



UNIVERSIDAD DE LAS FUERZAS ARMADAS – ESPE

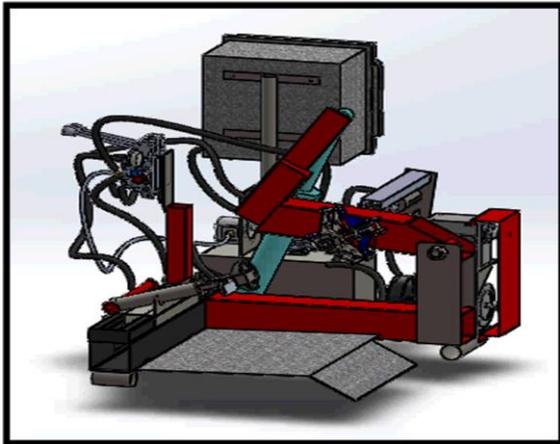
CARRERA DE INGENIERÍA AUTOMOTRIZ

E. S. P. E.



INGENIERIA AUTOMOTRIZ

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



Autor: Santiago Cuje

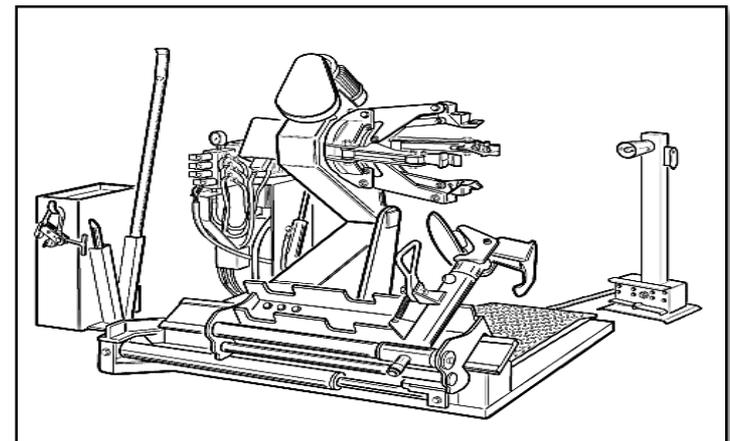
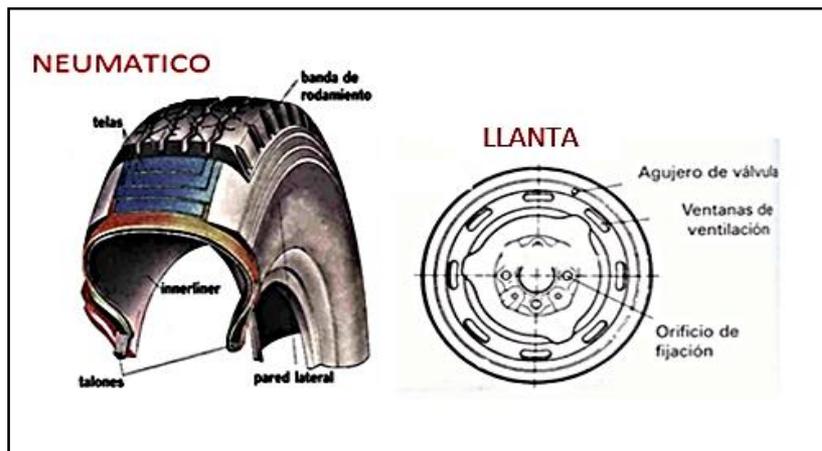
Director Proyecto: Ing. Guido Torres

Latacunga - Ecuador



1. Antecedentes

Una máquina desenllantadora se usa para desmontar y montar el neumático de la llanta previamente ya sacado la rueda del vehículo, el proceso de trabajo consiste en desmontar el neumático, posteriormente se procede a realizar el trabajo de reparación o reemplazo de la misma y después procedemos a montarla en la llanta, todo este proceso se lo realiza con las herramientas adecuadas y siguiendo las instrucciones provistas por los fabricantes de las llantas y neumáticos.





2. 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.

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.

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.

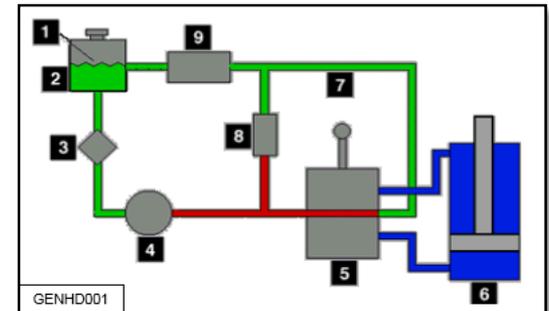


3. Objetivo general

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

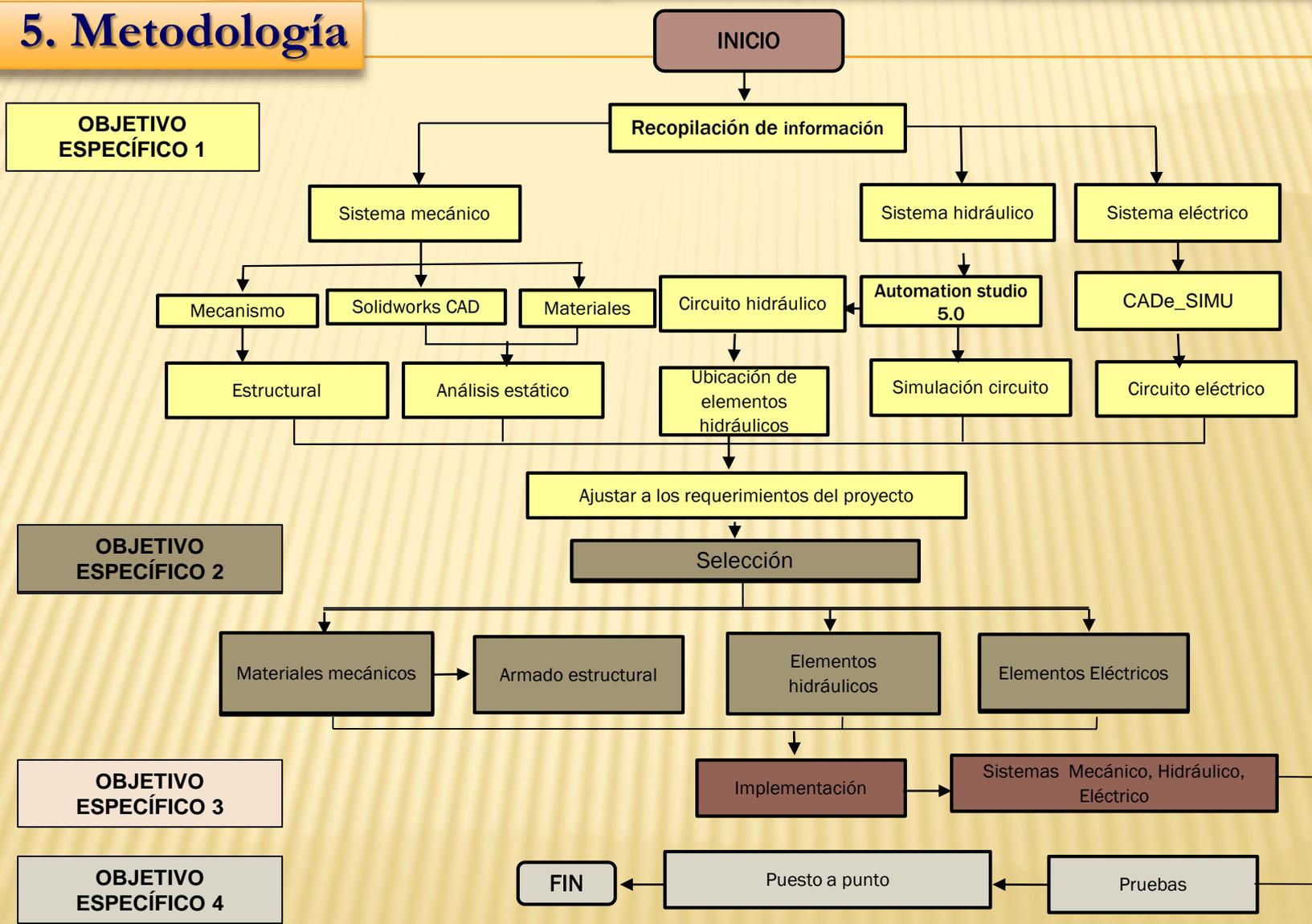
4. Objetivos específicos

- ✓ Diseñar los sistemas mecánicos, eléctricos, hidráulicos y de control para la máquina.
- ✓ Seleccionar los elementos adecuados para la construcción de la desenllantadora.
- ✓ Implementar los diversos sistemas que componen la máquina.
- ✓ Evaluar el funcionamiento de los sistemas para un óptimo desempeño de la máquina.





5. Metodología



OBJETIVO ESPECÍFICO 1

OBJETIVO ESPECÍFICO 2

OBJETIVO ESPECÍFICO 3

OBJETIVO ESPECÍFICO 4



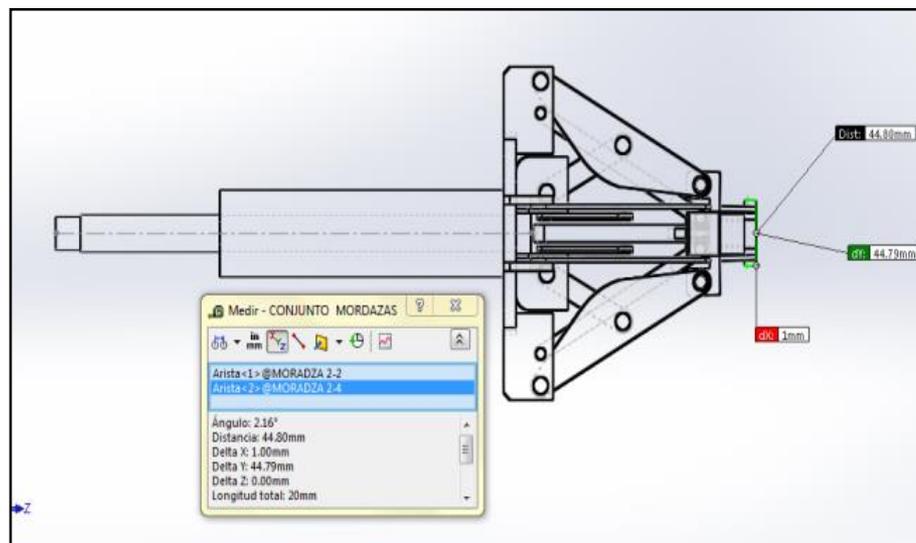
5. Diseño mecánico de la desenllantadora

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 software el análisis requerido, en el cual variando las dimensiones de los eslabones, y el diámetro del plato central se obtuvo la configuración deseada.

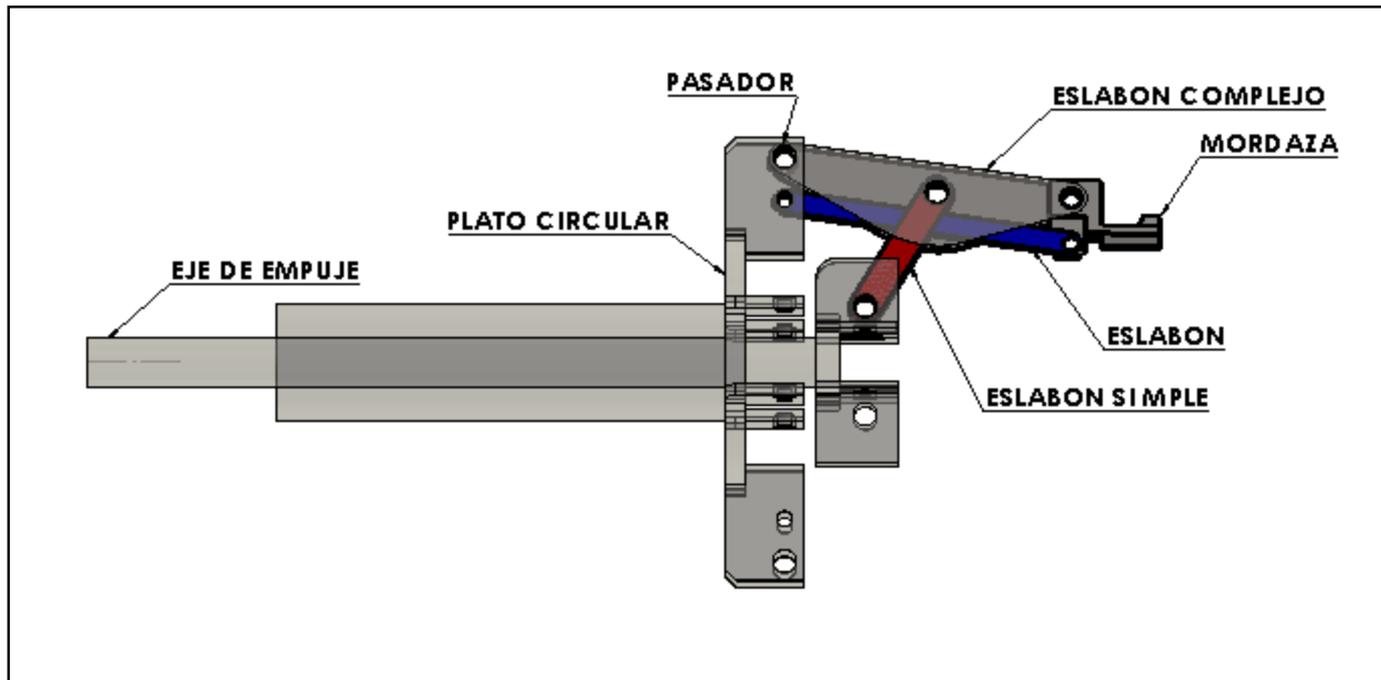
NEUMÁTICOS

TIPOS	Rin 16	Rin 13
Designación	245/70	175/70
D interior	13 cm	5,5 cm
Peso	83,5 lb	53,5 lb
Espesor interior	13mm	10mm





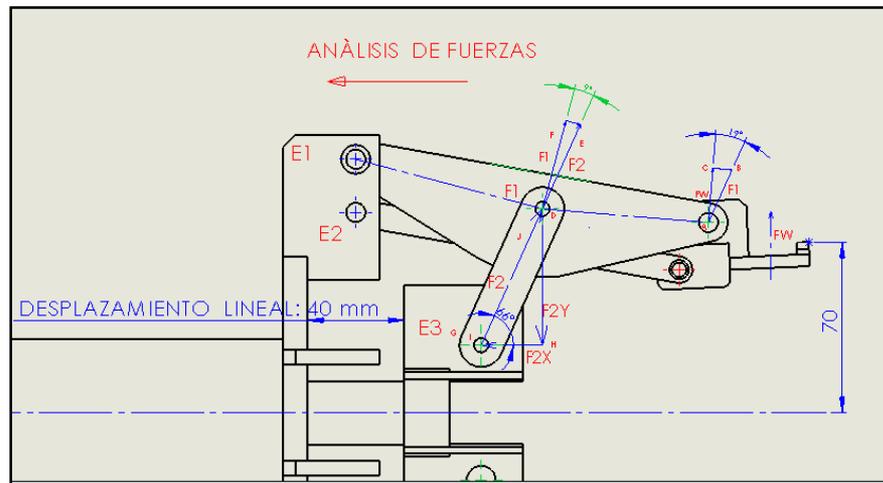
Partes del mecanismo mordazas





Análisis estático mecanismo

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 (85,4lb) para obtener los parámetros y que esta sea factible para su construcción, en la posición abierta procedemos a realizar los cálculos de las fuerzas que actúan en cada eslabón con el método del paralelogramo.





Posición cerrada

Datos:

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

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

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

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

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

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

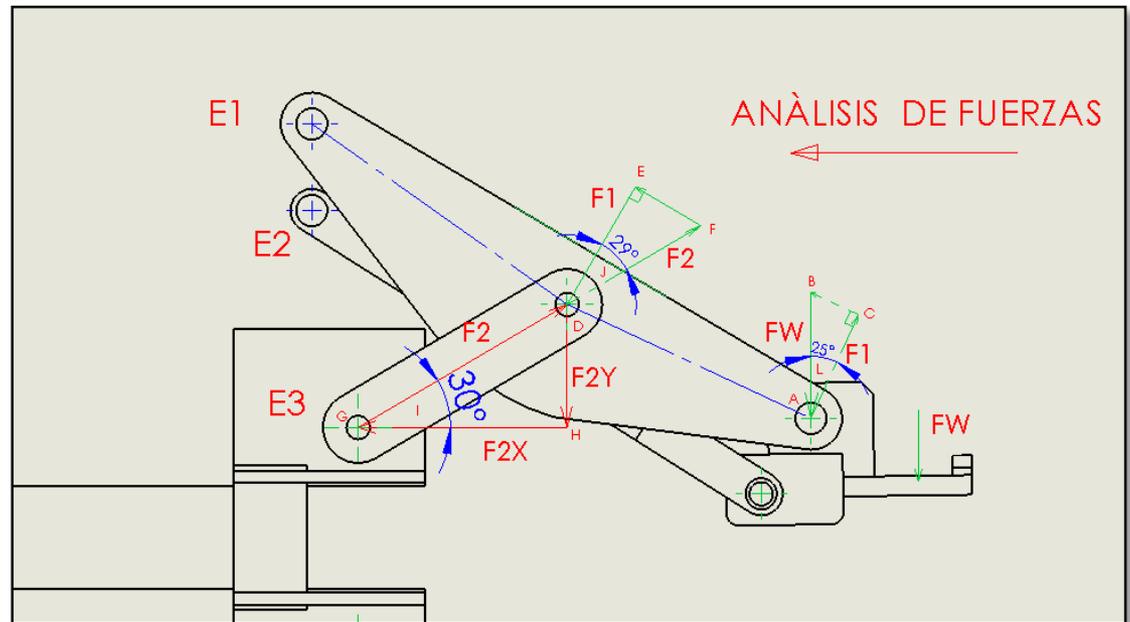
Fuerzas $\Delta = GHI$

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

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

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

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





Análisis estático mordaza

Asignación de material

En la construcción se utilizó acero estructural ASTM, con número de designación A36, el cual tiene las propiedades como se muestra en la tabla y es óptimo para lo requerido.

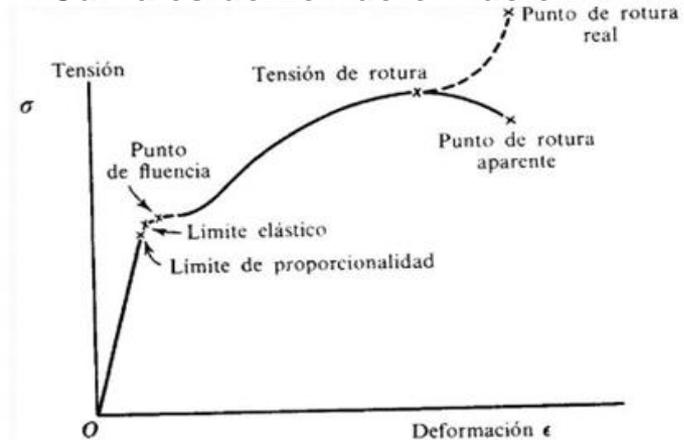
Una vez seleccionado el material procedemos a realizar el análisis estático aplicando el teorema de Von Mises el cual nos da un criterio de falla.

Falla.- una pieza puede fallar si cede tanto como para ya no funcionar adecuadamente, además las piezas se parten.

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, 1995

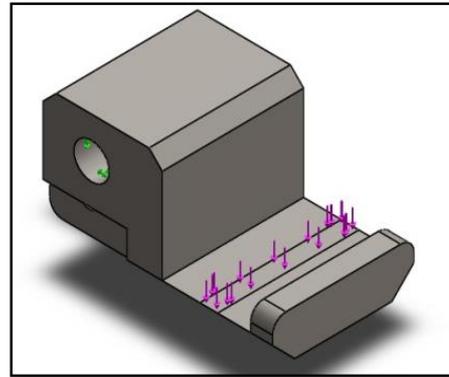
Curva esfuerzo - deformación





Análisis de la mordaza por cargas

En el análisis se aplicó las cargas permanentes que es generada por el brazo y el peso de la rueda automotriz rin 16.



El resultado por tensión de Von Mises es la expresión de los esfuerzos encontrados en los elementos simulados. Para el funcionamiento adecuado, al retirar las cargas la mordaza recupera su forma original.



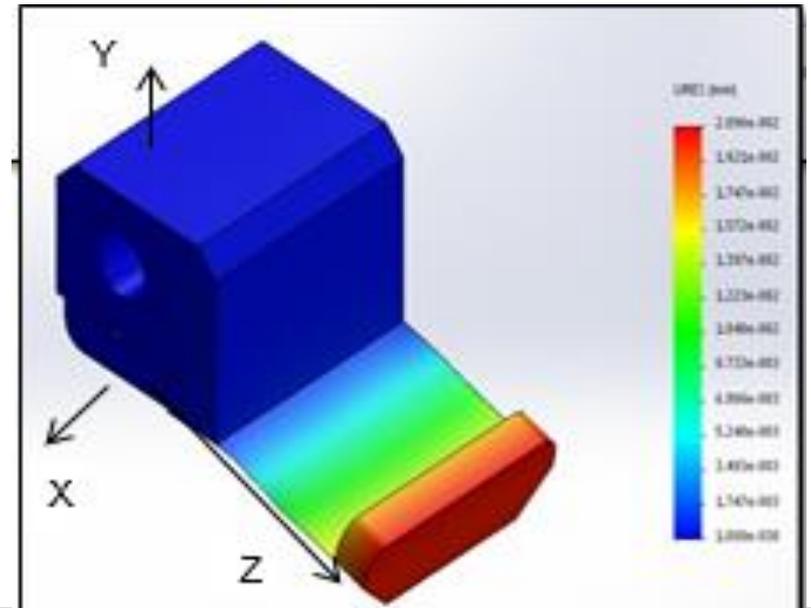
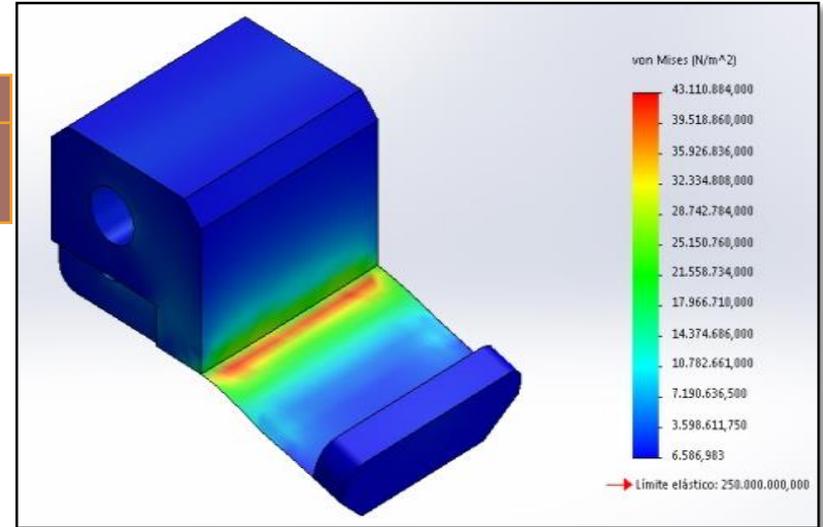
Parámetros de análisis

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

Desplazamiento

A continuación se muestra el análisis de desplazamiento en el eje Y el cual es de 0.020 mm

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

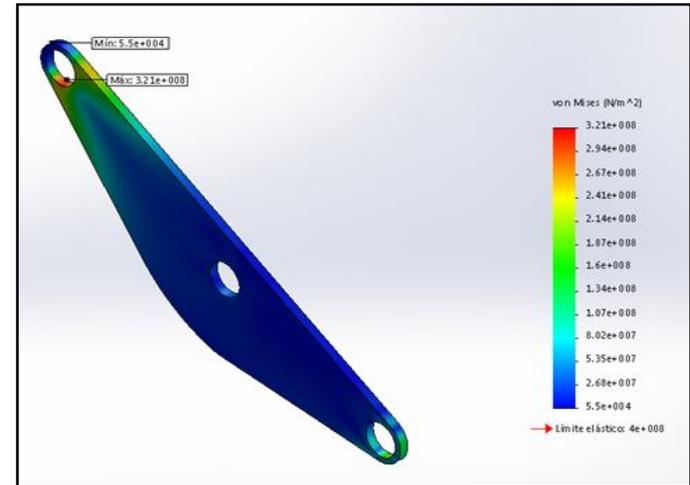




Las condiciones para el trabajo de las mordazas son los adecuados. Dado que el esfuerzo equivalente σ_{eq} es menor que la resistencia de fluencia del material empleado.

Análisis estático eslabón complejo acero A 500

La tensión máxima es de 321 MPa siendo este un valor en la condición más crítica ubicada en el punto uno donde va sujeta la mordaza.

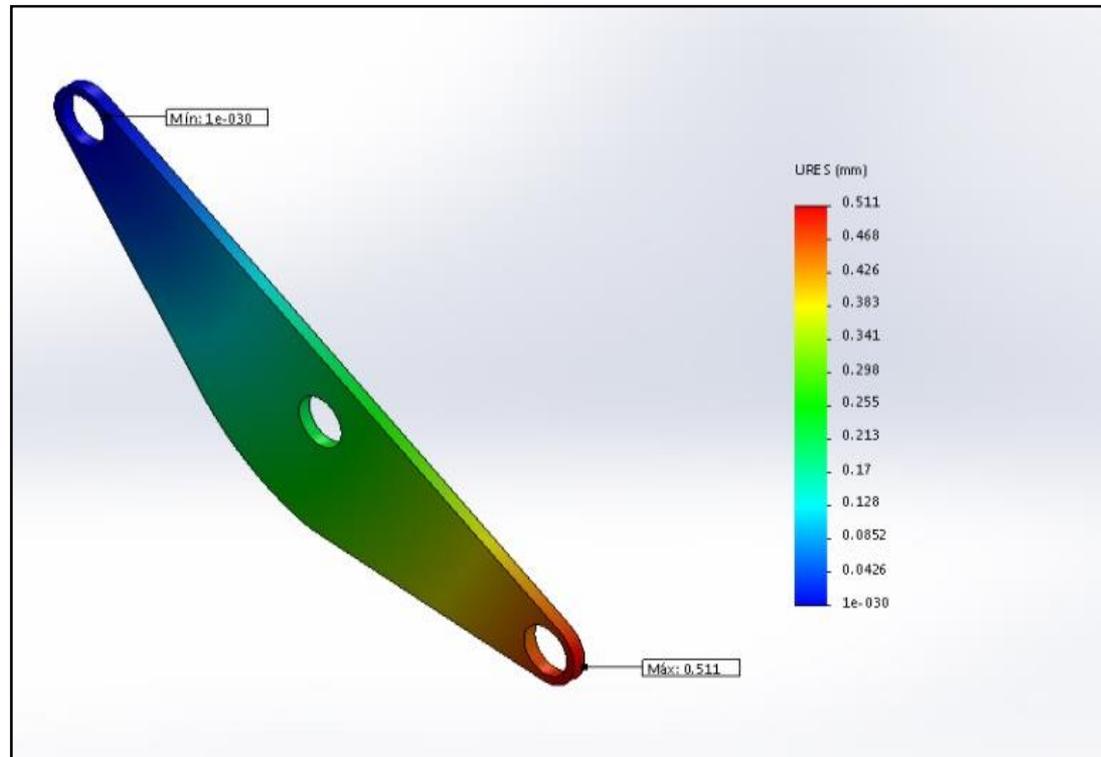


COMBINACIÓN		Fuerzas
Fuerzas		
PM: Peso mecanismo	–	12.92 Kgf
Pn: Peso del neumático	–	28.86 Kgf



Desplazamiento

Desplazamiento máximo es de 0.511 mm,
ubicado en el punto donde concurre la mordaza.





Diseño del eje

Dónde:

$$P = 1Hp$$

$$n = 4 rpm$$

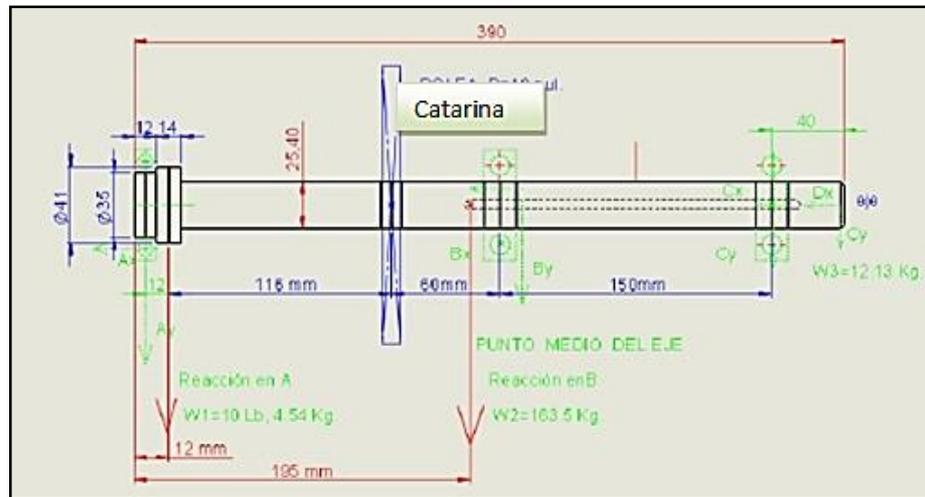
D=0.5" paso
catarina

Par torsional

$$T = \frac{63000(1)}{4} 15750 lb \times pulg$$

Fuerza en la cadena

$$F_c = \frac{15750}{\frac{0.5}{2}} = 63000 lb$$



Diámetro del eje

$$S'n = 24000 \times 0.9 \times 0.93$$

$$S'n = 20925 psi$$

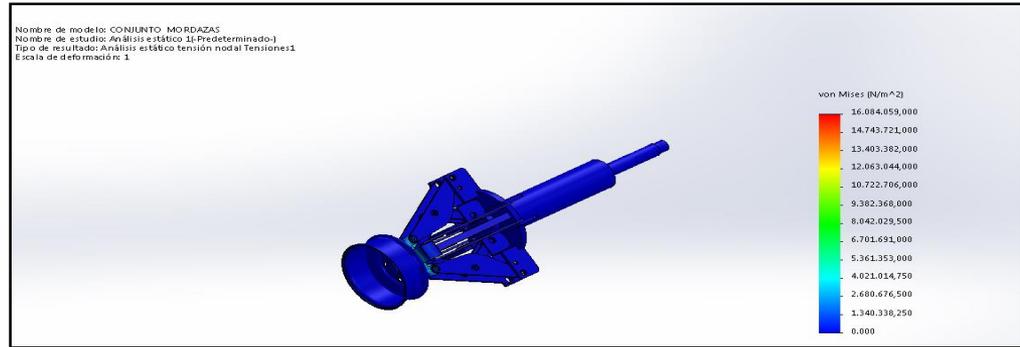
$$D = \sqrt[3]{\frac{32(2)}{\pi} \sqrt{\left(\frac{1.5(4286)}{20925}\right)^2 + \frac{3}{4} \left(\frac{15750}{53700}\right)^2}}$$

$$D = 1.91 pulg. \text{ Diametro minimo aceptable del eje}$$

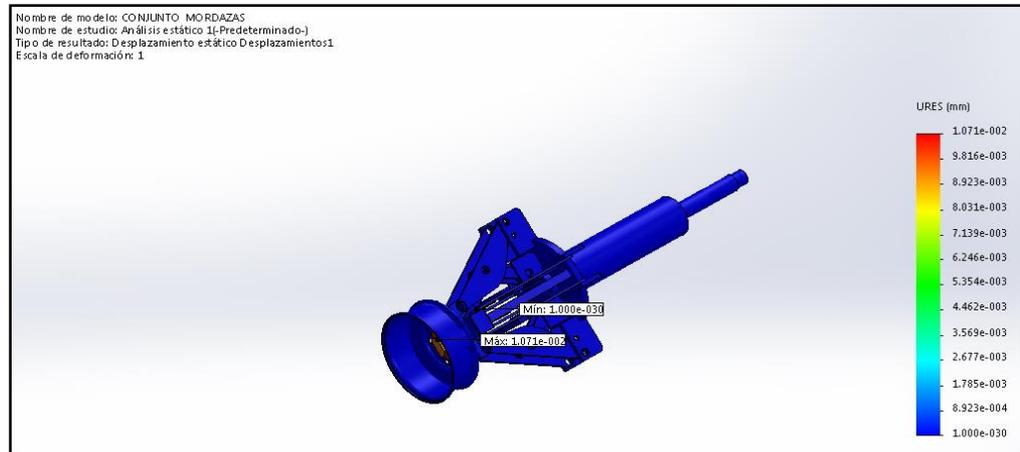


Deformación de la estructura del mecanismo mordazas por cargas

La tensión máxima es de 16 MPa, siendo este un valor de la condición más crítica ubicada en la zona de las mordazas con la llanta.



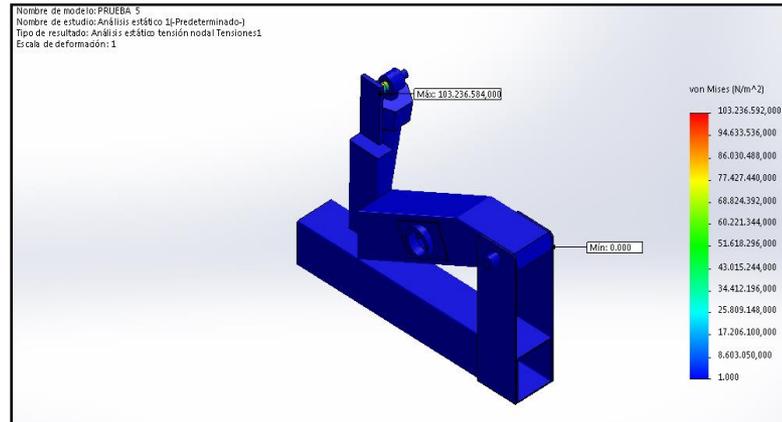
Desplazamiento máximo es de 0.010 (mm) del mecanismo mordazas, elemento con mayor concentración de esfuerzos



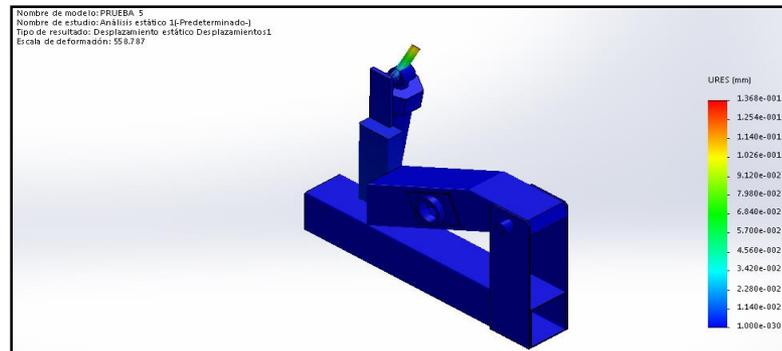


Deformación de la estructura por cargas

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.



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



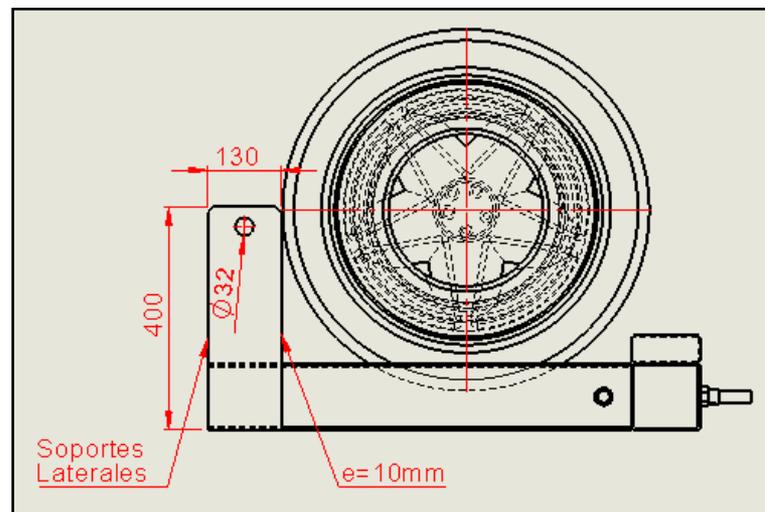
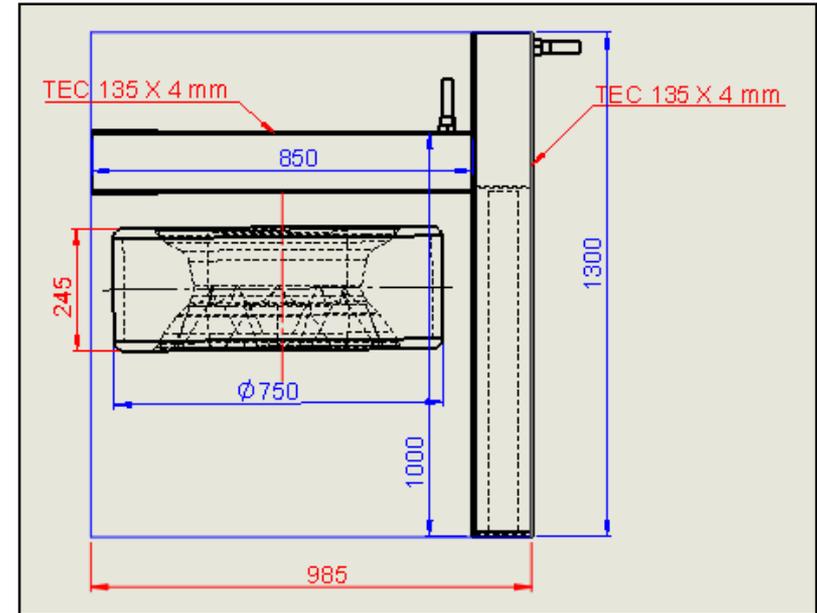


Diseño del bastidor

La principal función que desempeña el bastidor de la máquina es la de alojar y soportar el peso de todos los componentes

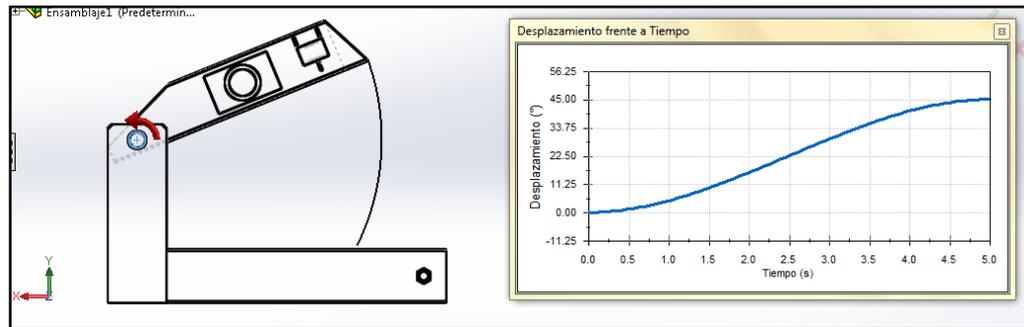
Parámetros

NEUMÁTICOS		
TIPOS	Rin 16	Rin 13
Designación	245/70 - R16	175/70 - R13
D exterior	740 mm	57,52 cm
Ancho de cara	24,5 cm	17,5 cm

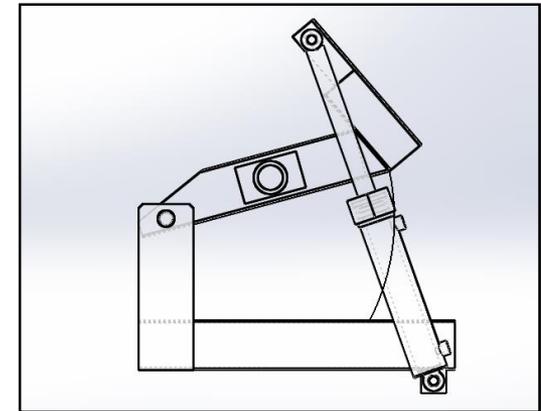




Ahora es necesario delimitar la geometría del brazo oscilante y de sus adaptaciones para que aloje a los elementos mecánicos



Para el diseño de la máquina necesitamos que se genere un arco de circunferencia correspondiente a $\pi/4$ rad, este movimiento se obtiene como resultado de la acción del pistón que se encuentra ubicado en la base de la estructura





Selección de rodamientos

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

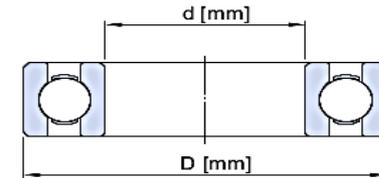
Paso 1.- se selecciona un tipo de rodamiento de bolas.

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

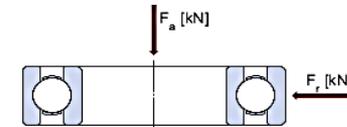
Paso 3.- una vez ingresado las dimensiones nos despliega una lista de rodamientos disponibles.

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

Paso 5.- obtención de resultado.



Outer diameter min mm Outer diameter max mm
Bore diameter min mm Bore diameter max mm



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

Bearing life, Bearing frequencies, Viscosity, Equivalent dynamic bearing load

Select bearing internal radial clearance

Select from list

Fr kN

Radial load

Fa kN

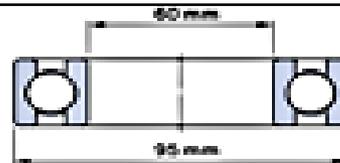
Axial load

ni r/min

Rotational speed of the inner ring

ne r/min

Rotational speed of the outer ring (only used to calculate the bearing frequencies)



Designation	16012 *
d	60 mm
D	95 mm
B	11 mm
C	20.8 kN
Ca	15 kN
Type	Deep groove ball bearing
* SKF Explorer bearing	



INTRODUCCIÓN

METODOLOGÍA

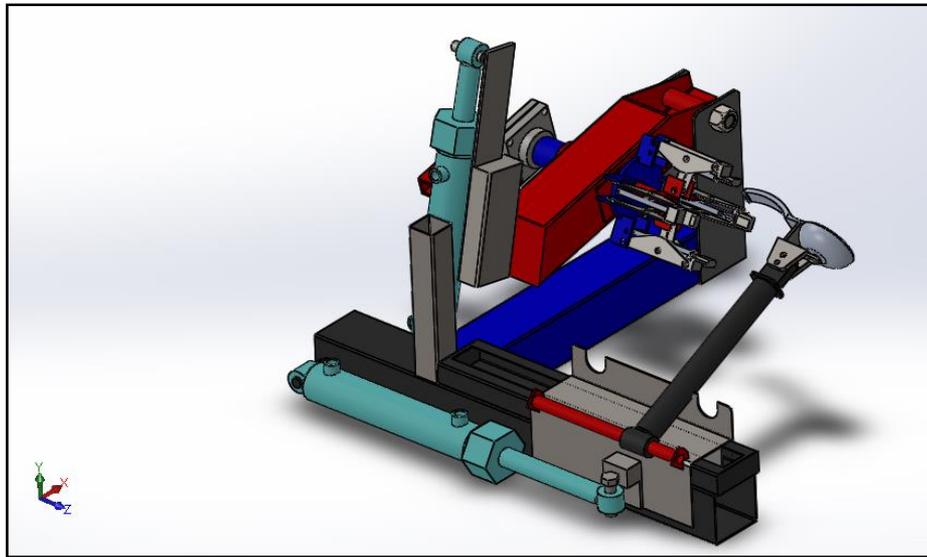
RESULTADOS

CONCLUSIONES

RECOMENDACIONES

VIDEO

Una vez sea confiable la estructura de la máquina seguimos instalando gráficamente los demás componentes y ubicándoles debidamente como se indica en el gráfico





INTRODUCCIÓN

METODOLOGÍA

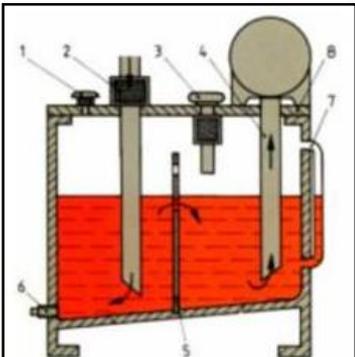
RESULTADOS

CONCLUSIONES

RECOMENDACIONES

VIDEO

6. SISTEMA HIDRÁULICO





Selección de los elementos

El acople flexible es la que conecta a la bomba hidráulica con el motor eléctrico.



El cilindro hidráulico es de doble efecto con fijación de bocín, los tres cilindros tienen una carrera de 150 mm, 450 mm y 600 mm



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

Dónde:

V = volumen del cilindro 1

t = tiempo estimado

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

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

$$V = 1069,12\text{ cm}^3$$

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

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

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





INTRODUCCIÓN

METODOLOGÍA

RESULTADOS

CONCLUSIONES

RECOMENDACIONES

VIDEO

El caudal que se requiere para el cilindro 1 es de 1.41 gal/min, y el cilindro 2 es 1,88 gal/min como estos 2 cilindros se pueden accionar al mismo instante seleccionamos un bomba de 4 gal/min



El depósito hidráulico esta compuesto por una placa de separación zona retorno y aspiración, hueco de aeración y 2 perforaciones para la entrada y salida de fluido. Tiene una capacidad de 18 litros.



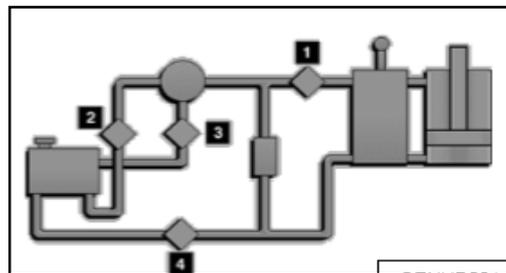


Selección de mangueras

Medida	Diámetro interior (Pulg./mm)	Diámetro Exterior mm (+/- 1.2)	Presión de Trabajo		Presión de Prueba	
			Bar	PSI	Bar	PSI
3	3/16 / 4.8	11.8	250	3620	400	5797
4	1/4 / 6.4	13.4	225	3260	360	5212
5	5/16 / 7.9	15	215	3115	340	4927
6	3/8 / 9.5	17.4	180	2610	288	4174
8	1/2 / 12.7	20.6	160	2320	256	3710
10	5/8 / 15.9	23.7	130	1885	208	3014
12	3/4 / 19.0	27.7	105	1520	168	2434
16	1 / 25.4	35.6	88	1275	140	2028
20	1 1/4 / 31.8	43.5	63	910	100	1450
24	1 1/2 / 38.1	50.6	50	725	80	1160
32	2 / 50.8	64.1	40	580	64	927

Fuente: Ferreyros, 2001

Las manguera seleccionada es de medida 12 la que cumple con el rango de trabajo a las que se someterá y adecuado por ser flexible





Para la selección del motor eléctrico usamos los datos calculados y tomando en cuenta el factor de seguridad se eligió el motor de 2 Hp

Potencia motor

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

Dónde:

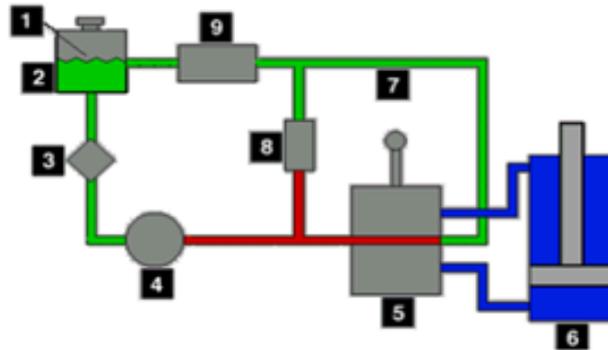
Pot = potencia motor en Hp

P = PSI

Q = GPM



$$Pot = 500 \text{ PSI} \times 4 \text{ GPM} \times 0,0007$$
$$Hp = 1,4$$





INTRODUCCIÓN

METODOLOGÍA

RESULTADOS

CONCLUSIONES

RECOMENDACIONES

VIDEO

7. SISTEMA ELÉCTRICO





Motor de inducción

La potencia de la bomba hidráulica calculada es la misma que debe tener el motor de inducción por la que se seleccionó un motor eléctrico 220V monofásico de 2 Hp y de 1Hp para giro conjunto mordaza previamente analizado.



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



Regulación de relés térmicos de protección para motores monofásicos

La selección del relé térmico se la realizo mediante esta tabla donde la potencia de 2CV a 220v tenemos que utilizar uno 5,74 amperios y para el de 1CV a 220v el de 3,10 amp. lo que tenemos por resultado instalar un relé de 12 amp. que protegerá los 2 motores

Potencia útil		220 V		
CV	KW	Intensidad Amp.	Regulación	
			Mi n.	Max.
0,5	0,37	1,74	1,7	2,4
1	0,74	3,10	2,4	3,5
2	1,47	5,74	5,2	7,5
3	2,21	8,52	7,5	11
4	2,95	11,1	11	16
5	3,68	13,4	11	16





Los conductores para el motor de inducción que de 1 Hp y 2 Hp se seleccionaron de la tabla y los fusibles de la misma manera.

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



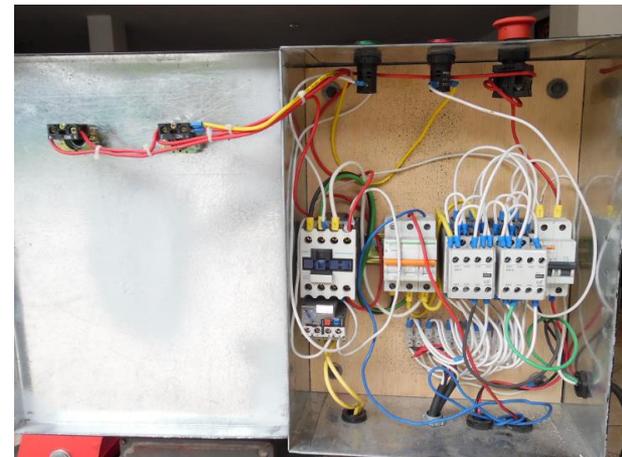


Lámparas y pulsadores

Las lámparas seleccionadas son de 220 V, al igual que los pulsadores de mano y de pie



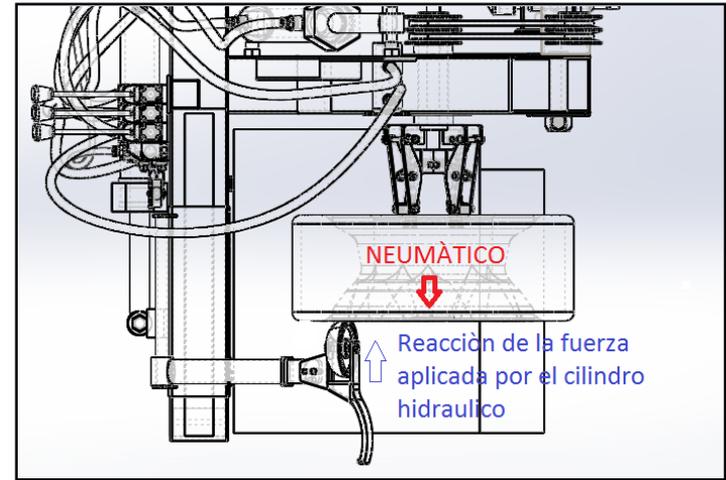
Los contactores utilizados en nuestro sistema eléctrico es de 220 V





8. Fuerza del plato hacia el neumático

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.

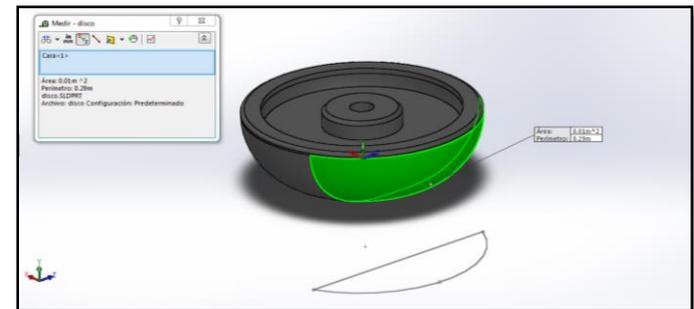


Fuerzas aplicadas a neumáticos

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

Según Falco las fuerzas aplicadas a neumáticos promedio es de 147 N, el cual mediante la siguiente formula se obtiene a presión que ejerce el disco.

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



Fuente: Falco

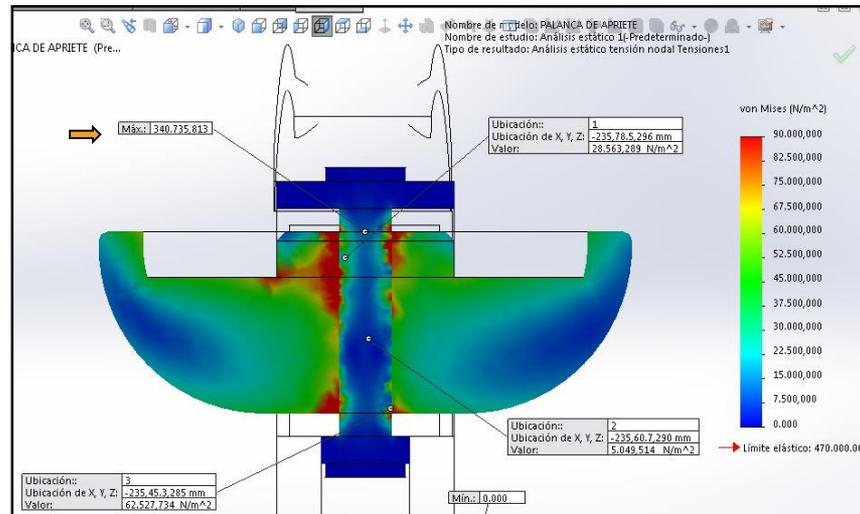


$$P = \frac{147\text{ N}}{0.01\text{ m}^2}$$

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

Análisis pasador disco

El perno M14 grado 4.8 que tiene el valor de cedencia de 310MPa, tiene una tensión máxima nodal en el pasador del disco es de 340,73 Mpa, la cual soporta adecuadamente el pasador utilizado, como se observa en la siguiente figura





8. Relación de transmisión

Para la relación de transmisión se utilizara una polea motriz de 63.5 mm y una polea reductora de 152.4 mm.
Dónde: $n_1 = 1740$ rpm, $d_1 = 63.5$ mm, $d_2 = 152.4$ mm

$$\frac{d_1}{d_2} = \frac{n_2}{n_1}$$
$$n_2 = \frac{63.5 \times 1740}{152.3} = 725.5 \text{ rpm}$$

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 tenemos como resultado 4 rpm

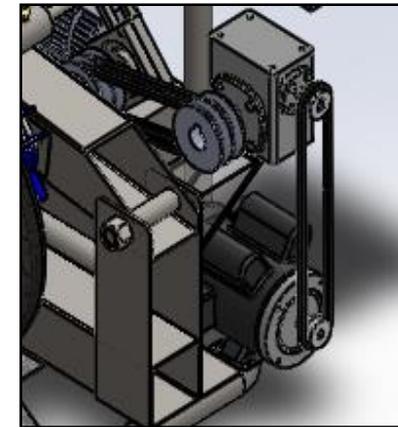
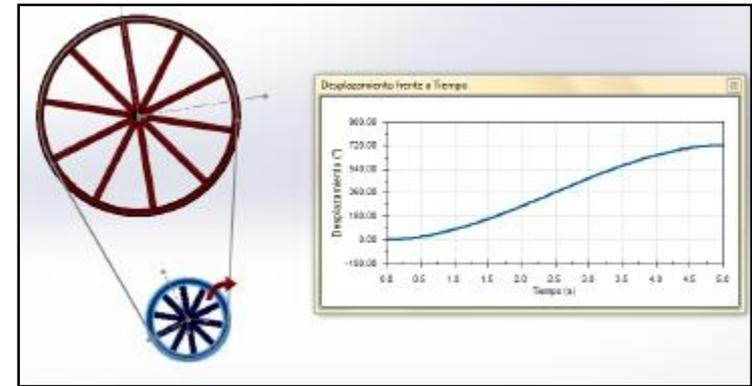
Donde:

$d_1 = 63.5$ mm salida reductor

$d_2 = 101.6$ mm conducida mordazas

$n_1 = 14.51$ rpm

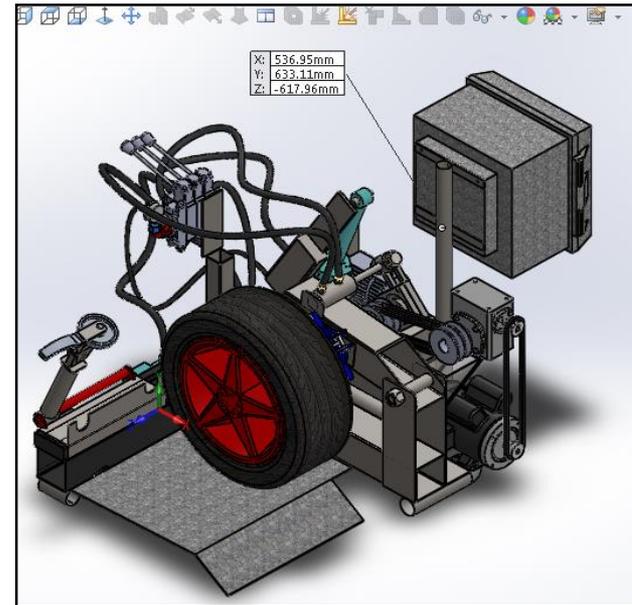
$$\frac{d_1}{d_2} = \frac{n_2}{n_1}$$
$$n_2 = \frac{50.8 \times 14.51}{101.6} = 7.26 \text{ rpm}$$





9. Centro de masa

La ubicación del centro de masa en nuestro caso varia 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



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



10. Conclusiones

Los materiales empleados en la estructura metálica cumplen con los factores de resistencia requeridos.

Se verificó 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 ayudó 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.

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".

El consumo de amperaje de los motores eléctricos trifásicos es menor en relación a los monofásicos.



11. 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.



INTRODUCCIÓN

METODOLOGÍA

RESULTADOS

CONCLUSIONES

RECOMENDACIONES

VIDEO

VIDEO