

UNIVERSIDAD PANAMERICANA
FACULTAD DE INGENIERÍA

Con estudios incorporados a la
Secretaría de Educación Pública

Diseño e implementación de un sistema de amortiguadores y resortes para la suspensión, a fin de controlar las fuerzas producidas en un vehículo de traslado de valores.

CASO PRÁCTICO

QUE PARA OBTENER EL GRADO DE
MAESTRÍA EN INGENIERÍA

P R E S E N T A

DIEGO ARTURO EDWARDS SORDO

ASESOR:

MTRO. Rodolfo Raúl Cobos Téllez

Resumen

El acero balístico de alto calibre era el material más utilizado para la fortificación de los vehículos de traslado de valores en los años 2000 en México. Debido al elevado peso que se agregaba a los vehículos, las unidades que circulaban en nuestro país sufrían de un acelerado desgaste de componentes de suspensión y llantas, generando problemas adicionales como desajuste de carrocerías, pérdida de control de las unidades y un alto costo de mantenimiento.

Entre los años 2006 y 2008 la empresa mexicana TM Autopartes SA de CV logró diagnosticar de manera exitosa la raíz del problema para después diseñar e implementar un prototipo funcional a una empresa mexicana de traslado de valores (CTV), con el objetivo de no solo disminuir los costos de mantenimiento y remplazo de piezas sino también entregar confort y seguridad a los operadores de las unidades.

El reto desde el punto de vista ingenieril no fue menor, ya que el acceso a las unidades era limitado y solo en presencia y previa autorización del gerente de mantenimiento automotriz de la compañía de traslado de valores. El promedio de vida de los amortiguadores y resortes no superaba las 6 semanas y la propuesta final requería el no modificar el chasis con el que estaban operando, lo que implicó el tener que trabajar con el muelle trasero el cual era superado por las cargas de las masas no suspendidas del vehículo. Este último punto requirió de un diseño innovador en el que el control de fuerzas de la suspensión se logró gracias a que el conjunto de amortiguador y resorte delantero auxiliaban al amortiguador trasero que operaba con la muelle original.

El producto final logró superar las expectativas de la CTV ya que cumplía con los objetivos de entregar confort y seguridad con una vida útil con garantía de 1 año.



Gracias mi amor por empujarme y empujarme hasta lograr terminar esta tesis.
Te amo

Índice

Índice de contenidos de referencia	5
Introducción	7
1 Marco referencial de la organización y de su entorno.....	10
1.1 TM Autopartes SA de CV.....	10
1.2 Compañía de Traslado de Valores (CTV).....	11
2 Diagnóstico de la situación problemática	12
2.1 Acuerdos de trabajo.....	12
2.2 Planeación y ejecución del diagnóstico.....	13
2.2.1 Altura de carrocería.....	13
2.2.2 Fuerza del amortiguador.....	15
2.2.3 Distribución de peso del vehículo.....	17
3 Marco conceptual (Marco Teórico).....	19
3.1 Movimientos de la carrocería.....	19
3.2 Masas a controlar en un vehículo.....	20
3.3 Superficie de rodamiento.....	21
3.4 Confort de marcha.....	21
3.5 Estabilidad de marca.....	23
3.6 Componentes elásticos de la suspensión.....	24
3.6.1 Amortiguadores.....	24
3.6.2 Resortes.....	32
3.6.3 Muelles.....	37
3.6.4 Otros componentes de la suspensión.....	37
4 Análisis de las opciones, elección y método para solucionar el caso.	39
4.1 Etapa 1 del prototipo: El resorte.....	41
4.2 Etapa 2 del prototipo: El amortiguador.....	45
5 Implementación de la solución y evaluación de los resultados	52
5.1 Primera inspección técnica.....	53
5.2 Segunda y tercera inspección técnica.....	55
5.3 Cuarta inspección técnica.....	55
5.4 Quinta inspección técnica.....	55
5.4 Sexta inspección técnica.....	56
6 Conclusiones y trabajos futuros.	58
6.1 Registro kit a 10 años.....	62
Bibliografía	66
Trabajos citados	69
ANEXOS.....	72

Índice de Contenidos de referencia

FIGURAS

Figura 1: Estructura TM Autopartes SA de CV.....	11
Figura 2: Estructura relevante de la Compañía de Traslado de Valores.....	11
Figura 3: Comparativo de la prueba de dinamómetro de los amortiguadores originales	16
Figura 4: Comparativo la prueba de dinamómetro del promedio de amortiguadores usados y nuevos	17
Figura 5 Movimientos de la carrocería.	20
Figura 6: (Bosch, 1999)	21
Figura 7: Fuerzas absorbidas y no absorbidas. (Benítez, Masas Suspendidas y No Suspendidas, 2005)	22
Figura 8: Vibraciones soportables para el pasajero en función de frecuencia y la amplitud en un vehículo. (Font Mezquita & Dols Ruiz, 2004)	23
Figura 9: Amortiguadores bitubo y monotubo. (Bilstein, Monotube vs Twintube)	25
Figura 10: Gráfica Fuerza- Velocidad.	26
Figura 11: Longitud y carrera del amortiguador.....	27
Figura 12: Flujo de aceite a través de orificios (Dixon, 2007)	28
Figura 13: Corte de resorte helicoidal. (SAE Handbook S, 1996).....	32
Figura 14: Extremos típicos resortes helicoidales. (SAE Handbook S, 1996)	33
Figura 15: Longitudes de un resorte de compresión. (SAE Handbook S, 1996).....	34
Figura 16: Tipos de Muelle. (SAE Handbook S, 1996).....	37
Figura 17: Otros componentes de la suspensión. (SAE Handbook S, 1996).....	38
Figura 18: Amortiguador con reserva exterior.....	39
Figura 19: Relación de la frecuencia natural y rigidez del resorte.	41
Figura 20: Flujo de trabajo para la resolución del problema.	41
Figura 21: Fases del diseño del resorte	42
Figura 22: Curva característica de compresión de resortes.	43
Figura 23: Manufactura de resorte EIBACH prototipo.	44
Figura 24: Alimentación de datos para manufactura del resorte prototipo.....	44
Figura 25: Prueba mecánica de resortes EIBACH.....	45
Figura 26: Estructura interna de un amortiguador BILSTEIN. (Bilstein, Digressive working Piston Assembly)	45
Figura 27: Fases del diseño del amortiguador.	46
Figura 28: Flujo de aceite en compresión y rebote. (Bilstein, Bilstein COMFITRAC PISTON)	47
Figura 29: Esquema de la simulación HiL.....	48
Figura 30: Laina de paso BILSTEIN. (Benítez, Laina de paso)	49
Figura 31: Curva característica de una laina de paso.....	49
Figura 32: Dinamómetro BILSTEIN.....	50
Figura 33: Prueba de dinamómetro de los amortiguadores BILSTEIN.....	50
Figura 34: Comparativo de la prueba de dinamómetro de los amortiguadores originales nuevos y amortiguador BILSTEIN.	51
Figura 35: Prueba de dinamómetro en CTV.	53
Figura 36: Comparativo de la prueba de dinamómetro de los amortiguadores BILSTEIN nuevo y BILSTEIN 8 semanas de uso.....	54

Figura 37: Comparativo de la prueba de dinamómetro de los amortiguadores BILSTEIN nuevo y BILSTEIN 1 año de uso.....	56
Figura 38: Comparativo de la prueba de dinamómetro de los amortiguadores BILSTEIN nuevo y BILSTEIN 2 años de uso.	57
Figura 39: Código de identificación amortiguador BILSTEIN 10 años.	62
Figura 40: Imagen del amortiguador BILSTEIN 10 años.	63
Figura 41: Comparativo de la Prueba de dinamómetro de los amortiguadores BILSTEIN nuevo y BILSTEIN 10 años de uso.	64
Figura 42: Comparativo prueba de dinamómetro entre amortiguador original, BILSTEIN 10 años y BILSTEIN nuevo.	65

TABLAS

Tabla 1: Altura carrocería después de mantenimiento.....	14
Tabla 2: Altura carrocería después de 4-5 semanas trabajo.....	15
Tabla 3: Propiedades Representativas del aceite en el amortiguador (aceite mineral) (Dixon, 2007)	30
Tabla 4: Tabla de Relación Espirales/Longitudes. (SAE Handbook S, 1996)	35
Tabla 5: Ahorro de componentes por inspección técnica	59
Tabla 6: Tabla de motivos de reclamación de garantías en amortiguadores.	60

Introducción

TM Autopartes SA de CV (TMA) es una empresa mexicana referente a nivel mundial en la transformación y la fabricación de sistemas de suspensión de alto rendimiento para vehículos comerciales y fuera de especificaciones. Es en el año 2006 cuando se me asigna el proyecto de diagnosticar, diseñar e implementar una solución a los problemas de suspensión para los vehículos de traslado de valores de una compañía mexicana, líder en su rubro. Debido al fuerte blindaje que tiene este tipo de vehículos, componentes como amortiguadores y resortes/muelles sufren un desgaste muy acelerado. Esto genera diversos problemas como diferencia en la altura del vehículo, seguridad y confort durante el manejo, desajuste de la carrocería, desgaste irregular de llantas y reducción en el tiempo de vida de otros componentes como son bujes, rótulas, balatas. TM Autopartes contaba ya con experiencia en el diseño de vehículos personales blindados de hasta 7 niveles (máximo) y también contaba con una línea de amortiguadores para autobuses con resultados extraordinarios en cuanto a control de fuerzas y kilometraje.

La seguridad es la prioridad más importante para las compañías de traslado de valores. El diseño y trabajo de blindaje dentro de la compañía se realiza utilizando el chasis y plantas motrices disponibles en el mercado. Debido a la importancia que para ellos representa el que no se conozcan los detalles del diseño del vehículo, la información que se le proporciona a sus proveedores es muy escasa. Adicionalmente, todo elemento extra debe ser compatible con el diseño funcional del coche, por lo que no se puede realizar modificación alguna al vehículo. Es importante recalcar que aun cuando las unidades tienen un trabajo de refuerzo en el chasis, actualmente, en todos los casos el peso muerto del blindaje supera la carga máxima del vehículo. Esto se debe a que el material principal utilizado para realizar el blindaje es el acero balístico.

El objetivo establecido por la Compañía de Traslado de Valores (CTV) era incrementar el promedio de vida del amortiguador, que hasta el momento era de 5 a 6 semanas, mientras que para TMA el objetivo era el diseño de un amortiguador que, en condiciones correctas de operación, se pudiera dar una garantía de trabajo de 1 año. Para garantizar el éxito del proyecto, se trabajó de manera conjunta con personal de CTV. El proyecto completo tomó un año cinco meses donde se realizaron distintas mediciones y pruebas para encontrar la configuración interna de amortiguador en combinación con un resorte que pudiera controlar las fuerzas en el vehículo. Estas configuraciones se usaron para su futura fabricación e instalación, buscando incrementar la vida útil del mismo y disminuir los costos de mantenimiento (por refacciones dañadas y tiempo de las unidades detenidas). Esto derivará en un mejor manejo de las unidades.

El producto final consistió en un juego de amortiguador BILSTEIN con resorte EIBACH para la suspensión delantera y amortiguadores BILSTEIN, trabajando en conjunto con la muelle reforzada de la blindadora. Las características de un amortiguador BILSTEIN permitieron generar un producto en el que el comportamiento de compresión y rebote fuera independiente. Así mismo, con los resortes EIBACH, se logró mantener la altura óptima de trabajo de los componentes de suspensión.

Para facilitar al lector el seguimiento del trabajo realizado durante las distintas fases del diseño, tanto del resorte como del amortiguador (como se muestran en el capítulo 4), se han colocado los recuadros de la izquierda. Cada cuadro contiene el nombre de la fase desarrollada en los párrafos siguientes.

Breve descripción de cada capítulo.

La tesis se encuentra organizada en nueve capítulos, cuyo contenido se describe a continuación.

El capítulo 1 (Marco referencial de la organización y de su entorno) describe el entorno de las dos organizaciones directamente relacionadas en el proyecto: TM Autopartes SA de CV y Compañía de Traslado de Valores. Se describen los rasgos propios de las organizaciones, el personal y departamentos involucrados, datos del ramo de actividades, antecedentes históricos.

El capítulo 2 (Diagnóstico de la situación problemática) presenta el problema a resolver. Los objetivos y resultados deseados al finalizar el proyecto, describen los acuerdos de trabajo y la recolección de datos en los vehículos.

El capítulo 3 (Marco conceptual (Marco Teórico).) presenta una revisión bibliográfica de los temas principales sobre los que se fundamenta la propuesta: Movimientos de la carrocería, las características de las masas suspendidas y no suspendidas, superficie de rodamiento, confort de marcha, estabilidad del vehículo y los tres componentes elásticos principales que conforman la suspensión (amortiguador, resorte y muelle).

El capítulo 4 (Análisis de las opciones, elección y método para solucionar el caso.) plantea las distintas opciones analizadas para resolver la problemática en la suspensión de los vehículos de traslado de valores y la solución elegida que permitiera cumplir con los objetivos establecidos al principio del proyecto. Finalmente, el capítulo describe los pasos diseñados para la elaboración de prototipo del amortiguador y del resorte de manera independiente.

El capítulo 5 (Implementación de la solución y evaluación de los resultados) describe la implementación y los resultados en cada inspección de los vehículos y prototipo. El capítulo también narra el cómo, en base a los resultados que se obtuvieron, se modificó el interés de implementación de la solución para todos los vehículos en el grupo donde participa la Compañía de Traslado de Valores.

El capítulo 6 (Conclusiones y trabajos futuros.) presenta las conclusiones del proyecto. También muestra un breve análisis del funcionamiento de un prototipo con diez años de uso.

Cláusula de confidencialidad.

Se cuenta con autorización tanto por TM Autopartes S.A. de C.V. como por la Compañía de Traslado de Valores para la realización de este documento bajo las siguientes cláusulas:

TM Autopartes S.A. de C.V.

1. No se puede incluir fotografías/imágenes del software utilizado para la realización de los cálculos de las fuerzas del resorte. Software propiedad de EIBACH.
2. No se puede incluir fotografías/imágenes del software utilizado para la realización de los cálculos de las fuerzas del amortiguador y transferencias de fuerzas del vehículo. Software propiedad de BILSTEIN.
3. No se puede dar a conocer la configuración final del amortiguador BILSTEIN.
4. No se puede dar a conocer los valores reales del resorte EIBACH.
5. Para facilitar el entendimiento de la configuración del amortiguador, se autorizó incluir gráficas que mostrarán los distintos tiempos y esfuerzos del amortiguador aun cuando todos valores serán modificados al multiplicarlos con respecto a una misma constante.
6. Solo se mostrarán gráficas de los amortiguadores delanteros y se podrá explicar del trabajo realizado en los amortiguadores trasero sin un apoyo técnico mayor.

Compañía de Traslado de Valores

1. En todo el documento se mantendrá el anonimato del nombre de la empresa de traslado de valores.
2. No se podrá dar a conocer la ubicación de ninguno de sus oficinas, talleres, centros de blindaje.
3. No se puede dar a conocer los nombres del personal de la CTV que participaron en la realización.
4. No se puede dar a conocer ningún detalle técnico sobre el blindaje de los vehículos.
5. Los datos recabados que fueron autorizados por CTV para el uso en este documento deberán ser maquillados, con el fin de no dar a conocer los valores verdaderos pero que puedan seguir siendo de utilidad para la finalidad del documento.
6. No se darán a conocer ahorros y costos económicos relacionados con el proyecto. Para una justificación de estudio de costos, CTV proporcionará al interesado el concentrado de piezas utilizadas en los mantenimientos de los vehículos en prueba y un comparativo con equipo original (valores reales).

1 Marco referencial de la organización y de su entorno

1.1 TM Autopartes SA de CV.

TM Autopartes SA de CV es una empresa ubicada en la Ciudad de México, representante nacional de los amortiguadores BILSTEIN y los resortes EIBACH, ambos alemanes. Estas dos marcas se reconocen en el mercado automotriz por su alta calidad y desempeño. Para el año 2006, TMA ya trabajaba con las principales blindadoras de autos en el Valle de México y Guadalajara, ofreciendo un producto especializado conformado por un combo de amortiguador y resorte, para una serie de vehículos blindados en México.

Es importante recalcar que ninguna armadora de autos ofrece en el mercado nacional una versión de sus vehículos con blindaje. Todos los vehículos blindados que circulan en nuestro país son blindados por distintas compañías particulares. Así mismo, el proceso de blindaje es muy distinto, debido a los niveles con los que se busca fortalecer el vehículo, materiales utilizados, diseño, etc., por lo que un mismo vehículo blindado en dos casas distintas tienen una relación de peso, centro de gravedad, peso total, etc. distintos una de otra.

Con la experiencia que tenía TMA, diseñando los combos de suspensión para autos blindados de particulares, como gerente de proyectos especiales, decidí incursionar en el mercado de los vehículos de traslado de valores. Debido a los muy buenos resultados que se habían obtenido con los vehículos particulares, el mercado de los camiones de traslado de valores era un mercado desatendido y de gran relevancia para la empresa.

La estructura en TMA era relativamente sencilla. Existe un director general que toma las decisiones fuertes de la empresa mientras que el subdirector las ejecuta y está encargado de que la operación entre áreas funcione. Para ello cuenta con un gerente de ventas, gerente administrativo y gerente de proceso. Este último es quien trabaja los amortiguadores con el apoyo de las plantas en EUA y Alemania. Adicional a las gerencias mencionadas, existía la Gerencia de Proyectos Especiales, la cual estaba a mi cargo y cuyo objetivo era el de la creación de nuevos mercados y solución de problemas particulares de clientes. Como se podrá ver en el organigrama (Figura 1), la Gerencia de Proyectos Especiales le reportaba directamente al subdirector, buscando poder dar tiempos más cortos de autorización, manufactura, facturación, entrega, etc.

Estructura TM Autopartes SA de CV

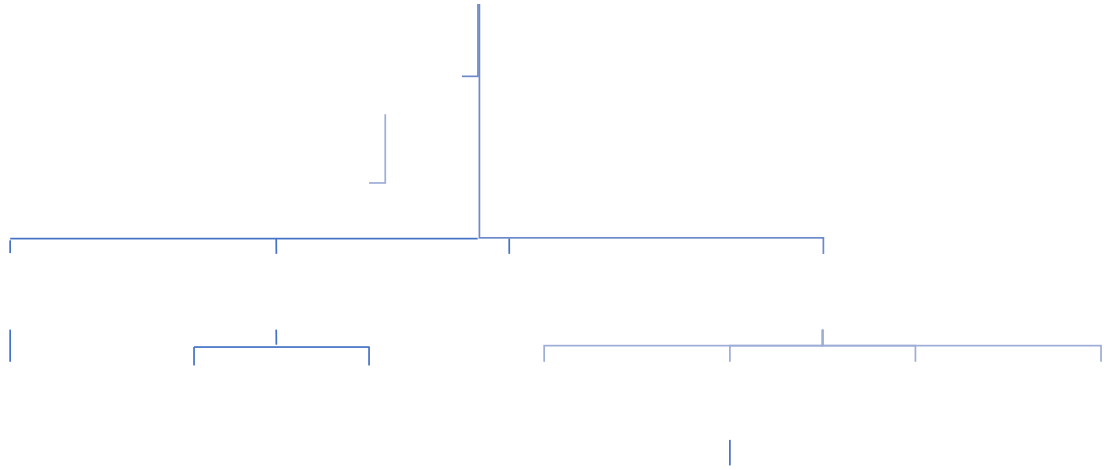


Figura 1: Estructura TM Autopartes SA de CV.

1.2 Compañía de Traslado de Valores (CTV).

La Compañía de Traslado de Valores (CTV) con la que trabajamos es el grupo líder en seguridad privada, con varios centenares de vehículos solamente para el ZMVM. Son la división más grande de traslado de valores dentro de un corporativo enfocado a la seguridad de bienes, recursos y personal. Para fines prácticos se muestra un organigrama del corporativo que cumple con la cláusula de confidencialidad (Figura 2).

Estructura Compañía de Traslado de Valores

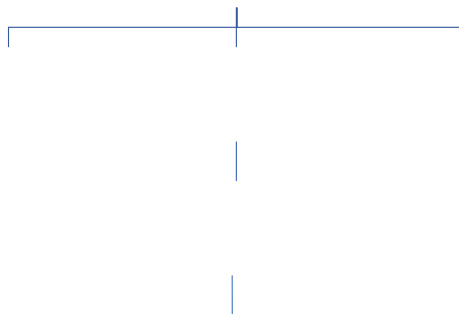


Figura 2: Estructura relevante de la Compañía de Traslado de Valores.

2 Diagnóstico de la situación problemática

2.1 Acuerdos de trabajo.

Se trabajó directamente con el Gerente de Mantenimiento Automotriz (GdMA) quien informó a TMA que existía un problema serio con la vida útil de componentes de transmisión, dirección y suspensión debido a las fuerzas a las que eran sometidas. Como ya se mencionó en la introducción, esta compañía realiza su propio blindaje, por lo que toda información relacionada a la selección de materiales de blindaje, diseño y pesos son considerados secreto industrial.

Los vehículos utilizados eran FORD F350 y F450 comprados directamente de la armadora y entregados en el taller de blindaje donde se realiza el trabajo de fortalecer el chasis y el blindaje de las distintas partes del vehículo.

Para el desarrollo del prototipo se acordaron los siguientes puntos:

- Solo se trabajaría con las unidades Ford F350.
- La instalación y pruebas serían realizadas por el personal de CTV bajo la supervisión del personal del proyecto de TMA.
- Todo monitoreo de la unidad y sus componentes se realizarían en el interior del taller de CTV previamente acordado por mí con el GdMA.
- Las piezas por instalar en los vehículos deberían ser entregados a CTV con un día de anticipación para su inspección.
- Se llevaría una minuta firmada de los trabajos, datos y resultados obtenidos por visita.
- Una vez se tuviera el producto propuesto TMA, se asignarían 4 unidades para correr la prueba. Dos de ellas funcionarían con los componentes que ellos manejaban hasta el momento y 2 unidades con el nuevo diseño de TMA.
- TMA tendría acceso a las bitácoras de servicio de las unidades de prueba.
- Las fotografías tomadas durante el proceso deberían ser tomadas por una cámara fotográfica con memoria extraíble, misma que se entregará al GdMA para su inspección y futuro envío a Diego Edwards.
- TMA sería responsable de generar una agenda de trabajo para la entrega del nuevo producto y sus pruebas.
- Cada compañía absorbería sus costos durante el periodo de prueba.
- Todos los miembros de TMA involucrados en el diseño de los combos de suspensión deberían firmar una cláusula de confidencialidad.

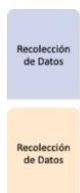
Las condiciones futuras de compra dependerían de haber logrado al menos duplicar la vida útil de los componentes de suspensión y mejorar la conducción del vehículo a un costo del kit que representará un ahorro para la CTV.

Adicionalmente, CTV podría solicitar la exclusividad de venta del producto cubriendo un acuerdo económico que conviniera a las dos partes.

2.2 Planeación y ejecución del diagnóstico.

A diferencia de los vehículos blindados particulares, donde se cuenta con toda la información al trabajar directamente del blindador, la CTV no comparte estos datos, por lo que se tuvo que acordar una serie de pruebas mínimas para conocer y diagnosticar la dinámica del vehículo para realizar la propuesta de una solución. Inicialmente sabíamos por la conversación con el gerente de mantenimiento automotriz, que el puro blindaje en vehículos superaba las 4 toneladas. Esto representa un reto mayor para nosotros ya que el peso adicional debido al blindaje en los autos particulares varía entre los 100 y 1400 kg .¹

En primer lugar, era necesario conocer las condiciones de trabajo de los componentes de suspensión para diagnosticar el motivo de las fallas constantes. Conocer si durante el trabajo de blindaje algún componente de la masa suspendida había sido reforzada y si se habían sustituido los componentes elásticos adecuados de la suspensión para controlar la nueva masa no suspendida. Nuestra solución debería trabajar cumpliendo dimensionalmente con la estructura del vehículo, por lo que era importante realizar una evaluación técnica de todos los componentes de suspensión y los relacionados con la dirección, principalmente la altura de la carrocería, fuerza del amortiguador y distribución de peso del vehículo.



El trabajo descrito en este capítulo permitió obtener los datos necesarios para cumplir con la primera fase del diseño del resorte y amortiguador “Recolección de Datos” descritos en la Figura 21 y Figura 27 en el capítulo 4. Para facilitar al lector el seguimiento del trabajo realizado durante las distintas fases del diseño, tanto del resorte como del amortiguador (como en se muestran en el capítulo 4), se han colocado los recuadros de la izquierda. Cada cuadro contiene el nombre de la fase desarrollada en los párrafos siguientes.

2.2.1 Altura de carrocería.

Para todo diseño de componentes de suspensión es de gran importancia conocer las dimensiones máximas y mínimas de sus componentes. Al comprimirse o extenderse la suspensión los componentes elásticos varían su longitud. Por ejemplo, al comprimirse la suspensión el resorte se contrae disminuyendo el paso de la hélice, obligando al amortiguador a introducir la flecha de trabajo al cuerpo del amortiguador (monotubo o bitubo). Conociendo la altura máxima y mínima de operación del vehículo, se puede diseñar resorte y amortiguador que trabajen de manera conjunta dentro de este rango para evitar daños. Es la altura de la carrocería uno de los mejores indicadores del correcto funcionamiento de los componentes de la suspensión, motivo por el cual se inicia con el estudio de altura para cualquier trabajo relacionado con ella.

Se acordó con el GdMA una visita al lote de encierro de los vehículos blindados con el fin de medir la altura del vehículo y tomando una pequeña muestra, realizar el pesaje de carga por rueda. La medición de la altura de carrocería se realiza midiendo del centro del eje de cada rueda hasta la salpicadera, tomando la rueda delantera del lado izquierdo (desde a bordo de vehículos) como la Rueda 1, delantera derecha, Rueda 2 y la trasera izquierda y derecha como Rueda 3 y Rueda 4, respectivamente. Para el pesaje se utilizan básculas individuales para

¹ Estos pesos son promedios manejados de las casas blindadoras con estándares de calidad alto. La diferencia de peso depende del nivel de blindaje, materiales de fabricación y tipo de vehículo.

cada rueda, donde es necesario subir las unidades a las básculas. En esta ocasión se dejaron las básculas fijas para hacer ambas mediciones en el mismo punto.

Iniciamos la toma de mediciones con dos vehículos de respaldo. Estos son vehículos que no tienen una ruta diaria establecida ya que se utilizan como comodines en caso de fallo de cualquier vehículo. La bitácora de mantenimiento de ambos vehículos marcaba cambio de amortiguadores y resortes en un tiempo no mayor a las 20 semanas, pero encontramos el vehículo sostenido con la poca presión que restaba dentro de los neumáticos. Esto es resultado de una suspensión completamente vencida.² Las CTV trabajaban con resortes y muelles reforzados, tren delantero y trasero respectivamente.

Durante la visita al lote se obtuvieron las medidas de cuatro vehículos saliendo de su servicio para establecer un parámetro inicial (Tabla 1) y de veinte vehículos con un intervalo de entre 4 y 5 semanas de su último mantenimiento. Con estas mediciones se logró establecer las condiciones de operación después de dicho periodo (Tabla 2). Trabajando con el personal de blindaje y FORD, se obtuvo que las alturas recomendadas para estos vehículos eran de 50 cm para el eje delantero y 52 cm en el trasero.

Tabla 1: Altura carrocería después de mantenimiento

Unidades saliendo del mantenimiento (Equipo Original)								
Vehículo	Altura en [cm]				Perdida de altura con respecto a la recomendada por FORD (%)			
	Rueda 1	Rueda 2	Rueda 3	Rueda 4	Rueda 1	Rueda 2	Rueda 3	Rueda 4
1	42.0	41.5	45.8	44.7	16%	17%	12%	14%
2	42.5	42.5	45.2	45.8	15%	15%	13%	12%
3	44.0	43.0	46.3	45.2	12%	14%	11%	13%
4	42.5	43.5	47.8	46.8	15%	13%	8%	10%
Promedios	42.8	42.6	46.3	45.6	15%	15%	11%	12%

Analizando los datos obtenidos de la toma de alturas de la carrocería de los cuatro vehículos que salían de mantenimiento, podemos observar que, incluso cuando el vehículo estaba saliendo de la fosa de mantenimiento, el resorte nuevo se veía superado ya que el promedio de los vehículos se encontraban un 15% por debajo de su altura óptima de operación en caso del eje delantero y entre un 11 y 12% en el eje trasero, incluso no existía consistencia en la altura de la rueda derecha con respecto a la izquierda (Tabla 1).

Del análisis de los datos obtenidos de los vehículos con 4 a 5 semanas de su último mantenimiento (Tabla 2) podemos ver que, en este periodo relativamente corto, el promedio tanto en el tren delantero como en el trasero, perdía otro 10% de la altura recomendada por FORD. Esto implica que trabajan a alturas entre el 75 y 80% de la idónea. Esto implica que los resortes/muelles se encuentran fatigados; normalmente se relaciona a un mal cálculo en las fuerzas de trabajo y/o mala calidad de este.

² Estos dos vehículos fueron descartados ya que no aportaban ningún valor a la investigación en las condiciones que se encontraron.

Tabla 2: Altura carrocería después de 4-5 semanas trabajo.

Unidades con 4-5 semanas de trabajo después de servicio (Equipo Original)								
Vehículo	Altura en [cm]				Perdida de altura con respecto a la recomendada por FORD (%)			
	Rueda 1	Rueda 2	Rueda 3	Rueda 4	Rueda 1	Rueda 2	Rueda 3	Rueda 4
1	39.0	39.5	42.6	42.6	22%	21%	18%	18%
2	37.5	37.5	41.4	41.4	25%	25%	20%	20%
3	37.0	37.0	40.9	41.6	26%	26%	21%	20%
4	38.0	38.5	41.8	41.8	24%	23%	20%	20%
5	37.0	37.5	40.9	40.6	26%	25%	21%	22%
6	36.5	37.0	40.5	40.5	27%	26%	22%	22%
7	34.5	35.0	38.8	38.8	31%	30%	25%	25%
8	35.5	36.0	39.7	40.0	29%	28%	24%	23%
9	37.5	37.5	41.4	41.4	25%	25%	20%	20%
10	39.0	39.0	42.6	42.1	22%	22%	18%	19%
11	41.0	41.0	44.3	44.3	18%	18%	15%	15%
12	38.0	38.5	41.8	41.8	24%	23%	20%	20%
13	36.5	36.5	40.5	40.5	27%	27%	22%	22%
14	37.0	37.0	40.9	40.9	26%	26%	21%	21%
15	38.0	38.0	41.8	42.1	24%	24%	20%	19%
16	37.0	37.0	40.9	40.6	26%	26%	21%	22%
17	38.5	38.5	42.2	42.2	23%	23%	19%	19%
18	33.5	34.0	38.0	38.0	33%	32%	27%	27%
19	38.0	38.5	41.8	42.1	24%	23%	20%	19%
20	37.0	37.5	40.9	40.9	26%	25%	21%	21%
Promedios	37.3	37.6	41.2	41.2	25%	25%	21%	21%

De la altura de la suspensión podemos conocer la carrera máxima que tiene la combinación de resorte/amortiguador para hacer su trabajo. Este dato es fundamental ya que, de instalar un amortiguador con carrera más corta, en caso de abrirse la suspensión, esta arrancarían el amortiguador ya que no tiene la fuerza para evitar la apertura. Mientras que, si el amortiguador es sobre dimensionado, al cerrarse la suspensión el pistón de trabajo golpea el pistón flotante rompiendo el amortiguador.

Como Anexo 1 se muestra un ejemplo de las formas utilizadas por el equipo de TMA para el levantamiento de datos.

2.2.2 Fuerza del amortiguador.

Haciendo uso de un dinamómetro se obtienen las curvas de trabajo de amortiguadores originales, nuevos y usados. La prueba de dinamómetro muestra la fuerza que ejerce el amortiguador (newton) a distintas velocidades (centímetro por segundo), tanto en la compresión como en el rebote. Es importante que el amortiguador alcance la fuerza de operación entre la 15.2 y 20.3 centímetros por segundo para el REBOTE, y entre la 10.2 y 15.2 centímetros por segundo durante la compresión, y después de este punto no se siga

endureciendo; esto para entregar un mayor confort de marcha y lograr controlar al 100% las fuerzas de la suspensión.

Al solicitar los amortiguadores nuevos, se encontró que en uno de cada cinco el aceite dentro del amortiguador había cavitado. Se tomó una muestra de dos amortiguadores nuevos funcionales para obtener el marco de referencia inicial con el que se estaba trabajando. Posteriormente se realizó la prueba a las mismas velocidades y recorridos a un total de 20 amortiguadores usados para obtener los valores promedio de uso de estos.

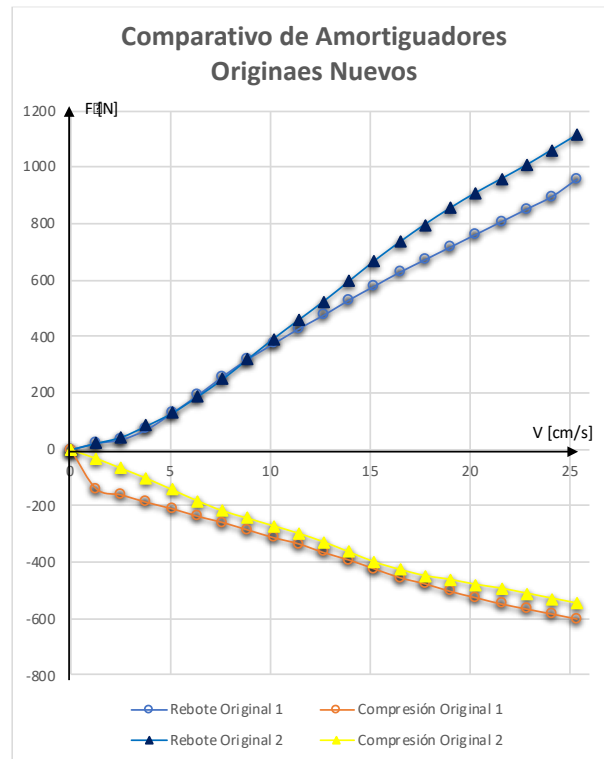


Figura 3: Comparativo de la Prueba de dinamómetro de los Amortiguadores Originales

Las unidades son equipadas con amortiguadores doble tubo MOTORCRAFT MAT115 (amortiguador original). La fuerza máxima alcanzada dentro del rango medido es muy deficiente. Del mismo modo la velocidad en la que alcanza la fuerza máxima es difícil de determinar ya que nunca se estabiliza la curva. Podemos ver que la Figura 3, en su comportamiento de compresión y rebote en todo momento sigue creciendo. Esto puede implicar dos posibles escenarios: El primero es el que no alcanza la fuerza necesaria antes de los 10 segundos para controlar las fuerzas, provocando un manejo sin control. Segundo, que el amortiguador sí logra alcanzar las fuerzas necesarias, pero al no estabilizarse se vuelve extremadamente rígido volviendo la unidad muy rígida. Cualquiera que sea el caso, el diseño de operación del amortiguador no logra controlar los movimientos de la suspensión en el vehículo, por lo que no era posible que garantizaran un contacto óptimo con la superficie de rodamiento y confort de marcha.

El problema es aún más grande con los amortiguadores usados, son casi inoperantes. La Figura 4 muestra los valores promedio obtenidos de 10 juegos de amortiguadores usados, comparados con el comportamiento del promedio de los amortiguadores nuevos.

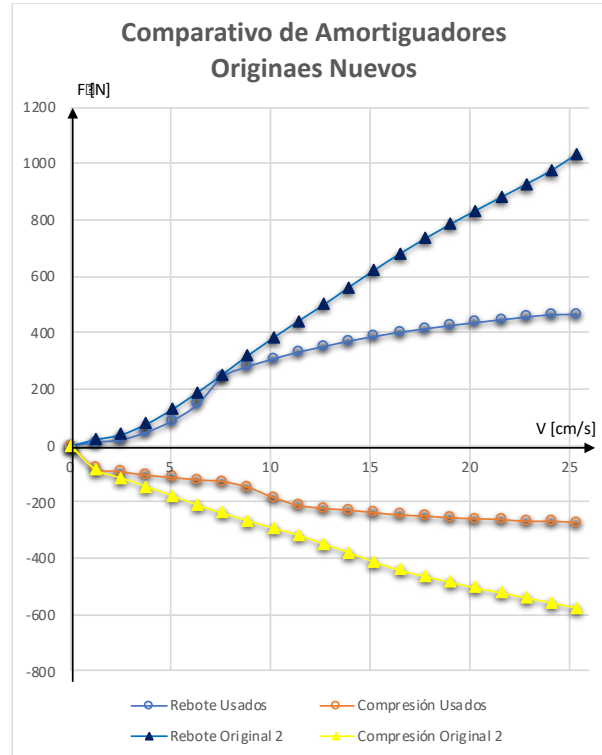


Figura 4: Comparativo la prueba de dinamómetro del promedio de amortiguadores usados y nuevos

Al comparar los amortiguadores nuevos y usados, podemos ver gran diferencia entre los dos después de un periodo corto de 4 a 5 semanas de uso. El desgaste es demasiado grande, la vida útil se reduce considerablemente. También se encontró desgaste en las gomas y bujes de sujeción.

2.2.3 Distribución de peso del vehículo.

El peso y su distribución sobre el eje en un vehículo es clave para predecir el comportamiento dinámico del mismo. Distribuciones desiguales implican una mayor o menor transferencia del peso a la parte delantera del coche durante la frenada. Esto a su vez genera en mayor medida algunos de los movimientos de la carrocería, descritos en la Figura 5 en el siguiente capítulo, principalmente bailoteo y vaivenes. Es por ello que es necesario conocer las magnitudes que soportan los componentes de suspensión ya que el vehículo está modificado y fuera de toda especificación.

El pesaje se realiza a través de unas básculas electrónicas que se colocan, de manera individual, debajo de cada una de las ruedas y con ello se obtiene una lectura de peso y la distribución del mismo.

Por razones de privacidad y cumpliendo con las cláusulas de confidencialidad, no se muestran los resultados de los pesajes de las 5 unidades tomadas como muestra. A continuación, se

muestran las observaciones obtenidas de los datos del pesaje, relacionadas al estudio de las unidades.

- El peso mostrado en las básculas superaba al del peso de la unidad, más la carga máxima recomendada por el fabricante.
- Además del peso de la unidad, hay que considerar los pesos de operación que son 5 guardias con equipo de seguridad y armamento, más los valores que trasladan. El aproximado de estos últimos datos fueron proporcionados por CTV.
- La distribución de pesos coincidía con el de un vehículo de carga.
- El trabajo de blindaje tiene un control de calidad serio, ya que la variación de peso entre las unidades es muy pequeña.
- En la parte frontal del vehículo, no existe una diferencia fuerte entre el peso del lado derecho y del lado izquierdo. Adicionalmente, con la lectura de los datos de altura de la carrocería sí encontrábamos una diferencia en todas las unidades con respecto al lado derecho y al izquierdo. Se concluyó que esta diferencia era debido a un mal control de presión de llantas y mala calidad en el resorte.
- Con las lecturas obtenidas es posible determinar la fuerza que soporta cada una de las ruedas. Para ello, descomponemos la resultante en dos fuerzas paralelas que pasen por los puntos de contacto con el suelo y por los centros de las ruedas.
- Se pudo obtener la distancia entre los ejes con respecto al centro de gravedad.

3 Marco conceptual (Marco Teórico).

La suspensión es el conjunto de componentes mecánicos diseñados para unir las ruedas con la estructura principal o chasis del vehículo. Debe ser capaz de mantener los neumáticos pegados al piso y controlar las fuerzas que se generan al transitar por distintos caminos, así como las fuerzas de aceleración, frenado, y como movimientos laterales (Birch, 1999). La suspensión debe cumplir dos funciones fundamentales: garantizar la estabilidad y control del vehículo mientras se entrega confort de marcha. (Dixon, 2007)

Una suspensión se compone por neumático, amortiguador y resorte o muelle (Dixon, 2007). Los resortes determinan la altura de la suspensión mientras que el amortiguador es el encargado de controlar las fuerzas aplicadas al resorte al variar su altura (compresión y rebote). Por lo tanto, las irregularidades del camino serán absorbidas por la combinación del aire y hule de los neumáticos, aunado al resorte o muelle, en donde este último generará oscilaciones. Estas oscilaciones serán controladas por el amortiguador. Un diseño eficiente resulta en la combinación de estos dos últimos elementos, amortiguador y resorte, de modo en que puedan controlar todas las fuerzas generadas en un menor número de oscilaciones entregando un grado de confort (Adams, 1993)

3.1 Movimientos de la carrocería

Cuando se diseña una suspensión es necesario controlar las fuerzas y movimientos que se generan dentro del vehículo al circular por una ruta típica. Los movimientos básicos por resolver de la carrocería son los siguientes (Gillespie, 2019), mismos que se muestran en la Figura 5.

CABECEO.

Movimiento de rotación en torno al eje transversal del vehículo. Este implica la disminución en la altura del vehículo en la parte delantera con respecto a la trasera o viceversa. Es un movimiento común en las frenadas fuertes o durante la aceleración repentina. Durante la frenada el 70-75% de las fuerzas del vehículo se trasladan a la suspensión delantera generando grandes movimientos de cabeceo.

BALANCEO.

Es cuando existe un movimiento de rotación en torno al eje longitudinal del vehículo; característico al generar fuerzas en curvas. El centro de gravedad juega un papel fundamental en el cálculo del balanceo, mientras más alto sea, normalmente más difícil es controlarlo sin comprometer el confort.

GUIÑADA.

Movimiento de rotación en torno al eje vertical del vehículo. Se experimenta cuando se realizan cambios fuertes y bruscos en la dirección del vehículo como en una maniobra de emergencia.

BAILOTEO.

Movimiento de todo el vehículo de manera perpendicular a la superficie de rodamiento. Son oscilaciones rectilíneas, se verán relacionadas directamente con el sentido de mareo durante el manejo. Son clásicas de circular sobre caminos irregulares. (Gillespie, 2019)

BANDAZO.

Movimiento oscilatorio rectilíneo en el sentido del eje transversal del vehículo. Una experiencia común es el impacto de viento lateral. (Gillespie, 2019)

VAIVENES.

Movimiento oscilatorio rectilíneo en el sentido del eje longitudinal. Este movimiento por lo general es producido por algún tipo de fallo en el motor o en la caja de velocidades/transmisión o en un desgaste importante en frenos. (Gillespie, 2019)

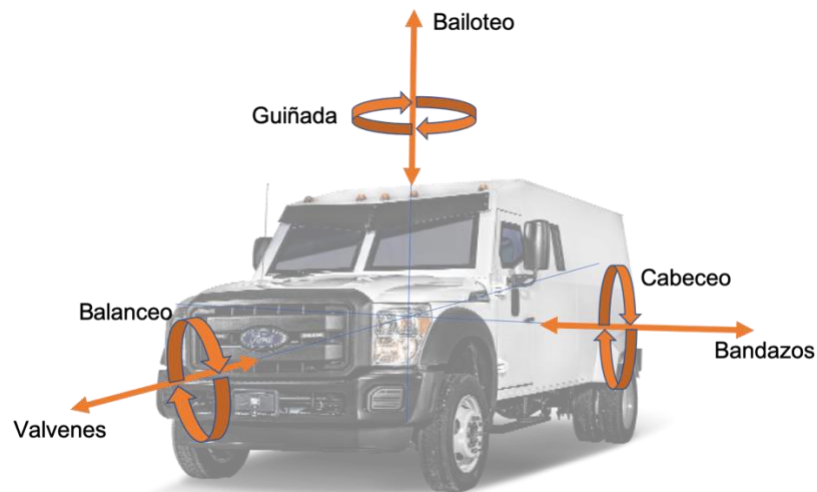


Figura 5 Movimientos de la carrocería.

3.2 Masas a controlar en un vehículo.

Existen dos masas importantes que deben ser consideradas para conseguir el control de un vehículo: la masa suspendida y la masa no suspendida.

- La masa suspendida es todo aquello que no se encuentra en contacto rígido con el suelo, la carrocería, motor, chasis, el peso de los pasajeros y carga adicional. (Read & Reid, 2013)
- La masa no suspendida, son todos los componentes que se encuentran entre la superficie de contacto y la masa suspendidas. Incluye el peso de los rines, neumáticos, amortiguador, resorte, frenos, eje de transmisión. (Read & Reid, 2013)

Los neumáticos, rines y frenos sumados tienen una masa que interactúa con la masa suspendida a través de los componentes de la suspensión: amortiguador y resorte. El mantener las ruedas pegadas al piso, será mucho más sencillo cuanto más ligeras sean las masas no suspendidas con respecto a las suspendidas. Al ser las primeras las que se encuentran en contacto con las irregularidades de la superficie de rodamiento y las segundas las que se suspenden sobre estas, los rebotes producidos por los neumáticos serán de menor magnitud. La relación entre estas masas en los vehículos comerciales oscila entre el 13-15%, buscando con ello entregar confort, seguridad, buena adherencia y una dirección precisa. (Sung-ho, Seung-Jin, Hong-Seok, & Kyo-il, 2007)

3.3 Superficie de Rodamiento.

El diseño y características de una suspensión se encuentra directamente relacionado con la superficie de rodamiento. Por este motivo, es que es esencial conocer el tipo de irregularidades del terreno sobre las que se pretende trabajar. Las irregularidades suelen medirse por las ondulaciones que generan donde una amplitud de onda entre 19 mm y 25.4 mm son consideradas molestas; con valores menores a 13 mm son consideradas de calidad media; amplitudes menores de 4.8 mm son caminos firmes de gran calidad (Wickens, 1982). Un segundo indicador de las irregularidades de la superficie de contacto es por la suma de estas por unidad de distancia. Caminos óptimos oscilan entre 118.35 y 126.24 cm/km. Condiciones medias se encuentran entre 157.8 y 394.5 cm/km (Wickens, 1982); caminos como las calles de la Zona Metropolitana del Valle de México superan las 400 cm/km.³

3.4 Confort de marcha.

La suspensión debe ser capaz de entregar confort a los pasajeros, mientras controla las irregularidades del terreno manteniendo las ruedas en contacto con el piso. Las irregularidades del terreno son absorbidas gracias a la combinación de los componentes elásticos del asiento, neumáticos (gracias a la superficie de hule y la cama de aire en su interior) y la combinación de los amortiguadores y resortes. En la Figura 6 se muestra con un diagrama la masa suspendida (m_s), unida por el conjunto de amortiguador y resorte a la masa no suspendidas (m_{ns}). Resorte y amortiguador de constante elástica (k_s) y (c_s) el coeficiente de amortiguamiento y aplicando la teoría de que el neumático funciona como elemento elástico de amortiguamiento tenemos una segunda constante elástica (k_n) y coeficiente de amortiguamiento (c_n) con desplazamientos verticales de las masas individuales (y_1 , y_2 , y_3).

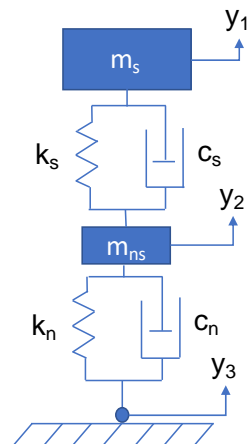


Figura 6.: (Bosch, 1999)

Las oscilaciones que experimentan los pasajeros son producto de la relación entre lo irregular del terreno y el diseño de la suspensión. Estas oscilaciones de masas no suspendidas limitan el contacto de los neumáticos con el piso, desgastando los componentes de la suspensión y

³ Este valor fue obtenido por un estudio realizado por el personal de BILSTEIN para la elaboración de este proyecto.

empeorando la estabilidad del vehículo, motivo por el cual es importante controlar las oscilaciones rápidamente sin comprometer el confort del pasajero, como se muestra en la Figura 7. Los encargados de lograr esta tarea son los amortiguadores.

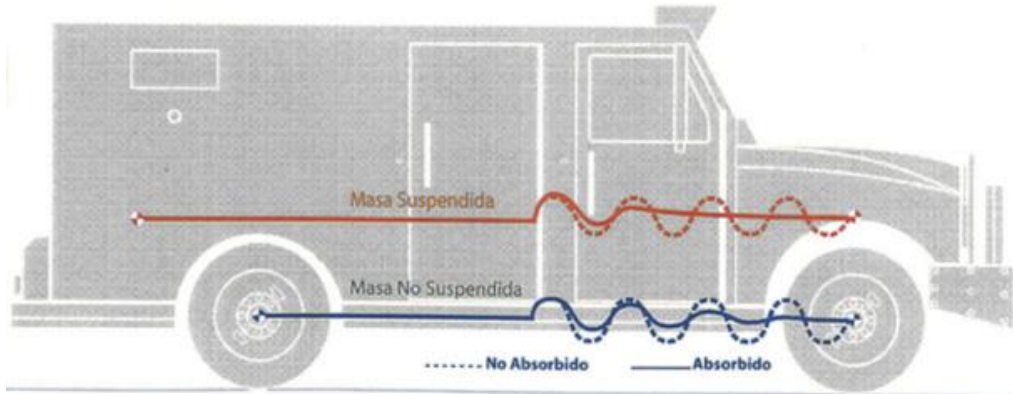


Figura 7: Fuerzas absorbidas y no absorbidas. (Benítez, Masas Suspendidas y No Suspendidas, 2005)

Si entendemos el confort de marcha como la sensibilidad humana hacia las perturbaciones, producto del movimiento propio del vehículo, la amplitud de oscilación de la carrocería determina la frecuencia natural. La amplitud de oscilación está relacionada con la distancia que la masa suspendida se mueve en respuesta al peso del vehículo. Es importante recalcar que el margen en el que una persona experimenta comodidad en estas condiciones se encuentre entre las 60 y 100 oscilaciones por minuto (Riley, s.f.). La frecuencia natural del vehículo se puede calcular con la siguiente Ecuación 1:

$$N_F = \frac{188}{\sqrt{S_D/25.4}}$$

Ecuación 1 (Riley, s.f.)

donde:

N_F es la Frecuencia Natural de vehículo (ciclos por min)

S_D es la amplitud de oscilación de la carrocería. (mm)

Si existe o no confort de marcha es producto de la frecuencia de la oscilación y la amplitud de oscilaciones de las masas suspendidas. La Figura 8a siguiente delimita las vibraciones soportables para el ser humano en función de la amplitud y la frecuencia de la oscilación por su percepción y molestia. Mientras que la Figura 8b muestra los ángulos mínimos y máximos para un operador para considerarse un asiento ergonómico. De aquí radica la importancia del correcto funcionamiento y diseño del amortiguador.

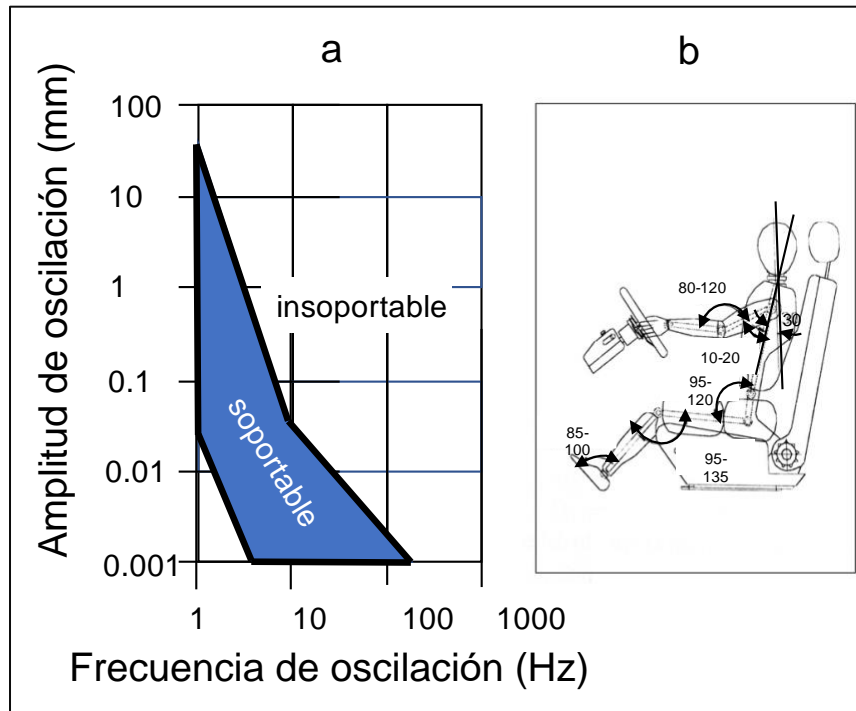


Figura 8: Vibraciones soportables para el pasajero en función de frecuencia y la amplitud en un vehículo. (Font Mezquita & Dols Ruiz, 2004)

Si el confort de marcha (R) se evalúa mediante la relación de una sensación de malestar, ligada a la aceleración a la que son sometidos los pasajeros, con ayuda de modelos computacionales se puede evaluar el confort instantáneo como una función del valor RMS (por sus siglas en inglés (*Root Mean Square*) valor cuadrático medio de la aceleración, ponderado por una función dependiente de la frecuencia externa. Utilizamos la Ecuación 2.

$$R = RMS(\ddot{x}(f))$$

Ecuación 2 (Báez, s.f.)

Donde:

\ddot{x} es la aceleración del chasis (m/s^2) y f es la frecuencia motriz en Hz.

El valor cuadrático medio de la aceleración sobre el chasis son las vibraciones que se producen en el vehículo, no forzadas.

3.5 Estabilidad de marca.

La estabilidad del vehículo se puede entender como la capacidad de cambiar su estado cinemático mientras se mantiene una trayectoria deseada. El lograr realizar este cambio, de una manera segura y controlada, es consecuencia de que los componentes de la suspensión logran mantener los neumáticos pegados a la superficie de rodamiento; por lo que podemos entender que la estabilidad del vehículo tiene que estar necesariamente relacionada con la fuerza y el área de contacto entre las dos superficies. El valor RMS de la fuerza existente entre el neumático y la superficie de rodamiento se puede establecer como un criterio para la evaluación de la estabilidad del vehículo. Entendiéndose como: a menores variaciones de fuerza existe, mayor estabilidad del vehículo y se puede calcular con la Ecuación 3.

$$H = RMS[k_n(x_0 - x_{m_{ns}}) + c_n(\dot{x}_0 - \dot{x}_{m_{ns}})]$$

Ecuación 3 (Báez, s.f.)

Donde: 1

k_n es la constante elástica equivalente del neumático.

c_n su constante de amortiguamiento del neumático.

x_0 es la posición de la superficie de rodamiento.

$x_{m_{ns}}$ es la posición de la masa no suspendida.

La adherencia de la huella del neumático (A) es producto de la fricción entre neumático y superficie de contacto y el peso que recarga sobre los neumáticos. Para el cálculo de la adherencia de la huella del neumático utilizamos la Ecuación 4 :

$$A = N \mu$$

Ecuación 4 (Font Mezquita & Dols Ruiz, 2004)

donde:

N es la Componente Normal del vehículo sobre el neumático.

μ es el Coeficiente de Fricción del neumático.

Es de vital importancia controlar las oscilaciones del camino sin limitar el confort durante la marcha. Estos dos conceptos están inversamente relacionados, es decir, una suspensión rígida se caracterizará por ser muy estable, pero afectando en gran medida el confort del pasajero. Por otro lado, si la rigidez de la suspensión disminuye, las vibraciones durante la marcha serán mas aceptables para el personal que maneja, pero al mismo tiempo será menos estable.

3.6 Componentes elásticos de la suspensión.

El conjunto de amortiguador y resorte es conocido como los componentes elásticos de la suspensión. Se encuentran entre las masas suspendidas y las masas no suspendidas.

3.6.1 Amortiguadores.

Si la suspensión trabajara únicamente con el resorte, está rebotaría infinitamente debido a las irregularidades de la superficie. El amortiguador es un componente, normalmente hidráulico, que permite disipar la energía producida por el resorte y mantiene la suspensión controlada tanto en su movimiento de compresión como de rebote. (Birch, 1999)

Existen amortiguadores monotubo o bitubo, como se muestra en la Figura 9. Los amortiguadores bitubo cuentan con un segundo tubo dentro del tubo exterior donde se encuentra el pistón de trabajo. Se caracterizan por ser más económicos; el pistón de trabajo es más pequeño y su vida útil es más corta ya que a falta de una válvula de presión, el aire siempre está en contacto con el aceite haciéndolo cavitarse al aumentar las temperaturas y las cargas. (Dixon, 2007)

- Los amortiguadores monotubo, normalmente conocidos como amortiguadores de gas o alta presión (30-300psi) (Thyssenkrupp Bilstein Tuning GmbH, 2006). El aceite en el amortiguador está bajo presión gracias a un pistón flotante, de modo que se inhibe la cavitación. El pistón de trabajo es mucho más grande (diámetro) y permite su diseño,

de manera individual, de las fuerzas a controlar de compresión y de rebote, una mejor disipación de calor, y en comparación del amortiguador bitubo puede trabajar de cabeza. (Dixon, 2007)

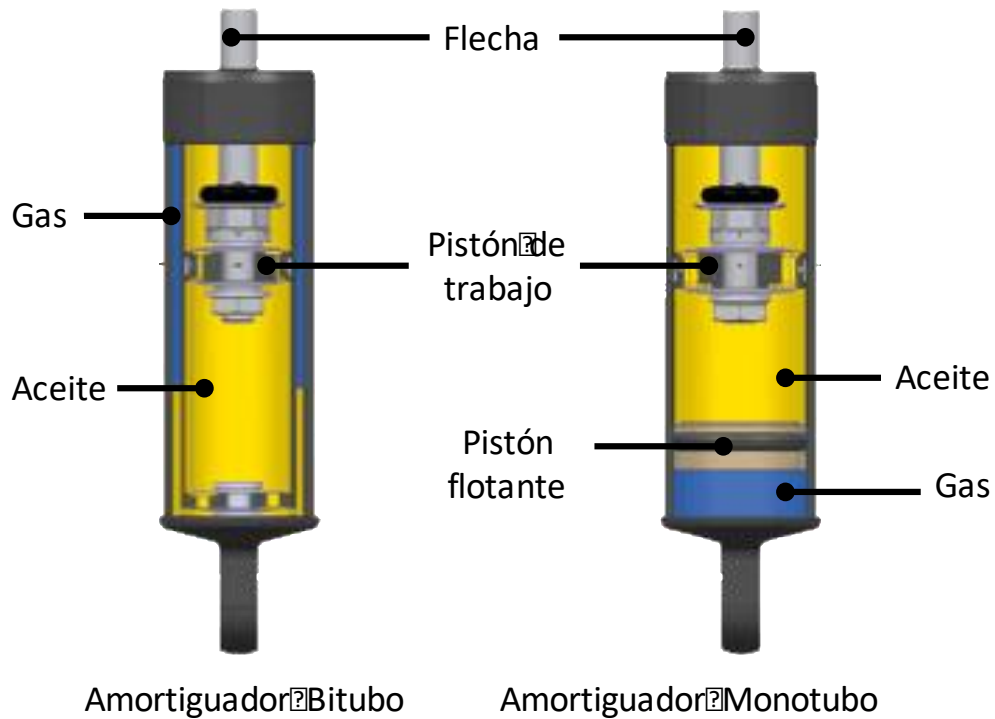


Figura 9: Amortiguadores Bitubo y Monotubo. (Bilstein, Monotube vs Twintube)

Para ambos casos el pistón de trabajo tiene unos orificios calibrados para el control del flujo de aceite (Tekade & Patil, 2014). Esto ayuda al control de los esfuerzos. En los amortiguadores de mejor calidad el flujo del aceite es diseñado no con orificios sino mediante el flujo entre laines. Las laines son una serie de discos circulares de distintos calibres, diámetros y en algunos casos geometrías especiales, logrando un diseño más preciso. El diseño de un amortiguador normalmente implica encontrar la selección de laines y el tipo de aceite en su interior. Solo en el amortiguador monotubo también se debe considerar la presión de la precarga. La precarga permite al amortiguador alcanzar valores muy distintos en el movimiento de compresión y de rebote.

El comportamiento de amortiguador puede ser mejor entendido con el análisis de la Figura 10, donde se muestran las fuerzas de rebote en la parte superior y la compresión en la parte inferior. En la región A, el amortiguador debe alcanzar rápidamente la fuerza necesaria para controlar los esfuerzos generados, mientras que en la región B, podemos ver que una vez alcanzada dicha fuerza, el comportamiento debe estabilizarse para no endurecer innecesariamente la suspensión afectando el confort de marcha (Surace, Worden, & Tomlinson, 1992). El trabajo de diseñar un amortiguador consiste en lograr determinar las fuerzas y tiempo en el que se logran estabilizar las fuerzas.

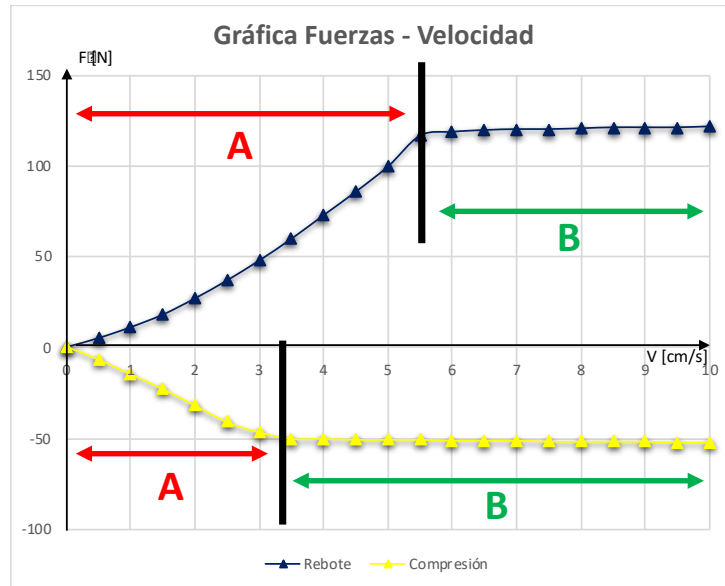


Figura 10: Gráfica Fuerza- Velocidad.

En la actualidad, se implementan modelos que simulen el comportamiento real con el objetivo de conocer *a priori* de una forma más o menos exacta el comportamiento del sistema dentro de parámetros deseados. Dependiendo de los datos con los que se cuentan y los resultados que se buscan las simulaciones se basan en distintos modelos matemáticos. Para el caso particular de amortiguadores existen muchos modelos de Karadayi, Segal y Lang, Talbott, Mollica, Youcef-Toumi, Lang, pero los modelos mas comunes son:

Modelo Rao

El modelo de Rao es utilizado como una primera aproximación al entendimiento del funcionamiento del amortiguador. Es poco preciso, pero de fácil uso ya que describe al amortiguador como un sistema ideal con respuesta lineal (Ruiz Pérez, s.f.).

Modelo de Reybrouck

El modelo de Reybrouck requiere de veinte parámetros iniciales para su cálculo, de los cuales, catorce necesitan ser identificados de manera experimental en un dinamómetro. Es un modelo popular debido a que puede ser calculado mediante ecuaciones fáciles de implementar, aun cuando el modelo se encuentra limitado a frecuencias de excitación bajas. (Duym, Stiens, Baron, & Reybrouck, 1997)

Modelo de Duym

Existen dos modelos de Duym: el modelo físico y el modelo no paramétrico. El modelo físico consta de catorce parámetros que dan información sobre el funcionamiento y diseño interior del amortiguador (Belingardi, 1990). Es necesaria la resolución de ecuaciones diferenciales de primer orden, pero los resultados obtenidos no tienen en cuenta los efectos de histéresis del ciclo. En el modelo no paramétrico logra reducir los errores residuales del modelo físico sin tener un significado físico definido (Duym, Stiens, & Keybrouck, Evaluation of shock absorber models, 1997).

Modelo Sonitti

Es considerado uno de los modelos más versátiles al presentar diferentes niveles de alimentación de datos, dependiendo de los resultados buscados. Por lo general es necesario

datos relacionados con las propiedades del fluido, dimensiones del amortiguador y diseño interno del pistón de trabajo (Ruiz Pérez, s.f.).

Modelo Besinger

El modelo de Besinger entrega resultados satisfactorios dentro del rango de operación típica del amortiguador. El modelo consta de siete parámetros, todos ellos fáciles de obtener durante una prueba de dinamómetro; donde se utilizan las fuerzas de la prueba como “feedback” en la simulación de la masa del vehículo y suministrar los datos de desplazamiento al mismo (Keybrouck, 1994). Aún cuando la resolución matemática del modelo es compleja, ya que requiere de la resolución de ecuaciones diferenciales mediante el método de integración Runge-Kutta de tercer orden, fue utilizado, de manera conjunta con el modelo de Rhoades como la base del modelo propio utilizado por BILSTEIN. (Thyssenkrupp Bilstein Tuning GmbH, 2006).

Modelo de Rhoades

El modelo de Rhoades es de los más precisos pero su resolución requiere de la resolución de ecuaciones no lineales mediante métodos iterativos. De manera adicional requiere de varios ensayos de caracterización y un pleno conocimiento del diseño interno del amortiguador (Rhoades, 2006).

Las dimensiones de un amortiguador son producto de la relación entre la longitud del amortiguador en reposo, el desplazamiento interno necesario o carrera de la flecha y pistón de trabajo con el diámetro del pistón de trabajo (Dixon, 2007). La longitud del amortiguador es determinada, considerando los puntos en la Figura 11; donde el valor de **A** representa la distancia entre los puntos de sujeción del amortiguador. Esta distancia la determinará de manera indirecta resorte. La distancia **B** corresponde al recorrido necesario del pistón de trabajo en el movimiento de rebote. Mientras que la distancia **C**, representa la distancia que recorre el pistón de trabajo en el movimiento de compresión. La suma de las distancias **B** y **C** son conocidas como la carrera del amortiguador o área de trabajo del amortiguador. El diámetro del pistón de trabajo lo determina una relación entre la viscosidad del aceite dentro del amortiguador, la velocidad de flujo deseado entre las vainas y la fuerza a controlar. (Thyssenkrupp Bilstein Tuning GmbH, 2006).

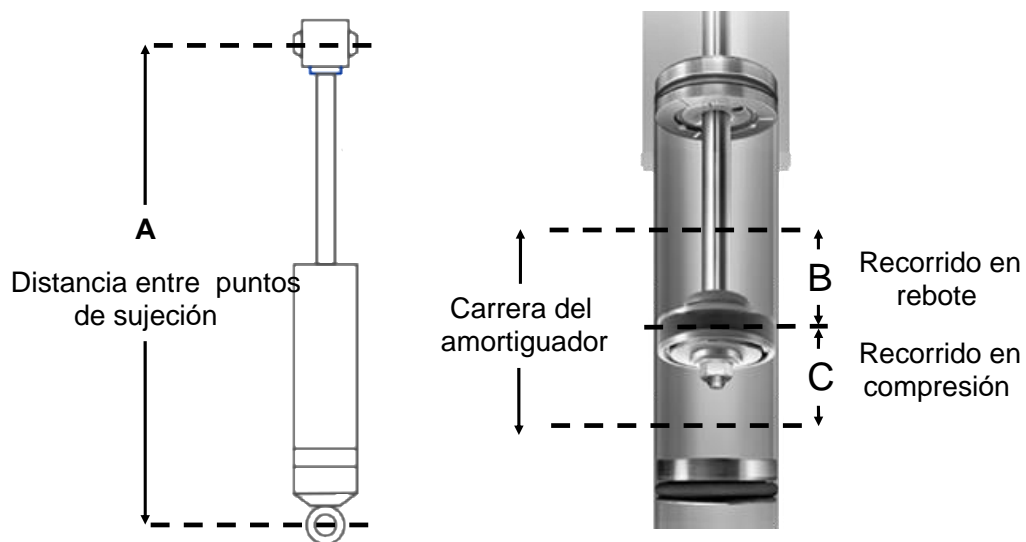


Figura 11: Longitud y carrera del amortiguador.

Teóricamente el comportamiento del flujo a través del pistón de trabajo se puede considerar como un sólido con un orificio con área (A) donde la diferencia de presión entre los dos lados generará un flujo de velocidad teórica (u_T). En la práctica, debido a la viscosidad del aceite y las pérdidas por fricción en la longitud canal interior del pistón trabajo, el caudal es menor debido coeficiente de descarga (C_d). Para obtener el caudal volumétrico real será necesario utilizar la siguiente ecuación:

$$Q = C_d A u_T \quad [cm^3/s]$$

Ecuación 5 (Streeter, Wyliekeith, & Bedford, 2000)

La Figura 12 muestra un flujo básico a través de un orificio, desde el depósito 1 al depósito 2 dentro del amortiguador. En la sección A, el fluido se contrae al aproximarse al orificio con una velocidad igual a cero. La sección B es el cuello en el flujo donde el área de la sección transversal del flujo es mínima y la velocidad es máxima, y la presión estática es igual a la del depósito de salida. Este punto es conocido como *Vena contracta*. La sección C es posterior a la disipación turbulenta de la energía cinética del fluido.

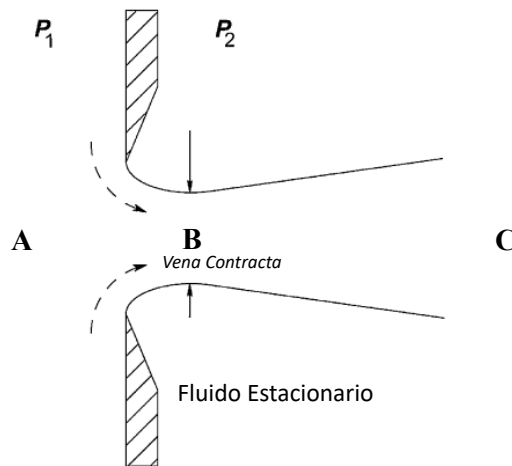


Figura 12: Flujo de aceite a través de orificios (Dixon, 2007)

Utilizaremos la ecuación de Bernoulli:

$$P_1 + \frac{1}{2} \rho u_1^2 = P_2 + \frac{1}{2} \rho u_2^2$$

Ecuación 6 (Streeter, Wyliekeith, & Bedford, 2000)

Donde:

u_1 es la velocidad de entrada en cm/s.

u_2 es la velocidad de salida en cm/s.

P_1 es la presión del depósito de entrada del caudal al pistón de trabajo en MPa.

P_2 es la presión del depósito de salida del caudal al pistón de trabajo⁴ en MPa.

ρ es la densidad de fluido en Kg/m³.

⁴ La vena contracta, el cuello en el flujo donde el área de la sección transversal del flujo es mínima y la velocidad es máxima, y la presión estática es igual a la del depósito de salida.

Podemos reescribir la Ecuación 6 de la siguiente manera:

$$\frac{1}{2}\rho u_T^2 = P_1 - P_2$$

Ecuación 7

Donde:

u_t es la velocidad teórica de salida en cm/s.

Despejando la velocidad teórica de salida obtenemos:

$$u_t = \sqrt{\frac{2(P_1 - P_2)}{\rho}}$$

Ecuación 8

Donde ($P_1 - P_2$) es la diferencia de presión a través del orificio entre las dos secciones. Esta velocidad es solo una teórica ideal. La velocidad real (u) es menor debido a la fricción debido a la turbulencia y la viscosidad, dando un coeficiente de velocidad (C_V), definido como la relación de la velocidad media en la *vena contracta* sobre la velocidad ideal, por lo que

$$u = C_V u_T \quad [cm/s]$$

Ecuación 9 (Dixon, 2007)

Además, el área de salida efectiva (A_E), en la *vena contracta*, es menor que el área de orificio A , la relación de áreas es el coeficiente de área (C_A), por lo que:

$$A_E = C_A A$$

Ecuación 10 (Dixon, 2007)

En los valores normales prácticos del número de Reynolds⁵ para los amortiguadores, se observa un coeficiente de área alrededor de 0.8 (Dixon, 2007). Esto se debe a que la viscosidad disminuye la velocidad del fluido al acercarse al orificio, lo que reduce el impulso radial hacia adentro del fluido, reduciendo así la contracción del fluido.

Utilizando los valores despejados de C_V de la Ecuación 9 y C_A de la Ecuación 10, podemos obtener el coeficiente de descarga C_d .

$$C_d = C_V C_A$$

Ecuación 11 (Dixon, 2007)

Finalmente podemos reescribir la Ecuación 5 de la siguiente manera:

⁵ El número de Reynolds se utiliza para conocer las características de un flujo. Es un valor adimensional, es decir que no tiene unidades. Un número pequeño nos indica que el flujo es laminar, mientras que uno elevado nos indica que el flujo es turbulento.

$$Q = C_d A u_T = C_d A \sqrt{\frac{2(P_1 - P_2)}{\rho}}$$

Ecuación 12 (Dixon, 2007)

Despejando la diferencia de presión obtenemos:

$$P_{1-2} = \frac{1}{2} \rho \left(\frac{Q}{C_d A} \right)^2$$

Ecuación 13 (Dixon, 2007)

El coeficiente de amortiguamiento (ζ) proporciona un medio matemático de expresar el nivel de amortiguamiento en un sistema en relación con la amortiguación crítica (Milliken & Milliken, 1995). Para un oscilador amortiguado armónico con la masa (m), el coeficiente de amortiguación (C_d), y la constante de el resorte (k), se puede obtener

$$\zeta = \frac{C_d}{2\sqrt{k m}}$$

Ecuación 14 (Thyssenkrupp Bilstein Tuning GmbH, 2006)

El término "fluidos" significa líquidos o gases. Los amortiguadores automotrices generan las fuerzas de diseño gracias a la combinación de aceite y gas en su interior.

El aceite amortiguador suele ser un aceite mineral ligero seleccionado; a veces en cambio un aceite sintético que es más caro pero que puede tener una variación de viscosidad reducida con la temperatura. El aceite mineral amortiguador habitual contiene compuestos de azufre, lo que le da un olor nocivo persistente. Las propiedades relevantes del fluido incluyen las de la Tabla 3.

Tabla 3: Propiedades Representativas del aceite en el amortiguador (aceite mineral) (Dixon, 2007)

1	Densidad a 15°C	ρ	≈ 860	kg/m ³
2	Viscosidad a 15°C	μ	≈ 40	mPa.s
3	Rango de temperatura	T	$\approx -40 \text{ a } 130$	°C
4	Rango de Presión	P	$\approx 0 \text{ a } 20$	MPa
5	Compresibilidad	$(d\rho/dP)/\rho$	≈ 0.05	%/MPa
6	Conductividad Térmica	k	≈ 0.14	W/m.K
7	Capacidad Térmica	c_p	≈ 2.5	kJ/kgK
8	Expansión Térmica	$-(d\rho/dT)/\rho$	≈ 0.1	%/°C
9	Sensibilidad Viscosidad-Temperatura	$(d\mu/dT)/\mu$	≈ -2	%/°C
10	Sensibilidad Viscosidad-Presión	$(d\mu/dP)/\mu$	$\approx +3$	%/MPa
11	Tensión Superficial	σ_s	≈ 25	mN/m
12	Coeficiente de absorción de aire	k_A	≈ 10	kg/m ³ MPa

La compresibilidad del aceite puro es pequeña, menos de 0.05% / MPa (Dixon, 2007), porque depende de la distorsión de las moléculas, pero en condiciones de servicio con gas absorbido,

burbujas de gas diminutas. La compresibilidad práctica del líquido puede ser mucho mayor e importante.

Un gas, como el aire, tiene una alta compresibilidad, por lo que su densidad varía fácilmente con las variaciones de presión. No obstante, los métodos de análisis de flujo incompresible pueden aplicarse a cualquiera de los dos, siempre que la densidad varíe poco. Modelar un gas como incompresible realmente significa que las variaciones de presión son tan pequeñas que la densidad es casi constante, por lo que la frase “flujo incompresible” realmente significa densidad aproximadamente constante en las condiciones que se aplican.

Las propiedades del aceite en el amortiguador se clasifican en varios grados, dependiendo de algunas de sus propiedades químicas, mecánicas y térmicas. A continuación, se enumeran las trece propiedades principales que se utilizan para la descripción de los aceites utilizados en un amortiguador: (Dixon, 2007)

- 1 Estructura química y aditivos
- 2 Densidad.
- 3 Expansión térmica
- 4 Compresibilidad
- 5 Viscosidad
- 6 Capacidad térmica
- 7 Conductividad térmica
- 8 Presión de vapor
- 9 Densidad del gas
- 10 Viscosidad del gas
- 11 Compresibilidad del gas
- 12 Capacidad de absorción de gas

La dependencia de la viscosidad está afectada por cuatro variables, que son la temperatura, la presión, el esfuerzo cortante y el tiempo. En el caso particular de los amortiguadores automotrices se considera que la viscosidad únicamente depende de la temperatura del fluido. Esto debido que, aun cuando la viscosidad de un aceite aumenta con la presión, se puede despreciar para el estudio de amortiguadores ya que los efectos de la presión en la viscosidad solo son notables a altas presiones, mismas que no se alcanzan en el funcionamiento del amortiguador. Así mismo, con respecto al tiempo y el esfuerzo cortante, los cambios en viscosidad requieren tiempos muy elevados para afectar las propiedades fisicoquímicas del aceite; mientras que se considera que el aceite del amortiguador es newtoniano, es decir, que la viscosidad no depende del esfuerzo cortante al que es sometido.

Por lo tanto, se utilizará la correlación siguiente:

$$\mu = Ae^{B/T}$$

Ecuación 15 (Álvarez, 2002)

donde μ es la viscosidad dinámica, T es la temperatura absoluta y A y B son constantes por determinar para cada aceite.

La densidad será una segunda propiedad de gran importancia en el comportamiento del aceite dentro del amortiguador. Ya que la pérdida de carga en el amortiguador se busca que sea de forma turbulenta más que viscosa, debido a que dependencia de la densidad con la temperatura es menor que la que presenta la viscosidad.

La temperatura y la presión son las dos variables que incluyen sobre la densidad por lo que es necesario definir la dilatación térmica del aceite (φ_f) Ecuación 16 y el factor de compresibilidad isoterma (β_f) Ecuación 17.

$$\frac{dV}{V} = \varphi_f dT \Leftrightarrow \frac{d\rho}{\rho} = -\varphi_f dT$$

Ecuación 16 (Álvarez, 2002)

$$\frac{dV}{dp} = -\beta_f V \Leftrightarrow \frac{d\rho}{d\rho} = \beta_f \rho$$

Ecuación 17 (Álvarez, 2002)

donde V es el volumen del aceite, T la temperatura y ρ la densidad.

Aun cuando el factor de compresibilidad depende de la presión, se puede considerar constante si se tiene en cuenta que experimentalmente se comprueba que la dependencia del volumen con la presión en un líquido se comporta de forma aproximadamente lineal hasta la presión de 0,4 GPa. (Dowson & Higginson, 1996)

3.6.2 Resortes.

En general, los muelles o resortes suelen dividirse en dos grupos: los que son fabricados por alambres enrollados (en este trabajo llamaremos resorte) y aquellos formados por láminas mismos que llamaremos muelles. Resortes y muelles son un elemento elástico capaz de almacenar y liberar energía mecánica sin sufrir deformación permanente cuando cesan las fuerzas a las que es sometido. En el caso de los vehículos automotrices, los resortes son utilizados para mantener la altura de marcha mientras se superan las irregularidades de la superficie de rodamiento. (Read & Reid, 2013)

De manera esquemática, los elementos a considerar para la definición de un resorte helicoidal (SAE Handbook S, 1996) se pueden observar en la Figura 13.

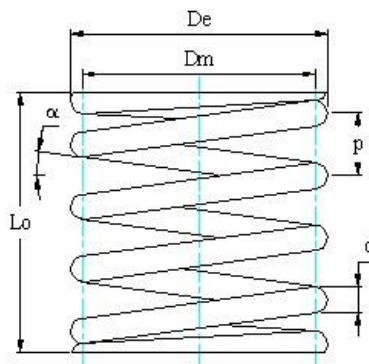


Figura 13: Corte de resorte helicoidal. (SAE Handbook S, 1996)

- Calibre del alambre, d
- Diámetro exterior del helicoide, D_e

- Diámetro medio del helicoide, D_m
- Cantidad de espiras, N
- Ángulo de Inclinación del helicoidal α
- Longitud libre L_o
- Paso de la hélice p
- Extremos del resorte (a), simple y esmerilado (b), cerrado y escuadrado (c), o cerrado y esmerilado (d), como se muestra en la Figura 14.
- Acabado superficial y tratamientos térmicos del resorte.

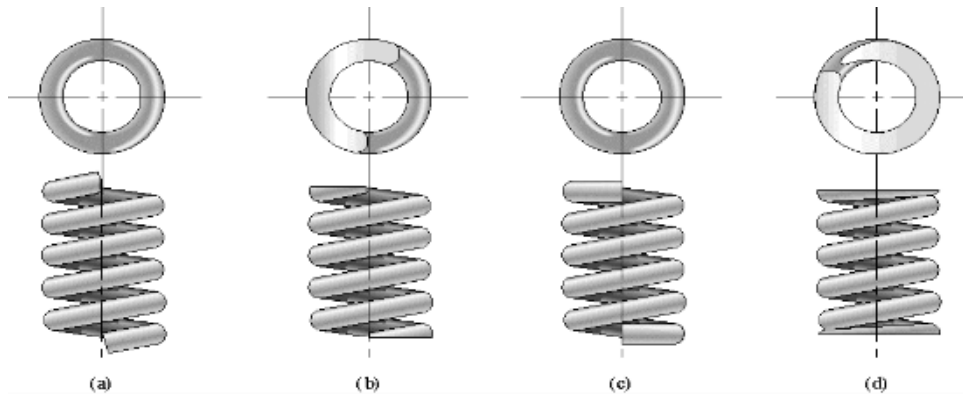


Figura 14: Extremos típicos resortes helicoidales. (SAE Handbook S, 1996)

Los resortes utilizados en la industria automotriz para componentes de suspensión son considerados resortes de servicio medio, ya que requieren altas tensiones, pero de uso intermitente a diferencia de los resortes de servicio intenso. Es común que se utilicen aceros con 0.8-1% de carbón templado y son doblados en frío para después, a través de un tratamiento de revenido donde se eliminan las tensiones del tensado y conformado del resorte (Wahl, 1963). Es por esto que para el diseño de un resorte de suspensión automotriz hay que considerar la carga estática como la carga variable. Estas dos cargas se definen de la siguiente manera:

- Carga estática; carga o deformación a la que es sometido de manera constante. Es sumamente importante que el resorte no se deforme fuera de un margen de operación. (Wahl, 1963)
- Carga variable; las cargas a las que está sometido el resorte varían entre un valor de diseño mínimo y un valor máximo. Las cargas varían con respecto a la operación. En el diseño de suspensión automotriz estas variaciones suelen ser cíclicas con amplitud variable (Wahl, 1963).

Para los resortes helicoidales de compresión existen tres longitudes importantes (SAE Handbook S, 1996) como se muestra en la Figura 15.

1. Longitud libre (L_o) cuando el resorte no tiene carga.
2. Longitud de compresión (L), cuando el resorte es sometido a una carga estática.
3. Longitud de sólido (L_s), donde las espirales del resorte tocan una con la otra. Esta longitud debe ser evitada para lograr un diseño exitoso ya que el resorte se convierte en un bloque de metal y genera daños a la suspensión.

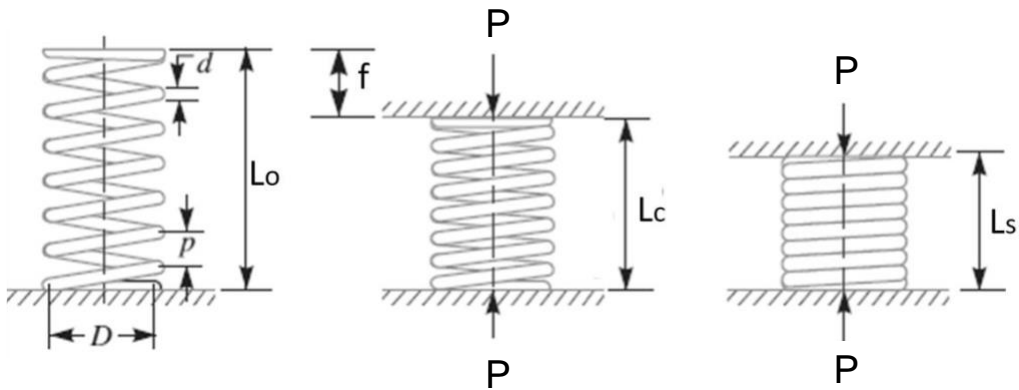


Figura 15: Longitudes de un resorte de compresión. (SAE Handbook S, 1996)

En cuanto al cálculo de los conceptos básicos de un resorte tenemos:

El diámetro exterior del resorte (D_e)

$$D_e = D_m + d \quad [mm]$$

Ecuación 18 (SAE Handbook S, 1996)

Donde:

D_m es el diámetro medio del resorte [mm]

d es el diámetro del alambre [mm]

Flexión de trabajo (H)

$$H = L_p - L_c = s_p - s_c \quad [mm]$$

Ecuación 19 (SAE Handbook S, 1996)

Donde:

L_p es la longitud del resorte precargado [mm]

L_c es la longitud del resorte a plena carga [mm]

s_p es la flexión del resorte a plena carga [mm]

s_c es la flexión del resorte a plena carga [mm]





Para el cálculo de espiras en un resorte utilizamos:

$$N = N_t - N_e$$

Ecuación 20 (SAE Handbook S, 1996)

Espiras de los extremos N_e , no se suman ya que al estar en contacto con las placas no intervienen en la deflexión. N_t es el número total de espirales. Se utiliza la Tabla 4 como referencia.

Tabla 4: Tabla de Relación Espirales/Longitudes. (SAE Handbook S, 1996)

	A	B	C	D
				
	Simple (A)	Simple Esmerilado (B)	Cerrado y escuadrado (C)	Cerrado y esmerilado (D)
Extremos de Hélices N_e	0	1	2	2
Espiras Activas N	N	$N+1$	$N+2$	$N+2$
Longitud Libre L_o	$pN+d$	$p(N+1)$	$pN+3d$	$pN+2d$
Longitud Sólida L_s	$d(N_t+1)$	dN_t	$d(N_t+1)$	dN_t
Paso de Hélice p	$(L_o-d)/N$	$L_o/(N+1)$	$(L_o-3d)/N$	$(L_o-2d)/N$

Índice del resorte (c)

$$c = \frac{D_m}{d}$$

Ecuación 21 (SAE Handbook S, 1996)

Factor de corrección de Wahl (K_w) checar formula

$$K_w = \frac{4c - 1}{4c - 4} + \frac{0.615}{c}$$

Ecuación 22 (SAE Handbook S, 1996)

Fuerza general ejercida por el resorte (F) se calcula utilizando.

$$F = \frac{\pi d^3 \tau}{8 D_m K_w} [N]$$

Ecuación 23 (SAE Handbook S, 1996)

Donde:

τ es la tensión de plegado del material del resorte en general [MPa]

La constante elástica (k) del resorte se define como la relación entre la fuerza que se ejerce sobre el resorte y la deformación que genera.

Para el caso concreto de los resortes helicoidales sometidos a un esfuerzo de compresión, se puede calcular haciendo uso de la Ecuación 24 si se conocen las propiedades del material seleccionado

$$k = \frac{G d^4}{8 D_m^3 N} = \frac{F_c - F_p}{H} \quad [N/mm]$$

Ecuación 24 (SAE Handbook S, 1996)

Donde:

F_c es la fuerza de trabajo del resorte a plena carga [N]

F_p es la fuerza de trabajo del resorte con carga mínima [N]

Definiendo la deflexión del resorte (δ) helicoidal lineal sometido a una fuerza en compresión como:

$$k = \frac{F}{\delta}$$

Ecuación 25 (SAE Handbook S, 1996)

La Ecuación 27 se puede reescribir de la siguiente manera:

$$\delta = \frac{8FD_m^3 N}{G d^4} \quad [mm]$$

Ecuación 26 (SAE Handbook S, 1996)

donde:

F es la fuerza externa [N].

N el número de espiras activas. Se utiliza Ecuación 20.

G es el módulo de elasticidad transversal [MPa]. Se utiliza Ecuación 27.

Para el cálculo del módulo de elasticidad (G) del material del resorte [MPa]

$$G = \frac{E}{2(1 + \nu)} \quad [MPa]$$

Ecuación 27 (SAE Handbook S, 1996)

donde:

E es el módulo de Young [MPa].

ν es el coeficiente de Poisson.

Fuerza general ejercida por el resorte (F) se calcula utilizando también se puede reescribir .

$$F = \frac{G \delta d^4}{8 D_m^3 N} + F_0 \quad [N]$$

Ecuación 28

Diámetro medio del resorte (D_m)

$$D_m = \sqrt[3]{\frac{G d^4}{8 k N}} \quad [mm]$$

Ecuación 29 (SAE Handbook S, 1996)

3.6.3 Muelles

Un muelle sencillo son resortes laminares de rigidez constante (Wahl, 1963). En el mercado se utilizan muelles sencillos para cargas limitadas con eje de balanceo y centros de gravedad no muy elevadas, como se muestra en la Figura 16. También existen muelles de dos etapas, los cuales están compuestas por una muelle principal y uno auxiliar. El resorte laminar principal, que se encuentra por debajo del auxiliar, realiza el trabajo cuando el vehículo se encuentra descargado; sin embargo, al aumentar la carga, el muelle auxiliar trabaja de manera conjunta con el principal modificando la rigidez del conjunto.

Muelle Sencillo



Muelle de Dos Etapas

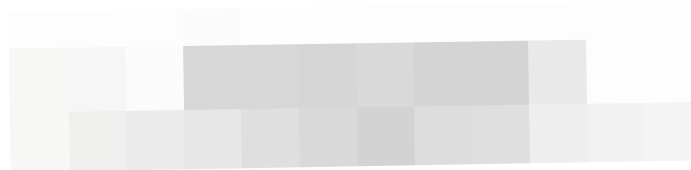


Figura 16: Tipos de Muelle. (SAE Handbook S, 1996)

3.6.4 Otros componentes de la suspensión.

A continuación se describen otros componentes importantes de la suspensión (mostrados en la Figura 17.)

Barra de torsión.

Es un tipo resorte que se utiliza en algunos vehículos con sistema de suspensión independiente donde una varilla se sujeta, por un extremo al chasis o carrocería, de forma que no le sea posible girar, y en el otro extremo une al eje del extremo libre al eje de la rueda. Al aplicarle torsión por uno de los extremos, la viga se tuerce regresando a su posición inicial cuando cesa el esfuerzo de torsión. La barra de torsión se puede instalar tanto transversalmente a lo largo del bastidor, como paralelamente al eje longitudinal del bastidor.

En vehículos con motor y tracción delanteros se monta una disposición mixta con las barras de torsión situadas longitudinalmente para la suspensión delantera y transversalmente para la suspensión trasera. (García Orozco, S.F.)

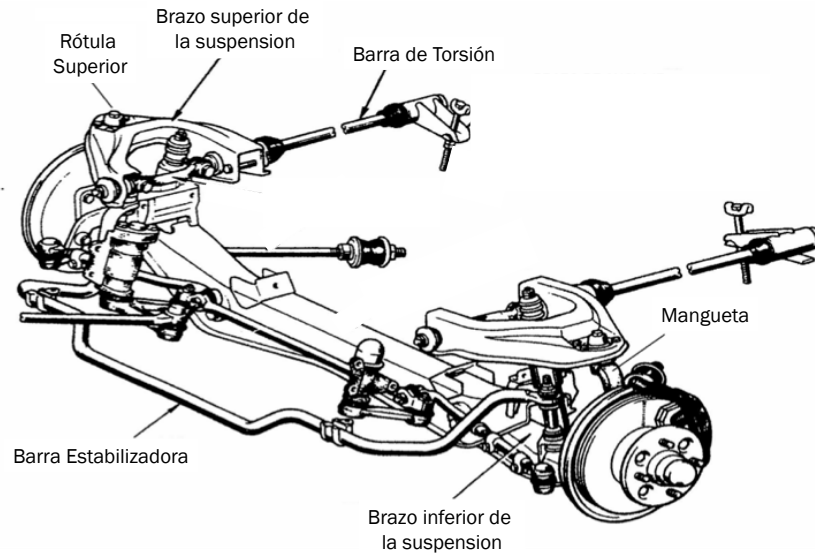


Figura 17: Otros componentes de la suspensión. (SAE Handbook S, 1996)

Barra estabilizadora

Se utilizan para controlar los movimientos de BALANCEO Y BANDAZO al limitar que la carrocería se incline, manteniendo el vehículo estable.

Es una barra de acero cuyos extremos están fijos a los soportes de la suspensión de las ruedas, que permite mantener en posición horizontal la carrocería al crear un par de torsión en la barra cuando una de las ruedas sube o baja al tomar una curva o golpear una irregularidad en la superficie de rodamiento. (García Orozco, S.F.)

Mangueta y buje

La mangueta es una pieza construida en acero que une el buje de la rueda con los demás elementos de la suspensión y de la dirección. En el interior del buje se aloja el rodamiento que garantiza el giro de la rueda. (García Orozco, S.F.)

Brazos de suspensión

Elementos en forma de tijera o trapecio que se fabrican en fundición que soporta todos los esfuerzos generados por el funcionamiento de la suspensión. Une la mangueta y el buje mediante unos elementos elásticos llamados "silentblocks" y rótulas (García Orozco, S.F.)

Rótulas

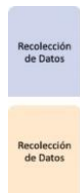
Es un elemento de la suspensión que se encuentra entre la mangueta y los brazos de la dirección y permite el movimiento hacia arriba, abajo y el giro de las ruedas. (García Orozco, S.F.)

Silentblocks

Son aislantes de caucho que se encargan de amortiguar los golpes existentes entre dos elementos en los que existe movimiento (García Orozco, S.F.).

4 Análisis de las opciones, elección y método para solucionar el caso.

El mayor reto en el diseño de un sistema de suspensión automotriz es encontrar que todos los componentes trabajen en armonía, garantizando el control dinámico, confort de marcha y durabilidad prolongada. La problemática por resolver presentaba la dificultad de lograr controlar las grandes fuerzas a las que era sometida la suspensión debido a peso del vehículo utilizando el muelle original.



Después del levantamiento inicial de datos, se sabe que era necesario construir un KIT (amortiguador con su propio resorte) para la suspensión delantera. Para el eje trasero era necesario primero, resolver las características del muelle trasero. Una de las posibles opciones sería sustituirlo por una bolsa de aire o un resorte helicoidal para después resolver las fuerzas con las que debería trabajar el amortiguador. Finalmente, ambas piezas trabajarán en conjunto logrando cumplir con los objetivos planteados.

Recordar que la dimensión del resorte/muelle/bolsa de aire determina la longitud máxima y mínima de operación de un amortiguador. Si las primeras se fatigan, alteran el rango de trabajo del amortiguador. Esto genera, en casos extremos, fondeo o que se arranque el amortiguador. Debido al mal funcionamiento de los muelles instalados la ruptura de amortiguadores ocurría frecuentemente.

La altura de operación en un vehículo con muelle sufre de una mayor variación que en un vehículo con resortes. Es por este motivo que los amortiguadores utilizados en una serie de vehículos con muelle se diseñan con una carrera o área de trabajo adicional por seguridad, o en su defecto el pistón flotante o cavidad de aire se encuentra por fuera del tubo de trabajo como el que se muestra en la Figura 18.



Figura 18: Amortiguador con reserva exterior.

Debido a que todo el diseño de los componentes de la suspensión depende de las características de trabajo de la muelle. Se desarrollaron 3 ideas para solucionar esta problemática:

1. Se trabajó directamente con EIBACH buscando fabricar un muelle de trabajo que opere de acuerdo a nuestras condiciones. La problemática radica en que EIBACH fabrica muelles de “performance”, por lo que son muelles que permiten bajar el centro de gravedad entre 2.5 y 7.6 centímetros, motivo por el cual no tenían en catálogo un muelle de trabajo que funcione, por lo que sería necesario el diseño y manufactura de una nueva con una idea muy distinta a lo que normalmente fabrican.
2. Sustituir el muelle por una bolsa neumática o bolsa de aire. La bolsa de aire permitiría mantener la altura del vehículo y tener un mejor control sobre los rangos de trabajo de esta.

El mercado ya cuenta con varios proveedores de KITS para sustituir los muelles por bolsas de aire, utilizando la configuración original de las camionetas FORD. Sin embargo, el rango de resistencia de las bolsas de aire disponibles en el mercado superaba el rango necesario para su aplicación, realizando la modificación necesaria para la instalación. Otra ventaja de la bolsa de aire es que suelen ser mucho más precisas en sus rangos de trabajo que el muelle. Lo que permitiría tener mayor certidumbre al diseñar.

3. Sustituir el muelle por un resorte helicoidal. Modificar el punto de sujeción del muelle al eje y colocar un resorte helicoidal en sustitución del muelle. Esto implica diseñar e instalar un resorte EIBACH que garantizará la altura del vehículo y el mantener el área de trabajo del amortiguador.

Sobre la primera alternativa, se trabajó con EIBACH de manera conceptual la idea de fabricar una nueva, pero los costos de muelle de prueba se encontraban muy por arriba de los costos aceptables para el proyecto. Incluso, el costo de las unidades de venta oscilaba entre 20 y 22 veces el costo del muelle modificado instalado en los vehículos. Esta opción por lo tanto fue descartada antes de presentarla a CTV.

Tanto la segunda como la tercera opción fueron rechazadas por el GdMA ya que implicaba una modificación a sus vehículos y no solo una pieza de recambio. Aun cuando entendía las ventajas de sustituir el muelle, el GdMa determinó que se debería trabajar con los muelles que estaban en ese momento.

Ante esta respuesta era necesario trabajar con el diseño de los componentes delanteros para ayudar a compensar el trabajo del eje trasero. Se buscó disminuir las fuerzas de transferencia en el arranque y frenado para fatigar menos al muelle y buscar prolongar la vida útil. También sería necesario robustecer el amortiguador trasero para ayudar al muelle, sabiendo que se comprometería el grado de confort en la parte posterior cuando el vehículo se encontrara descargado y con sobrecarga.

En otras palabras, el diseño del amortiguador delantero en compresión debería auxiliar al trasero en rebote para movimientos de cabeceo en frenadas. A su vez, se logra que el amortiguador delantero en rebote no sobrepasará la capacidad del trasero en compresión. El amortiguador delantero debería trabajar en combinación con un resorte más rígido con frecuencias de oscilación natural más constantes, como se muestra en la Figura 19. Esta determinación ayudaría a entregar control sobre la unidad, pero podría disminuir el confort del personal en la cabina al frente.

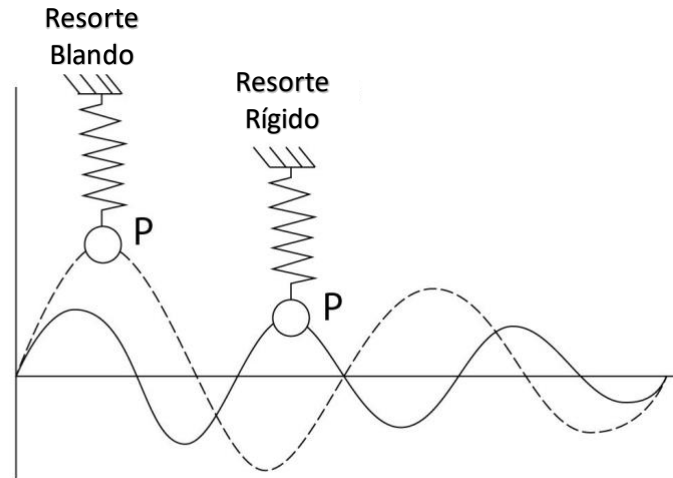


Figura 19: Relación de la frecuencia natural y rigidez del resorte.

Debido a que la pérdida de altura en las unidades era el factor común en la mayoría de las fallas, el éxito del proyecto estaba ligado a lograr solucionar esta problemática. Por lo que se decidió iniciar la solución del problema diseñando un resorte que pudiese sostener a la unidad. Con los datos del resorte, se diseñó un amortiguador adecuado. Finalmente, entre más duro sea el resorte mayor serían las fuerzas a controlar por el amortiguador, dificultando su correcta operación. El proceso se muestra en la Figura 20. Serían en las pruebas de campo donde se haría el trabajo del ajuste fino del amortiguador (caso A), y solo en el caso de existir pérdida de altura o ruptura de amortiguadores (caso B), se trabajaría con el rediseño del resorte.

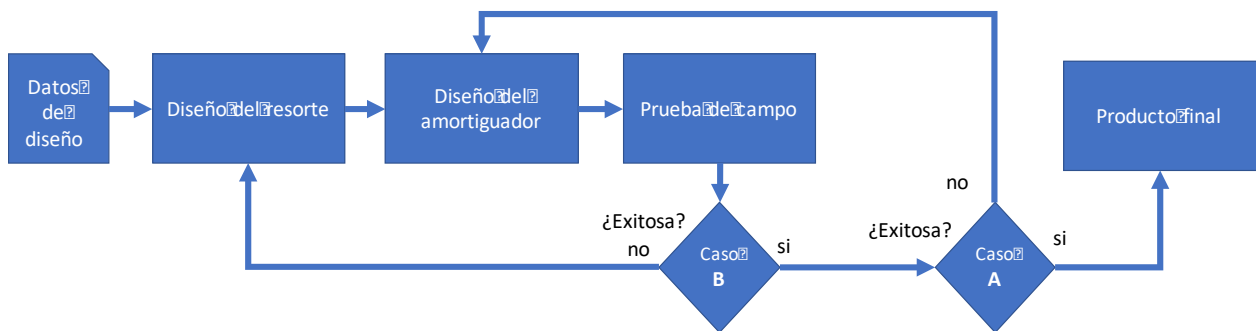


Figura 20: Flujo de trabajo para la resolución del problema.

4.1 Etapa 1 del prototipo: El resorte

En la primera etapa se trabajó directamente con ingenieros de EIBACH en Alemania e ingenieros en Norte América, para la viabilidad de la manufactura con los equipos en California. El trabajo de diseño del resorte siguió los pasos mostrados en el diagrama de flujos de la Figura 21.

Fases del Diseño del Resorte

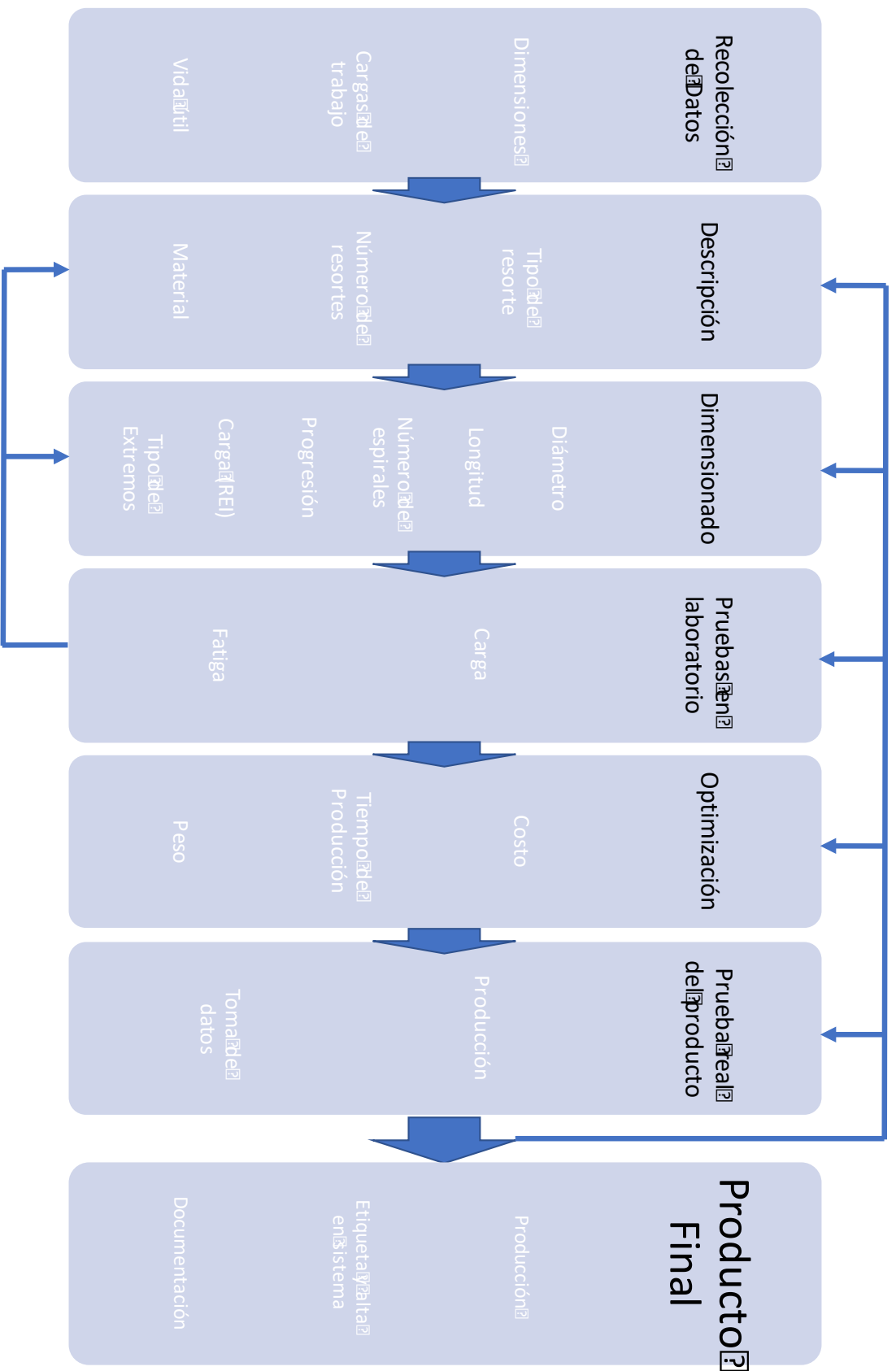


Figura 21: Fases del Diseño del Resorte

Del trabajo de toma de altura de las unidades, se estableció que el muelle trasero era capaz de cargar el peso de la unidad a una altura de 48 cm. Esta altura se estableció como la de trabajo. El resorte delantero tendría que garantizar una altura de trabajo de 46 cm. Ambas alturas se encuentran por debajo de la recomendada por el proveedor, pero se buscaba bajar un poco el centro de gravedad del vehículo y establecer una altura real de operación. Esta altura determina la longitud del resorte con carga estática. Se calcula con la siguiente ecuación:

$$K_s = 1 + \frac{d}{2D_m}$$

Ecuación 30 (SAE Handbook S, 1996)

Donde:

K_s carga estática.

D_m es el diámetro medio de la espira del resorte [mm].

d es el diámetro del alambre [mm].

Para poder compensar las cargas de la muelle se consideró que el resorte fuese progresivo; esto implica que, en una sección del resorte, la distancia entre las espirales sea más corta que en el resto. Esto es muy común en vehículos diseñados para caminos muy irregulares tipo “offroad” y vehículos de alto caballaje para pistas de curvas cerradas. Estos resortes entregan la ventaja de que se comportan como si fuesen dos resortes en uno. Al alcanzar una cierta fuerza entra el segmento del resorte de espirales más abiertas y se modifica el comportamiento del mismo, como se muestra en la Figura 22.

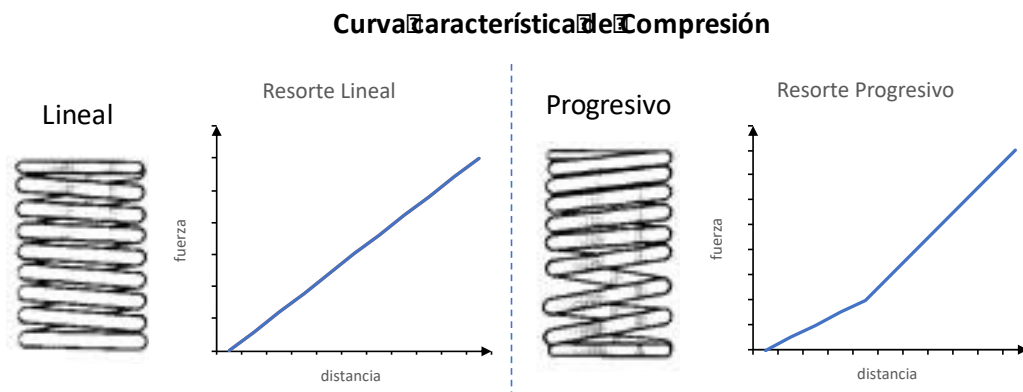


Figura 22: Curva característica de Compresión de Resortes.

La idea de hacer un resorte progresivo se tuvo que descartar ya que debido al grosor del alambre y su longitud no fue posible encontrar un diseño que entregara una ventaja en cuanto a su diseño.

En las instalaciones de EIBACH, con apoyo de los ingenieros de producto, se diseñó un primer resorte y se fabricaron en total 2 juegos para pruebas. La Figura 23 muestra uno de los equipos automatizados utilizados en la elaboración del resorte, donde la alimentación del

material se hace por el lado izquierdo y con el uso de distintos discos que se encuentran en el interior de la ventana azul se puede dar todas las características geométricas deseadas, mismas que son introducidas al equipo a través del equipo mostrado en la Figura 24.

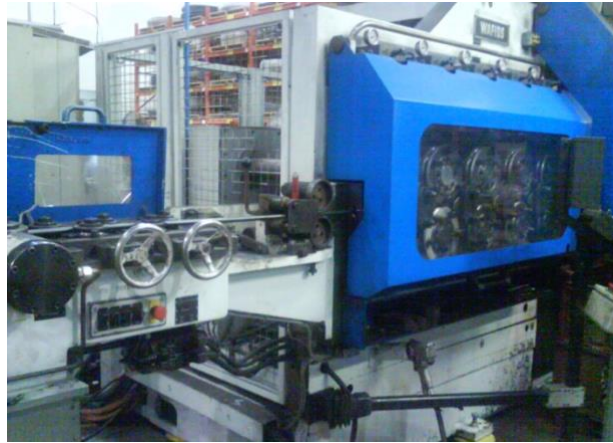


Figura 23: Manufactura de resorte EIBACH prototipo.



Figura 24: Alimentación de datos para manufactura del Resorte Prototipo.

En el diseño del resorte, se buscó el garantizar su correcto funcionamiento que como mínimo satisficiera el objetivo de un año de garantía; motivo por el cual se utilizaron los estándares de prueba de fatiga de EIBACH para resortes con alta demanda, donde se comprime de manera mecánica el resorte espira con espira diez mil veces y comparar. La diferencia de altura entre el resorte de prueba y el original es comparado con la tabla de estándares de fatiga de EIBACH para conocer si el diseño es adecuado. En la Figura 25 se muestra uno de los equipos utilizados en la planta para llevar a cabo esta prueba. ⁶

⁶ Por cuestión de cumplimiento con las cláusulas de confidencialidad no es posible dar a conocer ningún contenido de la tabla de estándares de fatiga de EIBACH.



Figura 25: Prueba mecánica de resortes EIBACH.

4.2 Etapa 2 del prototipo: El amortiguador.

Conociendo las características físicas y de trabajo del resorte, se trabajó con BILSTEIN para el diseño del arreglo de “lainas” para el control del flujo del aceite en el amortiguador. El trabajo de diseño y manufactura del amortiguador siguió los pasos mostrados en el diagrama de flujos de la Figura 27.

BILSTEIN cuenta con más de diez mil diseños de lainas que son una especie de rondanas de diferentes diámetros, grosores y geometrías mediante la cuales, dependiendo de su acomodo, se obtiene el comportamiento deseado para las fuerzas de compresión y de rebote. Lo anterior se ilustra en la Figura 26.

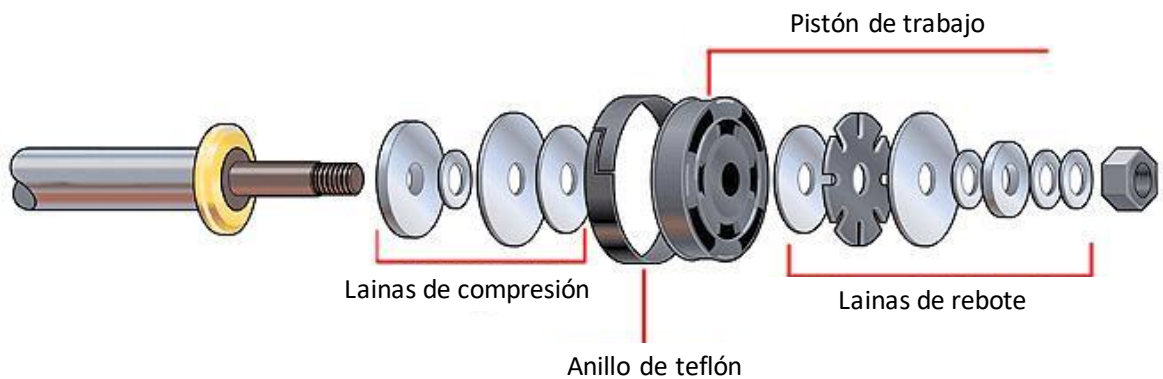


Figura 26: Estructura interna de un amortiguador BILSTEIN. (Bilstein, Digressive working Piston Assembly)

Fases del Diseño del Amortiguador

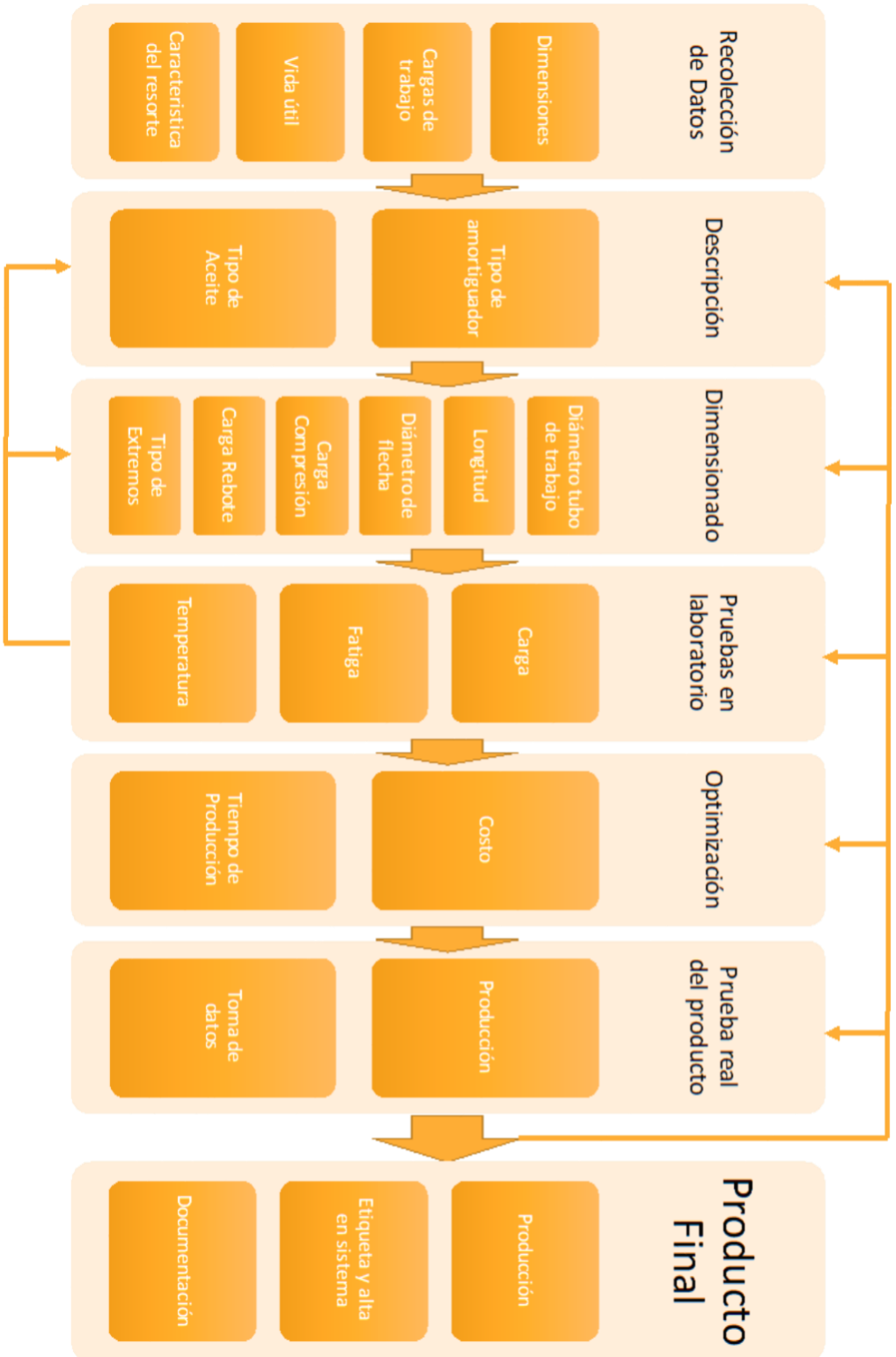


Figura 27: Fases del Diseño del Amortiguador.

Existen principalmente dos ventajas por las que se utilizan arreglos de lanas en los amortiguadores de mayor calidad. La primera es que, debido a la sencillez de estos elementos, el diseño y armado del amortiguador se simplifica considerablemente. La segunda proviene del hecho de que, mediante el cambio del orden o es simple remplazo de una lana por otra, se obtiene un cambio considerable en la característica del amortiguador, dando así una infinidad de reglajes del amortiguador.

La flecha transmite el movimiento de la suspensión al interior del amortiguador donde el pistón de trabajo y lanas se encuentran sumergidas en aceite. El pistón de trabajo, (de diámetro igual al interior del tubo del amortiguador) se encuentra rodeado por una banda de teflón que permite el movimiento sin fricción entre el tubo y pistón. El diseño del ranurado interior del pistón de trabajo en conjunto con las lanas determinará la velocidad con la que fluye el aceite de un lado al otro, permitiendo el diseño de su comportamiento en compresión y rebote. La Figura 28 muestra la banda de teflón y el conjunto de lanas de compresión y rebote.

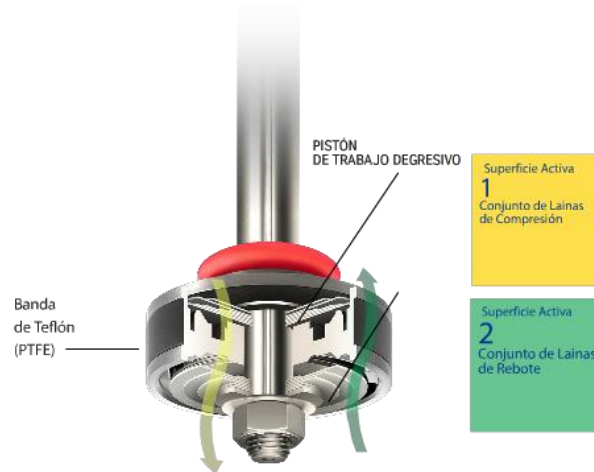


Figura 28: Flujo de aceite en compresión y rebote. (Bilstein, Bilstein COMFITRAC PISTON)

Para el diseño del arreglo de lanas del pistón, es necesario conocer la relación entre el caudal volumétrico (Q) y la diferencia de presión (P) en el pistón de trabajo. Para una velocidad dada de acción del amortiguador, el fluido se desplaza a través del pistón de trabajo con caudal volumétrico. Para generar caudal a través del pistón de trabajo debe existir una diferencia de presión entre los dos lados del pistón. Esta presión, que actúa sobre el arreglo de lanas, creará una fuerza resistente al movimiento del amortiguador. De ahí que se diseña la curva Fuerza-Velocidad, característica del amortiguador y su relación íntima con una gráfica Presión-Caudal, característica del arreglo de lanas.

En BILSTEIN, los amortiguadores se modelan de forma no lineal dentro de los límites para obtener la curva Fuerza-Velocidad y Presión-Caudal deseada. El trabajo analítico tiene una capacidad limitada para trabajar el comportamiento no lineal (esto debido a la geometría complicada de algunas lanas), por lo tanto, se complementa con modelos numéricos de simulación por computadora.

El modelado del comportamiento del amortiguador, el modelo creado por BILSTEIN, es un modelo de simulación Hardware In the Loop (HiL), generando una solución intermedia entre la meramente matemática y la de prueba en campo. Permite determinar el comportamiento del amortiguador en tiempo real bajo las condiciones deseadas a través de simular, en un sistema de cómputo, el comportamiento del vehículo que se encuentra conectado al amortiguador a través de la prueba en dinamómetro, como se muestra en la Figura 29.

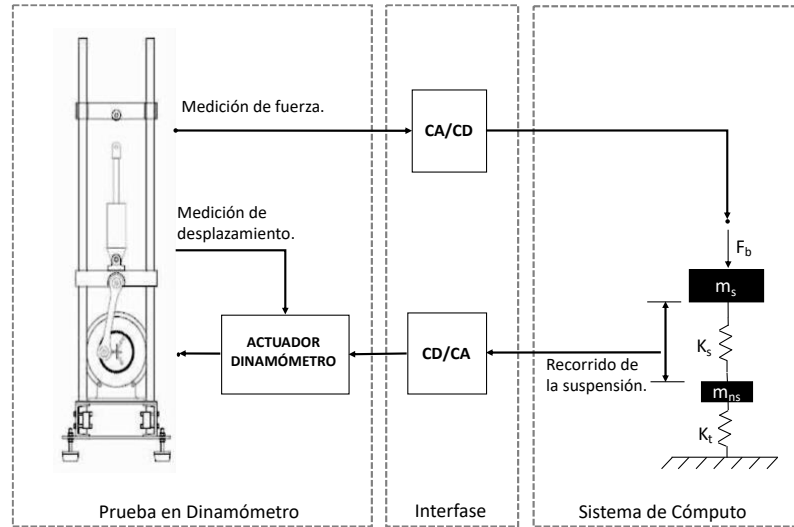


Figura 29: Esquema de la simulación HiL

Como resultado del modelado del comportamiento del amortiguador se obtuvieron las siguientes características:

- En el movimiento de compresión se requiere alcanzar fuerzas entre 4003 y 4226 newtons a velocidades de 20.3 a 21.6 centímetros/segundo.
- En el movimiento de rebote se requiere alcanzar fuerzas entre 956 y 1179 newtons en velocidades cercanas a los 15.3 centímetros/segundo.

El amortiguador BILSTEIN es un amortiguador monotubo de alta presión de gas, en el cual se puede diseñar de manera individual las fuerzas de compresión y de rebote, jugando con el diseño de laines. La curva del diseño final es afectada por dos factores dentro del amortiguador: la viscosidad del aceite de trabajo y la precarga de gas.

Haciendo uso de la experiencia de los ingenieros en BILSTEIN y un software especializado, diseñado por la misma compañía para la búsqueda de un primer reglaje de las laines, se seleccionó un aceite de poca degradación con respecto al tiempo y una presión en la precarga de 260 psi, como sets iniciales para las pruebas.



Se realizaron varios diseños virtuales de arreglos de laines y evaluación de comportamiento del amortiguador. En la mayoría no se alcanzaban las fuerzas establecidas a las velocidades de diseño. Al diseñar para cumplir con los valores deseados para compresión, era difícil lograr las fuerzas necesarias en rebote. Así mismo, los resultados en rebote se encontraban por debajo de los deseados al establecer como parámetro inicial los valores calculados para compresión. Finalmente se lograron dos diseños que cumplían con la caracterización fuerza-velocidad.

La prueba virtual del primer prototipo entregaba una curva muy parecida a la esperada, pero debido a la presión requerida en la cámara presurizada del gas en el amortiguador, se reducía de manera crítica el recorrido total del amortiguador. Esto no es un parámetro deseable ya que en el caso de que el amortiguador tenga que hacer uso del recorrido total (bache o golpe a la suspensión) el pistón de trabajo golpea al pistón flotante y rompe el sello, dañando el amortiguador para el caso de la compresión y, en el movimiento de rebote, el pistón rompe el sello superior abriendo el amortiguador.

El segundo reglaje de laines incluía una laina de paso, como se muestra en la Figura 30. El comportamiento de este tipo de válvulas consigue pasar de una curva de caudal - presión, correspondiente a una laina de flujo en su posición más cerrada hasta la curva característica de la misma laina en su posición de máxima abertura, y viceversa. Esto se entiende mejor al observar la Figura 31.



Figura 30: Laina de paso BILSTEIN. (Benítez, Laina de paso)

Aun cuando esta laina permitió obtener los comportamientos deseados, fue desechada debido a la posible fatiga que podría sufrir el componente y perjudicar el comportamiento de amortiguador.

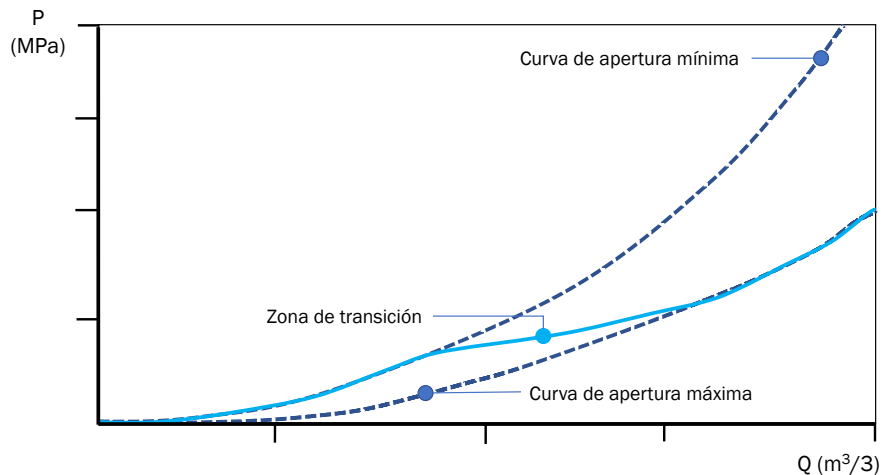


Figura 31: Curva característica de una Laina de Paso

Se realizaron nuevas pruebas con aceites de grados distintos y después de 22 simulaciones, finalmente se obtuvo un reglaje con un aceite de alta viscosidad y baja degradación con una curva de caracterización ideal para el diseño deseado y una precarga de 260 psi.



Figura 32: Dinamómetro BILSTEIN.

Se construyeron dos amortiguadores con las características del simulador. Haciendo uso de un dinamómetro (Figura 32), se realizó la prueba real del primer prototipo funcional, arrojando la siguiente curva de caracterización (Figura 33).

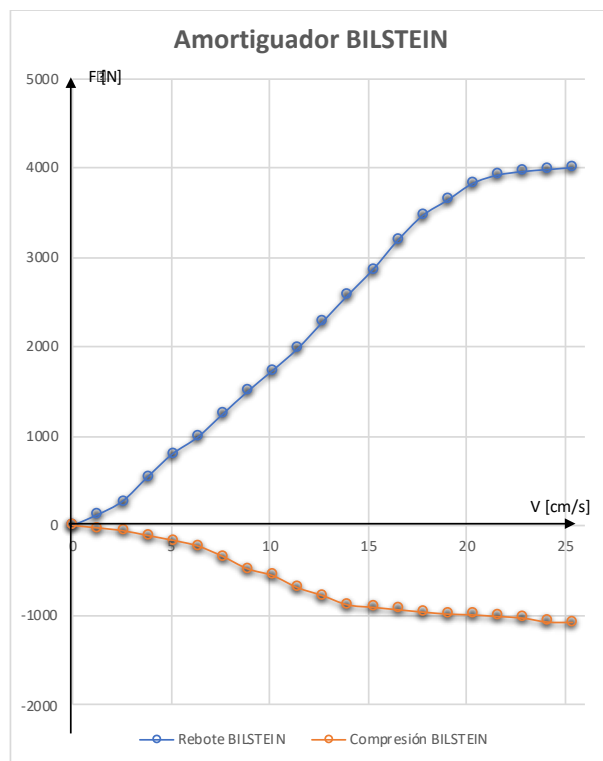


Figura 33: Prueba de dinamómetro de los amortiguadores BILSTEIN.

En la Figura 34 se muestra una comparativa entre el amortiguador propuesto y un amortiguador original nuevo. Se puede ver la diferencia en el comportamiento de este. Mientras el BILSTEIN logra estabilizarse, tanto en compresión como en rebote, el original, no. También se observa que la fuerza en rebote del amortiguador BILSTEIN era cuatro veces mayor que el que presentaba el amortiguador original y dos veces mayor en compresión.

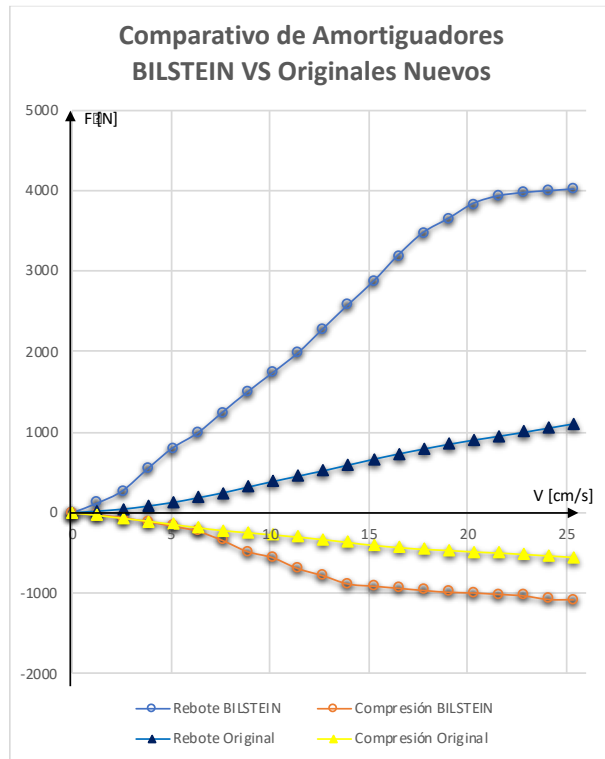


Figura 34: Comparativo de la Prueba de dinamómetro de los Amortiguadores Originales Nuevos y amortiguador BILSTEIN.

5 Implementación de la solución y evaluación de los resultados

Una vez que se contaba con el resorte EIBACH y amortiguadores BILSTEIN, en México se estableció una fecha de instalación para la prueba. Como se había acordado, CTV asignó 8 unidades con rutas típicas. Estas unidades fueron equipadas con complementos de suspensión y llantas nuevas para realizar la prueba.

Prueba real del producto

Prueba real del producto

El equipo fue instalado por el personal de mantenimiento de CTV, acompañado por el equipo de TMA para levantar el reporte de instalación (anexo 1). Al corroborar que las alturas de operación eran las estimadas y que las condiciones de la unidad las convenidas, se realizó un recorrido de prueba con operadores regulares para conocer su opinión. Se documentaron las condiciones de la instalación y primera prueba con operadores de las unidades. En una visita posterior se agregó a la misma bitácora el resumen de los comentarios de evaluación de la prueba después de la instalación.

Para una prueba inicial, se utilizaron cuatro vehículos en total, donde dos de ellos fueron equipados en el equipo original nuevo y los dos restantes con el equipo de prueba BILSTEIN-EIBACH. Todos los operadores condujeron una unidad con equipo original y uno con equipo de prueba sin un orden determinado. Al regresar las unidades, se realizaron encuestas de evaluación del comportamiento con resultados muy positivos (el ejemplo de dos encuestas llenas se puede observar como el anexo 2). El concentrado de estas primeras encuestas arrojaron los siguientes resultados:

- Al preguntar de manera general en cuanto al cambio en el manejo de la unidad, el 100% de los operadores lo calificaron como MUY BUENO.
- Al evaluar los movimientos de la carrocería, la totalidad de los operadores percibieron una disminución en los tres movimientos evaluados: cabeceo, ladea y rebote de la unidad.
- Al preguntar las condiciones de manejo, nuevamente todos los operadores declararon que la unidad era más estable en piso disparejo.
En la pregunta sobre el comportamiento del vehículo durante el frenado en piso ondulado, se tuvieron resultados positivos. Lamentablemente el modo en el que se redactó la pregunta era poco clara por lo que 75% de los operadores respondieron a la opción de MENOR, pensando que se preguntaba sobre la distancia de frenado. El 20% respondió a la opción de MAS, pensando que se trataba de la eficiencia de frenado. En esta pregunta tuvimos un 5% de operadores que al no ser claro el sentido de la pregunta, no respondieron.
- Al preguntar sobre los ruidos de la carrocería y suspensión, el 90% notaron una disminución, mientras que un 10% no respondieron a esta pregunta.
- El 90% de los operadores se cansaron menos al manejar la unidad. Nuevamente tuvimos un 10% que no respondieron a la pregunta.
- Al preguntar si el asiento de la unidad rebotaba menos, el 85% estuvieron de acuerdo con esta afirmación, con un 5% que no percibieron cambio y un 10% que no respondieron a la pregunta.
- El 100% de los operadores percibieron más seguridad en el manejo de las unidades.

Para TMA, esta primera prueba fue muy satisfactoria al poder constatar que una vez instalados amortiguadores y resortes, las camionetas cumplían las alturas propuestas. Además, durante el recorrido de prueba, fue muy evidente que los movimientos de la carrocería estaban dentro de los parámetros considerados como adecuados. La correcta toma de lecturas había hecho

posible el entregar un prototipo que, en su primer contacto real con la unidad, funcionaba adecuadamente. Se decidió correr una prueba ocho semanas con esta configuración como prueba en campo. Al finalizar dicho periodo se realizaría una inspección técnica del vehículo para determinar, dependiendo de los resultados, si era necesario realizar un ajuste al diseño del kit.

5.1 Primera Inspección Técnica

Sabiendo que las unidades entregaban un sentimiento de mejora en el manejo y confort, era necesario conocer si el diseño propuesto tendría una vida útil deseada. Para ello se monitoreó el desgaste de las piezas es distintas inspecciones técnicas. Previo a la primera inspección, durante las 5 semanas que duraba el equipo original se hicieron 4 visitas a las instalaciones de CTV para realizar una inspección visual del equipo montado. Se revisó que no existiera fuga de aceite que podría indicar la ruptura del amortiguador, tampoco desgaste excesivo de puntos como gomas, bujes, etc. y se hicieron las tomas de altura de la carrocería. Durante este periodo ninguna de nuestras unidades reportó variación o daño.

A la octava semana se realizó la primera inspección técnica de los kits. Se inició nuevamente con la toma de kilometraje recorrido en las unidades y la altura de la carrocería. Con esta última solo en una de las mediciones se encontró una variación de 1 cm. Esta lectura se registró en el eje trasero derecho de una de las cuatro unidades. Después se realizó el desmontaje de los amortiguadores y se realizó dentro de las instalaciones de CTV. Se realizó la prueba individual de la totalidad de los amortiguadores (delanteros y traseros) con el dinamómetro para compararlo con la gráfica original. La Figura 35 muestra la prueba del dinamómetro de TMA en las instalaciones de CTV para la prueba.



Figura 35: Prueba de Dinamómetro en CTV.

Los resultados obtenidos en la primera inspección técnica superaron por mucho las expectativas del gerente de mantenimiento y la dirección de CTV. Como se puede observar en la Figura 36, la prueba de dinamómetro demostró que en amortiguador BILSTEIN, con 8 semanas de uso, no tenía variación con respecto al diseño de los amortiguadores BILSTEIN nuevos. TM Autopartes SA de CV fue informado que incluso un cierto número de operadores de distintas unidades habían preguntado al área de mantenimiento el motivo por lo que estas unidades se comportaban mucho mejor que otras.

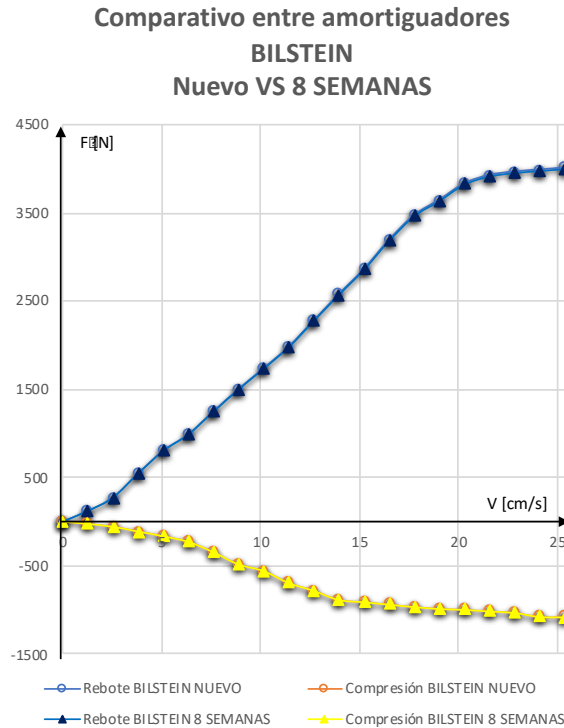


Figura 36: Comparativo de la Prueba de dinamómetro de los Amortiguadores BILSTEIN nuevo y BILSTEIN 8 semanas de uso.

En el caso de los resortes solo se realiza una inspección visual donde se busca que no existan áreas con daño en el recubrimiento del resorte para evitar posibles puntos de oxidación. Las secciones del resorte que pueden presentar este tipo de daño son los extremos y entre las espirales. EL daño en extremos es consecuencia de una mala instalación o desgaste de la goma de ajuste, mientras que marcas de contacto de las espirales es evidencia de un diseño deficiente que ya el resorte no es capaz que controlar las cargas. No se realiza una mecánica del resorte por razones de seguridad y falta de equipo móvil para realizar la prueba. La altura de vehículo y la inspección visual es suficiente para determinar su funcionamiento. Durante esta inspección no se encontraron marcas sobre el resorte.

Por parte de TMA se decidió no realizar ninguna modificación al KIT y seguir corriendo la prueba, buscando satisfacer los objetivos iniciales.

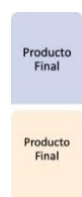
5.2 Segunda y tercera inspección técnica

Se realizaron dos inspecciones técnicas adicionales durante la décimo segunda y décimo quinta semana de la instalación, las cuales arrojaron los mismos resultados que durante la primera inspección técnica.

Los resultados obtenidos durante la segunda revisión técnica fueron suficientes para iniciar el cierre de las negociaciones finales. Con los resultados que se obtuvieron durante la tercera inspección técnica los ahorros para la CTV eran muy evidentes no solo en juego de amortiguadores y resortes, pero un menor desgaste y futuro remplazo de componentes de la suspensión y tiempos de mantenimiento. Esto aun cuando el amortiguador BILSTEIN representaba un costo doce veces mayor al que CTV estaba pagando el equipo original.

La combinación de ahorros y resultados obtenidos fueron presentados en una junta de miembros del comité directivo. Quienes, a fin de tomar una decisión final, solicitaron una cuarta inspección técnica cumplidos los seis meses de la instalación en presencia de los gerentes de mantenimiento de las otras compañías del grupo.

5.3 Cuarta inspección técnica



La cuarta inspección técnica se realizó en una de las fosas de servicio del taller de la CTV, pero en esta ocasión con la compañía de los directores y gerentes de mantenimiento de cada una de las empresas que conformaban el grupo. Sorprendió mucho el nivel de profesionalismo con el que se llevaba a cabo la prueba y la cantidad de información recolectada en las bitácoras de la prueba.

Durante esta inspección nuevamente se realizaron inspecciones visuales y la medición de la altura de los vehículos con una caída promedio de 0.9 cm. Durante la prueba de dinamómetro se encontró una pérdida en la vida útil de apenas el 1.1%. En la inspección de los amortiguadores se encontró que tanto bujes como gomas del amortiguador, así como el cubre polvos se encontraban en buen estado y no hay fuga de aceite. Tampoco se encontraron marcas sobre el resorte.

La CTV aceptó los términos establecidos por TMA en cuanto a costos y tiempos de entrega para equipar todas las unidades F350 y un tiempo de garantía de 6 meses por daño al amortiguador (ver anexo 3), o la pérdida del 10% de vida útil como rango de la reclamación. Tristemente no todas las compañías dentro del grupo aceptaron los términos.

Semana treinta.

En el transcurso de la semana treinta se solicitó a TMA una quinta inspección técnica al año de fecha de instalación bajo la promesa de que si los kits funcionaban dentro del 75% del diseño original, todas las unidades del grupo serían equipadas con nuestro diseño y se respetarían los términos acordados con CTV.

5.4 Quinta inspección técnica.

Se realizó la quinta inspección técnica, al año de la fecha de instalación. Durante el periodo entre la semana 30 y 52 se realizaron inspecciones visuales y monitoreo del comportamiento de la unidad a través de los operadores. En la semana 40 una de las unidades donde se instaló la prueba fue dado de baja debido a que sufrió un accidente no relacionado con el sistema de suspensión.

Durante esta inspección nuevamente se realizó la medición de la altura de los vehículos con una caída promedio de 1.3 cm., y durante la prueba de dinamómetro se encontró una pérdida en la vida útil de apenas el 3.2%. El comportamiento del vehículo sigue siendo el idóneo y la pérdida de altura y vida útil está dentro de los parámetros esperados. El promedio recorrido de los vehículos se encontraba por encima de los 280 mil kilómetros.

En la inspección de los amortiguadores se encontró un leve desgaste en tanto en bujes, gomas del amortiguador y cubre polvos, pero sin fuga de aceite. No se encontraron marcas sobre el resorte.

Al igual que en los casos anteriores los resultados fueron registrados en la bitácora de mantenimiento y en la bitácora de la prueba. La Figura 37 muestra el comportamiento del amortiguador BILSTEIN nuevo contra el promedio de los amortiguadores probados con 1 año de operación.

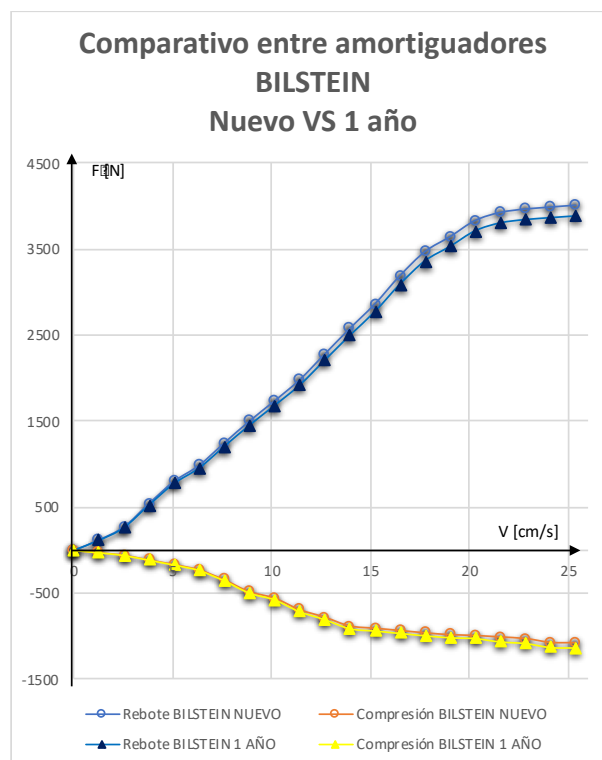


Figura 37: Comparativo de la Prueba de dinamómetro de los Amortiguadores BILSTEIN nuevo y BILSTEIN 1 año de uso.

Esto fue un logro muy importante para TMA ya que representaba la venta de kits para todas las unidades F350 del grupo. Triplicó el total de kits en el proyecto inicial.

5.4 Sexta inspección técnica

A petición del GdMA se realizó una sexta inspección técnica cumplidos los 2 años del inicio de la prueba a una unidad. Esta unidad solo fue utilizada en trayectos en carretera durante el segundo año como un experimento planeado por el área de mantenimiento de la CTV.

Se realizó la medición de la altura de los vehículos con una caída promedio de 2 cm., y durante la prueba de dinamómetro se encontró una pérdida en la vida útil de apenas el 8.6%. Se puede ver el comportamiento del amortiguador contra el nuevo en la Figura 38.

El comportamiento del vehículo sigue siendo el idóneo y la pérdida de altura y vida útil está dentro de los parámetros esperados. El recorrido del vehículo superaba los 750 mil kilómetros. En la inspección de los amortiguadores se encontraron bujes del amortiguador dañados, las gomas ya con un desgaste importante, todos los cubre polvos y marcas de fuga de aceite del amortiguador. Esto último es normal ya que por la flecha con el trabajo se fuga aceite para lubricar el sello superior. Se encontraron dos resortes con marcas de pinzas por apriete y óxido. Esto es evidencia de que fueron desmontados y montados nuevamente de manera incorrecta. No se pudo obtener información del motivo, por lo que estas piezas fueron retiradas e instaladas nuevamente en la unidad. Todos los resultados fueron registrados en la bitácora de mantenimiento y en la bitácora de la prueba.

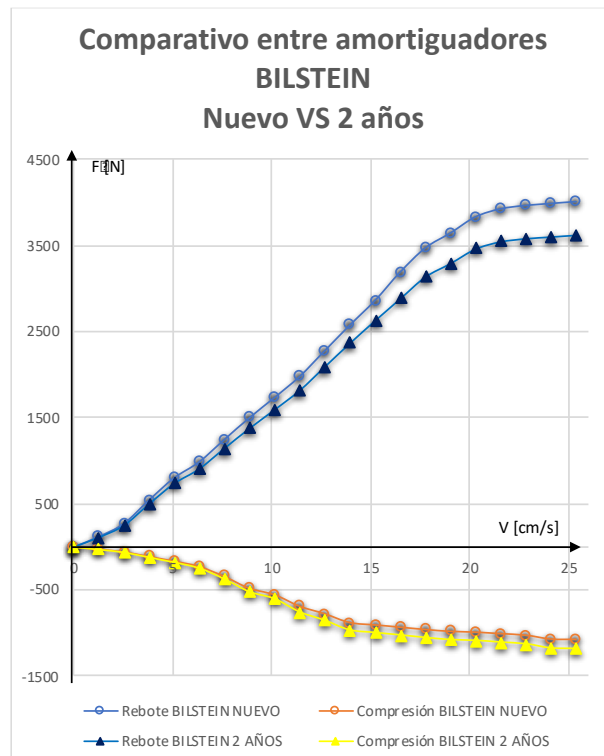


Figura 38: Comparativo de la Prueba de dinamómetro de los Amortiguadores BILSTEIN nuevo y BILSTEIN 2 años de uso.

Al término de la prueba, el GdMA informó a los miembros de TMA que estaban trabajando en un nuevo diseño del blindaje sobre el mismo bastidor de la FORD F350 con nuevos materiales más ligeros y que el corporativo estaba interesado en que nosotros trabajáramos el diseño de la suspensión.

6 Conclusiones y trabajos futuros.

En México, las compañías de traslado de valores utilizan chasis de “pickup” con refuerzo, un fuerte blindaje con acero balístico y se transita por caminos lejos de ideales. Todos estos factores multiplicados por el gigantesco peso destruyen cualquier producto disponible, motivo por el cual, diseñar un producto especializado para dicho mercado, representaba una gran oportunidad de negocio. TM Autopartes contaba ya con experiencia en el diseño de vehículos personales blindados de hasta 7 niveles (máximo), y así como con una línea de amortiguadores para autobuses con resultados extraordinarios en cuanto a control de fuerzas y vida útil.

El trabajo de diseño de los componentes en este proyecto, como cualquier otro, tuvo que superar varias dificultades adicionales como la falta de conocimiento del vehículo, tiempos de espera para toma de lecturas y datos, una primera colaboración en la fosa de servicio muy escéptica de nuestro trabajo. El cumplir con el requerimiento del cliente de trabajar con el muelle en el diseño original implicó el mayor reto en el diseño de la solución.

Es importante recalcar que el éxito del proyecto no hubiera sido posible de no contar con el apoyo del GdMA, que desde muy temprano en el proyecto pudo percatarse de la seriedad de la forma de trabajo y el interés por ofrecer una solución a la mayor área de oportunidad dentro de su área.

El levantamiento de datos de los vehículos confirmó que el diseño original estaba siendo altamente superado con la dinámica del vehículo al encontrarse en rangos de trabajo muy por debajo de los necesarios. El pesaje y medición de las unidades nos dieron pautas claras de los valores que eran necesarios alcanzar, en amortiguador y resorte, para obtener un producto exitoso. Afortunadamente, estos nuevos rangos se encontraban dentro de las posibilidades de diseño para los amortiguadores monotubo de BILSTEIN y resortes EIBACH.

La decisión de la CTV de no sustituir el muelle trasero fue sin duda el punto de mayor incertidumbre del proyecto. Se llegó a considerar que, si no se trabajaba con un kit delantero y trasero completos, el realizar una propuesta se limitaría al puro ejercicio de diseño sin posibilidades de comercialización. La necesidad de endurecer los componentes delanteros y el utilizar el amortiguador trasero como auxilio del muelle para un correcto funcionamiento colectivo fue la decisión correcta, misma que permitió el cumplimiento de 6 meses de garantía a la entrega de confort y seguridad al manejo.

Cuando se terminaron los trabajos de diseño con EIBACH y BILSTEIN había mucha confianza en que se había logrado un producto que ofrecería una solución, si los muelles se comportaban dentro del parámetro inicial, pero el nivel de confort que ofrecía a la unidad fue muy superior al pensado, eso fue percibido no solo por los operadores y en mayor medida por el personal que viaja en la caja.

El resultado obtenido en las distintas inspecciones técnicas confirmó el éxito del diseño propuesto y permitió establecer una relación comercial con la CTV y su grupo. La solución a los problemas que generaba un amortiguador y resorte deficiente se vio reflejado en un ahorro de piezas y tiempo de las unidades detenidas en las fosas de servicio. En la Tabla 5 se muestra el resumen proporcionado por la CTV, del ahorro de piezas de suspensión al tiempo de las distintas inspecciones técnicas. Los valores mostrados son la diferencia entre el promedio de las piezas utilizadas en dos unidades nuevas con equipo original y las unidades utilizando los kits de prueba en la misma ruta.

Tabla 5: Ahorro de componentes por inspección técnica

Ahorro de componentes de la suspensión al tiempo de las distintas Inspecciones Técnicas valores acumulados							
		1era Inspección Técnica	2nd Inspección Técnica	3era Inspección Técnica	4ta Inspección Técnica	5ta Inspección Técnica	6ta Inspección Técnica
Descripción	cambio por	8 Semanas	12 semanas	15 semanas	6 meses	1 año	2 años
Amortiguador Delantero	juego	1	2	3	6	12	23
Amortiguador Trasero	juego	1	2	5	8	16	30
Resorte	juego	0	1	2	3	6	11
Muelle	juego	0	0	0	1	1	2
Barra de Torsión	pieza	0	0	0	1	1	2
Barra Estabilizadora	pieza	0	0	0	1	1	2
Rotulas	juego	0	0	0	1	1	2
Manguete y Buje	juego	0	0	0	1	1	2
Brazo de Suspensión	pieza	0	0	0	0	2	4
Silentblocks	juego	0	1	1	2	3	6
Neumático	pieza	0	0	0	2	4	8
Horas del vehículo en taller	hr	3	9	16	34.5	64	122

Al finalizar la 5ta inspección técnica (1 año de prueba) existía un ahorro de 84 piezas, entre ellas 56 amortiguadores, 12 resortes delanteros, 4 neumáticos y aproximadamente 64 horas de trabajo en fosa por vehículo. Esto generó gigantescos ahorros en el mantenimiento para la CTV.

El bajo número de reclamos por garantía durante los primeros 18 meses ⁷ de la instalación en todas sus unidades nuevamente fue un indicador del éxito del proyecto. En el caso de los resortes, durante el periodo de garantía solo se perdió altura en una unidad; el resorte delantero izquierdo de una de las unidades perdió altura de operación a principios del cuarto mes, por lo que se hizo el cambio completo de resortes en la unidad.

La Tabla 6 muestra un resumen de los reclamos en amortiguadores, haciendo uso de la guía para reclamación de garantía (Anexo 3); mismo que ilustra seis cambios visuales o en el funcionamiento del amortiguador y si son sujetos a ser remplazados por una pieza nueva. En el caso de la Tabla 6 no se muestra el porcentaje de los amortiguadores que presentaron las características en el primer cuadrante ya que esta es una condición normal del amortiguador.

⁷ Solo se cuenta con datos de 18 meses ya que poco después dejé de laborar en TMA.

Tabla 6: Tabla de motivos de reclamación de garantías en amortiguadores.

TABLA DE RECLAMO DE GARANTÍA		
MOTIVO DE RECLAMO DE GARANTÍA	AMORTIGUADOR DELANTERO	AMORTIGUADOR TRASERO
Compresión Profunda (#2)	0.1477%	0.0000%
Signos de abuso, instalación inapropiada, golpes, daños de colisión, modificación (#3)	0.2954%	0.2954%
Ruido de golpeteo (#4)	0.3693%	0.6647%
Separación de la flecha de trabajo (#5)	0.0000%	1.0340%
Ruido de espuma/cavitación (#6)	0.2216%	0.5170%
TOTAL	1.0340%	2.5111%

La lectura de la tabla permite los siguientes puntos de análisis:

- Se duplican las garantías en caso de los amortiguadores traseros con respecto a los delanteros. Haciendo un análisis más profundo, la diferencia radicó en el remplazo de amortiguador por separación de la flecha de trabajo (#5); esto implica que el amortiguador fue arrancado en su movimiento de apertura. El motivo principal de esta falla es una falla en la altura de la unidad controlada por el muelle.
- Aun con los amortiguadores dañados por una acción directa del muelle, el porcentaje de garantías tanto en amortiguadores delanteros como traseros para un diseño con tantas variables adicionales es muy bueno.
- En los casos del primer, tercer y quinto renglón son comunes cuando la carrera interna del pistón de trabajo superó los límites de diseño, golpeando el pistón flotante o sello superior del amortiguador respectivamente. Esta es la garantía más común en vehículos que circulan por caminos irregulares. La caída en un bache grande, golpear un tope o banqueta a velocidades medias/altas son las causas generales por las que se presenta este problema.
- El caso de ruido de golpeteo y cavitaciones, normalmente es consecuencia de que el pistón de trabajo golpea el sello superior provocado, al igual que en el caso anterior, por una compresión o extensión mayor a las del diseño por algún impacto en la superficie de rodamiento.
- Por último, se encontraron signos de una instalación inapropiada, en algunos amortiguadores. El utilizar pinzas de presión sobre la flecha de trabajo daña a la misma y genera la fuga excesiva de aceite. En este caso la garantía es invalidada.

El pequeño número de unidades dañadas del amortiguador delantero por cavitación, para cumplir con la función de limitar y compensar las deficiencias del muelle en el eje trasero, es un indicador que es posible diseñar considerando la premisa de trabajo de limitación/compensación hidráulica.

También se consideró un logro el que, de manera conjunta, sobre la entrega completa de amortiguadores suministrados solo existiera una garantía del 1.7725%.

En caso de los resortes, durante el periodo de garantía solo se perdió altura en una unidad. El resorte delantero izquierdo de una de las unidades perdió altura de operación a principios del cuarto mes por lo que se hizo el cambio completo de resortes en la unidad.

En cuanto a la cuestión comercial, el giro en el esquema del negocio de la semana treinta representó los siguientes beneficios adicionales:

- Un incremento de tres veces el total de piezas estimadas de venta del proyecto. Esto a su vez permitió la renegociación con nuestros proveedores y se obtuvo un mejor precio por el número del volumen incrementando la ganancia neta para TMA.
- TM Autopartes obtuvo el distintivo al mejor distribuidor de amortiguadores BILSTEIN a nivel mundial 2007 y 2008.
- También se obtuvieron los nombramientos de: Mejor proveedor y Mejor aliado estratégico por parte de la CTV, superando a FORD en la contienda por ambos reconocimientos.

Para TMA el proyecto representó lo siguiente:

- El mejor año en ventas 2007.
- La apertura a nuevos mercados de vehículos de traslado de valores, principalmente en centro américa.
- Establecer una excelente relación comercial con la CTV al grado de ser invitados a participar activamente en el diseño de los componentes de la suspensión en las nuevas versiones de los vehículos F350 con blindaje de nueva tecnología.

Aun cuando solo una parte del aprendizaje obtenido durante el proyecto pudo ser aprovechado en el diseño en las nuevas unidades, ya que estas eran mucho más ligeras gracias a los nuevos materiales de utilizados en el blindaje, poco después de haber concluido el proyecto con CTV se empezó a trabajar con una compañía nacional con tractocamiones blindados que sufrían de un desgaste irregular y acelerado de los neumáticos. Después de un ejercicio similar al expuesto en este trabajo se diseñaron e instalaron amortiguadores en el tracto, caja y “dolly”. Durante un segundo ejercicio con esta compañía también se diseñó el amortiguador de cabina del operador.

Este proyecto también fue muy interesante ya que en el caso del tracto se diseñaron los amortiguadores para trabajar con las bolsas de aire con el único fin de mantener un correcto contacto de los neumáticos con la superficie de rodamiento, mientras que los amortiguadores de cabina se diseñaron para el confort del operador.

Antes de mi salida de TMA, se utilizó el mismo concepto de un amortiguador auxiliando y limitando el trabajo de un segundo en un proyecto con otro cliente⁸ para un vehículo armado con sistema de tracción por oruga. Uno de los retos más grandes con este cliente fue que el amortiguador debía trabajar dentro de una camisa blindada, lo cual no permitía el correcto enfriamiento del amortiguador. Se diseñó un amortiguador con reserva exterior (Figura 18) donde la reserva se instaló en una parte oculta del tanque que permitía cierta disipación térmica. Para lograr el control de las fuerzas fue necesario sacrificar mucho el confort de marcha ya que en las pruebas iniciales se rompieron los amortiguadores. Finalmente se entregó un juego de amortiguadores que fue aceptado por el cliente después de superar las pruebas establecidas. Al día de hoy no se conoce mayor información sobre el desempeño del kit.

⁸ No se cuenta con autorización por el cliente para ser nombrado.

6.1 Registro kit a 10 años

Durante las visitas a CTV para obtener los términos de confidencialidad para poder realizar este trabajo, se tuvo la oportunidad de platicar con el gerente de mantenimiento automotriz y el jefe de mecánicos, con los que se realizó la prueba hace poco más de 10 años. En una de estas visitas me informó el jefe de mecánicos que aún existía la unidad a la que no se le habían cambiado los “kits” de amortiguadores desde la prueba original y que con gusto me avisaba cuando estuviera en fosa para su mantenimiento. A través del director general de TMA se coordinó una prueba de inspección técnica de los “kits” con el gerente de mantenimiento automotriz. Esta prueba se realizó durante los primeros días del 2017.

Se desmontaron los amortiguadores y resortes en las instalaciones de CTV en presencia el gerente de mantenimiento automotriz, el jefe de mecánicos, así como el director deneral de TMA. Se pudo verificar contra las bitácoras originales de la prueba la fecha de instalación y garantizar que los amortiguadores y resortes eran de uno de los kits originales de prueba debido a la marca de identificación en la parte posterior del amortiguador, como se observa en la Figura 39.



Figura 39: Código de identificación amortiguador BILSTEIN 10 años.

La inspección visual del amortiguador en la Figura 40, arrojó los siguientes datos:

- Las gomas del amortiguador requerían cambio, pero no se encontraban agrietadas ni rotas.
- El cubre polvos en ambos amortiguadores estaba roto.
- No había fuga de aceite, pero las marcas de este eran grandes.
- Marcas de calentamiento sobre la flecha.

El resorte no presentaba daños visibles, aun cuando la altura del vehículo tenía una pérdida de 6 y 4.5 cm., para las ruedas delantera.



Figura 40: Imagen del amortiguador BILSTEIN 10 años.

Se realizó una prueba de ambos amortiguadores con el dinamómetro. Los resultados se muestran en la Figura 41. Comparando estos amortiguadores con el comportamiento de un amortiguador nuevo se puede ver que:

- La pérdida de la vida útil a lo largo de la curva se encuentra en los rangos de 40-55%, 42% promedio.
- Ambos amortiguadores en rebote tienen un comportamiento lineal por lo que no alcanza a estabilizarse y se queda por debajo de la fuerza máxima necesaria.
- Los amortiguadores en compresión tienden a estabilizarse, pero de velocidades más bajas, debido a la degradación del aceite. La pérdida en compresión es mucho más pequeña con respecto a la de rebote.

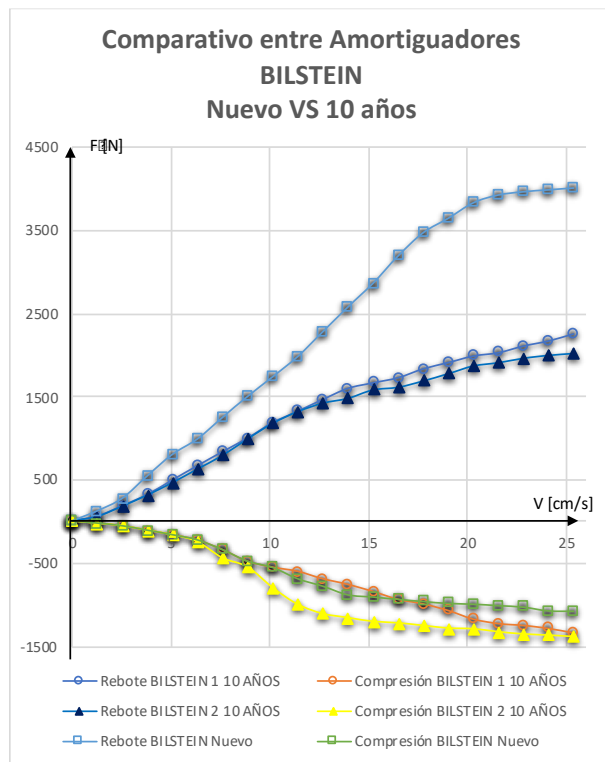


Figura 41: Comparativo de la Prueba de dinamómetro de los Amortiguadores BILSTEIN nuevo y BILSTEIN 10 años de uso.

Con una breve lectura de las bitácoras de servicio de la CTV sobre esta unidad, se pudo constatar que en estas condiciones existía desgaste irregular en llantas, ajustes en carrocería y remplazo de piezas mecánicas como baleros, soportes, juntas, etc. con un incremento muy marcado a partir de la semana 62.

Cabe resaltar cómo ambos amortiguadores, con 10 años de uso, muestran un comportamiento superior a los amortiguadores originales. Esto último se puede entender de manera más clara cuando se estudia la Figura 42, donde se compara al amortiguador BILSTEIN NUEVO, el de 10 años, y el equipo original que se utilizaba. El amortiguador BILSTEIN con 10 años puede trabajar/controlar fuerzas del doble de magnitud que los amortiguadores originales.

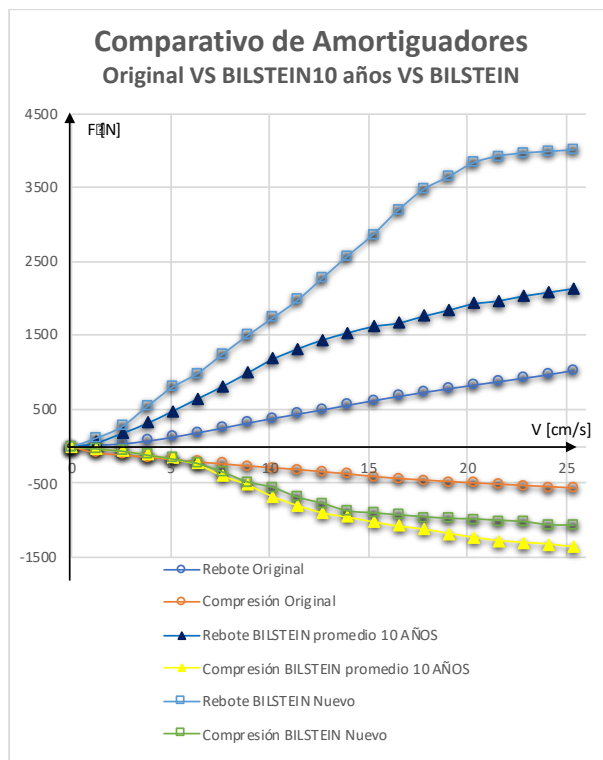


Figura 42: Comparativo prueba de dinamómetro entre amortiguador original, BILSTEIN 10 años y BILSTEIN nuevo.

Bibliografía

- Font Mezquita, J., & Dols Ruiz, J. F. (2004). *Tratado sobre Automóviles* (Vol. Tomo 2). (U. P. València, Ed.) Valencia, España: Alfaomega.
- Birch, T. W. (1999). *Automotive suspension and steering systems*. New York, NY: Saunders College Pub.
- Sung-ho, H., Seung-Jin, H., Hong-Seok, K., & Kyo-il, L. (2007). *Vehicle Dynamic Analysis and Evaluation of Continuously Semi-Active Suspension Using Hardware-in-the-loop Simulation* (Vols. 5-6). Vienna, Austria: International Journal of Vehicle Mechanics and Mobility.
- Thyssenkrupp Bilstein Tuning GmbH. (2006). *Bilstein Manufacturing Manual B6, B8, 5100*. Milsper Strabe.
- Shingley, J. E., Budynas, R. G., & Nisbett, J. (2006). *Mechanical Engineering Design*. New York, NY: McGraw Hill.
- Bilstein. (n.d.). Monotube vs Twintube. *Monotube vs Twintube*. Thyssenkrupp Bilstein Tuning GmbH, Ennepetal.
- Bilstein. (n.d.). Digressive working Piston Assembly. *Digressive working Piston Assembly*. Thyssenkrupp Bilstein Tuning GmbH, Ennepetal.
- Bilstein. (n.d.). Bilstein COMFITRAC PISTON. *Bilstein COMFITRAC PISTON*. Thyssenkrupp Bilstein Tuning GmbH, Ennepetal.
- Benítez, L. (n.d.). Laina de paso. *CTV*. TM Autopartes S.A. de C.V., México D.F.
- Adams, H. (1993). *Chassis Engineering: Chassis Design, Building & Tuning for High Performance Handling*. Nueva York, NY: The Berkley Publishing Group.
- seguridadpublica.es*. (16 de Diciembre de 2010). Recuperado el Diciembre de 2018, de Seguridad Publica: <https://www.seguridadpublica.es/2010/12/analisis-de-las-fuerzas-desarrolladas-en-el-frenado/>
- Gillespie, T. D. (2019). *Fundamentals of Vehicle Dynamics*. Warrendale, PA, Estados Unidos de Norteamérica: SAE Society of Automotive Engineers, Inc. .
- Dixon, J. C. (2007). *The Shock Absorber Handbook*. Wiltshire, Inglaterra: John Wiley & Sons Ltd.
- Tekade, R. A., & Patil, C. V. (2014, Marzo). Structural and Modal Analysis of Shock Absorber of Vehicle- A Review. *International Journal for Research in Applied Science and Engineering Technology (IJRASET)*, Vol. 2(Issue III).
- Read, P., & Reid, V. C. (2013). *Manual técnico del automóvil*. Madrid, España: Antonio Madrid Vicente.
- Bosch. (1999). *Manual de la Técnica del Automóvil*. Barcelona, España: Editorial Reverte S.A.
- Wickens, A. H. (1982). *The Dynamics of Vehicle on Roads and on Tracks*. Londres: Taylor & Francis Book.
- Surace, C., Worden, K., & Tomlinson, G. R. (1992, January 1). On the Non-Linear Characteristics of Automotive Shock Absorbers. *SAGE Journals*, 206(1), 3-16.
- SAE Handbook S. (1996). *SAE Manual on Design and Application of Helical and Spiral Springs*. SAE Society of Automotive Engineers.
- Wahl, A. M. (1963). *Mechanical Springs*. McGraw-Hill Book Company.
- Riley, R. Q. (n.d.). *Robert Q. Riley Enterprises*. Retrieved Junio 2018, from <https://rqriley.com/automobile-ride-handling-and-suspension-design-and-implications-for-low-mass-vehicles/>

- Ahmed, A., & Rakheja, S. (1992). Equivalent Linearisation Technique for the Frequency Response Analysis of Asymmetric Dampers. *Journal of Sound and Vibration*, 530-546.
- Akers, A. (1984). Discharge Coefficients for Long Orifices. *Proc. Exptl. Mechanics 5th Int. Congress, EI Conf No. 06802*.
- Baracat, D. E. (1993, October). A Proposal for Mathematical Design of Shock Absorbers. *SAE Paper 931691*.
- Bastow, D., & Howard, G. (1993). *Car Suspension and Handling*. John Wiley and Sons Ltd; 3rd edition.
- Besinger, F., Cebon, D., & Cole, D. (1995). Damper Models for Heavy Vehicle Ride Dynamics. *Vehicle System Dynamics*, 35-64.
- Busshardt, J., & Isermann, R. (June 1992). Realisation of Adaptive Shock Absorbers by Estimating Physical Process Coefficients of a Vehicle Suspension System. *Proc. American Control Conference (17380)*, (pp. 531-535).
- Campbell, C. (1981). *Automobile Suspensions*. London: Chapman and Hall.
- Duym, S., & Reybrouck, K. (1998). Physical Characterization of Nonlinear Shock Absorber Dynamics. *European Journal of Mechanical Engineering*, 181-188.
- Harris, C., & Crede, C. (1976). *Shock and Vibration Handbook*. McGraw-Hill.
- Katsuda, T., Hiraiwa, N., Doi, S., & Yasuda, E. (1992). Improvement of Ride Comfort by Continuously Controlled Damper. (pp. 72-79). *SAE SP-917, Conf 16381*.
- Rowell, H. (1922/23). *Principles of Vehicle Suspension, Proc I. Auto. Engrs. V 17, Pt2*.
- Wallaschek, J. (1990). Dynamics of Non-Linear Automobile Shock-Absorbers. *International Journal of Non-Linear Mechanics*, 299-308.
- Resnick, R., Halliday, D., & Kenneth, S. K. (2002). *Physics 5ed*. New York, NY: John Wiley & Sons, Inc.
- Benítez, L. (2005). Masas Suspendidas y No Suspendidas. *CTV. TM Autopartes S.A. de C.V., México D.F.*
- Milliken, W. F., & Milliken, D. L. (1995). *Racecar Vehicle Dynamics*. Warrendale, Pa, USA: Society of Automotive Engineering.
- Ruiz Pérez, C. I. (s.f.). *CARACTERIZACIÓN DINÁMICA DEL COMPORTAMIENTO DE UN AMORTIGUADOR EN UN BANCO DE ENSAYOS*. UNIVERSIDAD CARLOS III DE MADRID ESCUELA POLITÉCNICA SUPERIOR, DEPARTAMENTO DE INGENIERÍA MECÁNICA. Madrid: UNIVERSIDAD CARLOS III DE MADRID.
- Belingardi, G. y. (1990). Improvement of the shock absorber dynamic simulation by the restoring force mapping method. *Proceedings of the 15th International Seminar on Modal Analysis*. Heverlee, Belgium.
- Duym, S., Stiens, R., & Keybrouck, K. (1997). Evaluation of shock absorber models. *Vehicle System Dynamics*.
- Duym, S., Stiens, R., Baron, G., & Reybrouck, K. (1997). 'Physical model of the hysteretic behaviour of automotive shock absorbers'. *SAE Paper 970101*.
- Keybrouck, K. (1994). A non linear parametric model of an automotive shock absorber. *Vehicle Suspension System Advancements SAE-SPI031*.
- Rhoades, K. (2006). *Development and experimental verification of a parametric model of an automotive damper*. Master Thesis, Texas A&M, Mechanical Engineering.
- Báez, M. A. (s.f.). *Estudio del comportamiento térmico y dinámico de los amortiguadores para vehículos automóviles tipo turismo*. Tesis Doctoral, Universitat Politècnica de Terrassa, Departament de Màquines y Motors Tèrmics E.T.S.E.I.T., Terrassa, España.

Streeter, V. L., Wylie, B., & Bedford, W. (2000). *Mecánica de Fluidos* (Vol. 9 ed). MCGRAW-HILL.

García Orozco, G. M. (S.F.). *Prueba de Ruta*. Retrieved Enero 2020, from <https://www.pruebaderuta.com/componentes-de-la-suspension.php>

Álvarez, A. (2002). *Información técnica de BOSCH Industrial (Lubricants i subministres industrials)*. not published.

Dowson, D., & Higginson, G. (1996). *Elastohydrodynamic Lubrication*. Pergamon Press, 235.

Trabajos citados

- Font Mezquita, J., & Dols Ruiz, J. F. (2004). *Tratado sobre Automóviles* (Vol. Tomo 2). (U. P. València, Ed.) Valencia, España: Alfaomega.
- Birch, T. W. (1999). *Automotive suspension and steering systems*. New York, NY: Saunders College Pub.
- Sung-ho, H., Seung-Jin, H., Hong-Seok, K., & Kyo-il, L. (2007). *Vehicle Dynamic Analysis and Evaluation of Continuously Semi-Active Suspension Using Hardware-in-the-loop Simulation* (Vols. 5-6). Vienna, Austria: International Journal of Vehicle Mechanics and Mobility.
- Thyssenkrupp Bilstein Tuning GmbH. (2006). *Bilstein Manufacturing Manual B6, B8, 5100*. Milsper Strabe.
- Shingley, J. E., Budynas, R. G., & Nisbett, J. (2006). *Mechanical Engineering Design*. New York, NY: McGraw Hill.
- Bilstein. (s.f.). Monotube vs Twintube. *Monotube vs Twintube*. Thyssenkrupp Bilstein Tuning GbhH, Ennepetal.
- Bilstein. (s.f.). Digressive working Piston Assembly. *Digressive working Piston Assembly*. Thyssenkrupp Bilstein Tuning GmbH, Ennepetal.
- Bilstein. (s.f.). Bilstein COMFITRAC PISTON. *Bilstein COMFITRAC PISTON*. Thyssenkrupp Bilstein Tuning GmbH, Ennepetal.
- Benítez, L. (s.f.). Laina de paso. CTV. TM Autopartes S.A. de C.V., México D.F.
- Adams, H. (1993). *Chassis Engineering: Chassis Design, Building & Tuning for High Performance Handling*. Nueva York, NY: The Berkley Publishing Group.
- seguridadpublica.es*. (16 de Diciembre de 2010). Recuperado el Diciembre de 2018, de Seguridad Publica: <https://www.seguridadpublica.es/2010/12/analisis-de-las-fuerzas-desarrolladas-en-el-frenado/>
- Gillespie, T. D. (2019). *Fundamentals of Vehicle Dynamics*. Warrendale, PA, Estados Unidos de Norteamérica: SAE Society of Automotive Engineers, Inc. .
- Dixon, J. C. (2007). *The Shock Absorber Handbook*. Wiltshire, Inglaterra: John Wiley & Sons Ltd.
- Tekade, R. A., & Patil, C. V. (Marzo de 2014). Structural and Modal Analysis of Shock Absorber of Vehicle- A Review. *International Journal for Research in Applied Science and Engineering Technology (IJRASET)*, Vol. 2(Issue III).
- Read, P., & Reid, V. C. (2013). *Manual técnico del automóvil*. Madrid, España: Antonio Madrid Vicente.
- Bosch. (1999). *Manual de la Técnica del Automóvil*. Barcelona, España: Editorial Reverte S.A.
- Wickens, A. H. (1982). *The Dynamics of Vehicle on Roads and on Tracks*. Londres: Taylor & Francis Book.
- Surace, C., Worden, K., & Tomlinson, G. R. (1 de January de 1992). On the Non-Linear Characteristics of Automotive Shock Absorbers. *SAGE Journals*, 206(1), 3-16.
- SAE Handbook S. (1996). *SAE Manual on Design and Application of Helical and Spiral Springs*. SAE Society of Automotive Engineers.
- Wahl, A. M. (1963). *Mechanical Springs*. McGraw-Hill Book Company.
- Riley, R. Q. (s.f.). *Robert Q. Riley Enterprises*. Recuperado el Junio de 2018, de <https://rqriley.com/automobile-ride-handling-and-suspension-design-and-implications-for-low-mass-vehicles/>

- Ahmed, A., & Rakheja, S. (1992). Equivalent Linearisation Technique for the Frequency Response Analysis of Asymmetric Dampers. *Journal of Sound and Vibration*, 530-546.
- Akers, A. (1984). Discharge Coefficients for Long Orifices. *Proc. Exptl. Mechanics 5th Int. Congress, EI Conf No. 06802*.
- Baracat, D. E. (October de 1993). A Proposal for Mathematical Design of Shock Absorbers. *SAE Paper 931691*.
- Bastow, D., & Howard, G. (1993). *Car Suspension and Handling*. John Wiley and Sons Ltd; 3rd edition.
- Besinger, F., Cebon, D., & Cole, D. (1995). Damper Models for Heavy Vehicle Ride Dynamics. *Vehicle System Dynamics*, 35-64.
- Busshardt, J., & Isermann, R. (June 1992). Realisation of Adaptive Shock Absorbers by Estimating Physical Process Coefficients of a Vehicle Suspension System. *Proc. American Control Conference (17380)*, (págs. 531-535).
- Campbell, C. (1981). *Automobile Suspensions*. London: Chapman and Hall.
- Duym, S., & Reybrouck, K. (1998). Physical Characterization of Nonlinear Shock Absorber Dynamics. *European Journal of Mechanical Engineering*, 181-188.
- Harris, C., & Crede, C. (1976). *Shock and Vibration Handbook*. McGraw-Hill.
- Katsuda, T., Hiraiwa, N., Doi, S., & Yasuda, E. (1992). Improvement of Ride Comfort by Continuously Controlled Damper. (págs. 72-79). SAE SP-917, Conf 16381.
- Rowell, H. (1922/23). *Principles of Vehicle Suspension, Proc I. Auto. Engrs. V 17, Pt2*.
- Wallaschek, J. (1990). Dynamics of Non-Linear Automobile Shock-Absorbers. *International Journal of Non-Linear Mechanics*, 299-308.
- Resnick, R., Halliday, D., & Kenneth, S. K. (2002). *Physics 5ed*. New York, NY: John Wiley & Sons, Inc.
- Benítez, L. (2005). Masas Suspendidas y No Suspendidas. *CTV. TM Autopartes S.A. de C.V., México D.F.*
- Milliken, W. F., & Milliken, D. L. (1995). *Racecar Vehicle Dynamics*. Warrendale, Pa, USA: Society of Automotive Engineering.
- Ruiz Pérez, C. I. (s.f.). *CARACTERIZACIÓN DINÁMICA DEL COMPORTAMIENTO DE UN AMORTIGUADOR EN UN BANCO DE ENSAYOS*. UNIVERSIDAD CARLOS III DE MADRID ESCUELA POLITÉCNICA SUPERIOR, DEPARTAMENTO DE INGENIERÍA MECÁNICA. Madrid: UNIVERSIDAD CARLOS III DE MADRID.
- Belingardi, G. y. (1990). Improvement of the shock absorber dynamic simulation by the restoring force mapping method. *Proceedings of the 15th International Seminar on Modal Analysis*. Heverlee, Belgium.
- Duym, S., Stiens, R., & Keybrouck, K. (1997). Evaluation of shock absorber models. *Vehicle System Dynamics*.
- Duym, S., Stiens, R., Baron, G., & Reybrouck, K. (1997). 'Physical model of the hysteretic behaviour of automotive shock absorbers'. *SAE Paper 970101*.
- Keybrouck, K. (1994). A non linear parametric model of an automotive shock absorber. *Vehicle Suspension System Advancements SAE-SPI031*.
- Rhoades, K. (2006). *Development and experimental verification of a parametric model of an automotive damper*. Master Thesis, Texas A&M, Mechanical Engineering.
- Báez, M. A. (s.f.). *Estudio del comportamiento térmico y dinámico de los amortiguadores para vehículos automóviles tipo turismo*. Tesis Doctoral, Universitat Politècnica de Terrassa, Departamento de Màquines y Motors Térmics E.T.S.E.I.T., Terrassa, España.

Streeter, V. L., Wylie, B., & Bedford, W. (2000). *Mecánica de Fluidos* (Vol. 9 ed). MCGRAW-HILL.

García Orozco, G. M. (S.F.). *Prueba de Ruta*. Recuperado el Enero de 2020, de <https://www.pruebaderuta.com/componentes-de-la-suspension.php>

Álvarez, A. (2002). *Información técnica de BOSCH Industrial (Lubricants i subministres industrials)*. not published.

Dowson, D., & Higginson, G. (1996). *Elastohydrodynamic Lubrication*. Pergamon Press, 235.

ANEXOS

El anexo 1 muestra el formato que se utiliza para documentar las condiciones de los neumáticos dentro de una prueba. Se hace un llenado por vehículo al inicio de la prueba y uno al finalizar la prueba. En el formato se vacía la información general del vehículo en la primera sección, seguida del tipo del equipo instalado (amortiguador y neumáticos). La tercera sección podemos ver las características instaladas del vehículo con respecto al uso de resorte, bolsa de aire o suspensión torcilastic y las alturas de la suspensión. En la cuarta sección, se mide la dureza del caucho en la superficie de rodamiento del neumático y presión de las llantas. Por último, existe un espacio para observaciones adicionales.

El anexo 2 muestra el documento que se utilizó como encuesta para evaluar en la percepción del cambio de las unidades después del primer recorrido con el nuevo KIT, en comparación del equipo original. En la encuesta se solicitaban los datos personales del evaluador, la unidad y la opinión del evaluador sobre el amortiguador, manejo y operación del vehículo.

El anexo 3 es una guía visual para la evaluación de la condición del amortiguador y la acción correspondiente relacionada a un posible cambio por garantía.

Anexo 1: Ejemplo de Reporte de instalación, Equipo Original con Uso.

ORIGINAL NUEVO



REPORTE DE INSTALACIÓN Y NEUMÁTICOS

FECHA [REDACTED]
 NOMBRE EMPRESA [REDACTED]

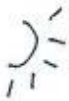
DATOS de la UNIDAD

LINEA FORD FECHA de INSTALACIÓN [REDACTED]
 MARCA Y MODELO F350 F1 KM AL DIA [REDACTED]
 No. de UNIDAD [REDACTED] RUTA VARIEDAD
 OPERADOR TODO NUEVO CON EQUIPO ORIGINAL
 INSTALADOR _____

CLAVE AMORT. DEL. ORIGINAL VIGÍA SI NO
 CLAVE AMORT. TRAS. ORIGINAL RETARDADOR SI NO
 MARCA LLANTAS. PIRESTONE LLANTAS NUEVAS USADAS RECONSTRUIDAS
 MEDIDA LLANTAS. 7.50-17

SUSPENSIÓN DEL. TORCLOSTIC AIRE TORCLOSTIC ALTURA SUSP. DEL. 46.5 57.5
 SUSPENSIÓN TRAS. TORCLOSTIC AIRE TORCLOSTIC ALTURA SUSP. TRAS. 51.0 49.5

MEDIR DE ADENTRO (1) DEL NEUMÁTICO HACIA FUERA (4)



DUREZA

1	2	3	4
58	58	58	60
60	58	58	60
58	60	58	60

0107

PRESIÓN. 65 lbs
 PROMEDIO. _____

1	2	3	4
60	60	60	58
58	60	60	60
58	60	60	58

7507

PRESIÓN. 60 lbs
 PROMEDIO. _____

1	2	3	4
68	68	70	68
68	70	70	68

5005

PRESIÓN. 60 lbs
 PROMEDIO. _____

1	2	3	4
68	70	70	70
68	70	70	68

4

PRESIÓN. 55 lbs
 PROMEDIO. _____

1	2	3	4
70	68	70	70
70	68	70	70

5

PRESIÓN. 55 lbs
 PROMEDIO. _____

1	2	3	4
68	68	70	70
70	68	70	68

6

PRESIÓN. 50 lbs
 PROMEDIO. _____

1	2	3	4
7			

PRESIÓN. _____
 PROMEDIO. _____

1	2	3	4
8			

PRESIÓN. _____
 PROMEDIO. _____

1	2	3	4
9			

PRESIÓN. _____
 PROMEDIO. _____

1	2	3	4
10			


PRESIÓN. _____
 PROMEDIO. _____

OBSERVACIONES Sol lateral. Lado conducción / Filtro tomar KM.

FIRMA CLIENTE _____

ASESOR TM Diego EDUARDO S

Anexo 2: Ejemplo de Reporte de Evaluación/prueba. Equipo BILSTEIN/EIBACH.



REPORTE DE INSTALACIÓN

FECHA [REDACTED]

NOMBRE EMPRESA [REDACTED]

TM AUTOPARTES LE AGRADECE DE ANTEMANO LA RESPUESTA VERAZ Y OBJETIVA AL CUESTIONARIO QUE A CONTINUACION LE PRESENTAMOS. BASADOS EN NUESTRA FILOSOFÍA DE SERVICIO AL CLIENTE [AES], LA INFORMACIÓN AQUI PROPORCIONADA ES DE GRAN VALOR PARA NOSOTROS EN NUESTRA CONSTANTE BUSQUEDA DE TENER UN MEJOR PRODUCTO Y SERVICIO, CUMPLIENDO ASI TODAS SUS EXPECTATIVAS.

DATOS PERSONALES

NOMBRE [REDACTED]

PUESTO ALINEADOR SUSPENSIONISTA

DATOS de la UNIDAD

LINEA [REDACTED]

MARCA Y MODELO FORD 380 1996 KM AL DIA _____

No. de UNIDAD [REDACTED] RUTA VARIADA

AMORTIGUADOR

1. CON LA INSTALACIÓN DE LOS AMORTIGUADORES EL CAMBIO FUE.

MUCHO <input checked="" type="checkbox"/>	ALGO <input type="checkbox"/>	POCO <input type="checkbox"/>	NADA <input type="checkbox"/>
---	-------------------------------	-------------------------------	-------------------------------

2. EL CAMBIO DE SU UNIDAD FUE.

MUY BUENO <input checked="" type="checkbox"/>	BUENO <input type="checkbox"/>	REGULAR <input type="checkbox"/>	MALO <input type="checkbox"/>
---	--------------------------------	----------------------------------	-------------------------------

MANEJO EN COMPARACIÓN LOS LOS AMORTIGUADORES ORIGINALES

1. LA UNIDAD "CANASTEA O CABECEA".

MENOS <input checked="" type="checkbox"/>	IGUAL <input type="checkbox"/>	MAS <input type="checkbox"/>
---	--------------------------------	------------------------------

2. EN LAS CURVAS "LADEA".

MENOS <input checked="" type="checkbox"/>	IGUAL <input type="checkbox"/>	MAS <input type="checkbox"/>
---	--------------------------------	------------------------------

3. EN VADOS "REBOTA".

MENOS <input checked="" type="checkbox"/>	IGUAL <input type="checkbox"/>	MAS <input type="checkbox"/>
---	--------------------------------	------------------------------

4. EN PISO ONDULADO LA FRENADA ES.

MENOS <input type="checkbox"/>	IGUAL <input type="checkbox"/>	MAS <input checked="" type="checkbox"/>
--------------------------------	--------------------------------	---

5. EN PISO DISPARAJE SE "MUEVE"

MENOS <input checked="" type="checkbox"/>	IGUAL <input type="checkbox"/>	MAS <input type="checkbox"/>
---	--------------------------------	------------------------------

6. SI LA SUSPENSION TENIA ALGUN SONIDO

DISMINUYO <input checked="" type="checkbox"/>	AUMENTO <input type="checkbox"/>
---	----------------------------------

7. SI LA CARROCERIA TENIA ALGUN SONIDO

DISMINUYO <input checked="" type="checkbox"/>	AUMENTO <input type="checkbox"/>
---	----------------------------------

AL CONDUCIR

1. SE CANSA MANEJANDO.

MENOS <input checked="" type="checkbox"/>	IGUAL <input type="checkbox"/>	MAS <input type="checkbox"/>
---	--------------------------------	------------------------------

¿POR QUE? MEJOR ESTABILIDAD Y COMFORT

2. REBOTA EN EL ASIENTO.

MENOS <input checked="" type="checkbox"/>	IGUAL <input type="checkbox"/>	MAS <input type="checkbox"/>
---	--------------------------------	------------------------------

3. SIENTE MAS SEGURA AL UNIDAD

SI <input checked="" type="checkbox"/>	NO <input type="checkbox"/>
--	-----------------------------

¿POR QUE? NO BAIHOTEA LAS RUEDAS

EVALUACIÓN GENERAL


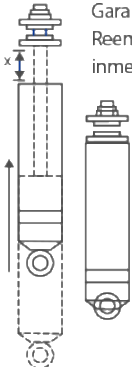
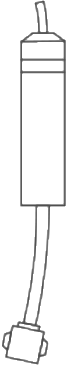
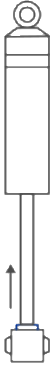

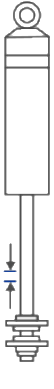
POR FAVOR INDIQUENOS COMO CALIFICARÍA EL AMORTIGUADOR, DONDE 10 ES LA CALIFICACION MAS ALTA Y 1 LA MAS BAJA. 10

COMENTARIO AGRADECEMOS SUS COMENTARIOS ADICIONALES

AGRADEZCO LA CONFIANZA DE LAS PERSONAS QUE ESTUBIERON A CARGO DE ESTE ANALISIS Y LA INFORMACION EXCELENTE

FIRMA CLIENTE [Signature] ASESOR TM _____

Anexo 3: Guía para reclamación de garantía amortiguadores BILSTEIN.

INSPECCIÓN BÁSICA DE GARANTÍA			
CONDICIÓN	ACCIÓN	CONDICIÓN	ACCIÓN
<p>Delgada capa de aceite en el cuerpo del amortiguador o varilla del pistón. Esta condición es normal y no es defecto.</p> 	<p>No necesario el reemplazo</p> <p style="text-align: center;">1</p>	<p>La profundidad de la compresión parece inadecuada</p> <p>-Comparar el amortiguador dudoso con uno nuevo (mismo número de parte), ambos completamente comprimidos, medir el espacio "x". Si la variante entre el amortiguador dudoso y el nuevo excede 3/8" (10mm) debe reemplazarse.</p> 	<p>Garantía efectiva. Reemplazo inmediato.</p> <p style="text-align: center;">2</p>
<p>Signos de abuso, instalación inapropiada, golpes, daños de colisión, modificación de la suspensión. También autos usados a altas velocidades o en carreras.</p> 	<p>No hay reemplazo posible. La garantía ha sido invalidada.</p> <p style="text-align: center;">3</p>	<p>Ruido de golpeteo más un pronunciado juego</p> <p>-cuando la barra del pistón se sostiene hacia abajo, comprimido a medio camino, y después movido rápidamente hacia arriba y hacia abajo una pulgada más o menos en cada dirección.</p> 	<p>Garantía efectiva. Reemplazo inmediato.</p> <p style="text-align: center;">4</p>
<p>Varilla del pistón separada del cuerpo del amortiguador sin estar rota.</p> 	<p>Garantía efectiva. Reemplazo inmediato.</p> <p style="text-align: center;">5</p>	<p>Ruido de espuma en el interior -cuando el amortiguador se invierte, comprime y extiende. (Aceite y gas se han mezclado)</p> 	<p>Garantía efectiva. Reemplazo inmediato.</p> <p style="text-align: center;">6</p>