



UNIVERSIDAD NACIONAL
AUTÓNOMA DE
MÉXICO



UNIVERSIDAD NACIONAL AUTÓNOMA DE MÉXICO
FACULTAD DE INGENIERÍA

“DISEÑO DE PUENTE PARA SUSPENSIÓN DELANTERA
DE UN VEHÍCULO ELÉCTRICO DE REPARTO (VER)”

T E S I S

Que para obtener el título de **Ingeniero Mecánico**

Presenta:

Nayeli Jazmin Pina Rosas

Director de Tesis:

M. I. Antonio Zepeda Sánchez

Abril 2015

Agradecimientos:

A mi abuela que siempre me apoyó y estuvo ahí, fue una madre para mí y compartió mis logros, aunque no pudo llegar hasta este día.

A mi padre, amigo incondicional, ingeniero de corazón, a ese hombre que me enseñó todo lo que soy, que nunca dejó de creer en mí.

A mi familia por estar al pendiente siempre.

A mi madre y a mi hermana, por tratar que día a día fuera cada vez mejor para llegar a ser una profesional exitosa y una persona que no se deja vencer.

A mis amigos, porque ellos son parte fundamental de mi vida, creyeron y me apoyaron siempre.

Índice

Índice	1
Objetivos	3
<i>OBJETIVO GENERAL:</i>	3
<i>OBJETIVOS PARTICULARES</i>	3
<i>ALCANCES</i>	3
Introducción	4
PREFACIO	5
CAPÍTULO 1	6
ESPECIFICACIONES DEL VEHÍCULO ACTUAL	6
<i>Dimensiones del vehículo (V.E.R)</i>	7
VISTAS CON DIMENSIONES	9
VISTAS	11
REACCIONES	12
<i>Características Dinámicas</i>	13
Ventajas	16
Desventajas.....	16
<i>Conclusiones del capítulo</i>	17
CAPÍTULO 2 DISEÑO CONCEPTUAL Y DE CONFIGURACIÓN, SISTEMA DE DIRECCIÓN	18
<i>SISTEMA DE DIRECCIÓN</i>	18
CAPÍTULO 3 DISEÑO CINEMÁTICO, CÁLCULOS	35
<i>Eslabonamiento como lazo</i>	37
<i>Consideraciones o Factores de Diseño</i>	45
<i>SELECCIÓN DE MATERIALES</i>	47
<i>Análisis durante la frenada</i>	48
<i>RESISTENCIAS DEL VEHÍCULO</i>	52
Resistencia por rodadura.....	53
Resistencia por pendiente	54
Resistencia por Inercia R_j	55
Resistencia por rodadura R_r	56
<i>ADHERENCIA EN EJE TRASERO</i>	57
Pendiente máxima superable α	59

<i>Conclusiones del capítulo</i>	60
CAPÍTULO 4 ANÁLISIS DE RESULTADOS	71
<i>Conclusiones del capítulo</i>	90
CONCLUSIONES	91
NOMENCLATURA	92
BIBLIOGRAFÍA	93
MESOGRAFÍA	94
ÍNDICE DE ECUACIONES	95
LISTA DE FIGURAS	96
ÍNDICE DE TABLAS	99
ÍNDICE DEL APÉNDICE	100
Apéndice	103
<i>Sistema de Suspensión</i>	103
<i>Principal Diseño de Suspensión</i>	105

Objetivos

OBJETIVO GENERAL:

“REDISEÑAR EL PUENTE DE SUSPENSIÓN DELANTERA DE UN VEHÍCULO ELÉCTRICO DE REPARTO (VER)”.

OBJETIVOS PARTICULARES

- Realizar el estudio del tipo de suspensión más adecuada para el vehículo.
- Propuesta de modificación del sistema de dirección.
- Rediseñar el puente de suspensión delantera del VER.
- Elaborar los planos de fabricación y de ensamble de los elementos del puente de suspensión.

ALCANCES

- El presente trabajo pretende llegar a la etapa de diseño de detalle del puente de suspensión delantera del VER.
- Elaboración de los planos de la propuesta de suspensión para el vehículo en estudio.

Introducción

El presente trabajo expone la propuesta de mejora del sistema de suspensión delantera del Vehículo Eléctrico de Reparto (V.E.R.). El cual fue desarrollado por alumnos y profesores del Centro de Diseño Mecánico e Innovación Tecnológica CDMIT de la Facultad de Ingeniería, el apoyo de un investigador del Instituto de Ingeniería I.I. y de alumnos de servicio social y un tesista del Centro de Investigaciones de Diseño Industrial CIDI de la Facultad de Arquitectura, todos ellos comprendidos dentro de la UNAM, en colaboración con el Consejo Nacional de la Ciencia y la Tecnología CONACYT y la Dirección de Asuntos del Personal Académico DGAPA. (Zepeda S., 2000).

Debido al rediseño de la suspensión trasera en el que se colocó un eje trasero rígido del tipo vivo, comercial, en un arreglo de suspensión tipo Robert con brazo Panhard, las dimensiones del eje trasero obligaron a elevar la altura del vehículo por lo que fue necesario nivelar ambos ejes, lo que trajo como consecuencia que la dimensión "Track width" o entrevía, disminuyera y que los sistemas de suspensión delantera y de dirección entraran en un rango de desacoplamiento cinemático. Éste desacoplamiento se aprecia durante el movimiento ascendente y descendente de la suspensión con una variación importante en el ángulo "Toe", lo que causa la pérdida de control en línea recta del vehículo. Por lo que éste trabajo se enfoca en proponer un diseño de suspensión delantera que se acople al sistema de dirección actual.

PREFACIO

De manera breve a lo largo de este trabajo se presentará en el capítulo 1 todo lo que compete a las dimensiones del vehículo en estudio, dimensiones, pesos, distancias entre ejes, “Wheel base”, “track width delantero y trasero, características dinámicas, distribución de pesos en los ejes del vehículo.

En el capítulo 2 Diseño conceptual y de configuración, sistema de dirección, planos y configuraciones anteriores, primeros resultados de cargas repartidas, reacciones en cada eje, corrección y comparación del sistema de dirección anterior y modificada.

En el capítulo 3 Análisis Dinámico, Diseño Cinemático.

En el capítulo 4 se presentan los resultados obtenidos mediante la simulación realizada con el Programa Unigraphics NX 8.5, comparados con los resultados obtenidos.

CAPÍTULO 1 ESPECIFICACIONES DEL VEHÍCULO ACTUAL

Se diseñó un sistema de suspensión independiente en las cuatro ruedas. En el eje delantero se instaló un mecanismo de barra de torsión y componentes de una suspensión comercial D21 de Nissan, reforzada con un resorte neumático comercial para camión. Para el eje trasero se contempló la suspensión delantera de una camioneta *Path Finder* de *Nissan*, misma que fue adaptada con una horquilla superior y un resorte neumático de marca *Firestone*.

Los resortes neumáticos fueron instalados para el diseño futuro de autonivelación que se adaptaron con la magnitud de la carga del vehículo.

Durante el desarrollo del proyecto el vehículo ha sufrido diversas modificaciones, entre ellas se encuentra el sistema de suspensión trasera, el cual ahora incluye una barra de torsión. Dicha acción provocó que el vehículo se levantara aproximadamente 6° sobre la vertical, afectando así, el sistema de suspensión delantera y el sistema de dirección. La figura 1.1 muestra una de las propuestas para poder solucionar el problema de amortiguamiento delantero en el vehículo, haciendo pasar en el amortiguador por adentro de la horquilla superior, partiendo del centro de la horquilla inferior; para poder trabajar en conjunto con bolsas de aire instaladas en un puente que empotra al amortiguador en la parte superior.

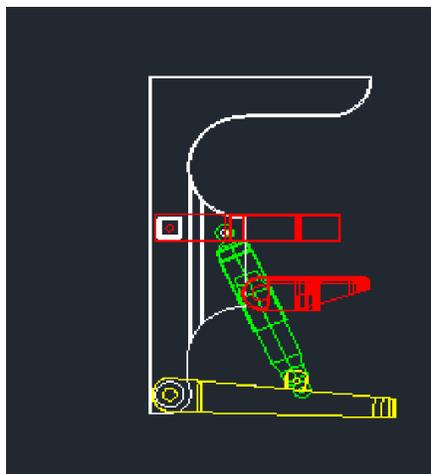


Figura 1.1 Sistema de suspensión propuesto, incluye: pierna para suspensión, dos horquillas (sup. E inf.), puente para bolsas de aire y amortiguador pasado

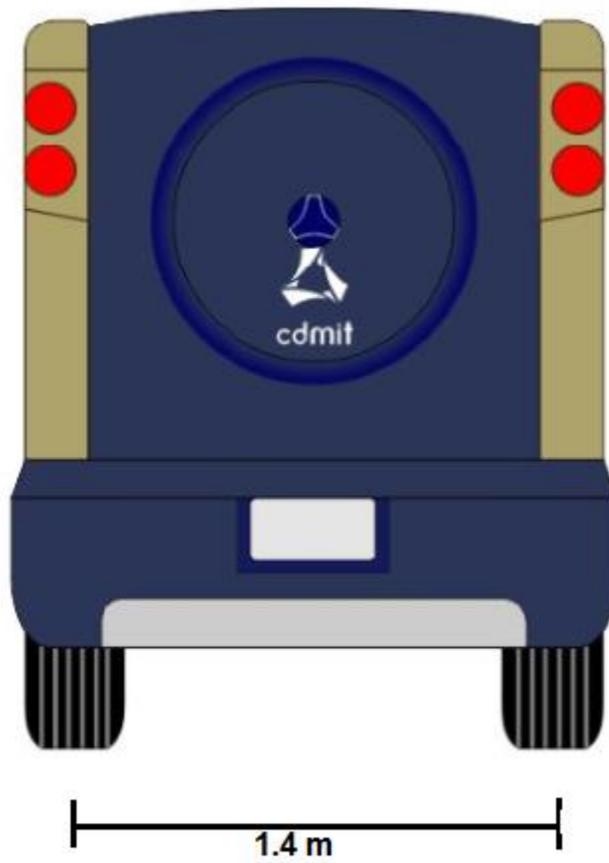
Dimensiones del vehículo (V.E.R)

Característica	Especificación	valor	Unidades
<i>Dimensiones</i>			
▪ Ancho	Distancia entre los costados del vehículo	1.5	m
▪ Largo	Distancia entre defensa delantera y trasera	3.6	m
▪ Altura	Distancia entre el piso y el techo	2.50	m
▪ Tamaño de la cama	Área efectiva que contiene a la mercancía	1.30x1.76	m ²
▪ Distancia entre ejes	Distancia entre ruedas delanteras y traseras	2.36	m
▪ Entre vía	Distancia entre ruedas de cada eje	1.4	m
▪ Diámetro ruedas motrices	Define dimensión del diámetro de las ruedas	0.72	m
<i>Capacidad</i>			
▪ Capacidad efectiva	Carga máxima a desplazar	1.5	Ton

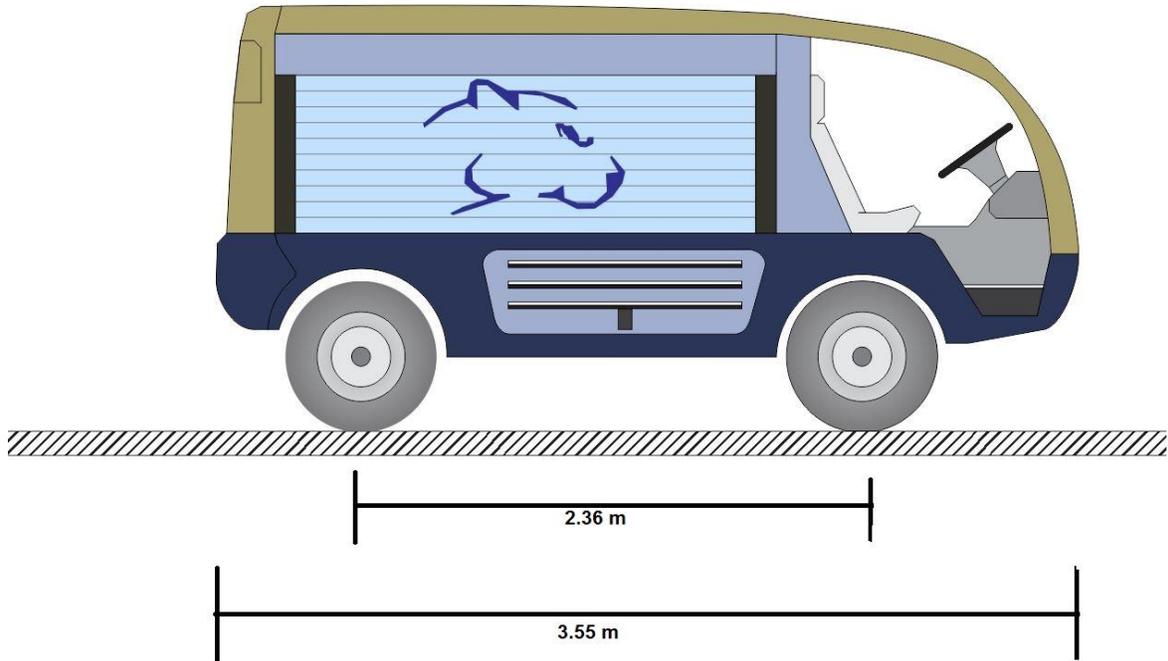
▪ Peso vehicular	Peso del vehículo sin carga ni conductores	2.5	Ton
▪ Peso bruto vehicular	Capacidad efectiva y peso vehicular	4.0	Ton
▪ Autonomía	Distancia máxima por recorrer del vehículo con la energía del banco de baterías	60	Km
▪ Velocidad máxima	Máxima velocidad que puede alcanzar el vehículo	40	Km/hr
▪ Velocidad de crucero	Velocidad promedio a la cual trabaja el vehículo	20	Km/hr

Tabla 1.1 Características del vehículo eléctrico de reparto

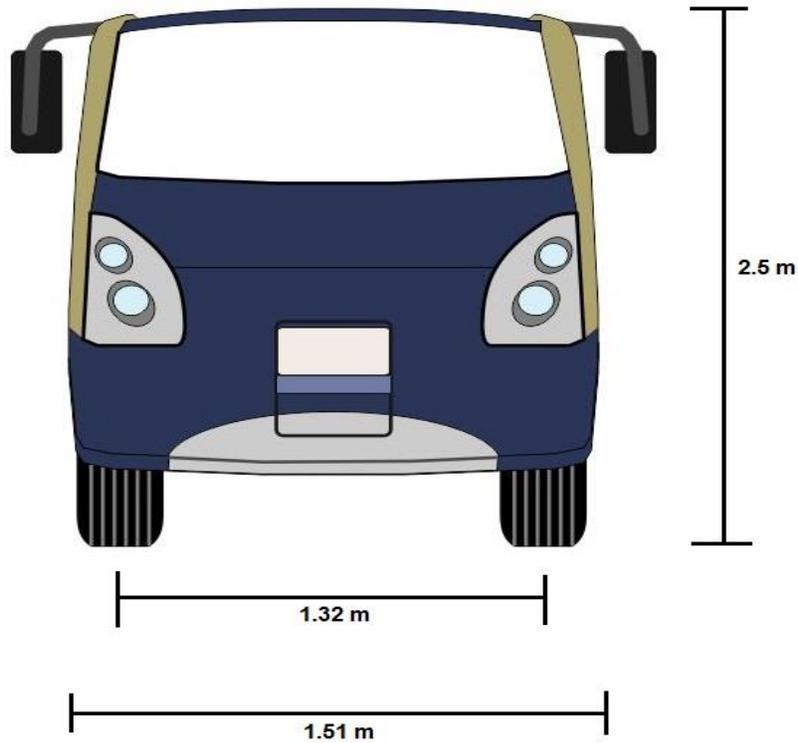
VISTAS CON DIMENSIONES



1.1.a) Vista trasera, track trasero



1.1.b) Vista lateral izquierda



1.1.c) Vista Frontal, track delantero. Menor que el trasero debido a la modificación

Figura 1.1.1 a) b) c) Vistas de la carrocería del vehículo eléctrico y sus dimensiones

En la figura 1.1.1c se puede observar que debido a que el vehículo sufrió una elevación en la parte trasera, está provocado desplazamiento del ángulo *toe in*, esto afecta directamente los sistemas de dirección y suspensión delantera. Se puede observar cómo las llantas delanteras tienden a cerrarse en su distancia entre huellas (track).

El auto cuenta con tracción trasera y empuja las ruedas del eje delantero. La resistencia al rodamiento causa un poco de arrastre que resulta en movimientos de los brazos de la suspensión trasera contra sus bujes compensando esta situación con un ángulo convergente (*toe in*), el cual permite, que las ruedas rueden paralelas unas de las otras, solo que en nuestro caso más adelante se hará la comparación del exceso de ángulo *toe in* y el adecuado.

VISTAS

En la imagen de la figura 1.2, se indica las dimensiones del vehículo y las reacciones estáticas en el mismo.

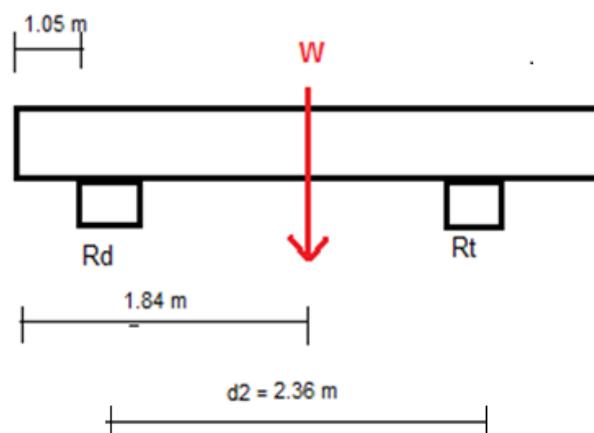


Figura 1.2. Distribución Estática, vista lateral

REACCIONES

Para optimizar de manera adecuada el diseño de la suspensión, es importante conocer de antemano la distribución de fuerzas representadas en el apartado anterior, para poder saber exactamente, la fuerza que recae en cada rueda y obtener así las reacciones estáticas en los ejes, ecuaciones (1.1) y (1.2).

$$\Sigma F_y = -W + R_d + R_T = 0 \quad (1.1)$$

$$\Sigma M_d = W*d_1 - R_T*d_2 = 0 \quad (1.2)$$

De (1.2) se tiene que:

$$R_T = \frac{W*d_1}{d_2} = \frac{(2048 \text{ Kg})*(0.79\text{m})}{2.36 \text{ m}}$$

Reacción trasera.

$$\mathbf{R_T = 685.36 \text{ Kg}}$$

De (1.1) se obtiene entonces:

Reacción delantera

$$R_d = W - R_T = 2048 \text{ Kg} - 685.36 \text{ Kg}$$

$$\mathbf{R_d = 1362.64 \text{ Kg}}$$

Dichos resultados se indican en la figura 1.3.

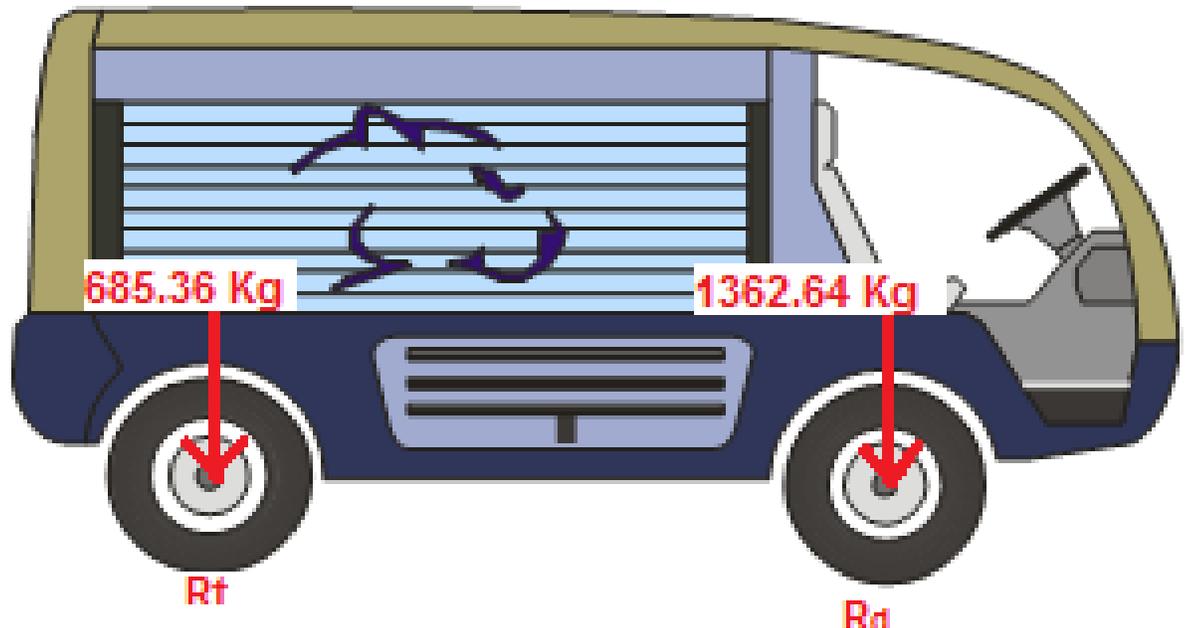


Figura. 1.3 Distribución de Peso. Vista lateral derecha

Características Dinámicas

Para ciertos cálculos es suficiente conocer la situación del centro de gravedad con respecto a los ejes, pero para otros, es necesaria su localización, su ubicación con respecto a los ejes y al suelo. Lo que es requerido para:

- Estudiar la adherencia en pendiente y estabilidad.
- Cálculo de frenos.
- El cálculo de sobrecarga en eje delantero y bastidor, en frenadas.

(Cascajosa, Ingeniería de vehículos, sistemas y cálculos, 2005), cap. II, p.41.

En la tabla 1.2 se muestran los centroides obtenidos de manera geométrica basándonos en la Figura 1.1.c) para la ubicación del centro de Masa.

	A	X	Y	AX	AY
	8.875	17.75	1.25	15.75	11.1
	0.3848	1.05	0.35	0.404	0.135
	0.3848	3.41	0.35	1.3121	0.35
	-4.79	1.75	0.675	-8.5	-3.23
	4.86			8.969	8.355

Tabla 1.2 Tabla de centroides para localización del centro de Masa
G (1.84, 1.72) m

El reparto del peso con vehículo estático, se ve afectado durante la marcha del mismo por la resistencia al aire, por inercia o aceleración (o en frenada) y por pendiente. Las sobrecargas se consideran como suspensión, frenos, etc. (Cascajosa, Ingeniería de vehículos, sistemas y cálculos, 2005), cap. III p. 43.

En la figura 1.4 tomando el momento de la fuerza que se origina en cada situación, respecto a cualquier eje se obtiene sobrecarga o descarga.

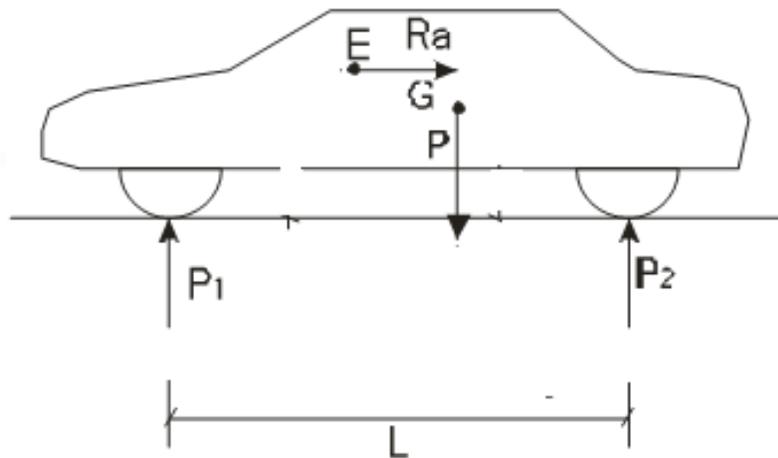


Figura 1.4 Localización del centro de gravedad de un vehículo. (Cascajosa, Ingeniería de vehículos, sistemas y cálculos, 2005), cap. II, p. 43

Dónde:

E Centro de empuje debido a R_a

G Centro de gravedad

P Peso propio estático

P_1 Eje delantero

P_2 Eje trasero

A continuación se muestra la distribución de carga sobre los ejes delantero y trasero, ya que basándonos en la distribución de pesos en un automóvil bajo definición y bajo análisis estático se tiene que el peso repartido en ejes es 55-45% respectivamente; ya que tenemos el motor en la parte trasera del vehículo. A su vez, ésta variante de distribución de peso y ubicación de motor brinda ciertas ventajas y desventajas:

Ventajas

- Se tiene una mejor distribución de pesos en las cuatro esquinas del automóvil.
- Mejor maniobrabilidad por tener una mejor distribución de peso, ayudando en las curvas y al frenado.
- Mayor estabilidad y adherencia en caminos de asfalto.
- El túnel en el piso para la transmisión y el eje cardán permite mayor fortaleza estructural del piso.

Desventajas

- Peso total del vehículo mayor.
- Mayor consumo de combustible, debido al incremento del peso.
- Costo de producción elevado, debido a dimensiones y acondicionamiento especial.

El centroide real se encuentra más atrás del vehículo debido a la localización del motor en la tabla 1.3, d_1 sería mayor por lo que las reacciones estáticas serían diferentes a las calculadas aquí: R_d sería menor y R_t mayor que debido al par producido por el motor y estáticamente la fuerza generada por el motor provoca un *Antisquat (movimiento hacia atrás)* en el vehículo, el brazo de palanca más cercano es el eje trasero, la carga es mayor en ese punto, dicha carga recae en el eje trasero.

Rd	Reacción delantera	$W - Rt$	1362.64	Kg
Rt	Reacción trasera	$(W * d1) / d2$	685.36	Kg
W	Peso del vehiculo	Dato	2048	Kg
d1	Distancia Rd a W	Dato	0.79	m
d2	Distancia Rd a Rt	Dato	2.36	m

Tabla 1.3 Reacciones Dinámicas

Conclusiones del capítulo

En éste capítulo se obtuvieron datos importantes como las reacciones en el eje delantero y trasero del vehículo, dichas reacciones se considerarán en los capítulos siguientes para poder obtener la simulación en un CAD con cargas críticas para consideración de falla del material.

Los datos obtenidos en este capítulo serán utilizados para comparar y corregir resultados anteriores y desarrollar un mejor diseño.

CAPÍTULO 2 DISEÑO CONCEPTUAL Y DE CONFIGURACIÓN, SISTEMA DE DIRECCIÓN

SISTEMA DE DIRECCIÓN

Este conjunto tiene por objeto orientar las ruedas directrices según los deseos del conductor. Cuando se toma una curva, todas las ruedas deben rodar sin deslizarse evitando desgaste no deseado en el vehículo, esto se debe a que las ruedas describen un mismo centro instantáneo de rotación, situado sobre la recta prolongación del eje trasero (figura 2.2, segmento ODC). (Cascajosa, 2005).

El diseño contempló un sistema de dirección delantero y trasero, para la dirección trasera se instaló y adaptó una suspensión delantera de una camioneta Path Finder. El objetivo fue instalar un sistema electrónico de control para esta dirección y mantener una dirección mecánica al frente del vehículo. No se instaló por falta de recursos. (Zepeda S., 2000)

De acuerdo con (Jazar, 2008), el sistema de dirección cumple en su mayoría la condición de Ackerman que se vale dos ángulos de apertura (figura 2.1) la cual establece que:

$$\cot \delta_o - \cot \delta_i = \frac{w}{l} \quad (2.1)$$

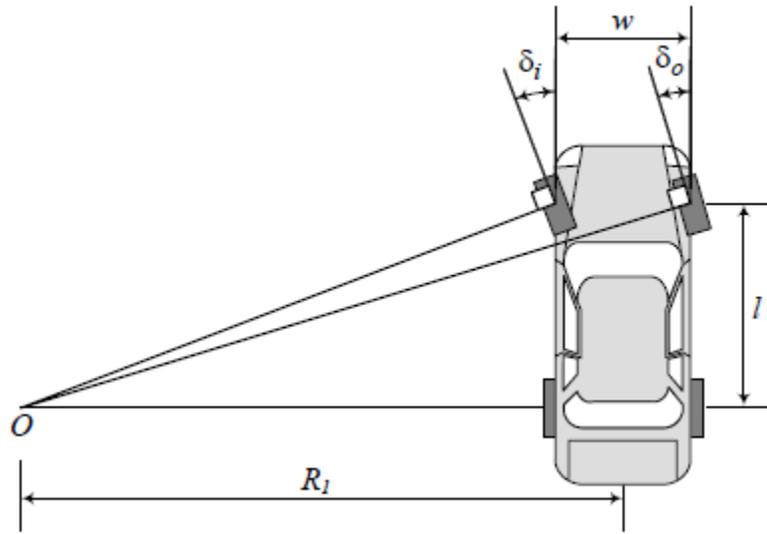


Figura 2.1 Sistema de dirección y condición de Ackerman, (Jazar, 2008), pág. 379

La figura 2.2 muestra los parámetros involucrados en un vehículo que viaja en una curva y que sigue la condición de Ackerman.

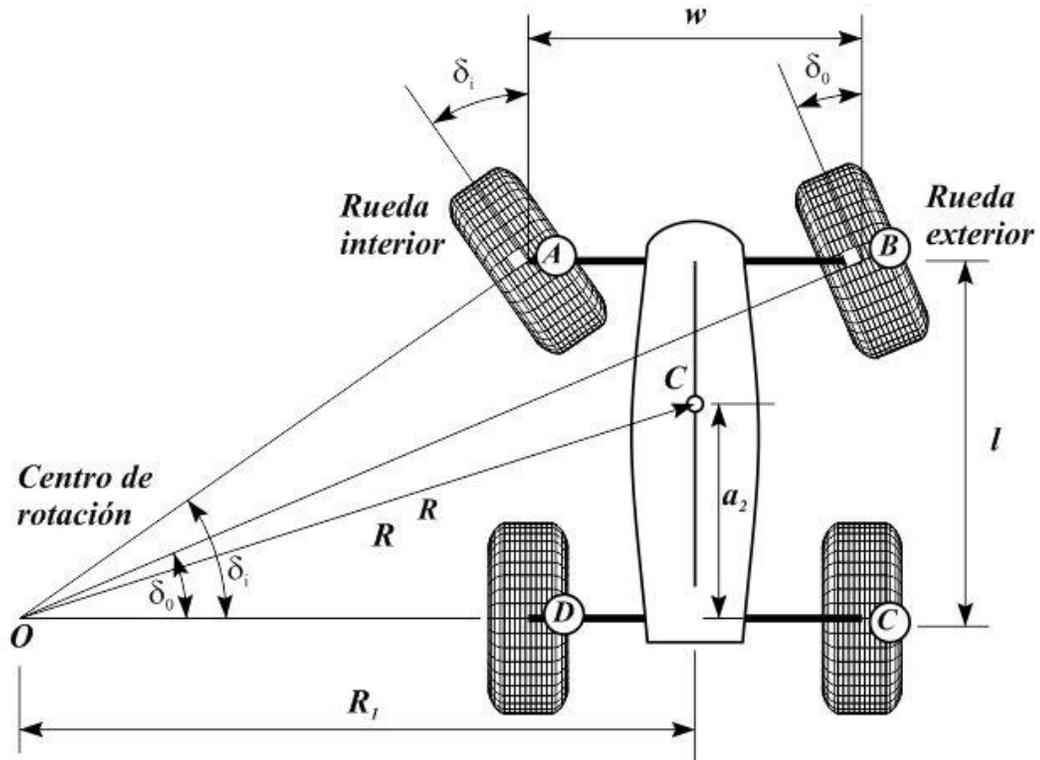


Figura 2.2 Dirección en ruedas delanteras y ángulos de llantas interior y exterior, (Jazar, 2008), pág. 380

Datos obtenidos medidos físicamente y considerando las dimensiones mostradas en la figura 2.2.

AB = 1.34 m
CD = 1.51 m
l = 2.36 m
EO = 8.2 m
GO = 6.76 m
DO = 6.13 m
CDO = 7.755 m
w = 1.4 m
a₂ = 0.64 m
R₁ = 6.88 m
R = 6.85

Obteniendo cálculos mediante definición de (Jazar, 2008).

$$\tan \delta_i = \frac{l}{R - \frac{w}{2}} = \frac{2.36 \text{ m}}{6.85 \text{ m} - \frac{1.4 \text{ m}}{2}} \quad (2.2)$$

$$\delta_i = 21.06^\circ$$

$$\tan \delta_o = \frac{l}{R + \frac{w}{2}} = \frac{2.36 \text{ m}}{6.85 \text{ m} + \frac{1.4 \text{ m}}{2}} \quad (2.3)$$

$$\delta_o = 17.414^\circ$$

Cumpliendo la condición de Ackerman, ecuación (2.1):

$$\cot \delta_o - \cot \delta_i = \frac{w}{l}$$

Sustituyendo valores en ecuación (2.1):

$$\cot (17.414^\circ) - \cot(21.06^\circ) = \frac{1.41 \text{ m}}{2.36 \text{ m}}$$

$$0.5913 = 0.5974$$

La figura 2.3 muestra un grupo de relaciones w/l y el comportamiento de la condición de Ackerman para vehículos con dirección delantera. La relación del vehículo eléctrico es de 0.568, ésta curva muestra la variación de los ángulos δ_i y δ_o .

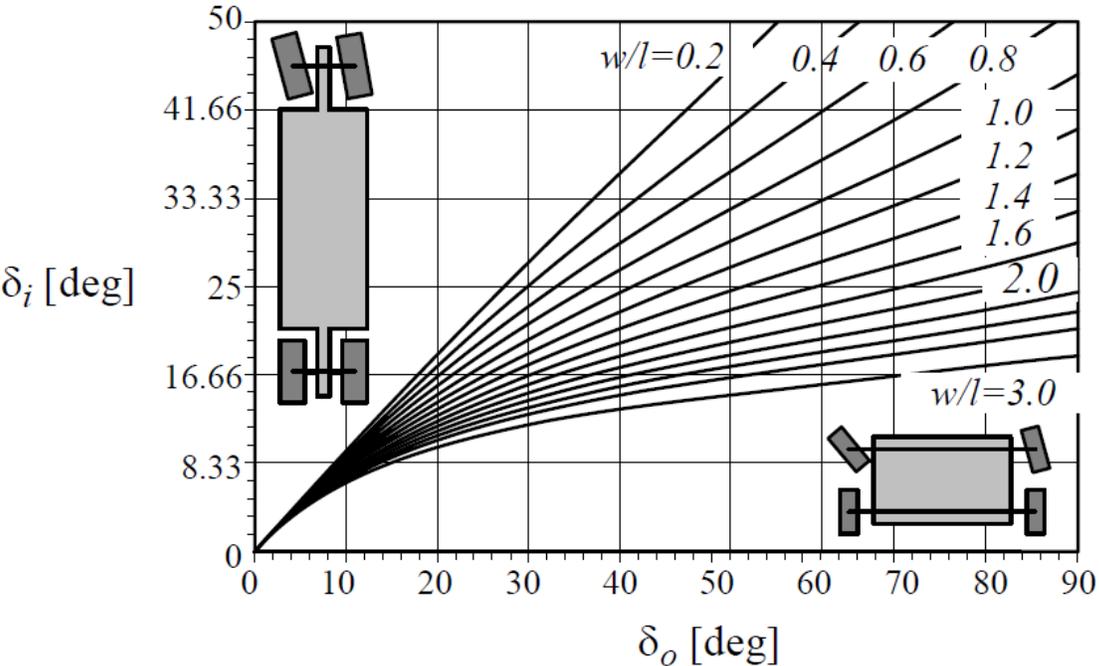


Figura 2.3 Efecto de la relación w/l sobre la condición de Ackerman para vehículos con dirección delantera, (Jazar, 2008), pág. 382

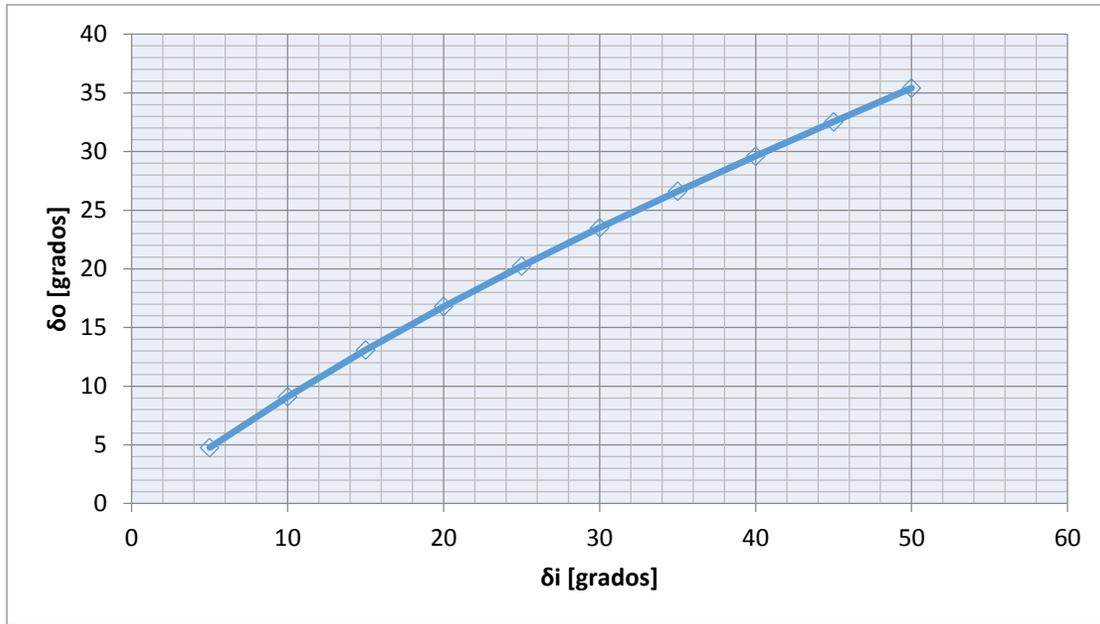


Figura 2.4 Condición de Ackerman para una relación $w/l= 0.5913$

Entonces el radio de curvatura por definición de la ecuación siguiente:

$$R = \sqrt{a_2^2 + l^2 \cot^2 \delta_i} \quad (2.4)$$

Entonces, sustituyendo los valores obtenidos en la ecuación anterior se tiene que:

$$R = 6.162m.$$

Para obtener los valores máximos y mínimos de radio de curvatura para nuestro vehículo se solucionan las ecuaciones (2.5) y (2.6), ecuaciones para obtención de radios de giro mínimo y máximo respectivamente.

$$R_{\min} = \frac{l}{\tan \delta_o} - w \quad (2.5)$$

Y

$$R_{\max} = \sqrt{(R_{\min} + w)^2 + (l + g)^2} \quad (2.6)$$

Si $g = 0.8925$ m y al sustituir se tiene que

$$= \frac{2.36m}{\tan(17.414)} - 1.4 m$$

$$\mathbf{R_{min} = 6.124m}$$

Y

$$= \sqrt{(6.162m + 1.4m)^2 + (2.36m + 0.8925m)^2}$$

$$\mathbf{R_{max} = 7.813m}$$

Entonces:

$$\mathbf{\Delta R = \sqrt{(R_{min})^2 + (l + g)^2} - R_{min}} \quad (2.7)$$

Sustituyendo valores en (2.7) se tiene que:

$$= \sqrt{(6.162m)^2 + (2.36m + 0.8925m)^2} - 6.162m$$

$$\mathbf{\Delta R = 0.805m}$$

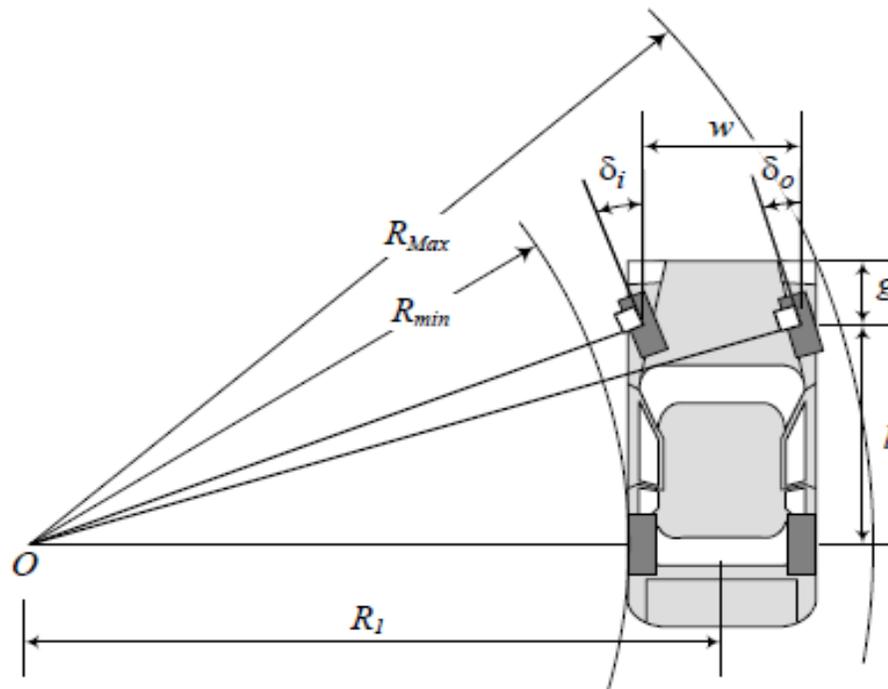


Figura 2.5 Efecto de w/l en condición de Ackerman sobre vehículos de dirección delantera, (Jazar, 2008), pág. 384



Figura 2.6 Sistema de dirección, vista superior (Cascajosa, 2005)

En la figura 2.6 se muestra un croquis de un eje rígido delantero rígido, formado por tres partes; una central (viga), en cuyos extremos se acoplan de forma articulada las manguetas, que son las otras dos.

Al girar la dirección las ruedas llegan a una posición tal que el radio de giro, del arco que describe cada una de las ruedas del vehículo, con centro de rotación único, es perpendicular a la proyección de la rueda sobre el suelo (figura 2.2).

Lo anterior sólo es posible si las bielas forman un trapecio con la parte de eje entre pivotes y la barra de acoplamiento (figura 2.5).

Lo anterior es imposible conseguir empleando un mecanismo basado en un cuadrilátero articulado, en este caso utilizar un mecanismo basado en un trapecio (figura 2.6) es el correcto ya que las longitudes de bielas y barra de acoplamiento hacen que los ángulos δ_o y δ_i cumplan con la relación requerida.

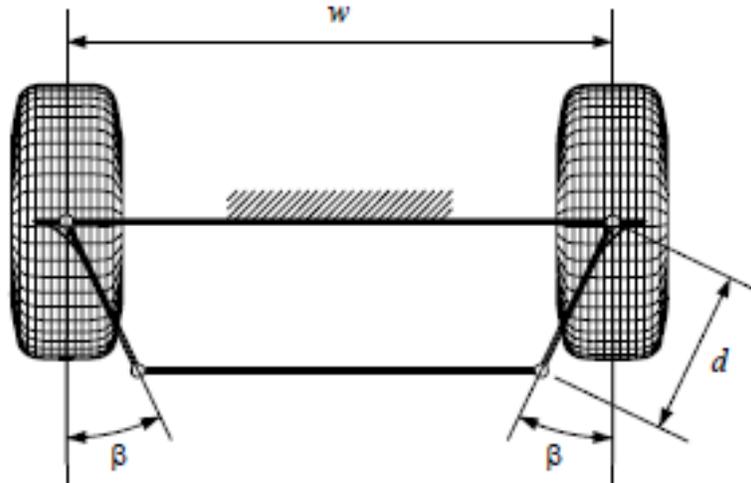


Figura 2.7 Mecanismo trapezoidal de dirección, (Jazar, 2008), p. 385

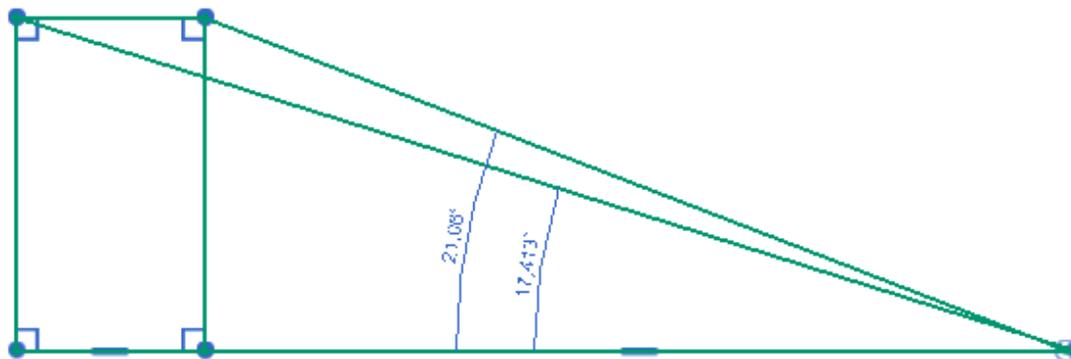


Figura 2.8 Radios de giro del VER

En la figura 2.8 se puede apreciar los ángulos de giro de cada rueda.

$$\delta_i = 21.06^\circ$$

$$\delta_o = 17.414^\circ$$

La relación entre las longitudes de bielas y barra de acoplamiento, en función de a y L' .

L' es la distancia del eje delantero al punto de corte de las prolongaciones de las bielas. Puede ser igual a L , o distinto, normalmente menor (figura 2.8)

d Distancia de la rueda delantero izquierda al punto de corte de la prolongación de las bielas

r Longitud de la biela

l Longitud de la barra de acoplamiento

a Distancia entre pivotes de giro

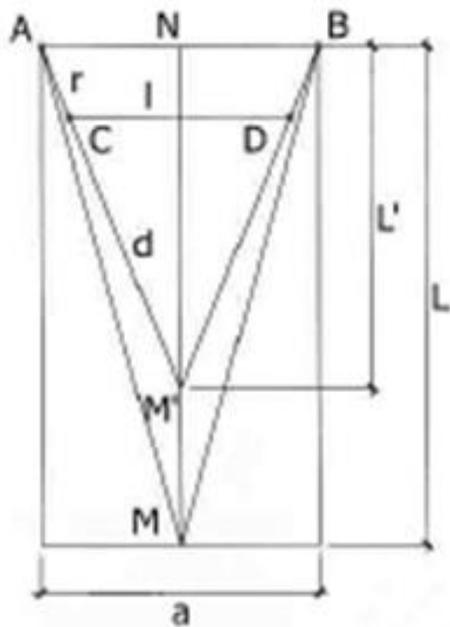


Figura 2.9 Diagrama para el cálculo de la longitud de las bielas. (Cascajosa, 2005)

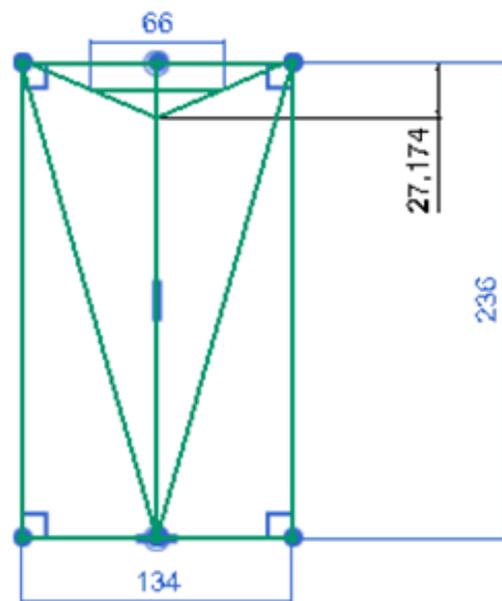


Figura 2.10 Diagrama con las longitudes de bielas actuales

Configuración actual (33 cm de longitud de las bielas)

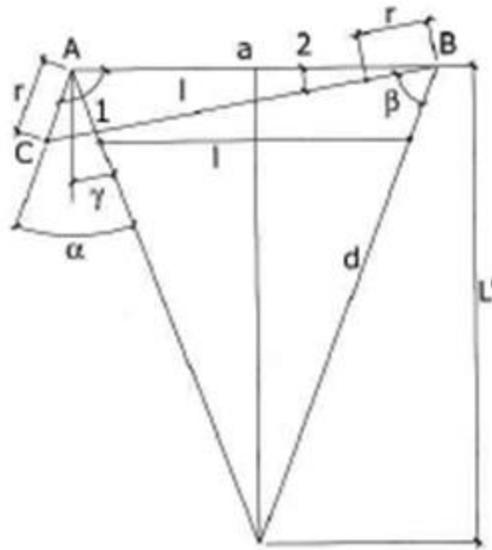


Figura 2.11 Diagrama para relacionar las longitudes de bielas y barra de acoplamiento (Cascajosa, 2005)

Existe relación entre las longitudes de biela y barra de acoplamiento en función de: distancia α , ángulo máximo de giro α y ángulo complementario que forma entre la biela y el eje γ .

$$CB = l + r$$

AC = Ángulo máximo de giro de la rueda delantera izquierda

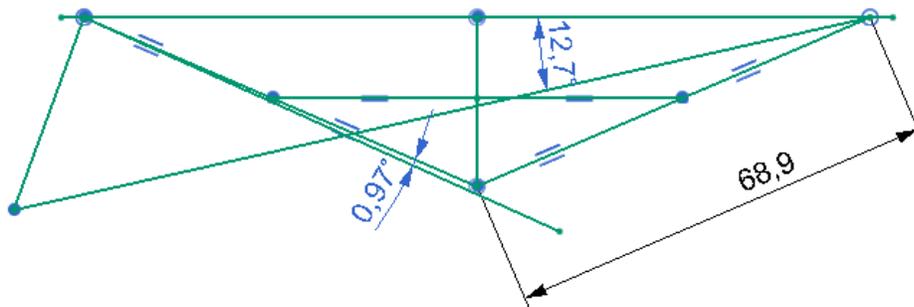


Figura 2.12 Relación entre las longitudes de bielas y barra de acoplamiento

El ángulo de giro de la otra rueda β , se obtiene de:

$$\text{En } \gamma = \frac{a}{2d} \quad \text{y} \quad \frac{r}{\text{sen } 2} = \frac{l+r}{\text{sen } 1} ; \quad \beta = 90 - \gamma - 2$$

Figura 2.11	a	cm	134
	d	cm	68,9
	γ	$^{\circ}$	0,972423803
ángulo de giro de la rueda	β	$^{\circ}$	76,3275762
Figura 2.11	2	$^{\circ}$	12,7

Tabla 2.1 Parámetros obtenidos del ángulo de giro de las ruedas

Con los valores de r y l , se calculan las parejas de ángulos alfa y beta reales, al ir dando valores al primero.

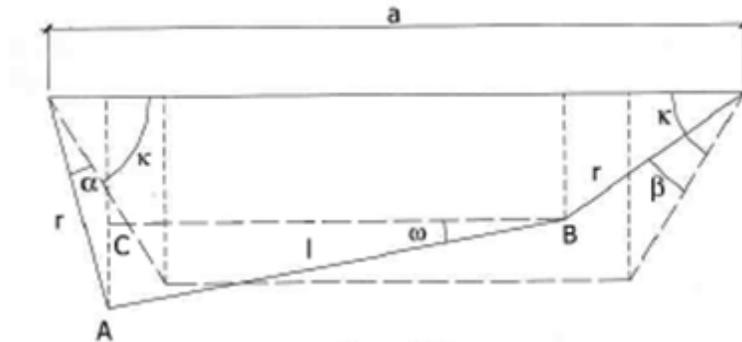


Figura 2.13 Ángulos de giro de las bielas. (Cascajosa, 2005)

Si se tiene que:

$$A = -2r (a - r \cos(K + \alpha))$$

$$B = -2r^2 \text{sen} (k + \alpha)$$

$$C = a^2 + 2r^2 - l^2 - 2ar \cos(k + \alpha)$$

$$k = \arccos \frac{a-l}{2r}$$

$$\lambda = \frac{-B + \sqrt{B^2 - C^2 + A^2}}{C-A}$$

$$K - \beta = 2 \arctan \lambda$$

Dando valores a α se obtienen β reales.

Con las condiciones actuales del vehículo no es posible obtener los valores de beta mediante este método ya que el resultado de la raíz es complejo.

La desviación entre los ángulos beta (β) reales con los ideales (β'), para valores de α .

Los ideales se deducen mediante:

$$\cot \alpha - \cot \beta' = \frac{a}{L}$$

Para un α dado $\beta' = \arccot(\cot \alpha - a/L)$

	α	0	0	2	4	6	8	9	$9,5$	$9,7$	10	12	14	16	$17,$
Desviación de β ideales	β'	0	#jDI	2,	4,	7,	10,	12,	13,	14,	14,	19,	25,	32,	38,
		$V/0!$	$V/0!$	14	62	50	89	82	85	38	93	75	56	53	25

Tabla 2.2 Valores ideales de β dando valores a α

Haciendo una iteración para calcular un nuevo valor de longitud de las bielas obtenemos lo siguiente, de acuerdo con la figura 2.8

Si
$$r = \frac{\sqrt{\left(L' + \frac{a^2}{4}\right)(a-l)}}{a}$$

Entonces

L'	cm	27,174	65,8
l	cm	66	66
a	cm	126,7	126,7
r	cm	43,85073517	43,85421117

Tabla 2.3 Valores calculados de la longitud de las bielas

Resolviendo para estas medidas

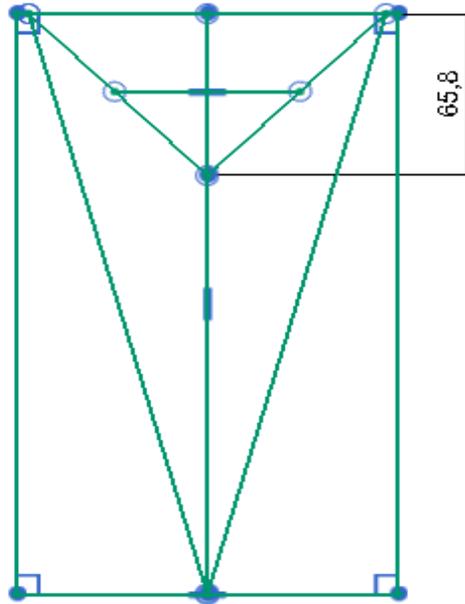


Figura 2.14 Iteración del cálculo de longitud de las bielas

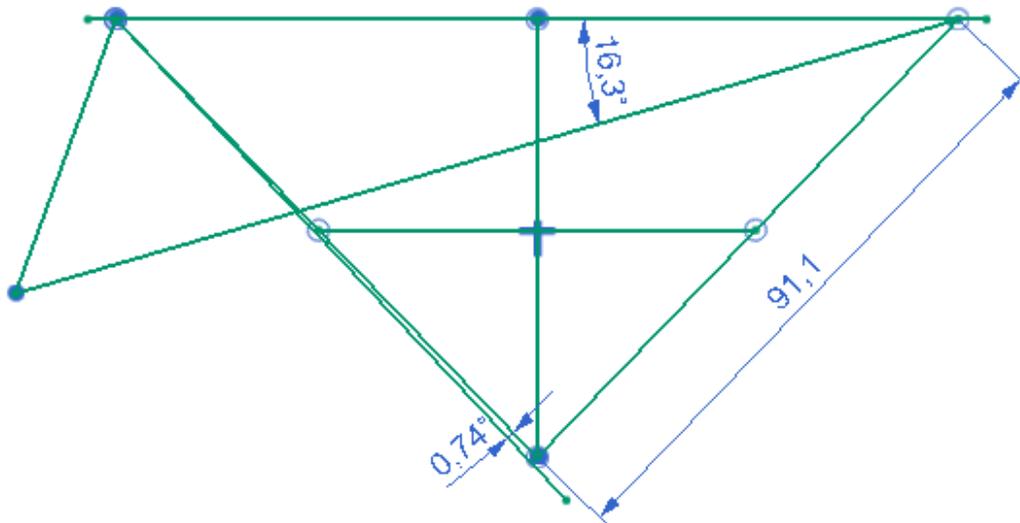


Figura 2.15 Relación entre la longitud de las bielas obtenidas en la iteración y la longitud de la barra de acoplamiento.

Figura 2.13	a	cm	134
	d	cm	91,1
	γ	$^{\circ}$	0,735455543
ángulo de giro de la rueda	β	$^{\circ}$	72,96454446
Fig. 2.13	2	$^{\circ}$	16,3

Tabla 2.4 Parámetros obtenidos del ángulo de giro de las ruedas después de la iteración

Fig. 2.14	a	cm	126,7
	l	cm	66
	r	cm	43,85
	k	$^{\circ}$	43,79913435

Tabla 2.5 Parámetros para la obtención de los ángulos de desplazamiento de las bielas

fig 2.12	α	$^{\circ}$	0	2	4	6	8	9	9,5	9,75	10	12	14	16	17,4
	A		833 5,92	843 0,5	852 8,35	862 9,34	873 3,37	878 6,47	881 3,29	882 6,76	884 0,28	894 9,97	906 2,29	917 7,1	925 9,71
	B		266 1,7	275 6,94	284 8,83	293 7,25	302 2,09	306 3,14	308 3,31	309 3,31	310 3,25	318 0,63	325 4,13	332 3,66	337 0,39
	C		752 2,51 5	779 5,80 2	807 8,52 7	837 0,34 6	867 0,90 3	882 4,34 4	890 1,83 5	894 0,77	897 9,83 1	929 6,75 6	962 1,29	995 3,03 8	101 91,7 2
	λ		0,44 973 1	0,43 064 2	0,40 927 3	0,38 512 5	0,35 732 5	0,34 157 4	0,33 309 3	0,32 867 5	0,32 412 6	0,28 098 6	0,19 456 4	#iN UM!	#iN UM!
	β	$^{\circ}$	4,63	2,80	0,72	1,67	4,47	6,08	6,95	7,41	7,88	12,4 1	21,7 8	#iN UM!	#iN UM!
	Desviación de β ideales	β	$^{\circ}$	#iDI V/O!	2,14	4,62	7,50	10,8 9	12,8 2	13,8 5	14,3 8	14,9 3	19,7 5	25,5 6	32,5 3

Tabla 2.6 Cálculo de los valores de β reales e ideales dando valores a α

Para la obtención de la curva de error, mediante sus coordenadas (x e y). En la figura se cumple para parejas de α y β que:

$$x = \frac{a \tan \beta}{\tan \alpha + \tan \beta} \quad y = \frac{a \tan \beta}{\tan \alpha + \tan \beta} \tan \alpha$$

Para obtener la línea ideal

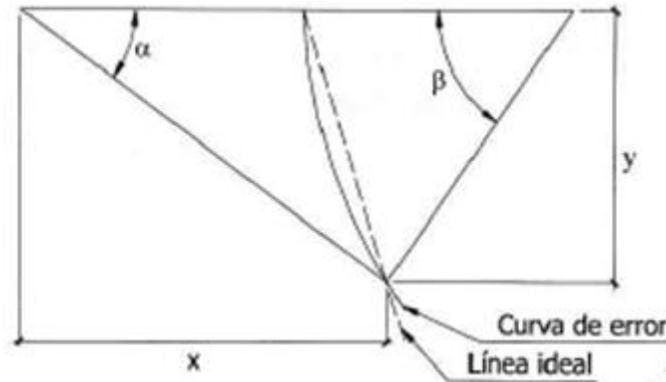


Figura 2.16 Diagrama de la curva de error y la línea ideal de movimiento de las bielas (Cascajosa, 2005)

curva de error	x	#iDIV /O!	85,59 68	10,51 83	15,63 141	29,76 283	34,97 451	37,33 753	38,47 938	39,60 258	48,77 231	69,57 898	#iNU M!	#iNU M!
	y	#iDIV /O!	2,989 11	0,735 51	1,642 927	4,182 894	5,539 418	6,248 16	6,611 967	6,983 003	10,36 687	17,34 799	#iNU M!	#iNU M!
línea ideal	x	#iDIV /O!	65,54 705	67,90 792	70,45 811	73,22 835	74,70 74	75,47 269	75,86 21	76,25 614	79,58 764	83,28 043	87,40 73	90,63 672
	y	#iDIV /O!	2,288 953	4,748 584	7,405 445	10,29 157	11,83 249	12,62 98	13,03 549	13,44 601	16,91 687	20,76 414	25,06 364	28,42 815

Tabla 2.7 Valores x,y para la curva de error y la línea ideal de movimiento de las bielas

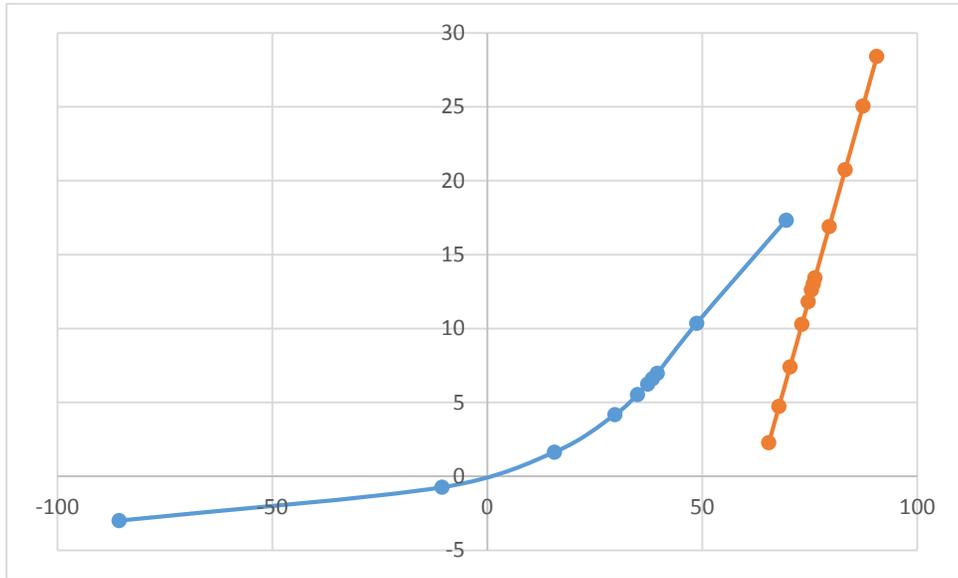


Figura 2.17 Curva de error (azul) y línea ideal (naranja) de nuestro caso de estudio



Figura 2.18 Ejemplo de grafica de curva de error y línea ideal del movimiento de las bielas (Cascajosa, 2005)

Conclusiones del capítulo

La diferencia entre los ángulos de beta real e ideal no es muy grande, por lo que podemos suponer que el dispositivo está funcionando con un margen de error pequeño, y que continuaría así aun aumentando la longitud de las bielas tal como se hizo en la iteración. Sin embargo, las ecuaciones no nos permiten obtener información suficiente para comparar la curva real con la curva ideal y llegar a una conclusión acerca del funcionamiento del sistema de dirección con las condiciones actuales ni con el cálculo de nuevas longitudes de bielas. Se realizó una iteración con una longitud mayor de la barra estabilizadora ajustándola a una medida comercial 1.20 m, sin embargo no se obtuvieron resultados satisfactorios, por lo que resulta factible mantener la barra actual y cambiar las longitudes de bielas en lo posible o realizar modificaciones mayores en el sistema, lo cual podría implicar la fabricación de la barra estabilizadora de la longitud que los cálculos arrojen más adecuada.

CAPÍTULO 3 DISEÑO CINEMÁTICO, CÁLCULOS

Considerando el sistema de suspensión similar al mostrado en la figura 3.1, que muestra:

Horquilla superior (X-A)

Barra de dirección (Y-B)

Horquilla inferior (Z-C)

Rotulas (X), (Y) y (Z)

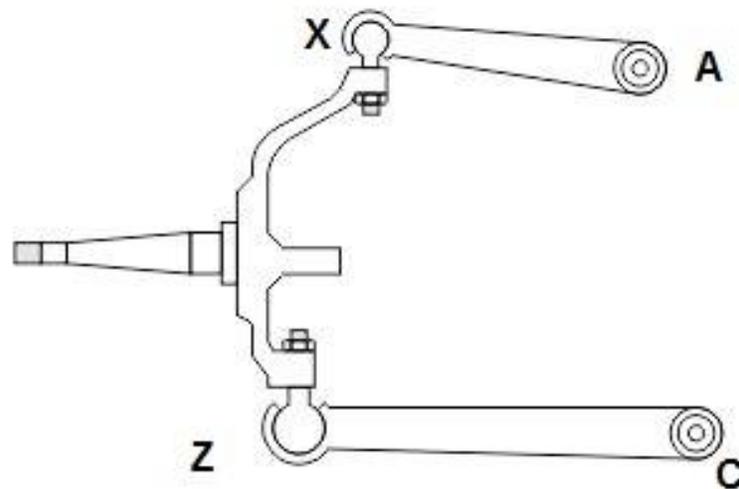


Figura 3.1 Suspensión doble horquilla

Dicha figura presenta una configuración diferente a la que el VER tiene actualmente, dado que las posiciones de las horquillas no son totalmente horizontales, se tiene una cierta inclinación, en la figura 3.2 a y 3.2 b se muestra el esquema que permitió generar las ecuaciones para determinar las posiciones de los eslabones y sirvió de ayuda para posteriores cálculos.

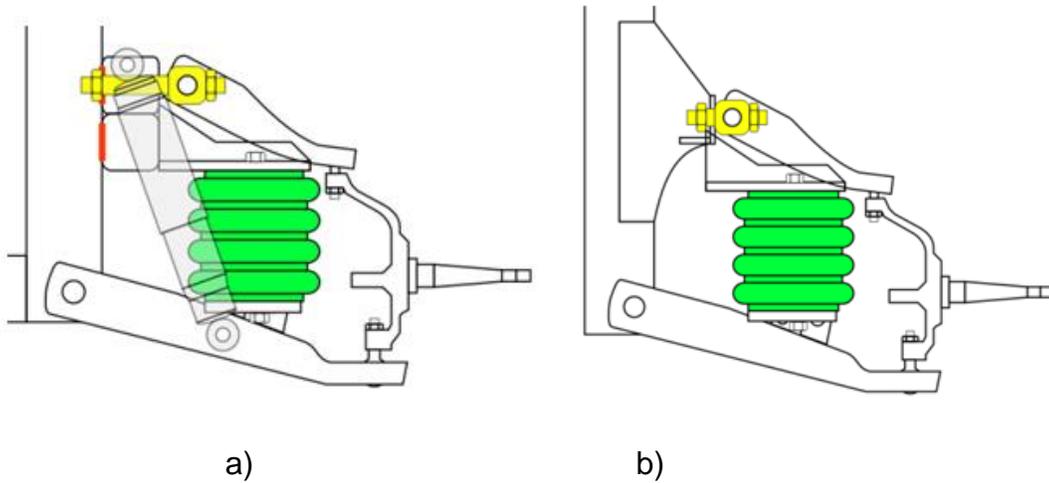


Figura 3.2 Configuración actual del VER del lado izquierdo, en ésta la configuración actual la posición del amortiguador no permite que este trabaje ya que se encuentra lateral a las horquillas y está sufriendo deformación, en la figura b) se puede ver que no hay amortiguador, esto debido a que no trabajan en ese espacio reducido entre las horquillas.

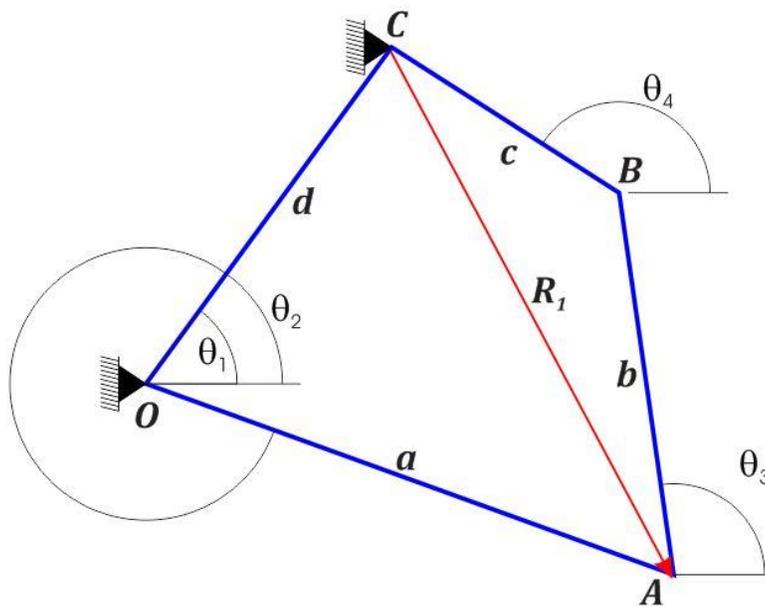
En la figura 3.3 se hace la propuesta de Suspensión del VER, dónde se puede apreciar el cambio de posicionamiento del amortiguador, entre horquillas y la bolsa de aire en la parte superior.

Como primer paso para el análisis de la suspensión se debe determinar la posición de las horquillas. Si partimos de usar partes comerciales de una camioneta NISSAN PATH FINDER, tenemos como datos iniciales las longitudes entre las articulaciones de las horquillas y el manguillo:

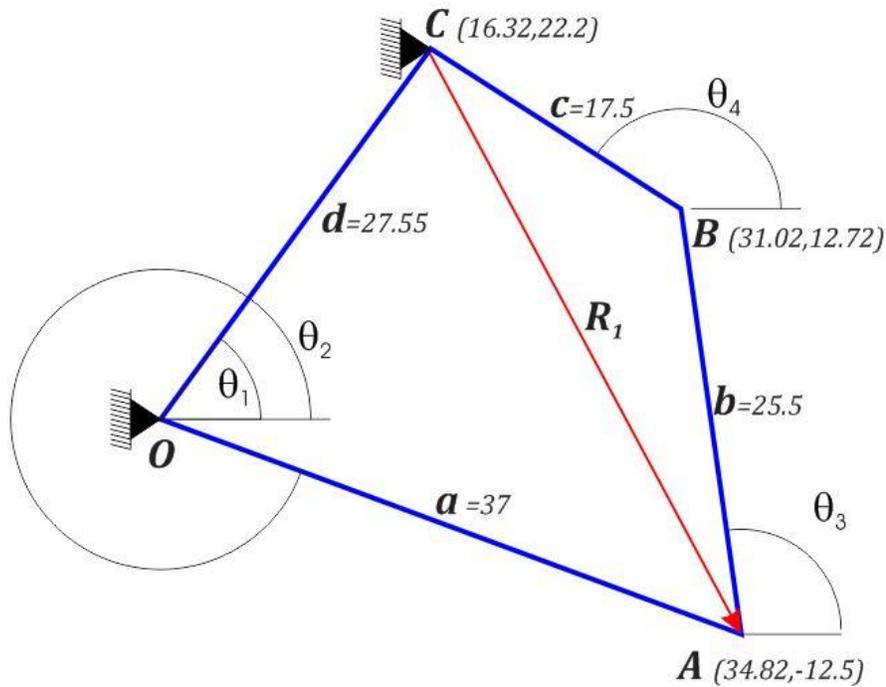
Horquilla superior 18.47 cm

Horquilla inferior 39 cm

Manguillo 23.35 cm



a)



b)

Figura 3.4 a) y b) Lazo vectorial de posición de un mecanismo de cuatro barras, a) posicionamiento actual, b) vector R_1 indica el *tire roll center*

Vector a	Horquilla inferior
Eslabón b	Mangueta
Eslabón c	Horquilla superior
Eslabón d	Carrocería
R	Resultante de posición del centro de la rueda al origen
E	Representa el <i>tire roll center</i> de la llanta

De acuerdo con los resultados obtenidos se tiene que los rangos de posición de la horquilla superior son más amplios, ya que la posición más adecuada de la horquilla está entre 21 y 23 cm.

Sabiendo que:

$$a = 39 \text{ cm}$$

$$b = 23.35 \text{ cm}$$

$$c = 18.47 \text{ cm}$$

Al extender el vector R_1 , hasta el tire roll center (posición media de la huella de la llanta), se tiene que la posición de la horquilla superior afecta directamente la posición de este, por lo cual los cálculos para evitar el menor desplazamiento posible de este punto se ve reflejado en la tabla 3.1 donde se puede notar que la posición óptima para evitar dicho desplazamiento se encuentra entre los valores de 21.8 cm y 22.5 cm.

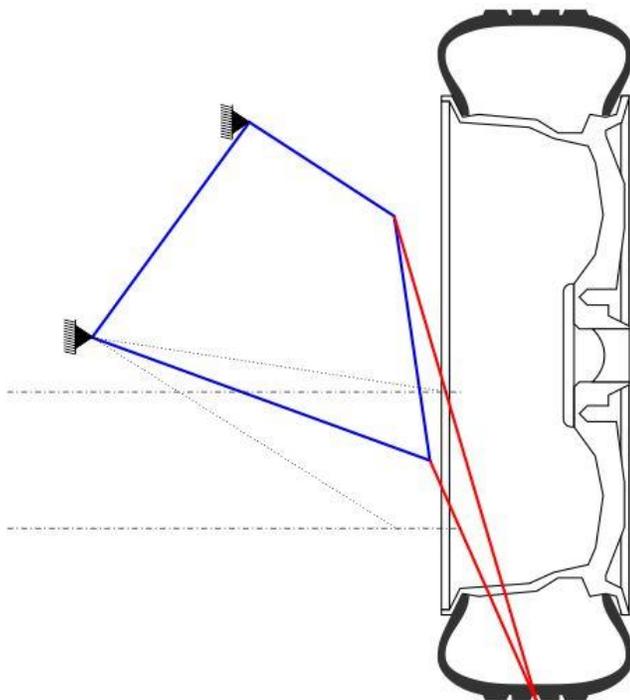


Figura 3.5 Extensión del vector R_1 que marca la posición del tire roll center

Variable y_C	x_C	x_C	longitud eslabon d	valor de θ_1
21	46.44	15.60	26.16	53.388
21.1	46.38	15.66	26.27	53.423
21.2	46.33	15.71	26.39	53.457
21.3	46.27	15.77	26.50	53.489
21.4	46.22	15.82	26.62	53.519
21.5	46.16	15.88	26.73	53.547
21.6	46.10	15.94	26.85	53.573
21.7	46.04	16.00	26.96	53.598
21.8	45.98	16.06	27.08	53.621
21.9	45.92	16.12	27.19	53.642
22	45.86	16.18	27.31	53.662
22.1	45.79	16.25	27.43	53.680
22.2	45.73	16.31	27.55	53.696
22.3	45.66	16.38	27.67	53.710
22.4	45.60	16.44	27.79	53.722
22.5	45.53	16.51	27.91	53.733
22.6	45.46	16.58	28.03	53.742
22.7	45.40	16.64	28.15	53.749
22.8	45.33	16.71	28.27	53.755
22.9	45.25	16.79	28.39	53.759
23	45.18	16.86	28.52	53.761

Tabla 3.1 longitudes de los vectores (cm)

La tabla muestra la longitud del eslabón “d” las coordenadas de “C” están definidas por la altura (1er columna) valor de “ y_C ”, y se calcula “ x_C ” 4ta. columna con lo que se determina el ángulo θ_1 .

$$k_1 = \frac{d}{a} = 0.67$$

$$k_2 = \frac{d}{c} = 1.41$$

$$k_3 = \frac{(a^2 + b^2 + c^2 + d^2)}{2ac} = 1.38$$

$$k_4 = \frac{d}{b} = 1.11$$

$$k_5 = \frac{(c^2 - d^2 - a^2 - b^2)}{2ab} = -1.32$$

(3.1)

a=	37.00	h=	31.02		
b=	25.50	k=	12.72		
c=	17.50	r=	17.50		
d=	?				
Variable	y_c	x_c	x_c	longitud eslabon d	valor de θ_2
	22.20	45.73	16.31	27.55	53.70

Tabla 3.2 a) Valores de los eslabones

valor de θ_2	x_A	y_A	θ_{A1}	R	θ_{A2}	θ_{A3}	valor de θ_1	x_B	y_B	α	x_n	y_n
340.25	34.82	-12.50	73.44	39.33	118.08	19.49	98.59	31.02	12.71	66.12	45.76	-37.20
353.00	36.72	-4.51	60.70	33.62	127.39	30.71	96.69	33.76	20.82	68.02	46.83	-29.56
352.50	36.68	-4.83	61.20	33.85	127.01	30.35	96.66	33.73	20.50	68.05	46.78	-29.88
352.00	36.64	-5.15	61.70	34.08	126.62	29.99	96.64	33.69	20.18	68.07	46.73	-30.21
351.50	36.59	-5.47	62.20	34.31	126.24	29.62	96.62	33.65	19.86	68.09	46.67	-30.53
351.00	36.54	-5.79	62.70	34.54	125.87	29.25	96.61	33.61	19.54	68.09	46.62	-30.85
350.50	36.49	-6.11	63.20	34.76	125.49	28.87	96.61	33.56	19.22	68.09	46.57	-31.17
350.00	36.44	-6.42	63.70	34.99	125.11	28.49	96.62	33.50	18.90	68.09	46.52	-31.48
349.50	36.38	-6.74	64.20	35.22	124.74	28.10	96.64	33.43	18.59	68.07	46.47	-31.80
349.00	36.32	-7.06	64.70	35.45	124.37	27.71	96.66	33.36	18.27	68.05	46.42	-32.11
348.50	36.26	-7.38	65.20	35.67	124.00	27.31	96.69	33.29	17.95	68.02	46.37	-32.42
348.00	36.19	-7.69	65.70	35.90	123.63	26.90	96.73	33.20	17.63	67.98	46.32	-32.73
347.50	36.12	-8.01	66.20	36.13	123.26	26.48	96.78	33.11	17.31	67.93	46.27	-33.04
347.00	36.05	-8.32	66.70	36.35	122.89	26.06	96.83	33.02	17.00	67.88	46.22	-33.34
346.50	35.98	-8.64	67.20	36.58	122.53	25.63	96.90	32.92	16.68	67.81	46.18	-33.65
346.00	35.90	-8.95	67.70	36.80	122.17	25.20	96.97	32.81	16.36	67.74	46.13	-33.95
345.50	35.82	-9.26	68.20	37.02	121.80	24.75	97.05	32.69	16.04	67.66	46.09	-34.25
345.00	35.74	-9.58	68.70	37.25	121.44	24.30	97.14	32.57	15.73	67.57	46.05	-34.54
344.50	35.65	-9.89	69.20	37.47	121.08	23.84	97.24	32.44	15.41	67.46	46.01	-34.84

Tabla 3.3 valores de los ángulos entre eslabones

Se dibujó el sistema de suspensión en GEOGEBRA que muestra la posición anterior (figura 3.3) y la comparación después de haber modificado la posición de las horquillas (figura 3.4).

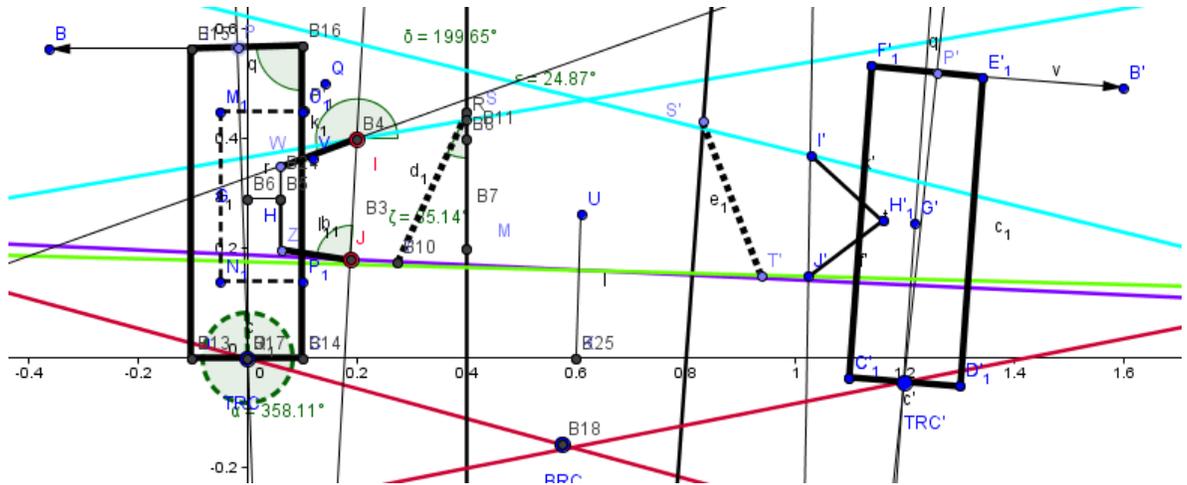


Figura 3.6 a) Posición sin modificar horquillas

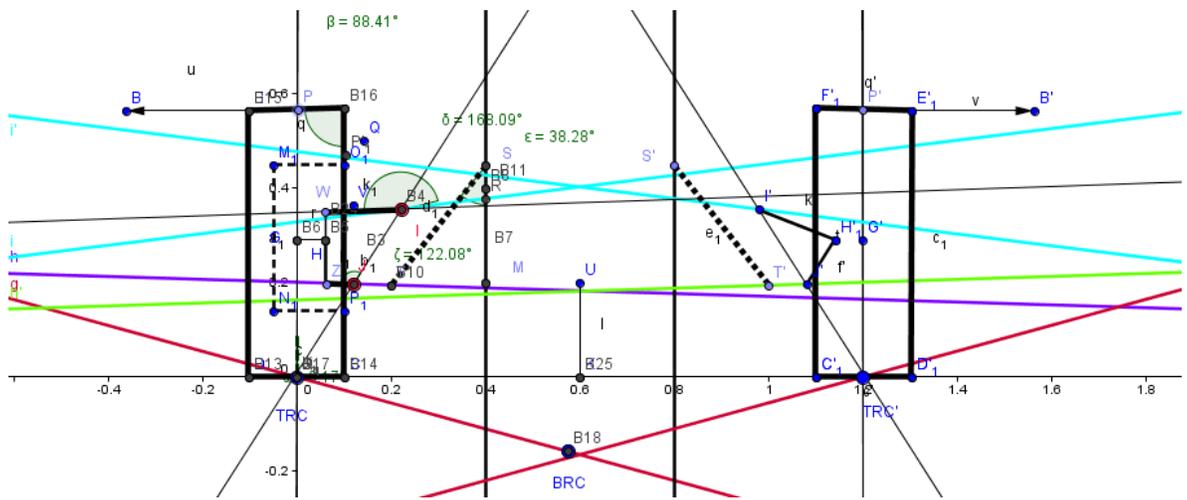


Figura 3.6 b) Modificación de posición

A continuación se muestran las iteraciones para posicionamiento de horquillas en CAD Solid Works, esto con la finalidad de observar la variación de los ángulos entre eslabones. Ver figura 3.6 a), b).

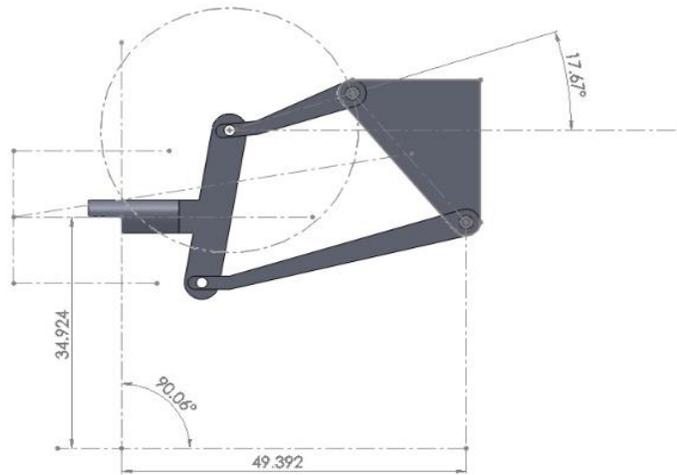


Figura. 3.7 a), b) iteraciones para posicionamiento de horquillas en Solid Works

Una vez obtenida la posición óptima para la horquilla superior se lleva a simulación en CAD Solid Works para corroborar resultados en los movimientos que generan cambios de parámetros.

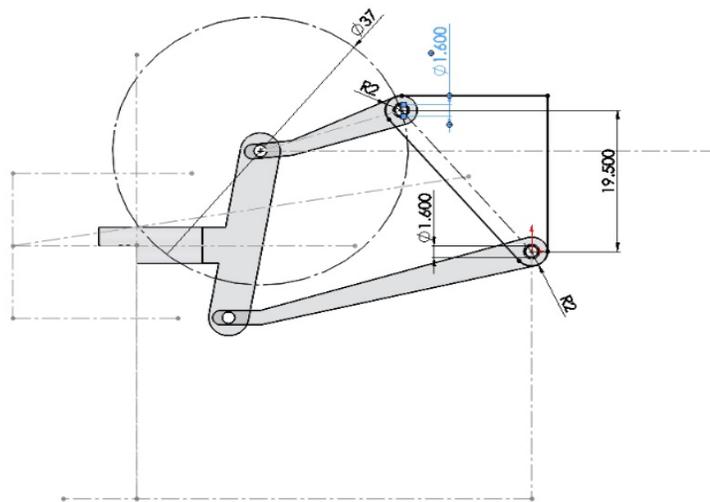


Figura. 3.7 b)

Consideraciones o Factores de Diseño

El diseño de un nuevo producto parte de un modelo físico o virtual. Con dichas dimensiones y características de ese modelo se realizan los planos de fabricación y se establecen condiciones bajo las que el cliente requiere su producto final.

En este caso se trata del rediseño de un producto, tomando como base el modelo de la pieza anterior, habiendo analizado las posibles modificaciones a la pieza.

Algunos de estos factores se refieren directamente a las dimensiones, al material, al procedimiento de manufactura, al ensamble del sistema, o bien a otros relacionados con las características de la configuración del sistema.

Los factores a considerar para diseño son los siguientes:

- Resistencia
- Costo
- Confiabilidad
- Condiciones térmicas
- Corrosión
- Desgaste
- Utilidad
- Control
- Acabado de la superficie
- Peso
- Estabilidad
- Forma
- Rigidez
- Mantenimiento
- Volumen
- Seguridad

Elaborando el proceso de planificación y diseño del proyecto se tiene que la necesidad a satisfacer es cumplir con el buen funcionamiento del sistema de suspensión, los recursos con los que se contaron eran pocos, ya que se mencionó uno de los objetivos era poder manufacturar dentro de las instalaciones del CDM un nuevo sistema de suspensión, las alternativas propuestas se verán más adelante en el capítulo 4 donde se proponen modificaciones al diseño.

Se llegó a una etapa de pre factibilidad donde se analizaron ofertas existentes, costos de inversión y capital.

En esta etapa considerando que se cuentan con alternativas patentadas tales como, el usual posicionamiento de amortiguadores y bolsa de aire, se optó por seguir con el proyecto.

Se hace un segundo enfoque cuantitativo, con recolección de datos para localizar los precios y de igual manera se definen ciertos aspectos en el estudio de mercados, tales como:

Es necesario emprender una clara definición del producto/servicio basándose en los siguientes puntos:

- Descripción de producto y servicio
- Estándares de calidad.
- Patentes, marcas registradas.
- Capacidad de producción.

En la etapa de inversión y diseño se consideran todos los requerimientos y especificaciones que exige el proyecto.

En la etapa de operación este proyecto entrega los servicios que justifican su implementación.

El presupuesto dentro de un proyecto es un elemento muy importante a tener en cuenta para la viabilidad y planeación de un proyecto.

ANÁLISIS FINANCIERO

El presupuesto con el que se contaba en este proyecto era de:

Concepto	Costo (pesos)
Corte por chorro de agua del perfil de la pierna	1100
Corte por chorro de agua de piezas complementarias de la pierna y el puente	300
Lamina de acero para el banco de baterías	400 2 hojas
Electrodos para soldar	310 Caja
Tornillos y sujetadores	310 50 piezas
Doblado	Taller
Corte de lamina	Taller
Soldadura	Taller
Energía Electrica	Taller
Instalación	Taller

SELECCIÓN DE MATERIALES

Ya que los elementos del sistema de suspensión trabajan bajo carga y en condiciones de posición cambiantes se busca un material que pueda adaptarse a dichas solicitudes; haciendo una comparación entre diferentes materiales que se pueden usar para manufacturar las piezas de la suspensión se decidió por un acero

estructural comercial (placa negra laminada en caliente) ya que es maleable, se logra cierto acabado superficial y las propiedades mecánicas uniformes son aptas para las condiciones a las que va a trabajar la pieza.

A comparación del acero laminado en caliente, el laminado en frío tienen una mayor resistencia y dureza, mejor superficial y menos ductilidad.

De acuerdo con los resultados, la carga y el esfuerzo cortante al que estará sometida la pieza, se propone usar como mínimo 6 unidades de tornillería de $\frac{1}{2}$ " y $2 \frac{1}{2}$ " de longitud, grado 8 o grado 5, se decide usar grado 8 ya que son de uso comercial, usados en motores de automóviles y en los proyectos de construcción de alta resistencia (anexo tabla 3.4).

Análisis durante la frenada

Suponiendo que ambas horquillas se mueven con la misma velocidad y se les aplica la misma fuerza durante el frenado. Se desprecia el peso que carga la oreja que va soldada al chasis, las juntas 1 y 2 no soportan el momento en Z (ver fig. 3.7).

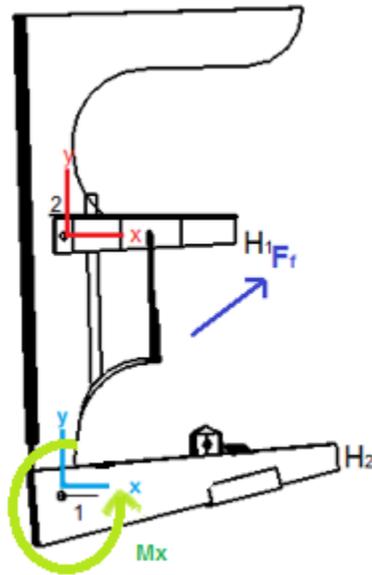


Figura 3.8 Vista lateral de pierna para suspensión en Nx 8.5

Para ambos casos (\$H_1\$, \$H_2\$) se presenta el mismo caso:

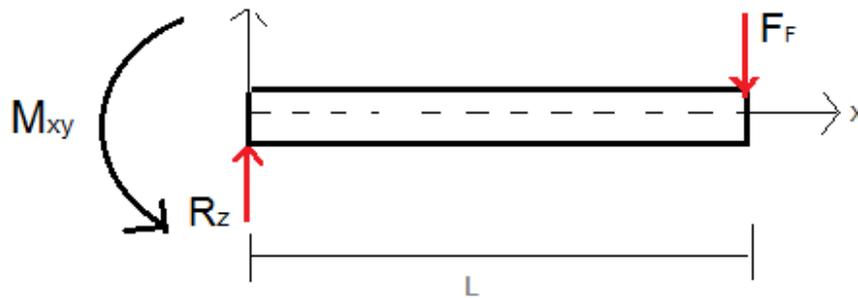


Figura 3.9 Momento y Reacciones en juntas 1 y 2

\$L\$ = longitud de la horquilla

$$\Sigma F_z = R_z - F_z = 0 \quad \rightarrow \quad R_2 = F_F$$

La fuerza de reacción actúa en la junta por lo que también lo hace en la oreja directamente.

$$\Sigma M_0 = M_{ry} - F_{FL} = 0 \quad \rightarrow \quad M_{ry} = F_F * L$$

El momento de reacción actúa en la junta y se puede aplicar como el momento de un par en los extremos de ésta.

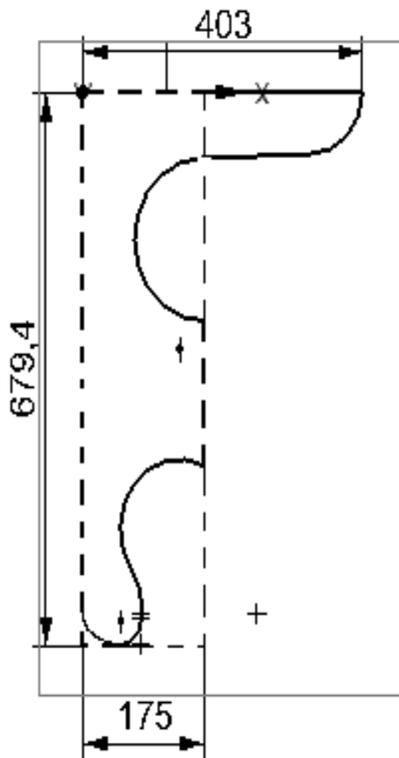


Figura 3.10 Aproximación a placa rectangular

Se hace una aproximación a una placa rectangular (línea punteada)

De las curvas de concentradores de esfuerzo se tiene:

$$= \frac{d}{w} \quad (3.2)$$

$$= \frac{10 \text{ mm}}{679.45 \text{ mm}} = 0.01472$$

Los barremos se encuentran separados como para considerar que interactúan.

$K_t \rightarrow$ factor de concentración = 1 $\rightarrow d/w < 0.5$ tomado de tabla 3.6 (Norton, Diseño de Maquinaria., 2000).

$$\sigma_{nom} = \frac{6Nw}{(w^3 - d^3)*t} \quad (3.3)$$

A-21-4 Placa plana con un agujero en el centro sometida a tensión y a flexión

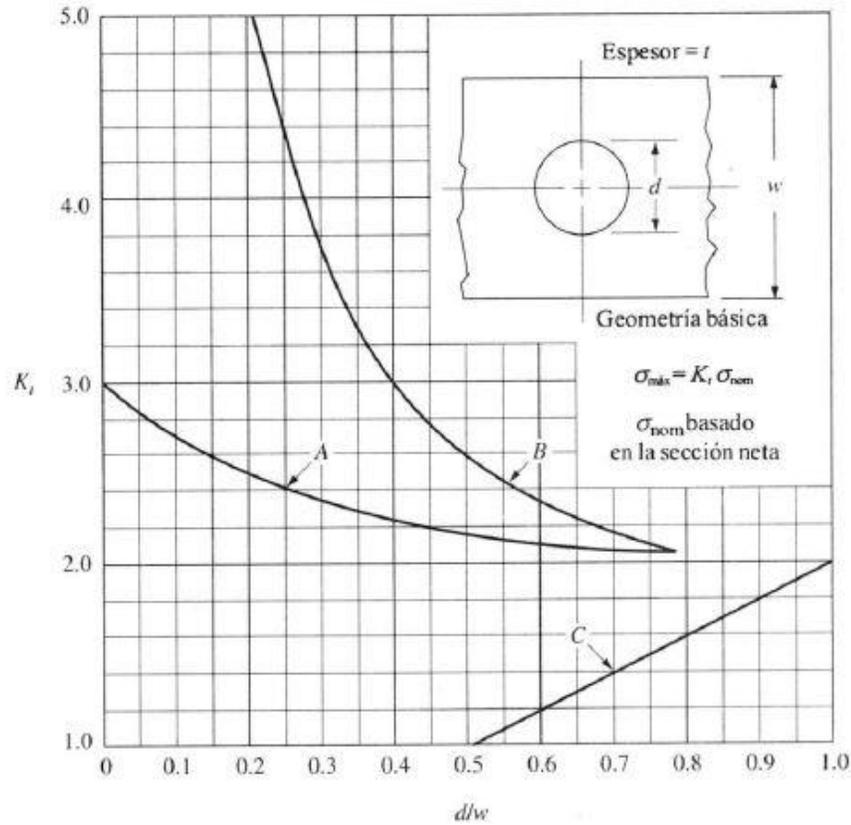
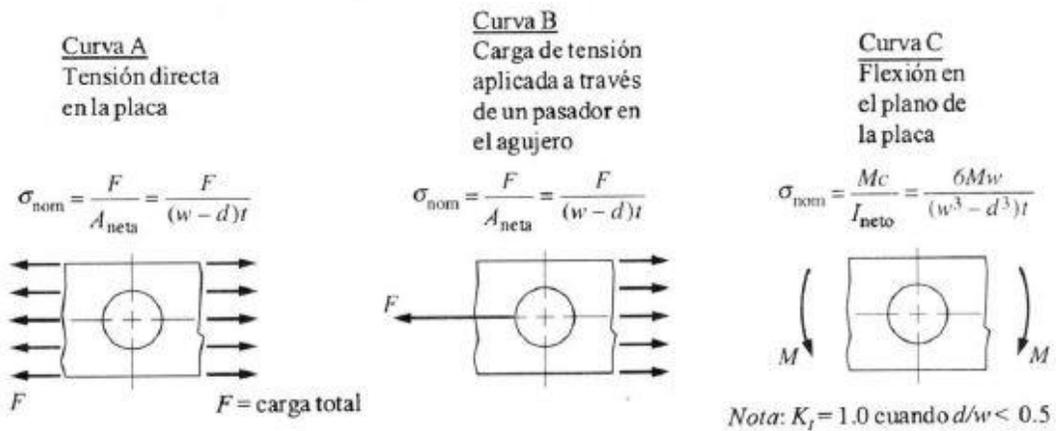


Tabla 3.6 a) b) Factor de concentración de esfuerzos en placa perforada sometida a flexión d/w . (Norton, Diseño de Maquinaria., 2000)



b)

Tabla 3.6 a) b) Factor de concentración de esfuerzos en placa perforada sometida a flexión d_w . (Norton, Diseño de Maquinaria., 2000), continuación

RESISTENCIAS DEL VEHÍCULO

La definición del conjunto motriz de un vehículo para cumplir con prestaciones determinadas requiere el cálculo previo de las resistencias posibles que se le van a oponer en su avance en cualquier situación.

Las resistencias son cuatro, que pueden o no coexistir al mismo tiempo.

- Resistencia por rodadura R_r
- Resistencia por pendiente R_p
- Resistencia por inercia R_j
- Resistencia por el aire R_a

La suma de las resistencias simultáneas, ha de ser vencida por una fuerza F de empuje en el eje motriz (trasero). Esta fuerza es consecuencia del par aplicado al eje, originado por el motor M . (Cascajosa, Ingeniería de vehículos, sistemas y cálculos, 2005), cap. I, p. 17. Ver figura 3.10.

Los siguientes cálculos de resistencias tienen como objetivo ser utilizadas para simularse en el CAD.

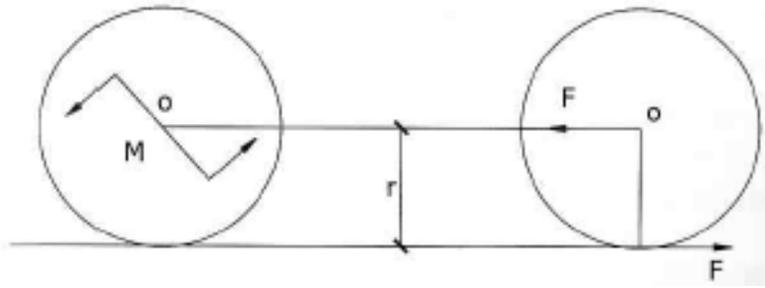


Figura 3.11 Fuerza F al par M que impulsa al vehículo hacia adelante

$$P = N = 2048 \text{ kg} = 2.04 \text{ ton.}$$

$$g = 9.81 \frac{m}{s^2}$$

$$V_1 = 0 \frac{km}{hr}$$

$$\delta = 1.23 \frac{kg}{m^3}$$

$$V_2 = 40 \frac{km}{hr} = 11.11 \frac{m}{s}$$

$$S = 4.86 \text{ m}^2 (0.8) = 3.88 \text{ m}^2$$

$$t = 12 \text{ s}$$

Resistencia por rodadura

Tiene su origen en la deformación del neumático y suelo, cuando la rueda está estática la reacción del suelo al peso está en la misma vertical sin embargo cuando rueda dicha reacción avanza una distancia <<d>> (huella) dando lugar a un momento resistente que ha de ser equilibrado, por tanto, parte del valor de la fuerza F vence a la resistencia por rodadura. Figura 3.11.

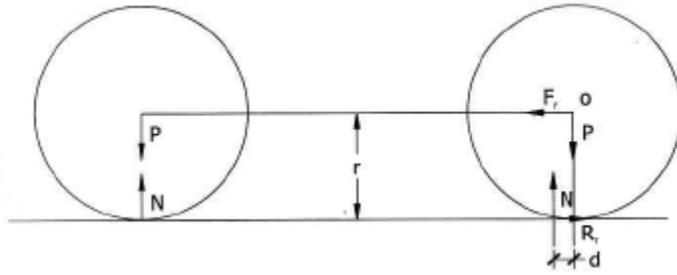


Figura 3.12 Rueda portadora. (Cascajosa, Ingeniería de vehículos, sistemas y cálculos, 2005), cap. I, p. 18

$$R_r = N \frac{d}{r} = P \frac{d}{r} \text{ (rueda portadora)} \quad (3.4)$$

$$R_r = P \frac{d}{r} \text{ (rueda motriz)} \quad (3.5)$$

Resistencia por pendiente

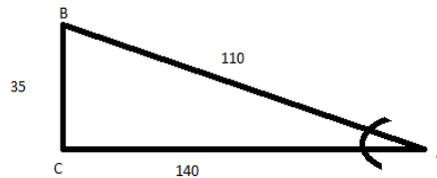


Figura 3.13 Potencia de rueda en pendiente equivalente para "X" metros horizontales

$$R_p = P \sin \alpha = P \quad (3.6)$$

Si se tienen X metros verticales por cada 100m horizontales, (Cascajosa, 2005).

$$R_p = P \frac{x}{100} = 10Px \quad (3.7)$$

Por sustitución:

$$R_p = 10 (2048\text{kg})(0.35)$$

$$R_p = 7168\text{kg} = 7.1 \text{ ton} = 6580.224 \text{ kN}$$

Resistencia por Inercia R_j

Originada por un incremento de velocidad.

$$R_j = M j = P \frac{j}{g} \quad (3.8)$$

Sustituyendo:

$$R_j = 2048\text{kg} * \frac{0.93 \frac{m}{s}}{9.81 \frac{m}{s^2}}$$

$$R_j = 194.1529 \text{ Kg} = 178.32 \text{ kN}$$

$$j = \frac{(V_2 - V_1) \frac{m}{s^2}}{t} \quad (3.9)$$

Sustituyendo:

$$j = \frac{(11.11 - 0) \frac{m}{s^2}}{12 \text{ s}} = 0.93 \text{ m/s}$$

f coeficiente de resistencia por rodadura

$$= \frac{(2048 \text{ kg})(0.093 \text{ m/s}^2) - (0.078)(3.88 \text{ m}^2) \left(\frac{11.11 \text{ m/s}^2}{2}\right)^2}{10^3 * 2048 \text{ kg} (9.81 \text{ m/s}^2)} = 0.094$$

Resistencia por rodadura R_r

$$R_r = R'_r = f * M = 0.094 * 2048 \text{ kg}$$

(3.13)

$$\mathbf{R_r = R'_r = 194.1529 \text{ kg}}$$

Potencia en rueda motriz (trasera) a $V = \text{cte}$.

$$W_r = (k S V^2 + 10 P h + f P) V \quad (3.14)$$

Sustituyendo:

$$= 11.11 \text{ m/s}^2 * (((11.11 \text{ m/s}^2) * (0.078) * (3.88 \text{ m}^2)) + 10 * (2048 \text{ kg}) * (2.5 \text{ m}) + (0.094) * (2048 \text{ kg}))$$

$$\mathbf{W_r = 571.385 \text{ KW}}$$

- Fuerza F trasera

$$F = R_r + R_p + R_j \quad (3.15)$$

$$= (195.512 + 7168 + 194.1529) \text{ kg}$$

$$\mathbf{F = 7554.665 \text{ kg} = 711126.365 \text{ N}}$$

ADHERENCIA EN EJE TRASERO

Respecto a la rodadura de una rueda motriz (figura 3.13), cuando se aumenta el par motor, la fuerza F en llanta aumenta y de manera similar su reacción, dando lugar a que la resultante R se incline hasta que la tangente del ángulo que forma con la vertical llegue a igualar al coeficiente de rozamiento μ entre suelo y neumático, de ser superado, la rueda puede patinar y la resistencia por rodadura desaparece.

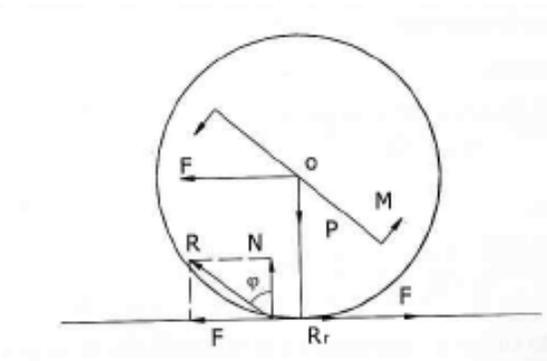


Figura 3.14 Rodadura de una rueda motriz, (Cascajosa, Ingeniería de vehículos, sistemas y cálculos, 2005), p. 73

Aunque los valores de μ son muy variables, dependiendo del tipo de neumático, desgaste del mismo y de la naturaleza del suelo se toma un valor medio de $\mu = 0.6$, tabla 3.7. (Cascajosa, Ingeniería de vehículos, sistemas y cálculos, 2005), p. 74.

Valores de μ en carreteras		
	seco	húmedo
Adoquín o empedrado	0,6	0,4
Carretera de cemento	0,8	0,5
Asfalto seco	0,6	0,4
Cemento o asfalto comienzo lluvia		0,25
Suelo fangoso		0,16
Carretera cubierta de hielo		0,1

Tabla 3.7 Coeficientes de resistencia a la rodadura para diferentes materiales

- $A = P \mu n$ (3.17)

$$= 685.36 \text{ kg} * (0.6) * (2)$$

$$A = 822.432 \text{ kg}$$

$$F = f P_t \cos \alpha + P_t \operatorname{sen} \alpha + \frac{P_t * j}{g} \quad (3.18)$$

$$= \left[(0.094 * 685.36 \text{ kg} * (\cos 18.55)) + 685.36 \text{ kg} * (\operatorname{sen} 18.55) + \frac{685.36 \text{ kg} * 0.93}{9.18 \text{ m/s}^2} \right]$$

$$F = 344.085 \text{ Nm}$$

Si $F > A$ las llantas patinan, (Cascajosa, 2005).

Por lo tanto $F < A$, $344.085 < 822.432 \text{ Kg}$, las llantas no patinan.

- Par máximo adherente

$$M = N R \mu \quad (3.19)$$

$$= 2048 \text{ kg} * 0.6 * 0.375 \text{ m}$$

$$M = 460.8 \text{ N*m}$$

$$a = 1.84 \text{ m}$$

$$b = 1.71m$$

$$c = 1.72 m$$

$$M_{\max} = \frac{\mu * R_c * P}{a+b} \left[(a \cos \alpha + R_c \sin \alpha + h \sin \alpha - \frac{j * h}{g}) \right] \quad (3.20)$$

$$= \frac{0.6 * 0.375 m * 685.36 kg}{2.36 m} \left[(1.84m) * \cos 18.55 + ((0.375 m) * (\sin 18.55)) - \right. \\ \left. (1.72m * (\sin 18.55)) - \left\{ \frac{0.93 * 1.72m}{9.81 m/s^2} \right\} \right]$$

$$M_{\max} = 966.77 Nm$$

Pendiente máxima superable α

$$\tan \alpha = \frac{f * l - (10^3 * a * \mu) + \frac{j * 10^2}{\cos \alpha} * (l - (\mu * h))}{10^3 ((h - R_c) * (\mu - l))} \quad (3.21)$$

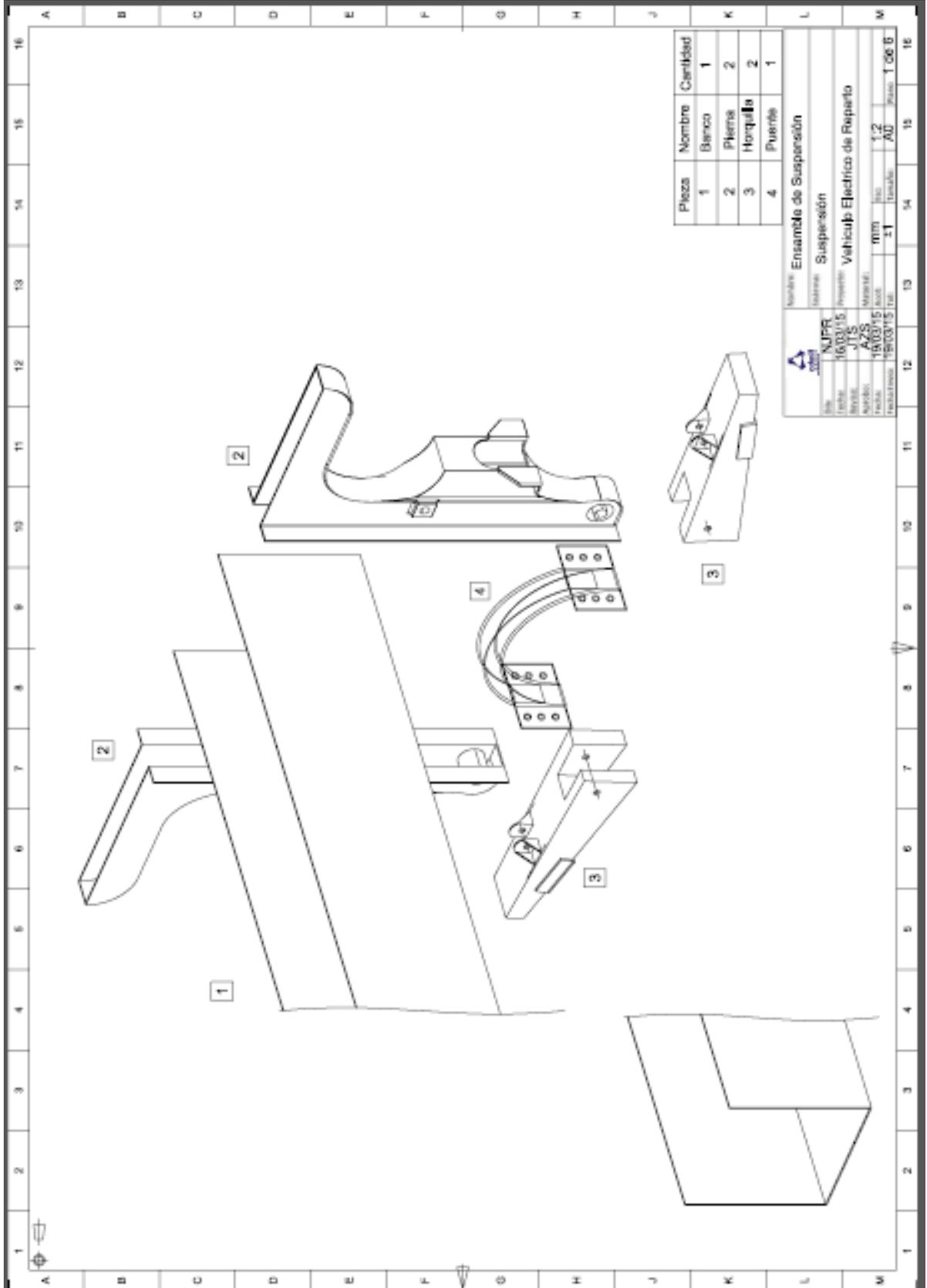
$$= \left(\frac{(0.094 * 2.36m) - (10^3 * 1.84m * 0.6) + \frac{2.36m * 10^2}{\cos 18.55} * (2.36m - (0.6 * 1.72m))}{10^3 ((1.72m - 0.375m) * 0.6) - 2.36m) \right) * 100 \%$$

$$\alpha = 52.78^\circ \text{ pendiente máxima superable}$$

Conclusiones del capítulo

A lo largo de este capítulo se obtuvieron varios resultados, desde los ángulos óptimos para el posicionamiento el sistema de suspensión, el cual, el mejor sin incrementar de manera notable variaciones en demás valores es 20.51.

En cuanto a las fuerzas que el vehículo experimenta, se obtuvieron las resistencias que se presentan durante la marcha, esto con el fin de considerar del todo las reacciones a las que la suspensión se ve expuesta. En cuanto a la pendiente máxima superable, se concluye que en pendientes menores por las que generalmente circula el vehículo con este sistema de suspensión funcionará de manera adecuada.



Pieza	Nombre	Cantidad
1	Banco	1
2	Pierna	2
3	Horquilla	2
4	Puente	1


NUPRA
 Nombre: 1600315
 Material: J15
 Proyecto: AZS
 Vehículo: 1600315
 Fecha: 16/03/15
 Elaborado: 16/03/15

Ensamble de Suspensión
 Suspensión
 Vehículo Eléctrico de Reparto

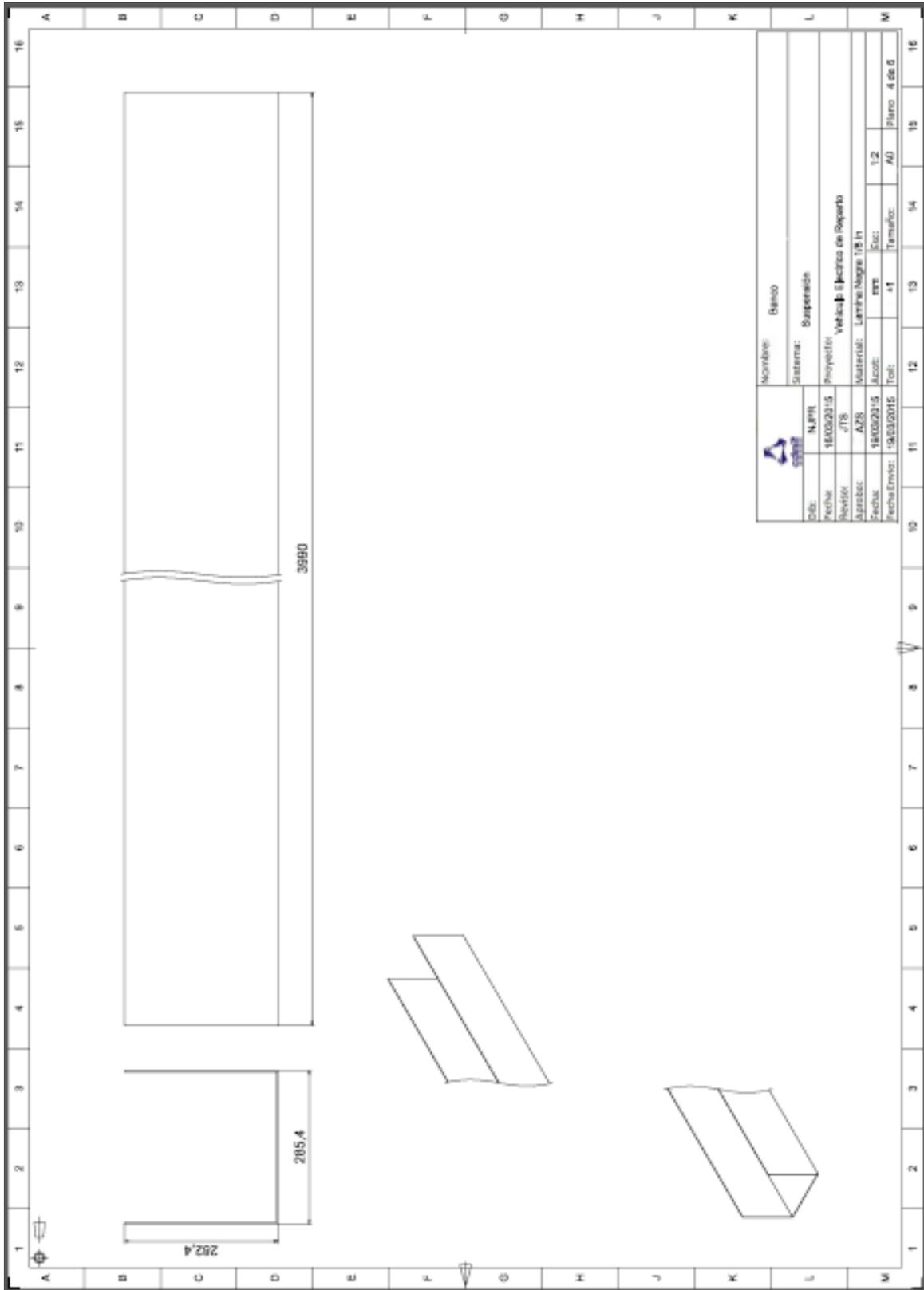
Escala: 1:2
 Formato: A0
 Hoja: 1 de 1

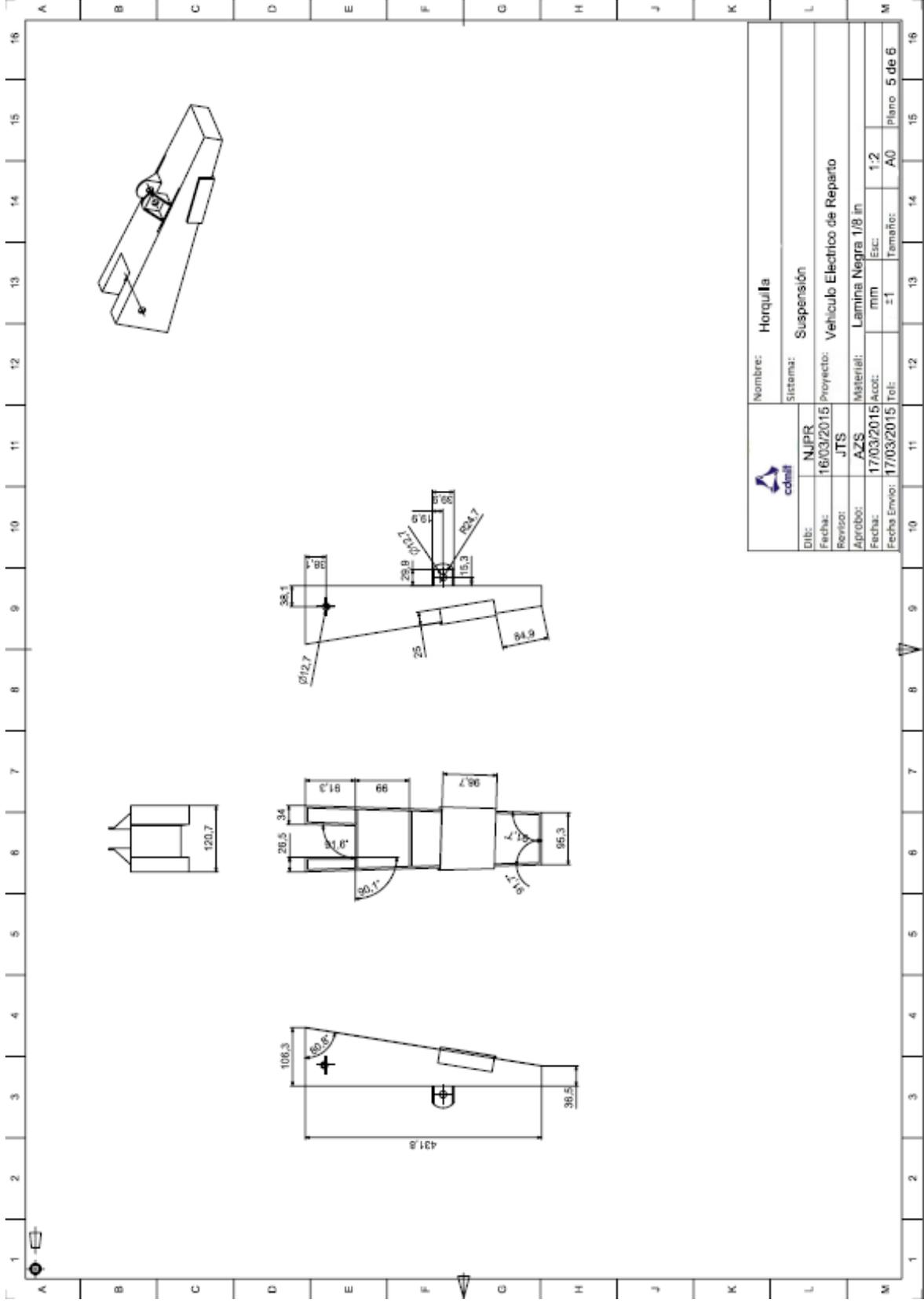
A 16
 B
 C
 D
 E
 F
 G
 H
 J
 K
 L
 M

1 2 3 4 5 6 7 8 9 10 11 12 13 14 15 16

Esquema 3.1 Explosivo de ensamble de sistema de suspensión

Esquema 3.2 Banco de baterías

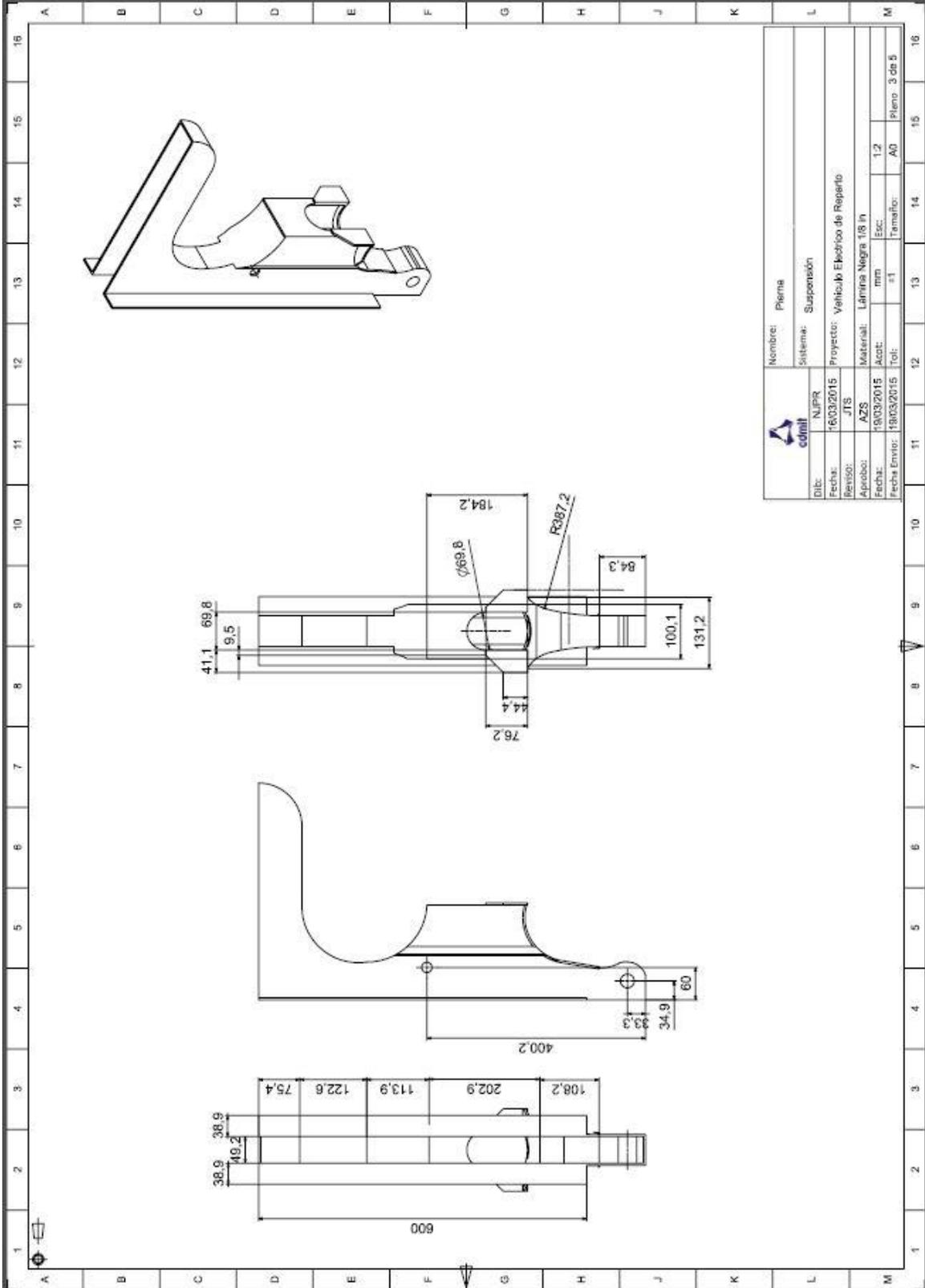




		Nombre:	Horquilla
Dib:		Sistema:	Suspensión
Fecha:		Proyecto:	Vehículo Eléctrico de Reparto
Revisión:		Materia:	Laminis Negra 1/8 in
Aprobo:		Acot:	mm Esc: 1:2
Fecha:		Tol:	±1
Fecha Envio:		Tamaño:	A0
			Plano 5 de 6

Esquema 3.3 horquilla inferior

a) Perfil lateral



Nombre: Pierna	
Sistema: Suspensión	
Proyecto: Vehículo Eléctrico de Reparto	
Dib: NJPR	Revisión: JTS
Fecha: 16/03/2015	Aprobó: AZS
Material: Lámina Negra 1/8 in	
Fecha: 18/03/2015	Acot: mm Esc: 1:2
Fecha Emis: 18/03/2015	Tol: ±1 Tamaño: A0 Pleno 3 de 5

Esquema 3.4 a) Perfil lateral y b) plano de la pierna

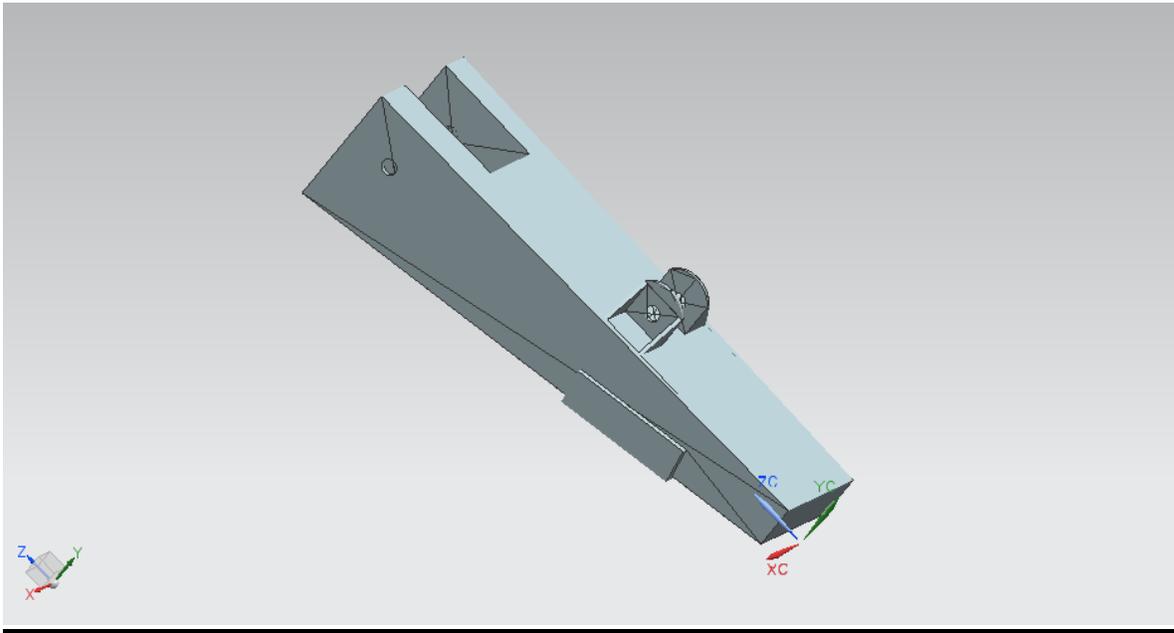


Figura 3.15 CAD de horquilla inferior

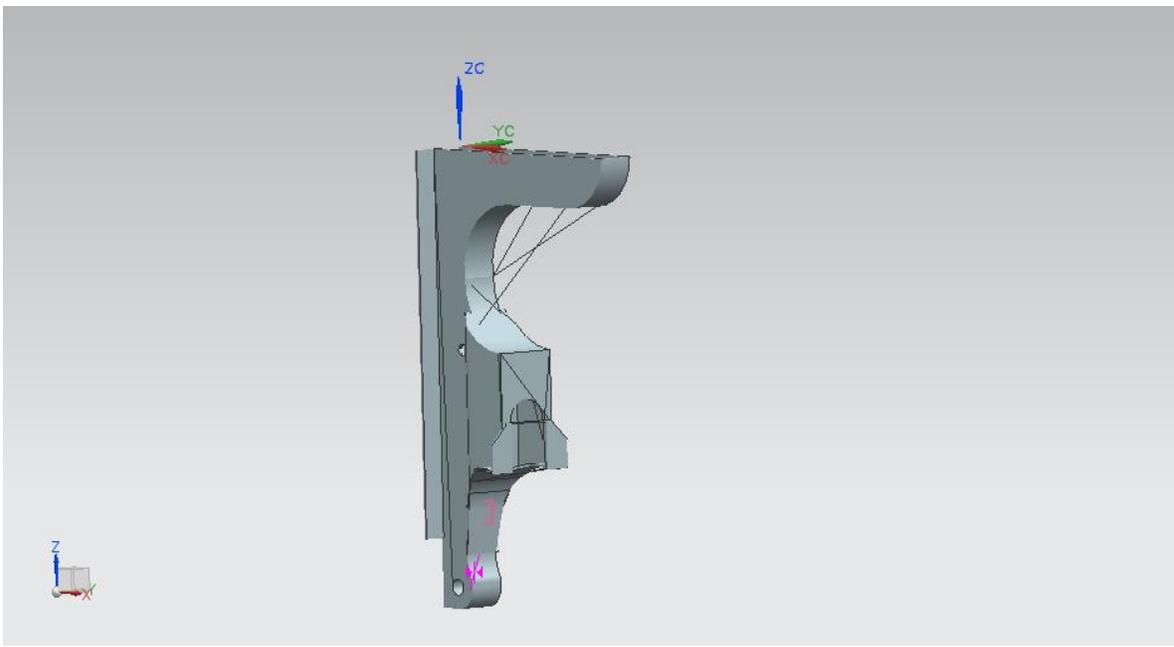


Figura 3.16 CAD pierna para suspensión

CAPÍTULO 4 ANÁLISIS DE RESULTADOS

Análisis a la pierna

Se hace un análisis por elemento finito a la pierna de la suspensión del VER, dicha simulación no representa el caso real o una simplificación de este, sólo representa un modelo comparable al modelo teórico de una placa plana perforada sometida a flexión, el cual es nuestro caso más cercano.

Se empotró la cara posterior y la superior, ya que en la realidad, dichas caras van soldadas al chasis del vehículo. Es importante señalar que en el caso real sólo una parte de la cara posterior va empotrada (soldada).

Para poder comparar los resultados obtenidos teóricamente se recurrió a la simulación en un programa que pudiera arrojar datos de elementos finitos, para poder analizar a detalle las reacciones que se obtienen. Debido a la compleja geometría los cálculos obtenidos del FEM y con formula distan un poco de ser iguales, pero en orden de magnitud permiten concluir que se pueden extrapolar al modelo complejo.

Se analizó la pierna de la suspensión del VER como elemento importante en el proceso de frenado. En el frenado del vehículo, la carga generada por la desaceleración es transmitida a través de los elementos de suspensión hacia la

pierna, la cual se encuentra fija al puente del vehículo. Debido al trabajo mecánico al que está sometida dicha pieza, es necesario conocer su comportamiento durante el frenado para poder predecir el mecanismo de falla que podría presentarse.

Se determinó que la fuerza total de frenado es de **74111.264 N**, la cual se distribuye en el momento del frenado a ambos costados del vehículo. No se tienen datos de la distribución de carga en el momento de la desaceleración (adelante-atrás), sin embargo considerando que la mayor parte de la carga se presenta en el eje delantero, se determinó aplicar el 100% simulando que toda la fuerza de frenado se aplica en el eje delantero. Se aplicó una fuerza igual a la que se calculó en los nodos de los barrenos y los de al rededor, tal como se transmitiría la carga en una situación real.

Para la simulación, la fuerza de prueba aplicada es de **37055.632 N**, correspondiente a la fuerza que se transmitiría a cada pierna (izquierda-derecha).

Se realizaron dos simulaciones utilizando NX. La primera corresponde al perfil de la pierna con un espesor de placa de 1/8 in (tal como el material con el que se va a fabricar). Esta simulación nos permite comparar los resultados del FEM con los arrojados utilizando un modelo matemático de una placa perforada sometida a flexión.

Es importante considerar que la geometría de la pierna y la condición de carga no corresponden al modelo de la placa perforada a flexión debido a que para poder tener una simulación más aproximada se hace una aproximación a una placa, es

el modelo más cercano a nuestro caso de estudio y nos permitirá saber si los resultados del FEM corresponden al comportamiento esperado de la pieza.

En la figura 4.1 se muestra una vista de la pierna que es parte del puente de suspensión, que fue analizada, en ella, el recuadro rojo representa el área que se consideró para el modelo matemático con un agujero del mismo diámetro que los de la pierna. Los cálculos del modelo se muestran a continuación en la tabla 4.1.

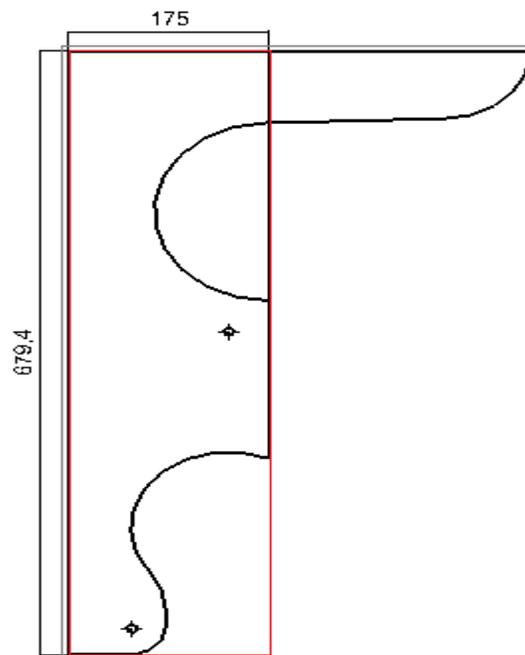


Figura 4.1 Aproximación a una placa rectangular para simulación en NX

Los aspectos antes mencionados nos hacen concluir que el esfuerzo en la pierna deberá ser mayor al esfuerzo calculado mediante el modelo de la placa perforada, teniendo en cuenta también que para dicho cálculo se consideró una placa

rectangular con medidas aproximadas a la sección central del perfil de la pierna sin contar con las perforaciones que tiene el diseño.

Fr	Fuerza de reacción	Ff	37055,632	N
d	Brazo de palanca de la fuerza	Dato	0,5	m
Mr	Momento reactivo	Ff * d	18527,816	N * m

Tabla 4.1 Reacciones

σ_n	Esfuerzo nominal	$(6 * Mr * w) / ((w^3 - d^3) * t)$	75843458,43	Pa
L	largo de la placa	Dato	0,175	m
w	Ancho de placa	Dato	0,67945	m
d	Diámetro del agujero	Dato	0,01	m
t	Espesor de la placa	Dato	0,003175	m
kt	Factor de concentración de esfuerzo	Dato de tabla	1,85	
σ_m	Esfuerzo máximo	$\sigma_n * kt$	140310398,1	Pa

Tabla 4.2 Resultados obtenidos

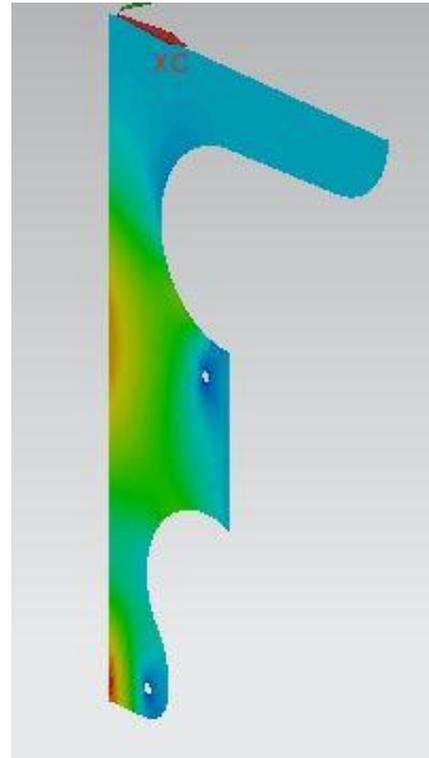
En la tabla 4.2 el cálculo arroja un resultado de aproximadamente 140 MPa de esfuerzo. Considerando que el modelo está diseñado para obtener el esfuerzo en la zona del concentrador (el agujero), compararemos este resultado con lo que arroja el FEM en la zona del agujero.

El FEM se modeló aplicando la fuerza de frenado en la zona alrededor del agujero en una de las caras, como se transmitiría en una situación real. Los nodos de las

caras posterior y superior tienen una condición de empotramiento ya que son las zonas donde la pieza está soldada al puente.

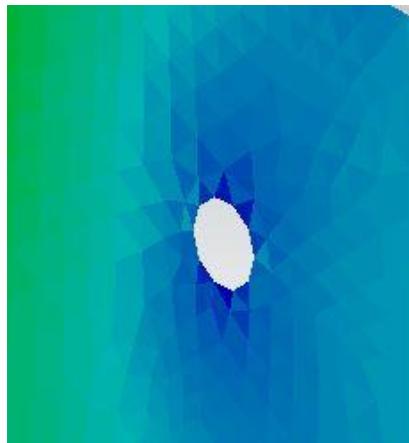


a) escala en Mpa



b) esfuerzo repartido en la cara lateral

Figura 4.2 Esfuerzos en el perfil de la pierna a), b), c)



c) Esfuerzos en la zona de concentradores

Tomando un promedio de valores de esfuerzo elemental en la dirección xx en la zona cercana al agujero obtenemos un promedio de 194.985 MPa.

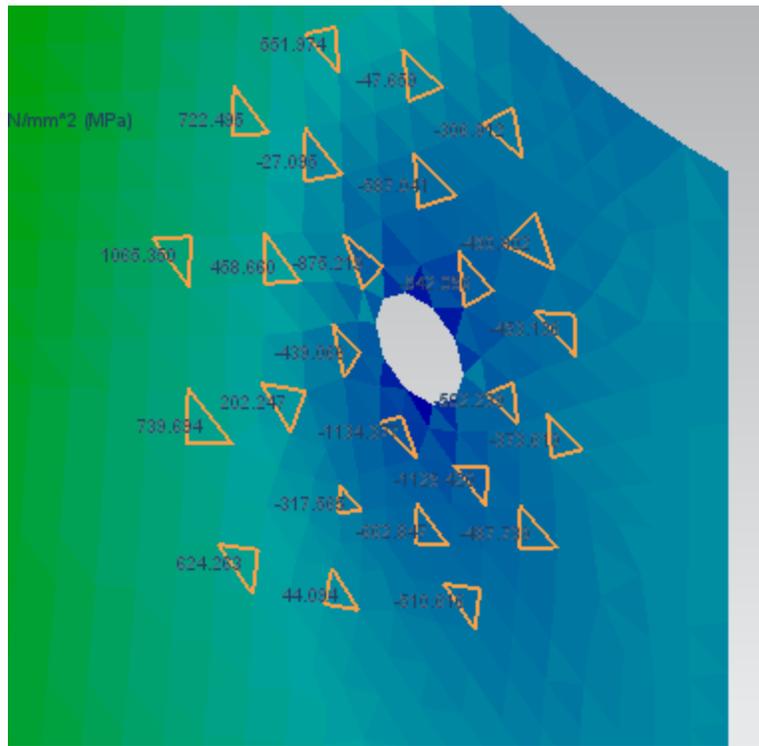


Figura 4.3 Esfuerzo promedio en concentrador de esfuerzos

Selección: 25 items		
	Valores	ElemID
Mín	-1134.377	1956
Máx	1065.350	4292
Sum	-4874.630	--
Prom	-194.985	--

Figura 4.4 Valores críticos de esfuerzo en zona de concentrador

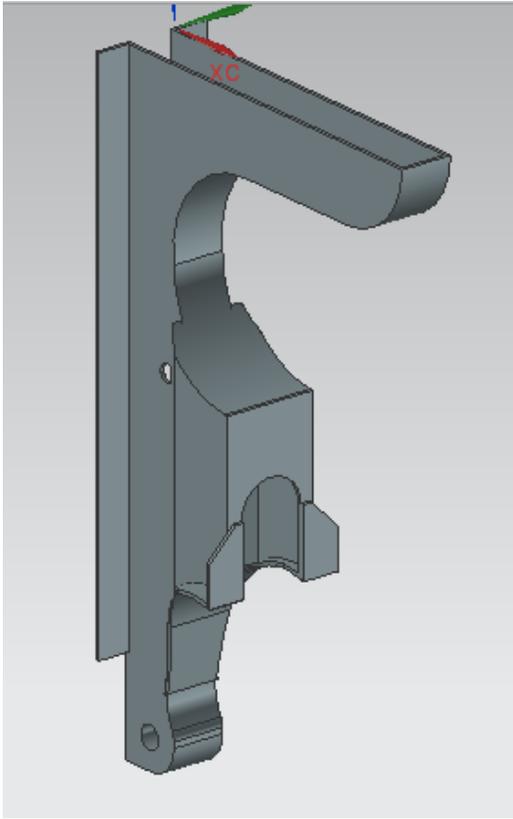
El resultado de la simulación está por encima del cálculo aproximadamente 40%, sin embargo está en los órdenes de magnitud esperados figura 4.3 y 4.4, además de que se pronosticaba un mayor esfuerzo al obtenido con la fórmula de la placa perforada.

Adicionalmente, no hay saltos de color bruscos en los elementos de la malla del FEM, por lo que podemos considerar nuestra simulación como confiable, ya que un salto brusco de color indica reacciones contraproducentes en este caso de falla en esas zonas.

Basados en esto se puede realizar un FEM de la pierna completa y considerar el resultado como una buena aproximación del comportamiento real de la pieza.

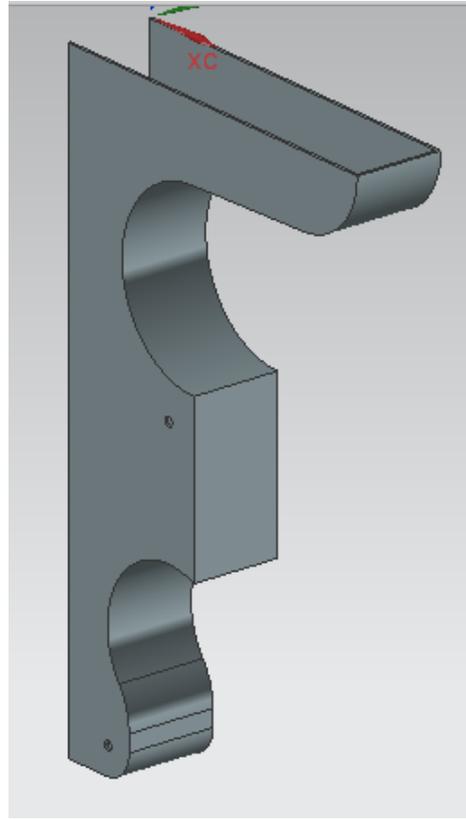
En la figura 4.5 se hace una segunda simulación con el propósito de analizar el comportamiento de la pierna completa bajo la condición de frenado antes establecida.

Debido a la complejidad de la geometría de la pierna, el modelo para el análisis por elementos finitos se simplificó de la siguiente manera.



a)

Figura 4.5 a) diseño complejo para analizar



b)

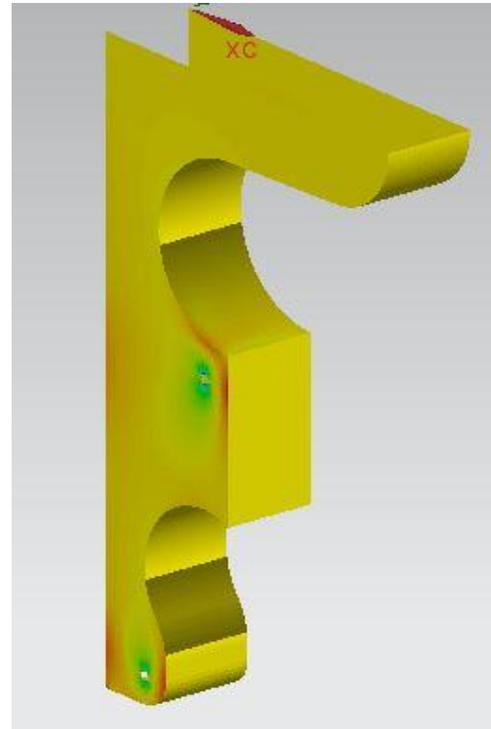
b) modelo simplificado

La simulación se realizó mallando la pieza como un Shell con elementos 2d en las caras externas de la pierna. En los contornos de los agujeros se aplicó un control de malla para generar 15 elementos en la circunferencia.

En la figura 4.6 se aplicó una fuerza (de frenado) perpendicular a la cara lateral de la pierna en los nodos alrededor de los agujeros. Las caras posterior y superior se restringieron con una condición de empotramiento.



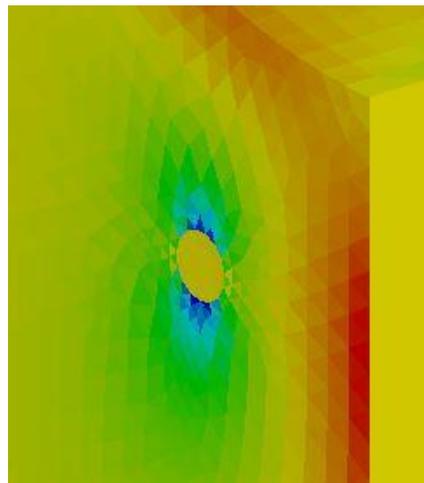
a)



b)

Figura 4.6

- a) escala de reacción MPa para simulación de condición de frenado, 100% de carga en eje delantero
- b) reacción obtenida en la pierna
- c) Esfuerzo en la zona nodal en concentrador

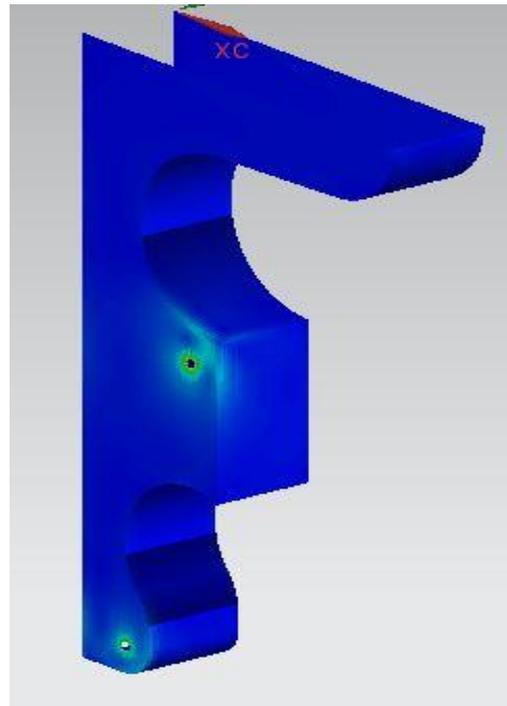


b) Esfuerzo en la zona nodal

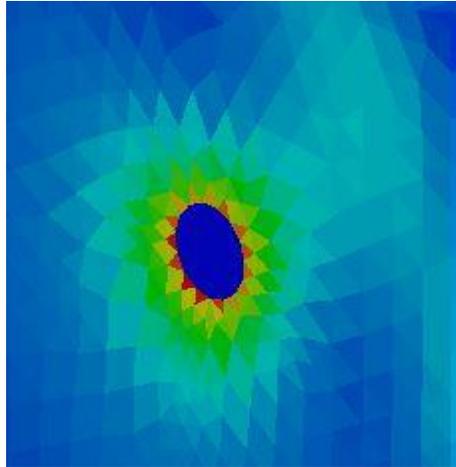
Podemos considerar que nuestro FEM arrojó buenos resultados ya que no hay saltos bruscos de color en la malla, y concuerda con el resultado esperado (Esfuerzos mayores en la zona del concentrador).

Esfuerzo elemental en dirección X (por flexión) figura 4.7. Comparando con el modelo del perfil de la pierna, en este caso los esfuerzos máximos se localizan en los extremos de la pieza y cercanos a los agujeros. Podemos considerar que la pieza se encuentra sometida a un esfuerzo de flexión de aproximadamente 338 MPa en las zonas de los agujero llega a elevarse hasta 2 Gpa.

El material con que está fabricada la pierna es acero, por lo que un criterio de falla aplicable a nuestro caso es Von Mises.



- a) Escala de esfuerzo elemental por criterio de falla Von Mises b) Colores de reacción



b) Esfuerzo en la zona en concentrador

Figura 4.7 Esfuerzo elemental en dirección X (por flexión), Criterio de falla Von Mises. a), b), c)

Bajo el criterio de Von Mises, la pieza en general presenta esfuerzos por debajo de los 200 MPa. La zona de los agujeros presenta esfuerzos cercanos a los 2 GPa.

El límite de cedencia de aceros de bajo contenido de carbono usados en láminas es aproximadamente de 250 MPa y de acuerdo a los datos arrojados por la simulación se presentaría falla en la zona de los agujeros, donde los esfuerzos sobrepasan el límite de cedencia del material, sin embargo, es necesario considerar que el modelo real de la pierna presenta una geometría que le daría más rigidez en la zona y que la fuerza de frenado no se va a aplicar completamente al elemento debido a que se reparte en ambos ejes.

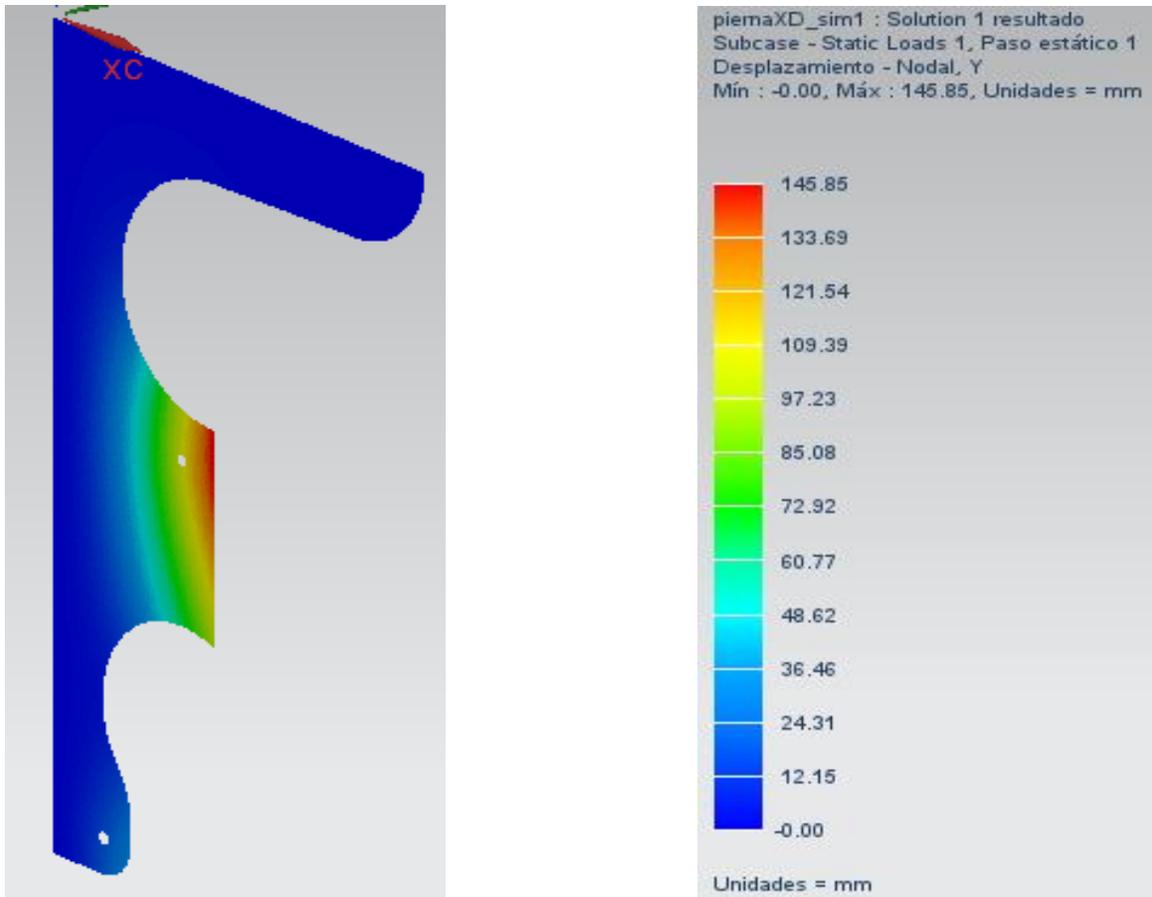


Figura 4.8 Desplazamiento nodal

En la figura 4.8 la simulación del perfil de la pierna se tiene un desplazamiento máximo de 145.85 mm en dirección y (dirección de aplicación de la carga). Dicho desplazamiento indica una deformación de gran magnitud, sin embargo es irrelevante en este caso ya que solamente nos interesan los esfuerzos para comparar con el modelo matemático.

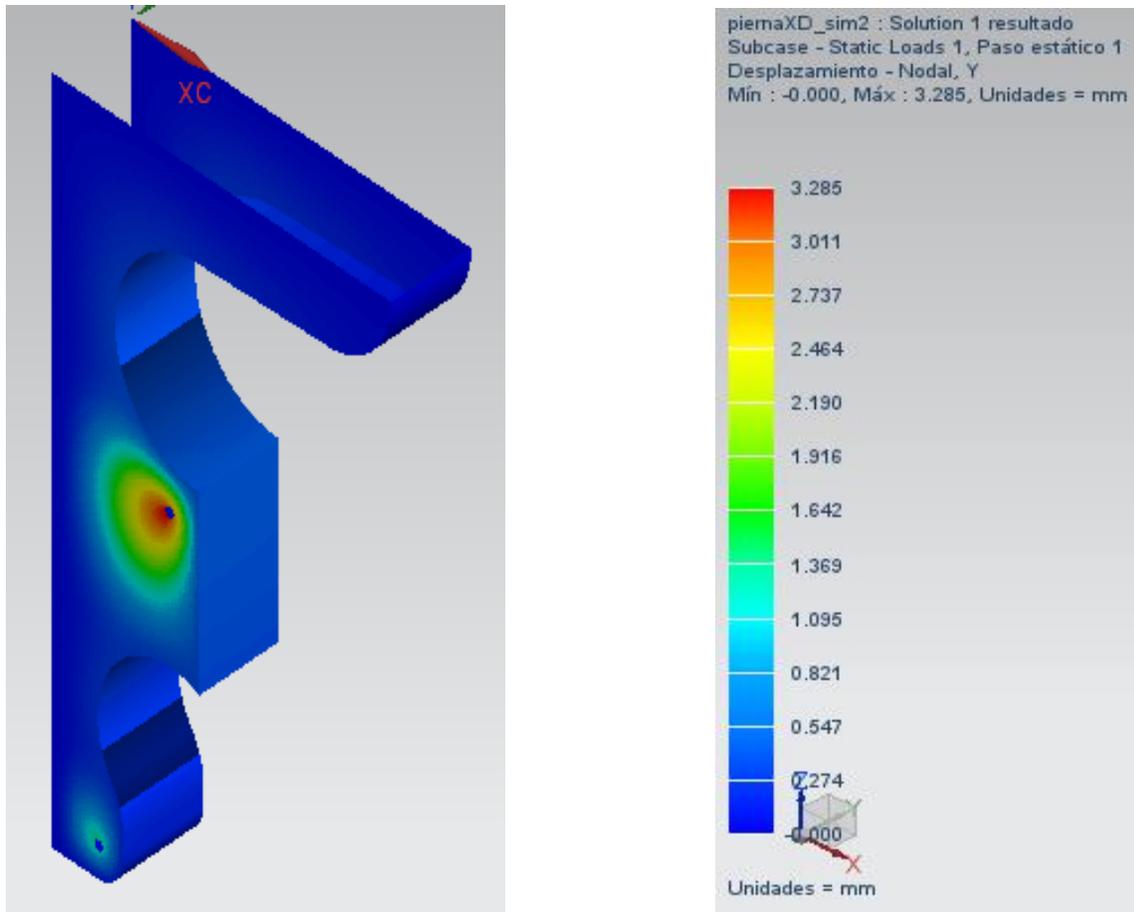


Figura 4.9 Desplazamiento nodal eje X en barrenos

En la figura 4.8 los resultados de desplazamiento nodal de modelo simplificado de la pierna de suspensión arroja un desplazamiento máximo de 3.285 mm en dirección y (dirección de aplicación de la carga) en la zona de uno de los agujeros. Dicho desplazamiento representa una deformación plástica basados en que los esfuerzos pasaron el límite de cedencia. Considerando que la pieza real cuenta con una mayor rigidez, se espera una deformación menor en el caso real, además de la sugerencia hecha de reforzar el área de los barrenos, lo cual disminuiría los esfuerzos en dicha zona y por consiguiente la deformación, evitando así la posible falla de la pieza en los agujeros.

Análisis del puente para suspensión 1

Se analizó la propuesta del puente para suspensión del VER.

La carga de prueba se determinó calculando la componente horizontal de la carga de frenado cuando la suspensión y las ruedas se han movido 7 grados de su posición original (máximo desplazamiento permitido por configuración del sistema).

Dicha carga de prueba para el puente es entonces:

$$C_{pp} = F_f * \text{sen}(7^\circ) = 45\ 15.87\ \text{N}$$

La simulación debía trabajar aplicando la carga antes mencionada en las caras de la pieza que van en contacto con las piernas de la suspensión, sin embargo, el software necesita una condición de frontera para funcionar, por lo cual la simulación se modificó, aplicando la carga de prueba en una sola cara con el doble de magnitud y empotrando la otra.

Los resultados de esfuerzos elementales por criterio de Von Mises (figura 4.10) y de esfuerzo principal máximo (figura 4.11) arrojan valores de esfuerzo menores a 200 MPa (en el caso de Von Mises hay zonas de mayor esfuerzo donde los brincos en la escala no permiten confiar en el resultado en esa zona, pero donde la malla tiene un cambio paulatino y suave los resultados son confiables), por lo que la pieza no alcanza el esfuerzo de cedencia del material, es decir, no presenta falla. Es necesario contemplar que la carga de prueba no representa la carga real a la que será sometida la pieza, ya que se obtuvo con la carga de frenado, la cual ya está sobreestimada, y además en este caso no se consideró que parte de la fuerza va a

ser soportada por las piernas de la suspensión, por lo que la carga real será mucho menor, y por lo tanto no habrá falla en la pieza.

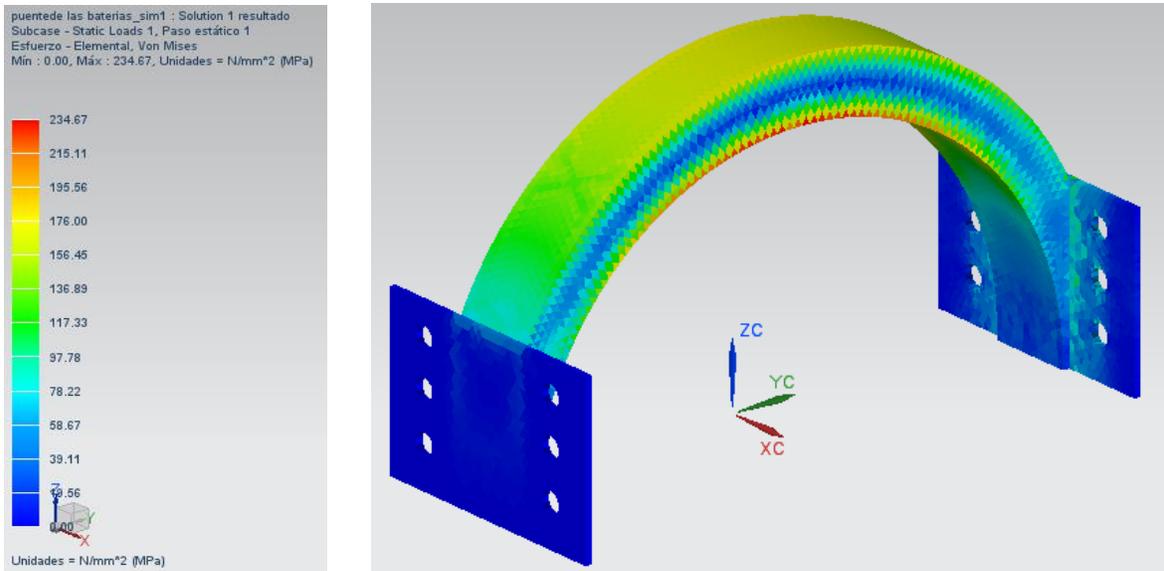


Figura 4.10 Esfuerzo elemental Von Mises y escala

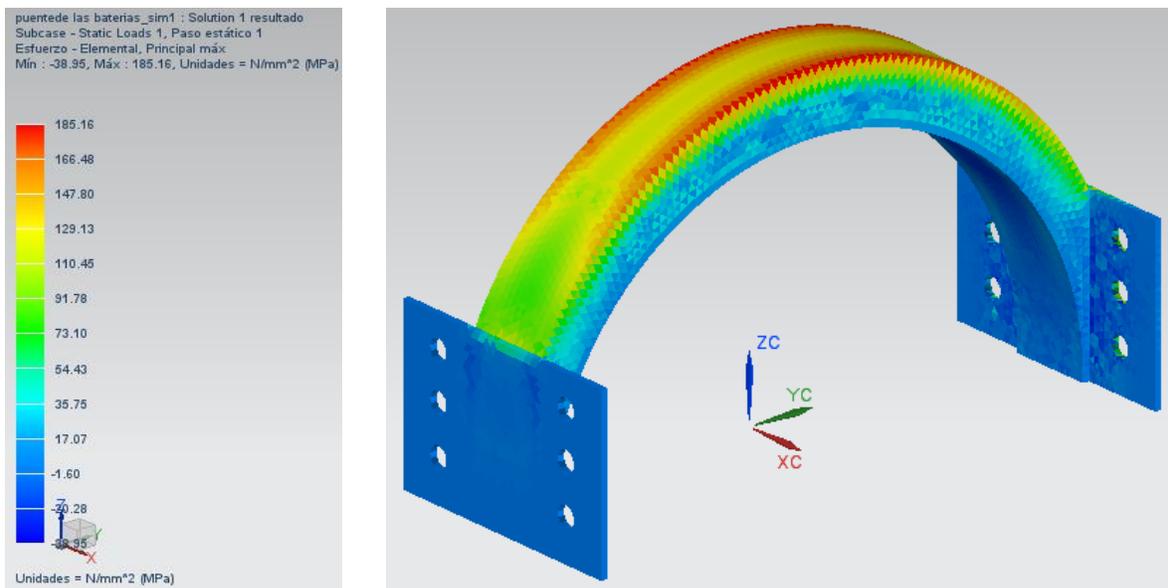


Figura 4.11 Esfuerzos principales Máximos

En la figura 4.12 los desplazamientos en dirección y obtenidos en la simulación no llegan a 0.5 mm, y con los resultados de esfuerzo, sabemos que no habrá

deformación plástica, por lo que se puede concluir que la pieza cumple con su función, brindando rigidez extra a las piernas en la zona donde no están empotradas al banco de baterías, manteniéndolas en su posición de trabajo y disminuyendo el esfuerzo soportado por estas.

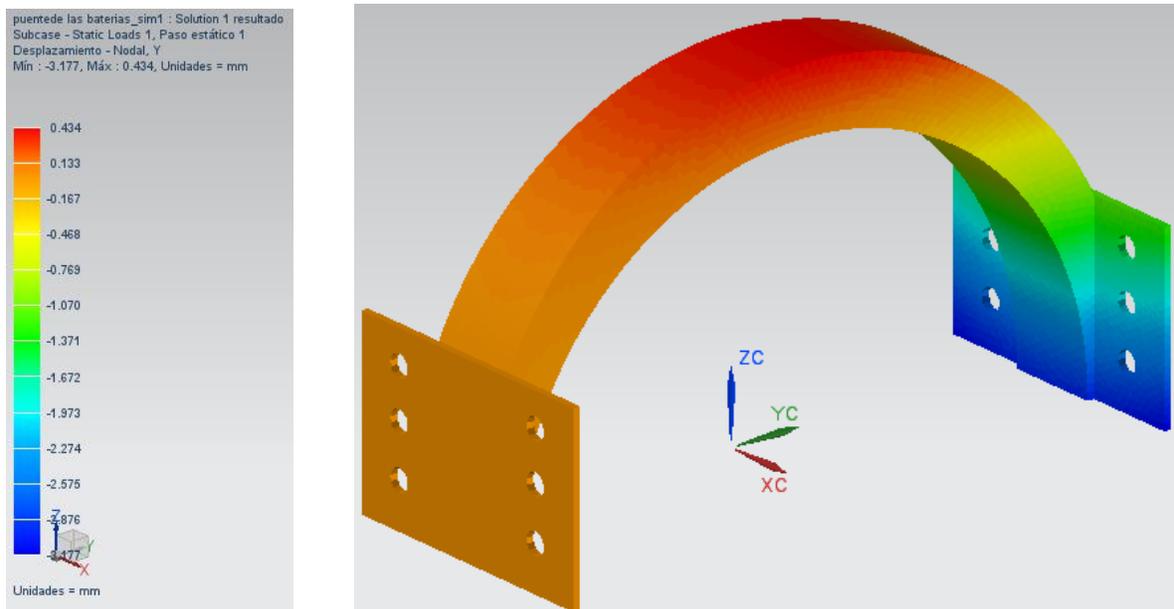


Figura 4.12 Desplazamientos en dirección y (dirección de la carga)

Propuesta del diseñador

Puente para suspensión 2

Se realizó el FEM del puente modificado. Las condiciones de la simulación fueron las mismas que las de la propuesta original. Los resultados son los siguientes:

Los desplazamientos se redujeron de cerca de 0.5 mm en la propuesta original a 0.025 mm con la nueva propuesta.

En la figura 4.13 debido a restricciones del CAE se empotra de un lado para poder aplicar la fuerza sobre el lado contrario para poder obtener resultados.

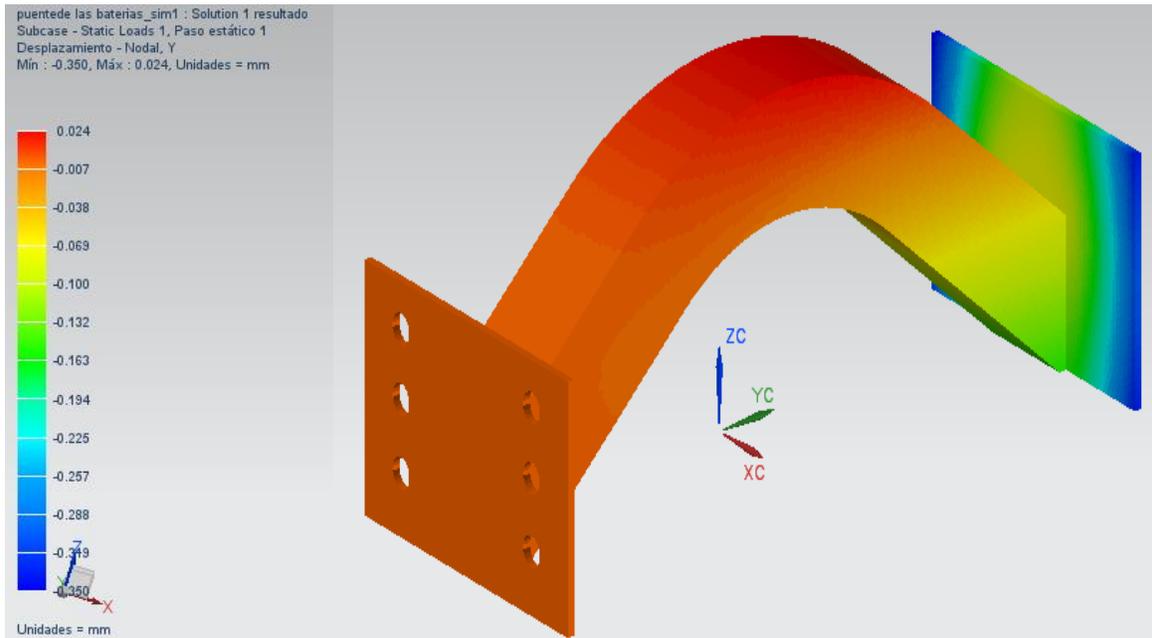


Figura 4.13 Desplazamientos

Tanto para el caso de Esfuerzos principales máximos (figura 4.13) y para el criterio de Von Mises (figura 4.14), los esfuerzos no alcanzan los 30 MPa: entonces son mucho menores que los obtenidos con la propuesta original. Los puntos donde la malla arroja valores grandes de esfuerzo se localizan en la unión del perfil del arco con las placas que unen a la pieza con las piernas (La malla presentó cambios abruptos por lo que no es completamente confiable en esa zona, ver figura 4.15). En dicha región se puede agregar un chaflán durante el proceso de soldadura para evitar el concentrador de esfuerzos.

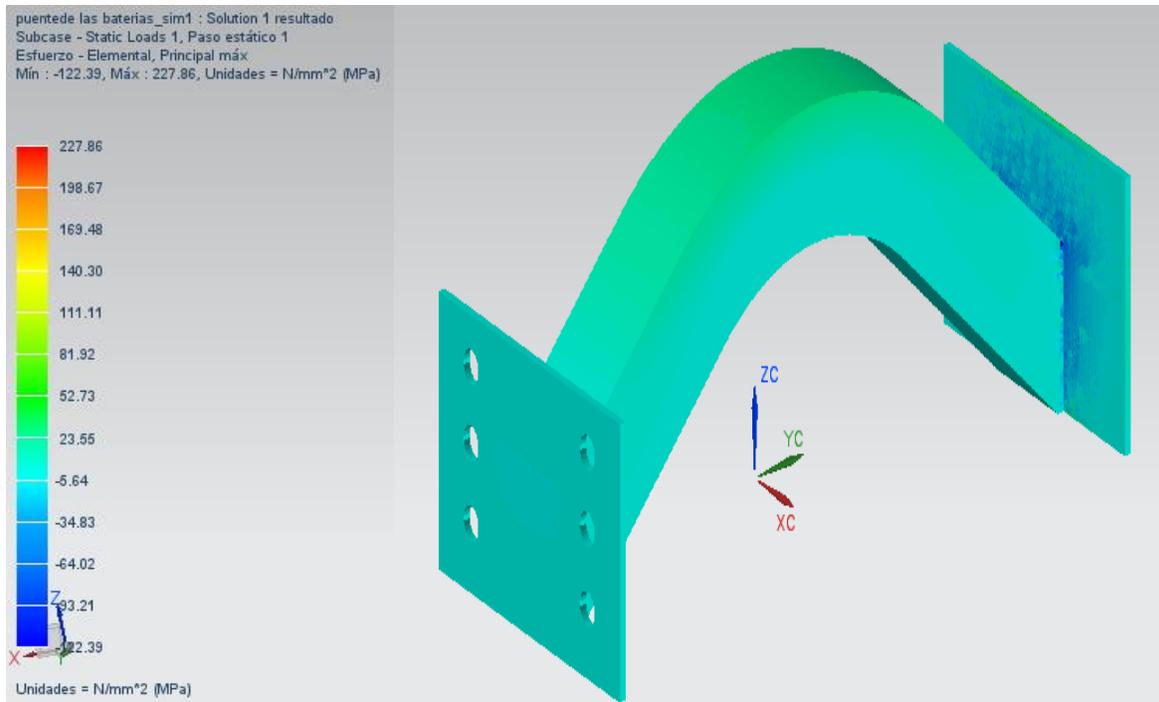


Figura 4.14 Esfuerzos Principales máximos

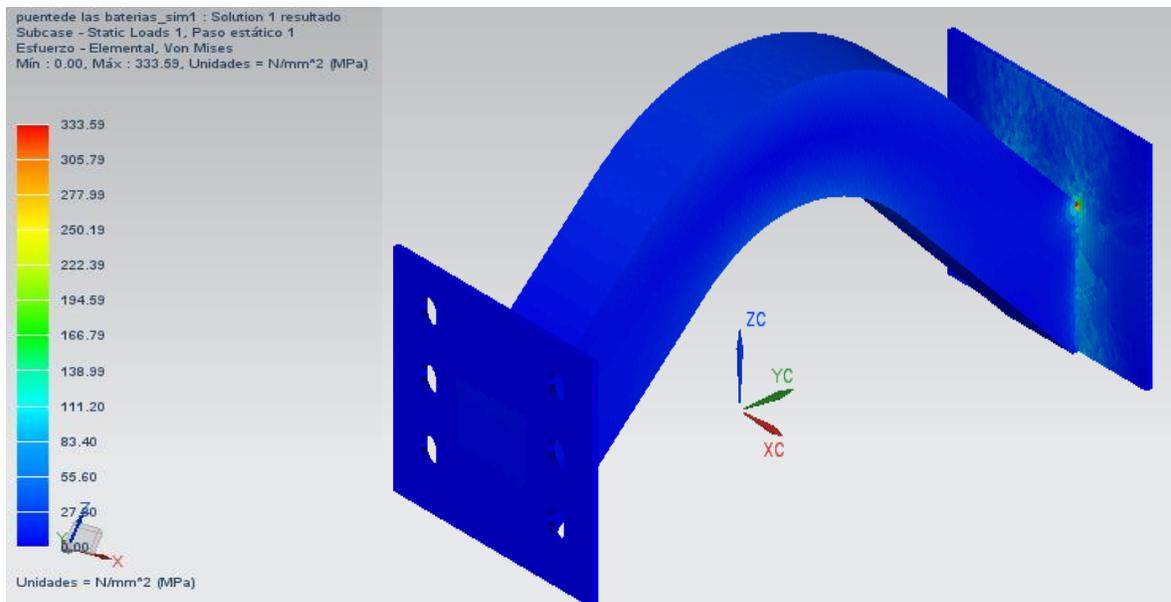


Figura 4.15 Esfuerzo Von Mises, criterio de falla

Basados en estos resultados se puede concluir que la nueva propuesta garantiza funcionar de manera correcta, optimizando la capacidad de carga respecto a la

propuesta que se tenía anteriormente, es decir, este puente soportaría una carga mayor que el original, lo cual representa un factor de seguridad mayor.

CONSIDERACIÓN SOBRE EL TIEMPO DE VIDA DE LA PIEZA

Debido a la naturaleza de las cargas que se presentan en la pierna (aceleraciones, frenadas, baches, topes, etc.) y en el puente (debido a giros en las llantas, baches o desniveles), se esperan fallas por fatiga debido a cargas variantes. Sin embargo, no es posible determinar o predecir cómo van a presentarse dichas cargas en las piezas a lo largo de una jornada de trabajo del vehículo, por lo cual no podemos determinar el tiempo aproximado de vida de las mismas.

El diseño consideró un material fácil de conseguir y un proceso de manufactura que no complica la fabricación de una pierna y puente nuevos, por lo que en caso de una falla se podrían sustituir. Sin embargo no es recomendable esperar a que se presente una falla ya que esto puede provocar un accidente, por lo que las piezas deben revisarse periódicamente en busca de indicadores de falla próxima, igual como se verifican periódicamente muchos otros sistemas de los vehículos.

Lo anterior nos permite concluir que los esfuerzos a los cuales estará sometida la pierna en la zona de los agujeros serán menores a los de nuestra simulación, de igual manera en el puente al no presentarse realmente la condición extrema de carga del FEM y contar con una pieza más rígida.

Es necesario considerar que los resultados del FEM arrojan valores muy elevados de esfuerzo en los agujeros, y aun disminuyendo en el caso real, no hay evidencia de que las piezas no alcancen el límite de cedencia del material con que están fabricadas, por lo que sería factible reforzar la zona del concentrador de esfuerzos para evitar una posible falla, reforzarla con un cordón de soldadura, o colocar refuerzo tipo oreja en dicha zona.

Conclusiones del capítulo

De acuerdo con los resultados obtenidos mediante simulación en CAD por análisis de elementos finitos FEM, se puede concluir que el material, el diseño, las condiciones de trabajo y restricciones dinámicas del vehículo; son adecuados para el trabajo de amortiguamiento durante la marcha y en alto total, ya que al ser simulados con cargas máximas, se puede intuir que a cargas menores, como es el caso en el que se trabaja el sistema de suspensión, funcionará de manera normal sin presentar falla por esfuerzos elevados.

CONCLUSIONES

El objetivo propuesto para éste trabajo se cumplió con la propuesta de diseño de puente de suspensión delantero para el vehículo eléctrico de reparto VER, que mejora al anterior debido al uso de la teoría de dinámica de la suspensión y se mejora la manufactura de sus partes sustituyendo elementos de sección tubular por elementos construidos a partir de placa conformada, de tal manera que se mejora su rigidez y peso respecto al anterior.

Se hicieron los cálculos necesarios para acoplar los sistemas de dirección y de suspensión.

La propuesta de diseño facilita el ensamble del sistema de suspensión debido a que es posible realizar sub-ensambles fuera del vehículo para finalmente acoplar todo el conjunto al chasis.

Debido a resultados gráficos y teóricos obtenidos en el presente trabajo se pudo concluir que a pesar de que en el FEM se obtienen valores muy altos, el diseño, el material y las condiciones de frontera que establece el vehículo, garantizan un adecuado funcionamiento y una mejora en el sistema de dirección.

NOMENCLATURA

A	adherencia
C	centro de gravedad
c	C es una constante que puede variar desde 0.15 en turismos hasta 1.5 en camiones
d	distancia (extremo de la rueda)
E	centro de empuje debido a Ra
f	coeficiente de resistencia a la rodadura
F	suma de las resistencias
Fr	fuerza que vence a Rr
G	centro de gravedad
G	gravedad (9.78, 9.81, 10) m/s²
h	altura del centro de gravedad
j	aceleración
k	coeficiente de resistencia al aire
M	masa del motor
M	par motor
n	número de ruedas motrices
N	peso normal que soportan las ruedas
P	carga (ton)
P1	peso eje delantero
P2	peso eje trasero
Pc	reacción en P
R	radio del neumático
r	radio del neumático bajo carga
R	reacción del suelo
Ra	resistencia por el aire
Rj	resistencia por inercia
Rp	resistencia por pendiente
Rr	resistencia por rodadura
Rt	sumatoria de resistencias al avance, velocidad variable
S	superficie maestra
t	tiempo invertido para pasar de V₁ a V₂
V	velocidad
V1	velocidad inicial m/s
V2	velocidad final m/s
Wm	potencia del motor
Wr	potencia en ruedas motrices
Wtr	pérdidas de potencia por rozamiento e inercias en la transmisión

BIBLIOGRAFÍA

Cascajosa, M. (2005). *Ingeniería de vehículos, sistemas y cálculos*. Madrid, España: Alfaomega.

Clauser, R. H (s.f.) *Materials Handbook*.

Díaz, R. y. (s.f.). Diseño y construcción de un prototipo de amortiguador para un vehículo fórmula SAE. *Revista Ciencia e Ingeniería Vol. 29, No. 2, pp. 183-190, abril-junio, 2008, ISSN 1316-708*.

Engineers, S. o. (s.f.). *DESING INNOVATIONS IN ELECTRIC AND HYBRID ELECTRIC VEHICLES*.

García, P. (s.f.). *Reparto de Cargas*. Universidad Carlos III de Madrid, Departamento de Ingeniería Mecánica.

Gerschler. (s.f.). *Tecnología del Automóvil*. Dept. of Mechanical Engineering, Manhattan College, Riverdale, NY.

Gillespie, T. D. (1992). *Fundamentals of Vehicles Dynamics*. Society of automotive engineers. Inc.

Hernado, V. C. (s.f.). *DISEÑO DE UNA SUSPENSION PARA UN VEHICULO AUTOMOVIL BASADA EN AMORTIGUADORES MAGNETO-REOLOGICOS*. Escuela Politécnica Superior de la Universidad Carlos II de Madrid.

Jazar, N. R. (2008). *Vehicle Dynamics Theory and Application*. E.E.U.U.A.A.: Springer.

Luque, P. (2004). *Ingeniería del automóvil*. Thomson.

M. Charloteaux, M. (1979). *Suspensión y dirección*.

Martinez, C. F. (s.f.). *Diseño de los elementos de suspensión de un vehículo de competición*.

Martínez M. A. (s.f.). *Pruebas de durabilidad y desempeño automotriz a 40,000 km en un vehículo compacto*. México, D.F.: Facultad de Ingeniería

Mosqueda, E. R. (s.f.). *Rediseño de estructura ligera para un vehículo eléctrico*. UNAM, FI.

Norman Tapia, R. C. (s.f.). *Metodología para el Diseño en moldes de inyección de Plástico*. Centro de Diseño Mecánico, Facultad de Ingeniería, UNAM.

Norton, L. R. (2000). *Diseño de Maquinaria, síntesis y análisis de máquinas y mecanismos*. Mc Graw Hill.

Reimpell, P. D.-I. (1978). *The Automotive Chassis Engineering Principles*. Oxford.

The Shock Absorber Handbooks. (s.f.). Dixon.

Zepeda S., R. F. (2000). *Informe resumido del proyecto: "Acondicionamiento del Vehículo Eléctrico de Reparto "VER" de Ciudad Universitaria.* México, D.F.: Facultad de Ingeniería. División de Ingeniería Mecánica e Industrial. Centro de Diseño y Manufactura.

MESOGRAFÍA

<http://eduardoautomotriz.blogspot.mx/2012/05/suspension-automotriz.html>

<http://www.aficionadosalamecanica.net/frenos-1.htm>

<http://hyperphysics.phy-astr.gsu.edu/hbasees/mechanics/frictire.html>

https://alojamientos.uva.es/guia_docente/uploads/2012/469/45757/1/Documento10.pdf

<http://www.eumed.net/ce/2008b/jtd.htm>

<http://www.terniumcentroamerica.com/pdf/productos/HT-Lamina-Negra-CA.pdf>

http://www.ahmsa.com/Acero/Productos/Cat_LAM_FRIO_AHMSA2011.pdf

http://www.achm.cl/eventos/sistema_de_formacion_capacitacion_municipal/html/DOCUMENTOS/2010/GESTION_DE_PROGRAMAS_SOCIALES_Y_EVALUACION_DE_PROYECTOS_DE_NIVEL_LOCAL_IQUIQUE/PPT02.pdf

<http://www.ahmsa.com/Acero/Productos/MEGA03-AHMSA.pdf>

http://www.k2construcciones.com/documentos/especificaciones_pernos.pdf

ÍNDICE DE ECUACIONES

Reacciones estáticas en ejes, suma de fuerzas	(1.1)
Suma de momentos en eje	(1.2)
Condición de Ackerman (Jazar, 2008)	(2.1)
Relación trigonométrica para obtener el ángulo de apertura interior	(2.2)
Relación trigonométrica para obtener el ángulo de apertura exterior	(2.3)
Radio de curvatura de un vehículo, (Jazar, 2008)	(2.4)
Radio mínimo de giro (Jazar, 2008)	(2.5)
Radio máximo de giro (Jazar, 2008)	(2.6)
Diferencial de radio de giro, (Jazar, 2008)	(2.7)
Ecuaciones para obtener las constantes en función de los catetos del mecanismo	(3.1)
Relación d/w	(3.2)
Esfuerzo nominal	(3.3)
Resistencia por rodadura, rueda portadora	(3.4)
Resistencia por rodadura, rueda motriz	(3.5)
Potencia de la rueda en pendiente	(3.6)
Resistencia por pendiente	(3.7)
Resistencia por Inercia R_j	(3.8)
Inercia	(3.9)
Resistencia por el aire R_a	(3.10)
Coefficiente de resistencia al aire	(3.11)
Coefficiente de resistencia a la rodadura	(3.12)
Resistencia a la rodadura R_r	(3.13)
Potencia en rueda motriz (trasera) a $V=cte$	(3.14)

Fuerza F	(3.15)
Potencia de la rueda	(3.16)
Adherencia	(3.17)
Fuerza en el eje motriz	(3.18)
Par máximo adherente	(3.19)
Mar máximo	(3.20)
Pendiente máxima superable	(3.21)

LISTA DE FIGURAS

CAPÍTULO 1

Figura 1.1 Sistema de suspensión propuesto, incluye dos horquillas y amortiguador pasado.

Figura 1.1.1 a) Vista trasera, track trasero

b) Vista lateral izquierda

c) Vista Frontal, track delantero menor que el trasero debido a la modificación

Figura 1.2. Distribución Estática, vista lateral.

Figura. 1.3 Distribución de Peso. Vista lateral derecha.

Figura 1.4 Localización del centro de gravedad de un vehículo. (Cascajosa, Ingeniería de vehículos, sistemas y cálculos, 2005), cap. II, p. 43

CAPÍTULO 2

Figura 2.1 Sistema de dirección y condición de Ackerman, (Jazar, 2008), pág. 379

Figura 2.2 Dirección en ruedas delanteras y ángulos de llantas interior y exterior, (Jazar, 2008), pág. 380

Figura 2.3 Efecto de la relación w/l sobre la condición de Ackerman para vehículos con dirección delantera, (Jazar, 2008), pág. 382

Figura 2.4 Condición de Ackerman para una relación $w/l= 0.5913$

Figura 2.5 Efecto de w/l en condición de Ackerman sobre vehículos de dirección delantera, (Jazar, 2008), pág. 384

Figura 2.6 Sistema de dirección, vista superior (Cascajosa, 2005)

Figura 2.7 Mecanismo trapezoidal de dirección, (Jazar, 2008), p. 385

Figura 2.8 Radios de giro del VER

Figura 2.9 Diagrama para el cálculo de la longitud de las bielas. (Cascajosa, 2005)

Figura 2.10 Diagrama con las longitudes de bielas actuales

Figura 2.11 Diagrama para relacionar las longitudes de bielas y barra de acoplamiento (Cascajosa, 2005)

Figura 2.12 Relación entre las longitudes de bielas y barra de acoplamiento

Figura 2.13 Ángulos de giro de las bielas. (Cascajosa, 2005)

Figura 2.14 Iteración del cálculo de longitud de las bielas

Figura 2.15 Relación entre la longitud de las bielas obtenidas en la iteración y la longitud de la barra de acoplamiento

Figura 2.16 Diagrama de la curva de error y la línea ideal de movimiento de las bielas (Cascajosa, 2005)

Figura 2.17 Curva de error (azul) y línea ideal (naranja) de nuestro caso de estudio

Figura 2.18 Ejemplo de grafica de curva de error y línea ideal del movimiento de las bielas (Cascajosa, 2005)

CAPÍTULO 3

Figura 3.1 Suspensión doble horquilla

Figura 3.2 Configuración actual del VER...

Figura 3.3 Propuesta de Suspensión para el VER

Figura 3.4 a) y b) Lazo vectorial de posición de un mecanismo de cuatro barras, a) posicionamiento actual, b) vector R1 indica el tire roll center

Figura 3.5 Extensión del vector R1 que marca la posición del tire roll center

Figura 3.6 a) Posición sin modificar horquillas

Figura 3.6 b) Modificación de posición

Figura. 3.7 a), b) iteraciones para posicionamiento de horquillas en Solid Works

Figura 3.8 Vista lateral de pierna para suspensión en Nx 8.5

Figura 3.9 Momento y Reacciones en juntas 1 y 2

Figura 3.10 Aproximación a placa rectangular

Figura 3.11 Fuerza F al par M que impulsa al vehículo hacia adelante

Figura 3.12 Rueda portadora. (Cascajosa, Ingeniería de vehículos, sistemas y cálculos, 2005), cap. I, p. 18

Figura 3.13 Potencia de rueda en pendiente equivalente para "X" metros horizontales

Figura 3.14 Rodadura de una rueda motriz, (Cascajosa, Ingeniería de vehículos, sistemas y cálculos, 2005), p. 73

Figura 3.15 CAD de horquilla inferior

Figura 3.16 CAD pierna para suspensión

CAPÍTULO 4

Figura 4.1 Aproximación a una placa rectangular para simulación en NX.

Figura 4.2 a) escala en Mpa

b) esfuerzo repartido en la cara lateral

c) Esfuerzos en la zona de concentradores

Figura 4.3 Esfuerzo promedio en concentrador de esfuerzos.

Figura 4.4 Valores críticos de esfuerzo en zona de concentrador.

Figura 4.5 a) diseño complejo para analizar se simplifica a figura b).

b) modelo simplificado para análisis.

Figura 4.6 a) Escala de reacción MPa Para simulación de condición de frenado, 100% de carga en eje delantero.

b) reacción obtenida en la pierna.

c) Esfuerzo en la zona nodal en concentrador.

Figura 4.7 a) Escala de esfuerzo elemental por criterio de falla Von Mises

b) Colores de reacción

c) Esfuerzo elemental en dirección X (por flexión), Criterio de falla Von Mises.

Figura 4.8 Desplazamiento nodal

Figura 4.9 Desplazamiento nodal eje X en barrenos

Figura 4.10 Esfuerzo elemental Von Mises y escala

Figura 4.11 Esfuerzos principales Máximos

Figura 4.12 Desplazamientos en dirección y (dirección de la carga)

Figura 4.13 Desplazamientos

Figura 4.14 Esfuerzos Principales máximos

Figura 4.15 Esfuerzo Von Mises, criterio de falla

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1.1 Características del vehículo eléctrico de reparto

Tabla 1.2 Tabla de centroides para localización del centro de Masa

Tabla 1.3 Reacciones Dinámicas

Tabla 2.1 Parámetros obtenidos del ángulo de giro de las ruedas

Tabla 2.2 Valores ideales de β dando valores a α

Tabla 2.3 Valores calculados de la longitud de las bielas

Tabla 2.4 Parámetros obtenidos del ángulo de giro de las ruedas después de la iteración

Tabla 2.5 Parámetros para la obtención de los ángulos de desplazamiento de las bielas

Tabla 2.6 Cálculo de los valores de β reales e ideales dando valores a α

Tabla 2.7 Valores x,y para la curva de error y la línea ideal de movimiento de las bielas

Tabla 3.1 longitudes de los vectores (cm)

Tabla 3.2 a) Valores de los eslabones

Tabla 3.3 valores de los ángulos entre eslabones

Tabla 3.6 a) b) Factor de concentración de esfuerzos en placa perforada sometida a flexión dw. (Norton, Diseño de Maquinaria., 2000)

Tabla 4.1 Reacciones

Tabla 4.2 Resultados obtenidos

ÍNDICE DEL APÉNDICE

Figura A.1 Diseño propuesto, configuración amortiguador pasado.

Figura A.2 Ángulos de oscilación de chasis.

Figura A.3 Movimientos en el vehículo.

Esquema 3.1 Banco de baterías.

Esquema 3.2 horquilla inferior.

Esquema 3.3 suspensión delantera y banco de baterías.

Esquema 3.4 a) vista lateral izquierda y b) pierna de sistema de suspensión.

ANEXO DE TABLAS

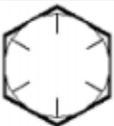
Marcado de pernos de acero grado SAE					
Número de grado SAE	Rango del diámetro [inch]	Carga de prueba [kpsi]	Esfuerzo de ruptura [kpsi]	Material	Marcado de la cabeza
1 2	$\frac{1}{4}$ - $1\frac{1}{2}$ $\frac{3}{4}$ - $\frac{7}{8}$ - $1\frac{1}{2}$	55 33	74 60	Acero de bajo carbono ó acero al carbono	
5	$\frac{1}{4}$ - $1\frac{1}{8}$ - $1\frac{1}{2}$	85 74	120 105	Acero al carbono, Templado y Revenido	
5.2	$\frac{1}{4}$ - 1	85	120	Acero de bajo carbono martensítico, Templado y Revenido	
7	$\frac{1}{4}$ - $1\frac{1}{2}$	105	133	Acero al carbono aleado, Templado y Revenido	
8	$\frac{1}{4}$ - $1\frac{1}{2}$	120	150	Acero al carbono aleado, Templado y Revenido	
8.2	$\frac{1}{4}$ - 1	120	150	Acero de bajo carbono martensítico, Templado y Revenido	

Tabla Marcado de pernos de acero grado SAE

Modulus of Elasticity In Tension of Materials

	lb/in ²	MPa
Lead (cast)	700,000	4,827
Lead (hard-drawn)	1,000,000	6,895
Phenolic (fabric laminated)	1,000,000	6,895
Pine (static bending)	1,200,000	8,274
Ash (static bending)	1,300,000	8,964
Phenolic (paper base)	2,100,000	14,480
Tin (cast)	4,000,000	27,580
Tin (rolled)	5,700,000	39,300
Glass	8,000,000	55,160
Brass	9,000,000	62,100
Aluminum (cast)	10,000,000	68,950
Copper (cast)	11,000,000	75,850
Zinc (cast)	11,000,000	75,850
Zinc (rolled)	12,000,000	82,740
Cast iron (soft gray iron)	12,000,000	82,740
Brass (cast)	13,000,000	89,640
Bronze (average)	13,000,000	89,640
Phosphor bronze	13,000,000	89,640
Manganese bronze (cast)	14,000,000	96,530
Slate	14,000,000	96,530
Copper (soft, wrought)	15,000,000	103,400
Cast iron (average, with steel scrap)	16,000,000	110,300
Clock brass	16,600,000	114,500
Copper (hard-drawn)	18,000,000	124,100
Cast iron (hard, white iron)	20,000,000	137,900
Malleable iron	23,000,000	158,600
Wrought iron	27,000,000	186,200
Carbon steel	30,000,000	206,850
Alloy steel (nickel-chromium)	30,000,000	206,850

Tabla 3.5 Módulos de elasticidad en materiales a tensión

Apéndice

Sistema de Suspensión

La suspensión es uno de los sistemas más importantes que integran el automóvil. Se denomina suspensión al conjunto de elementos que se interponen entre los órganos suspendidos y no suspendidos del automóvil cuya función es minimizar tanto los efectos causados por anomalías del camino como el balanceo de la carrocería.

Una suspensión convencional está formada básicamente por dos elementos: un resorte o muelle helicoidal y un amortiguador. El resorte tiene como función principal absorber tanto las vibraciones como impactos ocasionados por las irregularidades presentes en la pista para que no se transmitan hacia la carrocería. Mientras que, el amortiguador tiene la función de controlar las oscilaciones de la carrocería. Con esta combinación de elementos se logra una marcha cómoda, segura y estable.

En general los elementos de la suspensión deben de ser lo suficientemente resistentes y elásticos para soportar las cargas a que se ven sometidos sin que se produzcan deformaciones permanentes ni roturas y además, deben de garantizar que el vehículo no pierda adherencia.

Las primeras suspensiones tienen su origen en los carruajes, dado que este tipo de vehículos no alcanzan grandes velocidades; el sistema de suspensión es básico, como se muestra en la Figura 1.1, el cual consta de un simple sistema de ballesta.

La selección del tipo de suspensión tanto para el eje delantero como el trasero, depende del tipo de transmisión, es decir, si la transmisión es delantera o trasera o si se cuenta con un sistema de tracción en la cuatro ruedas.



Figura A.1. Sistema básico de Ballesta de los primero carruajes

A partir de la evolución y el incremento en las prestaciones de los vehículos se comienza a pensar en mejorar dos aspectos importantes, la manejabilidad y el confort, por lo que resolver la oscilación producida por las ballestas resulta un aspecto fundamental.

En la actualidad el sistema de suspensión es mucho más completo, en general éste sistema está compuesto fundamentalmente por los siguientes elementos:

- Muelles.
- Amortiguadores.
- Barras estabilizadoras.

Principal Diseño de Suspensión

El principal diseño de suspensión es el “**dobles triángulo asimétrico**” (*double A-arm* o *double wishbone*). Consiste en dos triángulos superpuestos con dos anclajes al chasis y uno o dos a la rueda. Entre los dos definen la trayectoria que sigue la misma en su recorrido. Un tirante conectado con la mangueta permite el giro de la rueda delantera y otro o el ajuste de convergencia en la rueda trasera.

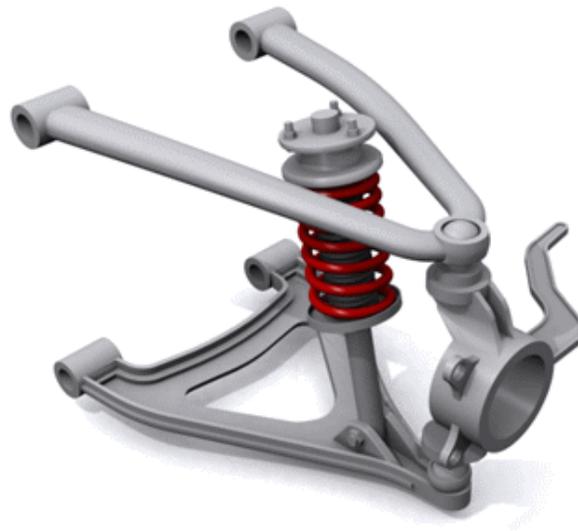


Figura A.2 Diseño propuesto, configuración amortiguador pasado

El amortiguador se puede colocar inclinado entre el triángulo inferior y el chasis o se puede situar en el interior del habitáculo conectado a un balancín que se acciona mediante un tirante de suspensión conectado con el triángulo inferior.

La suspensión “**Mc Pherson**” es la más habitual en vehículos. El triángulo inferior y el tirante de dirección son más o menos similares pero el triángulo superior desaparece y, en su lugar, se coloca el propio amortiguador que ejerce funciones tanto de suspensión como de guiado de la trayectoria de la rueda.

Tiene la ventaja de su mayor simplicidad y economía pero requiere de más espacio vertical y de amortiguadores de mayor tamaño.

A partir de este punto vamos a referirnos siempre al diseño de doble triángulo asimétrico por ser el más habitual y versátil en vehículos.

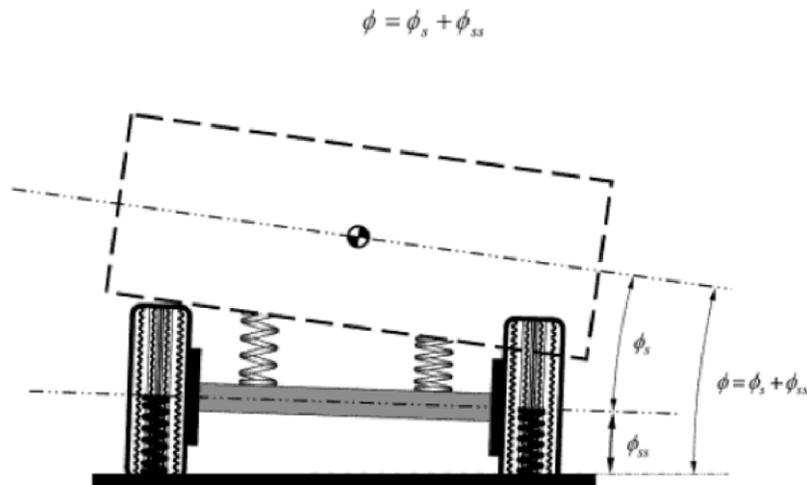


Figura A.3 Ángulos de oscilación de chasis

Para ángulos de balanceo pequeños, la rigidez depende básicamente de los muelles y barras estabilizadoras, pero para ángulos de balanceo mayores hay que tener en cuenta los topes de compresión y extensión de la suspensión.

En la figura A.4 se observa un esquema del vehículo respecto a los tres ejes coordenados para poder definir todos los tipos de oscilación presentes en un vehículo.

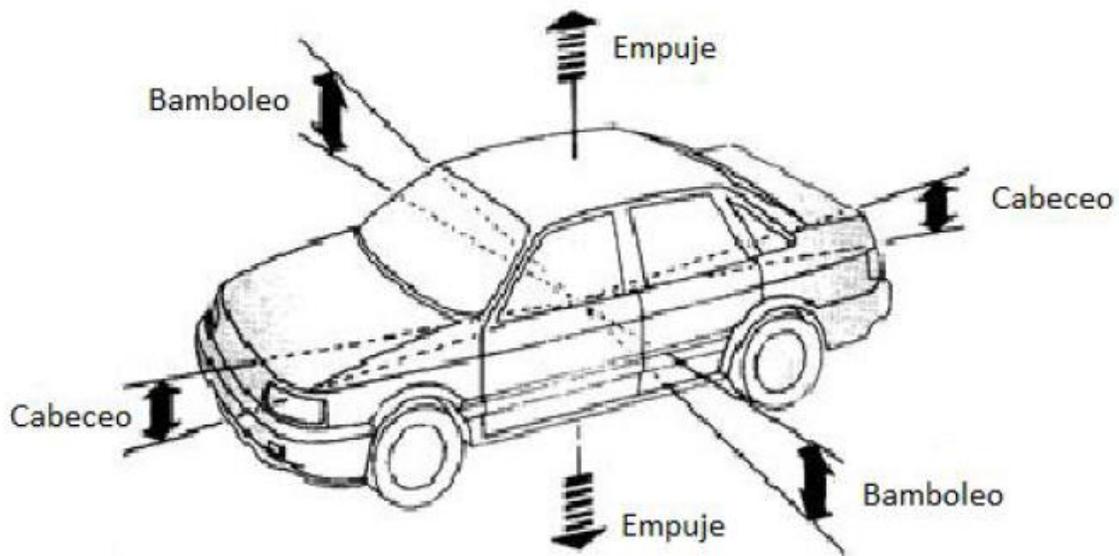


Figura A.4 Movimientos en el vehículo

1. Empuje:

Se denomina empuje al movimiento de rotación en torno al eje vertical del vehículo. Éste es un movimiento que puede producirse sobre todo en situaciones de cambios bruscos de dirección.

2. Bailoteo:

Se denomina bailoteo al movimiento en el terreno (oscilaciones rectilíneas en el sentido del eje vertical del automóvil).

Éste es un movimiento típico que se produce en carreteras levemente onduladas.

3. Bamboleo:

Se denomina así al movimiento oscilatorio recto transversal. Este movimiento suele ser provocado por la acción del viento lateral.

4. Cabeceo:

Se denomina así al movimiento oscilatorio rectilíneo en el sentido del eje longitudinal. Las causas principales de estos bandazos se deben a fallos en el motor o en frenos en mal estado.

Los condicionantes básicos sobre los que se diseña una suspensión no sólo conciernen a la sensibilidad humana hacia las perturbaciones propias de las vibraciones del vehículo o irregularidades del suelo (confort de marcha); también es preciso tener en cuenta la interacción entre el vehículo (ruedas) y el suelo, este último resulta de vital importancia para asegurar la estabilidad del vehículo.

Así pues, podemos decir que son dos las funciones fundamentales que debe cumplir la suspensión:

** Estabilidad del vehículo*

La estabilidad del vehículo, hace referencia a la necesidad de que las ruedas estén constantemente en contacto con el suelo, ya que el vehículo se "apoya" sobre la huella del neumático y la adherencia del mismo es función de dos factores:

- El rozamiento de la interface neumático-suelo.
- El peso que gravita sobre ese neumático.

** Confort de marcha*

La suspensión debe absorber las reacciones producidas en las ruedas por las irregularidades del terreno, asegurando la comodidad de las personas así como la protección de la carga y de los órganos mecánicos del vehículo.

La absorción de estas reacciones se consigue por la acción combinada de los neumáticos, (caucho + aire a presión), la elasticidad de los asientos y el sistema elástico de la suspensión. Los neumáticos sólo absorben las pequeñas asperezas de un firme suelo en buenas condiciones y su misión más importante es la de asegurar un buen agarre sobre la carretera y conservar silenciosa la marcha del vehículo.

En cualquier dirección formada por el plano X-Y de la rueda se forma una elipse de adherencia ya que se solicita de manera excesiva en dirección transversal un neumático limitando su capacidad de soportar fuerzas longitudinales y viceversa. Los límites de adherencia están limitados por una curva en forma de elipse, de la

que no se debe salir si no se quiere saturar el neumático, esto indica una combinación de valores máximos de fuerza longitudinal y transversal ya que los neumáticos no disponen de tanto agarre.