntuación:

$$Cr = \sum P * A$$

Donde se tiene:

Cr = valor total del criterio

P = Puntuación de cumplimiento

A = Alternativa

Evaluación \ Criterio	SISTEMA HIDRAULICO DE LEVANTE			SISTEMA NEUMATICO DE LEVANTE			COMPRA DE EQUIPO NUEVO		
	Puntuación de cumplimiento	Porcentaje	Ponderado	Puntuación de cumplimiento	Porcentaje	Ponderado	Puntuación de cumplimiento	Porcentaje	Ponderado
Compatibilidad con sistema Hidraulico de maquina	5	0.25	1.25	3	0.15	0.45	5	0.25	1.25
Accionamiento independiente	5	0.25	1.25	4	0.2	0.8	5	0.25	1.25
Capacidad de Levante de carga	5	0.25	1.25	2	0.1	0.2	5	0.25	1.25
Implementación de bajo Costo	4	0.2	0.8	3	0.15	0.45	1	0.05	0.05
Total	19	95%	4.55	12	60%	1.9	16	80%	3.8

Tabla 5: Evaluación de cumplimiento de criterios mediante proceso de puntuación, Fuente: autor

De acuerdo con el proceso de evaluación por puntuación se determina que la mejor alternativa de solución del problema es el sistema de accionamiento hidráulico al obtener una calificación de 19 puntos de 20, con un cumplimiento de requerimientos del 95%, adicionalmente a la evaluación de cumplimiento de criterios, es importante enunciar que los sistemas hidráulicos tienen grandes ventajas como son:

- la velocidad variable la cual puede controlarse en salida de bomba hidráulica, en la alimentación del actuador por medio de una válvula de control de flujo como también puede hacerse en el retorno.
- la reversibilidad de los actuadores se puede dar gracias a las válvulas direccionales, en el ejemplo más práctico se resalta un actuador lineal o cilindro hidráulico de doble efecto, en el cual puede generarse la extensión del vástago o la retracción de este.
- La protección contra sobrecarga puede realizarse desde la salida de bomba o justo en la salida que genere el actuador, por medio de válvulas de alivio, las cuales pueden configurarse para una carga específica que al excederse envía la señal de aceite al tanque evitando la saturación del actuador.
- Poder mover o soportar grandes cargas con mínimos esfuerzos o con componentes de tamaño moderado, esto de acuerdo con el principio de Pascal de desplazamiento de volumen, la transferencia de presión y la multiplicación de la fuerza a través del fluido.

3 CONCEPTOS Y DEFINICIONES GENERALES.

Para efectos de comprender la complejidad de la operación de la maquina Torquemaster sus componentes y los elementos contemplados en la alternativa de solución del problema planteado, se abordan en este capítulo una serie de conceptos propios de la funcionalidad que actualmente se tiene y a su vez también se requiere.

3.1.HIDRÁULICA

Es la rama de la física que estudia el comportamiento de los líquidos en su movimiento y características propias, pero para el caso puntual de este proyecto de grado es la especialidad que estudia la transmisión de fuerzas en el intento de comprimir los fluidos cuyo principio se subdivide de hidráulica hacia la hidrostática, ya que por la misma incompresibilidad de los líquidos en este caso el aceite, cualquier cambio de volumen en estos generará una variación de presión realizando una transmisión de energía convertida en fuerza de salida, pero esta última es independiente del movimiento del fluido conocido como flujo o caudal. El principio de Pascal fundamenta la transmisión de presión por medio de los fluidos; de acuerdo con el texto Física sexta

edición de Jerry D. Wilson, se indica que la presión aplicada a un fluido encerrado se transmite sin pérdida a todos los puntos del fluido y a las paredes del recipiente, En el caso de un líquido incompresible, el cambio de presión se transmite de forma prácticamente instantánea (Física 6ta Edición 2007.P307) [2].

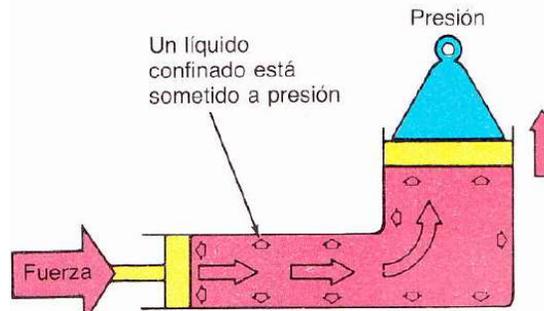


Ilustración 15: Principio de la hidrostática, Fuente: Vickers (1985)

3.2. PRESIÓN.

Se define como la fuerza ejercida en un área determinada, en términos técnicos es la fuerza que se realiza por unidad de área, para el caso de la hidráulica la presión es la tendencia que tiene el fluido a expandirse en un ducto cuando a este se le intenta comprimir; es acá donde también se observa el principio de Pascal el cual de acuerdo al manual de Oleohidráulica móvil de Vickers (Mauanl de oleohidraulica movil 1985,P16)[3] indica que la presión en un líquido confinado se transmite íntegramente en cualquier dirección, y ejerce fuerzas iguales sobre áreas iguales, siempre perpendicularmente sobre las paredes del recipiente.

$$P = F/A$$

Donde:

P = Presión

F = Fuerza

A = Área

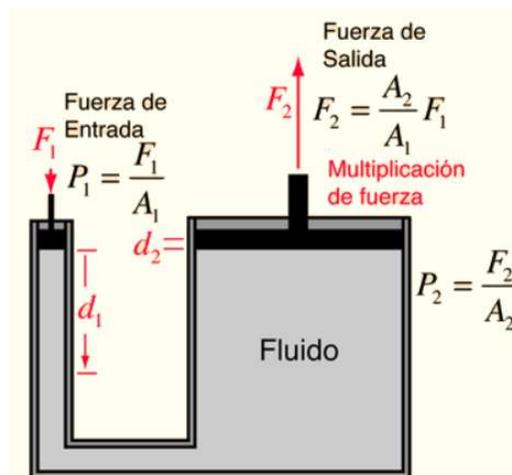


Ilustración 16: Multiplicación de la fuerza, Fuente: Hyperphysics (2022)

En el sistema hidráulico del Torquemaster la bomba hidráulica succiona el aceite del reservorio por acción de rotación del conjunto de pistones axiales, el fluido o aceite hidráulico, que se encuentra en estado de reposo empieza a experimentar movimiento causado por la fuerza de succión de la bomba la cual lo impulsa hacia su interior, posteriormente el plato inclinado y la rotación obligan al fluido a ser desplazado por los pistones, desde una cámara grande a una más pequeña y es allí donde empieza a tener un aumento de presión por tratar de ser comprimido por parte de los pistones axiales, posteriormente conducido por líneas flexibles hasta el cilindro hidráulico donde se experimentará la multiplicación de fuerza por el cambio de área inicial donde se efectuó el aumento de presión dentro de la bomba y finalmente al área de la cámara de llenado para la extensión del cilindro quien levantará la carga.

3.3. CAUDAL.

El caudal se define como el movimiento de un fluido hidráulico originado por la diferencia de presiones entre dos puntos de acuerdo con el manual de Oleohidráulica Móvil de Vickers (1985.P16) [3]. En el sistema hidráulico del Torquemaster el caudal se da gracias a la bomba hidráulica quien genera una presión en la succión del aceite la cual crea una diferencia con la presión atmosférica que ingresa al tanque por el respiradero; generalmente el caudal se mide por el volumen desplazado de fluido por unidad de tiempo o por velocidad, para el caso del Torquemaster la bomba hidráulica genera un caudal de sistema de 29 galones americanos por minuto GPM.

$$Q = \text{Caudal Volumetrico}$$

3.4. TRABAJO Y CONSERVACIÓN DE ENERGÍA.

El trabajo se produce por una fuerza que interactúa en una cierta distancia, por lo cual su unidad de medida se da en fuerza por distancia; sin embargo, una fuerza no puede llegar a realizar trabajo si no está en movimiento, por lo cual para que un sistema hidráulico llegue a realizar un trabajo debe haber presente un caudal. La ecuación que define al trabajo es la siguiente:

$$W = F * d$$

Donde:

W = Trabajo, F = Fuerza, D = distancia.

Por otra parte, la energía se define como la capacidad de poder realizar un trabajo y su unidad de medición es la misma que aplica para el trabajo, a su vez se conocen

distintos tipos de energía entre las que se conocen la energía potencial, cinética, térmica, eléctrica, de presión; para el caso práctico de un sistema hidráulico, el propósito es el de transferir energía mecánica de un punto a otro por medio de la presión hidráulica, puede que en el trayecto se pueda llegar a imaginar que tenga pérdidas, pero no es así, debido a la fuerza de rozamiento en los diferentes componentes hidráulicos, ya sean válvulas, líneas flexibles, etc, se transforma en energía térmica, por lo cual no hay pérdida, solo transformación; en la parte inicial se cuenta con la energía eléctrica que es la fuente primaria que permite la rotación del motor.

3.5. TRANSMISIÓN DE POTENCIA HIDRÁULICA.

Inicialmente se define la potencia como la capacidad de realizar un trabajo o del cambio de energía en una determinada unidad de tiempo; de la misma manera como se definió que dentro del sistema hidráulico existen varios tipos de energía, también se dan varios tipos de potencia, desde la potencia eléctrica que a través del motor se transforma en potencia mecánica para posteriormente ser transformada a potencia hidráulica la cual se transporta y controla para finalmente transformarse en potencia mecánica y poder realizar el levantamiento de la estructura del push & pull.

Puesto que la potencia hidráulica depende directamente de la presión y el caudal volumétrico, se puede hallar a partir de estos.

$$PH = p * Q$$

Donde:

PH = Potencia hidráulica

p = Presión

Q = Caudal volumétrico

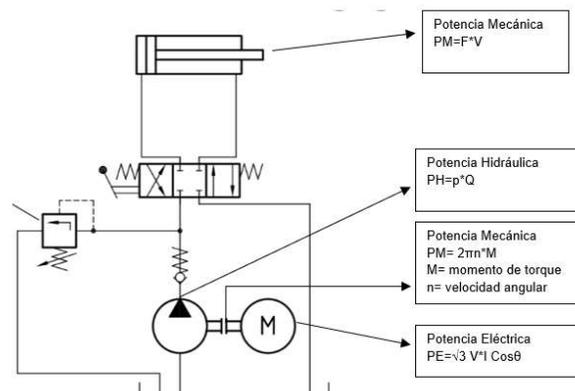


Ilustración 17: Potencias existentes en el sistema hidráulico, Fuente: Mecatrónica (2022)

3.6. COMPONENTES DEL SISTEMA HIDRAULICO DEL TORQUEMASTER.

3.6.1. TANQUE O DEPOSITO.

El depósito en un sistema hidráulico se encarga de contener y acondicionar al fluido, esta doble función se realiza gracias a los componentes con los que cuenta, como son los filtros de succión y retorno que separan el material particulado o impurezas solidas evitando así que vayan a parar a la bomba en el caso del filtro de succión, y al tanque en el caso del filtro de retorno; también puede encontrarse elementos magnéticos que pueden ayudar atrayendo partículas metálicas provenientes del desgaste de los actuadores, válvulas, o por contaminación de las líneas de transporte del fluido; cuenta también a lo largo de su interior con una placa deflectora cuyo propósito es el de dividir internamente el tanque en dos secciones iguales pero comunicadas entre sí, para que el aceite que llega al tanque desde el retorno no vaya directamente a la línea de succión de bomba y de esta manera generar una zona de reposo para el fluido hidráulico, que de igual manera brinde oportunidad de asentarse en el fondo a las partículas contaminantes que pueda tener, así como también disipar la temperatura por contacto con las paredes del mismo reservorio; de acuerdo con lo establecido por Alberto Frutos Guerra en su libro de Investigación, análisis y desarrollo de un manual para el diseño de un sistema oleodinámico (2000.P137)[4] es importante que todas las líneas de retorno que llegan al tanque estén por debajo de la línea del nivel óptimo del aceite en el tanque y en el lado de la placa deflectora opuesto a la succión esto con el propósito de evitar la turbulencia, permitir que el aceite en la parte superior tenga contacto con el aire y permitir el ascenso paulatino del nivel del fluido. Es importante resaltar que la capacidad del reservorio debe ser de aproximadamente mínimo 2 veces el flujo de Bomba y una capacidad adicional del 10% para espacio de aire sobre el fluido para su expansión, el Torquemaster cuenta con un reservorio con capacidad para 64 galones de aceite ISO 68.

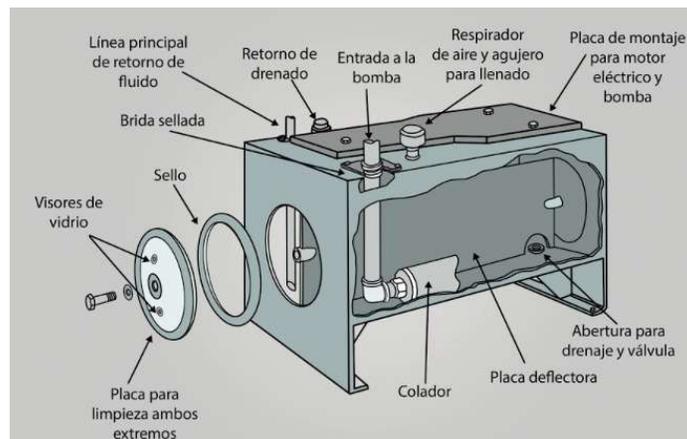


Ilustración 18: Depósito de fluido, fuente: ASHM (2022)

3.6.2. BOMBA HIDRAULICA DE PISTONES AXIALES.

La función de una bomba hidráulica es la de impulsar el fluido y crear el flujo de este, es el componente central del sistema hidráulico ya que convierte la fuente de potencia mecánica en este caso el giro del eje del motor eléctrico en potencia hidráulica o energía de presión; inicialmente la bomba succiona el aceite del depósito, lo impulsa a través de las líneas del sistema creando así el flujo volumétrico, la dirección del fluido es el trabajo de otros componentes del sistema hidráulico. Generalmente una bomba hidráulica se compone básicamente de los siguientes componentes de acuerdo con el manual de Oleohidráulica Móvil de Vickers (1985.P16) [5]:

- Un agujero de ingreso a baja presión por el que la bomba es alimentada con fluido desde el reservorio.
- Un orificio de salida a presión regulada al cual se conecta la línea de presión
- Una recámara de bombeo donde se conduce el fluido desde la entrada hacia la salida
- Un medio mecánico para activar la recámara de bombeo

Las bombas giratorias hacen que la recámara de bombeo aumente en la entrada generando una presión parcial de vacío generando la succión y debido a la reducción de la recámara a la salida termina conduciendo el aceite hacia las líneas del sistema de esta manera es la diferencia de presiones producida por el vacío de entrada lo que lleva el aceite del depósito a la bomba.

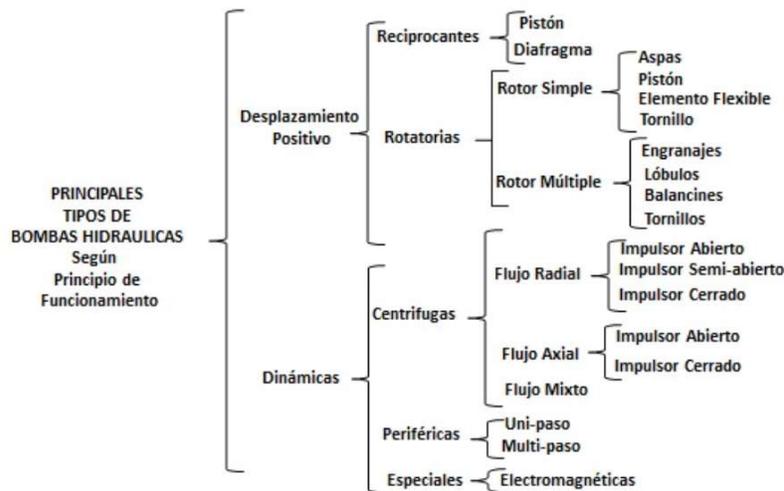


Ilustración 19: Tipos de Bombas hidráulicas, Fuente: Portal Electromecánico (2022)

Las bombas de desplazamiento positivo se catalogan con este principio puesto que obligan al fluido a desplazarse, forzándolo por medio de un mecanismo, a alta presión y caudal moderado o bajo; el Torquemaster cuenta con una bomba con principio de desplazamiento positivo ya que el fluido es forzado a desplazarse, de tipo rotatoria ya que se encuentra acoplada al eje de un motor eléctrico, de subtipo rotor simple ya que solo cuenta con un rotor, cuyo elemento mecánico de activación de la recámara

de bombeo son los pistones axiales y de tipo volumétrico dado que en cada revolución o vuelta del rotor está generando un caudal.

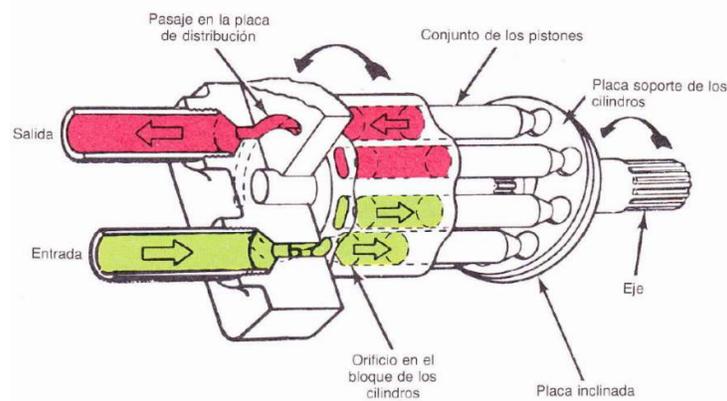


Ilustración 20: Funcionamiento bomba de pistones axiales, Fuente: Vickers (1985)

Las bombas de pistones axiales se utilizan para impulsar fluidos no compresibles y de gran viscosidad siendo así muy útiles para generar altas presiones de hasta 4500 PSI, estas cuentan con un eje o rotor al cual va unido un plato con orificios repujados en los cuales se alojan los pistones axiales, se dice que son axiales ya que operan en la misma línea del eje o rotor; cuando el rotor o eje gira, en ese mismo sentido girarán los pistones, el plato puede estar inclinado en cualquier ángulo, cuanto más inclinada sea su posición, mayor será la carga que recibirán los pistones dado que su recorrido está directamente ligado al ángulo de inclinación del plato, se dice que su carga será mayor, debido a la longitud de la carrera dentro de la recámara o bloque de los pistones como se observa en la ilustración 20; el movimiento alternativo generado por la rotación del eje unido con la inclinación del plato darán lugar a la aspiración o succión del fluido en las recamaras del bloque de pistones y a su vez la impulsión del mismo, de esta manera se tiene un caudal constante a la salida de la bomba; en la ilustración 17 se visualiza la manera en que la inclinación del plato afecta directamente en el fluido de salida resaltado en color magenta e incidiendo en la presión de salida.

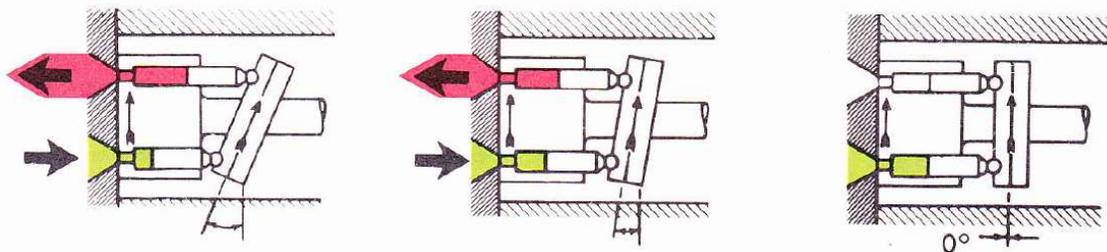


Ilustración 21: inclinación de plato bomba de pistones axiales, Fuente: Vickers (1985)



Ilustración 22: Bomba hidráulica Torquemaster, Fuente: Autor

3.6.3. VÁLVULAS.

El control de la dirección que toma el caudal de aceite hidráulico en el sistema hidráulico del Torquemaster, y en general de cualquier sistema hidráulico, está dirigido o controlado por las válvulas de control direccional de flujo o caudal, la presión de operación de los actuadores se puede regular a través de válvulas reguladoras de presión, y en la caso en que un actuador llegase a fallar e incrementarse la presión por este tipo de circunstancia, la válvula de alivio interrumpiría el flujo de aceite hacia el actuador desviándolo hacia el tanque; Las válvula tienen la autoridad en el sistema hidráulico, así por medio de estos componentes se controla el funcionamiento de los actuadores, generalmente están constituidas por un cuerpo en la cual habita una pieza móvil que conecta o desconecta líneas o ductos dentro del cuerpo.

Las válvulas en el sistema hidráulico se clasifican en tres categorías:

- Válvulas de control de presión
- Válvulas de control de flujo o caudal
- Válvulas de control de dirección

Dentro del sistema hidráulico del Torquemaster encontramos estos tres tipos de válvulas las cuales en conjunto dan las directrices de operación de los actuadores ya sean lineales o rotatorios.

Las Válvulas de control de presión tienen diferentes funciones como pueden ser reguladoras o limitadoras de presión, generar condiciones especiales de presión para un control específico, o darle orden al funcionamiento de varios actuadores, las válvulas limitadoras o más conocidas como válvulas de alivio se ajustan a una presión determinada con el propósito de proteger los actuadores, en caso de un aumento de presión estas cierran el paso de caudal hacia el actuador, desviándolo hacia el retorno o tanque.

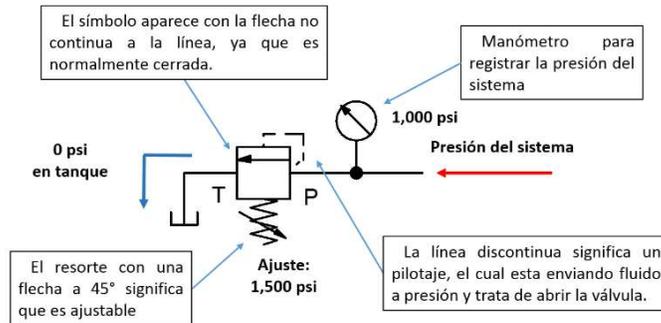
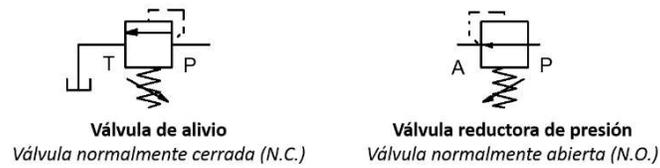


Ilustración 23: Funcionamiento válvula de alivio, Fuente: Wordpress (2022)

Las válvulas de control de flujo restringen el caudal enviado por la bomba hacia una rama específica del sistema hidráulico, puntualmente para el caso del Torquemaster, se utilizan válvulas de control de flujo en la protección de los actuadores lineales principalmente y en este caso se habla de las válvulas de alivio o limitadoras las cuales también funcionan como válvulas de presión, puesto que al activarse por sobrepresión cierran el paso del caudal desviándolo e incluso dejando pasar solo la presión requerida por el sistema llevando a retorno el excedente de presión; dentro de este grupo de válvulas de control de flujo, también se encuentran las válvulas de aguja, las cuales cuentan con un cuerpo y una pieza móvil de punta tipo aguda la cual se asienta en el fondo del cuerpo, restringiendo el flujo del fluido hidráulico hacia actuadores que requieren una regulación en la velocidad de funcionamiento.

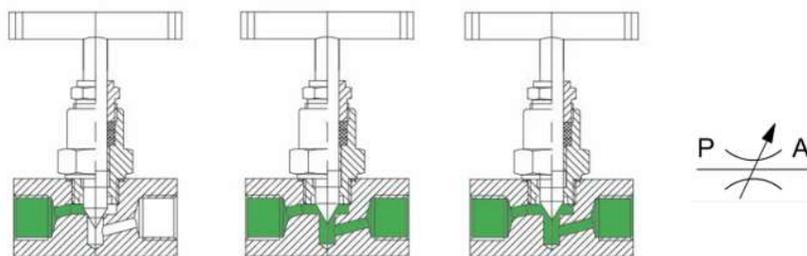


Ilustración 24: Funcionamiento válvula de aguja, Fuente: GRM (2022)

Las válvulas de control direccional son las que propiamente controlan la dirección del caudal del fluido, a su vez al contar con varias vías y posiciones son inversoras del caudal en un actuador haciendo que este último realice su función en sentido contrario a la inicial; existen tres tipos de válvulas direccionales, para el propósito entre los cuales están:

- Válvulas antirretornos
- Válvulas direccionales de asiento

- Válvulas direccionales esféricas
- Válvulas direccionales de vástago desplazable

Para los efectos de este proyecto se definirán las características de las válvulas direccionales de vástago desplazable y válvulas antirretornos ya que son los tipos de válvulas direccionales con las que cuenta el Torquemaster. Las válvulas antirretorno simples del Torquemaster se pueden llegar a utilizar como control de presión y control de dirección, en el caso de esta máquina se usan como control de dirección, puntualmente en tipo cartucho insertado en los bloques de las válvulas direccionales de vástago desplazable, estos bloques o manifolds por su nombre en inglés, estas válvulas son usadas para desviar el flujo y redirigirlo hacia componentes de regulación como válvulas aguja o evitar componentes como puede ser evitar devolver el flujo hacia la bomba después de la entrega de esta última; así como también pueden usarse como válvulas de retención en el caso de actuadores lineales con el propósito de bloquear una de sus vías para el caso práctico del Torquemaster evitar que uno de los actuadores lineales llegue a activarse en neutral soportando una carga.

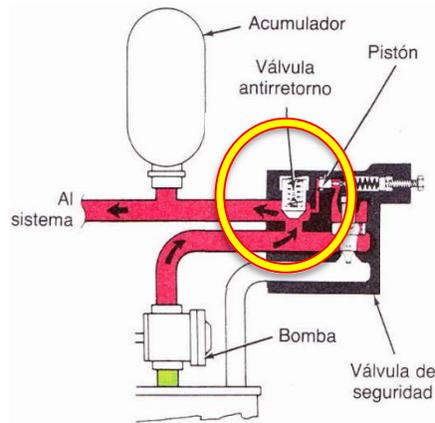


Ilustración 25: Funcionamiento válvula antirretorno, Fuente: Vickers (1985)

Las válvulas direccionales de vástago desplazable son muy utilizadas en aplicaciones Oleohidráulica debido a su gran capacidad de trabajo en altas presiones, cuentan con un cuerpo y un carrete el cual tiene puertos o vías para el paso del fluido de acuerdo con la cantidad de posiciones con las que cuenta la válvula.

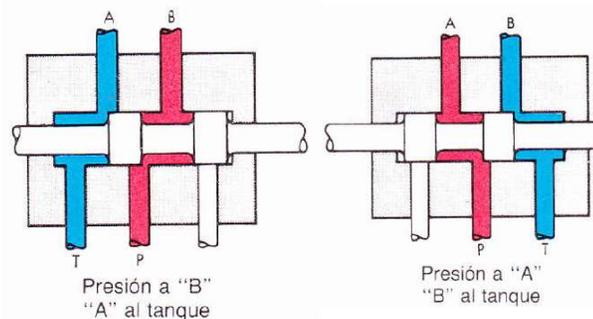


Ilustración 26: Funcionamiento válvula direccional de carrete, Fuente: Vickers (1985)

La representación gráfica de las válvulas de carrete habla de su funcionamiento y características como se describe a continuación

Los cuadrados refieren a la cantidad de posiciones

Cantidad de puertos o cantidad de vías

Sistemas de mando son las formas en las que puedo accionar el carrete

Tipo de posición, entre las que están la posición normal para válvulas sin centro, y la posición central para válvulas de 3 posiciones es cuando ninguna de las dos posiciones extremas está activada.

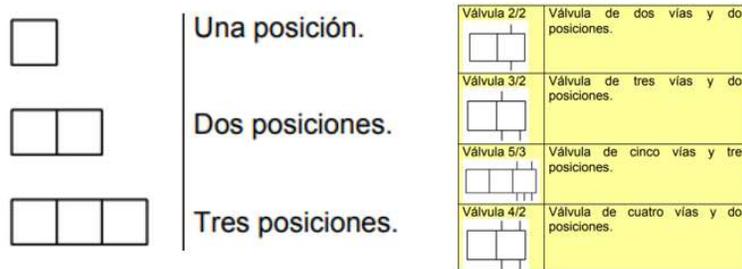


Ilustración 27: Representación de válvulas por posiciones y nomenclatura, Fuente: Portaleso (2022)

De acuerdo con la norma INTE/ISO 1219-1:(2015) [6], se establecen directrices para el diseño y elaboración de símbolos hidráulicos para uso en componentes, circuitos y diagramas, para el caso particular de las válvulas direccionales de carrete están algunos como los descritos en la ilustración 28 a continuación:

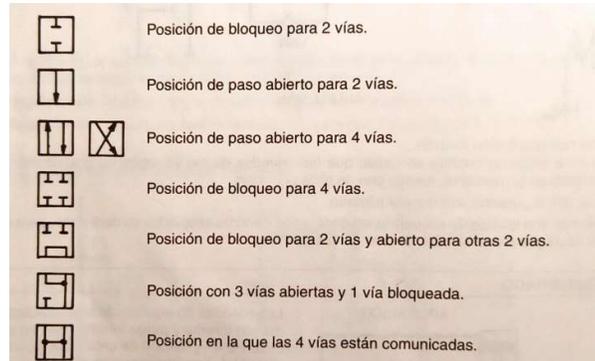


Ilustración 28. Representación de los distribuidores, Fuente: Prontuario de hidráulica (2001)

Actualmente el Torquemaster cuenta con conexiones disponibles en un bloque de válvulas para accesorios el cual tiene varias válvulas 5/3 de centro cerrado activadas mecánicamente por palanca manual y retornos en ambos extremos por muelle, lo que indica que la válvula cuenta en cada posición de extremos con 2 vías de presión y 2 a tanque, también con un centro cerrado que permite detener el movimiento de un actuador y simultáneamente permite operar independientemente otros actuadores del sistema aunque solo se cuente con una central hidráulica de alimentación; al tener un centro cerrado, la presión no retorna al tanque, simplemente se redirige a otra línea que se encuentre activada, lo cual no permite la caída de presión en la línea de distribución, como se puede visualizar en la ilustración 29; si el centro fuese en posición tándem o de conexión a retorno, la presión que sale de cada válvula

direccional se redirige a tanque al no encontrar vía libre hacia el actuador por el no accionamiento de la válvula.

Las válvulas direccionales en el caso del Torquemaster son de accionamiento por palanca mecánica, algunas con retorno por muelle, otras con enclavamiento, el cual refiere que, al activarse una posición, esta se mantendrá hasta tanto no se vuelva a activar la palanca para llevar la válvula a centro o a su posición contraria.

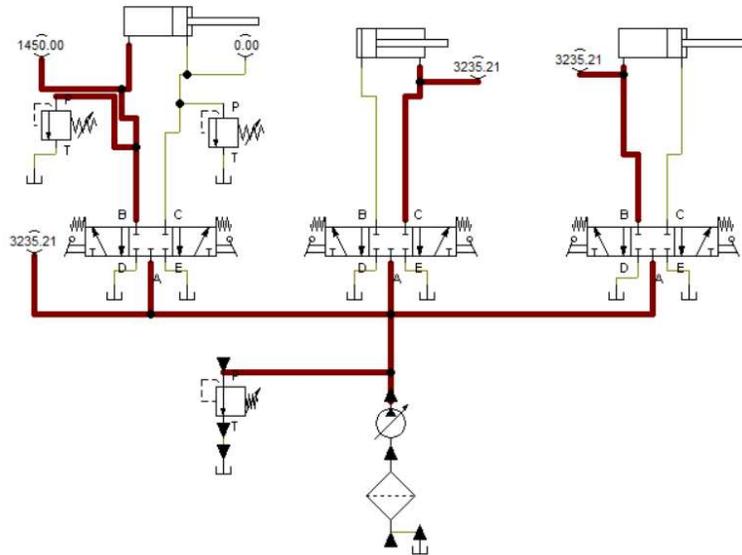


Ilustración 29: Válvula 5/3 con centro cerrado y desviación a otros actuadores, Fuente: Autor

3.6.4. ACTUADORES LINEALES

Una vez la energía hidráulica en forma de presión ha sido transportada hasta su destino final esta se convierte en energía mecánica gracias a los actuadores, los hay de tipo lineal o rotatorio, en el caso particular de este proyecto, se definirán los actuadores lineales; los cuales también llamados cilindros hidráulicos o de fluido; se clasifican de la siguiente manera:

- De embolo o pistón.
- Por tipo de montaje; Brida, Pivote, pie, muñón y ensamble.
- Por tipo de vástago; simple, doble y telescópico.
- Por tipo de acción del cilindro; doble o simple acción, retorno por muelle o con ayuda.
- Dual y Tándem.
- Embolo amortiguado o sin amortiguar.

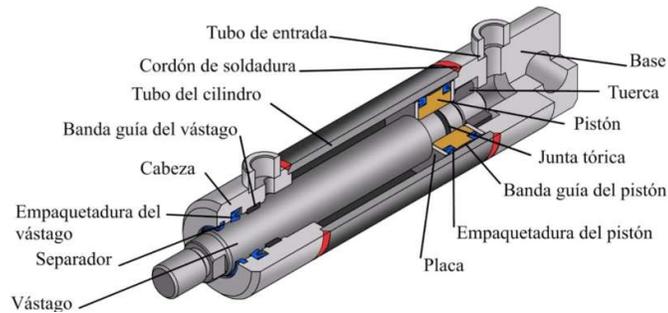


Ilustración 30: Componentes del cilindro hidráulico de doble efecto, Fuente: Hydraulic Calculation, (2022)

Los cilindros hidráulicos de doble efecto cuentan con dos cámaras donde el fluido interactúa con el pistón, generando así movimiento del conjunto de pistón y embolo en ambas direcciones, extensión y retracción; por lo cual debe tener orificios de ingreso del fluido tanto en el extremo del alojamiento del pistón como en el extremo de del lado del embolo; al bombear el fluido por el extremo del lado del pistón hace que este se mueva junto con el vástago realizando el movimiento de extensión, simultáneamente el aceite contenido en la cámara del vástago es expulsado hacia afuera y direccionado como retorno al reservorio, para el caso de retracción del vástago el proceso debe invertirse el sentido de dirección del caudal del fluido, la forma más simple de dirigir un cilindro de doble efecto es a través de una válvula direccional configurada de acuerdo a las necesidades particulares de cada sistema, como se puede ver en la ilustración 28.

A pesar de que a partir del actuador y sus características de trabajo es de donde se debe empezar el diseño del sistema hidráulico, para los efectos de este proyecto de grado, es el actuador lineal el que se debe proyectar y diseñar y adaptar a partir del sistema hidráulico ya existente.

4 DIAGNOSTICO.

4.1.CONDICIONES DIMENSIONALES DEL SISTEMA PUSH & PULL

Como se describió en capítulos anteriores, el sistema push & pull está conformado por dos estructuras, una de soporte ubicada en la parte inferior y otra articulable o de doblez ubicada en la parte superior la cual contiene el cilindro hidráulico de empuje y halada; cuando la estructura articulable permanece erguida en posición operativa descansa su peso sobre la estructura base, esta estructura articulable tiene un anclaje de pivote como se muestra en la ilustración 31, el cual lo mantiene anclado a la estructura base pero a su vez le permite articularse o doblarse a 86 grados con respecto a uno de los vértices tal como se puede observar en la ilustración 32.



Ilustración 31: Anclaje de la estructura articulable del Push & Pull, Fuente: Autor

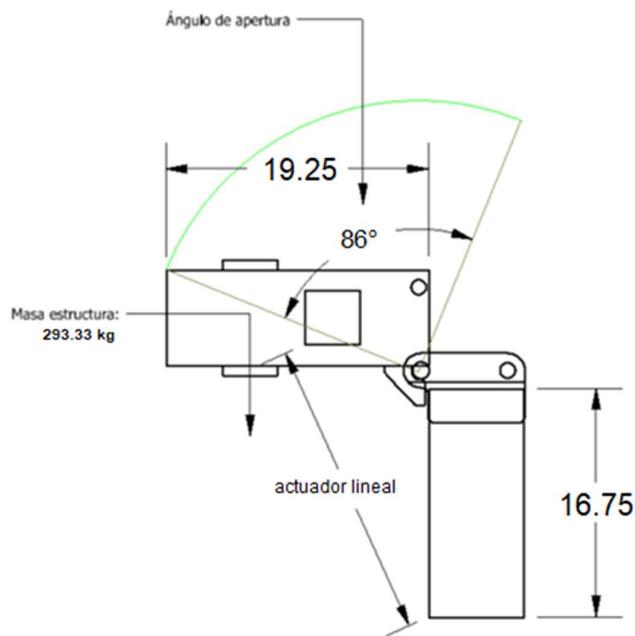


Ilustración 32: Análisis del movimiento estructura articulable del Push & Pull,, medidas en pulgadas, Fuente: Autor

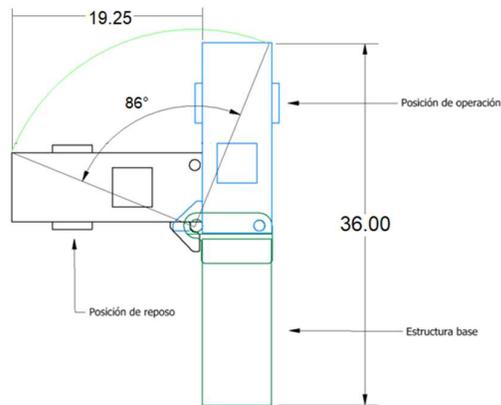


Ilustración 33: Análisis posición operativa Vs. Posición en reposo, medidas en pulgadas, Fuente: Autor

Para el análisis experimental se ha tomado un punto de referencia de la estructura articulable desde su posición erguida en operación, hasta su posición de doblez en reposo; se genera un ángulo de 86° entre las dos estructuras cuando se lleva completamente a reposo, el peso de esta estructura si bien se soporta en el punto de pivote también se desplaza a lo largo del ángulo generando diferentes componentes de acuerdo al ángulo en que se encuentre dentro de su trayectoria, sin embargo durante su movimiento ya sea desde la posición de reposo a la operativa o viceversa, no existe el propósito de mantenerlo en una posición intermedia, únicamente llevarlo de un extremo al otro es decir desde su posición operativa a su posición de reposo y viceversa.

Como se observó en el numeral 2 la opción propuesta para la manipulación de levantamiento y descenso de la sección articulada se compone de un actuador lineal o cilindro hidráulico de doble efecto el cual debe poder extenderse en una longitud suficiente para llevar la estructura a su posición erguida, y poder retraerse a una de la misma manera para llevarla a su posición de stand-by.

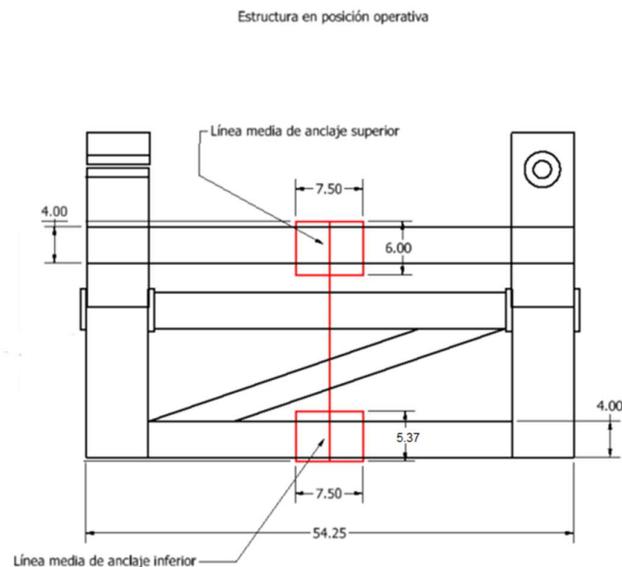


Ilustración 34: Análisis del movimiento del segmento articulable, medidas en pulgadas, Fuente: Autor

En la ilustración 34 se da a conocer la ubicación del actuador lineal de doble efecto cuando ha llevado a la estructura articulable a su posición de operación, completamente erigida.

dado que el actuador se desplazará angularmente conforme la estructura se doble o se یرgue, es conveniente tener en cuenta sus anclajes para lo cual se proponen las siguientes características:

- Del lado del pistón en este caso el extremo inferior del cilindro deberá ser articulado para permitir que se movilice en el sentido de giro de la estructura

articulable del push & pull como se ve en la ilustración 35, se compone de una platina metálica con charnela tipo hembra para recibir el alojamiento del pasador en la sección del cilindro.

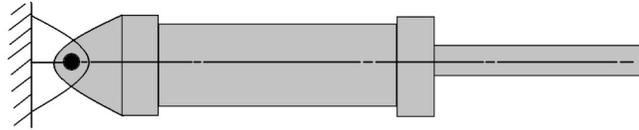


Ilustración 35: Sistema de fijación inferior del cilindro, Fuente: Autor

- Del lado del vástago, el extremo superior, deberá ser articulado igualmente y también se considera rígidamente guiado para los cálculos de diseño del cilindro; esencialmente se compondría de una charnela tipo hembra para alojar el alojamiento del pasador o bulón que sostendrá al cilindro.

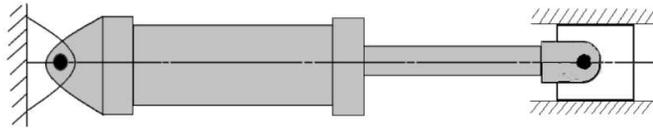


Ilustración 36: Sistema de fijación superior del vástago, Fuente: Autor

Estos elementos de montaje y fijación de cilindros hidráulicos deben seleccionarse una vez dimensionado el cilindro y referirse para ello a la norma ISO 8132 -8133 que estandariza estos elementos de anclaje.

Para la sujeción de los dos puntos pivotados o articulados y que estos puedan anclarse a los tubos travesaños tanto de la sección articulable como de la sección fija o base se propone el uso de platinas envolventes o tipo soporte de compresión sujetadas una a otra con pernos, envolviendo de esta manera el tubo travesaño de cada sección del push & pull, como se ve en la ilustración 34, los recuadros rojos simulan la forma de los soportes o platinas de compresión.

4.2.CONDICIONES ACTUALES DEL SISTEMA HIDRAULICO

Como se mencionó en el capítulo e sobre los componentes hidráulicos propios del Torquemaster, estos son controlados o dirigidos desde una consola de control en la cual también está contenida la central hidráulica, es un solo bastidor se cuenta con un tanque reservorio de fluido hidráulico con capacidad para 47 galones americanos o 178 litros, cuenta con un sistema de generación de movimiento por medio de motor eléctrico de 1800 RPM con una potencia de 20 HP, alimentado a 220Vac con una carga nominal de 46 A ó 440Vas con una carga de 23 A; al cual se le acopla una bomba de pistones axiales y una salida de presión de 3500 PSI y 29 galones de caudal; el fluido es distribuido a través de un bloque conocido como bloque de bomba,

el cual entrega al bloque de valvulas principal el fluido donde a su entrada se regula el caudal a travez de valvulas limitadoras a 26.4 GPM; este banco esta compuesto por 5 puertos y cada uno tiene una valvula direccional 5/3 de cenro cerrado accionada manualmente con retorno de muelles en ambos extremos como se visualiza en la ilustración 38.

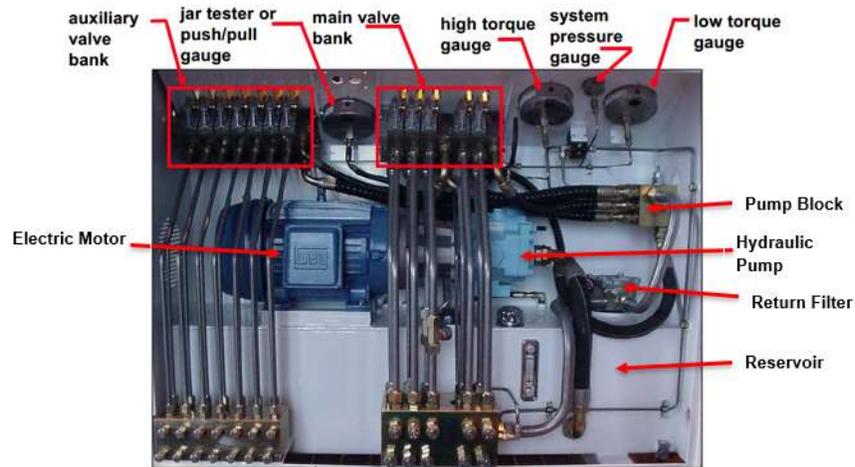


Ilustración 37: Consola de Control y Central hidráulica Torquemaster, Fuente: Autor

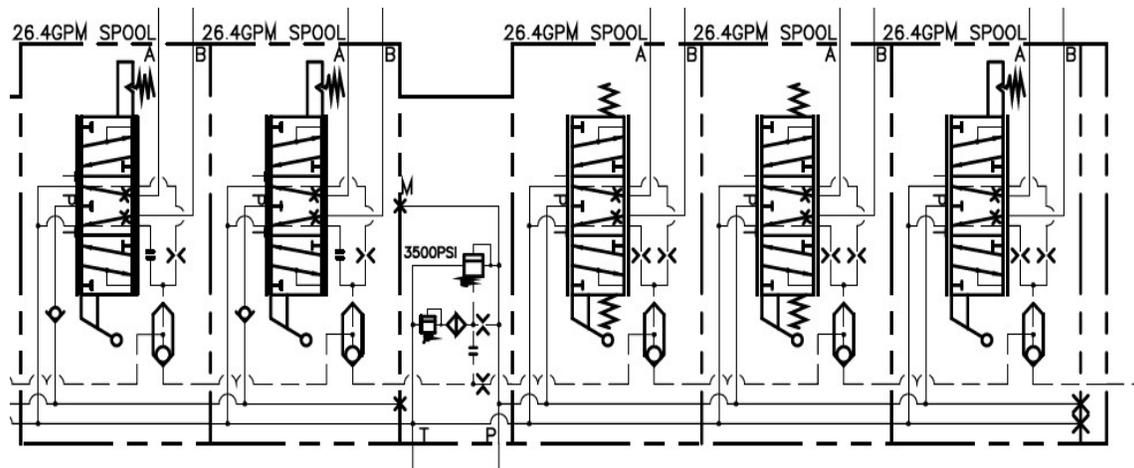


Ilustración 38: Válvulas direccionales principal, Fuente: Autor

Las funciones principales del Torquemaster controladas con este banco de válvulas son:

- Agarrar y soltar tubular en cabezal fijo (HS Clamp & HS Unclamp)
- Agarrar y soltar tubular en cabezal móvil (TS Clamp & TS Unclamp)
- Torque y Destorque (Make & Break)
- Empujar y Halar (Push & Pull)
- Abrir cabezal fijo y Cerrar cabezal fijo (Open & Close)
-



Ilustración 39: Palancas de accionamiento banco de válvulas principal, Fuente: Autor

El bloque de bomba también alimenta el banco de válvulas de accesorios, este cuenta con 7 secciones con válvulas 5/3 de centro cerrado; cuando el fluido ingresa a este bloque de válvulas, el caudal y la presión son regulados para las necesidades de cada actuador, como se había mencionado anteriormente en el apartado 2.2 Propuesta de accionamiento hidráulico, el fabricante de esta máquina deja una sección libre o sin conexión de algún actuador con el propósito de mantenerlo en reserva para algún acondicionamiento futuro; esta sección está conformada por una válvula direccional 5/3 de centro cerrado, a su vez y gracias a dos válvulas limitadoras de presión, provee una presión de 1450 PSI ó 99.97 bar de salida en el puerto B, y una presión de 1160 PSI o 79.98 bar de salida en el puerto C, manejando un caudal de 2.6 US GPM ó 9.84 l/min, como se puede apreciar en la ilustración 40.

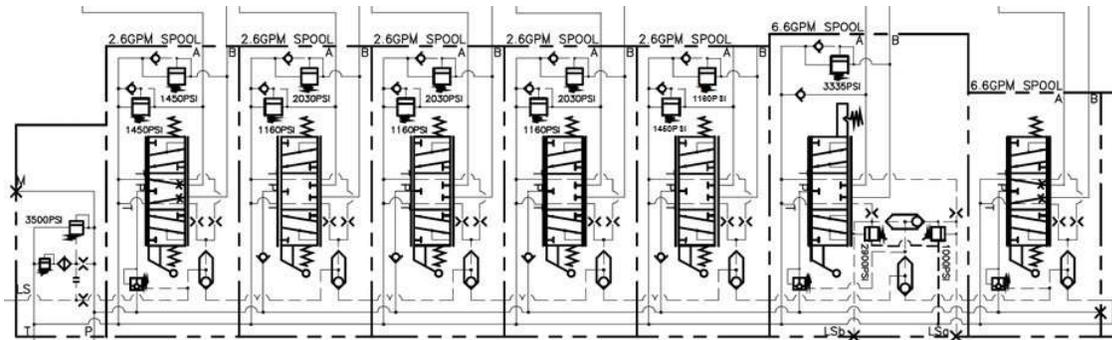


Ilustración 40: Válvulas direccionales de accesorios, Fuente: Autor

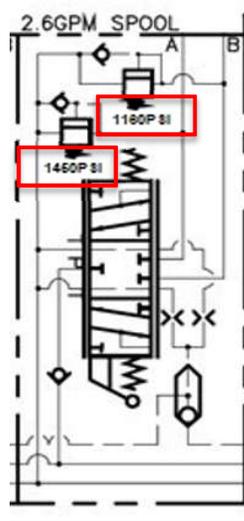


Ilustración 41: Sección de reserva disponible en banco de válvulas de accesorios, Fuente: Autor

Con base en los valores de presión y caudal provistos por esta sección de válvula disponible, se procederá a realizar los cálculos del actuador lineal propuesto junto con su esquema hidráulico, para el levantamiento de la estructura articulable.

5 CÁLCULOS PARA SELECCIÓN DE CILINDRO HIDRAULICO.

5.1. CÁLCULOS DE CILINDRO HIDRÁULICO.

Con base referencial en el texto Prontuario de Hidráulica Industrial y electricidad aplicada de José Roldan Viloría se muestra a continuación los respectivos cálculos.

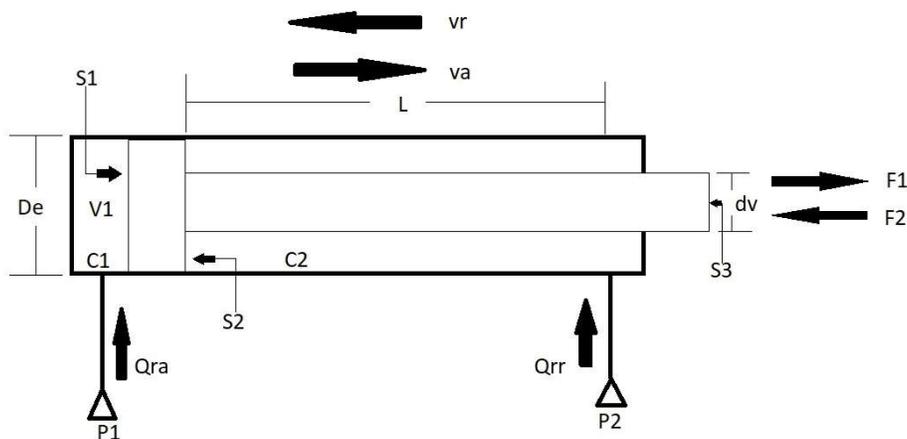


Ilustración 42: Componentes de un cilindro hidráulico de doble efecto, Fuente: Autor

Identificación	Descripción	Unidades Utilizadas
De	Diámetro del embolo	mm / cm / in
dv	diámetro del vastago del cilindro	mm / cm / in
L	carrera máxima del embolo y del vástago	mm / cm / in
S1	Sección del émbolo por el lado sin vástago	cm ² / in ²
S2	Sección útil del embolo por el lado del vastago	cm ² / in ²
S3	Sección del vástago	cm ² / in ²
P1	Presión con que se alimenta la cámara C1	bar / PSI
P2	Presión con que se alimenta la cámara C2	bar / PSI
C1	Cámara de mayor capacidad, lado sin vástago	—
C2	Cámara de menor capacidad, lado con vástago	—
V1	Volumen de mayor capacidad, lado sin vástago	cm ³ / in ³
V2	Volumen de menor capacidad, Lado con vástago	cm ³ / in ³
F1	Fuerza desarrollada por el cilindro en la salida	N / lbf
F2	Fuerza desarrollada por el cilindro en la entrada	N / lbf
Qra	Caudal requerido para el avance	cm ³ /s - US GPM
Qrr	Caudal requerido para el retroceso	cm ³ /s - US GPM
va	Velocidad de avance	m/s - ft/s
vr	Velocidad de retroceso	m/s - ft/s

Tabla 6: Características principales a considerar en un cilindro hidráulico de doble efecto, Fuente: Autor.

De acuerdo con lo indicado en el inciso Planteamiento del problema, la masa de la sección articulable del push & pull es de 293.33 kg ó 646.68 lb, el sistema hidráulico en el banco de válvulas de accesorios y particularmente la sección libre que se usará como activación y control, provee una presión P1 de 1450 PSI o 99.97 bar, una presión P2 de 1160 PSI o 79.98 bar y un caudal de 2.6 US GPM o 164.03 cm³/s.

Previamente bajo datos experimentales en campo se ha determinado que la velocidad deseada para el levantamiento de la estructura articulada desde su punto de reposo hasta su posición operativa debe ser 0.15 m/s y para el movimiento contrario, de posición operativa a reposo de 0.18 m/s; la determinación se realizó a partir de la manipulación de la estructura con un puente grúa con el propósito de tomar los tiempos que tarda en izarla y bajarla, para lo cual se hizo uso de un cronometro convencional de teléfono celular, dando como resultado los siguientes tiempos:

- Tiempo de subida de la estructura, desde el reposo hacia posición operativa = 5.5 s
- Tiempo de bajada, desde posición operativa a posición de reposo = 4.5 s

Tal como se observa en la ilustración 33, el sistema realiza un movimiento angular completando así 86 grados en cualquiera de sus dos movimientos puesta en reposo

o puesta en operación, de esta manera se tiene en cuenta que existe dos velocidades angulares, por lo cual se procede a hallarlas mediante la siguiente formula:

$$\omega \left[\frac{rad}{s} \right] = \frac{\theta [^\circ]}{t [s]}$$

$$\omega_1 = \frac{(86^\circ * \frac{\pi}{180} rad)}{5 s} = 0.3 \frac{rad}{s}$$

$$\omega_2 = \frac{(86 * \frac{\pi}{180} rad)}{4.1 s} = 0.4 \frac{rad}{s}$$

Donde:

Se sabe que, al pasar grados sexagesimales a radianes, 86° corresponden a 1.50 rad

ω_1 = Velocidad angular en el avance o puesta en operación

ω_2 = Velocidad angular en el retroceso o puesta en reposo

t = tiempo en segundos (s)

Una vez conociendo los valores de las velocidades angulares, se procede a usar la relación directamente proporcional que tienen con la velocidad tangencial a través de la siguiente formula:

$$v \left[\frac{m}{s} \right] = \omega \left[\frac{rad}{s} \right] * R [m]$$

$$v_1 = 0.3 \frac{rad}{s} * \left(19.25 in * \frac{0.0254 m}{1 in} \right) = 0.15 \frac{m}{s}$$

$$v_2 = 0.4 \frac{rad}{s} * \left(19.25 in * \frac{0.0254 m}{1 in} \right) = 0.18 \frac{m}{s}$$

Donde:

V_1 = Velocidad tangencial de la estructura hacia su posición de operación

v_2 = Velocidad tangencial de la estructura hacia su puesta en reposo

R = radio, en este caso medida de altura de la estructura articulable descrito en la ilustración 32.

El trayecto inicial de 177.80 mm se toma como referencia con base a la distancia mínima que se necesita para que el actuador propuesto lleve la estructura articulable a su punto operativo y viceversa.

5.1.1. CÁLCULO DEL ÁREA DEL ÉMBOLO.

Tomando la ecuación del cálculo de fuerza a partir del área y la presión indicada en el apartado del capítulo 3 en el concepto de presión, se procede a calcular el área S_1 .

$$F_1 = P_1 * S_1$$

$$F_1 = 293.33 \text{ kg} * 9.81 \frac{\text{kg} * \text{m}}{\text{s}^2} = 2.88 \text{ kN} = 647 \text{ lbf}$$

$$P_1 = 1450 \text{ PSI} = 99.97 \text{ bar}$$

$$S_1 = \frac{F_1}{P_1} = \frac{647 \text{ lbf}}{1450 \frac{\text{lbf}}{\text{in}^2}} = 0.45 \text{ in}^2 * \frac{6.452 \text{ cm}^2}{1 \text{ in}^2} = 2.88 \text{ cm}^2$$

Donde:

F_1 = Fuerza desarrollada por el cilindro en extensión

P_1 = Presión suministrada para el avance

S_1 = Área del émbolo (sección circular)

5.1.2. CÁLCULO ÁREA DEL ÉMBOLO.

Con base en la ecuación de área de la sección circular del embolo S_1 planteada por José Roldán Viloría (Prontuario de Hidráulica industrial y Electricidad aplicada 2001.P102-2.1) [7], se procede a hallar su diámetro D_e .

$$S_1 = \pi * r_e^2$$

$$r_e = \sqrt{\frac{S_1}{\pi}} = \sqrt{\frac{0.45 \text{ in}^2}{\pi}} = 0.38 \text{ in} = 0.96 \text{ cm}$$

$$D_e = r_e * 2 = 0.38 \text{ in} * 2 = 0.76 \text{ in} * \frac{2.54 \text{ cm}}{1 \text{ in}} = 1.9 \text{ cm}$$

Donde:

S_1 = área del émbolo

r_e = radio del émbolo

D_e = Diámetro del émbolo

5.1.3. CÁLCULO DEL VÁSTAGO.

Para realizar el cálculo del vástago es necesario hallar inicialmente la fuerza desarrollada por el cilindro en el retroceso, para lo cual se tiene en cuenta la masa que se desea mover, que en este caso es la de la estructura articulable mas la aceleración gravitatoria, por lo cual tenemos:

$$F_1 = F_2$$

$$F_2 = F_1 = 2.88kN = 647 lbf$$

$$F_2[kN] = \frac{P_2[bar] * \pi * (D_e^2[cm^2] - d_v^2[cm^2])}{400}$$

$$d_v = \sqrt{\frac{F_2 * 400}{P_2 * \pi} - (D_e^2)}$$

$$d_v = \sqrt{\frac{2.88kN * 400}{79.98 bar * \pi} - (1.9 cm)^2} = 0.98 cm = 0.38 in$$

Donde:

F_1 = Fuerza desarrollada por el cilindro en el avance

F_2 = Fuerza desarrollada por el cilindro en el retroceso

P_2 = Presión suministrada para el retroceso

D_e = Diámetro del émbolo

d_v = diámetro del vástago

5.1.4. CÁLCULO DE LA SECCIÓN ÚTIL DEL EMBOLO EN EL LADO DEL VÁSTAGO.

Con referencia en el libro de José Roldán Vilorio se toma la ecuación formulada para hallar S_2 a partir del ΔD diferencia de diámetros émbolo Vs. Vástago (Prontuario de Hidráulica industrial y electricidad aplicada, 2001.P102-2.2) [8].

$$S_2[cm^2] = \frac{\pi * (D_e^2[mm] - d_v^2[mm])}{400}$$

$$S_2 = \frac{\pi * [(19 mm)^2 - (9.7 mm)^2]}{400} = 2.09 cm^2$$

Donde:

S_2 = Sección útil del embolo en el lado del vástago

D_e = Diámetro del émbolo

d_v = Diámetro del vástago

5.1.5. CÁLCULO DEL ÁREA DEL VÁSTAGO.

Ya conociendo el diámetro del vástago, se procede a hallar su área correspondiente a través de la ecuación de la sección circular.

$$S_3 = \frac{\pi * d_v^2}{4} = \frac{\pi * (0.98cm)^2}{4} = 0.75 cm^2$$

Donde:

S_3 = sección del vástago

d_v = Diámetro del vástago

5.1.6. CÁLCULO DE CAUDAL REQUERIDO PARA EL AVANCE.

El desplazamiento del avance del émbolo implica la inyección de un caudal a través del puerto de avance del cilindro, tal como se puede observar en la ilustración 42 indicado como Qr_a se toma la ecuación de Caudal Requerido para la maniobra del texto de José Roldán Viloría (Prontuario de Hidráulica industrial y electricidad aplicada, 2001.P103-2.6) [9].

$$Qr_a \left[\frac{l}{min} \right] = 6 * S_1 [cm^2] * v_a \left[\frac{m}{s} \right]$$

$$Qr_a = 6 * 2.88 cm^2 * 0.15 \frac{m}{s} = 2.59 \frac{l}{min} = 0.68 US GPM$$

Donde:

Qr_a = Caudal requerido para el avance del émbolo

S_1 = Sección o área del émbolo

V_a = velocidad de avance

5.1.7. CÁLCULO DE CAUDAL REQUERIDO PARA EL RETROCESO.

En el movimiento de retroceso se aplica la misma ecuación del inciso 5.1.6, sin embargo, los datos varían en función al área aplicable que en este caso es S_2 del lado del vástago.

$$Q_{r_r} \left[\frac{l}{min} \right] = 6 * S_2 [cm^2] * v_r \left[\frac{m}{s} \right]$$

$$Q_{r_r} = 6 * 2.13 \text{ cm}^2 * 0.18 \frac{m}{s} = 2.3 \frac{l}{min} = 0.61 \text{ US GPM}$$

Donde:

Q_{r_r} = Caudal requerido para el retroceso del embolo del lado del vástago

S_2 = Sección útil del lado del vástago

v_r = velocidad de retroceso

5.1.8. SELECCIÓN DE MEDIDAS DE CILINDRO HIDRÁULICO DE ACUERDO A VALORES ESTANDARIZADOS.

Con los valores hallados como diámetros de émbolo y vástago, carrera del émbolo; se procede a consultar los valores normalizados mediante la norma ISO 3320 en su tercera edición (Fluid power systems and components — Cylinder bores and piston rod diameters and area ratios— Metric series, 2013.P2)[10]; adicionalmente se consulta el libro de José Roldán Vilorio (Prontuario de Hidráulica industrial y electricidad aplicada, 2001.P106) [11], para hallar mediante tabla descrita de valores de carrera normalizados por el CETOP (Colegio de Ingenieros Técnicos de Obras Públicas de Cataluña).

Carreras normalizadas según Cetop

25	50	80	125	400	500	600	800	1.000	1.250	1.500	2.000	2.500	(mm)
----	----	----	-----	-----	-----	-----	-----	-------	-------	-------	-------	-------	------

Bajo demanda se fabrican cilindros con otras carreras.

Diámetros de pistones (émbolos)

25	32	40	50	63	80	100	125	160	200	250	320	400	(mm)
----	----	----	----	----	----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	------

Bajo demanda se fabrican cilindros con otros diámetros.

Diámetros de los vástagos

12	16	18	22	28	36	45	56	70	90	110	140	180	220	280	(mm)
----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	-----	-----	-----	-----	-----	------

Bajo demanda se fabrican cilindros con otros diámetros.

Diámetro y rosca de las entradas de fluido al cilindro

Diámetro interior del cilindro (*)	25	32	40	63	100	160	220	320
			50	80	125	200	250	360
Rosca para tuberías alimentación	1/4"	3/8"	1/2"	3/4"	1"	1 1/4"	1 1/2"	400
							280	
Diámetro de paso o mínimo o normal	6	10	12	16	20	25	32	38
	8	12	16	20	24	30	40	50

(*) También corresponde al diámetro del émbolo.

Ilustración 43: Medidas estandarizadas para cilindros hidráulicos, Fuente: Prontuario De Hidráulica

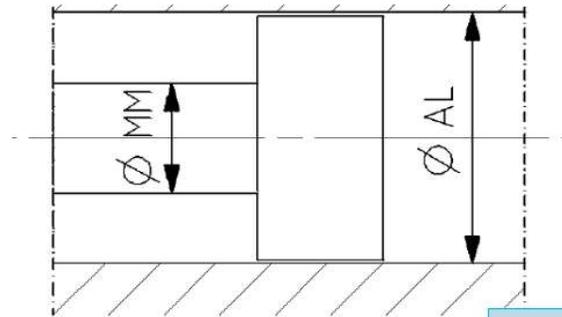


Figure 1 — Identification of bore and rod dimensions

Valores de D_e y d_r proveedor local

Table 2 — Cylinder bore diameters (AL)

		Dimensions in millimetres													
AL		8	10	12	16	20	25	32	40	50	60	63	80	(90)	100
		(110)	125	(140)	160	(180)	200	(220)	250	(280)	320	(360)	400	(450)	500

NOTE 1 An extension upwards of the diameter ranges can be made using the series of preferred numbers given in ISO 3 (R10 for diameters up to bore diameter 100 mm and R20 for bore diameters larger than 100 mm).
NOTE 2 Values in parentheses are non-preferred values and should be used for special applications only.

Table 3 — Piston rod diameters (MM)

		Dimensions in millimetres													
MM		4	5	6	8	10	12	14	16	18	20	22	25	28	(30)
		32	36	40	45	50	(60)	63	70	80	90	100	110	(120)	
		125	140	160	180	200	220	250	280	320	360	400	450	-	-

NOTE 1 An extension upwards of the diameter ranges can be made using the series of preferred numbers R20 given in ISO 3.
NOTE 2 Values in parentheses are non-preferred values and should be used for special applications only.

Ilustración 44: Medidas estandarizadas cilindros hidráulicos émbolo y vástago, Fuente: ISO 3320

El proceso de selección de valores estandarizados se realiza como aproximación al número mayor al valor del resultado del cálculo realizado, como ejemplo se toma el valor calculado del vástago el cual arrojó un diámetro de 9.7mm por lo cual se procede a aproximar al vástago estandarizado de 12mm; de igual manera se toma el valor mayor al calculado para el caso del diámetro del cilindro o Bore por su connotación en inglés, y de la misma manera para la carrera del embolo. Cabe resaltar que la norma ISO 3320 hace referencia a muchas más medidas de vástagos y émbolos estandarizadas, sin embargo, comercialmente no todas se encuentran disponibles, fabricantes como ESPERIA S.A., ESTEHYNE, y CICROSA se basan en la norma ISO 6620-1 y 6620-2 con base en las cuales fabrican cilindros con émbolos de diámetros desde 25mm para 16Mpa y 500mm para 25Mpa, esta norma 6620 hace referencia a la norma ISO 3320:1987.

A continuación, se visualizan los resultados de los cálculos realizados referentes a diámetros de embolo y vástago, a su vez se da el valor de la carrera requerida, en comparación a los datos estandarizados hallados en la norma ISO 3320 e ISO 6620-1.

Variable	Valores Cálculados	Valores Estandarizados
Diámetro Émbolo (mm)	19	25
Diámetro Vástago (mm)	9.7	12
Carrera del émbolo (mm)	160	400
Diámetro conexión roscada para accesorios de conexión (in)		1/4

Tabla 7: Comparación de valores calculados con estandarizados ISO 3320:2013: Fuente: Autor

Teniendo en cuenta los valores estandarizados, se puede observar que la medida referente a la carrera del émbolo es mucho mayor a la requerida, el valor estandarizado de carrera es de 400mm y el valor requerido para este proyecto es de 160mm; por lo cual se procede a realizar una búsqueda de proveedores a nivel nacional que puedan suministrar opciones de cilindro con una carrera más aproximada a la requerida; se encuentra un proveedor a nivel Bogotá, el cual es representante de la marca RAM Industries INC, el cual provee un cilindro con la medida de carrera de émbolo más aproximada al requerimiento de este proyecto, por lo cual, se procede a tomar como referencia las características publicadas de esta opción y se recalculan las variables que tengan implícitos los valores característicos del cilindro escogido, de esta manera se elabora una tabla comparativa con los resultados de los cálculos obtenidos a partir de los valores normalizados y los valores provistos por el proveedor local.

Si bien los valores de D_e y d_v que ofrece el proveedor seleccionado son mayores a los inmediatamente aproximados a los valores estandarizados, también se encuentran en la tabla de diámetros normalizados de la norma ISO 3320:2013; se ha resaltado en color azul los valores provistos por el proveedor local de cilindros hidráulicos; es de importancia resaltar que si bien cumple con el criterio de carrera de embolo, también cumple con las expectativas de capacidad de carga, particularmente la fuerza aplicada en avance y a su vez en el retroceso como puede verse en la tabla 8.

Variable	Valores Normalizados	Valores Proveedor
presión retraccion en PSI	1160	1160
presión retraccion en bar	79.98	79.98
presión extension en PSI	1450	1450
presión extension en bar	99.97	99.97
carga en (kg)	293.33	293.33
carga en (lb)	646.68	646.68
F1 en (kN)	4.90	41.92
F1 en (lbf)	1102.68	9425
S1 en (in ²)	0.76	3.14
S1 en (cm ²)	4.91	20.26
re en (in)	0.49	1.00
De en (cm)	2.50	5.08
De en (in)	0.98	2.00
F2 en (kN)	3.02	12.15
F2 en (lbf)	678.90	2731.80
dv en (cm)	1.20	2.54
dv en (in)	0.47	1.00
S2 en (cm ²)	3.78	15.19
S2 en (in ²)	0.59	2.35
S3 en (cm ²)	1.13	5.06
S3 en (in ²)	0.18	0.78
va (m/s)	0.15	0.15
va (ft/s)	0.49	0.49
vr (m/s)	0.18	0.18
vr (ft/s)	0.59	0.59
L (cm)	40.0	15.24
L (in)	15.75	6.00
VLa (cm ³)	196.25	308.73
VLa (in ³)	11.98	18.84
VLr (cm ³)	151.11	231.67
VLr (in ³)	9.22	14.14
Qra (l/min)	4.42	18.23
Qra (US gpm)	1.17	4.82
Qra (cm ³ /s)	73.59	303.87
Qrr (l/min)	4.08	16.41
Qrr (US gpm)	1.08	4.34
Qrr (cm ³ /s)	67.97	273.48

Tabla 8: Variables recalculadas con valores estandarizados Vs. Valores comerciales, Fuente: Autor

5.1.9. CÁLCULO DE PANDEO DEL VÁSTAGO.

El actuador lineal propuesto estará realizando tanto empuje de la carga como halada, por lo cual es de consideración realizar el análisis respectivo de pandeo del vástago respecto a su longitud y carga a movilizar; para ello se han tomado los criterios y formulas descritos en el texto de José Roldan Vilorio (Prontuario de Hidráulica industrial y electricidad aplicada, 2001.P107,108) [12]; para el análisis de pandeo el cálculo se realiza con la extensión máxima del vástago (vástago extendido), para lo cual también hay que recurrir a analizar la aplicación final del actuador, en cuya función se determina un valor K de carrera el cual puede observarse en la imagen a continuación:

6. COEFICIENTE k PARA CILINDROS DE ACUERDO AL SISTEMA DE FIJACIÓN ADOPTADO			
Fijación del cilindro	Representación esquemática de la aplicación	Fijación del extremo del vástago en la aplicación	k
Patas delante y atrás.		Fijo y rígidamente guiado.	0,5
Brida frontal.		Articulado y rígidamente guiado.	0,7
		Soportado pero no rígidamente guiado.	2
Brida posterior.		Fijo y rígidamente guiado.	1
		Articulado pero no rígidamente guiado.	1,5
		Soportado pero no rígidamente guiado.	4
Charnela posterior.		Articulado y rígidamente guiado.	2
		Articulado pero no rígidamente guiado.	4

Ilustración 45: Coeficiente k de carrera de acuerdo al sistema de fijación, Fuente: Prontuario de Hidráulica

Posterior a la elección del sistema de fijación que para los efectos de este proyecto se ha determinado que debe ser de charnela posterior para la fijación del cilindro y para la fijación del vástago en la aplicación será articulado rígidamente guiado, debido a que hay un movimiento angular durante la manipulación de la estructura articulable descrito anteriormente en el inciso 4.1; se considera rígidamente guiado debido a que

si bien hay una articulación en la que pivotaría, este sistema de pivote estará fijo a la estructura, causando así posibilidad de pandeo en caso de fallo o error en el cálculo.

A partir del análisis de la aplicación del vástago y habiendo hallado el coeficiente k de carrera para el análisis de pandeo, se procede a encontrar la longitud ideal del vástago por medio de la siguiente ecuación, tomada del libro de José Roldan Viloria (Prontuario de Hidráulica industrial y electricidad aplicada, 2001.P108) [13]:

$$L_i = C * k$$

$$L_i = 152.4 \text{ mm} * 2 = 304.8 \text{ mm}$$

Donde:

L_i = longitud virtual o ideal del vástago

C = Carrera del cilindro (requerida)

k = Factor de carrera en función al montaje de la cabeza del vástago.

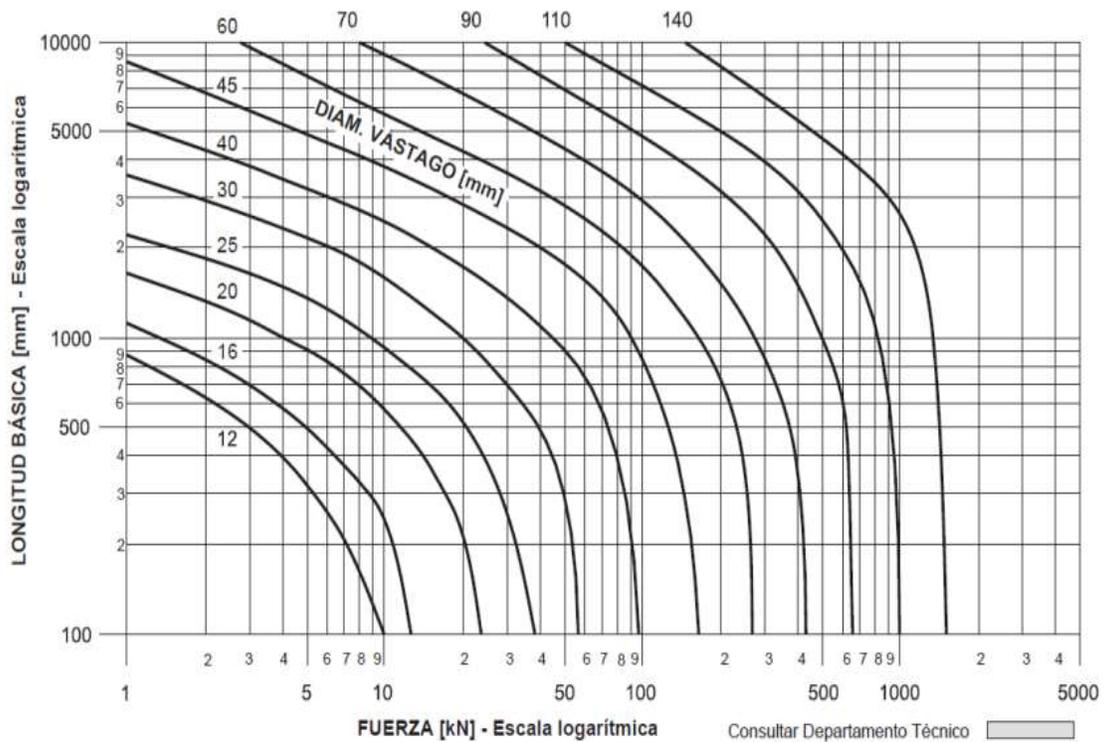


Ilustración 46: Gráfica de análisis de fuerza del vástago respecto al diámetro y longitud, Fuente: Rexroth a BOSH (2021)

En la ilustración 47 se puede observar que de acuerdo con el diámetro calculado del vástago, en función a la longitud ideal que puede desarrollar y a la carga a desplazar es el adecuado para el proyecto; se conoce que el valor del diámetro normalizado del vástago es de 12 mm y su longitud ideal de 304.8mm, estando así debajo del rango de 1000 mm de la gráfica y a su vez dentro del rango de fuerza a desarrollar de aproximadamente hasta 4.5 kN; en el caso de seleccionar el cilindro ofrecido por el

proveedor local, debe considerarse también que su capacidad de generación de fuerza de avance y retroceso son mayores respecto a la normalizada, adicionalmente la longitud requerida de carrera de embolo es menor a la normalizada por lo cual tiene un menor riesgo de pandeo de vástago; como se evidenció en la tabla de resultados de cálculos (véase tabla 8), para este caso el cilindro ofrecido por el proveedor RAM industries, con un vástago de 25.4mm ó 1in de diámetro con una longitud de carrera real de 152.4mm ó 6in aplica una fuerza máxima de 41.92 kN.

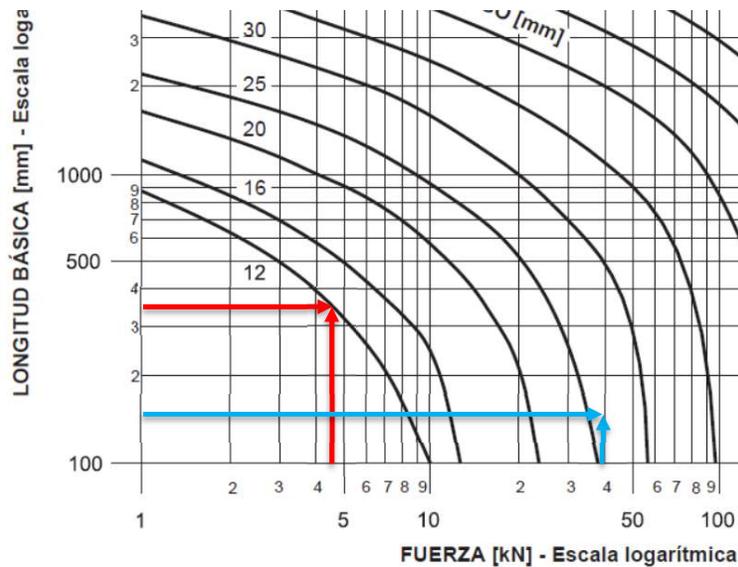


Ilustración 47: Rango de acción Longitud-Fuerza en vástagos de 12 y 25 mm color rojo y azul respectivamente, Fuente: Rexroth a BOSH

5.1.10. MÁXIMA CARGA ADMISIBLE EN EL VÁSTAGO.

De acuerdo a las condiciones de trabajo del cilindro, este estará sometido a diferentes fuerzas, en el caso práctico de este proyecto el cilindro está expuesto a fuerza de tracción al realizar la acción de halar la estructura articulable para llevarla al reposo desde la posición operativa y una fuerza de compresión durante la acción de empuje, para realizar el levantamiento de la estructura y llevarla a la posición operativa, este par de fuerzas de oposición pueden llegar a causar efectos adversos al cilindro, debido a la flexión la cual puede llegar a causar fugas de fluido hidráulico, funcionamiento subestándar, y finalmente llevarlo a la rotura. A continuación, se pueden visualizar en la ilustración 49 algunas solicitudes del vástago de acuerdo con el criterio de Euler.

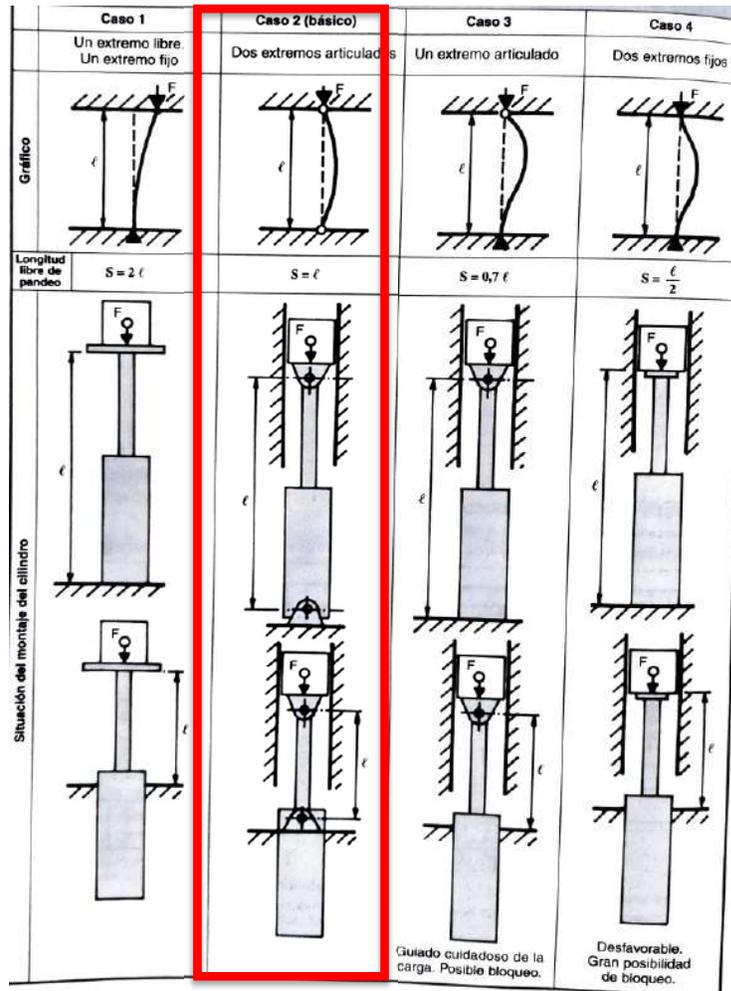


Ilustración 48: Solicitudes del vástago según Euler, Fuente: Prontuario De Hidráulica Industrial

Tipo fijación	Conexión vástago	Montaje	Factor de carrera
TODAS FIJACIONES	Articulado y apoyado		4
	Articulado y articulado guiado		2

Ilustración 49: Tabla de elección factor de carrera, Fuente: Rexroth a BOSH (2021)

Los casos anteriores se prestan para poder encontrar un coeficiente k de flexión para el cálculo de la carga máxima admisible; para los efectos de este proyecto se toma en consideración el caso No.2 con un valor de $k = 1$; seguido se procede a realizar el cálculo de acuerdo con la ecuación a continuación, tomada del texto de José Roldán Vilorio (Prontuario de Hidráulica industrial y electricidad aplicada, 2001.P111) [14]:

$$F[kp] = k * \frac{\pi * I[mm^4] * E \left[\frac{kp}{cm^2} \right]}{L^2[cm]}$$

Donde:

F = Fuerza máxima a soportar

I = momento de inercia mínimo para secciones transversales circulares

E = modulo de elasticidad del acero aleado

L = Longitud real sometida a pandeo

k = coeficiente que depende del tipo de anclaje del cilindro

5.1.11. CÁLCULO DEL MOMENTO DE INERCIA PARA SECCIONES TRANSVERSALES CIRCULARES.

Se procede a realizar el cálculo con el valor de d_v normalizado de acuerdo con el cálculo inicial y el valor provisto por el proveedor local:

$$I[mm^4] = d_v[mm]^4 * \frac{\pi}{64}$$

$$I_{ISO} = (12mm)^4 * \frac{\pi}{64} = 1017.9 mm^4$$

$$I_{prov.} = (25.4mm)^4 * \frac{\pi}{64} = 20431.7 mm^4$$

Donde:

d_v = diámetro del vástago seleccionado

I_{iso} = Momento de inercia del vástago cilindro ISO 6620

5.1.12. CÁLCULO DE FUERZA MÁXIMA A SOPORTAR POR EL VÁSTAGO.

Se realiza el cálculo para ambos casos bajo la ecuación descrita en el inciso 5.6.1:

$$F_{ISO} = 1 * \frac{\pi * 1017.9 mm^4 * 20000 \frac{kp}{mm^2}}{(400 mm)^2} = 399.7 kp * \frac{9.81 N}{1 kp} = 3.9 kN = 881.5 lbf$$

$$F_{Prov.} = 1 * \frac{\pi * 20431.7 \text{ mm}^4 * 20000 \frac{\text{kp}}{\text{mm}^2}}{(152.4 \text{ mm})^2} = 5527.32 \text{ kp} * \frac{9.81 \text{ N}}{1 \text{ kp}} = 54.2 \text{ kN}$$

$$= 12184.64 \text{ lbf}$$

5.2. SELECCIÓN DEL CILINDRO HIDRÁULICO.

Contando ya con la información necesaria sobre carrera del embolo, diámetros émbolo y vástago, fuerza a desarrollar para el levantamiento y descenso de la estructura articulable, se procede a realizar la selección del cilindro hidráulico mediante el catálogo del fabricante RAM industries INC. La opción viable para los efectos de este proyecto es el cilindro con numero de Parte R4507508, carrera de 6in ó 152.4mm, diámetro de embolo de 2in ó 50.8mm, diámetro de vástago de 1in ó 25.4mm, puertos de conexión hidráulica tipo SAE-6 ó 3/8in, la fuerza máxima a aplicar con el vástago en extensión es de 9425 Lbf ó 41.92kN, la cual según la ilustración 42 hace referencia a F1 fuerza de avance, con base en la información suministrada por la tabla del proveedor, se han realizados los cálculos de comparación con respecto al cilindro con los valores normalizados, lo cual se puede evidenciar en la tabla 8.

Posterior a la selección del cilindro hidráulico, y bajo los mismos criterios de elección, se procederá a seleccionar el accesorio de conexión articulable para el extremo del vástago, el cual cuenta con una rosca interna de ¾"-16 UNF x 1.13" de profundidad.

YORK CROSS TUBE
CYLINDERS

YORK CROSS TUBE

The YORK Cross Tube is a high quality welded cylinder utilizing a strong forged steel cross tube base and welded rod cross tube with grease zerks. Designed for performance, the YORK cylinder has a heavy duty piston and piston stem. The internally threaded gland reduces the cross section and is easily removed for maintenance. YORK Cross Tube cylinders are well suited for light to medium duty applications.

STANDARD FEATURES

<p>Intended Use: Double acting applications</p> <p>Rated Pressure: 3000 PSI</p> <p>Rod Material: High tensile SAE C1045, ground and polished hard chrome plated</p> <p>Barrel Material: High tensile SAE C1026/SA52.3 cold drawn tube precision honed for extended seal life</p> <p>Gland Material: Ductile iron 65-45-12 (ASTM A536)</p>	<p>Piston Material: Ductile iron 65-45-12 (ASTM A536)</p> <p>Piston Locknut: High tensile grade C</p> <p>End Mounts: Cross tube</p> <p>Ports: SAE</p> <p>Port Plugs: High quality steel</p> <p>Internal Seals: North American</p> <p>Paint Finish: 2 part urethane black</p> <p>Testing: 100% full cycle tested</p>
--	---

Bore (inches)	RAM Part Number	Stroke (inches)	Rod Diameter (inches)	Pin Center to Center (inches)		Ports	Pin Diameter Nominal (inches)	Maximum Rated Pressure & Column Load on Full Extension (lbs)		Shipping Weight (lbs)
				Retracted	Extended			Pressure (PSI)	Load (lbs)	
2.00	R4507507	4	12	14	20	SAE-6	1.000	3000	9425	12
	R4507508	6	14	20	12					
	R4507509	8	16	22	14					
	R4507510	10	18	24	16					
	R4507511	12	20	26	18					
	R4507512	14	22	28	20					
	R4507513	16	24	30	22					
	R4507514	18	26	32	24					
	R4507515	20	28	34	26					
	R4507516	24	32	38	30					
	R4507517	30	40	46	36					
	R4507518	32	42	48	38					
	R4507519	36	48	54	42					
	R4507520	40	52	60	46					
R4507521	48	60	72	54						

Ilustración 50: Catálogo de cilindros hidráulicos para diámetro de 2" de émbolo y 1" de vástago, Fuente: RAM INC (2022)

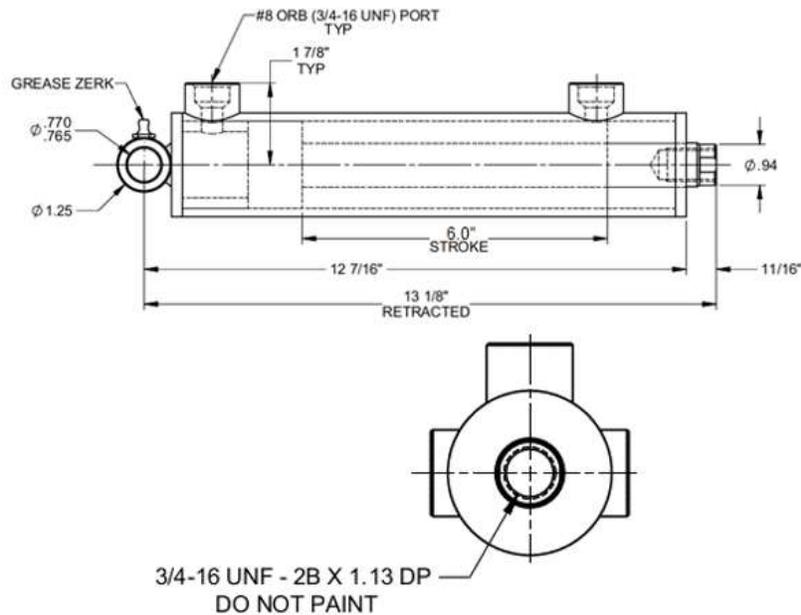


Ilustración 51: medidas características cilindro hidráulico ofrecido por RAM Industries INC, Fuente: autor

5.3.CABEZA ARTICULADA DE VÁSTAGO.

De acuerdo con la medida del diámetro del émbolo, y la rosca interna del vástago, se procede a realizar la selección de la cabeza articulada del vástago, mediante el catálogo de la línea de accesorios para cilindros hidráulicos Schrader Bellows de Parker Hydraulics, el catálogo provee los datos de medidas y capacidad de carga la cual está considerada para 9441 Lbf o 42 kN; de igual manera y bajo el mismo criterio con base en las medidas del diámetro de émbolo se selecciona el pasador donde soportará y pivotará el cilindro hidráulico en la sección superior junto con el tipo de sujeción de desplazamiento axial, el cual se realiza mediante anillos de retención seeger, los cuales se suministran con la adquisición del pasador.

La cabeza articulada se rosca en el vástago incrementando la longitud de la carrera en 1.25 in correspondiente a la distancia CE indicada en el catálogo de la ilustración 52.



ENGINEERING YOUR SUCCESS.

Catalog HYDS-SBT300-1/NA
Spherical Bearing Mount Accessories

Schrader Bellows offers a complete range of Cylinder Accessories to assure you of the greatest versatility in present or future cylinder applications. Accessories offered for spherical bearing mount cylinders include the Rod Eye, Pivot Pin and Clevis Bracket. To select the proper part number for any desired accessory refer to the tables below.

Spherical Rod Eye Dimensions

Bore Ø	Part No.	CD Ø	A	CE	EX	ER	LE	JK Thread	JL Ø	Load Capacity (lb)
1.00	0961000075	1.000	1.00	1.25	0.86	1.14	1.28	3/8-18	1.31	9,000
2.00 & 2.50	0961000175	1.750	1.02	1.25	0.86	1.14	1.28	3/8-18	1.31	9,000
3.00	0961000175	1.750	1.02	1.25	0.86	1.14	1.28	3/8-18	1.31	9,000
4.00	0961000138	1.375	2.02	2.13	1.18	1.67	1.81	1/2-12	2.00	28,500
5.00	0961000175	1.750	2.14	2.50	1.02	2.05	2.18	1/2-12	2.00	43,000
6.00	0961000000	2.000	2.88	2.71	1.71	2.60	2.50	7/8-12	2.71	70,184

Order to fit Parker Rod Thread Size.

Pivot Pin Dimensions

Bore Ø	Part No.	CD Ø	CL	Shear Capacity (lb)
1.50	0839620000	.892	1.58	8600
2.00 & 2.50	0839630000	1.497	2.03	19000
3.25	0839640000	3.097	3.50	34300
4.00	0839650000	4.576	3.51	69400
5.00	0839660000	5.749	4.22	105000
6.00	0839670000	7.899	4.94	137400

Pivot Pins are furnished with (2) Retainer Rings.

Ilustración 52: Catalogo de accesorios de montaje de cilindro, para diámetro de 2" de émbolo y 1" de vástago, Fuente: PARKER (2022)

5.4. CONSIDERACIONES DE INSTALACIÓN DE CILINDRO HIDRÁULICO EN ESTRUCTURA PUSH & PULL.

Contando ya con las medidas del cilindro hidráulico seleccionado, igualmente para la terminal articulada de vástago (rod eye), se procede a realizar una evaluación física de estas medidas respecto a la estructura del push & pull, con el propósito de determinar las medidas requeridas para los soportes de anclaje tanto inferior como superior, y determinar visualmente cual sería la posición adoptada por el cilindro hidráulico; de acuerdo con lo expresado anteriormente se levanta un primer boceto que se puede visualizar a continuación en la ilustración 53; a partir de la medidas de centro tanto de la sección de anclaje inferior del cilindro donde se insertaría el bulón o pasador, hasta la viga del push-pull a la que se amarraría, se ha determinado las medidas de las horquilla inferior de la misma manera se ha procedido para la horquilla superior; adicionalmente se ha tomado en consideración los modelos que propone la norma ISO 8132 con respecto a este tipo de soportes; sin embargo cabe resaltar que el diseño de estas horquillas son creados para la necesidades de soporte y requerimiento de esfuerzo que se

generaran por la interacción del cilindro hidráulico; posteriormente en los incisos siguientes se realizará el análisis de fuerza y esfuerzos que puede soportar el modelo planteado, cabe resaltar que de acuerdo a los datos de las fuerzas que genera el cilindro hidráulico seleccionado, se puede observar que la mayor fuerza presente es la generada durante el avance del vástago correspondiente a 41920N, de esta manera se toma este valor como el valor máximo de fuerza en el sistema para proceder con los cálculos correspondientes de esfuerzos.

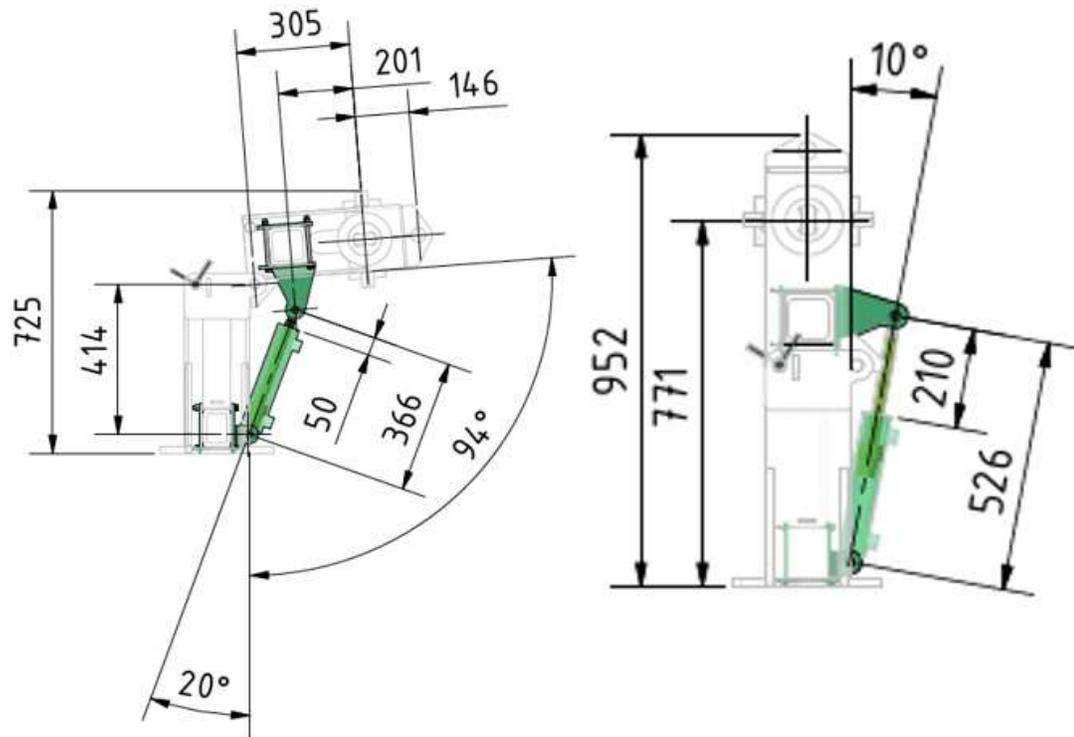


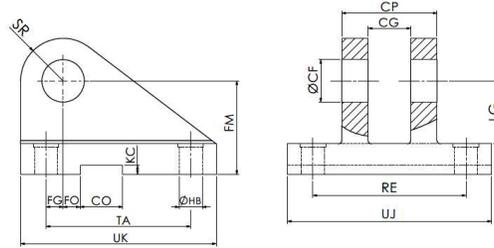
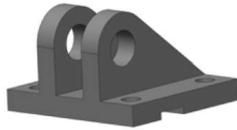
Ilustración 53: boceto inicial de medidas propuestas en ensamblaje de cilindro posiciones reposo y operación, Fuente: Autor

6 SOPORTES DE ANCLAJE Y ARTICULACIÓN DE CILINDRO HIDRÁULICO

6.1. HORQUILLA TIPO HEMBRA PARA SOPORTE INFERIOR.

En la norma ISO 8132 se establecen algunas medidas para el soporte de amarre tipo horquilla hembra para las diferentes medidas de cilindros, sin embargo para las necesidades de este proyecto y de acuerdo con el cilindro seleccionado se seleccionó el tipo B del listado propuesto por la norma; sin embargo se ha adaptado la horquilla de amarre inferior con respecto a las medidas de la sección del cilindro indicada por el fabricante RAM como cross section, la cual es la sección trasera del cilindro que cuenta con el orificio para el amarre con pasador donde se soportará y pivotará.

ISO 8132 forma "B"
form "B"



AL Ø	MM Ø	N° Ref.	CF K7	CG +0,1/+0,3	CO N9	CP h14	FM js11	FO js14	FG	HB	KC +0,3	LG	RE js13	SR	TA js13	UJ	UK	Peso Kg Weight Kg
40	25/28	CHB-E2-25	25	25	25	56	55	10	10	13,5	5,4	37	90	25	85	120	115	2,7
50	32/36	CHB-E2-32	32	32	25	70	65	6	14,5	17,5	5,4	43	110	32	110	145	145	4,5
63	40/45	CHB-E2-40	40	40	36	90	76	6	17,5	22	8,4	52	140	40	125	185	170	8,5
80	50/56	CHB-E2-50	50	50	36	110	95	0	25	26	8,4	65	165	50	150	215	200	13,5
100	63/70	CHB-E2-63	63	63	50	140	112	0	33	33	11,4	75	210	63	170	270	230	23,4
125	80/90	CHB-E2-80	80	80	50	170	140	0	45	39	11,4	95	250	80	210	320	280	38,5

Ilustración 54: Catalogo de accesorios de montaje de cilindro con terminación en charnela macho de acuerdo a norma ISO 8132 For-ma "B", Fuente: Esperia (2022)

Teniendo como base este modelo y las medidas consideradas, se ha determinado que las opciones brindadas por los proveedores contactados no son compatibles con este proyecto, por lo cual se procede a realizar el diseño de estas horquillas de amarre según las necesidades; se tienen en cuenta el hecho que deben sujetarse al tubo de sección cuadrada de la estructura fija del Push & Pull y adaptarse a este de forma envolvente; los planos de diseño se pueden observar en la sección de anexos.

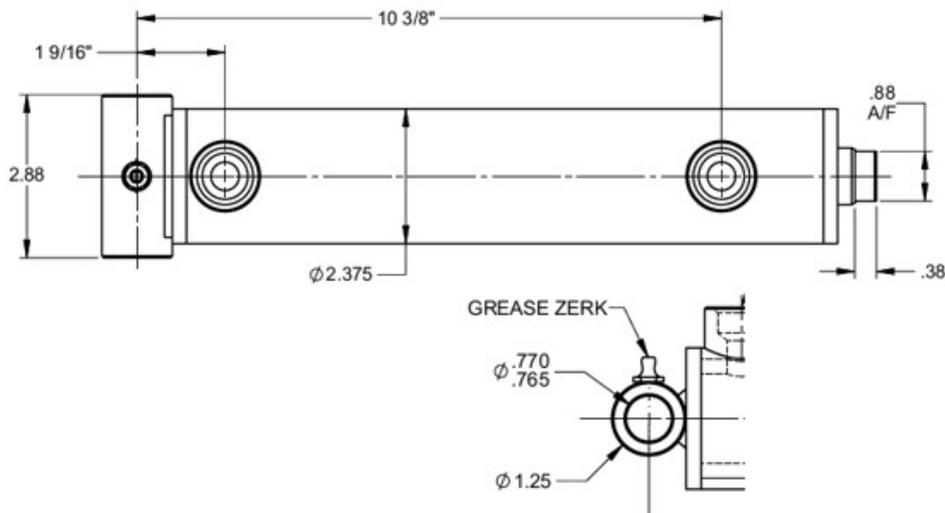


Ilustración 55: medidas de la sección de amarre del cilindro hidráulico seleccionado, en pulgadas Fuente: Autor

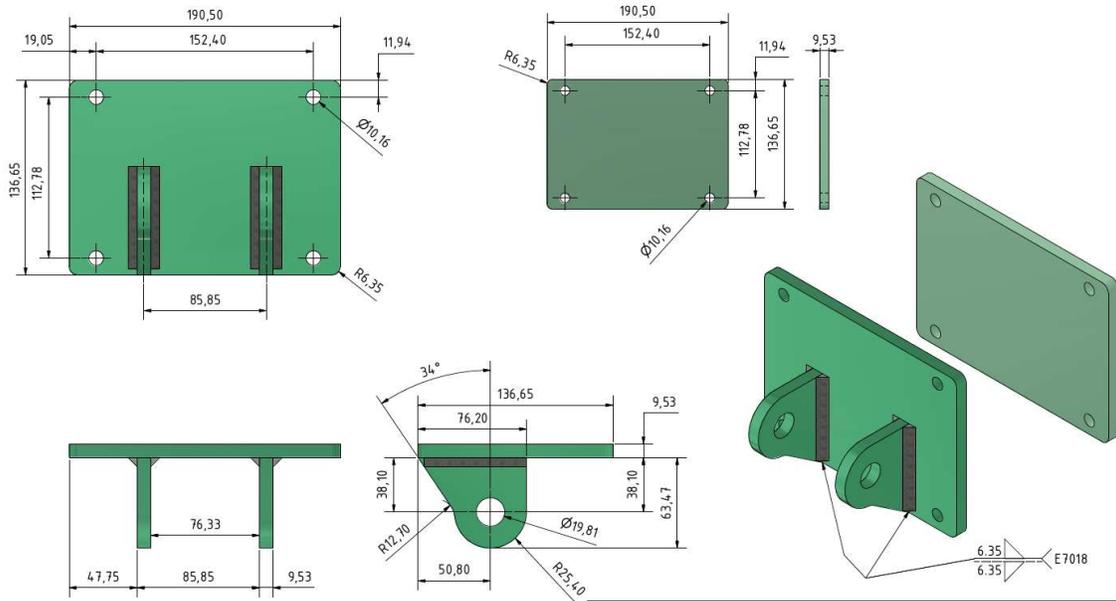


Ilustración 56: planos de construcción horquilla de soporte inferior Fuente: Autor

Las cargas que van a resistir las platinas que conforman la horquilla se establecen como estáticas, es de importancia considerar que estarán sometidas a cargas durante el levantamiento de la estructura y en su descenso, en otras palabras, en la extensión y retracción del vástago del cilindro hidráulico, por lo cual se han tomado estas dos fuerzas como cargas máximas; el material seleccionado para la fabricación de esta horquilla es acero ASTM A36 con un esfuerzo de Fluencia de 250 MPa, la pieza estará sometida a esfuerzo cortante y de tensión, por lo cual se procede a hallar ambos escenarios.

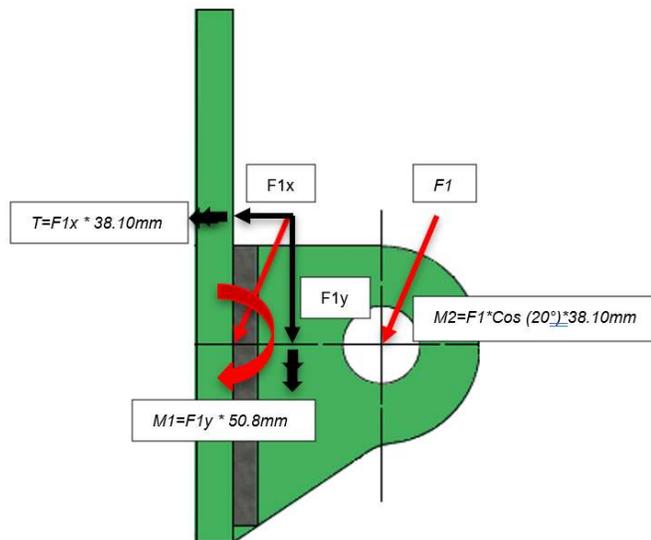


Ilustración 57: diagrama de fuerzas análisis de tensión, horquilla inferior, Fuente: Autor

6.1.1. ESFUERZO DE TENSIÓN SOLDADURAS SOPORTE INFERIOR.

Tomando la teoría de cálculo para el esfuerzo a tensión para soldaduras de filete del libro de Richar G. Budynas y Keith Nisbett (Diseño en ingeniería Mecánica de Shigley 8va edición de 2008, P.460) [15]; se procede a calcular dicho esfuerzo en las uniones soldadas una vez el cilindro ejerce la fuerza de avance F_1 para el levantamiento de la estructura articulable, teniendo en cuenta el esquema de las fuerzas y momentos aplicables a los cordones de soldadura como se puede observar en la ilustración 57, a continuación se hallan las componentes de la fuerza ejercida por el cilindro hidráulico que afectan la soldaduras de ambas platinas que componen la horquilla de soporte inferior, se toma como referencia la siguiente ecuación del texto referenciado:

$$F_{1X} = F_1 * \text{Sen}(20^\circ)$$
$$F_{1X} = 41920 \text{ N} * \text{Sen}(20^\circ) = 14337.48 \text{ N} = 3223.2 \text{ Lbf}$$

$$F_{1Y} = F_1 * \text{Cos}(20^\circ)$$
$$F_{1Y} = 41920 \text{ N} * \text{Cos}(20^\circ) = 39391.9 \text{ N} = 8855.7 \text{ Lbf}$$

Donde:

F_{1X} = Componente de la fuerza en el eje x

F_{1Y} = Componente de la fuerza en el eje Y

F_1 = Fuerza ejercida por el cilindro hidráulico en la extensión

Seguido se procede a hallar el Torque generado por la componente vertical, los momentos 1 y 2 respectivamente, para posteriormente hallar el momento resultante:

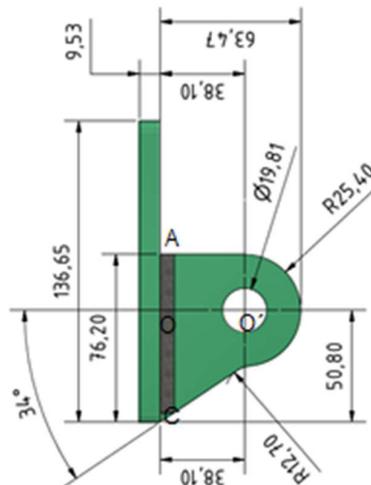


Ilustración 58: medidas horquilla soporte inferior, Fuente: Autor

La medida del punto O al punto C es de 50.8mm, usada para hallar el momento ejercido por la fuerza F_{1x} al punto C, realizando la operación con la formula a continuación:

$$M_1 = F_{1x} * AC$$

$$M_1 = 14337.48 N * \left(50.8mm * \frac{0.001m}{1mm} \right) = 728.34 Nm$$

Donde:

M_1 = Momento ejercido por la fuerza F_{1x}

OC = distancia del punto O al punto C

$$M_2 = F_{1y} * OO'$$

$$M_2 = F_{1y} * \left(38.10mm * \frac{0.001m}{1mm} \right) = 1500Nm$$

Donde:

M_2 = Momento ejercido por la fuerza F_1

OC = distancia del punto O a O'

F_1 = Fuerza ejercida por el cilindro en la extensión

Seguido, se procede a hallar el torque ejercido por la fuerza F_1 y al punto C:

$$T = F_1 * \text{Cos}(20^\circ) * OC$$

$$T = 41920N * \text{Cos}(20^\circ) * \left(50.8mm * \frac{0.001m}{1mm} \right) = 2001.11Nm$$

Donde:

T = Torque ejercido por la fuerza F_{1x} al punto C

OC = Distancia desde el punto O al C

F_1 = Fuerza ejercida por el cilindro en la extensión de vástago

Posteriormente se procede a hallar el momento resultante entre M_1 y M_2 , para lo cual se utiliza teorema de Pitágoras de la siguiente manera:

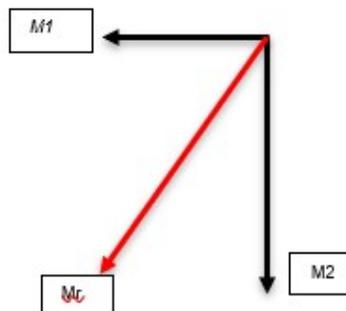


Ilustración 59: momento resultante, Fuente: Autor

$$M_r = \sqrt{M_1^2 + M_2^2}$$

$$M_r = \sqrt{(728.34Nm)^2 + (1500Nm)^2} = 1667.48Nm$$

Donde:

M_r = Momento resultante

M_1 = momento ejercido por F_{1Y}

M_2 = Momento ejercido por F_{1X}

Con base en la tabla 9-1 del libro de los autores Budynas y Nisbett (Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley 8va edición, P.470) [16], se busca la categoría que aplica para el análisis, en este caso se escogió la categoría 2, la cual describe como hallar el área a analizar en tensión junto con el segundo momento unitario momento del área en cuestión:

Tabla 9-2

Propiedades flexionantes de las soldaduras de filete*

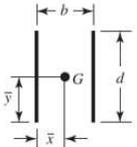
Soldadura	Área de la garganta	Ubicación de G	Segundo momento unitario del área
	$A = 1.414hd$	$\bar{x} = b/2$ $\bar{y} = d/2$	$I_u = \frac{d^3}{6}$

Ilustración 60: Propiedades flexionantes de las soldaduras de filete, Fuente: Shigley(2008)

Se procede a hallar las variables respectivas, descritas en la ilustración 60 entre las que están área del cordón, centroide y segundo momento unitario del área:

$$A = 1.414 * h * d$$

$$A = 1.414 * 6.35mm * 76.20mm = 684.2mm^2 * \frac{1 * 10^{-6}m^2}{1mm^2} = 6.842 * 10^{-4}m^2$$

Donde:

A = área de la soldadura

h = altura del cordón de soldadura

d = longitud de la soldadura

$$\bar{x} = \frac{b}{2}$$

$$\bar{x} = \frac{9.53mm}{2} = 4.765mm * \frac{0.001m}{1mm} = 0.004765m$$

$$\bar{y} = \frac{d}{2}$$

$$\bar{y} = \frac{76.20\text{mm}}{2} = 38.1\text{mm} * \frac{0.001\text{m}}{1\text{mm}} = 0.0381$$

Donde:

b = Espesor de la platina

\bar{x} = Distancia media del espesor de la platina

d = longitud de la soldadura

\bar{y} = Distancia media de la longitud de la platina

$$I_u = \frac{d^3}{6}$$

$$I_u = \frac{(76.20\text{mm}^3)}{6} = 73741.8\text{mm}^3 * \frac{1 * 10^{-9}\text{m}^3}{1\text{mm}^3} = 7.374 * 10^{-5}\text{m}^3$$

Donde:

I_u = Segundo momento unitario del área

Conociendo estos datos se procede a hallar el momento polar de inercia con la siguiente formula tomada del libro Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley:

$$I = 0.707 * h * I_u$$

$$I = 0.707 * \left(6.35\text{mm} * \frac{0.001\text{m}}{1\text{mm}}\right) * 7.374 * 10^{-5}\text{m}^3 = 3.31060 * 10^{-7}\text{m}^4$$

Seguido se procede a hallar el esfuerzo a tensión mediante la siguiente formula tomada del libro Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley:

$$\sigma = \frac{M_r * (\bar{x} * \bar{y})}{I} + \frac{F_{1X}}{A}$$

$$\sigma = \frac{1667.48\text{Nm} * (0.004765\text{m} * 0.0381\text{m})}{3.31060 * 10^{-7}\text{m}^4} + \frac{14337.48\text{N}}{6.842 * 10^{-4}\text{m}^2} = 21869512.61 \frac{\text{N}}{\text{m}^2}$$

$$\sigma = 21.86 \text{MPa}$$

Donde:

σ = Esfuerzo de tensión en soldaduras

M_r = Momento resultante

I = Momento polar de inercia

A = área del cordón de soldadura

F_{1X} = Componente en eje x de la fuerza F1

6.1.2. ESFUERZO EN CORTANTE DE SOLDADURAS SOPORTE INFERIOR.

Debido a que la fuerza ejercida sobre el soporte inferior tiene componentes que están perpendiculares a la línea de los cordones de soldadura, se produce un esfuerzo en cortante directo y a su vez tiende a generar un efecto torsional en el punto C de acuerdo con la ilustración 61 también se genera un esfuerzo cortante por torsión, utilizando ecuaciones extraídas del libro de los autores Budynas y Nisbett (Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley 8va edición, Capítulo 9) [17]:

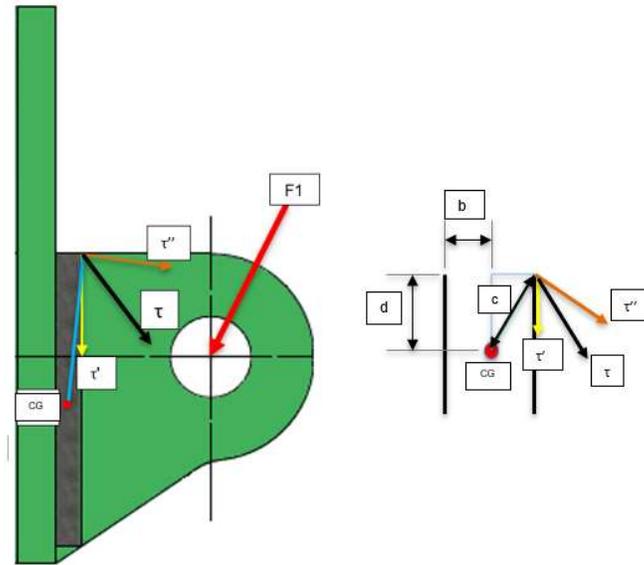


Ilustración 61: esquema de esfuerzos cortantes primario y por torsión, centro de gravedad, Fuente: Autor

Se procede a hallar C, la distancia entre el centroide y el punto más crítico de esfuerzo cortante o donde es más probable que falle la soldadura por el tipo de esfuerzo cortante, se utiliza el teorema de Pitágoras para hallar esta distancia:

$$C = \sqrt{(4.765\text{mm})^2 + (38.1\text{mm})^2} = 38.39\text{mm} * \frac{0.001\text{m}}{1\text{mm}} = 0.03839\text{m}$$

- Cortante directo (τ'): el cortante directo es el provocado por la componente vertical de la fuerza sobre el área de la garganta, se conoce como la garganta a la diagonal suscrita desde el vértice de la unión de los perfiles o materiales base hasta la hipotenusa que forma la línea del cordón de soldadura desde su punto más alto hasta el más bajo, como se muestra en la ilustración 62, ya se conoce la altura del cordón de soldadura, por ende, se procede a hallar el valor de la garganta (g).

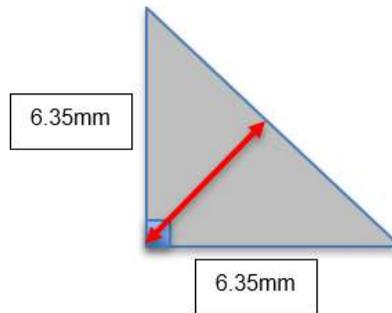


Ilustración 62: garganta del cordón de soldadura, Fuente: Autor

$$g = h * \text{Sen}45^\circ$$

$$g = 6.35\text{mm} * \text{Sen}(45^\circ) = 4.49\text{mm} * \frac{0.001\text{m}}{1\text{mm}} = 0.00449\text{m}$$

Donde:

h = altura del cordón

g = garganta del cordón

Conociendo ya el valor de (g), se procede a hallar el valor de su área correspondiente mediante la siguiente ecuación:

$$A_g = g * l$$

$$A_g = 0.00449\text{m} * 0.0762\text{m} = 0.000342138\text{m}^2$$

Donde:

A_g = área de la garganta

g = garganta del cordón

l = longitud del cordón de soldadura

Conociendo ya estos datos se puede hallar el esfuerzo cortante directo mediante la siguiente ecuación:

$$\tau' = \frac{V}{A_g}$$

$$\tau' = \frac{\left(\frac{41920\text{N} * \text{Cos}(20^\circ)}{2}\right)}{0.000342138\text{m}^2} = 57567289.61 \frac{\text{N}}{\text{m}^2} * \frac{1 * 10^{-6}\text{MPa}}{1 \frac{\text{N}}{\text{m}^2}} = 57.57 \text{MPa}$$

Donde:

V = Fuerza que actúa sobre el área creado el esfuerzo

A = área de la garganta

- Cortante por torsión (τ''): Teniendo en cuenta que debido a la aplicación de la fuerza F_1 , se genera una torsión en las soldaduras y esta torsión genera un esfuerzo cortante en las mismas, se procede a hallar dicho esfuerzo, para esto es requerido hallar inicialmente el valor de C , conocido por proceso realizado anteriormente, el momento polar de inercia para el cual se requiere conocer la altura del cordón de soldadura y el segundo momento polar unitario del área del cordón, finalmente con los valores recopilados se procede a calcular el esfuerzo::

$$\tau'' = \frac{T * c}{J}$$

$$T = F_1 * \cos(20^\circ) * (38.1\text{mm} * 0.001\text{m}) = 1500.8 \text{ Nm}$$

$$c = 38.39\text{mm} = 0.03839\text{m}$$

$$J = 0.707 * h * J_u$$

$$J_u = \frac{d * (3 * b^2 + d^2)}{6}$$

$$J_u = \frac{0.0762\text{m} * (3(0.00953\text{m})^2 + (0.0762\text{m})^2)}{6} = 7.72 * 10^{-5}\text{m}^3$$

$$J = 0.707 * 0.00635\text{m} * 7.72 * 10^{-5}\text{m}^3 = 3.466 * 10^{-7}\text{m}^4$$

$$\tau'' = \frac{1500.8\text{Nm} * 0.03839\text{m}}{3.466 * 10^{-7}\text{m}^4} = 166231136.8 \frac{\text{N}}{\text{m}^2} = \frac{166.23\text{MPa}}{2 \text{ placas}} = 83.11 \text{ Mpa}$$

Donde:

τ'' = Cortante por torsión

T = Par torsor

c = Distancia desde CG hasta el punto de aplicación

J = Momento polar de inercia

J_u = Segundo momento polar unitario del área d = longitud del cordón de soldadura

b = espesor de la platina base

h = altura del cordón de soldadura

Con los dos tipos de esfuerzos cortantes, directo y por torsión, se procede a hallar el esfuerzo resultante, gracias a la ley del paralelogramo se realiza la proyección de los esfuerzos hallados y por ende se tienen las bases para hallar el resultante como se muestra en la ilustración a continuación:

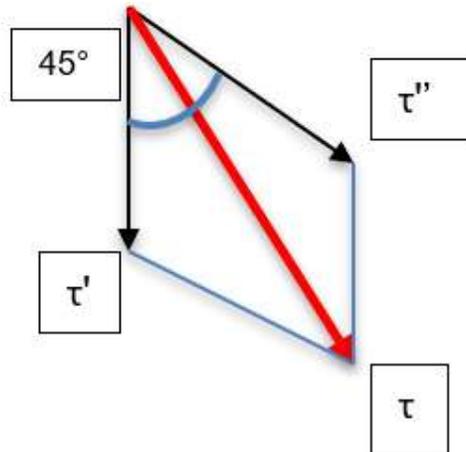


Ilustración 63: Esquema para hallar el esfuerzo resultante, Fuente: Autor

Por medio de teorema de Pitágoras se procede a hallar el esfuerzo resultante a continuación:

$$\tau^2 = (\tau')^2 + (\tau'')^2 + 2 * \tau' * \tau'' * \text{Cos}(45^\circ)$$

$$\tau^2 = (57.57\text{MPa})^2 + (83.11\text{MPa})^2 + 2 * (57.57\text{MPa}) * (83.11\text{MPa}) * \text{Cos}(45^\circ)$$

$$\tau^2 = 16988.1\text{MPa}^2 \rightarrow \tau = \sqrt{16988.1\text{MPa}^2} = 130\text{MPa}$$

Donde:

τ' = Esfuerzo cortante directo

τ'' =Esfuerzo cortante por torsión

τ = Esfuerzo Cortante resultante

Para el material base se ha seleccionado lamina de acero ASTM A36, y el electrodo que dará el material de aporte en la soldadura será E7018, los cuales cuentan con las siguientes características respecto al límite de fluencia y resistencia ultima a la tensión:

Material	Sy MPa-(KSI)	Sut Mpa-(KSI)
E7018	445 - (64.5)	535 - (77.5)
ASTM A36	250 - (36)	400 - (58)

Tabla 9: Resistencia a la fluencia S_y y resistencia ultima a la tensión S_{ut} para material de porte y material base, Fuente: autor.

Se extrae del texto de Budynas y Nsbett (Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley 8va edición, P.473) [18], los datos acerca del esfuerzo cortante permisible de la garganta de soldadura de filete para el electrodo a usar E7018, cuyos datos están a continuación:

Tabla 9-6

Cargas constantes permisibles y tamaños mínimos de soldadura de filete.

Programa A: carga permisible para varios tamaños de soldadura de filete

Nivel de resistencia del metal de aporte (EXX)							
	60*	70*	80	90*	100	110*	120
Esfuerzo cortante permisible en la garganta, ksi (1 000 psi) de soldadura de filete o soldadura de muesca con penetración parcial							
$\tau =$	18.0	21.0	24.0	27.0	30.0	33.0	36.0
Fuerza unitaria permisible en soldadura de filete, kip/pulg lineal							
$^{\dagger}f =$	12.73h	14.85h	16.97h	19.09h	21.21h	23.33h	25.45h

Tabla 10: Carga permisible para metales de aporte en soldaduras de filete, Fuente: Shigley(2008)

Se procede a calcular el esfuerzo cortante permisible del material base, para lo cual se toma como referencia la tabla 9-4 del libro Diseño en ingeniería Mecánica de Shigley la cual indica que el esfuerzo permisible para el material base para una soldadura de filete con un tipo de carga cortante, debe ser de 0.30 veces el S_{ut} del material base y tampoco debe exceder de 0.40 veces el S_y del mismo.

Tipo de carga	Tipo de soldadura	Esfuerzo permisible	n^*
Tensión	A tope	$0.60S_y$	1.67
Aplastamiento	A tope	$0.90S_y$	1.11
Flexión	A tope	$0.60-0.66S_y$	1.52-1.67
Compresión simple	A tope	$0.60S_y$	1.67
Cortante	A tope o de filete	$0.30S_{ut}$	

*El factor de seguridad n se ha calculado mediante la teoría de la energía de distorsión.

† El esfuerzo cortante en el metal base no debe exceder de $0.40S_y$ del metal base.

Tabla 11: Carga permisible para metales de aporte en soldaduras de filete, Fuente: Shigley(2008)

$$\tau_{permisible A36} = 0.30 * S_{ut}$$

$$\tau_{permisible A3} = 0.30 * 400MPa = 120MPa$$

$$\tau_{permisible A36} = 0.40 * S_y$$
$$\tau_{permisible A36} = 0.40 * 250MPa = 100MPa$$

Donde:

S_{ut} = Resistencia ultima a la tensión acero A36

S_y = Resistencia a la fluencia acero A36

De acuerdo con el valor indicado por la tabla 10 el esfuerzo cortante permisible para el electrodo E7018 es de 21 ksi o 144.79 MPa, por lo cual se puede evidenciar con los cálculos anteriores que el valor de 100 MPa del acero ASTM A36 resultante de ser el 30% de su mismo S_{ut} cumple con la condición de ser menor o igual al esfuerzo permisible del electrodo y ser menor o igual al 40% del S_y del acero A36.

6.2.HORQUILLA TIPO HEMBRA PARA SOPORTE SUPERIOR.

De igual manera como se procedió para la horquilla de soporte se eligió el tipo B del listado propuesto por la norma ISO 8132, también se ha adaptado y modificado las medidas de la horquilla de amarre superior con respecto a las medidas de la cabeza articulada del vástago indicada por el fabricante Parker Hydraulics como se puede observar en la ilustración 52.

Teniendo como base el modelo tipo B descrito en la ilustración 54, junto con las medidas consideradas en base a los tubos de sección cuadrada de la estructura del push & pull, se ha determinado que las opciones brindadas por los proveedores contactados no son compatibles con este proyecto, por lo cual se procede a realizar el diseño de estas horquillas de amarre según las necesidades; los planos de diseño se pueden observar en la sección de anexos.

Como método de anclaje de las dos platinas que conforman las horquillas que alojarán el pasador que soporta la cabeza del vástago, se ideó una forma de insertarlas en la placa base, realizando un corte tipo muesca en sus bordes inferiores con una profundidad de 0.11in o 3mm quedando una superficie de 291 mm² la cual se insertará en la placa base, la cual estará perforada para recibir la platina horquilla; posteriormente se aplicará soldadura tipo acanalado perpendicular o de ranura en el reverso de la platina base tal como puede verse en la ilustración 65.

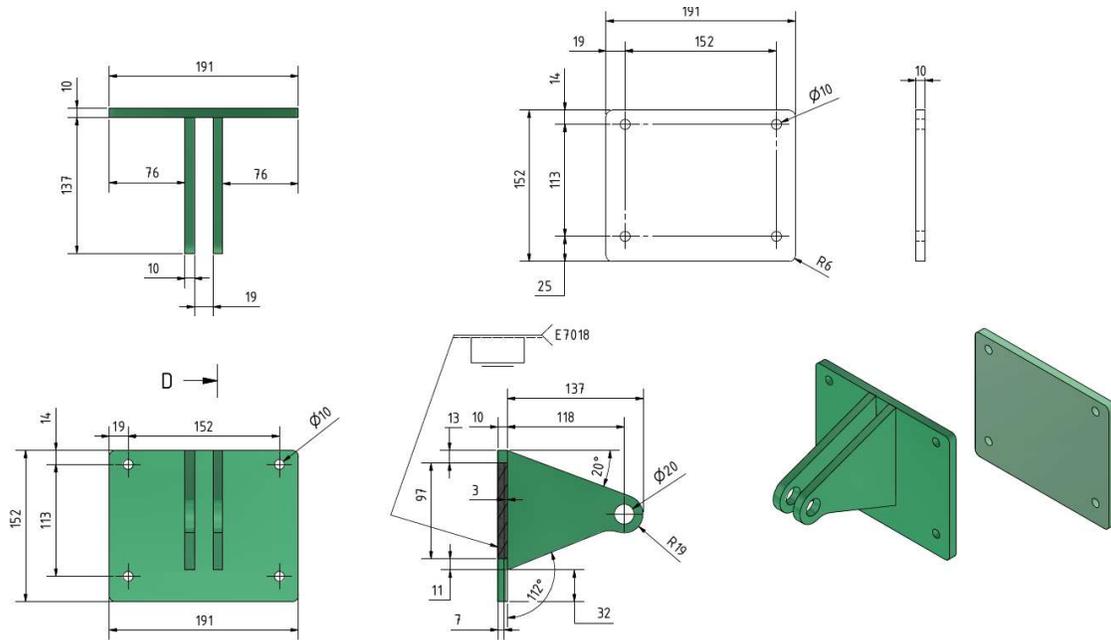


Ilustración 64: planos de construcción horquilla de soporte superior Fuente: Autor

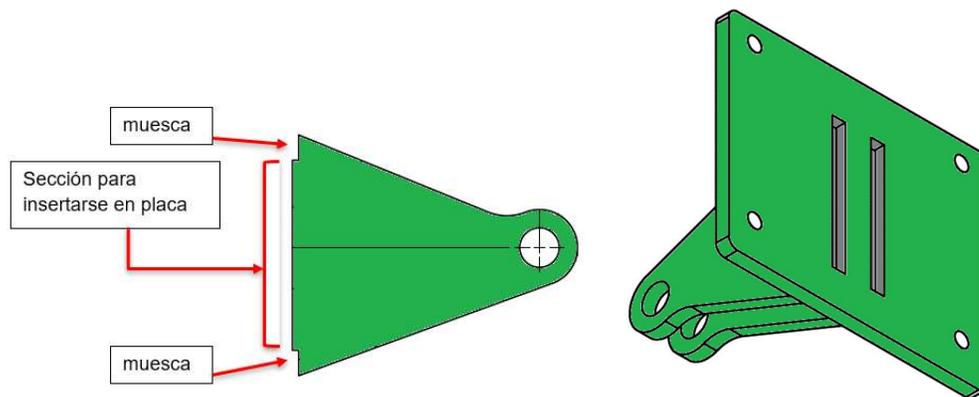


Ilustración 65: esquema de muescas y sección insertable en placa base Fuente: Autor

Al insertar la pestaña de las platinas de horquilla en la placa base, se considera que esa área insertada más la soldadura aplicada en el reverso de la placa base, que será de tipo tapón para acanalado perpendicular, proporcionará una mayor resistencia al esfuerzo cortante causado por la carga máxima del sistema que se considera como la fuerza que ejerce el cilindro hidráulico al hacer extender el vástago y levantar la estructura articulable; se procede a hallar los esfuerzos de corte correspondientes.

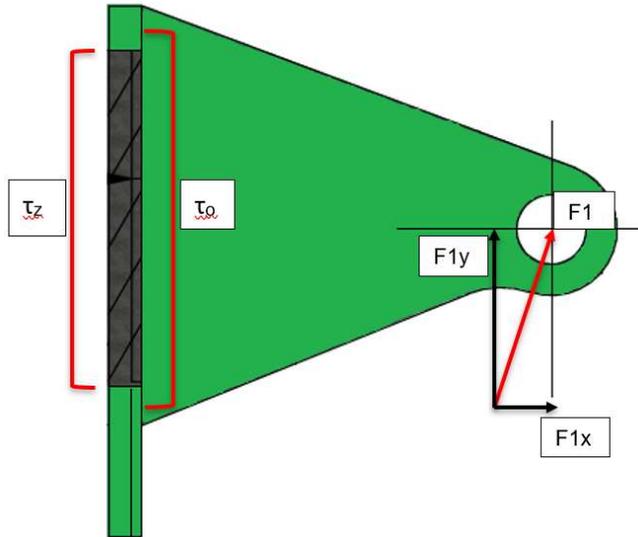


Ilustración 66: Esquema de fuerzas horquilla soporte superior, Fuente: Autor

6.2.1. ESFUERZO DE CORTE EN EL ÁREA BASE DE LA SOLDADURA

De acuerdo con el método de soldadura elegido tipo tapón es permisible su aplicación en uniones tipo T como el caso de este proyecto, si bien la ranura ha sido preparada, se generan dos tipos de esfuerzo cortante tanto en el área de soldadura como en el área circundante o periférica de la soldadura, por medio de la ecuación a continuación tomada del sistema de ayuda de Autodesk (Fórmulas de cálculo de uniones por soldadura en tapones, 2021, versión web) [19]:

$$\tau_z = \frac{F_1}{0.7 * b * l * i}$$

$$\tau_{z1} = \frac{(41920N * \text{Cos}(20^\circ))/2}{0.7 * \left(6.35mm * \frac{0.001m}{1mm}\right) * \left(97mm * \frac{0.001m}{1mm}\right) * 1} = 46 \text{ MPa}$$

$$\tau_{z2} = \frac{(41920N * \text{Sen}(20^\circ))/2}{0.7 * \left(6.35mm * \frac{0.001m}{1mm}\right) * \left(97mm * \frac{0.001m}{1mm}\right) * 1} = 17 \text{ MPa}$$

$$\tau_{ZR} = \sqrt{(46MPa)^2 + (16MPa)^2} = 49 \text{ MPa}$$

Donde:

τ_{z1} = Esfuerzo cortante área base de soldadura producido por la componente vertical de la fuerza F_1 .

τ_{z2} = Esfuerzo cortante área base de soldadura producido por la componente horizontal de la fuerza F_1 .

b = ancho de la soldadura

l = Longitud de la soldadura

i = número de soldaduras

6.2.2. ESFUERZO DE CORTE EN EL ÁREA PERIFÉRICA DE LA SOLDADURA.

$$\tau_o = \frac{F_1}{1.4 * s * l * i}$$

$$\tau_{o1} = \frac{(41920N * \text{Sen}(20^\circ))/2}{1.4 * \left(10\text{mm} * \frac{0.001\text{m}}{1\text{mm}}\right) * (97\text{mm} * \frac{0.001\text{m}}{1\text{mm}})} = 5 \text{ MPa}$$

$$\tau_{o2} = \frac{(41920N * \text{Cos}(20^\circ))/2}{1.4 * \left(10\text{mm} * \frac{0.001\text{m}}{1\text{mm}}\right) * (97\text{mm} * \frac{0.001\text{m}}{1\text{mm}})} = 15 \text{ MPa}$$

$$\tau_{oR} = \sqrt{(5\text{MPa})^2 + (15\text{MPa})^2} = 16 \text{ MPa}$$

Donde:

τ_{o1} = Esfuerzo de corte en el área periférica de la soldadura producido por la componente horizontal de la fuerza F_1 .

τ_{o2} = Esfuerzo de corte en el área periférica de la soldadura producido por la componente vertical de la fuerza F_1 .

s = espesor de la placa a soldar

l = Longitud de la soldadura

i = número de soldaduras

6.3. UNIONES ARTICULADAS

En este inciso, se van a calcular las uniones con bulones, para comprobar que aguantarán el esfuerzo solicitado. En total hay dos uniones articuladas principales, que se definen y calculan a continuación.

6.3.1. ARTICULACIÓN SOPORTE INFERIOR CILINDRO HIDRÁULICO.

Para el anclaje articulado de la sección inferior de cilindro hidráulico, que corresponde a la unión del barril del cilindro con la horquilla inferior la cual está sujeta al tubo horizontal inferior del Push & Pull; , se va a utilizar un bulón de las siguientes características:

- Material: Acero AISI 1040 T&R (templado y revenido) (425°C)
- Tipo: Calibrado Redondo diámetro 19.81mm = 0.78 in
- Sección ó Área: 308 mm² = 0.48 in²
- Longitud: 97.38mm = 3.8 in
- Límite elástico material [S_y]: 552 MPa
- Resistencia tracción material [S_{ut}]: 758 MPa
- Aceleración de la gravedad [g]: 9,81 m/s²

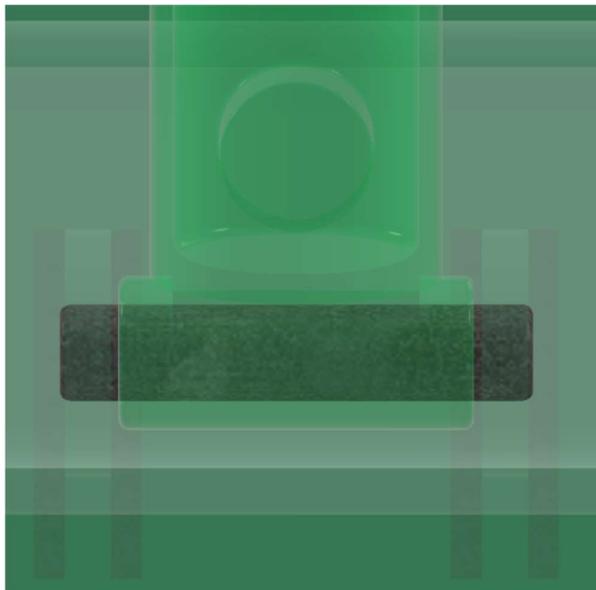


Ilustración 67: bulón de unión soporte articulado inferior y cilindro hidráulico, Fuente: Autor

La fuerza resistente a cortante simple FR_{bi} en un bulón con una sección transversal circular A, y conociendo su material de fabricación con su correspondiente valor de S_{ut} se halla con la siguiente ecuación tomada de la Instrucción de Acero Estructural española (EAE,2011P.307) [20]:

$$FR_{bi} = \frac{0.6 * A * S_{ut}}{1.25 * g} = [kg]$$

$$FR_{bi} = \frac{0.6 * 308mm^2 * 758 \frac{N}{mm^2}}{1.25 * 9.81 \frac{m}{s^2}} = 11423 kg * 9.81 \frac{m}{s^2} = 112 kN$$

De acuerdo con el resultado obtenido el bulón empleado de diámetro de 19.81mm o 0.78 in, resistirá con garantías al requerimiento de esfuerzo producido por F_1 que actúa sobre el bulón, si se cumple que:

$$FR_{bi} > F_1$$

Por lo cual se observa:

$$112 kN > 41.92 kN$$

Donde:

F_1 = Fuerza cortante que actúa en el bulón descrita en la ilustración 57.

Posteriormente se requiere comprobar que las piezas que enlaza el bulón, en este caso las dos platinas que forman la horquilla son capaces de resistir al requerimiento del esfuerzo.

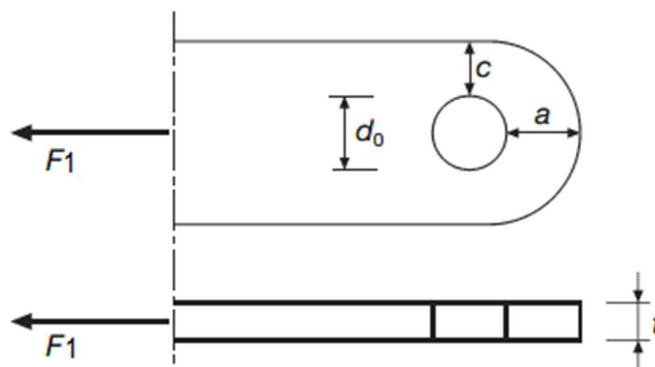


Ilustración 68: Distancias de especificación agujero horquilla inferior, Fuente: EAE(2011)

De acuerdo con la ilustración 67, las medidas correspondientes aplicables a la horquilla inferior son:

$$a = 15.4\text{mm}$$

$$c = 15.4\text{mm}$$

$$d_o = 19.81\text{mm}$$

$$t = 10\text{mm}$$

Para que las platinas que forman la horquilla puedan transmitir con seguridad el esfuerzo producido por F_1 , su respectiva geometría constructiva deberá estar definida con guía de la ilustración 67 y cumplir con las siguientes condiciones:

- Distancia del borde del diámetro interno que alojará al bulón (platina de horquilla) al borde más próximo que sea perpendicular al esfuerzo a transmitir, en este caso la componente horizontal de F_1 :

$$a \geq \frac{F_{1X} * \gamma M_o}{2 * t * S_y} + \frac{2 * d_o}{3}$$

$$15.4\text{mm} \geq \left(\frac{\left(\frac{41920\text{N} * \text{Sen}(20^\circ)}{2} \right) * 1.05}{2 * 10\text{mm} * 250 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}} + \frac{(2 * 19.81\text{mm})}{3} \right) = 14.7\text{mm}$$

- Distancia del borde del diámetro interno de la pieza que alojará al bulón (platina de horquilla) al borde más próximo paralelo al esfuerzo a transmitir en este caso la componente horizontal de F_1 :

$$c \geq \frac{F_{1X} * \gamma M_o}{2 * t * S_y} + \frac{d_o}{3}$$

$$15.4\text{mm} \geq \left(\frac{\left(\frac{41920\text{N} * \text{Sen}(20^\circ)}{2} \right) * 1.05}{2 * 10\text{mm} * 250 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}} + \frac{19.81\text{mm}}{3} \right) = 8\text{mm}$$

Donde:

γM_o = Coeficiente parcial para la resistencia del acero con el cual estará fabricada la platina de la horquilla que alojará al bulón, para estados límite últimos, de acuerdo con la Instrucción de Acero Estructural del Gobierno de España (EAE,2011, P.60) [21].

Adicional al cumplimiento de las distancias mínimas de la geometría de la pieza, existen otras relaciones que también deben cumplirse entre el diámetro del agujero en la pieza y el espesor de esta:

$$d_o \leq 2.5 * t$$

$$19.81mm \leq (2.5 * 10mm) = 25mm$$

$$t \geq \left(0.7 * \sqrt{\frac{F_1 * \gamma M_o}{S_y}} \right)$$

$$10mm \geq \left(0.7 * \sqrt{\frac{\left(\frac{41920N}{2} * 1.05\right)}{250 \frac{N}{mm^2}}} \right) = 7.85mm$$

Se evidencia que tanto el diámetro del agujero en la pieza como el espesor de esta, cumplen con las condiciones propuestas.

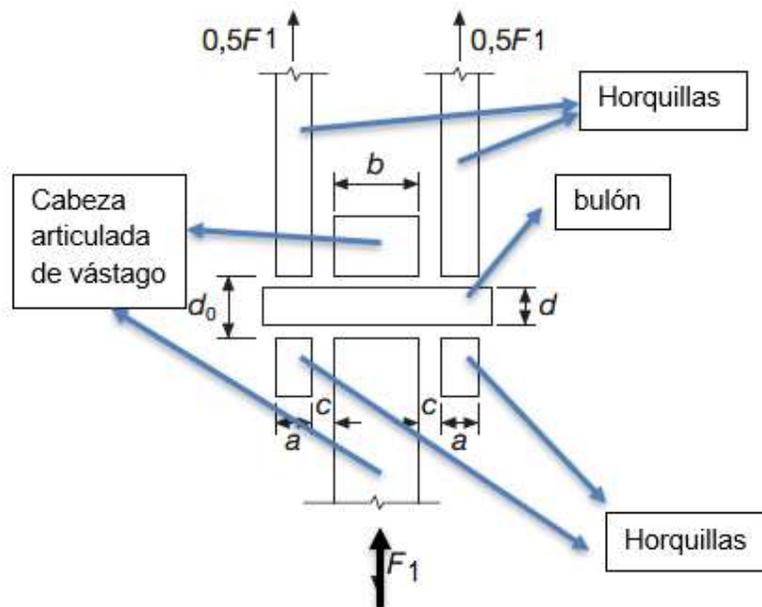


Ilustración 69: Esquema de medidas en punto de articulación inferior, vista invertida, Fuente: autor

En la configuración que se puede apreciar en la ilustración 68, que aplica para el anclaje tanto inferior como superior del actuador lineal de este proyecto, el bulón atraviesa transversalmente tanto las platinas de la horquilla como el Cross Tube del cilindro hidráulico (pieza central), se aprecia que entre estos componentes hay una separación C, esta configuración genera también un momento flector M_{bi} en el bulón en el mismo momento en que la pieza central (cross tube) del cilindro hidráulico se aplica la carga F_{1y} que genera el esfuerzo y se halla mediante la siguiente ecuación:

$$MF1y_{bi} = \frac{F_{1y} * (b + 4 * c + 2 * a)}{8}$$

$$MF1y_{bi} = \frac{(41920N * \cos 20^\circ) * (0.07315m + (4 * 0.001425m) + (2 * 0.01m))}{8}$$

$$= 487 N * m$$

Donde:

M_{bi} = Momento flexor del bulón inferior

F_{1y} = Componente vertical de la fuerza F_1 que causa el momento flector.

Para que el bulón dimensionado, con módulo resistente W y fabricado con un acero de límite elástico Sy_{bi} resista con garantías al momento flector, se deberá cumplir la siguiente condición:

$$MF1y_{bi} \leq \frac{1.5 * W * Sy_{bi}}{\gamma M_b}$$

$$W = \frac{\pi * d^3}{32}$$

Donde:

W = modulo resistente de la sección del bulón

Sy_{bi} = Resistencia a la fluencia material del bulón

d = diámetro del bulón.

γM_b = coeficiente parcial para la resistencia del acero del que está fabricado el bulón
= 1.25

Se procede a hallar W :

$$W = \frac{\pi * (19.81mm^3)}{32} = 763mm^3$$

Posteriormente se resuelve la condición anteriormente planteada:

$$487000 N * mm \leq \left(\frac{1.5 * 763mm^3 * 552 \frac{N}{mm^2}}{1.25} \right) = 505411 N * mm$$

El momento flector causado en el bulón $MF1y_{bi}$ es menor al momento resistente a la flexión de este $MRF1y_{bi}$.

En este sistema se ejercen simultáneamente los dos tipos de esfuerzos, por lo cual debe cumplirse la siguiente relación para que el bulón ofrezca la resistencia necesaria en la unión articulada:

$$\left(\frac{MF1y_{bi}}{MRF1y_{bi}}\right) + \left(\frac{F_1}{FR_{bi}}\right)^2$$

$$\left(\left(\frac{487N * m}{505N * m}\right)^2 + \left(\frac{41.92kN}{112kN}\right)^2\right) = 1 \leq 1$$

6.3.2. ARTICULACIÓN SOPORTE SUPERIOR CILINDRO HIDRÁULICO.

Para el anclaje articulado de la sección superior de cilindro hidráulico, que corresponde a la unión de la punta pivote articulada (rod eye) del vástago con la horquilla superior la cual está sujeta al tubo horizontal superior del Push & Pull; , se va a utilizar un bulón de las siguientes características:

- Material: Acero AISI 1040 T&R (Templado y Revenido) (425°C)
- Tipo: Calibrado Redondo diámetro 19.81mm = 0.78 in
- Longitud = 39.97mm o 1.6 in
- Sección ó Área: 308 mm² = 0.48 in²
- Límite elástico material [S_y]: 552 MPa
- Resistencia tracción material [S_{ut}]: 758 MPa
- Aceleración de la gravedad [g]: 9,81 m/s²



Ilustración 70: . bulón de unión soporte articulado superior y cabeza vástago, Fuente: Autor

Se procede de la misma manera que con el bulón de soporte inferior, a continuación, se hallará la fuerza resistente a cortante simple FR_{bs}

$$FR_{bs} = \frac{0.6 * A * S_{ut}}{1.25 * g} = [kg]$$

$$FR_{bs} = \frac{0.6 * 308mm^2 * 758 \frac{N}{mm^2}}{1.25 * 9.81 \frac{m}{s^2}} = 11423 kg * 9.81 \frac{m}{s^2} = 112 kN$$

Se cumple con la primera relación condición de Fuerza de resistencia de cortante simple debe ser mayor que la fuerza que ocasiona el esfuerzo cortante:

$$FR_{bi} > F_1$$

$$112 kN > 41.92 kN$$

Seguido se continúa con la comprobación de la resistencia de las platinas que forman la horquilla superior y enlazan al bulón superior, se cuenta con los siguientes valores de acuerdo con la ilustración 67:

$$a = 15.5mm$$

$$c = 16.7mm$$

$$d_o = 19.81mm$$

$$t = 10mm$$

Para que las platinas que forman la horquilla puedan transmitir con seguridad el esfuerzo producido por F_1 su respectiva geometría constructiva deberá estar definida con guía de la ilustración 67 y cumplir con las siguientes condiciones:

- Distancia del borde del diámetro interno que alojará al bulón (platina de horquilla) al borde más próximo que sea perpendicular al esfuerzo a transmitir, en este caso la componente horizontal de F_1 :

$$a \geq \frac{F_{1x} * \gamma M_o}{2 * t * S_y} + \frac{2 * d_o}{3}$$

$$15.5mm \geq \left(\frac{\left(\frac{41920N * \text{Sen}(20^\circ)}{2} \right) * 1.05}{2 * 10mm * 250 \frac{N}{mm^2}} + \frac{(2 * 19.81mm)}{3} \right) = 14.7mm$$

- Distancia del borde del diámetro interno de la pieza que alojará al bulón (platina de horquilla) al borde más próximo paralelo al esfuerzo a transmitir en este caso la componente horizontal de F_1 :

$$c \geq \frac{F_{1x} * \gamma M_o}{2 * t * S_y} + \frac{d_o}{3}$$

$$15.5mm \geq \left(\frac{\left(\frac{41920N * \text{Sen}(20^\circ)}{2} \right) * 1.05}{2 * 10mm * 250 \frac{N}{mm^2}} + \frac{19.81mm}{3} \right) = 8mm$$

En cuanto a la relación que debe cumplirse entre el diámetro del agujero y el espesor de cada platina de la horquilla, el resultado es el mismo que en el caso del soporte inferior calculado en el inciso 5.6.4.1, puesto que el espesor de ambas platinas y sus diámetros de agujero son iguales, por lo tanto.

$$d_o \leq 2.5 * t$$

$$19.81mm \leq (2.5 * 10mm) = 25mm$$

$$t \geq \left(0.7 * \sqrt{\frac{F1 * \gamma M_o}{S_y}} \right)$$

$$10mm \geq \left(0.7 * \sqrt{\frac{\left(\frac{41920N}{2} * 1.05 \right)}{250 \frac{N}{mm^2}}} \right) = 7.85mm$$

Posterior a la verificación del cumplimiento de la relación entre diámetro del agujero y espesor de platina, se procede a verificar el esquema de configuración como se visualiza en la ilustración 68, cuya configuración aplica tanto para el soporte inferior como superior y se cuenta con las siguientes medidas para el caso del soporte superior:

$$d_o = 19.81mm$$

$$a = 10mm$$

$$b = 17mm$$

$$c = 0.96mm$$

por lo cual se procede a hallar el momento flector en el bulón superior de la misma manera como se halló en el inferior:

$$MF1y_{bs} = \frac{F_{1y} * (b + 4 * c + 2 * a)}{8}$$

$$MF1y_{bs} = \frac{(41920N * \text{Cos}20^\circ) * (0.017m + (4 * 0.00096m) + (2 * 0.01m))}{8} = 201 N * m$$

Donde:

M_{bs} = Momento flexor del bulón superior

F_{1y} = Componente vertical de la fuerza F_1 que causa el momento flector.

El módulo resistente de la sección del bulón superior W es el mismo valor calculado que en el caso del bulón inferior, puesto que su diámetro y material de fabricación son el mismo, de esta manera tenemos:

$$W = \frac{\pi * (19.81mm^3)}{32} = 763mm^3$$

Posteriormente para que el bulón dimensionado, con módulo resistente W y fabricado con un acero de límite elástico Sy_{bs} resista con garantías al momento flector, se deberá cumplir la siguiente condición:

$$MF1y_{bs} \leq \frac{1.5 * W * Sy_{bs}}{\gamma M_b}$$

$$201000 N * mm \leq \left(\frac{1.5 * 763mm^3 * 552 \frac{N}{mm^2}}{1.25} \right) = 505411 N * mm$$

El momento flector causado en el bulón $MF1y_{bs}$ es menor al momento resistente a la flexión de este $MRF1y_{bs}$.

En este sistema se ejercen simultáneamente los dos tipos de esfuerzos, por lo cual debe cumplirse la siguiente relación para que el bulón ofrezca la resistencia necesaria en la unión articulada:

$$\left(\frac{MF1y_{bs}}{MRF1y_{bs}} \right)^2 + \left(\frac{F_1}{FR_{bs}} \right)^2$$

$$\left(\frac{201N * m}{505N * m}\right)^2 + \left(\frac{41.92kN}{112kN}\right)^2 = 0.3 \leq 1$$

6.4. SELECCIÓN DE TORNILLERÍA PARA SOPORTES INFERIOR Y SUPERIOR.

De acuerdo con la fuerza máxima ejercida por el cilindro hidráulico que son 41.92 kN = 9425 lbf, generada durante la extensión del vástago y transmitida directamente a sus soportes tanto inferior como superior se ha realizado el cálculo de resistencia de ambos soportes, a su vez cada uno de estos soportes está anclado a los tubos de sección cuadrada de posición horizontal de la estructura fija y articulable del Push & Pull por medio de tornillos y una placa de retención, para de esta manera formar un sistema de soporte envolvente como se muestra en la ilustración a continuación:

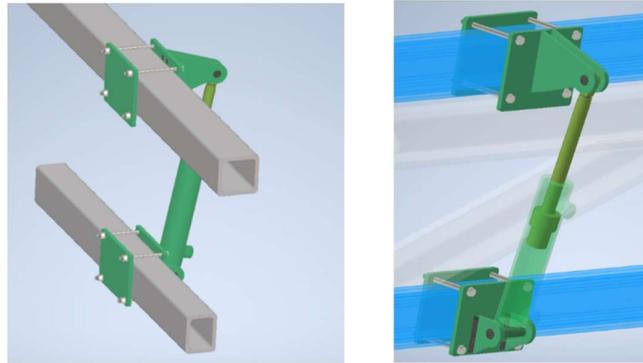


Ilustración 71: sistemas de anclaje de soportes inferior y superior con tornillería, Fuente: Autor

La placa de retención trasera de ambos soportes se fabricaría en ASTM A36, con las mismas medidas de construcción de la placa frontal que contiene las horquillas, sujetas una a la otra con tornillos con las siguientes características:

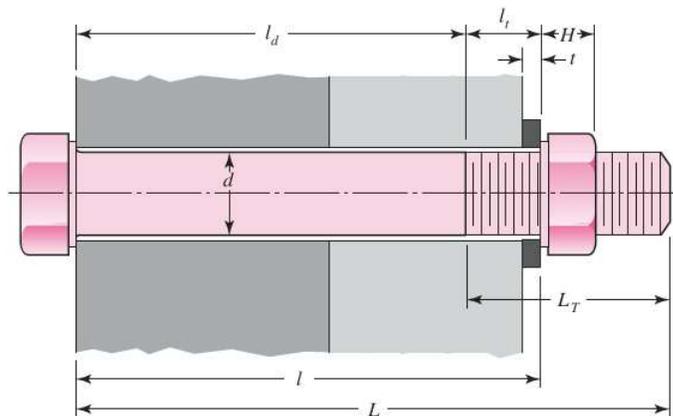


Ilustración 72: Medidas del tornillo propuesto, Fuente: Shigley(2008)

$L = longitud\ total = 5.5\ in = 139.7mm$

$l = longitud\ de\ agarre = 4.78\ in = 121.6\ mm$

$L_T = longitud\ roscada = 1\ in = 25.4mm$

$d = diámetro = 0.375\ in = 9.525mm$

$l_t = longitud\ de\ la\ sección\ roscada\ dentro\ del\ agarre = 0.287\ in = 7.23mm$

$l_a = longitud\ util\ sin\ rosca = 4.5\ in = 114.3mm$

$t = tamaño\ de\ la\ arandela = 0.375\ in = 9.525mm$

$H = altura\ de\ la\ tuerca\ hexagonal\ regular = 0.328\ in = 8.33mm$

Se ha elegido un tornillo grado SAE No.5, que de acuerdo con los datos extraídos del libro de Richar G. Budynas y Keith Nisbett (Diseño en ingeniería Mecánica de Shigley 8va edición de 2008, P.418) [22]; cuenta con una resistencia de prueba mínima S_p de 85 kpsi o 586 MPa, una resistencia mínima a la tensión S_t de 120 kpsi o 827 MPa, una resistencia mínima a la fluencia S_y de 92 kpsi o 634 MPa.

Se procede a hallar la reacción a la fuerza que genera el esfuerzo cortante de los tornillos, la cual está solicitada en dirección normal a su eje, mediante la siguiente ecuación:

$$R_{TC} = \frac{0.6 * S_T * A_{T'} * n}{1.25 * g}$$
$$R_{TC} = \frac{0.6 * 827 \frac{N}{mm^2} * 49.99mm^2 * 2}{1.25 * 9.81 \frac{m}{s^2}} = 4045.67\ kg * 9.81 \frac{m}{s^2} = 39688N = 39.7kN$$
$$= 8919\ lbf$$

Donde:

R_{TC} = Reacción del tornillo a cortante

S_T = Resistencia mínima a la tensión del tornillo

$A_{T'}$ = Área de esfuerzo de tensión, tomado del libro de Richar G. Budynas y Keith Nisbett (Diseño en ingeniería Mecánica de Shigley 8va edición de 2008, P.399) [23]

n = número de planos de corte del tornillo, para todos los casos son dos planos ya que cada tornillo atraviesa 2 platinas.

g = aceleración de la gravedad

La fuerza transmitida a cada soporte se divide en los 4 tornillos que tiene cada uno, por lo cual, para que los tornillos puedan soportar el esfuerzo cortante se debe cumplir la siguiente condición:

$$R_{TC} \geq \frac{F_1}{4}$$

$$39.7 \text{ kN} \geq \left(\frac{41.92 \text{ kN}}{4} \right) = 10.48 \text{ kN}$$

Para hallar el esfuerzo cortante en los tornillos, se procede a continuación a hallar el área de aplicación del esfuerzo:

$$A_S = t \left(\frac{\pi * D^2}{4} \right)$$

$$A_S = 4 * \left(\frac{\pi * (0.375 \text{ in}^2)}{4} \right) = 0.442 \text{ in}^2$$

Donde:

A_S = área de aplicación del esfuerzo cortante

D = Diámetro del tornillo

t = número de tornillos por soporte.

$$\tau = \frac{F_1}{A_S}$$

$$\tau = \frac{9.425 \text{ klb}f}{0.442 \text{ in}^2} = 21.32 \text{ kpsi} = 147 \text{ MPa}$$

Donde:

τ = Esfuerzo cortante

F_1 = Fuerza que provoca el esfuerzo

A_S = Área de aplicación

$$n = \frac{S_{SY}}{\tau}$$

$$n = \frac{(0.577 * 92 \text{ kpsi})}{21.32 \text{ kpsi}} = 2.48$$

Conociendo el resultado del esfuerzo cortante se calculó el factor de seguridad con la ecuación anterior donde:

n = Factor de seguridad

S_{sy} = Resistencia de fluencia al cortante

τ = Esfuerzo cortante.

7 CALCULOS PARA SELECCIÓN DE MANGUERAS HIDRÁULICAS Y ACCESORIOS DE CONEXIÓN.

En el mercado existen varios proveedores de mangueras contando con diferentes métodos de selección de mangueras, en particular Parker Hydraulics cuenta con el método STMAPED un acrónimo cuyas letras tienen cada una un significado y una actividad a realizar las cuales se traducen y definen a continuación:

- *S size* ó tamaño refiere al diámetro interno de la manguera
- *T temperature*, puntualmente se refiere a la temperatura del medio en cual se desempeñará la manguera, así como la temperatura máxima del fluido que transportará.
- *A application*, el tipo de proceso en el que se usará, industria, maquinaria, etc.
- *M media*, refiere al tipo de fluido que transportará la manguera
- *P pressure*, la presión máxima de trabajo del sistema
- *E ends*, refiere al tipo de medio de conexión, la clase de conectores que se requerirán.
- *D delivery*, refiere sobre las condiciones o certificaciones que se requiere sea probada la manguera (pruebas hidrostáticas, etc.).

Se procede a iniciar hallando el diámetro interno de la manguera, para lo cual se requiere de los datos del caudal de trabajo, para lo cual se remite a los incisos 5.1.6 y 5.1.7 donde se halla tanto el caudal requerido para el avance Qr_a como el caudal requerido para el retorno Qr_r , sin embargo, se toma el valor de caudal más alto:

$$Qr_a = 18.23 \frac{l}{min} = 4.82 \text{ US gpm}$$

$$Qr_r = 16.41 \frac{l}{min} = 4.34 \text{ US gpm}$$

Paso seguido y por medio del libro de José Roldán Vilorio (Prontuario de Hidráulica industrial y electricidad aplicada, 2001.P.87) [24], se procede a identificar el valor de velocidad de circulación de fluido desde el medio controlador o válvula direccional hasta el receptor o actuador:

VELOCIDADES DEL FLUIDO EN TUBERÍAS			
Conductos	Velocidades del fluido en m/s.		
	Presiones de trabajo en bar.		
	de 0 a 25	de 25 a 100	de 100 a 300
De presión	de 3,0 a 3,5	de 3,5 a 4,5	de 4,5 a 6,0
De alimentación		de 0,5 a 1,0	
De retorno		de 1,5 a 2,0	

Tabla 12: asignación de velocidad de circulación de fluido respecto a la presión de trabajo, fuente: Prontuario De Hidráulica (2001)

La presión más alta que sale de la válvula direccional que comandará el cilindro hidráulico, es de $1450 \text{ psi} = 100 \text{ bar}$, por lo cual remitiéndose a la tabla 12 se selecciona el valor de $4.5 \frac{m}{s}$. con esta información se procede a hallar el área de la sección del ducto para posteriormente hallar el diámetro interno:

$$Qr_a = v * A \Rightarrow A = \frac{Qr_a}{v}$$

$$A = \frac{\pi * d_m^2}{4} \Rightarrow Q = v * \frac{\pi * d_m^2}{4} \Rightarrow d_m = \sqrt{\frac{4 * Qr_a [\frac{m^3}{s}]}{\pi * v [\frac{m}{s}]}}$$

$$d_m = \sqrt{\frac{4 * (3.04 * 10^{-4} \frac{m^3}{s})}{\pi * 4.5 \frac{m}{s}}} = 0.0093m = 9.3mm = 0.365in$$

Donde:

Qr_a = Caudal requerido para el avance del cilindro hidráulico.

v = velocidad de circulación del fluido dentro de la manguera

d_m = diámetro interno de la manguera

A = área de la sección interna de la manguera

Con esta información se procede a realizar la selección correspondiente inicial de medida, se tiene claro que el resultado de diámetro es de $0.365in$, se realiza su aproximación al número estandarizado más próximo que sería $0.375in$

correspondiente a $\frac{3}{8}in$, seguido de esto se procede a seleccionar mediante el catálogo de Parker Hydraulics el numero interno del fabricante, el cual ayuda también a seleccionar los accesorios de conexión.

dash	inch	DN	mm
-3	3/16	5	4.8
-4	1/4	6	6.4
-5	5/16	8	7.9
-6	3/8	10	9.5
-8	1/2	12	12.7

Tabla 13: Selección del número de clasificación Parker Hydraulic a partir del ID de manguera, Fuente:Parker Hydraulics(2022)

387 HOSE

DELIVERING VALUE AND PERFORMANCE FOR HIGH-PRESSURE APPLICATIONS

Lightweight and flexible, 387 Hose consistently delivers maximum performance and hose life across all sizes and markets using an efficient force-to-flex design.



Part Number	ISO 18752 Performance			Hose I.D.			Pressure Rating				min. bend radius	weight		
	Standard Cover 387	Tough Cover 387TC	Super Tough 387ST	DN	Inch	Size	mm	mm	max. working pressure	min. burst pressure				
									MPa	psi	MPa	psi	mm	kg
387XX-6	AC	AC	AC	10	3/8	-6	9.5	17.4	21.0	3000	84.0	12000	65	0.34
387XX-8	AC	AC	AC	12	1/2	-8	12.7	20.7	21.0	3000	84.0	12000	90	0.43
387XX-10	AC	AC	AC	16	5/8	-10	15.9	23.9	21.0	3000	84.0	12000	100	0.49
387XX-12	AC	AC	AC	19	3/4	-12	19.1	27.8	21.0	3000	84.0	12000	120	0.86
387XX-16	AC	AC	AC	25	1	-16	25.4	35.4	21.0	3000	84.0	12000	150	1.17
387XX-20	BC	CC	CC	31	1 1/4	-20	31.8	46.3	21.0	3000	84.0	12000	210	2.59
387XX-24	BC	CC	CC	38	1 1/2	-24	38.1	52.8	21.0	3000	84.0	12000	250	2.99
387XX-32	BC	CC	CC	51	2	-32	50.8	66.2	21.0	3000	84.0	12000	320	4.09

Inner Tube: Synthetic Rubber

Reinforcement: One- or two-braid steel wire for sizes -4 to -16
Four-spiral for sizes -20 to -32

Temperature Range: Standard Cover: -40°C to +100°C
ToughCover & SuperTough: -40°C to +125°C

Fitting Series:

Series 43/48 for sizes -4 to -16

Series 43/77 for size -20

Series 77 for sizes -24 to -32

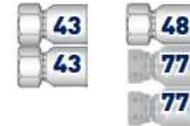


Tabla 14: Características manguera seleccionada, Fuente: Parker Hydraulics (2022)

Si bien la presión de trabajo del sistema de levante es menor a la presión máxima del sistema, la manguera cumple con soportar la presión máxima del sistema, ya que maneja un rango de presión hasta 3000 PSI, la presión de quiebre o máxima de ruptura es de 4 veces la presión máxima de la manguera es decir 12000 psi;

adicionalmente es compatible con accesorios de conexión JIC 37° con medidas desde $\frac{1}{4}$ in hasta 2 in.

Los adaptadores que se conectarán en los puertos del cilindro hidráulico y que servirán para posteriormente conectar las mangueras de alimentación seleccionadas son adaptadores y racores de tubo JIC abocardados a 37° Triple-Lok® | #6-8 F5OX-S del fabricante Parker Hydraulics, como se puede observar en la sección de anexos.

8 ESQUEMA HIDRÁULICO.

Como se había mencionado en el apartado 4.2 acerca de las condiciones iniciales del sistema hidráulico, la consola de control de la maquina Torquemaster, cuenta con un bloque de válvulas para accesorios conformado por varios bancos de válvulas direccionales 5/3 con centro cerrado, adicionalmente se mencionó que el fabricante del equipo siempre reserva un banco de válvulas libre, con el propósito de usarlo como respaldo o como instalación de algún tipo de actuador en el futuro; se quiere aprovechar este banco para desde allí comandar los movimientos del sistema de levante; a partir de los cálculos realizados en el apartado 5.1.6 y 5.1.7 donde se hallaron los valores de caudal requerido para el avance y caudal requerido para el retroceso Q_{ra} y Q_{rr} respectivamente, se realizaron las regulaciones de caudal requeridas por medio de las válvulas de estrangulación que vienen incluidas en el banco de válvulas libre que se utilizara para que el sistema provea al actuador de las condiciones específicas con las que el fluido aceite hidráulico ISO 68 convierta la energía de presión en energía mecánica.

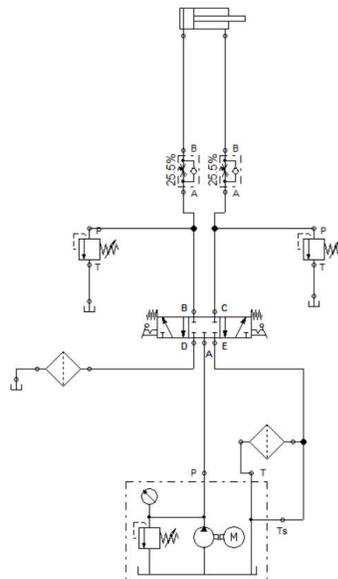


Ilustración 73: Esquema hidráulico sistema de levante componente Push & Pull, Fuente: autor

9 ANALISIS POR ELEMENTO FINITOS.

Mediante la simulación por elementos finitos, se analizarán las horquillas de soporte superior, inferior, bulones superiores e inferior, tornillería de anclaje de soportes, dado que son los componentes los cuales presentan mayor riesgo de falla por los esfuerzos que genera la carga de ascenso que es la mayor, equivalente a 41920 N o 9425 lbf.

El software que permite y con el cual se apoya la realización del presente capítulo es Autodesk Inventor Professional 2022, se podrá analizar las tensiones y desplazamientos de la fuerza que genera el cilindro hidráulico en el avance del vástago y genera el levantamiento de la estructura articulable; Los esfuerzos admisibles en cada elemento del modelo están asociados a los materiales asignados a los mismos.

Objetivo general y configuración:

Objetivo del diseño	Punto único
Tipo de estudio	Análisis estático
Fecha de la última modificación	23/10/2022, 21:24
Estado de modelo	Principal
Vista de diseño	Default
Posicional	Principal
Detectar y eliminar modos de cuerpo rígido	No
Separar tensiones en superficies de contacto	No
Análisis de cargas de movimiento	No

Tabla 15: Especificaciones del diseño para el análisis por elementos finitos, Fuente: autor

Configuración de malla:

Tamaño medio de elemento (fracción del diámetro del modelo)	0.16
Tamaño mínimo de elemento (fracción del tamaño medio)	0.14
Factor de modificación	1.5
Ángulo máximo de giro	60 gr
Crear elementos de malla curva	No
Usar medida basada en pieza para la malla del ensamblaje	Sí

Tabla 16: Configuración de malla para el volumen de control, Fuente: autor

9.1.ASIGNACIÓN DE MATERIALES.

Para el modelo planteado, se asumen los siguientes materiales y especificaciones mecánicas:

- Horquillas de soporte superior e inferior: ASTM A36
- Bulones de soporte y articulación: AISI 1040 T&R ((templado y revenido a 425°C)
- Soldaduras tanto para horquillas superior e inferior a placa base: E7018.
- Tornillos de amarre 3/8"-13 UNC x 5.5" grado SAE 5: ASTMA449

Propiedades Mecánicas Acero A36		Notas
Resistencia a la tracción, MPa (ksi)	400-550 (58-80)	Placas de acero, formas y barras
Limite elástico (Esfuerzo de fluencia), MPa (ksi), ≥	250 (36)	Espesor ≤ 200mm (8 pulg.)
	220 (32)	Espesor de placas de acero > 200mm (8 pulg.)
Elongación, %, ≥	20	Placas y barras en 200 mm (8 pulg.)
	23	Placas y barras en 50 mm (2 pulg.)
Dureza Brinell, HBW	119-162	Basado en la conversión de resistencia a la tracción
Módulo de elasticidad, GPa (ksi)	200 (29×10 ³)	-
Prueba de impacto Charpy con muesca en V, J (ft·lb), ≥	27 (20)	Formas estructurales, ubicación alternativa del núcleo
Módulo de corte, GPa (ksi)	79,3 (11,5×10 ³)	-
Fy del acero A36 (Limite de fluencia), MPa (ksi), ≥	250 (36)	-

Tabla 17: Descripción de propiedades Acero ASTM A36, Fuente: Material mundial.com, disponible en: Material Mundial (2022)

Tempering Temperature (°C)	Yield Strength (MPa)	Ultimate Tensile Strength (MPa)	Elongation (%)	Reduction in Cross Section (%)	HRB	Impact Energy (J)
205	593.6	779.2	19.4	48.5	93	81.8
315	589.5	777.5	20.6	53.4	91	72.5
425	552.3	768.4	21.2	54.3	86	82.4
535	490.5	717.4	27.5	57.5	82	103.5
645	434.4	634.4	29.4	65.6	80	120.7

Tabla 18: Descripción de propiedades Acero AISI 1040 T&R 425°C, Fuente: General de Aceros (2007)

CLASIFICACIÓN				
AWS A5.1	E7018			
ISO 2560-A	E 42 3 B 32 H5			
PROPIEDADES MECÁNICAS TÍPICAS, SOBRE EL METAL DEPOSITADO				
	R. Tensión (mpa)	Lim. Elástico (mpa)	Elongación (%)	Resistencia al impacto
Standard	≥ 490	≥ 400	≥ 20	≥ 27
Valores típicos	595	515	26	125

Tabla 19: Descripción de propiedades Electrodo 7018, Fuente: Jet Arco (2022)

Identification Grade Mark	Specification	Fastener Description	Material	Nominal Size Range (in.)	Mechanical Properties		
					Proof Load (psi)	Yield Strength Min (psi)	Tensile Strength Min (psi)
	SAE J429 Grade 5	Bolts, Screws, Studs	Medium Carbon Steel, Quenched and Tempered	1/4 thru 1Over 1 to 1-1/2	85,000 74,000	92,000 81,000	120,000 105,000
				1/4 thru 1Over 1 to 1-1/2	85,000 74,000	92,000 81,000	120,000 105,000
	Over 1-1/2 thru 3			55,000	58,000	90,000	

Tabla 20: Descripción de propiedades tornillos SAE grado 5, Fuente: Ingeniería y Mecánica automotriz (2022)

Componente	Esfuerzos Cálculados (MPa)	Esfuerzo de Fluencia Material (Mpa)	Material
Horquilla superior (área base soldadura)	49	≥ 490	E7018
Horquilla superior (área circundantesoldadura)	16	250	ASTM A36
Horquilla inferior	130	250	ASTM A36
Bulón superior	153	552	AISI 1040 T&R 425°C
Bulón inferior	272	552	AISI 1040 T&R 425°C

Tabla 21: Relación materiales seleccionados por componente y esfuerzos de fluencia

9.2.APLICACIÓN DE CARGA Y RESTRICCIONES.

Se establecen cargas de aceleración de la gravedad y la fuerza aplicada por el cilindro hidráulico en la extensión del vástago, en cuanto a las restricciones, estas se aplican a las bases de la estructura fija del push & pull como fijas.

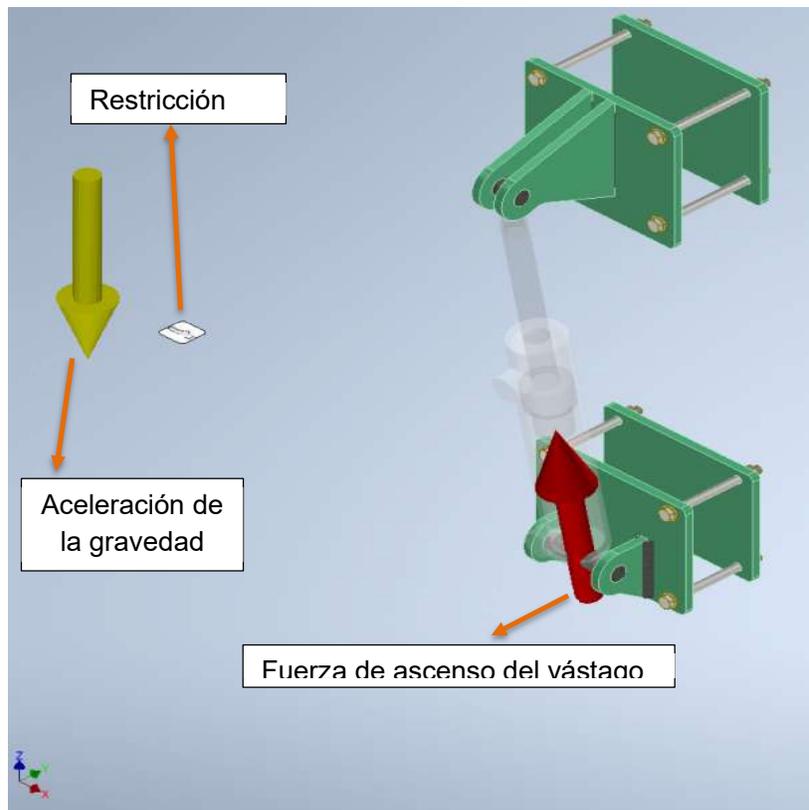


Ilustración 76: Restricción y carga en modelo 3d de inventor. Fuente: autor

9.3.RESULTADOS.

A continuación, se presentan los resultados de la simulación realizada a las horquillas de soporte. Como resultado, bajo una fuerza F_1 de 41920 N en las zonas más críticas, con esta fuerza los valores de esfuerzo combinado y factor de seguridad están dentro de lo admisible.

9.3.1. ESFUERZO DE VON MISES – HORQUILLAS SOPORTE SUPERIOR, CARGA UBICADA EN LA LÍNEA DE EJE DEL CILINDRO HIDRÁULICO.

Durante el análisis de elementos finitos realizado a la horquilla superior junto con sus uniones soldadas, se logra evidenciar que el esfuerzo máximo hallado por el software, no supera el esfuerzo máximo de fluencia de ninguno de los dos materiales involucrados, en este caso del ASTM A36 de 250 MPa, y del aporte 7018 de 490 MPa.

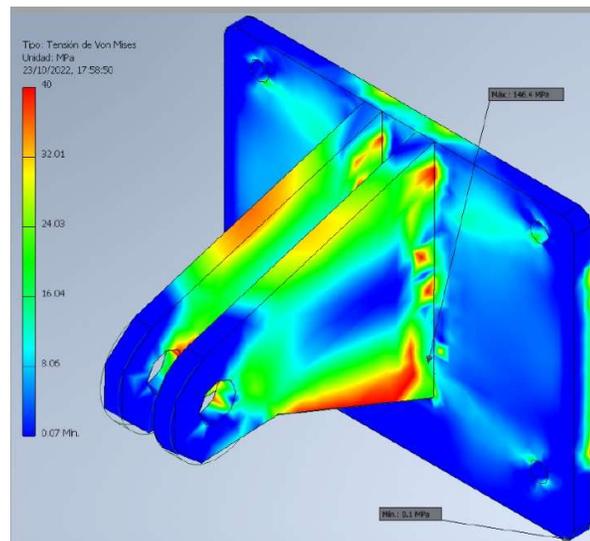
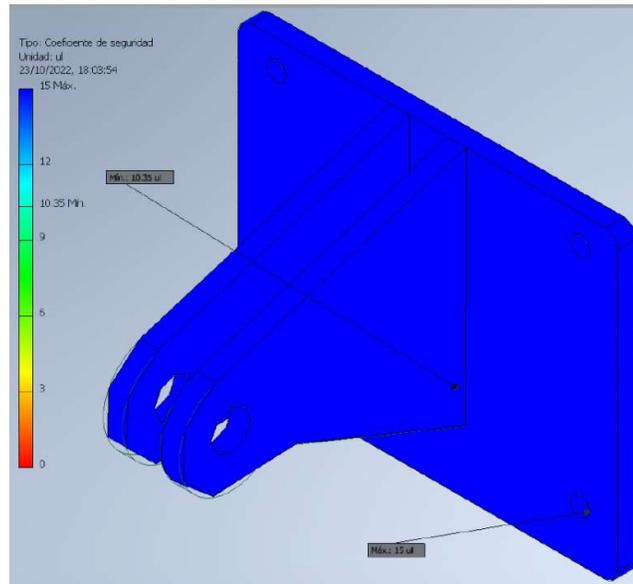


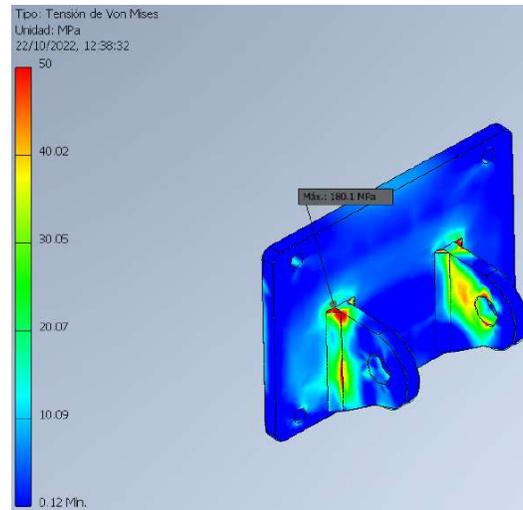
Ilustración 77: Esfuerzo de Von Mises, horquilla superior. Fuente: autor.

9.3.2. FACTOR DE SEGURIDAD – HORQUILLAS DE SOPORTE SUPERIOR, CARGA UBICADA EN LA LÍNEA DE EJE DEL CILINDRO HIDRÁULICO.



Ilustración 78: Factor de seguridad, horquilla superior. Fuente: autor

9.3.3. ESFUERZO DE VON MISES – HORQUILLAS SOPORTE INFERIOR, CARGA UBICADA EN LA LÍNEA DE EJE DEL CILINDRO HIDRÁULICO.



Ilustración 79: Esfuerzo de Von Mises horquilla inferior. Fuente: autor.

Para el caso de análisis de elementos finitos de la horquilla inferior, se observa que al igual que en la horquilla superior, el esfuerzo de Von Mises no supera el máximo valor de resistencia a la fluencia de ninguno de los dos materiales, tanto el de base como el de aporte ASTM A36 de 250 Mpa y E7018 490 Mpa, adicionalmente se observa que con respecto a los cálculos realizado en el inciso 6, hay una desviación

de resultados del 12% con respecto a los cálculos del software INVENTOR PRO-2022.

9.3.4. FACTOR DE SEGURIDAD – HORQUILLAS DE SOPORTE INFERIOR, CARGA UBICADA EN LA LÍNEA DE EJE DEL CILINDRO HIDRÁULICO.

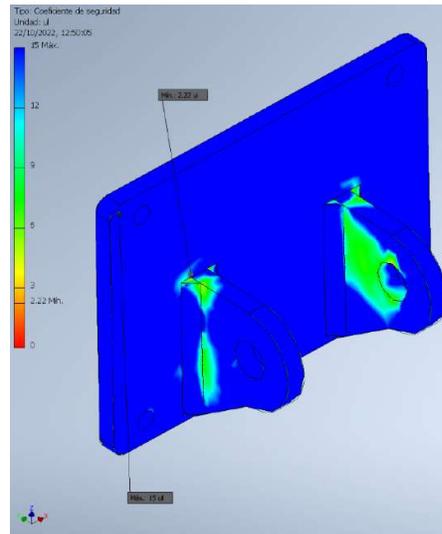


Ilustración 80: Factor de seguridad horquilla inferior. Fuente: autor.

El factor de diseño que se establece como mínimo para sistemas que sufren esfuerzos dinámicos deben ser de 1.25, en este caso el software arroja un factor de diseño de 2.22 como mínimo en las secciones más críticas que son las soldaduras; aun así, cumple con los valores permisibles.

9.3.5. ESFUERZO DE VON MISES – BULÓN SOPORTE Y ARTICULACIÓN SUPERIOR, CARGA UBICADA EN LA LÍNEA DE EJE DEL CILINDRO HIDRÁULICO.

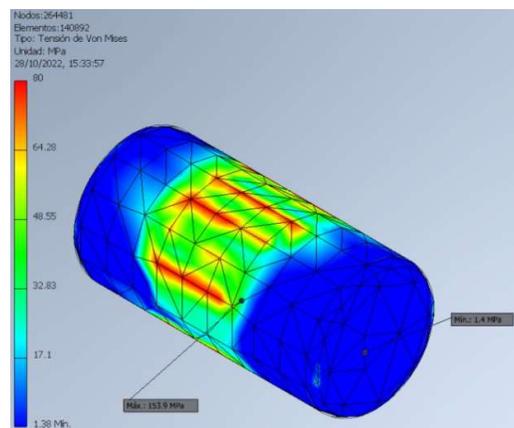


Ilustración 81: Esfuerzo de Von Mises bulón superior. Fuente: autor

9.3.6. FACTOR DE SEGURIDAD – BULÓN SOPORTE Y ARTICULACIÓN SUPERIOR, CARGA UBICADA EN LA LÍNEA DE EJE DEL CILINDRO HIDRÁULICO.

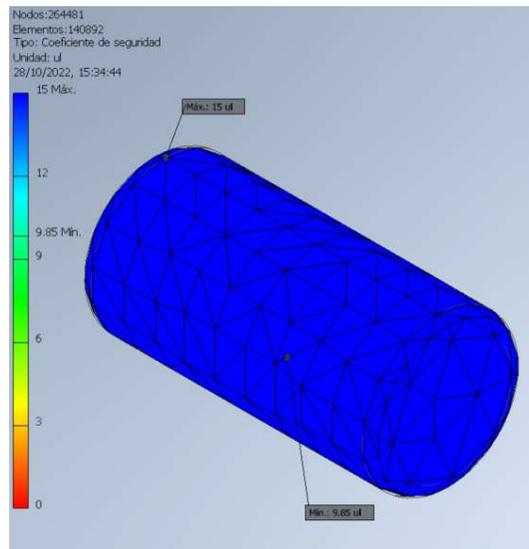


Ilustración 82: Factor de seguridad bulón superior. Fuente: autor.

9.3.7. ESFUERZO DE VON MISES – BULÓN SOPORTE Y ARTICULACIÓN INFERIOR, CARGA UBICADA EN LA LÍNEA DE EJE DEL CILINDRO HIDRÁULICO.

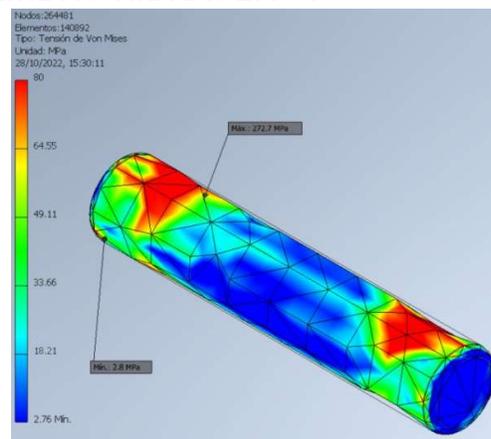


Ilustración 83: Esfuerzo de Von Mises bulón inferior, Fuente: autor. Fuente: autor.

Durante el movimiento de ascenso de la estructura articulable se genera la mayor fuerza, la cual es la de avance del vástago del cilindro hidráulico, esta fuerza es transmitida del cilindro hidráulico a los bulones o pasadores tanto inferior como superior, luego a las horquillas y finalmente a los tornillo de amarre; como se puede observar en la ilustración 81 hay dos puntos críticos que sufren los esfuerzos combinados, sin embargo ese esfuerzo máximo, no supera el valor máximo de

fluencia y ultimo de tensión del material del pasador inferior, al cual se le ha seleccionado Acero AISI 1040 con tratamiento térmico de Templado y Revenido a 425°C, con un S_y 552.3 MPa y S_{ut} de 768.4 MPa; por lo cual se puede determinar que tanto el diseño del bulón como el material, pueden soportar el esfuerzo al que se someterán.

9.3.8. FACTOR DE SEGURIDAD – BULÓN SOPORTE Y ARTICULACIÓN INFERIOR, CARGA UBICADA EN LA LÍNEA DE EJE DEL CILINDRO HIDRÁULICO.

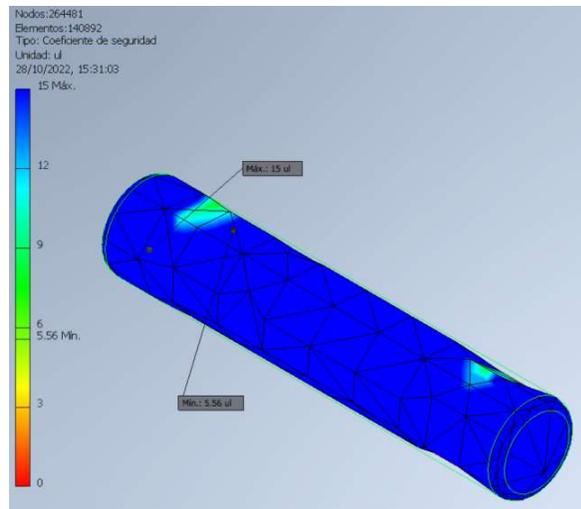


Ilustración 84: Factor de seguridad bulón inferior, Fuente: autor

Como consideraciones del valor de factor de diseño, se debe tener en cuenta que al estar también dentro de un sistema factor de diseño se recomienda sea mínimo de 1.25, se observa en la ilustración 82, que el software arroja un factor de diseño mínimo de 5.43 en el área de esfuerzo crítico.

9.3.9. ESFUERZO DE VON MISES TORNILLERÍA DE AMARRE HORQUILLA SUPERIOR, CARGA UBICADA EN LA LÍNEA DE EJE DEL CILINDRO HIDRÁULICO.

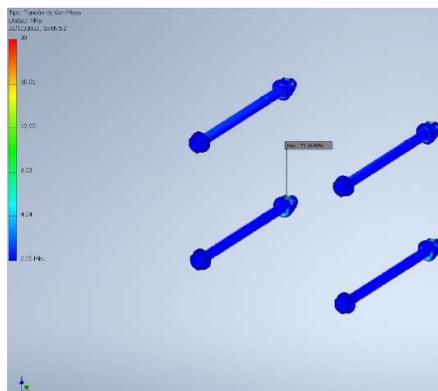


Ilustración 85: Esfuerzo de Von Mises tornillos superiores, Fuente: autor.

9.3.10. FACTOR DE SEGURIDAD – TORNILLERÍA DE AMARRE HORQUILLA SUPERIOR, CARGA UBICADA EN LA LÍNEA DE EJE DEL CILINDRO HIDRÁULICO.

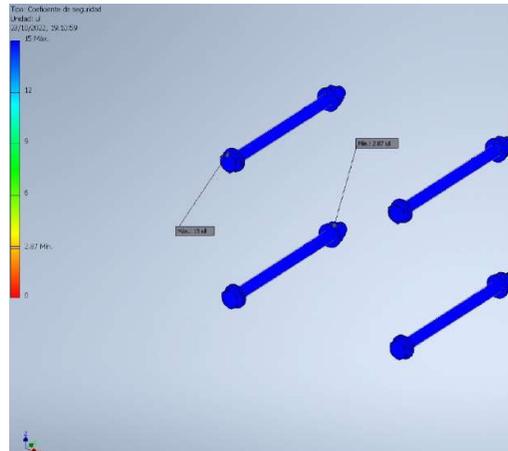


Ilustración 86: Factor de seguridad tornillos superiores. Fuente: autor.

9.3.11. ESFUERZO DE VON MISES TORNILLERÍA DE AMARRE HORQUILLA INFERIOR, CARGA UBICADA EN LA LÍNEA DE EJE DEL CILINDRO HIDRÁULICO.

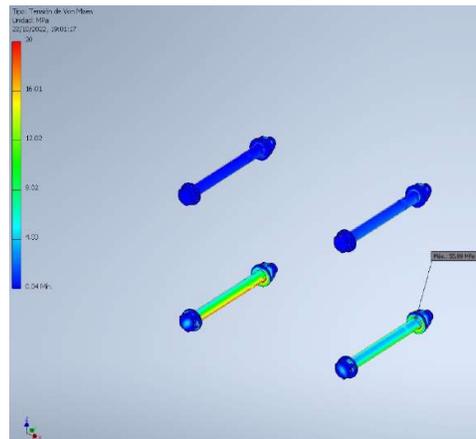


Ilustración 87: Esfuerzo de Von Mises tornillos inferiores. Fuente: autor.

El esfuerzo soportado por los tornillos de amarre inferiores durante la aplicación de carga de ascenso son los mas afectados ya que no solo están soportando el peso del cilindro sino también la fuerza que genera este último sin embargo a pesar del esfuerzo soportado, este no sobrepasa los valores propios de esfuerzo máximo de fluencia y ultimo de tensión del material, al ser SAE grado 5 homologable a un acero ASTM A449 cuenta con un S_y de 558 MPa y S_{ut} de 724 MPa.

9.3.12. FACTOR DE SEGURIDAD – TORNILLERÍA DE AMARRE HORQUILLA INFERIOR, CARGA UBICADA EN LA LÍNEA DE EJE DEL CILINDRO HIDRÁULICO.

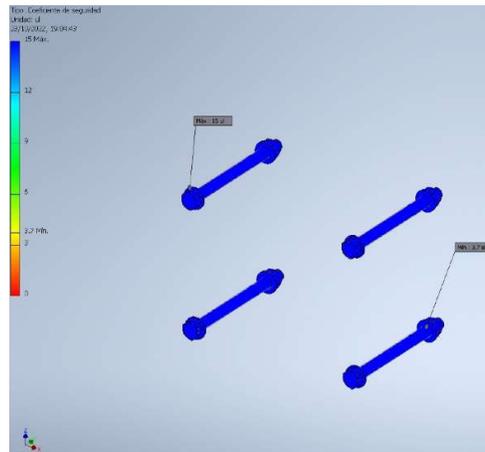


Ilustración 88: Factor de seguridad tornillos inferiores, Fuente: autor.

El análisis por elementos finitos indicó que los esfuerzos de Von Mises para cada componente y de acuerdo con las propiedades de cada material de fabricación es menor al esfuerzo máximo de fluencia de los mismos, de igual manera los resultados de factores de seguridad están dentro de los límites permisibles, por lo cual se concluye que el estudio arroja resultados que permiten contemplar que el sistema operará con seguridad y riesgo muy bajo de deformación y fractura.

10 ANALISIS DE COSTOS.

En este capítulo se desarrollará la evaluación financiera del proyecto en donde se va a determinar la viabilidad de compra e implementación por parte de los clientes propietarios de máquinas Torquemaster.

El desarrollo de la evaluación financiera se realizará en dos partes, los costos de ingeniería y fabricación se darán en pesos colombianos (COP) y los costos de equipos y materiales en dólares americanos (USD) dado que los precios incluyen componentes importados, cuyos precios en pesos colombianos (COP) pueden variar por la TRM.

10.1. COSTOS DE MATERIALES.

Cantidad	Componente	Especificación	Valor unidad	Valor total
1	Cilindro hidráulico	Cilindro de doble efecto, diámetro interno de tubo 2", diámetro de vástago 1", carrera de 6" presión de trabajo 3000 PSI, puertos de alimentación SAE-6	\$ 467.50	\$ 467.50
2	adaptador para cilindro hidraulico	Adpatador hidraulico SAE-8 ORB (3/4"-16UNF)macho a JIC SAE-6 macho	\$ 13.20	\$ 26.40
2	Manguera hidraulica	presión maxima 3000 PSI diámtero interno de 3/8", terminales rectas SAE-6 JIC hembra en un extremo y en el contrario SAE-8 JIC, longitud 7 metros lineales	\$ 123.75	\$ 247.50
1	Cabeza de artiuclación para Vástago	Cabeza de articulación tipo rotula, diametró interno 0.75", rosca de 3/4"-16 UNF	\$ 52.25	\$ 52.25
8	Tornillos de amarre	Tornillo grado SAE 5, de diámetro 3/8"-16UNC longitud de 5.5"	\$ 1.38	\$ 11.04
8	Arandelas planas	arandela plana diaetro interno de 3/8", diametro externo de 1"	\$ 1.02	\$ 8.16
8	Tuercas de Seguridad	Tuerca de seguridad grado SAE 5 de tipo seguridad con nylos, dimetró 3/8" UNC	\$ 1.10	\$ 8.80
1	Horquilla superior	Fabricación de horquilla superior bajo planos en acero ASTM A36, pulidas y pintadas	\$ 35.75	\$ 35.75
1	Horquilla inferior	Fabricación de horquilla inferior bajo planos en acero ASTM A36, pulidas y pintadas	\$ 35.75	\$ 35.75
1	Bulón-Pasador Superior	Fabricación de pasador superior bajo planos suministrados en acero AISI o SAE 1045 T&R (450°C), terminado pulido	\$ 41.25	\$ 41.25
1	Bulón-Pasador inferior	Fabricación de pasador inferior bajo planos suministrados en acero AISI o SAE 1045 T&R (450°C), terminado pulido	\$ 41.25	\$ 41.25
2	Placas de amarre	fabricación bajo planos de platinas de amarre en acero ASTM A36 pulidas y pntadas	\$ 11.00	\$ 22.00
4	Anillos Seeger	Anillos de retención Seeger para exteriores diámetro libre 18,5mm, espesor de 1,75mm, altura de la orejeta 5.5mm, sección maxima de 3mm	\$ 3.85	\$ 15.40
Total antes de IVA			USD\$ \$	1,013.05
TRM del 24-10-2022 COP\$4913			COP\$ \$	4,977,114.65

Tabla 22: Costo de materiales, Fuente autor

10.2. COSTOS DE INSTALACIÓN.

Concepto	Detalle	Valor unitario	cantidad	Precio
Técnico de servicio	1 día de servicio de 8 horas, valor día	\$ 15,000	8	\$ 120,000
	1 bono de servicio por dia facturado COP\$	\$ 150,000	1	\$ 150,000
	Parfiscales, certificaciones, exámenes medicos	\$ 1,200,000	1	\$ 1,200,000
	Dotación	\$ 450,000	1	\$ 450,000
Herramientas y Equipo	Herramienta manual	\$ 850,000	1	\$ 850,000
	flujometro para medición de caudal	\$ 350,000	1	\$ 350,000
	manómetros acople rapido para medicion de presión	\$ 170,000	1	\$ 170,000
Total antes de impuestos en COP\$				\$ 3,290,000
TRM del 24-10-2022 COP\$4913				USD\$ \$ 669.65

Tabla 23: Costos de instalación, Fuente autor

10.3. PRECIOS FINALES DE VENTA

Posterior a la presentación de los costos de materiales y del talento humano solo para la instalación del sistema, se procede a aplicar un porcentaje de pago arancelario del 25% sobre el costo de cada material de la tabla 22, en adición se incrementa un 15% más por manejo administrativo, un 6% por retención y un porcentaje de ganancia del 36%, valores antes de IVA, para dar como resultado la tabla de precios a continuación:

Cantidad	Componente	Especificación	Valor unidad	Valor total
1	Cilindro hidráulico	Cilindro de doble efecto, diámetro interno de tubo 2", diámetro de vástago 1", carrera de 6" presión de trabajo 3000 PSI, puertos de alimentación SAE-6	\$ 850.85	\$ 850.85
2	adaptador para cilindro hidraulico	Adpatador hidraulico SAE-8 ORB (3/4"-16UNF)macho a JIC SAE-6 macho	\$ 24.02	\$ 48.04
2	Manguera hidraulica	presión maxima 3000 PSI diámetro interno de 3/8", terminales rectas SAE-6 JIC hembra en un extremo y en el contrario SAE-8 JIC, longitud 7 metros lineales	\$ 225.23	\$ 450.46
1	Cabeza de artiuclación para Vástago	Cabeza de articulación tipo rotula, diámetro interno 0.75", rosca de 3/4"-16 UNF	\$ 95.00	\$ 95.00
8	Tornillos de amarre	Tornillo grado SAE 5, de diámetro 3/8"-16UNC longitud de 5.5"	\$ 2.50	\$ 20.00
8	Arandelas planas	arandela plana diaetro interno de 3/8", diametro externo de 1"	\$ 1.85	\$ 14.80
8	Tuercas de Seguridad	Tuerca de seguridad grado SAE 5 de tipo seguridad con nylos, dimetro 3/8" UNC	\$ 2.00	\$ 16.00
1	Horquilla superior	Fabricación de horquilla superior bajo planos en acero ASTM A36, pulidas y pintadas	\$ 65.00	\$ 65.00
1	Horquilla inferior	Fabricación de horquilla inferior bajo planos en acero ASTM A36, pulidas y pintadas	\$ 65.00	\$ 65.00
1	Bulón-Pasador Superior	Fabricación de pasador superior bajo planos suministrados en acero AISI o SAE 1045 T&R (450°C), terminado pulido	\$ 75.08	\$ 75.08
1	Bulón-Pasador inferior	Fabricación de pasador inferior bajo planos suministrados en acero AISI o SAE 1045 T&R (450°C), terminado pulido	\$ 75.08	\$ 75.08
2	Placas de amarre	fabricación bajo planos de platinas de amarre en acero ASTM A36 pulidas y pntadas	\$ 20.02	\$ 40.04
4	Anillos Seeger	Anillos de retención Seeger para exteriores diámetro libre 18,5mm, espesor de 1,75mm, altura de la orejeta 5.5mm, sección maxima de 3mm	\$ 7.00	\$ 28.00
Total antes de IVA			USD\$ \$	1,843.35
TRM del 24-10-2022 COP\$4913			COP\$ \$	9,056,378.55

Tabla 24: Precios de venta de materiales, Fuente autor

A su vez se ha presentado en la tabla 23 los costos de la instalación contando con un técnico especializado en hidráulica, para el cual deberá demostrarse ante los clientes potenciales su vinculación laboral directa con la compañía, debido a la reglamentación RUC; se deben efectuar los pagos de rigor de parafiscales, certificaciones, elementos de protección personal y estudios médicos previos al ingreso de las instalaciones de los clientes, posteriormente en la tabla 25 se presenta el precio final de instalación, a cuyos costos se le adicionado un 15% de manejo administrativo, un 6% de retenciones, y un margen de ganancia del 66%, valores antes de impuestos.

Concepto	Detalle		cantidad	Precio
Instalación sistema de levante	*Ensamble de horquillas sopote		1	\$ 1,000.00
	*Ensamble de cilindro hidraulico con bulones pasadores y retención con anillos seeger			
	*Conexión de mangueras y adaptadores hidraulicos			
	*Conexiones de lineas a consola de control			
	*Medición y regulación de caudal para velocidad del actuador			
	*Pruebas de funcionamiento			
Gastos	*Movilización del técnico		1	\$ 252.00
	*Movilización de herramienta y equipos			
Total antes de impuestos			USD\$	\$ 1,252.00
TRM del 24-10-2022 COP\$4913			COP\$	\$ 6,151,076.00

Tabla 25: Precios final de instalación, Fuente autor

Contando ya con los precios finales de venta de materiales y mano de obra de instalación, se procede determinar los precios por proceso de ingeniería para lo cual se ha determinado el incremento de una 15% administrativo, un 6% de retención, y un margen de ganancia del 55% quedando los siguientes valores para los precios del proceso de ingeniería:

Total proceso ingeniería antes de impuestos COP\$	\$	11,034,000
TRM del 24-10-2022 COP\$4913	USD\$	2,245.88
15% admin	\$	1,655,100.00
6% retencion	\$	662,040.00
55% margen	\$	6,068,700.00
Total adición	\$	8,385,840.00
Gran total COP\$	\$	19,419,840.00
Total USD\$	\$	3,952.75

Tabla 26: Precios proceso ingeniería, Fuente autor

Se presenta a continuación el precio final de venta del sistema de levante de accionamiento hidráulico para el componente push & pull para maquinas Torquemaster:

Concepto	Moneda	Valor
Proceso de Ingeniería	\$	1,252.00
Materiales y fabricación	\$	3,952.75
Proceso de Instalación	\$	1,843.35
Total antes de impuestos USD\$	USD\$	\$ 7,048.10
TRM del 24-10-2022 COP\$4913	COP\$	\$ 34,627,315.30

Tabla 27: Precios final de venta del sistema, Fuente autor

CONCLUSIONES.

A través de la solicitud expresa de clientes propietarios de máquinas Torquemaster Griffith en el país, se dio la oportunidad de mejora en el proceso de operación de una de las máquinas más críticas que conforman los talleres de reparación, instalación y mantenimiento de herramientas de perforación de pozos petroleros, esta máquina tiene una gran acogida a nivel Colombia así como a nivel internacional, y es la oportunidad de generar valor agregado al servicio técnico que se presta, incluyendo esta propuesta de mejora dentro del proceso de mejora continua de cada cliente.

Mediante el análisis por el método de puntuación, se logró identificar la mejor alternativa para el diseño del sistema de levantamiento. Los parámetros que se establecen y los que de manera común los clientes manifestaron, permiten una mejor selección final, dando como resultado que el sistema hidráulico por su capacidad de transmitir grandes fuerzas mediante fluidos, brinden un sistema más compacto y eficiente

El punto de partida del diseño de este sistema fue la identificación de la problemática generada no solo a nivel técnico sino también a nivel humano, puesto que podría llegar a afectar la integridad del operador por la manera en la cual se está realizando la manipulación de la estructura articulable; a partir de la identificación del tipo de operación, movimiento y levantamiento de medidas se procedió a generar un primer boceto del análisis de movimiento del cual se identificaron las cargas y fuerzas necesarias para el levantamiento y descenso de la estructura articulable del sistema Push & Pull.

Durante el proceso de selección del cilindro hidráulico de doble efecto, se evidenció que dentro de los parámetros establecidos por la norma ISO 6620, para la normalización de medidas de diámetro interno del tubo, diámetro de émbolo, vástago, y de carrera de émbolo o pistón, se incluían un número estandarizado de valores de medida para la carrera de avance, cuyo valor estandarizado para el cálculo realizado, sería de 400mm, sin embargo este valor era muy alto con respecto al valor de carrera requerido de 177.8mm, por lo cual, se procedió con la búsqueda en el mercado de un proveedor que suministrara el cilindro que cumpliera con los parámetros tanto del estándar para diámetros, como para longitud de carrera requerida especialmente por este diseño, de esta manera se encontró un cilindro con 152,4mm de carrera de émbolo y cuya medida de carrera se optimizaría con el uso de una cabeza articulada de vástago o cabeza de rotula, la cual incrementaría la medida con 31.75mm, de esta manera se procede a realizar los ajustes respectivos en las horquillas de soporte.

Una vez identificadas las características del actuador lineal, en cuanto a fuerza a desarrollar tanto en avance como en retroceso, y conjuntamente en sus medidas constructivas, se procedió al levantamiento de un boceto del sistema de anclaje con

base en los modelos de sistemas de soporte que menciona la norma ISO 8132 e ISO 8133 de accesorios de anclaje para cilindros hidráulicos, sin embargo se observó que las medidas de las placas de amarre de los sistemas propuestos por la norma no eran compatibles con la geometría de la estructura del push & pull; por lo cual se levantó un boceto de horquillas de anclaje basado en los modelos presentados por las normas anteriores y adaptando sus medidas a lo requerido.

Durante el proceso inicial de cálculo de esfuerzos cortantes y momentos flexionantes presentes durante ambos movimientos tanto levantamiento como descenso de la estructura, se observó que la medida entre el punto de finalización de circunferencia del agujero perforado que alojaría el bulón hasta el borde de la horquilla era demasiado reducida, dando pie a la generación de deformación en el momento de aplicar la fuerza, por lo cual se procedió a la corrección y aumento de esta medida.

Durante la simulación del diagrama hidráulico propuesto, en conjunto con las características del cilindro hidráulico y sus accesorios de conexión seleccionado, se observa que el actuador se encuentra dentro del rango de especificaciones para la correcta operación con el sistema hidráulico actual de la consola de control del Torquemaster, sin generar modificación alguna a ese sistema de la consola.

Se logró determinar a través de la simulación de elementos finitos, que las horquillas soldadas a sus placas base, soldaduras, bulones, y tornillería de amarre seleccionada, contaban con factores de seguridad de diseño dentro del rango permisible, así como los esfuerzos combinados generados por la mayor fuerza que es la de ascenso de la estructura, no excedían los límites de fluencia de los materiales propuestos; por lo cual se determinó que la operación es segura en términos de esfuerzos mecánicos.

La propuesta comercial para la implementación de este proyecto es atractiva tanto para el cliente como para el proponente del proyecto, puesto que se seleccionaron componentes de muy buena calidad con marcas reconocidas y gran respaldo, así como los elementos diseñados cumplieron en cálculo y análisis de los requerimientos planteados de esfuerzo; la retribución en la inversión por parte del cliente se verá reflejada en la eliminación del riesgo por manipulación física directa a la estructura articulable, así como la operación independiente del sistema y la eliminación del uso de medios o equipos externos para el levantamiento y descenso de esta estructura articulable.

La automatización del proceso no solo de levantamiento de la estructura articulable como tal, sino de los mandos completos de la consola de control del Torquemaster, son una propuesta de mejora a futuro que queda abierta en este proyecto, es de resaltar que, si bien actualmente el proceso de operación del Torquemaster es un proceso de activación manual desde consola, puede llegar a controlarse y medirse a través de diferentes tipos de sistemas de mando.

GLOSARIO.

- **Actuador:** elemento que desempeña una acción mediante una energía que le ha sido transmitida o suministrada.
- **Amarre:** proceso de anclaje o unión de componentes, con el propósito de mantenerlos unidos mediante un elemento que lo soporte.
- **API:** American Petroleum Institute, Organización de carácter mundial, líder en la estandarización en consenso, para el sector de hidrocarburos.
- **Área anular:** valor de sección circular, resultado de la diferencia entre el área del vástago y el área interna del pistón, el área anular es menor que el área del pistón donde no está el vástago.
- **ASTM:** American Society for testing and materials, organización internacional de Desarrollo de normas más grande del mundo, se crean normas de consenso entre fabricantes consumidores y usuarios.
- **Axial:** expresión propia de acción de un eje o posicionamiento en la línea del mismo.
- **Charnela:** componente similar al de un a bisagra que permite o ayuda al movimiento giratorio o de articulación entre dos piezas.
- **Elementos Finitos:** El continuo se divide en un número finito de partes, “elementos”, cuyo comportamiento se especifica mediante un número finito de parámetros asociados a ciertos puntos característicos denominados “nodos”. Estos nodos son los puntos de unión de cada elemento con sus adyacentes.
- **Esfuerzo Cortante:** producido por una fuerza aplicada y es paralela a la sección transversal de la pieza afectada.
- **Esfuerzo Flexionante:** esfuerzo resultante de la aplicación de una fuerza o fuerzas perpendicularmente al eje de simetría de una pieza la cual tiende a doblarse.
- **ISO:** International organization for standardization, Organización internacional de estandarización, sistema de normalización internacional para productos de áreas diversas.
- **Momento de Fuerza:** magnitud vectorial resultado del producto del vector fuerza por el vector de posición del punto de aplicación de la fuerza.
- **Momento resistente:** El momento resistente o módulo resistente es una magnitud geométrica que caracteriza la resistencia de una pieza mecánica sometida a flexión.
- **Presión nominal:** presión máxima de trabajo de un sistema en condiciones estándar.
- **Pivote:** Extremo cilíndrico de una pieza donde se apoya otra, una de las dos es fija y la otra puede tener un movimiento articulado o giratorio respecto a la fija.
- **SAE:** Society of Automotive Engineering, entidad que promueve la unificación de normas y materiales entre las diferentes industrias automovilísticas y otros que interactúan con ese mercado.

BIBLIOGRAFÍA.

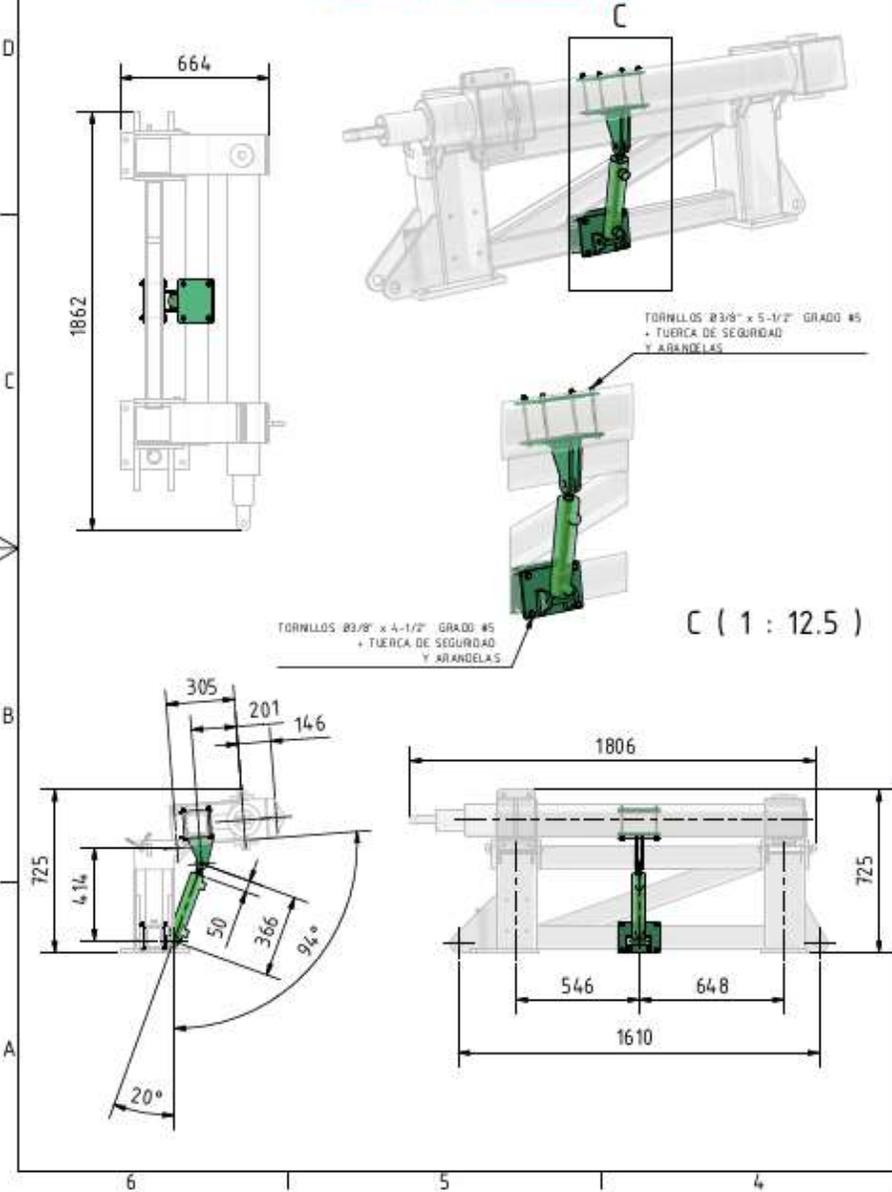
- [1] Ministerio de Trabajo y Seguridad Social, “Resolución 2400 del 22 de Mayo de 1979 Por el cual se establecen algunas disposiciones sobre vivienda, higiene, y seguridad en los establecimientos de trabajo”[Internet], República de Colombia; disponible en : <http://www.bogotajuridica.gov.co/sisjur/normas/Norma1.jsp?i=53565>
- [2] Jerry D. Wilson, Antony Buffa, Bo Lou, “Física” 6ta edición, editorial Pearson-Pentice Hall, ISBN:978-970-26-0851-6, Mexico 2001.
- [3]-[5] Vickers Systems S.A. “Manual de Oleohidráulica móvil” editorial Blume, ISBN:84-7031-549-8, España 1985.
- [4] Alberto Frutos Guerra, “Investigación, análisis, y desarrollo de un manual para el diseño de un sistema oleodinámico”, Universidad Autónoma de Nuevo León, México 2020, [internet], disponible en: <https://cd.dgb.uanl.mx/handle/201504211/2129>
- [6] Rexroth a Bosch Company, “Simbología gráfica conforme ISO 1219”, [internet], disponible en: https://dcr.resource.bosch.com/media/br/training/treinamentos_2020/arquivos_2/Simbologia_Grafica_ISO1219_ES.pdf
- [7]-[8]-[9]-[11]-[12]-[13]-[14]-[24] José Roldán Vilorio, “Prontuario de Hidráulica industrial y electricidad aplicada”, editorial Paraninfo-Thompson Learning, ISBN: 84-283-2810-2, España 2001.
- [10] ISO International Standardization Organization, “ISO 8132 Hydraulic fluid power-single rod cylinders, 16 MPa (160 bar) medium and 25 MPa (250 bar) series-mounting dimensions for accessories” reference number: ISO 8132:2006, Suiza 2006.
- [15]-[16]-[17]-[18]-[22]-[23] Richard G. Budynas & Keith Nisbett, “Diseño en ingeniería mecánica de Shigley”, 8va edición, editorial McGraw Hill, ISBN10: 970-10-6404-6, ISBN13: 978-970-10-6404-7; México 2008.
- [19] Autodesk Inventor, “Formulas de cálculo de uniones por soldadura en tapones”, Temas de ayuda, [internet], disponible en: <https://knowledge.autodesk.com/es/support/inventor/learn-explore/caas/CloudHelp/cloudhelp/2018/ESP/Inventor-Help/files/GUID-CEAFB7A4-3FDE-41E2-AAC1-5209F1CA9BF3-htm.html>
- [20]-[21] Gobierno de España, ministerio de fomento, secretaría técnica, “EAE Instrucción de acero estructural con comentarios de los miembros de la comisión permanente de estructuras de acero”, NIPO: 161-11-169-3, España 2011.
- [25] Bueno Juan Antonio, “Unidad didáctica Simbología Neumatica e Hidraulica”, IES Gonzalo Anaya, Chirivella, España, 2022, [internet], disponible en: http://www.portaleso.com/neumatica/ud_simbologia_neu.pdf

[26] ROEMHELD HILMA, STARK, “Cosas interesantes a conocer sobre cilindros hidráulicos”, 2012, [internet], disponible en:
https://www.roemheldgruppe.de/fileadmin/user_upload/downloads/technische_informationen/Wissenswertes_Hydraulikzylinder_es_0212.pdf.

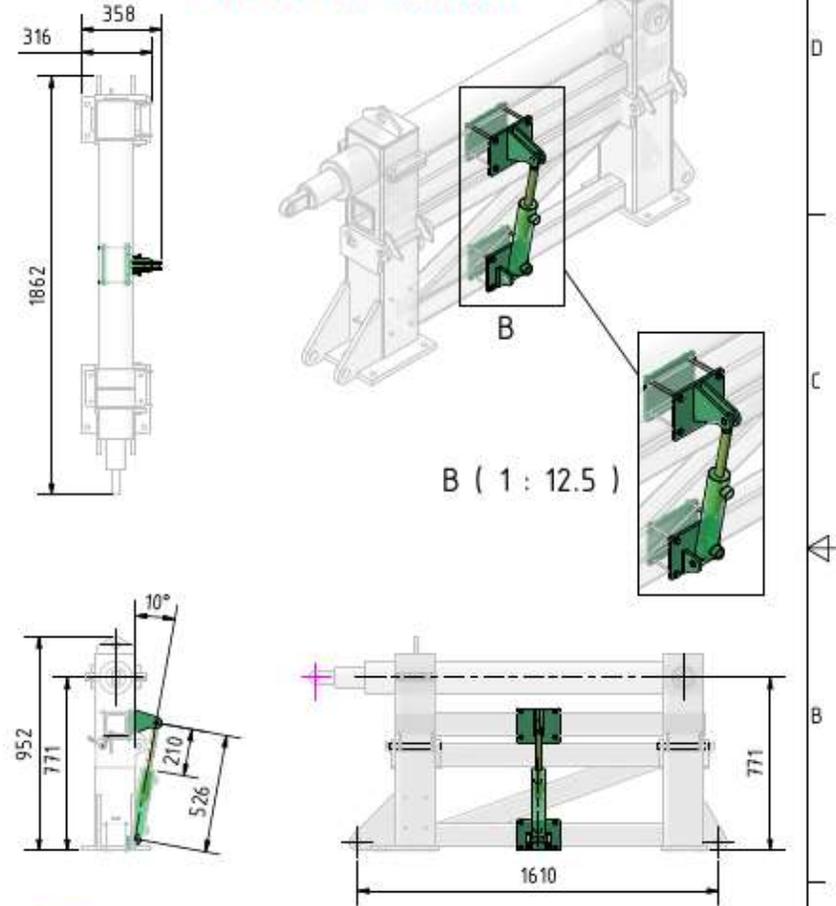
ANEXOS.

- A. PLANOS DETALLADOS SISTEMA DE LEVANTE
- B. DIAGRAMA HIDRAULICO PRUEBA ASCENSO
- C. DIAGRAMA HIDRAULICO PRUEBA DESCENSO
- D. FICHA TECNICA CILINDRO HIDRAULICO
- E. FICHA TECNICA CABEZA ARTICULADA DE VASTAGO
- F. FICHA TECNICA MANGUERAS HIDRAULICAS
- G. FICHA TECNICA CONECTORES HIDRAULICOS
- H. FICHA TECNICA ANILLOS SEEGER

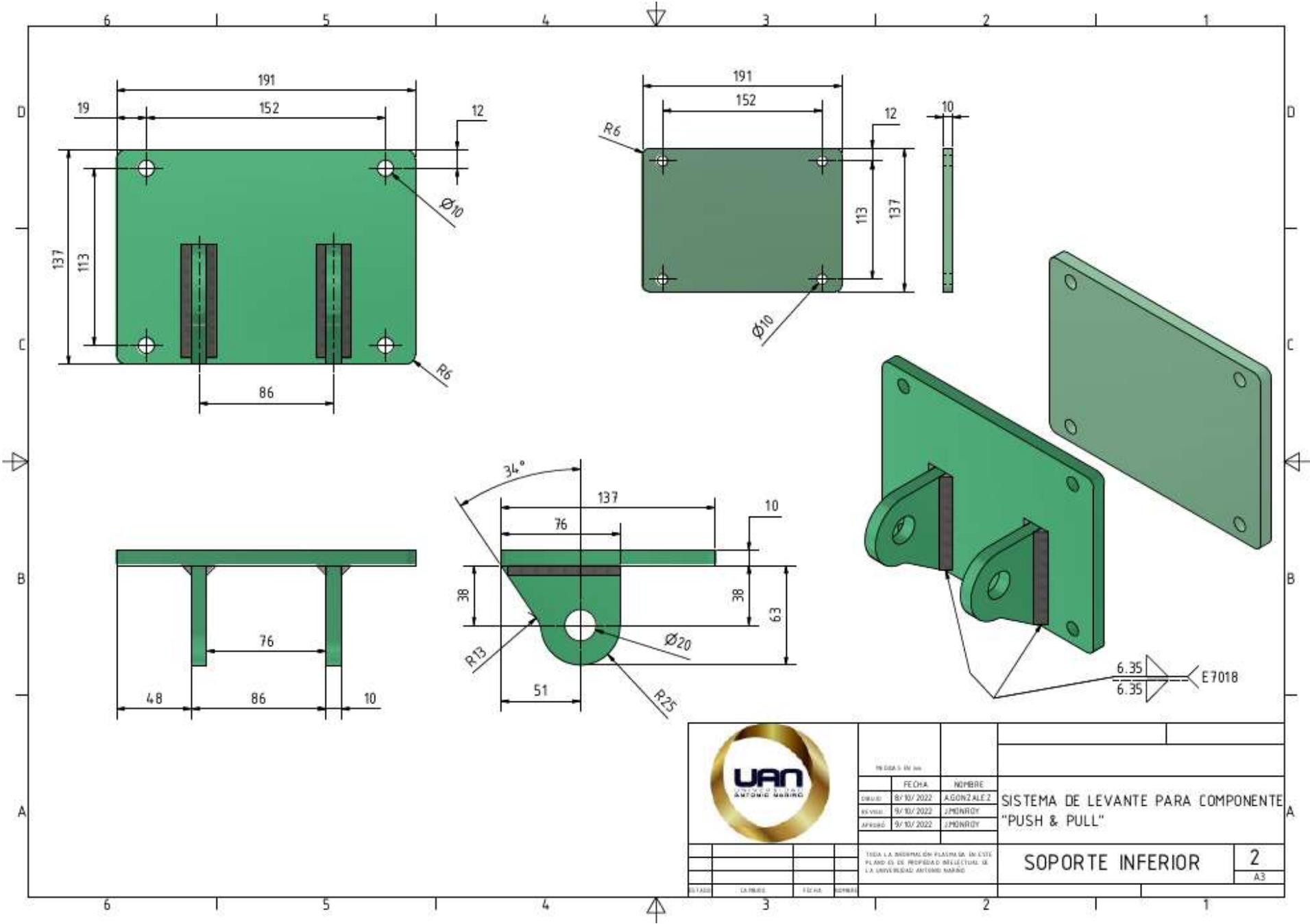
POSICIÓN DE DESCENSO



POSICIÓN DE ASCENSO



	REVISIÓN EN		
	FECHA	NOMBRE	
	DISEÑO	8/10/2022	AGONZALE Z
	REVISÓ	9/13/2022	J.PONROY
	APROBÓ	9/15/2022	J.PONROY
TODA LA INFORMACIÓN PLASMADA EN ESTE PLANO ES DE PROPIEDAD INTELECTUAL DE LA UNIVERSIDAD ANTONIO MARIANO			
ENSAMBLE GENERAL			1 A3



PROCESO DE IN		
	FECHA	NOMBRE
DISEÑO	07/10/2022	AGONZALEZ
REVISIÓN	07/10/2022	JPONDROY
APROBADO	07/10/2022	JPONDROY

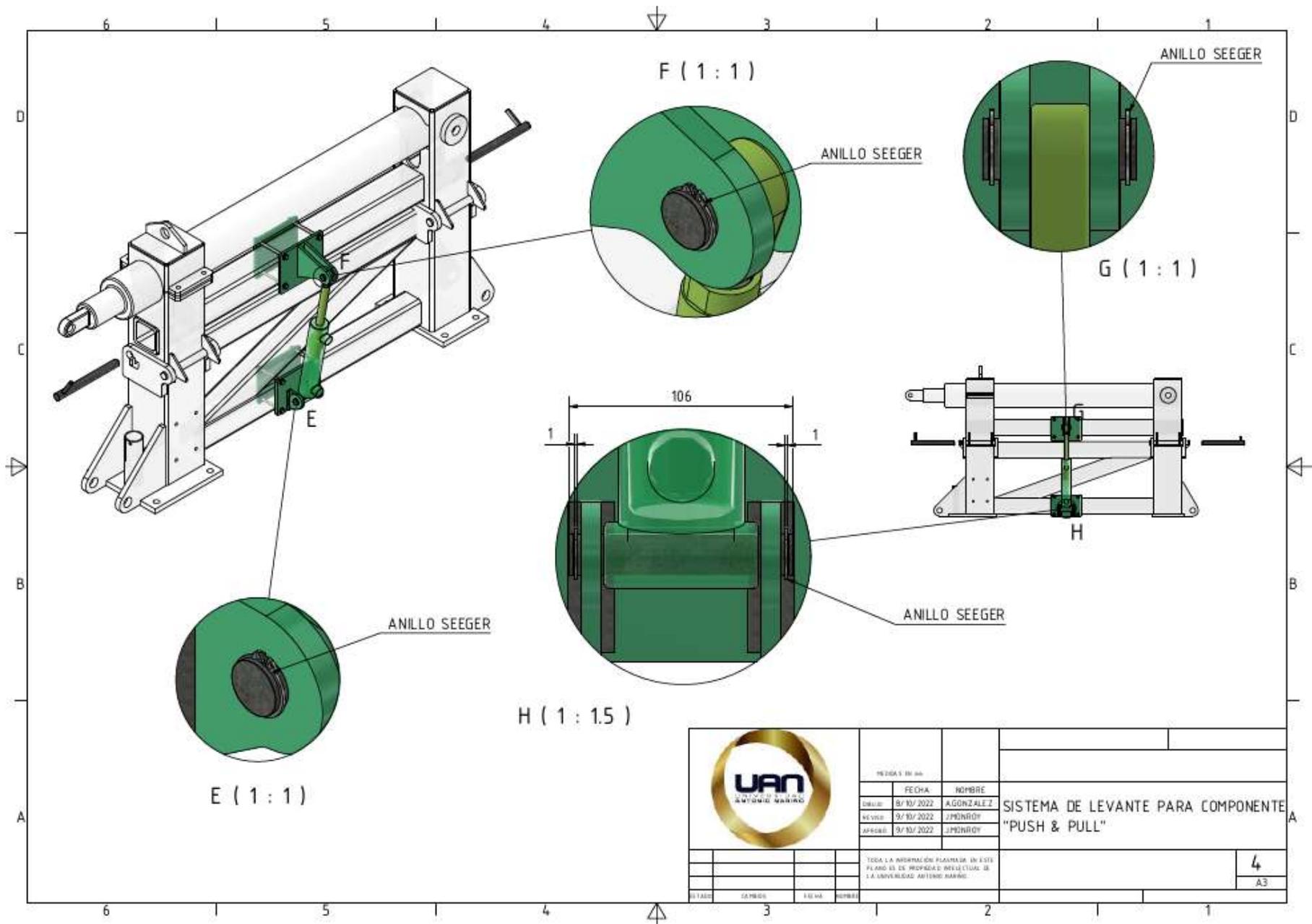
SISTEMA DE LEVANTE PARA COMPONENTE "PUSH & PULL"

TODA LA INFORMACIÓN PLASMADA EN ESTE PLANO ES DE PROPIEDAD INTELECTUAL DE LA UNIVERSIDAD ANTONIO NARIÑO

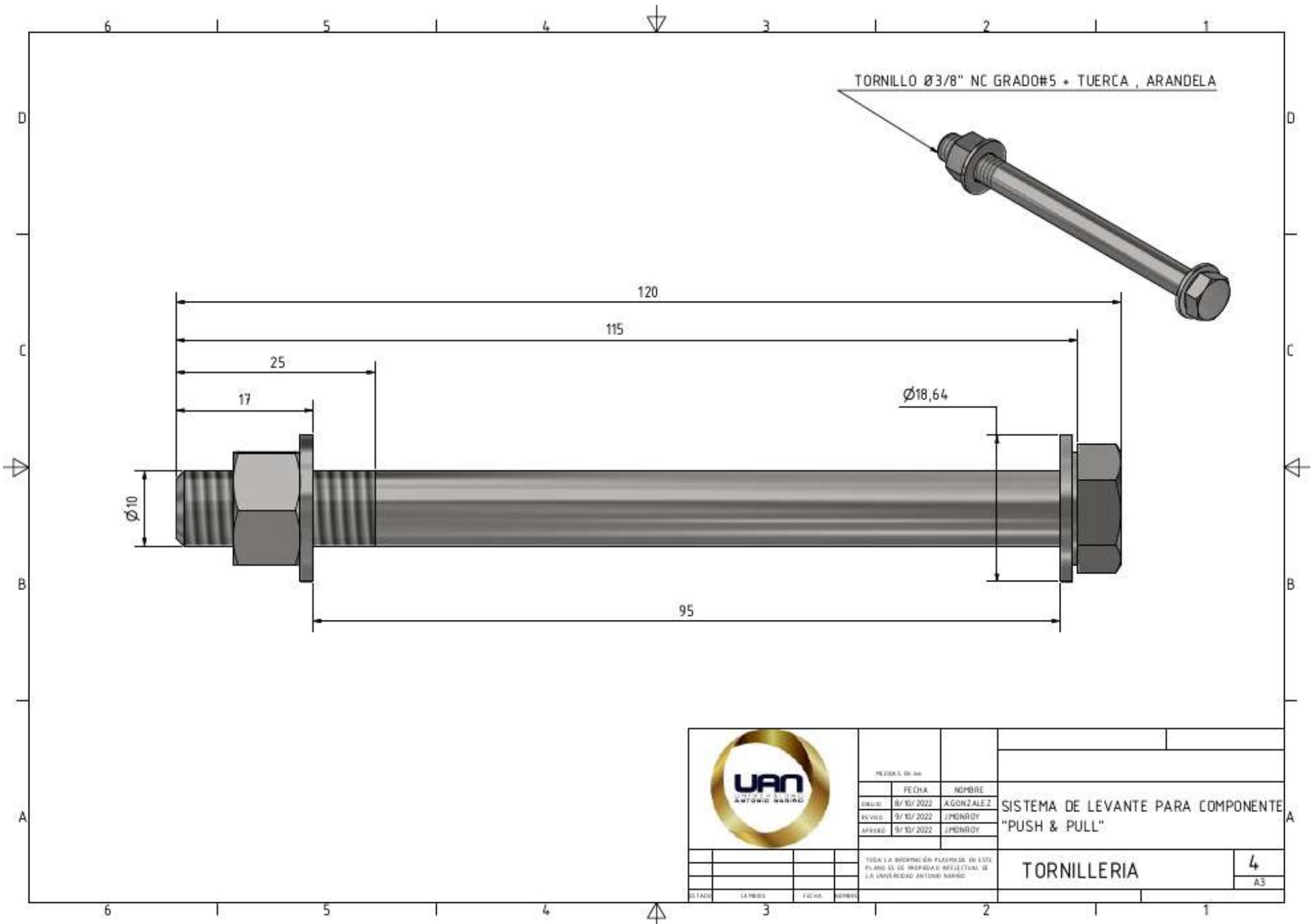
SOPORTE INFERIOR

2
A3

ESTADO	LA BRASA	FECHA	NOMBRE



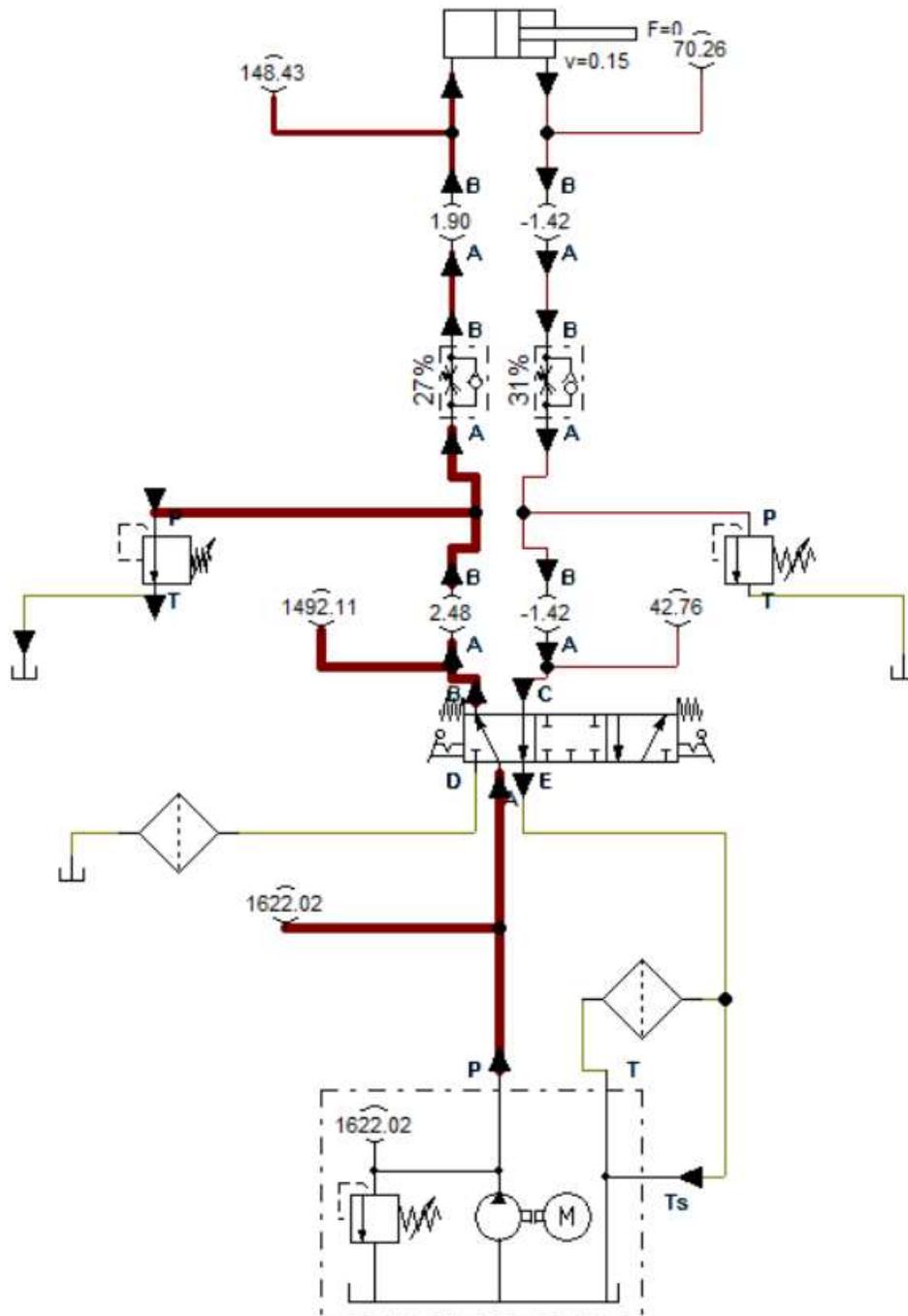
	Hoja 1 de 04		SISTEMA DE LEVANTE PARA COMPONENTE "PUSH & PULL"
	FECHA:	NOMBRE:	
	SEVEN:	DISEÑADOR:	
	APROBADO:	COMPROBADO:	
TODA LA INFORMACIÓN PLASMADA EN ESTE PLANO ES DE PROPIEDAD INTELECTUAL DE LA UNIVERSIDAD ANTONIO GARRIDO.			4 A3
ESTADO:	CEBERRIO:	FECHA:	NOMBRE:



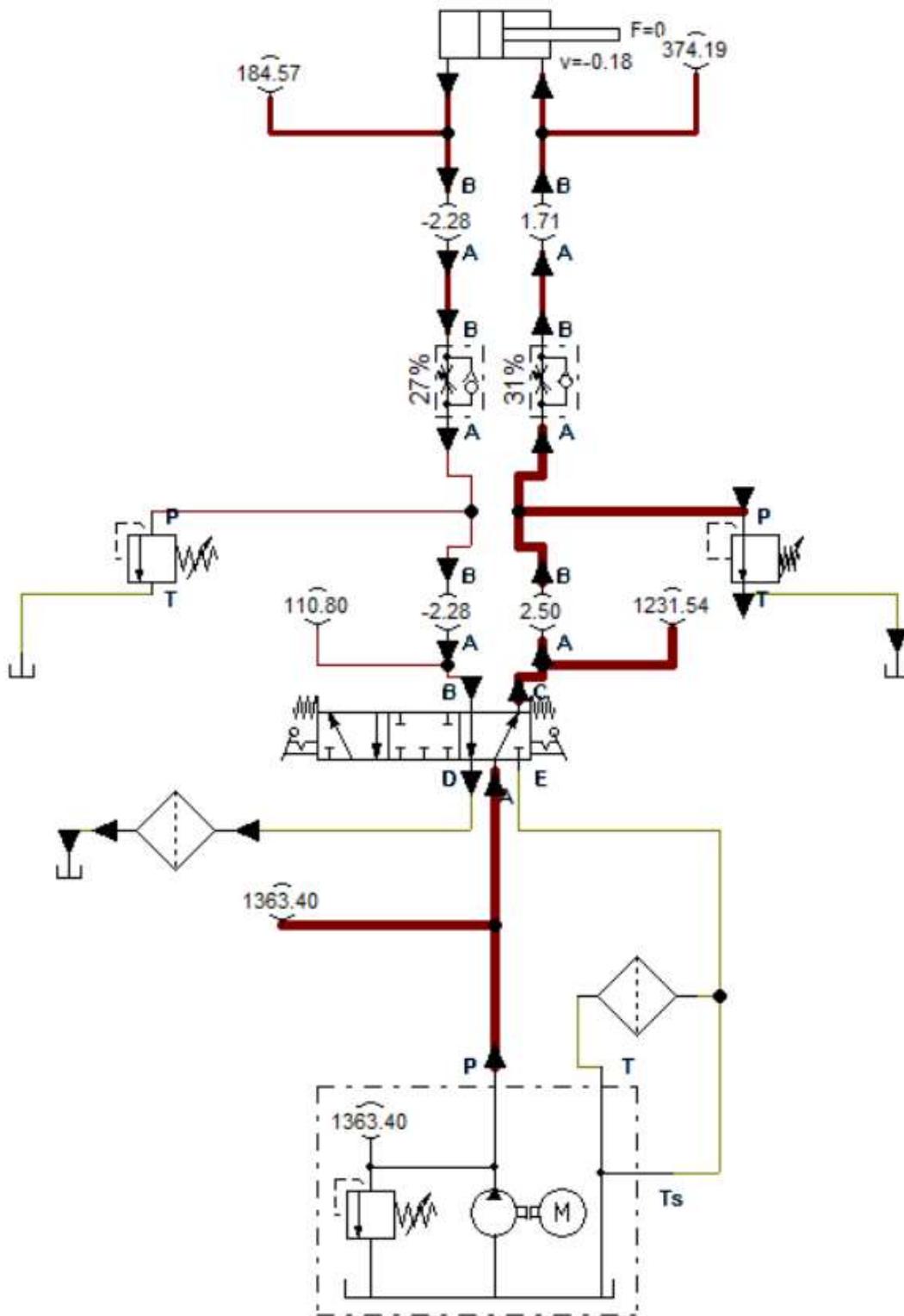
		PIEDRA EN INCH			
		FECHA	NOMBRE		
		ELABORADO: 07/10/2022	AGONZALEZ		
		REVISADO: 07/10/2022	JPONROY		
		APROBADO: 07/10/2022	JPONROY		
		TITULO LA INFORMACION PLASMADA EN ESTE PLANO ES DE PROPIEDAD INTELLECTUAL DE LA UNIVERSIDAD ANTONIO MARRERO			
ESTADO	LAPORADA	FECHA	NOMBRE	TORNILLERIA	
				4 A3	

SISTEMA DE LEVANTE PARA COMPONENTE "PUSH & PULL"

B. DIAGRAMA HIDRAULICO PRUEBA ASCENSO



C. DIAGRAMA HIDRAULICO PRUEBA DESCENSO



D. FICHA TÉCNICA CILINDRO HIDRAULICO

YORK CROSS TUBE

The YORK Cross Tube is a high quality welded cylinder utilizing a strong forged steel cross tube base and welded rod cross tube with grease zerks. Designed for performance, the YORK cylinder has a heavy duty piston and piston stem. The internally threaded gland reduces the cross section and is easily removed for maintenance. YORK Cross Tube cylinders are well suited for light to medium duty applications.

STANDARD FEATURES

Intended Use: Double acting applications	Piston Material: Ductile iron 65-45-12 (ASTM A536)
Rated Pressure: 3000 PSI	Piston Locknut: High tensile grade C
Rod Material: High tensile SAE C1045, ground and polished hard chrome plated	End Mounts: Cross tube
Barrel Material: High tensile SAE C1026/S&S2.3 cold drawn tube precision honed for extended seal life	Ports: SAE
Gland Material: Ductile iron 65-45-12 (ASTM A536)	Port Plugs: High quality steel
	Internal Seals: North American
	Paint Finish: 2 part urethane black
	Testing: 100% full cycle tested

Bore (inches)	RAM Part Number	Stroke (inches)	Rod Diameter (inches)	Pin Center to Center (inches)		Ports	Pin Diameter Nominal (inches)	Maximum Rated Pressure & Column Load on Full Extension		Shipping Weight (lbs)
				Retracted	Extended			Pressure (PSI)	Load (lbs)	
1.50	R4507500	4	1.000	12	16	SAE-E	0.750	3000	5300	6
	R4507501	6		14	20					7
	R4507502	8		16	24					8
	R4507503	10		18	28					9
	R4507504	16		24	40					12
	R4507505	20		28	48					14
	R4507506	24		32	56					16
2.00	R4507507	4	1.000	12	16	SAE-E	1.000	3000	9425	10
	R4507508	6		14	20					12
	R4507509	8		16	24					13
	R4507510	10		18	28					14
	R4507511	12		20	32					16
	R4507512	14		22	36					17
	R4507513	16		24	40					19
	R4507514	18		26	44					20
	R4507515	20		28	48					21
	R4507516	24		32	56					24
	R4507517	30		38	66					29
	R4507518	32		40	72					30
	R4507519	36		44	80					32
	R4507520	40		48	88					36
	R4507521	48		56	104					42
2.50	R4507522	4	1.000	12	16	SAE-E	1.000	3000	14725	14
	R4507523	6		14	20					16
	R4507524	8		16	24					18
	R4507525	10		18	28					19
	R4507526	12		20	32					21
	R4507527	14		22	36					23
	R4507528	16		24	40					25
	R4507529	18		26	44					27
	R4507530	20		28	48					29
	R4507531	24		32	56					33
	R4507532	30		38	66					39
	R4507533	32		40	72					40
	R4507534	36		44	80					44
	R4507535	40		48	88					48
	R4507536	48		56	104					56

© 2010 RAM. All rights reserved. Reproduction of this document is prohibited without the written permission of RAM. All weights are approximate shipping weights.

E. FICHA TÉCNICA CABEZA ARTICULADA DE VÁSTAGO

Catalog HY08-SB1300-1/NA

Spherical Bearing Mount Accessories

Schrader Bellows offers a complete range of Cylinder Accessories to assure you of the greatest versatility in present or future cylinder applications. Accessories offered for spherical bearing mount cylinders include the Rod Eye,

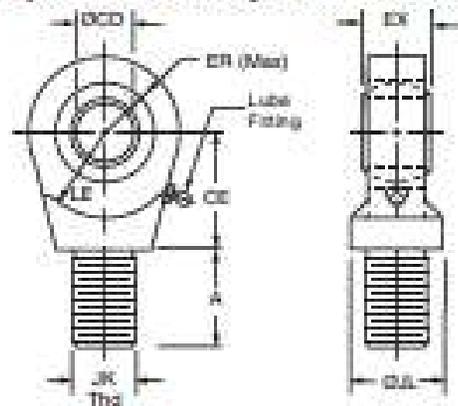
Cylinders

Spherical Bearing Mount Accessories

Pivot Pin and Clevis Bracket. To select the proper part number for any desired accessory refer to the tables below.

View
Table of
Contents

Spherical Rod Eye Dimensions



Order to fit Paton Rod Thread Size.

Bore Ø	Part No.	CD Ø	A	CE	EX	ER	LE	JK Thread	JL Ø	Load Capacity (lb)
1.50	0961000050	.5000 ^{±.0005}	0.72	0.86	0.44	0.80	0.78	7/16-20	0.88	2644
2.00 & 2.50	0961000075	.7500 ^{±.0005}	1.02	1.25	0.66	1.14	1.06	3/4-16	1.31	9441
3.25	0961000100	1.0000 ^{±.0005}	1.52	1.88	0.88	1.34	1.45	1-14	1.50	16860
4.00	0961000138	1.3750 ^{±.0005}	2.02	2.13	1.19	1.67	1.91	1 1/4-12	2.00	28562
5.00	0961000175	1.7500 ^{±.0005}	2.14	2.50	1.53	2.05	2.16	1 1/2-12	2.00	43005
6.00	0961000200	2.0000 ^{±.0005}	2.89	2.75	1.75	2.60	2.50	1 7/8-12	2.75	70193

F. FICHA TÉCNICA MANGUERAS HIDRAULICAS

387 HOSE

DELIVERING VALUE AND PERFORMANCE FOR HIGH-PRESSURE APPLICATIONS

Lightweight and flexible, 387 Hose consistently delivers maximum performance and hose life across all sizes and markets using an efficient force-to-flex design.



Part Number	Standard Cover 387	Tough Cover 387TC	Super Tough 387ST	Hose I.D.				Hose O.D.	Pressure Rating				min. bend radius	weight
				DN	Inch	Size	mm		MPa	psi	MPa	psi		
387XX-4	AC	AC	AC	6	1/4	-4	6.4	13.4	21.0	3000	84.0	12000	50	0.24
387XX-6	AC	AC	AC	10	3/8	-6	9.5	17.4	21.0	3000	84.0	12000	65	0.34
387XX-8	AC	AC	AC	12	1/2	-8	12.7	20.7	21.0	3000	84.0	12000	90	0.43
387XX-10	AC	AC	AC	16	5/8	-10	15.9	23.9	21.0	3000	84.0	12000	100	0.49
387XX-12	AC	AC	AC	19	3/4	-12	19.1	27.8	21.0	3000	84.0	12000	120	0.86
387XX-16	AC	AC	AC	25	1	-16	25.4	35.4	21.0	3000	84.0	12000	150	1.17
387XX-20	BC	CC	CC	31	1 1/4	-20	31.8	46.3	21.0	3000	84.0	12000	210	2.59
387XX-24	BC	CC	CC	38	1 1/2	-24	38.1	52.8	21.0	3000	84.0	12000	250	2.99
387XX-32	BC	CC	CC	51	2	-32	50.8	66.2	21.0	3000	84.0	12000	320	4.09

Inner Tube: Synthetic Rubber

Reinforcement: One- or two-braid steel wire for sizes -4 to -16

Four-spiral for sizes -20 to -32

Temperature Range: Standard Cover: -40°C to +100°C

Fitting Series:

Series 43/48 for sizes -4 to -16

Series 43/77 for size -20



21 MPa (3000 psi)

G. FICHA TÉCNICA ACCESORIOS DE CONEXIÓN



Adaptadores y racores de tubo JIC abocardados a 37° Triple-Lok® | #6-8 F50X-S ZJ

Los adaptadores y racores de tubo JIC abocardados a 37° Triple-Lok® de Parker suponen una fiable conexión metal a metal sin fugas para la mayoría de aplicaciones hidráulicas de alta presión.

[☰ Ver página de la serie](#) [➔ compartir / correo electrónico](#) [🖨 Imprimir](#)

Especificaciones técnicas

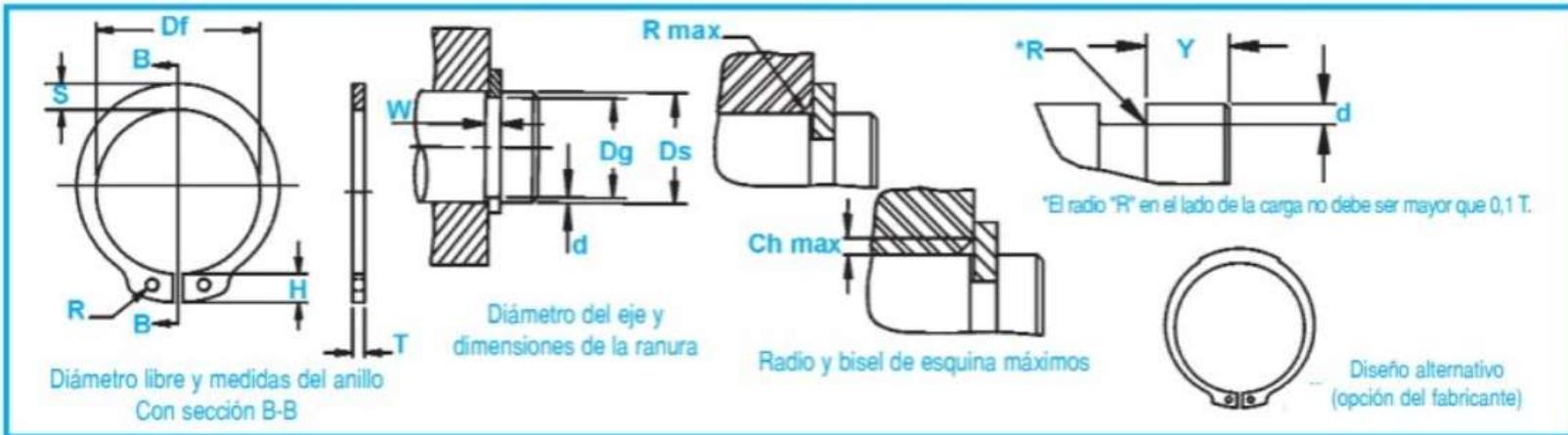
Tipo de conexión:	Abrazadera 37°, De tubo a SAE-ORB	Cumplimiento con especificaciones:	SAE J514
Presión dinámica máxima:	6000 psi	Forma:	Recta
Tamaño de la conexión 1:	Abrazadera 37° macho	Diámetro exterior del tubo de la conexión 1:	3/8 inch, 10 mm
Tamaño de la conexión 2:	SAE-ORB macho	Diámetro exterior del tubo de la conexión 2:	nd
Tamaño de la rosca de la conexión 2:	3/4-16 inch, nd	Tamaño de la conexión 3:	nd
Diámetro exterior del tubo de la conexión 3:	nd	Tamaño de la rosca de la conexión 3:	nd
Tamaño de la conexión 4:	nd	Diámetro exterior del tubo de la conexión 4:	nd
Material de la junta tórica:	90 durómetro nitrilo	Material del cuerpo:	Acero, níquel zinc

H. FICHA TECNICA ANILLOS SEEGER

Montados Axialmente, Externos, Métricos

Este anillo para trabajos pesados ofrece al usuario una capacidad mayor de carga de empuje

Anillos DSR



NO. DE ANILLO	EJE DIA.	TAMANO DE RANURA			TAMANO Y PESO DEL ANILLO						DATOS SUPLEMENTARIOS					LÍMITES DE RPM			
		DIÁMETRO		ANCHURA	PROFUNDIDAD	ESPESOR ***		DIÁMETRO LIBRE		ALTIMA DE LA OREJETA	SECCIÓN MAX.	DIÁMETRO DEL AGUJERO.	PESO kg/1000	MARGEN DEL BORDE	CARGA DE EMPUJE Anillo		CARGA DE EMPUJE Ranura	Radio y bisel admisibles Cham.	Carga máx. c/ R/Ch. Máx.
		Ds	Dg			Tol.	W Min.	d	T										
DSR-12	12	11,5		1,60	0,25	1,50		11,0		3,4	1,8	1,7	0,75	0,7	11,30	1,53	1,0	4,5	75000
DSR-15	15	14,3		1,60	0,35	1,50		13,8	+0,10	4,8	2,4	2,0	1,20	0,7	15,50	3,20	1,0	4,5	50000
DSR-16	16	15,2	-0,11	1,60	0,40	1,50		14,7	-0,36	5,0	2,5	2,0	1,20	1,2	16,70	3,26	1,0	4,5	48000
DSR-17	17	16,2		1,60	0,40	1,50		15,7		5,0	2,6	2,0	1,24	1,2	18,00	4,32	1,0	4,5	46000
DSR-18	18	17,0		1,60	0,50	1,50	-0,06	16,5		5,1	2,7	2,0	1,54	1,5	26,60	5,50	1,5	5,8	43000
DSR-19	19	18,0		1,60	0,50	1,50		17,5		5,1	2,7	2,0	1,45	1,5	26,60	5,78	1,5	5,9	28000
DSR-20	20	19,0	-0,13	1,85	0,50	1,75		18,5		5,5	3,0	2,0	2,25	1,5	36,30	5,60	1,5	8,2	32000
DSR-22	22	21,0		1,85	0,50	1,75		20,5		6,0	3,1	2,0	2,30	1,5	36,00	5,60	1,5	8,1	29000