

<b>CONTENIDO</b>	<b>PAG.</b>
<b>INTRODUCCION</b>	<b>7</b>
<b>CAPÍTULO 1</b>	
Planteamiento del problema	<b>8</b>
<b>CAPÍTULO 2</b>	
Funcionamiento y mecanismos de la suspensión McPherson	<b>9</b>
<b>CAPÍTULO 3</b>	
Herramientas utilizadas para el desmonte de amortiguadores	<b>14</b>
<b>3.1 Tipos de recogedores de espirales de la industria</b>	<b>14</b>
<b>3.1.1 Compresores a tornillo o juegos de tres ganchos</b>	<b>14</b>
<b>3.1.2 De amortiguación</b>	<b>15</b>
<b>3.1.3 Prensas de pared</b>	<b>16</b>
<b>3.1.4 Prensa de árbol</b>	<b>17</b>
<b>3.1.5 compresor de espirales hidráulico</b>	<b>18</b>
<b>3.1.6 compresor de espirales neumático</b>	<b>19</b>
<b>CAPÍTULO 4</b>	
Justificación	<b>20</b>
<b>CAPÍTULO 5</b>	
Objetivos	<b>22</b>
<b>5.1 Objetivo general</b>	<b>22</b>
<b>5.2 Objetivos específicos</b>	<b>22</b>

## **CAPÍTULO 6**

Planteamiento de la mejor alternativa para diseñar la herramienta	23
<b>6.1</b> Tabla de comparación de las diferentes alternativas de compresores de espirales	23
<b>6.2</b> selección de la mejor alternativa de compresores de espirales	25

## **CAPÍTULO 7**

Cálculos específicos del diseño mecánico de la herramienta	26
<b>7.1</b> Determinación de cargas del elemento.	26
<b>7.2</b> Determinación la sección transversal de la barra soporte	34
<b>7.3</b> Determinación de espesores de las placas	38
<b>7.4</b> Diseño de soldadura y determinación de los collarines	42
<b>7.5</b> Determinación de los pasadores	45
<b>7.6</b> Diseño de la lámina de seguridad y selección del tornillo de presión	48
<b>7.7</b> Determinación de la base donde se apoya la herramienta y su respectivo tornillo de aseguramiento.	51
<b>7.8</b> Diseño de estructura y selección de ruedas para transportar la herramienta.	53

## **CAPÍTULO 8**

Tabla de costos	56
-----------------	----

## **CAPÍTULO 9**

<b>9.1</b> Resultado final	58
<b>9.2</b> Conclusiones	58
<b>9.3</b> Referencias	59

<b>ANEXOS</b>	<b>60</b>
<b>1</b> Manual de mantenimiento	<b>60</b>
<b>2</b> Manual de operación	<b>63</b>
Planos de la herramienta	

<b>LISTA DE FIGURAS</b>	<b>PAG.</b>
Figura 1. Suspensión McPherson	9
Figura 2. Resorte	10
Figura 3. Principales fuerzas del resorte	10
Figura 4. Resorte sometido a fuerza de compresión	11
Figura 5. Amortiguador con espiral.	12
Figura 6. Amortiguadores en mal estado.	13
Figura 7. Compresor de tornillo con sus respectivos ganchos.	14
Figura 8. Compresor de amortiguación.	15
Figura 9. Prensa de taller.	16
Figura 10. Prensa de árbol.	17
Figura 11. Compresor de espirales hidráulico.	18
Figura 12. Compresor de espirales neumático.	19
Figura 13. Prensa hidráulica de taller.	26
Figura 14. Toma de medidas.	26
Figura 15. Medida de peso.	27
Figura 16. D.C.L. bomba hidráulica.	28
Figura 17. D.C.L de toda la estructura.	30
Figura 18. D.C.L. de la placa 1.	31
Figura 19. D.C.L. de la placa 2.	32
Figura 20. D.C.L de la barra.	33
Figura 21. Momento flector de la barra.	34
Figura 22. Esfuerzos de la barra.	34
Figura 23. Perforaciones de la barra.	37

Figura 24. Medidas de la placa.	<b>38</b>
Figura 25. Concentrador de esfuerzo de la placa.	<b>40</b>
Figura 26. Dimensiones de la placa.	<b>41</b>
Figura 27. Geometría de la soldadura.	<b>43</b>
Figura 28. Geometría del collarín.	<b>44</b>
Figura 29. Dimensiones de la barra.	<b>46</b>
Figura 30. Dimensiones de los pasadores.	<b>47</b>
Figura 31. Medidas lamina de seguridad.	<b>48</b>
Figura 32. D.C.L. de la lámina de seguridad.	<b>48</b>
Figura 33. Diagrama de fuerza cortante lamina de seguridad.	<b>48</b>
Figura 34. Geometría de la lámina de seguridad.	<b>50</b>
Figura 35. Placa base.	<b>53</b>
Figura 36. D.C.L estructura.	<b>54</b>
Figura 37. Grafico estructura.	<b>54</b>
Figura 38. Rueda de transporte.	<b>55</b>
Figura 39. Freno de seguridad.	<b>55</b>
<b>Anexos</b>	
Figura1-1. Collarín de placa inferior.	<b>60</b>
Figura1-2. Herramienta en su uso.	<b>61</b>
Figura1-3. Grasa para lubricación.	<b>62</b>
Figura2-1. Recogedor de espirales.	<b>63</b>
Figura2-2. Gato hidráulico.	<b>65</b>

## **LISTA DE TABLAS**

Tabla 1. Comparación de alternativas.	<b>23</b>
Tabla 2. Ponderación de selección.	<b>25</b>
Tabla 3. Propiedades de la prensa taller.	<b>27</b>
Tabla 4. Largo de la sección cuadrada en cada uno de los puntos de la columna.	<b>36</b>
Tabla 5. Selección del tornillo de presión.	<b>51</b>
Tabla 6. Selección de tornillo de aseguramiento.	<b>52</b>
Tabla 7. Costos de elementos de la herramienta.	<b>56</b>
Tabla 8. Precio de algunas operaciones de fabricación.	<b>57</b>

## INTRODUCCIÓN

Desde que el ingeniero Earl S. McPherson creó el sistema de suspensión, el cual lleva su mismo nombre, la mayoría de marcas de automóviles han adoptado este sistema para sus modelos posteriores, dándolo a conocer por todo el mundo. En Colombia es muy raro encontrar un automóvil que no posea este sistema de suspensión, y de ser así, es porque, es un modelo muy antiguo anterior al Ford Cónsul, en el cual el ingeniero implementó el primer sistema de suspensión McPherson.

Desde la creación de este sistema, también se ha tratado de buscar la manera más adecuada para su debido mantenimiento, y por ende, se han creado diferentes herramientas y mecanismo para facilitar estas operaciones. Muchas de éstas no son de nacionalidad colombiana y llegan con precios muy elevados y de muy baja calidad, haciendo que sean de difícil acceso para los talleres de mecánica automotriz convencionales que están situados en Colombia.

De tal manera, hemos visto la oportunidad de crear un mecanismo de nacionalidad colombiana, bajo costo y de buena calidad, para el mantenimiento de este sistema que está presente en toda Colombia, y que además se ve afectado por el mal estado de las vías, calles y carreteras del país.

Teniendo en cuenta lo anterior, tenemos la posibilidad de diseñar una herramienta adecuada para el mantenimiento de la suspensión McPherson, el objetivo de diseño es mejorar la productividad de trabajo del operario, además de brindarle seguridad a la hora de operarla.

## 1. DESCRIPCIÓN DEL PROBLEMA

Es muy frecuente que en los automóviles el sistema de amortiguación se vea afectado, porque este es el encargado de minimizar las cargas a las que se ve sometido el automóvil, por ello la necesidad de una herramienta práctica y segura que nos permita el mantenimiento de este elemento.

Para el desmonte del amortiguador se tiene que recoger un espiral, esta es una actividad peligrosa si no se tiene una herramienta adecuada que garantice la seguridad del operador, la mayoría de herramientas existentes son de uso manual lo cual es un problema, ya que hay espirales en ciertos automóviles que exigen una gran cantidad de fuerza, por ello el operador debe encontrar la manera de comprimir el resorte con otra herramienta.

Específicamente este problema lo encontramos en el taller de mecánica “Centro Técnico de lubricación y alineaciones especiales J.J.” donde se hace mantenimiento preventivo y correctivo a los automóviles. Dentro de los procesos que tiene este taller encontramos el problema descrito anteriormente, por ello el operario de mecánica de suspensión debe adecuar una herramienta que se utiliza para desmontar rodamientos, para comprimir los espirales, para así poder extraer el amortiguador, esta es una práctica peligrosa ya que el resorte se podría descomprimir súbitamente y salir desprendido del amortiguador causándole daño al operador.

Es por esto que se tiene la necesidad de diseñar una herramienta que pueda comprimir varios tipos de espirales, sin importar su tamaño, o su valor de constante  $K$ , brindándole seguridad al operario.

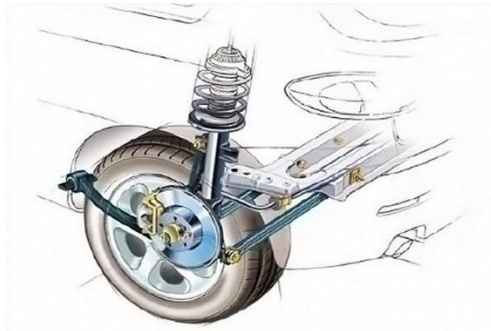


## 2. FUNCIONAMIENTO Y MECANISMOS DE LA SUSPENSIÓN MCPHERSON

**SUSPENSIÓN AUTOMOTRIZ:** es un conjunto de elementos elásticos, los cuales se interponen entre las partes suspendidas (chasis, motor, carrocería, pasajeros y carga) y los no suspendidos (ruedas y ejes). La función de estos elementos es la absorción de reacciones que sufre el vehículo cuando éste se encuentra recorriendo un terreno irregular, asegurando así la comodidad y ergonomía hacia los pasajeros, además de la estabilidad del mismo vehículo.[1]

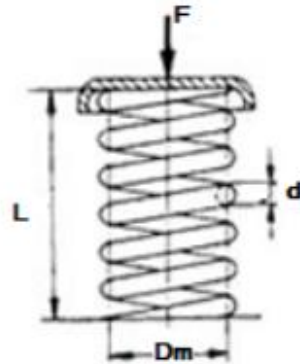
**SUSPENSIÓN MC-PHERSON:** sistema diseñado originalmente para el automóvil modelo antiguo Ford Cónsul, por el ingeniero Earl S. McPherson en 1951, que después sería adaptado a la mayoría de automóviles gracias a que reduce el impacto del carro cuando pasa por un bache cuando está en movimiento y a una velocidad considerable; éste está conformado por un amortiguador y un espiral (resorte) integrados, en donde van independientemente en cada una de las ruedas del vehículo.

Figura 1. Suspensión McPherson. Fuente <http://www.todoautos.com.pe/portal/autos/200-especiales/2379-suspension-independiente-mcpherson> *circa*



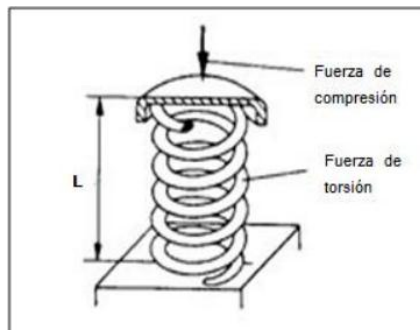
**RESORTE ESPIRAL:** es alambre grueso de acero al manganeso templado arrollado como un cilindro en espiral ascendente, que generalmente tienen un diámetro y paso constante. Una de sus características importantes es que la distancia de compresión es proporcional a la carga que soportan. Las últimas espiras son planas para facilitar el asiento del resorte sobre sus bases de apoyo.

Figura 2. Resorte. Fuente <http://repositorio.espe.edu.ec/bitstream/21000/2772/3/T-ESPEL-0702.pdf> mayo de 2009



Una de las características más importantes de los espirales es que no pueden transmitir esfuerzos laterales, debido a esto, requieren que, en su montaje bielas de empuje lateral y transversal para la absorción de las reacciones de la rueda, también, trabajan a torsión retorciéndose proporcionalmente al esfuerzo que tienen que soportar, acortando su longitud y volviendo a su posición de reposo cuando cesa el efecto que produce la deformación.

Figura 3. Principales fuerzas del resorte. Fuente <http://repositorio.espe.edu.ec/bitstream/21000/2772/3/T-ESPEL-0702.pdf> circa

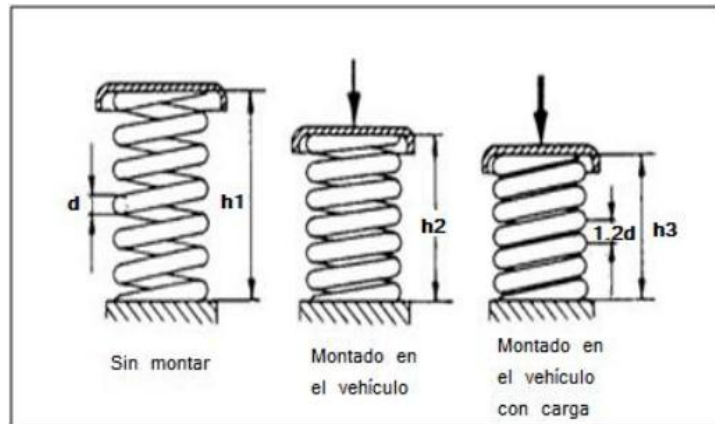


La flexibilidad de los espirales depende de número y paso de espiras, diámetro del espiral, espesor y diámetro del hilo, además de las propiedades mecánicas del cual está hecho el resorte.

Las espiras del resorte, en su función elástica no deben hacer contacto entre sí, puesto que la deformación tiene que ser menor a la distancia del paso, o de lo contrario, el espiral perderá el efecto de resorte. y todas las reacciones, las cuales eran absorbidas por el espiral, pasarán de forma directa a la parte suspendida.

Figura 4. Resorte sometido a fuerza de compresión. Fuente

<http://repositorio.espe.edu.ec/bitstream/21000/2772/3/T-ESPEL-0702.pdf> circa



**AMORTIGUADOR:** es un dispositivo construido con un eje cromado y dos tubos de acero (uno dentro del otro). El tubo exterior se denomina tubo de reserva (lleno de aceite). El interno, tubo de compresión. En un extremo, el eje de acero tiene el apoyo que se ancla al vehículo. En el otro extremo se monta un pistón, que siempre se desplaza a lo largo del tubo de compresión, el cual presiona o succiona aceite que fluye a través de válvulas instaladas en el tubo de compresión. Esta construcción genera dos fuerzas muy diferentes, extensión y compresión, cuyas funciones son:

- Adhesión del vehículo a la vía terrestre
- Aportación de seguridad en las curvas
- Evitar que navegue
- Obtención permanente de una marcha confortable

La función del amortiguador es controlar los movimientos de la suspensión, los muelles y/o resortes. El movimiento de la suspensión genera energía cinética, que se convierte en energía térmica o calorífica. Esta energía se disipa a través del aceite.[2]

Figura 5. Amortiguador con espiral. Fuente propia



## **POR QUE ES NECESARIO CAMBIAR LOS AMORTIGUADORES**

Los amortiguadores son esenciales para el confort y estabilidad del automóvil, a la hora de ser conducido por terrenos muy irregulares, como lo son calles sin pavimentar, en mal estado y con muchos sobresaltos, pero como en la mayoría de los mecanismos, los amortiguadores tienen un tiempo de servicio limitado, puesto que se gastan con las repeticiones de esfuerzos a los que son sometidos día a día; dando como resultado, que el amortiguador se dañe, neutralizando así su completa función, y a su vez, dañando los demás elementos como lo son: la suspensión, las ruedas, el chasis etc.

Por eso es que es necesario revisar los amortiguadores constantemente, cada 20000 kilómetros de recorrido, donde lo único que se requiere es hacer presión hacia el suelo con el cuerpo sobre

el capo y baúl, después soltar el automóvil, si hay una sola oscilación significa que los amortiguadores están en buen estado, si hay más de dos oscilaciones quiere decir que los amortiguadores necesitan ser sustituidos por unos nuevos; otra observación que se debe hacer para verificar la calidad del amortiguador es la presencia de aceite que llevan dentro los amortiguadores, ya que muchas veces estos elementos se fisuran derramando este líquido el cual, es el elemento principal de la amortiguación,

Una recomendación que dan los expertos en el tema es que los amortiguadores deben ser cambiados cada 60000 kilómetros, con la condición de que deben ser cambiados en pareja al mismo tiempo, los dos traseros y los dos delanteros.

Figura 6. Amortiguadores en mal estado. Fuente propia.



### **3. HERRAMIENTAS UTILIZADAS PARA EL DESMONTE DE AMORTIGUADORES**

En la actualidad existen varios tipos de herramientas que ya se utilizan para el desmonte de amortiguadores, algunas con un nivel de complejidad más alto que otras, varias de estas herramientas solo funcionan para determinadas dimensiones de espirales, o fuerza de estos.

#### **3.1 TIPOS DE RECOGEDORES DE ESPIRALES DE LA INDUSTRIA**

##### **3.1.1 COMPRESORES A TORNILLO O JUEGOS DE TRES GANCHOS**

Esta herramienta es una de las más utilizadas en los talleres de mecánica por su bajo precio, se trata de tres tornillos sin fin que contienen dos piezas, las cuales tienen un alojamiento para el espiral (gancho o uña), estas se utilizan para ejercer presión sobre el muelle, su uso se basa en instalar los tres tornillos en el espiral en los cuales se tiene que alojar este en la gancho del útil, para este proceso el operador debe asegurarse de que el resorte esté correctamente agarrado por las uñas de los tres tornillos, ya que si no es así éste podría desprenderse de la herramienta causándole daño, además de esto el usuario del instrumento debe asegurarse de comprimir homogéneamente los tres tornillos, de lo contrario el resorte podría pandearse y se escape con las consecuencias que esto conlleva. También por no distribuir las fuerzas de esta manera podría alguno de estos tornillos fallar y esto provocar un accidente.[3]

Figura 7. Compresor de tornillo con sus respectivos ganchos. Fuente propia. Septiembre 2015



### 3.1.2 DE AMORTIGUACIÓN

Este aparato consta de un mecanismo de husillo con una tuerca, donde el husillo se encuentra fijo para que la tuerca avance longitudinalmente, además éste tiene en uno de sus extremos la cabeza de un tornillo hexagonal. Así mismo se encuentran dos garras u horquillas, que pueden estar fabricadas de acero forjado con forma de U esto precisamente para alojar el muelle, una de éstas se encuentra fija y la otra sujeta al tuerca del husillo para poder desplazarse a lo largo de este. Su funcionamiento se basa en acomodar de manera adecuada el resorte en las horquillas de la herramienta, hecho esto con una pistola neumática se aprieta la cabeza del tornillo con lo cual las garras comienzan a comprimir el espiral.

Figura 8. Compresor de amortiguación.

Fuente [www.utilesyherramientas.com/uploaded\\_images/937956549.jpg](http://www.utilesyherramientas.com/uploaded_images/937956549.jpg) 23 abril 2010



Una de las desventajas de esta herramienta es que sus horquillas o garras solo sirven para resortes con su mismo tamaño, lo cual hace que se tenga que comprar un juego de horquillas aumentando considerablemente el precio de este útil. Los talleres de mecánica prefieren no comprar este tipo de herramienta por su costo.



### 3.1.3 PRENSAS DE PARED

Este mecanismo consta de una estructura metálica, la cual tiene un plato base, un plato superior, plato inferior, plato bocín, plato de sujeción y dos columnas, estos tienen como fin dar el soporte y estabilidad a la estructura, estas generalmente son fabricadas con acero estructural. Además tiene un tornillo sinfín y una tuerca la cual está sujeta a unas palancas. La herramienta funciona mediante el tornillo sinfín el cual está sujeto al plato superior y en uno de sus extremos tiene fijo el plato bocín, el cual se desplaza con el tornillo sinfín y está sujeto a dos columnas para una mayor estabilidad, la tuerca tiene como función el desplazamiento del tornillo sinfín y el cual está encima del plato superior, las dos columnas están sujetas al plato superior y al plato inferior. En el plato inferior se encuentra una uña donde se aloja el extremo inferior del espiral, el extremo superior del espiral se aloja en el plato bocín, el cual tiene dos láminas para graduar y ajustarse al resorte. Con la ayuda de la tuerca y sus palancas se desplaza el tornillo y así se pueda comprimir el resorte. Para su uso se debe fijar a una pared asegurando el plato de sujeción con tornillos a esta.

Figura 9. Prensa de taller. Fuente

[igma.com.mx/imagenes/pagina%20de%20productos/opresor%20de%20resortes.jpg](http://igma.com.mx/imagenes/pagina%20de%20productos/opresor%20de%20resortes.jpg) circa





### 3.1.4 PRENSA DE ÁRBOL

Este tipo de prensa que también se utiliza para comprimir espirales, funciona de manera muy similar al anterior descrito. Su diferencia fundamental es que su parte móvil trabaja con una cremallera que está en la parte anterior del cilindro, este cilindro dentado se introduce dentro de otro cilindro hueco, el cual es la base de este mecanismo.

Éste funciona mediante el principio de piñón cremallera, el piñón está sujeto a unas palancas, las cuales nos sirven para poder movilizar el cilindro dentado, el cual contiene en su parte superior fijo al cilindro un mecanismo ajustable que tiene agarraderas en forma de uña, lo cual se utiliza para sujetar el muelle, para sujetarlo en la parte inferior posee un mecanismo también ajustable fijo al cilindro base. De esta manera el espiral se instala en la parte superior e inferior se ajusta, esta herramienta es muy útil y segura, como ventaja en comparación a la anterior para su uso no es necesario fijarlo, gracias a su base.

Figura 10. Prensa de árbol. Fuente <http://thumbs.ebaystatic.com/d/1225/m/mt1NbFf-B25lad0gVpIv9FQ.jpg> 12 de agosto 2009

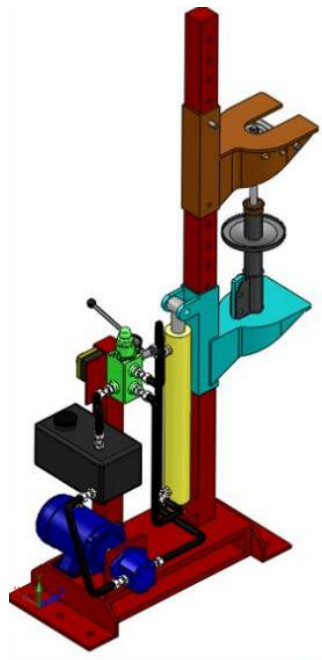


### 3.1.5 COMPRESORES DE ESPIRALES HIDRÁULICOS

Este mecanismo contiene uñetas superior e inferior, una columna, una base o soporte, un motor eléctrico, una bomba hidráulica, cilindro hidráulico, tanque reservorio. La columna tiene una serie de orificios para graduar la uñeta superior y que ésta quede fija a determinada longitud, esto con el fin de ampliar el uso de la herramienta por si el espiral es corto o largo, la uñeta inferior está sujeta al extremo superior del vástago del cilindro y móvil con respecto a la columna para que así ésta se pueda mover a lo largo de la columna. El fluido es impulsado por la bomba hacia el cilindro, lo cual hace que el vástago sea elevado y éste a su vez eleva la uñeta inferior a través de la columna y así poder comprimir el espiral.[4]

Una de las desventajas que presenta este tipo de compresores es que al igual que el de amortiguación las uñetas son de una medida fija con lo cual no se podría comprimir resortes de una longitud diferente a la dela uñeta.

Figura 11. Compresor de espirales hidráulico. Fuente [repositorio.espe.edu.ec/bitstream/21000/2772/3/T-ESPEL-0702.pdf](http://repositorio.espe.edu.ec/bitstream/21000/2772/3/T-ESPEL-0702.pdf) circa



### 3.1.6 COMPRESOR DE ESPIRALES NEUMÁTICOS

Éste funciona con la ayuda de un compresor de aire, el cual ingresa en un cilindro donde hay un vástago que se desplaza por la acción de la presión del aire, el vástago está fijo a un mecanismo ajustable el cual se utiliza para apoyar el espiral, este mecanismo además tiene dos columnas para mayor estabilidad de la herramienta, el mecanismo ajustable está sujeto a estas dos columnas.

Este mecanismo al igual que algunos ya nombrados, antes de usarse debe fijarse a la pared.

Figura 12. Compresor de espirales neumático. Fuente

<http://i.ytimg.com/vi/wwwACiDcZOk/maxresdefault.jpg> septiembre 20013



## 4. JUSTIFICACIÓN

La idea principal por la cual se desarrolla este proyecto, es la necesidad que tienen varios talleres de mecánica automotriz, para el desmonte de los espirales que están asociados a las suspensiones de tipo McPherson, puesto que, las herramientas utilizadas en estos talleres son hechos de una manera poco técnica y de manera hechiza, por los mismos operarios que trabajan en los talleres de mecánica automotriz, otorgando una seguridad muy baja, así mismo, se presenta poca eficiencia a la hora de desarrollar el dicho trabajo.

Este espiral se encuentra recogido y soportado por las bases del amortiguador, el cual, para extraer el amortiguador para su debido mantenimiento o cambio, se debe recoger un poco más el espiral, de una manera tal, que, los mecanismos y herramientas utilizadas para el desarrollo de esta tarea brinden una gran seguridad y ergonomía al operario; es aquí, donde nuestro diseño interviene para dar una mejor alternativa de trabajo para los talleres de mecánica automotriz a la hora de hacer el respectivo mantenimiento a los amortiguadores y espirales de la suspensión McPherson,

Para suplir las necesidades de los talleres de mecánica automotriz, daremos a conocer ciertas pautas, las cuales son necesarias para entender las cuales son:

- En el campo tecnológico: diseñaremos un mecanismo, en donde, tendrá mejores resultados en cuanto a tiempo de ensamble del amortiguador con el espiral, y así mismo, con el desarme de estos dos elementos. Este a su vez, tendrá una geometría ergonómica, no tan compleja, para facilitar el manejo de la misma para cualquier operario de mecánica automotriz del área de suspensión.
- En el campo económico: nuestros parámetros de diseño estarán enfocados para que nuestro mecanismo, esté compuesto de un material accesible en la industria y a su vez, tenga un valor económico, puesto que, esta misma será ofrecida en el mercado a diferentes talleres los cuales serán de diferentes tamaños, en cuanto a su capital y tamaño de planta.

- En el campo de seguridad: nuestra idea a seguir, es la de proporcionar que el mecanismo maneje de manera segura y ergonómica los espirales que están contenidos en la suspensión McPherson, garantizando que no se presentes fallas en el material del recogedor, para así evitar lesiones al operario, como fracturas o mutilaciones.
- En el campo industrial: este mecanismo tendrá un diseño de muy buena calidad, y a su vez, una estética que pueda compararse de buena manera con modelos ya existentes, para así dar una buena competencia en el mercado.

## **5. OBJETIVOS**

### **5.1 OBJETIVO GENERAL**

Diseñar un mecanismo para desmontar de forma fácil y segura la suspensión McPherson en talleres de mecánica automotriz.

### **5.2 OBJETIVOS ESPECÍFICOS**

- Investigar y analizar el funcionamiento y los mecanismos de amortiguación de la suspensión McPherson.
- Recopilar información acerca de que tipos de herramientas que se utilizan para el desmonte de los amortiguadores de dicha suspensión.
- Plantear diferentes posibilidades para hacer seguro y fácil el desmonte del amortiguador.
- Seleccionar la alternativa más idónea de las que se plantearon, la cual tenga como máximo las siguientes medidas 400mm de base, 400mm de ancho y 600mm de alto.
- Diseñar los elementos mecánicos no estandarizados que requiere la herramienta.
- Seleccionar los elementos mecánicos normalizados que requiere la herramienta.
- Realizar los planos generales y de montaje del mecanismo.
- Elaborar el manual de uso u operación.
- Elaborar el manual de mantenimiento.
- Elaborar una tabla de costos de los materiales.

## 6. PLANTEAMIENTO DE LA MEJOR ALTERNATIVA PARA DISEÑAR LA HERRAMIENTA

### 6.1 TABLA DE COMPARACIÓN DE LAS DIFERENTES ALTERNATIVAS DE COMPRESORES DE ESPIRALES

Tabla 1. Comparación de alternativas. Fuente autores.

<b>TIPO DE HERRAMIENTA</b>	<b>VENTAJAS</b>	<b>DESVENTAJAS</b>
<b>DE TORNILLO</b>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• No ocupa demasiado espacio</li> <li>• Solo consume energía mecánica (proporcionada por el operario)</li> <li>• Estructura fácil de trasladar</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Su estructura es vulnerable a los golpes</li> <li>• Está expuesto diferentes partículas y esquirlas que pueden dañar la rosca del tornillo</li> <li>• En su manejo es necesario de una fuerza humana considerable</li> </ul>
<b>DE GATO HIDRÁULICO</b>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Ocupa poco espacio.</li> <li>• Fácil de operar.</li> <li>• Bajo costo relativo.</li> <li>• Solo consume energía mecánica (proporcionada por el operario)</li> <li>• Estructura fácil de movilizar en caso de que se necesite.</li> <li>• Funcional para todo tipo de vehículos con amortiguación de tipo McPherson.</li> <li>• No emite ninguna clase de contaminante.</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Solo funciona en amortiguación de tipo McPherson.</li> </ul>

<p><b>DE BOMBA HIDRÁULICA</b></p>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Fácil de operar.</li> <li>• No emite ninguna clase de contaminante.</li> <li>• Funcional para todo tipo de vehículos con amortiguación de tipo McPherson.</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Consume energía eléctrica.</li> <li>• Mantenimiento del sistema hidráulico complejo y costoso.</li> <li>• Costo de fabricación relativamente alto.</li> <li>• Elementos sensibles a los golpes.</li> </ul>
<p><b>COMPRESOR DE ESPIRALES NEUMÁTICO</b></p>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Rápida operación</li> <li>• No emite ninguna clase de contaminante</li> <li>• Funcional para todo tipo de vehículos con amortiguación McPherson</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Consume energía eléctrica.</li> <li>• Depende de un compresor de aire para su funcionamiento.</li> <li>• Mantenimiento del sistema neumático complejo y costoso.</li> <li>• Costo de fabricación relativamente alto.</li> <li>• Elementos sensibles a los golpes.</li> </ul>



## 6.2 SELECCIÓN DE LA MEJOR ALTERNATIVA DE COMPRESORES DE ESPIRALES

Tabla 2. Ponderación de selección. Fuente autores.

<b>Tipo de herramienta</b>	<b>Costo [30%]</b>	<b>Geometría [25%]</b>	<b>Ergonomía [25%]</b>	<b>Mantenimiento [10%]</b>	<b>Consumo de energía [10%]</b>	<b>Total</b>
<b>De tornillo</b>	3	3	2	3	4	2.85
<b>De gato hidráulico</b>	4	4	4	4	4	4
<b>De bomba hidráulica</b>	3	3	4	3	3	3.25
<b>De compresor neumático</b>	3	3	4	2	2	3.05

Nota: calificación de 1 a 5, 5 muy bueno, 4 bueno, 3 regular, 2 insuficiente, 1 malo

De esta manera se puede deducir que la mejor opción para guiar nuestro proyecto es la del gato hidráulico

## 7. CÁLCULOS ESPECÍFICOS DEL DISEÑO MECÁNICO DE LA HERRAMIENTA

### 7.1 DETERMINACIÓN DE CARGAS DEL ELEMENTO.

Para hallar la fuerza máxima que necesitaría nuestra herramienta y el esfuerzo máximo al cual es sometido, se escogió un espiral de un Renault R12 reforzado[5], ya que este es el resorte más robusto entre los autos sedan y coupe; se hizo una serie de pruebas en una prensa hidráulica, como el manómetro de dicha prensa estaba averiado, se tuvo que medir además de cuanto se comprimió el resorte en cada carrera del pistón (gateada), el tiempo que se demoraba en dicha compresión, el diámetro de la manguera del fluido de la prensa, la fuerza que se aplicó en cada gateada, la longitud y diámetro de la palanca del gato hidráulico.

Figura 13. Prensa hidráulica de taller.

Fuente autores



Figura 14. Toma de medidas.

Fuente autores



Los datos que se hallaron son:

Tabla 3. Propiedades de la prensa taller. Fuente autores.

Deflexión resorte en cada gateada	$5 \times 10^{-3} \text{m}$
Tiempo de cada gateada	1,5seg
Fuerza aplicada en cada gateada	63,765N
Diámetro de la manguera	$19,5 \times 10^{-3} \text{m}$
Longitud de la palanca	0,4m
Diámetro de la palanca	$12,7 \times 10^{-3}$
Carrera del pistón del gato de la prensa	120mm

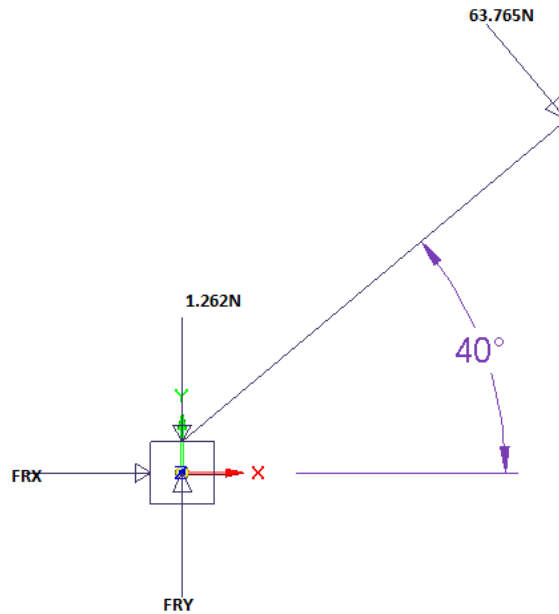
Para hallar el valor de la fuerza que le imprime la prensa al resorte tuvimos que medir el peso de la mano de nuestro compañero ya que la palanca del gato hidráulico bajaba solo con el peso de ésta.

Figura 15. Medida de peso Fuente autores



Además se le sumó el peso de la palanca de la bomba hidráulica y el peso de la parte inferior de la palanca, el diagrama de cuerpo libre (D.C.L). De lo ya mencionado se muestra en la figura 16.

Figura 16. D.C.L. bomba hidráulica. Fuente autores



La correspondiente sumatoria de fuerzas del anterior diagrama es:

En X:

$$\Sigma FX = 0 = 63,765 \cos(50) + FRX$$

Ecuación [1]

Donde despejamos FRX, lo que nos da:

$$FRX = -40,99N$$

En Y:

$$\Sigma FY = 0 = -1,262 - 63,765 \text{sen}(50) - FRY$$

Ecuación [2]

Donde despejamos FRY, lo que nos da:

$$FRY = -50,11$$

Entonces la fuerza que tenemos en el émbolo del gato de la prensa es:

$$F_{\text{émbolo}} = \sqrt{(40,99)^2 + (50,11)^2}$$

Ecuación [3]

$$F_{\text{émbolo}} = 64,74N \approx 65N$$

Hallamos la velocidad y el área en el émbolo y la velocidad en la prensa del fluido, con los datos que obtuvimos y como la ecuación de caudal [6] es  $Q = V * A$  y el caudal es igual en el émbolo y en la prensa entonces despejamos el área de la prensa.

$$V_{\text{émbolo}} * A_{\text{émbolo}} = V_{\text{prensa}} * A_{\text{prensa}}$$

Ecuación [4]

Entonces el área de la prensa es:

$$A_{\text{prensa}} = 6,8 * 10^{-3}m^2$$

Así mismo la presión del fluido en el émbolo y en la prensa son iguales y como la ecuación de presión es  $P = \frac{F}{A}$  [6] entonces:

$$\frac{F_{\text{prensa}}}{A_{\text{prensa}}} = \frac{F_{\text{émbolo}}}{A_{\text{émbolo}}}$$

Ecuación [5]

Despejamos la fuerza de la prensa y nos queda:

$$F_{\text{prensa}} = 1550,8N$$

La cual es la fuerza que la prensa hidráulica le imprime al resorte, por gateada.

Con esta fuerza hallada, pudimos encontrar la constante del resorte con la siguiente fórmula  $F = KX$ , [7] de donde despejamos K, además como cada 6 gateadas pudimos medir 30mm de compresión del resorte, con lo que tenemos:

$$F_t = \#gateadas * f \text{ prensa}$$

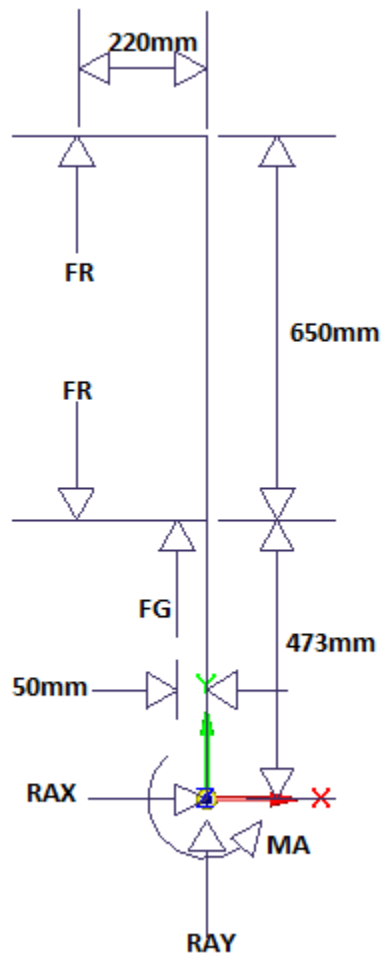
Ecuación [6]

$$F_t = 6 * 1550 = 9300$$

Esta es la fuerza que hace la prensa al resorte en 6 gateadas, con esto nos queda que la constante es:

$$K = 310000N/m$$

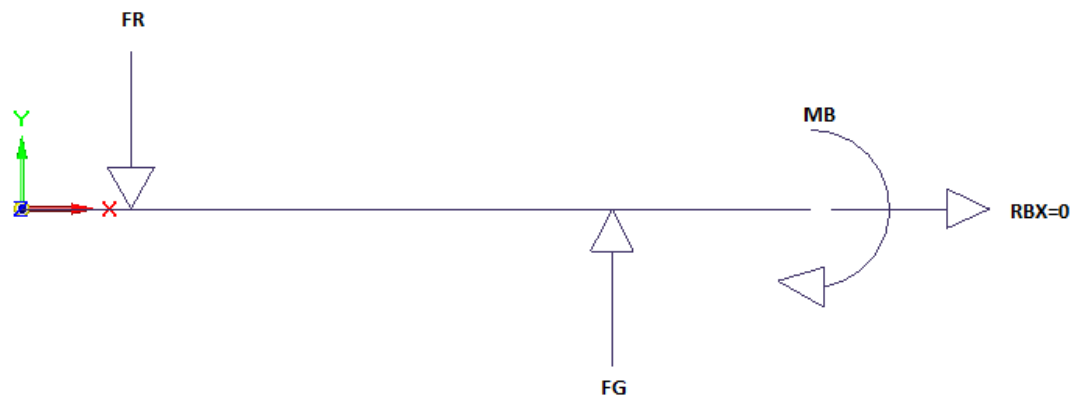
Figura 17. D.C.L de toda la estructura. Fuente autores



Todas las medidas que aparecen, en el D.C.L. de la estructura, se adoptaron para que ésta sea funcional para los resortes más grandes de los amortiguadores de los autos sedan y coupe, de los cuales como se mencionó anteriormente escogimos el Renault R12, igualmente estas medidas se adaptan para los espirales más pequeños como el de un Monza reforzado.

Para hallar las fuerzas que actúan en la estructura, la tuvimos que descomponer en sus partes principales y obtuvimos lo siguiente.

Figura 18. D.C.L. de la placa 1. Fuente autores



Del diagrama de cuerpo libre de la figura 18 hallamos la Fuerza de reacción del resorte y el momento en B, como no hay fuerzas que actúen en el eje x el valor de la reacción RBX es cero, la fuerza del gato FG es la constante del resorte por la distancia que se tiene que comprimir el resorte para desmontar el amortiguador la cual es  $FG=310000Nm * 0,06m=18600N$ . Entonces nos queda

$$\Sigma FY = 0 = FG - FR$$

Ecuación [7]

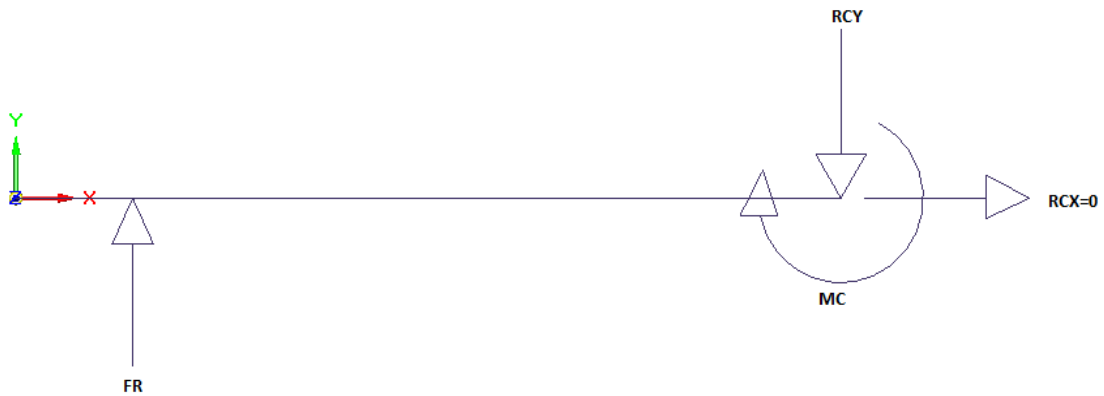
$$\Rightarrow FG = FR = 18600N$$

$$\sum +\Sigma MB = 0 = FG(0,09) - MB$$

Ecuación [8]

$$\Rightarrow MB = 1674Nm$$

Figura 19. D.C.L. de la placa 2. Fuente autores



De la misma forma procedemos con la placa 2 a partir de su diagrama de cuerpo libre, hicimos sumatoria de fuerzas y de momentos, donde despejamos la reacción RCY y el momento MC, ya que la fuerza de reacción del resorte ya es conocida y la reacción RCX=0, y nos queda lo siguiente:

$$\Sigma FY = 0 = FR - RCY$$

Ecuación [9]

$$\Rightarrow FR = RCY = 18600N$$

$$\sum +\Sigma MC = 0 = FR(0,22) - MC$$

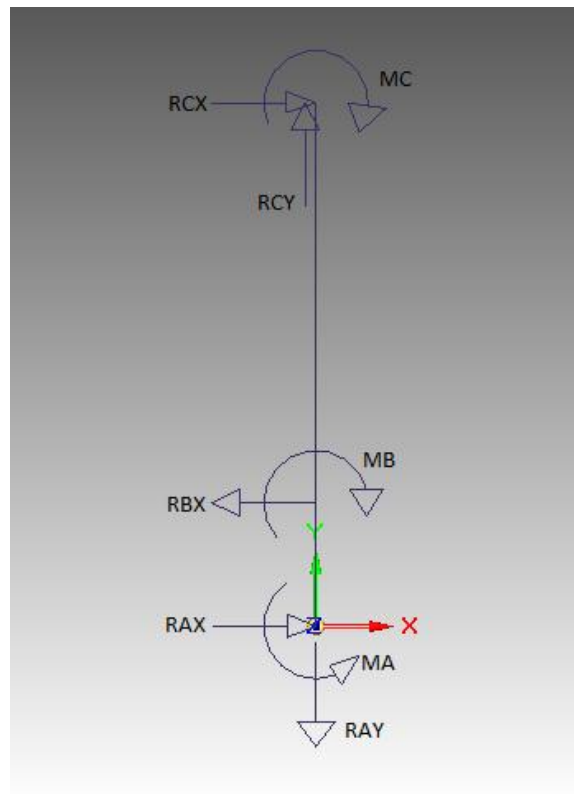
Ecuación [10]

$$\Rightarrow MC = 4092N$$



Siguiente a esto se hizo el diagrama de cuerpo libre de la barra

Figura 20. D.C.L de la barra. Fuente autores



Con los datos obtenidos anteriormente hicimos la correspondiente sumatoria de fuerzas y de momentos, donde despejamos la reacción RAY y el momento MA, la reacción RAX no la hallamos ya que RCX y RBX y como no hay ninguna fuerza que actué en el eje x, entonces esta es cero.

$$\Sigma FY = 0 = RCY - RAY$$

Ecuación [11]

$$\Rightarrow RCY = RAY = 18600N$$

$$\Sigma \curvearrowright + \Sigma MC = 0 = -4092 - 1674 + MA$$

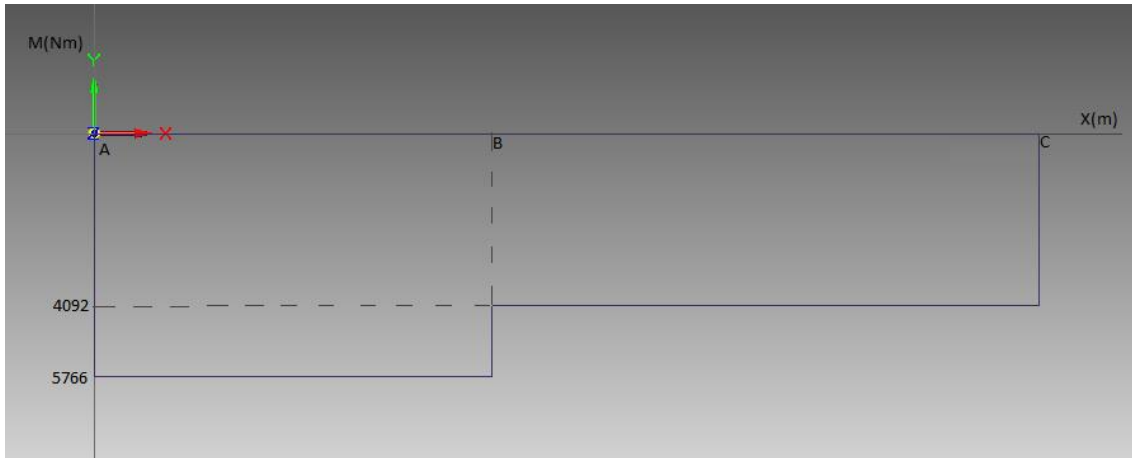
Ecuación [12]

$$\Rightarrow MA = 5766Nm$$

## 7.2 DETERMINACIÓN LA SECCIÓN TRANSVERSAL DE LA BARRA SOPORTE

Para esta parte del análisis se elaboró el diagrama de momento flector de la barra, para así obtener el momento máximo en la barra y se obtuvo el siguiente diagrama. Se evitó el diagrama de fuerza cortante, ya que la barra no tiene fuerzas cortantes.

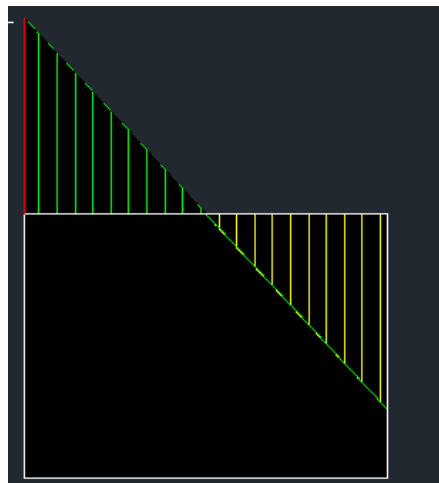
Figura 21. Momento flector de la barra. Fuente autores.



Posterior a este análisis, se determinó que la barra se encuentra sometida a dos tipos diferentes de esfuerzos, al flexionante y al axial.

Para determinar los signos de estos esfuerzos, se hará uso de la figura 22.

Figura 22. Esfuerzos de la barra. Fuente autores



Donde el color verde representa el esfuerzo flexionante y el amarillo el normal, por lo que se puede deducir que tienen signos contrarios.

$$\sigma_d = \sigma_{flex} - \sigma_{normal} \quad [8]$$

Ecuación [13]

Se sabe que

$$\sigma_d = \frac{s_y}{N} \quad [8]$$

Ecuación [14]

Donde

$$\sigma_d = \text{esfuerzo de diseño}$$

$$s_y = \text{resistencia a la fluencia para el acero 1040} = 290 \text{ MPa}$$

$$N = \text{factor de seguridad} = 2$$

$$\sigma_d = 145 \text{ Mpa}$$

Además se conoce

$$\sigma_{flex} = \frac{M}{s} \quad [8]$$

Ecuación [15]

Donde

$$\sigma_{flex}: \text{corresponde al esfuerzo flexionante (Mpa)}$$

$$M = \text{momento presente (Nmm)}$$

$$s = \text{módulo de la sección cuadrada (mm}^3\text{)} = \frac{L^3}{6}$$

Además,

$$\sigma_{normal} = \frac{F_{normal}}{A} \quad [8]$$

Ecuación [16]

Donde

$\sigma_{normal}$ : corresponde al esfuerzo normal a la sección (MPa)

$F_{normal}$  = fuerza presente en la barra (N)

$A$  = área de la sección cuadrada ( $mm^2$ ) =  $L^2$

Reemplazando los términos se tiene

$$\sigma_d = \sigma_{flex} - \sigma_{normal}$$

$$145 = \frac{M}{L^3/6} - \frac{F_{normal}}{L^2} \quad \text{Ecuación [13]}$$

Donde:

$$\sigma_{flex} = \frac{M}{L^3/6} \quad \sigma_{normal} = \frac{F_{normal}}{L^2}$$

Tomando en cada uno de los tres puntos del análisis

Tabla 4. Largo de la sección cuadrada en cada uno de los puntos de la columna. Fuente autores.

	<b>M</b>		<b>F</b>	<b>L</b>
	(Nm)	(Nmm)	(N)	(mm)
punto A	5 766	5 766 000	18600	76,05
Punto B	1 674	1 674 000	0	51,74
Punto C	4 092	4 092 000	18 600	68,50

Luego se selecciona el lado de 76,05 mm que se puede aproximar a 3 pulgadas, que equivalen a 76,2 mm.

A esta barra se le piensa realizar unas perforaciones para soportar la placa móvil, se calculan los diámetros máximos mediante flujo cortante:

Figura 23. Perforaciones de la barra. Fuente autores



Como máximo el diámetro debía ser máximo tres veces el ancho de la barra, se puede decir que

$$D_{max} = \frac{L}{3} \quad [9]$$

Ecuación [17]

Donde

*Dmax = diametro maximo permitido*

*L = corresponde al lado de la barra = 76,2 mm*

$$D_{max} = 25,4 \text{ mm}$$

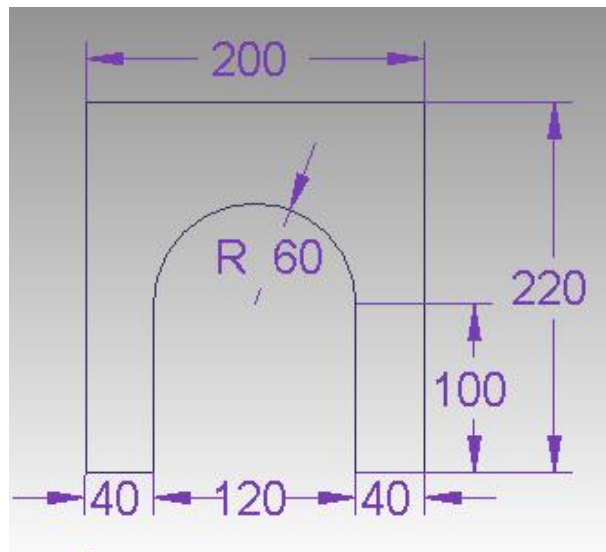
Como se requiere diseñar los pasadores para determinar el diámetro óptimo, sin embargo, éste no puede ser mayor a una pulgada de diámetro.

### 7.3 DETERMINACIÓN DE ESPESORES DE LAS PLACAS

Para el diseño de las placas se tuvo en cuenta la geometría del amortiguador del Renault R12 y su respectiva espiral, ya que éste es el más robusto que se encuentra en el mercado.

Explicado esto, se representó lo anterior en un bosquejo de la geometría de la placa inferior, el cual es:

Figura 24. Medidas de la placa. Fuente autores



Luego se eligió el acero A36 ya que su resistencia a la fluencia es relativamente alta y muy comercial. Posterior a esto se encontró el espesor adecuado para las placas, mediante el siguiente algoritmo:

- se calcula inicialmente la placa como solida
- se busca el concentrador más indicado
- se recalcula el esfuerzo de diseño
- se recalcula el espesor

$$\sigma_{max} = \frac{S_y}{N}$$

Ecuación [18]

Donde

$$\sigma_{max} = \text{esfuerzo maximo (MPa)}$$

$$S_Y = \text{resistencia a la fluencia} = 250 \text{ MPa}$$

$$N = \text{factor de seguridad} = 2$$

Luego

$$\sigma_{max} = 125 \text{ MPa}$$

✓ Primera iteración

Se asume  $k_t = 1$

$$\sigma_d = \frac{\sigma_{max}}{k_t} \quad [10]$$

Ecuación [19]

$$\sigma_d = \text{esfuerzo de diseño (MPa)}$$

$$k_t = \text{concentrador de esfuerzo}$$

Por lo tanto,

$$\sigma_d = 125 \text{ Mpa}$$

Conociendo además que

$$S = \frac{M}{\sigma_d}$$

Ecuación [20]

$$S = \frac{bh^2}{6}$$

Ecuación [21]

Donde

$$b = \text{base figura} = 0,20 \text{ m}$$

$$h = \text{altura figura} = 0,22 \text{ m}$$

Combinando ambas ecuaciones resulta:

$$h = \sqrt{\frac{6M}{b * \sigma_d}}$$

Ecuación [22]

Se toma el momento mayor de 4092 Nm

$$h = 31,34 \text{ mm}$$

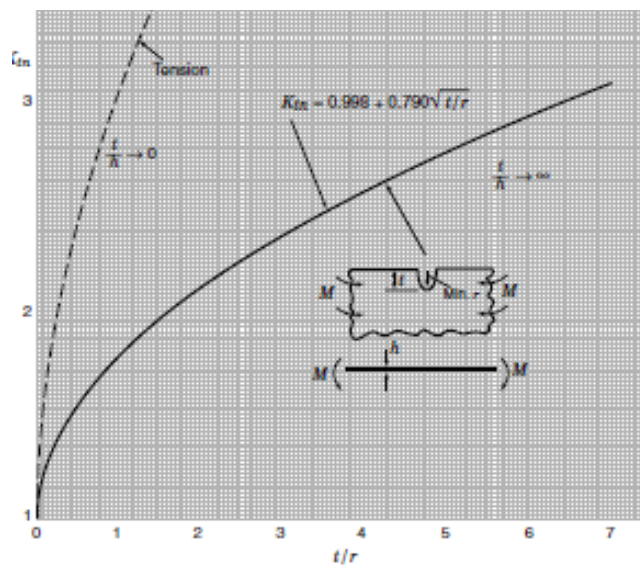
✓ segunda iteración

Conociendo  $h=31,43$  y que  $t=160$  mm

Ahora bien, como  $\frac{t}{h} = 5,10$ , el concentrador tiende a la figura  $\frac{t}{h} \rightarrow \infty$  [11]

y que  $\frac{t}{r} \rightarrow 2,666$

Figura 25. Concentrador de esfuerzo de la placa. Fuente Peterson libro de concentradores de esfuerzo.





$$k_t = 2,288$$

Por lo que

$$\sigma_d = \frac{\sigma_{max}}{k_t} = \frac{125 \text{ MPa}}{2,288}$$

Ecuación [19]

$$\sigma_d = 54,63 \text{ MPa}$$

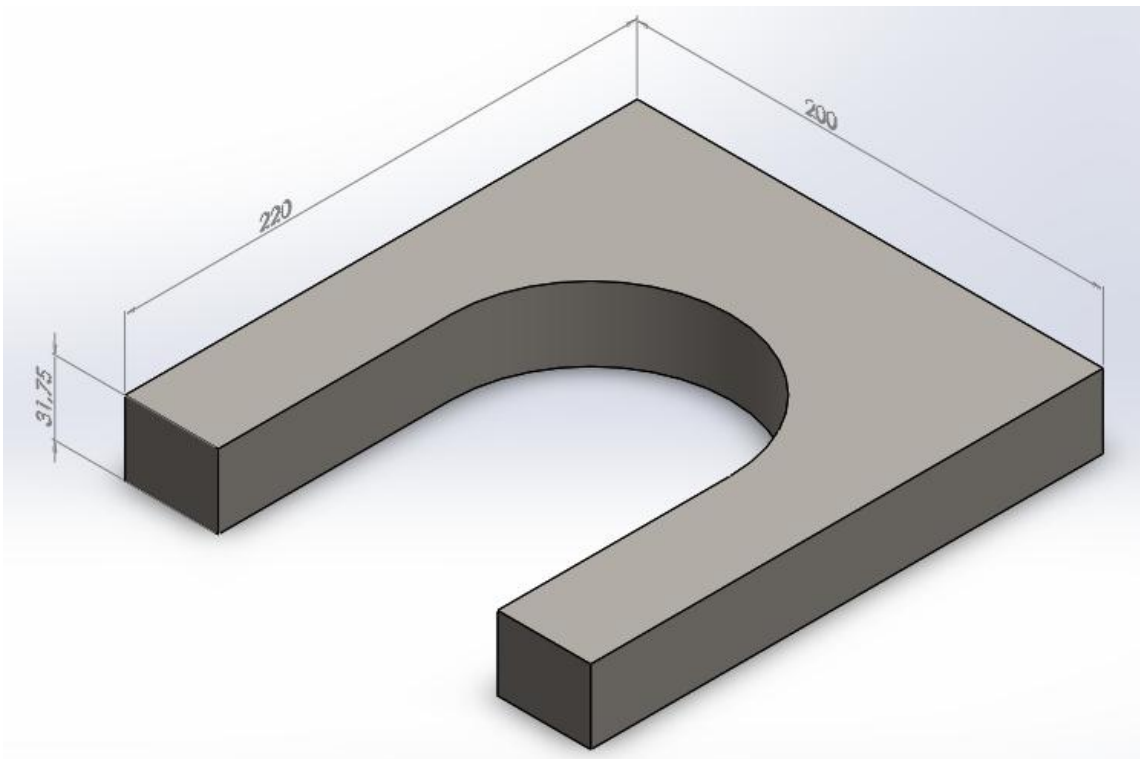
Recalculando

$$h = \sqrt{\frac{6M}{b * \sigma_d}} = 30,32 \text{ mm}$$

Ecuación [22]

Luego, se toma que el espesor mínimo requerido por la placa es de 30,32 mm y llevándolo al tamaño estándar más cercano, se aproxima a 31,75mm (1,25 pulgadas).

Figura 26. Dimensiones de la placa. Fuente autores.



Como la geometría de la placa superior es igual a la inferior y las cargas que soportan son similares entonces podemos asimilar el mismo espesor para cada placa, siendo este diseño seguro para ambas partes.

#### **7.4 DISEÑO DE SOLDADURA Y DETERMINACIÓN DE LOS COLLARINES**

Se tomó el caso más crítico, el cual corresponde a la soldadura que une el collarín con la placa superior, en donde se genera un momento de 4092Nm, por lo que se decidió que la soldadura fallaría por flexión.

Teniendo en cuenta esto se hizo el siguiente análisis.

Se decidió utilizar un electrodo E6013 ya que este es el más comercial y menos costoso, además que su resistencia a la fluencia es buena.[12]

$$S_y = 345 \text{ MPa}$$

$$S_{ut} = 427 \text{ MPa}$$

Se halla con la cortante de la soldadura con la siguiente formula

$$\tau = \frac{M * C}{I} = \frac{\sqrt{2} * M}{bdh}$$

Ecuación [23]

Donde:  $\tau$  = esfuerzo cortante

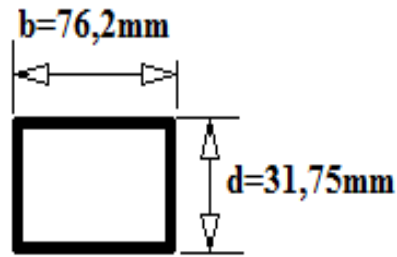
M= momento al que es sometido la soldadura

C= distancia del eje neutro hasta la fibra exterior

I= momento de inercia

h= garganta de la soldadura

Figura 27. Geometría de la soldadura. Fuente autores



Dejamos el esfuerzo cortante en términos de la garganta de la soldadura.

$$\tau = \frac{2398243,6}{h}$$

Ecuación [24]

Utilizamos la ecuación #14 la cual dice

$$\tau d = S_{sy}/N$$

Donde

$$\tau d = \text{esfuerzo de diseño}$$

$S_{sy}$ =resistencia a la fluencia en cortante

$N$ = factor de seguridad=2

Donde nos queda que el factor de diseño  $\tau d = 99,593\text{MPa}$

Reemplazando  $\tau = \tau d$  en la ecuación #24 y despejando  $h$  nos queda

$$h = 24\text{mm}$$

Siendo éste el tamaño de la soldadura que se utilizara en toda la herramienta ya que ésta es la más crítica.

### **DETERMINACIÓN DEL ESPESOR DEL COLLARÍN**

Como el momento en el collarín es apreciable, analizáremos éste por medio de la ecuación #15

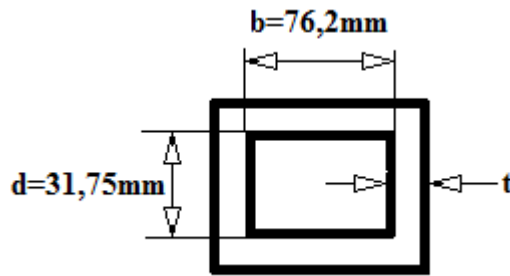
$$\sigma = \frac{M}{S}$$

Y como

$$S = I/C$$

Ecuación [25]

Figura 28. Geometría del collarín. Fuente autores



Y a su vez

$$I = \frac{(b+t)^4}{12} - \frac{(b)^4}{12}$$

Ecuación [26]

En este caso el valor de C está dado por la ecuación #

$$C = \sqrt{(b+t)^2 * 2}$$

Ecuación [27]

Entonces la ecuación # nos queda de la siguiente manera

$$S = \frac{\left(\frac{(b+t)^4}{12} - \frac{(b)^4}{12}\right)}{(b+t) * \sqrt{2}}$$

Ecuación [28]

Además utilizando la ecuación #14 podemos obtener el esfuerzo de diseño

$$\sigma d = \frac{Sy}{N}$$

Entonces  $\sigma d = 145MPa$

Despejamos de la ecuación #25, S y nos queda

$$S = 28220,7mm^3$$

Reemplazando S y despejando t de la ecuación #28, nos queda que el espesor es

$$t = 18mm$$

## 7.5 DETERMINACIÓN DE LOS PASADORES

Para la selección del material de los pasadores, se consideró el acero A36. Para hallar la geometría de los pasadores se tuvo en cuenta las siguientes ecuaciones:

$$\tau = \frac{\tau_y}{N} = \frac{145MPa}{2} = 72.5MPa$$

Ecuación [29]

Donde  $\tau_y$ : resistencia a la fluencia cortante

Estos pasadores se encuentran en cortante doble y con esto tenemos que nuestra ecuación para el análisis de los pasadores es:

$$\tau = \frac{F}{2A}$$

Ecuación [30]

Donde

$\tau$ = esfuerzo cortante

F= fuerza

A= área

Despejamos el área lo que nos queda:

$$A = 128,27 \text{ mm}^2$$

Y ya que el área es

$$A = D^2 * \frac{\pi}{4}$$

Ecuación [31]

De esta fórmula se despeja el diámetro D

$$D = 12,77mm$$

Escogemos como diámetro comercial  $D = \frac{1}{2} pul$

En la sección 7.2, se concluyó que el diámetro máximo permitido era de 25,4 mm, por lo tanto, el pasador es adecuado.

Sin embargo los agujeros de la barra serán de 16mm (5/8 pul) ya que no se piensa roscar este elemento, solo se quiere que el pasador sea pasante.

Figura 29. Dimensiones de la barra. Fuente autores

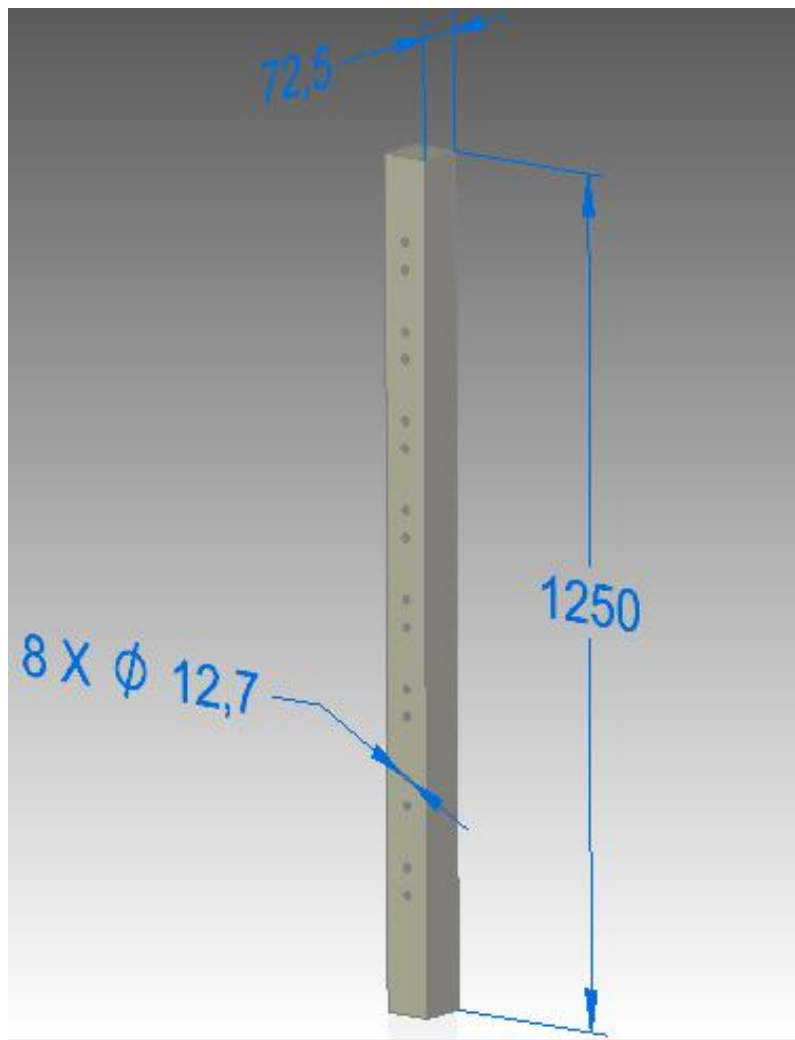
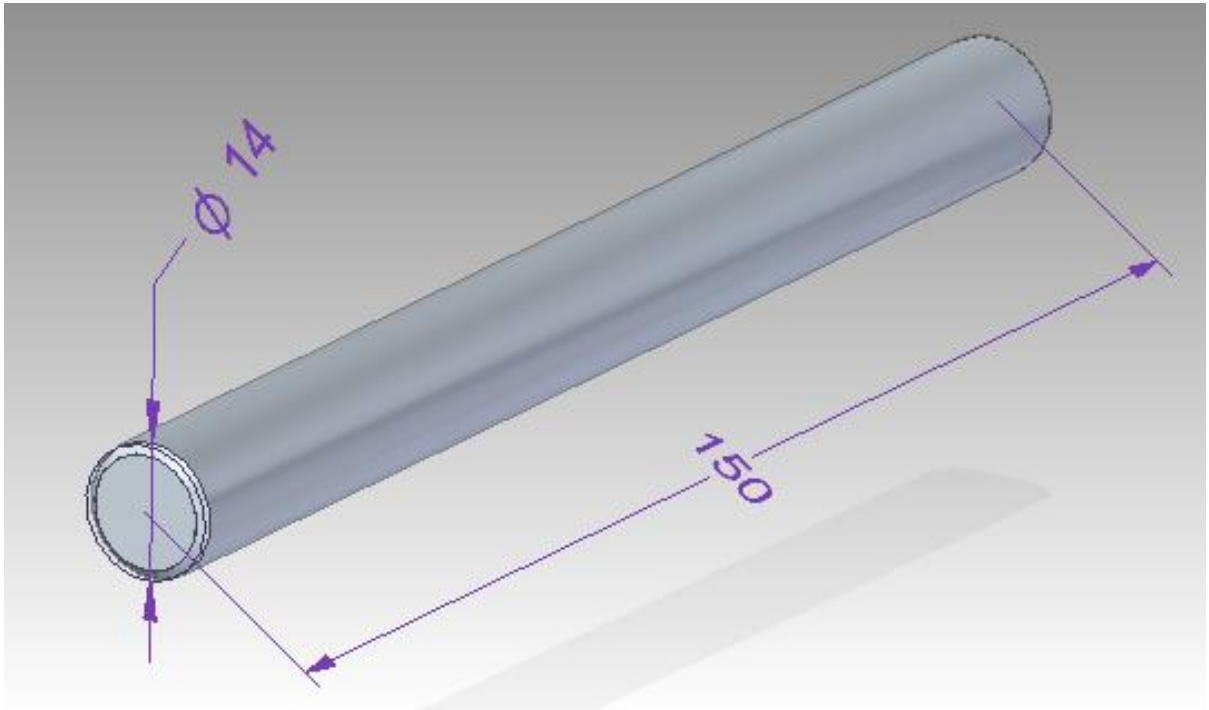


Figura 30. Dimensiones de los pasadores. Fuente autores.



## 7.6 DISEÑO DE LA LÁMINA DE SEGURIDAD Y SELECCIÓN DEL TORNILLO DE PRESIÓN

el diseño de la lámina tuvimos en cuenta los siguientes aspectos: el diámetro mayor del resorte Renault R12, para determinar ciertos parámetros de la geometría, la fuerza del gato y la respectiva reacción del resorte y puesto que estas fuerzas son cortantes pudimos utilizar las fórmulas de esfuerzo cortante.

Figura 31. Medidas lamina de seguridad. Fuente autores

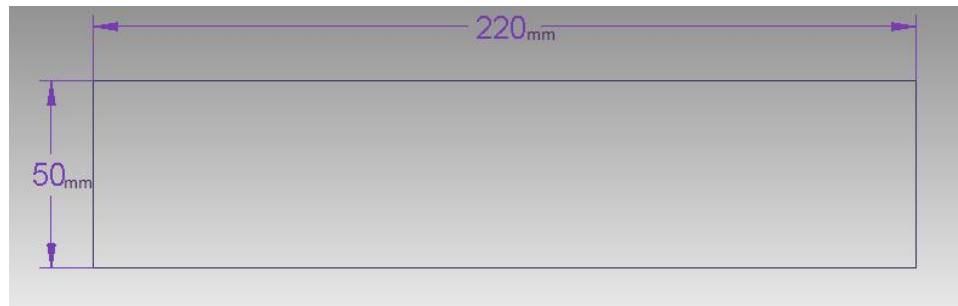


Figura 32. D.C.L. de la lámina de seguridad. Fuente autores.

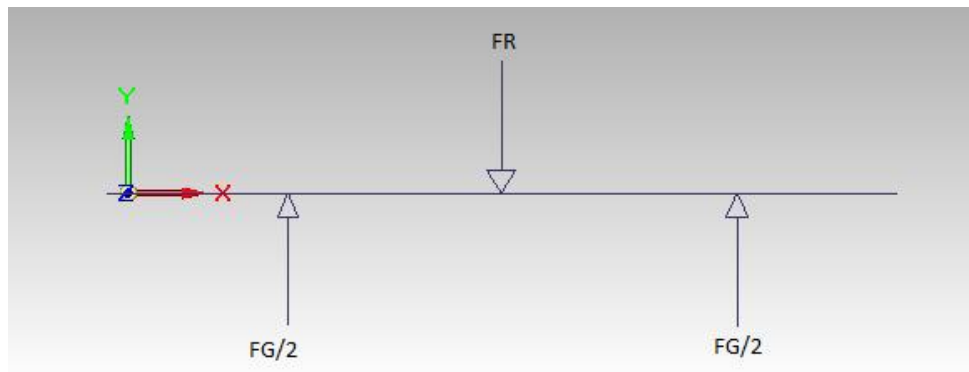
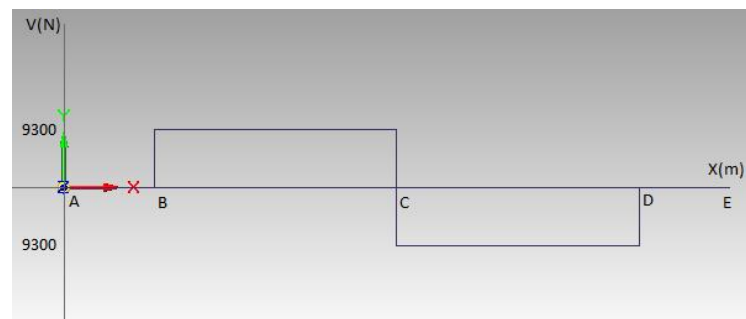


Figura 33. Diagrama de fuerza cortante lamina de seguridad. Fuente autores





Para hallar la fuerza cortante máxima se hizo un diagrama de fuerza cortante, en donde se obtuvo ese dato.

$$\tau_d = \frac{\tau_y}{N}$$

Ecuación [32]

$$\tau_d = \frac{145 \text{ MPa}}{2} = 72,5 \text{ MPa}$$

$$\tau_{m\acute{a}x} = \frac{3v_{m\acute{a}x}}{2A}$$

Ecuación [33]

$$\tau_{m\acute{a}x} = \tau_d$$

Donde:

$\tau_{m\acute{a}x}$ : Esfuerzo cortante máximo

$v_{m\acute{a}x}$ : Fuerza cortante máxima

$A$ : Área transversal de la sección

$\tau_d$ : Esfuerzo de diseño

$N$ : Factor de seguridad

$\tau_y$ : Esfuerzo de fluencia cortante para el acero A-36

Se despejó el área y se obtuvo  $A = 1,924 * 10^{-4} m^2$

Con los datos que usamos para la geometría de la lámina podemos despejar el espesor Luego:

$$A = b * t$$

Dónde:

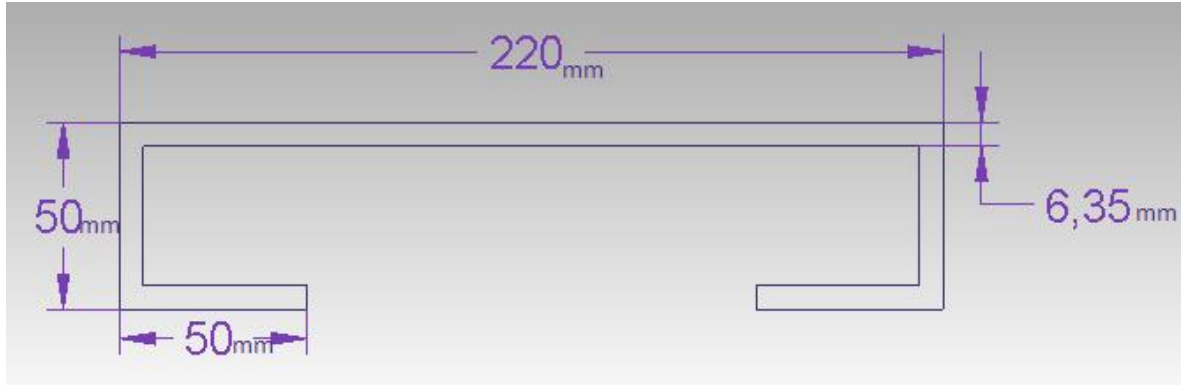
$b$ : Longitud de la base de la placa

$t$ : Espesor de la placa

Ya que se conoce el área y la longitud de la base de la placa se calculó el espesor de ésta  $t =$

3,85 mm, en tamaño normalizado se seleccionó el espesor de  $\frac{1}{4}$  pulgada (6,35 mm).

Figura 34. Geometría de la lámina de seguridad. Fuente autores



### SELECCIÓN DEL TORNILLO DE PRESION

Para la selección del tornillo se tuvo en cuenta lo ya mencionado en la sección del diseño de la barra, como valor extremo el diámetro debía ser máximo tres veces el ancho de la barra, se puede decir que, de la ecuación #18

$$D_{max} = \frac{L}{3}$$

Donde

*Dmax = diametro maximo permitido*

*L = corresponde al lado de la barra = 45 mm*

$$D_{max} = 15 \text{ mm}$$

Como este tornillo no está sometido a ninguna fuerza, ni momento y la única función que debe ejercer es mantener la lámina de seguridad en su puesto, se tomó como decisión de diseño que el diámetro del tornillo fuera de 10mm en acero A-36, este es un valor un tanto grande para un tornillo que no está sometido a un gran esfuerzo, se tomó esta decisión ya que pudimos no tener en cuenta otras consideraciones que afecten a esté.

Se escogió rosca basta ya que el elemento no está sometido a vibraciones.

Tabla 5. Selección del tornillo de presión. Fuente  
<http://www.utp.edu.co/~lvanegas/disI/Cap8.pdf>

Diámetro mayor (nominal) $d$ (mm)	ROSCA BASTA			ROSCA FINA		
	Paso $p$ (mm)	Diámetro menor $d_r$ (mm)	Área de esfuerzo a tracción $A_t$ (mm <sup>2</sup> )	Paso $p$ (mm)	Diámetro menor $d_r$ (mm)	Área de esfuerzo a tracción $A_t$ (mm <sup>2</sup> )
3.0	0.50	2.39	5.03			
3.5	0.60	2.76	6.78			
4.0	0.70	3.14	8.78			
5.0	0.80	4.02	14.18			
6.0	1.00	4.77	20.12			
7.0	1.00	5.77	28.86			
8.0	1.25	6.47	36.61	1.00	6.77	39.17
10.0	1.50	8.16	57.99	1.25	8.47	61.20
12.0	1.75	9.85	84.27	1.25	10.47	92.07
14.0	2.00	11.55	115.4	1.50	12.16	124.55
16.0	2.00	13.55	156.7	1.50	14.16	167.25

### 7.7 DETERMINACIÓN DE LA BASE DONDE SE APOYA LA HERRAMIENTA Y SU RESPECTIVO TORNILLO DE ASEGURAMIENTO.

Para diseñar esta placa hay que tener en cuenta que se quiere que el conjunto sea desmontable, es por eso que para asegurar la barra, se quiere hacer con tornillería. Curiosamente este elemento carece de carga cortante, por lo tanto se procederá a diseñar con carga axial, cuyo valor es de 18600 N

$$\sigma = \frac{sy}{N} = \frac{290MPa}{2} = 145MPa$$

Ecuación [14]

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

Ecuación [34]

Donde

F representa la fuerza a la que está sometido el elemento= 18600N

$\sigma$  Simboliza el esfuerzo de diseño = 145 MPa

A=indica el área mínima requerida

$$A = 128,28 \text{ mm}^2$$

Tabla 6. Selección de tornillo de aseguramiento. Fuente

<http://www.utp.edu.co/~lvanegas/disI/Cap8.pdf>

Diámetro mayor (nominal) $d$ (mm)	ROSCA BASTA			ROSCA FINA		
	Paso $p$ (mm)	Diámetro menor $d_r$ (mm)	Área de esfuerzo a tracción $A_t$ (mm <sup>2</sup> )	Paso $p$ (mm)	Diámetro menor $d_r$ (mm)	Área de esfuerzo a tracción $A_t$ (mm <sup>2</sup> )
3.0	0.50	2.39	5.03			
3.5	0.60	2.76	6.78			
4.0	0.70	3.14	8.78			
5.0	0.80	4.02	14.18			
6.0	1.00	4.77	20.12			
7.0	1.00	5.77	28.86			
8.0	1.25	6.47	36.61	1.00	6.77	39.17
10.0	1.50	8.16	57.99	1.25	8.47	61.20
12.0	1.75	9.85	84.27	1.25	10.47	92.07
14.0	2.00	11.55	115.4	1.50	12.16	124.55
16.0	2.00	13.55	156.7	1.50	14.16	167.25

Con este valor se halla que la rosca más indicada para este valor es M16

Para la placa se sabe que tiene una fuerza y un momento, lo que generan una resta de esfuerzos como se puede ver en el proceso 7.2 la ecuación para encontrar el ancho de placa es similar ya que en este caso no se considera una sección cuadrada sino rectangular, ya que se dispuso que las medidas de la base sea 600 mm y la profundidad 600 mm

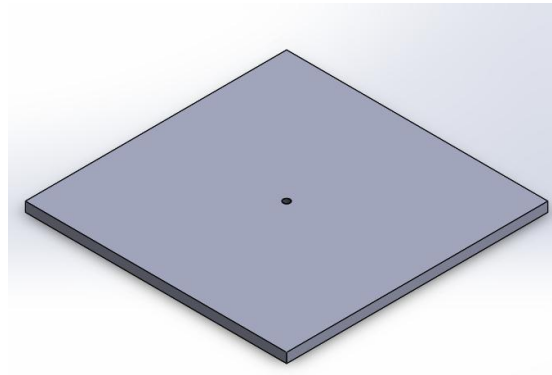
$$145 * 10^6 = \frac{5766}{0,6 * h^2/6} - \frac{18600}{h}$$

Despejando se obtiene

$$h = 19,8 \text{ mm}$$

El estándar más cercano es la placa de  $\frac{7}{8}$  de pulgada

Figura 35. Placa base. Fuente autores.



## 7.8 DISEÑO DE ESTRUCTURA Y SELECCIÓN DE RUEDAS PARA TRANSPORTAR LA HERRAMIENTA.

Para diseñar la estructura de soporte visualizó que el conjunto posee un peso correspondiente a la suma de los diversos componentes, cantidad que superaba los 130 kg, por lo tanto para su desplazamiento es requerido un sistema de rodadura, más específicamente ruedas de carga industrial.

Para este caso se seleccionó ángulo de 3 pulgadas para el sostén en acero A36, ya que es comercial.

$$masa \ total = m_{barrera} + m_{base} + 2 * m_{placas} \quad \text{Ecuación[34]}$$

Donde

$$m_{barrera}: \text{masa de la seccion cuadrada} = 57 \text{ kg}$$

$$m_{base} = \text{masa de la placa base} = 63 \text{ kg}$$

$$m_{placas} = \text{masa de las placas del espiral} = 14 \text{ kg}$$

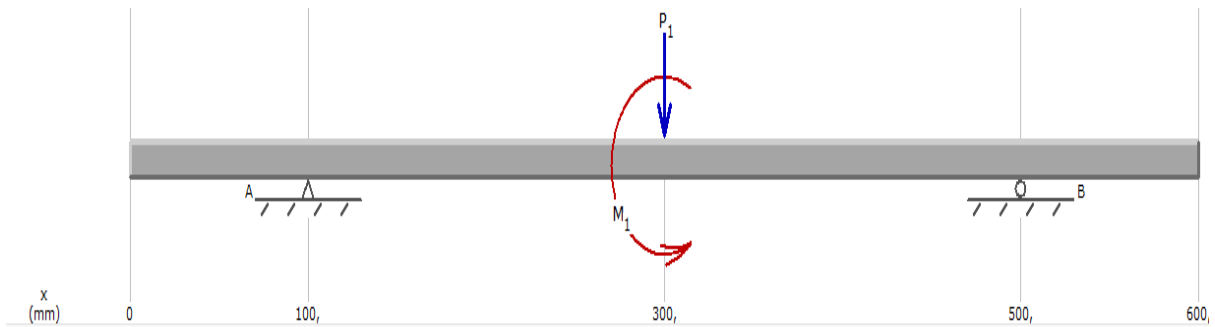
$$masa \ total = 134 \text{ kg}$$

Por lo que

$$peso\ total = 1314\ N$$

Además se pensó, en que las ruedas estén ubicadas a 100 mm de los bordes, recordando a su vez el momento máximo al que está sometido toda la estructura (5766 Nm aproximado a 6000 Nm) por lo que el DCL de la estructura fue

Figura 36. D.C.L estructura. Fuente autores

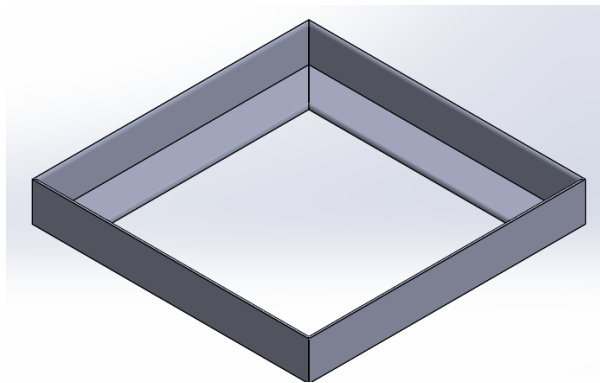


El valor de las reacciones corresponde a

$$Ra = 15\ 675\ N\ \uparrow$$

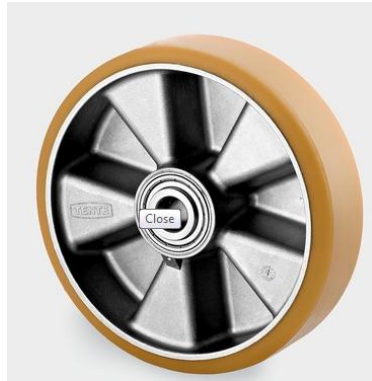
$$Rb = 14\ 343\ N\ \downarrow$$

Figura 37. Grafico estructura. Fuente autores.



Luego con la ayuda del sitio web de la empresa TENTE S.A. (<https://www.tente.com/cl-es/itp200x50-o20-flat.html>) se tomó como rueda apropiada la referencia ITP200x50-Ø20 flat las cuales soportan cargas de 1800 Kg (17,6 KN).

Figura 38. Rueda de transporte. Fuente <https://www.tente.com/cl-es/itp200x50-o20-flat.html>



Una característica definitiva de este diseño de rueda es el contar con un freno, como es posible verse en la imagen

Figura 39. Freno de seguridad. Fuente <https://www.tente.com/cl-es/itp200x50-o20-flat.html>



## CAPÍTULO 8

Tabla 7. Costos de elementos de la herramienta.

PARTE	TIPO	MEDIDAS	CANTIDAD	MATERIAL	PRECIO
Base	Platina	60x60cm de 10mm de espesor	1	Acero A-36	217000\$ COP
Placas 1 y 2	Platina	$1m^2$ $1\frac{1}{4}$ pul de espesor	1	Acero A-36	699750\$ COP
Lamina de seguridad	Platina	100x5cm de $\frac{1}{4}$ pul de espesor	1	Acero A-36	7140\$ COP
Columna o barra	Viga de sección cuadrada maciza	$3\frac{1}{4}$ pul de lado y 1.5m de alto	1	Acero 1040	398000\$ COP
pasador	varilla	$\emptyset \frac{1}{2}$ pul y 1m de largo	1	Acero A-36	2850\$ COP
Collarín	Viga de sección cuadrada hueca		1	Acero A-36	28560\$ COP
Tornillo de sostén de la barra	Tornillo	M16	4	Acero A-36	40000\$ COP
Tornillo de presión	Tornillo	M10	4	Acero A-36	24000\$ COP
Tornillos del gato	Tornillo	M5	4	Acero A-36	16000\$ COP
Gato	Gato	Capacidad 8 Ton	1	-----	92000\$ COP
Ruedas	Ruedas	Capacidad 1.5 Ton C/U	4	-----	250000\$ COP



Angulo de perfil	Sección transversal en L	3 metros de longitud	1	Acero A36	17900\$ COP
TOTAL	-----	-----	----- ---	-----	1793200\$ COP

**FUENTE ACEFER Y CIA LTDA.HOMCENTER**

Tabla 8. Precio de algunas operaciones de fabricación. Fuente autores.

<b>Operación</b>	<b>Cantidad</b>	<b>Precio</b>
Soldadura	8 horas aproximadamente, mano de obra y material	120000\$ COP
Corte por plasma	10 m de corte	90000\$ COP
TOTAL		210000\$ COP

**FUENTE: ACEFER Y CIA LTDA., SOLDADURAS MEGRIWELD**

Al sumar el total de los precios de los materiales, con el total del precio de operaciones y multiplicando éste por 1.3, obtenemos el precio aproximado de la fabricación de la herramienta

$$1793200\$+210000\$=2003200\$ COP$$

$$2003200\$*1.3=2604160\$ COP PRECIO TOTAL DE FABRICACION DE LA HERRAMIENTA$$

Estos valores podrían cambiar por efectos de la fluctuación del dólar, para la estimación del costo de la fabricación de la herramienta se cotizó en diferentes partes, tomando los valores mayores, para así no tener incertidumbres acerca del precio de la herramienta.

## CAPÍTULO 9

### 9.1 RESULTADO FINAL

Después de que obtuvimos todos los cálculos de diseño y con estos la geometría de las partes de la herramienta, se procedió a modelar en programas de cad, (Solid Edge ST4 y Solidworks 2010) la herramienta, donde se ensambló, se hizo plano de conjunto, de explosión y de fabricación de cada elemento no normalizado de ésta.

### 9.2 CONCLUSIONES

- Se seleccionó la opción de gato hidráulico, ya que por su facilidad de operación, de instalación, de no consumo de energía eléctrica ni combustibles para su funcionamiento, fue la elección más viable.
- Se descartaron 3 opciones, de tornillo, de bomba hidráulica y neumático.
- Se diseñó una herramienta con la cual se pueden comprimir los resortes de los amortiguadores de tipo McPherson, desde un Renault R12 reforzado (el cual es el más robusto), hasta un Monza (el más pequeño), en la gama de automóviles sedan y coupe.
- Se planteó la herramienta con dos materiales, acero, 1040 y A36 ya que estos cumplían con las expectativas de diseño, en cuanto a resistencia, peso y fácil acceso además de costos relativamente bajos.
- Se propuso una herramienta fácil de usar, ergonómica, de fácil instalación, con un fácil mantenimiento y segura para uso en talleres de mecánica automotriz.
- Ya que se utilizó el resorte más robusto del mercado, en cual tenía una altura de 590 mm, se tuvo que sobrepasar las medidas de 400\*400\*600 mm que se habían planteado anteriormente, puesto que éstas no facilitaban la ergonomía de la herramienta a la hora de recoger el espiral, de esta manera, la herramienta queda con las siguientes dimensiones 600\*600\*1250 mm.
- Se hizo una guía de operación para el correcto uso y funcionamiento de la herramienta, para que ésta garantice la seguridad del operario, y el buen estado del instrumento.
- Se creó un manual de mantenimiento para que el mecanismo funcione de manera adecuada y segura, además que se conserve en óptimas condiciones.
- Se diseñó la herramienta bajo los criterios de resistencia de materiales.

### 9.3 REFERENCIAS

- [1] T. AUTOS, “Suspensión MacPherson: ¿Cuánto conoces de este sistema?,” 2012. [Online]. Available: <http://www.todoautos.com.pe/portal/autos/200-especiales/2379-suspension-independiente-mcpherson>.
- [2] R. el Tiempo, “Mantenimiento al sistema de suspensión,” *El Tiempo*, 2008. [Online]. Available: <http://www.eltiempo.com/archivo/documento/CMS-4738246>.
- [3] A. Donado Cantillo, “Que es un Taller Mecanico,” 2014. [Online]. Available: <http://www.autosoporte.com/blog-automotriz/item/298-que-es-un-taller-mecanico>.
- [4] R. Alay and D. Mise, “Carrera de ingeniería automotriz proyecto de grado,” Escuela politécnica dl Ejército sede Iatacunga, 2009.
- [5] AG, “Resortes de Suspensión Originales Deportivos Progresivos.” pp. 1–56, 2007.
- [6] R. L. Mott, *Mecánica de fluidos*, Sexta edición. 2006.
- [7] R. a. Serway and L. D. Kirkpatrick, *Physics for Scientists and Engineers with Modern Physics*, Séptima edición., vol. 26, no. 4. 1988.
- [8] P. E. Robert L. Mott, *Diseño de elementos de máquinas*, Cuarta edición. 2006.
- [9] O. Pastrán B., *Resistencia de materiales*. 2014.
- [10] R. L. Mott, *Resistencia de Materiales*, Quinta edición., vol. 53, no. 9. 2013.
- [11] W. D. Pilkey and D. F. Pilkey, *Peterson’s Stress Concentration Factors*, Tercera edición. 1997.
- [12] R. G. Budynas and J. K. Nisbett, *Diseño en ingeniería mecánica de Shigley*, Octava edición., vol. 53, no. 9. 2013.

## ANEXOS

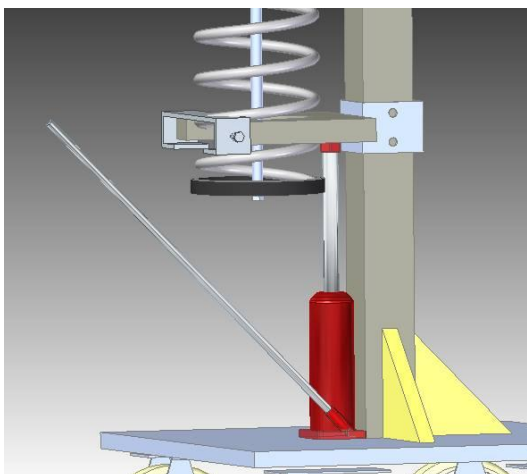
### 1. MANUAL DE MANTENIMIENTO DEL RECOGEDOR DE ESPIRALES POR GATO HIDRÁULICO

En este manual, daremos a conocer las actividades básicas que se recomiendan para que la herramienta funcione de manera adecuada y segura, cuidando la estructura de ésta y al mismo tiempo cuidando la integridad del operario.

Antes de utilizar la herramienta tenga en cuenta:

- La herramienta debe ser situada en un espacio mínimo de 2 metros cuadrados, libre de contacto con otros elementos, para facilitar la ergonomía de ésta.
- Debe estar en un lugar libre de humedad, alejado de ácidos o cualquier sustancia que pueda deteriorar el material de la herramienta.
- El gato hidráulico debe tener sus elementos en correcto orden y buen estado (válvula de presión, palanca, émbolo de fuerza, etc.)
- El collarín de la placa inferior debe de estar lubricado adecuadamente, así mismo, la parte de la columna por donde se desliza dicho collarín.
- Le herramienta debe tener sus partes bien ensambladas y ajustadas.

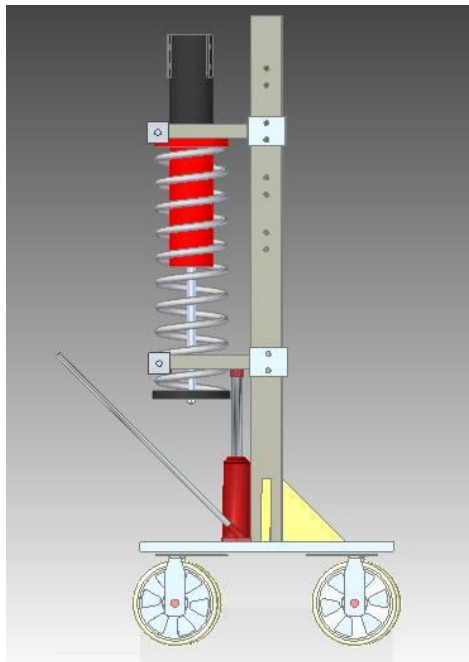
Figura1-1. Collarín de placa inferior. Fuente autores



En el transcurso de uso de la herramienta

- El pasador de la placa superior debe estar bien posicionado.
- El gato hidráulico no debe presentar fuga de aceite; de ser así, se debe cancelar la actividad hasta cambiar dicho elemento.
- No se deben adaptar elementos ajenos a la herramienta, esto ocasionaría fallas en la estructura de la herramienta, y posibles accidentes durante su uso.
- La lámina de seguridad debe estar bien posicionada respecto al espiral, y bien ajustado respecto a las placas (los tornillos bien apretados)
- En el proceso de compresión y afloje del espiral, el operario debe mantener las manos o cualquier elemento, alejado de éste, puesto que se pueden ocasionar accidentes debido a la fuerza que se aplica en el proceso.
- Durante la compresión o afloje del espiral, no se debe golpear la herramienta ni el espiral.
- La herramienta debe ser utilizada solamente para su debido funcionamiento.

Figura1-2. Herramienta en su uso. Fuente autores



### Acciones preventivas para su debido funcionamiento

- Se debe engrasar el collarín inferior junto a la parte de la columna por donde se desliza este elemento, después de cada 10 usos.

Figura1-3. Grasa para lubricación. Fuente: <http://www.beglubricantes.com/chasis.html>



- Se debe limpiar la herramienta cada día con una estopa seca, después de cada uso.
- No se deben apoyar objetos encima de la herramienta.
- No se deben adaptar elementos ajenos o amputar partes propias de la herramienta.
- No se debe utilizar el gato hidráulico para otros usos diferentes a la herramienta.

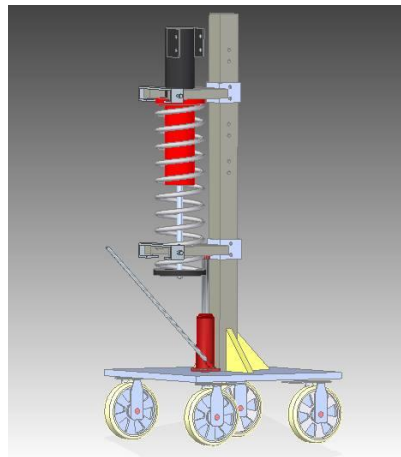
## 2. MANUAL DE OPERACIÓN PARA EL RECOGEDOR DE ESPIRALES POR GATO HIDRÁULICO

Para conocer la manera correcta en que se debe utilizar una herramienta (mecanismo o máquina) es necesario, tener en cuenta ciertas características dadas por el fabricante y diseñador de la misma. Es por eso, que a continuación daremos a conocer ciertos aspectos para que su funcionamiento sea efectivo, ergonómico y seguro.

- **FUNCIONAMIENTO DE EL RECOJEDOR**

Este mecanismo fue diseñado para hacer que el mantenimiento de la suspensión Mc Pherson, sea más rápido, sencillo y seguro, enfocándose en el desmonte de los amortiguadores y espirales, en donde el amortiguador se encuentra dentro del espiral que está ejerciendo una fuerza en las tapas que encapsulan este elemento; para ello, se necesita de una fuerza de compresión capaz de encoger el espiral de manera segura.

Figura2-1. Recogedor de espirales. Fuente autores



La fuerza requerida para encoger los espirales, es adquirida de un gato hidráulico manual, que posee la capacidad de levantar 8 toneladas de peso, éste a su vez, está asociado a una placa que debido a su geometría, es capaz de enganchar el espiral sin necesidad de involucrar

el amortiguador; al mismo tiempo, el resorte está enganchado con otra placa que con la anterior, están conectadas con un collarín, a una columna. De esta manera, podemos efectuar la fuerza de compresión necesaria para poder encoger el espiral, y así concretar con el mantenimiento del amortiguador.

- **PROCEDIMIENTO PARA RECOGER EL ESPIRAL**

- Para empezar, verificamos que la máquina este en óptimas condiciones para ser usada. (ver manual de mantenimiento)
- Después de desmontar el amortiguador junto con el espiral del automóvil, procedemos a instalar estos elementos en la máquina, de tal manera, que la tapa superior del amortiguador (donde está la tuerca de sujeción) quede en la parte inferior de la máquina.
- Se procede a graduar la placa superior, removiendo el pasador y ajustándolo en el agujero que se adapte el amortiguado con la máquina.
- Se asegura el espiral corriendo las láminas de seguridad que están adaptadas a las placas que comprimen el espiral; cuando las láminas estén posicionadas, se procede a sujetarlas apretando los tornillos que quedan a los lados de las láminas de seguridad.
- Se prosigue a dar una o dos gateadas al elemento hidráulico, solo hasta sujetar el espiral, y en ese momento se verifica si el espiral está bien posicionado con respecto a la máquina.
- Teniendo en cuenta el paso anterior, se procede a seguir dando gateadas hasta que se recoja el espiral de 4 a 6 cm.
- Para el cambio de amortiguador, se suelta la tuerca que sostiene la tapa suelta del amortiguador con el vástago, y se retira el amortiguador por la parte superior de la máquina
- Se acondiciona el nuevo amortiguador, instalando las tapas que encapsulan el espiral y apretando de manera segura la tuerca de sujeción.
- Procedemos a soltar el espiral, girando la válvula del gato hidráulico en contra las manecillas del reloj de una manera muy suave.



Figura2-2. Gato hidráulico. Fuente: <http://www.nikecolombiana.com/productos.html>



- Para el cambio de espiral, de desinstala el amortiguador, de la anterior manera, y se abre la válvula del gato como ya se mencionó.
- Se desmonta el espiral, para así poder instalar el nuevo, instalándolo en la máquina de la misma manera que el anterior.
- Se comprime el espiral con la misma metodología con que se comprimió el anterior, y se procede a instalar el amortiguador en el espiral.