

**DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN MODELO DE EQUIPO DE EXTRACCIÓN
VEHICULAR**

**AIDA STEFANIA DURÁN LOPEZ
JULIÁN ANDRÉS CALDERÓN SÁNCHEZ**

**UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER
FACULTAD DE INGENIERÍAS FÍSICOMECÁNICAS
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA
BUCARAMANGA**

2014

**DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN MODELO DE EQUIPO DE EXTRACCIÓN
VEHICULAR**

**AIDA STEFANIA DURÁN LOPEZ
JULIÁN ANDRÉS CALDERÓN SÁNCHEZ**

Trabajo de grado para optar al título de ingeniero mecánico

**DIRECTOR:
ISNARDO GONZALEZ JAIMES
Ingeniero Mecánico**

**UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER
FACULTAD DE INGENIERÍAS FÍSICOMECÁNICAS
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA
BUCARAMANGA**

2014

DEDICATORIA

A Cesar Augusto por su amor, apoyo incondicional y compañía.

A mis padres Fernando y Esperanza por el cariño, la confianza y el respaldo que me han brindado siempre.

A mis hermanas Margarita y María Fernanda por el amor y la compañía que nunca me ha faltado.

A mi abuela Lily por sus oraciones y el apoyo que me ha brindado en todos los proyectos que he emprendido.

Aída Stefania Durán

A mis padres Julio Cesar y Gloria Amparo por todo el amor brindado, porque desde siempre han sido mi apoyo incondicional, impulsándome y motivándome a seguir adelante.

A mi hermano Cesar Mauricio por su ayuda, siempre dispuesto a dar una mano sin importar cual fuera la situación.

A mi familia por las buenas energías y la motivación incondicional a lo largo de todo el camino.

A mis amigos y compañeros por los buenos recuerdos y la ayuda ofrecida en todo momento.

A mi novia Elizabeth por su amor, su paciencia y todos los buenos momentos que vivimos juntos.

Julián Andrés

AGRADECIMIENTOS

A ISNARDO GONZALEZ JAIMES, Director del proyecto, profesor y gran amigo, por sus consejos, sus valiosas ideas, su compromiso incondicional, su guía y apoyo en la realización de este trabajo de grado.

A ORLANDO MURILLO LÓPEZ, Comandante del cuerpo de Bomberos voluntarios de Oiba Santander, por su ayuda y asesoría durante todo el proyecto.

A RAFAEL ANGARITA, Gerente postventa de CAMPESA, por ayudarnos a dar los primeros pasos sobre la realización de este gran proyecto.

A ABEL ANTONIO PARADA CORRALES, Ingeniero mecánico y profesor, por sus consejos y aportes al desarrollo del proyecto, y por su invaluable colaboración para el desarrollo de las pruebas del modelo.

A ALFREDO JOSÉ PARADA CORRALES, Ingeniero mecánico y profesor, por la ayuda brindada durante el desarrollo del proyecto.

A ISAIAS ORDOÑEZ, Gerente de DIMAM S.A.S., por su asesoría y sus aportes al desarrollo del proyecto.

A NELSON, HUGO, MARIO, MILTON, ALFONSO y ANGIE, Trabajadores de DIMAM S.A.S., por su buen trabajo y por la gran ayuda brindada en la etapa final del proyecto.

A nuestras familias, amigos y todas las personas que nos brindaron ayuda a través de consejos, apoyo emocional o cualquier otra forma.

Aída Stefanía Durán y Julián Andrés

CONTENIDO

	Pág.
INTRODUCCIÓN	35
1. PROBLEMÁTICA DE LOS ACCIDENTES VEHICULARES EN COLOMBIA.....	36
1.1 PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA.....	36
1.2 JUSTIFICACIÓN DE LA SOLUCIÓN DEL PROBLEMA	40
1.3 OBJETIVOS DEL PROYECTO	42
1.3.1 Objetivo general.....	42
1.3.2 Objetivos específicos.	42
2. ACCIDENTES VEHICULARES EN LA ACTUALIDAD.....	43
2.1 ESTADÍSTICAS DE LA ACCIDENTALIDAD VIAL EN COLOMBIA SEGÚN LA O.M.S.....	43
2.2 CLASIFICACIÓN DE ACCIDENTES DE TRÁNSITO SEGÚN LA NTC 4189. .	45
2.2.1 Accidentes de tránsito simples.....	46
2.2.1.1 Choque.	46
2.2.1.2 Volcadura.....	47
2.2.1.3 Despiste.	48
2.2.2 Accidentes de tránsito múltiples.....	48
2.2.2.1 Choque.	48
2.3 TIPOS DE VEHÍCULOS PRESENTES EN LAS VÍAS	51
2.3.1 Vehículos livianos.	51
2.3.1.1 Automóviles.	52
2.3.1.2 Camperos.	52
2.3.1.3 Camionetas.....	53
2.3.1.4 Microbuses.....	54
2.3.2 Vehículos pesados.....	55

2.3.2.1 Camiones.....	55
2.3.2.2 Buses.....	55
2.4 MATERIALES DE LAS CARROCERÍAS	56
2.4.1 Aceros convencionales.....	57
2.4.2 Aceros de alta resistencia.....	57
2.4.2.1 Aceros Bake-Hardening:.....	57
2.4.2.2 Aceros Microaleados o Aceros ALE:.....	57
2.4.2.3 Aceros Refosforados o Aceros Aleados al Fósforo:.....	58
2.4.3 Aceros de muy alta resistencia.....	58
2.4.3.1 Aceros de Fase Doble (DP):.....	58
2.4.3.2 Aceros de Plasticidad Inducida por Transformación (TRIP):.....	58
2.4.3.3 Aceros de Fase Compleja (CP):.....	58
2.4.4 Aceros de Ultra Alta Resistencia.....	58
2.4.4.1 Aceros Martensíticos (Mar):.....	59
2.4.4.2 Aceros al Boro o Aceros Boron (Bor):.....	59
3. TÉCNICAS DE RESCATE VEHICULAR.....	60
3.1 EQUIPOS USADOS PARA EL RESCATE VEHICULAR	60
3.2 TERMINOLOGÍA DE LA CONSTRUCCIÓN DE AUTOMÓVILES	61
3.3 ESTABILIZACIÓN DEL VEHÍCULO	63
3.4 RETIRADA DE LA PUERTA.....	64
3.4.1 Retirada de la puerta cuando el vehículo está sobre sus ruedas.....	64
3.4.2 Retirada de la puerta cuando el vehículo está sobre el techo.....	66
3.5 RETIRADA DE UN LATERAL.....	67
3.6 CREACIÓN DE UNA TERCERA PUERTA.....	68
3.7 RETIRADA DEL TECHO.....	70
3.7.1 Retirada total del techo.....	70

3.7.2 Retiro parcial del techo.	71
4. CÁLCULO DE LAS CAPACIDADES DEL EQUIPO.....	72
4.1 FUERZA DE CORTE	73
4.1.1 Ecuación de corte con cuchillas paralelas del manual del constructor de máquinas de H. Dubbel. ²	74
4.1.2 Ecuación de corte con la cuchilla superior inclinada del manual del constructor de máquinas de H. Dubbel.....	75
4.1.3 Ecuación de corte con las cuchillas paralelas (corte directo) del libro Trenes de laminación, de SMIMOV, V. V. y TSELIKOV, A. I. ³	76
4.1.4 Ecuación de corte con la cuchilla superior inclinada del libro Trenes de laminación, de SMIMOV, V. V. y TSELIKOV, A. I.	76
4.2 FUERZA DE SEPARACIÓN	78
5. Diseño conceptual del Equipo.....	81
5.1 DESPLIEGUE DE LA FUNCIÓN CALIDAD (QFD)	82
5.1.1 Requerimientos del futuro usuario.	82
5.1.2 Criterios de diseño.	82
5.2 MATRIZ CALIDAD DEL EQUIPO	83
5.2.1 Ponderación de resultados.	84
5.3 MATRIZ CALIDAD DE LOS SUBSISTEMAS.....	84
5.3.1 Subsistema de herramientas.	84
5.3.1.1 Ponderación de resultados.	85
5.3.2 Subsistema de potencia.....	85
5.3.2.1 Ponderación de resultados.	86
5.3.3 Subsistema de transmisión.....	86
5.3.3.1 Ponderación de resultados.	87
5.4 PLANTEAMIENTO DE ALTERNATIVAS.....	87

5.4.1 Planteamiento de alternativas para el subsistema de herramientas.	87
5.4.1.1 Alternativa 1. Herramienta mixta convencional.	87
5.4.1.2 Alternativa 2. Herramienta de corte adaptable a separador.	88
5.4.1.3 Alternativa 3. Herramienta mixta de cuchilla curva.	89
5.4.2 Planteamiento de alternativas para el subsistema de Potencia.	89
5.4.2.1 Alternativa 1. Motor eléctrico.	89
5.4.2.2 Alternativa 2. Motor del vehículo.	90
5.4.2.3 Alternativa 3. Motor estacionario de combustión interna.	91
5.4.3 Planteamiento de alternativas para el subsistema de transmisión.	91
5.4.3.1 Alternativa 1. Transmisión mecánica.	92
5.4.3.2 Alternativa 2. Circuito Hidráulico sencillo.	92
5.4.3.3 Alternativa 3. Circuito hidráulico con intensificador de presión.	93
5.5 EVALUACIÓN DE LAS ALTERNATIVAS	95
5.6 ESPECIFICACIÓN DE LA ALTERNATIVA GANADORA.	96
5.7 DESCRIPCIÓN DEL FUNCIONAMIENTO DEL EQUIPO	97
5.8 SELECCIÓN DEL MECANISMO DE LAS QUIJADAS.	98
5.8.1 Manivela-corredera de Grashof.	98
5.8.2 Mecanismo Piñón-cremallera.	99
5.9 MONTAJE DE LAS QUIJADAS CON EL MECANISMO ESCOGIDO.	100
6. DISEÑO EN DETALLE DEL EQUIPO	101
6.1 ANÁLISIS CINEMÁTICO Y DINÁMICO DEL EQUIPO	101
6.1.1 Descripción de la geometría del equipo.	102
6.1.1.1 Empalme.	102
6.1.1.2 Bielas.	102
6.1.1.3 Quijadas.	103
6.1.2 Definición de las dimensiones.	104

6.1.3 Análisis cinemático y cálculo de desplazamientos.....	105
6.1.4 Análisis dinámico y cálculo de fuerzas.....	109
6.2 CIRCUITO HIDRÁULICO.....	115
6.2.1 Parámetros iniciales para el diseño.	115
6.2.2 Selección de los elementos del sistema.	116
6.2.2.1 Selección de la bomba.....	118
6.2.2.2 Selección del motor de combustión.	120
6.2.2.3 Selección de la válvula de alivio y válvula de venteo.	123
6.2.2.4 Selección de la válvula direccional.	125
6.2.3 Cálculo de las capacidades del circuito hidráulico.	126
6.2.4 Otros elementos del sistema (aceite, mangueras y filtros).	130
6.2.4.1 Selección del fluido hidráulico.....	130
6.2.4.2 Selección de las mangueras del sistema.....	133
6.2.4.3 Selección de las conexiones o racores.	136
6.2.5 Diseño del tanque hidráulico.....	140
6.2.5.1 Orificios de llenado y drenaje.....	141
6.2.5.2 Deflector al interior del tanque.	142
6.2.5.3 Ubicación de las líneas de salida y retorno.....	142
6.2.5.4 Indicador de nivel.....	146
6.2.5.5 Uso de intercambiador de calor.	146
6.3 DISEÑO MECÁNICO DE LOS COMPONENTES.....	154
6.3.1 Diseño de los elementos del mecanismo.....	155
6.3.1.1 Diseño de los pasadores para carga estática.	155
6.3.1.2 Diseño de las bielas para carga estática.....	163
6.3.1.3 Diseño del empalme para carga estática.	168

6.3.2	Diseño del actuador hidráulico.....	171
6.3.2.1	Diseño de la camisa del actuador.....	171
6.3.2.2	Diseño del vástago.....	176
6.3.2.3	Diseño del pistón.....	183
6.3.3	Diseño del bastidor para la herramienta.....	184
6.3.3.1	Diseño conceptual del bastidor.....	184
6.3.3.2	Diseño en detalle del bastidor.....	190
6.3.3.3	Selección del sistema de sellado.....	195
6.3.4	Diseño de las quijadas.....	197
6.3.4.1	Diseño conceptual de las quijadas.....	197
6.3.4.2	Diseño en detalle de las quijadas.....	199
6.3.5	Diseño de otros elementos.....	204
6.3.5.1	Diseño de los soportes de la herramienta.....	204
6.3.5.2	Diseño de las puntas desmontables.....	208
6.3.5.3	Diseño del manifold de la fuente de potencia.....	209
6.4	PRESUPUESTO DE CONSTRUCCIÓN.....	212
7.	DISEÑO DEL MODELO DE EQUIPO DE EXTRACCIÓN VEHICULAR.....	214
7.1	CÁLCULO DE LAS CAPACIDADES DEL MODELO.....	214
7.1.1	Ecuación de corte con cuchillas paralelas del manual del constructor de máquinas de H, Dubbel. ¹⁷	215
7.1.2	Ecuación de corte con la cuchilla superior inclinada del manual del constructor de máquinas de H. Dubbel.....	215
7.1.3	Ecuación de corte con las cuchillas paralelas (corte directo) del libro Trenes de laminación, de SMIMOV, V. V. y TSELIKOV, A. I. ¹⁸	216
7.1.4	Ecuación de corte con la cuchilla superior inclinada del libro Trenes de laminación, de SMIMOV, V. V. y TSELIKOV, A. I.....	217

7.2 ANÁLISIS CINEMÁTICO Y DINÁMICO DEL MODELO.....	217
7.2.1 Descripción de la geometría del modelo.....	218
7.2.1.1 Empalme.....	218
7.2.1.2 Bielas.....	218
7.2.1.3 Quijadas.....	219
7.2.2 Definición de las dimensiones.....	219
7.2.3 Análisis cinemático y cálculo de desplazamientos.....	220
7.2.4 Análisis dinámico y cálculo de fuerzas.....	223
7.3 CIRCUITO HIDRÁULICO.....	228
7.3.1 Fuente de Potencia.....	228
7.3.2 Elementos del circuito hidráulico.....	230
7.4 DISEÑO MECÁNICO DE LOS COMPONENTES.....	231
7.4.1 Diseño de los elementos del mecanismo.....	232
7.4.1.1 Diseño de los pasadores para carga estática.....	232
7.4.1.2 Diseño de las bielas para carga estática.....	236
7.4.1.3 Diseño del empalme para carga estática.....	240
7.4.2 Diseño del actuador hidráulico.....	244
7.4.2.1 Diseño de la camisa del actuador.....	244
7.4.2.2 Diseño del vástago.....	247
7.4.2.3 Diseño del pistón.....	254
7.4.3 Diseño del bastidor para la herramienta.....	255
7.4.3.1 Diseño de la tapa del lado pistón.....	255
7.4.3.2 Diseño de la tapa del lado vástago.....	256
7.4.3.3 Selección del sistema de sellado.....	259
7.4.4 Diseño de las quijadas.....	260

7.4.4.1 Estudio estático bajo cargas en operación de corte.....	260
7.4.4.2 Estudio estático bajo cargas en operación de apertura.	263
7.4.5 Diseño de otros elementos.	265
7.4.5.1 Diseño de los soportes de la herramienta.....	265
7.5 PRESUPUESTO DE CONSTRUCCIÓN.....	268
8. CONSTRUCCIÓN Y PRUEBAS DEL MODELO	269
8.1 EQUIPOS UTILIZADOS EN LA FABRICACIÓN DEL MODELO.	269
8.1.1 Torno Imoturn.	269
8.1.2 Fresadora Vernier 8A.....	270
8.1.3 Taladro de columna.	270
8.2 FABRICACIÓN DEL CILINDRO HIDRÁULICO.	271
8.1.1 Descripción del proceso de manufactura de la camisa.....	271
8.1.2 Descripción del proceso de manufactura del vástago y el pistón.....	272
8.1.3 Descripción del proceso de manufactura de las tapas del cilindro.....	277
8.3 FABRICACIÓN DE LOS SOPORTES.	284
8.4 FABRICACIÓN DE LA HERRAMIENTA.	285
8.5 FABRICACIÓN DE LOS COMPONENTES DEL MECANISMO.	289
8.5.1 Descripción del proceso de manufactura del pasador principal.	289
8.5.2 Descripción del proceso de manufactura de las bielas.	289
8.5.3 Descripción del proceso de manufactura del empalme.	292
8.6 ENSAMBLAJE FINAL.	294
8.7 PRUEBAS DEL MODELO.	296
9. CONCLUSIONES	298
BIBLIOGRAFÍA.....	300
ANEXOS.....	302

LISTA DE FIGURAS

	Pág.
Figura 1. Primeros cuerpos de emergencias (Bomberos).....	36
Figura 2. Accidente de tránsito. Septiembre 28 del 2008.	37
Figura 3. Extracción vehicular.....	38
Figura 4. Equipo de extracción vehicular Lukas, importado de Alemania.....	39
Figura 5. Equipo de extracción vehicular usado	39
Figura 6. Uso de cilindro tipo RAM para total apertura de la carrocería.	40
Figura 7. Uso de la herramienta mixta para separar las bisagras.....	41
Figura 8. Distribución de víctimas mortales por categoría de usuario.....	45
Figura 9. Clasificación de los accidentes de tránsito según la NTC 4189.....	46
Figura 10. Accidentes de tránsito simple a. Frontal b. Angular	47
Figura 11. Tipos de Volcadura. a. Tonel b. campana	48
Figura 12. Choques múltiples frontales. a. Céntrico b. Excéntrico c. Angular.....	49
Figura 13. Choque perpendicular.....	50
Figura 14. Tipos de Alcance.	50
Figura 15. Colisiones por roce a. Positivo b. Negativo.....	51
Figura 16. Automóviles.	52
Figura 17. Constitución de un automóvil.....	52
Figura 18. Camperos.	53
Figura 19. Chasis y carrocería de un campero.	53
Figura 20. Camionetas.....	54
Figura 21. Microbús.	54
Figura 22. Partes principales de un camión.....	55
Figura 23. Diseño de un autobús.....	56
Figura 24. Partes estructurales de las carrocerías.....	57
Figura 25. Herramienta de separación.....	61
Figura 26. Herramienta de corte.	61
Figura 27. Herramienta mixta.....	61

Figura 28. Terminología para describir la anatomía del vehículo.....	62
Figura 29. Nomenclatura partes del vehículo.	63
Figura 30. Estabilización del vehículo.	63
Figura 31. Retirada de la puerta con el vehículo sobre sus ruedas.	64
Figura 32. Retiro del guardabarros.	64
Figura 33. Separación de las bisagras.....	65
Figura 34. Puerta retirada.	65
Figura 35. Vehículo sobre el techo.	66
Figura 36. Compresión del riel del piso.....	66
Figura 37. Apertura de la puerta.	67
Figura 38. Retirada de un lateral.....	67
Figura 39. Corte de las bisagras expuestas.....	68
Figura 40. Retiro del lateral.....	68
Figura 41. Vehículo sin puerta.	68
Figura 42. Corte del poste B.	69
Figura 43. Retirada del panel.....	69
Figura 44. Retirada de cristales.	70
Figura 45. Corte del poste A y del parabrisas.....	70
Figura 46. Corte de los postes B y C.	71
Figura 47. Retirada del techo y cobertura de los bordes.	71
Figura 48. Doblez hacia adelante del techo.....	72
Figura 49. Doblez lateral del techo.	72
Figura 50. Doblez invertido del techo.....	72
Figura 51. Estructura del automóvil.	73
Figura 52. Imagen de sección de un montante de un HYUNDAI ACCENT.	74
Figura 53. Ángulo entre cuchillas.....	75
Figura 54. Identificación de la superficie de corte.....	77
Figura 55. Bisagra de la puerta trasera de una Chevrolet Luv D-Max.	78
Figura 56. Modelo de Bisagra en Solidworks (Sujeción zona azul).	79
Figura 57. Simulación de fuerza de separación en la bisagra.	79

Figura 58. Resultados del análisis en Solidworks	80
Figura 59. Herramienta mixta convencional a) Vista frontal y b) Vista isométrica.	88
Figura 60. Herramienta de corte adaptable a “spreader” a) Vista frontal	88
Figura 61. Herramienta mixta de cuchilla curva a) Vista frontal	89
Figura 62. Motor eléctrico.	90
Figura 63. Motor del vehículo.....	90
Figura 64. Motor estacionario a gasolina.	91
Figura 65. Transmisión por tornillo de potencia.	92
Figura 66. Circuito hidráulico de alta presión.	93
Figura 67. Circuito hidráulico con intensificador.....	94
Figura 68. Alternativa ganadora.....	96
Figura 69. Mecanismo de Grashof.....	98
Figura 70. Mecanismo piñón-cremallera.....	99
Figura 71. Montaje del mecanismo de Grashof.	100
Figura 72. Mecanismos gemelos de la máquina.....	100
Figura 73. Empalme.....	102
Figura 74. Biela.....	103
Figura 75. Partes de una quijada.....	103
Figura 76. Dimensiones y variables del mecanismo.....	105
Figura 77. Consideraciones para las dimensiones.	106
Figura 78. Estudio de movimiento en Solidworks 2013.	107
Figura 79. Valores del estudio de movimiento para θp	107
Figura 80. Valores del estudio de movimiento para θb	108
Figura 81. Diagrama de cuerpo libre del conjunto pistón - vástago.....	109
Figura 82. Diagrama de cuerpo libre de la quijada.	110
Figura 83. Distintos valores para Lc y La	112
Figura 84. Dimensiones del actuador hidráulico.	115
Figura 85. Diseño conceptual del circuito hidráulico.....	117
Figura 86. Bomba Parker PGP 505.	118
Figura 87. Motor HONDA GX200.....	121

Figura 88. Válvula direccional PARKER D1VL2DN.	123
Figura 89. Válvula de alivio PARKER A02B2PZN.	124
Figura 90. Válvula direccional PARKER D1VL8CN.	126
Figura 91. Esquema del circuito hidráulico.	127
Figura 92. Esquema de pérdidas del circuito.	127
Figura 93. Curvas de rendimiento de las válvulas PARKER D1VL.	128
Figura 94. Balance de fuerzas en el pistón.	129
Figura 95. Nomograma de capacidad de caudal	134
Figura 96. Hembra serie 48 Parker JIC 37° doble asiento SAE 45°.	137
Figura 97. Conexiones del cilindro.	138
Figura 98. Racor serie 48 - 39/3W - Hembra JIC 37° / SAE 45° - Codo 90°	139
Figura 99. F5OMX - Racor macho - UNF - Junta Tórica.	140
Figura 100. Esquema Básico de un tanque hidráulico.	141
Figura 101. Filtro PARKER AB.1163.10.	142
Figura 102. Coladores de succión (Suction Strainers).	143
Figura 103. Difusor PARKER.	144
Figura 104. Filtros PARKER 12AT.	145
Figura 105. Indicadores de nivel con termómetro.	146
Figura 106. Flujo de calor en el sistema.	150
Figura 107. Depósito hidráulico con sus elementos.	153
Figura 108. Elementos del sistema.	154
Figura 109. Cargas en el pasador principal.	155
Figura 110. Mecánica del cizallamiento.	156
Figura 111. Malla y ubicación de cargas y apoyos, pasador principal.	158
Figura 112. Factores de seguridad del pasador principal.	159
Figura 113. Cargas en el pasador de la biela.	159
Figura 114. Malla y ubicación de cargas y apoyos, pasador de las bielas.	160
Figura 115. Factores de seguridad del pasador de la biela.	161
Figura 116. Cargas en el pasador medio.	161
Figura 117. Malla y ubicación de cargas y apoyos, pasador medio.	162

Figura 118. Factores de seguridad del pasador medio.....	163
Figura 119. Dirección de las cargas en corte y separación.	164
Figura 120. Sección el eslabón resistente a la compresión.	165
Figura 121. Malla y ubicación de cargas y apoyos, biela a tensión.	166
Figura 122. Factores de seguridad de la biela a tensión.	166
Figura 123. Malla y ubicación de cargas y apoyos, biela a compresión.	167
Figura 124. Factores de seguridad de la biela a compresión.	167
Figura 125. Malla y ubicación de cargas y apoyos, empalme a tensión.	169
Figura 126. Factores de seguridad del empalme a tensión.	170
Figura 127. Malla y ubicación de cargas y apoyos, empalme a compresión.	170
Figura 128. Factores de seguridad del empalme a compresión.	171
Figura 129. Presión en el cilindro.....	172
Figura 130. Malla y ubicación de cargas y apoyos, camisa roscada.	175
Figura 131. Factores de seguridad de la camisa.	176
Figura 132. Malla y ubicación de cargas y apoyos, vástago a compresión.	181
Figura 133. Desplazamientos del vástago.	181
Figura 134. Malla y ubicación de cargas y apoyos, vástago a tensión.	182
Figura 135. Factores de seguridad del vástago a tensión.	183
Figura 136. Malla y ubicación de cargas y apoyos, pistón.....	183
Figura 137. Factores de seguridad del pistón.....	184
Figura 138. Bastidor para actuador hidráulico estándar.	185
Figura 139. Bastidor especial (versión 1).....	186
Figura 140. Bastidor especial (versión 2).....	187
Figura 141. Bastidor especial (versión 3).....	188
Figura 142. Tapa del lado pistón.....	188
Figura 143. Sección de la placa de puertos.....	189
Figura 144. Tapa del lado vástago.....	189
Figura 145. Sección del puerto de entrada y cajas para sellos.....	190
Figura 146. Malla y ubicación de cargas y apoyos, tapa pistón.....	191
Figura 147. Factores de seguridad de la tapa pistón.	191

Figura 148. Malla y ubicación de cargas y apoyos, tapa vástago a tensión.	192
Figura 149. Factores de seguridad de la tapa vástago a tensión.	193
Figura 150. Malla y ubicación de cargas y apoyos, tapa vástago a compresión.	193
Figura 151. Factores de seguridad de la tapa vástago a compresión.....	194
Figura 152. Desplazamientos de la tapa vástago.	194
Figura 153. Sellos y accesorios del pistón.	195
Figura 154. Sellos de las tapas.....	196
Figura 155. Geometrías originales de las quijadas.	197
Figura 156. Herramienta mixta de cuchillas curvas (versión 1).	197
Figura 157. Herramienta mixta de cuchillas curvas (versión 2).	198
Figura 158. Excentricidad de las fuerzas.	198
Figura 159. Herramienta mixta de cuchillas curvas (versión 3).	199
Figura 160. Excentricidad corregida.	199
Figura 161. Malla y ubicación de cargas y apoyos, quijada en estudio 1.	200
Figura 162. Factores de seguridad de la quijada en estudio 1.	201
Figura 163. Malla y ubicación de cargas y apoyos, quijada en estudio 2.	201
Figura 164. Factores de seguridad de la quijada en estudio 2.	202
Figura 165. Malla y ubicación de cargas y apoyos, quijada en estudio 3.	202
Figura 166. Factores de seguridad de la quijada en estudio 3.	203
Figura 167. Malla y ubicación de cargas y apoyos, quijada en estudio 4.	203
Figura 168. Factores de seguridad de la quijada en estudio 4.	204
Figura 169. Propiedades de la herramienta.....	205
Figura 170. Malla y ubicación de cargas y apoyos, soporte trasero.	206
Figura 171. Factores de seguridad del soporte trasero.	206
Figura 172. Malla y ubicación de cargas y apoyos, soporte delantero.....	207
Figura 173. Factores de seguridad del soporte delantero.....	207
Figura 174. Malla y ubicación de cargas y apoyos, punta desmontable.	208
Figura 175. Factores de seguridad de la punta desmontable.	209
Figura 176. Esquema del manifold.	209
Figura 177. Modelo CAD del manifold.	210

Figura 178. Manifold ensamblado.....	210
Figura 179. Malla y ubicación de cargas y apoyos, manifold.....	211
Figura 180. Factores de seguridad del manifold.....	212
Figura 181. Perfil de Aluminio.....	214
Figura 182. Ángulo entre cuchillas.....	216
Figura 183. Empalme del modelo.....	218
Figura 184. Biela del modelo.....	218
Figura 185. Quijada del modelo.....	219
Figura 186. Dimensiones y variables del mecanismo.....	220
Figura 187. Consideraciones para las dimensiones.....	221
Figura 188. Estudio de movimiento en Solidworks 2013.....	221
Figura 189. Valores del estudio de movimiento para θ_p	222
Figura 190. Valores del estudio de movimiento para θ_b	222
Figura 191. Diagrama de cuerpo libre del conjunto pistón - vástago.....	223
Figura 192. Diagrama de cuerpo libre de la quijada.....	224
Figura 193. Distintos valores para L_c y L_a	225
Figura 194. Bomba de pistones Vickers del Laboratorio de potencia fluida.....	228
Figura 195. Motor Eléctrico Siemens del Laboratorio de potencia fluida.....	229
Figura 196. Montaje Bomba-motor utilizados para el modelo.....	229
Figura 197. Válvula de control direccional Vickers P/N 414521.....	230
Figura 198. Mangueras del sistema.....	230
Figura 199. Elementos del modelo.....	231
Figura 200. Cargas en el pasador principal.....	232
Figura 201. Mecánica del cizallamiento.....	233
Figura 202. Cargas en el pasador de la biela.....	235
Figura 203. Cargas en el pasador medio.....	236
Figura 204. Sección el eslabón resistente a la tensión.....	238
Figura 205. Malla y ubicación de cargas y apoyos, biela a tensión.....	239
Figura 206. Factores de seguridad de la biela a tensión.....	239
Figura 207. Malla y ubicación de cargas y apoyos, biela a compresión.....	240

Figura 208. Factores de seguridad de la biela a compresión.	240
Figura 209. Malla y ubicación de cargas y apoyos, empalme a tensión.	242
Figura 210. Factores de seguridad del empalme a tensión.	242
Figura 211. Malla y ubicación de cargas y apoyos, empalme a compresión.	243
Figura 212. Factores de seguridad del empalme a compresión.	243
Figura 213. Malla y ubicación de cargas y apoyos, camisa roscada.	247
Figura 214. Factores de seguridad de la camisa.	247
Figura 215. Malla y ubicación de cargas y apoyos, vástago a compresión.	252
Figura 216. Desplazamientos del vástago.	252
Figura 217. Malla y ubicación de cargas y apoyos, vástago a tensión.	253
Figura 218. Factores de seguridad del vástago a tensión.	253
Figura 219. Malla y ubicación de cargas y apoyos, pistón.	254
Figura 220. Factores de seguridad del pistón.	254
Figura 221. Malla y ubicación de cargas y apoyos, tapa pistón.	255
Figura 222. Factores de seguridad de la tapa pistón.	256
Figura 223. Malla y ubicación de cargas y apoyos, tapa vástago a tensión.	257
Figura 224. Factores de seguridad de la tapa vástago a tensión.	257
Figura 225. Malla y ubicación de cargas y apoyos, tapa vástago a compresión.	258
Figura 226. Factores de seguridad de la tapa vástago a compresión.	258
Figura 227. Desplazamientos de la tapa vástago.	259
Figura 228. Sellos y accesorios del pistón.	260
Figura 229. Malla y ubicación de cargas y apoyos, quijada en estudio 1.	261
Figura 230. Factores de seguridad de la quijada en estudio 1.	261
Figura 231. Malla y ubicación de cargas y apoyos, quijada en estudio 2.	262
Figura 232. Factores de seguridad de la quijada en estudio 2.	262
Figura 233. Malla y ubicación de cargas y apoyos, quijada en estudio 3.	263
Figura 234. Factores de seguridad de la quijada en estudio 3.	263
Figura 235. Malla y ubicación de cargas y apoyos, quijada en estudio 4.	264
Figura 236. Factores de seguridad de la quijada en estudio 4.	264
Figura 237. Propiedades de la herramienta.	265

Figura 238. Malla y ubicación de cargas y apoyos, soporte trasero.	266
Figura 239. Factores de seguridad del soporte trasero.	266
Figura 240. Malla y ubicación de cargas y apoyos, soporte delantero.....	267
Figura 241. Factores de seguridad del soporte delantero.....	267
Figura 242. Herramienta después del proceso de oxicorte y taladrados.	286
Figura 243. Quijadas finalizadas.....	288
Figura 244. Pasador principal terminado.	289
Figura 245. Bielas después del proceso de oxicorte y taladrados.	290
Figura 246. Empalme después del proceso de oxicorte.	293
Figura 247. Ensamblaje del cilindro con el mecanismo de las quijadas.	294
Figura 248. Modelo ensamblado.....	295
Figura 249. Modelo finalizado.	295
Figura 250. Conexión de la válvula direccional al modelo.	296
Figura 251. Perfil de aluminio a cortar.	297
Figura 252. Perfiles de aluminio después del corte.	297

LISTA DE TABLAS

	Pág.
Tabla 1. Marco Institucional.	44
Tabla 2. Víctimas mortales y traumatismos no mortales periodo 2006-2007.....	44
Tabla 3. Vehículos registrados hasta el año 2007.	44
Tabla 4. Cálculo de fuerza de corte para cuchillas paralelas.....	74
Tabla 5. Cálculo de fuerza de corte cuando la cuchilla superior está inclinada.....	75
Tabla 6. Cálculo de fuerza de corte para cuchillas paralelas.....	76
Tabla 7. Cálculo de fuerza de corte cuando la cuchilla superior está inclinada.....	77
Tabla 8. Matriz calidad de subsistemas.	83
Tabla 9. Ponderación, subsistemas.	84
Tabla 10. Matriz calidad del subsistema de herramientas.	84
Tabla 11. Ponderación, subsistema de herramientas.	85
Tabla 12. Matriz calidad del subsistema de potencia.....	85
Tabla 13. Ponderación, subsistema de potencia.	86
Tabla 14. Matriz calidad del subsistema de transmisión.....	86
Tabla 15. Ponderación, subsistema de transmisión.....	87
Tabla 16. Evaluación del subsistema de herramientas.....	95
Tabla 17. Evaluación del subsistema de potencia.	95
Tabla 18. Evaluación del subsistema de transmisión.	95
Tabla 19. Evaluación de las alternativas, mecanismo de las quijadas.....	99
Tabla 20. Dimensiones establecidas.	106
Tabla 21. Resultados del estudio.....	108
Tabla 22. Condiciones de equilibrio del conjunto pistón - vástago.....	110
Tabla 23. Condiciones de equilibrio de la quijada.....	111
Tabla 24. Valores de la fuerza de corte para una distancia L_c de 3 pulgadas.	113
Tabla 25. Valores de la fuerza de corte para una distancia L_c de 4.5 pulgadas. .	113
Tabla 26. Valores de la fuerza de corte para una distancia L_c de 6 pulgadas.	114
Tabla 27. Valores de la fuerza de apertura a una distancia L_a de 11 pulgadas. .	114

Tabla 28. Caudal requerido para el tiempo de operación establecido.	116
Tabla 29. Especificaciones de la bomba.....	119
Tabla 30. Cálculo del caudal nominal de la bomba PARKER PGP 500.	120
Tabla 31. Potencia requerida por el sistema.....	121
Tabla 32. Especificaciones del motor HONDA GX200.	122
Tabla 33. Parámetros de funcionamiento reales de la máquina.	122
Tabla 34. Especificaciones de la válvula PARKER D1VL.....	124
Tabla 35. Especificaciones de la válvula PARKER A02B2.	125
Tabla 36. Cálculo de las presiones del sistema.....	129
Tabla 37. Grados de aceite SAE/ISO según temperaturas.....	131
Tabla 38. Equivalencias según fabricantes para aceites hidráulicos.	131
Tabla 39. Características principales de los aceites Esso de la seri Nuto H.....	133
Tabla 40. Manguera Compacta elite 441 de la norma ISO 11237 tipo 2SC.	135
Tabla 41. Racor serie 48 06/68 Hembra JIC 37° doble asiento SAE 45 °.....	136
Tabla 42. Racor serie 48 - 39/3W - Hembra JIC 37° / SAE 45° - Codo 90°	138
Tabla 43. Racores macho F50MX.	139
Tabla 44. Coladores de succión (Suction Strainers).....	143
Tabla 45. Difusor PARKER.....	144
Tabla 46. Filtro PARKER 12AT.....	145
Tabla 47. Calor generado en el reposo.....	147
Tabla 48. Calor generado en el corte.....	148
Tabla 49. Calor generado en la apertura.	148
Tabla 50. Tiempos calculados.	149
Tabla 51. Cálculo del calor total.....	151
Tabla 52. Cálculo del área del tanque.	152
Tabla 53. Cálculo de la fuerza axial.	156
Tabla 54. Cálculo de factores de seguridad para el pasador principal.....	157
Tabla 55. Condiciones del estudio, pasador principal.....	158
Tabla 56. Cálculo de factores de seguridad para el pasador de las bielas.	160
Tabla 57. Condiciones del estudio, pasador de las bielas.	160

Tabla 58. Cálculo del factor de seguridad para el pasador medio.	162
Tabla 59. Condiciones del estudio, pasador medio.	162
Tabla 60. Análisis de falla de la biela por tensión.	164
Tabla 61. Análisis de falla de la biela por compresión.	165
Tabla 62. Condiciones del estudio, biela a tensión.	166
Tabla 63. Condiciones del estudio, biela a compresión.	167
Tabla 64. Análisis de falla del empalme por tensión.	168
Tabla 65. Análisis de falla del empalme por compresión.	168
Tabla 66. Condiciones del estudio, empalme a tensión.	169
Tabla 67. Condiciones del estudio, empalme a compresión.	170
Tabla 68. Tipo de cilindro.	172
Tabla 69. Esfuerzos en la camisa del actuador.	173
Tabla 70. Criterio de Von Mises para el factor de seguridad.	173
Tabla 71. Cálculo de Longitud mínima de la rosca.	174
Tabla 72. Condiciones del estudio, camisa roscada.	175
Tabla 73. Propiedades de la sección transversal de la columna.	177
Tabla 74. Análisis de pandeo del vástago.	178
Tabla 75. Cálculo del diámetro del vástago para falla por tracción.	179
Tabla 76. Cálculo de Longitud mínima de la rosca con el pistón.	179
Tabla 77. Cálculo de Longitud mínima de la rosca con el empalme.	180
Tabla 78. Condiciones del estudio, vástago por pandeo.	181
Tabla 79. Condiciones del estudio, vástago a tensión.	182
Tabla 80. Condiciones del estudio, pistón.	183
Tabla 81. Condiciones del estudio, tapa pistón.	191
Tabla 82. Condiciones del estudio, tapa vástago a tensión.	192
Tabla 83. Condiciones del estudio, tapa vástago a compresión.	193
Tabla 84. Condiciones del estudio, tapa vástago a compresión.	194
Tabla 85. Condiciones del estudio 1, quijada.	200
Tabla 86. Condiciones del estudio 2, quijada.	201
Tabla 87. Condiciones del estudio 3, quijada.	202

Tabla 88. Condiciones del estudio 4, quijada.	203
Tabla 89. Condiciones del estudio, soporte trasero.	205
Tabla 90. Condiciones del estudio, soporte delantero.	207
Tabla 91. Condiciones del estudio, punta desmontable.....	208
Tabla 92. Condiciones del estudio, manifold.	211
Tabla 93. Presupuesto de construcción.....	213
Tabla 94. Cálculo de fuerza de corte para cuchillas paralelas.....	215
Tabla 95. Cálculo de fuerza de corte cuando la cuchilla superior está inclinada.	215
Tabla 96. Cálculo de fuerza de corte para cuchillas paralelas.....	216
Tabla 97. Cálculo de fuerza de corte cuando la cuchilla superior está inclinada.	217
Tabla 98. Dimensiones establecidas.	221
Tabla 99. Resultados del estudio.....	223
Tabla 100. Condiciones de equilibrio del conjunto pistón - vástago.....	224
Tabla 101. Condiciones de equilibrio de la quijada.....	225
Tabla 102. Valores de la fuerza de corte a una distancia L_c de 1.75 pulgadas.	226
Tabla 103. Valores de la fuerza de corte a una distancia L_c de 2.75 pulgadas.	226
Tabla 104. Valores de la fuerza de corte a una distancia L_c de 3.75 pulgadas.	227
Tabla 105. Valores de la fuerza de apertura a distancia L_a de 5.5 pulgadas.	227
Tabla 106. Características de la bomba Vickers PVQ10 A2R SE1S 20.	228
Tabla 107. Características de funcionamiento del motor Siemens LA5.....	229
Tabla 108. Cálculo de la fuerza axial.	233
Tabla 109. Cálculo de factores de seguridad para el pasador principal.....	234
Tabla 110. Cálculo de factores de seguridad para el pasador de las bielas.	235
Tabla 111. Cálculo del factor de seguridad para el pasador medio.	236
Tabla 112. Análisis de falla de la biela por tensión.	237
Tabla 113. Análisis de falla de la biela por compresión.	237
Tabla 114. Condiciones del estudio, biela a tensión.	238
Tabla 115. Condiciones del estudio, biela a compresión.	239
Tabla 116. Análisis de falla del empalme por tensión.	241
Tabla 117. Análisis de falla del empalme por compresión.	241

Tabla 118. Condiciones del estudio, empalme a tensión.....	242
Tabla 119. Condiciones del estudio, empalme a compresión.....	243
Tabla 120. Tipo de cilindro.....	244
Tabla 121. Esfuerzos en la camisa del actuador.	245
Tabla 122. Criterio de Von Mises para el factor de seguridad.	245
Tabla 123. Cálculo de Longitud mínima de la rosca.	246
Tabla 124. Condiciones del estudio, camisa roscada.	246
Tabla 125. Propiedades de la sección transversal de la columna.	248
Tabla 126. Análisis de pandeo del vástago.	249
Tabla 127. Cálculo del diámetro del vástago para falla por tracción.....	250
Tabla 128. Cálculo de Longitud mínima de la rosca con el pistón.	250
Tabla 129. Cálculo de Longitud mínima de la rosca con el empalme.	251
Tabla 130. Condiciones del estudio, vástago por pandeo.	252
Tabla 131. Condiciones del estudio, vástago a tensión.	253
Tabla 132. Condiciones del estudio, pistón.	254
Tabla 133. Condiciones del estudio, tapa pistón.....	255
Tabla 134. Condiciones del estudio, tapa vástago a tensión.	256
Tabla 135. Condiciones del estudio, tapa vástago a compresión.	258
Tabla 136. Condiciones del estudio, tapa vástago a compresión.	259
Tabla 137. Condiciones del estudio 1, quijada.	261
Tabla 138. Condiciones del estudio 2, quijada.	262
Tabla 139. Condiciones del estudio 3, quijada.	263
Tabla 140. Condiciones del estudio 4, quijada.	264
Tabla 141. Condiciones del estudio, soporte trasero.	266
Tabla 142. Condiciones del estudio, soporte delantero.	267
Tabla 143. Presupuesto de construcción del modelo.	268
Tabla 144. Características del torno Imoturn Jumbo 40B.....	269
Tabla 145. Características de la fresadora Vernier 8ª.	270
Tabla 146. Características del taladro.	270
Tabla 147. Planos y descripción de la camisa.	271

Tabla 148. Hoja de ruta para el proceso de fabricación de la camisa.....	272
Tabla 149. Esquema del proceso de fabricación de la camisa.	272
Tabla 150. Descripción y planos del vástago.....	273
Tabla 151. Hoja de ruta para el proceso del vástago.....	273
Tabla 152. Esquema del proceso de fabricación del vástago.	274
Tabla 153. Descripción y planos del pistón.....	275
Tabla 154. Hoja de ruta para el Proceso de fabricación del pistón.	275
Tabla 155. Esquema del proceso de fabricación del pistón.....	276
Tabla 156. Descripción y planos de la tapa lado pistón.	277
Tabla 157. Hoja de ruta para el Proceso de fabricación de la tapa lado pistón. ..	278
Tabla 158. Esquema del proceso de fabricación de la tapa lado pistón.	278
Tabla 159. Descripción y planos de la tapa lado vástago.	280
Tabla 160. Hoja de ruta para el Proceso de fabricación de la tapa lado vástago.	281
Tabla 161. Esquema del proceso de fabricación de la tapa lado vástago.	282
Tabla 162. Descripción y planos del soporte delantero.	284
Tabla 163. Descripción y planos del soporte trasero.	285
Tabla 164. Descripción y planos de la herramienta (quijada).	286
Tabla 165. Hoja de ruta para el Proceso de fabricación de la herramienta.	287
Tabla 166. Esquema del proceso de fabricación de la herramienta.	287
Tabla 167. Descripción y planos de la biela.....	290
Tabla 168. Hoja de ruta para el Proceso de fabricación de la biela.	291
Tabla 169. Esquema del proceso de fabricación de la biela.....	291
Tabla 170. Descripción y planos del empalme.	292
Tabla 171. Hoja de ruta para el Proceso de fabricación del empalme.....	293
Tabla 172. Esquema del proceso de fabricación del empalme.....	293
Tabla 173. Tiempos de corte de los perfiles de aluminio.	296

LISTA DE ANEXOS

	Pág.
Anexo A. Diseño de un camión.....	300
Anexo B. Diseño de un autobús.....	301
Anexo C. Tipos de bombas hidráulicas en el mercado.....	302
Anexo D. Bomba PARKER PGP500.....	303
Anexo E. Motor HONDA GX.....	304
Anexo F. Parker Industrial Hydraulic Valve D1VL.....	305
Anexo G. Cartucho PARKER A02B2.....	306
Anexo H. Accesorios para tanques PARKER. Catalog 2300-15.....	307
Anexo I. ISO 440699 Cleanliness Level Standards.....	308
Anexo J. Ficha SAE 4340 CGA.....	309
Anexo K. Cotización SIMCA S.A.S.....	310
Anexo L. Planos del equipo.....	311
Anexo M. Planos del modelo.....	312

RESUMEN

TÍTULO: DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN MODELO DE EQUIPO DE EXTRACCIÓN VEHICULAR*.

AUTOR: AIDA STEFANÍA DURAN LOPEZ
JULIÁN ANDRÉS CALDERÓN SÁNCHEZ **

PALABRAS CLAVE: Diseño, Equipo de Rescate, Hidráulico, Vehicular, Bomberos.

DESCRIPCIÓN:

En el presente trabajo de grado se realizó el diseño de un *Equipo de extracción vehicular* que permitirá a los cuerpos de bomberos de los distintos municipios colombianos el rescate rápido y efectivo de las víctimas aprisionadas por los aceros deformados de las carrocerías en los accidentes de tránsito, además de la posibilidad de adquirirlo rápida y económicamente.

Una vez planteado el diseño conceptual, se procede al diseño cinemático del equipo con la finalidad de entregar operaciones rápidas de corte y separación de las por medio de las quijadas (herramienta); luego se plantea el diseño mecánico basándose en la selección de dimensiones y factores de seguridad para evaluar los componentes bajo criterios de falla estática que es verificado usando un software CAE apoyando los resultados de los métodos ingenieriles convencionales con los obtenidos del software; además se plantea un diseño para el sistema hidráulico encargado del accionamiento del equipo enfocándose en la selección de componentes que cumplan los requerimientos de dicho sistema.

El diseño anteriormente descrito es realizado a partir del cálculo de las capacidades mínimas de carga a entregar para vencer la resistencia a la fluencia de los aceros automotrices. Posteriormente, se diseña y construye un *modelo* con capacidad de carga reducida, tomando al aluminio como análogo al acero para carrocerías con el fin de verificar el proceso y los métodos de diseño utilizados y definir las mejoras y condiciones de uso del diseño final; se describen sus procesos de manufactura mayormente de torneado y fresado y finalmente, al probar el modelo, se concluye que el proceso de diseño es confiable y ésto se demuestra en los resultados del funcionamiento del modelo, el cual no mostró fallas durante las pruebas y pudo cortar sin problemas el perfil de aluminio que sirvió para imitar el montante de un automóvil.

* Proyecto de Grado

**Facultad de Ingenierías Físico mecánicas. Escuela de Ingeniería Mecánica. Director: Ing. Isnardo Gonzalez Jaimes

ABSTRACT

TITLE: DESIGN AND CONSTRUCTION OF A VEHICULAR EXTRICATION EQUIPMENT MODEL*.

AUTHOR: AIDA STEFANÍA DURAN LOPEZ
JULIÁN ANDRÉS CALDERÓN SÁNCHEZ **

KEYWORDS: Design, Rescue Equipment, Hydraulic, Vehicular, Firefighters.

DESCRIPTION:

In this Degree Project was designed a Vehicular Extrication Equipment, that will provide to fire departments all over Colombia a fast and effective rescue of the victims who stay trapped by the deformed steel of the vehicles bodyworks after traffic accidents, besides the possibility of purchasing it fast and cheap.

Once the conceptual design was laid down, it proceeds the cinematic design for the equipment with the purpose to obtain fast cutting and spreading operations on the vehicles bodyworks using the jaws (tool); then the mechanical design is set down based on the dimensions selection and safety factors for evaluating the components under static failure guidelines that later are verified using software CAE allowing to support the results of the conventional engineering methods with the results obtained from the software; In addition an hydraulic system design is laid down which will provide the equipment operation approaching on the components selection which achieve the requirements of this system.

The previously described design for the equipment is started from the calculation of the load minimum capacities to defeating the automotive industry steels yield strength. After that, is designed and built a *model* with reduced load capacity, taking the aluminum as analogous to vehicles bodyworks steel in order to verify the design process and design methods used and define the improvement methods and operating conditions in the finale design; its manufacturing processes are described mostly turning and milling processes and finally when the model is tested can be concluded that this design process is dependable and the final model is capable of cutting easily the aluminum upright that was laid down as an objective for the model design.

* Degree Project

**Physical-mechanical Engineering faculty. Mechanical Engineering School. Director: Eng. Isnardo González Jaimes

INTRODUCCIÓN

La respuesta ante los accidentes vehiculares por parte de los cuerpos de bomberos de los diferentes municipios colombianos aunque rápida no es totalmente efectiva; los bomberos están capacitados para realizar el rescate de las personas atrapadas en los vehículos accidentados pero no cuentan con los equipos adecuados llevando a que este tipo de operaciones se realicen con lentitud perdiéndose muchas vidas. En el presente trabajo de grado se diseña un equipo de extracción vehicular que cumpla las funciones requeridas para los procedimientos de rescate, además, se diseña y construye un modelo de este equipo de bajo costo que permita comprobar los métodos de diseño y la funcionalidad del equipo. Todo el diseño mecánico se hace usando métodos convencionales de diseño y comprobándose por medio de software de simulación los resultados obtenidos; encontrándose factores de seguridad que dan viabilidad al diseño para su construcción; el circuito hidráulico también es diseñado junto con el tanque de almacenamiento de aceite y el bastidor que lo soporte y los componentes son seleccionados de fabricantes confiables y de calidad para al final generar un circuito eficiente, sencillo y de fácil montaje que es lo que un equipo de respuesta rápida en emergencias necesita; el modelo es diseñado mecánicamente con la misma metodología del equipo planteado en el presente proyecto; será fabricado y construido para llevar a la falla por fluencia a perfiles de aluminio que sean análogos a los parales o postes de un automóvil mediante el corte de los mismos a una velocidad que permite un trabajo rápido y sin contratiempos. Finalmente se presentan las pruebas de funcionamiento del modelo que dan el veredicto final a la viabilidad de fabricación del equipo y permite también hacer correcciones y mejoras al diseño para aumentar su resistencia y eficiencia.

1. PROBLEMÁTICA DE LOS ACCIDENTES VEHICULARES EN COLOMBIA

1.1 PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA

Desde su origen, los cuerpos de emergencias fueron creados para atender distintas eventualidades que se presentan en la sociedad, realizando labores que van desde la remoción de un panal de avispas hasta el rescate de personas atrapadas por distintas situaciones, cumpliendo una misión específica de brindar bienestar y seguridad de los habitantes de cualquier población, salvaguardando vidas, bienes y el medio ambiente (ver figura 1).

Figura 1. Primeros cuerpos de emergencias (Bomberos).



Fuente: Disponible en internet < <http://www.skyscrapercity.com/showthread.php?t=479017&page=224>>

Con el pasar del tiempo, la tarea de los cuerpos de emergencias vio añadido un extra a sus labores, que está relacionado directamente con el vasto crecimiento del parque automotor a nivel nacional. La enorme cantidad de vehículos que ahora transita por las vías nacionales, sumada a la irresponsabilidad del conductor

promedio y a otra serie de factores, han traído consigo un aumento en la cantidad de emergencias por accidentes de tránsito, cobrando un gran número de vidas por año (ver figura 2).

Figura 2. Accidente de tránsito. Septiembre 28 del 2011.



Fuente: Disponible en internet <<http://www.vanguardia.com/judicial/124256-dos-hermanos-mueren-tras-el-accidente-de-un-camion>>

Ya sea por motociclistas o peatones que son arrollados, o por los conductores que quedan atrapados entre los fierros retorcidos de sus vehículos (ver figura 3), los cuerpos de emergencias deben estar prestos a atender todas estas emergencias. Pero este último detalle es especial, pues en la mayoría de las ocasiones se requiere de equipo y técnicas especiales para el auxilio de las personas que quedan atrapadas en los vehículos destrozados, en respuesta al protocolo de rescate vehicular que obedecen los cuerpos de emergencia conocido como extracción vehicular.

Figura 3. Extracción vehicular.



Fuente: Disponible en internet < http://photos.mlive.com/4469/gallery/crockery_township_accident/index.html#0 >

En cuanto a las técnicas (ver capítulo 3), cuerpos de emergencias se capacitan constantemente para garantizar un excelente desempeño en sus labores. El verdadero inconveniente es la carencia de los equipos necesarios para realizar dichos procesos, lo que en muchos casos causa demoras en las labores de rescate y conlleva a la muerte de los lesionados que quedan atrapados en los vehículos implicados. El problema de adquirir dichos equipos está en su costo (ver anexo K), debido a que no se fabrican en Colombia y deben ser traídos del exterior, lo que genera costos de importación y transporte que los encarecen notablemente (ver figura 4). Además de que los cuerpos de rescate no cuentan con un soporte económico estable debido a que se trata de instituciones de carácter voluntario y el apoyo ocasional que da el gobierno es mínimo. En pocas palabras, no existe la posibilidad de adquirir un equipo de extracción vehicular funcional, ya que los pocos usados que se consiguen en el país se encuentran en un estado de deterioro total (ver figura 5) y los nuevos están fuera del alcance económico.

Figura 4. Equipo de extracción vehicular Lukas, importado de Alemania.



Fuente: Disponible en internet <<http://www.ebay.com/1245435774>>

Figura 5. Equipo de extracción vehicular usado



Fuente: Disponible en internet <<http://www.ebay.com/467435774>>

En vista de esto, se ha planteado la necesidad de desarrollar un equipo de extracción vehicular accesible al presupuesto de los cuerpos de emergencias presentes en la región, a fin de contribuir a la misión de las instituciones, permitiéndoles desarrollar sus labores en cumplimiento de su misión.

1.2 JUSTIFICACIÓN DE LA SOLUCIÓN DEL PROBLEMA

La mejor manera de incrementar la eficacia de las tareas de rescate llevadas a cabo por los cuerpos de emergencias, será adquirir un equipo de extracción vehicular confiable y de bajo costo, que garantice una labor mucho más ágil, aumentando las posibilidades de supervivencia de las víctimas de los accidentes de tránsito, disminuyendo el tiempo que se toma para poder liberarlos de entre los fierros retorcidos, que actualmente puede llegar a ser de horas dependiendo de la gravedad de los daños.

Al adquirir el equipo, un cuerpo de emergencias ya no necesitara de las barras y hachas que usan actualmente para abrirse paso entre los restos de los vehículos lenta y torpemente. En cambio, tendrán acceso mucho más rápido a las víctimas, e incluso tendrán la posibilidad de generar el espacio necesario para atender a las victimas dentro los mismos vehículos (ver figuras 6 y 7).

Figura 6. Uso de cilindro tipo RAM para total apertura de la carrocería.



Fuente: Disponible en Internet < <http://www.heroesmemorial.org/content/ct-officer-injured-accident-transit-bus>>

Ahora, también contarán con equipo confiable y ante todo fácil de reparar y mantener en funcionamiento, lo que garantizará que las herramientas permanezcan en un estado óptimo sin mucho esfuerzo y sobre todo a un bajo costo.

Figura 7. Uso de la herramienta mixta para separar las bisagras de las puertas del vehículo.



Fuente: Disponible en internet <<http://laprensademonclova.com/seccion8/noticias2.php?noticia=673>>

Primordialmente, el cuerpo de emergencias haciendo uso del equipo de extracción, ahorrará tiempo valioso en las labores de extracción, que podría significar la diferencia entre la vida y la muerte de personas, que en muchas ocasiones mueren por no recibir atención médica a tiempo.

Finalmente se debe tener en cuenta, que hasta la fecha, el número de personas que han perdido su vida al quedar atrapadas en sus vehículos y no poder ser liberadas a tiempo es bastante grande. Los rescatistas se lamentan y afirman que de haber contado con el equipo, la historia habría sido muy diferente.

1.3 OBJETIVOS DEL PROYECTO

1.3.1 Objetivo general. Contribuir al compromiso misional de la Escuela de Ingeniería Mecánica de la Universidad Industrial de Santander, al apoyar a los cuerpos de rescate de la región, desarrollando un equipo hidráulico de extracción vehicular que permita mejorar la calidad en la atención de los accidentes viales.

1.3.2 Objetivos específicos.

- Diseñar un equipo de extracción vehicular del tipo mixto (“cutter” y “spreader”), accionado hidráulicamente que cumpla con las siguientes especificaciones:
 - Capacidad de corte directo mínimo de 15 toneladas. (Ver Capítulo 4).
 - Velocidad de funcionamiento que permita alternar las operaciones de corte y separación durante la maniobra de rescate en un tiempo menor a 90 segundos.
 - Peso en la herramienta no mayor a 30 kilogramos, para que pueda ser portado y manejado con facilidad por los integrantes del cuerpo de emergencias.
- Diseñar un modelo de equipo de extracción vehicular del tipo mixto (“cutter” y “spreader”), siguiendo el mismo procedimiento desarrollado en el primer objetivo, que cumpla con las siguientes especificaciones:
 - Capacidad de corte directo mínimo de 3 toneladas. (Ver capítulo 7).
- Construir el modelo de equipo de extracción vehicular, a fin de comprobar el proceso de diseño, y detectar posibles fallas para plantear soluciones y aplicar mejoras al diseño.

2. ACCIDENTES VEHICULARES EN LA ACTUALIDAD

2.1 ESTADÍSTICAS DE LA ACCIDENTALIDAD VIAL EN COLOMBIA SEGÚN LA O.M.S.

Según la O.M.S., todos los años, más de 1,3 millones de personas mueren como consecuencia de accidentes de tránsito en las vías y nada menos que otros 50 millones sufren traumatismos. Más del 90% de las defunciones se producen en los países de ingresos bajos y medianos¹. El informe sobre la situación mundial de la seguridad vial realizado por la Organización Mundial de la Salud, y publicado en el año 2009, muestra la situación mundial respecto a la seguridad vial, y ubica a las naciones de acuerdo a su situación y avance en la materia. En el informe presentado para el área de las Américas se observan los datos recogidos para Colombia de la siguiente manera:

País: COLOMBIA

Población: 41'155.958

Nivel de ingresos: mediano

Se establecen las instituciones que regulan la situación de seguridad vial del país, (ver tabla 1). Además se muestran los datos de traumatismos y mortalidad causados por accidentes de tránsito en los años 2006-2007 y la cantidad y tipo de vehículos registrados hasta esa fecha (ver tablas 2 y 3); también se indican las víctimas mortales por categoría (ver figura 8) entre otros datos recogidos por esta organización.

¹ ORGANIZACIÓN MUNDIAL DE LA SALUD. Informe sobre la situación mundial de la seguridad vial. Informe de un grupo científico de la OMS . Ginebra: OMS; 2009 p5.

Tabla 1. Marco Institucional.

MARCO INSTITUCIONAL	
Organismo rector: Ministerio de Transporte	
Financiado en el presupuesto nacional	Sí
Estrategia nacional de seguridad vial	Sí
Objetivos mensurables	Sí
Financiado	Sí

Fuente: ORGANIZACIÓN MUNDIAL DE LA SALUD. Informe sobre la situación mundial de la seguridad vial. Informe de un grupo científico de la OMS. Ginebra: OMS; 2009 p5

Tabla 2. Víctimas mortales y traumatismos no mortales para el periodo 2006-2007.

DATOS
Notificación de víctimas mortales por accidentes de tránsito (2007) 5 409 ^d (80% Hombres, 20% Mujeres)
Notificación de traumatismos no mortales por accidentes de tránsito (2007) 38 727 ^e
Estudio de costos disponible Sí (Víctimas mortales y traumatismos)

^d Instituto Nacional de Medicina Legal y Ciencias Forenses; Definición de mortalidad: defunciones ocurridas durante los 30 días siguientes al siniestro.

^e Instituto Nacional de Medicina Legal y Ciencias Forenses.

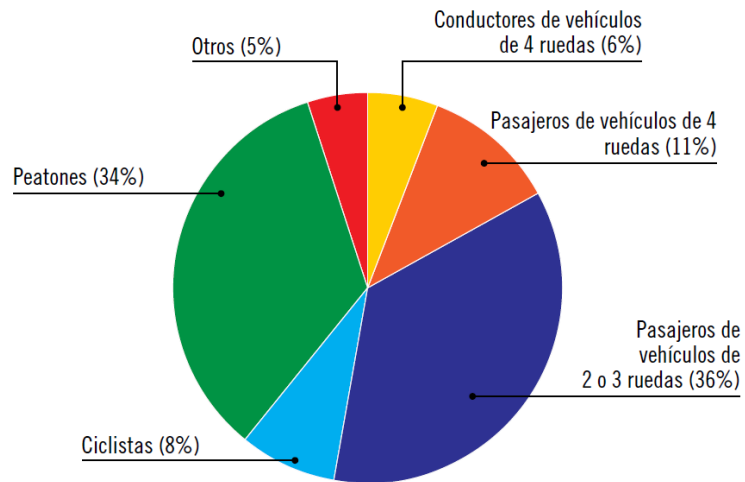
Fuente: : ORGANIZACIÓN MUNDIAL DE LA SALUD. Informe sobre la situación mundial de la seguridad vial. Informe de un grupo científico de la OMS. Ginebra: OMS; 2009 p 95

Tabla 3. Vehículos registrados hasta el año 2007.

VEHÍCULOS REGISTRADOS	
4 951 225 total (2007)	
Automóviles	36%
Vehículos de motor de 2 y 3 ruedas	39%
Minibuses, furgonetas, etc. (asientos <20)	17%
Camiones	4%
Autobuses	3%
Vehículos sin motor	<1%
Otros	<1%

Fuente: : ORGANIZACIÓN MUNDIAL DE LA SALUD. Informe sobre la situación mundial de la seguridad vial. Informe de un grupo científico de la OMS. Ginebra: OMS; 2009. p 95

Figura 8. Distribución de víctimas mortales por categoría de usuario en las vías de tránsito.



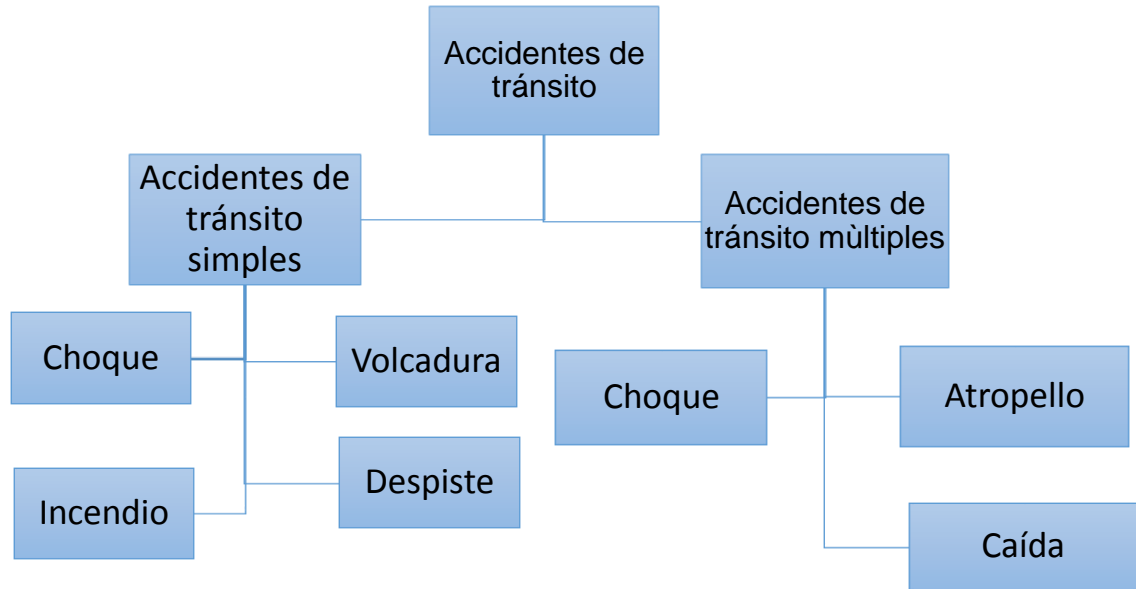
Fuente: : ORGANIZACIÓN MUNDIAL DE LA SALUD. Informe sobre la situación mundial de la seguridad vial. Informe de un grupo científico de la OMS. Ginebra: OMS; 2009. p 95

Las estadísticas mostradas anteriormente, dan cuenta de la situación de accidentalidad vial en Colombia, de las cuales se puede deducir que una gran parte de las víctimas mortales de accidentes de tránsito son los pasajeros de los vehículos que impactan, demostrando que, al utilizar un equipo de extracción vehicular que permita el rescate rápido y eficiente de las personas atrapadas en los automóviles, se reduciría en un gran porcentaje las víctimas por la accidentalidad vial.

2.2 CLASIFICACIÓN DE ACCIDENTES DE TRÁNSITO SEGÚN LA NTC 4189.

Según la Norma Técnica Colombiana (NTC) 4189 “VEHÍCULOS DE CARRETERA. COSLISIONES. TERMINOLOGÍA” los accidentes de tránsito se clasifican según el esquema mostrado en la figura 9.

Figura 9. Clasificación de los accidentes de tránsito según la NTC 4189.



Fuente: Autores del proyecto.

A continuación se especifican los tipos de accidente de tránsito que están relacionados con el presente proyecto:

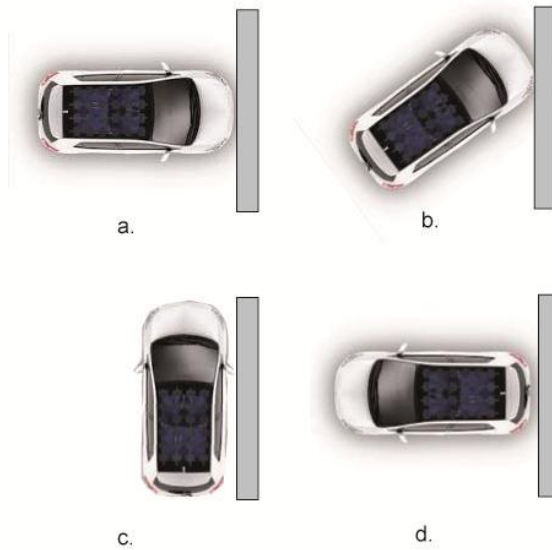
2.2.1 Accidentes de tránsito simples. Son todos aquellos en los que participan un solo vehículo en traslación sobre una vía de circulación y con una relación directa o indirecta del elemento humano, estos accidentes pueden ser de distintos tipos, expuestos a continuación.

2.2.1.1 Choque. Es la colisión de un vehículo en traslación con otro, cualquier objeto permanente o transitoriamente fijo o contra un vehículo estacionado. Los choques pueden ser frontales, angulares o laterales (ver imagen).

- Choques frontales: Cuando el vehículo que colisiona lo hace con su parte anterior (ver figura10a).
- Choques Angulares: Cuando el vehículo que impacta lo hace con cualquiera de sus vértices (posterior o anterior) (Ver figura10b).

- Choques laterales: Cuando el vehículo que impacta lo hace con cualquiera de sus lados (derecho o izquierdo) (Ver figura10c).
- Choque posterior: Cuando el vehículo que colisiona lo hace con su parte trasera (Ver figura10d).

Figura10. Accidentes de tránsito simple a. Frontal b. Angular c. Lateral d. Posterior

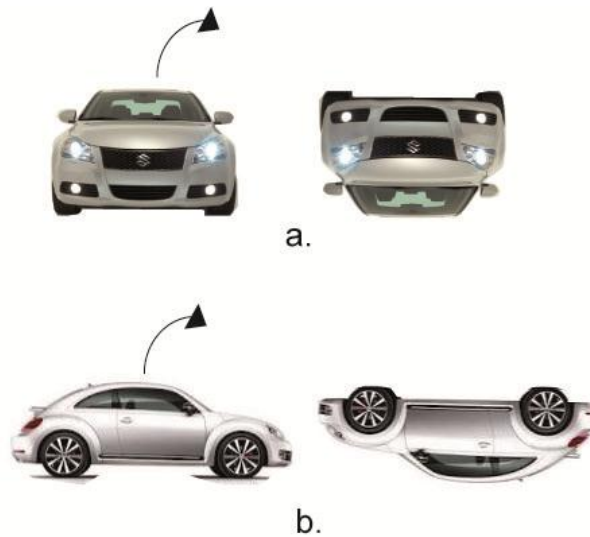


Fuente: Autores del proyecto.

2.2.1.2 Volcadura. Es el vuelco que sufre un vehículo cuando se encuentra en traslación, pudiendo hacerlos sobre sus lados, hacia delante o hacia atrás.

- Tonel: Es el vuelco de un vehículo en traslación que gira sobre su eje de equilibrio longitudinal (Ver figura11a).
- Campana: Es el vuelco de un vehículo en traslación que gira sobre su eje de equilibrio transversal (Ver figura11b).

Figura 11. Tipos de Volcadura. a. Tonel b. campana



Fuente: Autores del proyecto.

2.2.1.3 Despiste. Es la pérdida del contacto de las llantas de un vehículo con la superficie normal de la calzada o vía, es decir, salirse de la porción designada para tal efecto.

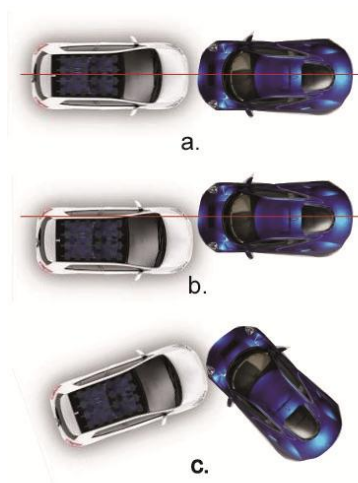
- Parcial: Cuando las ruedas del vehículo no pierden total contacto con la porción circuleable.
- Total: Cuando todas las ruedas del vehículo pierden contacto con la porción circuleable.

2.2.2 Accidentes de tránsito múltiples. Son aquellas donde participan por lo menos dos vehículos en traslación o un vehículo en traslación y un peatón.

2.2.2.1 Choque. Es la colisión entre por lo menos dos vehículos en traslación, esta colisión puede ser de distintas formas.

- Frontal: Se configura en forma genérica, cuando las partes exteriores de ambos vehículos entran en contacto entre sí. A su vez, el choque frontal puede ser:
 - Céntrico: Cuando el eje longitudinal de los vehículos se alinean (ver figura12a).
 - Excéntrico: El eje longitudinal de los vehículos no se alinean (Ver figura12b).
 - Angular: Cuando los ejes de los vehículos forman un ángulo inferior a 90° (Ver figura12c).

Figura12. Choques múltiples frontales. a. Céntrico b. Excéntrico c. Angular



Fuente: Autores del proyecto.

- Colisión lateral: Se lleva a cabo cuando el vehículo entra en contacto con una de sus partes laterales con el otro vehículo. . Cuando el eje longitudinal del primer vehículo se alinea con el eje transversal del otro, se le denomina choque perpendicular (ver figura13). Los choques laterales según el lado y la parte en que se producen pueden ser:
 - Lateral Derecho: Cuando el vehículo que recibe el impacto lo hace por el lado derecho.

- Lateral izquierdo: Cuando el vehículo impactado recibe al impactado por su lado izquierdo

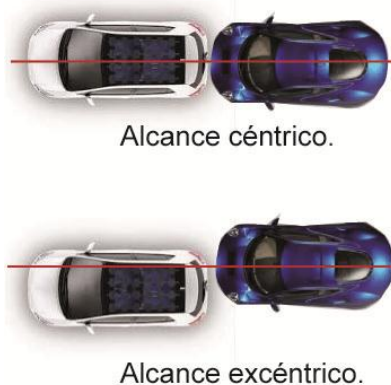
Figura13. Choque perpendicular.



Fuente: Autores del proyecto.

- Alcance: Es la colisión que se produce entre dos vehículos en traslación, que circulan en el mismo sentido, impactando con su parte frontal el que transita por detrás, contra la parte posterior del que recorre por delante. Por la forma del impacto, estos pueden ser céntricos o excéntricos (Ver figura14).

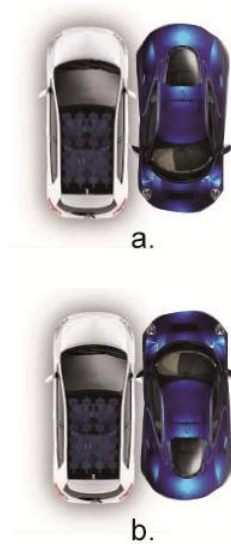
Figura14. Tipos de Alcance.



Fuente: Autores del proyecto.

- Colisiones por roce: Es la colisión que se produce entre dos vehículos en traslación, donde sus partes laterales toman contactos entre sí. De acuerdo a la forma del impacto y sentidos de circulación de los vehículos, pueden ser:
 - Positivo: Cuando los vehículos circulan en sentido opuestos y sus partes laterales entran en contacto en forma longitudinal (ver figura 15a).
 - Negativo.- Cuando los vehículos circulan en el mismo sentido y sus partes laterales toman contacto entre sí en forma longitudinal (ver figura 15b).

Figura15. Colisiones por roce a. Positivo b. Negativo.



Fuente: Autores del proyecto.

2.3 TIPOS DE VEHÍCULOS PRESENTES EN LAS VÍAS

Por las vías de todo el mundo transitan infinidad de vehículos de muchas clases precios, funciones, etc. Para poder establecer una clasificación, se han agrupado en dos grandes familias, vehículos livianos y vehículos pesados.

2.3.1 Vehículos livianos. En esta categoría se agrupan automóviles, camperos, camionetas, microbuses y vehículos de carga con capacidad de hasta 5 toneladas.

2.3.1.1 Automóviles. Son todos aquellos vehículos diseñados única y exclusivamente para el transporte de personas. Por lo general cuentan con motores de baja potencia y compartimientos para el transporte de equipaje.

Figura 16. Automóviles.



Fuente: Disponible en internet < <http://pichicola.net/457-automoviles-por-cada-1000-habitantes/>>/

En cuanto a su diseño, todos los vehículos están basados en el mismo, por lo tanto presentan la misma forma de construcción a pesar de las diferencias en sus tamaños y apariencias. Están contruidos en base a un esqueleto que es chasis y carrocería al mismo tiempo, formado por láminas de acero estampadas que se unen para formar una estructura bastante rígida, dotada de refuerzos y cavidades diseñadas para absorber energía en casos de colisiones.

Figura 17. Constitución de un automóvil.



Fuente: Disponible en internet < http://www.elchapista.com/chasis_carrocerias_vehiculos.html>

2.3.1.2 Camperos. Los camperos son una versión más robusta de un automóvil, diseñados para el transporte de pasajeros a través de casi cualquier terreno.

Poseen motores más potentes, tracción en las cuatro ruedas, son mucho más espaciosos y más grandes y pesados que la mayoría de los automóviles.

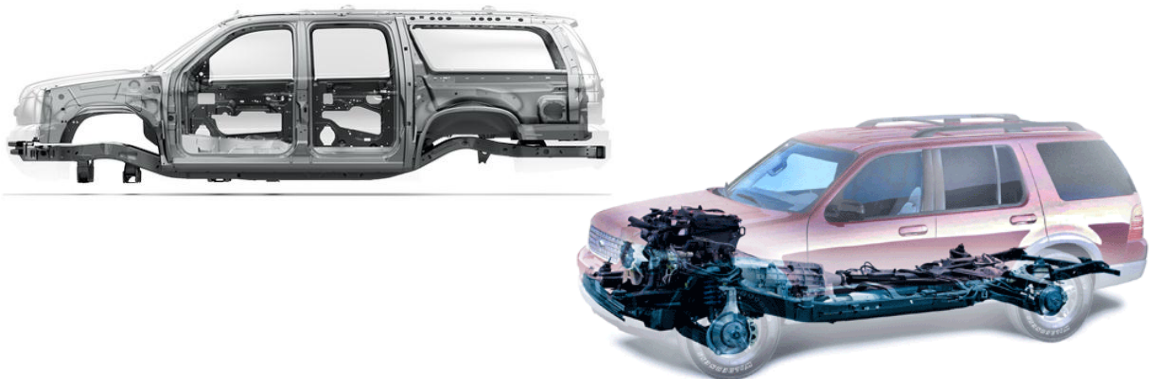
Figura 18. Camperos.



Fuente: Disponible en Internet <<http://www.mecanicaymotores.com/imagenes/galerias/>>

La construcción de los camperos es un tanto diferente, pues además de la carrocería cuentan con un chasis independiente formado por un bastidor de acero y el tren motriz.

Figura 19. Chasis y carrocería de un campero.



Fuente: Disponible en internet <http://www.elchapista.com/chasis_carrocerias_vehiculos.html>

2.3.1.3 Camionetas. Las camionetas son vehículos diseñados para varias aplicaciones, pueden ser para transporte de pasajeros (busetas), carga (Pick-up sencilla) o las dos (Pick-up Doble cabina). De nuevo son vehículos diseñados para superar las prestaciones de los automóviles, dotadas también de motores más potentes, son capaces de transportar más pasajeros o cargas bastante pesadas.

Figura 20. Camionetas.



Fuente: Disponible en internet < <http://carros.mitula.com.co/http://camionescamionetasusados.bl ogspot.com/>.>

En cuanto a su construcción, es igual a la de los camperos, cuentan con un chasis de acero y una cabina hecha de láminas estampadas. En el caso de las pick-up, cuentan con el compartimiento de carga, cuyo diseño puede variar de acuerdo a la aplicación que se le va a dar.

2.3.1.4 Microbuses. Son versiones más grandes de las camionetas para pasajeros, diseñados para transportar desde 17 hasta 33 personas. Cuentan con motores aún más potentes, diésel en su mayoría. Diseñados para brindar confort a lo largo de grandes o pequeñas distancias dependiendo del servicio que preste el vehículo.

Figura 21. Microbús.



Fuente: Disponible en Internet <<http://antioquia.quebarato.com.co/pic15624252>>

El diseño de estos vehículos puede variar, siendo similar al de una camioneta para pasajeros, con un chasis y una cabina de láminas de acero estampadas, o, siendo

similar al de los buses más grandes, que se construyen en base a una jaula de tubos de acero montada sobre un chasis de camión.

2.3.2 Vehículos pesados. En esta categoría se agrupan “los reyes de la carretera”, los vehículos que mueven la industria, transportando enormes cargas a través de largas distancias. Camiones, buses y tracto camiones, que son sin duda alguna los vehículos más peligrosos debido a su gran tamaño.

2.3.2.1 Camiones. Los camiones están formados por tres componentes, el chasis, el compartimiento de carga y la cabina (ver figura 22), teniendo en cuenta que los más importantes son la cabina, que se diseña para brindar confort y seguridad en casos de accidentes, y el chasis que es la columna vertebral del camión (Ver anexo A).

Figura 22. Partes principales de un camión.



Fuente: Disponible en internet < <http://transporteinformativo.com/de-buena-fuente/el-camion-rigido-chasis-cabina>>

2.3.2.2 Buses. Son camiones diseñados con el firme propósito de movilizar grupos grandes de personas (ver figura 23). Normalmente se ven envueltos en accidentes debido a que viajan a muy altas velocidades, ya que la potencia que entrega el motor diésel es excesiva para la tarea de transportar sólo personas y equipaje. A pesar de contar con un chasis similar al de un camión, poseen

carrocerías bastante débiles, pues no cuentan con una estructura debidamente protegida (Ver anexo B).

Figura 23. Diseño de un autobús.



Fuente: Disponible en internet <<http://bucaramanga.olx.com.co/chasis-arana-para-bus-de-40-pasajeros>>

2.4 MATERIALES DE LAS CARROCERÍAS

Debido a que los automóviles son los vehículos que siempre sufren los daños más graves, se hará enfoque en estos mismos para referenciar los distintos aceros que se usan en la construcción de las carrocerías.

Convencionalmente, en un automóvil se pueden encontrar distintos materiales, tales como vidrio, plástico, aluminio, etc. Sin embargo, es el acero el más abundante y resistente de todos ellos, pues es el encargado de brindar integridad a la estructura. También existen distintos tipos de aceros usados en la producción automotriz, clasificados en cuatro grandes grupos:

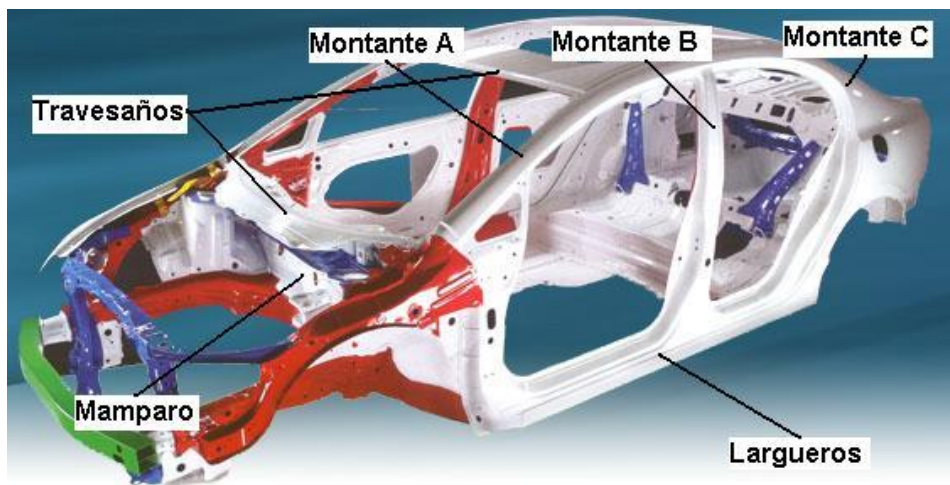
- Aceros convencionales
- Aceros de alta resistencia.
- Aceros de muy alta resistencia.
- Aceros de ultra alta resistencia.

2.4.1 Aceros convencionales. Son aceros dulces, con bajo contenido de carbono y sin aleantes. Son excelentes para realizar piezas estampadas, pero poseen un límite elástico muy bajo debido a su ductilidad. Debido a su baja resistencia son usados en piezas sin función estructural (paneles exteriores).

2.4.2 Aceros de alta resistencia. Se clasifican de acuerdo al proceso usado para mejorar su resistencia:

2.4.2.1 Aceros Bake-Hardening: Son aceros sometidos a un proceso de cocción a baja temperatura, que logra un aumento superior a 40 MPa en su límite elástico. Estos aceros se usan en panelería exterior (puertas, capós y techo) y piezas estructurales (bastidores inferiores, refuerzos y travesaños) (ver Figura 24).

Figura 24. Partes estructurales de las carrocerías.



Fuente: Disponible en internet <<http://mantenimientocar.blogspot.com/2011/08/disenio-de-la-carroceria.html>>

2.4.2.2 Aceros Microaleados o Aceros ALE: Estos aceros se obtienen mediante la reducción del tamaño de grano y la precipitación del mismo. En ciertos casos, se añade titanio, niobio o cromo para incrementar la dureza. Son muy resistentes

a la fatiga, por lo que se usan en piezas estructurales como los refuerzos de la suspensión, o refuerzos interiores, largueros y travesaños.

2.4.2.3 Aceros Refosforados o Aceros Aleados al Fósforo: Son aceros una matriz ferrítica, a los cuales se les añade fósforo hasta en un 0.12 % para incrementar la dureza. Son también resistentes a la fatiga y se usan en piezas de estructuras, refuerzos, largueros, travesaños o refuerzos de pilares.

2.4.3 Aceros de muy alta resistencia. También llamados aceros multifásicos, obtienen su resistencia gracias a tratamientos térmicos que crean una microestructura final de “fases duras” al lado de “fases blandas”.

2.4.3.1 Aceros de Fase Doble (DP): Poseen una alta resistencia mecánica, buena distribución de deformaciones y resistencia a la fatiga, por lo que son usados en piezas de alta responsabilidad estructural como son estribo, el montante A, correderas de asientos, cimbras de techo, etc.

2.4.3.2 Aceros de Plasticidad Inducida por Transformación (TRIP): Poseen una buena capacidad de consolidación, resistencia a la fatiga y alto límite elástico, lo que les da una mayor capacidad de absorber energía. Se usan en largueros, traviesas, refuerzos de pilar B, etc.

2.4.3.3 Aceros de Fase Compleja (CP): Son aceros con un porcentaje de carbono de apenas 0.2%. Se basan en una estructura de ferrita que contiene austenita y bainita. Incorporan aleantes como manganeso, silicio, cromo, molibdeno, boro y microaleantes como niobio y titanio. Poseen una alta resistencia a la deformación por lo se usan primordialmente en refuerzos como el del pilar B.

2.4.4 Aceros de Ultra Alta Resistencia. Son aceros con una elevada rigidez, capaces de absorber enormes cantidades de energía.

2.4.4.1 Aceros Martensíticos (Mar): Se obtienen por medio de recocido, son aceros que alcanzan límites elásticos de hasta 1400 MPa. Se usan en piezas destinadas a evitar la penetración de objetos en la zona de pasajeros y refuerzo como el del pilar B.

2.4.4.2 Aceros al Boro o Aceros Boron (Bor): Poseen un alto grado de dureza debido a los tratamientos térmicos y la adición de elementos aleantes tales como Manganeso (1,1 a 1,4 %), cromo y boro (0,005%). Se emplean principalmente en piezas estructurales y refuerzos debido a su alto límite elástico y bajo porcentaje de alargamiento.

3. TÉCNICAS DE RESCATE VEHICULAR.

Las técnicas de rescate vehicular que actualmente forman parte de la capacitación de los diferentes cuerpos de bomberos alrededor del mundo, vienen íntimamente ligadas a las herramientas de rescate (equipos de separación y corte, cilindros ram, cadenas, cuñas entre otros), y se han diseñado procedimientos de extracción de pasajeros atrapados en los vehículos tan eficientes como dependientes de dichas herramientas; este capítulo muestra las diferentes técnicas que existen para rescate en accidentes de tránsito, en las cuales se utiliza el equipo a diseñar en este proyecto y se pueden observar las distintas situaciones de trabajo a las que la herramienta estará expuesta. Estas técnicas están descritas más ampliamente en el Manual de Técnicas de Rescate en Vehículos, de Holmatro Rescue Equipment, el cual ha servido como referencia para este capítulo.

3.1 EQUIPOS USADOS PARA EL RESCATE VEHICULAR

En el rescate vehicular se utilizan principalmente tres tipos de herramientas:

- Herramienta de separación: La cual consiste en dos “quijadas” que tienen la capacidad de separar los metales de la carrocería que mantienen prisionera a una víctima; como se observa en la figura 25, son rectas y de puntas finas, con rugosidad para mayor agarre durante el proceso.
- Herramienta de corte: Es una herramienta diseñada para el corte del material de la carrocería de un automóvil, llamada popularmente “pico de loro” permite el corte eficiente de elementos estructurales de un automóvil (Ver figura 26).
- Herramienta mixta: Es una herramienta capaz de realizar en menor medida las operaciones tanto de corte como de separación sin tener que hacer ningún cambio al equipo; su forma es igual a la del separador y normalmente están aserradas en su superficie interna para las operaciones de corte (Ver figura 27).

Figura 25. Herramienta de separación.



Fuente: Disponible en internet < <http://firesafecambodia.com/wpccategories/rescue/>>

Figura 26. Herramienta de corte.



Fuente: Fuente: Disponible en internet < <http://firesafecambodia.com/wpccategories/rescue/>>

Figura 27. Herramienta mixta.

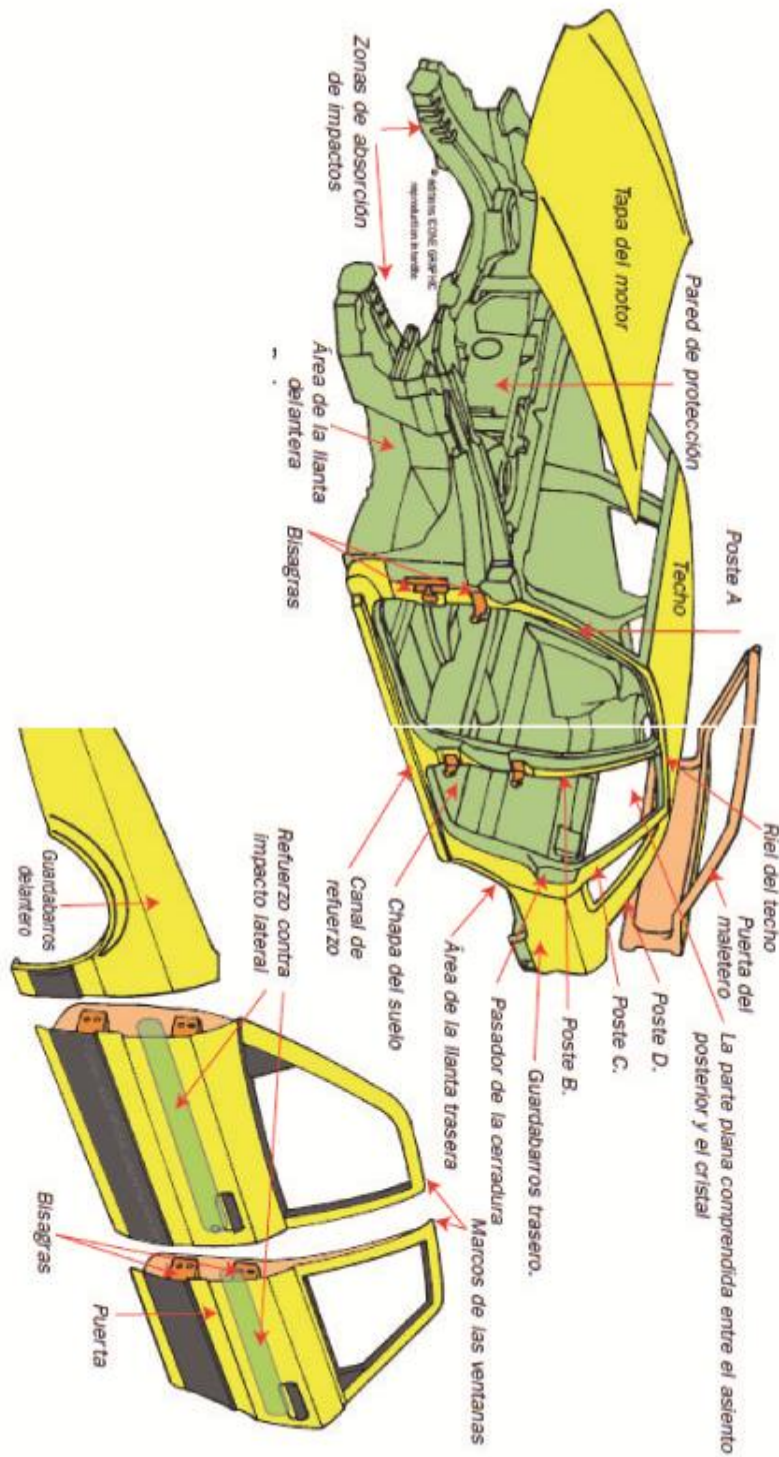


Fuente: Fuente: Disponible en internet < <http://firesafecambodia.com/wpccategories/rescue/>>

3.2 TERMINOLOGÍA DE LA CONSTRUCCIÓN DE AUTOMÓVILES

Con el fin de garantizar que todas las personas en la escena de un accidente de tránsito tengan una comunicación efectiva, se debe usar la misma terminología. En la figura 28, se indican los términos comunes más usados para describir la anatomía del vehículo.

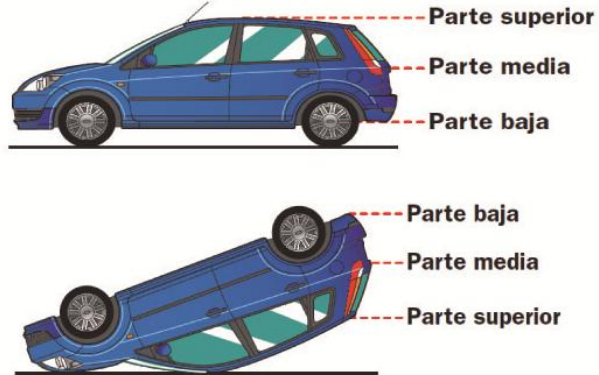
Figura 28. Terminología para describir la anatomía del vehículo.



Fuente: HOLMATRO. Técnicas de rescate vehicular. Ámsterdam: Ediciones Icone graphic 2005. p5

En la figura 29 se indica la nomenclatura de las partes del vehículo, éstas no cambian aunque el vehículo haya sufrido un volcamiento.

Figura 29. Nomenclatura partes del vehículo.



Fuente: HOLMATRO. *Técnicas de rescate vehicular*. Ámsterdam: Ediciones Icone graphic 2005 p5

3.3 ESTABILIZACIÓN DEL VEHÍCULO

Se debe estabilizar el vehículo con el fin de minimizar el movimiento del mismo (ver figura 30), ya que este movimiento podría afectar a pasajeros atrapados, utilizando cuñas, bloques escalonados y puntales mecánicos, hidráulicos o neumáticos. Este procedimiento debe llevarse a cabo antes de iniciar cualquier maniobra de extracción.

Figura 30. Estabilización del vehículo.



Fuente: HOLMATRO. *Técnicas de rescate vehicular*. Ámsterdam: Ediciones Icone graphic 2005.p13

3.4 RETIRADA DE LA PUERTA

La retirada de la puerta tiene como objetivo el lograr acceso a la víctima para darle un cuidado mejor durante su extracción. Esta apertura puede ser usada también para una inmediata liberación si las condiciones son apropiadas.

3.4.1 Retirada de la puerta cuando el vehículo está sobre sus ruedas.

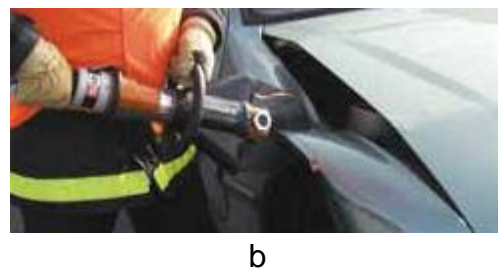
Procedimiento: Cuando no hay un punto de inserción para el separador y el guardabarros delantero es accesible, comprimir primero éste panel en el punto más alto de la zona de la rueda (ver figura 32a). Esto creará una abertura sobre las bisagras de la puerta.

Figura 31. Retirada de la puerta con el vehículo sobre sus ruedas.



Fuente: HOLMATRO. *Técnicas de rescate vehicular*. Ámsterdam: Ediciones Icone graphic 2005.p21

Figura 32. Retiro del guardabarros.



Fuente: HOLMATRO. *Técnicas de rescate vehicular*. Ámsterdam: Ediciones Icone graphic 2005.p23

Si el guardabarros necesita ser retirado después, se realiza un corte de alivio donde fue comprimido (Ver figura 32b). Teniendo ya el acceso a las bisagras se procede a separarlas con la herramienta spreader; haciendo uso de un punto estable de separación, por encima de la parte alta de la bisagra, la puerta puede ser ahora retirada fuera del vehículo. Para un mejor control de la separación se debe proceder solamente sobre una bisagra a la vez.

Figura 33. Separación de las bisagras.



Fuente: HOLMATRO. Técnicas de rescate vehicular. Ámsterdam: Ediciones Icone graphic 2005.p28

Después de que las bisagras y la platina pequeña que hay entre ellas han sido arrancadas o cortadas (ver figura 33), el próximo paso es retirar la puerta desde el lado de la cerradura. Una vez que la puerta ha sido completamente retirada (ver figura 34), deberá ser colocada en el depósito de chatarras.

Figura 34. Puerta retirada.



Fuente: HOLMATRO. Técnicas de rescate vehicular. Ámsterdam: Ediciones Icone graphic 2005.p33

3.4.2 Retirada de la puerta cuando el vehículo está sobre el techo.

Figura 35. Vehículo sobre el techo.



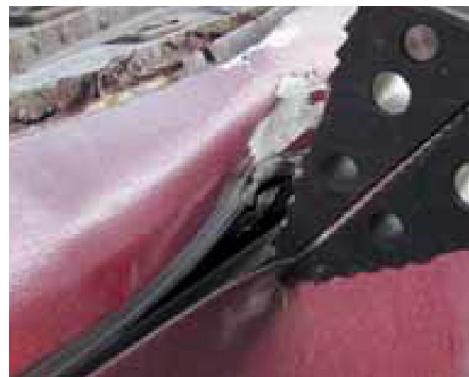
Fuente: HOLMATRO. Técnicas de rescate vehicular. Ámsterdam: Ediciones Icone graphic 2005.p39

Procedimiento: Comprima o apriete el riel del piso (ver figura 36a), con el fin de crear un espacio para las puntas del separador. Si es necesario, incremente la apertura, pellizcando el metal de la parte inferior de la puerta y doblándolo hacia abajo (ver figura 36 b)

Figura 36. Compresión del riel del piso.



a



b

Fuente: HOLMATRO. Técnicas de rescate vehicular. Ámsterdam: Ediciones Icone graphic 2005.p41

Separe la puerta hacia fuera de su estructura (Ver figura 37). Una vez que la puerta esté abierta y después de reventar el pasador de la cerradura, proceda a cortar o separar las bisagras como en el procedimiento anterior y retire toda la puerta.

Figura 37. Apertura de la puerta.



Fuente: HOLMATRO. *Técnicas de rescate vehicular*. Ámsterdam: Ediciones Icone graphic 2005.p43

3.5 RETIRADA DE UN LATERAL

La retirada de un lateral, tiene como objetivo crear una abertura más grande en un lado del vehículo que pueda ser usada para un mejor manejo de la víctima o para una liberación inmediata, dependiendo de la circunstancia (Ver figura 38).

Figura 38. Retirada de un lateral.



Fuente: HOLMATRO. *Técnicas de rescate vehicular*. Ámsterdam: Ediciones Icone graphic 2005.p50

Primero se debe retirar la puerta delantera usando una de las técnicas mostradas anteriormente, luego de esto, retire la puerta trasera separando o cortando las bisagras expuestas. Ver figura 39a y 39b.

Inmediatamente después, se procede a cortar las partes superior e inferior del poste B (ver figura 40) y luego retirarlo. Recuerde colocar una protección contra los bordes cortantes que se generaron.

Figura 39. Corte de las bisagras expuestas.

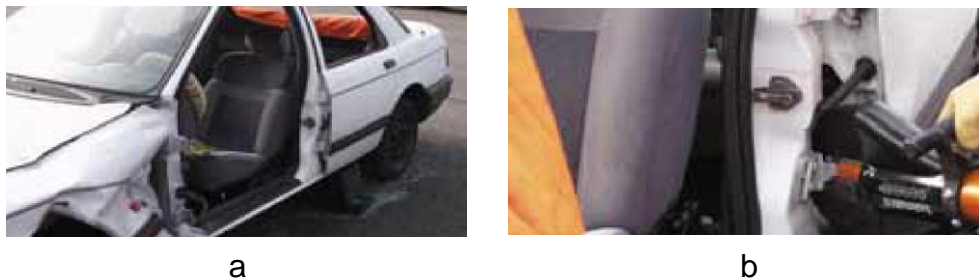


Figura 40. Retiro del lateral.



Fuente: HOLMATRO. Técnicas de rescate vehicular. Ámsterdam: Ediciones Icone graphic 2005.p60

3.6 CREACIÓN DE UNA TERCERA PUERTA.

Esta maniobra tiene como objetivo crear una abertura lateral de un vehículo de dos puertas que pueda ser usado para el manejo de la víctima o para su liberación inmediata si se requiere.

Procedimiento: Retire primero la puerta delantera utilizando una de las técnicas mencionadas anteriormente (ver figura 41).

Figura 41. Vehículo sin puerta.



Fuente: HOLMATRO. *Técnicas de rescate vehicular*. Ámsterdam: Ediciones Icone graphic 2005.p58

Haga un corte de alivio profundo en la base del poste B (ver figura 42a). Si el poste B se extiende hasta el techo, haga un corte en la parte superior del mismo (ver figura 42b).

Figura 42. Corte del poste B.



a



b

Fuente: HOLMATRO. *Técnicas de rescate vehicular*. Ámsterdam: Ediciones Icone graphic 2005.p60.

Realice un corte de alivio vertical enfrente del poste C (Ver figura 43a). Coloque las puntas del separador entre el corte de alivio realizado en la base del poste B. Abra el separador para empujar el panel hacia afuera creando una tercera puerta (ver figura 43b).

Figura 43. Retirada del panel.



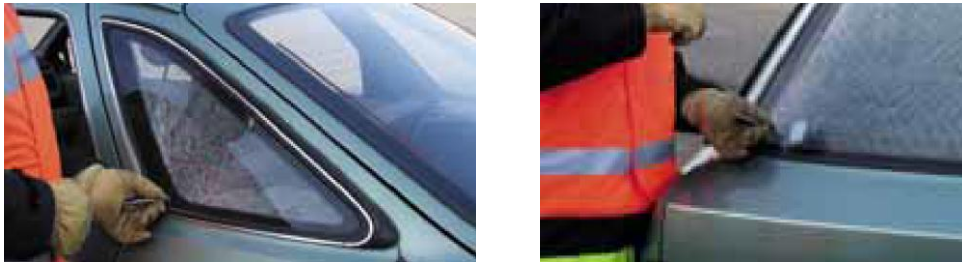
Fuente: HOLMATRO. *Técnicas de rescate vehicular*. Ámsterdam: Icone graphic 2005 p60

3.7 RETIRADA DEL TECHO.

Esta maniobra tiene como objetivo retirar la estructura del techo, con el fin de lograr un mejor acceso al paciente y poder retirarlo del vehículo cuando sea apropiado. La técnica de retirada del techo obedece a la importancia y del tipo de daños estructurales que tenga el vehículo. Dependiendo de la naturaleza del impacto y de la situación del accidente, no siempre es necesario retirar completamente el techo, pues existe la posibilidad de un retiro parcial del techo.

3.7.1 Retirada total del techo. El primer paso a seguir es retirar todos los cristales que sean necesarios (Ver figura 44).

Figura 44. Retirada de cristales.



Fuente: HOLMATRO. *Técnicas de rescate vehicular*. Ámsterdam: Ediciones Icone graphic 2005p63

A continuación, se procede al corte del poste A y el parabrisas, protegiendo de los fragmentos de vidrios tanto al paciente como al operador (Ver figura 45).

Figura 45. Corte del poste A y del parabrisas.



Fuente: HOLMATRO. *Técnicas de rescate vehicular*. Ámsterdam: Ediciones Icone graphic 2005

Luego, se procede al corte de los postes B y C. Con el techo sostenido, haga el corte final en los postes B y C del otro lado asegurándose que no existan otros puntos de sujeción tales como los cinturones de seguridad o alguna parte plástica (Ver Figura 46).

Figura 46. Corte de los postes B y C.



Fuente: HOLMATRO. *Técnicas de rescate vehicular*. Ámsterdam: Ediciones Icone graphic 2005.p73

Ahora los rescatistas pueden levantar el techo y llevarlo hacia el área designada para colocar las partes cortadas (Ver figura 47). El paso final es asegurarse de que todos los bordes cortantes se encuentran debidamente cubiertos.

Figura 47. Retirada del techo y cobertura de los bordes.



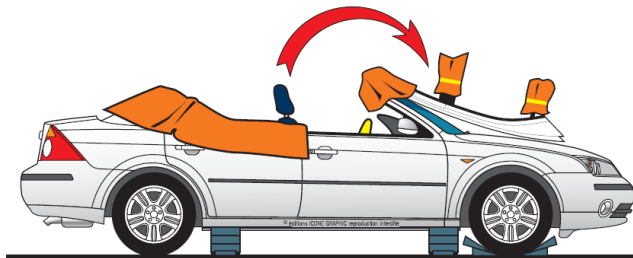
Fuente: HOLMATRO. *Técnicas de rescate vehicular*. Ámsterdam: Ediciones Icone graphic 2005.p73

3.7.2 Retiro parcial del techo. Existen diversas formas de retirar el techo de forma parcial, las cuales obedecen al mismo proceso descrito anteriormente para

la retirada total del mismo, reemplazado ciertos cortes por dobleces. Estas formas incluyen:

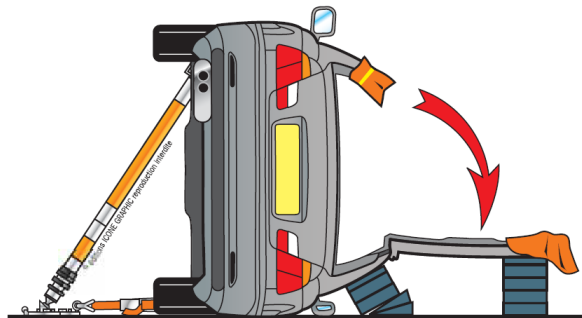
- Dobleces hacia adelante del techo (ver figura 48).
- Dobleces lateral del techo (ver figura 49).
- Dobleces invertido del techo (ver figura 50).

Figura 48. Dobleces hacia adelante del techo.



Fuente: HOLMATRO. *Técnicas de rescate vehicular*. Ámsterdam: Ediciones Icone graphic 2005.p83

Figura 49. Dobleces lateral del techo.



Fuente: HOLMATRO. *Técnicas de rescate vehicular*. Ámsterdam: Ediciones Icone graphic 2005.p85

Figura 50. Dobleces invertido del techo.

PARE Debemos mencionar que este método requiere de un equipo de rescate muy bien entrenado que haya practicado ésta técnica.
Esta técnica es también comúnmente conocida como la técnica de la "ostra".



Fuente: HOLMATRO. *Técnicas de rescate vehicular*. Ámsterdam: Ediciones Icone graphic 2005p87

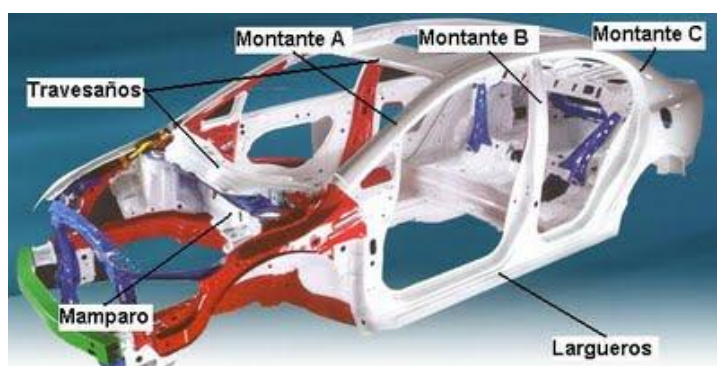
4. CÁLCULO DE LAS CAPACIDADES DEL EQUIPO

El equipo de extracción vehicular tiene dos funciones, la primera es la separación de la carrocería deforme de los heridos atrapados, y la segunda es el corte de la estructura de la carrocería para retirar las puertas, el techo, entre otras, y dar vía a la extracción de los pacientes en el vehículo accidentado. Entonces se debe conocer, para plantear el diseño del equipo, la magnitud de la fuerza de corte y de la fuerza de separación:

4.1 FUERZA DE CORTE

Esta es la fuerza máxima que la máquina deberá generar en el corte, así que, se llegó a la conclusión, gracias a la colaboración del Ing. Rafael Angarita Gerente Postventa de Campesa S.A., que los montantes (ver figura 51), son la parte de la estructura que más capacidad de corte le va a exigir al equipo, ya que están reforzados con perfiles de acero que dan una gran rigidez para que la parte inferior del vehículo no aplaste a los ocupantes en un caso de volcadura.

Figura 51. Estructura del automóvil.



Fuente: Disponible en internet <<http://mantenimientocar.blogspot.com/2011/08/disenio-de-la-carroceria.html>>

El interior de los montantes, en el cual se encuentran los perfiles de refuerzo se puede apreciar en la figura 52.

Figura 52. Imagen de sección de un montante de un HYUNDAI ACCENT.

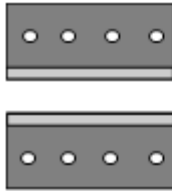


Fuente: Autores del proyecto.

El material de los montantes, como el de la mayoría de la carrocería, es de acero de alto límite elástico endurecido en horno Bake Hardened BH 300; entonces, se analiza el corte con las siguientes ecuaciones.

4.1.1 Ecuación de corte con cuchillas paralelas del manual del constructor de máquinas de H. Dubbel.²

Tabla 4. Cálculo de fuerza de corte para cuchillas paralelas según manual del constructor de máquinas.

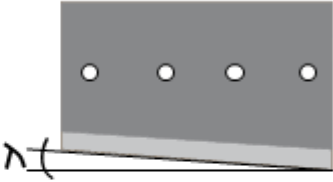
Para cuchillas paralelas			
$P = 0,8 * A * \sigma_B$ [N]			
Variables de entrada			
A	0,000614	m ²	Superficie
σ_B	4,80E+08	Pa	Tensión de rotura
Variables de salida			
P	235776	N	Fuerza de corte

Fuente: Autores del proyecto.

² DUBBEL, H. Manual del constructor de máquinas. Barcelona: Labor, 1965 p48.

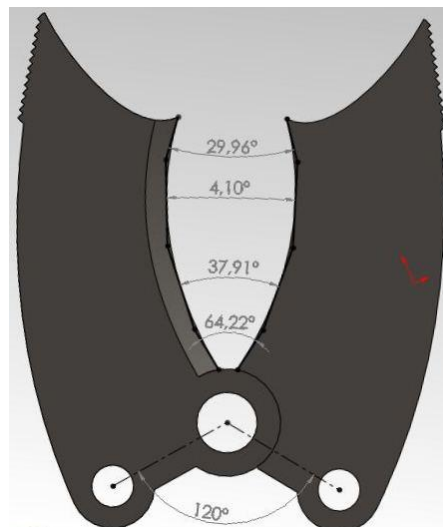
4.1.2 Ecuación de corte con la cuchilla superior inclinada del manual del constructor de máquinas de H. Dubbel.

Tabla 5. Cálculo de fuerza de corte cuando la cuchilla superior está inclinada según manual del constructor de máquinas.

Cuando la cuchilla superior está inclinada			
$P = 0,4 * \delta^2 * \sigma_B * \cot(\lambda) \text{ [N]}$			
Variables de entrada			
δ	0,0072	m	Espesor de la plancha
σ_B	4,80E+08	Pa	Tensión de rotura
λ	4,1	º	Ángulo de la cuchilla mínimo
Variables de salida			
P	138855,42	N	Fuerza de corte

Fuente: Autores del proyecto.

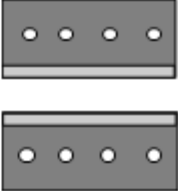
Figura 53. Ángulo entre cuchillas.



Fuente: Autores del proyecto.

4.1.3 Ecuación de corte con las cuchillas paralelas (corte directo) del libro Trenes de laminación, de SMIMOV, V. V. y TSELIKOV, A. I.³

Tabla 6. Cálculo de fuerza de corte para cuchillas paralelas según el libro trenes de laminación.

Cuchillas paralelas			
$P_{max} = K * A * \sigma_T$			
Variables de entrada			
A	0,000614	m ²	Superficie
σ_T	4,80E+08	Pa	Tensión de rotura
K	0,8		Valor experimental
Variables de salida			
P_{max}	235776	N	Fuerza de corte máxima

Fuente: Autores del proyecto.

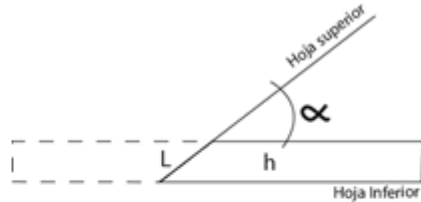
4.1.4 Ecuación de corte con la cuchilla superior inclinada del libro Trenes de laminación, de SMIMOV, V. V. y TSELIKOV, A. I. Método mostrado en la tabla 7.

La superficie a cortar fue obtenida con el perfil de un automóvil HYUNDAI ACCENT, (ver figura 54), el cálculo de referencia para el diseño se lleva a cabo bajo el criterio de corte directo en el que coinciden los dos autores, aunque se debe aclarar que las cuchillas de la herramienta seleccionada tienen inclinación entre sí en todas las ocasiones de corte y esto “reduce el esfuerzo de corte a causa del aumento del recorrido de la cuchilla⁴; este principio se ve demostrado en los cálculos anteriores para cuchillas inclinadas pero se aplica el corte directo.

³ SMIMOV, V. V. y TSELIKOV, A. I. Trenes de laminación. BILBAO: URMO, 1970 p430.

⁴ Id. p448

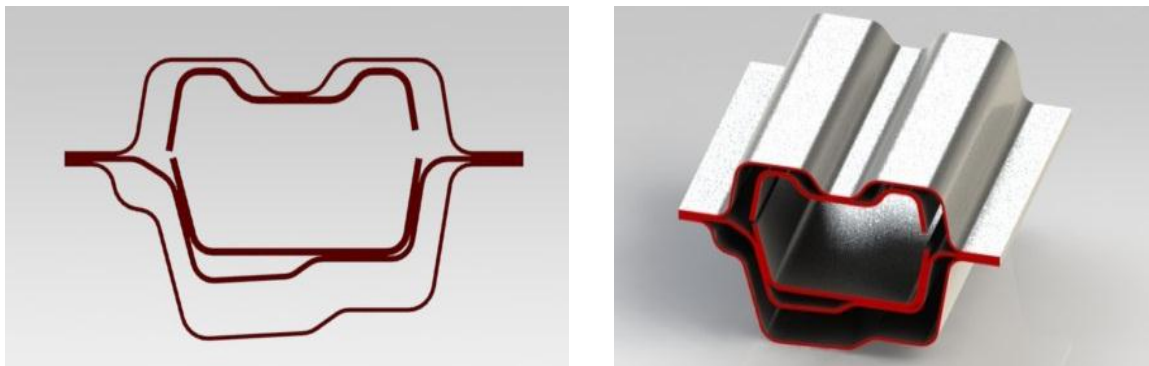
Tabla 7. Cálculo de fuerza de corte cuando la cuchilla superior está inclinada según el libro de trenes de laminación.

Cuchilla superior inclinada			
$F = K * h * L * \tau$ $L = \frac{h}{\tan(\alpha)}$			
			
Variables de entrada			
h	0,0072	m	Espesor de la plancha
L	0,100	m	Longitud de cizallamiento
α	4,1	°	Angulo de las cuchillas
τ	2,74E+08	Pa	Resistencia al cizallamiento
K	0,5		Coefficiente de penetración
Variable de salida			
F	98934,48	N	Fuerza de corte
F	10,09	Ton	Fuerza de corte en toneladas

Fuente: Autores del proyecto.

Asumiendo un caso extremo en el cual la deformación del vehículo accidentado coincida con la forma de las cuchillas impidiendo el corte por secciones o partes como lo hace una cuchilla inclinada, en este caso se consumiría la mayor potencia, y como consecuencia se selecciona este criterio.

Figura 54. Identificación de la superficie de corte.



Fuente: Autores del proyecto.

4.2 FUERZA DE SEPARACIÓN

La fuerza que la máquina debe entregar para la separación del metal se halló mediante una simulación en Solid Works al aplicarla para separar las bisagras (ver figura 55), la actividad más importante de separación y la que mayor capacidad necesita en las labores de rescate pues al separar las bisagras al punto de desprenderlas permite retirar la puerta del vehículo de forma rápida y sacar a los heridos con mucha más velocidad y facilidad.

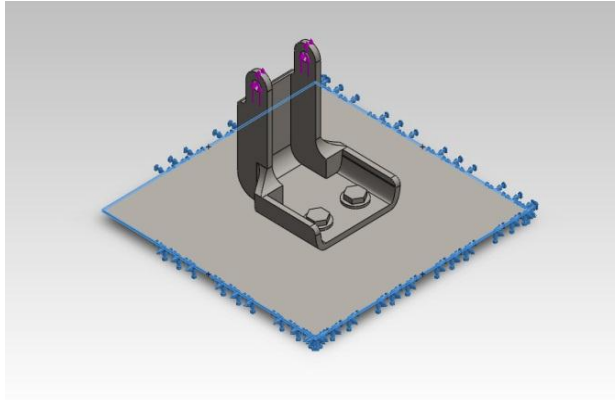
Figura 55. Bisagra de la puerta trasera de una Chevrolet Luv D-Max.



Fuente: Autores del proyecto.

La simulación en Solidworks se hizo usando una fuerza de 49050 [N] que es equivalente a 5000 [KgF]; se analizó utilizando como material de prueba el acero BH 300. La sujeción de la bisagra se ve en la figura 56, que se tomó así considerando el hecho de que la estructura que sostiene la puerta del vehículo es hueca y está conformada por capas de lámina, lo que indica que la única zona resistente que tiene la estructura es la zona circundante a la unión.

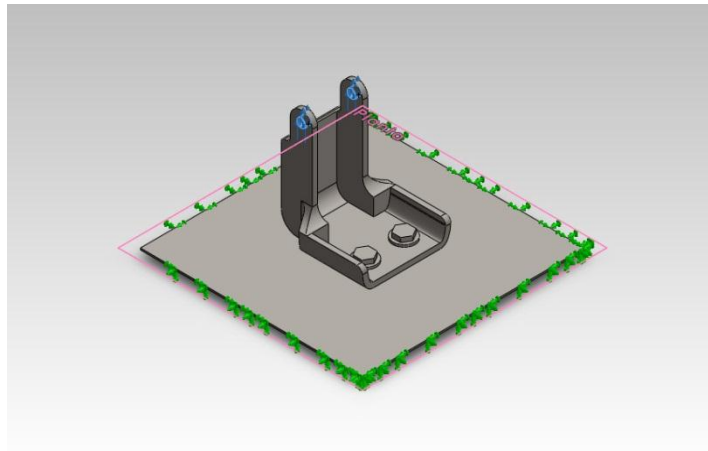
Figura 56. Modelo de Bisagra en Solidworks (Sujeción zona azul).



Fuente: Autores del proyecto.

Se simuló la fuerza para la separación de la bisagra (Ver figura 57).

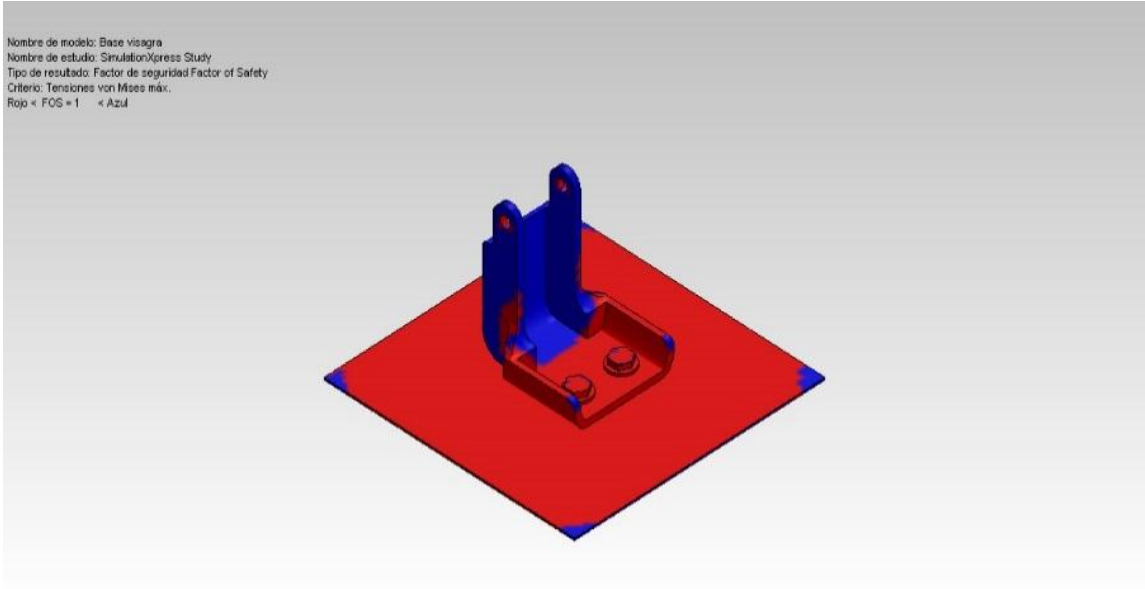
Figura 57. Simulación de fuerza de separación en la bisagra.



Fuente: Autores del proyecto.

Se obtuvo el siguiente análisis que permitió determinar la condición de falla para una carga que es aproximadamente 49050 [N], siendo ésta mucho menor a la necesitada para el corte (Ver figura 58).

Figura 58. Resultados del análisis en Solidworks para determinar la condición de falla.



Fuente: Autores del proyecto.

5. DISEÑO CONCEPTUAL DEL EQUIPO

Ya que en Colombia no existe ninguna empresa que desarrolle este tipo de equipo para rescate, éste debe ser importado desde Alemania o Estados Unidos y debido al alto costo del mismo y de la precariedad económica de las instituciones públicas y en especial voluntarias de Colombia, se hace necesario la fabricación de la maquina desde cero para disminuir en gran medida los costos de compra e importación.

La finalidad de este proyecto está dirigida al diseño de un equipo de extracción vehicular. Pero dicho diseño requerirá pruebas, a fin de verificar todos los cálculos y consideraciones, por lo cual se construirá un modelo para realizar dichas pruebas. Con esto, se busca obtener un dispositivo portátil y de fácil manejo que garantice maniobras de rescate efectivas y a tiempo, salvando así cientos de vidas que se pierden en carretera debido a la ineficacia de los grupos de rescate que no cuentan con las herramientas adecuadas.

Deberá ser un equipo capaz de cortar, cizallar y separar los distintos metales que aprisionen a los heridos en un accidente vehicular, así como ser portable, con fuente de poder de fácil consecución y de fácil manejo y mantenimiento.

Teniendo en cuenta las necesidades mencionadas se realizó un estudio de selección de las posibles alternativas por medio del despliegue de la función calidad (QFD). Este estudio se presenta a continuación:

5.1 DESPLIEGUE DE LA FUNCIÓN CALIDAD (QFD)

5.1.1 Requerimientos del futuro usuario. Se presenta una lista con los requerimientos de los futuros usuarios del equipo:

- Precio económico
- Herramienta mixta (cutter y spreader en uno)
- Alta confiabilidad
- Iluminación para espacios estrechos
- Fácil de transportar
- Fácil manejo
- Fácil mantenimiento
- Fuente de poder de fácil acceso
- Alta velocidad de trabajo

5.1.2 Criterios de diseño. Buscando facilitar el proceso de diseño del equipo, se aplicó una distribución por subsistemas que reduce la cantidad de parámetros a evaluar agrupándolos:

- Subsistema de potencia
 - Fuente de poder
- Subsistema de transmisión
 - Conexión fuente-herramienta
 - Actuador
- Subsistema de Herramientas
 - Herramienta mixta
- Subsistema de control
 - Control de la Herramienta
 - Encendido y manejo del motor
- Subsistema de accesorios
 - Iluminación y cadenas

5.2 MATRIZ CALIDAD DEL EQUIPO

La idea de la matriz es confrontar los requisitos del usuario con los parámetros de diseño propuestos, asignando una calificación basada en la relación que puedan tener entre sí (0 ninguna, 3 baja, 6 media, 9 alta) (Ver tabla 8). Posteriormente se ponderan las calificaciones y se obtiene un valor de relevancia en porcentaje (Ver tabla 9).

Tabla 8. Matriz calidad de subsistemas.

	Valor	Subsistema de Potencia			Subsistema de Transmisión			Subsistema de Herramientas			Subsistema de control			Subsistema de accesorios		
Precio económico	9	9	81	9	81	9	81	9	81	9	81	9	81			
Herramienta Mixta	8	3	24	6	48	9	72	3	24	3	24					
Alta confiabilidad	7	9	63	9	63	9	63	6	42	3	21					
Iluminación para espacios estrechos	6	0	0	0	0	3	18	3	18	9	54					
Fácil de transportar	5	9	45	6	30	9	45	1	5	0	0					
Fácil manejo	4	9	36	3	12	9	36	6	24	3	12					
Fácil mantenimiento	3	6	18	9	27	3	9	9	27	0	0					
Fuente de poder de fácil acceso	2	9	18	3	6	0	0	6	12	3	6					
Alta velocidad de trabajo	1	9	9	9	9	0	0	3	3	3	3					
Totales		294			276			324			236			201		

Fuente: Autores del proyecto.

5.2.1 Ponderación de resultados.

Tabla 9. Ponderación, subsistemas.

894		%
324	Subsistema de Herramientas	36,24
294	Subsistema de Potencia	32,89
276	Subsistema de Transmisión	30,87

Fuente: Autores del proyecto.

En base a estos parámetros, se conocen los subsistemas más relevantes a la hora diseñar para poder cumplir con los requerimientos del usuario. A continuación se realiza una matriz de calidad para cada subsistema con el fin de establecer los criterios de evaluación para las alternativas (Ver tablas 10 a 15).

5.3 MATRIZ CALIDAD DE LOS SUBSISTEMAS

5.3.1 Subsistema de herramientas.

Tabla 10. Matriz calidad del subsistema de herramientas.

	Valor	Bajo peso	Resistente al desgaste	Facilidad de operación	Eficiencia de corte	Buena apariencia
Precio económico	9	9 81	6 54	0 0	6 54	3 27
Herramienta Mixta	8	9 72	0 0	9 72	6 48	0 0
Alta confiabilidad	7	0 0	9 63	1 7	6 42	0 0
Iluminación para espacios estrechos	6	1 6	0 0	3 18	0 0	6 36
Fácil de transportar	5	9 45	0 0	9 45	0 0	0 0

Fácil manejo	4	9	36	0	0	9	36	3	12	0	0
Fácil mantenimiento	3	0	0	3	9	3	9	0	0	0	0
Fuente de poder de fácil acceso	2	6	12	0	0	6	12	0	0	0	0
Alta velocidad de trabajo	1	0	0	6	6	6	6	9	9	0	0
Totales			252		132		205		165		63

Fuente: Autores del proyecto.

5.3.1.1 Ponderación de resultados.

Tabla 11. Ponderación, subsistema de herramientas.

622		%
252	Bajo peso	40,51
205	Facilidad de operación	32,96
165	Eficiencia de corte	26,53

Fuente: Autores del proyecto.

5.3.2 Subsistema de potencia.

Tabla 12. Matriz calidad del subsistema de potencia.

	Valor	Economía	Bajo peso	Portabilidad	Alta resistencia ambiental	Facilidad de alimentación			
Precio económico	9	9	81	6	54	6	54	6	54
Herramienta Mixta	8	0	0	0	0	0	0	0	0

Alta confiabilidad	7	0	0	0	0	6	42	9	63	9	63
Iluminación para espacios estrechos	6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
Fácil de transportar	5	6	30	9	45	9	45	0	0	9	45
Fácil manejo	4	3	12	9	36	6	24	6	24	6	24
Fácil mantenimiento	3	6	18	0	0	0	0	6	18	3	9
Fuente de poder de fácil acceso	2	9	18	9	18	9	18	9	18	9	18
Alta velocidad de trabajo	1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
Totales			159		153		183		177		213

Fuente: Autores del proyecto.

5.3.2.1 Ponderación de resultados.

Tabla 13. Ponderación, subsistema de potencia.

573		%
213	Facilidad de alimentación	37,17
183	Portabilidad	31,94
177	Alta resistencia al ambiente	30,89

Fuente: Autores del proyecto.

5.3.3 Subsistema de transmisión.

Tabla 14. Matriz calidad del subsistema de transmisión.

	Valor		Eficiencia		Seguridad		Confiabilidad		Bajo peso		Economía
Precio económico	9	9	81	3	27	6	54	3	27	9	81
Herramienta Mixta	8	0	0	3	24	3	24	6	48	6	48
Alta confiabilidad	7	6	42	9	63	9	63	0	0	6	42
Iluminación para espacios estrechos	6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0

Fácil de transportar	5	0	0	0	0	3	15	9	45	0	0
Fácil manejo	4	6	24	6	24	9	36	9	36	1	4
Fácil mantenimiento	3	0	0	3	9	6	18	0	0	9	27
Fuente de poder de fácil acceso	2	6	12	0	0	6	12	0	0	3	6
Alta velocidad de trabajo	1	9	9	6	6	9	9	0	0	0	0
Totales			168		153		231		156		208

Fuente: Autores del proyecto.

5.3.3.1 Ponderación de resultados.

Tabla 15. Ponderación, subsistema de transmisión.

607		%
231	Confiabilidad	38,06
208	Economía	34,27
168	Eficiencia	27,68

Fuente: Autores del proyecto.

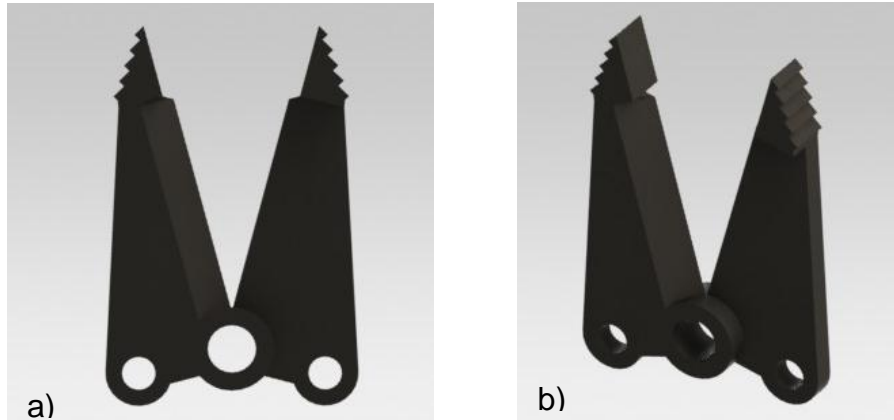
5.4 PLANTEAMIENTO DE ALTERNATIVAS

Con los resultados de la matriz calidad y la ponderación de las prioridades a tener en cuenta, se proponen las alternativas de solución para cada uno de los subsistemas.

5.4.1 Planteamiento de alternativas para el subsistema de herramientas.

5.4.1.1 Alternativa 1. Herramienta mixta convencional. En este diseño el “cutter” y el “spreader” forman parte de la misma herramienta, en un diseño ya establecido por los fabricantes de este tipo de equipos (Lukas y Holmatro principalmente), se muestra en la figura 59.

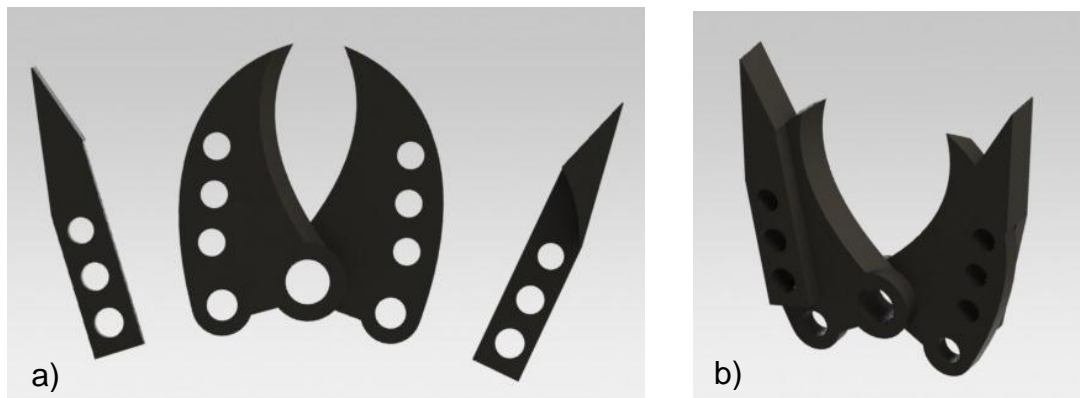
Figura 59. Herramienta mixta convencional a) Vista frontal y b) Vista isométrica.



Fuente: Autores del proyecto.

5.4.1.2 Alternativa 2. Herramienta de corte adaptable a separador. En este diseño, se tiene la herramienta de corte en el equipo, y ésta puede ser adaptada para trabajar como separador por medio de la adición de extensiones que permiten la labor de separación de la carrocería en el momento del rescate (Ver figura 60). Este sistema requiere un tiempo extra en comparación con los demás diseños ya que el montaje de estas extensiones se debe hacer de acuerdo al requerimiento en el momento de afrontar la situación de emergencia.

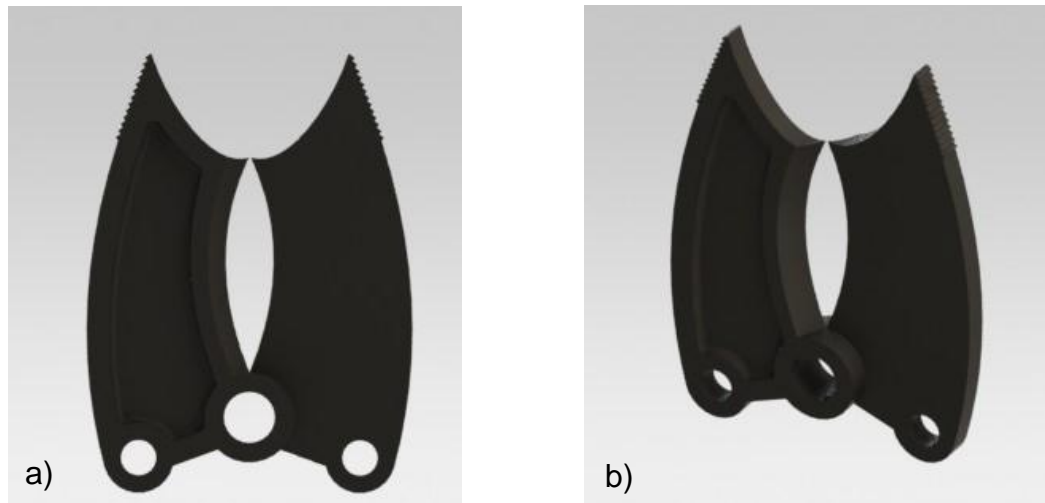
Figura 60. Herramienta de corte adaptable a “spreader” a) Vista frontal y b) Vista isométrica.



Fuente: Autores del proyecto.

5.4.1.3 Alternativa 3. Herramienta mixta de cuchilla curva. En este diseño, las herramientas de corte y separación se encuentran en una sola, la herramienta de corte tradicional en los sistema de extracción vehicular se fusiona con la herramienta de separación abriendo paso a un nuevo diseño de herramienta mixta que aprovecha las ventajas de la herramienta de corte curva (llamada por los usuarios “pico de loro”) y el separador, se puede ver la alternativa en la figura 61.

Figura 61. Herramienta mixta de cuchilla curva a) Vista frontal y b) Vista isométrica.



Fuente: Autores del proyecto.

5.4.2 Planteamiento de alternativas para el subsistema de Potencia.

5.4.2.1 Alternativa 1. Motor eléctrico. Motor eléctrico trifásico de 5 caballos de potencia [HP] el cual se alimenta de corriente alterna trabaja a 110 o 220 [V]; esta fuente de poder es relativamente económica y fácil de conseguir en el mercado, el inconveniente se encuentra en la dificultad de hallar enchufes en situaciones de rescate, ya que este equipo será usado en carretera y necesita una fuente de energía accesible y con total disponibilidad (Ver figura 62).

Figura 62. Motor eléctrico.



Fuente: Disponible en internet < <http://spanish.alibaba.com/product-gs/ycl-5hp-single-phase-electric-motor-434955930.html>>

5.4.2.2 Alternativa 2. Motor del vehículo. Se plantea el uso del motor de un carro o camión de como fuente de poder, el cual puede ser adaptado para suministrar la potencia requerida al sistema a base del mismo combustible que alimenta el vehículo, estando siempre a disposición del equipo de rescate (Ver figura 63).

Figura 63. Motor del vehículo.



Fuente: Disponible en internet < <http://www.shannons.com.au/auctions/lot/NA4ZFFIOXP247F5R/>>

5.4.2.3 Alternativa 3. Motor estacionario de combustión interna. El motor de combustión interna de 5.5 [HP], permite la portabilidad de la máquina, y el combustible también es de fácil acceso; además el costo es relativamente bajo, contando con la ventaja de ser más tolerante al trabajo en campo (Ver figura 64).

Figura 64. Motor estacionario a gasolina.

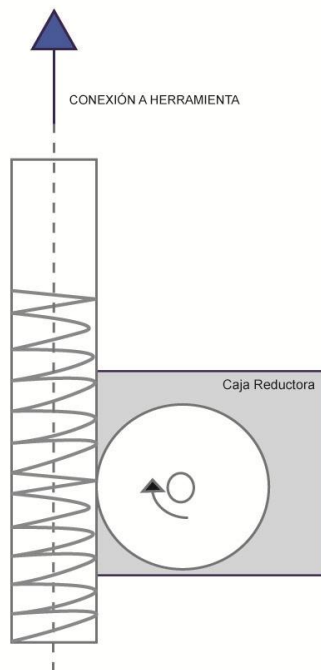


Fuente: Disponible en internet < <http://m.engines.honda.com/models/model-detail/gx160>>

5.4.3 Planteamiento de alternativas para el subsistema de transmisión. La transmisión de la potencia hacia la herramienta puede hacerse con distintos tipos sistemas (mecánico o hidráulico), éste debe garantizar una transmisión eficiente de la energía, además de ser liviano y ocupar poco espacio para que el traslado del equipo a la zona del accidente sea fácil y rápido.

5.4.3.1 Alternativa 1. Transmisión mecánica. Esta transmisión por medio de engranajes helicoidales y tornillo de potencia, lleva la energía del motor al movimiento de la herramienta para su uso en el corte o separación de la carrocería; la desventaja es el gran tamaño que ocupa la estructura de ésta; y la necesidad de estar acoplada directamente al motor haría necesario que el bombero lo deba cargar junto con ella dificultando la maniobra de rescate (Ver figura 65).

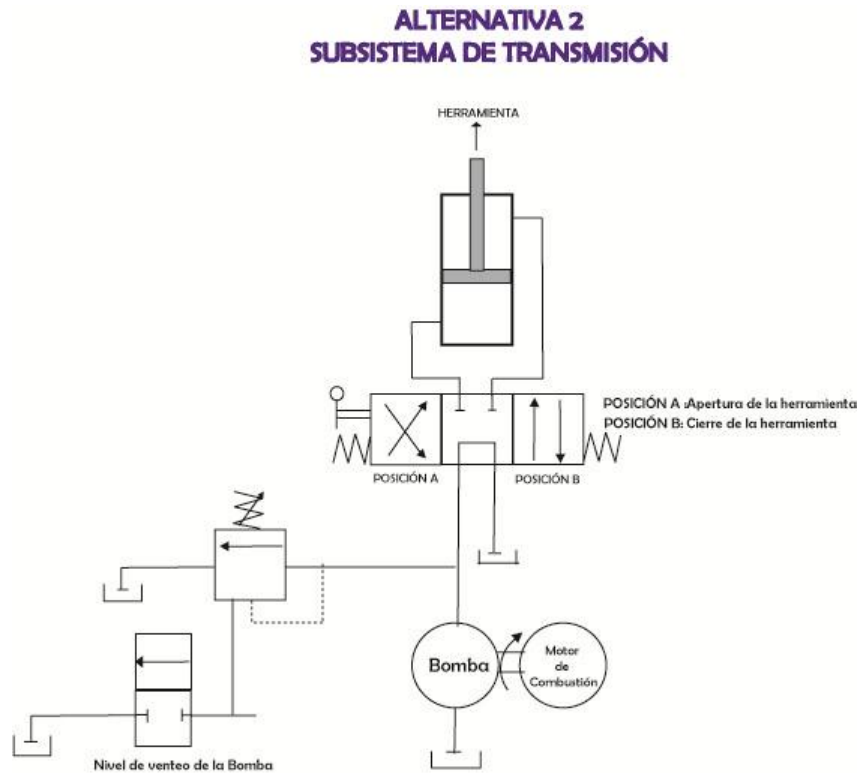
Figura 65. Transmisión por tornillo de potencia.



Fuente: Autores del proyecto.

5.4.3.2 Alternativa 2. Circuito Hidráulico sencillo. En éste tipo de transmisión, el fluido lleva la energía del motor al actuador, el cual, es un cilindro de doble efecto que está adaptado para el montaje de la herramienta de corte escogida (Ver figura 66).

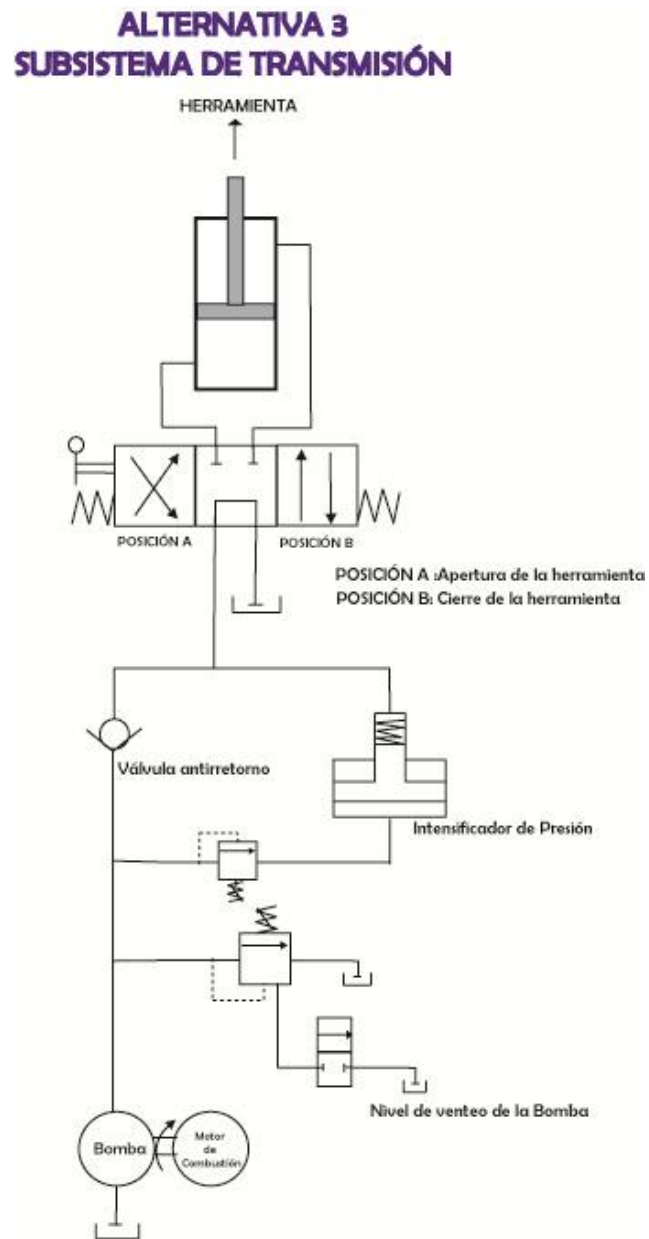
Figura 66. Circuito hidráulico de alta presión.



Fuente: Autores del proyecto.

5.4.3.3 Alternativa 3. Circuito hidráulico con intensificador de presión. Este circuito tiene el mismo ordenamiento que el anterior (circuito hidráulico sencillo), pero se le incorpora un intensificador de presión para disminuir la capacidad de la bomba, ya que con éste dispositivo se disminuye el requerimiento de presión de bomba y permite la selección de una bomba más económica (Ver figura 67).

Figura 67. Circuito hidráulico con intensificador.



Fuente: Autores del proyecto.

5.5 EVALUACIÓN DE LAS ALTERNATIVAS

Tabla 16. Evaluación del subsistema de herramientas.

SUBSISTEMA DE HERRAMIENTAS							
Criterio de evaluación		Alternativa 1		Alternativa 2		Alternativa 3	
Bajo peso	40,51	5	2,03	3	1,22	5	2,03
Facilidad de operación	32,96	5	1,65	2	0,66	5	1,65
Eficiencia en el corte	26,53	3	0,80	4	1,06	5	1,33
		4,47		2,94		5,00	

Fuente: Autores del proyecto.

Tabla 17. Evaluación del subsistema de potencia.

SUBSISTEMA DE POTENCIA							
Criterio de evaluación		Alternativa 1		Alternativa 2		Alternativa 3	
Económica	37,17	4	1,49	5	1,86	4	1,49
Portabilidad	31,94	2	0,64	2	0,64	5	1,60
Facilidad de combustible	30,89	1	0,31	5	1,54	5	1,54
		2,43		4,04		4,63	

Fuente: Autores del proyecto.

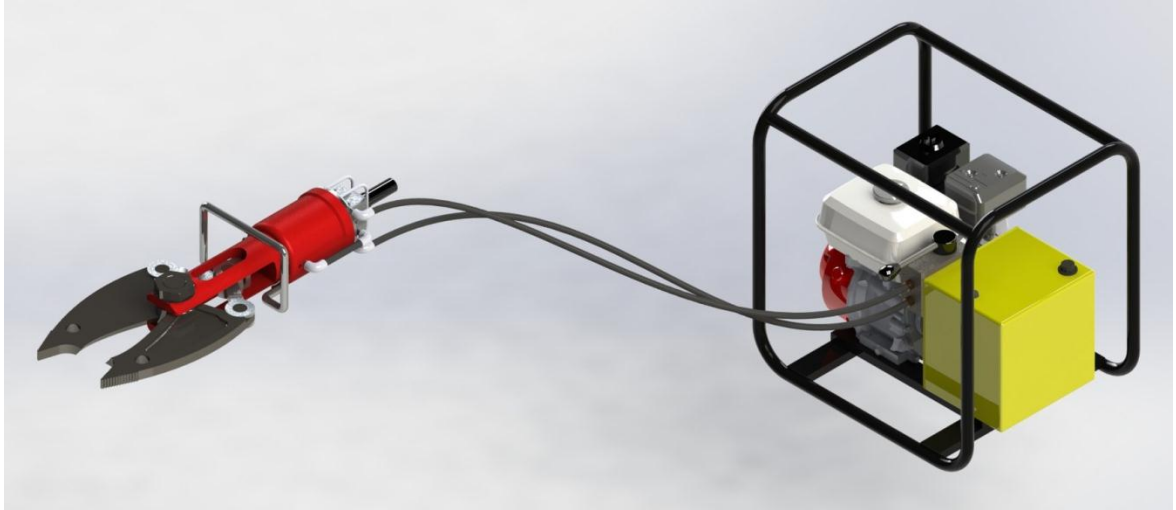
Tabla 18. Evaluación del subsistema de transmisión.

SUBSISTEMA DE TRANSMISIÓN							
Criterio de evaluación		Alternativa 1		Alternativa 2		Alternativa 3	
Eficiencia	38,06	1	0,38	5	1,90	4	1,52
Seguridad	34,27	5	1,71	5	1,71	3	1,03
Confiabilidad	27,68	4	1,11	5	1,38	4	1,11
		3,20		5,00		3,66	

Fuente: Autores del proyecto.

5.6 ESPECIFICACIÓN DE LA ALTERNATIVA GANADORA

Figura 68. Alternativa ganadora.



Fuente: Autores del proyecto.

La alternativa seleccionada como la opción más viable, se compone por las alternativas seleccionadas de cada subsistema, integradas todas en un solo equipo que cumpla con las expectativas del usuario.

La herramienta seleccionada corresponde a la alternativa 3, un prototipo propuesto como una combinación de cuchillas curvas con cuñas para la operación de separación (spreader), integradas en una sola pieza que optimiza la operación de rescate al tener dispuestas en todo momento las dos opciones (cutter y spreader).

La fuente de potencia será la alternativa 3, el motor estacionario de combustión interna, capaz de operar en casi cualquier medio, aun de difícil acceso, abasteciéndose de nada más que unos cuantos litros de combustible, destaca por su portabilidad y pequeñas dimensiones.

El sistema de transmisión seleccionado corresponde a la alternativa 2, el circuito hidráulico que trasmite la potencia desde la fuente hasta un actuador lineal (cilindro hidráulico), que acciona por medio de un mecanismo de barras las herramientas del equipo.

5.7 DESCRIPCIÓN DEL FUNCIONAMIENTO DEL EQUIPO

El funcionamiento del equipo es muy sencillo, pues no es más que sistema básico que se encarga de transportar la potencia desde el motor de combustión interna hasta las “quijadas” de la herramienta, que serán las encargadas de realizar la tarea final de remover los metales. Para dicho transporte se realizaran varias transformaciones en el sistema:

- **Potencia del motor al aceite.** La primera transformación se produce con una bomba hidráulica, que se acopla directamente al eje del motor. Esta, convierte la potencia mecánica del motor (Torque y velocidad) en potencia hidráulica para el aceite (Presión y caudal).
- **Potencia del aceite al actuador.** La segunda transformación se produce con el actuador hidráulico lineal (Cilindro hidráulico). El flujo de aceite presurizado, descargar contra las caras del actuador, convirtiendo la potencia hidráulica en potencia mecánica de nuevo (Fuerza y velocidad), la cual se entrega por el vástago.
- **Potencia del actuador a las “quijadas”.** La tercera y última transformación consiste en convertir el movimiento lineal del actuador hidráulico en movimiento rotativo para las “quijadas”, las cuales realizan su trabajo rotando sobre un pivote. Esta última etapa requiere un mecanismo diseñado a medida.

Sin importar que operación (corte o apertura) o maniobra (retirada de puerta, etc.) se esté realizando, el funcionamiento de la máquina será el mismo. La única diferencia entre una operación y la otra se da mediante el sistema hidráulico, el cual permite enviar el aceite presurizado a cualquiera de las dos cámaras del actuador.

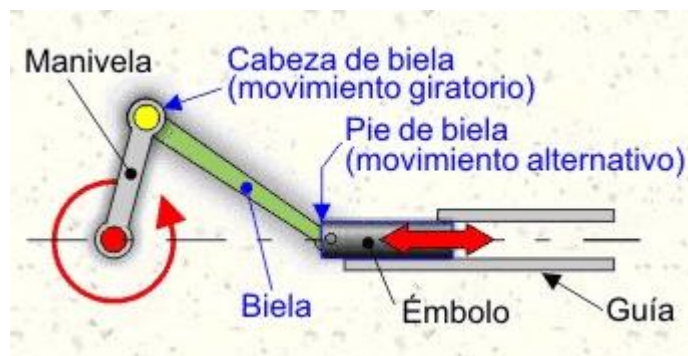
5.8 SELECCIÓN DEL MECANISMO DE LAS QUIJADAS

El mecanismo requerido para la máquina debe tener ciertas características, acordes al diseño general del sistema. En primer lugar debe ser un mecanismo económico y sencillo, que no requiera demasiado cuidado o mantenimiento. Debe tener una buena eficiencia en cuanto a la transmisión de la potencia y finalmente, debe ser compacto y liviano.

Partiendo de la función que deberá cumplir, se pueden encontrar mecanismos ya existentes:

5.8.1 Manivela-corredera de Grashof. Mecanismo de barras utilizado en la mayoría de los motores de combustión interna, convierte el movimiento oscilante del émbolo en rotación de la manivela (Ver figura 69).

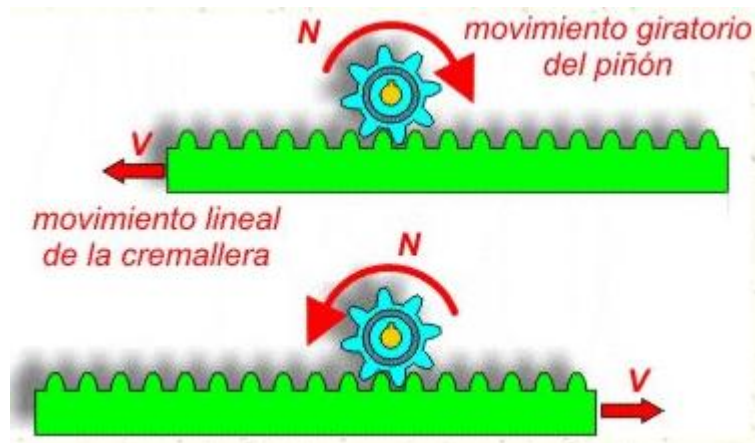
Figura 69. Mecanismo de Grashof.



Fuente: Disponible en internet <<http://concurso.cnice.mec.es/>>

5.8.2 Mecanismo Piñón-cremallera. Utilizado en muchos campos, desde máquinas herramienta hasta automóviles, permite convertir el desplazamiento lineal de la cremallera en desplazamiento angular del piñón (Ver figura 70).

Figura 70. Mecanismo piñón-cremallera.



Fuente: Disponible en internet <<http://concurso.cnice.mec.es/>>

Ahora, si se contemplan los mecanismos, teniendo en cuenta los parámetros mencionados anteriormente, se puede hacer una evaluación, asignando la misma importancia a todos los requisitos mencionados (Ver tabla 19).

Tabla 19. Evaluación de las alternativas, mecanismo de las quijadas.

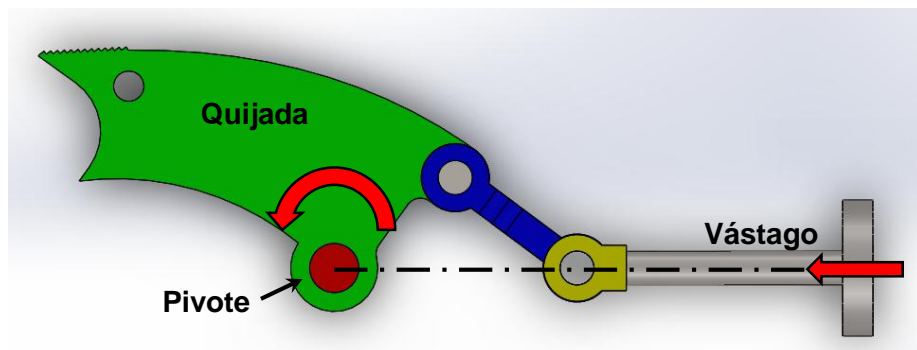
MECANISMO DE LA QUIJADA		
Criterio de evaluación	Grashof	Piñón-Cremallera
	Puntaje	Puntaje
Económico	4	2
Sencillo	4	4
Poco mantenimiento	5	4
Eficiente	4,5	4
Compacto	3	4
Liviano	3,5	3,5
	4,00	3,58

Fuente: Autores del proyecto.

5.9 MONTAJE DE LAS QUIJADAS CON EL MECANISMO ESCOGIDO

Teniendo ya definido que el mecanismo de Grashof es el más indicado, se puede realizar un montaje preliminar del mecanismo, conectando el vástago del cilindro hidráulico con las quijadas (Ver figura 71).

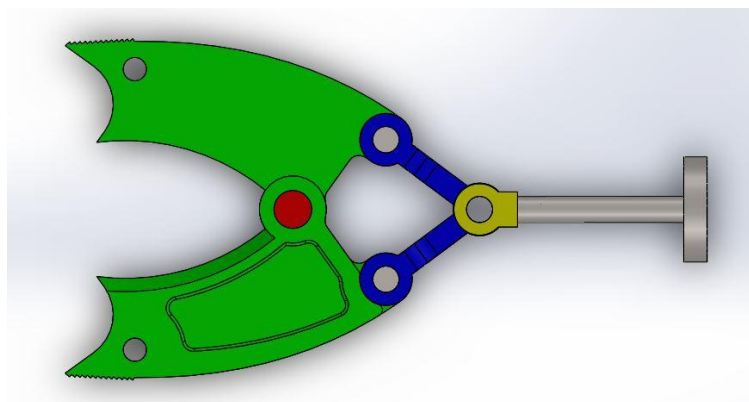
Figura 71. Montaje del mecanismo de Grashof.



Fuente: Autores del proyecto.

Como se puede apreciar, el mecanismo solo aplica para una quijada, por lo que la máquina requerirá de dos mecanismos iguales, empalmados al vástago del cilindro (Ver figura 72).

Figura 72. Mecanismos gemelos de la máquina.



Fuente: Autores del proyecto.

6. DISEÑO EN DETALLE DEL EQUIPO

En este capítulo se presentan las consideraciones, procedimientos y cálculos realizados para el diseño del equipo de extracción vehicular, el cual deberá cumplir con las características mencionadas:

- Capacidad de corte directo mínimo de 15 toneladas.
- Velocidad de funcionamiento que permita alternar las operaciones de corte y separación durante la maniobra de rescate en un tiempo menor a 90 segundos.
- Peso en la herramienta no mayor a 30 kilogramos, para que pueda ser portado y manejado con facilidad por los integrantes del cuerpo de emergencias.

Partiendo de la idea que se definió en el diseño conceptual, se pueden establecer dimensiones para el mecanismo de las quijadas, las cuales serán verificadas a través de dos tipos de análisis, uno cinemático y uno dinámico, buscando la mejor eficiencia en cuanto a la transmisión de potencia entre el actuador hidráulico y las quijadas. Una vez definidas las dimensiones del equipo se pueden calcular todas las cargas en las piezas y los parámetros de funcionamiento del circuito hidráulico, lo que permite realizar la selección de los distintos elementos, además del desarrollo del diseño mecánico de las partes.

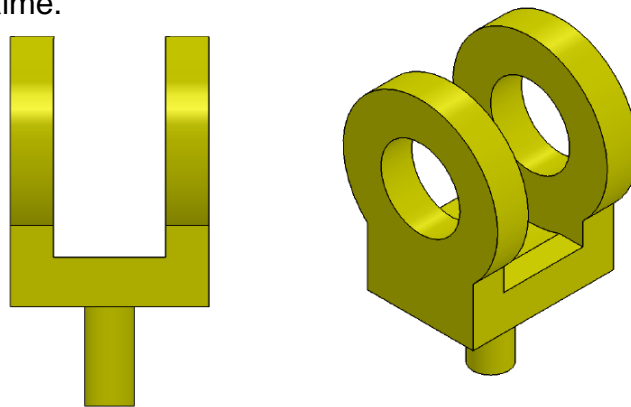
6.1 ANÁLISIS CINEMÁTICO Y DINÁMICO DEL EQUIPO

Para poder establecer la geometría del mecanismo, el equipo se somete a dos tipos de análisis. Un análisis cinemático que revela el comportamiento de la herramienta en lo que a posiciones y desplazamientos se refiere. Posteriormente se realiza un análisis dinámico que arroja las fuerzas presentes en todas las partes del mecanismo, además de las fuerzas de trabajo que es capaz de entregar la máquina en las dos operaciones (corte y separación).

6.1.1 Descripción de la geometría del equipo. Lo primero que debe hacerse antes de desarrollar cualquier análisis, es identificar las partes del equipo, aclarando cuáles son sus características y funciones. Con esto, se previene cualquier clase de confusión en cuanto a la definición de los distintos parámetros que se van a estudiar en los análisis.

6.1.1.1 Empalme. El empalme es la pieza que sirve de soporte para las bielas, manteniéndolas unidas al vástago por medio de un pasador que les permite girar libremente a su alrededor y restringe el movimiento a solo un grado de libertad (Ver figura 73).

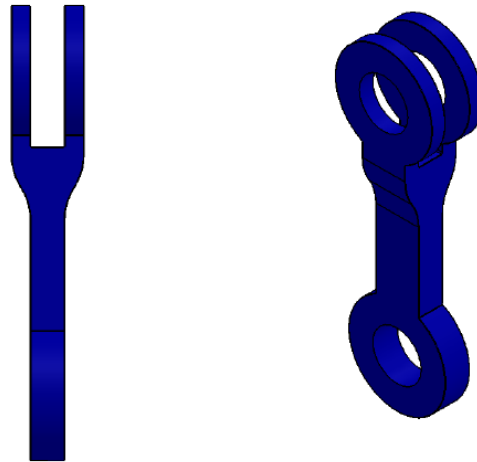
Figura 73. Empalme.



Fuente: Autores del proyecto.

6.1.1.2 Bielas. Se encargan de transmitir el movimiento desde el empalme hasta las quijadas. Son básicamente elementos de dos fuerzas, que se someten a cargas netamente axiales, trabajando a compresión en la operación de corte y a tensión en la operación de apertura (Ver figura 74).

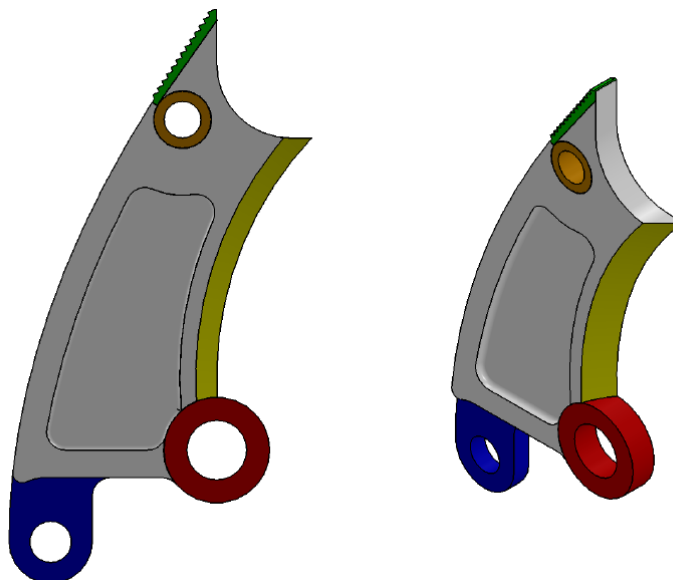
Figura 74. Biela.



Fuente: Autores del proyecto.

6.1.1.3 Quijadas. Son las encargadas de realizar el trabajo definitivo del equipo, ya sea durante el corte o la apertura, poseen una geometría especialmente diseñada para cumplir con las dos funciones (Ver figura 75). Cada quijada por separado, es una de las piezas más complejas de todo el equipo, por ello se presenta a continuación una descripción de las partes de la geometría de una quijada.

Figura 75. Partes de una quijada.



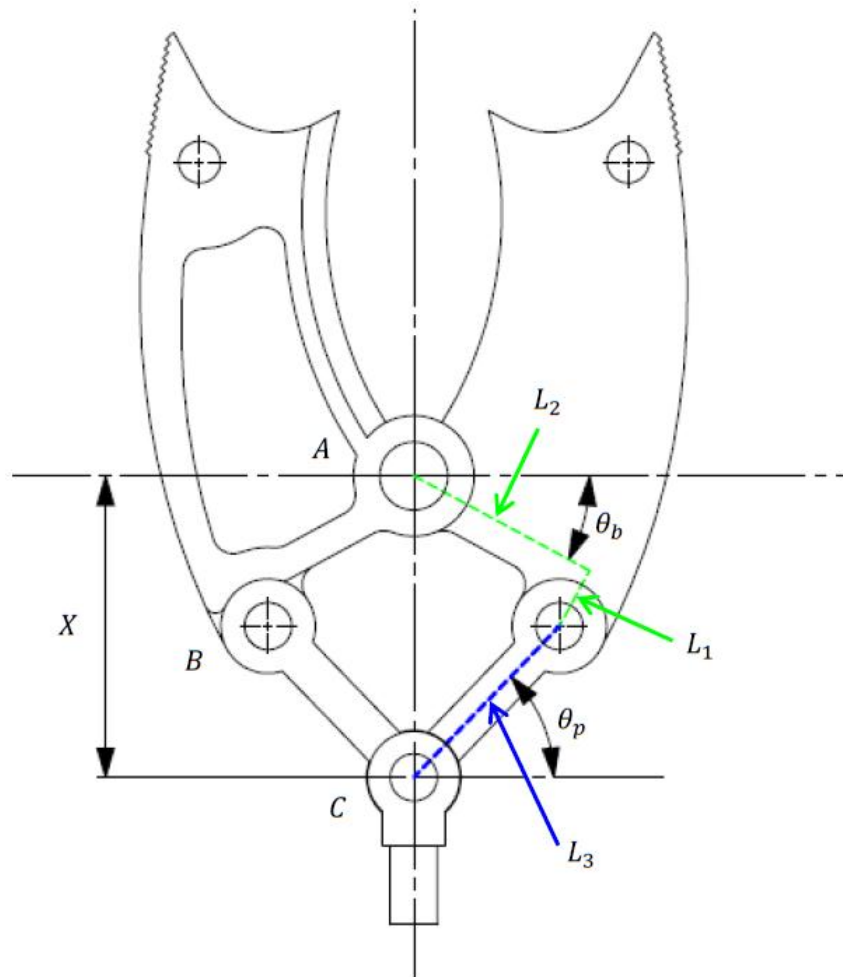
Fuente: Autores del proyecto.

- **Soporte para la biela.** En color azul, es la parte que se encarga de recibir la fuerza de las bielas y transmitirla al cuerpo completo de la quijada.
- **Pivote principal.** En color rojo, es la parte que transmite todas las cargas al pasador principal, el cual limita el movimiento a solo un grado de libertad, el giro a su alrededor.
- **Superficie de corte.** En color amarillo, es básicamente la cuchilla destinada a cortar los metales, diseñada para rodear y cortar progresivamente las partes de los vehículos.
- **Soporte para cadena.** En color anaranjado, son orificios ubicados cerca a la punta de la quijada, pensados para acoplar cadenas que serán útiles en ciertas maniobras especiales.
- **Superficie para apertura.** En color verde, se ubica en la punta de la quijada, cuenta con pequeños dientes que evitan que la herramienta resbale durante la operación de apertura.

6.1.2 Definición de las dimensiones. Se definen las dimensiones y las variables que se van a controlar, para mejorar la eficiencia del mecanismo (Ver figura 76).

Las dimensiones del sistema son L_1 y L_2 , que son las componentes de la distancia entre el pasador principal A y el pasador de la Biela B , y L_3 que es la longitud de la biela. Las variables del sistema son θ_b y θ_p , que son los ángulos que forman L_1 y L_3 con la horizontal respectivamente, y X que es la distancia entre el pasador principal A y el pasador medio C .

Figura 76. Dimensiones y variables del mecanismo.



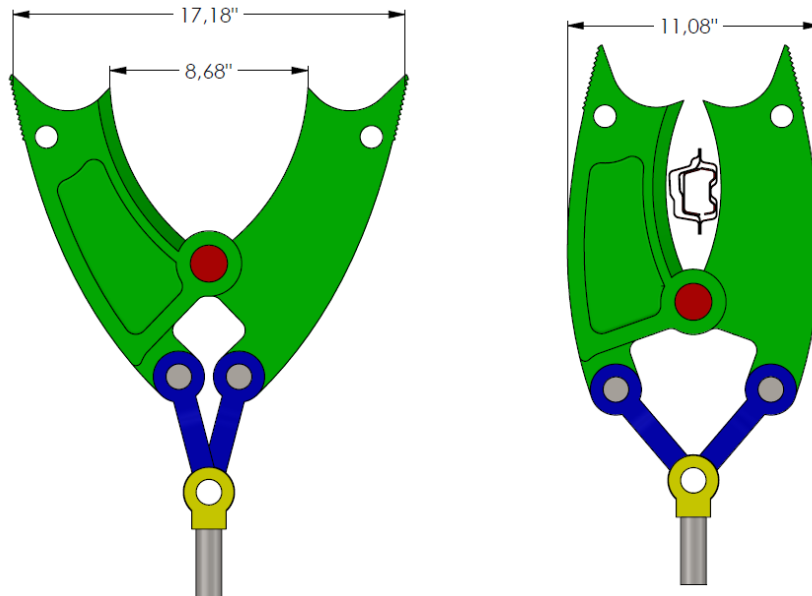
Fuente: Autores del proyecto.

6.1.3 Análisis cinemático y cálculo de desplazamientos. En el análisis cinemático se calculan los valores de las variables θ_b y θ_p , partiendo del valor de X , el cual varía entre dos valores que corresponden a las posiciones extremas de la herramienta (cerrada y abierta). La diferencia entre estos dos valores será la carrera del actuador hidráulico, la cual es una dimensión extra que debe ser asumida y ajustada. Se definieron los valores de L_1, L_2 y L_3^* (Ver tabla 20).

Las dimensiones del equipo fueron pensadas y establecidas en base a dos consideraciones básicas, el espacio generado en la apertura y el tamaño de la

cavidad entre las superficies de corte (Ver figura 77). Se determinaron valores de tal forma que la máquina entregara valores óptimos para estas dos consideraciones, sin hacerse demasiado grande como para ser operada con facilidad.

Figura 77. Consideraciones para las dimensiones.



Fuente: Autores del proyecto.

Tabla 20. Dimensiones establecidas.

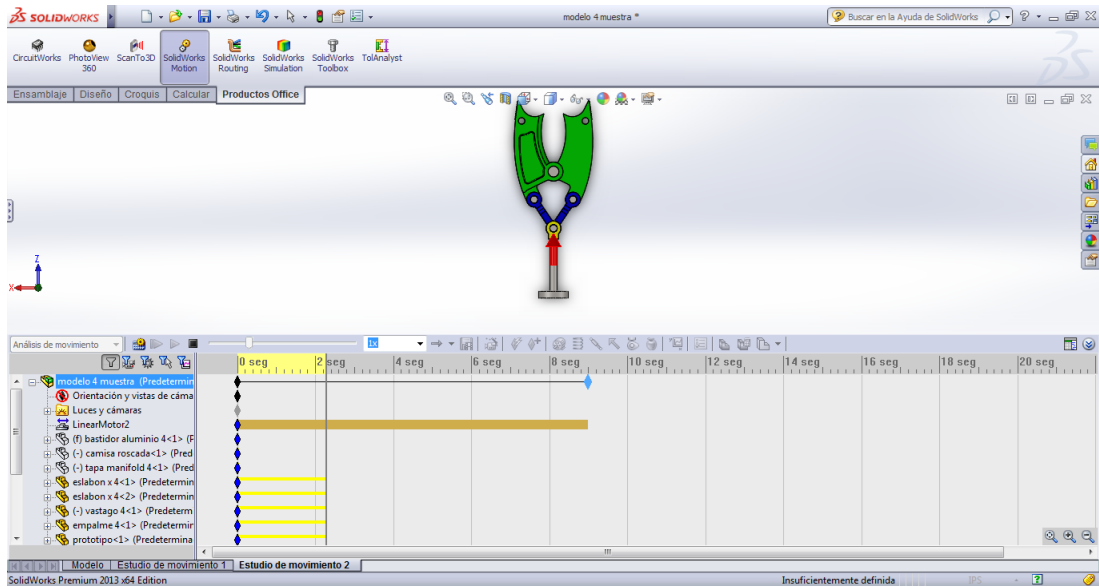
Dimensión	ΔX	L_1	L_2	L_3
Magnitud (Pulg)	4.5	2.5	4.5	5.25

Fuente: Autores del proyecto.

Se desarrolla el análisis cinemático del mecanismo por medio de herramientas CAE en Solidworks, sometiéndolo a un estudio de movimiento, cuya única variable de entrada es el desplazamiento del vástago del actuador (Ver figura 78).

* Valores determinados tras varias simulaciones y modificaciones al modelo.

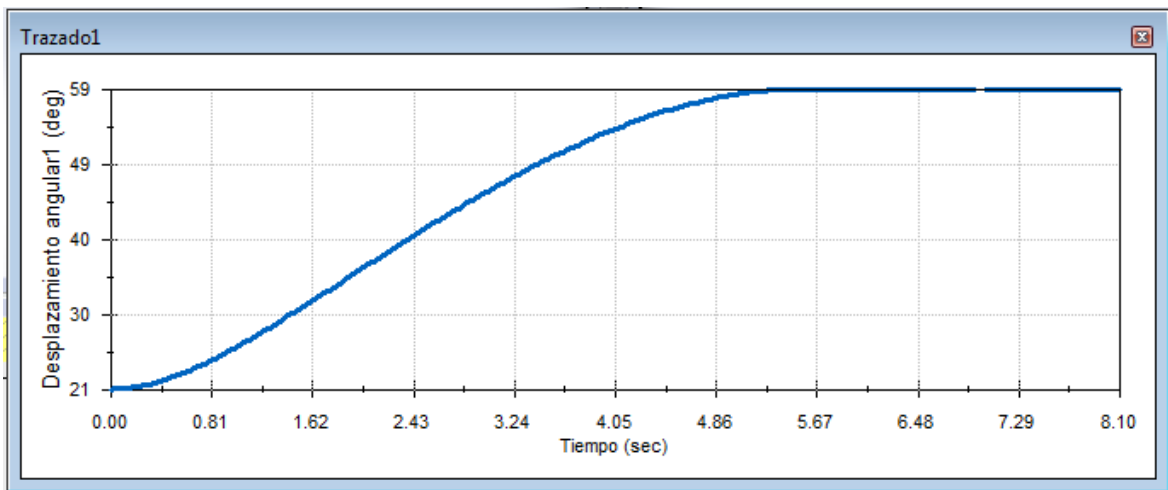
Figura 78. Estudio de movimiento en Solidworks 2013.



Fuente: Autores del proyecto.

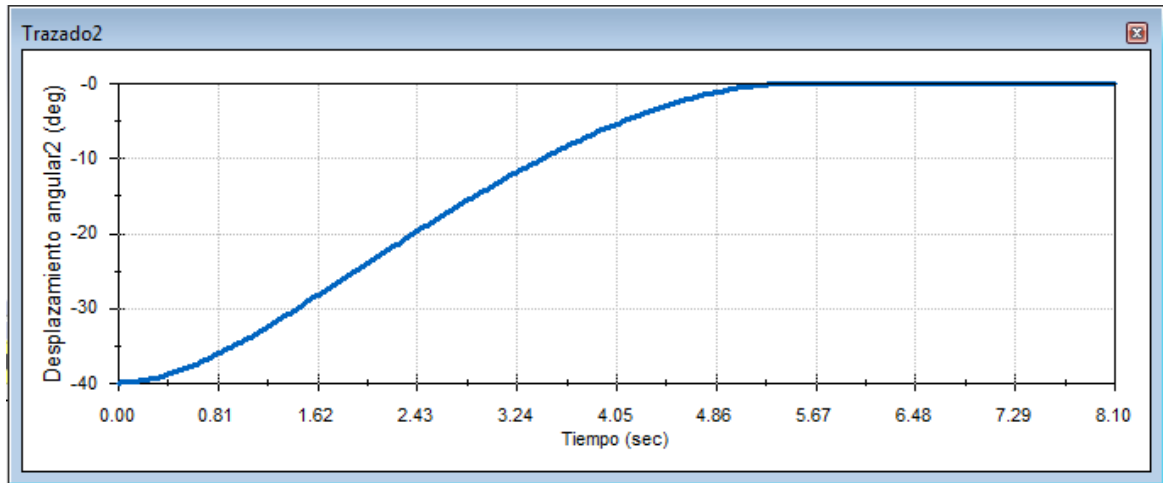
Una vez ejecutados los cálculos del estudio, el programa entrega los resultados en forma de gráficas (Ver figuras 79 y 80).

Figura 79. Valores del estudio de movimiento para θ_p .



Fuente: Autores del proyecto.

Figura 80. Valores del estudio de movimiento para θ_b .



Fuente: Autores del proyecto.

Estas gráficas presentan los valores de los ángulos en función del tiempo, sin embargo al revisar los valores, queda claro que la referencia de Solidworks es diferente a la que se estimó en principio, pues θ_p aumenta cuando debería disminuir, luego estos valores son los correspondientes al ángulo complementario de θ_p .

$$\theta_p(t) = 90^\circ - \text{Trazado1}$$

También se puede apreciar en las gráficas que el movimiento es bastante suave, para ambos componentes, por lo que se puede aproximar el comportamiento de los ángulos a una función lineal, o en otros términos, un rango de valores para los ángulos, que varían de forma constante. Esta aproximación simplifica la tarea en el análisis dinámico del sistema (Ver tabla 21).

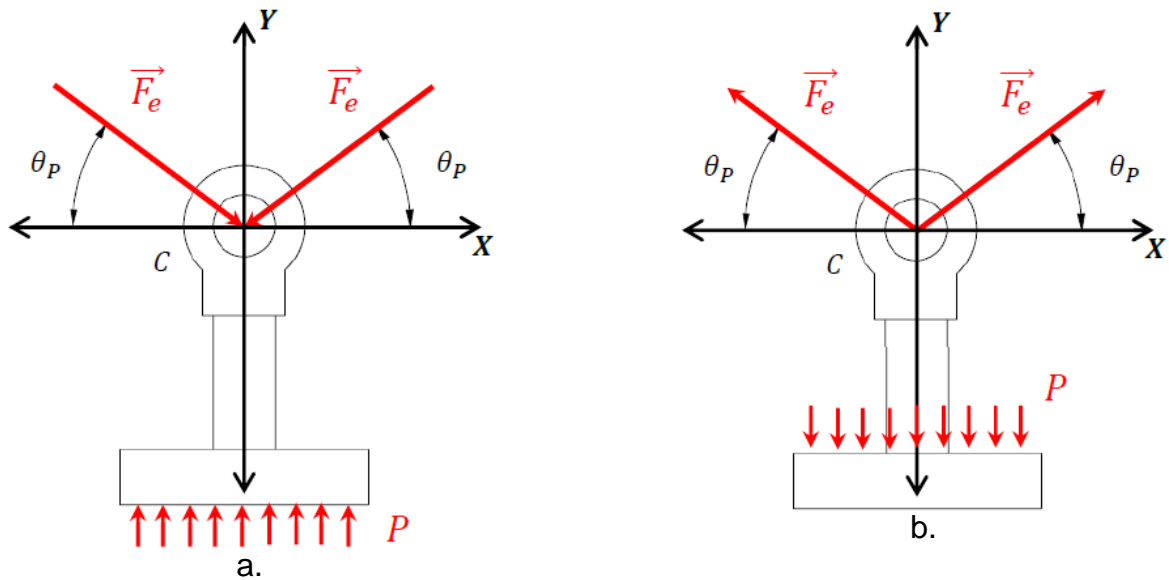
Tabla 21. Resultados del estudio.

Variable	θ_b	θ_p
Magnitud	69°- 31°	40°- 0°

Fuente: Autores del proyecto.

6.1.4 Análisis dinámico y cálculo de fuerzas. En el análisis dinámico se hace uso de los valores de los ángulos obtenidos en el análisis cinemático y las dimensiones establecidas, para calcular las fuerzas presentes en el sistema a lo largo del recorrido de cierre y apertura. Es necesario entonces, plantear los diagramas de cuerpo libre (DCL) de algunos elementos del sistema, requeridos para aclarar el origen de las ecuaciones que se usan (Ver figura 81).

Figura 81. Diagrama de cuerpo libre del conjunto pistón - vástago.

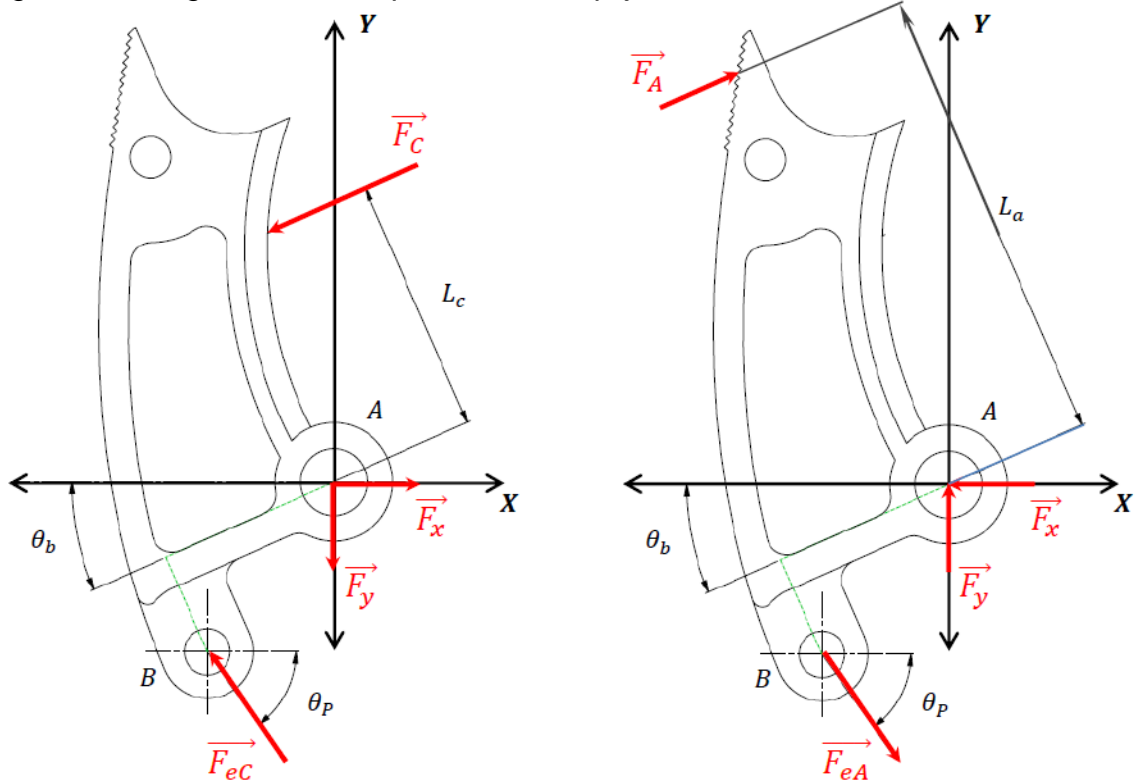


Fuente: Autores del proyecto.

El diagrama (a) corresponde a la operación de corte, mientras que el diagrama (b) corresponde a la operación de apertura.

Se procede entonces plantear las ecuaciones de equilibrio de los elementos, que servirán para calcular las fuerzas, partiendo de dos datos que también fueron asumidos y optimizados en base a medidas estándar, la presión hidráulica P y el área del pistón A_p (Ver tablas 22 y 23). Estos dos parámetros serán básicos para la selección de los elementos hidráulicos y el diseño del actuador. También se introdujo la variable L_c , que es la distancia considerada entre la fuerza de corte y el pasador A (Ver figura 82).

Figura 82. Diagrama de cuerpo libre de la quijada.



Fuente: Autores del proyecto.

Tabla 22. Condiciones de equilibrio del conjunto pistón - vástago.

Equilibrio en el eje Y			
Corte	$+\uparrow \sum F_y = 0$		Apertura
$P \cdot A_p - 2 \cdot F_{eC} \cdot \sin \theta_p = 0$			$2 \cdot F_{eA} \cdot \sin \theta_p - P \cdot (A_p - A_v) = 0$
$F_{eC} = \frac{P \cdot A_p}{2 \cdot \sin \theta_p}$			$F_{eA} = \frac{P \cdot (A_p - A_v)}{2 \cdot \sin \theta_p}$
Variables de entrada			
P	3500	Psi	Presión hidráulica
D_p	4,5	Pulg	Diámetro del pistón
D_v	2	Pulg	Diámetro del vástago
A_p	15,90	Pulg ²	Área del pistón
A_v	3,14	Pulg ²	Área del vástago
θ_p	---	°	Ángulo de la biela
Variables de salida			
F_{eC}	---	Lbf	Fuerza en la biela en corte
F_{eA}	---	Lbf	Fuerza en la biela en apertura

Fuente: Autores del proyecto.

Tabla 23. Condiciones de equilibrio de la quijada.

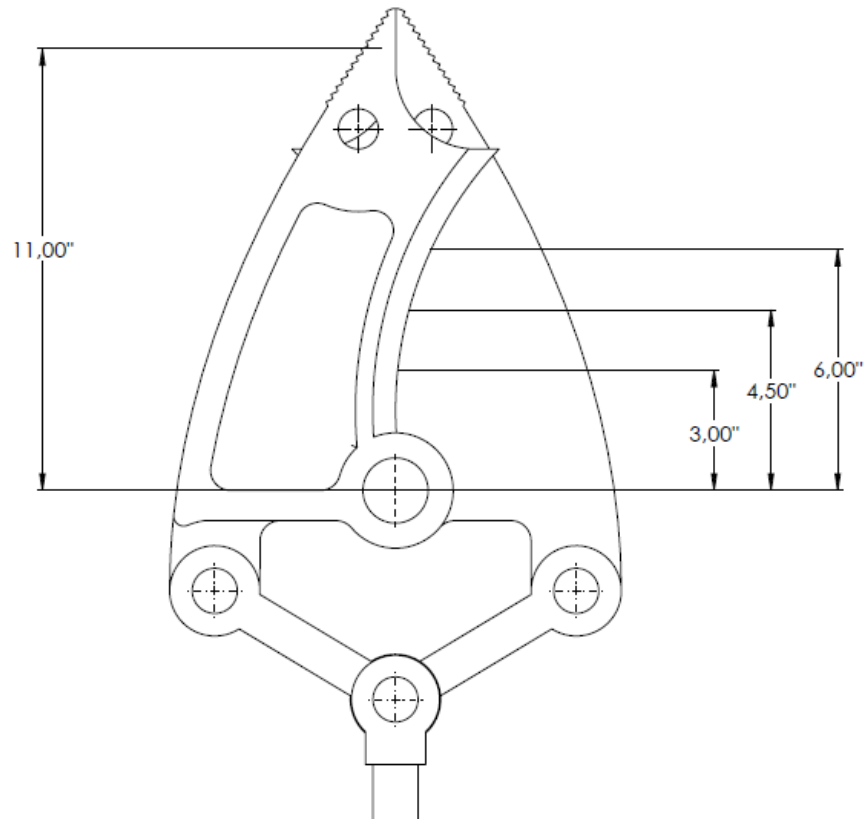
Torques en el pasador A			
$+\curvearrowright \sum M_c = 0$			
$-F_c \cdot L_c + F_e \cdot \cos \theta_p (L_1 \cdot \cos \theta_b + L_2 \cdot \sin \theta_b) + F_e \cdot \sin \theta_p (L_2 \cdot \cos \theta_b - L_1 \cdot \sin \theta_b) = 0$			
$F_c = \frac{F_e \cdot \cos \theta_p (L_1 \cdot \cos \theta_b + L_2 \cdot \sin \theta_b) + F_e \cdot \sin \theta_p (L_2 \cdot \cos \theta_b - L_1 \cdot \sin \theta_b)}{L_c}$			
Variables de entrada			
θ_p	---	°	Ángulo de la biela
θ_b	---	°	Ángulo de L1 con respecto a la horizontal
L_1	2,5	Pulg	Dimensión de la quijada
L_2	4,5	Pulg	Dimensión de la quijada
L_c	---	Pulg	Distancia entre la fuerza de corte y el pasador A
F_e	---	Lbf	Fuerza en la biela
Variables de salida			
F_c	---	Lbf	Fuerza de corte

Fuente: Autores del proyecto.

Este modelo de cálculo servirá también para la operación de apertura, pues a pesar de que se invierte la dirección de las fuerzas, la relación de magnitudes no varía.

Haciendo uso de estas dos ecuaciones, y de los resultados de los estudios de movimiento realizados, se lleva a cabo un proceso iterativo, el cual permite determinar el valor de la fuerza de corte, en función de todos los parámetros anteriormente presentados. Así entonces, se obtienen tablas de valores para ciertos valores de L_c (Ver tablas 24 a 27).

Figura 83. Distintos valores para L_c y L_a .



Fuente: Autores del proyecto.

Los valores presentados en la figura 83 están en pulgadas, y fueron medidos del modelo CAD del equipo, el cual obedece a las dimensiones ya definidas de la quijada (L_1, L_2 y L_3).

En el primer cálculo se puede corroborar que el equipo, en teoría, es capaz de superar la carga mínima requerida de 15 toneladas (147150 N) estando en la posición de apertura total. También supera el criterio de 235776 N escogido como condición extrema de la máquina, en menos de la mitad de su recorrido total.

Tabla 24. Valores de la fuerza de corte para una distancia L_c de 3 pulgadas.

Fuerza para $L_c=3$ pulg							
P (Psi)	θ_p (°)	θ_b (°)	L_c (Pulg)	F_c (Lbf)	F_c (N)	F_g (Lbf)	F_g (N)
3500	40	69	3	34194	152474,15	29813	132938,88
3500	37.14	66.29	3	38469	171536,77	30399	135551,90
3500	34.29	63.57	3	42643	190149,01	31081	138593,00
3500	31.43	60.86	3	46703	208252,92	31867	142097,85
3500	28.57	58.14	3	50637	225794,99	32769	146119,95
3500	25.71	55.43	3	54434	242726,15	33801	150721,73
3500	22.86	52.71	3	58082	258992,92	34982	155987,92
3500	20	50	3	61568	274537,31	36333	162012,15
3500	17.14	47.29	3	64881	289310,28	37881	168914,82
3500	14.29	44.57	3	68007	303249,40	39659	176843,09
3500	11.43	41.86	3	70934	316301,15	41711	185993,14
3500	8.571	39.14	3	73649	328407,59	44091	196605,78
3500	5.714	36.43	3	76135	339492,89	46870	208997,59
3500	2.857	33.71	3	78375	349481,25	50144	223596,65
3500	0	31	3	80350	358287,95	54040	240969,27

Fuente: Autores del proyecto.

Tabla 25. Valores de la fuerza de corte para una distancia L_c de 4.5 pulgadas.

Fuerza para $L_c = 4,5$ pulg							
P (Psi)	θ_p (°)	θ_b (°)	L_c (Pulg)	F_c (Lbf)	F_c (N)	F_g (Lbf)	F_g (N)
3500	40	69	4.5	22796	101649,44	29813	132938,88
3500	37.14	66.29	4.5	25646	114357,85	30399	135551,90
3500	34.29	63.57	4.5	28429	126767,50	31081	138593,00
3500	31.43	60.86	4.5	31135	138833,80	31867	142097,85
3500	28.57	58.14	4.5	33758	150529,99	32769	146119,95
3500	25.71	55.43	4.5	36289	161815,95	33801	150721,73
3500	22.86	52.71	4.5	38721	172660,46	34982	155987,92
3500	20	50	4.5	41045	183023,39	36333	162012,15
3500	17.14	47.29	4.5	43254	192873,52	37881	168914,82
3500	14.29	44.57	4.5	45338	202166,26	39659	176843,09
3500	11.43	41.86	4.5	47290	210870,41	41711	185993,14
3500	8.571	39.14	4.5	49099	218936,90	44091	196605,78
3500	5.714	36.43	4.5	50756	226325,62	46870	208997,59
3500	2.857	33.71	4.5	52250	232987,50	50144	223596,65
3500	0	31	4.5	53567	238860,12	54040	240969,27

Fuente: Autores del proyecto.

Tabla 26. Valores de la fuerza de corte para una distancia L_c de 6 pulgadas.

Fuerza para $L_c = 6$ pulg							
P (Psi)	θ_p (°)	θ_b (°)	L_c (Pulg)	F_c (Lbf)	F_c (N)	F_g (Lbf)	F_g (N)
3500	40	69	6	17097	76237,08	29813	132938,88
3500	37.14	66.29	6	19235	85770,61	30399	135551,90
3500	34.29	63.57	6	21321	95072,28	31081	138593,00
3500	31.43	60.86	6	23351	104124,23	31867	142097,85
3500	28.57	58.14	6	25319	112899,72	32769	146119,95
3500	25.71	55.43	6	27217	121363,08	33801	150721,73
3500	22.86	52.71	6	29041	129496,46	34982	155987,92
3500	20	50	6	30784	137268,65	36333	162012,15
3500	17.14	47.29	6	32440	144652,91	37881	168914,82
3500	14.29	44.57	6	34004	151626,93	39659	176843,09
3500	11.43	41.86	6	35467	158150,58	41711	185993,14
3500	8.571	39.14	6	36824	164201,56	44091	196605,78
3500	5.714	36.43	6	38067	169744,21	46870	208997,59
3500	2.857	33.71	6	39188	174742,85	50144	223596,65
3500	0	31	6	40175	179143,98	54040	240969,27

Fuente: Autores del proyecto.

Tabla 27. Valores de la fuerza de apertura a una distancia L_a de 11 pulgadas.

Fuerza para $L_a = 11$ pulg							
P (Psi)	θ_p (°)	θ_b (°)	L_a (Pulg)	F_A (Lbf)	F_A (N)	F_g (Lbf)	F_g (N)
3500	40	69	11	7484	33371,84	23924	106679,29
3500	37.14	66.29	11	8419	37541,09	24395	108779,52
3500	34.29	63.57	11	9333	41616,70	24941	111214,19
3500	31.43	60.86	11	10221	45576,37	25572	114027,87
3500	28.57	58.14	11	11082	49415,65	26296	117256,25
3500	25.71	55.43	11	11913	53121,15	27124	120948,38
3500	22.86	52.71	11	12711	56679,50	28072	125175,60
3500	20	50	11	13474	60081,79	29156	130009,25
3500	17.14	47.29	11	14199	63314,63	30398	135547,45
3500	14.29	44.57	11	14884	66369,11	31825	141910,57
3500	11.43	41.86	11	15524	69222,93	33472	149254,69
3500	8.571	39.14	11	16118	71871,63	35381	157767,10
3500	5.714	36.43	11	16662	74297,37	37612	167715,33
3500	2.857	33.71	11	17153	76486,79	40239	179429,36
3500	0	31	11	17585	78413,11	43365	193368,48

Fuente: Autores del proyecto.

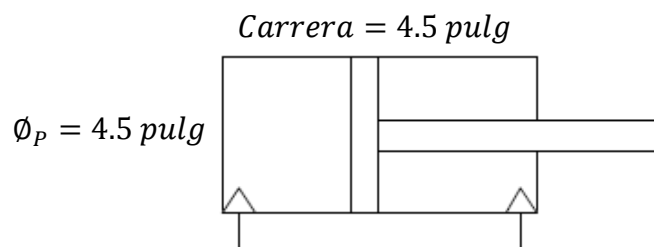
En las tablas 25 y 26, se aprecia que la máquina ya no alcanza el límite de los 235776 N, debido a que al aumentar la longitud L_c , la fuerza de corte disminuye, pues son inversamente proporcionales. Es en este hecho, donde realmente se aprecia la ventaja de que las cuchillas son curvas, pues a medida que se cierran, abrazan la pieza y la empujan hacia la parte inferior o raíz de las misma, reduciendo el valor de L_c . El cálculo de apertura muestra que la máquina supera los 5000 kgf (49000 N) establecidos para desgarrar la bisagra en el capítulo 4.

6.2 CIRCUITO HIDRÁULICO

El circuito hidráulico es el encargado de transportar la potencia desde el motor de combustión interna hasta la herramienta, para esto trabajará bajo ciertos parámetros que ya fueron estimados gracias a los dos estudios anteriormente realizados (análisis cinemático y análisis dinámico).

6.2.1 Parámetros iniciales para el diseño. El estudio dinámico que se realizó anteriormente permitió establecer dos condiciones fundamentales para el diseño del circuito hidráulico, las dimensiones del actuador y la presión de trabajo. Las dimensiones del actuador corresponden al diámetro del pistón y su carrera (Ver figura 84).

Figura 84. Dimensiones del actuador hidráulico.



Fuente: Autores del proyecto.

La presión de trabajo necesaria se estableció a **3500 Psi**.

Adicionalmente, se puede calcular el volumen de aceite del actuador, que permitirá encontrar el caudal necesario para cumplir con el tiempo de operación requerido desde un principio (Ver tabla 28).

Tabla 28. Caudal requerido para el tiempo de operación establecido.

Caudal requerido			
$V = A_p * L$		$A_p = \frac{\pi * D^2}{4}$	
$Q = \frac{V}{T}$			
Variables de entrada			
L	4,5	Pulg	Carrera del actuador
D	4,5	Pulg	Diámetro del pistón
A_p	15,90	Pulg ²	Área del pistón
T	45	S	Tiempo de salida
V	71,57	Pulg ³	Volumen del actuador
Variables de salida			
Q	0,413	GPM	Caudal requerido

Fuente: Autores del proyecto.

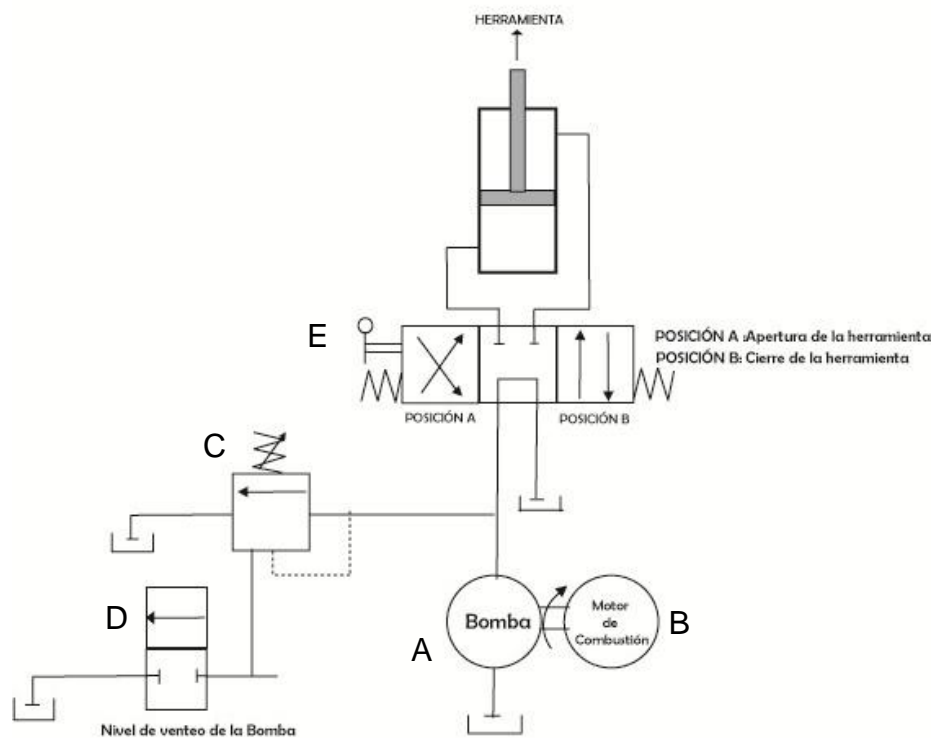
Debido a que se desconoce el diámetro del vástago, no se puede estimar el volumen de aceite en el lado vástago, por lo que el tiempo para el cálculo será solo el tiempo de salida. Este tiempo se aproximó como la mitad del tiempo de ciclo. Ahora, conociendo la presión y el caudal requeridos para el sistema, se pueden seleccionar los elementos que integrarán el circuito hidráulico.

6.2.2 Selección de los elementos del sistema. Se parte del diseño conceptual del circuito planteado anteriormente (Ver figura 85), para poder determinar los elementos requeridos para el correcto funcionamiento del equipo, teniendo presentes tres parámetros básicos para su selección:

- Fácil acceso, que facilite el reemplazo de componentes en caso de avería por uso o cualquier percance, reduciendo el tiempo de parada del equipo.

- Confiabilidad, pensando en que la máquina nunca falle en momentos inesperados, se requieren elementos de calidad y alta confiabilidad, a pesar de que esto probablemente incrementará los costos del equipo.
- Parámetros de operación, pues obviamente los elementos seleccionados deben tener la capacidad de suministrar la presión y el caudal que se requieren para cumplir con los objetivos de funcionamiento del equipo.

Figura 85. Diseño conceptual del circuito hidráulico.



Fuente: Autores del proyecto.

El circuito propuesto, requiere 4 elementos:

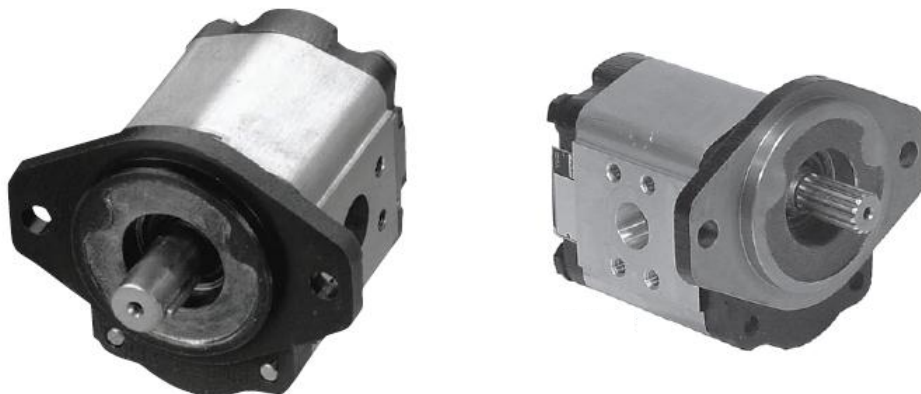
- Bomba hidráulica con un caudal de 0.413 GPM a 3500psi.
- Motor de combustión interna.
- Válvula de alivio tarada con capacidad para 3500 psi.
- Válvula direccional para venteo de la válvula de alivio.
- Válvula direccional para el control del cilindro.

6.2.2.1 Selección de la bomba. La bomba del sistema se seleccionó teniendo en cuenta los tres parámetros ya mencionados, añadiendo además el factor económico. Será necesario hacer un reconocimiento de todas las posibles opciones que existen para la bomba de este sistema, lo que requerirá de una revisión de los diseños existentes, sus características, su accesibilidad y su costo (Ver anexo C).

Una vez hecha la revisión, se estableció que la mejor opción es la bomba de engranajes externos de altas prestaciones, pues posee la capacidad de trabajar a una presión superior a la requerida, además de que tiene un bajo costo y es fácil de encontrar en el mercado.

Se contactó con varios proveedores y la mejor opción provino de ITECO S.A. un distribuidor de la marca PARKER Hydraulics, el cual ofreció una bomba específica, que se ajusta adecuadamente a los requisitos del sistema. La bomba de engranes Parker PGP 505 (Ver figura 86).

Figura 86. Bomba Parker PGP 505.



Fuente: Parker Hydraulics, catálogo HY09-0500/US.

La bomba PGP 505 (Ver anexo D), usada principalmente en aplicaciones móviles, posee un cuerpo de aluminio maquinado, lo que le da la integridad estructural que le permite alcanzar presiones de hasta 275 Bar (3988 Psi). Está basada en un diseño bastante sencillo, compuesta de pocas piezas, de fácil mantenimiento y a un costo bastante económico, lo que la hace ideal para la tarea.

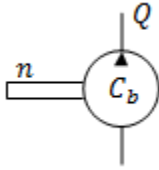
La bomba presentada por el proveedor tiene un desplazamiento de 3 cm³/rev (0.18 in³/rev) y tolera una velocidad mínima de 500 rpm (Ver tabla 29). Con estos valores se puede estimar el caudal mínimo de la bomba y verificar si esta puede cumplir con el caudal requerido para la velocidad de operación (Ver tabla 30).

Tabla 29. Especificaciones de la bomba.

Description	Code	0020	0030	0040	0050	0060	0070	0080
Displacements	cm ³ /rev	2	3	4	5	6	7	8
	in ³ /rev	0.12	0.18	0.24	0.31	0.37	0.43	0.49
Continuous Pressure	bar	275	275	275	275	275	275	275
	psi	3988	3988	3988	3988	3988	3988	3988
Intermittent Pressure	bar	300	300	300	300	300	300	300
	psi	4350	4350	4350	4350	4350	4350	4350
Minimum Speed @ Max. Outlet Pressure	rpm	500	500	500	500	500	500	500
Maximum Speed @ 0 Inlet & Max. Outlet Pressure	rpm	4000	4000	4000	4000	3600	3300	3000
Pump Input Power @ Max. Pressure and 1500 rpm	kW	2	2.3	3	3.8	4.5	5.3	6
	HP	2.68	3.08	4.02	5.10	6.03	7.11	8.05
Dimension "L"	mm	38.4	41.1	43.8	46.5	49.1	51.8	54.5
	in	1.51	1.62	1.72	1.83	1.93	2.04	2.15
Approximate Weight ¹⁾	kg	1.72	2.22	2.27	2.32	2.38	2.43	2.48
	LB	3.80	4.91	5.02	5.13	5.26	5.37	5.48

Fuente: Parker Hydraulics, Catálogo HY09-0500/US; Parker Corp. 2012 p.37

Tabla 30. Cálculo del caudal nominal de la bomba PARKER PGP 500.

Caudal requerido			
		$Q = \frac{n * C_b}{231}$	
Variables de entrada			
C_b	0,18	Pulg ³ /rev	Capacidad de la bomba
n_1	500	rpm	Velocidad mínima
n_2	600	rpm	Velocidad recomendada
n_3	4000	rpm	Velocidad máxima
Variables de salida			
Q_1	0,390	GPM	Caudal mínimo
Q_2	0,468	GPM	Caudal recomendado
Q_3	3,12	GPM	Caudal máximo

Fuente: Autores del proyecto.

La bomba cumplirá con el caudal requerido siempre y cuando funcione a no menos de 600 rpm. Su código de catálogo es PGP505A0030CJ1H1ND4D3.

6.2.2.2 Selección del motor de combustión. El motor de combustión será la fuente principal de potencia de la máquina, que se acoplará directamente a la bomba. Deberá entregar la suficiente potencia para que el sistema alcance los parámetros de funcionamiento establecidos.

Siguiendo el mismo procedimiento que con la bomba, se procedió a consultar a los distintos proveedores, a fin de conocer las opciones disponibles en el mercado (ver anexo E). Se determinó que la mejor opción es el motor HONDA GX, un motor muy común, utilizado ampliamente en la industria agrícola (Ver figura 87). Se usa en generadores, motobombas y fumigadoras, diseñado para trabajo en condiciones adversas, muy resistente y versátil.

Figura 87. Motor HONDA GX200.



Fuente: Disponible en internet < <http://www.honda.mx/fuerza/motores/gx200/>.>

Será necesario establecer la potencia requerida por el sistema para seleccionar la referencia adecuada del motor (Ver tabla 31). Esta potencia se puede calcular a partir de ciertos parámetros que ya son conocidos:

- Velocidad de máxima eficiencia de los motores de 3600 rpm.
- Capacidad nominal de la bomba de 0.18 pulg³/rev.
- Presión de trabajo del sistema de 3500 psi.

Tabla 31. Potencia requerida por el sistema.

Potencia requerida			
$Q = \frac{n * C_b}{231}$		$Pot = \frac{Q * P}{1714 * \eta}$	
Variables de entrada			
C_b	0,18	Pulg ³ /rev	Capacidad de la bomba
n	3600	rpm	Velocidad del motor
Q	2,81	GPM	Caudal de la bomba
η_T	0,96		Eficiencia total de la bomba
P	3500	Psi	Presión del sistema
Variables de salida			
Pot	5,967	Hp	Potencia requerida

Fuente: Autores del proyecto.

El nivel de potencia no se ajusta a un motor específico, pues las dos opciones más cercanas son el GX200 con 5.5 hp y el GX240 con 7.9 hp. Se definió entonces utilizar el HONDA GX200, pues el uso de un motor de potencia superior es más costoso y genera el riesgo de dañar la bomba (Ver tabla 32).

Tabla 32. Especificaciones del motor HONDA GX200.

Tipo del Motor A gasolina, 4 tiempos, OHV, enfriado por aire, monocilíndrico 25° inclinación. Eje horizontal.	Sistema de arranque Retráctil
Diámetro y carrera 69 x 54 mm	Capacidad del tanque de combustible 3.1 l
Desplazamiento 196 cc	Filtro de aire Tipo dual
Radio de compresión 8.5:1	Capacidad de aceite 0.6 l
Potencia neta * 4.1 kW (5.5 hp) a 3,600 rpm	Consumo de combustible 1.7 l/h
Torque neto máximo * 12.4 N·m (1.26 kg·m) a 2,500 rpm	Dimensiones (largo x ancho x alto) 313 x 376 x 335 mm
Alerta de aceite Sí	Peso en seco 16 kg

Fuente: Disponible en internet < <http://www.honda.mx/fuerza/motores/gx200/>.>

Tabla 33. Parámetros de funcionamiento reales de la máquina.

Potencia disponible			
$Q = \frac{n * C_b}{231}$		$P = \frac{Pot * 1714 * \eta}{Q}$	
Variables de entrada			
C_b	0,18	Pulg ³ /rev	Capacidad de la bomba
n	3600	rpm	Velocidad del motor
η_T	0,96		Eficiencia total de la bomba
Pot	5,5	Hp	Potencia requerida
Variables de salida			
P	3226,13	Psi	Presión del sistema
Q	2,81	GPM	Caudal de la bomba

Fuente: Autores del proyecto.

Conociendo estos nuevos parámetros, se puede proceder a seleccionar los demás componentes del sistema (Ver tabla 33).

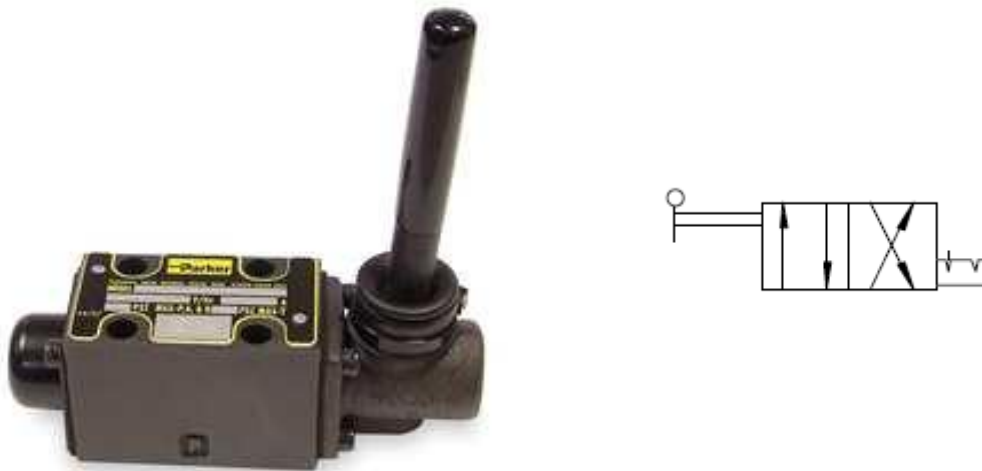
6.2.2.3 Selección de la válvula de alivio y válvula de venteo. La función de la válvula de alivio en todo sistema hidráulico es limitar la presión máxima que este puede alcanzar en su operación. Esto se hace como protección, para evitar la rotura de líneas o componentes.

Para el equipo no hubo muchas opciones para escoger, pues el nivel de presión de 3500 psi, limita las posibilidades a solo unas cuantas válvulas. Así pues, se seleccionó el conjunto que funciona como válvula de alivio con opción de venteo. Consultando con el mismo proveedor, se llegó a dos válvulas específicas:

- Válvula direccional PARKER D1VL (Ver anexo F).
- Válvula de alivio PARKER A02B2 (Ver anexo G).

La válvula direccional servirá para poner en venteo el sistema, permitiendo desconectar las líneas entre la fuente y la herramienta sin necesidad de desperdiciar potencia (Ver figura 88).

Figura 88. Válvula direccional PARKER D1VL2DN.



Fuente: Disponible en internet < <http://octopart.com/12468>>

La válvula PARKER D1VL2DN (Ver tabla 34) es una válvula de 4 vías y dos posiciones, la cual se monta en conjunto con la válvula de alivio en la fuente de potencia.

Tabla 34. Especificaciones de la válvula PARKER D1VL.

Mounting Pattern	NFPA D03, CETOP 3, NG 6
Maximum Pressure	Operating: 345 Bar (5000 PSI) Tank Line: 34 Bar (500 PSI)
Maximum Flow	See Reference Data
Force Required to Shift Lever Operator	25 N (5.6 lbs)

Fuente: Parker Industrial Hydraulic Valves - HY14-2500; Parker Corp. 2012 p80

Queda claro que la válvula cumple con los dos requisitos de funcionamiento, presión de trabajo mayor a 3500 psi y un caudal superior a 3 GPM, pues por tratarse de una CETOP 3, viene diseñada para caudales de hasta 18 GPM.

La válvula de alivio deberá garantizar que la presión del sistema no sobrepase cierto valor que deberá ser calculado, el cual corresponde al taraje de la válvula. En el caso de la válvula PARKER A02B2PZN (Ver figura 89), el taraje se ajusta manualmente por medio de un perno y una contratuerca. Se trata de una válvula tipo cartucho, la cual se instala en la placa de puertos de la válvula direccional, esto con el fin de reducir costos y facilitar el montaje (Ver tabla 35).

Figura 89. Válvula de alivio PARKER A02B2PZN.



Fuente: Parker Industrial Hydraulic Valves - HY15-3502; Parker Corp 2012 p89

Tabla 35. Especificaciones de la válvula PARKER A02B2.

Rated Flow	30 LPM (8 GPM)
Maximum Inlet Pressure	420 Bar (6000 PSI)
Maximum Pressure Setting	F - 2-100 Bar (29-1450 PSI) H - 5-210 Bar (72-3000 PSI) P - 5-420 Bar (72-6000 PSI)
Maximum Tank Pressure	420 Bar (6000 PSI)
Leakage at 150 SSU (32 cSt)	5 drops/min. @ 100 Bar (1450 PSI)
Cartridge Material	All parts steel. All operating parts hardened steel.
Operating Temp. Range/Seals	-40°C to +93.3°C (Nitrile) (-40°F to +200°F) -31.7°C to +121.1°C (Fluorocarbon) (-25°F to +250°F)
Fluid Compatibility/ Viscosity	Mineral-based or synthetic with lubricating properties at viscosities of 45 to 2000 SSU (6 to 420 cSt)
Filtration	ISO Code 16/13, SAE Class 4 or better
Approx. Weight	0.20 kg (0.44 lbs.)
Cavity	C08-2 (See BC Section for more details)

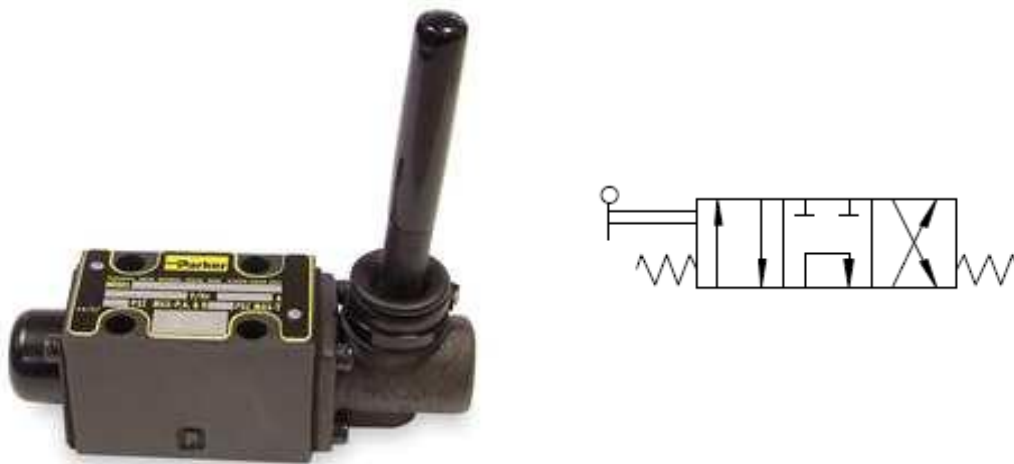
Fuente: Parker Industrial Hydraulic Valves - HY15-3502; Parker corp 2012 p90

Queda verificado que la válvula sobrepasa los parámetros de funcionamiento.

6.2.2.4 Selección de la válvula direccional. Esta válvula es el control principal de la herramienta, pues gobierna la entrada de aceite en las cámaras del cilindro y la dirección del movimiento de las quijadas, o en otros términos, las operaciones de corte y apertura. Se requiere una válvula de 4 y vías y 3 posiciones, con una posición de reposo y dos posiciones de acción, que corresponden a las dos operaciones de la herramienta.

En este caso la válvula seleccionada también pertenece a la serie PARKER D1VL, con la diferencia de que el spool de la válvula dará las 3 posiciones y no 2 como en el caso de la válvula de venteo. Será entonces la válvula PARKER D1VL8CN, centrada por resortes, lo que garantiza que la válvula volverá automáticamente a la posición de reposo. Tendrá un centro tándem, que garantizará un consumo de potencia mínimo en dicha posición (Ver figura 90).

Figura 90. Válvula direccional PARKER D1VL8CN.

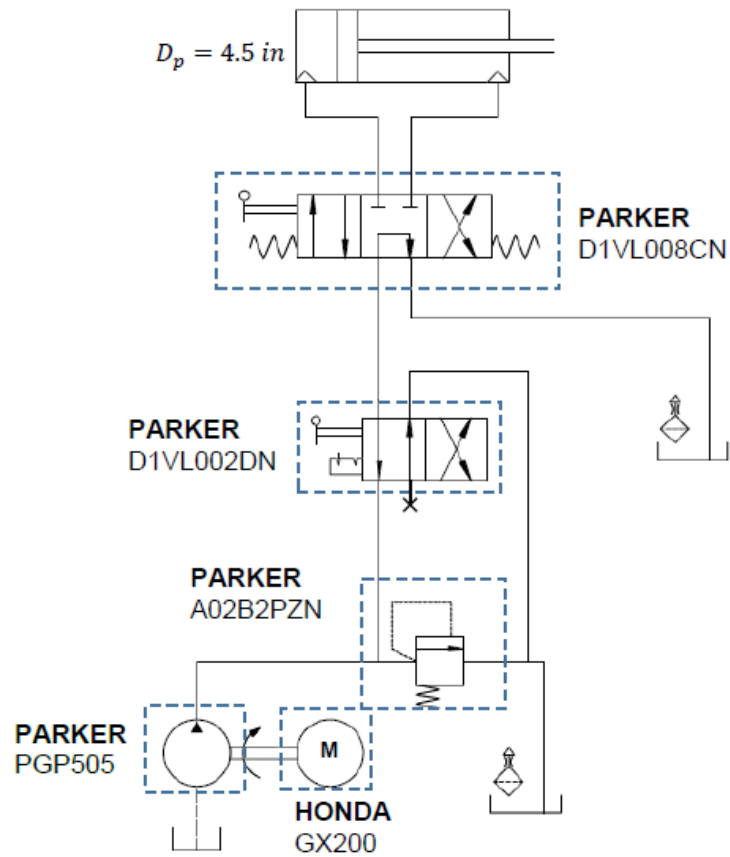


Fuente: Disponible en Internet <<http://octopart.com/>>

6.2.3 Cálculo de las capacidades del circuito hidráulico. Ahora que ya se conocen los elementos principales del circuito, se puede proceder a calcular que niveles alcanzará realmente durante su operación, para verificar si se cumplen los parámetros de diseño iniciales (Fuerza de corte y velocidad de operación).

Se realizara un cálculo de pérdidas de presión a través de todo el circuito, con esto se determinará que diferencial de presión real se aplica al actuador hidráulico (Ver figura 91). Finalmente se realizarán de nuevo los cálculos del análisis dinámico para verificar que los valores finales de fuerza serán adecuados.

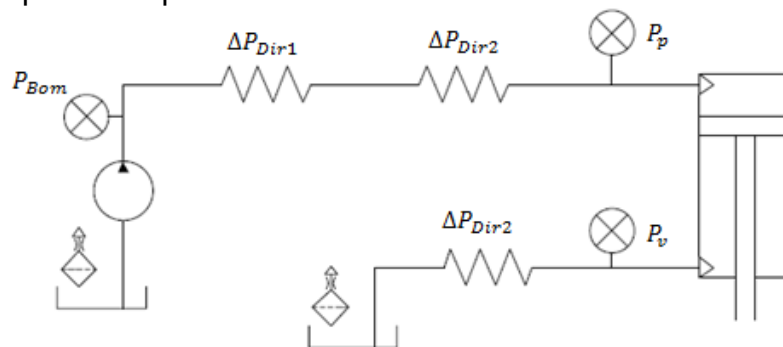
Figura 91. Esquema del circuito hidráulico.



Fuente: Autores del proyecto.

Se establece un esquema de pérdidas en las válvulas, para calcular las caídas de presión en las líneas de presión y retorno de la herramienta (Ver figura 92).

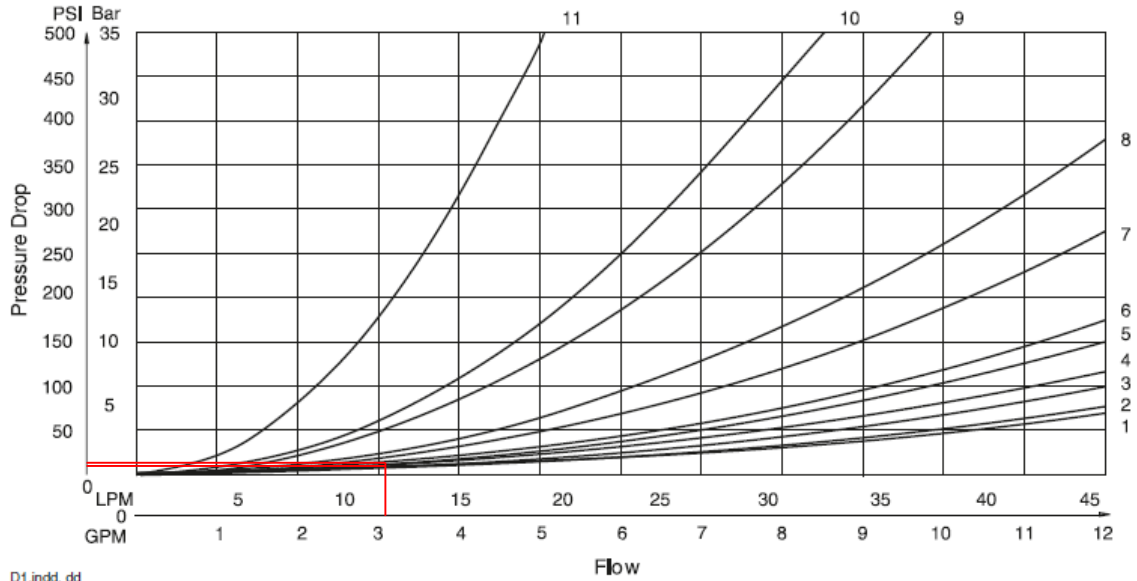
Figura 92. Esquema de pérdidas del circuito.



Fuente: Autores del proyecto.

Las pérdidas de las válvulas son suministradas en el catálogo, y se obtienen de una gráfica (Ver figura 93).

Figura 93. Curvas de rendimiento de las válvulas PARKER D1VL.



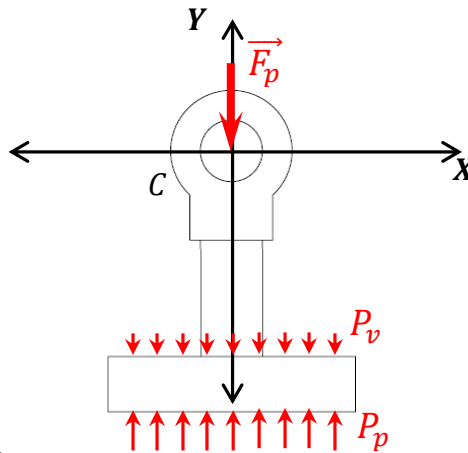
Fuente: Parker Industrial Hydraulic Valves - HY14-2500 Parker corp. 2012. p a15.

La caída de presión de las dos válvulas se obtiene de la misma gráfica, entrando con el caudal máximo de la bomba de 3.12 GPM:

- D1VL002DN → Curva 2 → $\Delta_{Dir1} \approx 10$ Psi
- D1VL008CN → Curva 5 → $\Delta_{Dir2} \approx 18$ Psi

Conociendo las pérdidas en las válvulas se realiza un balance de fuerzas en el actuador con el fin de obtener una relación de las presiones de lado pistón (P_p) y lado vástago (P_v) (Ver figura 94).

Figura 94. Balance de fuerzas en el pistón.



Fuente: Autores del proyecto.

A partir del diagrama de pérdidas y el balance de fuerzas en el pistón, se pueden plantear ecuaciones para calcular el taraje de la válvula de alivio (Ver tabla 36).

Tabla 36. Cálculo de las presiones del sistema.

Presiones de trabajo del sistema			
Linea de presión	$P_{Bom} - \Delta P_{Dir1} - \Delta P_{dir2} = P_p$		$A_p = \frac{\pi * D_p^2}{4}$
Linea de retorno	$P_v - \Delta P_{Dir2} = 0$		$A_v = \frac{\pi * (D_p^2 - D_v^2)}{4}$
Fuerzas en el pistón	$+\uparrow \sum F_y = 0$	$P_p * A_p - P_v * A_v - F_p = 0$	
Variables de entrada			
D_p	4,5	Pulg	Diámetro del pistón
D_v	2	Pulg	Diámetro del vástago
A_p	15,90	Pulg ²	Área del lado pistón
A_v	12,76	Pulg ²	Área del lado vástago
ΔP_{Dir1}	10	Psi	Caída de presión en la válvula de venteo
ΔP_{Dir2}	18	Psi	Caída de presión en la válvula direccional
F_p	55665	Lbf	Fuerza en el pistón
P_p	3514	Psi	Presión del lado pistón
P_v	18	Psi	Presión del lado vástago
Variables de salida			
P_{Bom}	3542	Psi	Taraje de la válvula de alivio

Fuente: Autores del proyecto.

Ahora que se conocen los parámetros con los que realmente trabajará la máquina, se pueden seleccionar los demás elementos del sistema.

6.2.4 Otros elementos del sistema (aceite, mangueras y filtros). En esta sección, se seleccionan los elementos faltantes del sistema hidráulico ya que de ellos depende en gran parte el funcionamiento eficiente del sistema. Se escogerá un fluido hidráulico de alto rendimiento, mangueras y filtros de fabricantes reconocidos para darle la mayor calidad y fiabilidad al equipo.

6.2.4.1 Selección del fluido hidráulico. Según las recomendaciones dadas por la página web [ingemecanica.com*](http://ingemecanica.com), las principales características que un fluido hidráulico debe tener para ser empleado en una transmisión deben ser las siguientes:

- Ser un fluido incompresible para un rango amplio de presiones.
- Ofrecer una buena capacidad de lubricación en metales y gomas.
- Buena viscosidad con un alto punto de ebullición y bajo punto de congelación (el rango de trabajo debe oscilar entre -70°C hasta $+80^{\circ}\text{C}$).
- Presentar un punto de auto ignición superior, al menos a los 100°C .
- No ser inflamable.
- Ser químicamente inerte y no corrosivo.
- Ser un buen disipador de calor, al funcionar también como refrigerante del sistema.

Existe en el mercado gran variedad de aceites que cumplen estos requisitos, entre los cuales se tienen los aceites minerales, los fluidos hidráulicos sintéticos y los no contaminantes.

* Página web dedicada a la acumulación y compartimiento de información relacionada con las ingenierías.

Uno de los aspectos clave a considerar será el rango de temperatura a la cual está sometido el aceite, según la tabla 37, se puede seleccionar, para una transmisión de este tipo, con potencia de 5,5 HP, que no lleva mayores cambios de temperatura, un aceite grado SAE 10W o ISO VG 46.

Tabla 37. Grados de aceite SAE/ISO según temperaturas.

Grados SAE	Grados ISO VG	Áreas de Aplicación
30	100	Instalaciones en áreas cerradas, de difícil refrigeración y altos rangos de temperatura
20, 20W		
10W	68	Rangos normales de temperatura
	46	
5W	32	Aplicaciones abiertas, refrigeradas al aire, y maquinaria hidráulica móvil
	22	
	15	
	10	
		Bajas temperaturas

Fuente: Disponible en internet <<http://ingemecanica.com/tutorialsemanal/tutorialn212.html#seccion21>>

Con base en lo anterior, se buscan distintos fabricantes y proveedores de fluidos hidráulicos que cumplan con la normatividad. En la tabla 38, se encuentran las equivalencias de distintas marcas para un fluido que sea grado ISO VG46 o SAE 10 W con aplicación para circuitos hidráulicos.

Tabla 38. Equivalencias según fabricantes para aceites hidráulicos.

SENTINEL	MOBIL	SHELL	TEXACO	ESSO	ELF
SPINDLE OIL LM	VELOCITE E	TELLUS 10	SPINDURA 10	SPINESSO 10	SPINELF 5
SPINDLE OIL M	VELOCITE S	TELLUS 15	SPINDURA 15	SPINESSO 15	SPINELF 10
SPINDLE OIL MH	VELOCITE D	TELLUS 22	SPINDURA 22	SPINESSO 22	SPINELF 22
SH-10	DTE 24	TELLUS 32	RANDO HD 32	NUTO H 32	HIDRO 32
SH-10/20	DTE 25	TELLUS 46	RANDO HD 46	NUTO H 46	HIDRO 46
SH-20	DTE 26	TELLUS 68	RANDO HD 68	NUTO H 68	HIDRO 68
SH-30		TELLUS 100	RANDO HD 100	NUTO H 100	HIDRO 100
SH-40		TELLUS 150			HIDRO 150

Fuente: Disponible en Internet <www.sentinel.com/catalog395>

Por confiabilidad y facilidad en la consecución de información, se seleccionó el aceite de la compañía ESSO de la serie Nuto H, grado 46 ya que este cumple con las condiciones de temperatura requeridas. La información técnica de este aceite se presenta a continuación, para mayor información visitar la página web de ésta compañía para Latinoamérica ⁵.

Los aceites de la serie Nuto H son aceites de calidad Premium diseñados para aplicaciones industriales y de servicios móviles en los cuales se necesitan aceites con propiedades anticorrosivas como en aquellas donde emplean bombas de engranajes, paletas y pistones radiales y axiales; también se emplean en sistemas donde existen grandes posibilidades de contaminación y fugas.

Beneficios:

- Ayudan a reducir la posibilidad de desgaste y corrosión, dando más vida útil a las bombas hidráulicas con las que trabajan.
- Resistencia a la oxidación y estabilidad química.
- Rápida liberación de aire y buen control de la espuma.
- Filtrabilidad para prevenir la obstrucción de los filtros, incluso con la presencia de agua.

Existen varios grados ISO para el aceite de la serie Nuto H; como se dijo anteriormente, se ha seleccionado el Nuto H46. En la tabla 39 se muestran las características principales de los aceites de esta gama para distintos grados.

⁵ Disponible en internet <http://www.mobil.com/Mexico-Spanish/Lubes/PDS/GLXXS2INDMONuto_H.aspx>

Tabla 39. Características principales de los aceites Esso de la seri Nuto H.

Características típicas

Serie Nuto H	Nuto H 32	Nuto H 46	Nuto H 68	Nuto H 100	Nuto H 150
Grado de viscosidad ISO	32	46	68	100	150
Viscosidad, ASTM D 445,					
cSt @ 40°C	32	46	68	100	150
cSt @ 100°C	5.4	6.7	8.5	11.1	14.6
Índice de viscosidad, ASTM D 2270	104	104	107	95	95
Corrosión al cobre, ASTM D 130	1A	1A	1A	1A	1A
Características de herrumbre, ASTM D 665B	Pasa	Pasa	Pasa	Pasa	Pasa
Punto de congelación, °C, ASTM D 97	-24	-24	-18	-15	-18
Punto de inflamación, °C, ASTM D 92	212	226	234	242	258
Densidad 15°C, ASTM D 1298, kg/L	0.872	0.876	0.882	0.884	0.887
Tiempo de demulsividad (minutos) a 3ml de emulsión:					
@ 54°C	15	15	20	-	-
@ 82°C	-	-	-	10	5

Fuente: Disponible en Internet <http://www.mobil.com/Mexico-Spanish/Lubes/PDS/GLX/XS2INDMONuto_H.aspx>

6.2.4.2 Selección de las mangueras del sistema. Las mangueras del sistema serán del fabricante PARKER, para su selección se utilizó el catálogo provisto por esta compañía ⁶, el cual brinda el asesoramiento para este proceso.

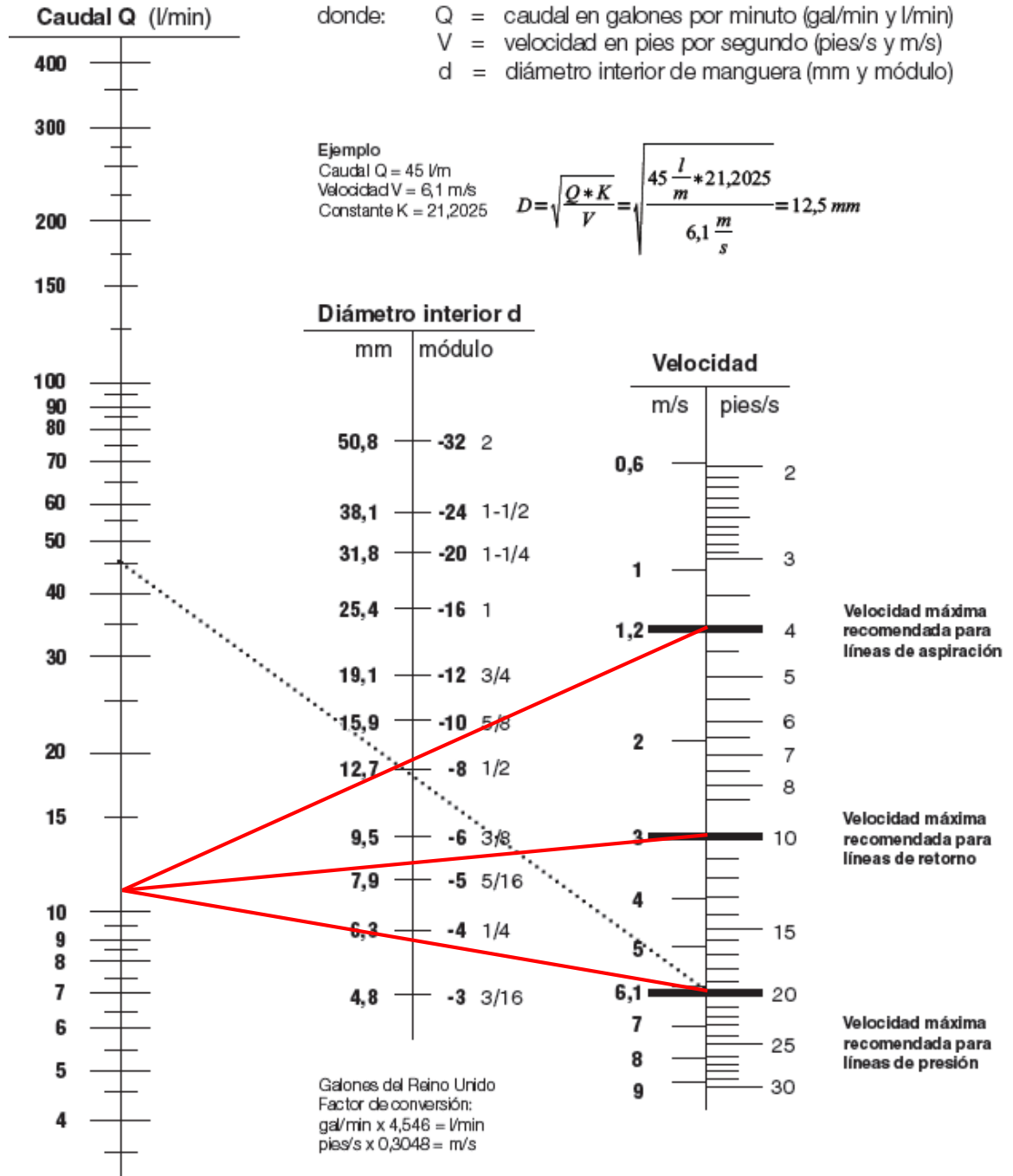
Los datos principales a considerar para la selección de las mangueras son:

- El caudal máximo del sistema: $Q = 2,805 \text{ [gal/min]} = 10,62 \text{ [l/min]}$
- La Presión máxima del sistema: $P_{max} = 3550 \text{ [PSI]} = 24,48 \text{ [Mpa]}$

A continuación, se determina el diámetro de la manguera, para esto se utiliza el nomograma de capacidad de caudal (Ver figura 93) dado por el catálogo. El proceso es sencillo: En la columna de la derecha, se recomienda una velocidad máxima para la línea del flujo y en la columna izquierda se localiza el caudal, entonces se unen estos dos criterios con una línea recta y al interceptar con la columna del medio, se encuentra un diámetro aproximado a estándar recomendado por el fabricante.

⁶ PARKER HANNIFIN CORPORATION. Catálogo 4400/ES.Parker Hannifin España SA. Madrid, 2009 p215.

Figura 95. Nomograma de capacidad de caudal para la selección de los diámetros de las mangueras.



Fuente: PARKER HANNIFIN CORPORATION. Catálogo 4400/ES.Parker Hannifin España SA. Madrid, 2009. Sección Ab 12.

Al realizarse el proceso anteriormente descrito, se obtienen los diámetros internos recomendados para las líneas de aspiración, presión y retorno:

- El diámetro de aspiración corresponde a 5/8" (15,87 mm).
- El diámetro de presión corresponde a 1/4" (6,35 mm).
- El diámetro de retorno corresponde a 3/8" (9.52 mm).

A partir de los datos anteriores se seleccionan las mangueras, en base a la presión de 3550 PSI, por lo que se busca en la sección de presiones medias del catálogo. Se selecciona la Manguera Compacta Elite 441 ISO 11237 tipo 2SC, que posee las siguientes características:

- Para aplicaciones hidráulicas de media presión.
- Tubo de Nitrilo (NBR), refuerzo de malla doble de alambre de acero de alta resistencia y cubierta de goma sintética.
- Para fluidos con base de petróleo y agua-glicol, aceites lubricantes y agua.
- Rango de temperatura de -40°C hasta +100°C.

En la tabla 40 se observan los diámetros disponibles de manguera de este tipo, la presión máxima soportada por cada una, la presión de rotura y el radio de curvatura tolerable de la manguera así como su respectiva referencia.

Tabla 40. Manguera Compacta elite 441 de la norma ISO 11237 tipo 2SC.

Referencia	Manguera D.I.				Manguera D.E. mm	Índices de presión				min. radio de curvatura mm	Peso kg/m
	DN	Pulg.	Módulo	mm		Presión máx. de trabajo		Presión de rotura mín.			
						MPa	psi	MPa	psi		
462-4	6	1/4	-4	6,3	13,4	42,5	6160	170,0	24640	75	0,30
462-5	8	5/16	-5	7,9	15,0	40,0	5800	160,0	23200	85	0,35
462-6	10	3/8	-6	9,5	17,2	35,0	5075	140,0	20300	90	0,42
462-8	12	1/2	-8	12,7	20,4	31,0	4495	124,0	17980	130	0,52
462-10	16	5/8	-10	15,9	23,9	28,0	4060	112,0	16240	160	0,66
462-12	20	3/4	-12	19,1	27,7	28,0	4060	112,0	16240	195	0,86
462-16	25	1	-16	25,4	35,4	21,0	3045	84,0	12180	250	1,17

Fuente: PARKER HANNIFIN CORPORATION. Catálogo 4400/ES.Parker Hannifin España SA. Madrid, 2009. Sección Ca 12.

Entonces, las referencias de mangueras seleccionadas son las siguientes:

- Manguera en la línea de aspiración de diámetro 5/8" (15,87 mm) y presión máxima de trabajo 4060 PSI; referencia 462-8.
- Manguera para las líneas de presión de diámetro 3/8" (9.52 mm) y presión máxima de trabajo 4495 PSI; referencia 462-6.
- Manguera para la línea de retorno de diámetro 3/8" (9.52 mm) y presión máxima de trabajo 4495 PSI; referencia 462-6.

Se aclara que la manguera de retorno se seleccionó con el mismo diámetro que la de presión para facilitar tanto el montaje como el mantenimiento ya que tener variedad de diámetros complicaría la instalación y la compra de repuestos.

6.2.4.3 Selección de las conexiones o racores. La manguera compacta elite 441 ISO 11237 tipo 2SC, permite racores de las series 46 y 48 de Parker; entonces se selecciona un racor roscado hembra serie 48 (Ver tabla 41) de las siguientes características que se pueden consultar en el catálogo Parker CORP001/ES ⁷:

- Hembra JIC 37° doble asiento SAE 45°-Giratoria-Recta (Ver figura 96).
- Material: Acero libre de Cr-(VI)

Tabla 41. Racor serie 48 06/68 Hembra JIC 37° doble asiento SAE 45 °.

Referencia	Diámetro interno de manguera			Rosca UNF	
	DN	pulgada	módulos		
16848-5-6	10	3/8	-06	9.5	1/2x20
16848-8-6	10	3/8	-06	9.5	3/4x16
16848-8-6	10	3/8	-06	9.5	3/4x16
16848-8-8	12	1/2	-08	12.7	3/4x16
16848-10-8	12	1/2	-08	12.7	7/8x14
16848-10-10	16	5/8	-10	15.9	7/8x14

Fuente: PARKER HANNIFIN EUROPE. Catálogo CORP001/ES. Luxemburgo: 2012 p190

⁷ PARKER HANNIFIN EUROPE. Catálogo CORP001/ES. Luxemburgo: 2012. P. 25

Figura 96. Hembra serie 48 Parker JIC 37° doble asiento SAE 45°.



Fuente: PARKER HANNIFIN EUROPE. Catálogo CORP001/ES. Luxemburgo: 2012 p190

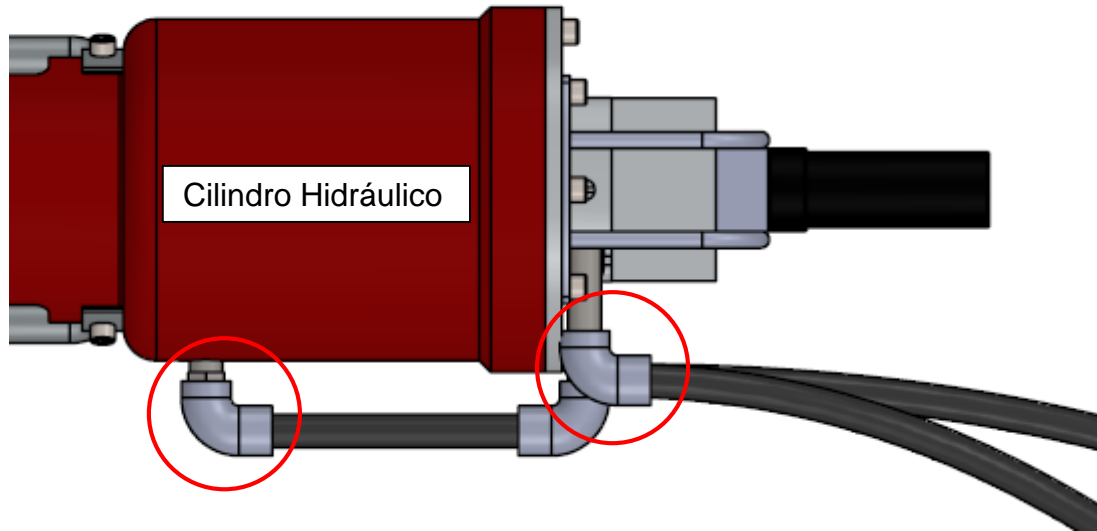
Los racores serán instalados de la siguiente forma:

- Racor para manguera de succión (conexión de tanque a bomba): Referencia 16848-10-10 para manguera de diámetro interno 5/8" y puerto de la bomba Parker PGP 505A0030CJ1H1ND4D3 con rosca para el puerto de succión de tipo 7/8" x14 UNF.
- Racor para manguera de presión y descarga (conexión de bomba a válvulas y puertos del cilindro): Referencia 16848-8-6 para manguera de diámetro interno 3/8" y puerto de la bomba Parker PGP 505A0030CJ1H1ND4D3 con rosca para el puerto de presión de tipo 3/4" x16 UNF.

En las conexiones del cilindro, será necesario implementar racores especiales, puesto que el radio de curvatura de la manguera, no permite ubicarla de manera práctica (Ver figura 97). Será necesario instalar racores con codos a 90°, que permitan conectar las mangueras a la placa de puertos del cilindro, ocupando el mínimo espacio posible. Pensando en la limitación que ofrece la manguera, de nuevo se recurre a un racor de la serie 48:

- 39/3W - Hembra JIC 37° / SAE 45° - Doble asiento - Giratoria - Codo 90° (Ver Tabla 42).

Figura 97. Conexiones del cilindro.



Fuente: Autores del proyecto.

Tabla 42. Racor serie 48 - 39/3W - Hembra JIC 37° / SAE 45° - Doble asiento - Giratoria - Codo 90°

Referencia	Diámetro interno de manguera				Rosca UNF
	DN	pulgada	módulos	mm	
13948-6-4	6	1/4	-04	6.3	9/16x18
13W48-4-4	6	1/4	-04	6.3	7/16x20
13W48-5-4	6	1/4	-04	6.3	1/2x20
13948-6-5	8	5/16	-05	7.9	9/16x18
13W48-5-5	8	5/16	-05	7.9	1/2x20
13948-6-6	10	3/8	-06	9.5	9/16x18
13W48-8-6	10	3/8	-06	9.5	3/4x16
13W48-8-8	12	1/2	-08	12.7	3/4x16
13W48-10-8	12	1/2	-08	12.7	7/8x14

Fuente: PARKER HANNIFIN EUROPE. Catálogo CORP001/ES. Luxemburgo: 2012 p210

Estos racores solo serán usados en las líneas de presión y retorno, pues son las únicas líneas que llegan a las placas de puertos de las válvulas:

- Racor para manguera de presión y descarga (conexión a puertos del cilindro): Referencia 13W48-8-6 para manguera de diámetro interno 3/8" y puerto 3/4" x16 UNF (Ver figura 98).

Figura 98. Racor serie 48 - 39/3W - Hembra JIC 37° / SAE 45° - Doble asiento - Giratoria - Codo 90°



Fuente: PARKER HANNIFIN EUROPE. Catálogo CORP001/ES. Luxemburgo: 2012 p218

Para unir las mangueras de succión y presión con los puertos de la bomba y las placas de puertos de las válvulas se utiliza el racor macho F50MX Junta Tórica (Ver figura 99), de 3/4" x16 UNF y 7/8" x14 UNF (Ver tabla 43).

Tabla 43. Racores macho F50MX.

Referencia Acero	Tubo Diámetro externo		Rosca UNF
	pulgada	mm	
4F50MXS	1/4	6	7/16-20
4-6F50MXS	1/4	6	9/16-18
5F50MXS	5/16	8	1/2-20
5-6 F50X-S	5/16	8	9/16-18
6F50MXS	3/8	10	9/16-18
6-4 F50X-S	3/8	10	7/16-20
6-5 F50X-S	3/8	10	1/2-20
6-8F50MXS	3/8	10	3/4-16
8F50MXS	1/2	12	3/4-16
8-6F50MXS	1/2	12	9/16-18
8-10F50MXS	1/2	12	7/8-14
8-12F50MXS	1/2	12	1 1/16-12
10F50MXS	5/8	14, 15, 16	7/8-14
10-8F50MXS	5/8	14, 15, 16	3/4-16
10-12F50MXS	5/8	14, 15, 16	1 1/16-12
12F50MXS	3/4	18, 20	1 1/16-12

Fuente: PARKER HANNIFIN EUROPE. Catálogo CORP001/ES. Luxemburgo: 2012. p319

Figura 99. F5OMX - Racor macho - UNF - Junta Tórica.



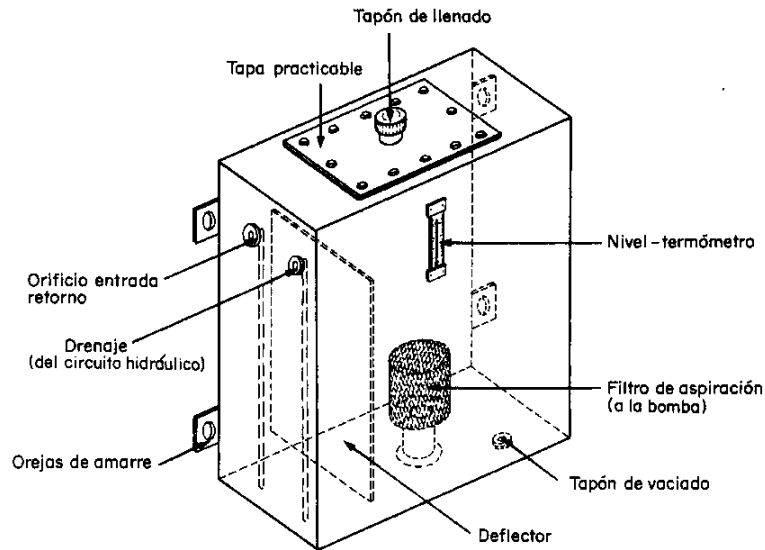
Fuente: PARKER HANNIFIN EUROPE. Catálogo CORP001/ES. Luxemburgo: 2012 p319..

6.2.5 Diseño del tanque hidráulico. El depósito hidráulico tiene como función principal el almacenamiento del fluido hidráulico; también sirve como elemento disipador de calor, a través de las paredes y permite la decantación de partículas sólidas arrastradas por el aceite.

El depósito será fabricado de chapa de acero laminada en frío y soldada de 3 milímetros de espesor, y según recomendaciones de la norma ISO ⁸, tendrá un volumen entre 2,5 y 3 veces el caudal del sistema, esto se hace con la intención de que el aceite resida por al menos 2 minutos en el depósito para su adecuado enfriamiento y no retorne al sistema a elevadas temperaturas; entonces para este sistema que maneja un caudal $Q = 2,805 \text{ [gal/min]} = 0,010618 \text{ [m}^3\text{/min]}$ se tendrá un depósito con un volumen de $0,02650 \text{ [m}^3\text{]} \text{ o } 7 \text{ [gal]}$ tomando un factor de 2,5. El esquema básico del depósito se puede observar en la figura 100.

⁸ Ente Nazionale Italiano di Unificazione. Hydraulic fluid power - General rules and safety requirements for systems and their components. UNI EN ISO 4413:2012. Milán, Italia: UNI, 2012. 62p.

Figura 100. Esquema Básico de un tanque hidráulico.



Fuente: Documento técnico 296 de las naciones unidas. FAO. Aplicaciones de la ingeniería: maquinaria hidráulica en embarcaciones pesqueras.

Además de las dimensiones del depósito, los elementos principales a considerar en este diseño son:

- Orificios de llenado y drenaje.
- Deflector al interior del tanque.
- Ubicación de las líneas de salida y retorno.
- Indicador de nivel.
- Uso de intercambiador de calor.

6.2.5.1 Orificios de llenado y drenaje. El orificio de llenado está ubicado en la parte superior del depósito y sirve también como respiradero, ya que el depósito debe estar a presión atmosférica, también debe llevar un filtro para evitar que ingresen impurezas al tanque. El filtro utilizado será de marca PARKER con referencia AB. 1163.10 (Ver figura 101) embridado que permite un caudal de aire de 2 gal/s (ver anexo H).

Figura 101. Filtro PARKER AB.1163.10.



Fuente: Catálogo Parker Hannifin CORP001/E; Parker corp 2012 p89

EL orificio de drenado, va en la parte inferior del tanque con un diámetro de 1 pulgada que permitirá el vaciado rápido del tanque para operaciones de mantenimiento, y previniendo posibles obstrucciones por las impurezas en el fondo del tanque.

6.2.5.2 Deflector al interior del tanque. Se ubica un deflector para separar las líneas de salida y retorno; éste permitirá que el fluido tarde más tiempo en hacer su recorrido por el tanque una vez regrese del sistema y se enfríe antes de iniciar el ciclo de nuevo. El deflector será del mismo espesor del tanque para permitir la rápida transferencia de calor y ocupará casi toda la longitud del mismo.

6.2.5.3 Ubicación de las líneas de salida y retorno. Estarán separadas por el deflector. La línea de salida o succión del sistema estará separada del fondo del tanque a 7 cm del fondo ⁹, para evitar que las impurezas que se depositan en el fondo ingresen a la línea, y también para dar espacio a la instalación del filtro de succión.

⁹ Czekaj, D. Aplicaciones de la ingeniería: 3. Maquinaria hidráulica en embarcaciones pesqueras pequeñas. FAO Doc. Téc. Pesca, (296), 1988. 187 p.

El filtro de aspiración será de 100µm de grado de filtración o más bajo recomendación (Ver figura 102). Se usará un filtro especialmente diseñado para líneas de succión, PARKER los llama coladores de succión (Suction Strainers), pertenecen a la línea de accesorios para tanques poseen 150µm de grado de filtración (ver anexo H). El proceso de selección es bastante simple, pues el único criterio a tener en cuenta es el caudal de la bomba (Ver tabla 44).

Tabla 44. Coladores de succión (Suction Strainers).

New Part No. With Bypass	Bypass	Port (NPT)	Nominal Flow GPM (LPM)	Length "A" Inch (mm)	Diameter "B" Inch (mm)	BSPP Fitting
937480	No	1/2"	5(19)	4.125	1.90	No
937481	Yes	1/2"	5(19)	4.125	1.90	No
937482	No	3/4"	8(30)	3.55	2.67	No
937483	Yes	3/4"	8(30)	3.55	2.67	No
937484	No	1"	10(38)	5.25	2.67	No

Fuente: PARKER. Hydraulic and Lube Filtration Products Catalog 2300-15. p243.

Figura 102. Coladores de succión (Suction Strainers).



Fuente: PARKER. Hydraulic and Lube Filtration Products Catalog 2300-15. p243.

La rosca de la tubería que será conectada a la manguera será de 3/4" X16 UNF para acoplar correctamente con el racor de la manguera seleccionada para esta línea en la sección 6.2.4.3, por ello se selecciona un filtro de mayor capacidad, además se selecciona con bypass para evitar que la bomba cavite en caso de obstrucción.

La línea de retorno lleva instalado un difusor, con el fin de suavizar la entrada del aceite en el tanque, evitando que se generen burbujas de aire por excesos de velocidad (ver anexo H). Esta línea entrega el fluido proveniente del sistema y tendrá una tubería con roscado 3/4 " X 16 UNF (Ver tabla 45) para acoplar con el racor de la manguera seleccionada para esta línea del sistema en la sección 6.2.4.3. El fabricante PARKER ofrece un difusor bastante compacto perteneciente también a la línea de accesorios para tanques (Ver figura 103).

Tabla 45. Difusor PARKER.

New Part Number	Thread (NPT)	Nominal Flow GPM (LPM)	Length "A" Inch (mm)	Diameter "B" Inch (mm)	HEX "C" Inch (mm)	Weight Lbs. (kg)
2250	3/4"	13 (50)	4.7 (120)	2.4 (62)	1.81 (46)	.60 (0.27)
2251	1"	30 (114)	5.0 (127)	3.4 (86)	2.17 (55)	.93 (0.42)

Fuente: PARKER. Hydraulic and Lube Filtration Products Catalog 2300-15. p240.

Figura 103. Difusor PARKER.



Fuente: PARKER. Hydraulic and Lube Filtration Products Catalog 2300-15. p240.

Pero antes del difusor, será necesario instalar un filtro que garantice el nivel de pureza que la bomba exige, un grado de filtración según la norma ISO 4406 clase 16/13 (Ver anexos D e I). Será instalado en la línea de retorno pues el nivel de presión es mínimo, además de que no se genera ningún riesgo de cavitación. Se escogió un filtro PARKER 12AT, diseñado para montaje en línea, uno de los filtros más comunes en los sistemas hidráulicos actuales (Ver figura 104).

Figura 104. Filtros PARKER 12AT.



Fuente: PARKER. Hydraulic and Lube Filtration Products Catalog 2300-15. p3.

Se seleccionó un filtro PARKER 12AT-10B, el cual ofrece una eficiencia del 98.7% para partículas de 10µm, lo cual mantiene al sistema en el rango admisible de pureza específica en la norma (Ver tabla 46).

Tabla 46. Filtro PARKER 12AT.

Media Code	Filter Media	Beta Ratios	Particle Size/Efficiency
25C	Cellulose	$B_{25}=2$	25 / 50%
10C	Cellulose	$B_{10}=2$	10 / 50%
03C	Cellulose	$B_3=2$	3 / 50%
20B	Microglass	$B_{20}=75$	20 / 98.7%
10B	Microglass	$B_{10}=75$	10 / 98.7%

Fuente: PARKER. Hydraulic and Lube Filtration Products Catalog 2300-15. p3.

6.2.5.4 Indicador de nivel. Fabricado de plástico de alta resistencia, tiene una ventana de vidrio por la cual se observa el nivel de aceite en el tanque, además de que poseen termómetros incorporados. No es necesario un proceso de selección como tal, pues es un componente que no posee parámetros estrictos de funcionamiento (Ver figura 105).

Figura 105. Indicadores de nivel con termómetro.



Fuente: PARKER. Hydraulic and Lube Filtration Products Catalog 2300-15. p240.

6.2.5.5 Uso de intercambiador de calor. Para saber si será necesario o no el uso de un intercambiador de calor o cualquier otro sistema de enfriamiento será necesario calcular el calor que puede llegar a producir la máquina durante su operación. Teniendo presente que ya se conocen el caudal, las dimensiones del cilindro hidráulico, la potencia total del sistema y las pérdidas en las válvulas, se procede a calcular el calor producido en los distintos estados de la máquina:

- **Reposo:** En este estado, la válvula direccional de la fuente (direccional 1) envía el aceite a la líneas que van al cilindro, mientras que la válvula direccional del cilindro (Direccional 2) permanece centrada a la espera ser accionada, enviando el aceite de regreso al tanque gracias a su centro tipo tándem. El calor generado en esta etapa corresponde a las pérdidas producidas por la circulación del aceite a través del circuito (Ver tabla 47).

Tabla 47. Calor generado en el reposo.

Estado de reposo			
$q_r = \frac{(2 * \Delta P_{Dir2} + \Delta P_{Dir1}) * Q_b}{1714}$			
Variables de entrada			
Q_b	2,805	GPM	Caudal de la bomba
ΔP_{Dir1}	10	Psi	Caida de presión en la válvula de venteo
ΔP_{Dir2}	18	Psi	Caida de presión en la válvula direccional
Variables de salida			
q_r	0,075	Hp	Calor generado
q_r	0,056	kW	Calor generado

Fuente: Autores del proyecto.

- Corte:** En este estado la válvula direccional del cilindro envía el aceite a la cámara del lado pistón, convirtiendo la potencia proveniente del motor en trabajo. El calor generado corresponde nuevamente a las pérdidas producidas por la circulación del aceite, con la variante de que el caudal de retorno es menor al de la bomba (Ver tabla 48).
- Apertura:** En este estado la válvula direccional del cilindro envía el aceite a la cámara del lado vástago, convirtiendo también la potencia en trabajo. El calor generado corresponde a las pérdidas producidas por la circulación del aceite, con la variante de que el caudal de retorno es mayor al de la bomba (Ver tabla 49).
- Bloqueo:** Este estado se produce cuando la máquina excede su capacidad máxima y la válvula de alivio del sistema se abre, en ese momento la potencia del sistema se convierte completamente en calor. Cuando la máquina llega a este estado, se recomienda centrar la válvula inmediatamente para reducir el desperdicio de potencia.

Tabla 48. Calor generado en el corte.

Estado de corte			
$q_c = \frac{(\Delta P_{Dir2} + \Delta P_{Dir1}) * Q_b + \Delta P_{Dir2} * Q_{RC}}{1714}$ $Q_{RC} = \frac{Q_b}{\beta} \qquad \beta = \frac{D_p^2}{D_p^2 - D_v^2}$			
Variables de entrada			
Q_b	2,805	GPM	Caudal de la bomba
ΔP_{Dir1}	10	Psi	Caida de presión en la válvula de venteo
ΔP_{Dir2}	18	Psi	Caida de presión en la válvula direccional
D_p	4,5	Pulg	Diámetro del pistón
D_v	2	Pulg	Diámetro del vástago
β	1,246		Relación de areas del cilindro
Q_{RC}	2,25	GPM	Caudal de retorno
Variables de salida			
q_c	0,069	Hp	Calor generado
q_c	0,052	kW	Calor generado

Fuente: Autores del proyecto.

Tabla 49. Calor generado en la apertura.

Estado de apertura			
$q_A = \frac{(\Delta P_{Dir2} + \Delta P_{Dir1}) * Q_b + \Delta P_{Dir2} * Q_{RA}}{1714}$ $Q_{RC} = Q_b * \beta \qquad \beta = \frac{D_p^2}{D_p^2 - D_v^2}$			
Variables de entrada			
Q_b	2,805	GPM	Caudal de la bomba
ΔP_{Dir1}	10	Psi	Caida de presión en la válvula de venteo
ΔP_{Dir2}	18	Psi	Caida de presión en la válvula direccional
D_p	4,5	Pulg	Diámetro del pistón
D_v	2	Pulg	Diámetro del vástago
β	1,246		Relación de areas del cilindro
Q_{RC}	3,50	GPM	Caudal de retorno
Variables de salida			
q_A	0,083	Hp	Calor generado
q_A	0,062	kW	Calor generado

Fuente: Autores del proyecto.

El siguiente paso consiste en establecer los tiempos del ciclo de trabajo del equipo, para ello se considerarán dos ciclos completos, los cuales se desarrollan así:

- Reposo – Apertura – Bloqueo – Reposo – Corte – Bloqueo – Reposo – Apertura – Bloqueo – Reposo – Corte – Bloqueo.

Los tiempos de cada etapa se establecen de la siguiente forma:

- Calculados: Corte y apertura.
- Estimados: Reposo y bloqueo.

Para calcular los tiempos de corte y apertura solo se debe saber el tiempo que tarde en hacer su carrera el cilindro hidráulico ya sea en salida o retorno (Ver tabla 50).

Tabla 50. Tiempos calculados.

Tiempos			
$V_p = \frac{\pi * D_p^2}{4} * L$		$t_c = \frac{V_p}{231 * Q_b}$	
$V_v = \frac{\pi * (D_p^2 - D_v^2)}{4} * L$		$t_v = \frac{V_v}{231 * Q_b}$	
Variables de entrada			
Q_b	2,805	GPM	Caudal de la bomba
D_p	4,5	Pulg	Diámetro del pistón
D_v	2	Pulg	Diámetro del vástago
L	4,5	Pulg	Carrera del cilindro
V_p	71,57	Pulg ³	Volumen del lado pistón
V_v	57,43	Pulg ³	Volumen del lado vástago
Variables de salida			
t_c	0,110	min	Tiempo de corte
t_c	6,63	s	Tiempo de corte
t_A	0,089	min	Tiempo de apertura
t_A	5,32	s	Tiempo de apertura

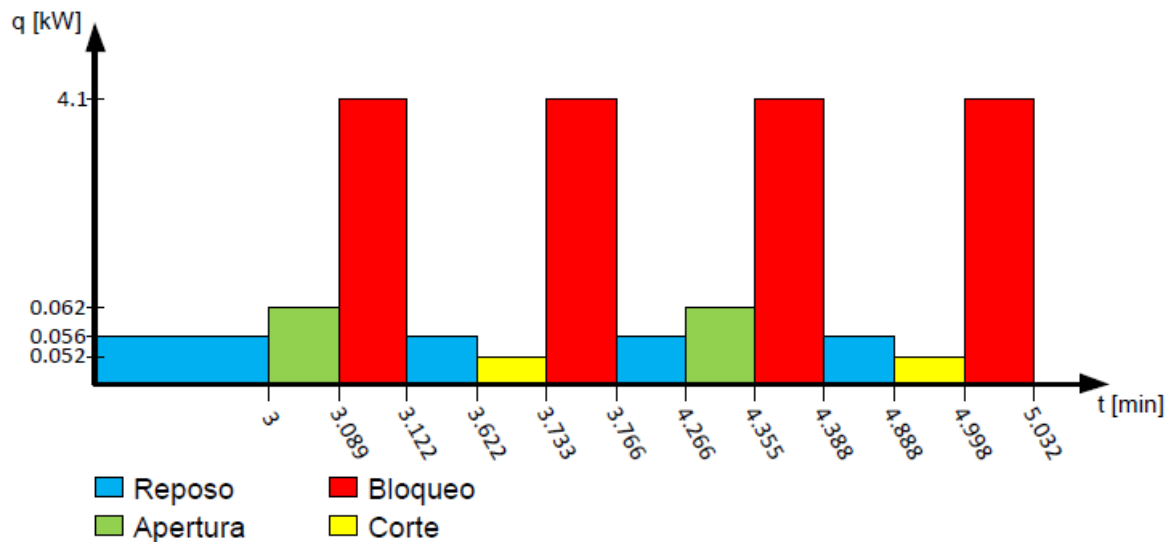
Fuente: Autores del proyecto.

Los estados de reposo y bloqueo dependen del operario, pues durarán tanto como él mantenga accionada la válvula direccional. En este caso se considera una emergencia, por lo que se tendrán tiempos de reposo relativamente cortos, al mismo tiempo se considera una demora en la respuesta del operario al liberar la válvula en el estado de bloqueo.

- Tiempo de reposo inicial= 180s = 3 min
- Tiempo de reposo = 30s = 0.5 min
- Tiempo de bloqueo = 2s = 0.033 min

Finalmente se puede establecer un esquema de los niveles de calor producidos por el equipo durante una operación de dos ciclos (Ver figura 106).

Figura 106. Flujo de calor en el sistema.



Fuente: Autores del proyecto.

A partir de la gráfica, se puede calcular el calor total que genera el equipo durante un tiempo conocido, el cual servirá para establecer la capacidad del tanque para disipar dicho calor. El calor total corresponde al área de la gráfica, calculada como

el producto del flujo de calor instantáneo por el tiempo que éste permanece para cada una de las etapas (Ver tabla 51).

Tabla 51. Cálculo del calor total.

Calor total			
$Q_T = q_r * T_{Tr} + q_A * T_{TA} + q_C * T_{TC} + q_B * T_{TB}$			
Variables de entrada			
q_r	0,056	kW	Calor generado en el reposo
q_A	0,062	kW	Calor generado en la apertura
q_C	0,052	kW	Calor generado en el corte
q_B	4,1	kW	Calor generado en el bloqueo
T_{Tr}	4,5	min	Tiempo total de reposo
T_{TA}	0,177	min	Tiempo total de apertura
T_{TC}	0,221	min	Tiempo total de corte
T_{TB}	0,133	min	Tiempo total de bloqueo
Variables de salida			
Q_T	0,822	kW*min	Calor total generado

Fuente: Autores del proyecto.

Este calor, deberá ser eliminado por el tanque, el cual funciona como un intercambiador de calor, cuya área será determinada al analizarlo como un intercambiador de calor bajo las siguientes consideraciones (Ver tabla 52):

- El calor sale por conducción por la paredes del tanque y por convección natural con el aire, se usa un coeficiente de convección aproximado de $20 W/m^2K$.¹⁰
- Las paredes del tanque serán de acero comercial de 3 mm de espesor, con una conductividad térmica de $52 W/mK$.¹¹

¹⁰ http://help.solidworks.com/2011/spanish/SolidWorks/cworks/LegacyHelp/Simulation/AnalysisBackground/ThermalAnalysis/Convection_Topics/Convection_Heat_Coefficient.htm

¹¹ CIA. General de aceros. Ficha 1045.

- El aceite permanece más tiempo en el tanque que en el circuito, 2,5 veces según el criterio del volumen de aceite.
- La temperatura del aceite varía con el pasar de los ciclos, por lo que se usa un valor promedio estimado de 40°C, un valor común en los equipos hidráulicos.
- La temperatura ambiente se considera por encima del estándar, pensando en un día caluroso o cualquier otra situación similar, siendo entonces de 30°C.

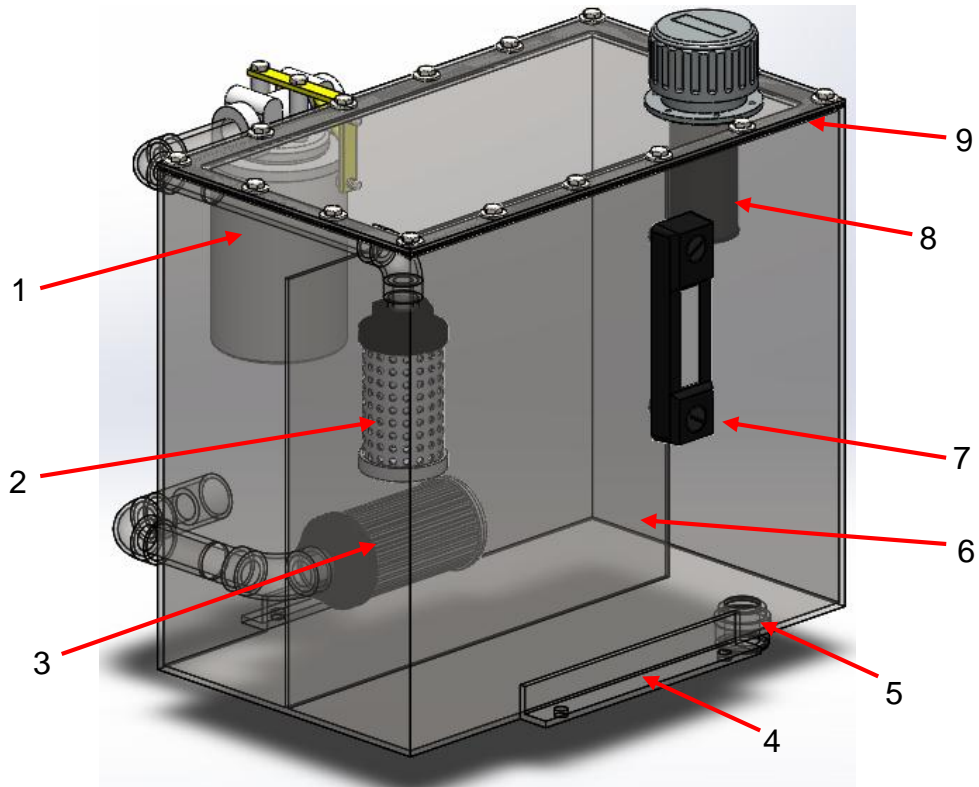
Tabla 52. Cálculo del área del tanque.

Área de transferencia del tanque			
$q_T = U * A * (T_f - T_a)$			
$q_T = \frac{Q_T}{N * t}$		$U = \frac{1}{\frac{l}{k} + \frac{1}{h}}$	
Variables de entrada			
Q_T	0,822	kW*min	Calor total generado
N	2,5		Factor de volumen del tanque
t	5	min	Tiempo de análisis
q_T	0,066	kW	Flujo de calor necesario en el tanque
T_f	40	°C	Temperatura media del aceite en el tanque
T_a	30	°C	Temperatura ambiente
l	0,003	m	Espesor de las paredes
k	0,052	kW/m*K	Conductividad térmica del acero
h	0,020	kW/m^2*K	Coefficiente de conveccion natural
U	0,01998	kW/m^2*K	Coefficiente global de transferencia
Variables de salida			
A	0,329	m^2	Área del tanque

Fuente: Autores del proyecto.

Ahora que se conocen el volumen y el área del tanque, se pueden definir sus dimensiones finales (Ver figura 107) (Ver Anexo K, Plano 01-02-04).

Figura 107. Depósito hidráulico con sus elementos.



1. Filtro PARKER 12AT-10B.

2. Difusor PARKER 2250.

3. Colador de succión PARKER 937483.

4. Soporte de fijación.

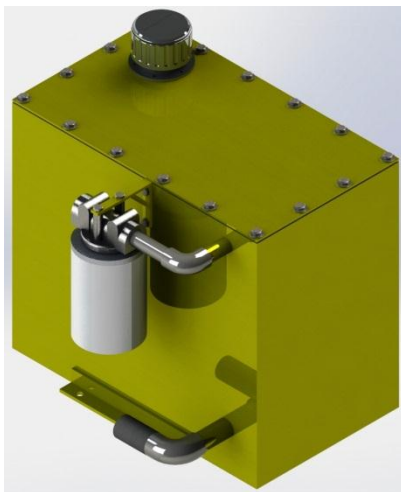
5. Drenaje para mantenimiento.

6. Deflector.

7. Nivel con termómetro PARKER FL69221.

8. Filtro PARKER SAB.1562.10.

9. Empaque.

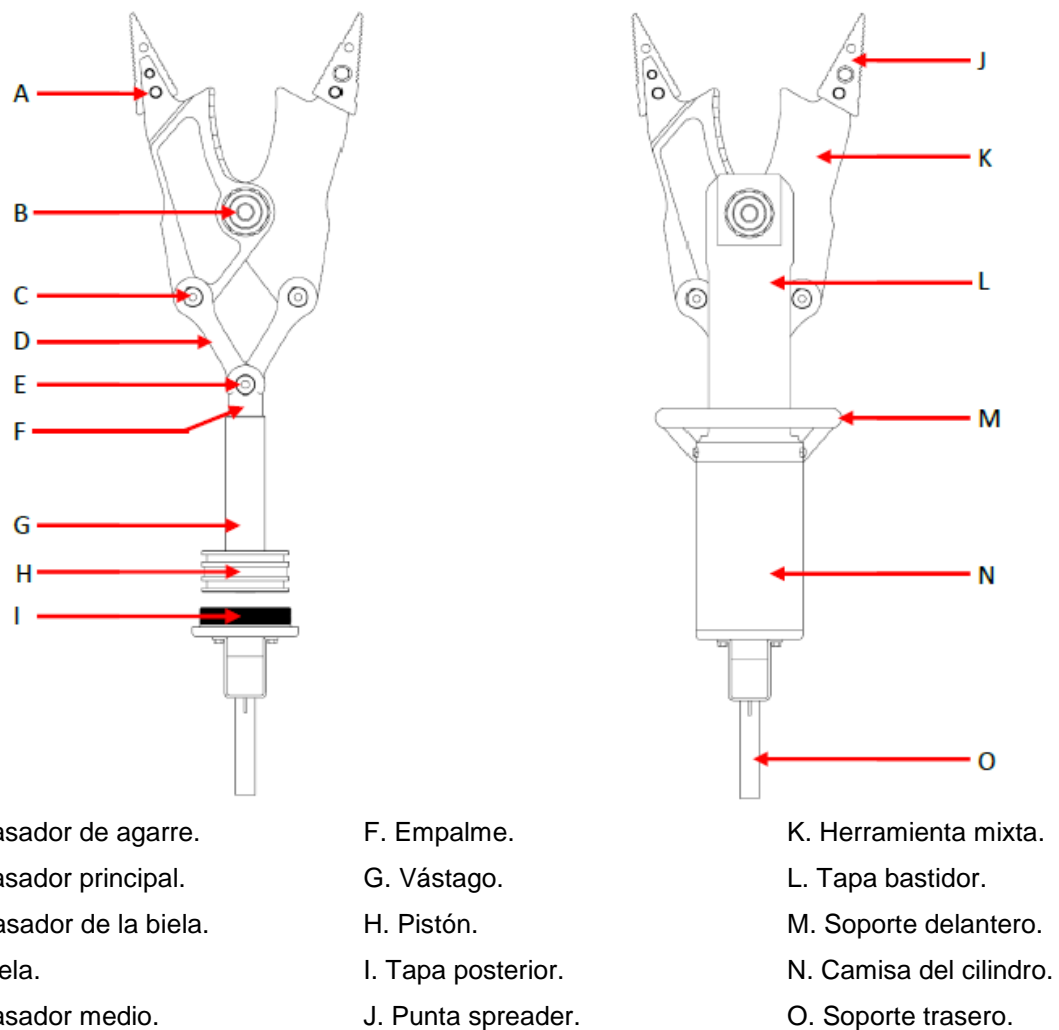


Fuente: Autores del proyecto.

6.3 DISEÑO MECÁNICO DE LOS COMPONENTES

Los elementos mecánicos del equipo son la herramienta, el actuador hidráulico y el mecanismo de transmisión de la herramienta. Estos componentes se analizarán en los estados de carga máxima y se diseñarán bajos criterios de falla estática, pues el accionamiento hidráulico garantiza que el sistema no sufrirá fluctuaciones de velocidad o fuerza que generen esfuerzos de carácter dinámico. Dichos elementos se presentan en la figura 108.

Figura 108. Elementos del sistema.



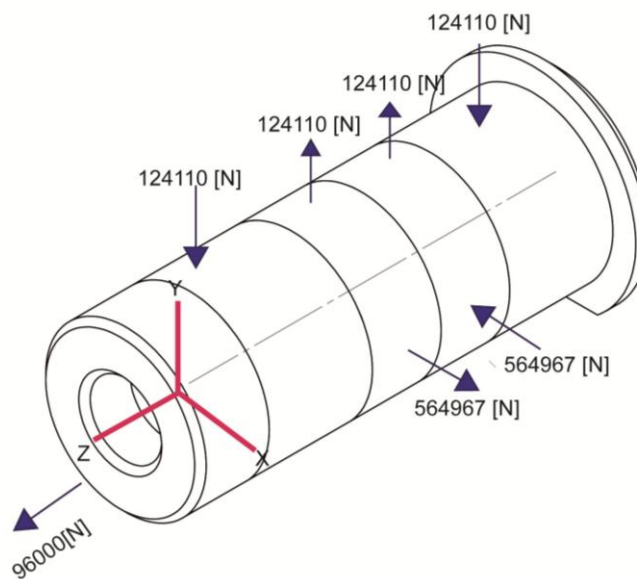
Fuente: Autores del proyecto.

6.3.1 Diseño de los elementos del mecanismo. El mecanismo de transmisión de la herramienta está compuesto por las bielas D, la herramienta J y los pasadores B, C y E. Estos elementos se deben analizar bajo criterios de carga estática para encontrar y verificar dimensiones que cumplan con factores de seguridad satisfactorios, viabilidad del diseño. La herramienta será evaluada más adelante.

6.3.1.1 Diseño de los pasadores para carga estática. Los pasadores del mecanismo, se ven sujetos a distintas cargas, principalmente de corte durante el funcionamiento del equipo.

- **Diseño del pasador principal.** El pasador principal une las cuchillas de la herramienta y el bastidor, sirviendo como pivote para el giro de los elementos durante las operaciones. La figura 109, muestra un diagrama de las cargas que actúan sobre dicho pasador y a partir de ellas se calculan los factores de seguridad según las dimensiones estándar calculadas para éste pasador, con un diámetro de $1\frac{3}{4}$ " (Ver anexo K, plano 01-01-11) (Ver tabla 54).

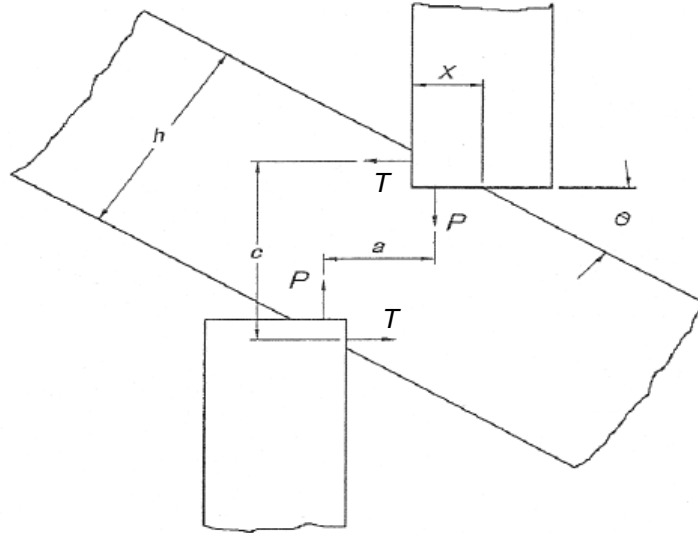
Figura 109. Cargas en el pasador principal.



Fuente: Autores del proyecto.

Las cargas de corte se determinaron a partir del análisis estático presentado en la sección 6.1.4. La carga axial se determinó en base a la ecuación de TSELIKOV ¹², que determina la fuerza de separación que experimentan las cuchillas (Ver figura 110 y tabla 53).

Figura 110. Mecánica del cizallamiento.



Fuente: SMIMOV, V. V. y TSELIKOV, A. I. *Trenes de laminación*. BILBAO: URMO, 1970. P45

Tabla 53. Cálculo de la fuerza axial.

Fuerza de separación			
$T = P * \tan \theta$			
Variables de entrada			
P	358300	N	Fuerza de corte
θ_p	15	°	Ángulo de la pieza a cortar
Variables de salida			
T	96006	N	Fuerza de separación

Fuente: Autores del proyecto.

¹² SMIMOV, V. V. y TSELIKOV, A. I. *Trenes de laminación*. BILBAO: URMO, 1970 p90

Tabla 54. Cálculo de factores de seguridad para el pasador principal.

Factores de seguridad del pasador principal			
$\tau_1 = \frac{F_1}{A}$	$A = \frac{\pi * d^2}{4}$	$\sigma_{comb} = \frac{\sigma_{ax}}{2} + \sqrt{\left(\frac{\sigma_{ax}}{2}\right)^2 + 2 * \tau_1^2}$	
$\tau_2 = \frac{F_2}{A}$	$N_1 = \frac{0,5 * \sigma_{adm}}{\tau_1}$	$N_{comb} = \frac{\sigma_{adm}}{\sigma_{comb}}$	
$\sigma_{ax} = \frac{F_3}{A}$	$N_2 = \frac{0,5 * \sigma_{adm}}{\tau_2}$		
Variables de entrada			
σ_{adm}	1,86E+09	Pa	Resistencia a la fluencia del 4340
F_1	564967	N	Fuerza en dirección del eje X
F_2	124110	N	Fuerza en dirección del eje Y
F_3	96006	N	Fuerza en dirección del eje Z
d	0,04445	m	Diámetro del pasador
A	0,00155	m ²	Sección transversal del pasador
τ_1	3,64E+08	Pa	Esfuerzo cortante en dirección del eje X
τ_2	8,00E+07	Pa	Esfuerzo cortante en dirección del eje Y
σ_{ax}	6,19E+07	Pa	Esfuerzo de tracción en el eje Z
σ_{com}	5,47E+08	Pa	Esfuerzo combinado
Variables de salida			
N_1	2,55		Factor de seguridad por corte
N_2	11,63		Factor de seguridad por corte
N_{com}	3,40		Factor de seguridad por carga combinada

Fuente: Autores del proyecto.

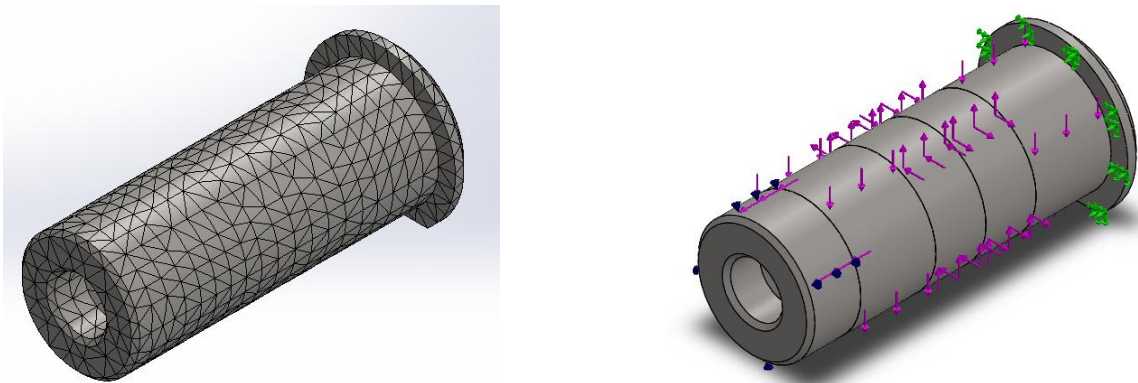
Para verificar estos valores, se utiliza la herramienta Solidworks Simulation, que permite realizar un estudio por medio del método de elementos finitos para simular las condiciones de carga y las posibles respuestas del material. El procedimiento consiste en cargar en el programa todos los valores conocidos que son las propiedades mecánicas del material (Ver tabla 55) y las cargas (Ver Figura 111), las cuales se aplican al modelo CAD, se configura el tipo de estudio y se ejecuta para obtener los resultados de las simulaciones.

Tabla 55. Condiciones del estudio, pasador principal.

<p>Propiedades del material</p>	<p>Nombre: 4340 Templado y revenido Tipo de modelo: Isotrópico elástico lineal Límite elástico: $1.86e+009$ N/m² Límite de tracción: $1.98e+009$ N/m² Módulo elástico: $2.05e+011$ N/m² Coeficiente de Poisson: 0.32 Densidad: 7850 kg/m³ Módulo cortante: $3.189e+008$ N/m²</p>
<p>Detalles de la malla</p>	<p>Número total de nodos: 11168 Número total de elementos: 7165</p>

Fuente: Autores del proyecto.

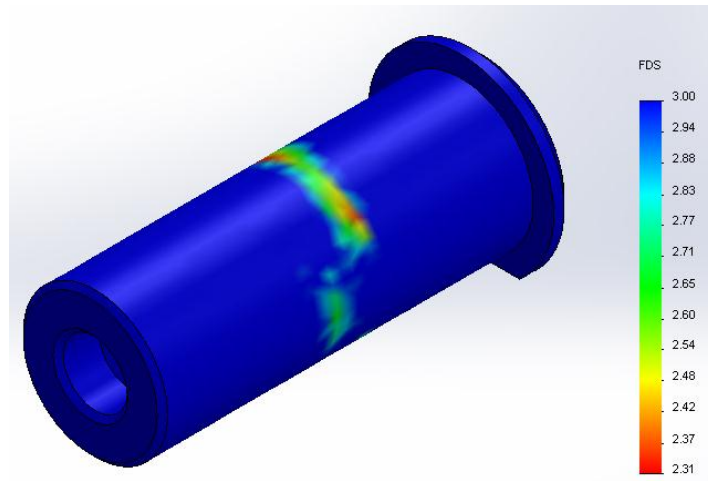
Figura 111. Malla y ubicación de cargas y apoyos, pasador principal.



Fuente: Autores del proyecto.

Al ejecutar el estudio se obtuvo un factor de seguridad mínimo de 2,3, un valor bastante cercano aunque menor a los calculados de forma manual; sin embargo, queda confirmada la resistencia del diseño ante las cargas máximas que teóricamente tendrá que soportar. En la figura 112 se presenta un esquema de las zonas con factores de seguridad menores a 3.

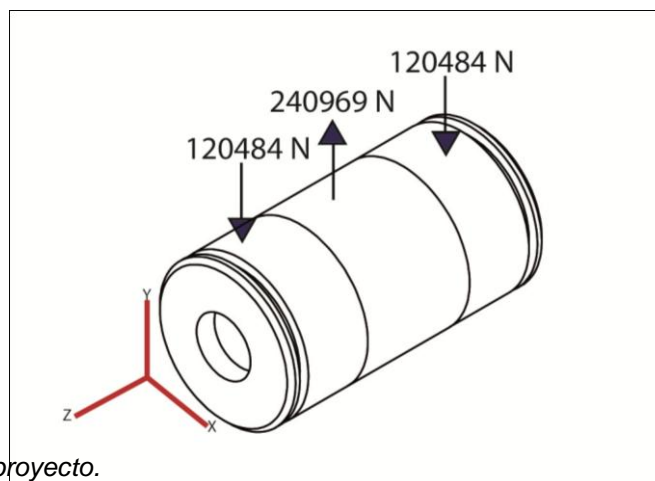
Figura 112. Factores de seguridad del pasador principal.



Fuente: Autores del proyecto.

- **Diseño del pasador de la biela.** Éste pasador se conecta la biela con la herramienta, brindando un apoyo articulado que permite el libre giro entre las dos piezas. En la figura 113 se observan las cargas de corte a las que está sujeto, las cuales fueron obtenidas también gracias al análisis cinemático. Los cálculos se realizaron en base a un diámetro previamente calculado y normalizado a una pulgada (Ver anexo K, plano 01-01-10) (Ver tabla 56).

Figura 113. Cargas en el pasador de la biela.



Fuente: Autores del proyecto.

Tabla 56. Cálculo de factores de seguridad para el pasador de las bielas.

Factores de seguridad para el pasador de las bielas			
$\tau = \frac{F}{2A} = \frac{2F}{\pi d^2}$		$N = \frac{0,5 * \sigma_{adm}}{\tau}$	
Variables de entrada			
F	240969	N	Fuerza de corte en el perno
τ	2,38E+08	Pa	Esfuerzo de corte
σ_{adm}	1,86E+09	Pa	Resistencia a la fluencia del 4340
d	0,0254	m	Area del pasador
A	0,0005067	m ²	Diámetro del pasador
Variables de salida			
N	3,91		Factor de seguridad

Fuente: Autores del proyecto.

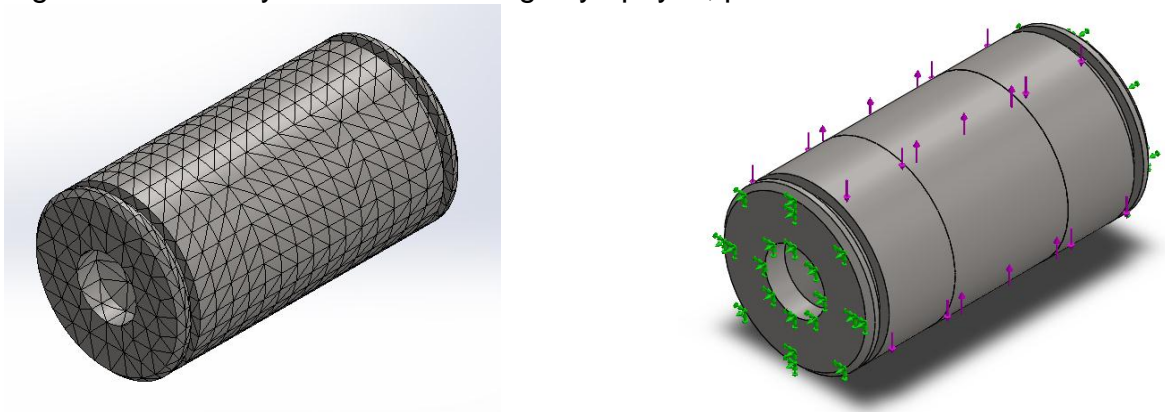
Ahora se recurre nuevamente a la herramienta Solidworks Simulation para verificar los resultados (Ver tabla 57 y figura 114). El material de los pasadores es el mismo SAE 4340 templado y revenido a 200°C de la compañía general de aceros (ver anexo J).

Tabla 57. Condiciones del estudio, pasador de las bielas.

Detalles de la malla	Número total de nodos: 12526 Número total de elementos: 8033
----------------------	---

Fuente: Autores del proyecto.

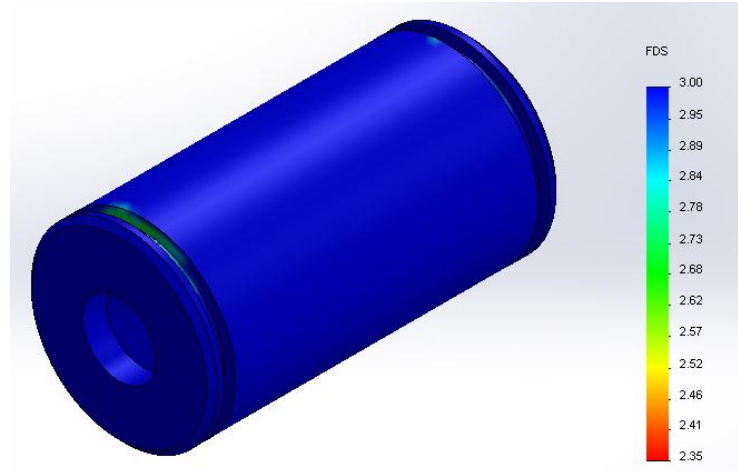
Figura 114. Malla y ubicación de cargas y apoyos, pasador de las bielas.



Fuente: Autores del proyecto.

El estudio arrojó un factor de seguridad mínimo de 2,35 (Ver figura 115).

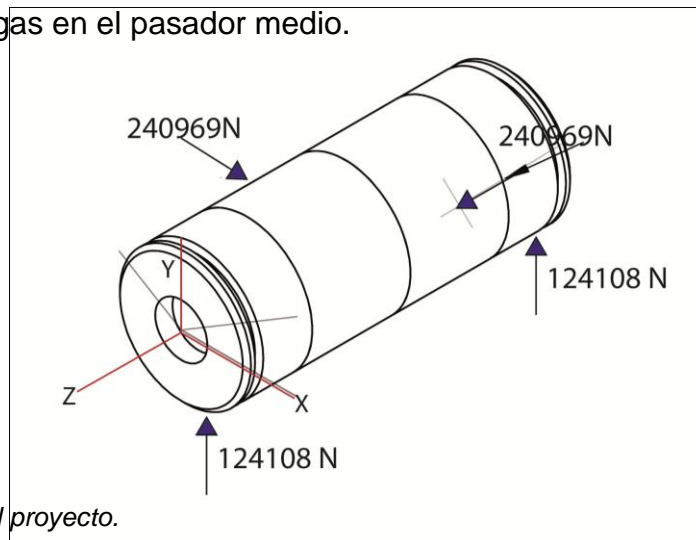
Figura 115. Factores de seguridad del pasador de la biela.



Fuente: Autores del proyecto.

- **Diseño del pasador medio.** Este pasador es el que une las bielas al vástago del cilindro. En la figura 116, se pueden ver las cargas a las que está sometido este pasador y en la tabla 58 se encuentran los cálculos de los factores de seguridad para las dimensiones normalizadas con diámetro de 1" (Ver anexo K, plano 01-01-10).

Figura 116. Cargas en el pasador medio.



Fuente: Autores del proyecto.

Tabla 58. Cálculo del factor de seguridad para el pasador medio.

Factores de seguridad para el pasador medio			
$\tau_1 = \frac{2F_1}{\pi d^2}$		$\tau_2 = \frac{2F_2}{\pi d^2}$	
$N = \frac{0,5 * \sigma_{adm}}{\tau}$			
Variables de entrada			
F_1	206551	N	Fuerza en dirección del eje X
F_2	124100	N	Fuerza en dirección del eje Y
σ_{adm}	1,86E+09	Pa	Resistencia a la fluencia del 4340
d	0,0254	m	Diámetro del pasador
τ_1	2,04E+08	Pa	Esfuerzo cortante en dirección del eje X
τ_2	1,22E+08	Pa	Esfuerzo cortante en dirección del eje Y
Variables de salida			
N_1	4,56		Factor de seguridad para la fuerza 1
N_2	7,59		Factor de seguridad para la fuerza 2

Fuente: Autores del proyecto.

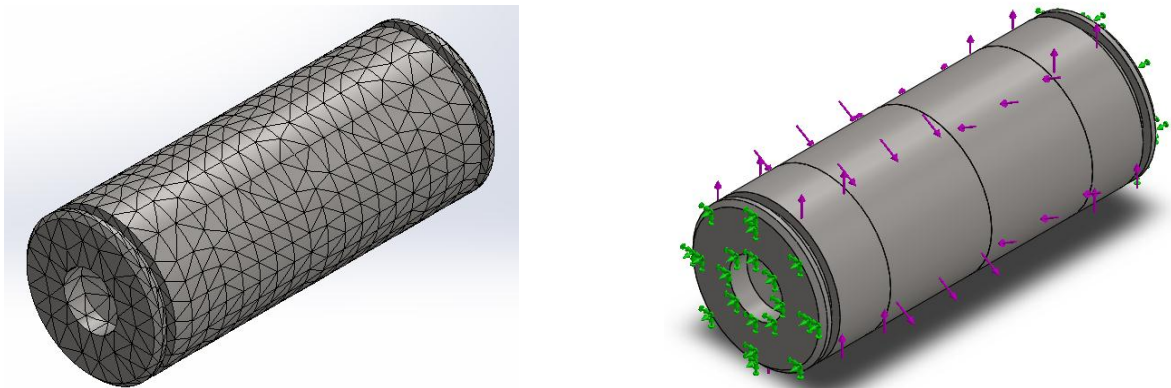
Ahora se realiza el estudio en Solidworks Simulation (Ver tabla 59 y figura 117).

Tabla 59. Condiciones del estudio, pasador medio.

Detalles de la malla	Número total de nodos: 11860 Número total de elementos: 7586
----------------------	---

Fuente: Autores del proyecto.

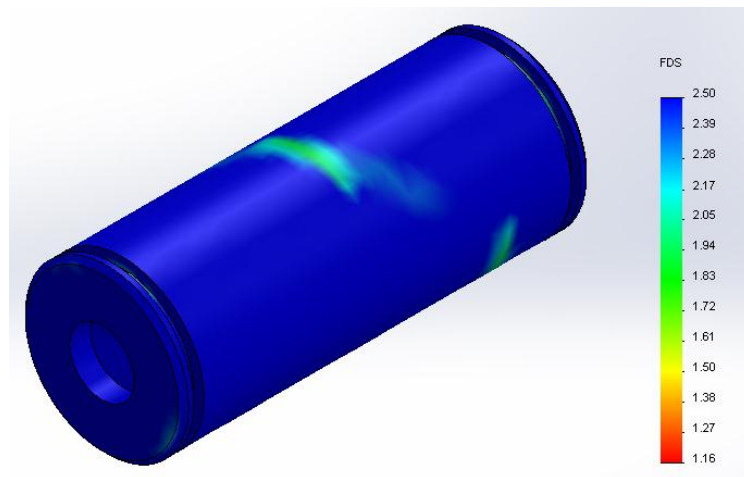
Figura 117. Malla y ubicación de cargas y apoyos, pasador medio.



Fuente: Autores del proyecto.

El estudio arrojó un factor de seguridad mínimo de 1,16, sin embargo se aprecia que este se da en la superficie del pasador (Ver figura 118). Se realizará entonces un proceso de temple superficial para mejorar su resistencia.

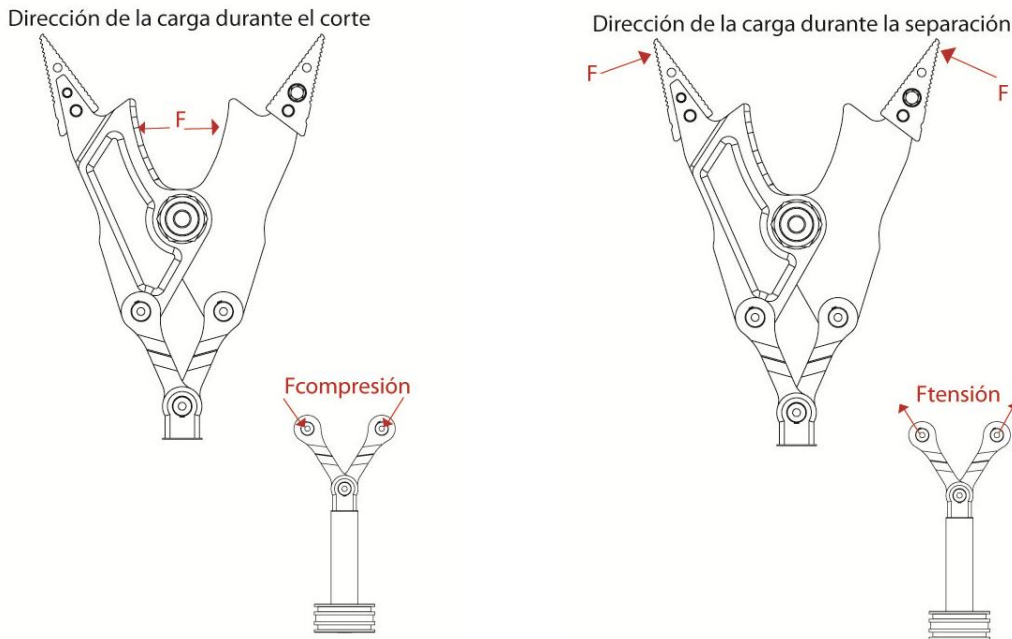
Figura 118. Factores de seguridad del pasador medio.



Fuente: Autores del proyecto.

6.3.1.2 Diseño de las bielas para carga estática. Las bielas están sujetas a cargas tanto de tensión como de compresión. En el momento de la operación de corte estarán a compresión y en la operación de separación estarán a tensión, esto se puede observar más claramente en la figura 119, por ello se analizan los dos casos y se halla un área mínima de sección que soporte estas cargas. Las bielas están fabricadas en acero SAE 4340 templado y revenido a 200° C y se utiliza la resistencia a la fluencia con un factor de seguridad de 3 para encontrar el valor del área de sección del elemento (Ver tablas 60 y 61).

Figura 119. Dirección de las cargas en corte y separación.



Fuente: Autores del proyecto.

Tabla 60. Análisis de falla de la biela por tensión.

Análisis de falla a tensión			
$\sigma_{Tensión} = \frac{F_{tensión}}{A_{ct}}$		$N = \frac{S_y}{\sigma_{Tensión}}$	
Variables de entrada			
$\sigma_{Tensión}$	89924	PSI	Esfuerzo de tensión
N	3		Factor de seguridad
S_y	269771	PSI	Resistencia a la fluencia del material
$F_{tensión}$	43450	lbf	Fuerza de tensión en el eslabón
Variables de Salida			
A_{ct}	0,483	in ²	Area crítica de tensión

Fuente: Autores del proyecto.

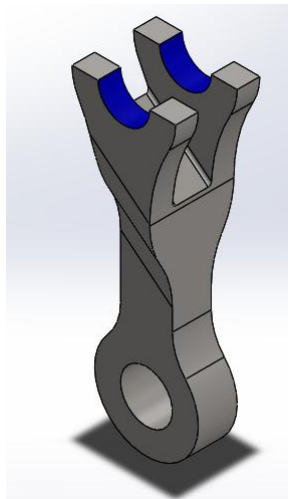
Según los cálculos realizados, se obtiene un área crítica, o área mínima del diseño, que sería entonces la definida por la carga de compresión 0,565 in² o 364,5 mm². La biela se diseña entonces con un área de sección resistente al esfuerzo de compresión de 0,89 in² (Ver anexo K, plano 01-01-09), la cual corresponde a la proyección del área perimetral de la cavidad en la cual se apoya el pasador (Ver figura 120.).

Tabla 61. Análisis de falla de la biela por compresión.

Análisis de falla a compresión			
$\sigma_{comp} = \frac{F_{comp}}{A_{cc}}$		$N = \frac{S_u}{\sigma_{comp}}$	
Variables de entrada			
σ_{comp}	95725	PSI	Esfuerzo de compresión
N	3		Factor de seguridad
S_u	287175	PSI	Resistencia a la fluencia del material
F_{comp}	54040	lbf	Fuerza de compresión en el eslabón
Variables de Salida			
A_{cc}	0,565	in ²	Area crítica de compresión

Fuente: Autores del proyecto.

Figura 120. Sección el eslabón resistente a la compresión.



Fuente: Autores del proyecto.

Ahora se procede a verificar los resultados mediante el Solidworks Simulation, para lo cual se realizaron dos estudios, uno con las cargas de tensión y otro con las cargas de compresión.

- **Estudio de la biela a tensión.** Se realiza entonces el mismo proceso que con los pasadores, se cargan las propiedades, se aplican al modelo, se crea una malla adecuada y se realiza el estudio (Ver tabla 62 y figura 121).

Tabla 62. Condiciones del estudio, biela a tensión.

Detalles de la malla	Número total de nodos: 9059 Número total de elementos: 5276
----------------------	--

Fuente: Autores del proyecto.

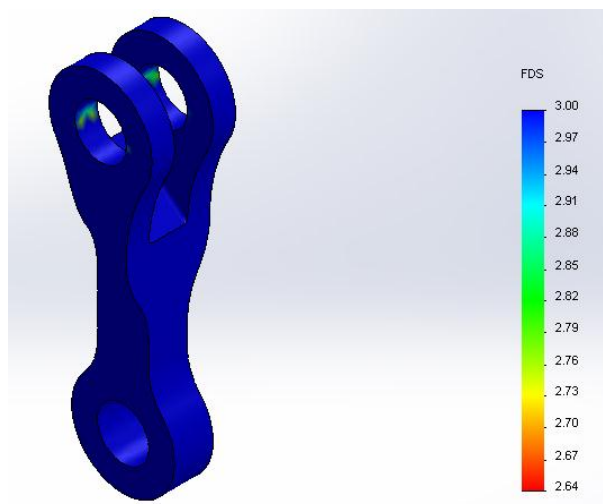
Figura 121. Malla y ubicación de cargas y apoyos, biela a tensión.



Fuente: Autores del proyecto.

Finalmente, el estudio arroja un factor de seguridad mínimo igual a 2,6 (Ver figura 122).

Figura 122. Factores de seguridad de la biela a tensión.



Fuente: Autores del proyecto.

- **Estudio de la biela a compresión.** Se cambia la carga y se repite el proceso (Ver tabla 63 y figura 123).

Tabla 63. Condiciones del estudio, biela a compresión.

Detalles de la malla	Número total de nodos: 9156 Número total de elementos: 5337
----------------------	--

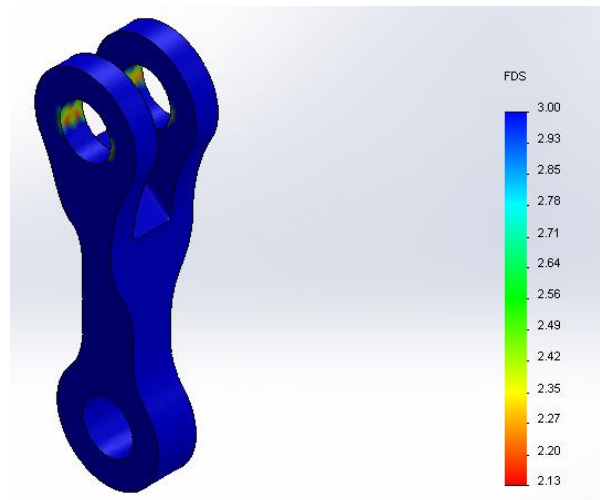
Fuente: Autores del proyecto.

Figura 123. Malla y ubicación de cargas y apoyos, biela a compresión.



Fuente: Autores del proyecto.

Figura 124. Factores de seguridad de la biela a compresión.



Fuente: Autores del proyecto.

El estudio arroja un factor de seguridad mínimo igual a 2,1 (Ver figura 124).

6.3.1.3 Diseño del empalme para carga estática. El empalme es la pieza que conecta el vástago del actuador hidráulico con las bielas y les sirve de apoyo. Está sometido igualmente a cargas de tensión y compresión dependiendo de la operación que se realice. Para desarrollar el diseño, se plantean las ecuaciones y se asigna un factor de seguridad igual a 3 para determinar la sección mínima de la pieza. El empalme también está hecho de acero SAE 4340 templado y revenido (Ver tablas 64 y 65).

Tabla 64. Análisis de falla del empalme por tensión.

Análisis de falla a tensión			
$\sigma_{Tensión} = \frac{F_{tensión}}{A_{ct}}$		$N = \frac{S_y}{\sigma_{Tensión}}$	
Variables de entrada			
$\sigma_{Tensión}$	89924	PSI	Esfuerzo de tensión en el empalme
N	3		Factor de seguridad
S_y	269771	PSI	Resistencia a la fluencia del material
$F_{tensión}$	44669	lbf	Fuerza de tensión
Variables de Salida			
A_{ct}	0,497	in ²	Area crítica de tensión

Fuente: Autores del proyecto.

Tabla 65. Análisis de falla del empalme por compresión.

Análisis de falla a compresión			
$\sigma_{comp} = \frac{F_{comp}}{A_{cc}}$		$N = \frac{S_u}{\sigma_{comp}}$	
Variables de entrada			
σ_{comp}	95725	PSI	Esfuerzo de tensión en el empalme
N	3		Factor de seguridad
S_u	287175	PSI	Resistencia a la fluencia del material
F_{comp}	55665	lbf	Fuerza de compresión
Variables de Salida			
A_{cc}	0,582	in ²	Area crítica de compresión

Fuente: Autores del proyecto.

Al igual que con las bielas, la sección crítica se determina por el esfuerzo a compresión. El siguiente paso será modelar un empalme que cumpla con la sección requerida de $0,586 \text{ in}^2$ (Ver anexo K, plano 01-01-08) y ponerlo a prueba con la herramienta Solidworks Simulation para verificar los cálculos.

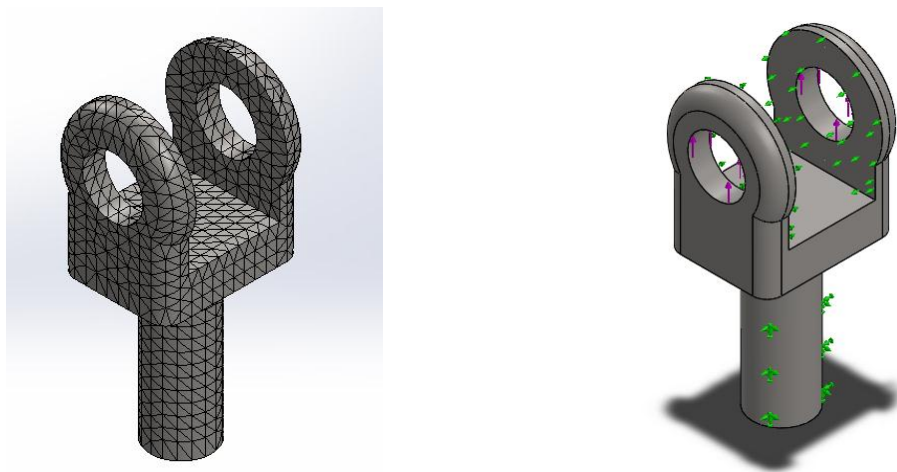
- **Estudio del empalme a tensión.** Una vez creado el modelo y ajustado al requisito de la sección, se cargan las propiedades y se ejecuta el estudio (Ver tabla 66 y figura 125).

Tabla 66. Condiciones del estudio, empalme a tensión.

<p>Detalles de la malla</p>	<p>Número total de nodos: 11613 Número total de elementos: 7051</p>
-----------------------------	---

Fuente: Autores del proyecto.

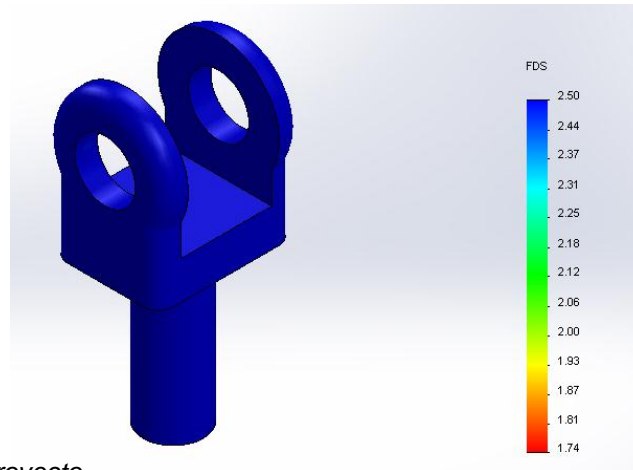
Figura 125. Malla y ubicación de cargas y apoyos, empalme a tensión.



Fuente: Autores del proyecto.

Al ejecutar el estudio se obtiene entonces un factor de seguridad mínimo igual 1,7, el cual se presenta en la base del empalme que sufre flexión producida por la separación de las fuerzas que descargan en los apoyos (Ver figura 126).

Figura 126. Factores de seguridad del empalme a tensión.



Fuente: Autores del proyecto.

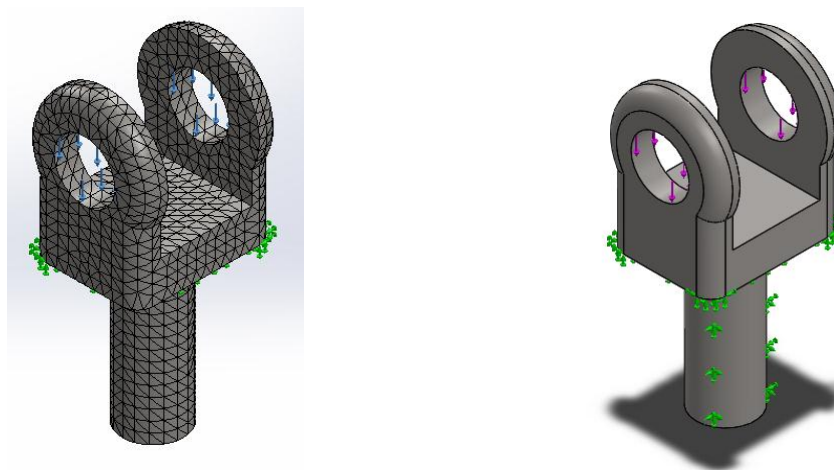
- **Estudio del empalme a compresión.** Ahora se reemplazan las cargas y se ejecuta de nuevo el estudio (Ver tabla 67 y figura 127).

Tabla 67. Condiciones del estudio, empalme a compresión.

Detalles de la malla	Número total de nodos: 13849
	Número total de elementos: 8531

Fuente: Autores del proyecto.

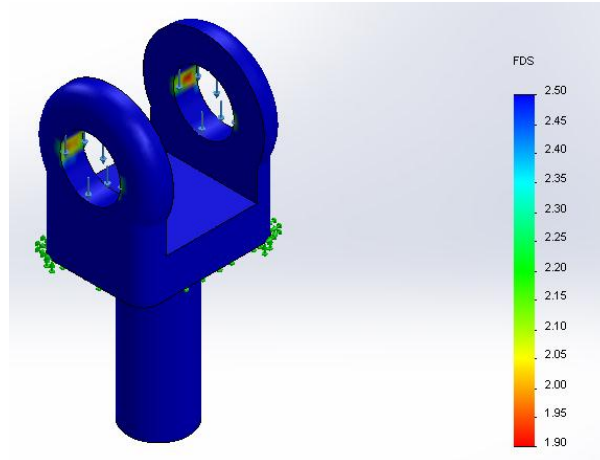
Figura 127. Malla y ubicación de cargas y apoyos, empalme a compresión.



Fuente: Autores del proyecto.

Se obtiene un factor de seguridad mínimo a compresión de 1,9 (Ver figura 128).

Figura 128. Factores de seguridad del empalme a compresión.



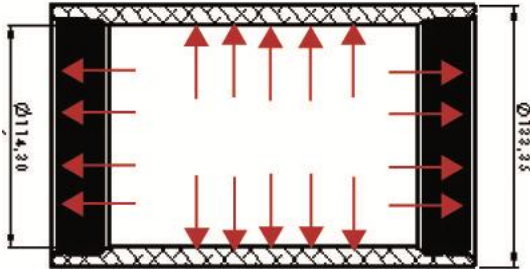
Fuente: Autores del proyecto.

6.3.2 Diseño del actuador hidráulico. Al haber seleccionado la geometría y el material del cilindro, se busca comprobar que el diseño sí cumple los requisitos de trabajo sin generarse falla alguna; por lo tanto, se calcula el factor de seguridad del diseño para falla bajo carga estática, y para obtener un valor numérico que respalde el diseño.

6.3.2.1 Diseño de la camisa del actuador. Este elemento sería fabricado de un cilindro de aluminio macizo, de diámetro externo de 5 ¼ pulgadas; se mecanizará hasta lograr un diámetro interno de 4 ½ pulgadas; lo anterior se decidió en base a la oferta del proveedor FUNDURAL ubicado en la ciudad de Bogotá y las recomendaciones del ingeniero Isaías Ordoñez gerente de la empresa DIMAM SAS, quien tiene experiencia en el campo y sugirió usar en el diseño un cilindro de esta geometría. El material escogido es el duraluminio 7075 con temple T-6, utilizado habitualmente en aplicaciones de aviación, es una material que a pesar de ser costoso garantiza una excelente resistencia con una densidad muy baja, lo que sin lugar a dudas favorecerá la portabilidad de la máquina.

Al seleccionarse una presión de trabajo del sistema hidráulico de 3500 PSI se tiene el valor numérico de la presión causante de los esfuerzos en el cilindro, el cual soportará sólo esta presión internamente y externamente estará a presión atmosférica (Ver figura 129).

Figura 129. Presión en el cilindro.



Fuente: Autores del proyecto.

Lo primero será determinar si se trata de un cilindro de pared gruesa o delgada, para ello se usará el mismo criterio del libro de Hamrock¹³(Ver tabla 68).

Tabla 68. Tipo de cilindro.

Determinación del tipo de cilindro			
$\frac{d_i}{t_h} = Relación$		Si Relación >40 cilindro de pared delgada Si Relación <40 Cilindro de pared gruesa	
Variables de entrada			
d_i	114,3	mm	Diámetro interno del cilindro
t_h	9,525	mm	Espesor de la tubería
Variables de salida			
Relación	12,00		Relación de pared

Fuente: Autores del proyecto.

Sabiendo que se trata de un cilindro de pared gruesa, se recurre al análisis diseñado para estos cilindros, tomado del mismo autor (Ver tabla 69).

¹³ HAMROCK, Bernard J.; JACOBSON, Bo O. y SCHMID, Steven R. Elementos de máquinas. Mexico: Mc Graw Hill, 2000. p. 390-395.

Tabla 69. Esfuerzos en la camisa del actuador.

Cálculo de esfuerzos en la camisa			
$\sigma_{\theta, \text{máx}} = p_i \left(\frac{r_0^2 + r_i^2}{r_0^2 - r_i^2} \right)$		$\sigma_a = \left(\frac{r_i^2 * p_i}{r_0^2 - r_i^2} \right)$	
$\sigma_{r, \text{máx}} = -p_i$			
Variables de entrada			
p_i	2,41E+07	Pa	Presión interna de la camisa
r_0	0,066675	m	Radio externo de la camisa
r_i	0,05874	m	Radio interno de la camisa
Variables de salida			
$\sigma_{r \text{max}}$	-2,41E+07	Pa	Esfuerzo radial
$\sigma_{\theta \text{max}}$	1,91E+08	Pa	Esfuerzo tangencial
σ_a	8,37E+07	Pa	Esfuerzo axial

Fuente: Autores del proyecto.

Con los esfuerzos ya calculados, se usa el criterio de la energía de distorsión, también llamada el criterio de Von Mises (Ver tabla 70).

Tabla 70. Criterio de Von Mises para el factor de seguridad.

Análisis de falla estática de la camisa			
$\sigma_e = \frac{1}{\sqrt{2}} [(\sigma_2 - \sigma_1)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2 + (\sigma_3 - \sigma_2)^2]^{\frac{1}{2}}$		$N \geq \frac{S_y}{\sigma_e}$	
$\sigma_1 > \sigma_2 > \sigma_3$			
Variables de entrada			
$\sigma_{r \text{max}}$	-2,41E+07	Pa	σ_r , Esfuerzo radial
$\sigma_{\theta \text{max}}$	1,91E+08	Pa	σ_θ , Esfuerzo tangencial
σ_a	8,37E+07	Pa	σ_a , Esfuerzo axial
S_y	5,03E+08	Pa	Resistencia a la fluencia Aluminio 7075-T6
σ_e	1,87E+08	Pa	Esfuerzo de Von Mises
Variables de Salida			
N	2,69		Factor de seguridad

Fuente: Autores del proyecto.

Ahora que se ha verificado que el espesor de la camisa es correcto, se debe calcular la resistencia de la unión con las tapas. Se decidió, para conseguir un bajo peso del equipo, que las tapas del cilindro serán sujetadas a ésta mediante roscado. La presión dentro del cilindro podría desgarrar esta rosca y por ello se ha hecho un análisis de la resistencia de la rosca al arranque; se seleccionó una rosca unificada fina de 12 hilos por pulgada (UNF12), para que resista al desgarre y se buscará la longitud mínima de roscado que deben tener las tapas del cilindro para que esta falla no se produzca. El análisis de arranque de la rosca se hizo usando la ecuación 18-14 del libro de Diseño de Elementos de máquinas de Robert L. Mott¹⁴(Ver tabla 71).

Tabla 71. Cálculo de Longitud mínima de la rosca.

Análisis de resistencia al arranque de la rosca (Materiales iguales)			
$L_s = \frac{4 * A_{tb}}{\pi * PD_{nom}}$			
Variables de entrada			
A_{tb}	2,746	pulg ²	Área del perno para esfuerzo de tensión
PD_{nom}	4,661	pulg	Diámetro de paso mínimo de las roscas del perno
Variables de Salida			
L_s	0,75	pulg	Longitud necesaria de la rosca
L_s	19,05	mm	Longitud necesaria de la rosca en mm

Fuente: Autores del proyecto.

El área del perno A_{tb} fue calculada con un factor de seguridad de 3, por lo que la longitud de la rosca debería tener este mismo factor, pues según el autor, la ecuación garantiza que la resistencia es igual.

¹⁴ MOTT, Robert L. Diseño de elementos de máquinas. 4ed. MEXICO: PEARSON EDUCACION, 2006.p. 723-724.

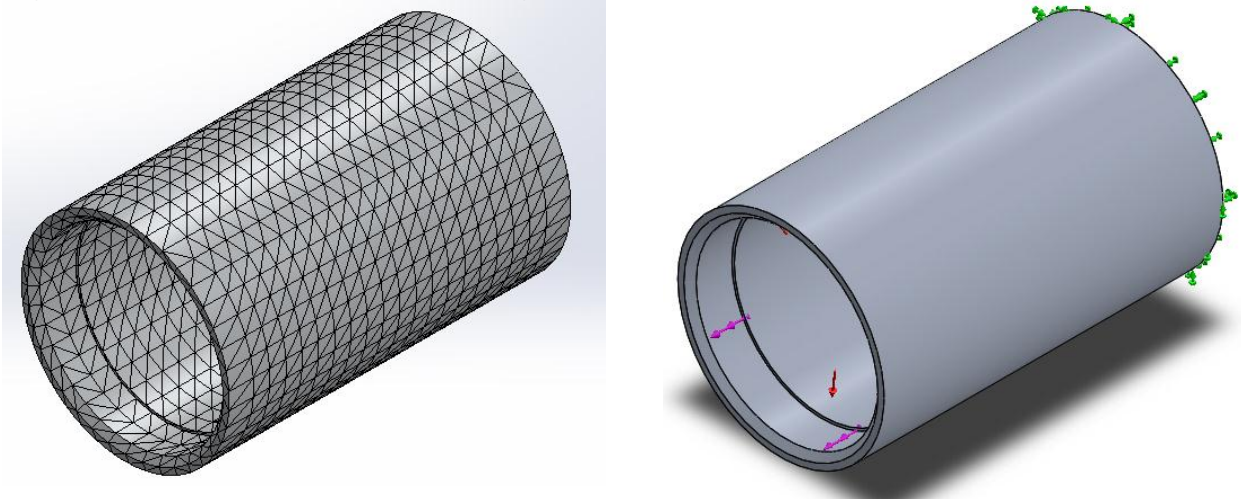
Ya que se conoce completamente la geometría de la camisa (Ver anexo K, plano 01-01-03), se procede a verificar los cálculos con Solidworks Simulation. Como ya se había mencionado, la camisa está hecha de duraluminio 7075-T6, cuyas propiedades fueron consultadas de Matweb.com*, luego se cargaron en el programa para realizar el estudio (Ver tabla 72 y figura 130).

Tabla 72. Condiciones del estudio, camisa roscada.

Propiedades del material	Nombre: 7075-T6 (SN) Tipo de modelo: Isotrópico elástico lineal Límite elástico: 5.05e+008 N/m ² Límite de tracción: 5.7e+008 N/m ² Módulo elástico: 7.2e+010 N/m ² Coeficiente de Poisson: 0.33 Densidad: 2810 kg/m ³ Módulo cortante: 2.69e+010 N/m ²
Detalles de la malla	Número total de nodos: 10473 Número total de elementos: 5286

Fuente: Autores del proyecto.

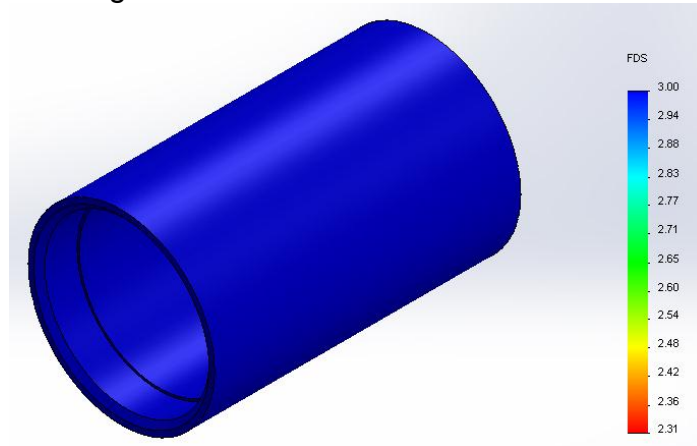
Figura 130. Malla y ubicación de cargas y apoyos, camisa roscada.



Fuente: Autores del proyecto.

Se obtiene entonces un factor de seguridad mínimo de 2,3 (Ver figura 131).

Figura 131. Factores de seguridad de la camisa.



Fuente: Autores del proyecto.

6.3.2.2 Diseño del vástago. En el vástago la falla por carga estática, puede ser por tracción o por pandeo de columna a compresión. A continuación se analizarán estos dos casos.

- **Análisis por pandeo de columna.** El vástago se ve sujeto a carga de compresión cuando se somete a la operación de corte. Se encuentra entonces el dato de la carga de compresión, multiplicando la presión del aceite por el área del pistón. Teniendo la presión del sistema de 3500 PSI y un diámetro de 4,5 pulgadas lo anterior permitirá hallar un factor de seguridad que verifique la correcta elección de estas dimensiones.

Inicialmente se deben hallar los datos que permitan definir si la columna es corta o larga bajo el criterio tomado del libro de Mott¹⁵ (Ver tabla 73).

¹⁵ Id. p. 229-256.

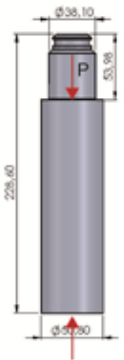
Tabla 73. Propiedades de la sección transversal de la columna.

Propiedades de la sección transversal de la columna			
$r = \frac{D}{4} \quad L_e = KL \quad R_e = \frac{L_e}{r} \quad C_c = \sqrt{2\pi^2 \frac{E}{S_y}}$			
Variables de entrada			
D	2	Pulg	Diámetro asumido del vástago
L	9	Pulg	Longitud del vástago
E	1,04E+07	Psi	Módulo de elasticidad del duraluminio 7075-T6
K	0,50		Constante para extremos fijos
S_y	72954	Psi	Resistencia a la fluencia del material
r	0,5	Pulg	Radio de giro
L_e	4,5	Pulg	Longitud efectiva
Variables de salida			
R_e	9		Relación de esbeltez
C_c	53,05		Constante de columna

Fuente: Autores del proyecto.

Según el autor Mott, la columna es larga si $Re > Cc$ y corta si $Cc > Re$; entonces, se puede ver que en este caso la constante de columna es mucho mayor que la relación de esbeltez haciendo que la columna deba ser analizada como columna corta, para esto se utilizará la ecuación J.B Jhonson de la sección 6,7 del libro de Mott para hallar la carga crítica de pandeo. Esta carga crítica de pandeo se compara con la carga real y así se llega al factor de seguridad del diseño (Ver tabla 74). El material del vástago es también duraluminio 7075-T6, una elección fuera de lo normal pues se recomienda fabricar vástagos con barras de acero cromado, sin embargo de nuevo se eligió el duraluminio para reducir el peso de la herramienta.

Tabla 74. Análisis de pandeo del vástago.

Análisis por Columna corta			
$P_{cr} = A * S_y * \left[1 - \frac{S_y \left(\frac{K * L}{r} \right)^2}{4\pi^2 E} \right]$		Ecuación de J.B.	
$A = \frac{\pi * d^2}{4}$		$P_{real} = 3500 * A_p$	
$N = \frac{P_{cr}}{P_{real}}$			
Variables de entrada			
d	2	Pulg	Diámetros del vástago
A	3,14	Pulg ²	Área del vástago
A_p	15,9	Pulg ²	Área del pistón
S_y	72954	PSI	Resistencia a la fluencia
K	0,5		Constante para extremos fijos
L	9	Pulg	Longitud de la columna
r	0,5	Pulg	Radio de giro
E	1,04E+07	Psi	Módulo de elasticidad del duraluminio 7075-T6
P_{real}	55650	lb	Carga de compresión
P_{cr}	2,26E+05	lb	Carga crítica de pandeo
Variables de salida			
N	4,06		Factor de seguridad

Fuente: Autores del proyecto.

• **Análisis del vástago a tensión.** Ahora se analiza el esfuerzo del vástago durante la operación de apertura, en la cual trabaja a tensión. El procedimiento del estudio consiste en establecer un factor de seguridad mínimo de 2,5 y calcular el área que garantiza dicho factor (Ver tabla 75). Las cargas serán transmitidas al vástago por medio de las roscas maquinadas en los extremos del mismo. Se halla entonces la resistencia al arranque de las roscas utilizando la ecuación del libro de Mott en la sección 18 ecuación 18-14¹⁶ para hallar la longitud de la rosca necesaria para que no halla falla por desgarre (Ver tablas 76 y 77).

¹⁶ Id. p. 723-724

Tabla 75. Cálculo del diámetro del vástago para falla por tracción.

Vástago de cilindro Análisis por tracción			
$A = \frac{P_T}{\sigma_{adm}} \quad \sigma_{adm} = \frac{S_y}{N} \quad A = \pi \frac{D^2}{4}$ $P_T = 3500 * \pi \left(\frac{4,5^2 - 2^2}{4} \right)$			
Variables de entrada			
P_T	44670	Lb	Carga de tracción aplicada
N	2,50		Factor de seguridad
S_y	72954	PSI	Resistencia a la fluencia
Variables de salida			
A	1,531	Pulg^2	Área del vástago
D	1,396	Pulg	Diámetro del vástago

Fuente: Autores del proyecto.

Tabla 76. Cálculo de Longitud mínima de la rosca con el pistón.

Análisis de resistencia al arranque de la rosca (Materiales iguales)			
$L_e = \frac{4 * A_{tb}}{\pi * PD_{nom}}$ $PD_{nom} = Dn - 2 * 0,25 * h_t$ $h_t = 0,866 * p \quad p = \frac{1}{n}$			
Variables de entrada			
A_{tb}	1,581	Pulg^2	Área de la sección transversal de la rosca
Dn	1,5	Pulg	Diámetro nominal
n	12		Hilos por pulgada
p	0,083	Pulg	Paso diametral
h_t	0,072	Pulg	Altura del hilo
PD_{nom}	1,464	Pulg	Diámetro de paso nominal
Variables de salida			
L_e	1,38	Pulg	Longitud de la rosca

Fuente: Autores del proyecto.

Tabla 77. Cálculo de Longitud mínima de la rosca con el empalme.

Análisis de resistencia al arranque de la rosca (Perno más fuerte)			
$L_e = \frac{S_{utb} * 2 * A_{tb}}{S_{utN} * \pi * OD_N * (0,5 + 0,57735 * n * (OD_N - PD_{Nmax}))}$			
$PD_{Nmax} = Dn - 2 * 0,25 * h_t$			
$h_t = 0,866 * p \quad p = \frac{1}{n}$			
Variables de entrada			
A_{tb}	0,663	Pulg ²	Sección transversal de la rosca (Empalme)
Dn	1	Pulg	Diámetro nominal
n	12	Pulg ⁻¹	Hilos por pulgada
p	0,083	Pulg	Paso diametral
h_t	0,072	Pulg	Altura del hilo
PD_{Nmax}	0,964	Pulg	Diámetro de paso máximo
OD_N	1	Pulg	Diámetro externo máximo del tornillo
S_{utb}	287175	PSI	Resistencia última del perno (SAE 4340)
S_{utN}	82962	PSI	Resistencia última de la tuerca (7075-T6)
Variables de salida			
L_e	1,95	Pulg	Longitud de la rosca

Fuente: Autores del proyecto.

Se usó la ecuación para diferentes materiales que ofrece el autor Mott, pues el empalme es de SAE 4340 mientras que el vástago es de 7075-T6.

Se usará entonces el vástago con un diámetro externo de 2 pulgadas, una rosca hembra de una pulgada de diámetro por 2 pulgadas de longitud y una rosca macho de 1,5 pulgadas por 1,5 de longitud para garantizar todas las áreas y longitudes calculadas (Ver anexo K, plano 01-01-07). De forma normalizada las roscas serán:

- Para empalme: Rosca hembra 1 – UNC x 2.
- Para el pistón: Rosca macho 1,5 – UNC x 1,5.

Ahora se usará la herramienta Solidworks Simulation para verificar también los cálculos. Se requerirán entonces dos estudios, uno para el pandeo y el otro para la carga a tensión.

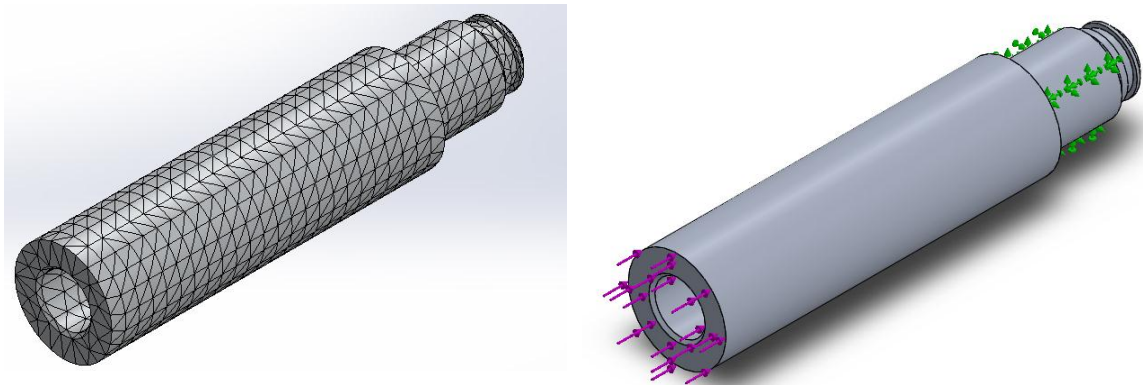
- **Estudio de pandeo del vástago.** Se usa el módulo para pandeo de columnas, se cargan los datos y se ejecuta (Ver tabla 78 y figura 132).

Tabla 78. Condiciones del estudio, vástago por pandeo.

Detalles de la malla	Número total de nodos: 11522
	Número total de elementos: 7237

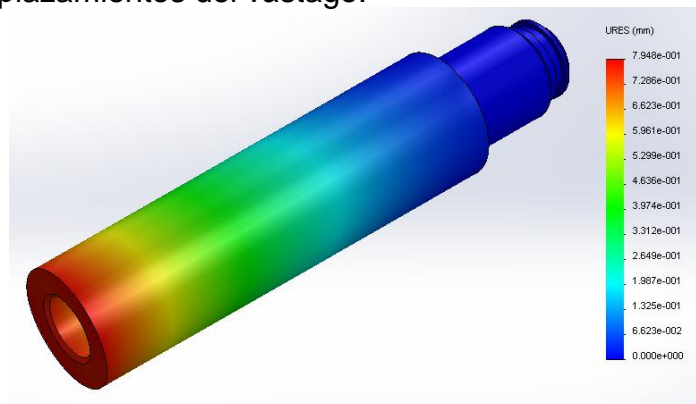
Fuente: Autores del proyecto.

Figura 132. Malla y ubicación de cargas y apoyos, vástago a compresión.



Fuente: Autores del proyecto.

Figura 133. Desplazamientos del vástago.



Fuente: Autores del proyecto.

En este caso el estudio arroja un esquema de las deformaciones que sufrirá el vástago. Como se puede apreciar, no colapsa bajo los efectos de la carga, además de que experimenta un desplazamiento máximo de 0,79 mm, demarcado como la zona roja del esquema. También se obtiene un factor de carga de 5,9 que ratifica la confiabilidad de las dimensiones (Ver figura 133).

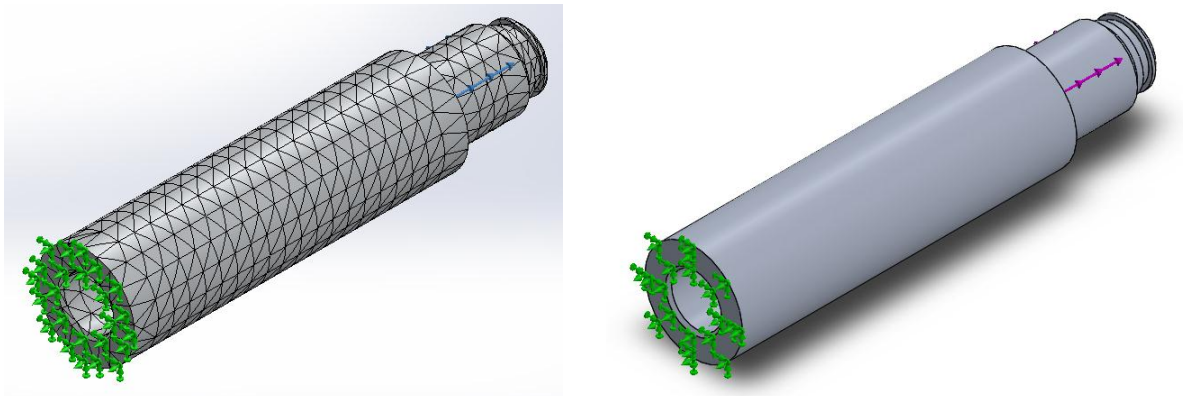
- **Estudio a tensión del vástago.** Se usa de nuevo el módulo de análisis estático, se cargan los datos y se ejecuta (Ver tabla 79 y figura 134).

Tabla 79. Condiciones del estudio, vástago a tensión.

Detalles de la malla	Número total de nodos: 8067 Número total de elementos: 4981
----------------------	--

Fuente: Autores del proyecto.

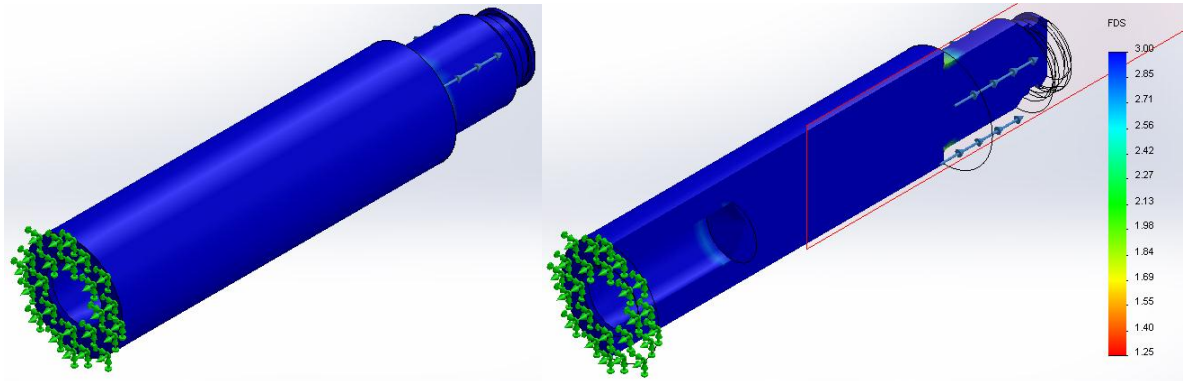
Figura 134. Malla y ubicación de cargas y apoyos, vástago a tensión.



Fuente: Autores del proyecto.

Al ejecutar el estudio se obtuvo un factor de seguridad mínimo de 1,4 ubicado en el cambio de sección del vástago. Se hizo un corte para poder apreciar mejor la distribución de los factores (Ver figura 135).

Figura 135. Factores de seguridad del vástago a tensión.



Fuente: Autores del proyecto.

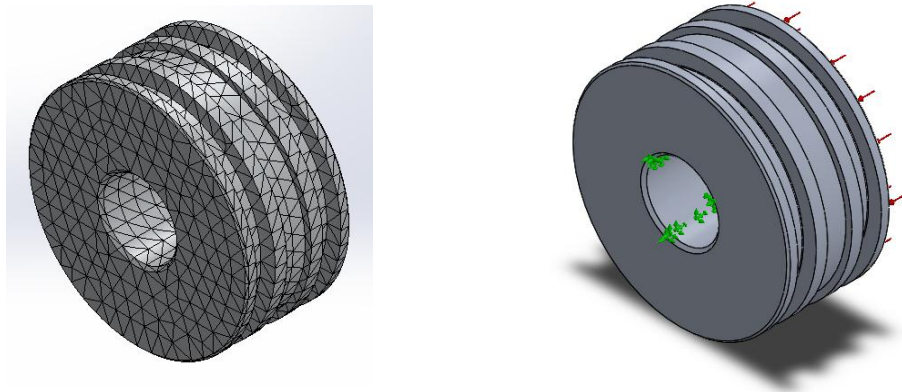
6.3.2.3 Diseño del pistón. El pistón es una de las piezas que no se sometió a un proceso de cálculo como tal, pues sus dimensiones son definidas más por el sistema de sellos y la longitud de la rosca que por su resistencia mecánica (Ver anexo K, plano 01-01-06), sin embargo fue sometido a un estudio estático con la herramienta Solidworks Simulation para verificar su resistencia (Ver tabla 80 y figura 136). El pistón esta hecho de 7075-T6 también.

Tabla 80. Condiciones del estudio, pistón.

<p>Detalles de la malla</p>	<p>Número total de nodos: 8067 Número total de elementos: 4981</p>
-----------------------------	--

Fuente: Autores del proyecto.

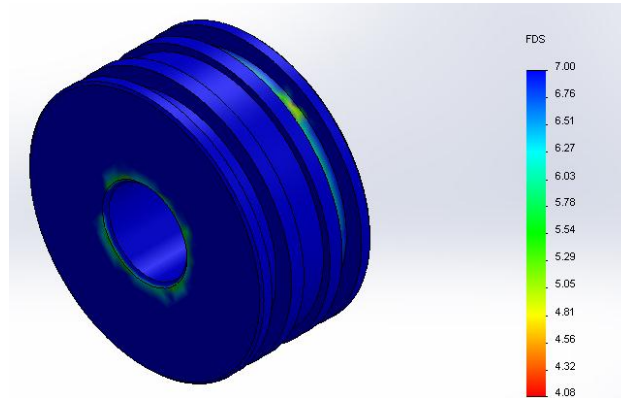
Figura 136. Malla y ubicación de cargas y apoyos, pistón.



Fuente: Autores del proyecto.

Al ejecutar el estudio se obtiene un factor de seguridad de 4,1 (Ver figura 137).

Figura 137. Factores de seguridad del pistón.



Fuente: Autores del proyecto.

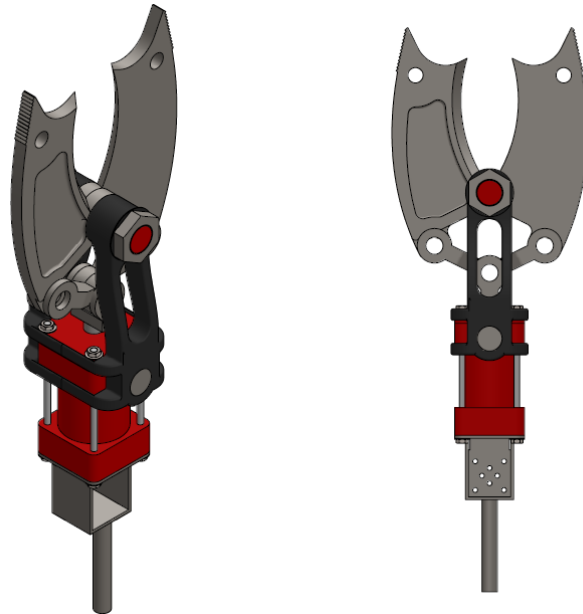
Para definir el diseño de las tapas del cilindro, fue necesario establecer el tipo de montaje que se iba a hacer para el mecanismo de la herramienta y la válvula, es decir, se estableció el diseño del bastidor.

6.3.3 Diseño del bastidor para la herramienta. El diseño del bastidor obedece a un proceso de desarrollo por medio de bosquejos y consultas con el fabricante que llevo a la creación de piezas especialmente diseñadas para la máquina. No fue posible el uso de equipos estándar previamente construidos puesto que era prácticamente imposible encontrar piezas que comerciales que se adaptaran correctamente. A continuación se presenta el desarrollo de dicho diseño.

6.3.3.1 Diseño conceptual del bastidor. Inicialmente se plantearon dos alternativas para el bastidor, posteriormente se realizaron consultas con el fabricante (DIMAM SAS) y con proveedores locales para definir cuál de las dos alternativas sería la más viable.

- **Alternativa 1, bastidor para actuador hidráulico estándar.** Éste diseño consiste en montar un actuador estándar por medio de mordazas especiales para instalar el mecanismo y la válvula de control (Ver figura 138).

Figura 138. Bastidor para actuador hidráulico estándar.

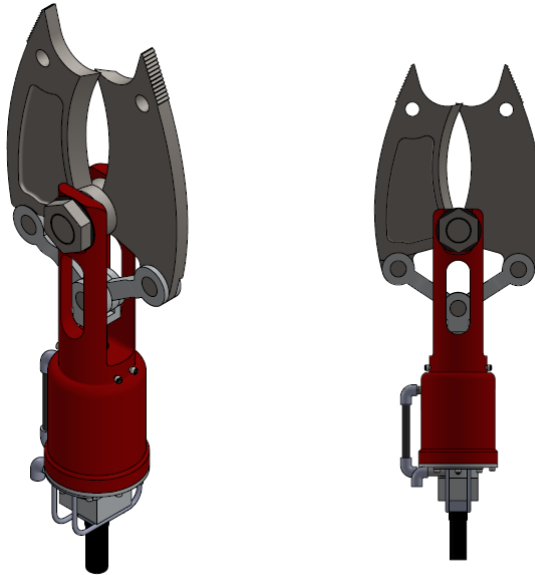


Fuente: Autores del proyecto.

El bastidor (de color negro) consta de dos piezas de acero, que se ensamblan con las salientes de la tapa frontal del actuador (de color rojo) para formar la estructura que soporta las cargas del pasador principal. También se instala en la tapa posterior del actuador un soporte para montar la válvula de mando.

- **Alternativa 2, bastidor especial (versión 1).** Éste diseño se basa en los modelos actuales de máquinas de rescate, en los cuales el bastidor y la estructura del actuador son una sola pieza. También se diseña una tapa posterior especial para el actuador que sirve como placa de puertos para la válvula de mando (Ver figura 139).

Figura 139. Bastidor especial (versión 1).



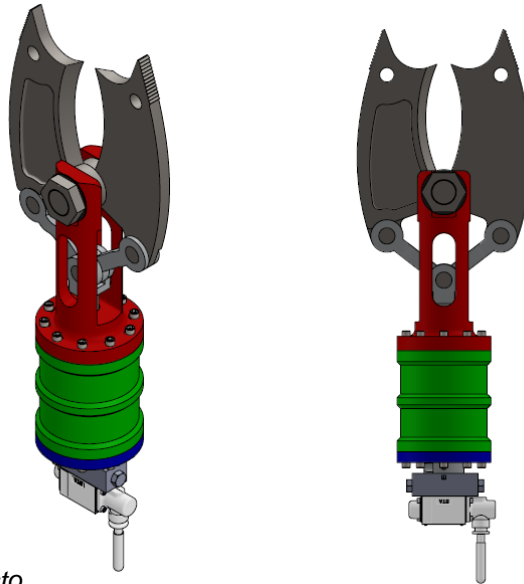
Fuente: Autores del proyecto.

El bastidor (de color rojo), integra la camisa y la tapa frontal del actuador en una sola pieza, mientras que la tapa posterior (de color gris claro) sirve para montar la válvula y se acopla al bastidor por una unión estilo brida.

Teniendo presentes las dos alternativas se hicieron las averiguaciones correspondientes. Se llegó a la conclusión que la mejor opción era la alternativa 2. Por raro que parezca, es más fácil construir desde cero toda la máquina que intentar encontrar piezas estándar. En el caso del actuador, los proveedores coincidieron en que la única manera de adquirir un actuador adecuado era realizando un proceso de importación, lo cual generaría altos costos y tiempos de espera más prolongados a la hora de la construcción. La alternativa 2 también tiene la ventaja de que permite seleccionar materiales más livianos para las piezas, pues no existen en el mercado actuadores hidráulicos hecho de aluminio, todos están hechos de aceros de baja resistencia, lo que los hace muy pesados.

El siguiente paso en el proceso consistía en evaluar los procesos de fabricación. Ya teniendo presente que el bastidor era la opción más indicada, debía ser rediseñado, pues la fabricación del bastidor como tal, sería demasiado costosa y difícil de realizar. Se decidió entonces separar la camisa del bastidor, de tal forma que éste sería simplemente la tapa frontal del actuador (Ver figura 140).

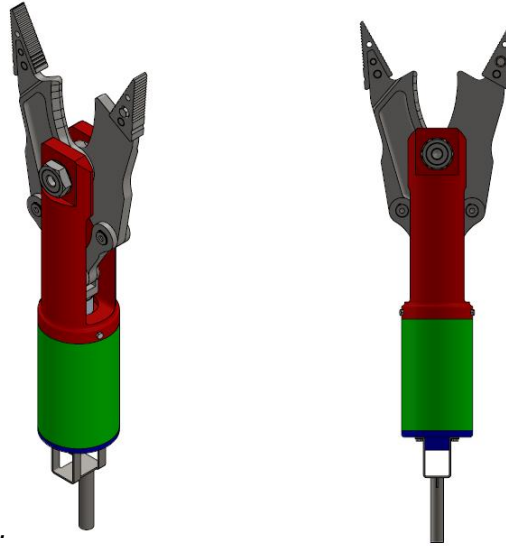
Figura 140. Bastidor especial (versión 2).



Fuente: Autores del proyecto.

En este diseño, el bastidor (de color rojo) y la tapa posterior (de color azul) se ensamblan con la camisa (de color verde) por medio de uniones estilo brida, con tornillos de acero. Las bridas, facilitan alineación de las tapas y también el ensamble, sin embargo el peso de la tornillería extra y la necesidad de una camisa con una pared mucho más gruesa hicieron que este diseño también fuera descartado, lo que llevo finalmente al diseño más óptimo para la construcción, un cilindro con tapas roscadas. Un cilindro con tapas roscadas brindará un diseño más compacto y liviano, además de que su fabricación es más sencilla y bastante común, pues muchos equipos usan este tipo de cilindros (Ver figura 141).

Figura 141. Bastidor especial (versión 3).



Fuente: Autores del proyecto.

- **Definición de la geometría de las tapas.** En el diseño de tapas roscadas, cada una de las tapas cumplirá una función especial. La tapa del lado pistón servirá como placa de puertos para la válvula direccional (Ver figura 142) (Ver anexo K, plano 01-01-04).

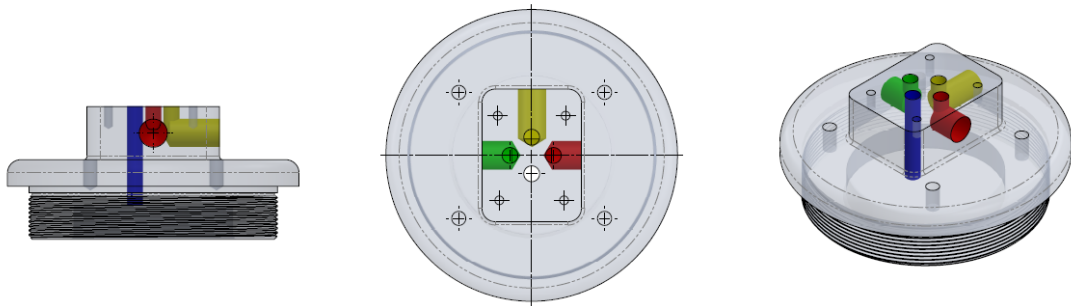
Figura 142. Tapa del lado pistón.



Fuente: Autores del proyecto.

La placa de puertos, ubicada en la cara externa de la tapa, es en esencia una base para montar la válvula direccional y dar salida al aceite hacia las mangueras del sistema. La ubicación y el tamaño de los orificios de la placa, fueron tomados del catálogo de la válvula (ver anexo F), mientras que el tamaño y la ubicación de los puertos laterales, se establecieron en base a las dimensiones de los racores seleccionados (Ver figura 143).

Figura 143. Sección de la placa de puertos.



Fuente: Autores del proyecto.

EL puerto de presión (de color rojo), recibe el aceite que viene de la fuente de potencia, lo envía a la válvula, la cual lo envía ya sea al puerto A (de color azul), al puerto B (de color amarillo) o al puerto de tanque (en color verde). El puerto A está conectado directamente a la cámara del pistón, mientras que el puerto A se conectará con una manguera a la cámara del vástago.

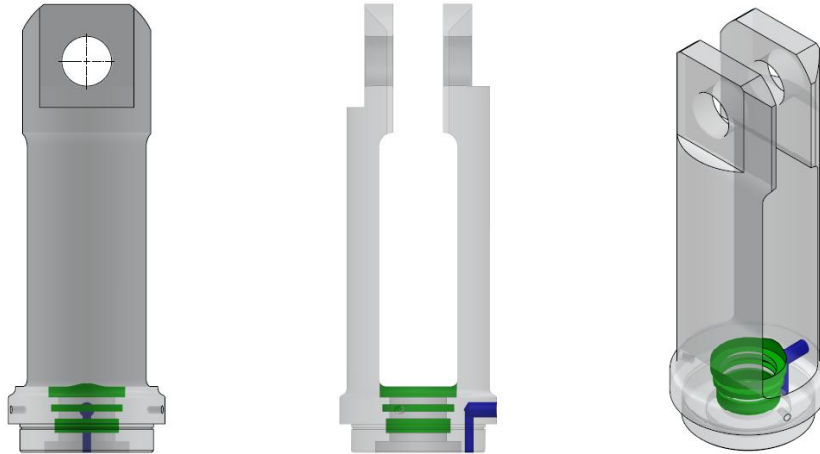
La tapa del lado vástago servirá como bastidor para el mecanismo de las quijadas, brindando soporte al pasador principal (Ver figuras 144 y 145) (Ver anexo K, plano 01-01-02).

Figura 144. Tapa del lado vástago.



Fuente: Autores del proyecto.

Figura 145. Sección del puerto de entrada y cajas para sellos.



Fuente: Autores del proyecto.

El puerto de entrada (de color azul) recibe el aceite de la manguera que viene de la placa de puertos y lo conduce al interior de la cámara del vástago. Las cajas de los sellos (de color verde), se diseñaron en base a dimensiones obtenidas de catálogos, las cuales son determinadas por el tipo de sello que se ubica en cada posición.

6.3.3.2 Diseño en detalle del bastidor. Ahora que ya se conoce la geometría de las tapas, se hace uso de la herramienta Solidworks Simulation para revisar los factores de seguridad que estas dimensiones ofrecen. No se realizó ningún cálculo manual puesto que la compleja geometría de las tapas implicaría un trabajo más tedioso e innecesario.

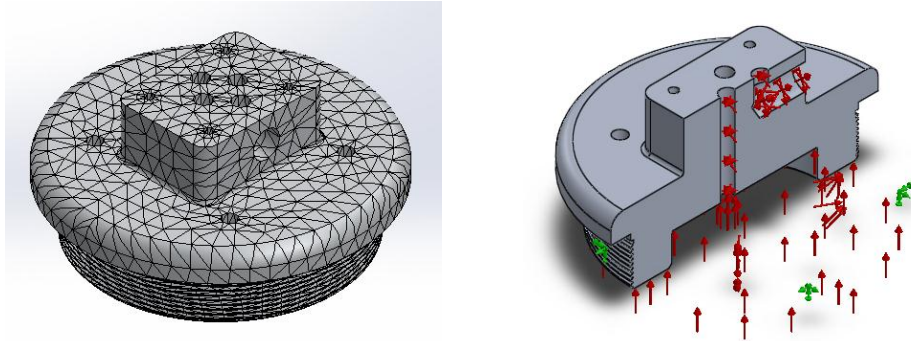
- **Diseño de la tapa del lado pistón.** Ésta pieza fue sometida a un estudio de diseño estático, cargada únicamente con los efectos de la presión del aceite. El material es el duraluminio 7075-T6 y la presión 3500 PSI (Ver tabla 81 y figura 146).

Tabla 81. Condiciones del estudio, tapa pistón.

<p>Propiedades del material</p>	<p>Nombre: 7075-T6 (SN) Tipo de modelo: Isotrópico elástico lineal Límite elástico: 5.05e+008 N/m² Límite de tracción: 5.7e+008 N/m² Módulo elástico: 7.2e+010 N/m² Coeficiente de Poisson: 0.33 Densidad: 2810 kg/m³ Módulo cortante: 2.69e+010 N/m²</p>
<p>Detalles de la malla</p>	<p>Número total de nodos: 40259 Número total de elementos: 25276</p>

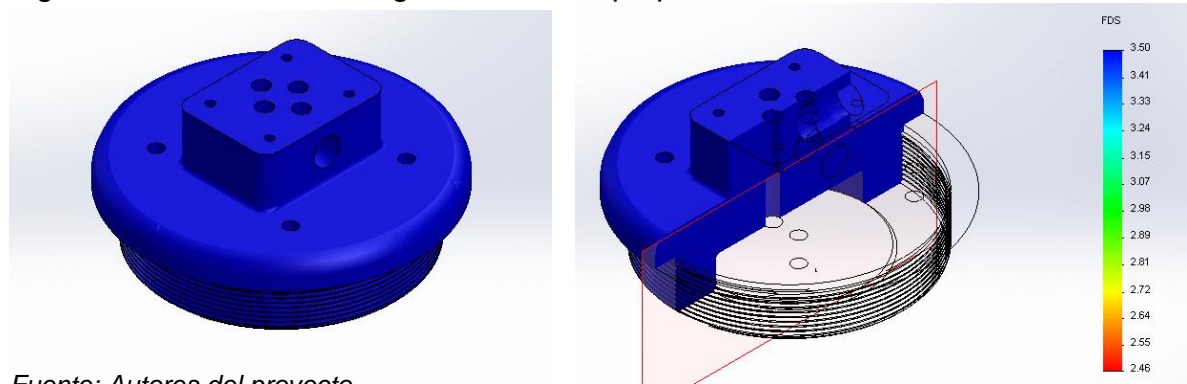
Fuente: Autores del proyecto.

Figura 146. Malla y ubicación de cargas y apoyos, tapa pistón.



Fuente: Autores del proyecto.

Figura 147. Factores de seguridad de la tapa pistón.



Fuente: Autores del proyecto.

Al ejecutar el estudio se obtiene un factor de seguridad igual a 2,5 (Ver figura 147).

- **Diseño de la tapa del lado vástago.** Ésta tapa requirió de 3 estudios de diseño, pues además de estar sometida a la presión del aceite, soportará fuerzas de tensión y compresión, provenientes del pasador principal. El material y la presión son los mismos de la tapa pistón, 7075-T6 y 3500 PSI.
 - Estudio de la tapa del lado vástago sometida a tensión por las cargas generadas en el corte (Ver tabla 82 y figura 148).

Tabla 82. Condiciones del estudio, tapa vástago a tensión.

Detalles de la malla	Número total de nodos: 24856 Número total de elementos: 14605
----------------------	--

Fuente: Autores del proyecto.

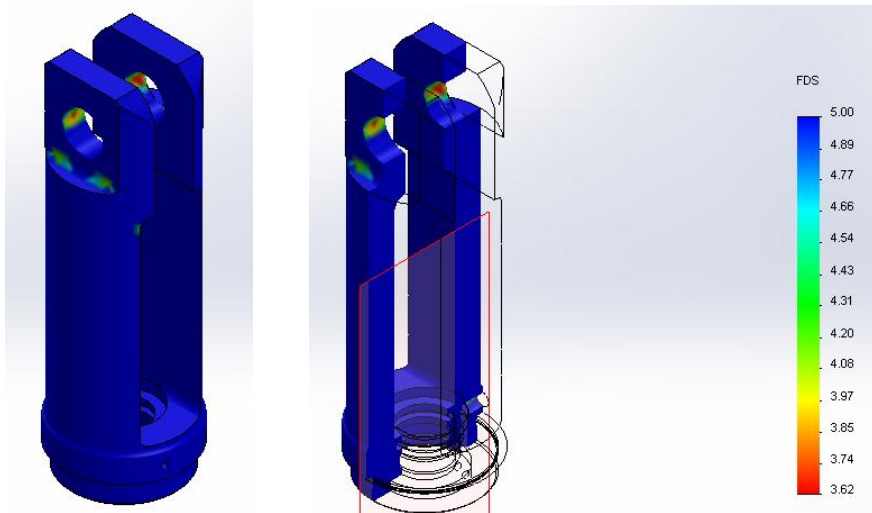
Figura 148. Malla y ubicación de cargas y apoyos, tapa vástago a tensión.



Fuente: Autores del proyecto.

Al ejecutar el estudio se obtuvo un factor de seguridad igual a 3,6 (Ver figura 149).

Figura 149. Factores de seguridad de la tapa vástago a tensión.



Fuente: Autores del proyecto.

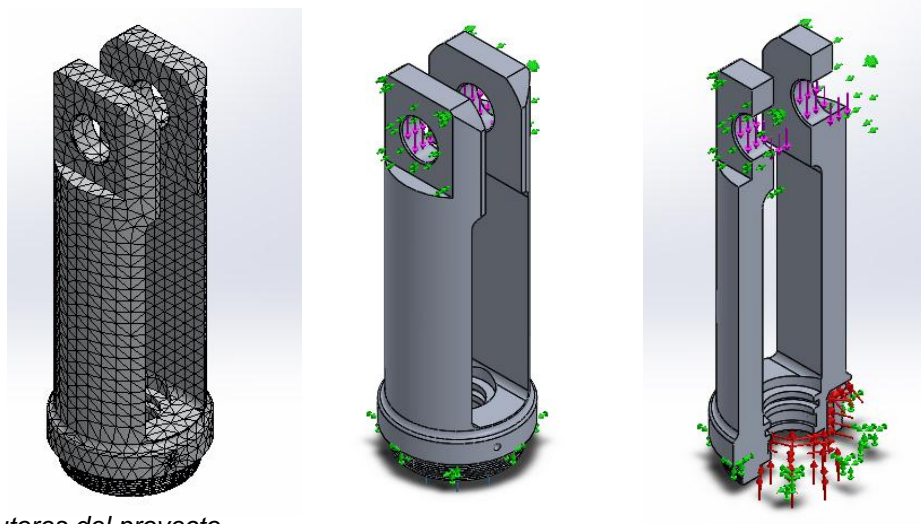
- Estudio de la tapa del lado vástago sometida a compresión por las cargas generadas en la apertura (Ver tabla 83 y figura 150).

Tabla 83. Condiciones del estudio, tapa vástago a compresión.

Detalles de la malla	Número total de nodos: 29720
	Número total de elementos: 17659

Fuente: Autores del proyecto.

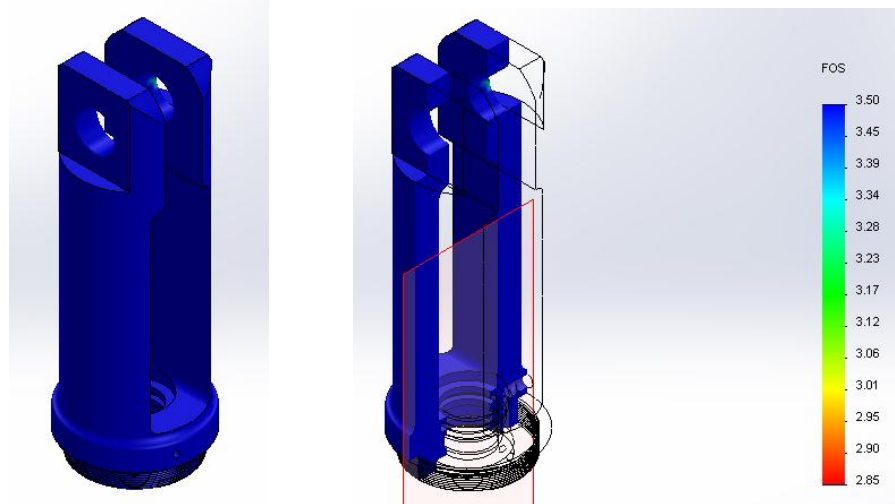
Figura 150. Malla y ubicación de cargas y apoyos, tapa vástago a compresión.



Fuente: Autores del proyecto.

Al ejecutar el estudio se obtuvo un factor de seguridad igual a 2,8 (Ver figura 151).

Figura 151. Factores de seguridad de la tapa vástago a compresión.



Fuente: Autores del proyecto.

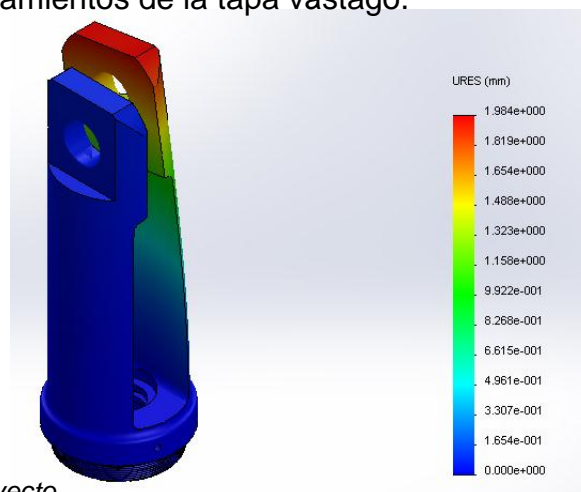
- Estudio de la tapa del lado vástago por pandeo (Ver tabla 84 y figura 152).

Tabla 84. Condiciones del estudio, tapa vástago a compresión.

Detalles de la malla	Número total de nodos: 26211
	Número total de elementos: 15416

Fuente: Autores del proyecto.

Figura 152. Desplazamientos de la tapa vástago.



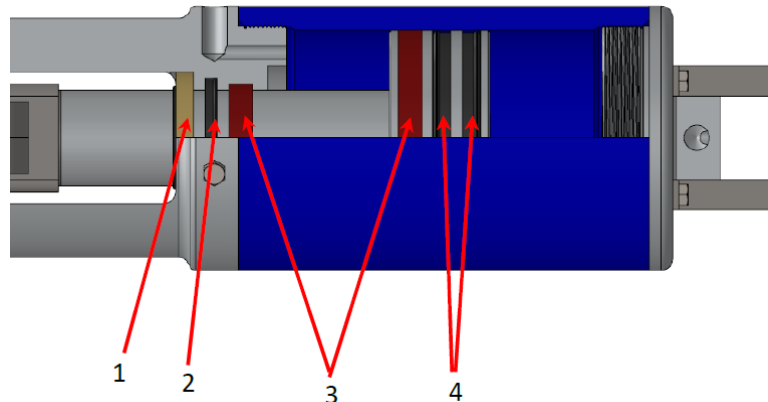
Fuente: Autores del proyecto.

Se obtuvo una deformación máxima de 1,98 mm y un factor de carga de 23,19.

6.3.3.3 Selección del sistema de sellado. Ahora que ya está completamente definida la geometría del actuador hidráulico, se deben seleccionar los sellos y accesorios que garantizaran el correcto funcionamiento del actuador, previniendo cualquier clase de fuga de aceite.

- **Sellos para uniones móviles.** El vástago es la pieza más crítica en cuanto a fugas, pues éste experimenta un movimiento relativo con la tapa. También está el movimiento relativo entre el pistón y la camisa, sin embargo cualquier fuga sería interna, aunque significaría una pérdida de fuerza instantánea en el actuador. Para realizar una selección adecuada se consultó al fabricante DIMAM SAS. Se definió entonces que debían instalarse tres accesorios en la tapa del lado vástago para garantizar un sellado duradero y de buena calidad. Del mismo modo se definió que el pistón requeriría también tres accesorios (Ver figura 153).

Figura 153. Sellos y accesorios del pistón.



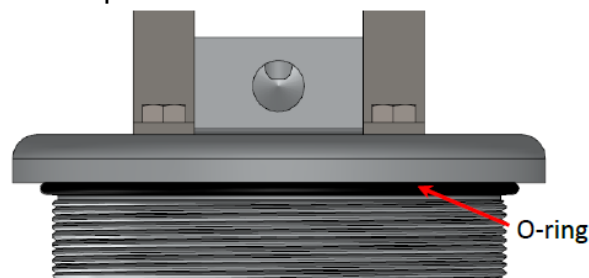
Fuente: Autores del proyecto.

El raspador (1) tiene la función de limpiar el vástago, previniendo que cualquier clase de suciedad entre al sistema. En este caso el recomendado fue el raspador MCW375-2000-375-H9B de SKF, muy usado en equipos de construcción por lo que fácil de conseguir y posee una calidad comprobada.

El sello del vástago (2) tiene la función de retener el aceite, evitando que se produzcan pérdidas durante el desplazamiento del vástago. Se usará un polypack 250-02.000 de SKF, un sello accionado por elastómero, muy fuerte en el mercado, conocido como uno de los mejores sellos en el mercado local, se usa como refacción en toda clase de cilindros hidráulicos. Las correas (3) o guías de deslizamiento son accesorios que se usan para evitar el roce entre metales. También tiene la función de preservar los sellos, pues evitan que estos reciban cargas en dirección radial que se generan por ejemplo cuando el actuador trabaja en posición horizontal. Los sellos del pistón (4) son también polypack de SKF, la única diferencia es su tamaño. Se deben usar dos en direcciones opuestas pues son unidireccionales, por lo que retienen presión en un solo sentido. Se usará el 375-03.750.

- **Sellos para uniones estáticas.** El actuador posee también elementos que a pesar de no tener desplazamientos relativos, representan un alto riesgo de fugas. Se trata de las tapas roscadas. En el caso de los racores, las roscas son NTP, especialmente diseñadas para ajustarse y formar un sello de metal con metal. Las tapas por otro lado poseen roscas corrientes, incapaces de retener el aceite, convirtiéndose entonces en una fuga segura. Se instalarán juntas tóricas conocidas como O-rings en los extremos de las roscas de forma que al ensamblar las tapas, estos serán aprisionados contra las caras de camisa y tapa formando un sello hermético (Ver figura 154).

Figura 154. Sellos de las tapas.



Fuente: Autores del proyecto.

6.3.4 Diseño de las quijadas. El diseño de las quijadas se creó a partir de las recomendaciones y sugerencias de varios rescatistas que fueron consultados. Su proceso de desarrollo no fue muy largo, pero si requirió varios cambios, algunas veces por reducción de peso y otras por funcionalidad y resistencia.

6.3.4.1 Diseño conceptual de las quijadas. El diseño final de las quijadas obedece a la geometría de dos de las máquinas más populares del mercado, la herramienta mixta de cuchillas rectas y la cortadora de cuchillas curvas (Ver figura 155).

Figura 155. Geometrías originales de las quijadas.



Fuente: Disponible en internet <<http://www.firehouse.com.>>

La herramienta mixta es la más utilizada en Colombia, conocida por todos rescatistas que han recibido entrenamiento, sin embargo es la cuchilla curva la más eficiente y rápida en su operación. El objetivo entonces consistió en combinar las dos y así se dio origen a la primera versión de la herramienta mixta de cuchillas curvas (Ver figura 156).

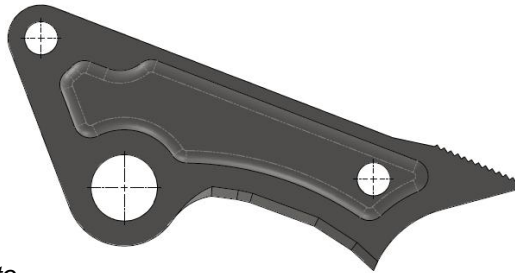
Figura 156. Herramienta mixta de cuchillas curvas (versión 1).



Fuente: Autores del proyecto.

Esta primera versión era más un bosquejo que un diseño como tal, pues a la hora de fortalecer su resistencia, se hizo demasiado pesada, por lo que fue necesario modificar la geometría, optimizando el diseño en función de su peso. Se obtuvo entonces la versión 2 (Ver figura 157).

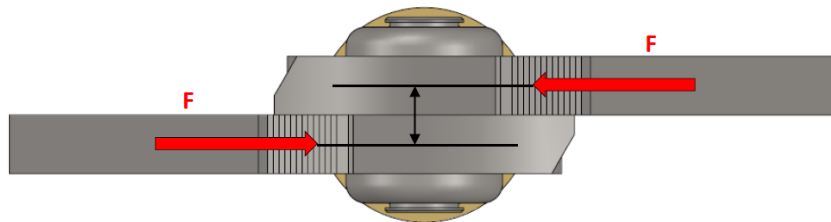
Figura 157. Herramienta mixta de cuchillas curvas (versión 2).



Fuente: Autores del proyecto.

Escogiendo un material más fuerte, y mejorando la estructura de la quijada, se logró una reducción de peso considerable, sin embargo el diseño presentaba un defecto. Durante la operación de apertura la máquina tomaría un comportamiento inestable puesto que las fuerzas en las puntas de la herramienta no están centradas (Ver figura 158).

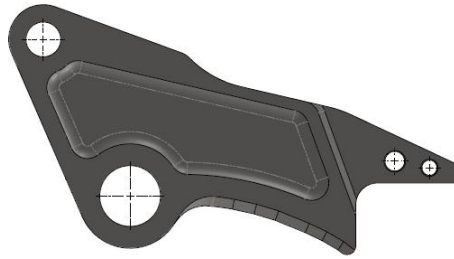
Figura 158. Excentricidad de las fuerzas.



Fuente: Autores del proyecto.

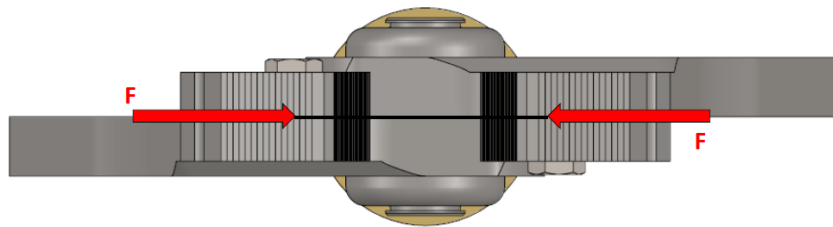
Para solucionar este problema se añadieron piezas extra, que garantizarían un apoyo que centrara las cargas de apertura, dándole estabilidad al equipo. Se obtuvo entonces la versión final de la quijada, con puntas desmontables (Ver figuras 159 y 160).

Figura 159. Herramienta mixta de cuchillas curvas (versión 3).



Fuente: Autores del proyecto.

Figura 160. Excentricidad corregida.



Fuente: Autores del proyecto.

Finalmente se estableció una geometría viable que sería sometida a prueba para verificar su resistencia.

6.3.4.2 Diseño en detalle de las quijadas. Se empleará la herramienta Solidworks Simulation para verificar las dimensiones del diseño y su resistencia. No se hicieron cálculos manuales por la complejidad de la geometría (Ver anexo K, plano 01-01-12).

Fueron necesarios varios estudios de diseño estático, puesto que las condiciones de carga de las quijadas se pueden modelar de muchas formas. Principalmente se usaron como cargas, las fuerzas de corte y apertura, y las fuerzas de las bielas.

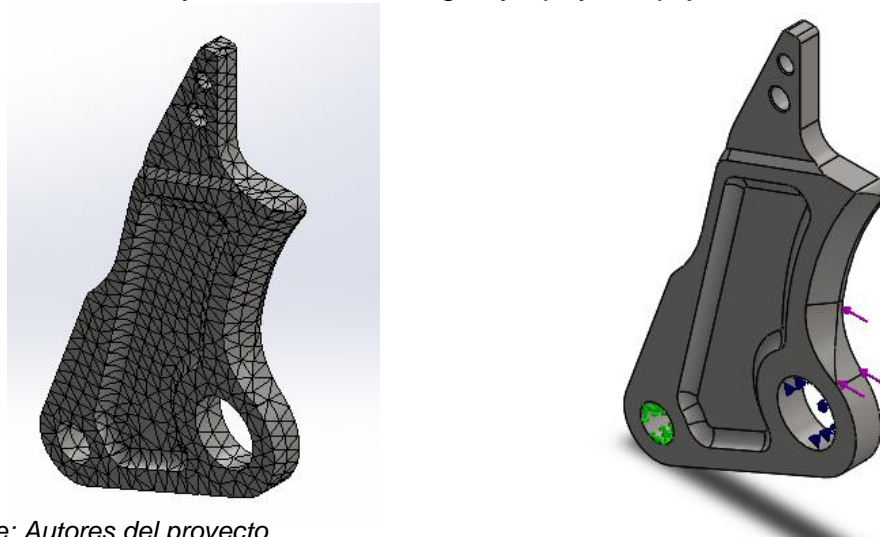
- **Estudio estático bajo cargas en operación de corte.** Se toman los valores del estudio dinámico de la sección 6.1.4 y se cargan al programa. Las quijadas están hechas de acero SAE 4340 templado y revenido a 200°C (Ver tablas 85 y 86, ver figuras 161 y 163).

Tabla 85. Condiciones del estudio 1, quijada.

Propiedades del material	Nombre: 4340 Templado y revenido Tipo de modelo: Isotrópico elástico lineal Límite elástico: 1.86e+009 N/m ² Límite de tracción: 1.98e+009 N/m ² Módulo elástico: 2.05e+011 N/m ² Coeficiente de Poisson: 0.32 Densidad: 7850 kg/m ³ Módulo cortante: 3.189e+008 N/m ²
Detalles de la malla	Número total de nodos: 9255 Número total de elementos: 5242

Fuente: Autores del proyecto.

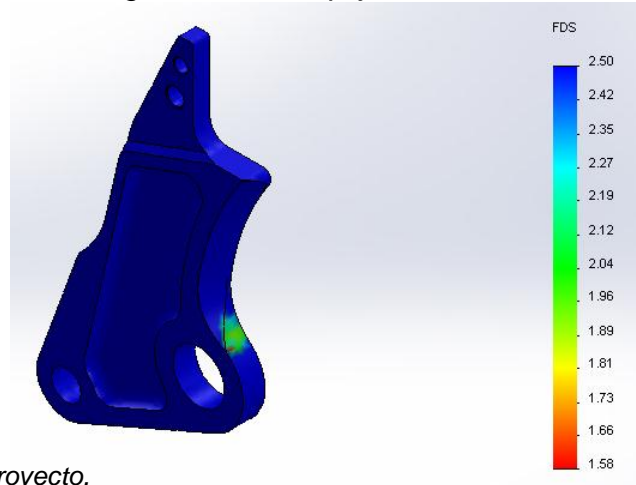
Figura 161. Malla y ubicación de cargas y apoyos, quijada en estudio 1.



Fuente: Autores del proyecto.

Al ejecutar el estudio, se obtuvo un factor de seguridad de 1,58 (Ver figura 162).

Figura 162. Factores de seguridad de la quijada en estudio 1.



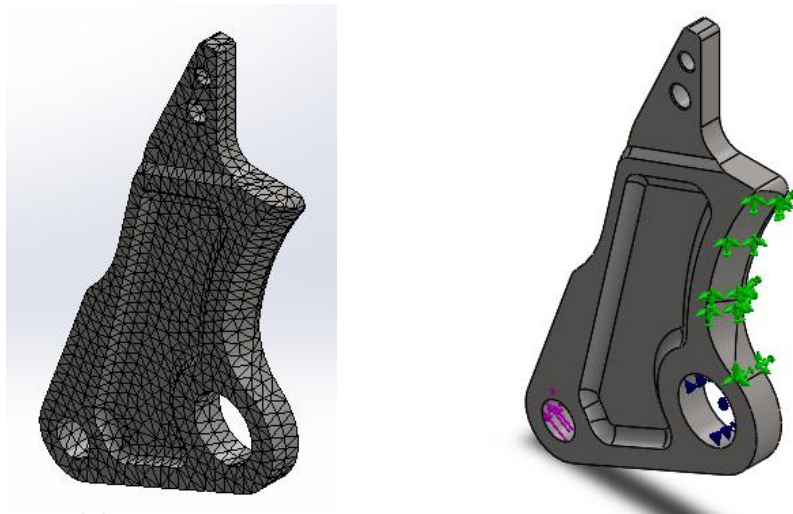
Fuente: Autores del proyecto.

Tabla 86. Condiciones del estudio 2, quijada.

Detalles de la malla	Número total de nodos: 14575 Número total de elementos: 8597
----------------------	---

Fuente: Autores del proyecto.

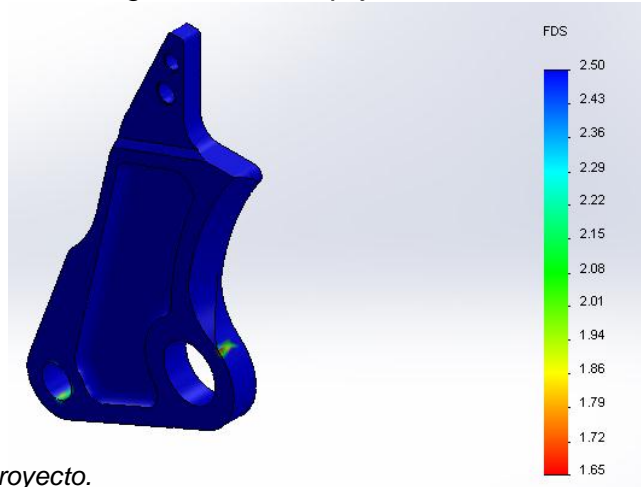
Figura 163. Malla y ubicación de cargas y apoyos, quijada en estudio 2.



Fuente: Autores del proyecto.

Al ejecutar el estudio, se obtuvo un factor de seguridad igual a 1,65 (Ver figura 164).

Figura 164. Factores de seguridad de la quijada en estudio 2.



Fuente: Autores del proyecto.

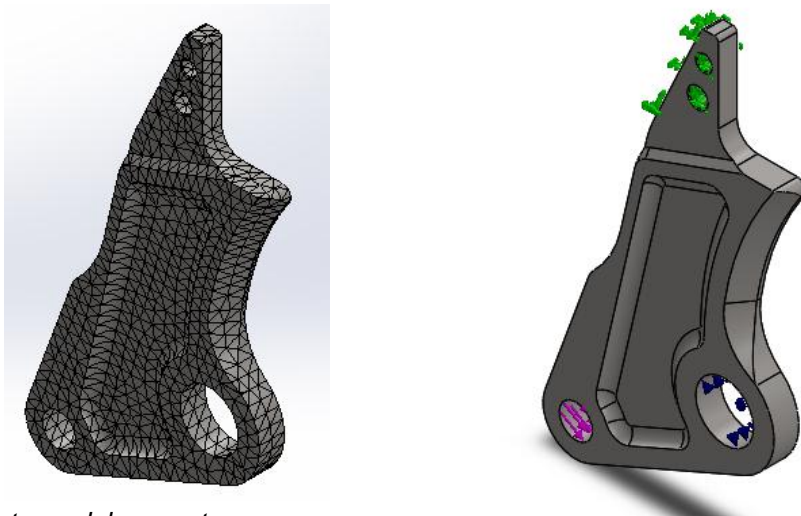
- **Estudio estático bajo cargas en operación de apertura.** Ahora se usarán los valores obtenidos en la operación de apertura consignados en la tabla 27 (Ver tablas 87 y 88, ver figuras 165 y 167).

Tabla 87. Condiciones del estudio 3, quijada.

Detalles de la malla	Número total de nodos: 12360 Número total de elementos: 7213
----------------------	---

Fuente: Autores del proyecto.

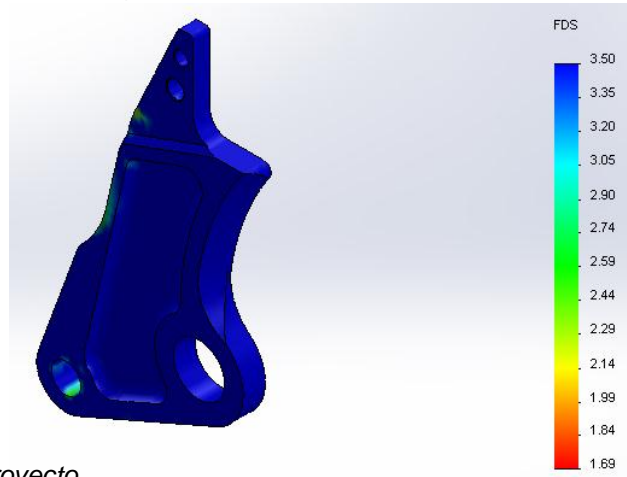
Figura 165. Malla y ubicación de cargas y apoyos, quijada en estudio 3.



Fuente: Autores del proyecto.

Al ejecutar el estudio, se obtuvo un factor de seguridad de 1,69 (Ver figura 166).

Figura 166. Factores de seguridad de la quijada en estudio 3.



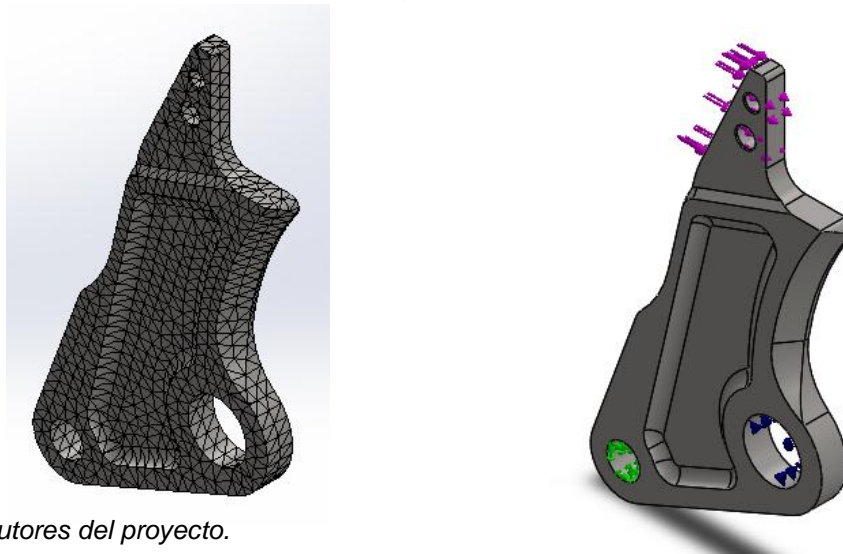
Fuente: Autores del proyecto.

Tabla 88. Condiciones del estudio 4, quijada.

Detalles de la malla	Número total de nodos: 12360 Número total de elementos: 7213
----------------------	---

Fuente: Autores del proyecto.

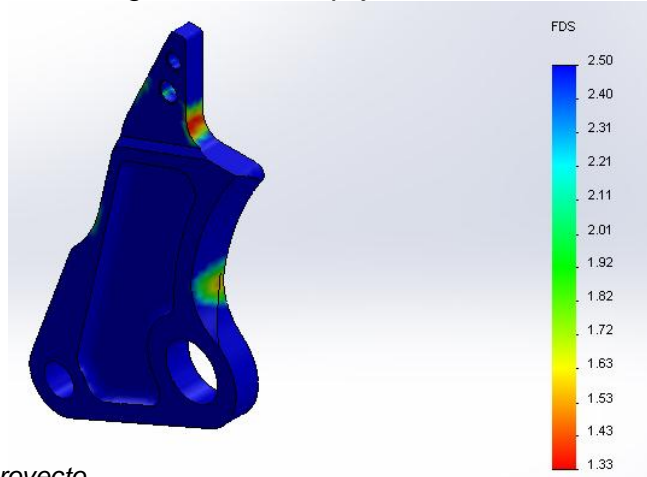
Figura 167. Malla y ubicación de cargas y apoyos, quijada en estudio 4.



Fuente: Autores del proyecto.

Al ejecutar el estudio, se obtuvo un factor de seguridad de 1,33 (Ver figura 168).

Figura 168. Factores de seguridad de la quijada en estudio 4.



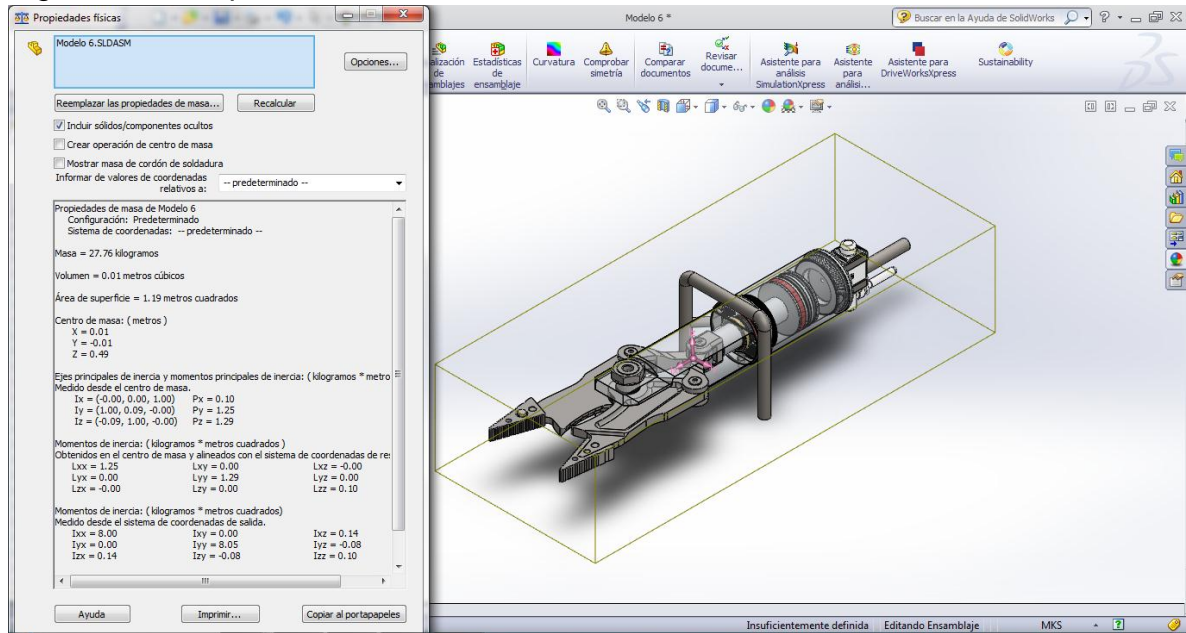
Fuente: Autores del proyecto.

6.3.5 Diseño de otros elementos. Además de los elementos principales que ya fueron diseñados, el equipo posee partes que pese a no ser tan primordiales, deben ser analizadas.

6.3.5.1 Diseño de los soportes de la herramienta. Los soportes de la herramienta son las piezas que le permiten al operario sujetar la máquina sin ningún riesgo. Su diseño se basa estrictamente en la ergonomía de la máquina y su resistencia se evalúa en base al peso de la herramienta completa. Gracias al cálculo de propiedades de Solidworks, se sabe que el ensamblaje final con la válvula instalada, tiene una masa total de 27,76 kg (Ver figura 169). En base a éste cálculo se pueden establecer cargas para los soportes.

Se consideró el caso extremo en el que la máquina sea levantada por un solo soporte, en base a eso se realizaron simulaciones con la herramienta Solidworks Simulation.

Figura 169. Propiedades de la herramienta.



Fuente: Autores del proyecto.

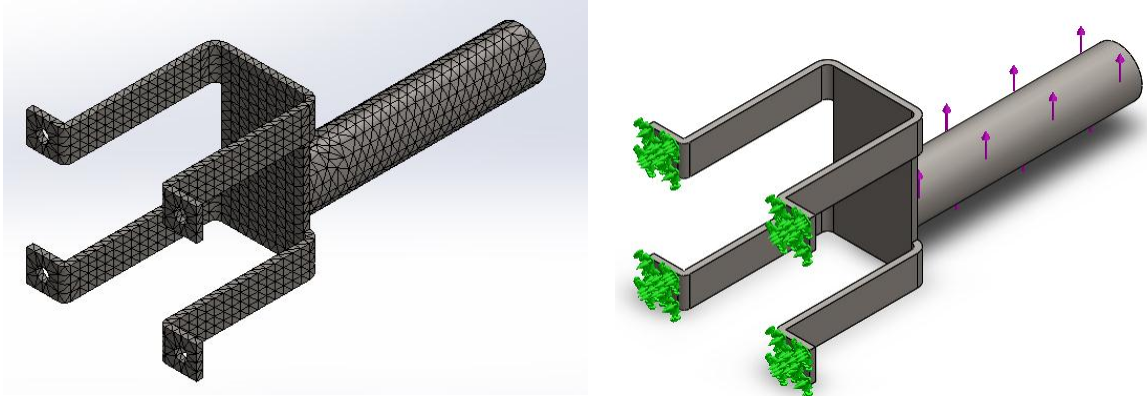
- Estudio del soporte trasero.** El soporte trasero está diseñado para rodear la válvula direccional, de tal modo que el operador puede accionar la válvula sin necesidad de soltar el manubrio del soporte (Ver anexo K, plano 01-01-05). Se fabricará en lámina de 1/8 de pulgada y tubería comercial de acero SAE 1020 (ver tabla 89 y figura 170).

Tabla 89. Condiciones del estudio, soporte trasero.

Propiedades del material	Nombre: AISI 1020 Acero laminado en frío Tipo de modelo: Isotrópico elástico lineal Límite elástico: 3.5e+008 N/m ² Límite de tracción: 4.2e+008 N/m ² Módulo elástico: 2.05e+011 N/m ² Coeficiente de Poisson: 0.29 Densidad: 7870 kg/m ³ Módulo cortante: 8e+010 N/m ²
Detalles de la malla	Número total de nodos: 14815 Número total de elementos: 7477

Fuente: Autores del proyecto.

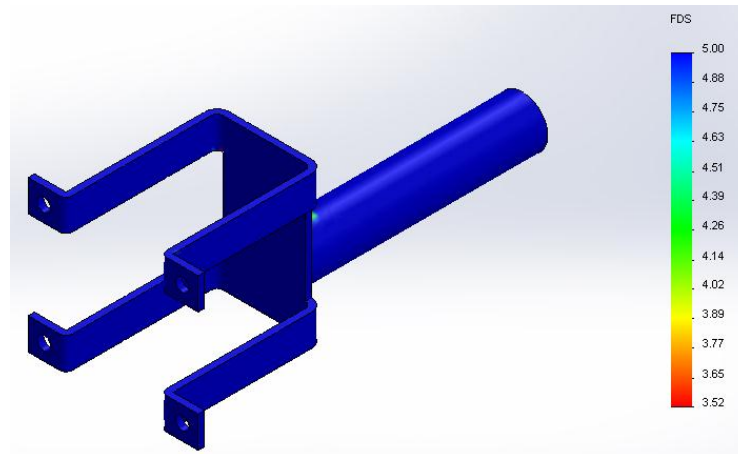
Figura 170. Malla y ubicación de cargas y apoyos, soporte trasero.



Fuente: Autores del proyecto.

Usando una fuerza de 275 N (28 kg) se obtuvo un factor de seguridad igual a 3,5 (Ver figura 171).

Figura 171. Factores de seguridad del soporte trasero.



Fuente: Autores del proyecto.

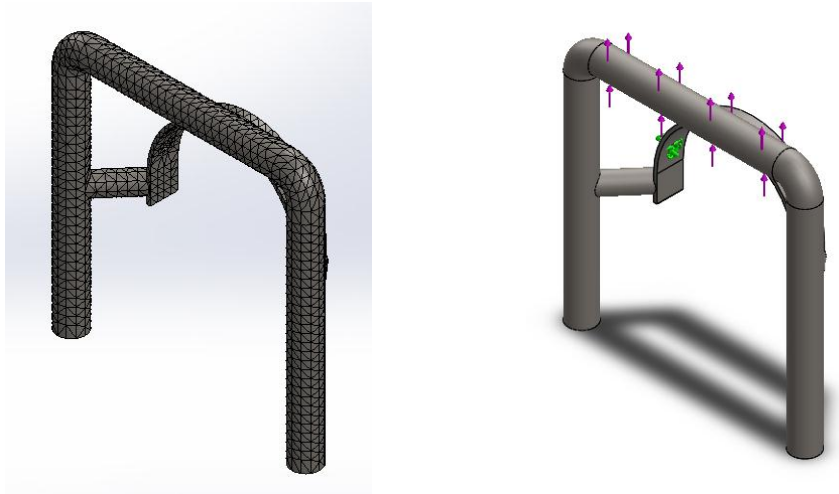
- **Estudio del soporte delantero.** El soporte delantero está diseñado para rodear el cuerpo del actuador, de tal modo que el operador mantenga sus manos fuera del mecanismo (Ver anexo K, plano 01-01-14). Se fabricará en lámina de 1/8 de pulgada y tubería comercial de acero SAE 1020 (ver tabla 90 y figura 172).

Tabla 90. Condiciones del estudio, soporte delantero.

Detalles de la malla	Número total de nodos: 15288
	Número total de elementos: 7518

Fuente: Autores del proyecto.

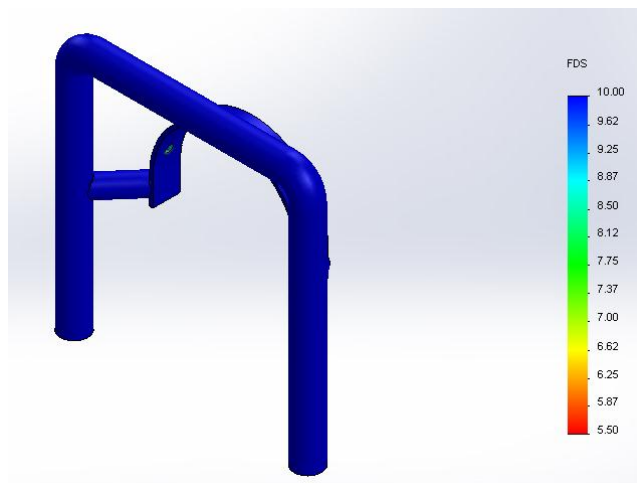
Figura 172. Malla y ubicación de cargas y apoyos, soporte delantero.



Fuente: Autores del proyecto.

Con la misma carga de 275 N se obtuvo un factor de seguridad igual a 5,5 (Ver figura 173).

Figura 173. Factores de seguridad del soporte delantero.



Fuente: Autores del proyecto.

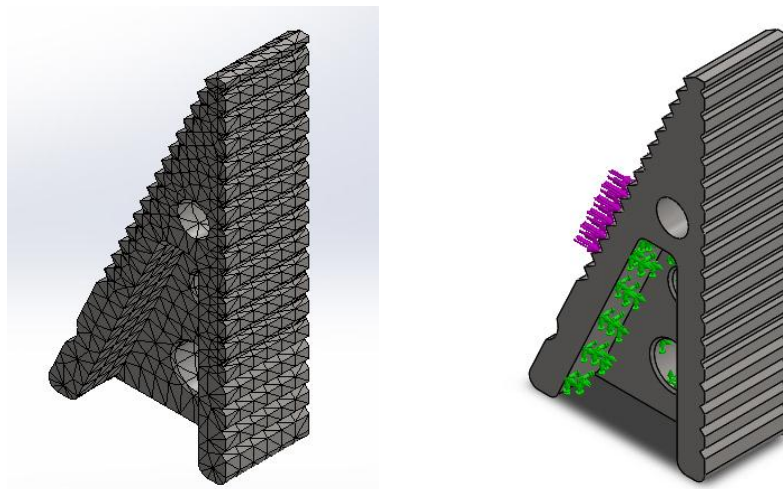
6.3.5.2 Diseño de las puntas desmontables. Estas puntas serán finalmente accesorios que permiten la estabilización de la herramienta. Se decidió diseñarlas como piezas separadas de las quijadas por la facilidad de fabricación. Contarán con labrados en sus caras para evitar deslizamientos durante la operación y también con un agujero que permite la conexión de cadenas necesarias en maniobras especiales (Ver anexo K, plano 01-01-13). Las puntas serán fabricadas en acero SAE 4340 templado y revenido, y las cargas serán las obtenidas para el estudio de apertura en la sección 6.1.4 (Ver tabla 91 y figura 174).

Tabla 91. Condiciones del estudio, punta desmontable.

<p>Detalles de la malla</p>	<p>Número total de nodos: 17857 Número total de elementos: 10860</p>
-----------------------------	--

Fuente: Autores del proyecto.

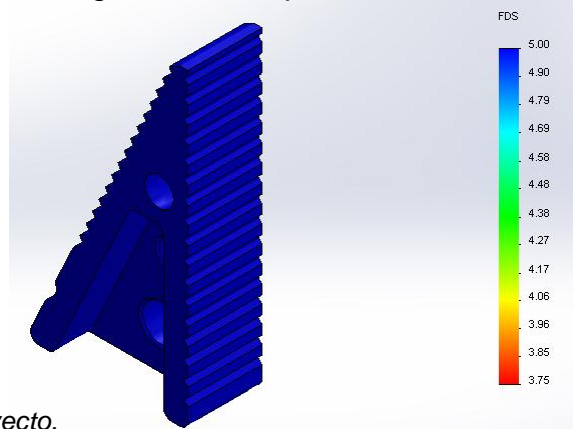
Figura 174. Malla y ubicación de cargas y apoyos, punta desmontable.



Fuente: Autores del proyecto.

Con la misma carga de 275 N se obtuvo un factor de seguridad igual a 3,8 (Ver figura 175).

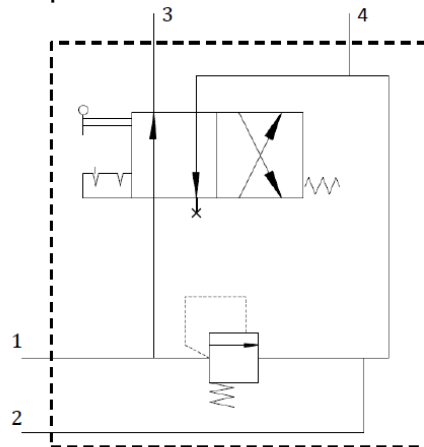
Figura 175. Factores de seguridad de la punta desmontable.



Fuente: Autores del proyecto.

6.3.5.3 Diseño del manifold de la fuente de potencia. Como se mencionó en la sección 6.2.2, la válvula de venteo y la válvula de alivio deben ser instaladas en una placa, además la fuente debe tener todas conexiones necesarias. Para simplificar el montaje se diseñó un manifold, que integra en un solo cuerpo todas aquellas conexiones (Ver figura 176). Con esto se evita el uso de más mangueras y se logra un mejor aprovechamiento con un cuerpo mucho más compacto.

Figura 176. Esquema del manifold.

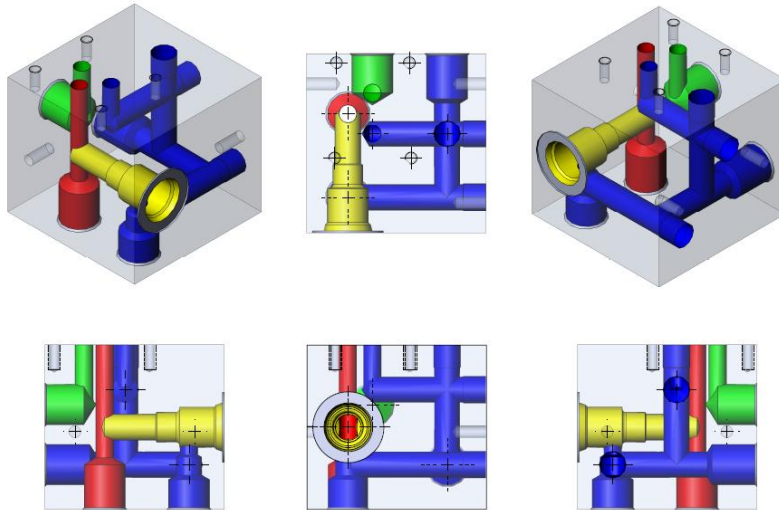


- 1. Línea de presión.
- 2. Línea de tanque.
- 3. Presión a la herramienta.
- 4. Tanque de la herramienta

Fuente: Autores del proyecto.

Teniendo en cuenta las dimensiones especificadas en los catálogos de las válvulas (ver anexos F y G) y el esquema anterior, se diseñó un modelo CAD (Ver figuras 177 y 178).

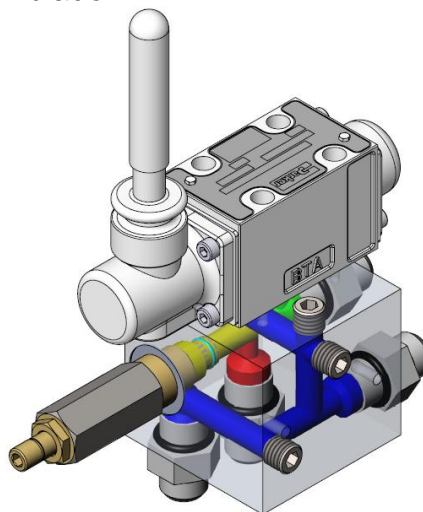
Figura 177. Modelo CAD del manifold.



Fuente: Autores del proyecto.

En la figura 177 se pueden apreciar las conexiones de presión (de color rojo), tanque (de color azul) y salida a la herramienta (de color verde). También se observa la cavidad para la válvula de alivio (de color amarillo). La línea de tanque presenta varias perforaciones abiertas al exterior, necesarias para la fabricación del manifold, pero que deberán ser selladas para su correcto funcionamiento (Ver anexo K, plano 01-02-09).

Figura 178. Manifold ensamblado.



Fuente: Autores del proyecto.

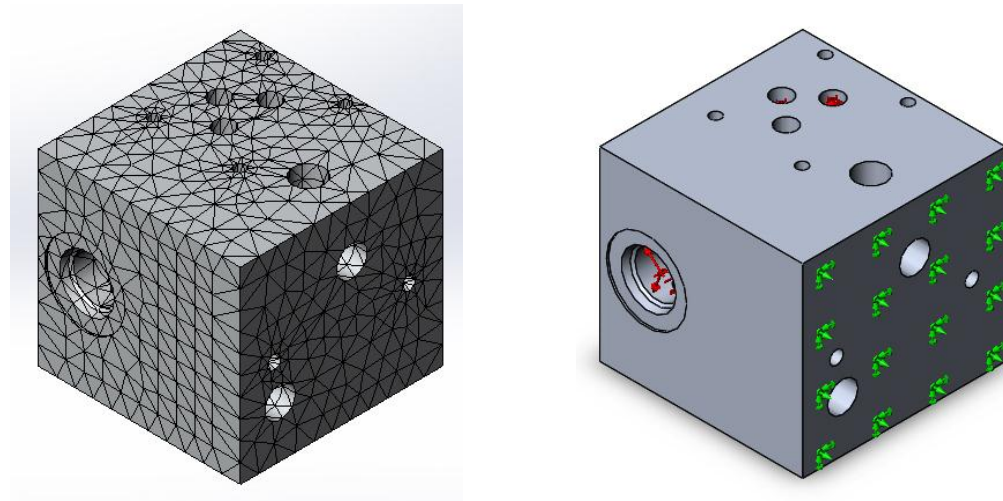
Se realiza entonces un estudio de diseño para verificar la resistencia del manifold bajo la acción de la presión (Ver tabla 92 y figura 179).

Tabla 92. Condiciones del estudio, manifold.

<p>Propiedades del material</p>	<p>Nombre: 7075-T6 (SN) Tipo de modelo: Isotrópico elástico lineal Límite elástico: 5.05e+008 N/m² Límite de tracción: 5.7e+008 N/m² Módulo elástico: 7.2e+010 N/m² Coeficiente de Poisson: 0.33 Densidad: 2810 kg/m³ Módulo cortante: 2.69e+010 N/m²</p>
<p>Detalles de la malla</p>	<p>Número total de nodos: 25305 Número total de elementos: 16701</p>

Fuente: Autores del proyecto.

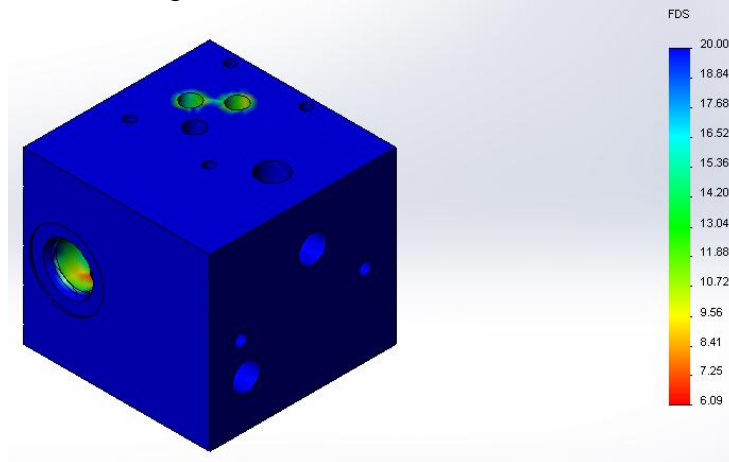
Figura 179. Malla y ubicación de cargas y apoyos, manifold.



Fuente: Autores del proyecto.

Usando una presión de 3500 PSI se obtuvo un factor de seguridad igual a 6 (Ver figura 180).

Figura 180. Factores de seguridad del manifold.



Fuente: Autores del proyecto.

6.4 PRESUPUESTO DE CONSTRUCCIÓN

Concluido el proceso de diseño del equipo de extracción vehicular, se hace necesario establecer un presupuesto de construcción completo (Ver tabla 93), que permita verificar si el objetivo principal de disminuir costos se cumplió a cabalidad. Para generar dicho presupuesto, se realizaron varias cotizaciones con distintos proveedores, también se realizó una cotización de fabricación en base a los planos generados durante el proceso de diseño (Ver anexo L). La cotización incluyó la totalidad de los componentes requeridos, incluyendo piezas que deben ser fabricadas, elementos del circuito hidráulico, motor, sellos, etc. En cuanto a la cotización de las piezas a fabricar, se estimó el proceso completo, desde la compra de la materia prima hasta la pieza completamente terminada y lista para ensamblar. Finalmente se compara el costo final con el de la cotización de referencia (Ver anexo K)

Tabla 93. Presupuesto de construcción.

HERRAMIENTA				
COMPONENTE	MATERIAL	FABRICACIÓN	CANT.	COSTO TOTAL
Tapa vástago	\$ 740.000	\$ 450.000	1	\$ 1.190.000
Tapa pistón	\$ 120.000	\$ 350.000	1	\$ 470.000
Camisa	\$ 400.000	\$ 110.000	1	\$ 510.000
Pistón	\$ 73.000	\$ 50.000	1	\$ 123.000
Vástago	\$ 60.000	\$ 70.000	1	\$ 130.000
Empalme	\$ 40.000	\$ 100.000	1	\$ 140.000
Biela	\$ 60.000	\$ 180.000	2	\$ 480.000
Pasador medio	\$ 15.000	\$ 25.000	1	\$ 40.000
Pasador biela	\$ 12.000	\$ 25.000	2	\$ 74.000
Pasador principal	\$ 25.000	\$ 60.000	1	\$ 85.000
Quijada	\$ 250.000	\$ 250.000	2	\$ 1.000.000
Punta spreader	\$ 50.000	\$ 150.000	2	\$ 400.000
Soporte delantero	\$ 20.000	\$ 40.000	1	\$ 60.000
Soporte trasero	\$ 10.000	\$ 25.000	1	\$ 35.000
O-ring	--	--	2	\$ 5.000
Polypack 375-03.750	--	--	2	\$ 94.000
Correa pistón	--	--	1	\$ 16.000
Polypack 250-2.000	--	--	1	\$ 20.000
Correa vástago	--	--	1	\$ 8.000
Raspador	--	--	1	\$ 17.000
Chavetas	--	--	6	\$ 9.000
Tornillos	--	--	8	\$ 23.000
Válvula PARKER D1VL2DN	--	--	1	\$ 725.000
Racores	--	--	4	\$ 65.000
Subtotal				\$ 5.719.000

FUENTE DE POTENCIA				
COMPONENTE	MATERIAL	FABRICACIÓN	CANT.	COSTO TOTAL
Bastidor	\$ 35.000	\$ 70.000	1	\$ 105.000
Tanque	\$ 55.000	\$ 105.000	1	\$ 160.000
Manifold	\$ 320.000	\$ 230.000	1	\$ 550.000
Placa para bomba	\$ 90.000	\$ 70.000	1	\$ 160.000
Bomba PARKER PGP505	--	--	1	\$ 498.000
Acople flexible	--	--	1	\$ 180.000
Motor HONDA GX200	--	--	1	\$ 900.000
Filtro PARKER 12AT-10B	--	--	1	\$ 130.000
Filtro PARKER AB. 1163.10	--	--	1	\$ 75.000
Indicador de nivel PARKER	--	--	1	\$ 72.000
Difusor PARKER 2250	--	--	1	\$ 75.000
Filtro PARKER 937483	--	--	1	\$ 52.000
Válvula PARKER D1VL8CN	--	--	1	\$ 725.000
Válvula PARKER A02B2PZN	--	--	1	\$ 85.000
Racores	--	--	10	\$ 163.000
Mangueras (Metros)	--	--	10	\$ 850.000
Aceite (Galones)	--	--	8	\$ 672.900
Subtotal				\$ 5.452.900

TOTAL	\$ 11.171.900
-------	---------------

Fuente: Autores del proyecto.

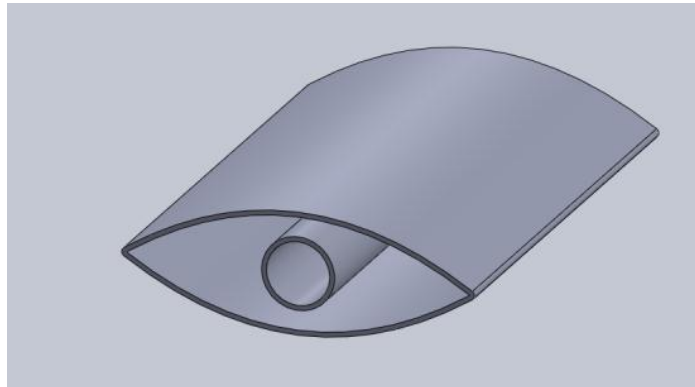
7. DISEÑO DEL MODELO DE EQUIPO DE EXTRACCIÓN VEHICULAR

Para someter a prueba el proceso que se utilizó en el capítulo 6 para desarrollar el diseño del equipo de extracción vehicular, se creará un modelo basado en especificaciones similares a las del equipo, usando los mismos procedimientos, las mismas suposiciones y factores de seguridad cercanos a los empleados anteriormente. La única especificación que deberá cumplir el modelo es la fuerza de corte, la cual se determinó de la misma forma que para el equipo.

7.1 CÁLCULO DE LAS CAPACIDADES DEL MODELO

Haciendo el mismo análisis que se hizo para el equipo, se calculan ahora las capacidades para el modelo. Se toma ahora para el corte un perfil de aluminio estructural que se puede observar en la figura 181. La tensión de rotura es 310 Mpa para el aluminio 6063-T6.

Figura 181. Perfil de Aluminio.

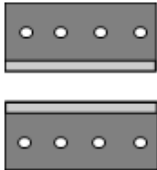


Fuente: Autores del proyecto.

La pieza a cortar es un perfil estructural, usado habitualmente en la construcción de fachadas para edificios.

7.1.1 Ecuación de corte con cuchillas paralelas del manual del constructor de máquinas de H, Dubbel.¹⁷

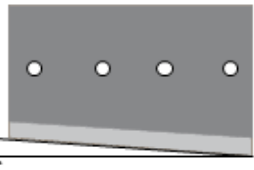
Tabla 94. Cálculo de fuerza de corte para cuchillas paralelas según manual del constructor de máquinas.

Para cuchillas paralelas			
$P = 0,8 * A * \sigma_B$ [N]			
Variables de entrada			
A	0,000197	m ²	Superficie
σ_B	3,10E+08	Pa	Tensión de rotura
Variables de salida			
P	48856	N	Fuerza de corte

Fuente: Autores del proyecto.

7.1.2 Ecuación de corte con la cuchilla superior inclinada del manual del constructor de máquinas de H. Dubbel.

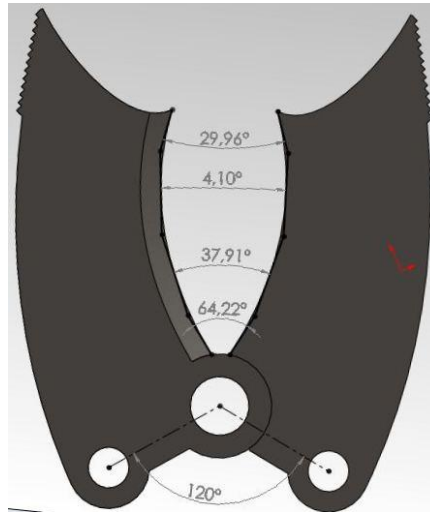
Tabla 95. Cálculo de fuerza de corte cuando la cuchilla superior está inclinada según manual del constructor de máquinas.

Cuando la cuchilla superior está inclinada			
$P = 0,4 * \delta^2 * \sigma_B * \cot(\lambda)$ [N]			
Variables de entrada			
δ	0,004	m	Espesor de la plancha
σ_B	3,10E+08	Pa	Tensión de rotura
λ	4,1	°	Ángulo de la cuchilla mínimo
Variables de salida			
P	27678,23	N	Fuerza de corte

Fuente: Autores del proyecto.

¹⁷ DUBBEL, H. Manual del constructor de máquinas. Barcelona: Labor, 1965.

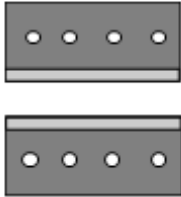
Figura 182. Ángulo entre cuchillas.



Fuente: Autores del proyecto.

7.1.3 Ecuación de corte con las cuchillas paralelas (corte directo) del libro *Trenes de laminación*, de SMIMOV, V. V. y TSELIKOV, A. I.¹⁸

Tabla 96. Cálculo de fuerza de corte para cuchillas paralelas según el libro *trenes de laminación*.

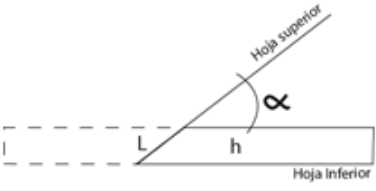
Cuchillas paralelas			
$P_{max} = K * A * \sigma_T$			
Variables de entrada			
A	0,000197	m ²	Superficie
σ_T	3,10E+08	Pa	Tensión de rotura
K	0,8		Valor experimental
Variables de salida			
P_{max}	48856	N	Fuerza de corte máxima

Fuente: Autores del proyecto.

¹⁸ SMIMOV, V. V. y TSELIKOV, A. I. *Trenes de laminación*. Bilbao: URMO, 1970 p180

7.1.4 Ecuación de corte con la cuchilla superior inclinada del libro Trenes de laminación, de SMIMOV, V. V. y TSELIKOV, A. I.

Tabla 97. Cálculo de fuerza de corte cuando la cuchilla superior está inclinada según el libro de trenes de laminación.

Cuchilla superior inclinada			
$F = K * h * L * \tau$			
$L = \frac{h}{\tan(\alpha)}$			
Variables de entrada			
h	0,00400	m	Espesor de la plancha
L	0,05580	m	Longitud de cizallamiento
α	4,1	º	Angulo de las cuchillas
τ	2,E+08	Pa	Resistencia al cizallamiento
K	0,5		Coefficiente de penetración
Variable de salida			
F	19720,74	N	Fuerza de corte
F	2,01	Ton	Fuerza de corte en toneladas

Fuente: Autores del proyecto.

El criterio de diseño para el modelo estará basado en dos valores igual que el diseño del equipo. Deberá superar la fuerza de corte requerida para las cuchillas paralelas de 5 Ton (48856 N), y como mínimo debe entregar una fuerza de 3 Ton (29400 N), equivalente a 1.5 veces la fuerza mínima con cuchillas inclinadas.

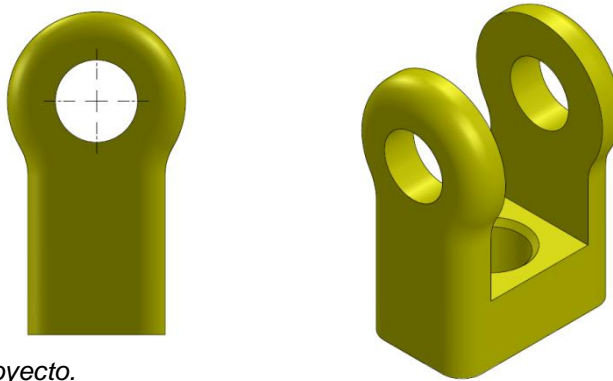
7.2 ANÁLISIS CINEMÁTICO Y DINÁMICO DEL MODELO

Para definir la geometría del modelo, se tomaron las dimensiones del equipo y se redujeron de manera proporcional, obteniendo una geometría a escala que posteriormente fue sometida a los mismos estudios para verificar los desplazamientos y las fuerzas presentes durante la operación.

7.2.1 Descripción de la geometría del modelo. De nuevo se identifican las partes del mecanismo de las quijadas para tener claros los parámetros que se usarán en los estudios.

7.2.1.1 Empalme. Cumple exactamente la misma función que en el equipo, brindando apoyo a las bielas, presenta una variación en su estructura por cuestiones de diseño, pero su funcionamiento no varía (Ver figura 183).

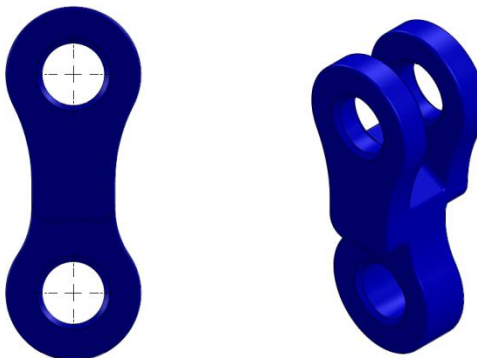
Figura 183. Empalme del modelo.



Fuente: Autores del proyecto.

7.2.1.2 Bielas. Cumplen la misma función que en el equipo y se basan en la misma geometría, de nuevo la única variación corresponde a diseño mecánico (Ver figura 184).

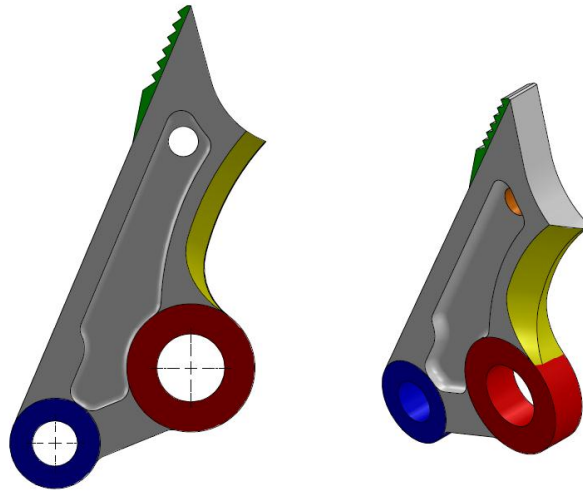
Figura 184. Biela del modelo.



Fuente: Autores del proyecto.

7.2.1.3 Quijadas. La geometría de las quijadas es una fiel reproducción de la geometría de las quijadas del equipo, cuenta con las mismas partes que se listan a continuación (Ver figura 185).

Figura 185. Quijada del modelo.



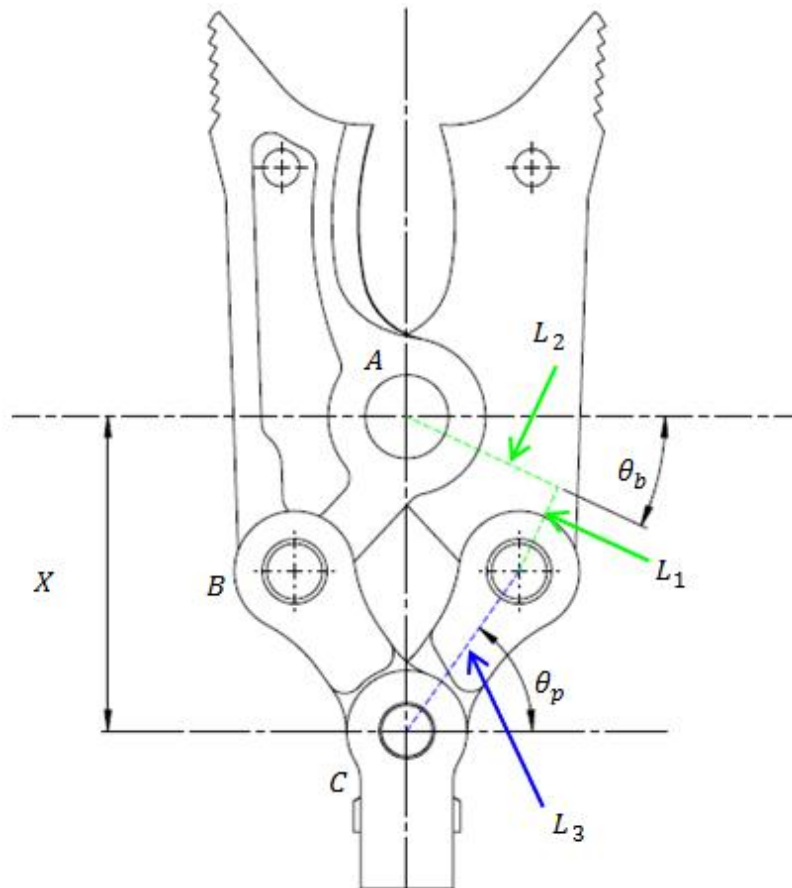
Fuente: Autores del proyecto.

- **Soporte para la biela.** En color azul.
- **Pivote principal.** En color rojo.
- **Superficie de corte.** En color amarillo.
- **Soporte para cadena.** En color anaranjado.
- **Superficie para apertura.** En color verde.

7.2.2 Definición de las dimensiones. Se definen las dimensiones y las variables que se van a controlar, para verificar el funcionamiento del mecanismo.

Las dimensiones del sistema son L_1 y L_2 , que son las componentes de la distancia entre el pasador principal A y el pasador de la Biela B , y L_3 que es la longitud de la biela. Las variables del sistema son θ_b y θ_p , que son los ángulos que forman L_1 y L_3 con la horizontal respectivamente, y X que es la distancia entre el pasador principal A y el pasador medio C (Ver figura 186).

Figura 186. Dimensiones y variables del mecanismo.



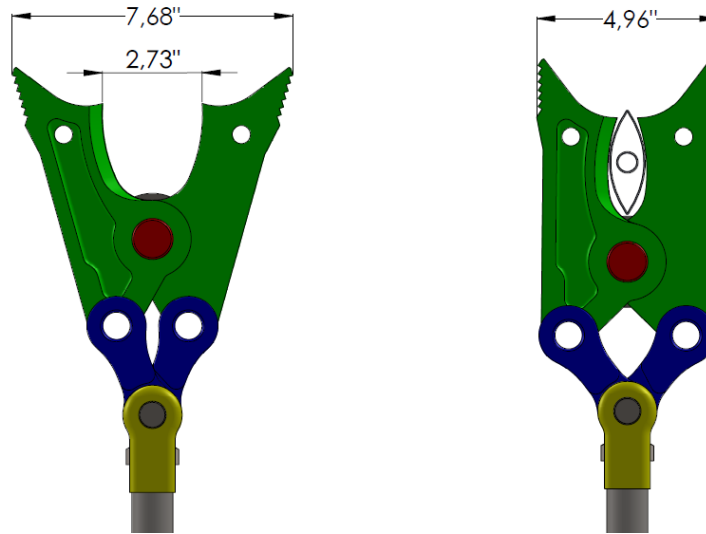
Fuente: Autores del proyecto.

7.2.3 Análisis cinemático y cálculo de desplazamientos. En el análisis cinemático se calculan los valores de las variables θ_b y θ_p , partiendo del valor de X , el cual varía entre dos valores que corresponden a las posiciones extremas de la herramienta (cerrada y abierta) (Ver figura 187 y tabla 98).

Se desarrolla el análisis cinemático del mecanismo por medio de herramientas CAE en Solidworks (Ver figura 188), sometiéndolo a un estudio de movimiento, cuya única variable de entrada es el desplazamiento del vástago del actuador. Se definieron también los valores de L_1, L_2 y L_3 .*

* Valores obtenidos al reducir de manera proporcional las medidas del equipo.

Figura 187. Consideraciones para las dimensiones.



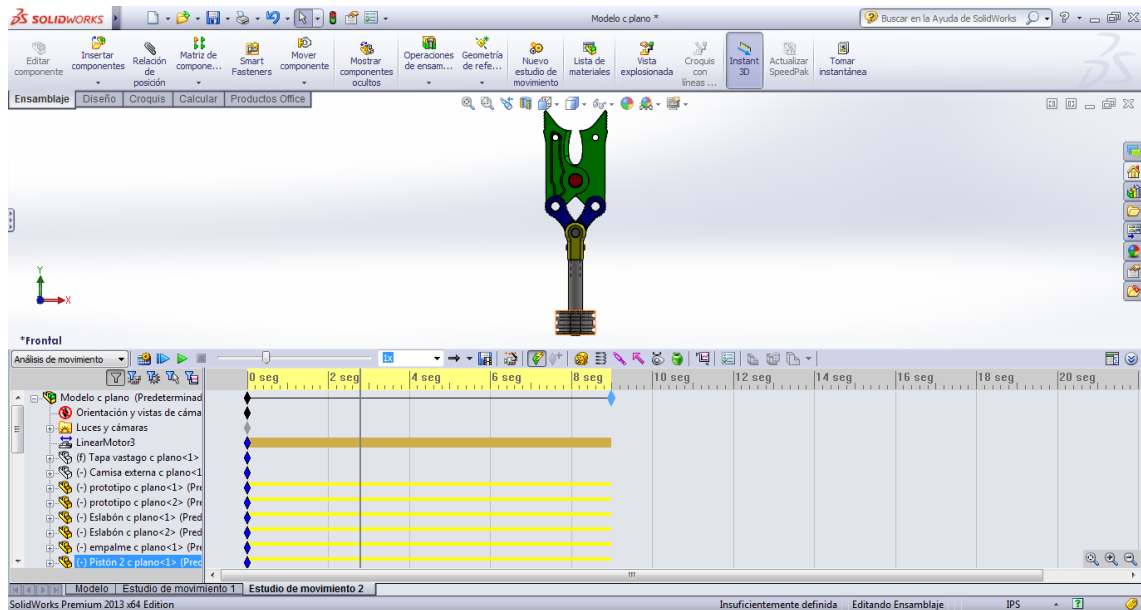
Fuente: Autores del proyecto.

Tabla 98. Dimensiones establecidas.

Dimensión	ΔX	L_1	L_2	L_3
Magnitud (Pulg)	2.25	1.25	2.25	2.625

Fuente: Autores del proyecto.

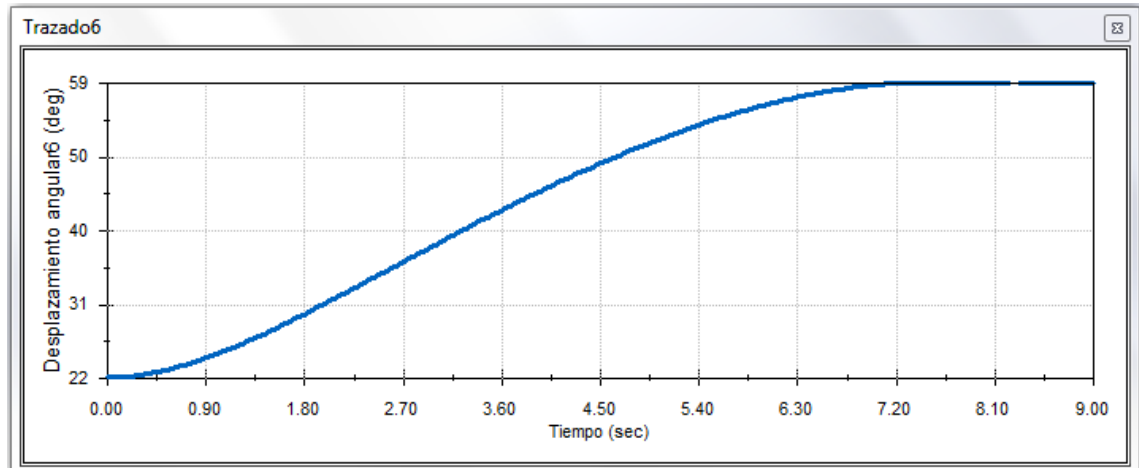
Figura 188. Estudio de movimiento en Solidworks 2013.



Fuente: Autores del proyecto.

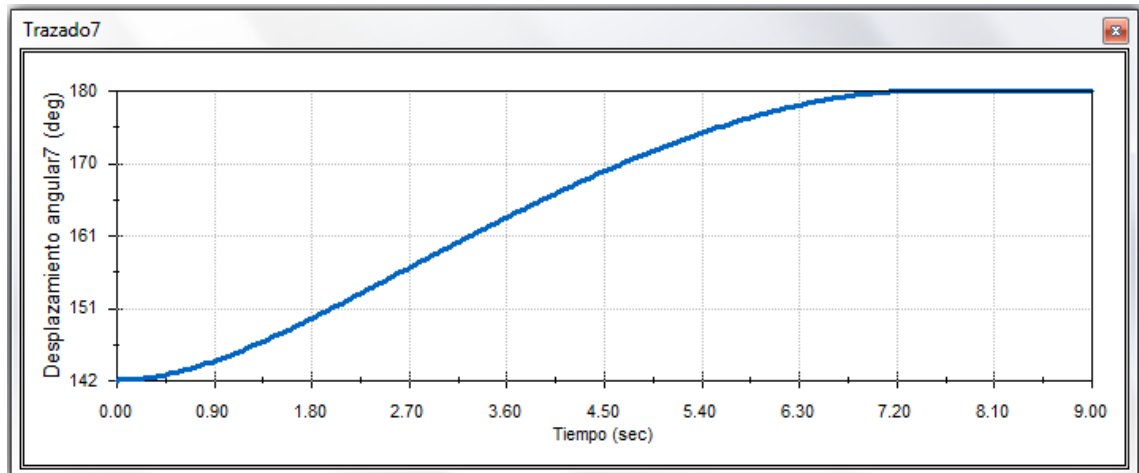
Una vez ejecutados los cálculos del estudio, el programa entrega los resultados en forma de gráficas (Ver figuras 189 y 190).

Figura 189. Valores del estudio de movimiento para θ_p .



Fuente: Autores del proyecto.

Figura 190. Valores del estudio de movimiento para θ_b .



Fuente: Autores del proyecto.

Es necesario de nuevo ajustar el valor de θ_p .

$$\theta_p(t) = 90^\circ - \text{Trazado1}$$

El comportamiento es prácticamente lineal al igual que el del equipo (Ver tabla 99).

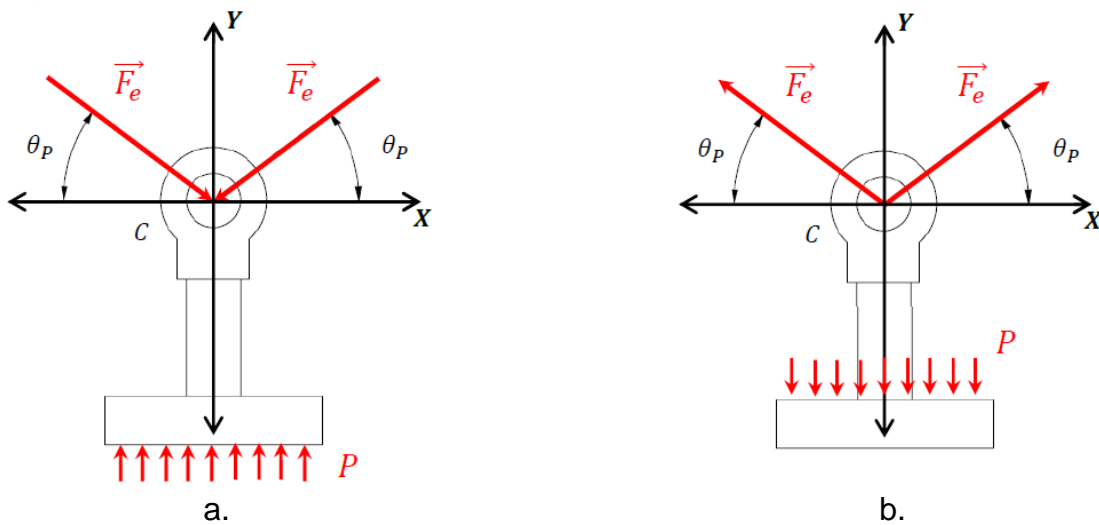
Tabla 99. Resultados del estudio.

Variable	θ_b	θ_p
Magnitud	68°- 31°	38°- 0°

Fuente: Autores del proyecto.

7.2.4 Análisis dinámico y cálculo de fuerzas. En el análisis dinámico se hace uso de los valores de los ángulos obtenidos en el análisis cinemático y las dimensiones establecidas, para calcular las fuerzas presentes en el sistema a lo largo del recorrido de cierre y apertura (Ver figura 191 y 192).

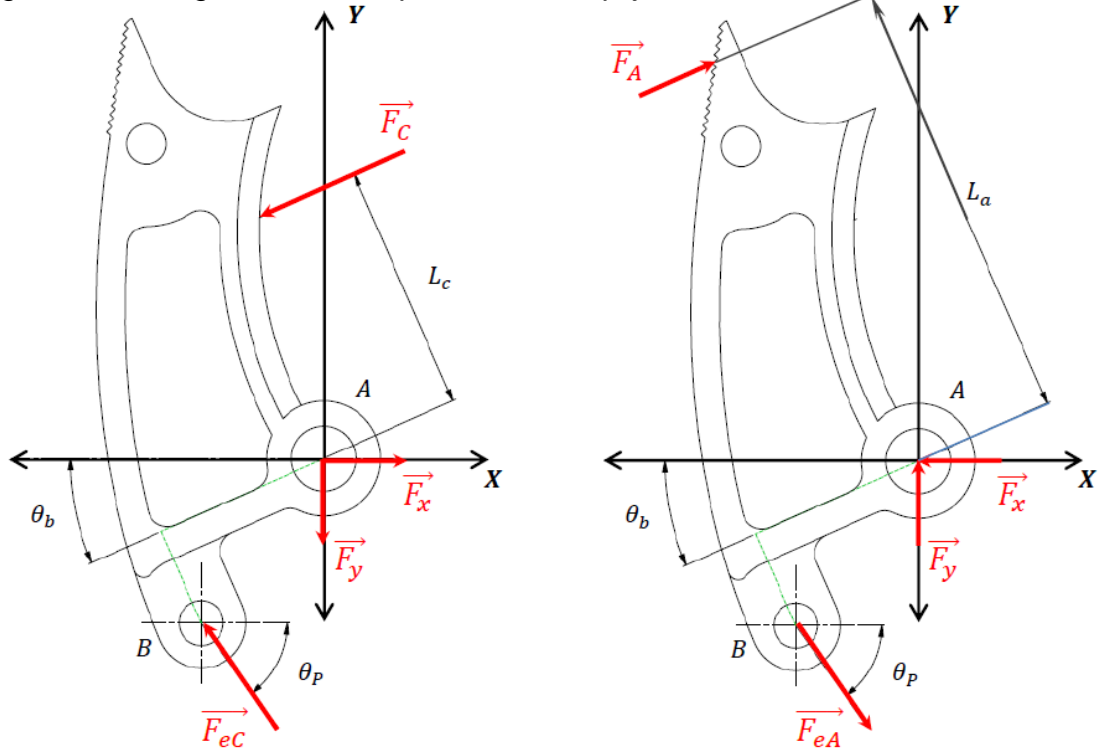
Figura 191. Diagrama de cuerpo libre del conjunto pistón - vástago.



Fuente: Autores del proyecto.

El diagrama (a) corresponde a la operación de corte, mientras que el diagrama (b) corresponde a la operación de apertura.

Figura 192. Diagrama de cuerpo libre de la quijada.



Fuente: Autores del proyecto.

Tabla 100. Condiciones de equilibrio del conjunto pistón - vástago.

Equilibrio en el eje Y			
Corte	$+\uparrow \sum F_y = 0$		Apertura
$P \cdot A_p - 2 \cdot F_{eC} \cdot \sin \theta_p = 0$			$2 \cdot F_{eA} \cdot \sin \theta_p - P(A_p - A_v) = 0$
$F_{eC} = \frac{P \cdot A_p}{2 \cdot \sin \theta_p}$			$F_{eA} = \frac{P(A_p - A_v)}{2 \cdot \sin \theta_p}$
Variables de entrada			
P	2200	Psi	Presión hidráulica
D_p	3	Pulg	Diámetro del pistón
D_v	1,125	Pulg	Diámetro del vástago
A_p	7,07	Pulg ²	Área del pistón
A_v	0,99	Pulg ²	Área del vástago
θ_p	---	°	Ángulo de la biela
Variables de salida			
F_{eC}	---	Lbf	Fuerza en la biela en corte
F_{eA}	---	Lbf	Fuerza en la biela en apertura

Fuente: Autores del proyecto.

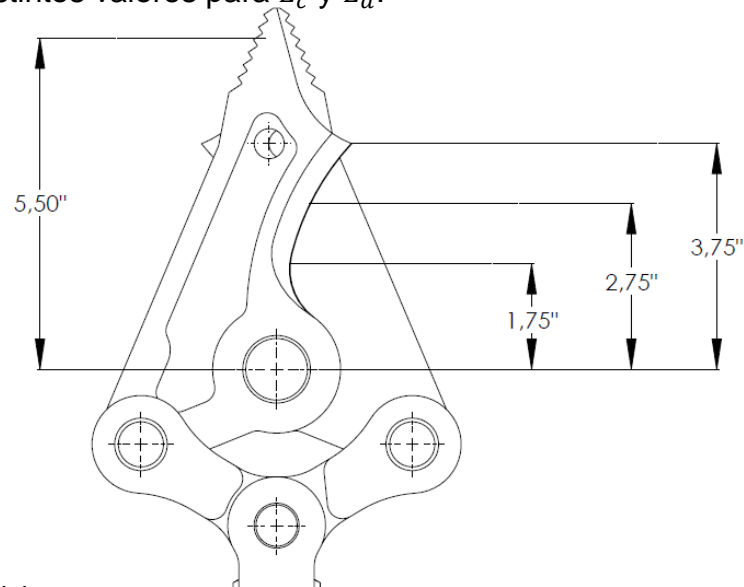
No será necesario plantear ecuaciones nuevas para el análisis del modelo, debido a que todo está parametrizado, basta con reemplazar los nuevos valores, por lo que se usan las mismas ecuaciones y diagramas (Ver tablas 100 y 101).

Tabla 101. Condiciones de equilibrio de la quijada.

Torques en el pasador A			
$+ \cup \sum M_c = 0$			
$-F_c \cdot L_c + F_e \cdot \cos \theta_p (L_1 \cdot \cos \theta_b + L_2 \cdot \sin \theta_b) + F_e \cdot \sin \theta_p (L_2 \cdot \cos \theta_b - L_1 \cdot \sin \theta_b) = 0$			
$F_c = \frac{F_e \cdot \cos \theta_p (L_1 \cdot \cos \theta_b + L_2 \cdot \sin \theta_b) + F_e \cdot \sin \theta_p (L_2 \cdot \cos \theta_b - L_1 \cdot \sin \theta_b)}{L_c}$			
Variables de entrada			
θ_p	---	°	Ángulo de la biela
θ_b	---	°	Ángulo de L1 con respecto a la horizontal
L_1	1,25	Pulg	Dimensión de la quijada
L_2	2,25	Pulg	Dimensión de la quijada
L_c	---	Pulg	Distancia entre la fuerza de corte y el pasador A
F_e	---	Lbf	Fuerza en la biela
F_c	---	Lbf	Fuerza de corte

Fuente: Autores del proyecto.

Figura 193. Distintos valores para L_c y L_a .



Fuente: Autores del proyecto.

Los cálculos de nuevo demuestran que el modelo supera las fuerzas que fueron establecidas en la sección 7.1 (Ver tablas 102 a 105).

Tabla 102. Valores de la fuerza de corte a una distancia L_c de 1.75 pulgadas.

Fuerza para $L_c=1,75$ pulg							
P (Psi)	θ_p (°)	θ_b (°)	L_c (Pulg)	F_c (Lbf)	F_c (N)	F_e (Lbf)	F_e (N)
3500	38	68	1,75	8713	38852,06	8386	37393,94
3500	35,29	65,36	1,75	9681	43168,46	8555	38147,52
3500	32,57	62,71	1,75	10625	47377,84	8749	39012,59
3500	29,86	60,07	1,75	11543	51471,29	8972	40006,96
3500	27,14	57,43	1,75	12433	55439,88	9227	41144,03
3500	24,43	54,79	1,75	13292	59270,24	9517	42437,17
3500	21,71	52,14	1,75	14118	62953,45	9848	43913,13
3500	19	49,5	1,75	14909	66480,59	10225	45594,20
3500	16,29	46,86	1,75	15662	69838,28	10656	47516,07
3500	13,57	44,21	1,75	16375	73017,61	11150	49718,86
3500	10,86	41,57	1,75	17045	76005,20	11718	52251,63
3500	8,143	39	1,75	17669	78787,68	12374	55176,79
3500	5,429	36,29	1,75	18246	81360,57	13138	58583,54
3500	2,714	34	1,75	18771	83701,60	14035	62583,34
3500	0	31	1,75	19240	85792,91	15097	67318,90

Fuente: Autores del proyecto.

Tabla 103. Valores de la fuerza de corte a una distancia L_c de 2.75 pulgadas.

Fuerza para $L_c = 2,75$ pulg							
P (Psi)	θ_p (°)	θ_b (°)	L_c (Pulg)	F_c (Lbf)	F_c (N)	F_e (Lbf)	F_e (N)
3500	38	68	2,75	5545	24725,66	8386	37393,94
3500	35,29	65,36	2,75	6161	27472,46	8555	38147,52
3500	32,57	62,71	2,75	6761	30147,91	8749	39012,59
3500	29,86	60,07	2,75	7346	32756,48	8972	40006,96
3500	27,14	57,43	2,75	7912	35280,33	9227	41144,03
3500	24,43	54,79	2,75	8459	37719,45	9517	42437,17
3500	21,71	52,14	2,75	8984	40060,47	9848	43913,13
3500	19	49,5	2,75	9488	42307,85	10225	45594,20
3500	16,29	46,86	2,75	9967	44443,76	10656	47516,07
3500	13,57	44,21	2,75	10420	46463,73	11150	49718,86
3500	10,86	41,57	2,75	10847	48367,76	11718	52251,63
3500	8,143	38,93	2,75	11244	50138,02	12374	55176,79
3500	5,429	36,29	2,75	11611	51774,50	13138	58583,54
3500	2,714	33,64	2,75	11945	53263,84	14035	62583,34
3500	0	31	2,75	12244	54597,11	15097	67318,90

Fuente: Autores del proyecto.

Tabla 104. Valores de la fuerza de corte a una distancia L_c de 3.75 pulgadas.

Fuerza para $L_c=3,75$ pulg							
P (Psi)	θ_p (°)	θ_b (°)	L_c (Pulg)	F_c (Lbf)	F_c (N)	F_e (Lbf)	F_e (N)
3500	38	68	3,75	4066	18130,66	8386	37393,94
3500	35,29	65,36	3,75	4518	20146,17	8555	38147,52
3500	32,57	62,71	3,75	4958	22108,17	8749	39012,59
3500	29,86	60,07	3,75	5387	24021,12	8972	40006,96
3500	27,14	57,43	3,75	5802	25871,65	9227	41144,03
3500	24,43	54,79	3,75	6203	27659,74	9517	42437,17
3500	21,71	52,14	3,75	6589	29380,95	9848	43913,13
3500	19	49,5	3,75	6958	31026,35	10225	45594,20
3500	16,29	46,86	3,75	7309	32591,50	10656	47516,07
3500	13,57	44,21	3,75	7642	34076,37	11150	49718,86
3500	10,86	41,57	3,75	7954	35467,61	11718	52251,63
3500	8,143	38,93	3,75	8246	36769,66	12374	55176,79
3500	5,429	36,29	3,75	8515	37969,16	13138	58583,54
3500	2,714	33,64	3,75	8760	39061,64	14035	62583,34
3500	0	31	3,75	8979	40038,18	15097	67318,90

Fuente: Autores del proyecto.

Tabla 105. Valores de la fuerza de apertura a una distancia L_a de 5.5 pulgadas.

Fuerza para $L_a=5,5$ pulg							
P (Psi)	θ_p (°)	θ_b (°)	L_c (Pulg)	F_A (Lbf)	F_A (N)	F_e (Lbf)	F_e (N)
3500	38	68	5,5	2383	10626,01	7207	32136,67
3500	35,29	65,36	5,5	2647	11803,21	7352	32783,24
3500	32,57	62,71	5,5	2905	12953,66	7519	33527,90
3500	29,86	60,07	5,5	3156	14072,89	7710	34379,59
3500	27,14	57,43	5,5	3400	15160,91	7929	35356,13
3500	24,43	54,79	5,5	3635	16208,80	8179	36470,90
3500	21,71	52,14	5,5	3860	17212,09	8463	37737,29
3500	19	49,5	5,5	4077	18179,71	8787	39182,03
3500	16,29	46,86	5,5	4283	19098,29	9158	40836,35
3500	13,57	44,21	5,5	4477	19963,35	9582	42727,01
3500	10,86	41,57	5,5	4661	20783,82	10070	44903,05
3500	8,143	38,93	5,5	4831	21541,87	10634	47417,97
3500	5,429	36,29	5,5	4989	22246,40	11291	50347,60
3500	2,714	33,64	5,5	5133	22888,51	12061	53781,10
3500	0	31	5,5	5261	23459,28	12974	57852,25

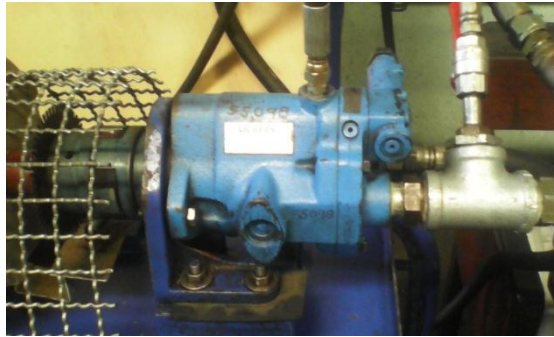
Fuente: Autores del proyecto.

7.3 CIRCUITO HIDRÁULICO

Para realizar las pruebas del modelo, no se construirá un circuito hidráulico de partes específicamente seleccionadas, pues no se cuenta con el presupuesto suficiente para la compra de los equipos necesarios. Se recurrió al laboratorio de potencia fluida de la escuela de ingeniería mecánica de la Universidad Industrial de Santander, en donde gracias a la colaboración del profesor Abel Parada se tuvo acceso a un equipo adecuado para realizar las pruebas.

7.3.1 Fuente de Potencia. Se cuenta con un montaje bomba-motor, la primera es del fabricante Vickers (Ver Figura 194) de referencia PVQ10 A2R SE1S 20 C2112, cuyas características de operación se encuentran en la tabla 106. El motor, del fabricante Siemens se observa en la figura 195 y sus características de funcionamiento se encuentran en la tabla 107.

Figura 194. Bomba de pistones Vickers del Laboratorio de potencia fluida.



Fuente: Autores del proyecto.

Tabla 106. Características de la bomba Vickers PVQ10 A2R SE1S 20.

Ratings					
Model	Maximum Geometric Displacement	Rated Speed	Maximum Pressure	Input Power at Max. Pressure & Rated Speed	Approx. Weight
Series	cm ³ /r (in ³ /r)	r/min	bar (psi)	kW (hp)	kg (lb)
PVQ10	10,5 (0.643)	1800	210 (3000)	7,4 (10)	7,2 (16)
PVQ13	13,8 (0.843)	1800	140 (2000)	6,5 (8.75)	7,2 (16)

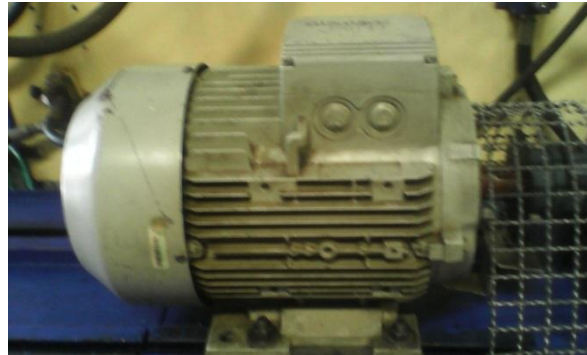
Pressure Limits

Case pressure – 0,35 bar (5 psig) maximum

Inlet pressure – 0,2 bar (5 in. Hg) vacuum to 2 bar (30 psig)

Fuente: Disponible en internet < www.Hydpump.com >

Figura 195. Motor Eléctrico Siemens del Laboratorio de potencia fluida.



Fuente: Autores del proyecto.

Tabla 107. Características de funcionamiento del motor Siemens LA5.

Technical data overview		
Brief overview		
Motor variant	Optimized for mains operation	VSD line: optimized for frequency converter operation
Power and voltage range:	0.55 kW to 45 kW For all of the usual voltages	2.2 kW up to 15 kW 400 V (50 Hz) / 460V (60 Hz)
Frame sizes and types of construction:	80 up to 225 in all of the usual types of construction	100 up to 160 in all of the usual types of construction
Rated speed:	750 - 3600 rpm	1500 / 1800 / 2610 rpm
Number of poles:	2 / 4 / 6 / 8	4
Efficiency classes:	IE1 = Standard Efficiency IE2 = High Efficiency IE3 = Premium Efficiency NEE = NEMA Energy Efficient Motors acc. to NEMA MG1 NPE = NEMA Premium Efficient Motors acc. to NEMA MG1	No efficiency classes defined. Standard IEC 60034-30-2 in preparation

Fuente: Disponible en internet <www.industry.siemens.com.>

Se presenta entonces el montaje del conjunto (Ver figura 196).

Figura 196. Montaje Bomba-motor utilizados para el modelo.



Fuente: Autores del proyecto.

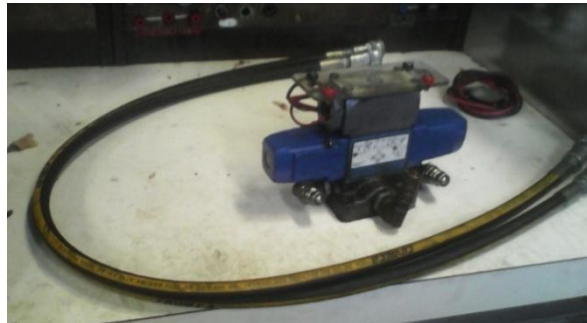
7.3.2 Elementos del circuito hidráulico. Los demás elementos en el circuito hidráulico son la válvula de control direccional, también del fabricante Vickers (Ver Figura 197) es una válvula de cuatro vías y tres posiciones con centro Tándem; las mangueras de diámetro 1/4" resistentes a presiones de hasta 5000 PSI (Ver figura 198).

Figura 197. Válvula de control direccional Vickers P/N 414521.



Fuente: Autores del proyecto.

Figura 198. Mangueras del sistema.



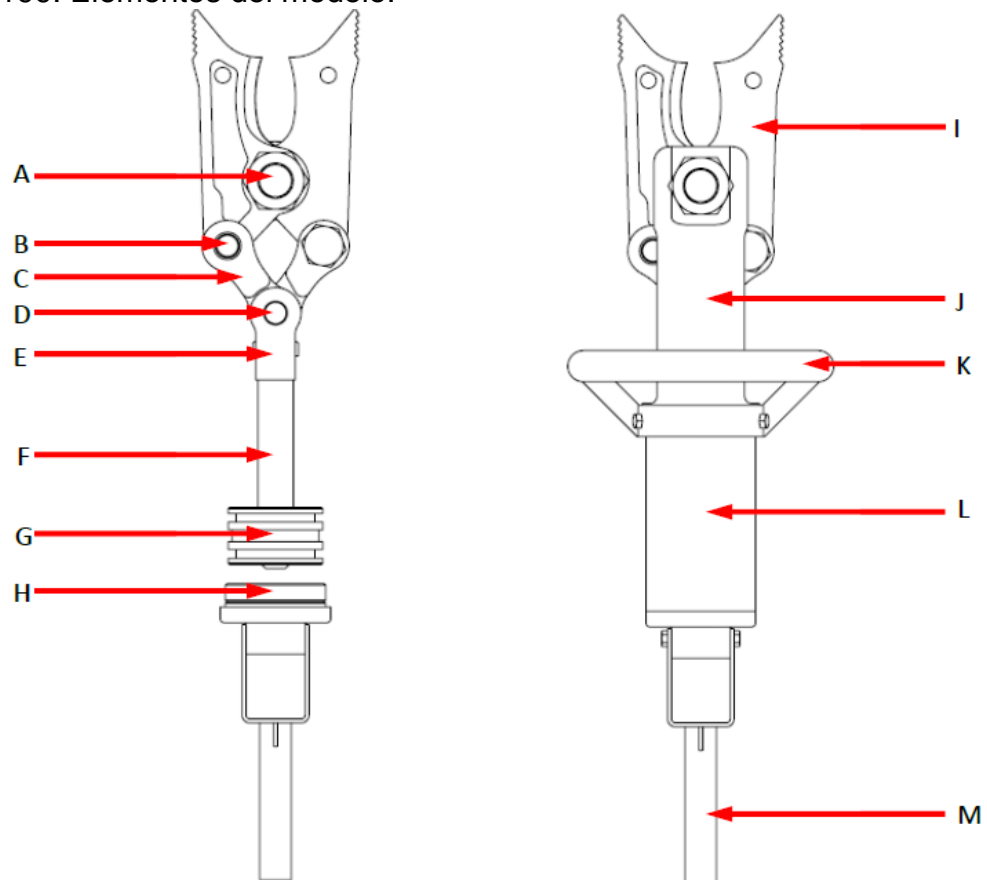
Fuente: Autores del proyecto.

Los componentes serán adaptados y configurados para dar un correcto funcionamiento al modelo. Estos procedimientos serán aclarados en el capítulo de pruebas.

7.4 DISEÑO MECÁNICO DE LOS COMPONENTES

Al igual que en el capítulo 6, se realizará el procedimiento de diseño de los distintos elementos del modelo bajo consideraciones de carga estática. De igual forma se presenta un esquema de las partes del modelo (Ver figura 199).

Figura 199. Elementos del modelo.



A. Pasador principal.

B. Pasador de la biela.

C. Biela.

D. Pasador medio.

E. Empalme

F. Vástago.

G. Pistón.

H. Tapa posterior.

I. Herramienta mixta.

J. Tapa bastidor.

K. Soporte delantero.

L. Camisa del cilindro.

M. Soporte trasero.

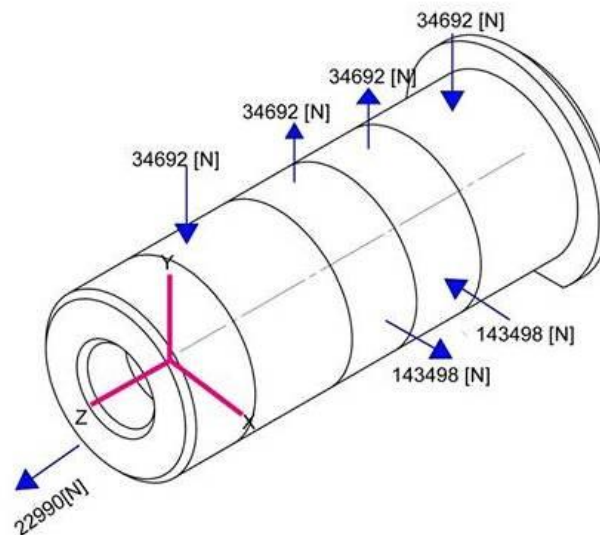
Fuente: Autores del proyecto.

7.4.1 Diseño de los elementos del mecanismo. El mecanismo de transmisión de la herramienta está compuesto por las bielas C, la herramienta I y los pasadores A, B y D. Estos elementos se deben analizar bajo criterios de carga estática para encontrar y verificar dimensiones que cumplan con factores de seguridad cercanos a los del equipo. La herramienta será evaluada más adelante.

7.4.1.1 Diseño de los pasadores para carga estática. Los pasadores del mecanismo, se ven sujetos a distintas cargas, principalmente de corte durante el funcionamiento del equipo.

- **Diseño del pasador principal.** La figura 200, muestra un diagrama de las cargas que actúan sobre dicho pasador. A partir de ellas se calculan los factores de seguridad según las dimensiones estándar calculadas para éste pasador (diámetro de 1 1/8”).

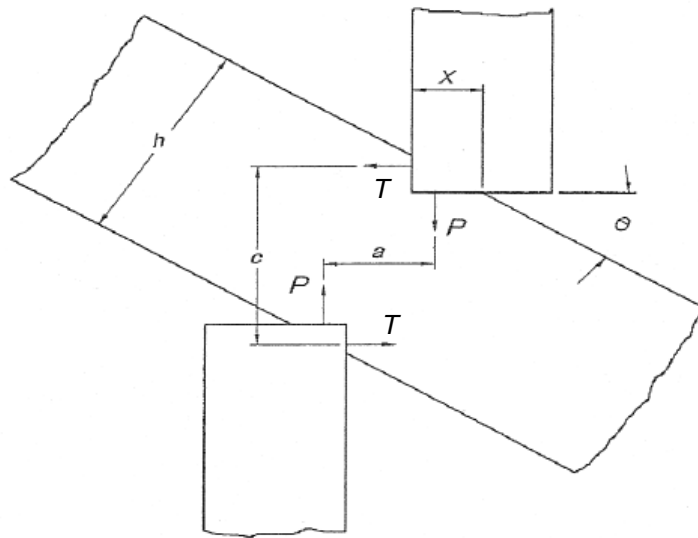
Figura 200. Cargas en el pasador principal.



Fuente: Autores del proyecto.

Las cargas de corte se determinaron a partir del análisis estático presentado en la sección 7.2.4. La carga axial se determinó en base a la ecuación de TSELIKOV ¹⁹ (Ver figura 201 y tabla 108), que determina la fuerza de separación que experimentan las cuchillas. Se realiza de nuevo el proceso de cálculo del factor de seguridad (Ver tabla 109) en base a una dimensión estandarizada.

Figura 201. Mecánica del cizallamiento.



Fuente: SMIMOV, V. V. y TSELIKOV, A. I. *Trenes de laminación*. BILBAO: URMO, 1970 p98

Tabla 108. Cálculo de la fuerza axial.

Fuerza de separación			
$T = P * \tan \theta$			
Variables de entrada			
P	85800	N	Fuerza de corte
θ_p	15	°	Ángulo de la pieza a cortar
Variables de salida			
T	22990	N	Fuerza de separación

Fuente: Autores del proyecto.

¹⁹ SMIMOV, V. V. y TSELIKOV, A. I. *Trenes de laminación*. BILBAO: URMO, 1970 p98

Tabla 109. Cálculo de factores de seguridad para el pasador principal.

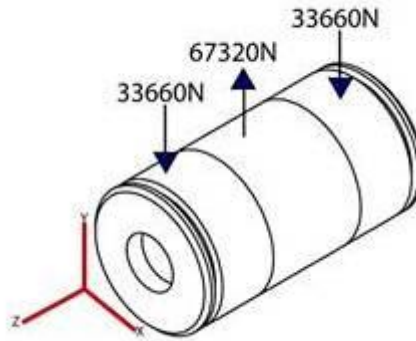
Factores de seguridad del pasador principal			
$\tau_1 = \frac{F_1}{A}$	$A = \frac{\pi * d^2}{4}$	$\sigma_{comb} = \frac{\sigma_{ax}}{2} + \sqrt{\left(\frac{\sigma_{ax}}{2}\right)^2 + 2 * \tau_1^2}$	
$\tau_2 = \frac{F_2}{A}$	$N_1 = \frac{0,5 * \sigma_{adm}}{\tau_1}$	$N_{comb} = \frac{\sigma_{adm}}{\sigma_{comb}}$	
$\sigma_{ax} = \frac{F_3}{A}$	$N_2 = \frac{0,5 * \sigma_{adm}}{\tau_2}$		
Variables de entrada			
σ_{adm}	7,85E+08	Pa	Resistencia a la fluencia de los pernos M8
F_1	143498	N	Fuerza en dirección del eje X
F_2	34692	N	Fuerza en dirección del eje Y
F_3	22990	N	Fuerza en dirección del eje Z
d	0,02858	m	Diámetro del pasador
A	0,00064	m ²	Sección transversal del pasador
τ_1	2,24E+08	Pa	Esfuerzo cortante en dirección del eje X
τ_2	5,41E+07	Pa	Esfuerzo cortante en dirección del eje Y
σ_{ax}	3,58E+07	Pa	Esfuerzo de tracción en el eje Z
σ_{com}	3,35E+08	Pa	Esfuerzo combinado
Variables de salida			
N_1	1,75		Factor de seguridad por corte
N_2	11,63		Factor de seguridad por corte
N_{com}	2,34		Factor de seguridad por carga combinada

Fuente: Autores del proyecto.

En este caso no se someterán a simulación los pasadores, pues se trata de tornillos comerciales grado 8, los cuales serán adquiridos de un proveedor especializado. Para la comparación con el equipo, basta con los factores de seguridad calculados por éste método.

- **Diseño del pasador de la biela.** En la figura 202 se observan las cargas de corte a las que está sujeto, las cuales fueron obtenidas también gracias al análisis cinemático. Los cálculos se realizaron en base a un diámetro normalizado de $\frac{3}{4}$ " (Ver tabla 110) .

Figura 202. Cargas en el pasador de la biela.



Fuente: Autores del proyecto.

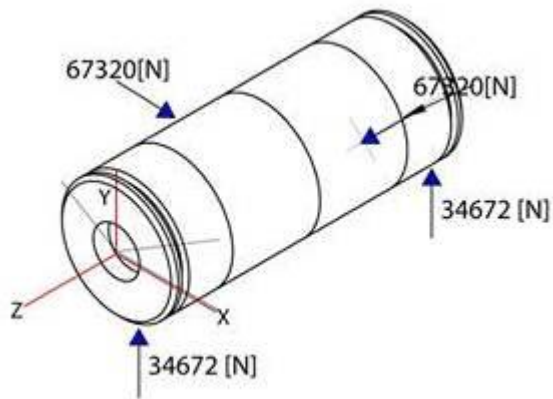
Tabla 110. Cálculo de factores de seguridad para el pasador de las bielas.

Factores de seguridad para el pasador de las bielas			
$\tau = \frac{F}{2A} = \frac{2F}{\pi d^2}$		$N = \frac{0,5 * \sigma_{adm}}{\tau}$	
Variables de entrada			
F	67320	N	Fuerza de corte en el perno
τ	1,18E+08	Pa	Esfuerzo de corte
σ_{adm}	7,85E+08	Pa	Resistencia a la fluencia del M8
d	0,01905	m	Área del pasador
A	0,0002850	m ²	Diámetro del pasador
Variables de salida			
N	3,32		Factor de seguridad

Fuente: Autores del proyecto.

- Diseño del pasador medio.** En la figura 203, se pueden ver las cargas a las que está sometido este pasador y en la tabla 111 se encuentran los cálculos de los factores de seguridad para las dimensiones normalizadas con diámetro de 3/4" (Ver anexo L, plano 02-01-10). En el caso de éste último pasador, no se puede utilizar un tornillo comercial por falta de espacio para su instalación, por lo que se fabricará un pasador en acero SAE 4340 Bonificado (Ver anexo J).

Figura 203. Cargas en el pasador medio.



Fuente: Autores del proyecto.

Tabla 111. Cálculo del factor de seguridad para el pasador medio.

Factores de seguridad para el pasador medio			
$\tau_1 = \frac{2F_1}{\pi d^2}$		$\tau_2 = \frac{2F_2}{\pi d^2}$	
$N = \frac{0,5 * \sigma_{adm}}{\tau}$			
Variables de entrada			
F_1	57704	N	Fuerza en dirección del eje X
F_2	34672	N	Fuerza en dirección del eje Y
σ_{adm}	7,85E+08	Pa	Resistencia a la fluencia del 4340
d	0,01905	m	Diámetro del pasador
τ_1	1,01E+08	Pa	Esfuerzo cortante en dirección del eje X
τ_2	6,08E+07	Pa	Esfuerzo cortante en dirección del eje Y
Variables de salida			
N_1	3,88		Factor de seguridad para la fuerza 1
N_2	6,45		Factor de seguridad para la fuerza 2

Fuente: Autores del proyecto.

7.4.1.2 Diseño de las bielas para carga estática. Las bielas están fabricadas en acero SAE 1045 templado en agua y revenido a 320°C y se utiliza la resistencia a la fluencia con un factor de seguridad de 3 para encontrar el valor del área de sección del elemento (ver tablas 112 y 113).

Con los cálculos realizados, se obtiene un área crítica definida por la carga de tensión de 0,341 in². La biela se diseñó con un área de sección de 0,64 in² (Ver anexo L, plano 02-01-08), la cual corresponde al área resistente de los apoyos (ver figura 204).

Tabla 112. Análisis de falla de la biela por tensión.

Análisis de falla a tensión			
$\sigma_{Tensión} = \frac{F_{tensión}}{A_{ct}}$		$N = \frac{S_y}{\sigma_{Tensión}}$	
Variables de entrada			
$\sigma_{Tensión}$	38000	PSI	Esfuerzo de tensión
N	3		Factor de seguridad
S_y	114000	PSI	Resistencia a la fluencia del material
$F_{tensión}$	12974	lbf	Fuerza de tensión en la biela
Variables de Salida			
A_{ct}	0,341	in ²	Area crítica de tensión

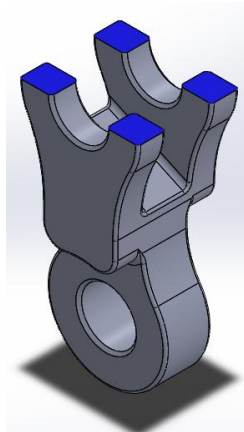
Fuente: Autores del proyecto.

Tabla 113. Análisis de falla de la biela por compresión.

Análisis de falla a compresión			
$\sigma_{comp} = \frac{F_{comp}}{A_{cc}}$		$N = \frac{S_u}{\sigma_{comp}}$	
Variables de entrada			
σ_{comp}	49989,6667	PSI	Esfuerzo de compresión
N	3		Factor de seguridad
S_u	149969	PSI	Resistencia a la fluencia del material
F_{comp}	15097	lbf	Fuerza de compresión en la biela
Variables de Salida			
A_{cc}	0,302	in ²	Area crítica de compresión

Fuente: Autores del proyecto.

Figura 204. Sección el eslabón resistente a la tensión.



Fuente: Autores del proyecto.

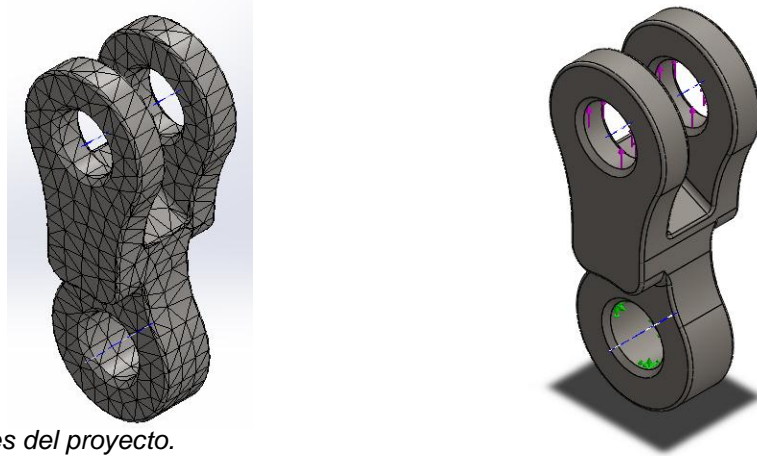
- **Estudio de la biela a tensión.** Se cargan las propiedades, se aplican al modelo, se crea una malla adecuada y se realiza el estudio (Ver tabla 114 y figura 205).

Tabla 114. Condiciones del estudio, biela a tensión.

Propiedades del material	Nombre: 1045 templado y revenido a 320 Tipo de modelo: Isotrópico elástico lineal Límite elástico: 7.86e+008 N/m ² Límite de tracción: 1.034e+009 N/m ² Módulo elástico: 2.05e+011 N/m ² Coeficiente de Poisson: 0.29 Densidad: 7850 kg/m ³ Módulo cortante: 8e+010 N/m ²
Detalles de la malla	Número total de nodos: 7825 Número total de elementos: 4514

Fuente: Autores del proyecto.

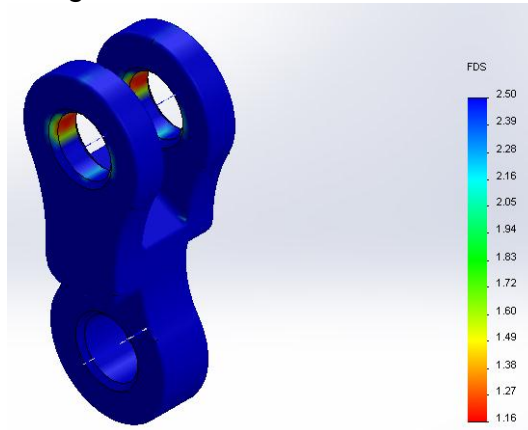
Figura 205. Malla y ubicación de cargas y apoyos, biela a tensión.



Fuente: Autores del proyecto.

Finalmente, el estudio arroja un factor de seguridad mínimo igual a 1,16 (Ver figura 206).

Figura 206. Factores de seguridad de la biela a tensión.



Fuente: Autores del proyecto.

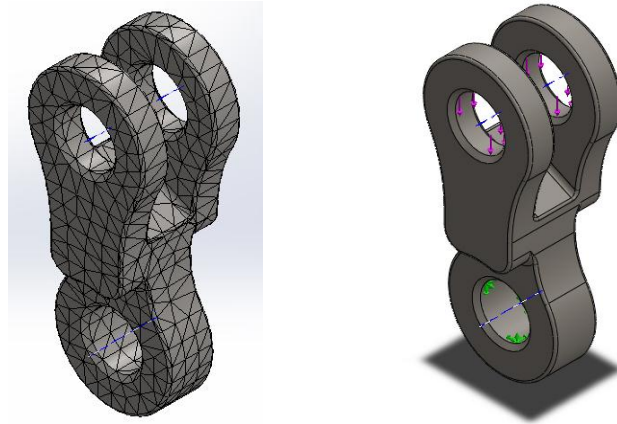
- **Estudio de la biela a compresión.** Se cambia la carga y se repite el proceso (Ver tabla 115 y figura 207).

Tabla 115. Condiciones del estudio, biela a compresión.

Detalles de la malla	Número total de nodos: 7887 Número total de elementos: 4531
----------------------	--

Fuente: Autores del proyecto.

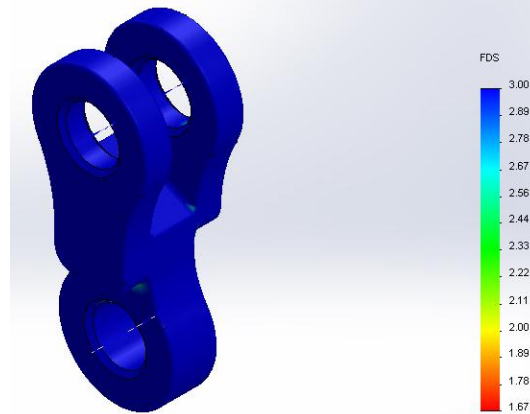
Figura 207. Malla y ubicación de cargas y apoyos, biela a compresión.



Fuente: Autores del proyecto.

Finalmente, el estudio arroja un factor de seguridad igual a 1,67 (Ver figura 208).

Figura 208. Factores de seguridad de la biela a compresión.



Fuente: Autores del proyecto.

7.4.1.3 Diseño del empalme para carga estática. Para desarrollar el diseño, se plantean las ecuaciones y se asigna un factor de seguridad igual a 3 para determinar la sección mínima de la pieza. El empalme también está hecho de acero SAE 1045 templado en agua y revenido a 320°C (Ver tablas 116 y 117).

Tabla 116. Análisis de falla del empalme por tensión.

Análisis de falla a tensión			
$\sigma_{Tensión} = \frac{F_{tensión}}{A_{ct}}$		$N = \frac{S_y}{\sigma_{Tensión}}$	
Variables de entrada			
$\sigma_{Tensión}$	38000	PSI	Esfuerzo de tensión en el empalme
N	3		Factor de seguridad
S_y	114000	PSI	Resistencia a la fluencia del material
$F_{tensión}$	13364	lbf	Fuerza de tensión
Variables de Salida			
A_{ct}	0,352	Pulg^2	Area crítica de tensión

Fuente: Autores del proyecto.

Tabla 117. Análisis de falla del empalme por compresión.

Análisis de falla a compresión			
$\sigma_{comp} = \frac{F_{comp}}{A_{cc}}$		$N = \frac{S_u}{\sigma_{comp}}$	
Variables de entrada			
σ_{comp}	49989,67	PSI	Esfuerzo de tensión en el empalme
N	3		Factor de seguridad
S_u	149969	PSI	Resistencia a la fluencia del material
F_{comp}	15551	lbf	Fuerza de compresión
Variables de Salida			
A_{cc}	0,311	Pulg^2	Area crítica de compresión

Fuente: Autores del proyecto.

Al igual que con las bielas, la sección crítica se determina por el esfuerzo a tensión. El siguiente paso será modelar un empalme que cumpla con la sección requerida de 0.352 in^2 y ponerlo a prueba con la herramienta Solidworks Simulation para verificar los cálculos (Ver anexo L, plano 02-01-09).

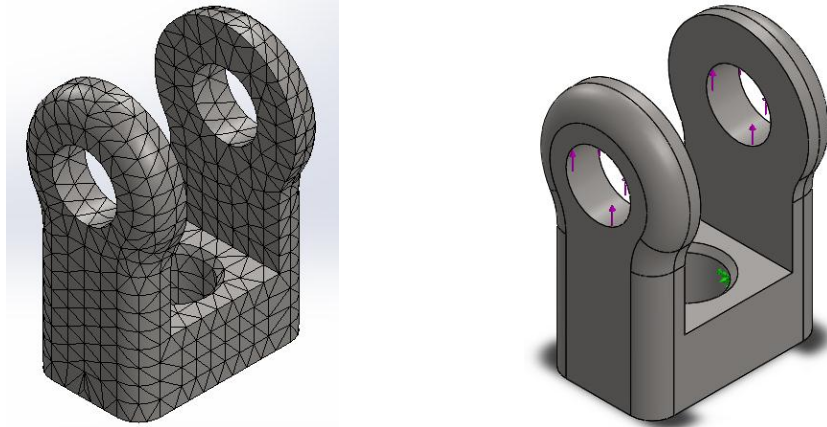
- **Estudio del empalme a tensión.** Una vez creado el modelo y ajustado al requisito de la sección, se cargan las propiedades y se ejecuta el estudio (Ver tabla 118 y figura 209).

Tabla 118. Condiciones del estudio, empalme a tensión.

Detalles de la malla	Número total de nodos: 6795 Número total de elementos: 3866
----------------------	--

Fuente: Autores del proyecto.

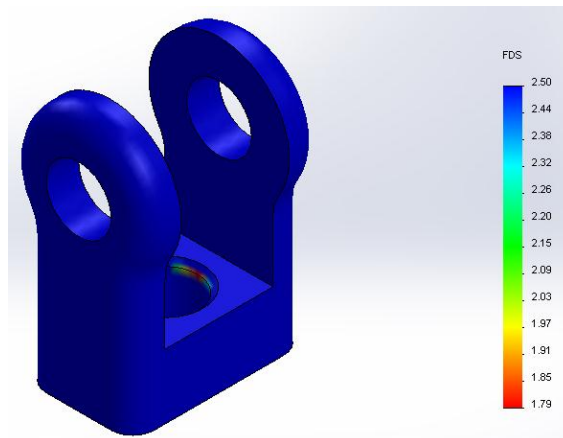
Figura 209. Malla y ubicación de cargas y apoyos, empalme a tensión.



Fuente: Autores del proyecto.

Al ejecutar el estudio se obtiene entonces un factor de seguridad mínimo igual 1,79 (Ver figura 210).

Figura 210. Factores de seguridad del empalme a tensión.



Fuente: Autores del proyecto.

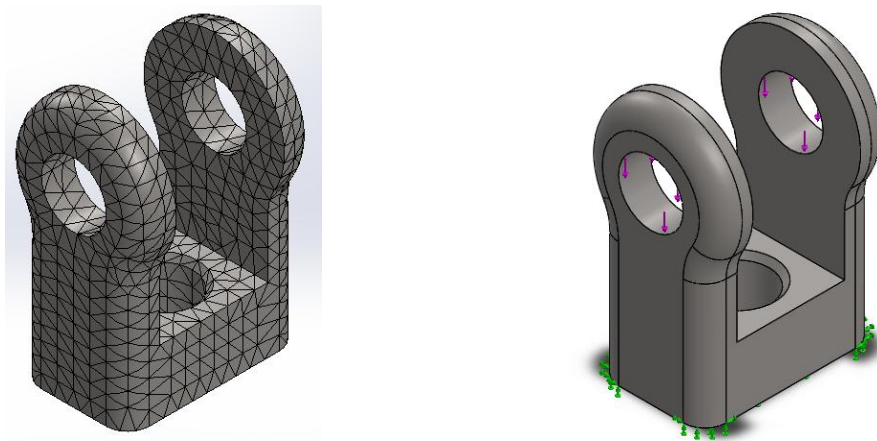
- **Estudio del empalme a compresión.** Ahora se reemplazan las cargas y se ejecuta de nuevo el estudio (Ver tabla 119 y figura 211).

Tabla 119. Condiciones del estudio, empalme a compresión.

Detalles de la malla	Número total de nodos: 7632 Número total de elementos: 4379
----------------------	--

Fuente: Autores del proyecto.

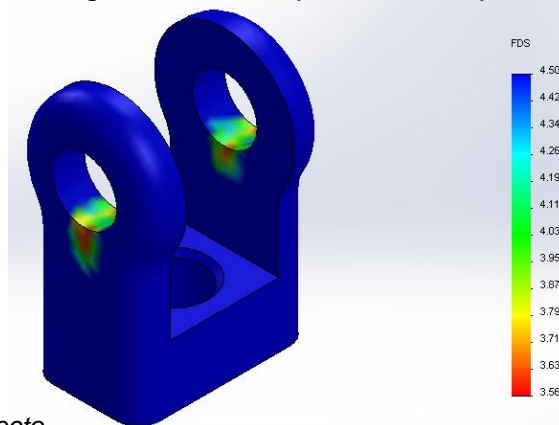
Figura 211. Malla y ubicación de cargas y apoyos, empalme a compresión.



Fuente: Autores del proyecto.

Finalmente se obtiene un factor de seguridad mínimo a compresión de 3,56 (Ver figura 212).

Figura 212. Factores de seguridad del empalme a compresión.



Fuente: Autores del proyecto.

7.4.2 Diseño del actuador hidráulico. En base al diseño que ya se estableció para el equipo, se modificó la geometría; por lo que será necesario recalcular los factores de seguridad.

7.4.2.1 Diseño de la camisa del actuador. Este elemento sería fabricado a partir de una tubería fabricada específicamente para la construcción de actuadores, de diámetro externo de 3 ½ pulgadas y diámetro interno de 3 pulgadas. El material de la tubería es acero SAE 1045 laminado en caliente.

La presión de trabajo se estableció entonces en 2200 PSI. Lo primero será determinar, al igual que con el equipo, si se trata de un cilindro de pared gruesa o delgada en base al criterio del libro de Hamrock²⁰ (Ver tabla 120).

Tabla 120. Tipo de cilindro.

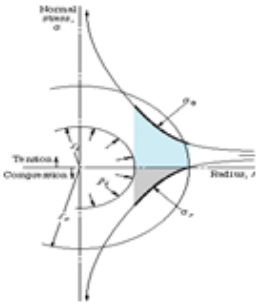
Determinación del tipo de cilindro			
$\frac{d_i}{t_h} = Relación$ Si Relación >40 cilindro de pared delgada Si Relación <40 Cilindro de pared gruesa			
Variables de entrada			
d_i	76,2	mm	Diámetro interno del cilindro
t_h	6,35	mm	Espesor de la tubería
Variables de salida			
Relación	12,00		Relación de pared

Fuente: Autores del proyecto.

Se realiza entonces el análisis para cilindros de pared gruesa (Ver tabla 121).

²⁰ HAMROCK, Bernard J.; JACOBSON, Bo O. y SCHMID, Steven R. Elementos de máquinas. Mexico: Mc Graw Hill, 2000. p. 390-395.

Tabla 121. Esfuerzos en la camisa del actuador.

Cálculo de esfuerzos en la camisa			
$\sigma_{\theta, \text{máx}} = p_i \left(\frac{r_0^2 + r_i^2}{r_0^2 - r_i^2} \right)$		$\sigma_a = \left(\frac{r_i^2 * p_i}{r_0^2 - r_i^2} \right)$	
$\sigma_{r, \text{máx}} = -p_i$			
			
Variables de entrada			
p_i	1,52E+07	Pa	Presión interna de la camisa
r_0	0,04445	m	Radio externo de la camisa
r_i	0,04048125	m	Radio interno de la camisa
Variables de salida			
$\sigma_{r \text{max}}$	-1,52E+07	Pa	Esfuerzo radial
$\sigma_{\theta \text{max}}$	1,63E+08	Pa	Esfuerzo tangencial
σ_a	7,37E+07	Pa	Esfuerzo axial

Fuente: Autores del proyecto.

Con los esfuerzos ya calculados, se usa el criterio de la energía de distorsión, también llamada el criterio de Von Misses (Ver tabla 122).

Tabla 122. Criterio de Von Mises para el factor de seguridad.

Análisis de falla estática de la camisa			
$\sigma_e = \frac{1}{\sqrt{2}} [(\sigma_2 - \sigma_1)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2 + (\sigma_3 - \sigma_2)^2]^{\frac{1}{2}}$		$N \geq \frac{S_y}{\sigma_e}$	
$\sigma_1 > \sigma_2 > \sigma_3$			
Variables de entrada			
$\sigma_{r \text{max}}$	-1,52E+07	Pa	σ_r , Esfuerzo radial
$\sigma_{\theta \text{max}}$	1,63E+08	Pa	σ_θ , Esfuerzo tangencial
σ_a	7,37E+07	Pa	σ_a , Esfuerzo axial
S_y	4,13E+08	Pa	Resistencia a la fluencia SAE 1045
σ_e	1,54E+08	Pa	Esfuerzo de Von Misses
Variables de Salida			
N	2,68		Factor de seguridad

Fuente: Autores del proyecto.

Ahora que se ha verificado que el espesor de la camisa es correcto, se calcula de nuevo la longitud de la rosca de las tapas. Se seleccionó una rosca unificada fina de 12 hilos por pulgada (UNF12). El análisis de arranque de la rosca se hizo usando la ecuación 18-14 del libro de Mott²¹ (Ver tabla 123).

Tabla 123. Cálculo de Longitud mínima de la rosca.

Análisis de resistencia al arranque de la rosca (Materiales iguales)			
$L_e = \frac{4 * A_{tb}}{\pi * PD_{nom}}$			
Variables de entrada			
A_{tb}	1,241	pulg ²	Área del perno para esfuerzo de tensión
PD_{nom}	3,161	pulg	Diámetro de paso mínimo de las roscas del perno
Variables de Salida			
L_e	0,50	pulg	Longitud necesaria de la rosca
L_e	12,70	mm	Longitud necesaria de la rosca en mm

Fuente: Autores del proyecto.

Con la geometría definida (ver anexo L, plano 02-01-03), se usa la herramienta Solidworks Simulation para verificar los factores de seguridad (Ver tabla 124 y figura 213).

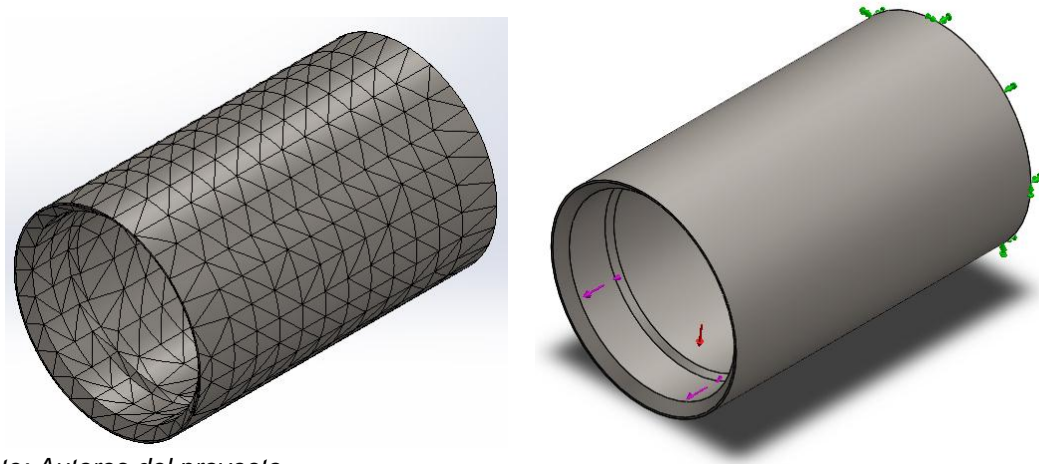
Tabla 124. Condiciones del estudio, camisa roscada.

Propiedades del material	Nombre: 1045 Tipo de modelo: Isotrópico elástico lineal Límite elástico: 4.13e+008 N/m ² Límite de tracción: 6.55e+008 N/m ² Módulo elástico: 2.05e+011 N/m ² Coeficiente de Poisson: 0.29 Densidad: 7850 kg/m ³ Módulo cortante: 8e+010 N/m ²
Detalles de la malla	Número total de nodos: 4792 Número total de elementos: 2408

Fuente: Autores del proyecto.

²¹ MOTT, Robert L. Diseño de elementos de máquinas. 4ed. MEXICO: PEARSON EDUCACION, 2006.p. 723-724.

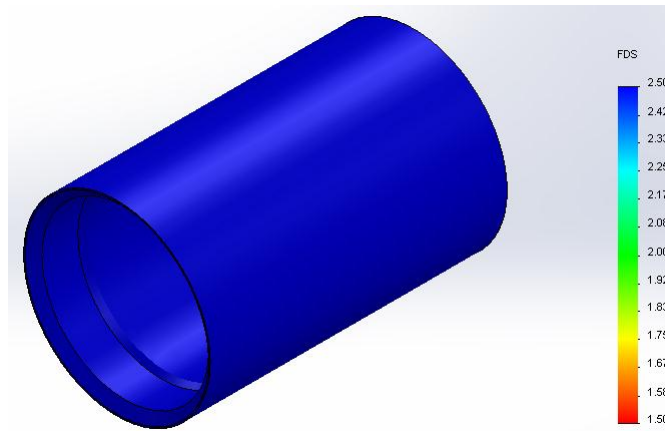
Figura 213. Malla y ubicación de cargas y apoyos, camisa roscada.



Fuente: Autores del proyecto.

Se obtiene entonces un factor de seguridad mínimo de 1,5 (Ver figura 214).

Figura 214. Factores de seguridad de la camisa.



Fuente: Autores del proyecto.

7.4.2.2 Diseño del vástago. En el vástago la falla por carga estática, puede ser por tracción o por pandeo de columna a compresión. A continuación se analizarán estos dos casos.

- **Análisis por pandeo de columna.** El vástago se ve sujeto a carga de compresión cuando se somete a la operación de corte. Se encuentra entonces el

dato de la carga de compresión, multiplicando la presión del aceite por el área del pistón. Teniendo la presión del sistema de 2200 PSI y un diámetro de 3 pulgadas lo anterior permitirá hallar un factor de seguridad que verifique la correcta elección de estas dimensiones.

Inicialmente se deben hallar los datos que permitan definir si la columna es corta o larga bajo el criterio tomado del libro de Mott²² (Ver tabla 125).

Tabla 125. Propiedades de la sección transversal de la columna.

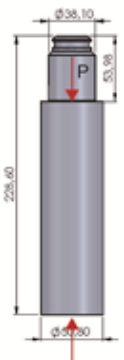
Propiedades de la sección transversal de la columna			
$r = \frac{D}{4}$ $L_e = KL$ $R_e = \frac{L_e}{r}$ $C_C = \sqrt{2\pi^2 \frac{E}{S_y}}$			
Variables de entrada			
D	1,125	Pulg	Diámetro asumido del vástago
L	6	Pulg	Longitud del vástago
E	2,40E+07	Psi	Módulo de elasticidad del acero
K	0,50		Constante para extremos fijos
S_y	59900	Psi	Resistencia a la fluencia del material
r	0,28125	Pulg	Radio de giro
L_e	3	Pulg	Longitud efectiva
Variables de salida			
R_e	10,67		Relación de esbeltez
C_C	88,93		Constante de columna

Fuente: Autores del proyecto.

Según el autor Mott, la columna es larga si $Re > Cc$ y corta si $Cc > Re$; entonces, se puede ver que en este caso la constante de columna es mucho mayor que la relación de esbeltez haciendo que la columna deba ser analizada como columna corta; para esto se utilizará la ecuación J.B Jhonson de la sección 6,7 del libro de Mott para hallar la carga crítica de pandeo (Ver tabla 126).

²² Id. p. 229-256.

Tabla 126. Análisis de pandeo del vástago.

Análisis por Columna corta			
$P_{cr} = A * S_y * \left[1 - \frac{S_y \left(\frac{K * L}{r} \right)^2}{4\pi^2 E} \right]$		Ecuación de J.B.	
$A = \frac{\pi * d^2}{4}$		$P_{real} = 2200 * A_p$	
$N = \frac{P_{cr}}{P_{real}}$			
Variables de entrada			
d	1,125	Pulg	Diámetros del vástago
A	0,99	Pulg ²	Área del vástago
A_p	7,069	Pulg ²	Área del pistón
S_y	59900	PSI	Resistencia a la fluencia
K	0,5		Constante para extremos fijos
L	6	Pulg	Longitud de la columna
r	0,5	Pulg	Radio de giro
E	2,40E+07	Psi	Módulo de elasticidad del SAE 1045
P_{real}	15551	lb	Carga de compresión
P_{cr}	5,94E+04	lb	Carga crítica de pandeo
Variables de salida			
N	3,82		Factor de seguridad

Fuente: Autores del proyecto.

- Análisis del vástago a tensión.** Ahora se analiza el esfuerzo del vástago durante la operación de apertura, en la cual trabaja a tensión. El procedimiento del estudio consiste en establecer un factor de seguridad mínimo de 2,5 y calcular el área que garantiza dicho factor (Ver tabla 127). Las cargas serán transmitidas al vástago por medio de las roscas maquinadas en los extremos del mismo. Se halla entonces la resistencia al arranque de las roscas utilizando la ecuación del de Mott en la sección 18 ecuación 18-14²³ para hallar la longitud de la rosca necesaria para que no halla falla por desgarre (ver tablas 128 y 129).

²³ Id. p. 723-724

Tabla 127. Cálculo del diámetro del vástago para falla por tracción.

Vástago de cilindro Análisis por tracción			
$A = \frac{P_T}{\sigma_{adm}} \quad \sigma_{adm} = \frac{S_y}{N} \quad A = \pi \frac{D^2}{4}$ $P_T = 3500 * \pi \left(\frac{4,5^2 - 2^2}{4} \right)$			
Variables de entrada			
P_T	13364	Lb	Carga de tracción aplicada
N	2,50		Factor de seguridad
S_y	59900	PSI	Resistencia a la fluencia
Variables de salida			
A	0,558	Pulg ²	Area del vástago
D	0,843	Pulg	Diámetro del vástago

Fuente: Autores del proyecto.

Tabla 128. Cálculo de Longitud mínima de la rosca con el pistón.

Análisis de resistencia al arranque de la rosca (Materiales iguales)			
$L_e = \frac{4 * A_{tb}}{\pi * PD_{nom}}$ $PD_{nom} = Dn - 2 * 0,25 * h_t$ $h_t = 0,866 * p \quad p = \frac{1}{n}$			
Variables de entrada			
A_{tb}	0,509	Pulg ²	Área de la sección transversal de la rosca
Dn	0,875	Pulg	Diámetro nominal
n	12		Hilos por pulgada
p	0,083	Pulg	Paso diametral
h_t	0,072	Pulg	Altura del hilo
PD_{nom}	0,839	Pulg	Diámetro de paso nominal
Variables de salida			
L_e	0,77	Pulg	Longitud de la rosca

Fuente: Autores del proyecto.

Tabla 129. Cálculo de Longitud mínima de la rosca con el empalme.

Análisis de resistencia al arranque de la rosca (Perno más fuerte)			
$L_e = \frac{S_{utb} * 2 * A_{tb}}{S_{utN} * \pi * OD_N * (0,5 + 0,57735 * n * (OD_N - PD_{Nmax}))}$			
$PD_{Nmax} = Dn - 2 * 0,25 * h_t$			
$h_t = 0,866 * p \quad p = \frac{1}{n}$			
Variables de entrada			
A_{tb}	0,373	Pulg^2	Sección transversal de la rosca (Empalme)
Dn	0,75	Pulg	Diámetro nominal
n	16	Pulg^-1	Hilos por pulgada
p	0,063	Pulg	Paso diametral
h_t	0,054	Pulg	Altura del hilo
PD_{Nmax}	0,723	Pulg	Diámetro de paso máximo
OD_N	0,75	Pulg	Diámetro externo máximo del tornillo
S_{utb}	150000	PSI	Resistencia última del perno (M8)
S_{utN}	95000	PSI	Resistencia última de la tuerca (1045)
Variables de salida			
L_e	0,67	Pulg	Longitud de la rosca

Fuente: Autores del proyecto.

Se usó la ecuación para diferentes materiales que ofrece el autor Mott, pues el empalme se unirá con un tornillo grado 8 al vástago de acero SAE 1045 cromado.

Se usará entonces el vástago con un diámetro externo de 1,125 pulgadas, una rosca hembra de 0,75 pulgadas de diámetro por 0,75 pulgadas de longitud y una rosca macho de 0,875 pulgadas por 1,75 de longitud para garantizar todas las áreas y longitudes calculadas (Ver anexo L, plano 02-01-07). De forma normalizada las roscas serán:

- Para empalme: Rosca hembra 0,75 – UNC x 0,75.
- Para el pistón: Rosca macho 0,875 – UNC x 1,75.

Ahora se usará la herramienta Solidworks Simulation para verificar también los cálculos. Se requerirán entonces dos estudios, uno para el pandeo y el otro para la carga a tensión.

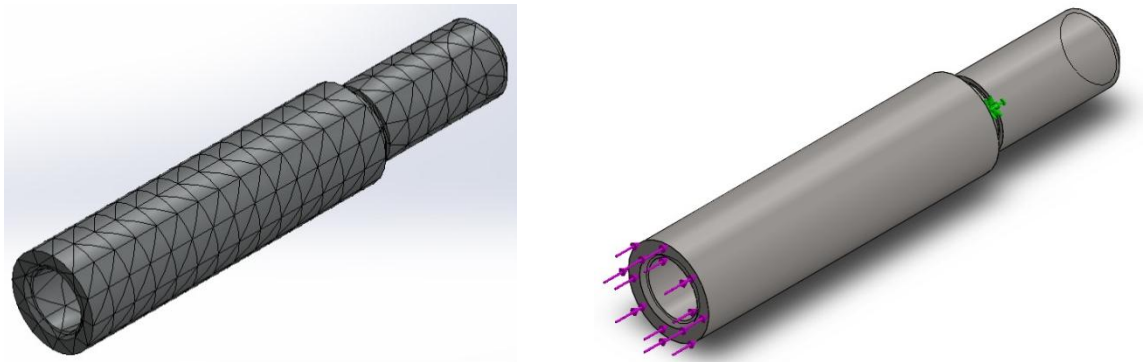
- **Estudio de pandeo del vástago.** Se usa el módulo para pandeo de columnas, se cargan los datos y se ejecuta (Ver tabla 130 y figura 215).

Tabla 130. Condiciones del estudio, vástago por pandeo.

Detalles de la malla	Número total de nodos: 3343 Número total de elementos: 1915
----------------------	--

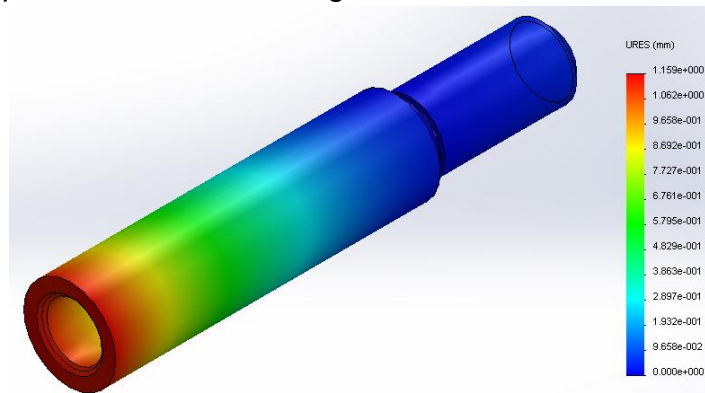
Fuente: Autores del proyecto.

Figura 215. Malla y ubicación de cargas y apoyos, vástago a compresión.



Fuente: Autores del proyecto.

Figura 216. Desplazamientos del vástago.



Fuente: Autores del proyecto.

Como se puede apreciar, el vástago no colapsa bajo los efectos de la carga, además de que experimenta un desplazamiento máximo de 1,15 mm. También se obtiene un factor de carga de 17,3 (Ver figura 216).

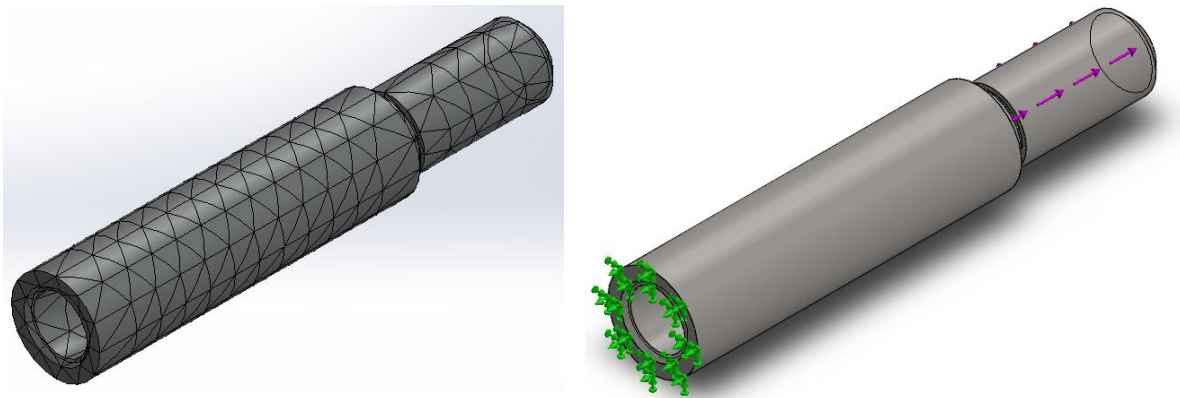
- **Estudio a tensión del vástago.** Se usa de nuevo el módulo de análisis estático, se cargan los datos y se ejecuta (Ver tabla 131 y figura 217).

Tabla 131. Condiciones del estudio, vástago a tensión.

Detalles de la malla	Número total de nodos: 3045 Número total de elementos: 1753
----------------------	--

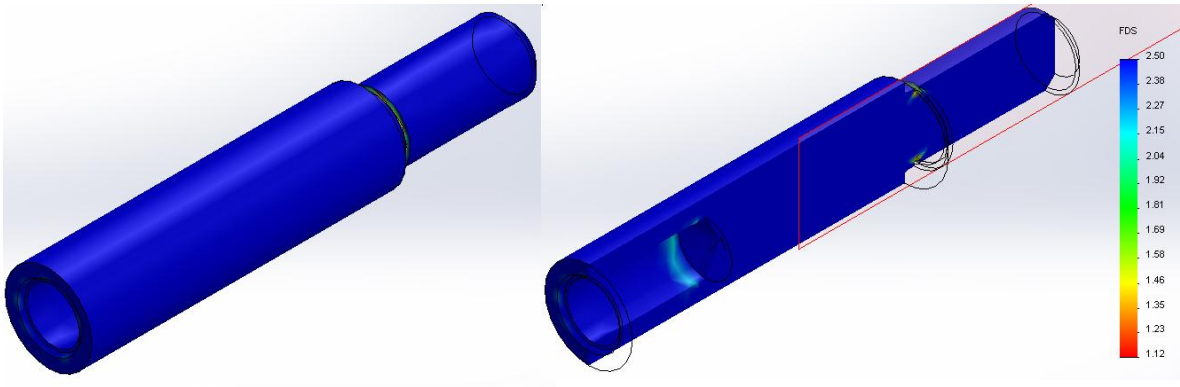
Fuente: Autores del proyecto.

Figura 217. Malla y ubicación de cargas y apoyos, vástago a tensión.



Fuente: Autores del proyecto.

Figura 218. Factores de seguridad del vástago a tensión.



Fuente: Autores del proyecto.

Al ejecutar el estudio se obtuvo un factor de seguridad mínimo de 1,1 ubicado en el cambio de sección del vástago. Se hizo un corte para poder apreciar mejor la distribución de los factores (Ver figura 218).

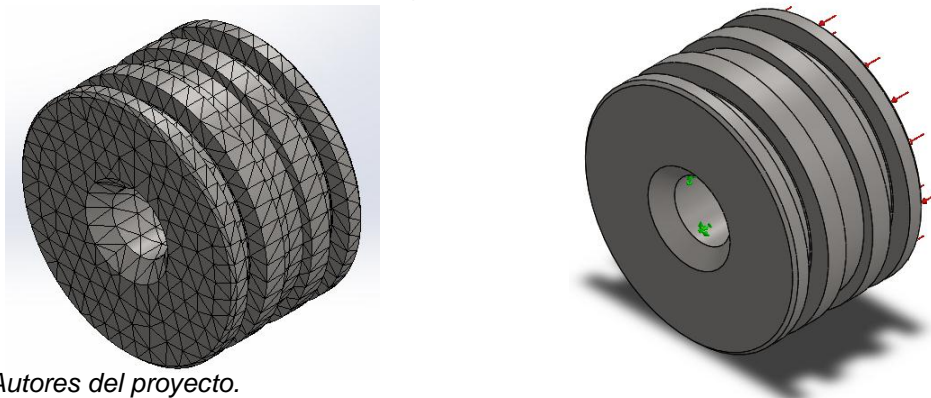
7.4.2.3 Diseño del pistón. De nuevo el pistón se diseñara en base al sistema de sellado y será evaluado con Solidworks Simulation (Ver tabla 132 y figura 219). El material es acero SAE 1045 laminado en caliente, igual que en la camisa (Ver anexo L, plano 01-02-06).

Tabla 132. Condiciones del estudio, pistón.

Detalles de la malla	Número total de nodos: 16548
	Número total de elementos: 10506

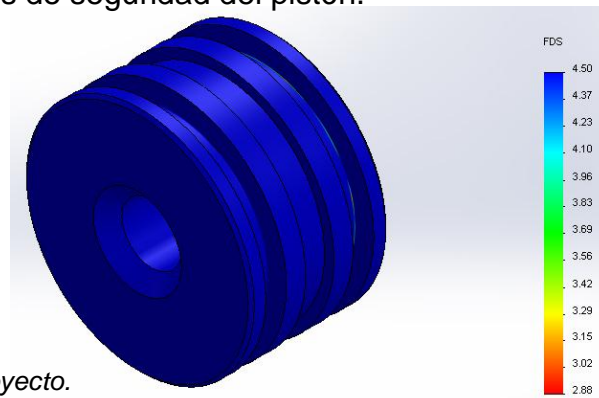
Fuente: Autores del proyecto.

Figura 219. Malla y ubicación de cargas y apoyos, pistón.



Fuente: Autores del proyecto.

Figura 220. Factores de seguridad del pistón.



Fuente: Autores del proyecto.

Al ejecutar el estudio se obtiene un factor de seguridad de 2,88 (Ver figura 220).

7.4.3 Diseño del bastidor para la herramienta. El diseño del bastidor de este modelo es exactamente el mismo que se creó para el equipo, por lo que no será necesario describir de nuevo el proceso de diseño conceptual.

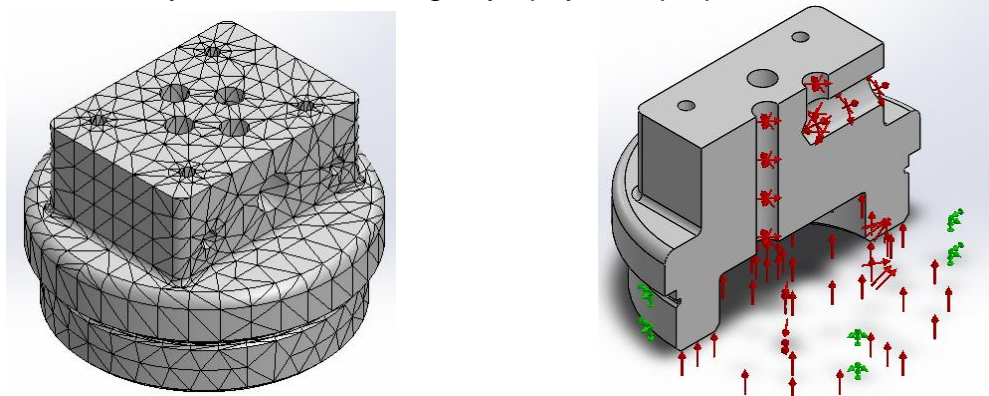
7.4.3.1 Diseño de la tapa del lado pistón. Ésta pieza fue sometida a un estudio de diseño estático, cargada solo con la presión del aceite. El material es el acero SAE 1045 laminado en caliente y la presión 2200 PSI (Ver tabla 133 y figura 221).

Tabla 133. Condiciones del estudio, tapa pistón.

Propiedades del material	Nombre: 1045 Tipo de modelo: Isotrópico elástico lineal Límite elástico: 4.13e+008 N/m ² Límite de tracción: 6.55e+008 N/m ² Módulo elástico: 2.05e+011 N/m ² Coeficiente de Poisson: 0.29 Densidad: 7850 kg/m ³ Módulo cortante: 8e+010 N/m ²
Detalles de la malla	Número total de nodos: 18534 Número total de elementos: 11950

Fuente: Autores del proyecto.

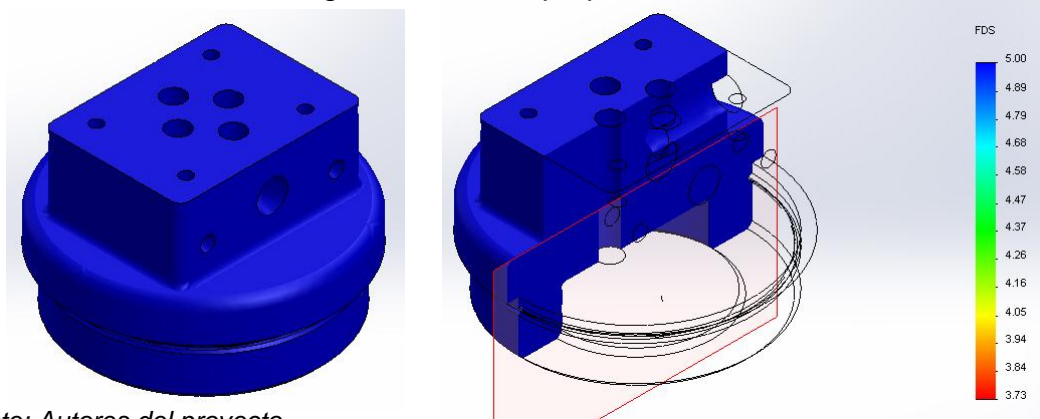
Figura 221. Malla y ubicación de cargas y apoyos, tapa pistón.



Fuente: Autores del proyecto.

Al ejecutar el estudio, se obtiene un factor de seguridad de 3,7 (Ver figura 222).

Figura 222. Factores de seguridad de la tapa pistón.



Fuente: Autores del proyecto.

Queda definida completamente la geometría de la tapa pistón (Ver anexo L, plano 02-01-04)

7.4.3.2 Diseño de la tapa del lado vástago. Ésta tapa se sometió también a tres estudios de diseño. El material y la presión son los mismos de la tapa pistón, SAE 1045 laminado en caliente y 2200 PSI (Ver anexo L, plano 02-01-02).

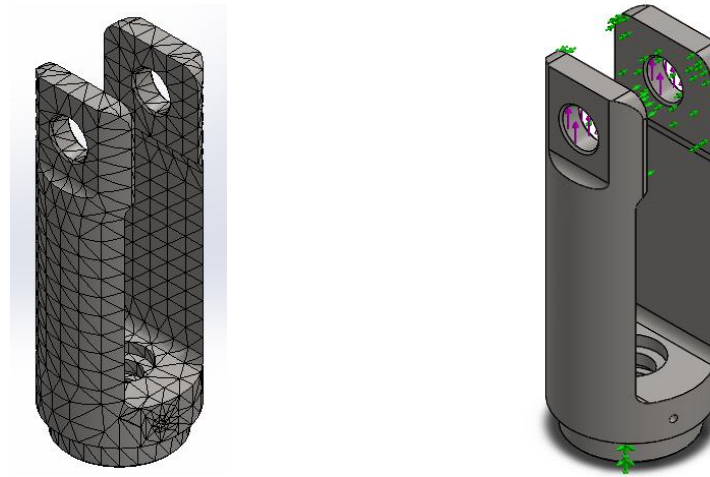
- Estudio de la tapa del lado vástago sometida a tensión por las cargas generadas en el corte (Ver tabla 134 y figura 223).

Tabla 134. Condiciones del estudio, tapa vástago a tensión.

Detalles de la malla	Número total de nodos: 8894 Número total de elementos: 5088
----------------------	--

Fuente: Autores del proyecto.

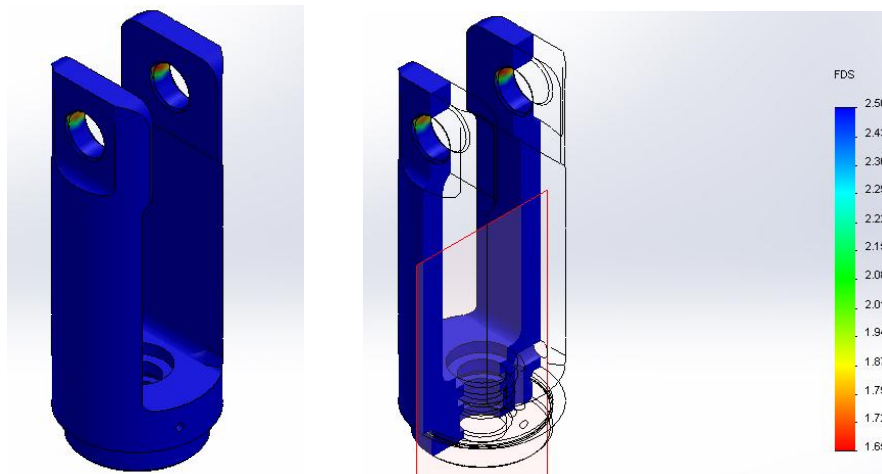
Figura 223. Malla y ubicación de cargas y apoyos, tapa vástago a tensión.



Fuente: Autores del proyecto.

Al ejecutar el estudio se obtuvo un factor de seguridad igual a 1,65 (Ver figura 224).

Figura 224. Factores de seguridad de la tapa vástago a tensión.



Fuente: Autores del proyecto.

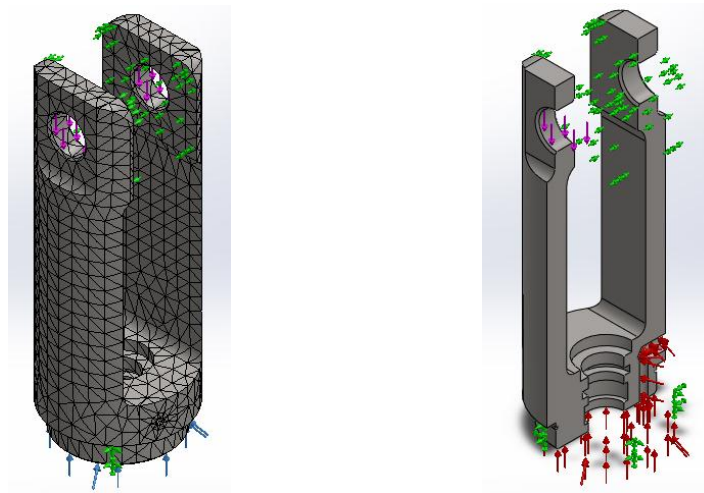
- Estudio de la tapa del lado vástago sometida a compresión por las cargas generadas en la apertura (Ver tabla 135 y figura 225).

Tabla 135. Condiciones del estudio, tapa vástago a compresión.

Detalles de la malla	Número total de nodos: 10492 Número total de elementos: 6091
----------------------	---

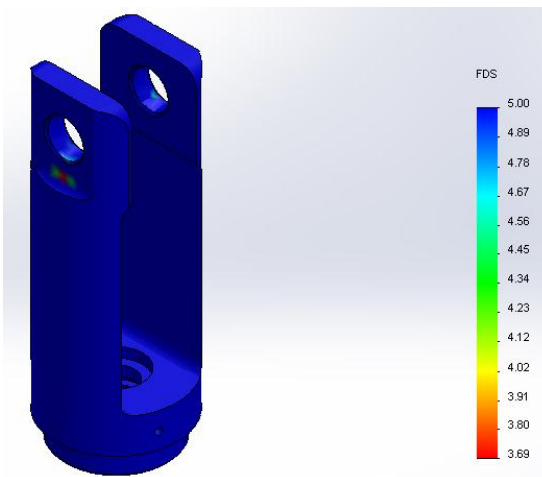
Fuente: Autores del proyecto.

Figura 225. Malla y ubicación de cargas y apoyos, tapa vástago a compresión.



Fuente: Autores del proyecto.

Figura 226. Factores de seguridad de la tapa vástago a compresión.



Fuente: Autores del proyecto.

Al ejecutar el estudio se obtuvo un factor de seguridad de 3,68 (Ver figura 226).

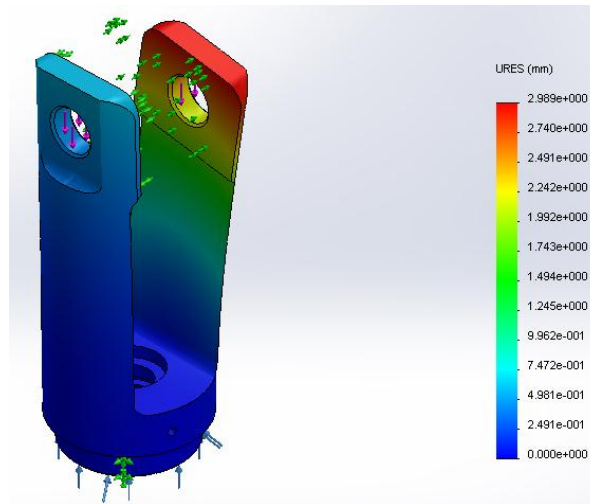
- Estudio de la tapa del lado vástago por pandeo (Ver tabla 136 y figura 227).

Tabla 136. Condiciones del estudio, tapa vástago a compresión.

Detalles de la malla	Número total de nodos: 14138 Número total de elementos: 8387
----------------------	---

Fuente: Autores del proyecto.

Figura 227. Desplazamientos de la tapa vástago.



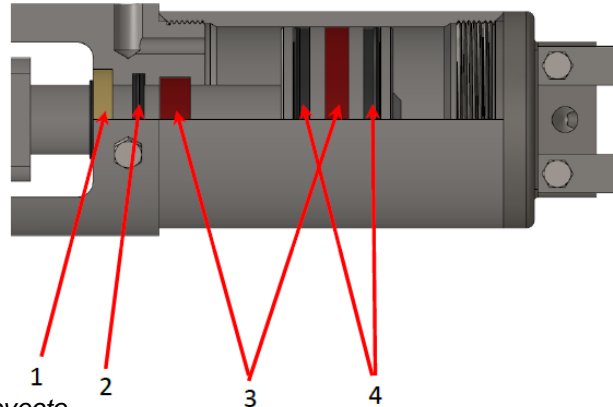
Fuente: Autores del proyecto.

Se obtuvo una deformación máxima de 2,98 mm y un factor de carga de 95,6.

7.4.3.3 Selección del sistema de sellado. De nuevo se seleccionan los sellos y accesorios que garantizaran el correcto funcionamiento del actuador, previniendo cualquier clase de fuga de aceite.

- **Sellos para uniones móviles.** El sistema de sellado del vástago se seleccionó de tal forma que contuviera los mismos elementos que el equipo, variando únicamente las dimensiones de los mismos (Ver figura 228).

Figura 228. Sellos y accesorios del pistón.



Fuente: Autores del proyecto.

El raspador (1) es un MCW-1125-H9B de SKF, el sello del vástago (2) es un polypack 187-01.125 de SKF, las correas (3) y los sellos del pistón (4) que son polypack 250-02.500 de SKF.

- **Sellos para uniones estáticas.** Se instalarán O-rings en los extremos de las roscas de forma que al ensamblar las tapas, estos serán aprisionados contra las caras de camisa y tapa formando un sello hermético, tal como se pensó para el equipo.

7.4.4 Diseño de las quijadas. Para el modelo se usará la versión 2 de las quijadas. No se construirá la versión 3 pues se incrementa el costo de fabricación teniendo en cuenta que el modelo solo se usará en operaciones de corte (Ver anexo L, plano 02-01-11).

Se realizaron cuatro estudios por medio de Solidworks Simulation, dos para la operación de corte y dos para la operación de apertura.

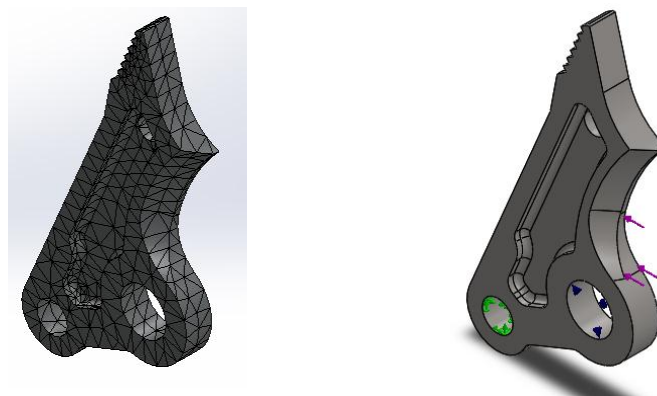
7.4.4.1 Estudio estático bajo cargas en operación de corte. Se toman los valores del estudio dinámico de la sección 7.2.4 y se cargan al programa. Las quijadas están hechas de acero SAE 1045 templado y revenido a 320°C (Ver tablas 137 y 138, ver figura 229 y 231).

Tabla 137. Condiciones del estudio 1, quijada.

<p>Propiedades del material</p>	<p>Nombre: 1045 templado y revenido a 320 Tipo de modelo: Isotrópico elástico lineal Límite elástico: $7.86e+008$ N/m² Límite de tracción: $1.034e+009$ N/m² Módulo elástico: $2.05e+011$ N/m² Coeficiente de Poisson: 0.29 Densidad: 7850 kg/m³ Módulo cortante: $8e+010$ N/m²</p>
<p>Detalles de la malla</p>	<p>Número total de nodos: 5252 Número total de elementos: 2963</p>

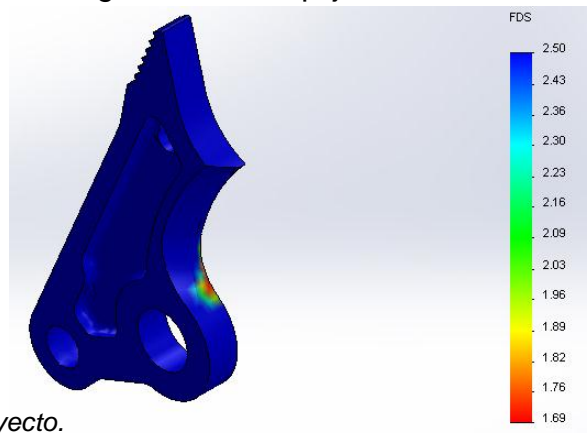
Fuente: Autores del proyecto.

Figura 229. Malla y ubicación de cargas y apoyos, quijada en estudio 1.



Fuente: Autores del proyecto.

Figura 230. Factores de seguridad de la quijada en estudio 1.



Fuente: Autores del proyecto.

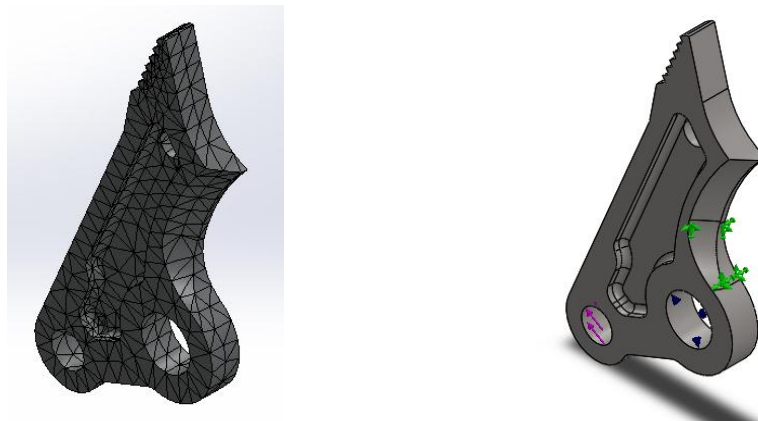
Al ejecutar el estudio, se obtuvo un factor de seguridad de 1,69 (Ver figura 230).

Tabla 138. Condiciones del estudio 2, quijada.

Detalles de la malla	Número total de nodos: 5232
	Número total de elementos: 2955

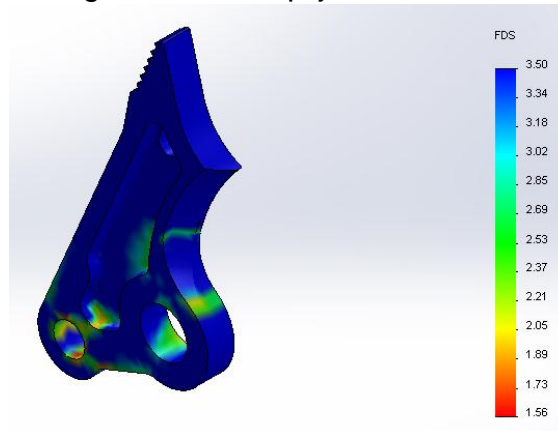
Fuente: Autores del proyecto.

Figura 231. Malla y ubicación de cargas y apoyos, quijada en estudio 2.



Fuente: Autores del proyecto.

Figura 232. Factores de seguridad de la quijada en estudio 2.



Fuente: Autores del proyecto.

Al ejecutar el estudio, se obtuvo un factor de seguridad de 1,56 (Ver figura 232).

7.4.4.2 Estudio estático bajo cargas en operación de apertura. Ahora se usarán los valores obtenidos en la operación de apertura consignados en la tabla 105 (Ver tablas 139 y 140, ver figura 233 y 235).

Tabla 139. Condiciones del estudio 3, quijada.

Detalles de la malla	Número total de nodos: 6140
	Número total de elementos: 3496

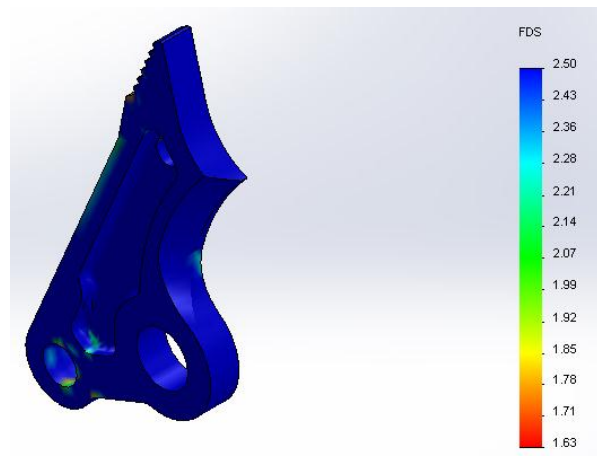
Fuente: Autores del proyecto.

Figura 233. Malla y ubicación de cargas y apoyos, quijada en estudio 3.



Fuente: Autores del proyecto.

Figura 234. Factores de seguridad de la quijada en estudio 3.



Fuente: Autores del proyecto.

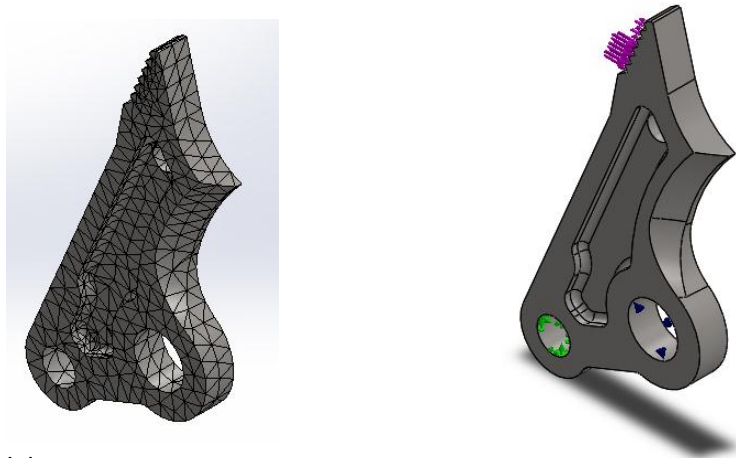
Al ejecutar el estudio, se obtuvo un factor de seguridad de 1,6 (Ver figura 234).

Tabla 140. Condiciones del estudio 4, quijada.

Detalles de la malla	Número total de nodos: 6140
	Número total de elementos: 3496

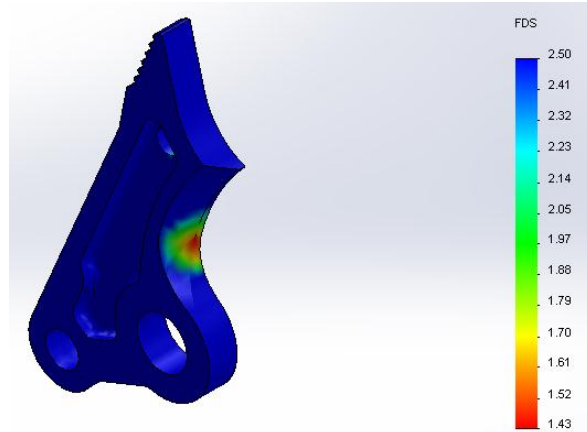
Fuente: Autores del proyecto.

Figura 235. Malla y ubicación de cargas y apoyos, quijada en estudio 4.



Fuente: Autores del proyecto.

Figura 236. Factores de seguridad de la quijada en estudio 4.



Fuente: Autores del proyecto.

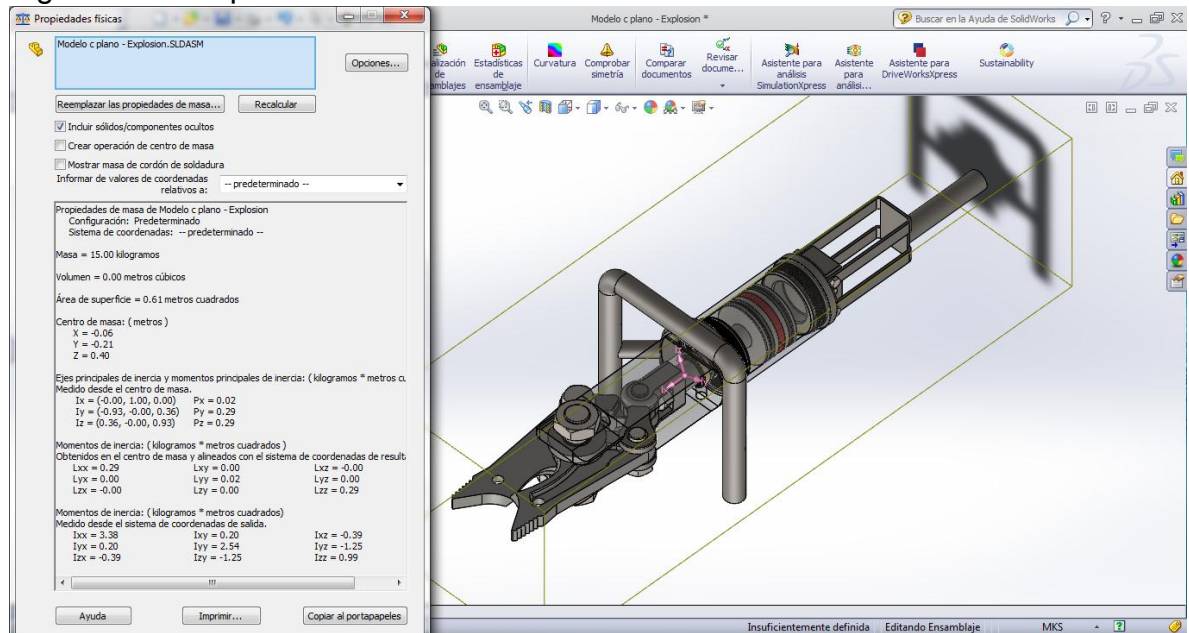
Al ejecutar el estudio, se obtuvo un factor de seguridad de 1,43 (Ver figura 236).

7.4.5 Diseño de otros elementos. Además de los elementos principales que ya fueron diseñados, el modelo posee también partes que pese a no ser tan primordiales, deben ser analizadas.

7.4.5.1 Diseño de los soportes de la herramienta. Tomando la misma teoría que se aplicó en el equipo, se cargaran los soportes con una fuerza equivalente al peso de la herramienta.

Se obtiene un peso estimado de 15 kg (Ver figura 237).

Figura 237. Propiedades de la herramienta.



Fuente: Autores del proyecto.

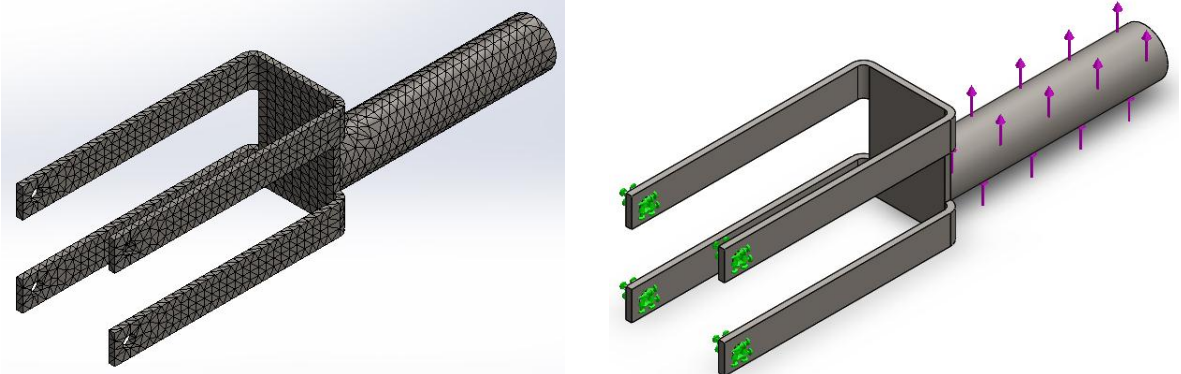
- **Estudio del soporte trasero.** Se fabricará en lámina de 1/8 de pulgada y tubería comercial de acero SAE 1020 (Ver tabla 141 y figura 238) (Ver anexo L, plano 02-01-05).

Tabla 141. Condiciones del estudio, soporte trasero.

<p>Propiedades del material</p>	<p>Nombre: AISI 1020 Acero laminado en frío Tipo de modelo: Isotrópico elástico lineal Límite elástico: $3.5e+008$ N/m² Límite de tracción: $4.2e+008$ N/m² Módulo elástico: $2.05e+011$ N/m² Coeficiente de Poisson: 0.29 Densidad: 7870 kg/m³ Módulo cortante: $8e+010$ N/m²</p>
<p>Detalles de la malla</p>	<p>Número total de nodos: 15816 Número total de elementos: 7790</p>

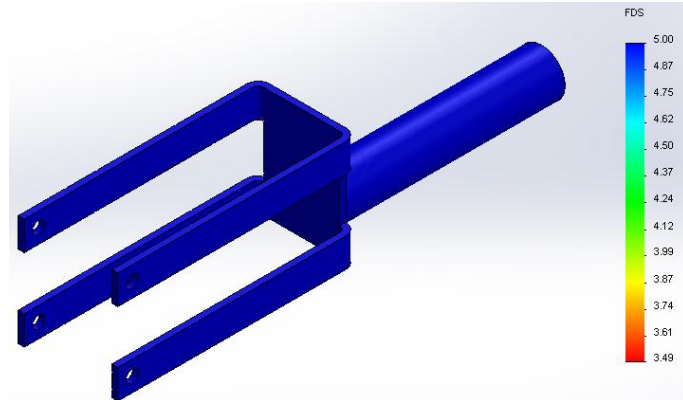
Fuente: Autores del proyecto.

Figura 238. Malla y ubicación de cargas y apoyos, soporte trasero.



Fuente: Autores del proyecto.

Figura 239. Factores de seguridad del soporte trasero.



Fuente: Autores del proyecto.

Usando una fuerza de 147 N (15 kgf) se obtuvo un factor de seguridad igual a 3,5 (Ver figura 239) (Ver anexo L, plano 02-01-12).

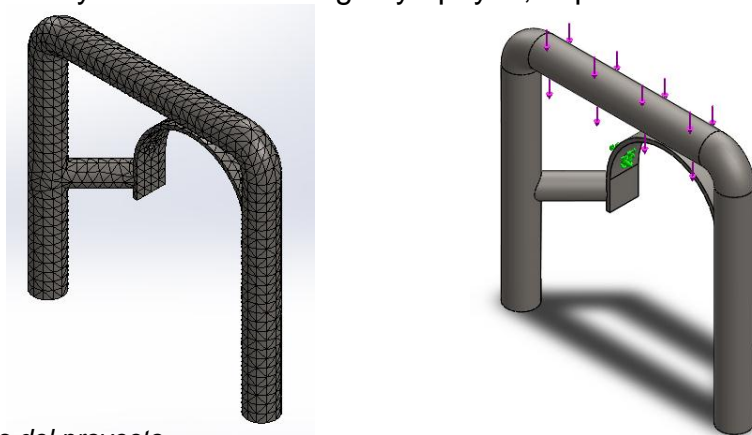
- **Estudio del soporte delantero.** Se fabricará en lámina de 1/8 de pulgada y tubería comercial de acero SAE 1020 (Ver tabla 142 y figura 240).

Tabla 142. Condiciones del estudio, soporte delantero.

Detalles de la malla	Número total de nodos: 13965 Número total de elementos: 6871
----------------------	---

Fuente: Autores del proyecto.

Figura 240. Malla y ubicación de cargas y apoyos, soporte delantero.



Fuente: Autores del proyecto.

Figura 241. Factores de seguridad del soporte delantero.



Fuente: Autores del proyecto.

Con la misma carga de 275 N se obtuvo un factor de seguridad igual a 7,34 (Ver figura 241).

7.5 PRESUPUESTO DE CONSTRUCCIÓN

Al igual que con el equipo, se generó un presupuesto de construcción (Ver tabla 143) obtenido directamente de los costos de fabricación del modelo de pruebas (Ver anexo L). Este presupuesto brinda un respaldo fundamental al proyecto en cuanto a costos de fabricación se refiere.

Tabla 143. Presupuesto de construcción del modelo.

PRESUPUESTO FINAL DEL EQUIPO				
HERRAMIENTA				
COMPONENTE	MATERIAL	FABRICACIÓN	CANT.	COSTO TOTAL
Tapa vástago	\$ 120.000	\$ 250.000	1	\$ 370.000
Tapa pistón	\$ 35.000	\$ 180.000	1	\$ 215.000
Camisa	\$ 25.000	\$ 30.000	1	\$ 55.000
Pistón	\$ 28.000	\$ 50.000	1	\$ 78.000
Vástago	\$ 15.000	\$ 70.000	1	\$ 85.000
Empalme	\$ 20.000	\$ 100.000	1	\$ 120.000
Biela	\$ 35.000	\$ 180.000	2	\$ 430.000
Pasador medio	\$ 7.000	\$ 15.000	1	\$ 22.000
Pasador biela	--	--	2	\$ 15.000
Pasador principal	--	--	1	\$ 19.000
Quijada	\$ 50.000	\$ 210.000	2	\$ 520.000
Soporte delantero	\$ 20.000	\$ 40.000	1	\$ 60.000
Soporte trasero	\$ 10.000	\$ 25.000	1	\$ 35.000
O-ring	--	--	2	\$ 4.000
Polypack 375-03.750	--	--	2	\$ 82.000
Correa pistón	--	--	1	\$ 12.000
Polypack 250-2.000	--	--	1	\$ 16.000
Correa vástago	--	--	1	\$ 5.000
Raspador	--	--	1	\$ 15.000
Tornillos	--	--	8	\$ 23.000
Racores	--	--	4	\$ 65.000
TOTAL				\$ 2.246.000

Fuente: Autores del proyecto.

8. CONSTRUCCIÓN Y PRUEBAS DEL MODELO


Este capítulo tiene como objetivo describir el proceso de fabricación del modelo de equipo de extracción vehicular desde la materia prima, hasta los procesos de acabado y tratamientos térmicos. Cabe aclarar que se fabricarán sólo los elementos mecánicos, y, como se describió en el capítulo anterior, la fuente de potencia, las mangueras, válvulas y demás son tomados prestados del laboratorio y ensamblados temporalmente en el modelo para realizar las pruebas de funcionamiento.

8.1 EQUIPOS UTILIZADOS EN LA FABRICACIÓN DEL MODELO.

Para fabricar el modelo de equipo de extracción vehicular, se cuenta con los siguientes equipos para el mecanizado de las piezas que lo componen.

8.1.1 Torno Imoturn. Es el equipo utilizado para las distintas operaciones de torneado (roscado, achaflanado, cilindrado etc.). En la tabla 144 se registra la descripción del equipo.


Tabla 144. Características del torno Imoturn Jumbo 40B.

TORNO	
Descripción	
Imoturn Jumbo 40B 1000	
Capacidad	
Volteo sobre la bancada 400 mm	
Velocidades	
(16) 45-1800 rpm	
Motor	
9 H.P. 220V. 3 fases	
Peso	
2050 kg	

Fuente: Autores del proyecto.

8.1.2 Fresadora Vernier 8A. Es la máquina utilizada para las operaciones de fresado durante la fabricación; en la tabla 145 se registran sus principales características.


Tabla 145. Características de la fresadora Vernier 8ª.

FRESADORA	
Descripción	
Fresadora Universal VERNIER	
Dimensiones de la mesa	
1000 x 300 mm	
Recorridos	
X/Y/Z;1.100/330/350mm	
Motor	
2 H.P. 220V 3 fases	
Velocidades	
35 a 1.800 r.p.m.	

Fuente: Autores del proyecto.

8.1.3 Taladro de columna. Este equipo para mecanizado es utilizado para la fabricación de agujeros y roscas que son requeridos durante el proceso de fabricación. A continuación, en la tabla 146 se registran sus principales características.

Tabla 146. Características del taladro.

TALADRO	
Descripción	
Taladro de Columna	
Velocidades	
75-2020 rpm	
Motor	
1.5 KW-1400 rpm	
Dimensiones	
885x640x2275 mm	
Peso	
500 kg	

Fuente: Autores del proyecto.

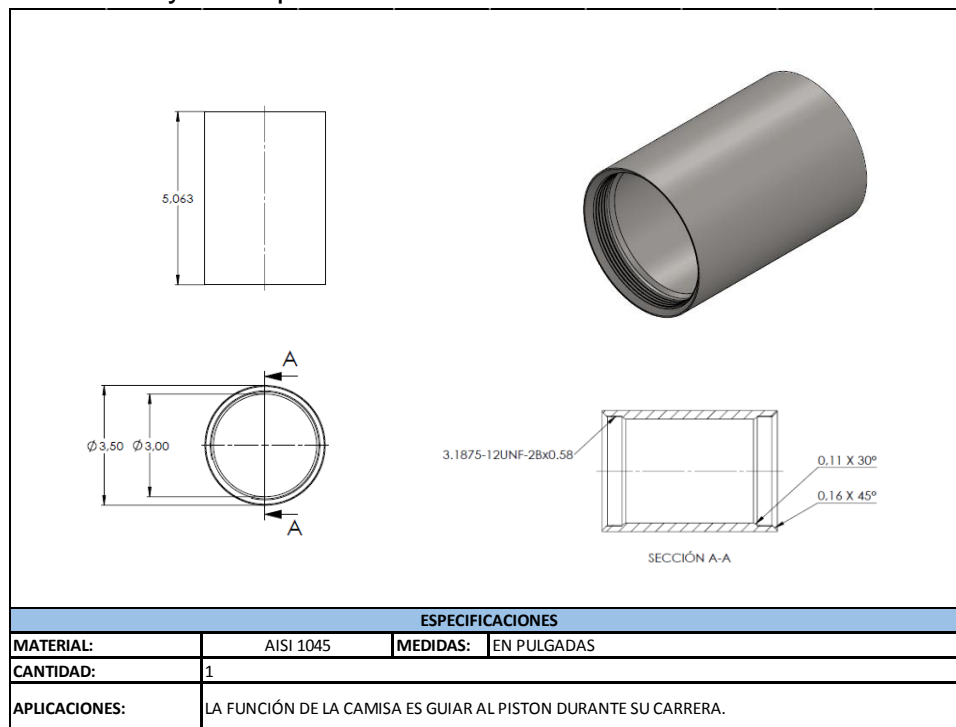
Además de los anteriores equipos, también se pueden necesitar elementos tales como equipos de soldadura, pulidora entre otros.

8.2 FABRICACIÓN DEL CILINDRO HIDRÁULICO.

Este elemento está compuesto por la camisa, el vástago, las tapas, y otros accesorios que son necesarios para su puesta en marcha (sellos, conexiones de mangueras); todos los elementos se fabricarán de acero 1045.


8.1.1 Descripción del proceso de manufactura de la camisa. La camisa será fabricada de un tubo de acero SAE 1045 de diámetro interno 3" y diámetro externo 3 ½". Se presenta a continuación la descripción del elemento a fabricar, la hoja de ruta de fabricación de la camisa y sus respectivos procesos (Tablas 147,148 y 149).

Tabla 147. Planos y descripción de la camisa.



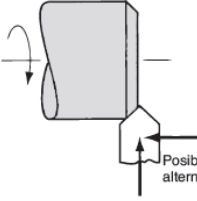
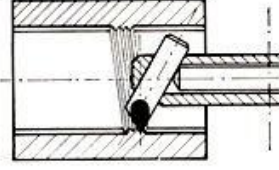
Fuente: Autores del proyecto.

Tabla 148. Hoja de ruta para el proceso de fabricación de la camisa.

 HOJA DE RUTA					
Parte No.	Nombre de Pieza	Fecha			
2	Camisa	11/Abil/2014			
Material	Tamaño	Planificador			
AISI 1045	Cilindro dext=3 1/2" dint=3"	Aída Stefania Durán/Julián Andrés Calderón			
No.	Operación	Máquina	Velocidad(rev/min)	Avance(mm/rev)	Tiempo de Ciclo [min]
10	Chaflan a 0,16 -45° y 0,11- 30°	Torno horizontal	Desbaste (84)	Desbaste (0,3)	2,16
20	Roscado 3.1875-12UNF-2Bx0.58 en los extremos de Longitud	Torno horizontal	Desbaste (72) Acabado (134)	Desbaste (0,3) Acabado (0,2)	2,24

Fuente: Autores del proyecto.

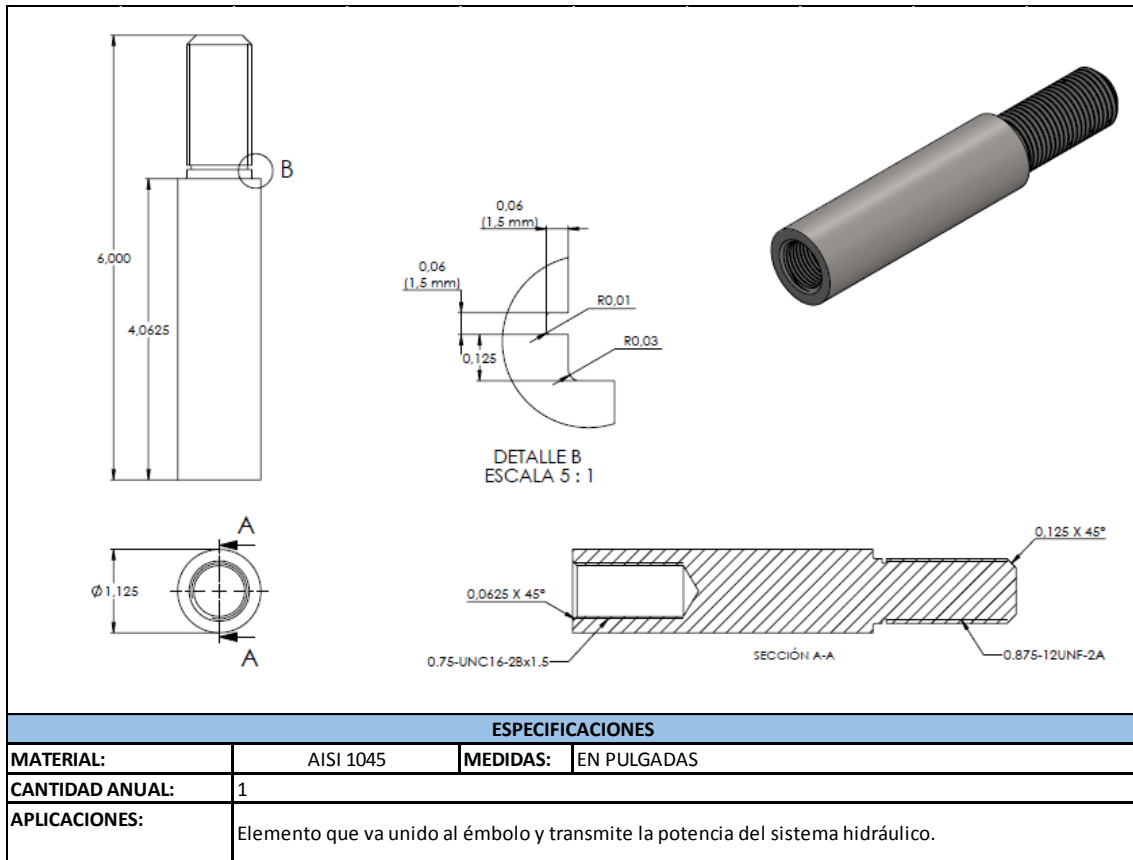
Tabla 149. Esquema del proceso de fabricación de la camisa.

1	ESQUEMA GENÉRICO DEL PROCESO	Chaflanado a 0,16 -45° y 0,11- 30°				PARAMETROS	
 <p>Posibles avan alternativos</p>	DESBASTES	Vd	20	N	83,55	Do:diámetro inicial mm	
		Do [mm]	76,2	t _{desbaste}	0,16	N: velocidad del husillo rpm	
		L	4,064	Σ(t _{desbaste} + t _{acabado})		v: velocidad de corte m/min	
		F	0,3	0,16		f: avance mm/rev	
		ap	4,06	t _{montaje}	2	L: longitud de corte mm	
		t _{Total mec}		2,16		t=tiempo de maquinado min	
						DESCRIPCION DE LA OPERACION	
				Chaflán interno a 45° profundidad de 0,16 pulgadas			
2	ESQUEMA GENÉRICO DEL PROCESO	Roscado 3.1875-12UNF-2Bx0.58 en ambos extremos				PARAMETROS	
	DESBASTES	Vd	20	N	71,6128851	Do:diámetro inicial mm	
		D _o [mm]	88,9	t _{desbaste}		n: velocidad del husillo rpm	
		L	14,732	0,6857239		v: velocidad de corte m/min	
	ACABADO	F	0,3	133,677386		f: avance mm/rev	
		Va	34	0,55102813		L: longitud de corte mm	
		D	80,9625	t _{acabado}		t=tiempo de maquinado min	
		L	14,732	0,55102813		DESCRIPCION DE LA OPERACION	
Σ(t _{desbaste} + t _{acabado})		1,24	t _{montaje}	1	Roscar en ambos extremos a 0,58" de cada extremo		
t _{Total mec}		2,24					

Fuente: Autores del proyecto.


8.1.2 Descripción del proceso de manufactura del vástago y el pistón. El vástago será fabricado de una barra de acero 1045 de diámetro 1 1/8" y de longitud 8". En las tablas 150, 151 y 152 se detalla el proceso de fabricación del vástago.

Tabla 150. Descripción y planos del vástago



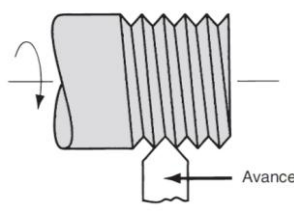
Fuente: Autores del proyecto.

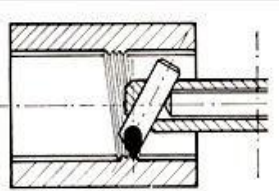
Tabla 151. Hoja de ruta para el proceso del vástago.

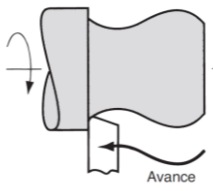
HOJA DE RUTA						
	Parte No.	Nombre de Pieza	Fecha			
	3	Vástago	11/Abil/2014			
	Material	Tamaño	Planificador			
	AISI 1045	Barra d=1 1/4" L=8"	Aída Stefania Durán/Julián Andrés Calderón			
	No.	Operación	Máquina	Velocidad(rev/min)	Avance(mm/rev)	Tiempo de Ciclo [min]
	10	Roscado externo 0.875-12UNF-2A Longitud 1,8125"	Torno horizontal	Desbaste (241) Acabado (401)	Desbaste (0,2) Acabado (0,05)	5,25
	20	Taladrado y Roscado interno 0.75-UNF16-2B Longitud 1,5"	Torno horizontal	Desbaste (190) Acabado (559)	Desbaste (0,2) Acabado (0,1)	4,03
	30	redondeado del borde radio 0,03 mm y 0,01	Torno horizontal	Acabado (559)	Acabado (0,05)	1,20

Fuente: Autores del proyecto.

Tabla 152. Esquema del proceso de fabricación del vástago.

1	ESQUEMA GENÉRICO DEL PROCESO	Roscado 0.875-12UNF-2A Longitud 1,8125"				PARAMETROS	
			DESBASTES	Vd	24,00	N	240,62
D _o [mm]	31,75			n: velocidad del husillo rpm			
L	46,04			v: velocidad de corte m/min			
F	0,20			f: avance mm/rev			
ACABADO	Va		28,00	N	401,03	L: longitud de corte mm	
	D		22,23			t=tiempo de maquinado min	
	L		46,04			DESCRIPCION DE LA OPERACION	
	F		0,05			Roscar en uno de sus extremos a longitud a 46,0375 mm con chafilán previo de 0,125 a 45°	
$\Sigma(t_{\text{desbaste}} + t_{\text{acabado}})$			3,25	t _{montaje}	2		
t _{Total mec}			5,25				

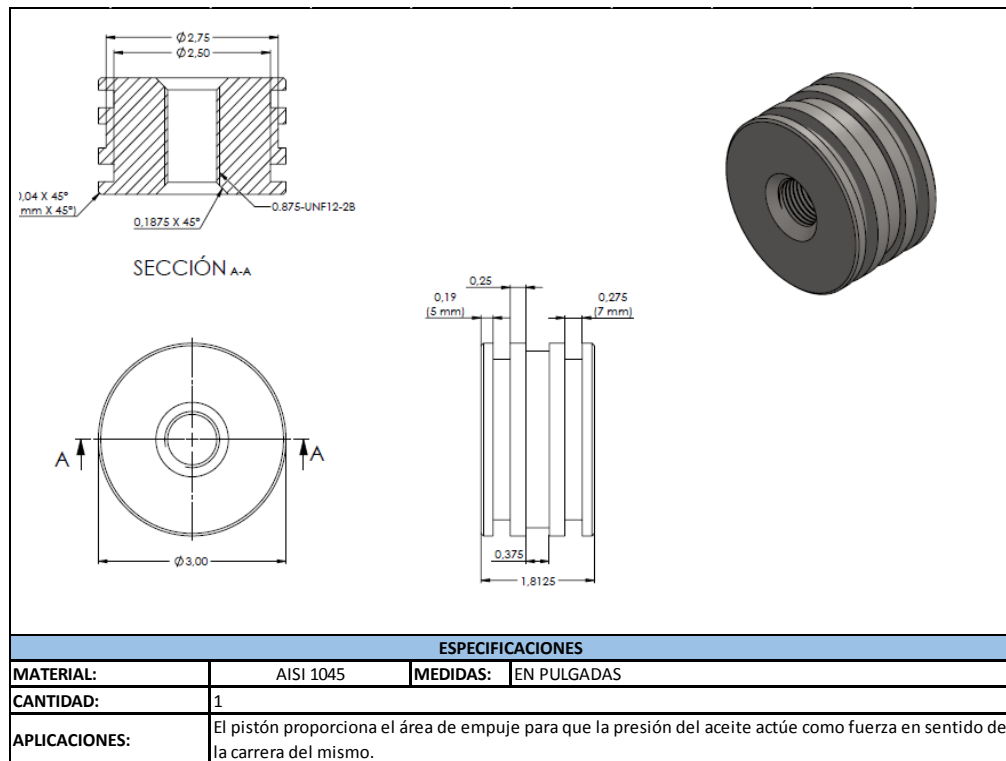
2	ESQUEMA GENÉRICO DEL PROCESO	Roscado interno 0.75-UNF16-2B Longitud 1,5"				PARAMETROS	
			DESBASTES (taladrado en torno)	Vd	19,00	N	190,49
D _o [mm]	31,75			n: velocidad del husillo rpm			
L	46,04			v: velocidad de corte m/min			
F	0,20			f: avance mm/rev			
ACABADO	Va		39,00	N	558,58	L: longitud de corte mm	
	D		22,23			t=tiempo de maquinado min	
	L		46,04			DESCRIPCION DE LA OPERACION	
	F		0,10			Taladrar un agujero de diámetro 0,75" y luego roscar a profundidad de 1,5" en uno de los extremos	
$\Sigma(t_{\text{desbaste}} + t_{\text{acabado}})$			3,25	t _{montaje}	2,00		
t _{Total mec}			5,25				

3	ESQUEMA GENÉRICO DEL PROCESO	Redondeado del borde radio 0,03 mm y 0,01 mm				PARAMETROS		
			Acabado	Vd	39	N	558,58	Do: diámetro inicial mm
Do [mm]	22,225			t _{desbaste}	0,20			n: velocidad del husillo rpm
L	0,03			$\Sigma(t_{\text{desbaste}} + t_{\text{acabado}})$				v: velocidad de corte m/min
F	0,05			0,16				f: avance mm/rev
$\Sigma(t_{\text{desbaste}} + t_{\text{acabado}})$			0,16		L: longitud de corte mm			
ap			0,03	t _{montaje}	1	t=tiempo de maquinado min		
t _{Total mec}		1,20				DESCRIPCION DE LA OPERACION		
Redondeado de radio 0,03 mm y 0,01 mm en los hombros								

Fuente: Autores del proyecto.


El pistón por su parte, es fabricado de un cilindro macizo de diámetro 3" y longitud 1,8125". En las tablas a continuación (Tablas 153, 154 y 155), se esquematiza el proceso de manufactura para la fabricación del pistón.

Tabla 153. Descripción y planos del pistón.



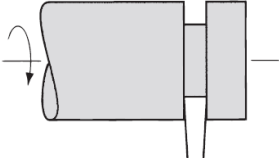
Fuente: Autores del proyecto.

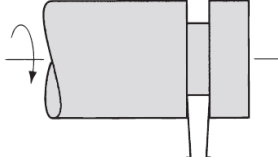
Tabla 154. Hoja de ruta para el Proceso de fabricación del pistón.

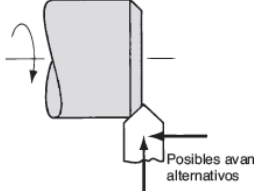
 HOJA DE RUTA					
Parte No.	Nombre de Pieza	Fecha			
4	Pistón	11/Abil/2014			
Material	Tamaño	Planificador			
AISI 1045	Cilindro D 3" L1,8125"	Aída Stefania Durán/Julián Andrés Calderón			
No.	Operación	Máquina	Velocidad(rev/min)	Avance(mm/rev)	Tiempo de Ciclo [min]
10	Ranura de diámetro 2 1/2" y longitud 0,275" (7mm)	Torno horizontal	Desbaste (72)	Desbaste (0,3)	3,66
20	Ranura de diámetro 2,75" y longitud 0,375" (9,53 mm)	Torno horizontal	Desbaste (72)	Desbaste (0,3)	2,33
30	Achaffanado 0,04" (1mm) x45°	Torno horizontal	Acabado (100)	Acabado (0,2)	2,2
40	Taladrado en el centro para diámetro 0,875" (22,225 mm)	Torno horizontal	Desbaste (290)	Desbaste (0,3)	2,26
50	Roscado interno 0.875-UNF12-2B	Torno horizontal	Acabado (560)	Acabado (0,1)	2,82

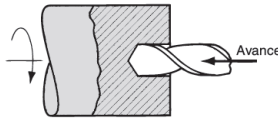
Fuente: Autores del proyecto.

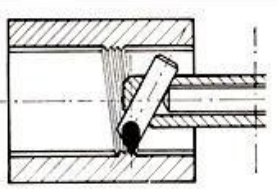
Tabla 155. Esquema del proceso de fabricación del pistón.

1	ESQUEMA GENÉRICO DEL PROCESO	2X Ranura de diámetro 2 1/2" y longitud 0,275" (7mm)				PARAMETROS	
			DESABASTE (2 pasadas)	Vd	17	N	71,03
Do [mm]	76,2			t _{desbaste}	0,66	n: velocidad del husillo rpm	
L	7			Σ(t desbaste + t acabado)		v: velocidad de corte m/min	
F	0,3			0,66		f: avance mm/rev	
ap	6,35			t _{montaje}	3	L: longitud de corte mm	
t _{Total mec}				3,66		t= tiempo de maquinado min	
						DESCRIPCION DE LA OPERACION	
				2 Ranuras a 5mm de los extremos de longitud 7mm			

2	ESQUEMA GENÉRICO DEL PROCESO	Ranura de diámetro 2,75" y longitud 0,375" (9,53 mm)				PARAMETROS	
			DESABASTE	Vd	17	N	71,03
Do [mm]	76,2			t _{desbaste}	0,33	n: velocidad del husillo rpm	
L	7			Σ(t desbaste + t acabado)		v: velocidad de corte m/min	
F	0,3			0,33		f: avance mm/rev	
ap	6,35			t _{montaje}	2	L: longitud de corte mm	
t _{Total mec}				2,33		t= tiempo de maquinado min	
						DESCRIPCION DE LA OPERACION	
				Ranurar a 0,715" de uno de los extremos			

3	ESQUEMA GENÉRICO DEL PROCESO	Achaflanado 0,04" (1mm) x45°				PARAMETROS	
		 <p>Posibles avan alternativos</p>	ACABADO	Vd	24	N	100,26
Do [mm]	76,2			t _{desbaste}	0,20	n: velocidad del husillo rpm	
L	4,064			Σ(t desbaste + t acabado)		v: velocidad de corte m/min	
F	0,2			0,20		f: avance mm/rev	
ap	1,00			t _{montaje}	2	L: longitud de corte mm	
t _{Total mec}				2,20		t= tiempo de maquinado min	
						DESCRIPCION DE LA OPERACION	
				Chaflán de 0,04" de profundidad a 45°			

4	ESQUEMA GENÉRICO DEL PROCESO	Taladrado en el centro para diámetro 0,875" (22,225 mm)				PARAMETROS	
		 <p>Avance</p>	DESABASTE (TALADRADO)	Vd	20	N	286,44
Do [mm]	22,225			t _{desbaste}	0,26	n: velocidad del husillo rpm	
L	46,0375			Σ(t desbaste + t acabado)		v: velocidad de corte m/min	
F	0,3			0,26		f: avance mm/rev	
ap	1,00			t _{montaje}	2	L: longitud de corte mm	
t _{Total mec}				2,26		t= tiempo de maquinado min	
						DESCRIPCION DE LA OPERACION	
				Agujero de 0,875" en el centro de la pieza			

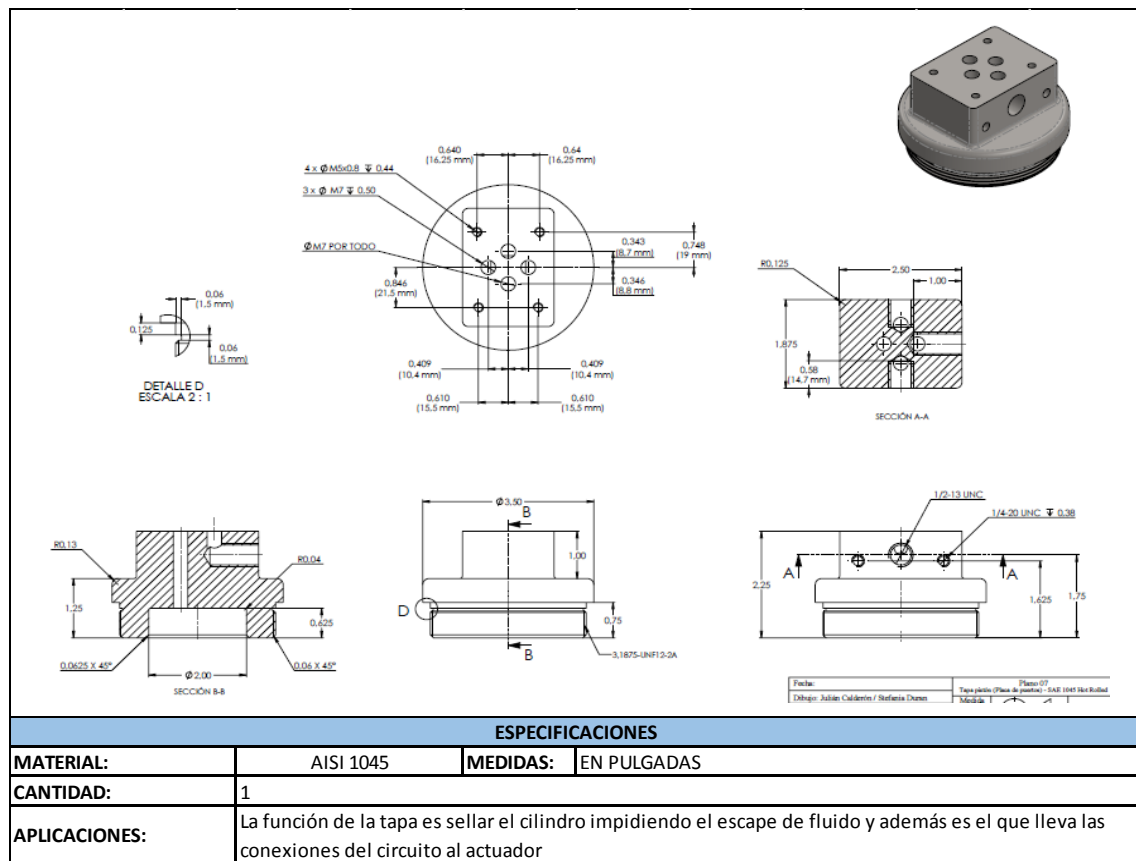
5	ESQUEMA GENÉRICO DEL PROCESO	Roscado interno 0.875-UNF12-2B				PARAMETROS	
			ACABADO	Vd	39	N	558,58
Do [mm]	22,225			t _{desbaste}	0,82	n: velocidad del husillo rpm	
L	46,0375			Σ(t desbaste + t acabado)		v: velocidad de corte m/min	
F	0,1			0,82		f: avance mm/rev	
ap	1,83			t _{montaje}	2	L: longitud de corte mm	
t _{Total mec}				2,82		t= tiempo de maquinado min	
						DESCRIPCION DE LA OPERACION	
				Roscar internamente por todo el elemento en el agujero previamente hecho previo achaflanado de 0,1875" a 45°			

Fuente: Autores del proyecto.

8.1.3 Descripción del proceso de manufactura de las tapas del cilindro. Las dos tapas son diferentes entre sí; la tapa del lado pistón del cilindro lleva incluida la placa de puertos a su estructura tal y como se puede observar en los planos en el anexo L. La tapa que va en el lado vástago, tiene además los orificios de taladrado y el espacio para ubicar el pasador principal y unir las quijadas.

El proceso para la fabricación de ambas tapas de encuentra descrito en las tablas de la 156 a la 161.

Tabla 156. Descripción y planos de la tapa lado pistón.



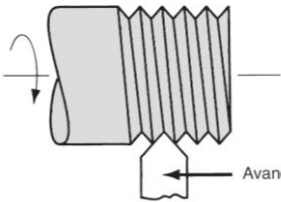
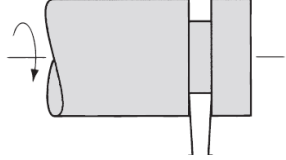
Fuente: Autores del proyecto.

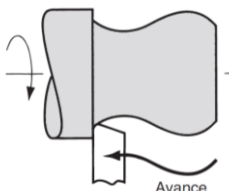
Tabla 157. Hoja de ruta para el Proceso de fabricación de la tapa lado pistón.

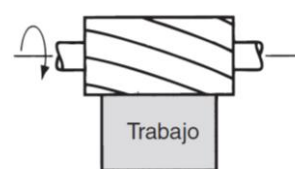
HOJA DE RUTA					
Parte No.	Nombre de Pieza	Fecha			
5	Tapa lado Pistón	11/Abil/2014			
Material	Tamaño	Planificador			
AISI 1045	Cilindro D 3,5" L 10"	Aída Stefania Durán/Julián Andrés Calderón			
No.	Operación	Máquina	Velocidad(rev/min)	Avance(mm/rev)	Tiempo de Ciclo [min]
10	Roscado para 3,1875-UNF12-2A de longitud 20 mm	Torno horizontal	Desbaste (72) Acabado(134)	Desbaste (0,3) Acabado(0,2)	5,92
20	Ranurado Profundidad 1,5 mm longitud 1,5 mm	Torno horizontal	Acabado(134)	Acabado(0,2)	2,06
30	Redondeado r=0,13" a 2,54 cm del borde	Torno horizontal	Desbaste (90)	Desbaste (0,3)	2,12
40	Fresado de perfil remoción de 2,62 in ³ de material	Fresadora	Desbaste (340) Acabado(420)	Desbaste (60) [mm/min] Acabado(60)	26,38
50	4 X Taladrado y roscado frontal M5x0.8 0,44" de profundidad	Fresadora	Desbaste (900) Acabado(1500)	Desbaste (0,10) Acabado(0,07)	3,98
60	3X Taladrado frontal M7 Profundidad 0,5"	Fresadora	Desbaste (900)	Desbaste (0,15)	2,28
70	Taladrado frontal M7 por todo.	Fresadora	Desbaste (900)	Desbaste (0,15)	2,28
80	Taladrado y roscado lateral 1/2-13 UNC	Fresadora	Desbaste (900) Acabado(1500)	Desbaste (0,20) Acabado(0,07)	3,38
90	2XTaladrado y roscado lateral 1/4-20 UNC profundidad 0,38	Fresadora	Desbaste (900) Acabado(1500)	Desbaste (0,20) Acabado(0,1)	3,24

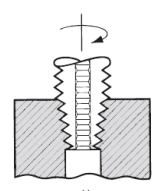
Fuente: Autores del proyecto.

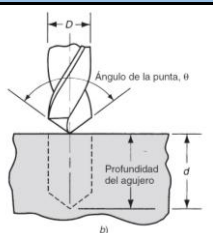
Tabla 158. Esquema del proceso de fabricación de la tapa lado pistón.

1	ESQUEMA GENÉRICO DEL PROCESO	Roscado para 3,1875-UNF12-2A de longitud				PARAMETROS			
		DESBASTES (2 pasadas)	Vd	20	N	71,61	Do:diámetro inicial mm		
			D _o (mm)	88,90			N	71,61	N: velocidad del husillo rpm
			L	25			t _{desbaste}	2,36	v: velocidad de corte m/min
			F	0,30			t _{desbaste}	2,36	f: avance mm/rev
		ACABADO	Va	30	N	133,68	L: longitud de corte mm		
			D	80,96			t _{desbaste}	2,36	t=tiempo de maquinado min
			L	20			t _{acabado}	0,55	DESCRIPCION DE LA OPERACION
			F	0,20			t _{acabado}	0,55	Roscado en uno de los extremos con longitud 20 mm
				Σ(t _{desbaste} +t _{acabado})	1,24	t _{montaje}	3,00		
				t _{Total mec}	5,92				
2	ESQUEMA GENÉRICO DEL PROCESO	Ranurado Profundidad 1,5 mm longitud 1,5 mm				PARAMETROS			
		Acabado	Vd	34	N	133,68	Do:diámetro inicial mm		
			Do [mm]	80,96			t _{desbaste}	0,06	n: velocidad del husillo rpm
			L	1,5			Σ(t _{desbaste} +t _{acabado})	0,06	v: velocidad de corte m/min
			F	0,2			t _{desbaste}	0,06	f: avance mm/rev
			ap	1,50			t _{desbaste}	0,06	L: longitud de corte mm
				t _{montaje}	2	t=tiempo de maquinado min			
		t _{Total mec}	2,06				DESCRIPCION DE LA OPERACION		
						Ranurado a 0,125" del hombro de la rosca anterior.			

3	ESQUEMA GENÉRICO DEL PROCESO	Redondeado $r=0,13''$ a 2,54 cm del borde				PARAMETROS	
			Desvaste	Vd	25	N	89,51
Do [mm]	88,9			t_{desbaste}	0,12	n: velocidad del husillo rpm	
L	3,3			$\Sigma(t_{\text{desbaste}} + t_{\text{acabado}})$		v: velocidad de corte m/min	
F	0,3			0,12		f: avance mm/rev	
ap	3,30			t_{montaje}	2	L: longitud de corte mm	
$t_{\text{Total mec}}$	2,12			t=tiempo de maquinado min			
						DESCRIPCION DE LA OPERACION	
						Redondeado del borde del hombro a 1" del borde sin mecanizar	

4	ESQUEMA GENÉRICO DEL PROCESO	Fresado Periférico remoción de 2,62 in ³ de material				PARAMETROS	
		 <p>a)</p>	DESASTES (4 pasadas)	Vd	16	N	339,54
D _o [mm]	15,00			t_{desbaste}	18,70	N: velocidad del husillo rpm	
L	64					v: velocidad de corte m/min	
F	60,00					f: avance mm/rev	
ACABADO	Vd		20	N	424,43	L: longitud de corte mm	
	D _o [mm]		15,00	t_{desbaste}	4,68	t=tiempo de maquinado min	
	L		64			DESCRIPCION DE LA OPERACION	
	F		60,00			Fresado para remoción de 2,62 in ³	
$\Sigma(t_{\text{desbaste}} + t_{\text{acabado}})$			23,38	t_{montaje}	3,00	$t_{\text{Total mec}}$	
			26,38				

5	ESQUEMA GENÉRICO DEL PROCESO	4 X Taladrado y roscado frontal M5x0.8 0,44"				PARAMETROS	
		 <p>b)</p>	DESASTES Taladrado	Vd	25	N	900,00
D _o [mm]	7,00			t_{desbaste}	0,56	N: velocidad del husillo rpm	
L	13					v: velocidad de corte m/min	
F	0,10					f: avance mm/rev	
ACABADO (roscado)	Va		25	N	1500,00	L: longitud de corte mm	
	D		5,00	t_{acabado}	0,42	t=tiempo de maquinado min	
	L		11			DESCRIPCION DE LA OPERACION	
	F		0,07			Taladrar agujero y luego roscar para M5X0,8 profundidad de 11 mm	
$\Sigma(t_{\text{desbaste}} + t_{\text{acabado}})$			1,24	t_{montaje}	3,00	$t_{\text{Total mec}}$	
			3,98				

6	ESQUEMA GENÉRICO DEL PROCESO	3X Taladrado frontal M7 Profundidad 0,5"				PARAMETROS	
		 <p>b)</p>	Desvaste	Vd	20	N	900,00
D [mm]	7			t_{desbaste}	0,28	N: velocidad del husillo rpm	
L	12,7			$\Sigma(t_{\text{desbaste}} + t_{\text{acabado}})$		v: velocidad de corte m/min	
F	0,15			0,28		f: avance mm/rev	
t_{montaje}				2		L: longitud de corte mm	
$t_{\text{Total mec}}$				2,28			t=tiempo de maquinado min
						DESCRIPCION DE LA OPERACION	
						Taladrar tres agujeros para M7 profundidad de 12,7	

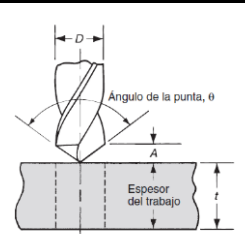

7	ESQUEMA GENÉRICO DEL PROCESO	Taladrado frontal M7 por todo.				PARAMETROS	
		 <p>b)</p>	Desvaste	Vd	20	N	900,00
D [mm]	7			t_{desbaste}	0,28	N: velocidad del husillo rpm	
L	38			$\Sigma(t_{\text{desbaste}} + t_{\text{acabado}})$		v: velocidad de corte m/min	
F	0,15			0,28		f: avance mm/rev	
t_{montaje}				2		L: longitud de corte mm	
$t_{\text{Total mec}}$				2,28			t=tiempo de maquinado min
						DESCRIPCION DE LA OPERACION	
						Taladrar agujero de 7mm por toda la superficie	

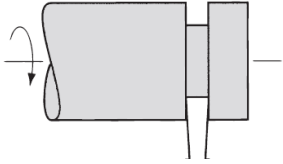
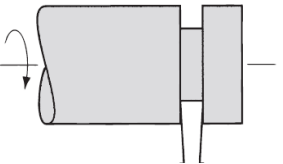
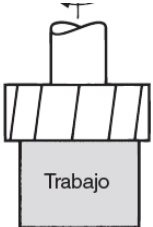
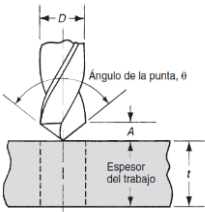
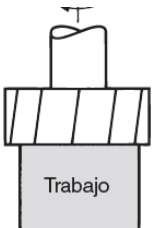
Tabla 160. Hoja de ruta para el Proceso de fabricación de la tapa lado vástago.

 HOJA DE RUTA					
Parte No.	Nombre de Pieza	Fecha			
1	Tapa lado vástago	11/Abil/2014			
Material	Tamaño	Planificador			
AISI 1045	Cilindro D 3,75" L 10"	Aída Stefania Durán/Julián Andrés Calderón			
No.	Operación	Máquina	Velocidad(rev/min)	Avance(mm/rev)	Tiempo de Ciclo [min]
10	Cilindrado para diámetro 3,1875" y longitud 0,75"	Torno horizontal	Desbaste (72) Acabado(134)	Desbaste (0,3) Acabado(0,2)	5,92
20	Ranurado Profundidad 1,5 mm longitud 1,5 mm	Torno horizontal	Acabado(134)	Acabado(0,2)	2,06
30	Roscado 3,1875 -12UNF-2A longitud 0,565"	Torno horizontal	Desbaste (100)	Desbaste (0,2)	2,63
40	Taladrado diámetro 1,125"profundidad de 1,8125	Torno horizontal	Desbaste (90)	Desbaste (0,3)	2,12
50	Ranurado interno para diámetro 1,375" longitud 0,5"	Torno horizontal	Desbaste (340) Acabado(420)	Desbaste (60) [mm/min] Acabado(60)	26,38
60	Ranurado interno para diámetro 1,5" longitud 0,207"	Torno horizontal	Desbaste (900) Acabado(1500)	Desbaste (0,10) Acabado(0,07)	3,98
70	Ranurado interno para diámetro 1,625" longitud 0,375"	Torno horizontal	Desbaste (900)	Desbaste (0,15)	2,28
80	2X fresado frontal profundidad 6,35 mm Longitud 63,5 mm	Fresadora	Desbaste (900)	Desbaste (0,15)	2,28
90	Taladrado diámetro 1,125" por todo	Fresadora	Desbaste (900) Acabado(1500)	Desbaste (0,20) Acabado(0,07)	3,38
100	Fresado Frontal profundidad 3,75" longitud 145 mm	Fresadora	Desbaste (900) Acabado(1500)	Desbaste (0,20) Acabado(0,1)	3,24

Fuente: Autores del proyecto.

Tabla 161. Esquema del proceso de fabricación de la tapa lado vástago.

1	ESQUEMA GENÉRICO DEL PROCESO	Cilindrado para diámetro 3,1875" y longitud 0,75"				PARAMETROS				
								Do: diámetro inicial mm		
		DESABASTES	Vd	23	N	76,86	N: velocidad del husillo rpm			
			Do [mm]	95,25			v: velocidad de corte m/min			
			L	20	f: avance mm/rev					
				F	0,30	t _{desbaste}	4,34	L: longitud de corte mm		
				ACABADO	Va	30	N	133,68	t= tiempo de maquinado min	
					D	62,25			DESCRIPCION DE LA OPERACION	
L	20				Cilindrado externo en uno de los extremos					
		F	0,20	t _{acabado}	0,55					
		Σ(t _{desbaste} + t _{acabado})		1,24	t _{montaje}	3,00				
		t _{Total mec}		7,89						
2	ESQUEMA GENÉRICO DEL PROCESO	Ranurado Profundidad 1,5 mm longitud 1,5 mm				PARAMETROS				
						Do: diámetro inicial mm				
		Acabado	Vd	34	N	133,68	n: velocidad del husillo rpm			
			Do [mm]	80,96			v: velocidad de corte m/min			
			L	1,5	f: avance mm/rev					
			F	0,2	L: longitud de corte mm					
			ap	1,50	t= tiempo de maquinado min					
				Σ(t _{desbaste} + t _{acabado})		0,06		DESCRIPCION DE LA OPERACION		
		t _{montaje}		2		Ranurado a 0,125" del hombro de la rosca anterior.				
		t _{Total mec}		2,06						
3	ESQUEMA GENÉRICO DEL PROCESO	Roscado 3,1875 -12UNF-2A longitud 14,4 mm				PARAMETROS				
						Do: diámetro inicial mm				
		Acabado	Vd	25	N	98,29	n: velocidad del husillo rpm			
			Do [mm]	80,96			v: velocidad de corte m/min			
			L	14,4	f: avance mm/rev					
			F	0,2	L: longitud de corte mm					
			ap	1,83	t= tiempo de maquinado min					
				Σ(t _{desbaste} + t _{acabado})		0,73		DESCRIPCION DE LA OPERACION		
		t _{montaje}		2		Roscado externo de 14,4 mm de longitud.				
		t _{Total mec}		2,73						
4	ESQUEMA GENÉRICO DEL PROCESO	Taladrado diámetro 1,125" profundidad de 1,8125"				PARAMETROS				
						Do: diámetro inicial mm				
		Desbaste	Vd	20	N	215,66	N: velocidad del husillo rpm			
			D [mm]	28,6			v: velocidad de corte m/min			
			L	46,0375	f: avance mm/rev					
			F	0,35	L: longitud de corte mm					
					Σ(t _{desbaste} + t _{acabado})		1,83		t= tiempo de maquinado min	
				t _{montaje}		2		DESCRIPCION DE LA OPERACION		
		t _{Total mec}		3,83						
				Taladrado a profundidad de 1,8125"						
5	ESQUEMA GENÉRICO DEL PROCESO	Ranurado interno para diámetro 1,375" longitud 0,5"				PARAMETROS				
						Do: diámetro inicial mm				
		Desbaste	Vd	34	N	378,41	N: velocidad del husillo rpm			
			Do [mm]	28,6			v: velocidad de corte m/min			
			L	12,7	f: avance mm/rev					
			F	0,1	L: longitud de corte mm					
			ap	6,33	t= tiempo de maquinado min					
				Σ(t _{desbaste} + t _{acabado})		0,67		DESCRIPCION DE LA OPERACION		
		t _{montaje}		2		Ranura interna de profundidad 6,33 mm por 1/2" de longitud				
		t _{Total mec}		2,67						

6	ESQUEMA GENÉRICO DEL PROCESO	Ranurado interno para diámetro 1,5" longitud 5,25 mm				PARAMETROS	
	Desbaste	Vd	34	N	378,41	Do: diámetro inicial mm	
		Do [mm]	28,6	t _{desbaste}	0,42	N: velocidad del husillo rpm	
		L	5,25	Σ(t _{desbaste} + t _{acabado})		v: velocidad de corte m/min	
		F	0,1	0,42		f: avance mm/rev	
		ap	9,50	t _{montaje}	2	L: longitud de corte mm	
		t _{Total mec}	2,42				t=tiempo de maquinado min
						DESCRIPCION DE LA OPERACION	
						Ranura interna de profundidad 9,5 mm por 5,25 mm de longitud	
7	ESQUEMA GENÉRICO DEL PROCESO	Ranurado interno para diámetro 1,625" longitud 0,375"				PARAMETROS	
	Desbaste	Vd	34	N	378,41	Do: diámetro inicial mm	
		Do [mm]	28,6	t _{desbaste}	1,01	N: velocidad del husillo rpm	
		L	9,525	Σ(t _{desbaste} + t _{acabado})		v: velocidad de corte m/min	
		F	0,1	1,01		f: avance mm/rev	
		ap	12,70	t _{montaje}	2	L: longitud de corte mm	
		t _{Total mec}	3,01				t=tiempo de maquinado min
						DESCRIPCION DE LA OPERACION	
						Ranura interna de profundidad 12,7 mm por 9,525 mm de longitud	
8	ESQUEMA GENÉRICO DEL PROCESO	2X fresado frontal profundidad 6,35 mm Longitud 63,5 mm				PARAMETROS	
	DESBASTES (2 pasadas)	Vd	16	N	66,84	Do: diámetro inicial mm	
		D _o [mm]	76,20	t _{desbaste}	7,01	N: velocidad del husillo rpm	
		L	64			v: velocidad de corte m/min	
		F	40,00	f: avance mm/rev			
	ACABADO	Vd	20	N	83,55	L: longitud de corte mm	
		D _o [mm]	76,20	t _{desbaste}	2,34	t=tiempo de maquinado min	
		L	64			DESCRIPCION DE LA OPERACION	
		F	60,00	3,00		Fresado frontal de profundidad 6,35 mm	
	Σ(t _{desbaste} + t _{acabado})		9,35	t _{montaje}	3,00		
	t _{Total mec}		12,35				
9	ESQUEMA GENÉRICO DEL PROCESO	Taladrado diámetro 1,125" por todo				PARAMETROS	
	Desbaste	Vd	20	N	222,79	Do: diámetro inicial mm	
		D [mm]	28,575	t _{desbaste}	2,47	N: velocidad del husillo rpm	
		L	82,55	Σ(t _{desbaste} + t _{acabado})		v: velocidad de corte m/min	
		F	0,15	2,47		f: avance mm/rev	
						t _{montaje}	2
		t _{Total mec}		4,47			
						DESCRIPCION DE LA OPERACION	
						Taladrar agujero de 1,125" por toda la superficie	
10	ESQUEMA GENÉRICO DEL PROCESO	Fresado Frontal profundidad 3,75" longitud 145 mm				PARAMETROS	
	DESBASTES (2 pasadas)	Vd	16	N	80,21	Do: diámetro inicial mm	
		D _o [mm]	63,50	t _{desbaste}	121,31	N: velocidad del husillo rpm	
		L	145			v: velocidad de corte m/min	
		F	40,00	f: avance mm/rev			
	ACABADO	Vd	20	N	100,26	L: longitud de corte mm	
		D _o [mm]	63,50	t _{desbaste}	1,75	t=tiempo de maquinado min	
		L	64			DESCRIPCION DE LA OPERACION	
		F	40,00	3,00		Fresado frontal de profundidad 95,3 mm	
	Σ(t _{desbaste} + t _{acabado})		123,06	t _{montaje}	3,00		
	t _{Total mec}		126,06				

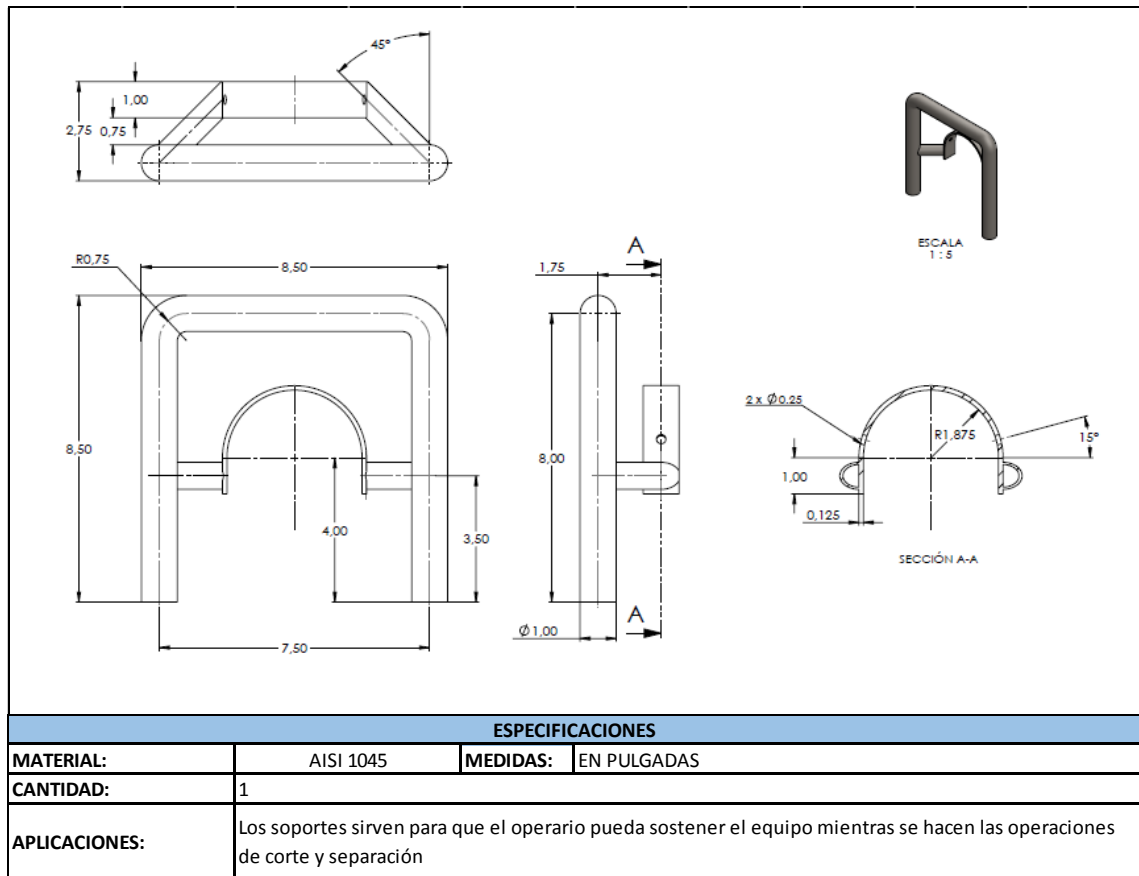
Fuente: Autores del proyecto.

8.3 FABRICACIÓN DE LOS SOPORTES.

Los soportes son componentes estructurales del equipo, sirve para que el operario pueda sostener y manipular la máquina para realizar las operaciones de corte y separación (Ver tabla 162).

El soporte delantero es fabricado de tubería de acero 1020 Hot rolled de 1"; esta tubería es doblada y soldada a una lámina que tiene una forma de arco de radio (1,875").

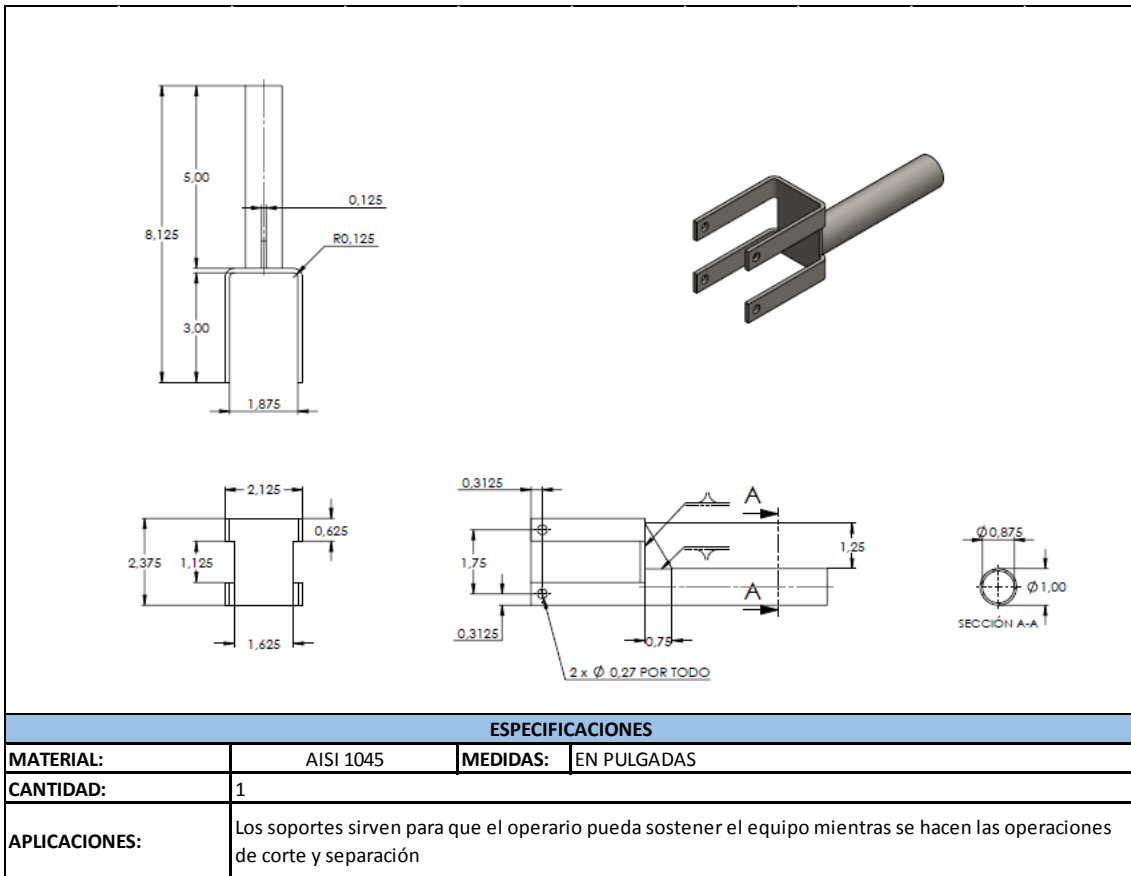
Tabla 162. Descripción y planos del soporte delantero.



Fuente: Autores del proyecto.

El soporte trasero, es igualmente fabricado de tubería y lámina de acero SAE 1020 Hot rolled, la tubería es soldada a la lámina que es cortada con un proceso de oxicorte y con 4 agujeros taladrados de 7mm (ver tabla 163).

Tabla 163. Descripción y planos del soporte trasero.

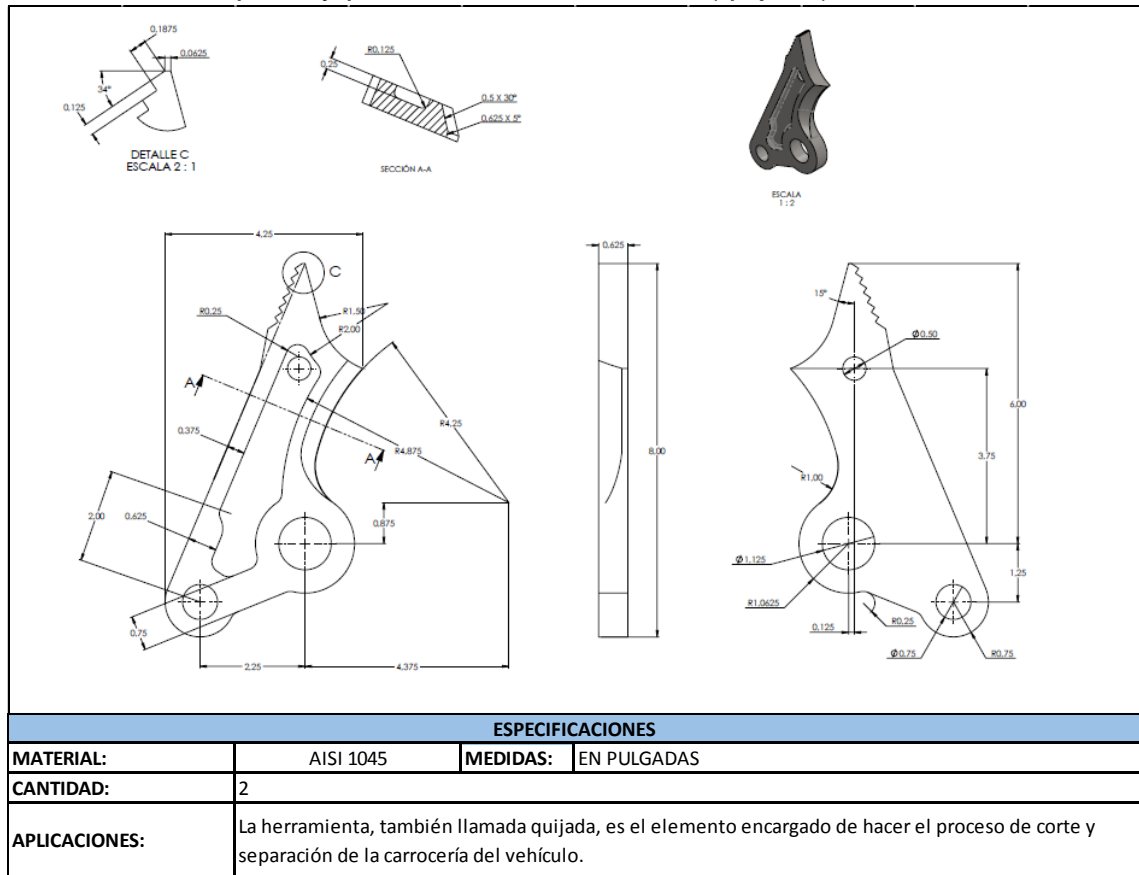


Fuente: Autores del proyecto.

8.4 FABRICACIÓN DE LA HERRAMIENTA.

La herramienta del equipo, también llamada quijada es fabricada en acero SAE 1045 e inicialmente se procede a una operación de oxicorte para dar la forma externa de esta herramienta (ver figura 242). Posteriormente se llevan a cabo procesos de mecanizado que son descritos en las tablas 164 y 165.

Tabla 164. Descripción y planos de la herramienta (quijada).




Fuente: Autores del proyecto.

Figura 242. Herramienta después del proceso de oxicorte y taladrados.



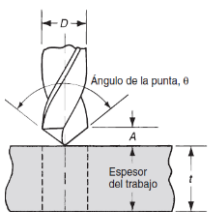
Fuente: Autores del proyecto.

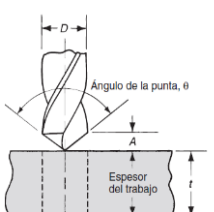
Tabla 165. Hoja de ruta para el Proceso de fabricación de la herramienta.

 HOJA DE RUTA					
Parte No.	Nombre de Pieza	Fecha			
13	Herramienta	11/Abil/2014			
Material	Tamaño	Planificador			
AISI 1045	Lámina de espesor 0,625"	Aída Stefania Durán/Julián Andrés Calderón			
No.	Operación	Máquina	Velocidad(rev/min)	Avance(mm/rev)	Tiempo de Ciclo [min]
10	Taladrado D 0,5" por todo	Fresadora	Desbaste (500)	Desbaste (0,15)	2,21
20	Taladrado D 0,75" por todo	Fresadora	Desbaste (334)	Desbaste (0,15)	2,32
30	Taladrado D 1,125" por todo	Fresadora	Desbaste (220)	Desbaste (0,15)	2,48
40	Fresado de cavidad a profundidad 0,25"	Fresadora	Desbaste (400) Acabado(500)	Desbaste (40) [mm/min] Acabado(40)	18,27

Fuente: Autores del proyecto.

Tabla 166. Esquema del proceso de fabricación de la herramienta.

1	ESQUEMA GENÉRICO DEL PROCESO	Taladrado D 0,5" por todo				PARAMETROS
	Desbaste	Vd	20	N	501,27	Do: diámetro inicial mm
		D [mm]	12,7	t _{desbaste}	0,21	N: velocidad del husillo rpm
		L	16	Σ(t _{desbaste} + t _{acabado})		v: velocidad de corte m/min
		F	0,15	0,21		f: avance mm/rev
		t _{Total mec}		2,21		L: longitud de corte mm
				t _{montaje}		2
DESCRIPCION DE LA OPERACION						Taladrar agujero de 0,5" por toda la superficie

2	ESQUEMA GENÉRICO DEL PROCESO	Taladrado D 0,75" por todo				PARAMETROS
	Desbaste	Vd	20	N	334,18	Do: diámetro inicial mm
		D [mm]	19,05	t _{desbaste}	0,32	N: velocidad del husillo rpm
		L	16	Σ(t _{desbaste} + t _{acabado})		v: velocidad de corte m/min
		F	0,15	0,32		f: avance mm/rev
		t _{Total mec}		2,32		L: longitud de corte mm
				t _{montaje}		2
DESCRIPCION DE LA OPERACION						Taladrar agujero de 0,75" por toda la superficie

3	ESQUEMA GENÉRICO DEL PROCESO	Taladrado diámetro 1,125" por todo				PARAMETROS	
			Vd	20	N	222,79	Do: diámetro inicial mm
D [mm]	28,575		t _{desbaste}	0,48	N: velocidad del husillo rpm		
L	16		Σ(t _{desbaste} + t _{acabado})		v: velocidad de corte m/min		
F	0,15		0,48		f: avance mm/rev		
t _{Total mec}			2,48		L: longitud de corte mm		
			t _{montaje}		2		
				t=tiempo de maquinado min			
				DESCRIPCION DE LA OPERACION			
				Taladrar agujero de 1,125" por toda la superficie			

4	ESQUEMA GENÉRICO DEL PROCESO	Fresado de cavidad a profundidad 0,25"				PARAMETROS	
			DESASTES (2 pasadas)	Vd	16	N	401,03
D _o [mm]	12,70			t _{desbaste}		N: velocidad del husillo rpm	
L	95			10,19		v: velocidad de corte m/min	
F	40,00			5,08		f: avance mm/min	
ACABADO	Vd		20	N	501,29	L: longitud de corte mm	
	D _o [mm]		12,70	t _{desbaste}		t=tiempo de maquinado min	
	L		95	5,08		DESCRIPCION DE LA OPERACION	
	F		40,00	3,00		Fresado frontal de profundidad 6,35 mm	
Σ(t _{desbaste} + t _{acabado})			15,27	t _{montaje}		3,00	
t _{Total mec}			18,27				

Fuente: Autores del proyecto.

Al finalizar los procesos de mecanizado las quijadas son rectificadas obteniendo la pieza final que se puede observar en la figura 243.

Figura 243. Quijadas finalizadas.



Fuente: Autores del proyecto.

8.5 FABRICACIÓN DE LOS COMPONENTES DEL MECANISMO.

Los componentes del mecanismo a fabricar son el perno medio, las bielas y el empalme.

8.5.1 Descripción del proceso de manufactura del pasador principal. El pasador principal, Es básicamente un tornillo grado 8, será el que une las quijadas con el bastidor. Fue necesario realizar un proceso de torneado para rectificar el diámetro de 1 1/8", además de que se debió recortar la longitud del mismo. La pieza obtenida se puede observar en la figura 244.

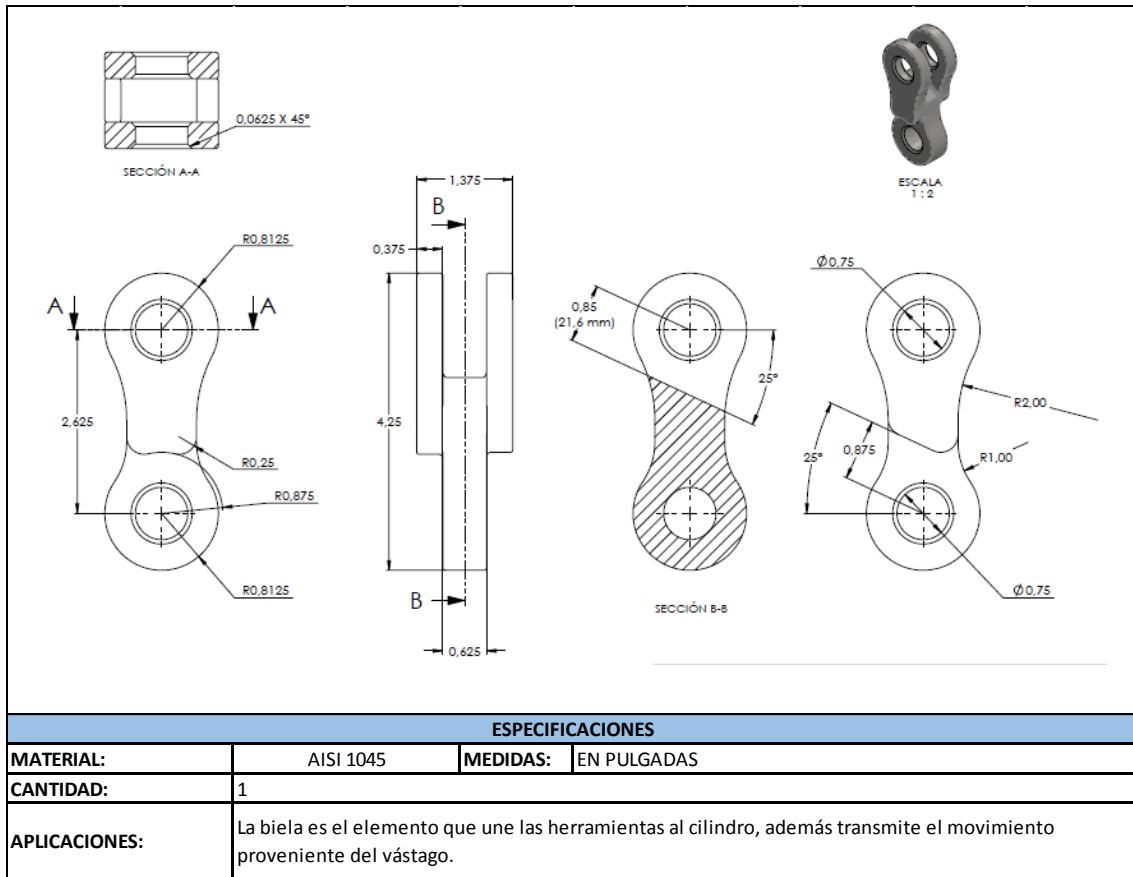
Figura 244. Pasador principal terminado.



Fuente: Autores del proyecto.

8.5.2 Descripción del proceso de manufactura de las bielas. Las bielas (ver tabla 167) son fabricadas de acero AISI 1045 inicialmente mecanizadas por un proceso de oxiacorte con el cual se obtiene su forma inicial para el trabajo en el taller (ver figura 245); posteriormente se realizan los distintos procesos de fresado y taladrado que son descritos en las tablas 168 y 169, en las cuales se aprecia la hoja de ruta y el esquema del proceso.

Tabla 167. Descripción y planos de la biela.




Fuente: Autores del proyecto.

Figura 245. Bielas después del proceso de oxicorte y taladrados.



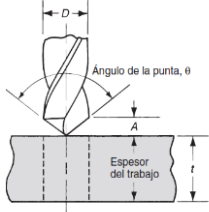
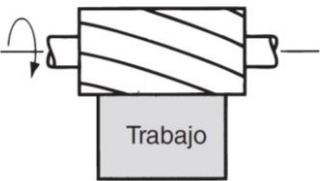
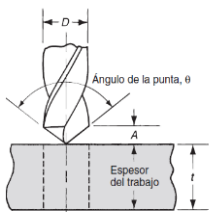
Fuente: Autores del proyecto.

Tabla 168. Hoja de ruta para el Proceso de fabricación de la biela.

 HOJA DE RUTA					
Parte No.	Nombre de Pieza	Fecha			
12	Biela	11/Abil/2014			
Material	Tamaño	Planificador			
AISI 1045	Lámina de espesor 0,625"	Aída Stefania Durán/Julián Andrés Calderón			
No.	Operación	Máquina	Velocidad(rev/min)	Avance(mm/rev)	Tiempo de Ciclo [min]
10	Taladrado D 0,75" por todo	Taladro	Desbaste (334)	Desbaste (0,15)	2,32
20	Fresado periférico profundidad 55,6 mm	Fresadora	Desbaste (267) Acabado (334)	Desbaste (0,60) mm/min	10,69
30	Taladrado frontal D 0,75" por todo	Taladro	Desbaste (334)	Desbaste (0,15)	2,32

Fuente: Autores del proyecto.

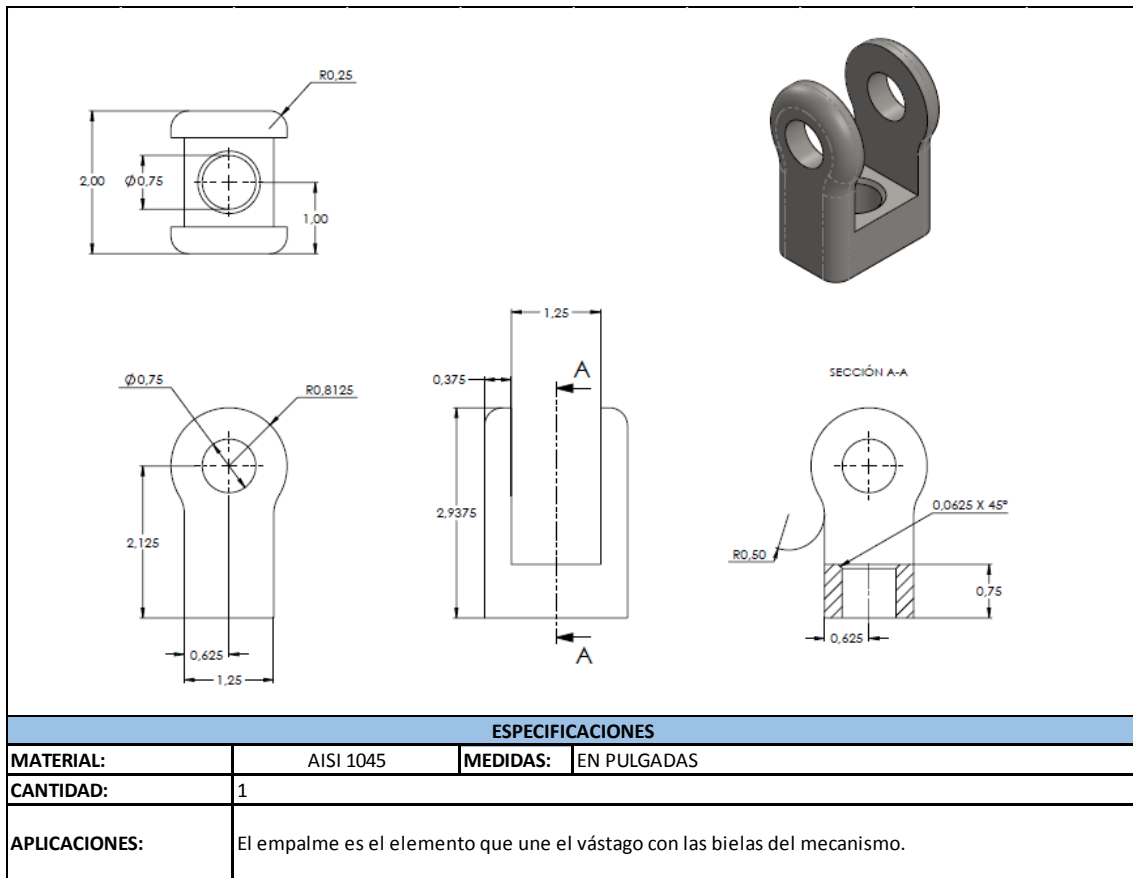
Tabla 169. Esquema del proceso de fabricación de la biela.

1	ESQUEMA GENÉRICO DEL PROCESO	Taladrado D 0,75" por todo				PARAMETROS
	Desbaste	Vd	20	N	334,18	Do:diámetro inicial mm
		D [mm]	19,05	t _{desbaste}	0,32	N: velocidad del husillo rpm
		L	16	Σ(t _{desbaste} + t _{acabado})		v: velocidad de corte m/min
		F	0,15	0,32		f: avance mm/rev
		t _{montaje}		2		L: longitud de corte mm
		t _{Total mec}		2,32		t=tiempo de maquinado min
						DESCRIPCION DE LA OPERACION
						Taladrar agujero de 0,75" por toda la superficie
2	ESQUEMA GENÉRICO DEL PROCESO	Fresado periférico profundidad 55,6 mm				PARAMETROS
	DESBASTES (8 pasadas)	Vd	16	N	267,35	Do:diámetro inicial mm
		D _o [mm]	19,05	t _{desbaste}	5,12	N: velocidad del husillo rpm
		L	32			v: velocidad de corte m/min
		F	60,00			f: avance mm/rev
	ACABADO	Vd	20	N	334,19	L: longitud de corte mm
		D _o [mm]	19,05	t _{desbaste}	2,58	t=tiempo de maquinado min
		L	32			DESCRIPCION DE LA OPERACION
		F	60,00			Eliminar material hasta una profundidad 55,6 mm
	Σ(t _{desbaste} + t _{acabado})		7,69	t _{montaje}	3,00	
	t _{Total mec}		10,69			
3	ESQUEMA GENÉRICO DEL PROCESO	Taladrado D 0,75" por todo				PARAMETROS
	Desbaste	Vd	20	N	334,18	Do:diámetro inicial mm
		D [mm]	19,05	t _{desbaste}	0,32	N: velocidad del husillo rpm
		L	16	Σ(t _{desbaste} + t _{acabado})		v: velocidad de corte m/min
		F	0,15	0,32		f: avance mm/rev
		t _{montaje}		2		L: longitud de corte mm
		t _{Total mec}		2,32		t=tiempo de maquinado min
						DESCRIPCION DE LA OPERACION
						Taladrar agujero de 0,75" por toda la superficie

Fuente: Autores del proyecto.

8.5.3 Descripción del proceso de manufactura del empalme. El empalme, unido al vástago del cilindro, conecta a las bielas con el actuador (ver tabla 170); la materia prima es inicialmente llevada a un proceso de oxicorte para definir el contorno de la pieza (ver figura 246.) Posteriormente, se realizan procesos de mecanizado que son registrados en las tablas 171 y 172. Además, la pieza se lleva a un proceso de rectificado para llevar a las medidas finales.

Tabla 170. Descripción y planos del empalme.



Fuente: Autores del proyecto.

Figura 246. Empalme después del proceso de oxicorte.



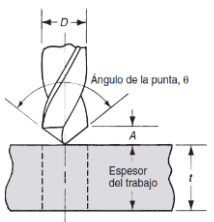
Fuente: Autores del proyecto.

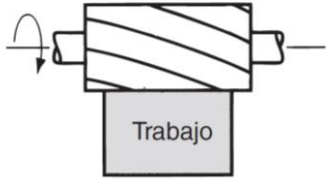
Tabla 171. Hoja de ruta para el Proceso de fabricación del empalme.

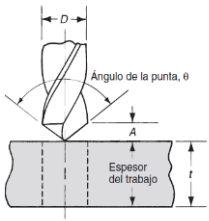
 HOJA DE RUTA					
Parte No.	Nombre de Pieza	Fecha			
15	Empalme	11/Abil/2014			
Material	Tamaño	Planificador			
AISI 1045	Lámina de espesor 0,625"	Aída Stefania Durán/Julián Andrés Calderón			
No.	Operación	Máquina	Velocidad(rev/min)	Avance(mm/rev)	Tiempo de Ciclo [min]
10	Taladrado D 0,75" por todo	Taladro	Desbaste (334)	Desbaste (0,15)	2,32
20	Fresado periférico profundidad 55,6 mm	Fresadora	Desbaste (267) Acabado (334)	Desbaste (0,60) mm/min	10,69
30	Taladrado frontal D 0,75" por todo	Taladro	Desbaste (334)	Desbaste (0,15)	2,32

Fuente: Autores del proyecto.

Tabla 172. Esquema del proceso de fabricación del empalme.

1	ESQUEMA GENÉRICO DEL PROCESO	Taladrado D 0,75" por todo				PARAMETROS	
			Desbaste	Vd	20	N	334,18
D [mm]	19,05			t _{desbaste}	0,32	N: velocidad del husillo rpm	
L	16			Σ(t _{desbaste} + t _{acabado})		v: velocidad de corte m/min	
F	0,15			0,32		f: avance mm/rev	
t _{montaje}				2	L: longitud de corte mm		
t _{Total mec}		2,32				t= tiempo de maquinado min	
DESCRIPCION DE LA OPERACION							
Taladrar agujero de 0,75" por toda la superficie							

2	ESQUEMA GENÉRICO DEL PROCESO	Fresado periférico profundidad 55,6 mm				PARAMETROS		
	<p>Trabajo</p>	DESABASTES (8 pasadas)	Vd	16	N	267,35	Do: diámetro inicial mm	
			D _o [mm]	19,05			N: velocidad del husillo rpm	
			L	32			v: velocidad de corte m/min	
			F	60,00			f: avance mm/rev	
		ACABADO	Vd	20	N	334,19	L: longitud de corte mm	
			D _o [mm]	19,05			t= tiempo de maquinado min	
			L	32			t _{desbaste}	5,12
			F	60,00			t _{desbaste}	2,58
		Σ(t _{desbaste} + t _{acabado})		7,69	t _{montaje}	3,00	DESCRIPCION DE LA OPERACION	Eliminar material hasta una profundidad 55,6 mm
		t _{Total mec}		10,69				

3	ESQUEMA GENÉRICO DEL PROCESO	Taladrado D 0,75" por todo				PARAMETROS	
	<p>Desvaste</p>	Vd	20	N	334,18	Do: diámetro inicial mm	
		D [mm]	19,05			t _{desbaste}	0,32
		L	16	Σ(t _{desbaste} + t _{acabado})		v: velocidad de corte m/min	
		F	0,15	0,32		f: avance mm/rev	
				t _{montaje}		2	L: longitud de corte mm
				t _{montaje}		2	t= tiempo de maquinado min
		t _{Total mec}		2,32			
						Taladrar agujero de 0,75" por toda la superficie	

Fuente: Autores del proyecto.

8.6 ENSAMBLAJE FINAL.

El cilindro hidráulico por medio del empalme es unido al mecanismo de las quijadas (ver figura 247), y al final del ensamblaje se obtiene el modelo listo para conectar a la válvula y a la fuente de potencia (ver figura 248).

Figura 247. Ensamblaje del cilindro con el mecanismo de las quijadas.



Fuente: Autores del proyecto.

Figura 248. Modelo ensamblado.



Fuente: Autores del proyecto.

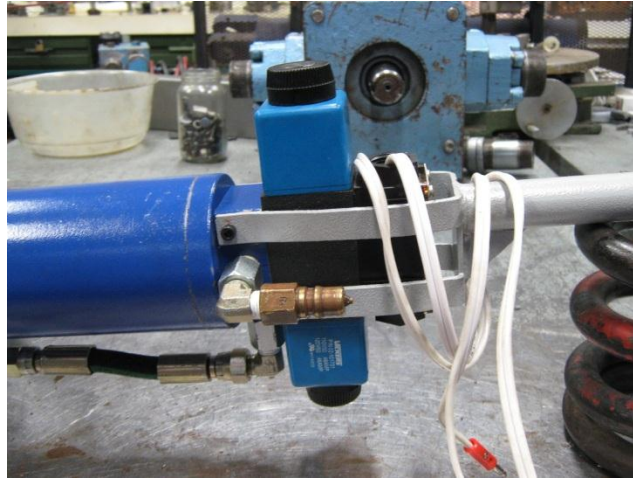
El resultado final de la fabricación se puede observar en la figura 249, donde el modelo ya está pintado, conectado a la válvula y dispuestos sus puertos a la conexión de mangueras del circuito hidráulico (ver figura 250).

Figura 249. Modelo finalizado.



Fuente: Autores del proyecto.

Figura 250. Conexión de la válvula direccional al modelo.



Fuente: Autores del proyecto.

8.7 PRUEBAS DEL MODELO.

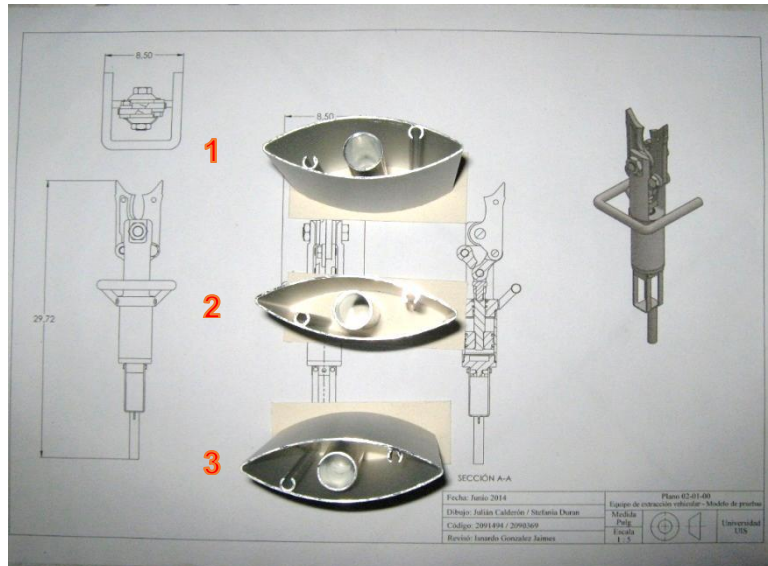
En el capítulo 7, se planteó que la capacidad corte del modelo se define para capas de perfil de aluminio especificado que sería análogo a los montantes del automóvil. El equipo es probado en los tres perfiles idénticos que se aprecian en la figura 251 y se obtiene un corte perfecto y liso de los mismos con tiempos de corte especificados en la tabla 173.

Tabla 173. Tiempos de corte de los perfiles de aluminio.

Pieza	Tiempo [s]
1	3,13
2	3,15
3	3,21
Promedio	3,16

Fuente: Autores del proyecto.

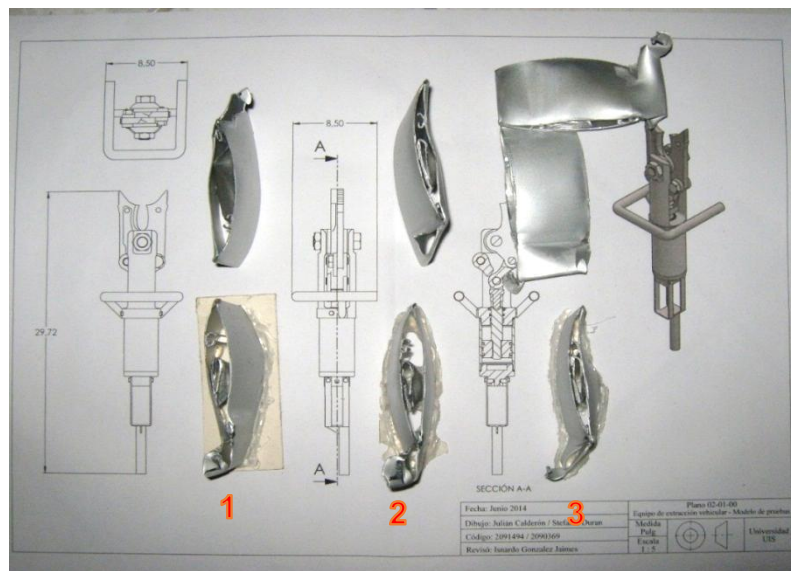
Figura 251. Perfil de aluminio a cortar.



Fuente: Autores del proyecto.

El resultado de los perfiles después de la satisfactoria operación se muestra en la figura 252.

Figura 252. Perfiles de aluminio después del corte.



Fuente: Autores del proyecto.

9. CONCLUSIONES

- Se contribuyó al compromiso misional de la escuela de Ingeniería Mecánica de la universidad Industrial de Santander, al diseñar un equipo de rescate vehicular de bajo costo que permita a los cuerpos de bomberos contar con este vital equipo y beneficiar a la comunidad que diariamente se enfrentan a los peligros de las carreteras.
- Se cumplió el objetivo de diseñar el prototipo con carga mínima de 15 toneladas y el modelo cumplió con el objetivo de cortar el perfil planteado inicialmente para los cálculos llegando aproximadamente a las 3 toneladas de carga sin fallas ni defectos durante las pruebas.
- Se diseñó el sistema hidráulico y el equipo de forma que permiten tener una velocidad de operación óptima, esto se refleja en el modelo que tarda 4 segundos en promedio durante la operación de cortar y 3,16 en la de separar.
- Se pudo lograr un diseño de prototipo de bajo peso (menor de 30 Kg), llegando este a pesar, según los cálculos, 27,76 Kilogramos; el modelo también tiene un bajo peso y permite su portabilidad, alcanzando los 18 Kilogramos incluyendo el aceite y la válvula.
- El proceso de diseño que incluye los métodos convencionales de ingeniería de cálculo manual y la posterior comprobación con software de simulación es un método confiable. Por medio del SolidWorks se crearon modelos CAD, que permitieron definir dimensiones y demás características; después con las herramientas SolidWorks Motion y Simulation se realizaron estudios CAE de cinemática y resistencia de materiales, que permitieron asegurar el correcto desarrollo del diseño, garantizando la detección de fallas oportunamente sobre el avance del proceso. El resultado de usar dicho procedimiento se puede ver en el funcionamiento del modelo que tuvo un óptimo desempeño durante las pruebas llegando a soportar presiones de hasta 2700 Psi.
- El uso de tablas de Excel para el manejo de las ecuaciones, supuso una gran ventaja de tiempo ya que las modificaciones a los cálculos durante el diseño

y las distintas iteraciones se pudieron hacer de forma más rápida y ordenada, ventaja que no se obtiene con los solucionadores de ecuaciones los cuales son susceptibles a errores ya que la interfaz es menos ordenada y se puede llegar a confundir al usuario.

➤ Se cumplió el concepto que se tuvo en cuenta durante el diseño conceptual de las cuchillas, el cual decía que la forma de “pico de loro” de la herramienta de corte permite un corte más rápido y eficiente, ya que, como se puede observar en los videos de las pruebas, esta forma curva de las cuchillas lleva desde el exterior de las mismas hacia el interior de ellas la pieza a cortar, y ahí comprime y luego cizalla de forma mucho mejor a la que se obtendría con cuchillas rectas las cuales no dominan la pieza sino cortan directamente donde se ubiquen las zonas de corte, llevando a que a veces no se utilice todo el poder del sistema hidráulico que concentra su fuerza en la base de las cuchillas.

➤ Al ser la primera vez tanto para el fabricante como para los diseñadores que se construye un modelo de este tipo de equipo, existen errores en la fabricación como holguras y demás defectos, que se pueden corregir dando tolerancias más precisas y fabricando con más enfoque en los requerimientos finales del ensamble.

➤ Es importante aclarar que durante las operaciones de corte y separación tanto del modelo como del equipo, se debe posicionar la herramienta siempre de forma perpendicular a la pieza a cortar, pues si esta se llegara a inclinar, la fuerza de la herramienta no sería suficiente para el corte ya que no se utilizaría su capacidad máxima y llevaría a concentrar los esfuerzos en las zonas sin filo de las quijadas ocasionándoles posiblemente una rotura.

BIBLIOGRAFÍA

COMPAÑÍA GENERAL DE ACEROS. Propiedades mecánicas de los materiales. Internet. (www.cga.com.co)

DUBBEL, H. Manual del constructor de máquinas. Barcelona: Labor, 1965. 1972p.

GROOVER, Mikell P. Fundamentos de manufactura moderna: materiales, procesos y sistemas. 3ed. Mexico: Mc graw-hill, 2007. 1064p.

HAMROCK, Bernard J.; JACOBSON, Bo O. y SCHMID, Steven R. Fundamentals of machine elements. 2ed. New York: Mc graw-hill Higher Education, 2005. 980p.

HOLMATRO RESCUE EQUIPMENT. Técnicas de Rescate en vehículos. Holanda: Éditions Icone Graphic, 2005.

HURST JAWS OF LIFE®. Product Specification, Combination Tool. Internet. (<http://www.jawsoflife.com/en/product/10000-psi-sc357-combination-tool>).

LUKAS. Spare parts list Combi tools SC 357. Internet. ([http://rescue.lukas.com/Rescue+products/Combi + +special+tools/SC+357-p-214.html](http://rescue.lukas.com/Rescue+products/Combi+%20+special+tools/SC+357-p-214.html)).

MATWEB: Online Materials Information Resource. Internet. (www.matweb.com)

MOTT, Robert L. Diseño de elementos de máquinas. 4ed. México: Pearson Educación, 2006. 930p.

NATIONAL FIRE PROTECTION ASSOCIATION. Standard for the Inspection, Maintenance, Testing, and Retirement of In-Service Automotive Fire Apparatus. NFPA 1911. Internet: (<http://www.nfpa.org/codes-and-standards/document-information-pages>).

PARKER. Parker Store catalogue 2012. Internet. (<http://www.parker.com/portal/site/PARKER/menuitem.eb20258a5093aeecb1935b1076108a0c>).

SMIMOV, V. V. y TSELIKOV, A. I. Trenes de laminación. Bilbao: Urmo, 1970. 464p.

SOCIETY OF AUTOMOTIVE ENGINEERS. 2005 SAE HANDBOOK. Warrendale, pa. : Society of Automotive Engineers, 2005. V.1.

ANEXOS

ANEXO A

DISEÑO DE UN CAMIÓN

ANEXO B

DISEÑO DE UN AUTOBUS

ANEXO C

TIPOS DE BOMBAS HIDRÁULICAS EN EL MERCADO

ANEXO D

BOMBA PARKER PGP500

ANEXO E

MOTOR HONDA GX

ANEXO F

PARKER INDUSTRIAL HYDRAULIC VALVE D1VL

ANEXO G

CARTUCHO PARKER A02B2

ANEXO H

ACCESORIOS PARA TANQUES
PARKER. CATALOG 2300-15

ANEXO I

ISO 440699 CLEANLINESS LEVEL STANDARDS

ANEXO J

FICHA SAE 4340 CGA.

ANEXO K

COTIZACIÓN SIMCA SAS

ANEXO L

PLANOS DEL EQUIPO

ANEXO M

PLANOS DEL MODELO