



ESPE

UNIVERSIDAD DE LAS FUERZAS ARMADAS
INNOVACIÓN PARA LA EXCELENCIA

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

CARRERA DE INGENIERÍA AUTOMOTRIZ

**TRABAJO DE TITULACIÓN PREVIO A LA OBTENCIÓN DEL
TÍTULO DE INGENIERO AUTOMOTRIZ**

**TEMA: “DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA MÁQUINA SEMI
AUTOMÁTICA DESENLLANTADORA DE NEUMÁTICOS PARA
VEHÍCULOS CON NEUMÁTICOS DE RIN 13 HASTA 16”**

AUTOR: BYRON SANTIAGO CUJE TIBANTA

DIRECTOR: ING. GUIDO TORRES

LATACUNGA

2017



ESPE

UNIVERSIDAD DE LAS FUERZAS ARMADAS
INNOVACIÓN PARA LA EXCELENCIA

DEPARTAMENTO DE CIENCIAS DE LA ENERGÍA Y MECÁNICA
CARRERA DE INGENIERÍA AUTOMOTRIZ

CERTIFICACIÓN

Certifico que el trabajo de titulación, titulado **“DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA MÁQUINA SEMI AUTOMÁTICA DESENLLANTADORA DE NEUMÁTICOS PARA VEHÍCULOS CON NEUMÁTICOS DE RIN 13 HASTA 16”** realizado por el señor Byron Santiago Cuje Tibanta, ha sido revisado en su totalidad y analizado por el software anti-plagio, el mismo cumple con los requisitos teóricos, científicos, técnicos, metodológicos y legales establecidos por la Universidad de Fuerzas Armadas ESPE, por lo tanto me permito acreditarlo y autorizar al señores BYRON SANTIAGO CUJE TIBANTA, para que lo sustente públicamente.

Latacunga, 02 de Febrero de 2017

Una firma manuscrita en tinta azul que parece decir 'G. Torres'.

ING. GUIDO TORRES
TUTOR



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

DECLARACIÓN DE RESPONSABILIDAD

Yo: Byron Santiago Cuje Tibanta

DECLARO QUE:

El trabajo de grado denominado: **“DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA MÁQUINA SEMI AUTOMÁTICA DESENLLANTADORA DE NEUMÁTICOS PARA VEHÍCULOS CON NEUMÁTICOS DE RIN 13 HASTA 16”**, ha sido desarrollado en base a una investigación exhaustiva, respetando derechos intelectuales de terceros, conforme las citas que constan al pie de las paginas correspondientes, cuyas fuentes se incorporan en la bibliografía.

De la misma manera testifico que este trabajo es de mi autoría.

En virtud de esta declaración, me responsabilizo del contenido, veracidad y alcance científico del trabajo de grado en mención.

Latacunga, 02 de Febrero de 2017

Byron Santiago Cuje Tibanta.

C.C.: 171946829-8



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

AUTORIZACIÓN

Yo: **BYRON SANTIAGO CUJE TIBANTA**, autorizo a la Universidad de las Fuerzas Armadas – ESPE para que publique en la biblioteca virtual de la institución el trabajo denominado “**DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA MÁQUINA SEMI AUTOMÁTICA DESENLLANTADORA DE NEUMÁTICOS PARA VEHÍCULOS CON NEUMÁTICOS DE RIN 13 HASTA 16**”, en el que se encuentra contenidos, ideas y criterios que son de mi autoría.

Latacunga, 02 de Febrero de 2017

A handwritten signature in blue ink, which appears to read 'Byron Santiago Cuje Tibanta', is written over a horizontal line.

Byron Santiago Cuje Tibanta

C.C.: 171946829-8

DEDICATORIA

A Dios por permitir que una de mis metas se cumpla con éxito.

A mis padres Francisco Cuje y Narcisa Tibanta por el apoyo incondicional, esfuerzo y dedicación de todos estos años para la culminación de mi carrera.

A mi esposa por su amor incondicional y por ser una mujer muy dedicada a su familia.

A mis hermanos Mauricio y Jesenya por el cariño, los consejos y la niñez que compartimos juntos.

A mis abuelos Juan y María de Lourdes por los consejos y el amor que siempre me dan.

A mis tíos, primos que me apoyaron siempre.

A mis amigos de la universidad por acompañarme en estos años, siempre los llevare en mi mente.

AGRADECIMIENTO

A Dios y a Jesús de Nazaret por todas las bendiciones que me ha dado.

A mis padres por ser mi fortaleza y hacer de mí un hombre de bien.

Al Ingeniero Guido Torres, mi director de tesis por su ayuda y aporte de sus conocimientos en el proceso de este proyecto.

A mis profesores de la Universidad de las Fuerzas Armadas (ESPE-L) por los conocimientos brindados y compartidos.

ÍNDICE DE CONTENIDOS

PORTADA.....	i
CERTIFICACIÓN.....	ii
DECLARACIÓN DE RESPONSABILIDAD.....	iii
AUTORIZACIÓN.....	iv
DEDICATORIA.....	v
AGRADECIMIENTO.....	vi
ÍNDICE DE CONTENIDOS.....	vii
ÍNDICE DE FIGURAS.....	xii
ÍNDICE DE TABLAS.....	xvi
ÍNDICE DE ECUACIONES.....	xviii
RESUMEN.....	xix
ABSTRACT.....	xx

CAPÍTULO I

1. GENERALIDADES.....	1
1.1 Antecedentes	1
1.2 Planteamiento del problema.....	2
1.3 Descripción resumida de la investigación	2
1.3 Justificación e Importancia	3
1.4 Hipótesis.....	3
1.5 Variables de la investigación.....	3
1.6 Objetivos.....	4
1.6.1 Objetivo General	4
1.6.2 Objetivos específicos	4

CAPÍTULO II

2. MARCO TEÓRICO	5
2.1 Ruedas del vehículo.....	5
2.2 Características principales de los neumáticos.....	5
2.3 Desmontaje y montaje de neumáticos	7
2.3.1 Desmontaje	7
2.3.2 Montaje.....	7
2.4 Desenllantadora de ruedas semiautomática R26FLT	8
2.4.1 Sujeción hidráulica auto-céntrica.....	8
2.5 Hidráulica	9
2.5.1 Presión de un fluido.....	9
2.5.2 Principio de Pascal.....	10
2.5.3 Fluido.....	12
2.5.4 Tanque	13

2.5.5	Filtro	14
2.5.6	Bomba hidráulica.....	16
2.5.7	Caudal.....	18
2.5.8	Rendimiento volumétrico.....	18
2.5.9	Selección de una bomba hidráulica.....	19
2.5.10	Características principales de una central hidráulica	20
2.5.11	Mangueras	21
2.5.12	Conexiones y acoplamientos.....	22
2.5.13	Tipos de conectores roscados.....	24
2.6	Manómetros	25
2.7	Cilindros hidráulicos	26
2.7.1	Función de los cilindros.....	26
2.7.2	Componentes.....	26
2.7.3	Cilindro de doble efecto.....	27
2.8	Tipos de válvulas.....	27
2.8.1	Válvulas de control de dirección.....	28
2.9	Sistema de transmisión	30
2.9.1	Motores asincrónicos de inducción	30
2.10	Impulsores de banda y cadena	32
2.10.1	Impulsor de banda.....	33
2.10.2	Diseño de impulsores de banda en V.....	34
2.11	Factor de seguridad	35
2.11.1	Esfuerzo y resistencia	36
2.12	Sistema reductor	37
2.12.1	Razón de transmisión	39
2.13	Impulsores de cadena.....	39
2.14	Reductor de velocidad de tornillo sin fin y corona.....	41
2.15	Sistema eléctrico.....	41
2.15.1	Potencia en circuitos de corriente alterna	41
2.15.2	Contactores.....	42
2.15.3	Relé térmico.....	42
2.15.4	Disyuntor.....	43
2.15.5	Los fusibles	43
2.15.6	Inversión de giro de un motor monofásico con condensador.....	44

CAPÍTULO III

3.	DISEÑO DE LA MÁQUINA DESENLANTADORA	46
3.1	Metodología para realizar el diseño y la comprobación	46
3.2	Metodología para realizar el análisis.....	47
3.3	Diseño del mecanismo mordazas	48

3.3.1	Análisis estático del mecanismo mordazas.....	49
3.3.2	Posición abierta mecanismo mordazas.....	50
3.3.3	Posición cerrada mecanismo mordaza	51
3.3.4	Análisis del mecanismo mordazas mediante el software	53
3.3.5	Análisis estático mordaza	54
3.3.6	Análisis estático del eslabón complejo aplicando las cargas	57
3.4	Análisis estático del plato giratorio	58
3.4.1	Asignación del material	59
3.5	Análisis estático en el mecanismo mordazas.....	60
3.5.1	Consideraciones.....	60
3.5.2	Procedimiento	60
3.5.3	Asignación de cargas a la estructura	61
3.5.4	Deformación de la estructura del mecanismo mordazas por cargas	62
3.6	Análisis estático de pasadores en el mecanismo mordazas	63
3.6.1	Análisis estático de pasadores en el mecanismo mordazas.	64
3.7	Diseño del eje de empuje del mecanismo mordazas	65
3.7.1	Diseño del eje de empuje	65
3.7.2	Análisis y cargas para selección de rodamientos	68
3.8	Análisis de esfuerzos del eje	71
3.8.1	Análisis de resultados Tensión Máxima	72
3.8.2	Desplazamiento.....	72
3.9	Diseño del bastidor.....	73
3.9.1	Descripción de funcionamiento y parámetros.....	73
3.9.2	Diseño de soportes laterales para brazo oscilante	75
3.9.3	Análisis de trayectoria y desplazamiento del seguidor	77
3.10	Dimensiones generales de la máquina	78
3.11	Ubicación de los cilindros hidráulicos en la estructura	80
3.12	Análisis por elementos finitos de esfuerzos en anclaje cilindro 1	83
3.12.1	Consideraciones.....	83
3.12.2	Procedimiento	84
3.12.3	Asignación de cargas a la estructura	84
3.13	Deformación de la estructura por cargas.....	87
3.13.1	Combinación de cargas 1	87
3.13.2	Tensión máxima	87
3.13.3	Desplazamiento.....	87
3.14	Determinación del centro de masa de la máquina	89
3.15	Diseño y análisis del brazo destalonador	91
3.15.1	Fuerza aplica por el cilindro hidráulico	91
3.15.2	Análisis del disco de apriete	93
3.16	Fuerza aplicada en la garra.....	95
3.17	Selección de los componentes	97

3.17.1 Cálculos para la duración de diseño de rodamientos	97
3.17.2 Selección de rodamientos.....	99
3.18 Sistema de movimiento.....	101
3.18.1 Sistema de transmisión.....	101
3.18.2 Cálculo de la potencia de diseño	102
3.18.3 Selección del perfil.....	103
3.18.4 Distancia entre centros	106
3.18.5 Cálculo de la longitud de correa.....	106
3.18.6 Determinación del ángulo de contacto de la polea motriz.....	107
3.19 Análisis de la fuerza y presión en el sistema hidráulico	108
3.20 Cálculo de la presión de trabajo del cilindro hidráulico 1 del brazo.....	108
3.21 Cálculo de la presión de trabajo del cilindro hidráulico 1 para el retorno del brazo	109
3.22 Cálculo de la presión de trabajo del cilindro hidráulico 2 del carro móvil ..	109
3.23 Cálculo de la presión de trabajo del cilindro hidráulico 3 del mecanismo mordazas	110
3.24 Cálculo bomba hidráulica.....	111
3.25 Cálculo del motor de inducción.....	113
3.26 Cálculo para el volumen del depósito	113
3.27 Cálculo de las válvulas direccionales.....	113
3.27.1 Velocidad del vástago	114
3.27.2 Caudal lado del vástago.....	114
3.27.3 Caudal lado contrario del vástago.....	114
3.28 Diagrama general del circuito hidráulico	114
3.29 Selección de elementos hidráulicos.....	116
3.29.1 Cilindros hidráulicos.....	116
3.29.2 Grupo bomba hidráulica y motor inducción.....	117
3.29.3 Válvulas direccionales	117
3.29.4 Filtro.....	118
3.29.5 Mangueras	118
3.30 Circuito eléctrico	118
3.30.1 Motor de inducción.....	119
3.30.2 Relés térmicos	119

CAPÍTULO IV

4. CONSTRUCCIÓN DE LA MÁQUINA DESENLLANTADORA.....	120
4.1 Construcción de la estructura.....	122
4.2 Construcción del sistema hidráulico	131
4.3 Construcción del sistema eléctrico	136

CAPÍTULO V

5	MARCO ADMINISTRATIVO.....	139
5.1	Recursos	139
5.1.1	Recursos humanos	139
5.1.2	Recursos tecnológicos	139
5.1.3	Recursos físicos	140
5.1.4	Recursos materiales.....	140
5.1.5	Recursos financieros.....	140
5.2	Costos de construcción de la máquina desenllantadora	140
5.3	Materiales para la estructura.....	141
5.4	Costo total del proyecto	143
5.5	Análisis financiero	144
5.5.1	Valor presente neto VPN	144
5.5.2	Tasa interna de rendimiento TIR.....	145
5.5.3	Costo beneficio	146

CAPÍTULO VI

6	CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES.....	147
6.1	Conclusiones.	147
6.2	Recomendaciones.	148

REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS	149
---	------------

ANEXOS.....	152
--------------------	------------

Anexo a: Tabla para seleccionar rodamientos

Anexo b: Características válvulas distribuidora monoblock

Anexo c: Características de mangueras hidráulicas

Anexo d: Tabla de tamaño de cadenas

Anexo e: Capacitores aconsejables para conectar a motores monofásicos

Anexo f: Elementos para diagramación de circuitos hidráulicos

Anexo g: Elementos para diagramación de circuitos eléctricos

Anexo h: Codificación de los neumáticos

Anexo i: Condiciones bomba hidráulica

Anexo j: Planos máquina semiautomática desenllantadora

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1. Partes principales de una rueda	5
Figura 2. Descripción de los neumáticos	6
Figura 3. Desmontaje del neumático	7
Figura 4. Montaje del neumático.....	7
Figura 5. Ranger R26FLT	8
Figura 6. Principio de Pascal	10
Figura 7. Componentes del circuito hidráulico	11
Figura 8. Función del líquido hidráulico	13
Figura 9. Componentes del tanque hidráulico	14
Figura 10. Ubicación de los filtros sistema hidráulico	15
Figura 11 Bomba de engranajes.....	16
Figura 12. Componentes de una bomba de engranajes	17
Figura 13. Esquema de la bomba de engranajes	18
Figura 14. Composición de una manguera hidráulica.....	22
Figura 15. Conexión rebordeada	23
Figura 16. Sellos.....	23
Figura 17. Macho de sello anular de rosca recta SAE	24
Figura 18. Conector JIC 37°	24
Figura 19. Conector SAE 45°.....	25
Figura 20. Conector SAE 45°.....	25
Figura 21. Manómetro.....	26
Figura 22. Partes de un cilindro hidráulico	27
Figura 23. Cilindro hidráulico de doble efecto	27
Figura 24. Monoblock de tres comandos	28
Figura 25. Válvula check.....	29
Figura 26. Motor de inducción.....	30
Figura 27. Sección longitudinal del motor de inducción	31
Figura 28. Curva de rendimiento para motores	32
Figura 29. Impulsor combinado banda y cadena	33
Figura 30. Impulsor básico de banda.....	33
Figura 31. Correa de transmisión.....	34
Figura 32. Longitud geométrica de la correa	35
Figura 33. Curva esfuerzo-deformación.....	37
Figura 34. Sistema reductor.....	38
Figura 35. Impulsora de cadena	40
Figura 36. Reductor de velocidad Tipo TR1	41
Figura 37. Diagrama contactor.....	42
Figura 38. Diagrama relé térmico.....	42
Figura 39. Diagrama disyuntor	43

Figura 40. Diagrama fusible	44
Figura 41. Inversión de giro de un motor inducción	45
Figura 42. Posición 1, mecanismo mordazas cerrada	49
Figura 43. Posición 2, mecanismo mordazas abiertas.....	49
Figura 44. Partes del mecanismo mordazas.....	49
Figura 45. Fuerzas mecanismo mordaza 1, posición abierta.....	50
Figura 46. Fuerzas mecanismo mordaza 1, posición cerrada	51
Figura 47. Aplicación de la carga mordaza	55
Figura 48. Tensión de Von Mises mordaza	55
Figura 49. Desplazamiento máximo mordaza.....	56
Figura 50. Diseño del mecanismo mordazas	56
Figura 51. Tensión máxima – Von Misses	57
Figura 52. Desplazamiento máximo.....	58
Figura 53. Factor de seguridad.....	58
Figura 54. Diseño del plato	59
Figura 55. Acero estructural ASTM A36	59
Figura 56. Acero estructural ASTM A36 mecanismo mordazas.....	60
Figura 57. Sujeciones-conexiones conjunto mordazas.....	61
Figura 58. Mallado de estructura tipo por curvatura.....	61
Figura 59. Tensión máxima – Von Misses	62
Figura 60. Desplazamiento máximo.....	63
Figura 61. Factor de seguridad.....	63
Figura 62. Análisis pasadores mecanismo mordazas.....	65
Figura 63. Análisis tensión eslabón complejo	65
Figura 64. DCL, Eje - Rodamientos.	66
Figura 65. Diagrama cadena.....	66
Figura 66. Diagrama de cuerpo eje-rodamientos.....	68
Figura 67. Diagrama de fuerzas.....	69
Figura 68. Diagrama de momento	70
Figura 69. Diagrama de fuerzas 1.....	71
Figura 70. Diagrama de momentos.....	71
Figura 71. Tensión máxima- Von Misses.....	72
Figura 72. Desplazamiento máximo.....	73
Figura 73. Factor de seguridad.....	73
Figura 74. Bastidor desenllantadora de neumáticos	74
Figura 75. Parámetros de la base desenllantadora de neumáticos	75
Figura 76. Soportes laterales	76
Figura 77. Dimensiones de la posición 1 del brazo oscilante	76
Figura 78. Desplazamiento $\pi/4$ rad brazo oscilante	77
Figura 79. Desplazamiento lineal del cilindro y trayectoria brazo	78
Figura 80. Dimensiones generales máquina desenllantadora.	79

Figura 81. Bases para posicionamiento del cilindro 1	81
Figura 82. Diagrama de cuerpo libre cilindro 1	81
Figura 83. Diagrama de fuerzas posición 2 del brazo oscilante.....	82
Figura 84. Diagrama de fuerzas posición 2 del brazo.....	83
Figura 85. Sujeciones brazo oscilante	84
Figura 86. Selección de malla, estructura tipo por curvatura	85
Figura 87. Mallado de estructura	85
Figura 88. Resultados por parte del software	86
Figura 89. Tensión máxima – Von Mises.....	87
Figura 90. Desplazamiento máximo.....	88
Figura 91. Factor de seguridad.....	88
Figura 92. Ubicación de componentes mecánicos e hidráulicos	89
Figura 93. Ubicación del centro de masa 3D	90
Figura 94. Diseño brazo destalonador	91
Figura 95. Posición disco-neumático	92
Figura 96. Fuerza aplicada área del disco	92
Figura 97. Deformación del plato.....	93
Figura 98. Análisis estático pasador del disco	94
Figura 99. Análisis pasadores del brazo	94
Figura 100. Análisis bocín del brazo destalonador	95
Figura 101. Análisis garra del brazo	95
Figura 102. Fuerza aplicada de la garra	96
Figura 103. Análisis garra	97
Figura 104. Factor de seguridad garra.....	97
Figura 105. Rodamiento de bolas	98
Figura 106. Selección de rodamientos de eje mordazas	100
Figura 107. Resultados calculados	100
Figura 108. Selección de rodamiento para eje de empuje mordaza	101
Figura 109. Resultados rodamiento	101
Figura 110. Correas de perfil estrecho.....	103
Figura 111. Descripción banda tipo 3VX.....	104
Figura 112. Disposición sistema de poleas Motor-Reductor.....	107
Figura 113. Circuito hidráulico	115
Figura 114. Líneas de alta presión circuito hidráulico	115
Figura 115. Diagrama eléctrico	118
Figura 116. Base principal de la estructura.....	122
Figura 117. Estructura base soldada	123
Figura 118. Base soporte para conjunto mordazas	123
Figura 119. Corte de piezas en oxicorte	124
Figura 120. Piezas cortadas	124
Figura 121. Ensamble de conjunto mordazas.....	124

Figura 122. Tubo cuadrado perforado	125
Figura 123. Perno para unir brazo a estructura	125
Figura 124. Brazo móvil	125
Figura 125. Ejes para los rodamientos del carro móvil	126
Figura 126. Maquinado de ejes.....	126
Figura 127. Base carro móvil	126
Figura 128. Ensamble del carro móvil.....	126
Figura 129. Rieles guía del carro	127
Figura 130. Tapa de las guías del carro	127
Figura 131. Maquinado de piezas del carro porta herramientas	127
Figura 132. Ensamble de todo el brazo	128
Figura 133. Sistema de transmisión.....	128
Figura 134. Depósito hidráulico	132
Figura 135. Implemento de motor eléctrico y bomba	132
Figura 136. Anclaje de los cilindros hidráulicos	132
Figura 137. Fijación del monoblock	133
Figura 138. Conexión de mangueras	133
Figura 139. Aceite hidráulico.....	133
Figura 140. Conexión contactores	136
Figura 141. Conexión motor eléctrico	137
Figura 142. Caja térmica.....	137
Figura 143. Conexión pulsadores de pie	137
Figura 144. Máquina terminada	138

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1. Especificaciones técnicas de la máquina.....	8
Tabla 2. Fuerzas aplicadas a neumáticos.....	9
Tabla 3. Componentes hidráulicos.....	11
Tabla 4. Datos técnicos de bombas hidráulicas.....	19
Tabla 5. Características del sistema hidráulico.....	19
Tabla 6. Tipos de mangueras	22
Tabla 7. Especificaciones del bloque de válvulas direccionales	28
Tabla 8. Clasificación de las válvulas hidráulicas	29
Tabla 9. Velocidades de motores CA.....	31
Tabla 10. Tamaño de cadenas con rodamientos	40
Tabla 11. Característica neumáticos.....	48
Tabla 12. Peso elementos conjunto mordazas	53
Tabla 13. Parámetros de análisis.....	54
Tabla 14. Propiedades mecánicas de los aceros.....	54
Tabla 15. Parámetros de análisis.....	55
Tabla 16. Deformación mordaza.....	56
Tabla 17. Datos para calcular la resistencia modificada por durabilidad	67
Tabla 18. Cargas eje rodamientos	68
Tabla 19. Reacciones en cada punto.....	72
Tabla 20. Dimensiones de los neumáticos	74
Tabla 21. Dimensiones de la máquina.....	79
Tabla 22. Parámetros para la estructura.....	80
Tabla 23. Fuerzas aplicadas - punto de anclaje superior.....	83
Tabla 24. Factor de diseño, aplicación en materiales dúctiles.....	86
Tabla 25. Coordenadas centro de masa.....	90
Tabla 26. Fuerzas aplicadas a neumáticos.....	90
Tabla 27. Deformación del plato de apriete	93
Tabla 28. Desplazamiento garra	96
Tabla 29. Factor de servicio.....	102
Tabla 30. Dimensiones normalizadas de los perfiles estrechos	104
Tabla 31. Dimensiones normalizadas de los perfiles estrechos	105
Tabla 32. Coeficiente de deslizamiento correas	106
Tabla 33. Datos del sistema hidráulico para la selección de cilindros	116
Tabla 34. Catálogo cilindros hidráulicos	117
Tabla 35. Relés térmicos de protección para motores monofásicos.....	119
Tabla 36. Secciones para cables eléctricos.....	119
Tabla 37. Diagrama de procesos de construcción de la estructura mecánica	120
Tabla 38. Selección de materiales de la estructura mecánica	121
Tabla 39. Diagrama de procesos de la implementación del sistema hidráulico ..	129

Tabla 40. Selección de los elementos hidráulicos	130
Tabla 41. Características típicas.....	134
Tabla 42. Diagrama de procesos de la implementación del sistema eléctrico	134
Tabla 43. Selección de los elementos eléctricos	135
Tabla 44. Recursos Humanos.....	139
Tabla 45. Elementos mecánicos.....	141
Tabla 46. Lista de herramientas utilizadas.....	141
Tabla 47. Costos de manufactura	141
Tabla 48. Elementos hidráulicos.....	142
Tabla 49. Elementos eléctricos.....	142
Tabla 50. Pintura y acabados	142
Tabla 51. Costos varios	143
Tabla 52. Costo total del proyecto	143
Tabla 53. Cuadro financiero.....	144

ÍNDICE DE ECUACIONES

Ecuación 1. Presión de un fluido.....	9
Ecuación 2. Principio de pascal	11
Ecuación 3. Caudal.....	18
Ecuación 4. Rendimiento volumétrico.....	18
Ecuación 5. Volumen de depósito.....	20
Ecuación 6. Potencia del motor	20
Ecuación 7. Fuerza de compresión.....	20
Ecuación 8. Fuerza de tracción.....	20
Ecuación 9. Caudal real cilindro.....	21
Ecuación 10. Velocidad salida del vástago.....	21
Ecuación 11. Velocidad sincrónica	31
Ecuación 12. Longitud de paso.....	35
Ecuación 13. Longitud libre.....	35
Ecuación 14. Deformación	36
Ecuación 15. Módulo de elasticidad.....	37
Ecuación 16. Relación de transmisión	38
Ecuación 17. Intensidad de giro.....	38
Ecuación 18. Relación de transmisión real	39
Ecuación 19. Factor de potencia.....	42
Ecuación 20. Sección de un conductor eléctrico	44
Ecuación 21. Par torsional	66
Ecuación 22. Fuerza en la Catarina.....	66
Ecuación 23. Diámetro eje.....	67
Ecuación 24. Duración de diseño	98
Ecuación 25. Distancia entre centros.....	107
Ecuación 26. Potencia motor	113
Ecuación 27. Valor presente neto	145
Ecuación 28. Tasa interna rendimiento.....	145
Ecuación 29. Costo Beneficio	146

RESUMEN

El trabajo de titulación se basa en el diseño y construcción de un prototipo de desenllantadora con un sistema hidráulico y eléctrico, con estas energías vamos a llevar a cabo las acciones que debe cumplir la máquina, garantizar la seguridad del operador y, por lo tanto buscar nuevos sistemas que brinden mayor confianza y facilidad de uso. La desenllantadora consta de tres sistemas de operaciones: mecánicos, hidráulicos y eléctricos, los mismos que se desarrollan con herramientas de diseño mediante el cual nos permite un estudio preciso de los elementos contenidos en los sistemas anteriores y posteriormente su construcción. Los actuadores hidráulicos deben activar el mecanismo mordaza, carro móvil y brazo de apriete. El fluido que emplea para su funcionamiento tiene la propiedad de un fluido incomprensible debido a que su densidad en el interior no sufre variaciones importantes. La presión de trabajo es generado por una bomba de engranajes externos, esta absorbe el fluido del depósito e impulsa al circuito. A su vez la activación de la bomba es mediante un motor eléctrico unido mediante un acople flexible. El control de los actuadores es por medio del monoblock que tiene tres palancas de mando para los tres cilindros, el tiempo que se demora en recorrer la carrera depende de la apertura de flujo que se le da mediante la palanca manual y el giro del conjunto mordaza es impulsada por medio de un motor de inducción monofásico, la misma que se activa por dos interruptores de pie, en el sentido horario y anti horario.

PALABRA CLAVE:

- **DESENLLANTADORA DE NEUMATICOS**
- **FILTRO PRESURIZADO**
- **ANILLOS DE SELLO**
- **RELÉ TÉRMICO**

ABSTRACT

The titling work is based on the design and construction of a prototype of desenllantadora with a hydraulic and electrical system, with these energies are going to carry out actions that must comply with the machine, ensure the safety of the operator, and therefore look for new systems that provide greater confidence and ease of use. The desenllantadora consists of three operating systems: mechanical, hydraulic and electrical, which are developed using design tools which allow a precise study of the elements contained in previous systems and subsequently its construction. Hydraulic actuators must activate the mechanism clamp, mobile truck and arm of torque. The fluid used for operation has the property of an incompressible fluid since their density in the interior does not undergo significant variations. The working pressure is generated by an external gear pump, this absorbs fluid from the tank and drives the circuit. Activation of the pump is by an electric motor attached by a flexible coupling. Actuators control is by means of the monoblock that has three joysticks for three cylinders, the times that it takes to go through the race depends on the opening of flux given by the manual lever and turn the clamp Assembly is powered by a single-phase induction motor, which is activated by two foot switches in the clockwise and counterclockwise.

KEYWORD:

- **PNEUMATIC DESIGNER**
- **PRESSURIZED FILTER**
- **SEAL RINGS**
- **THERMAL RELAY**

CAPÍTULO I

1. GENERALIDADES

1.1 Antecedentes

En los talleres automotrices del Ecuador que brindan el servicio de reparación de neumáticos hace un par de décadas atrás, se necesitaba de mucho esfuerzo físico del trabajador para desmontar y montar el neumático en la llanta ya que sus herramientas eran manuales.

La mecanización de los procesos fue el primer paso para evolucionar posteriormente hacia la automatización, lo que traería consigo, el incremento de los niveles de producción (productividad) en las fábricas. Este deseo de aumentar las producciones incentivo el diseño y construcción de máquinas que emulaban los movimientos y tareas del trabajador, de esta forma entonces, la Revolución Industrial hace surgir la automatización en las grandes industrias textiles. (INACAP, 2002, p.6)

La aplicación de maquinaria especializada para controlar la línea de producción en la industria es muy importante y se usa la energía de fluidos comprimidos para la construcción de máquinas herramientas.

La desenllantadora es una máquina herramienta de la cual existen varios tipos y según el fabricante puede ser neumática o hidráulica.

La característica principal de la desenllantadora eléctrico e hidráulico es que tiene niveles elevados de fuerza la cual permite trabajar con facilidad las ruedas de mayor tamaño y su mando de control manual es simple para poderlo utilizar al momento de realizar el trabajo con los neumáticos.

1.2 Planteamiento del problema

El problema a investigar consiste en el análisis de esfuerzos, deformación del conjunto mordazas, brazo destalonador y parte de la estructura base que están bajo cargas a fin de obtener un mecanismo preciso y confiable para el trabajo que se requiere.

Teniendo claro la necesidad del trabajador en cuanto al proceso de trabajo sea más sencillo, el esfuerzo sea menor y su ergonomía sea ideal para el desmontaje y montaje de los neumáticos automotrices.

La investigación se origina debido al avance tecnológico en las máquinas desenllantadoras que se usan en los talleres automotrices, que necesitan estar a la par con la tecnología para ser competitivos.

Debido al crecimiento anual que se da en nuestro país en el parque automotor, se propone optimizar el proceso de trabajo aplicando la tecnología.

1.3 Descripción resumida de la investigación

Se diseñará diversos esquemas estructurales para un perfil y material de construcción determinado y se elegirá un tipo de estructura, el cuál será analizado técnicamente, sometido a simulación con un software, también se analizará el sistema de control más óptimo que será empleado en la máquina desarmadora, con lo cual se construirá la estructura que brinde las condiciones requeridas e implementar un sistema de transmisión eléctrico/hidráulico que será alimentado por un motor eléctrico y este impulsa la bomba hidráulica que a su vez activará el sistema hidráulico del conjunto de herramientas utilizadas para el montaje y desmontaje de neumáticos comandadas por controles manuales, posteriormente se especificará los componentes del sistema y descripción del funcionamiento de cada uno de ellos, finalmente se construirá.

1.3 Justificación e Importancia

La implementación de este tipo de máquina especial, al momento no se fabrica en el país y para adquirirlo se importa a costos elevados, por lo que sería un factor de mucha importancia para involucrar a las personas que se encuentran inmersos en el área automotriz, con el fin de buscar la aplicación de las nuevas tecnologías, innovando y aumentando la productividad del trabajo.

Además de ello se aspira estar al alcance del desarrollo automotriz que se vive en la actualidad, con ello el análisis de parámetros de funcionamiento y pruebas realizadas, para posteriormente conocer que tan fiable puede llegar hacer la inversión en este tipo de máquina.

El desarrollo de este proyecto será de gran ayuda para poder determinar la utilidad de la máquina en el país, al ser sometidos a nuestro medio y así los dueños de los talleres que brindan el servicio de mantenimiento y reparación de neumáticos puedan optar por este tipo de máquina.

1.4 Hipótesis

La construcción de una máquina semi automática desenllantadora de neumáticos, permitirá realizar el cambio de neumáticos en menor tiempo, con mayor seguridad y facilidad de uso.

1.5 Variables de la investigación

a. Independiente

Diseño y construcción de una máquina semi automática para neumáticos automotrices de rin 13 hasta 16.

b. Dependiente

Seguridad, reducción del tiempo de trabajo, fácil manejo.

1.6 Objetivos

1.6.1 Objetivo General

"DISEÑAR Y CONSTRUIR UNA MÁQUINA SEMI AUTOMÁTICA DESENLANTADORA DE NEUMÁTICOS, PARA VEHÍCULOS CON NEUMÁTICOS DE RIN 13 HASTA 16."

1.6.2 Objetivos específicos

- Investigar los sistemas mecánicos, eléctricos, hidráulicos y de control para el desarrollo del proyecto.
- Diseñar los sistemas mecánicos, eléctricos, hidráulicos y de control para la máquina.
- Seleccionar los elementos mecánicos, eléctricos, hidráulicos y de control para la máquina.
- Implementar los sistemas mecánicos, eléctricos, hidráulicos y de control en la máquina.
- Evaluar los sistemas mecánicos, eléctricos, hidráulicos y de control de la máquina.

CAPÍTULO II

2. MARCO TEÓRICO

2.1 Ruedas del vehículo

Según (Toyota, 1990) los neumáticos “soportan todo el peso del vehículo y atenúan las sacudidas causadas por las irregularidades de la superficie de la carretera. Transmiten la fuerza de tracción y de frenado a la carretera controlando de este modo el arranque, la aceleración, la desaceleración, la parada y los giros del vehículo” (pág. 37). En la figura 1 se indica las partes principales de una rueda.

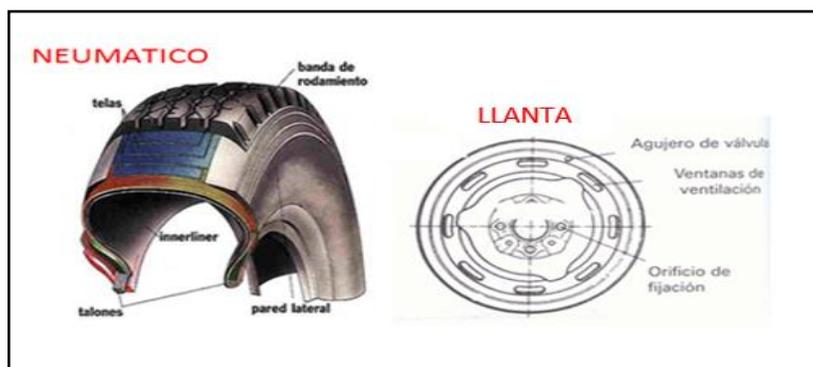


Figura 1. Partes principales de una rueda

Fuente: (Bridgestone, 2003)

2.2 Características principales de los neumáticos

Los neumáticos llevan impresa una serie de letras y números en su cara lateral, los que contienen precisan sus principales características. La información se presenta en el siguiente formato 225/55 R16 95W, donde cada valor aporta datos específicos.

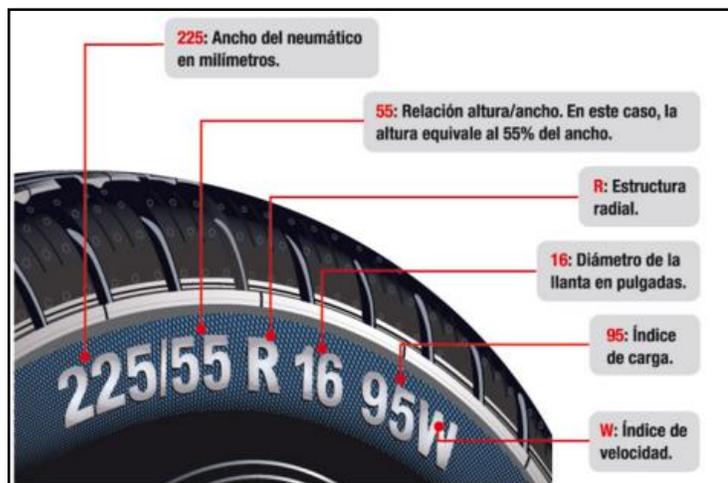


Figura 2. Descripción de los neumáticos

Fuente: (Sodimac, 2014)

1. El primer número corresponde al ancho de la banda de rodado del neumático, expresado en milímetros.
2. El segundo número indica la altura del perfil y se expresa en porcentaje respecto del ancho de la banda de rodado del neumático.
3. La “R” indica que la construcción de la carcasa del neumático es de tipo “radial”. Si la construcción fuese de tipo “diagonal” se utilizaría el símbolo “-”.
4. El tercer número 16 corresponde a la medida del diámetro de la llanta sobre la que se monta este neumático.
5. El cuarto número 95 indica el índice de carga del neumático. Este índice se rige por tablas que recogen las equivalencias en kilogramos del mismo. En el ejemplo, el índice “95” equivale a 690 kg por cubierta.
6. La letra que se ubica al final W en el neumático es equivalente a la velocidad máxima a la que éste puede circular. Cada letra equivale a una velocidad y el código W supone una velocidad de hasta 270 km/h.

2.3 Desmontaje y montaje de neumáticos

2.3.1 Desmontaje

Para el desmontaje por motivos de seguridad siempre se debe vaciar el aire por completo del neumático antes de retirar la llanta, para realizar este trabajo se lo debe hacer con las herramientas adecuadas y con cuidado para no dañar los talones del neumático. En la figura 3 se muestra el desmontaje de un neumático.



Figura 3. Desmontaje del neumático

Fuente: (Alcoa, 2010)

2.3.2 Montaje

Antes de realizar el montaje debemos limpiar las impurezas de la llanta y el neumático. También debemos lubricar los talones del neumático, llanta para proceder a realizar el trabajo. En la figura 4 se observa el montaje de un neumático.



Figura 4. Montaje del neumático

Fuente: (Alcoa, 2010)

2.4 Desenllantadora de ruedas semiautomática R26FLT

(Lario, 2002) dice que “Esta desmontadora es una máquina realizada para desmontar y montar neumáticos de camión y vehículos industriales con llantas de 13” a 27” y con un diámetro máximo de 1600 mm” (pág. 5).

Con esta máquina se puede realizar trabajos para neumáticos de gran tamaño, su estructura se muestra en la figura 5.

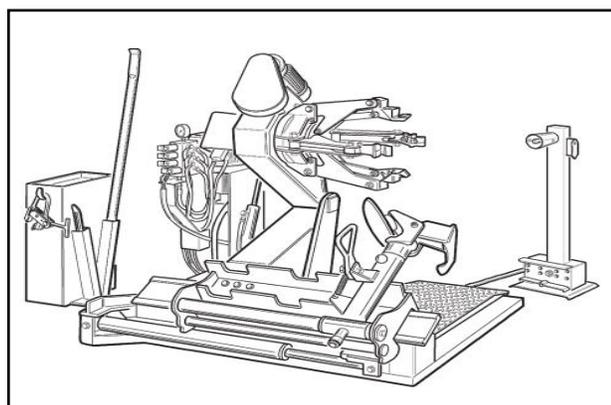


Figura 5. Ranger R26FLT

Fuente: (Lario, 2002)

2.4.1 Sujeción hidráulica auto-céntrica

La sujeción de la máquina es mediante el conjunto mordazas esta la agarra por la parte interna del rin de la llanta para empezar a realizar los trabajos de reparación del neumático. En la tabla 1 se muestra las especificaciones de este tipo de máquina.

Tabla 1.
Especificaciones técnicas de la máquina

ESPECIFICACIONES	MODELO R26FLT
Sistema de transmisión	Eléctrico/Hidráulico
Voltaje estándar	208-230V/60Hz/1Ph
Método de sujeción de rueda	4 Abrazaderas/mordazas
Sistema destanclador	Disco
Máximo diámetro de Rin	9"-27" (482mm - 685mm)
Max diámetro de rueda	63" (1,600mm)
Peso	1485 lbs. (674 kg)

Fuente: (Lario, 2002)

- a) (Quijia & Rios, 2013) dicen que “De acuerdo a la operación del proceso se debe presionar el neumático del aro mientras gira, aplicando una fuerza aproximada de 147 N, dato que se ha obtenido mediante una prueba de campo utilizando un dinamómetro” (pág. 34).

Tabla 2.

Fuerzas aplicadas a neumáticos

Fuerza Promedio		
No. Ensayo	Rin del neumático	Fuerza en (N)
1	13"	145.8
2	14"	146.5
3	15"	147.8
4	16"	147.1
Promedio		147

Fuente: (Quijia & Rios, 2013)

2.5 Hidráulica

Según (Roldan J. , 1991) “La hidráulica es una parte de la física que estudia las leyes de movimiento y equilibrio de los líquidos y su aplicación práctica” (pág.129).

2.5.1 Presión de un fluido

“La presión es la fuerza por unidad de superficie a que está sometido un fluido. La presión no sólo se ejerce de arriba hacia abajo y de abajo hacia arriba, sino también lateralmente” (Sohipren, 2005, pág. 3)

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

Ecuación 1. Presión de un fluido

2.5.2 Principio de Pascal

El principio de Pascal fundamenta el funcionamiento de las máquinas hidráulicas. En la figura 6 se observa el principio de Pascal

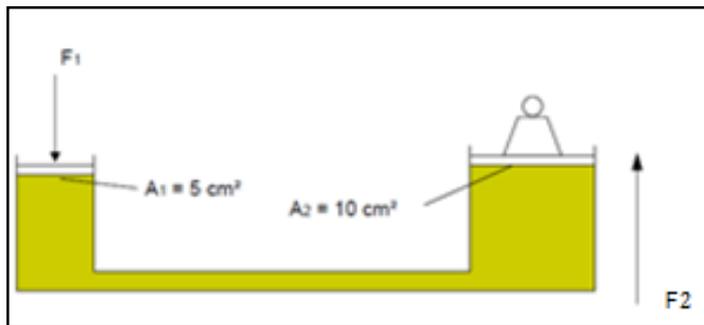


Figura 6. Principio de Pascal

Fuente: (INACAP, 2002)

Este dispositivo, llamado prensa hidráulica, nos permite prensar, levantar pesos o estampar metales ejerciendo fuerzas muy pequeñas.

El recipiente lleno de líquido de la figura consta de dos cuellos de diferente sección cerrados con sendos tapones ajustados y capaces de resbalar libremente dentro de los tubos hacia los pistones. Si se ejerce una fuerza F_1 sobre el pistón pequeño, la presión ejercida se transmite, tal como lo observó Pascal, a todos los puntos del fluido dentro del recinto y produce fuerzas perpendiculares a las paredes.

En particular, la porción de pared representada por el pistón grande siente una fuerza F_2 de manera que mientras el pistón chico baja, el grande sube. La presión sobre los pistones es la misma, no así la fuerza.

Como $P_1 = P_2$ (Porque la presión interna es la misma para todos los puntos).

Entonces: $\frac{F_1}{A_1}$ es igual $\frac{F_2}{A_2}$ por lo que despejando un término se tiene que:

$$F_2 = F_1 \left(\frac{A_2}{A_1} \right)$$

Ecuación 2. Principio de pascal

“Si un fluido confinado se le aplican fuerzas externas, la presión generada se transmite íntegramente hacia todas las direcciones y sentidos y ejerce además fuerzas iguales sobre áreas iguales, actuando estas fuerzas normalmente en las paredes del recipiente” (INACAP, 2002, pág. 20).

Se puede observar las partes de un circuito hidráulico básico, en el siguiente gráfico.

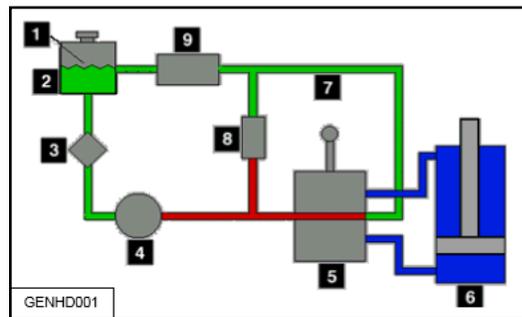


Figura 7. Componentes del circuito hidráulico

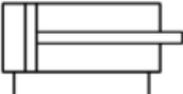
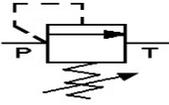
Fuente: (Ferreyros, 2001)

Tabla 3.

Componentes hidráulicos

Componentes hidráulicos	Símbolos
1 Fluido	
2 Tanque	
3 Filtro	
4 Bomba unidireccional	
5 Válvula direccional	

CONTINÚA

6	Cilindro de doble efecto	
7	Tuberías	
8	Válvula de Alivio	
9	Enfriador	

Las líneas de colores en los circuitos hidráulicos representan lo siguiente:

- Verde = retorno al tanque
- Azul = aceite bloqueado
- Rojo = aceite a presión

2.5.3 Fluido

“Los fluidos son sustancias capaces de fluir y que se adaptan a la forma de los recipientes que los contienen. Cuando están en equilibrio, los fluidos no pueden soportar fuerzas tangenciales o cortantes. Todos los fluidos son comprensibles en cierto grado y ofrecen poca resistencia a los cambios de forma” (Giles, Jack, & Cheng, 1994, pág. 1).

a. Propiedades de los fluidos hidráulicos

(Ferreyros, 2001) afirma que, “Las propiedades de los fluidos se mencionan a continuación:

Viscosidad.- Es una de las propiedades más críticas del aceite, es decir su resistencia al flujo. La viscosidad está directamente relacionada a la buena protección y lubricación que el aceite brinda a los componentes.

Comparación de viscosidad.- El aceite de alta viscosidad puede producir operación lenta y podría requerir potencia adicional. La viscosidad baja

puede disminuir la capacidad de lubricar del fluido esta hace que los componentes se desgasten más rápidamente y también aumenta la posibilidad de fugas” (pág. 9).

Efecto de la temperatura sobre la viscosidad.- “La temperatura puede afectar la viscosidad del aceite por lo cual es importante utilizar el grado adecuado del aceite para su máquina y clima. Siempre remítase a su manual de operación y mantenimiento para determinar que aceite se recomienda los aditivos se utilizan para controlar la viscosidad y otras características importantes del aceite hidráulico” (Ferreyros, 2001, pág. 10).

En la figura 8 se observa el efecto que tiene la temperatura en el aceite hidráulico.

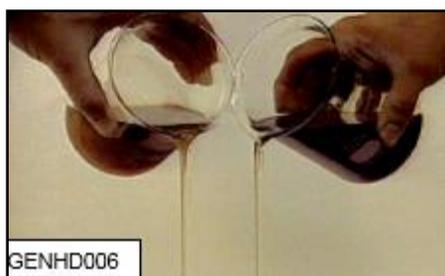


Figura 8. Función del líquido hidráulico

Fuente: (Ferreyros, 2001)

2.5.4 Tanque

El depósito o tanque cumple diferentes funciones de aspiración e impulsión del sistema de bombeo, además sirve de almacén y reserva de aceite.

“Las funciones principales de un tanque hidráulico son: almacena el aceite hidráulico, enfría el aceite hidráulico, permite que el aire se separe del aceite y permite que se asienten las partículas” (Ferreyros, 2001, pág. 8).

En la figura 9 se muestra los componentes del tanque hidráulico.

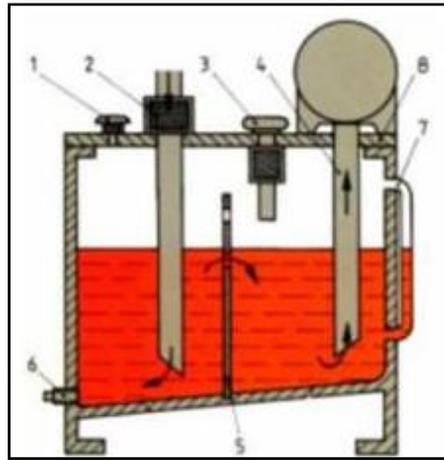


Figura 9. Componentes del tanque hidráulico

Fuente: (Ferreyros, 2001)

- 1 Filtro de aeración
- 2 Tubería de retorno con filtro incluido
- 3 Tapón de llenado de aceite
- 4 Tubería de aspiración de la bomba
- 5 Placa de separación zona retorno y aspiración
- 6 Tapón de drenaje
- 7 Mirilla de nivel
- 8 Respiradero

2.5.5 Filtro

“Los filtros eliminan los contaminantes del fluido hidráulico de esta forma se evita que los componentes sufran daños y se asegura el funcionamiento correcto del sistema, la ubicación y los tipos de filtros varían” (Ferreyros, 2001, pág. 8).

a. Ubicaciones de los filtros

Según (Ferreyros, 2001) “Los filtros son indispensables en los sistemas hidráulicos para su buen funcionamiento pueden ir antes o después de la bomba hidráulica. Pueden ir varios filtros dependiendo del propósito que se requiera.

Filtro presurizado.- El filtro presurizado evita que las partículas finas contaminantes penetren en las válvulas y los actuadores, este puede ser un filtro del tipo de superficie o del tipo de tubo de profundidad.

Filtro de succión.- El filtro de succión evita que los contaminantes de gran tamaño penetren en las bombas y demás componentes. Hay muy poca caída de presión entre la entrada y la salida, para evitar la cavitación de la bomba los filtros de succión por lo general son filtros de superficie.

Filtro de retorno.- El filtro de retorno elimina los contaminantes que entran en el sistema durante la operación, evitando que penetren en el tanque (pág. 26).

En la figura 10 se muestra la ubicación de los filtros en el sistema hidráulico.

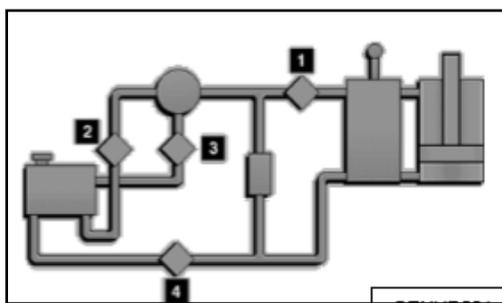


Figura 10. Ubicación de los filtros sistema hidráulico
Fuente: (Ferreyros, 2001)

2.5.6 Bomba hidráulica

“Las bombas hidráulicas son los elementos encargados de impulsar el aceite o líquido hidráulico, transformando la energía mecánica rotatoria en energía hidráulica” (INACAP, 2002, pág. 31).

a. Bombas de engranajes

“Con el movimiento de los engranajes, en la entrada de la bomba se originan presiones negativas; como el aceite que se encuentra en el depósito está a presión atmosférica, se produce una diferencia de presión, la que permite el traslado de fluido desde el depósito hacia la entrada de la bomba (movimiento del fluido). Así los engranajes comienzan a tomar aceite entre los dientes y a trasladarlo hacia la salida o zona de descarga. Por efecto del hermetismo de algunas zonas, el aceite queda impedido de retroceder y es obligado a circular en el sistema” (INACAP, 2002, pág. 34).

En la figura 11 se muestra una bomba de engranajes.



Figura 11 Bomba de engranajes

La bomba de engranajes tiene dos ruedas dentadas iguales, estas se ajustan al cuerpo de la bomba el rotor es la rueda conductora y el elemento desplazado es la rueda conducida.

Los componentes de una bomba de engranajes se identifican en la figura 12.



Figura 12. Componentes de una bomba de engranajes

Fuente: (Ferreyros, 2001)

1. Sellos
2. Plancha de presión
3. Engranaje loco
4. Engranaje de impulsión
5. Caja

Principio de funcionamiento de una bomba de engranajes:

- Una de las ruedas dentadas está unida a un sistema de accionamiento que se encarga del giro de la otra rueda dentada.
- Se produce un vacío en la cámara de aspiración debido al aumento del volumen ocasionado por la salida de un diente del espacio que le corresponde.
- El líquido sometido a presión llena las cámaras entre los dientes y fluye a lo largo del cuerpo de la bomba hacia la cámara de presión.
- Al engranar los dientes de los rodillos, se expulsa el líquido sometido a presión hacia el tubo de salida.
- Se accionan por un motor eléctrico y giran a elevada velocidad.
- El volumen útil de una cámara de trabajo que debe considerarse es el correspondiente al del diente y no al del hueco.

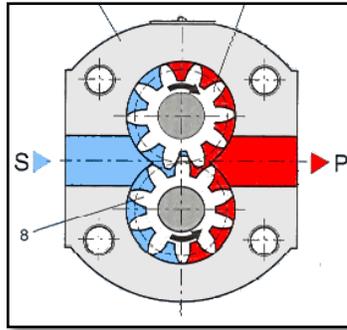


Figura 13. Esquema de la bomba de engranajes

Fuente: (Serrano, 2002)

2.5.7 Caudal

“Se define como el volumen de fluido que atraviesa una determinada sección transversal de un conducto por unidad de tiempo” (INACAP, 2002, pág. 18). Se expresa en (gal/min o l/min).

$$Q = \frac{V}{t}$$

Ecuación 3. Caudal

Dónde:

V = Volumen

t = tiempo

2.5.8 Rendimiento volumétrico

El rendimiento volumétrico de la bomba se obtiene al dividir el caudal real y el caudal teórico, el rendimiento varía según el tipo de bomba.

$$Q = \frac{Q_R}{Q_T} \times 100$$

Ecuación 4. Rendimiento volumétrico

Dónde:

Q_R = Caudal real

Q_T = Caudal teórico

2.5.9 Selección de una bomba hidráulica

A continuación se ofrece datos técnicos resumidos correspondientes a tres bombas hidráulicas y se selecciona la bomba que cumpla las condiciones requeridas.

- Motor de accionamiento con tensión nominal de 230 V
- Frecuencia: 60 Hz
- Caudal con revoluciones nominales: 2,2 l/min
- Peso sin aceite: máx. 20 kg

Tabla 4.

Datos técnicos de bombas hidráulicas

Informaciones generales	HA-5L-230-50	HA-5L-110-60	HA-20L-400-50
Dimensiones			
Largo	0.580 m	0.580 m	0.580 m
Ancho	0.300 m	0.300 m	0.300 m
Alto	0.180 m	0.180 m	0.180 m
Peso			
Bomba vacía	19 kg	19 kg	19 kg
Bomba con aceite	24 kg	24 kg	29 kg

Fuente: (VICKERS, 2011)

Tabla 5.

Características del sistema hidráulico

Sistema hidráulico HA	5L	230	50 HA
Medio	Aceite mineral. Recomendado: 22 cSt (mm ² /s)		
Construcción de la bomba	Bomba de corona dentada exterior		
Caudal volumétrico	1,6cm ³	1,6cm ³	1,6cm ³
Caudal en función de las revoluciones nominales	2,2 lt/min	2,2 lt/min	2,2 lt/min
Presión de funcionamiento	0,5 -6 MPa (5-60 bar)		
Ajuste	Manual		
Manómetro, margen de Indicación	0 -10 MPa (0-100 bar)		
Manómetro: clase de calidad	1,6		
Volumen del depósito de aceite	aprox. 5 lt	aprox. 5 lt	aprox. 10 lt
Filtro de retorno, grado de Filtración	90 µm		
Conexión	Un acoplamiento por P y otro por T, un acoplamiento para el tubo del depósito, una conexión para el depósito		

CONTINÚA



Fuente: (VICKERS, 2011)

2.5.10 Características principales de una central hidráulica

a. Volumen del depósito

$$V = 3 \times Q_c \text{ en litros}$$

Ecuación 5. Volumen de depósito

Dónde:

Q_c caudal de la bomba en litros

b. Potencia del motor

$$P = \frac{P \times Q_c}{450 \times \eta} \text{ en CV}$$

Ecuación 6. Potencia del motor

Dónde:

P presión en bar

Q_c caudal en litros/min

η rendimiento(bomba-motor) 0,8

c. Fuerzas del cilindro

a1. Compresión (F_c)

$$F_c = \frac{0,785 \times d_1^2 \times p}{10^4} \text{ en KN}$$

Ecuación 7. Fuerza de compresión

a2. Tracción (F_t)

$$F_t = \frac{0,785 \times (d_1^2 - d_2^2) \times p}{10^4} \text{ en KN}$$

Ecuación 8. Fuerza de tracción

Dónde:

d_1 diámetro del émbolo en mm

d_2 diámetro del vástago en mm

p presión de servicio

d. Rendimiento de cilindros hidráulicos (η)

El rendimiento varía entre 0,85 y 0,95

e. Caudal real para hacer una carrera (Q_r)

$$Q_r = \frac{Q_n}{\eta}$$

Ecuación 9. Caudal real cilindro

Q_r = en l/min

η = rendimiento volumétrico (tiene en cuenta fugas) para cálculo: $\eta = 0,95$

f. Velocidad salida del vástago

$$v = \frac{L}{10^3 \times t} \text{ en m/s}$$

Ecuación 10. Velocidad salida del vástago

2.5.11 Mangueras

“La selección de mangueras dependerá de su uso (temperatura, fluido a transportar, etc.) y de los niveles de presión que soportara el sistema” (Ferreyros, 2001, pág. 37).

En la figura 14 se indica la composición de una manguera hidráulica.

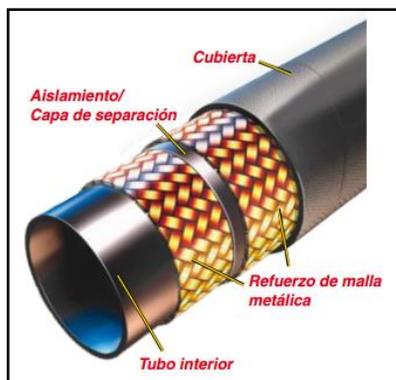


Figura 14. Composición de una manguera hidráulica.

Fuente: (Parker, 2005)

a. Tipos de mangueras

En la tabla 6 se muestra los tipos de mangueras según su construcción y los niveles de presión a las que trabajan.

Tabla 6.

Tipos de mangueras

	Tipos de mangueras	Nivel de Presiones
1	XT-3 (Cuatro espirales)	17.23 – 27.57 MPa
2	XT-5 (Cuatro/seis espirales)	34.47 MPa
3	XT-6 (Seis espirales)	41.36 MPa
4	716 (de una malla de alambre)	4.30 – 18.96 MPa
5	844 (Succión hidráulica)	0.68 – 2.06 MPa
6	556 (de una malla cubierta con tela)	3.44 – 20.68 MPa
7	1130 (Motor/frenos de aire)	1.72 -10.34 MPa
8	1028 (Termoplástico)	8.61 – 20.68 MPa
9	294 (de dos mallas de alambre)	15.51 – 39.98 MPa

Fuente: (Ferreyros, 2001)

2.5.12 Conexiones y acoplamientos

a. Rebordeados

- Permanentes.
- De bajo índice de falla.
- Funcionan bien en todas las aplicaciones de presión



Figura 15. Conexión rebordeada

Fuente: (Ferreyros, 2001)

b. Anillos de sellos

“Los anillos de sellos, tales como los anillos tóricos (O’ring) y los anillos de sección en D (D’ring), se utilizan para sellar una brida y su superficie de sellado” (Ferreyros, 2001, pág. 39). En la figura 16 se observa varios tipos de sellos.

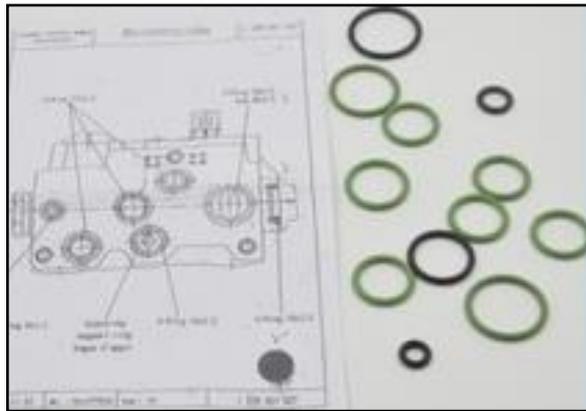


Figura 16. Sellos

Fuente: (Ferreyros, 2001)

c. Conectores roscados

“Los conectores roscados se utilizan tanto para las conexiones de tubos como de manguera. Su uso por lo general está limitado a las tuberías que tienen 1" o menos de diámetro. Los conectores roscados de los sistemas hidráulicos por lo regular se hacen de acero” (Ferreyros, 2001, pág. 39).

2.5.13 Tipos de conectores roscados

a. Macho de sello anular de rosca recta SAE.

“Se recomienda para lograr un control óptimo de las fugas en las conexiones de lumbrera de los sistemas de presión media y alta. El macho tiene una rosca recta y un sello anular, como se observa en la figura 17. La lumbrera hembra tiene una rosca recta y una ranura para el sello anular” (Ferreyros, 2001, pág. 40).



Figura 17. Macho de sello anular de rosca recta SAE

Fuente: (Ferreyros, 2001)

b. JIC 37°

El conector JIC según (Ferreyros, 2001) es “muy común en sistemas hidráulicos, las mitades macho y hembra de las conexiones tienen asientos a 37°” (pág.40). En la figura 18 se observa el conector JIC 37°.



Figura 18. Conector JIC 37°

c. SAE 45°

El SAE 45 tiene varias características como menciona a continuación:

- Se utiliza en las tuberías de automóviles y en refrigeración.
- Esta hecho de cobre.

- Los conectores macho y hembra tienen los asientos a 45°.
- El sellado se produce entre el asiento abocinado macho y el asiento cónico hembra.

En la figura 19 se observa el conector SAE 45°



Figura 19. Conector SAE 45°

d. Sello anular de superficie

Este sello se caracteriza por:

- Tener mejor control de fugas disponible.
- El macho tiene una rosca recta y un sello anular.
- La hembra tiene una rosca recta y una cara plana.



Figura 20. Conector SAE 45°

Fuente: (Ferreyros, 2001)

2.6 Manómetros

(Mott R. , 2006) manifiesta que “El medidor de presión de tubo Bourdon es un dispositivo utilizado con frecuencia para medir la presión. La presión que se va a medir se aplica al tubo interior aplanado, el cual normalmente tiene

forma de segmento de círculo o espiral. El incremento de la presión dentro del tubo hace que se estire un poco. El movimiento del extremo del tubo se transmite por medio de una unión que hace girar el puntero (pág. 70). En la figura 21 se indica la estructura de un manómetro



Figura 21. Manómetro

2.7 Cilindros hidráulicos

2.7.1 Función de los cilindros

“Estos son actuadores del tipo lineal, y constan de: un cabezal posterior y otro anterior que presenta un agujero para permitir que el vástago se deslice a través del cabezal anterior. La parte móvil del cilindro está conformado por el émbolo o pistón y el vástago, que es la parte visible del elemento móvil. La cámara posterior no presenta problemas, pero en la anterior existe el agujero de salida del vástago, por lo que es necesario equipar esta zona con los respectivos y adecuados sellos o juntas” (INACAP, 2002, pág. 70).

2.7.2 Componentes

Los componentes principales de los cilindros hidráulicos se muestran en la figura 22.

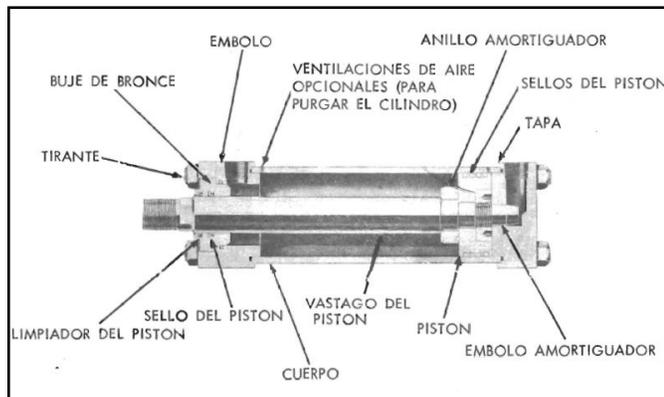


Figura 22. Partes de un cilindro hidráulico

Fuente: (Vickers, 2008)

2.7.3 Cilindro de doble efecto

“Estos reciben energía por ambos sectores del pistón, lo cual le permite desarrollar trabajo en ambas carreras del cilindro. En este caso la magnitud de las fuerzas o capacidad de carga dependerá de las áreas sobre las que actúa la presión” (INACAP, 2002, pág. 76). En la figura 23 se muestra un cilindro hidráulico de doble efecto.



Figura 23. Cilindro hidráulico de doble efecto

Fuente: (INACAP, 2002)

2.8 Tipos de válvulas

Las válvulas regulan la presión en puntos determinados, la dirección del fluido, y el caudal. Por ello se dividen en tres grandes grupos que son: válvulas reguladoras de presión, válvulas direccionales y válvulas reguladoras de caudal.

“Las primeras suelen funcionar por medio de un pistón que es sensible a la presión las direccionales, en su mayoría, se basan en el desplazamiento de un vástago dentro de un alojamiento, haciendo que,

según la posición, el flujo se dirija a uno u otro orificio de salida, los reguladores de caudal se basan en la reducción de la sección de paso de fluido y pueden hacerlo por medio de pistones, estranguladores o de correderas” (Sohipren, 2005, pág. 18).

2.8.1 Válvulas de control de dirección

Entre las válvulas para controlar la operación de los actuadores tenemos los siguientes tipos:

a. Válvulas de comando manual modular

“Comandos direccionales monoblock formados por un solo cuerpo, construido en fundición de hierro que contempla de 1 a 5 actuadores. Posee un pasaje nominal de 60 l/min con presión operativa de hasta 3045 psi. Su diseño compacto y resistente se debe a que no posee tirantes ni sellos intermedios entre los cuerpos” (Sohipren, 2005, pág. 21).



Figura 24. Monoblock de tres comandos

Tabla 7.

Especificaciones del bloque de válvulas direccionales

Especificaciones Técnicas	
Cantidad de secciones	1 a 11
Caudal nominal	80 lts/min
Presión máximo de operación	32 MPa
Presión máximo de retorno	3 MPa
Presión máximo de fijaciones	28 Nm

Fuente: (VICKERS, 2011)

b. Válvula Check

“Es una válvula que permite la circulación del fluido en un solo sentido, en la dirección contraria se cierra impidiendo el paso. La obturación del paso puede lograrse con una bola, disco, cono, etc., impulsada por la propia presión de trabajo o bien con la ayuda complementaria de un muelle” (INACAP, 2002, pág. 61). En la figura 25 se indica una válvula de retención.

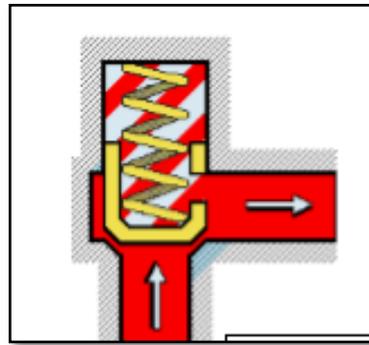


Figura 25. Válvula check

Fuente: (Ferreyros, 2001)

Tabla 8.

Clasificación de las válvulas hidráulicas

CLASIFICACIÓN DE LAS VALVULAS HIDRÁULICAS		
De Control de Dirección	Válvula Selectora	Controlan el funcionamiento de los accionadores y demás componentes de un sistema hidráulico dirigiendo el caudal al circuito deseado.
	Válvula de Retención	Permite el flujo en una sola dirección.
	Válvula Compensadora	Permite que el aceite de retorno fluya directamente hacia las tuberías del accionador cada vez que la presión de retorno sea mayor que la presión de entrada al accionador.
De Control de Flujo	Válvula de Caída Rápida	Permite suministrar aceite adicional del retorno para un llenado más rápido.
	Válvula de Control de Flujo	Permite predeterminar el máximo caudal de aceite que puede penetrar en un circuito.
	Válvula de Carrete	Detecta la presión a ambos lados del orificio restrictor.

De Control de Presión	Válvula Divisora de Flujo	Divide el caudal de aceite en cantidades iguales entre dos circuitos.
	Válvula de Alivio	Limita la presión máxima del sistema.
	Válvula de alivio Modulado	Permite el aumento gradual de presión.
	Válvula Reductora de Presión	Limita la presión máxima de un circuito secundario a un valor menor que la de suministro.
	Válvula de Diferencia de Presión	Permite establecer una secuencia en el suministro de aceite a dos circuitos o mantener una diferencia constante de presión entre dos circuitos.

Fuente: (Ferreyros, 2001)

2.9 Sistema de transmisión

2.9.1 Motores asincrónicos de inducción

De acuerdo con (Enriquez G., 2005) "Cualquier máquina eléctrica rotatoria tiene como aspecto importante su tamaño expresado en términos de su potencia, la velocidad a que debe operar, el ciclo de trabajo que debe desarrollar, el tipo de motor o generador de acuerdo a normas, el tipo de montaje de la base y algunos otros factores que algunas veces no se relacionan con la selección de los motores mismos" (pág. 18).



Figura 26. Motor de inducción

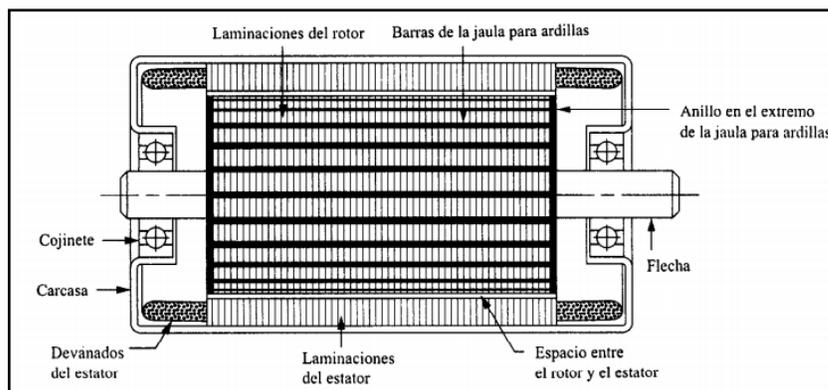
En la tabla 9 se muestra según el número de polos la velocidad sincrónica y con carga total.

Tabla 9.**Velocidades de motores CA**

Número de polos	Velocidad sincrónica (rpm)	Velocidad con carga total (rpm)
2	3600	3450
4	1800	1725
6	1200	1140
8	900	850
10	720	690
12	600	575

Fuente: (Mott R. , 1995)

Las partes activas del motor eléctrico de inducción son el rotor y el estator, como se observa en la figura 27 el rotor está colocado dentro del estator y este tiene un patrón de bobinas que determina el número de polos para el motor.

**Figura 27. Sección longitudinal del motor de inducción**

Fuente: (Mott, 2006)

“Un motor de CA a carga cero tendera a operar a su velocidad sincrónica, n_s o a una velocidad muy cercana a esta, que se relaciona con la frecuencia de CA y con el número de polos eléctricos, p , que se bobinan en el motor, de acuerdo con la ecuación” (Mott R. , 1995, pág. 684).

$$n_s = \frac{120f}{p} \text{ rev/min}$$

Ecuación 11. Velocidad sincrónica

De donde:

f = frecuencia

p = periodo

En el siguiente grafico tenemos el rendimiento de los motores eléctricos donde nos indica el torque, la pendiente y el momento de torsión con la curva que se genera con la relación de velocidad de giro y torque

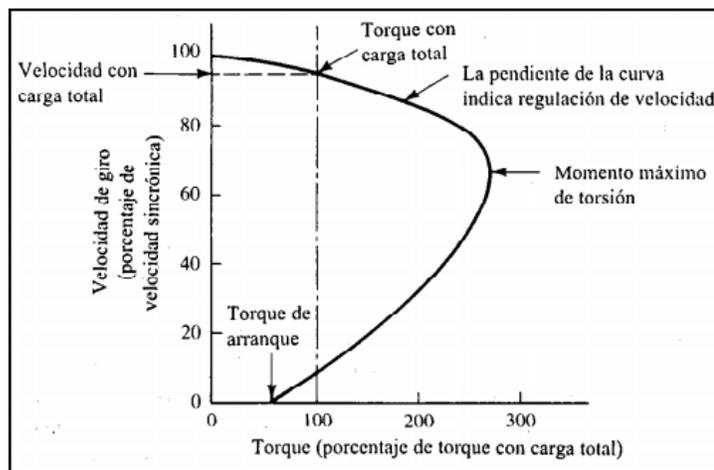


Figura 28. Curva de rendimiento para motores

Fuente: (Mott, 2006)

2.10 Impulsores de banda y cadena

Los principales elementos flexibles para transmitir la potencia son las bandas y las cadenas estas son capaces de transmitir entre ejes que se encuentran muy distantes.

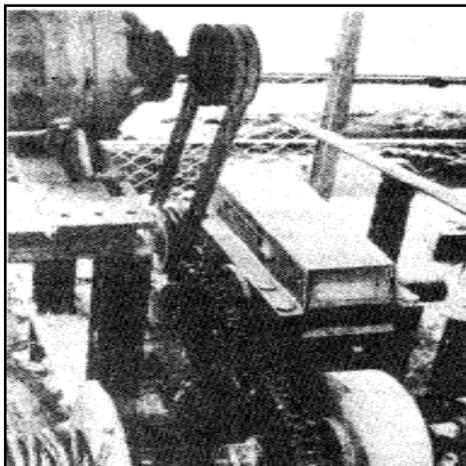


Figura 29. Impulsor combinado banda y cadena

Fuente: (Mott, 2006)

2.10.1 Impulsor de banda

La banda se instala colocándola entre las dos poleas mientras la distancia central entre ellas se reduce. Luego se separan las dos poleas acanaladas colocando la banda con una tensión inicial relativamente alta. Cuando se transmite potencia, la fricción provoca que la banda se adhiera a la polea impulsora, y, a su vez, se incrementa la tensión en un lado al que se le denomina el “lado tensionado del impulsor”. La fuerza de tracción que se genera en la banda ejerce una fuerza tangencial sobre la polea acanalada que es impulsada, por consecuencia, se aplica un torque a la flecha que es impulsada. El lado opuesto de la banda aún está en tensión, pero de menor valor. Por tanto se le da el nombre de “lado flojo”. (Mott R. , 1995, pág. 532)

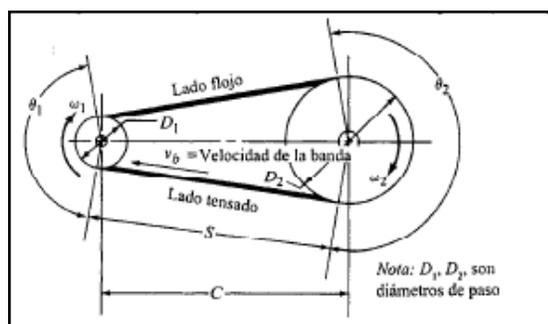


Figura 30. Impulsor básico de banda

Fuente: (Mott, 2006)

2.10.2 Diseño de impulsores de banda en V

“Los factores que influyen en la selección de una banda en V así como en la de poleas impulsoras y poleas que son impulsadas y la instalación correcta del impulsor se resumen en esta sección. A manera de ilustración, se proporcionan ejemplos abreviados de la información de que disponen los proveedores. Los catálogos contienen abundantes datos y se dan instrucciones paso a paso para utilizarlos” (Mott R. , 1995, pág. 538). Los factores se describen a continuación:

- La potencia especificada del motor impulsor
- El factor de servicio con base al tipo de impulsor y carga
- La distancia central
- La especificación de potencia para una banda como función del tamaño y velocidad
- La longitud de la banda
- El tamaño de la polea impulsora y de la impulsada
- El factor de corrección para longitud de la banda
- El factor de corrección para el Angulo envolvente en la polea

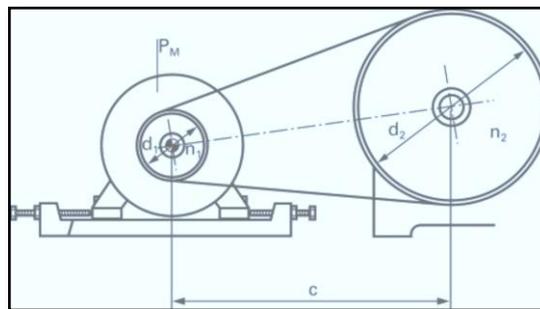


Figura 31. Correa de transmisión

Longitud de la correa

La longitud geométrica de la correa corresponde a la circunferencia interior de un accionamiento esta no se encuentra tensada y se muestra en la figura 32 su medición.

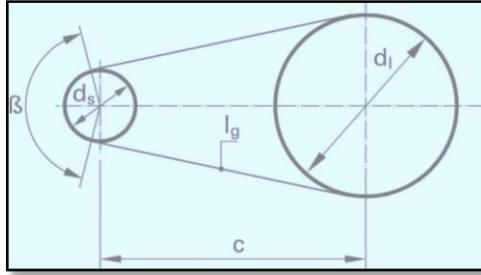


Figura 32. Longitud geométrica de la correa

Longitud de paso L , distancia central C , y los diámetros de las poleas son:

$$L = 2C + 1.57(D_2 + D_1) + \frac{(D_2 - D_1)^2}{4C}$$

Ecuación 12. Longitud de paso

Dónde:

C = distancia entre centros

D_1 y D_2 = diámetro de las poleas

Longitud del espacio libre entre las poleas acanaladas, a lo largo de la cual no tiene apoyo la banda

$$S = \sqrt{C^2 - \left[\frac{D_2 - D_1}{2}\right]^2}$$

Ecuación 13. Longitud libre

2.11 Factor de seguridad

“Un factor de seguridad se expresa de muchas formas. Se trata de una relación de dos cantidades que contienen las mismas unidades, como resistencia/esfuerzo, carga crítica/carga aplicada, carga para la falla de la pieza/sobrecarga esperada en servicio, ciclos máximos/ciclos aplicados o velocidad máxima de seguridad/velocidad de operación. Un factor de seguridad siempre carecerá de unidades” (Norton, 1992, pág. 18).

Dado que para cualquier elemento de máquina hay más de una forma potencial de falla, quizá exista más de un valor del factor de seguridad N. El valor más pequeño de N para cualquier pieza es el que más nos preocupa, ya que puede prever el modo más probable de falla. Cuando N queda reducido a un valor 1, el esfuerzo en la pieza es igual a la resistencia del material (o la carga aplicada es igual a la carga que la hace fallar, etcétera) y la falla ocurre. Por lo tanto, deseamos que N sea siempre mayor a 1. (Norton, 1992, pág. 19)

2.11.1 Esfuerzo y resistencia

La supervivencia de muchos productos depende de la forma en que el diseñador ajusta el esfuerzo inducido por la carga para que sea menor que la resistencia en un punto de interés. En resumen debe permitir que la resistencia exceda al esfuerzo por un margen suficiente, de manera que a pesar de las incertidumbres, la falla no sea frecuente. Al enfocarse la comparación esfuerzo-resistencia en un punto crítico (controlada), a menudo se busca “resistencia en la geometría y condición de uso”. Las resistencias son magnitudes de esfuerzos en los cuales ocurre algo de interés, como el límite de proporcionalidad, la fluencia desliza 0.2 por ciento, o la fractura. En muchos casos, estos sucesos representan el nivel de esfuerzo en el que ocurre la pérdida de la función. (Norton, 1992, pág. 15)

(Norton, 1992) afirma que “la **deformación** es el cambio en longitud por unidad de longitud y se calcula a partir de:” (pág. 60).

$$\epsilon = \frac{l-l_0}{l_0}$$

Ecuación 14. Deformación

Dónde:

l_0 = es la longitud calibrada original.

l = es la longitud de la pieza a cualquier carga P .

“Módulo de elasticidad esta curva de esfuerzo-deformación nos da un cierto número de parámetros útiles del material. El punto pl de la figura 33 es el límite de proporcionalidad, por debajo del cual el esfuerzo es proporcional a la deformación, según queda expresado en la ley de Hooke” (Norton, 1992, pág. 60).

$$E = \frac{\sigma}{\varepsilon}$$

Ecuación 15. Módulo de elasticidad

(Norton, 1992) “en la figura 33 muestra la curva real esfuerzo-deformación que resultaría si se tomara en consideración el cambio en el área. En la práctica se suelen aplicar los datos esfuerzo-deformación de ingeniería de la figura. Los valores de resistencia de uso más común para cargas estática son el esfuerzo de fluencia S_y y el esfuerzo de resistencia máxima a la tensión S_{ut} . La rigidez del material queda definida por el módulo de Young, E ” (pág. 61).

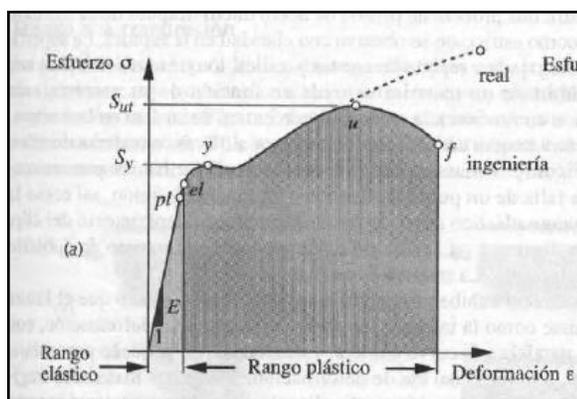


Figura 33. Curva esfuerzo-deformación

Fuente: (Norton, 1992)

2.12 Sistema reductor

“La forma en V de la banda se inserta apretadamente en la ranura, ello aumenta la fricción y permite transmitir torques de magnitud considerable antes que se presente deslizamiento. Casi todas las bandas tienen cuerdas de alta

resistencia colocadas en el diámetro de paso de la sección transversal de la banda para incrementar la resistencia al esfuerzo de tracción de esta última” (Mott R. , 1995, pág. 533).

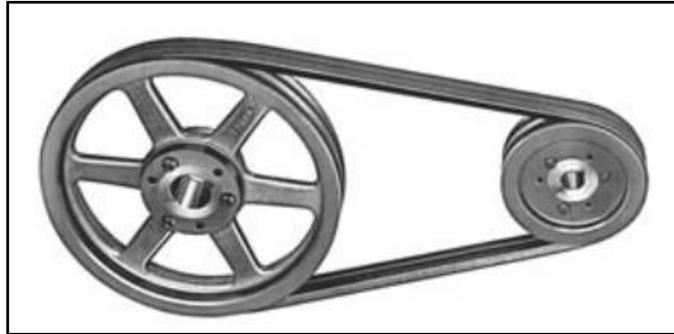


Figura 34. Sistema reductor

Fuente: (Norton, 1992)

La relación de transmisión se define de modo similar al sistema de ruedas de fricción.

$$i = \frac{n_2}{n_1} = \frac{D_2}{D_1}$$

Ecuación 16. Relación de transmisión

Dónde:

n_2 = es la velocidad de la rueda conducida.

n_1 = es la velocidad de la rueda motriz.

D_1 = el diámetro de la rueda motriz.

D_2 = el diámetro de la rueda conducida.

El momento torsor y la velocidad transmitida por un sistema de poleas están estrechamente relacionados con el valor de la relación de transmisión del sistema.

En este caso:

$$i = \frac{M_1}{M_2}$$

Ecuación 17. Intensidad de giro

Siendo:

M1 = el momento torsor de la polea motriz o polea de entrada (N.m)

M2 = el momento torsor de la polea conducida o polea de salida (N.m)

2.12.1 Razón de transmisión

Para cuantificar el deslizamiento elástico se define un factor evaluador, siendo la magnitud del coeficiente relativo (s), esta es aceptada entre 0.01 y 0.02, para condiciones normales, el efecto del deslizamiento elástico en el cálculo de la relación de transmisión real se define como:

$$U_{real} = \frac{d_2}{d_1(1 - s)}$$

Ecuación 18. Relación de transmisión real

Dónde:

d_1 = Diámetro de polea motriz

d_2 = Diámetro de polea reductora

s = Coeficiente de deslizamiento relativo.

2.13 Impulsores de cadena

“Una cadena es un elemento de transmisión de potencia que se fabrica con una serie de eslabones que se unen mediante rodamientos. El diseño proporciona flexibilidad mientras permite que la cadena transmita fuerzas de tracción cuya magnitud es considerable” (Mott R. , 1995, pág. 548).

Cuando transmiten potencia entre ejes que giran, la cadena activa ruedas dentadas que se enlazan entre sí. El tipo más común de cadenas es la cadena de rodamientos, en la que el rodamiento de cada perno proporciona una fricción baja entre la cadena y las ruedas dentadas.

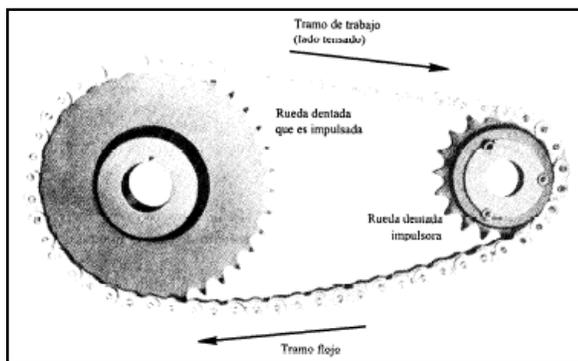


Figura 35. Impulsora de cadena

Fuente: (Mott, 2006)

“La cadena de rodamientos se clasifica según sea su paso, la distancia entre partes correspondientes de eslabones adyacentes. El paso se ejemplifica, por lo regular, como la distancia entre pernos adyacentes. Una cadena de rodamientos estándar lleva una designación de tamaño entre 40 y 240, como se enumera en la tabla” (Mott R. , 1995, pág. 548).

Tabla 10.

Tamaño de cadenas con rodamientos

Número de cadena	Paso (mm)	Resistencia promedio al esfuerzo de tracción (kg)
25	6.35	419.57
35	9.525	952.54
41	12.7	907.18
40	12.7	1678.29
50	9.525	2266.91
60	19.05	3855.53
80	25.4	6577.088
100	31.75	10886.22
120	38.1	15422.14
140	44.45	20865.25
160	50.8	26308.36
180	63.5	36287.39
200	63.5	43091.28
240	76.2	58967.01

Fuente: (Mott R. , 1995)

2.14 Reductor de velocidad de tornillo sin fin y corona

El reductor de velocidad es de una base de acero ASTM A36, para mejor acoplamiento sobre cualquier superficie para evitar la rotura por el temple de las bandas.

Las aplicaciones industriales exigen adecuar las velocidades de salida de los motores a la necesidad de la aplicación, los reductores de velocidad mecánicos nos permiten tener un movimiento giratorio a la velocidad adecuada.

Las aplicaciones más sencillas y habituales encuentran respuesta en los reductores mecánicos tornillo sin fin y corona de (TR1 o tr2).

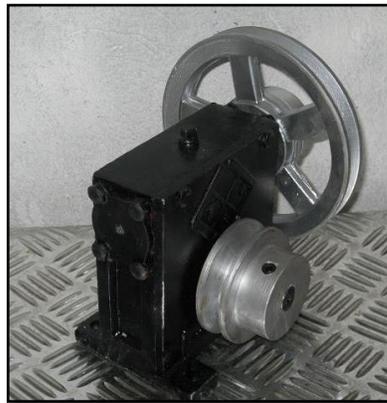


Figura 36. Reductor de velocidad Tipo TR1

2.15 Sistema eléctrico

2.15.1 Potencia en circuitos de corriente alterna

“En un circuito monofásico la potencia viene dada por $W = V \times I \cos\varphi$, donde W es la potencia en watt, V es la tensión (eficaz) e I la corriente (eficaz). Como $\cos \varphi$ representa el factor de potencia del circuito” (Reeves, 1978, pág. 22).

$$\cos\varphi = \frac{\text{watt}}{\text{Volt-ampere}}$$

Ecuación 19. Factor de potencia

2.15.2 Contactores

“Se define al contactor como un interruptor accionado por medio de un electroimán que permite muy diversas formas de maniobra, tal como se estudia en este aparato dedicado al contactor y al resto de automatismos con lógica cableada” (Roldan J. , 2003, pág. 15).

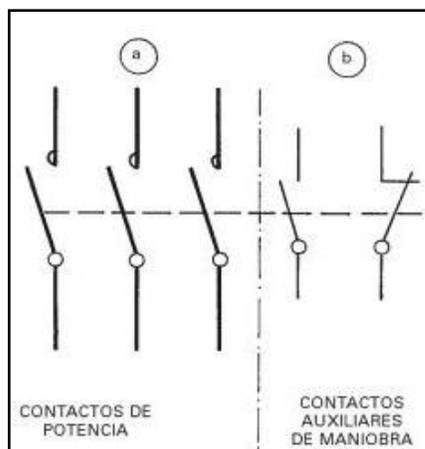


Figura 37. Diagrama contactor

Fuente: (Roldan J. , 1981)

2.15.3 Relé térmico

“El relé térmico es un elemento que protege al receptor contra sobre intensidades que siempre son inferiores a las intensidades de cortocircuito y que de tener una duración en el tiempo, podrían ser causa de riesgo de avería para el receptor” (Roldan J. , 2003, pág. 18).

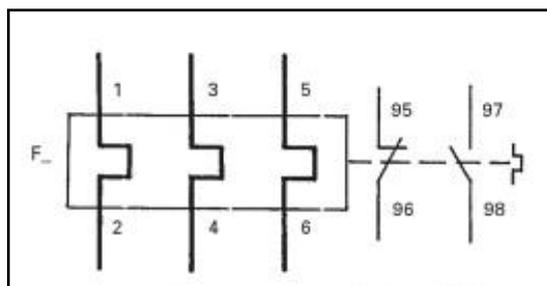


Figura 38. Diagrama relé térmico

Fuente: (Roldan J. , 2003)

2.15.4 Disyuntor

Se aplica para circuitos en general, procediendo al resto de otros elementos del circuito de potencia, su accionamiento es manual de la puesta en marcha del disyuntor y también se realiza la desconexión por disparo del disyuntor.

a. Disyuntor para motores

Este sistema cumple una doble función proteger contra sobre intensidades y contra intensidades elevadas.

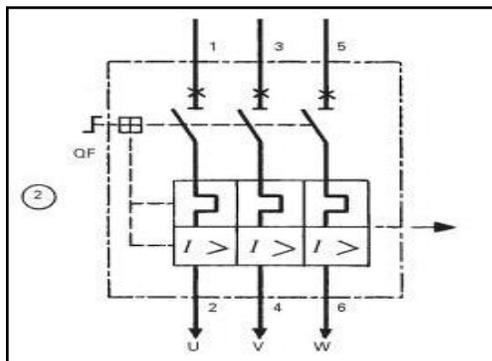


Figura 39. Diagrama disyuntor

Fuente: (Roldan J. , 2003)

2.15.5 Los fusibles

“Los fusibles son unos dispositivos de protección contra sobre intensidades. Aplicados a la protección de circuitos de motores, completan la protección de los relés térmicos, proporcionando protección contra cortocircuitos. A partir de la máxima intensidad permisible por sobre carga del motor (conectado a la red y con el rotor bloqueado), las de valor superior son originadas por cortocircuitos” (Valentin, 2006, pág. 34).

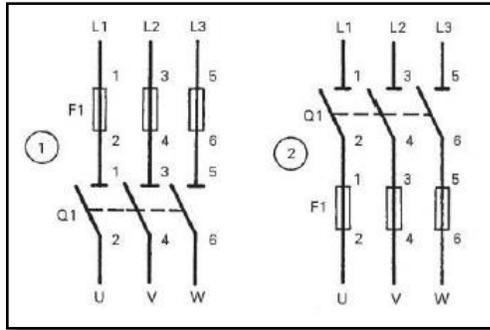


Figura 40. Diagrama fusible

Fuente: (Valentin, 2006)

Expresiones para calcular la sección de un conductor.

Para líneas monofásicas:

$$S = \frac{2 \times L \times P}{\gamma \times e \times U}$$

Ecuación 20. Sección de un conductor eléctrico

Dónde:

L = longitud en metros de la línea

P = Potencia del receptor que va alimentar la línea

γ = Conductividad del conductor ($m/\Omega mm^2$) y que es la inversa de la resistividad

e = Caída de tensión (c.d.t.) en voltios

U = Tensión nominal de la línea

2.15.6 Inversión de giro de un motor monofásico con condensador

Para invertir el sentido de giro de un motor monofásico, sólo es necesario invertir el sentido de la corriente en uno de los dos bobinados. De hacerlo en los dos, giraría el motor igual que si no se hubiera invertido la corriente. Como puede apreciarse en el esquema, a pesar de ser la inversión de giro de un motor monofásico, es necesario el empleo de contactores trifásicos. El circuito de mando del circuito inversor, es igual al de mando de un inversor

para un motor trifásico desde una caja de pulsadores. (Roldan J. , 1981, pág. 162)

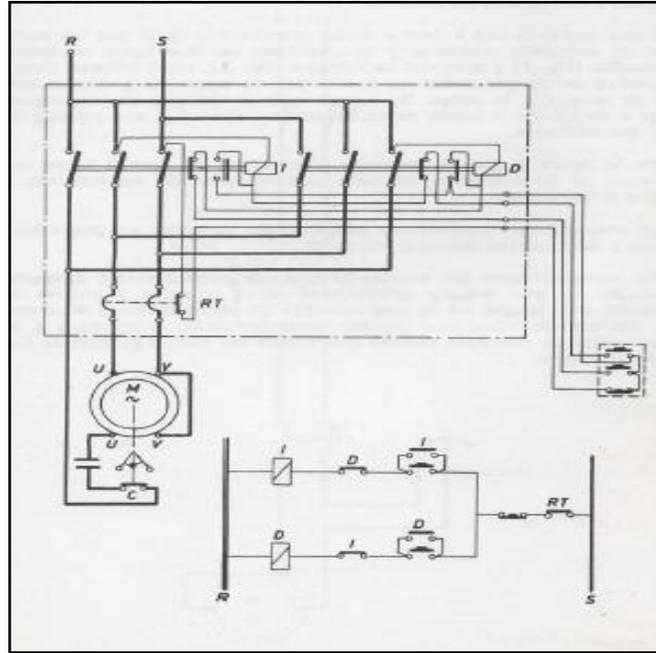


Figura 41. Inversión de giro de un motor inducción

Fuente: (Roldan J. , 1991)

CAPÍTULO III

3. DISEÑO DE LA MÁQUINA DESENLANTADORA

Para determinar los parámetros de las adaptaciones necesarias, en la máquina desenllantadora de neumáticos, para favorecer su funcionamiento y operación normal, inicialmente se diseñan las adaptaciones o mecanismos enfocados a instalarse en la máquina, con el propósito de encontrar resultados que determinen la construcción y montaje.

3.1 Metodología para realizar el diseño y la comprobación

a) Solidworks Student Edition 2014

“SolidWorks es un software de automatización de diseño mecánico que aprovecha la conocida interfaz de usuario gráfica Microsoft Windows. Esta herramienta de fácil aprendizaje hace posible que los diseñadores mecánicos croquicen con rapidez sus ideas, experimenten con operaciones y cotas, y produzcan modelos y dibujos detallados” (SolidWorks Coporation, 2015).

“SolidWorks Simulation es un sistema de análisis de diseño que está completamente integrado con SolidWorks. Solidworks Simulation ofrece soluciones de simulación para análisis estáticos lineales y no lineales, de frecuencia, de pandeo, térmicos, de fatiga, de recipiente a presión, de caída, dinámicos lineales y no lineales, y de optimización” (SolidWorks Coporation, 2015).

“Solidworks Student está disponible en todo el mundo para su compra. Puede comprar una versión o una copia de cada una, SOLIDWORKS Student Edition es una licencia de 12 meses de uso” (SolidWorks Coporation, 2015).

3.2 Metodología para realizar el análisis

a) LRF

El término LRFD (Load and Resistance Factor Design), que en español se traduce a: Diseño por Factores de Carga y Resistencia, en los cuales sobresalen los términos: Resistencia, que se refiere a la capacidad de cada miembro estructural, como por ejemplo la resistencia a los momentos, resistencia a la tensión, etc. Dichas resistencias están tabuladas y se encuentran en los anexos de la norma, junto con los factores de resistencia. Esfuerzos, que se refiere a valores de las propiedades del material; los valores de resistencia que maneja la norma LRFD son equivalentes a los valores de las tensiones admisibles. (Suarez, 2001)

b) Von Mises

Se ha demostrado que el método de la energía de distorsión es el mejor estimador de falla para materiales dúctiles bajo cargas estáticas o para esfuerzos normales, cortantes o combinados totalmente reversibles. Requiere la definición del nuevo término esfuerzo de von Mises, representado por el símbolo σ' , que se puede calcular para esfuerzos biaxiales, con los esfuerzos principales máximo y mínimo σ_1 y σ_2 , se predice que existe falla cuando $\sigma' > S_y$. (Mott R. , 2006, pág. 189)

c) Método del Paralelogramo

Consiste en disponer gráficamente los dos vectores de manera que los orígenes de ambos coincidan en los puntos, completando el resto del paralelogramo con las paralelas a cada uno (ver gráfico a la derecha). El resultado de la suma se obtiene partiendo del origen de ambos vectores. Este método es aplicado dentro de la existencia de 2 fuerzas las cuales tienen ángulo de separación entre las 2 de tal forma que al realizar la proyección o traslación de cada una de ellas formemos un cuadrilátero y

que para esto es importante considerar que para la solución se deben emplear dos condiciones. El método matemático consiste en emplear un cálculo de la fuerza resultante la ley de los cósenos, la cual establece la apertura del ángulo entre la combinación de un triángulo de 90° y un triángulo mayor o menor de 90°. (García G., 2014)

3.3 Diseño del mecanismo mordazas

Los parámetros que deben ser tomados en consideración son los diámetros internos la misma relación comprende el diámetro con el desplazamiento lineal por parte del eje en el mecanismo mordazas, se determinó mediante el análisis del software, en el cual variando las dimensiones de los eslabones, y el diámetro del plato central se obtuvo la configuración deseada.

Tabla 11.

Característica neumáticos

NEUMÁTICOS		
TIPOS	Rin 16	Rin 13
Designación	245/70	175/70
D interior	130 mm	55 mm
Peso	37.87 kg	24.26 kg
Espesor interior	13mm	10mm

El diámetro en su parte mínima que va desde 45 mm hasta 135 mm, es decir su posición más crítica, la de mayor diámetro, delimitando de esta forma un desplazamiento lineal en el eje central de 40 mm, para cumplir esta posición, como se puede ver en la figuras 42 y 43.

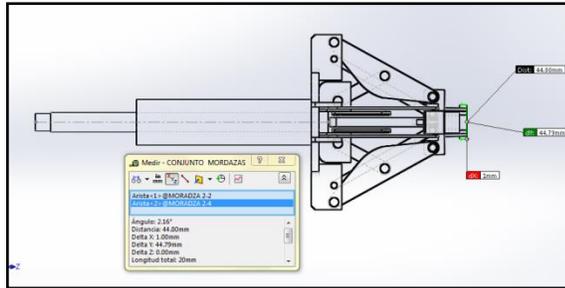


Figura 42. Posición 1, mecanismo mordazas cerrada

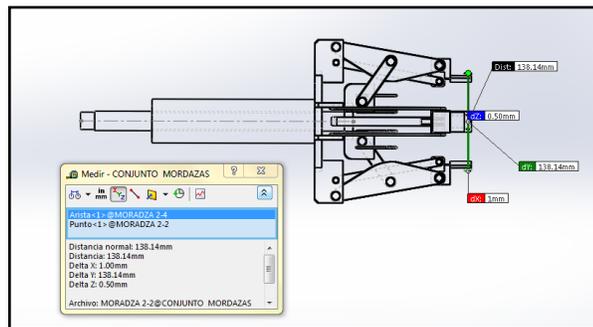


Figura 43. Posición 2, mecanismo mordazas abiertas

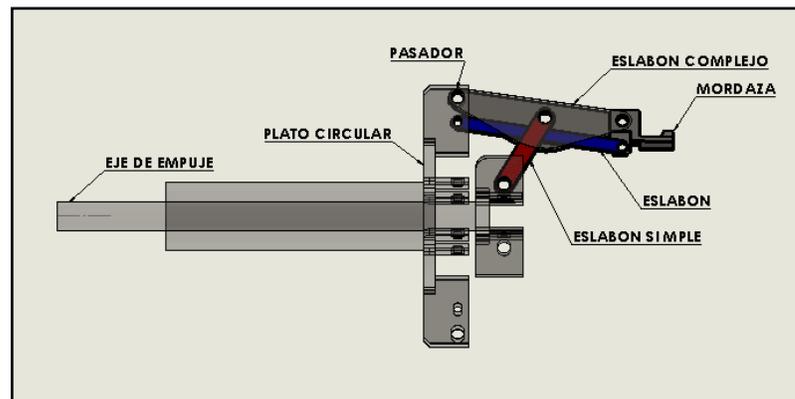


Figura 44. Partes del mecanismo mordazas

3.3.1 Análisis estático del mecanismo mordazas

Una vez obtenido el diseño del mecanismo procedemos al análisis estructural mediante cálculos colocando la carga de la rueda más grande que

en este caso es la de rin 16 y su peso es 372 N para obtener los parámetros y que esta sea factible para su construcción.

3.3.2 Posición abierta mecanismo mordazas

En la posición abierta y colocando la carga que actúa en el mecanismo, que en este caso es el peso de la rueda $F_w = 372 \text{ N}$ y en la posición abierta procedemos a realizar los cálculos de las fuerzas que actúan en cada eslabón con el método del paralelogramo.

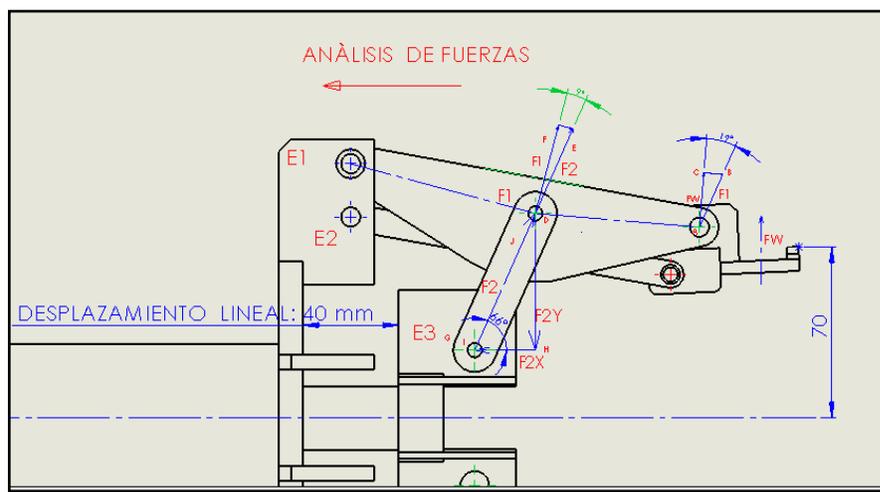


Figura 45. Fuerzas mecanismo mordaza 1, posición abierta

Datos:

$F_w = 372 \text{ N}$ Peso del neumático

$$\theta = 19^\circ; \quad \alpha = 9^\circ; \quad \beta = 66^\circ$$

Fuerzas ΔABC

$$\cos \theta = \frac{F_1}{F_w}$$

$$\cos 19^\circ = \frac{F_1}{372 \text{ N}}$$

$$F_1 = \cos 19^\circ \times 372 \text{ N}$$

$$F_1 = 351.73 \text{ N}$$

Fuerzas ΔDEF

$$\cos \alpha = \frac{F1}{F2}$$

$$\cos 9^\circ = \frac{351.73}{F2}$$

$$F2 = \frac{351.73}{\cos 9^\circ}$$

$$F2 = 356.11 \text{ N}$$

Fuerzas ΔGHD

$$\cos \beta = \frac{F2x}{F2}$$

$$\cos 66 = \frac{F2x}{356.11 \text{ N}}$$

$$F2x = \cos 66 \times 356.11$$

$$F2x = 144.84 \text{ N}$$

3.3.3 Posición cerrada mecanismo mordaza

Ahora calculamos aplicando la misma carga que la posición anterior pero en la posición cerrada.

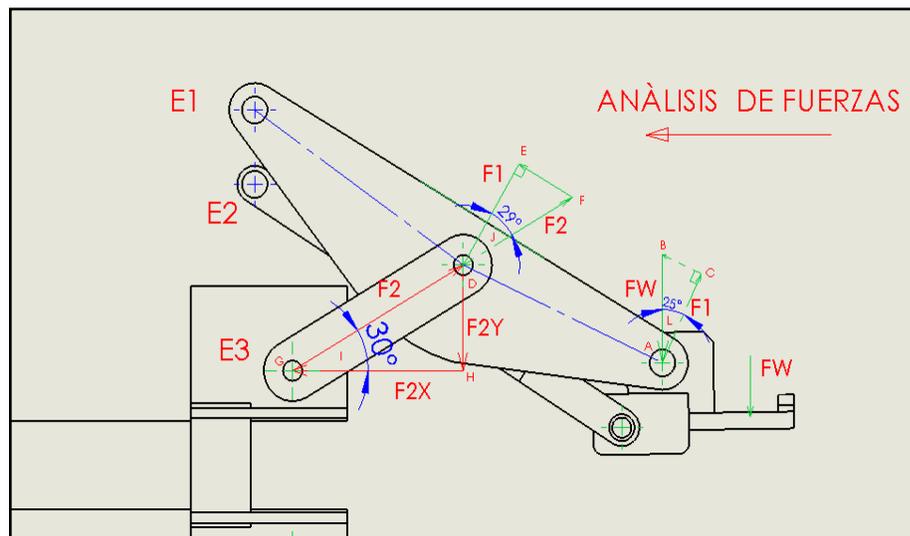


Figura 46. Fuerzas mecanismo mordaza 1, posición cerrada

Datos:

$F_w = 372 \text{ N}$ Peso del neumático

$$\theta_1 = 25^\circ; \quad \alpha_1 = 29^\circ; \quad \beta_1 = 30^\circ$$

Fuerzas ΔABC

$$\cos \theta_1 = \frac{F_1}{F_w}$$

$$\cos 25^\circ = \frac{F_1}{372 \text{ N}}$$

$$F_1 = \cos 25^\circ \times 372 \text{ N}$$

$$F_1 = 337.15 \text{ N}$$

Fuerzas ΔDEF

$$\cos \alpha_1 = \frac{F_1}{F_2}$$

$$\cos 29^\circ = \frac{337.15 \text{ N}}{F_2}$$

$$F_2 = 385.48 \text{ N}$$

Fuerzas $\Delta = GHI$

$$\cos \beta_1 = \frac{F_{2x}}{F_2}$$

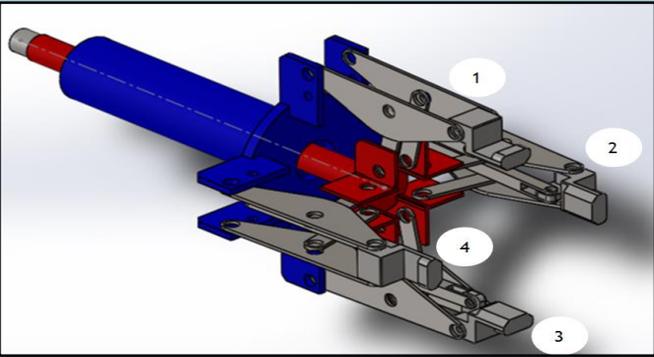
$$\cos 30^\circ = \frac{F_{2x}}{385.48 \text{ N}}$$

$$F_{2x} = \cos 30 \times 385.48 \text{ N}$$

$$F_{2x} = 333.84 \text{ N}$$

Para el análisis de los esfuerzos producidos en el brazo oscilante y el mecanismo mordazas de sujeción se hace necesario determinar el peso del mecanismo de las mordazas, como se muestra en la Tabla 12.

Tabla 12.**Peso elementos conjunto mordazas**

CONJUNTO MORDAZAS			
			
Elemento	Peso (kg)	Cantidad	P. total (Kg)
Rodamiento	0,25	2	0,5
Eje de empuje	6,14	1	6,14
Eje 2 (base aristas)	1,93	1	1,93
Eslabón simple	0,026	8	0,208
Eslabón complejo	0,155	8	1,24
Eslabón	0,21	4	0,84
Mordaza	0,188	4	0,752
Pernos M12	0,02	28	0,56
Orejas	0,016	8	0,128
Soldadura	0,6135	1	0,6135
		total	12,928

3.3.4 Análisis del mecanismo mordazas mediante el software

A continuación vamos a realizar el análisis estático del mecanismo iniciando por la mordaza y finalizando en el plato giratorio para obtener los puntos críticos de cada pieza y la fuerza que se va aplicar para el análisis es la del neumático y las cargas que se detallan a continuación en la siguiente tabla y así comprobar que soporte las cargas a las que va estar sujetas.

Tabla 13.**Parámetros de análisis**

Elementos	Fuerzas
Neumático rin 16	372 N
Brazo destalonador	147 N
Conjunto mordazas	126.7 N
Total	645.7 N

3.3.5 Análisis estático mordaza**a. Asignación de material**

En la construcción de la mordaza se utilizó acero estructural ASTM de número A36, es un acero de bajo carbono que para las necesidades que se requiere es óptimo.

Tabla 14.**Propiedades mecánicas de los aceros**

PROPIEDADES DE LOS ACEROS ESTRUCTURALES						
Número ASTM	Grado o espesor	Resistencia a la tracción		Resistencia a punto cedente		Ductibilidad (elongación porcentual en 8 pulg)
		Ksi	MPa	Ksi	MPa	
A36	$t \leq 8"$	58	400	36	248	20

Fuente: (Mott R. , 1995)

b. Análisis de la mordaza por carga de la rueda

En el siguiente análisis se aplicó las cargas permanentes que es generada por el brazo destalonador y el peso de la rueda automotriz rin 16 por ser la de mayor tamaño y la que mayor fuerza produce en la mordaza donde la carga total aplicada es 519 N.

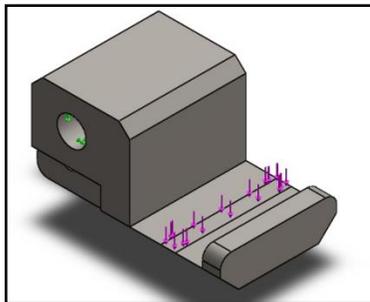


Figura 47. Aplicación de la carga mordaza

Tabla 15.

Parámetros de análisis

Nombre	Tipo	Min.	Max.
Tensiones	VON: Tensión de von Mises	6586.98 N/m ²	4.31109e+007 N/m ²

El esfuerzo máximo se produce en la cara donde se asienta la rueda en la sección que se encuentra cercana a la cara vertical con respecto a esta, donde se tiene un valor de 43 MPa, el cual está por debajo del límite de fluencia del material que se empleó como se observa en la figura 48.

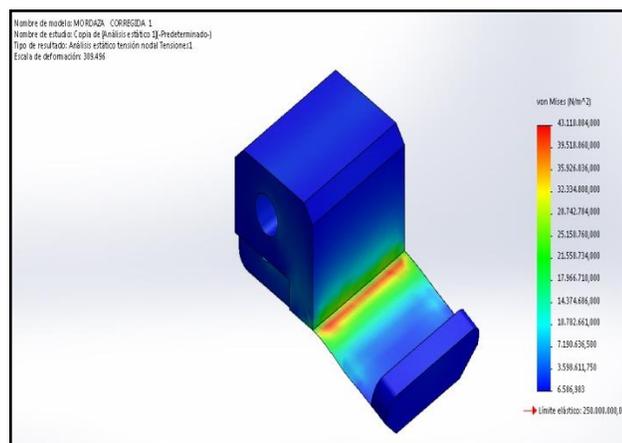


Figura 48. Tensión de Von Mises mordaza

A continuación se muestra el análisis de desplazamiento realizado en la plancha de la mordaza donde se asienta la rueda. La tabla 16 muestra los resultados obtenidos.

Tabla 16.

Deformación mordaza

Nombre	Tipo	Min.	Max.
Desplazamientos	URES: Desplazamiento resultante	0 mm	0.0209589 mm

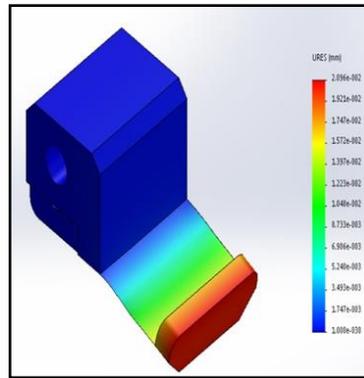


Figura 49. Desplazamiento máximo mordaza

El factor de seguridad mínimo que ofrece la mordaza bajo las cargas aplicadas es de 5.8 esta es apropiado bajo cargas estáticas que plantea un escenario de simulación en las condiciones extremas, como se muestra en la figura 50.

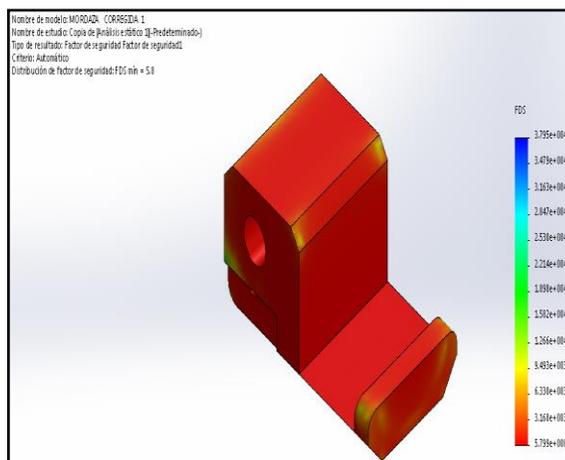


Figura 50. Diseño del mecanismo mordazas

3.3.6 Análisis estático del eslabón complejo aplicando las cargas

Usando el programa SolidWorks student versión estudiantil, vamos a obtener la deformación del eslabón complejo mediante las cargas aplicadas como se indicó en la tabla 13. Para este eslabón complejo utilizamos el acero A500 que tiene un punto de fluencia de 405 Mpa.

a. Tensión máxima

La tensión máxima es de 321 MPa siendo este un valor en la condición más crítica ubicada en la sección de eslabones complejos donde sujeta la mordaza como se observa en la figura 51.

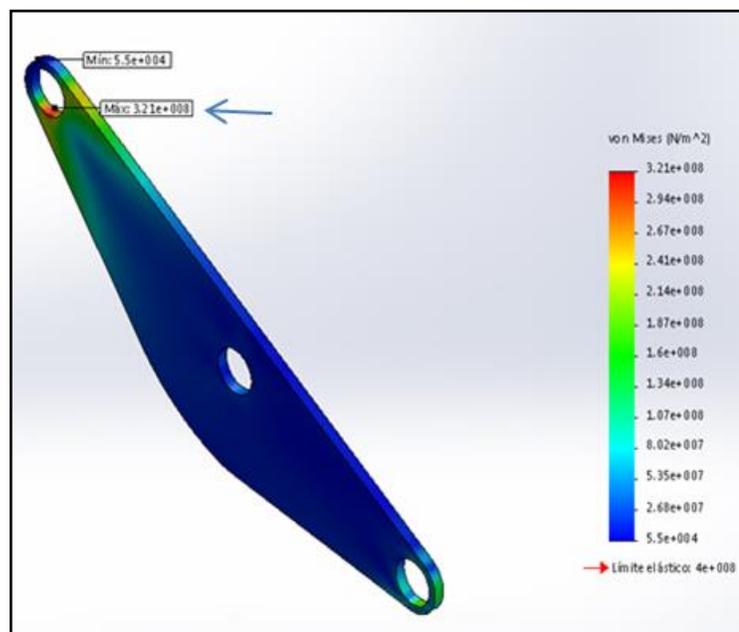


Figura 51. Tensión máxima – Von Misses

b. Desplazamiento

Desplazamiento máximo es de 0.511 (mm), ubicado en el punto de sujeción de la mordaza, donde concurren con los eslabones, eslabones simples y la mordaza.

El análisis tiene una lógica ya que es el punto de contacto de la mordaza con la llanta y es el punto donde se genera mayor concentración de tensiones.

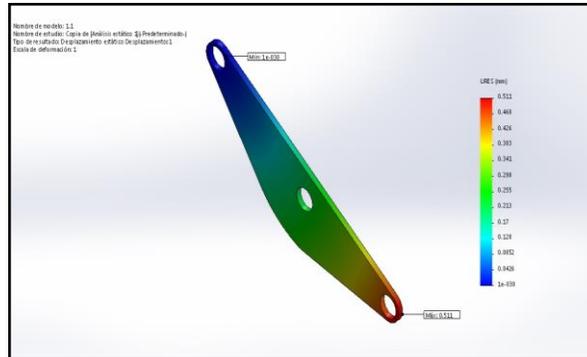


Figura 52. Desplazamiento máximo

El factor de seguridad calculado bajo la combinación de cargas en el elemento más crítico es de 1.25, como se puede apreciar en la figura 53.

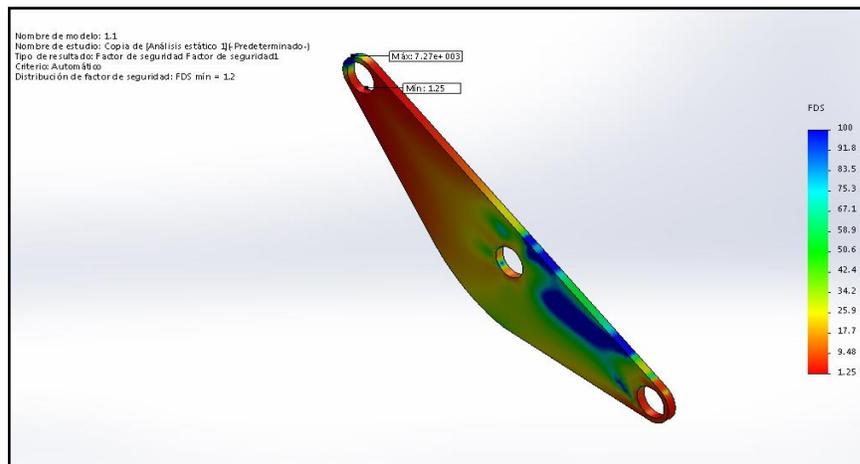


Figura 53. Factor de seguridad

3.4 Análisis estático del plato giratorio

El plato tiene una sección circular, sobre este se aplica todo el peso de la rueda y también está sometido a constantes golpes.

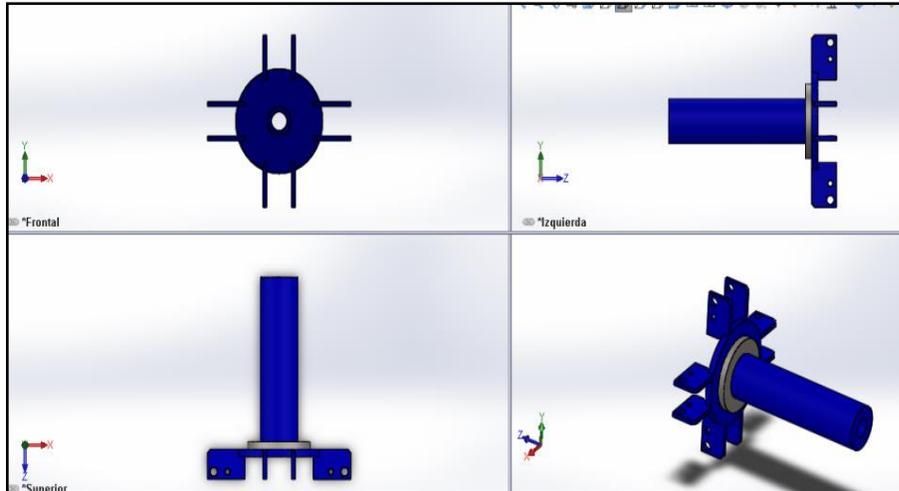


Figura 54. Diseño del plato

3.4.1 Asignación del material

Del catálogo de IPAC seleccionamos las siguientes especificaciones principales del material.

- Tipo de acero: ASTM A36
- Producto: Plancha laminada en caliente
- Espesor: 10 mm
- Resistencia del acero: 250 Mpa.

Propiedad	Valor	Unidades
Módulo elástico	200000	N/mm ²
Coefficiente de Poisson	0.26	N/D
Módulo cortante	79300	N/mm ²
Densidad de masa	7850	kg/m ³
Límite de tracción	400	N/mm ²
Límite de compresión		N/mm ²
Límite elástico	250	N/mm ²
Coefficiente de expansión térmica		/K
Conductividad térmica		W/(m·K)
Calor específico		J/(kg·K)
Cociente de amortiguamiento del material		N/D

Figura 55. Acero estructural ASTM A36

3.5 Análisis estático en el mecanismo mordazas

El análisis se enfoca en el plato giratorio, ya que el elemento al que se acopla el eje para su movimiento giratorio y en su parte delantera se aloja el mecanismo de las mordazas propiamente dicho, en el apartado anterior se calcularon los esfuerzos producidos, por la acción del peso propio de la estructura, así como el peso del neumático de mayor diámetro RIN16.

3.5.1 Consideraciones

Tomando en cuenta que el plato giratorio es el elemento donde se aloja el mecanismo del conjunto mordazas y el eje del brazo oscilatorio se tomará el elemento de la máquina, como fijo para el análisis.

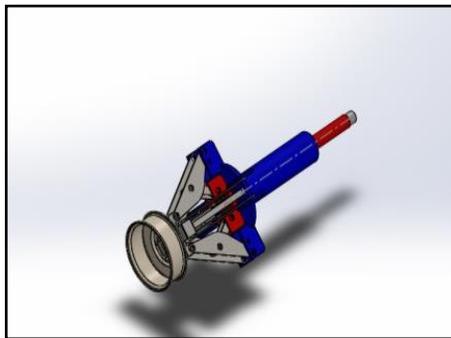


Figura 56. Acero estructural ASTM A36 mecanismo mordazas

3.5.2 Procedimiento

Seleccionamos en la ventana de herramientas la opción tipo de fijación y escogemos la opción geometría fija, para el plato giratorio, y en la opción conexiones seleccionamos la opción pasador para unir todos los eslabones, del mecanismo como se muestra en la figura 57.

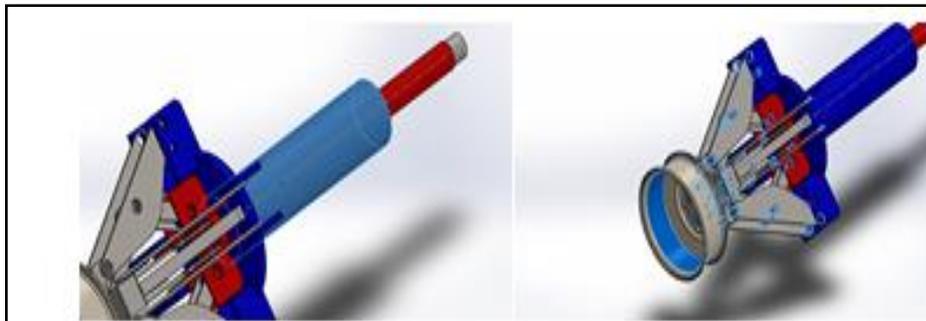


Figura 57. Sujeciones-conexiones conjunto mordazas

3.5.3 Asignación de cargas a la estructura

Para el diseño del sistema estructural se han tomado en cuenta 3 cargas que se describieron en la tabla 13 y se aplicara para comprobar si bajo estas condiciones trabaja adecuadamente.

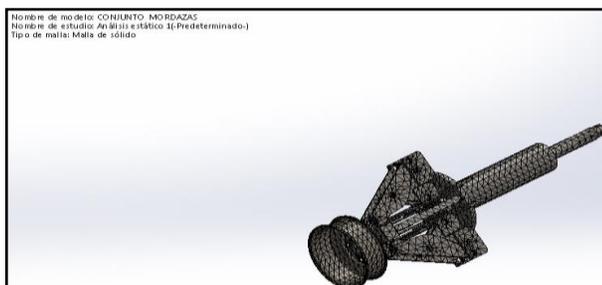


Figura 58. Mallado de estructura tipo por curvatura

En tal forma se observa la discretización de los componentes, para el análisis de esfuerzos mediante elementos finitos.

Se debe comprender las diversas y eventuales fallas de los componentes bajo las cargas, para determinar un diseño que garantice que no va a fallar.

Los factores que intervienen son la naturaleza de la carga (estática, repetida, invertida o fluctuante), el tipo de material (dúctil o frágil) y la cantidad

de actividad de diseño y análisis que se puede justificar con la naturaleza del componente o producto que se diseñe.

3.5.4 Deformación de la estructura del mecanismo mordazas por cargas

El programa SolidWorks student versión estudiantil permite obtener la deformación para cada estado de carga e inclusive por las combinaciones de cargas.

a. Tensión máxima

La tensión máxima es de 16 MPa, siendo este de un valor la condición más crítica ubicada en las mordazas, en la unión del tambor del neumático, con el mecanismo mordazas observa en la figura 59.

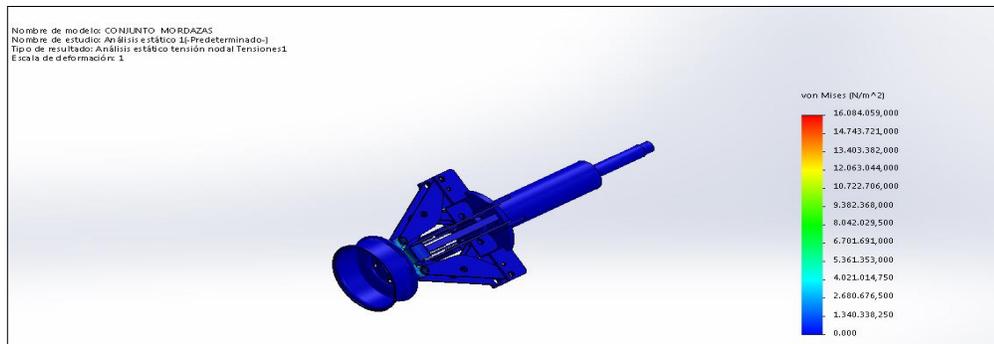


Figura 59. Tensión máxima – Von Misses

b. Desplazamiento

Desplazamiento máximo es de 0.010 (mm) del mecanismo mordazas, elemento con mayor concentración de esfuerzos.

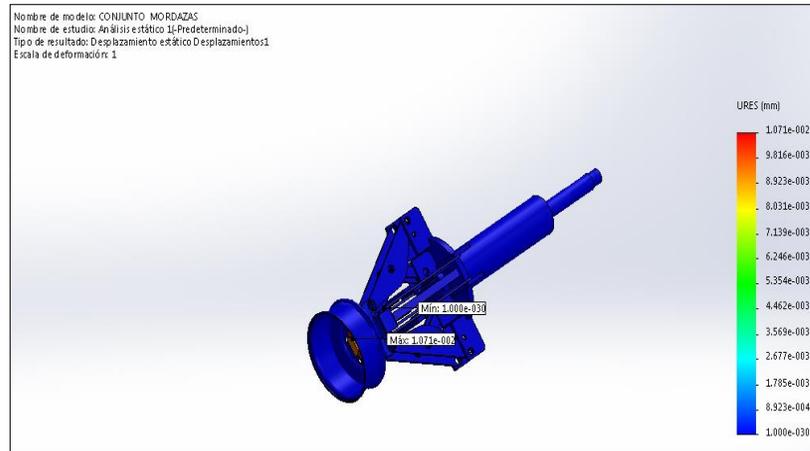


Figura 60. Desplazamiento máximo

El valor del factor de seguridad nos muestra que nuestro diseño es aceptable, ya que indica que la combinación de cargas establecidas sobre la estructura es permisible como nos indica la figura 61.

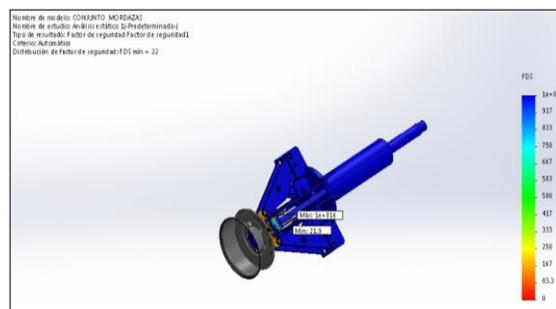


Figura 61. Factor de seguridad

3.6 Análisis estático de pasadores en el mecanismo mordazas

$F_{\omega} = 372 \text{ N}$ Carga del neumático

Perno M12 de grado 5.6 = 303 Mpa Fluencia

F_{2X} Fuerza mecanismo mordaza triangulo GHD posición abierta

$$F_{DX} = F_{2X} = 144.84 \text{ N}$$

$$F_{DY} = 325.32 \text{ N}$$

$$F_{DB} = 381.84 \text{ N}$$

$$\sum M_B = 0$$

$$-F_{YA}(78) - F_{\omega}(70) - F_{DY}(38) + F_{DX}(67.5) = 0$$

$$\sin 10^\circ \times F_{AC}(0.078) - (372)(0.07) - (325.32)(0.038) + (144.84)(0.0071) = 0$$

$$F_{AC}(0.013) - 26.04 - 12.56 + 12.89 = 0$$

$$F_{AC} = 1978.46N$$

En el eslabón AC

$$\tau = \frac{F_{AC}}{2A}$$

$$\tau = \frac{1978.46 N}{2 \frac{\pi}{4} (0.012m)^2}$$

$$\tau = 8.75 MPa$$

En el eslabón DB

$$\tau = \frac{F_{DB}}{2A}$$

$$\tau = \frac{381.84 N}{2 \frac{\pi}{4} (0.012m)^2}$$

$$\tau = 1.68 MPa$$

3.6.1 Análisis estático de pasadores en el mecanismo mordazas.

Aplicando la carga total de 645.7 N, observamos los puntos críticos donde la mayor afectación se tiene en los pasadores que sujetan la mordaza, que son pernos M12 de grado 5.6 con punto de fluencia 303 Mpa cumplen adecuadamente con el trabajo como se muestra en la siguiente figura.

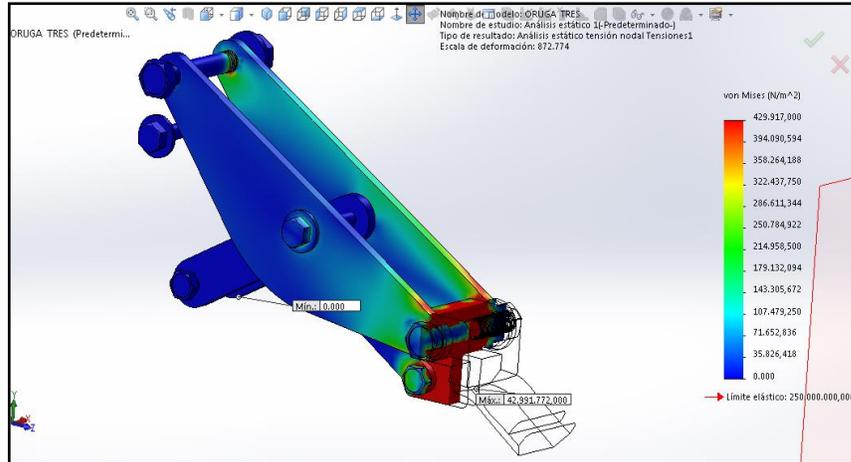


Figura 62. Análisis pasadores mecanismo mordazas

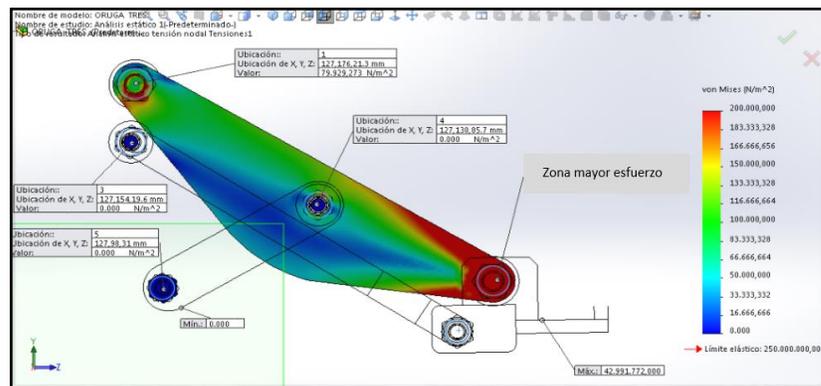


Figura 63. Análisis tensión eslabón complejo

Como observamos en la figura 63 el mayor esfuerzo de los eslabones complejos están en los pasadores de los extremos mucho más en la zona donde va alojado la mordaza que tiene una carga de 200 KPa.

3.7 Diseño del eje de empuje del mecanismo mordazas

3.7.1 Diseño del eje de empuje

Para el análisis del diseño aplicamos las fuerzas que actúan sobre el eje como se observa en la siguiente figura y calculamos con las siguientes ecuaciones para obtener el diámetro.

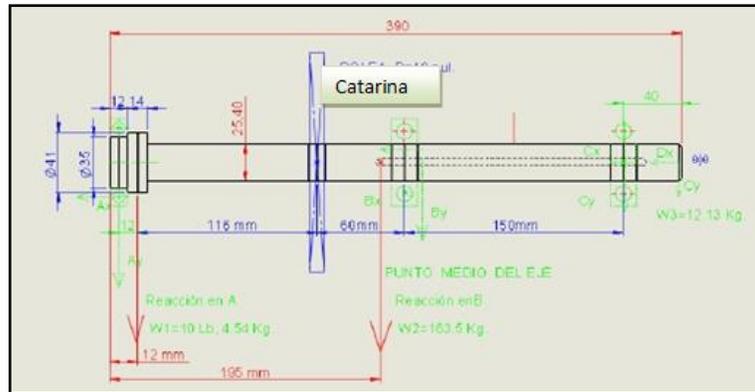


Figura 64. DCL, Eje - Rodamientos.

$$T = \frac{63000(P)}{n}$$

Ecuación 21. Par torsional

Dónde:

$$P = 1Hp$$

$$n = 7 \text{ rpm}$$

$$T = \frac{63000(1)}{7} = 9000 \text{ lb} \times \text{pulg} = 101.62 \text{ kgxm}$$

$$Fc = \frac{T}{D}$$

Ecuación 22. Fuerza en la Catarina

Dónde:

$D = 0.5$ " diámetro de paso de esa Catarina

$$Fc = \frac{9000}{\frac{0.5}{2}} = 36000 \text{ lb} = 28363.36 \text{ kg}$$

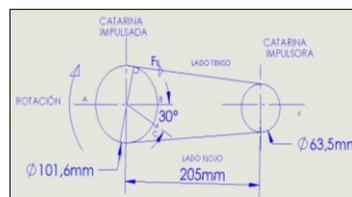


Figura 65. Diagrama cadena

Datos:

$$T_1 = F \cdot r_B \text{ Donde } r_B \text{ es el radio de la catarina}$$

$$\omega = 7 \text{ rpm}$$

$$Pot = 1 \text{ Hp}$$

$$T_1 = \frac{Pot}{\omega}$$

$$\omega = \frac{7 \text{ rev}}{\text{min}} \times \frac{2\pi \text{ rad}}{1 \text{ rev}} \times \frac{1 \text{ min}}{60 \text{ seg}} = 0.73 \frac{\text{rad}}{\text{seg}}$$

$$T_1 = \frac{745.7 \text{ w}}{0.73}$$

$$T_1 = 1021.5 \text{ Nm}$$

$$T_1 = F_B \cdot r_B$$

$$F_B = \frac{T_1}{r_B}$$

$$F_B = \frac{1021.5 \text{ Nm}}{0.254 \text{ m}}$$

$$F_B = 4021.65 \text{ N}$$

$$M = F \times d$$

$$M = 4021.65 \text{ N} \times 0.1016 \text{ m}$$

$$M = 408.59 \text{ Nm} = 41.66 \text{ Kgm}$$

$$D = \left[\frac{32N}{\pi} \sqrt{\left(\frac{K_t M}{S' n}\right)^2 + \frac{3}{4} \left(\frac{T}{S_y}\right)^2} \right]^{1/3}$$

Ecuación 23. Diámetro eje

$$S' n = S_n \times C_R \times C_S$$

Dónde:

Tabla 17.

Datos para calcular la resistencia modificada por durabilidad

Tablas	
$S_n =$	25000 psi
$C_R =$	0.9
$C_S =$	0.93

Fuente: (Mott, 1995)

$$S' n = 165.47 \text{ MPa} \times 0.9 \times 0.93$$

$$S'_n = 138.50 \text{ MPa} = 14132653.06 \text{ kg/m}^2$$

$N = 2$ Factor de diseño

$$K_t = 1.5$$

$$M = 41.66 \text{ Nm}$$

$$T = 101.62 \text{ kgxm}$$

$S_y = 53700 \text{ psi} = 370.24 \text{ MPa} = 37779591.83 \text{ kg/m}^2$ Resistencia a la cedencia
acero 1018

$$D = \left[\frac{32(2)}{\pi} \sqrt{\left(\frac{1.5(41.66)}{14132653.06} \right)^2 + \frac{3}{4} \left(\frac{101.62}{37779591.83} \right)^2} \right]^{1/3}$$

$$D = 0.0464 \text{ m} = 46.4 \text{ mm} \approx 50 \text{ mm Diametro aceptable del eje}$$

3.7.2 Análisis y cargas para selección de rodamientos

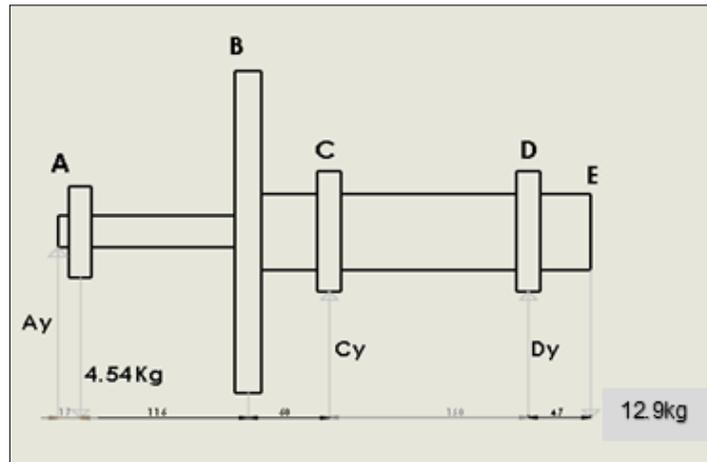


Figura 66. Diagrama de cuerpo eje-rodamientos

En el plano X-Z

Tabla 18.

Cargas eje rodamientos

Cargas	Fuerzas
Chumacera y base	4.45 kg=44.52N
Mecanismo mordazas	12.9 kg=126.7N

$$\sum F = 0$$

$$-R_{ZA} - 44.52N + 3511.14N + R_{ZC} - 1602.3N + R_{ZD} - 126.7N$$

$$R_{ZA} + R_{ZC} + R_{ZD} = 2242.56N$$

$$R_{ZA} = -406.95Kg = -3988.11N$$

$$\sum M_C = 0$$

$$(3988.11N)(0.193) + (44.49)(0.179) - (3511.14N)(0.06) - (126.7N)(0.002M)$$

$$+ R_{ZD}(0.15) - (118.87N)(0.197m) = 0$$

$$769.70Nm + 7.96Nm - 210.66Nm - 3.2Nm + R_{ZD}(0.15m) - 23.41Nm = 0$$

$$R_{ZD} = -3602.63Nm$$

$$R_{ZC} - 3602.63Nm = 2242.56Nm$$

$$R_{ZC} = 5845.19Nm$$

El diagrama de la figura 67 nos indica las tensiones mediante la cual vamos a calcular la carga en Y, de la catarina que tendrá el eje de empuje.

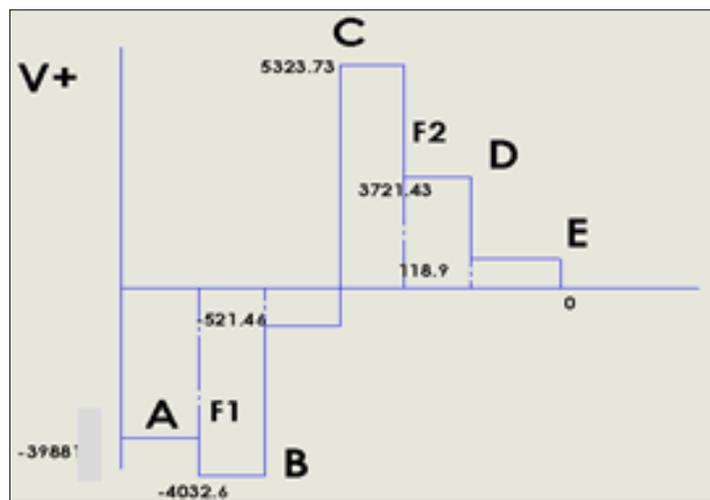


Figura 67. Diagrama de fuerzas

$$\sum M = 0$$

$$-R_{YC}(0.15m) - 6081.4N(210) = 0$$

$$R_{YC} = 8513.96 N$$

$$A_1 = -3988.11N \times 0.017m = -67.79 Nm$$

$$A_2 = -4032.6N \times 0.116m = -467.78 Nm$$

$$A_3 = -521.46N \times 0.06m = -31.28 Nm$$

$$A_4 = 5323.73N \times 0.002m = 10.64 Nm$$

$$A_5 = 3721.43N \times 0.148m = 550.77 Nm$$

$$A_6 = 118.8N \times 0.047m = 5.58 Nm$$

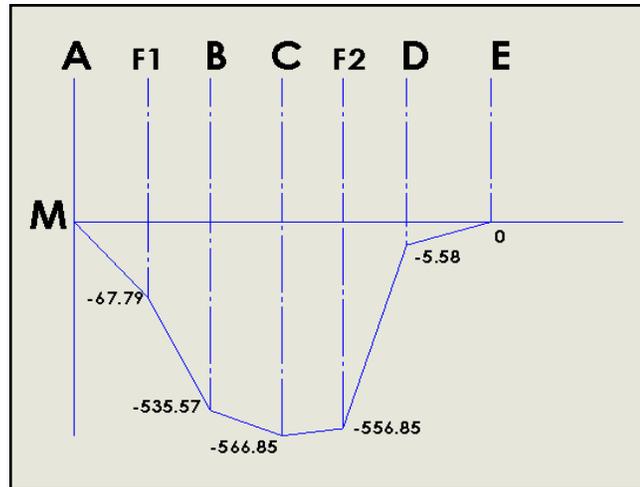


Figura 68. Diagrama de momento

PLANO XY

$$\sum F = 0$$

$$F_{YB} + R_{YC} + R_{YD} = 0$$

$$R_{YC} + R_{YD} = -6081.4 N$$

$$8513.96 N + R_{YD} = -6081.4 N$$

$$R_{YD} = 2432.56 N$$

$$\sum M = 0$$

$$-R_{YC}(0.15m) - 6081.4N(210) = 0$$

$$R_{YC} = 8513.96 N$$

PLANO XY

$$\sum F = 0$$

$$F_{YB} + R_{YC} + R_{YD} = 0$$

$$R_{YC} + R_{YD} = -6081.4 \text{ N}$$

$$-8513.96 \text{ N} + R_{YD} = -6081.4 \text{ N}$$

$$R_{YD} = 2432.56 \text{ N}$$

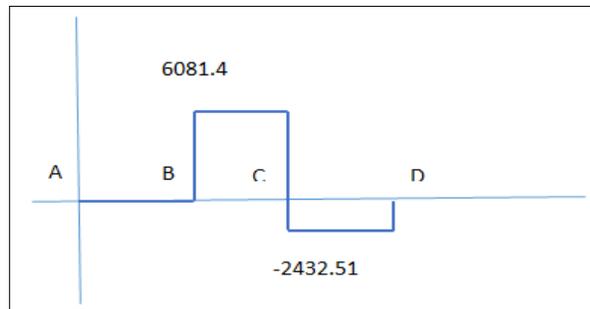


Figura 69. Diagrama de fuerzas 1

$$A_1 = 6051.4 \times 0.06 = 365.48 \text{ Nm}$$

$$A_2 = -2432.56 \times 0.15 = -364.884 \text{ Nm}$$

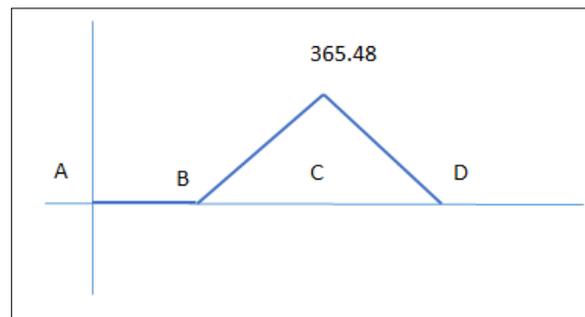


Figura 70. Diagrama de momentos

3.8 Análisis de esfuerzos del eje

Una vez ya determinados las reacciones en cada uno de los puntos se hace necesario determinar los esfuerzos que se producen en el eje ingresando las cargas que se muestran a continuación donde cabe mencionar que el

material empleado es acero AISI 1020 que tiene un límite elástico de 351.57 Mpa.

Tabla 19.

Reacciones en cada punto

PESOS Y DISTANCIAS EJE	
Reacción Punto A (R_{ZA})	3988.1 N
Reacción Punto B	44.9 N
Reacción Punto C (R_{ZC})	5845.19 N
Torque1	1021.5 Nm

3.8.1 Análisis de resultados Tensión Máxima

La tensión máxima es de 231 MPa siendo este de un valor la condición más crítica ubicada, en la zona roja como se observa en la figura 71.

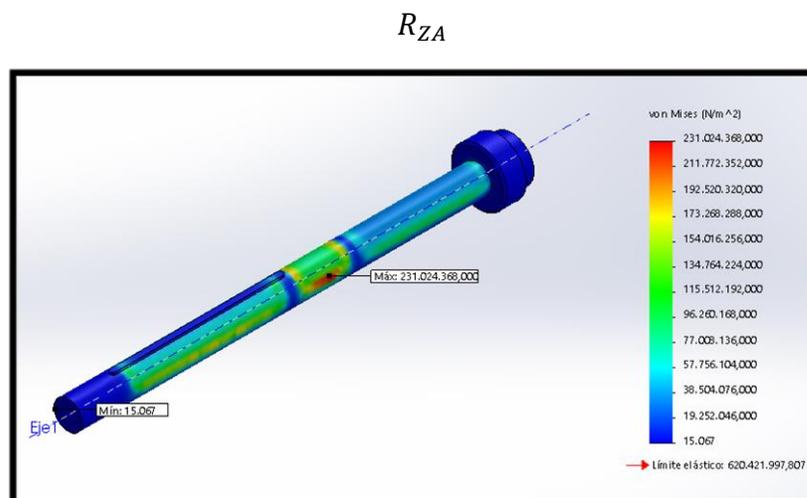


Figura 71. Tensión máxima- Von Misses

3.8.2 Desplazamiento

El desplazamiento máximo que es de 0.0123 mm ubicado en el punto como se muestra en la figura 72.

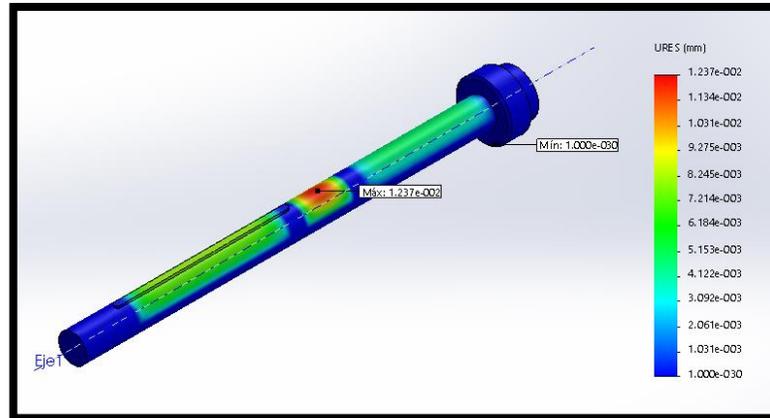


Figura 72. Desplazamiento máximo

El factor de seguridad calculado bajo la combinación de cargas en el elemento es de 2.7, como se puede apreciar en la figura 73.

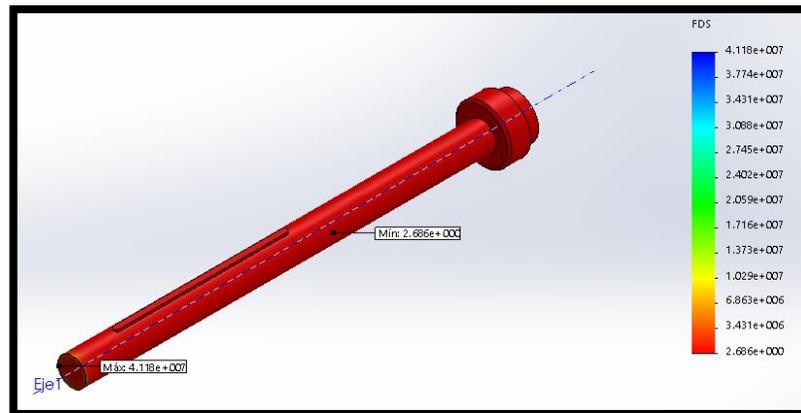


Figura 73. Factor de seguridad

3.9 Diseño del bastidor

3.9.1 Descripción de funcionamiento y parámetros

La principal función que desempeña el bastidor de la máquina es la de alojar y soportar el peso de todos los componentes mecánicos y las diferentes adaptaciones para los mecanismos, del accionamiento del neumático en el montaje y desmontaje del mismo.

En la figura 74 se muestra el bastidor y las adaptaciones para los mecanismos de giro por las mordazas, desplazamiento del brazo prensa talón y el desplazamiento lineal del carro móvil.

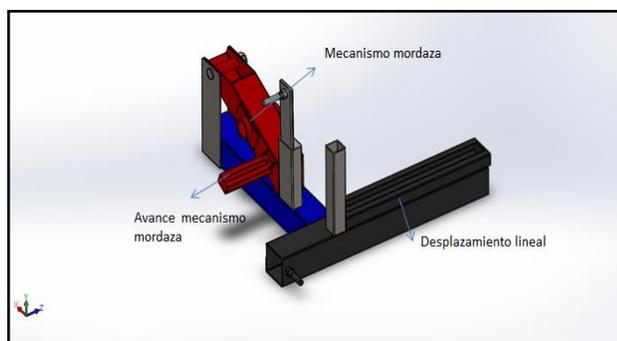


Figura 74. Bastidor desenllantadora de neumáticos

Los parámetros dimensionales y de movimiento están determinados por el espacio geométrico y las dimensiones generales de la tabla 20.

Tabla 20.

Dimensiones de los neumáticos

NEUMÁTICOS		
TIPOS	Rin 16	Rin 13
Designación	245/70 - R16	175/70 - R13
D exterior (DN+DA)	740 mm	575,2 mm
D interior	130 mm	55 mm
Ancho de cara	245 mm	175 mm
Peso	37.87 kg	24.26 kg

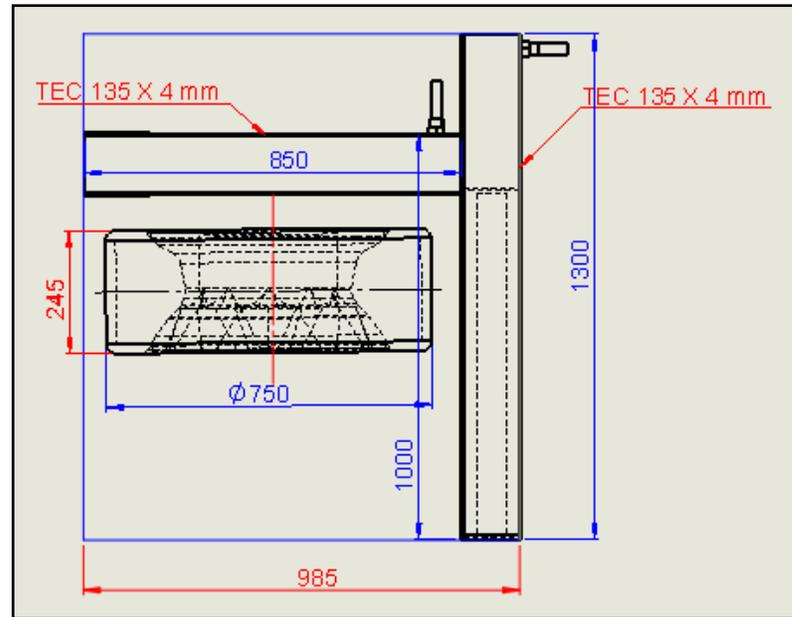


Figura 75. Parámetros de la base desenllantadora de neumáticos

3.9.2 Diseño de soportes laterales para brazo oscilante

El brazo oscilante es el elemento donde se aloja el MECANISMO MORDAZAS, en tanto que se requiere de un punto de apoyo para que desplace una trayectoria circular que cubra un arco de circunferencia, que se acople a la medida del diámetro interior de cada uno de los neumáticos.

La medida estará directamente relacionada con el diámetro de la rueda RIN 16, que es la condición más crítica para el diseño como se muestra en la figura 76.

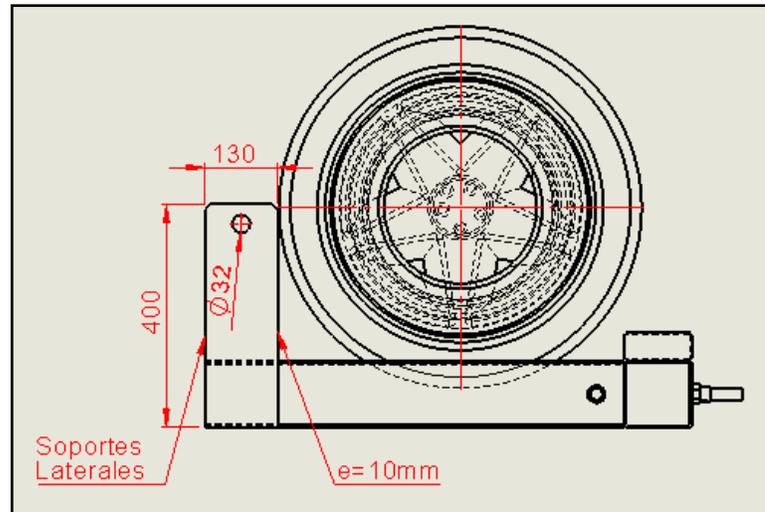


Figura 76. Soportes laterales

Ahora es necesario delimitar la geometría del brazo oscilante y de sus adaptaciones para que aloje a los elementos mecánicos, uno para el desplazamiento lineal del eje de las mordazas y el otro para el movimiento circular del mecanismo de las mordazas, de tal manera que la máquina necesita hacer girar la rueda para desmontar el neumático propiamente dicho.

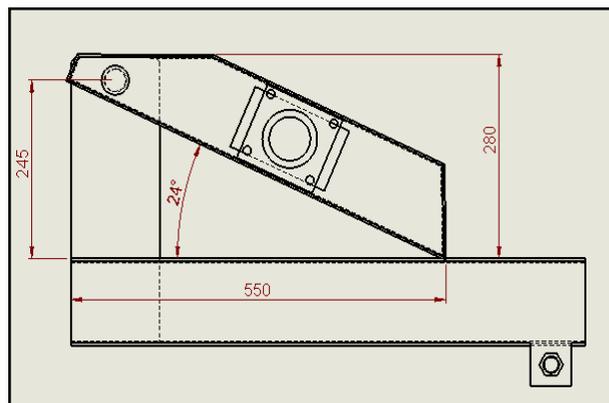


Figura 77. Dimensiones de la posición 1 del brazo oscilante

Bajo esta configuración, el brazo oscilante está ubicado en esta parte de la estructura del chasis de la máquina, en la parte posterior del brazo tiene una perforación de 30 mm, que sirve de pivote para que el brazo oscilante

giren y en su parte central tiene una perforación para el alojamiento del eje que soporta el mecanismo mordazas de sujeción.

De acuerdo a las posiciones del mecanismo, se elige para el cálculo del brazo la posición más crítica, es decir la posición cuando el brazo sea desplazado los $\pi/4$, la cual se representa en la figura 77. En esta posición la distancia de la carga al punto de soporte de la reacción que ejerce el cilindro hidráulico es mayor.

3.9.3 Análisis de trayectoria y desplazamiento del seguidor

Para el diseño de la máquina necesitamos que se genere un arco de circunferencia correspondiente a $\pi/4$ rad, es decir, un cuarto de vuelta del neumático, como se describe en la figura 78, este movimiento se obtiene como resultado de la acción del pistón que se encuentra ubicado en la base de la estructura, el cual genera un desplazamiento lineal obligando al brazo oscilante a describir esta trayectoria.

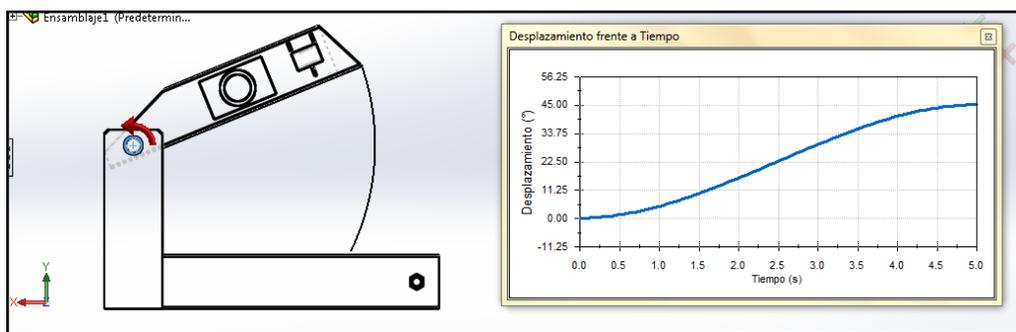


Figura 78. Desplazamiento $\pi/4$ rad brazo oscilante

En la figura 79 se muestra la disposición del cilindro de doble efecto utilizado para el brazo oscilador, el cual se ajusta al requerimiento de describir un arco de circunferencia de $\pi/4$, y tener una carrera de 450 mm, en su desplazamiento máximo.

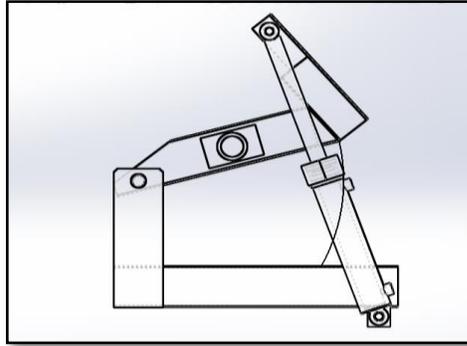


Figura 79. Desplazamiento lineal del cilindro y trayectoria brazo

Para ello es necesario, elaborar una base que sirva de punto de anclaje para el cilindro en su parte superior que cree una geometría, que cumpla con la inclinación necesaria para el cilindro, se desplace en su totalidad la carrera para que describa la trayectoria necesaria.

De tal manera estos dos puntos, van hacer los de mayor concentración de tensiones, en tanto es necesario el análisis de su geometría, de forma y la metodología de unión con el brazo oscilante.

3.10 Dimensiones generales de la máquina

En la figura 80 y la tabla 21 se muestran las dimensiones generales de la máquina desenllantadora de neumáticos, valores que se utilizarán en función de la ergonomía, de una persona promedio.

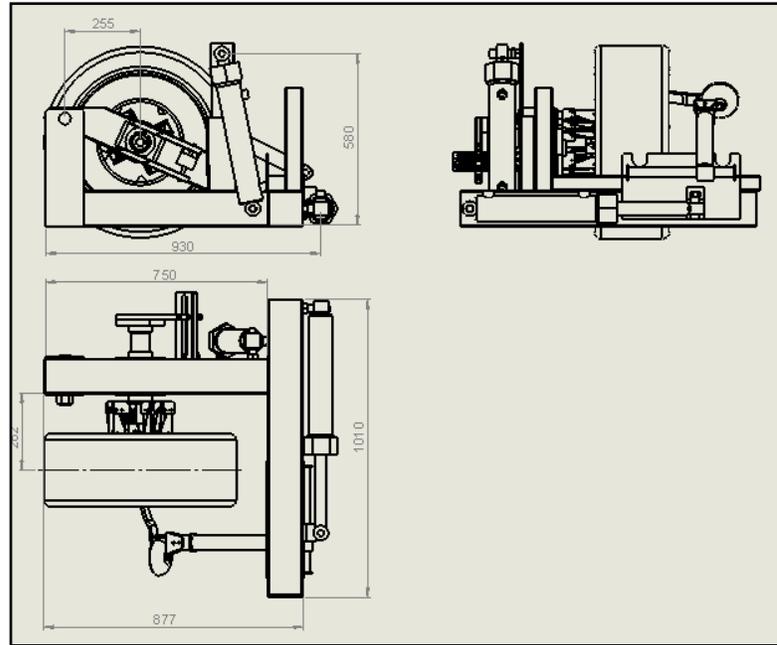


Figura 80. Dimensiones generales máquina desenllantadora.

Tabla 21.

Dimensiones de la máquina

Dimensiones Generales - Maquina	
DENOMINACIÓN	VALOR (mm)
Alto	650
Ancho	930
Profundidad	1000
Peso (Kg)	130

3.11 Ubicación de los cilindros hidráulicos en la estructura

Tabla 22.

Parámetros para la estructura

PARAMETROS DIMENSIONALES DE LA ESTRUCTURA BASE			
PARAMETRO	VALOR	DESCRIPCIÓN	
ALTURA	650 mm		
ANCHO	985 mm	Dimensiones generales de la máquina	
PROFUNDIDAD	1300 mm		
PARAMETROS DIMENSIONALES DEL BRAZO			
PARAMETRO	VALOR	DESCRIPCIÓN	
LONGITUD	605 mm	Dimensión obtenida mediante el diámetro del neumático rin 16"	
PARAMETROS DIMENSIONALES POR MOTIVO DEL BRAZO			
MOVIMIENTO	PARAMETRO	VALOR	DESCRIPCIÓN
PARALELO AL EJE Y	Distancia recorrida	225 mm	Distancia obtenida del ancho del neumático rin 16" y el espacio geométrico entre la llanta y la máquina
SOBRE EL PLANO XY	Dimensión angular recorrida	45°	Distancia obtenido entre neumáticos rin 13" y 16"
PARAMETROS POR FUERZA APLICADA			
PARAMETRO	VALOR	DESCRIPCIÓN	
FUERZA APLICADA POR EL CILINDRO	2850 N	Valor obtenido para levantar el brazo	
PRESIÓN DE TRABAJO	3.44 MPa	Valor de trabajo operacional de la máquina	

Una vez terminado la estructura vamos ubicando los 3 cilindros hidráulicos que necesita la máquina para su funcionamiento

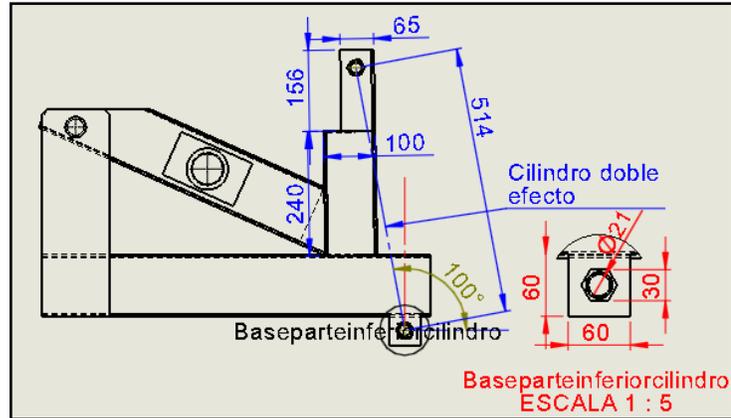


Figura 81. Bases para posicionamiento del cilindro 1

En la figura 82 se muestra el diagrama de cuerpo libre de las fuerzas ejercidas por el pistón de doble efecto y su reacción en los puntos de anclajes.

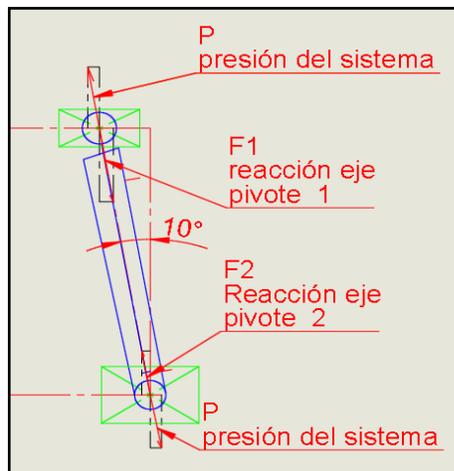


Figura 82. Diagrama de cuerpo libre cilindro 1

En el diseño de la estructura del chasis de máquina, se tomó en cuenta los cilindros seleccionados, los cuales tienen las siguientes características constructivas 450 mm de carrera ϕ exterior = 60 mm, y ϕ interior = 44,45 mm y una presión de trabajo de 1.37 MPa para la primera etapa de trabajo y 3.44 MPa para la segunda etapa de trabajo o para el retorno, datos obtenidos experimentalmente en la máquina.

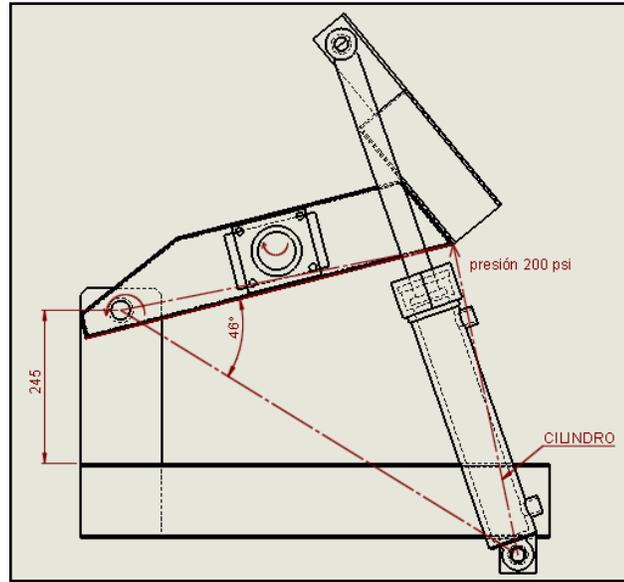


Figura 83. Diagrama de fuerzas posición 2 del brazo oscilante

Utilizando la ecuación de presión obtenemos la fuerza que influyen en la estructura

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

Dónde:

P = presión de trabajo asumida

Al tratarse de una sección circular $A = \frac{\pi * D^2}{4}$

$$A = \frac{\pi * 1.574^2}{4} = 1251.61 \text{mm}^2$$

$$F = P * A = 1.37 \text{MPa} * 1251.61 \text{mm}^2 = 1714.7 \text{N}$$

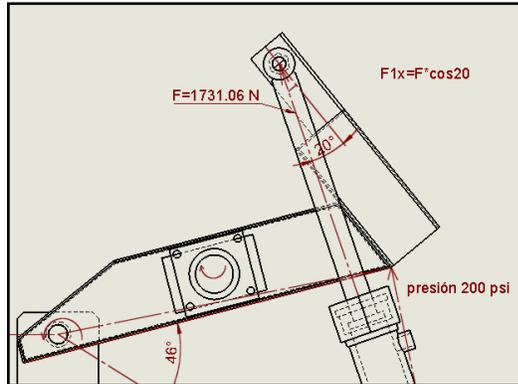


Figura 84. Diagrama de fuerzas posición 2 del brazo

$$F1 = F * \cos 20$$

$$F1 = 1626.66 \text{ N}$$

3.12 Análisis por elementos finitos de esfuerzos en anclaje cilindro 1

Al tratarse de una condición, puntual la fuerza que actúa sobre el punto de anclaje del cilindro está sujeto a fuerzas del peso de la estructura y el mecanismo mordazas.

Tabla 23.

Fuerzas aplicadas - punto de anclaje superior

FUERZAS	
Peso estructura	126.64 N
Neumático	372 N

3.12.1 Consideraciones

Tomando en cuenta que el brazo oscilante se une a la estructura del chasis mediante un pasador y en su otro extremo se encuentra unido mediante dos pines a un cilindro hidráulico de doble efecto.

Estos puntos serán considerados como fijos en la posición 2 de la estructura, ya que es la condición más crítica del chasis.

3.12.2 Procedimiento

Seleccionamos en la ventana de herramientas, la opción tipo de fijación y seleccionamos las bases del chasis como uniones fijas empotramiento perfecto es decir que no hay traslación ni desplazamiento de ninguno de los componentes, como se muestra en la figura 85.

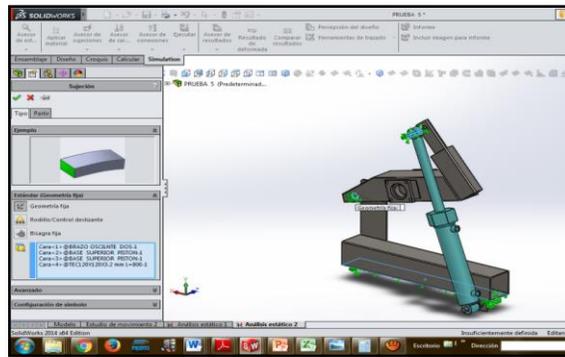


Figura 85. Sujeciones brazo oscilante

3.12.3 Asignación de cargas a la estructura

Para el diseño del sistema estructural se han tomado en cuenta 2 cargas, peso rueda rin 16, peso estructura, las cargas son consideradas distribuidas sobre toda la estructura.

Una vez ya establecidos cada uno de los esfuerzos y cargas seleccionamos la opción de mallado que tendrá nuestra estructura.



Figura 86. Selección de malla, estructura tipo por curvatura

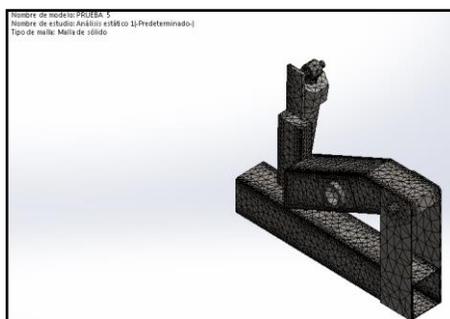


Figura 87. Mallado de estructura

En tal forma se observa la discretización de los componentes, para el análisis de esfuerzos mediante elementos finitos.

Dentro de los resultados tenemos por defecto el software tres análisis, el primero que utiliza el criterio de fallo de Von Mises, considerado el mejor estimador de fallos en el cual se muestra, gráficamente y analíticamente, el resultado de la zona más crítica del elemento en estudio, el segundo resultado indica la zona de la estructura con el mayor desplazamiento, y el tercero indica el valor del factor de seguridad, el cual relaciona el grado de

confianza que tiene nuestro elemento de máquina frente a la aplicación de cargas.

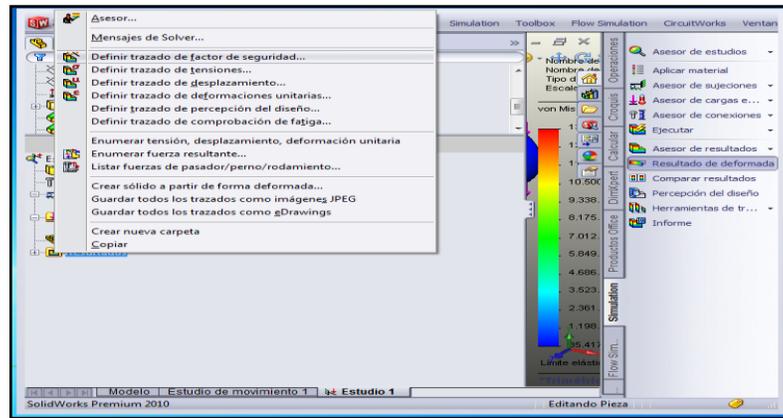


Figura 88. Resultados por parte del software

a. Factor de diseño

En la siguiente tabla 24 se especifica los factores de diseño del cual se aplica el adecuado.

Tabla 24.

Factor de diseño, aplicación en materiales dúctiles

Factor de diseño (N)	Aplicación
1.25 a 2.0	El diseño de estructuras bajo cargas estáticas, para las que haya un alto grado de confianza en todos los datos del diseño
2.0 a 2.5	Diseño de elementos de maquina bajo cargas dinámicas con una confianza promedio en todos los datos de diseño
2.5 a 4.0	Diseño de estructuras estáticas o elementos de maquina bajo cargas dinámicas con incertidumbre acerca de las cargas, propiedades de los materiales, análisis de esfuerzos
4.0 o más	Diseño de estructuras estáticas o elementos de maquina bajo cargas dinámicas, con incertidumbre en cuanto a alguna combinación de cargas, propiedades del material, análisis e esfuerzos

Fuente: (Mott R. , 1995)

3.13 Deformación de la estructura por cargas

El programa SolidWorks student permite obtener la deformación para cada estado de carga e inclusive por las combinaciones descargas definidas anteriormente.

3.13.1 Combinación de cargas 1

Dónde:

- PE: peso estructura
- FP: Fuerza del cilindro

3.13.2 Tensión máxima

La tensión máxima es de 103 MPa, siendo este de un valor la condición más crítica ubicada en el anclaje en la parte superior del pin como se observa en la figura 89.

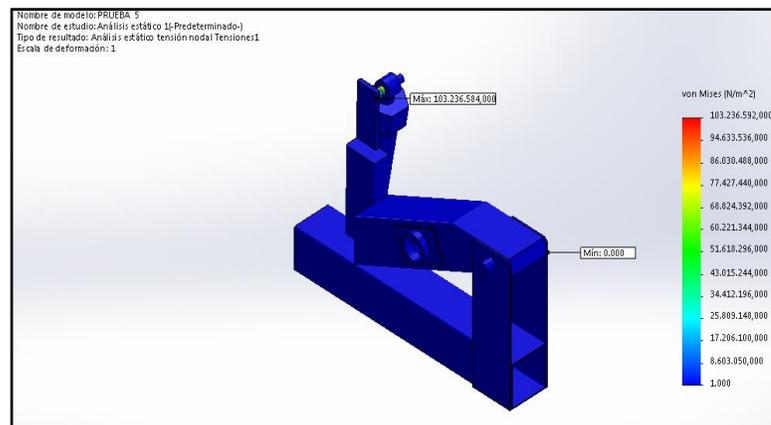


Figura 89. Tensión máxima – Von Mises

3.13.3 Desplazamiento

Desplazamiento máximo es de 0.137 (mm) producido en la parte superior de la estructura del pasador.

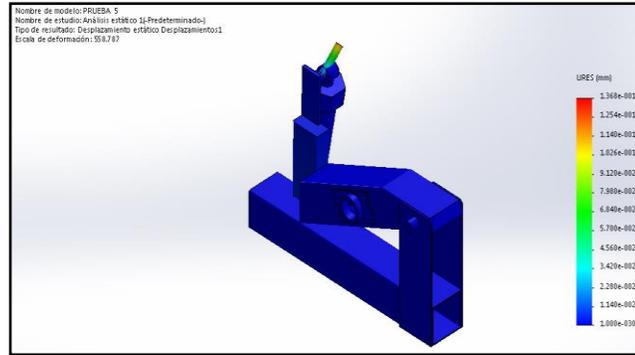


Figura 90. Desplazamiento máximo

El valor del factor de seguridad de 2.4 nos muestra que nuestro diseño es aceptable, ya que indica que la combinación de cargas establecidas sobre la estructura es permisible y podría soportar las cargas adecuadamente, como nos indica la figura 91.

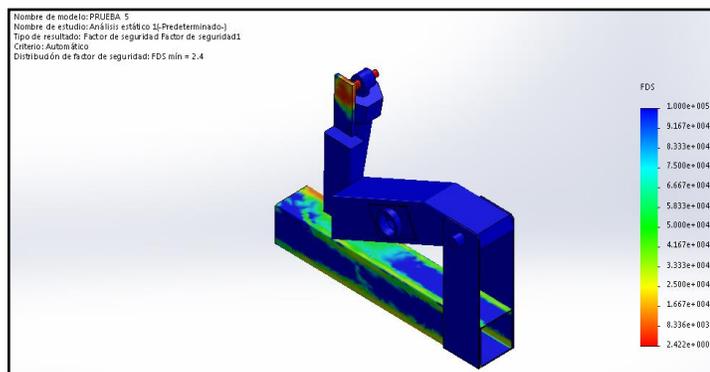


Figura 91. Factor de seguridad

Una vez sea confiable la estructura de la maquina seguimos instalando gráficamente los demás componentes y ubicándoles debidamente como se indica en la figura 92.

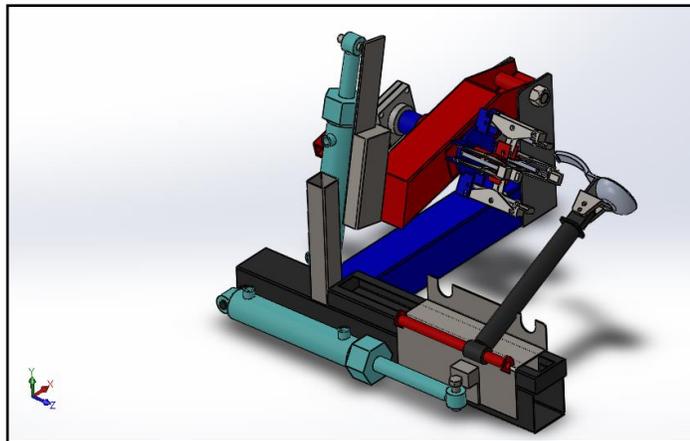


Figura 92. Ubicación de componentes mecánicos e hidráulicos

3.14 Determinación del centro de masa de la máquina

En Solidworks student 2014 se ensambló la máquina semiautomática desenllantadora de neumáticos, considerando los parámetros y estableciendo un diseño inicial se puede localizar la ubicación del centro de masa de la máquina.

La ubicación del centro de masa en nuestro caso varía porque tenemos un brazo oscilante que eleva la rueda por este motivo tomamos la posición más crítica es decir cuando la rueda más grande está arriba como se indica en la figura 93 esta nos orienta para diseñar la máquina lo más estable posible.

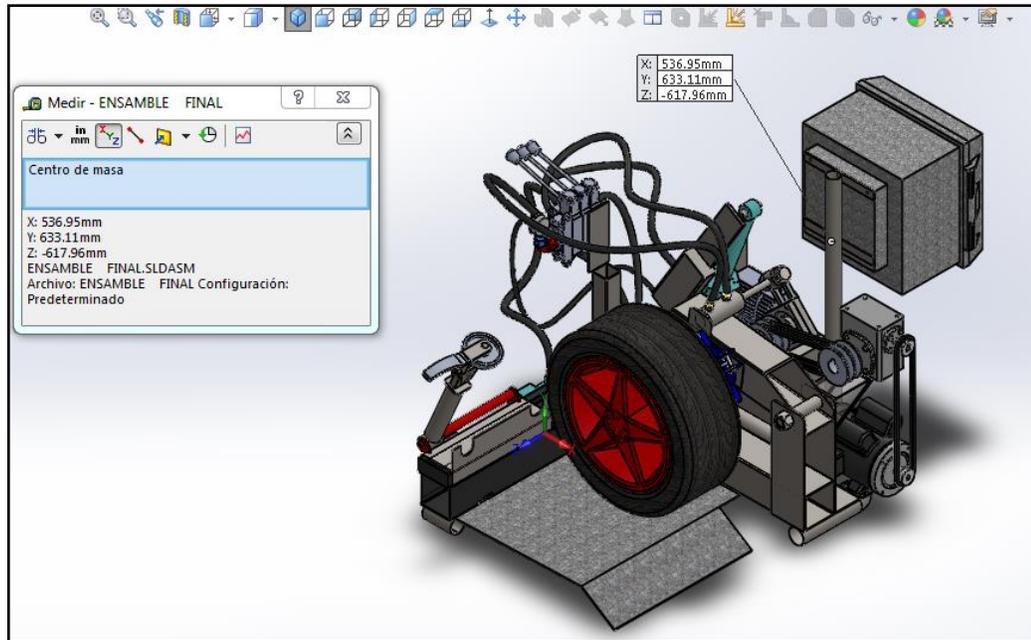


Figura 93. Ubicación del centro de masa 3D

Tabla 25.

Coordenadas centro de masa

Centro de masa	
X	536.95 mm
Y	633.11 mm
Z	-617.96 mm

Promedio de fuerza aplicada en el neumático.

Tabla 26.

Fuerzas promedio aplicadas a neumáticos

Fuerza Promedio		
No. Ensayo	Rin del neumático	Fuerza en (N)
3	15"	147.8
4	16"	147.1
Promedio		147

Fuente: (Quijia & Rios, 2013)

3.15 Diseño y análisis del brazo destalonador

Para el diseño y construcción del brazo destalonador se realizó siguiendo los parámetros que nos indicaba cada posición que adquirirían todas la ruedas de rin 13" a 16" una vez montada en el mecanismo mordazas.



Figura 94. Diseño brazo destalonador

3.15.1 Fuerza aplica por el cilindro hidráulico

La carga que se genera en el disco de apriete del brazo para sacar el neumático se obtiene mediante la fuerza aplicada para desmontar el caucho de aro de la rueda, en la tabla 26 se tiene un promedio de la fuerza requerida para realizar el trabajo y debido la geometría del elemento de maquina se obtuvo el área de contacto gráficamente como se aprecia en la siguiente figura.

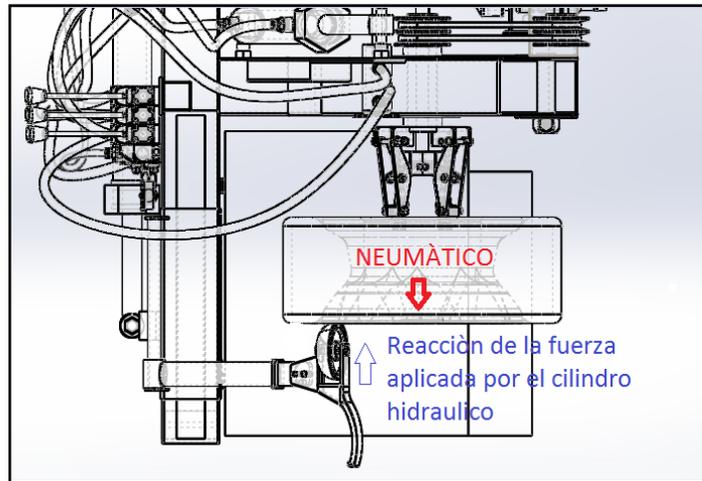


Figura 95. Posición disco-neumático

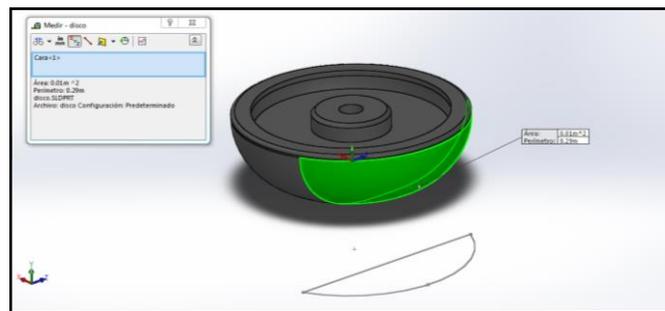


Figura 96. Fuerza aplicada área del disco

Mediante la siguiente fórmula se obtiene la presión que ejerce el disco sobre el neumático, para el desmontaje

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

Dónde:

- P: Presión del neumático para el desmontaje
- F: Fuerza aplicada por el operario
- A: Área de contacto del neumático

$$P = \frac{147 \text{ N}}{0,01\text{m}^2}$$

$$P = 14700 \frac{N}{m^2}, Pa$$

3.15.2 Análisis del disco de apriete

En el presente análisis se aplicó la carga que tiene que vencer al entrar en contacto con el neumático para realizar el trabajo de desmontar donde la zona de contacto sufre el mayor esfuerzo como se muestran los datos en la tabla y su desplazamiento es aceptable como se muestra en la figura 97.

Tabla 27.

Deformación del plato de apriete

Nombre	Tipo	Min.	Max.
Tensiones1	VON: Tensión de von Mises	0 N/m ²	340736 N/m ²

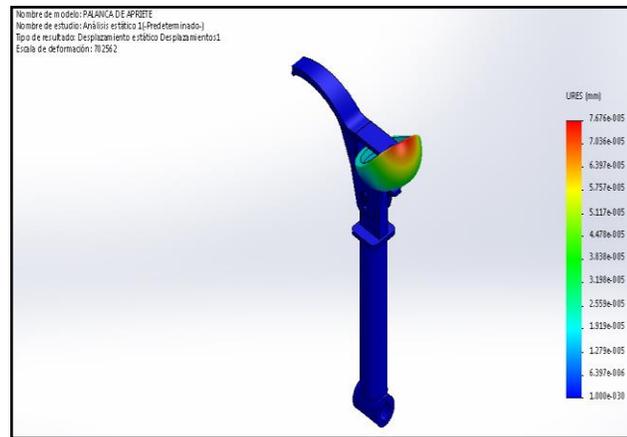


Figura 97. Deformación del plato

La tensión máxima en el pasador del disco es de 340 KPa como se observa en la siguiente figura 98 y el pasador usado es el perno M14 grado 4.8 que tiene el valor de cedencia de 310MPa.

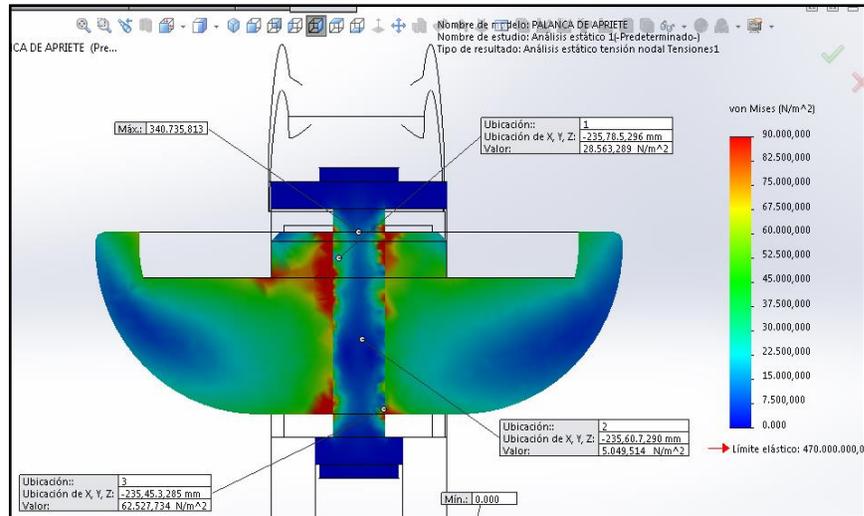


Figura 98. Análisis estático pasador del disco

En los demás pasadores del brazo tenemos el análisis estático nodal tenemos las cargas aceptables de 20 KPa la máxima como se indica en la figura 99.

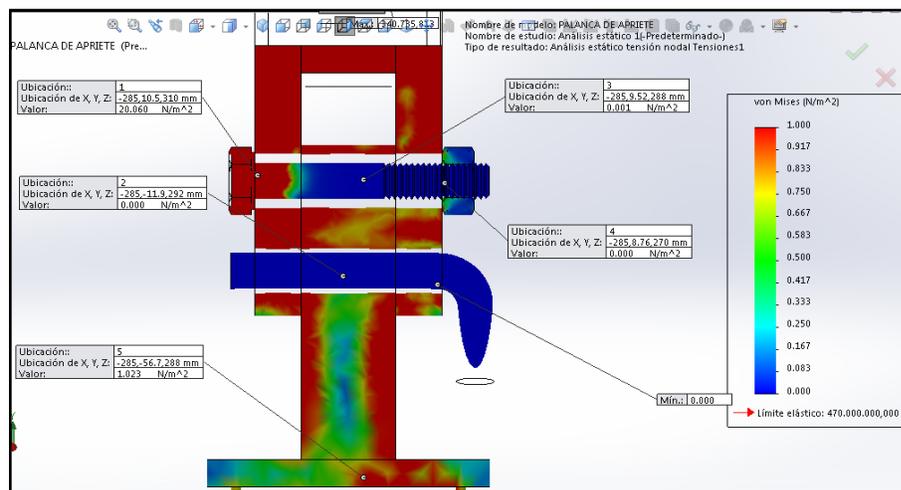


Figura 99. Análisis pasadores del brazo

En la figura 100 se muestra el análisis en la base del brazo que se genera en el disco y al distribuirse por toda la palanca en la base la carga es mínima.

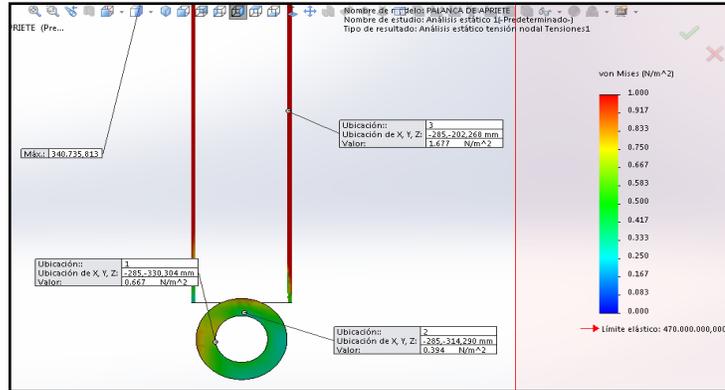


Figura 100. Análisis bocín del brazo destalonador

3.16 Fuerza aplicada en la garra

La carga que se genera en el disco del brazo para sacar el neumático se obtiene mediante la fuerza promedio aplicada al instante de desmontar el caucho de aro de la rueda, en la tabla anterior se obtuvo un promedio de la fuerza requerida para realizar el trabajo y debido la geometría del elemento de máquina se obtuvo el área de contacto gráficamente como se aprecia en la siguiente figura.



Figura 101. Análisis garra del brazo

Mediante la siguiente formula se obtiene la presión que ejerce la garra sobre el neumático, para el desmontaje.

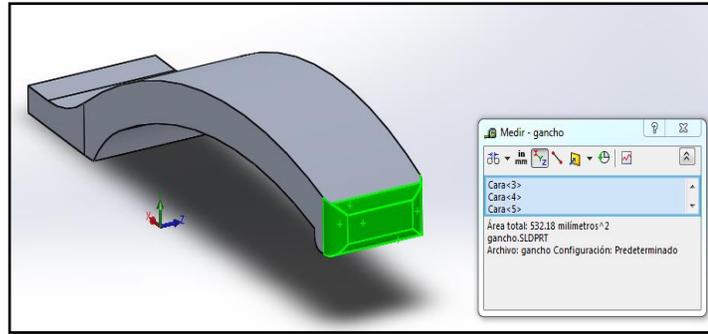


Figura 102. Fuerza aplicada de la garra

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

Dónde:

- P: Presión del neumático para el desmontaje
- F: Fuerza aplicada por el operario
- A: Área de contacto del neumático

$$P = \frac{147 \text{ N}}{0.000532 \text{ m}^2}$$

$$P = 273315.79 \frac{\text{N}}{\text{m}^2}, Pa$$

Los resultados que se obtuvieron en el análisis de la garra en el desplazamiento como se indica en el siguiente cuadro.

Tabla 28.

Desplazamiento garra

Nombre	Tipo	Min.	Max.
Desplazamientos	Desplazamiento resultante	0 mm	0.00338414 mm

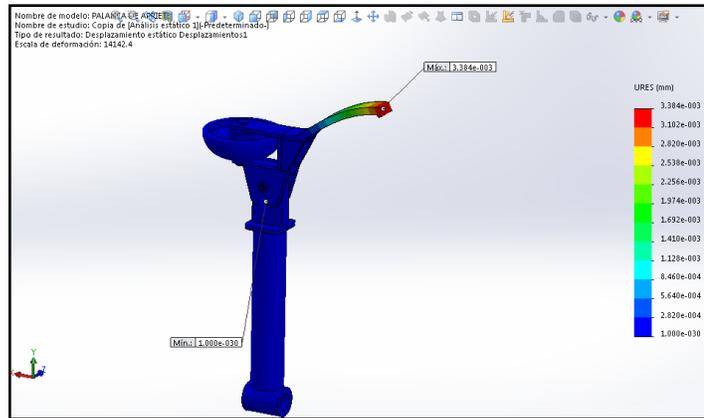


Figura 103. Análisis garras

En este caso nuestra garras tiene un factor de seguridad mínimo de $6.1e+002$ como se indica en la figura 104.

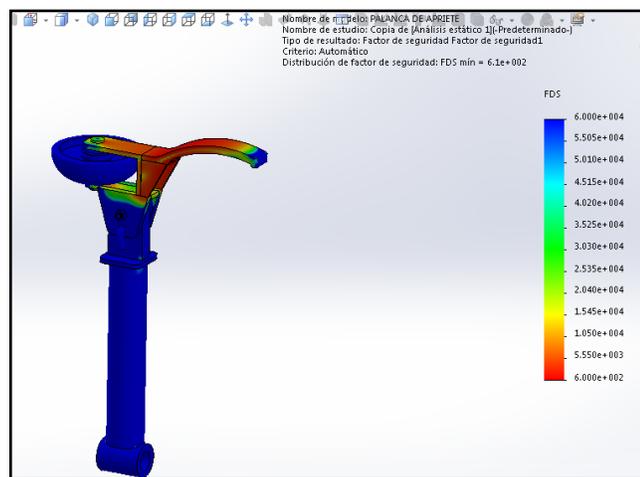


Figura 104. Factor de seguridad garras

3.17 Selección de los componentes

3.17.1 Cálculos para la duración de diseño de rodamientos

Se tiene las tres variables correspondientes, a cada uno de los rodamientos ahora, se selección mediante la herramienta de ingeniería mostrada anteriormente los cuales se ajusten las necesidades de los elementos

mecánicos ya construidos. Para el punto A, se utiliza el rodamiento 207 y para el punto C y D el 16012, con las siguientes características constructivas:

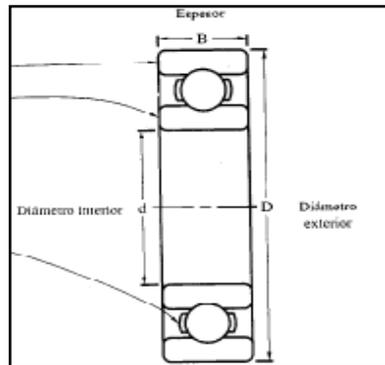


Figura 105. Rodamiento de bolas

Fuente: (Mott R. , 1995)

Ahora calculamos la vida útil de los rodamientos, como se trata de una máquina de tipo automotriz se escoge el tiempo de vida de 8000 h, y como se determinó en el apartado anterior, que el conjunto mordazas requieren giran 4 rpm, para su trabajo de desenllantar a la rueda, tenemos los datos necesarios para realizar el cálculo de cuantas revoluciones se tendrá en total.

Duración de diseño rodamiento A

$$Ld = (h)(rpm) \left(\frac{60min}{h} \right)$$

Ecuación 24. Duración de diseño

$$Ld = (8000h)(4rpm) \left(\frac{60min}{h} \right)$$

$$Ld = 1.92 \times 10^6 rev$$

Rodamientos en los puntos C y D de bolas

Dónde:

$$D = 95 \text{ mm}$$

$$d = 60 \text{ mm}$$

$$B = 18 \text{ mm}$$

Duración de diseño rodamiento en los puntos C y D

$$L_d = (h)(rpm) \left(\frac{60min}{h} \right)$$

$$L_d = (8000h)(4rpm) \left(\frac{60min}{h} \right)$$

$$L_d = 1.92 \times 10^6 rev$$

Calculo reacción en el punto B y C como se muestra en la figura 64.

$$\sum F = 0$$

$$-A_y - B_y - C_y = 180.19 Kg$$

$$-A_y = Pd - A$$

$$-415.80 Kg - B_y - C_y = 180.19 Kg$$

$$-B_y - C_y = 595.80 Kg$$

$$B_y = 2308.3 Kg = 22588.07 N$$

$$\sum M_A = 0$$

$$0.19m \times 22588.07N - 0.34m \times C_y = 0$$

$$4291.73Nm = 0.34m \times C_y$$

$$C_y = \frac{4291.73Nm}{0.34m}$$

$$C_y = 12622.73 N$$

3.17.2 Selección de rodamientos

La herramienta Bearing Calculator (SKF) es fácil de usar para el cálculo y selección de rodamientos.

Paso 1.- se selecciona un tipo de rodamiento de bolas.

Paso 2.- ingresa las dimensiones del rodamiento diámetro de eje.

Paso 3.- una vez ingresado las dimensiones nos despliega una lista de rodamientos disponibles.

Paso 4.- ingreso los datos necesarios para la selección de rodamiento como son fuerzas, temperatura, viscosidad etc.

Paso 5.- obtención de resultado.

Una vez obtenido el diámetro mínimo del eje que es de 2", procedemos a seleccionar los rodamientos C Y D aplicando la carga $C_y=12622.73\text{ N}$ calculado anteriormente y las 7 rpm de funcionamiento que actúan en el eje.

The screenshot displays a software interface for bearing selection. At the top, there is a diagram of a shaft with two bearings, showing radial force F_r and axial force F_a . Below the diagram, a note states: "Note: The drawing displayed is only for general representation and may not be identical to the selected bearing variant." The main section is titled "Bearing life, Minimum load, Frictional moment - power loss, Bearing frequencies, Influence of load and lubricant viscosity on adjusted reference speed, Relubrication intervals, Viscosity, Equivalent dynamic bearing load". It includes several input fields: "Select bearing internal radial clearance" (set to C3), "Radial load" (F_r : 6.081 kN), "Axial load" (F_a : 0.35 kN), "Rotational speed of the inner ring" (n_i : 4 r/min), "Rotational speed of the outer ring" (n_e : 0 r/min), "Rotating ring" (Inner ring rotation), "Shaft orientation" (Horizontal shaft), "Operating temperature" (30 °C), "Viscosity calculation input type" (Viscosity input at 40 °C and 100 °C), "Viscosity at 40 °C" (69 mm²/s), "Viscosity at 100 °C" (10 mm²/s), and "Lubrication" (Grease). On the right, "Selected calculations" lists various parameters, and "Bearing data" shows a diagram of a ball bearing with dimensions 60 mm, 95 mm, and 11 mm, and lists: Designation 16012, d 60 mm, D 95 mm, B 11 mm, C 20.8 kN, C_g 15 kN, Type Deep groove ball bearing, and * SKF Explorer bearing. A "View bearing details" link is also present.

Figura 106. Selección de rodamientos de eje mordazas
Fuente: (S.K.F., 2012)

Una vez ingresado la carga, se procede a calcular donde como resultado se obtiene el rodamiento de bolas 16012.

f_i	0.07 Hz
Rotational frequency of the inner ring	
f_e	0 Hz
Rotational frequency of the outer ring	
P	6.08 kN
Equivalent dynamic bearing load	

Figura 107. Resultados calculados
Fuente: (S.K.F., 2012)

Para la selección del rodamiento A, que solo tiene carga radial procedemos a seleccionar mediante el mismo programa en donde se seleccionó el rodamiento 207 como se observa en la figura 108.

Note: The drawing displayed is only for general representation and may not be identical to the selected bearing variant.

Bearing life, Minimum load, Frictional moment - power loss, Bearing frequencies, Influence of load and lubricant viscosity on adjusted reference speed, Relubrication intervals, Viscosity, Equivalent dynamic bearing load

F_r Radial load kN
 F_a Axial load kN
 n_i Rotational speed of the inner ring r/min
 n_e Rotational speed of the outer ring (only used to calculate the bearing frequencies) r/min
 Rotating ring
 Shaft orientation
 Operating temperature °C
 n_e specification method
 n_e
 Factor for contamination level
 Grease used in the bearing
 Lubrication

Select unit system
 SI Imperial

Selected calculations
 Bearing life, Minimum load, Frictional moment - power loss, Bearing frequencies, Influence of load and lubricant viscosity on adjusted reference speed, Relubrication intervals, Viscosity, Equivalent dynamic bearing load

Bearing data

 Designation 207
 d 35 mm
 D 72 mm
 B 17 mm
 C 29.7 kN
 C₀ 22.8 kN
 Type Deep groove ball bearing

Note: The drawing displayed is only for general representation and may not be identical to the selected bearing variant.

Figura 108. Selección de rodamiento para eje de empuje mordaza

Fuente: (S.K.F., 2012)

Result	
F_{min} Minimum radial load	0.01 kN
P Equivalent dynamic bearing load	6.45 kN
f_i Rotational frequency of the inner ring	0.07 Hz
f_e Rotational frequency of the outer ring	0 Hz

Figura 109. Resultados rodamiento

Fuente: (S.K.F., 2012)

3.18 Sistema de movimiento

3.18.1 Sistema de transmisión

Para el análisis se hace necesario ver el medio de conexión de las poleas y el motor que va a generar el movimiento.

a) Potencia de diseño

Para la potencia de diseño, se considera una potencia de entrada de 0.75 KW, a la transmisión y una velocidad de rotación de 1740 rpm, datos obtenidos de la placa del motor necesario para este tipo de máquina, en base al peso total de la estructura y en base a sus componentes mecánicos y eléctricos. Se estima un horario de trabajo de la máquina de 8 horas diarias para un motor eléctrico sincrónico, en tanto que en la tabla 29 seleccionamos un factor de servicio 1.1, para carga normal.

Tabla 29.

Factor de servicio

Máquina Movida	Máquina Motriz					
	Motor eléctrico sincrónico. Motor de combustión Interna multicilindro. Turbinas			Motor eléctrico de alto par. Motor de combustión interna monocilindro		
	8 h/día	16 h/día	24 h/día	8 h/día	16 h/día	24 h/día
<u>Carga ligera</u> Agitadores de líquidos. Bombas y compresores centrifugas. Transportadores de banda. Ventiladores Maquinas herramientas de corte	1.0	1.1	1.2	1.1	1.2	1.3
<u>Carga normal</u> Bombas y compresores de 3 y más cilindros. Transportadores de cadena fresadoras	1.1	1.2	1.3	1.2	1.3	1.4

Fuente: (González, 1999)

3.18.2 Cálculo de la potencia de diseño

$$ND = NE \times Fs$$

$$ND = 1 \times 1.1 = 1.1 Hp$$

Dónde:

- ND: Potencia del diseño
- NE: Potencia real
- Fs: Factor de servicio

3.18.3 Selección del perfil

Para la selección del perfil se utilizara el siguiente monograma, para una potencia de diseño de 1.1 Hp, y una velocidad de rotación de 1740 rpm para los requerimientos de la máquina.

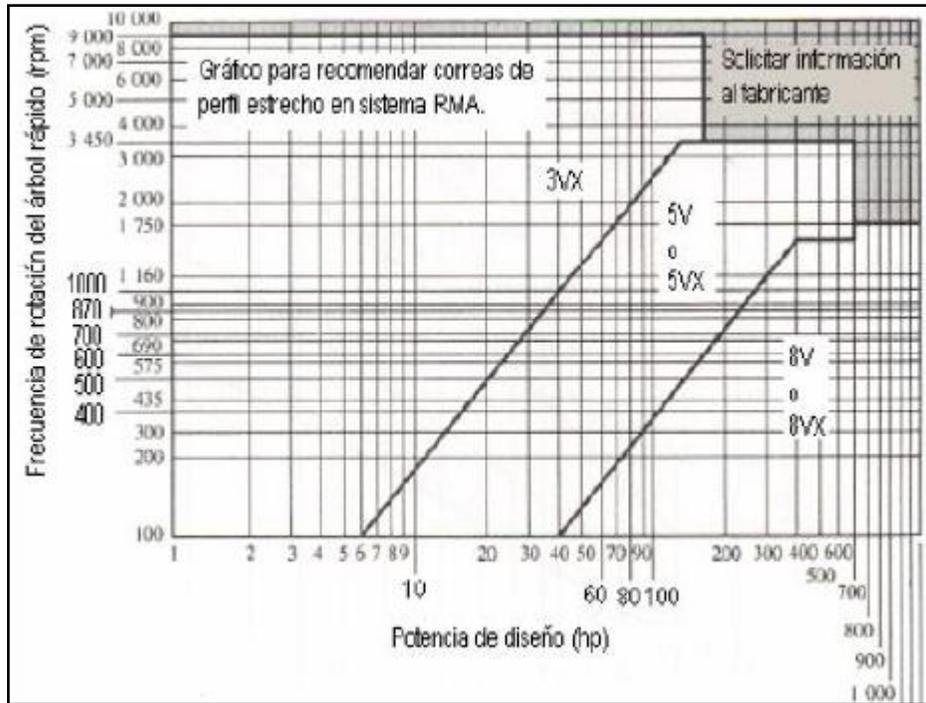


Figura 110. Correas de perfil estrecho

Fuente: (González, 1999)

Según las condiciones requeridas en nuestro diseño se seleccionara una correa de tipo 3VX, que satisface las necesidades de 1.1 Hp, de potencia de diseño y una frecuencia de 1740 rpm.



Figura 111. Descripción banda tipo 3VX

Fuente: (González, 1999)

Tabla 30.

Dimensiones normalizadas de los perfiles estrechos

Designación	3V	5V	8V
B(plg)	3/8	5/8	1
H(plg)	10/32	17/32	29/32

Fuente: (González, 1999)

Por efecto de catálogo y por la disponibilidad en el mercado se seleccionó una banda tipo 3V, que para nuestra aplicación se ajusta al requerimiento.

Razón de transmisión

En base a la tabla 31 se establece un diámetro mínimo para las poleas conductora y conducida. Como se eligió el tipo 3VX y este parámetro es igual al perfil SPZ.

Tabla 31. Dimensiones normalizadas de los perfiles estrechos

Perfiles	Z	A	B	C	D	SPZ	SPA	SPB	SPC
b (mm)	10	13	17	22	32	9,7	12,7	16,3	22
h (mm)	6	8	11	14	19	8	10	13	18
ho (mm)	2,5	3,3	4,2	5,7	-	2	2,8	3,5	4,8
Area (mm ²)	-	81	138	230	-	56	103	159	265
dmin	50	71	112	180	250	63	90	140	224
Máxima flexión / seg	40					100			
Velocidad máxima (m/s)	30					42			
ho = distancia desde la línea neutra hasta la capa superior de la correa.									
dmin: Diámetro mínimo recomendado para las poleas.									

Fuente: (Obtibel, 2008)

Para la relación de transmisión se utilizara una polea motriz de 63.5 mm y una polea reductora de 152.4 mm.

Dónde:

- n1 = 1740 rpm
- d1 = 63.5 mm
- d2 = 152.4mm

$$\frac{D1}{D2} = \frac{N2}{N1}$$

$$\frac{63.5 \times 1740}{152.3} = 725.5 \text{ rpm}$$

Relación de transmisión

$$i = \frac{N1}{N2} = \frac{1740 \text{ rpm}}{725.5 \text{ rpm}} = 2.4$$

Al reductor de velocidad de 50:1 llega 725.5 rpm y sale 14.51 rpm.

De los 14.51 rpm de salida del reductor sigue la transmisión al conjunto mordazas, donde calculamos n_2 que será las revoluciones a la que va a girar el neumático.

Dónde:

$d_1=63.5$ mm salida reductor

$d_2=101.6$ mm conducida mordazas

$n_1=14.51$ rpm

$$\frac{d_1}{d_2} = \frac{n_2}{n_1}$$

$$n_2 = \frac{50.8 \times 14.51}{101.6} = 7.26 \text{ rpm}$$

Tabla 32.

Coefficiente de deslizamiento correas

Designación	S	
Correas planas	Cauchos, textiles, sintéticos	0.01
	Cuero	0.015
Correas trapezoidales	Tejido Cord.	0.12
	Gordon Cord.	0.01

Fuente: (González, 1999)

$$u_{\text{real}} = \frac{D_2}{D_1 \times (1 - S)} = \frac{152.3 \text{ mm}}{63.5 \text{ mm} \times (1 - 0.12)}$$

$$u_{\text{real}} = 2.73$$

3.18.4 Distancia entre centros

$$Dc_{\text{previa}} = 1.5 \times \frac{D_2}{\sqrt[3]{u_{\text{real}}}} = \frac{152.3 \text{ mm}}{\sqrt[3]{2.73}} = 163.46 \text{ mm}$$

3.18.5 Cálculo de la longitud de correa

$$Lc = 2Dc_{\text{previa}} + \frac{\pi}{2}(D_2 - D_1) + \frac{(D_2 - D_1)^2}{4Dc_{\text{previa}}}$$

$$L_c = 2 \times (163.46 \text{ mm}) + \frac{\pi}{2}(152.3 - 63.5)\text{mm} + \frac{(152.3 - 63.5)^2}{4 \times 163.46}$$

$$L_c = 469.96 \text{ mm}$$

Dónde:

- L_c = Longitud de correa
- D_c = Distancia entre centros previa
- D_2 = Diámetro polea conducida
- D_1 = Diámetro polea conductora

Para una correa SPZ/3V del catálogo se obtiene una longitud normalizada de $L_N=612$ mm.

Reajuste de la distancia entre centros

$$D_{c\text{corregida}} = D_{c\text{previa}} + \frac{(L_N - L_c)}{2}$$

Ecuación 25. Distancia entre centros

$$D_{c\text{corregida}} = 163.46 \text{ mm} + \frac{(612 - 469.96)}{2}$$

$$D_{c\text{corregida}} = 234.48 \text{ mm}$$

3.18.6 Determinación del ángulo de contacto de la polea motriz

$$\alpha = 180 - \frac{(D_2 - D_1)}{D_{c\text{corregida}}} \times 60 = 157.25^\circ$$

Dónde:

α = Angulo de contacto polea motriz

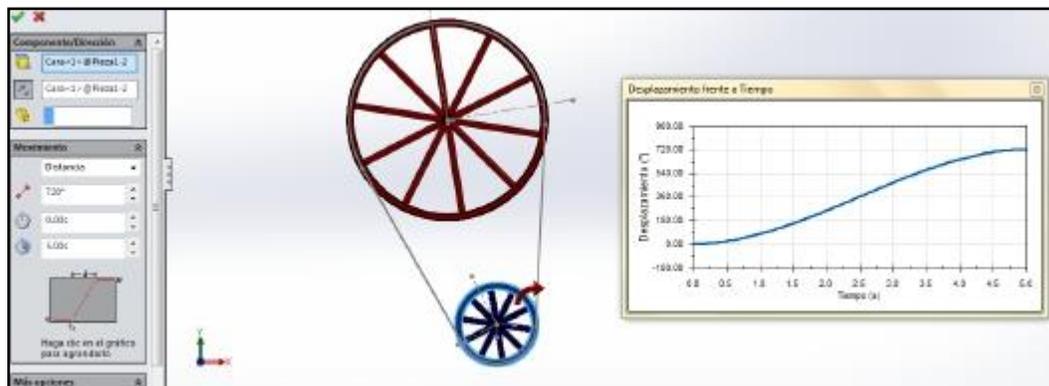


Figura 112. Disposición sistema de poleas Motor-Reductor

3.19 Análisis de la fuerza y presión en el sistema hidráulico

El parámetro de análisis se basa en el brazo porque existe la mayor carga de trabajo de la máquina

Peso del brazo porta mecanismo mordazas = 96.045 kg

Por la condición dinámica del brazo se toma un factor de seguridad de 3 ya que sobre él se ejercen 3 cargas: presión de cilindro, desplazamiento lineal y rotación.

Carga del brazo porta mecanismo mordazas = 288 kg

3.20 Cálculo de la presión de trabajo del cilindro hidráulico 1 del brazo

Cálculo presión de salida del cilindro 1

$$F = m \times a$$

Dónde:

F = fuerza a vencer

m = masa del brazo

a = aceleración de la gravedad

$$F = 288.18kg \times 9.81 \frac{m}{s^2}$$

$$F = 2827,06 N$$

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

Dónde:

P = presión del cilindro 1

A = área pistón del cilindro 1

$$A = \frac{\pi \times d^2}{4}$$

$$A_p = \frac{\pi \times (0,055m)^2}{4}$$

$$A_p = 2.37 \times 10^{-3} m^2$$

$$P = \frac{2827,06 N}{2.37 \times 10^{-3} m^2}$$

$$P = 1.1 MPa$$

3.21 Cálculo de la presión de trabajo del cilindro hidráulico 1 para el retorno del brazo

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

P = presión del cilindro 1

F = fuerza a vencer

A = área pistón – área vástago

$$A = \pi \times r^2$$

$$A = \pi \times (0,022225 m)^2$$

$$A = 1.55 \times 10^{-3} m^2$$

$$AT = A1 - A2$$

$$AT = 8,24 \times 10^{-4}$$

$$P = \frac{2827,06 N}{8,24 \times 10^{-4} m^2}$$

$$P = 3.4 MPa$$

3.22 Cálculo de la presión de trabajo del cilindro hidráulico 2 del carro móvil

Cálculo presión de salida del cilindro 2

$$FR = \mu \times N$$

$$FR = \mu \times m \times a$$

Dónde:

FR = fuerza de rozamiento

$\mu = 0,57$ coeficiente de rozamiento acero sobre acero

a = aceleración de la gravedad

$$FR = \mu \times m \times a$$

$$FR = 0,57 \times 22 \text{ kg} \times 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}$$

$$FR = 123,02 \text{ N}$$

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

Dónde:

P = presión del cilindro 2

A = área pistón

F = fuerza de rozamiento

$$P = \frac{123,02 \text{ N}}{2,37 \times 10^{-3} \text{ m}^2}$$

$$P = 51907,17 \text{ Pa}$$

Cálculo presión de retorno del cilindro 2

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

Dónde:

A = área pistón – área vástago

F = fuerza de rozamiento

$$P = \frac{123,02 \text{ N}}{8,24 \times 10^{-4} \text{ m}^2}$$

$$P = 149296,12 \text{ Pa}$$

3.23 Cálculo de la presión de trabajo del cilindro hidráulico 3 del mecanismo mordazas

Cálculo presión de salida del cilindro 3

$$FR = \mu \times N$$

$$FR = \mu \times m \times a$$

Dónde:

FR = fuerza de rozamiento

$\mu = 0,57$ coeficiente de rozamiento acero sobre acero

a = aceleración de la gravedad

$$FR = \mu \times m \times a$$

$$FR = 0,57 \times 50,87 \text{ kg} \times 9.81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}$$

$$FR = 284,45 \text{ N}$$

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

Dónde:

P = presión del cilindro 3

A = área pistón

F = fuerza de rozamiento

$$P = \frac{284,45 \text{ N}}{2.37 \times 10^{-3} \text{ m}^2}$$

$$P = 120021,10 \text{ Pa}$$

Cálculo presión de retorno del cilindro 3

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

Dónde:

A = área pistón – área vástago

F = fuerza de rozamiento

$$P = \frac{284,45 \text{ N}}{8,24 \times 10^{-4} \text{ m}^2}$$

$$P = 345206,31 \text{ Pa}$$

Una vez determinado las presiones optamos por regular el circuito hidráulico a una presión de trabajo de 3.44Mpa por ser un circuito cerrado las presiones serán las mismas en todos los actuadores.

3.24 Cálculo bomba hidráulica

Utilizando la siguiente ecuación, calculamos el caudal de la bomba que requiere para los tres cilindros hidráulicos

$$Q = \frac{V}{t}$$

Dónde:

V = volumen del cilindro 1

t = tiempo estimado que selecciona el diseñador

$$V = \pi \times r^2 \times h$$

$$V = \pi \times (2,75cm)^2 \times 45cm$$

$$V = 1069,12 cm^3$$

$$Q = \frac{1069,12cm^3}{12 seg}$$

$$Q = 89,09 \frac{cm^3}{seg} \times \frac{1 lt}{1000 cm^3} \times \frac{60 seg}{1min} \times \frac{1 gal}{3,79 lt}$$

$$Q = 1,41 \frac{gal}{min}$$

Calculamos el caudal del cilindro 2

$$Q = \frac{V}{t}$$

Dónde:

V = es el volumen del cilindro 2

t = tiempo estimado que selecciona el diseñador

$$V = \pi \times r^2 \times h$$

$$V = \pi \times (2,75cm)^2 \times 60cm$$

$$V = 1425,50 cm^3$$

$$Q = \frac{1425,50 cm^3}{12 seg}$$

$$Q = 118,79 \frac{cm^3}{seg} \times \frac{1 lt}{1000 cm^3} \times \frac{60 seg}{1min} \times \frac{1 gal}{3,79 lt}$$

$$Q = 1,88 \frac{gal}{min}$$

Seleccionamos la bomba de 4 gpm tomando en cuenta los cálculos realizados y tomando en cuenta que en el proceso de trabajo se pueden activar dos cilindros al mismo tiempo.

3.25 Cálculo del motor de inducción

Utilizando la siguiente ecuación, calculamos la potencia del motor de inducción tomando como dato las rpm 1740 que fácilmente se encuentra en el mercado

Potencia motor

$$Pot = P \times Q \times 0,0007$$

Ecuación 26. Potencia motor

Dónde:

Pot = potencia motor en Hp

P = Potencia en PSI

Q = Caudal en GPM

$$Pot = 500 \text{ PSI} \times 4 \text{ GPM} \times 0,0007$$

$$Hp = 1,4 \text{ Hp}$$

3.26 Cálculo para el volumen del depósito

Utilizando la siguiente ecuación se calculó el volumen del depósito

$$V = 3 \times Q_c$$

$$V = 3 \times 6$$

$$V = 18 \text{ litros}$$

3.27 Cálculo de las válvulas direccionales

Las dimensiones del distribuidor están calculadas en función del tiempo que se prevea para el recorrido de los cilindros.

Con las siguientes ecuaciones se calcularon las dimensiones del distribuidor.

3.27.1 Velocidad del vástago

$$V_v = \frac{L}{T}$$

$$V_v = \frac{45 \text{ cm}}{12 \text{ seg}}$$

$$V_v = 3,75 \frac{\text{cm}}{\text{seg}}$$

3.27.2 Caudal lado del vástago

$$Q = \frac{V_v \times S \times 60}{1000}$$

$$Q = \frac{3,75 \frac{\text{cm}}{\text{seg}} \times 15,52 \text{ cm}^2 \times 60}{1000}$$

$$Q = 3,49 \frac{\text{lt}}{\text{min}}$$

3.27.3 Caudal lado contrario del vástago

$$Q' = Q \times 1,4$$

$$Q' = 3,49 \frac{\text{lt}}{\text{min}} \times 1,4$$

$$Q' = 4,89 \frac{\text{lt}}{\text{min}}$$

3.28 Diagrama general del circuito hidráulico

El diagrama de la figura 113 muestra el diseño del sistema hidráulico que se realizó en el programa de simulación automation Studio Educational Edition 5.0 versión estudiantil.

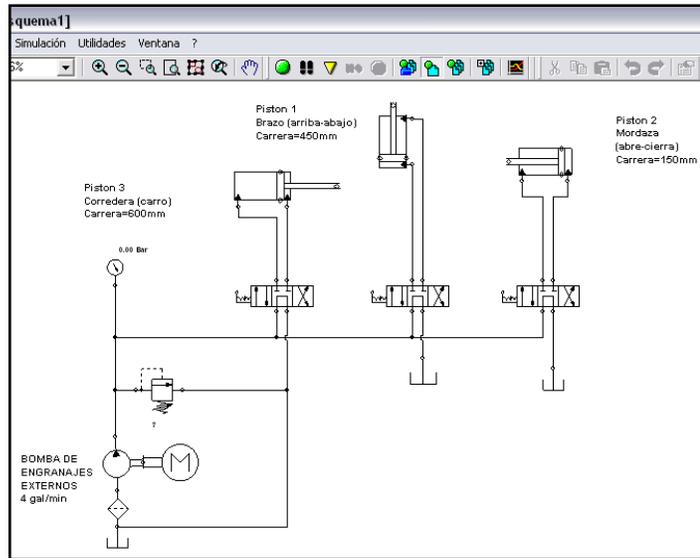


Figura 113. Circuito hidráulico

En la figura 114 se muestra los conductos de alta presión del sistema hidráulico y la presión de trabajo para nuestro diseño hidráulico es de 500 PSI

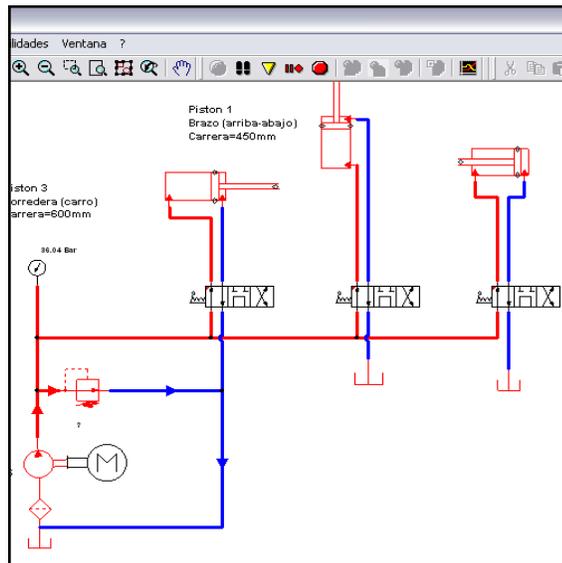


Figura 114. Líneas de alta presión circuito hidráulico

El diseño del sistema hidráulico permite:

1. Generar presión en el sistema por medio de una bomba hidráulica y motor eléctrico las cuales alimentan al sistema a una presión de trabajo de 500 PSI

2. El depósito de baja presión contiene un volumen de 5 galones que recorrerá a través de todo el sistema hidráulico.
3. La válvula reguladora de presión limitara la cantidad de presión que saldrá del monoblock de válvulas direccionales a los actuadores.
4. En el monoblock de válvulas manuales distribuidoras, según la apertura de las válvulas, se aumentara el caudal que se enviara a los cilindros hidráulicos.
5. Por medio de los cilindros hidráulicos se realiza el trabajo en el mecanismo de la estructura mecánica de la máquina.

3.29 Selección de elementos hidráulicos

En base a los resultados obtenidos en los parámetros anteriores se determinó los elementos que serán implementados en la máquina desenllantadora, a continuación se describe cada uno de ellos.

3.29.1 Cilindros hidráulicos

Para la selección de los cilindros hidráulicos se toma los siguientes datos

Tabla 33.

Datos del sistema hidráulico para la selección de cilindros

SISTEMA HIDRÁULICO		
DATOS	VALOR	DESCRIPCIÓN
CARGA	300 kg	Brazo punto donde la carga es mayor
FUERZA	2850 N	Fuerza en el punto de carga mayor
CARRERA BRAZO	450 mm	Distancia de recorrido para elevar el neumático
CARRERA CARRO	600 mm	Distancia de recorrido del carro móvil
CARRERA CONJUNTO GARRAS	150 mm	Distancia de recorrido al abrir el conjunto garras
PRESION DE TRABAJO	500 PSI (3.44 MPa)	Presión de trabajo en todo el sistema hidráulico

Utilizando los datos de la fuerza, presión suministrada, carga de trabajo y carreras se seleccionaron los cilindros hidráulicos. Por ser un circuito hidráulico cerrado se tiene la misma presión en todos los puntos por eso se tiene una de las mismas características para todos los pistones pero con diferentes carreras, dato utilizado para su selección y compra.

Tabla 34.

Catálogo cilindros hidráulicos

Código	Denominación	Vástago mm	Carrera mm	Carga kg
070069	Cilindro hidráulico Buzo	44,45	1500	600

Fuente: (Factory, 2015)

La selección de los cilindros hidráulicos se realizó en base a la oferta que es limitada en el mercado de nuestro país seleccionando así los cilindros más cercanos a nuestros datos de selección

3.29.2 Grupo bomba hidráulica y motor inducción

Tomando el dato de caudal y la oferta en el mercado seleccionamos la bomba hidráulica que es de 4 galones por minuto es la que adquirimos en nuestro mercado local.

Para el motor de inducción tomamos la potencia calculada y se seleccionó uno de potencia 2 Hp tomando en cuenta un factor de seguridad de 3.

3.29.3 Válvulas direccionales

Usando el dato de caudal mayor se seleccionó las válvulas distribuidoras y optamos por el monoblock de válvulas direccionales manuales que cumple nuestro requerimiento.

3.29.4 Filtro

El filtro en nuestro sistema va antes de la bomba hidráulica para su selección se tomó datos generales sobre centrales hidráulicas donde el filtro de aspiración es de 160 μ .

3.29.5 Mangueras

Utilizando el dato de presión de trabajo se seleccionó las mangueras DN 12 de alta presión.

3.30 Circuito eléctrico

En la figura 115 se observa el diagrama circuito eléctrico simulado en CADe_SIMU versión educativa y los elementos.

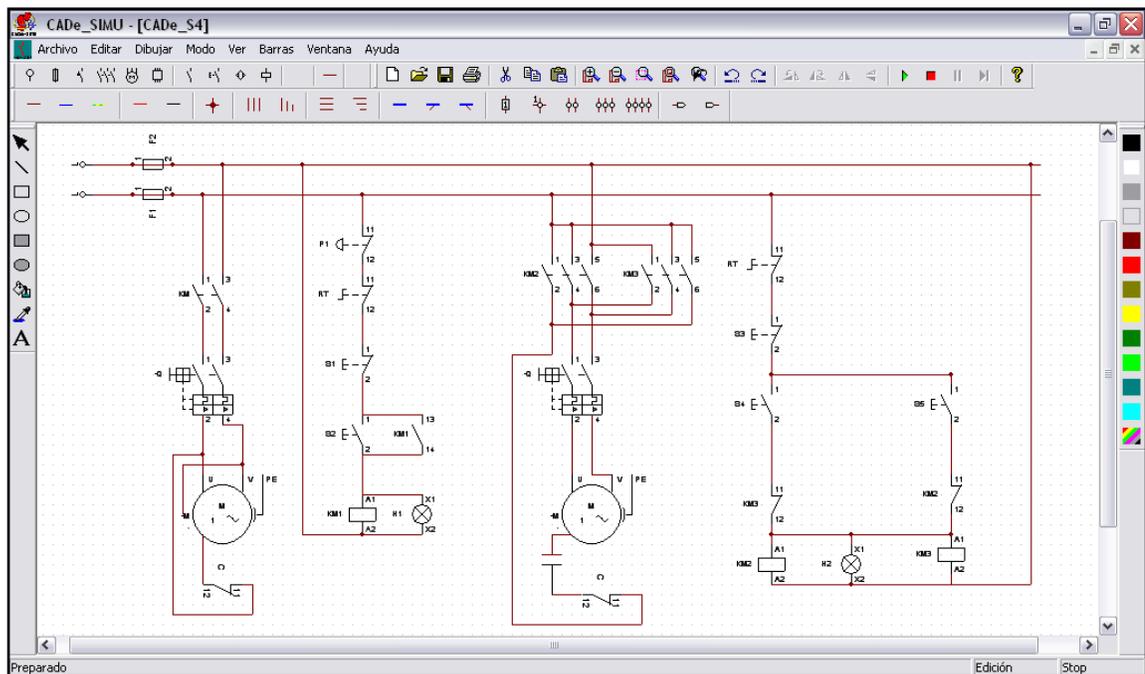


Figura 115. Diagrama eléctrico

3.30.1 Motor de inducción

Para girar el grupo mordaza seleccionamos el motor de 1 Hp de 220 V tomando el dato del diseño dinámico realizado.

3.30.2 Relés térmicos

La selección de relés térmicos de motores de inducción para protegerlo de sobre intensidades se escogió de la siguiente tabla 35 para el motor de 2 y 1 Hp respectivamente.

Tabla 35.

Relés térmicos de protección para motores monofásicos

Potencia útil		220 V			380 V		
CV	KW	Intensidad Amp.	Regulación		Intensidad Amp.	Regulación	
			Min.	Max.		Min.	Max.
0,5	0,37	1,74	1,7	2,4	1,10	1,2	1,7
1	0,74	3,10	2,4	3,5	1,79	1,7	2,4
2	1,47	5,74	5,2	7,5	3,32	3,5	5,2
3	2,21	8,52	7,5	11	4,93	5,2	7,5
4	2,95	11,1	11	16	6,40	5,2	7,5
5	3,68	13,4	11	16	7,80	7,5	11

Fuente: (Roldan J. , 1991)

Utilizando la potencia del motor de inducción que es de 1 Hp y 2 Hp se seleccionaron los conductores y fusibles, como se muestra en la siguiente tabla.

Tabla 36.

Secciones para cables eléctricos

Potencia		220 V		
CV	KW	Intensidad por fase (aproxim.)	Sección en mm ²	Corriente nominal fusib. Amp.
0,33	0,25	1,4	3 x 1	3
1	0,75	3,5	3 x 1,5	6
1,5	1,1	5	3 x 2,5	8
2	1,5	6,5	3 x 2,5	8
3	2,2	9	3 x 2,5	15
5	3,7	15	3 x 4	20

Fuente: (Roldan J. , 1991)

CAPÍTULO IV

4. CONSTRUCCIÓN DE LA MÁQUINA DESENLLANTADORA

Una vez demostrado que los diseños, materiales y elementos seleccionados cumplen las exigencias requeridas y funcionan adecuadamente a continuación se detallan los procesos, máquinas herramientas, ensamblaje y herramientas utilizadas en la construcción de la máquina semi automática desenllantadora de neumáticos.

Tabla 37.

Diagrama de procesos de construcción de la estructura mecánica

DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA MÁQUINA SEMI AUTOMÁTICA DESENLLANTADORA DE NEUMÁTICOS PARA VEHÍCULOS CON NEUMÁTICOS DE RIN 13 HASTA 16											
MÉTODO ACTUAL			MÉTODO PROPUESTO			FECHA: 14/05/2015					
DESCRIPCIÓN DE LA PARTE					ESTRUCTURA						
DESCRIPCIÓN DE LA OPERACIÓN					CONSTRUCCIÓN Y ENSAMBLAJE						
		ACTUAL		PROPUESTO		DIFERENCIA		ANÁLISIS			
		TIEMPO	NUM	TIEMPO	NUM	TIEMPO	NUM				
	OPERACIONES	73	243					ESTUDIADO O POR: CUJES.			
	TRANSPORTE	35	83								
	INSPECCIONES	66	220								
	RETRASO	-	-								
	ALMACENAMIENTO	5	9								
	Distancia recorrida (km.)	65.31 Km									
PASO	DETALLE DEL PROCESO	MÉTODO	OPERACIÓN	TRANSPORTE	INSPECCIÓN	RETRASO	ALMACENAMIENTO	DISTANCIA (m)	CANTIDAD	TIEMPO (HORAS)	CALCULO DEL TIEMPO COSTO
1	Adquisición de material	Vehículo						60000	9	8	
2	Adquisición de rodamientos	Vehículo						2000	4	2	
3	Adquisición de	Vehículo						100	55	1	

CONTINÚA



	pernos, tuercas y arandelas										
4	Medición y corte de las bases principales	Flexómetro y amoladora	○	⇒	□	D	▽	1	86	1	
5	Ensamble de las bases principales	Flexómetro y suelda	○	→	■	D	▽	1	6	4	
6	Corte de piezas conjunto garra de bloqueo	Oxicorte CNC	○	⇒	□	D	▽	3000	28	8	
7	Maquinado de ejes para los rodamientos	Torno	○	→	■	D	▽	100	2	8	
8	Maquinado de disco y utensilio	Torno y fresadora	○	→	■	D	▽	100	1	8	
9	Montaje de carro	Suelda	○	→	■	D	▽	1	6	4	
10	Maquinado y montaje de brazo y porta útiles del carro	Torno y suelda	○	→	■	D	▽	1	9	16	
11	Montaje de conjunto garra de bloqueo	Taladro y suelda	○	→	■	D	▽	1	28	8	
12	Inspección de la estructura	Visual	○	⇒	■	D	▽	1	5	1	
13	Montaje de tubos y planchas de acero	Flexómetro y suelda	○	→	■	D	▽	1	9	5	

Tabla 38.

Selección de materiales de la estructura mecánica

NOMBRE	MATERIAL	CANTIDAD	DESCRIPCIÓN
Estructura		3	Tubo cuadrado estructural de acero ASTM A36 , varilla tipo c y planchas
Conjunto garra de bloqueo		2	Plancha de acero ASTM A36 de espesor de 4mm, de 6 mm y varilla cuadrada

CONTINÚA 

Carro		3	Plancha de acero ASTM A36 de espesor 6mm, 10mm, tubo en c de 4mm y rodamientos
Brazo porta útiles		3	Planchas de acero ASTM A36, aluminio compacto y acero de transmisión

4.1 Construcción de la estructura

Para la construcción de la base principal se utilizó 1 tubo cuadrado ASTM A36 (por su alta resistencia), de dimensiones (13,5x13,5 cm) con espesor de 4mm y de longitud 2m a la que se cortó en 2 pedazos de 1,20m y 0,73 m respectivamente y dos planchas de dimensiones (13x40 cm) y espesor de 10mm que junto con los tubos se procedió a soldar con el electrodo E6011, Figura 116.



Figura 116. Base principal de la estructura



Figura 117. Estructura base soldada

A continuación siguiendo los planos maquinamos los ejes de acero ASTM A36 que cumple las exigencias requeridas para ensamblar con el disco base, donde se fijará el conjunto de garras bloqueo, como se muestra en la figura 118.



Figura 118. Base soporte para conjunto mordazas

Para continuar con el conjunto de garras bloqueo tomamos los planos para mandar a cortar las piezas en el oxicorte CNC, como se muestra en la figura 119.



Figura 119. Corte de piezas en oxicorte



Figura 120. Piezas cortadas

Ya con las piezas cortadas armamos el conjunto de garras centrando la base y fijando con puntos de solda, esto es muy importante ya que se debe medir y centrar exactamente para que las garras se centren y sujeten bien. Con el mecanismo funcionando correctamente procedemos a soldar, tal como se muestra en la figura 121.



Figura 121. Ensamble de conjunto mordazas

Luego perforamos el tubo cuadrado donde se colocará el conjunto mordazas y al tubo esta irá montada sobre unas bases con rodamientos. Otra perforación será para el pin que hará de bisagra, figura 122.



Figura 122. Tubo cuadrado perforado



Figura 123. Perno para unir brazo a estructura



Figura 124. Brazo móvil

Posterior a esto se usó un perfil de acero ASTM A36 tipo U y 2 tipo C de dimensiones (6x14 cm) con espesor de 4mm, longitud 40cm y (1,5x3x5,5 cm) con espesor 3mm, longitud 80cm respectivamente. Con las medidas internas del perfil tipo C y los rodamientos maquinamos los ejes en el torno para armar el carro móvil implementando los 2 ejes, figura 125.



Figura 125. Ejes para los rodamientos del carro móvil



Figura 126. Maquinado de ejes



Figura 127. Base carro móvil



Figura 128. Ensamble del carro móvil

Una vez armado el carro centramos los perfiles que será el camino por donde se desplazara este y soldamos asegurando un extremo con una plancha de acero negro y en el otro extremo ubicando una tapa desarmable y poder sacar el carro para su respectivo mantenimiento o ajuste.



Figura 129. Rieles guía del carro



Figura 130. Tapa de las guías del carro

Posterior a esto maquinamos todas las piezas que van montadas sobre el carro como son ejes, disco, garra, realizadas en el torno y fresa, figura 131.



Figura 131. Maquinado de piezas del carro porta herramientas

Luego se cortó las piezas de una plancha de acero ASTM A36 que sujetarán a las piezas maquinadas, mencionadas anteriormente, figura 132.



Figura 132. Ensamble de todo el brazo

Luego se colocó tubos redondos de acero galvanizado en la base y el sistema de transmisión de poleas sujeto el eje móvil a una caja con rodamiento guiados a una riel, por medio de dos tubos cuadrados galvanizados y un reductor de velocidades intermedio entre la polea del motor conducido y la del conjunto mordazas, cuyo fin es dar movimiento giratorio disminuyendo las rpm de entrada.

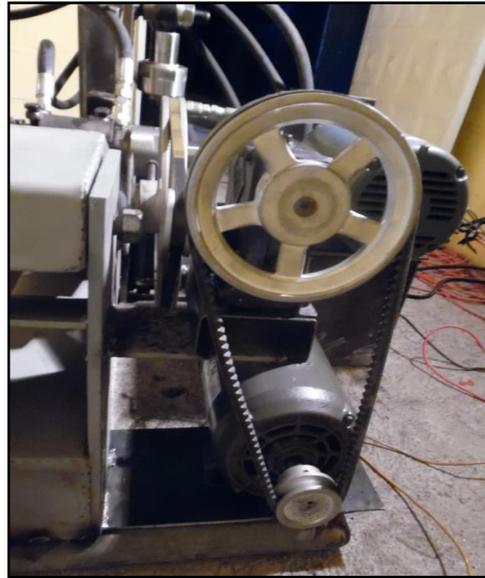


Figura 133. Sistema de transmisión

Tabla 39.

Diagrama de procesos de la implementación del sistema hidráulico

DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA MÁQUINA SEMI AUTOMÁTICA DESENLANTADORA DE NEUMÁTICOS PARA VEHÍCULOS CON NEUMÁTICOS DE RIN 13 HASTA 16											
MÉTODO ACTUAL			MÉTODO PROPUESTO			FECHA: 30/09/2015					
DESCRIPCIÓN DE LA PARTE						SISTEMA HIDRÁULICO					
DESCRIPCIÓN DE LA OPERACIÓN						IMPLEMENTACIÓN					
	ACTUAL		PROPUESTO		DIFERENCIA		ANÁLISIS				
	TIEMPO	NUM	TIEMPO	NUM	TIEMPO	NUM					
	OPERACIONES	55	162								
	TRANSPORTE	60	176								
	INSPECCIONES	72	185								
	RETRASO	39	69								
	ALMACENAMIENTO	26	56								
											ESTUDIADO POR: CUJES.
PASO	DETALLE DEL PROCESO	MÉTODO	OPERACIÓN	TRANSPORTE	INSPECCIÓN	RETRASO	ALMACENAMIENTO	DISTANCIA (m)	CANTIDAD	TIEMPO (HORAS)	CALCULO DEL TIEMPO COSTO
1	Adquisición del material para el depósito hidráulico	Vehículo	●	→	■	◐	▽	5000	9	8	
2	Adquisición de monoblock de válvulas	Vehículo	●	→	■	◐	▽	2000	4	5	
3	Adquisición de cilindros hidráulicos	Vehículo	●	→	■	◐	▽	100	55	24	
4	Adquisición de manguera y manómetro	Vehículo	●	→	■	◐	▽	1	86	6	
5	Adquisición de válvula y filtro	Vehículo	●	→	■	◐	▽	2000	2	4	
6	Corte y ensamble para el deposito	Flexómetro y amoladora	●	⇨	■	◐	▽	100	6	8	
7	Ensamble transmisión motor y bomba	Torno	○	⇨	■	◐	▽	100	3	4	
8	Medición y ensamble actuadores	Flexómetro y suelda	○	→	■	◐	▽	1	9	8	
9	Medición y ensamble monoblock de	Fluxómetro y taladro	○	→	■	◐	▽	4	1	2	

CONTINÚA

	válvulas										
10	Medición y ensamble de mangueras	Flujómetro y juego de llaves	○	→	■	D	▽	1	10	3	

Tabla 40.

Selección de los elementos hidráulicos

NOMBRE	ELEMENTO	CANTIDAD	DESCRIPCIÓN
Deposito		1	Deposito hidráulico
Bomba hidráulica		1	FTZ Hydraulics CBD-F31628P2 08/11 Pn200bar 1500 min ⁻¹
Acople flexible (matrimonio)		1	Relación 1 a 1
Manómetro		1	Manómetro Stauff
Monoblock de válvulas direccionales		1	Monoblock

CONTINÚA



Conector JIC 37°		4	Conector
Cilindro doble efecto		3	Cilindro hidráulico
Conector SAE 45°		4	Conector de 45°
Mangueras		7	Manguera forzadue DIN

4.2 Construcción del sistema hidráulico

Obtenido una vez el volumen del depósito en el capítulo anterior procedemos a la construcción del depósito que tenga un volumen de 5 galones, para esto se usó planchas de acero ASTM A36, se cortó según planos y se soldó, figura 134.



Figura 134. Depósito hidráulico

Luego se implementó el motor eléctrico a la bomba hidráulica mediante un acople flexible o también conocido como matrimonio que tiene una relación de transmisión de 1 a 1 y estas dos se fijaron al depósito mediante pernos, ver figura 135.



Figura 135. Implemento de motor eléctrico y bomba

Posterior a esto se implementaron los 3 cilindros al carro móvil, al brazo mecánico y al eje motriz del conjunto mordazas que están montadas en la estructura, figura 136.



Figura 136. Anclaje de los cilindros hidráulicos

Luego se fijó el monoblock de válvulas direccionales con pernos en la placa de acero q esta junto al tubo cuadrado vertical de mando, figura 137.



Figura 137. Fijación del monoblock

Ubicado los actuadores se procedió a conectar las mangueras en todo el sistema hidráulico de la máquina, figura 138.



Figura 138. Conexión de mangueras

Por último se colocó el aceite en el depósito, figura 139.



Figura 139. Aceite hidráulico

Tabla 41.

Características típicas

Características Típicas	
Grado ISO	68
Densidad a 15°C	0,869
Índice de viscosidad	104
Punto de inflación °C	246
Punto de Fluidez °C	-27

Tabla 42.

Diagrama de procesos de la implementación del sistema eléctrico

DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA MÁQUINA SEMI AUTOMÁTICA DESENLANTADORA DE NEUMÁTICOS PARA VEHÍCULOS CON NEUMÁTICOS DE RIN 13 HASTA 16											
MÉTODO ACTUAL			MÉTODO PROPUESTO			FECHA: 05/11/2015					
DESCRIPCIÓN DE LA PARTE					SISTEMA ELÉCTRICO						
DESCRIPCIÓN DE LA OPERACIÓN					IMPLEMENTACIÓN						
		ACTUAL		PROPUESTO		DIFERENCIA		ANÁLISIS			
		TIEMPO	NUM	TIEMPO	NUM	TIEMPO	NUM				
○	OPERACIONES	21	19								
⇓	TRANSPORTE	23	34								
□	INSPECCIONES	32	41					ESTUDIADO POR: CUJE S.			
∩	RETRASO	-	-								
▽	ALMACENAMIENTO	5	8								
PASO	DETALLE DEL PROCESO	MÉTODO	OPERACIÓN	TRANSPORTE	INSPECCIÓN	RETRASO	ALMACENAMIENTO	DISTANCIA (m)	CANTIDAD	TIEMPO (HORAS)	CALCULO DEL TIEMPO COSTO
1	Adquisición de motor eléctrico	Vehículo	●	⇓	■	∩	▽	7000	2	6	
2	Adquisición de contactores y relé térmico	Vehículo	●	⇓	■	∩	▽	3000	5	5	
3	Adquisición de alambres, lámparas y pulsadores	Vehículo	●	⇓	■	∩	▽	100	7	8	
4	Adquisición de caja térmica y type	Vehículo	●	⇓	■	∩	▽	1000	2	2	

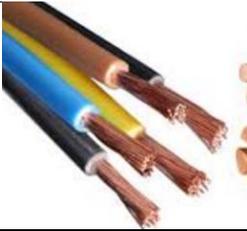
CONTINÚA



5	Conexión motor eléctrico	Herramientas eléctricas	○	→	□	D	▽	1	2	4	
6	Conexión inversor de giro	Herramientas eléctricas	○	→	□	D	▽	1	5	2	
7	Implementar componentes de la caja térmica	Herramientas eléctricas	○	→	■	D	▽	1	8	5	
8	Implementar y conexión de los conductores eléctricos	Herramientas eléctricas	○	→	■	D	▽	1	9	3	
9	Supervisar	visual	○	→	■	D	▽	1	5	1	
11	Implementación contactores	Herramientas eléctricas	○	→	■	D	▽	1	3	2	

Tabla 43.

Selección de los elementos eléctricos

NOMBRE	ELEMENTO	CANTIDAD	DESCRIPCIÓN
Motor eléctrico		2	Motor eléctrico V110/220 1Hp Hz60 rpm1740 40°C
Contactores		3	Contactores 220 V
Relé térmico		2	Relé térmico protección
Conductores eléctricos		4	Conductores flexibles eléctricos

CONTINÚA 

Pulsadores		3	Pulsadores
Lámparas		2	Lámparas

4.3 Construcción del sistema eléctrico

Luego de tener todos los elementos se procedió a conectar los contactores, como muestra la figura 140.



Figura 140. Conexión contactores

Posterior a esto conectamos el inversor de giro al motor que dará movimiento al conjunto de garras, figura 141.



Figura 141. Conexión motor eléctrico

Luego se procede a colocar los contactores, relés térmicos para proteger los consumidores en la caja térmica como se observa en la figura 142.

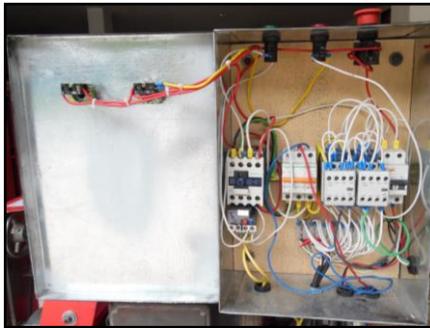


Figura 142. Caja térmica

Por último se implementaron los pulsadores de pie que activaran el sentido de giro del motor monofásico que esta rotara a su vez al conjunto mordaza.



Figura 143. Conexión pulsadores de pie

En la siguiente figura vamos a observar la máquina terminada por completo, puesta a punto y lista para realizar el trabajo para la cual fue construida.



Figura 144. Máquina terminada

CAPÍTULO V

5 MARCO ADMINISTRATIVO

5.1 Recursos

5.1.1 Recursos humanos

Para elaborar el proyecto de tesis titulado “DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA MÁQUINA SEMI AUTOMÁTICA DESENLLANTADORA DE NEUMÁTICOS PARA VEHÍCULOS CON NEUMÁTICOS DE RIN 13 HASTA 16", se requirió de un equipo de trabajo conformado por Byron Santiago Cuje Tibanta, como investigador, diseñador y constructor de la máquina, con el apoyo y asesoramiento del Ing. Guido Torres como director de tesis y quienes promovieron la investigación científica y el desarrollo del proyecto.

Tabla 44.

Recursos Humanos

“DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA MÁQUINA SEMI AUTOMÁTICA DESENLLANTADORA DE NEUMÁTICOS PARA VEHÍCULOS CON NEUMÁTICOS DE RIN 13 HASTA 16”	
DIRECTOR	ING. GUIDO TORRES
INVESTIGADOR	SANTIAGO CUJE

5.1.2 Recursos tecnológicos

Para la elaboración de la máquina se utilizó el software de diseño y simulación mecánico SOLIDWORKS STUDENT 2014. Y para el diseño del circuito hidráulico se usó el programa de simulación Automation Studio automation Studio Educational Edition 5.0. Además se contó con internet, computador, libros digitales, manuales, cámara digital, y el diagrama eléctrico se realizó en el programa Cade_SIMU versión educativa, todos estos recursos facilitaron la investigación y desarrollo del proyecto cumpliendo así los objetivos planteados.

5.1.3 Recursos físicos

Los recursos físicos utilizados son un taller electromecánico, herramientas como torno, fresadora, suelda eléctrica, esmeril, taladro de banco, amoladora, compresor, soplete, juego de llaves mixtas y otros. Con estos recursos físicos el proyecto se realizó y las pruebas de la maquina se la realizo en la parroquia de Guangopolo.

5.1.4 Recursos materiales

Entre los materiales principales tenemos:

-Estructura: tubos de acero cuadrado y redondo, planchas de acero, ejes de acero, rodamientos, pernos de acero y arandelas.

-Hidráulico: bomba hidráulico, pistón hidráulico, filtro, mangueras, monoblock de válvulas direccionales, manómetro, aceite.

-Eléctrico: motor eléctrico, relé térmico, contactores, conductores eléctricos, lámparas, pulsadores de mano y de pie.

5.1.5 Recursos financieros

El financiamiento se realizó con recursos propios del autor del proyecto Byron Santiago Cuje Tibanta.

5.2 Costos de construcción de la máquina desenllantadora

Los costos de los materiales utilizados para la construcción de la máquina semi automática desenllantadora de neumáticos se detallan en la tabla 45.

5.3 Materiales para la estructura

Tabla 45.

Elementos mecánicos

Material	Costo Unitario (USD)	Cantidad (unidad)	Total (USD)
Tubo cuadrado de acero	20,00	1	20,00
Tubo redondo de acero	12,00	1	12,00
Eje de acero	20	4	80,00
Plancha de acero	23,50	1	23,50
Tubo en C de acero	5,25	1	5,25
Rodamientos	6	4	24,00
Tubo rectangular de acero	4,25	1	4,25
Pernos y tuercas de acero	0,70	20	14,00
Varilla cuadrada	4	1	4,00
Arandelas	0,20	6	1,20
SUBTOTAL			188,2

Tabla 46.

Lista de herramientas utilizadas

Material	Costo unitario (USD)	Cantidad (unidad)	Total (USD)
Disco de corte	5,00	1	5,00
Lima redonda	3,20	1	3,20
Sierra	3,00	1	3,00
Broca ¼	2,25	1	2,25
Broca ½	6,00	1	6,00
Electrodos 6011(lb)	2,50	3	7,50
SUBTOTAL			26,95

Tabla 47.

Costos de manufactura

Material	Costo unitario (USD)	Cantidad (unidad)	Total (USD)
Oxicorte plancha acero (14x10x6)	1,70	8	13,60
Oxicorte plancha acero (14x10x4)	0,85	16	13,60
Oxicorte plancha	3,20	9	28,80

CONTINÚA 

acero (14x10x6)			
Corte y suelda del depósito hidráulico	60	1	60,00
Eje acero de transmisión (35x4)	40	5	200
Maquinado disco acero transmisión	75	1	75,00
Maquinado perno y tuerca	15	1	15,00
Maquinado garra	75	1	75,00
SUBTOTAL			481

Tabla 48.**Elementos hidráulicos**

Materiales	Costo unitario (USD)	Cantidad (unidad)	Total (USD)
Bomba hidráulica	250	1	250,00
Deposito	150	1	150,00
Filtro	15	1	15,00
Cilindro hidráulico	500	3	1500,00
Monoblock válvulas direccionales	500	1	500
Válvula check	75	1	75,00
Acoples	15	10	150
Mangueras	77,70	8	621,60
SUBTOTAL			3261,6

Tabla 49.**Elementos eléctricos**

Material	Costo unitario (USD)	Cantidad (unidad)	Total (USD)
Motor eléctrico	145,00	2	290,00
Relé térmico	22,00	2	44,00
Contactores	20,00	4	40,00
Pulsadores	4	3	12,00
Lámparas	2	2	4,00
Conductores	6	7	37,00
SUBTOTAL			427

Tabla 50.**Pintura y acabados**

Material	Costo unitario (USD)	Cantidad (unidad)	Total (USD)
Pintura	7	2	14,00

CONTINÚA 

Removedor de óxido ½ litro	3,00	1	3,00
Pintura color negro ¼	6,00	1	6,00
Pintura color rojo ¼	6,00	1	6,00
Lija para acero	0,80	3	2,40
Franela	1	3	3,00
SUBTOTAL			34,4

Tabla 51.**Costos varios**

Material	Costo (USD)
Implementos de oficina	80,00
Impresiones	50,00
Honorarios	500,00
Transporte	150,00
Empastado	32,00
SUBTOTAL	812

5.4 Costo total del proyecto

En la tabla 52 muestra la inversión total que se invirtió en la construcción del proyecto mediante la sumatoria de los subtotales que genero el diseño y construcción de la máquina desenllantadora.

Tabla 52. Costo total del proyecto

Rubros	Costo (USD)
Elementos mecánicos	188,2
Lista de herramientas	26,95
Costo de manufactura	481
Elementos hidráulicos	3261,6
Elementos eléctricos	427
Pinturas y acabados	34,4
Costos varios	812
TOTAL	5231,15

5.5 Análisis financiero

Tabla 53.

Cuadro financiero

EVALUACION FINANCIERA							
Años	0	1	2	3	4	5	TOTAL
Producción		1	1	1	1	1	5
Costos							
Inversión	6000	-	-	-	-	-	
Proveedores		3938,15	4194,13	4466,75	4757,09	5066,30	22422,41
Costo producción		887	913,61	941,02	969,25	998,33	4709,20
Gastos operativos		203	209,09	215,36	221,82	228,48	1077,75
Gasto financiero		203	203	203	203	203	1015
Gasto de venta		125	131,25	135,19	139,24	143,42	674,10
Depreciación		960	960	960	960	960	4800,00
Total egresos		6316,15	6611,08	6921,32	7250,40	7599,52	34698,47
Ingresos							
Ventas		7000	7455	7939,58	8455,65	9005,26	39855,49
Flujo neto	6000	7000	843,92	1018,26	1205,25	1405,74	11473,17
Tasa	12%						
VPN	7581,39						
TIR	45,91%						
Análisis costo beneficio							
VPN (Ingresos)	28327,86						
VPN (Egresos)	24756,12						
COSTO/BENEFICIO	1,14	Mayor que 1 proyecto aceptado					

5.5.1 Valor presente neto VPN

La definición del valor presente neto ya tiene sentido. Sumar los flujos descontados en el presente y restar la inversión inicial equivale a comprar todas las ganancias esperadas contra todos los desembolsos necesarios para producir esas ganancias, en términos de su valor

equivalente en este momento o tiempo cero. Es claro que para aceptar un proyecto las ganancias deberán ser mayores que los desembolsos, lo cual dará por resultado que el VPN sea mayor que cero. (Baca, 2010, pág. 182)

$$VAN = -l_0 + \frac{D}{(1+i)} + \frac{D_2}{(1+i)^2} + \dots + \frac{D_n}{(1+i)^n}$$

Ecuación 27. Valor presente neto

Dónde:

D = Flujo efectivo neto

l_0 = Inversión inicial

n = Años de vida útil

i = Tasa de interés

Reemplazando los valores se obtendrá el siguiente resultado:

$$VAN = 7581,39$$

5.5.2 Tasa interna de rendimiento TIR

“Es la tasa de descuento por la cual el VPN es igual a cero. Es la tasa que iguala la suma de los flujos descontados a la inversión inicial. Se llama tasa interna de rendimiento porque supone que el dinero que se gana año con año se reinvierte en su totalidad. Es decir se trata de la tasa de rendimiento generada en su totalidad en el interior de la empresa por medio de la reinversión” (Baca, 2010, pág. 184).

$$\frac{\sum_{t=0}^T BN_t}{(1+i_{op})^t} = 0$$

Ecuación 28. Tasa interna rendimiento

Dónde:

BN = Flujo de beneficios

i_{op} = Inversión inicial

$t = 1,2,3 \dots$ (Periodo años)

El valor de nuestra TIR obtenida es:

$$TIR = 45,91\%$$

5.5.3 Costo beneficio

“Existen diversas variaciones de la razón B/C, sin embargo, el enfoque fundamental es el mismo. Todos los cálculos de costos y beneficios deberán convertirse a una unidad monetaria de equivalencia común (VP, VA o VF) a la tasa de descuento (tasa de interés). La razón convencional B/C se calcula de la siguiente manera” (Blank L. y Tarqui A., 2002, pág. 334).

$$B/C = \frac{VPN \text{ de beneficios}}{VPN \text{ de costos}}$$

Ecuación 29. Costo Beneficio

Si $B/C \geq 1.0$, se determina que el proyecto es económica aceptable.

Si $B/C < 1.0$, el proyecto no es económicamente aceptable.

En la ecuación de costo beneficio reemplazamos los valores obtenidos.

$$B/C = \frac{28327,86}{24756,12}$$

$$B/C = 1,14 \quad \text{El proyecto es economicamente aceptable}$$

CAPÍTULO VI

6 CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

6.1 Conclusiones.

- Los materiales empleados en la estructura metálica cumplen con los factores de resistencia requeridos.
- Se verifico que el factor de seguridad empleado fue el indicado ya que trabaja adecuadamente bajo cargas de trabajo.
- La implementación del reductor de velocidades que tiene una relación de transmisión de 50:1 ayudo a la transmisión necesaria para girar el conjunto mordazas con el neumático montado a las rpm requerida.
- Se determinó que la presión de trabajo máximo de la máquina es de 500 PSI esta es obtenida al retorno del vástago por ser un circuito cerrado las presiones en todos los cilindros hidráulicos es la misma.
- Se determinó que la posición de trabajo de las herramientas del carro móvil se logra elevando o bajando el brazo del conjunto mordazas para los neumáticos de rin 13" a 16".
- Se determinó que el consumo de amperaje de los motores eléctricos trifásicos es menor en relación a los monofásicos.

6.2 Recomendaciones.

- Para operar la máquina se debe revisar visualmente si no existe manchas de aceite en el piso y objetos sobre la estructura de la máquina para evitar accidentes.
- Para obtener una capacidad más amplia realizando trabajos para neumáticos más grandes se puede repotenciar la máquina.
- Para obtener un mando móvil ligero se puede implementar electroválvulas al circuito hidráulico y comandarlas desde el mando con pulsos eléctricos.
- Para evitar cualquier accidente se debe revisar los diagramas hidráulicos del monoblock de válvulas direccionales manuales en especial los tapones que vienen internamente puesto de la fábrica.

REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- Alcoa. (01 de 2010). Recuperado el 14 de 11 de 2015, de https://www.arconic.com/alcoawheels/europe/pdf/es/Alcoa_Wheel_Service_manual_Spanish.pdf
- Baca. (2010). Evaluación de Proyectos. México, D.F.: McGraw-Hill/Interamericana Editores. .
- Blank L. y Tarqui A. (2002). Ingeniería Económica. México, D.F.: McGraw-Hill.
- Bridgestone. (2003). Recuperado el 10 de 11 de 2015, de <http://www.neumaticosmedica.com.ar/productos.html>
- Edward, J. (2012). INGENIERÍA MECÁNICA MATERIALES. México: McGraw.Hil.
- Enriquez G. (2005). El ABC de las Máquinas Eléctricas. México: LIMUSA S.A. .
- Factory. (2015). Catalogo online. Recuperado el 16 de Junio de 2016, de <http://www.roemheld.com/es/roemheld.aspx?cmd=IMAGES&csid=22>
- Ferreyros. (Febrero de 2001). Instruccion Técnica. Recuperado el 12 de Mayo de 2016, de <http://www.ceduc.cl/aula/lebu/materiales/IC/IC-410/MANUAL%20DEL%20ESTUDIANTE%20HIDRAULICO.pdf>
- Garcia G. (19 de 02 de 2014). SlideShare. Recuperado el 04 de Julio de 2016, de <http://es.slideshare.net/franciscogarciagarza/metodo-del-triangulo>
- Giles, R., Jack, E., & Cheng, y. L. (1994). Mecánica de los fluidos e Hidráulica. Madrid: McGRAW-HILL/INTERAMERICANA DE ESPAÑA.
- Gómez. (2012). Recuperado el 02 de 03 de 2016, de http://www.aliat.org.mx/BibliotecasDigitales/Axiologicas/Metodología_de_la_investigación.pdf
- González. (1999). Recuperado el 2016, de http://campusvirtual.edu.uy/archivos/mecánica-general/MATERIAL%20BIBLIOGRÁFICO%20TÉCNICO%20PARA%20APOYO%20DOCENTE/Material%20Didactico/CORREAS_MAESTRIA.pdf

- INACAP. (28 de 02 de 2002). Manual de Hidráulica y Neumatica. España: Editorial Cultural S.A. Recuperado el 10 de 12 de 2015
- Lario, M. (21 de 03 de 2002). EQUIPTOOL. Recuperado el 8 de Febrero de 2016, de A/C EQUIPMENT: <http://equiptool.com/i-6328211-ranger-r26ft-truck-tire-changer-super-duty.html>
- Mott, R. (1995). Diseño de Elementos de Máquinas. Mexico, D.F.: Prentice Hall Hispanoamericana S.A.
- Mott, R. (2006). Mecánica de fluidos. México, D.F.: Person.
- Norton, R. (1992). Diseño de máquinas. New York: Pearson.
- Obtibel. (2008). INDUSTRIAL POWER. Recuperado el 14 de Junio de 2016, de http://www.optibelt-usa.com/fileadmin/files/Catalogs_and_Manuals/OPTIBELT_PRODUCT_CATALOG.pdf
- Parker. (03 de 2005). Recuperado el 14 de 12 de 2015, de http://www.parker.com/parkerimages/euro_hpd/Catalogs/4401_ES.pdf
- Quijia, P., & Rios, A. (Enero de 2013). Diseño de un sistema semi-automático para una desmontadora de llantas. Quito, Pichincha, Ecuador. Recuperado el 12 de Febrero de 2016, de <http://bibdigital.epn.edu.ec/bitstream/15000/6466/1/CD-4993.pdf>
- Reeves, E. (1978). Vademécum de Electricidad. Barcelona: REVERTÉ.
- Roldan, J. (1981). Manual de Automación por Contactores. Madrid: Ceac.
- Roldan, J. (1991). Neumática, Hidráulica y Electricidad Aplicada. Madrid: Paraninfo.
- Roldan, J. (2003). Automatismos y Cuadros Eléctricos-Equipos e Instalaciones. Madrid: Thomson Editores.
- S.K.F. (2012). Recuperado el 2016, de <http://www.s.k.f.com/>
- Sodimac. (12 de 2014). www.sodimac.com. Recuperado el 11 de 11 de 2015, de <http://sodimacespecial.bitbangtest.cl/neumaticos/>
- Sohipren. (2005). Manual Básico de Oleohidraulica . Córdoba: UnIRio Editora.
- SolidWorks Coporation. (2015). DASSAULT SYSTEMES. Recuperado el 05 de Mayo de 2016, de <http://www.solidworks.es/>

- Suarez. (2001). Obtenido de <https://es.scribd.com/doc/15272328/Diseno-por-el-Metodo-de-la-resistencia>
- Toyota. (1990). Mecánico Automotriz. Obtenido de Manual de entrenamiento: https://drive.google.com/file/d/0B_vOBUOWJUUGU3F1Y2dCajQ2S1U/view
- Valentin, J. (2006). Introducción a los circuitos eléctricos industriales. San Sebastian: Donostiarra.
- Vickers. (04 de 2008). Recuperado el 15 de 15 de 2015, de <https://es.scribd.com/doc/56774982/Manual-de-Oleohidraulica-Industrial-Vickers>
- VICKERS. (2011). Recuperado el 10 de 03 de 2016, de http://www.verion.com.ar/images/marcas/P_EATON%20VICKERS%20CHAR%20LYNN.pdf

ANEXOS



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

CERTIFICACIÓN

Se certifica que el presente trabajo fue desarrollado por el señor: **BYRON SANTIAGO CUJE TIBANTA.**

En la ciudad de Latacunga, a los **dos días del mes de Febrero de 2017.**

ING. GUIDO TORRES
DIRECTOR DEL PROYECTO

Aprobado por:



ING. DANILO ZAMBRANO
DIRECTOR DE CARRERA

DR. JUAN CARLOS DÍAZ
SECRETARIO ACADÉMICO