

SIMULACIÓN Y ANÁLISIS DEL DISEÑO DINÁMICO-ESTRUCTURAL DE UNA SUSPENSIÓN INDEPENDIENTE SLA POSTERIOR

Investigación

Fecha de recepción:
24 de abril de 2013

Aprobación:
6 de junio de 2013

Albert Miyer Suárez Castrillon
Ph.D. en Ingeniería Mecánica
Grupo de Investigaciones de Ingeniería Mecánica GIMUP
Universidad de Pamplona, Colombia
albertmiyer@unipamplona.edu.co

Fabián Andrés Fuentes
Ingeniero Mecánico
Grupo de Investigaciones de Ingeniería Mecánica GIMUP
Universidad de Pamplona, Colombia
fandres_fuentes@hotmail.es

Resumen

La finalidad de este estudio es simular y analizar el diseño de una suspensión independiente posterior SLA de autos carreras, como opción alternativa del sistema de suspensión de estos autos en cuanto a la configuración y reducción de la masa no suspendida, un factor muy importante en autos de competición, frente a la suspensión de eje rígido que actualmente utilizan. Para la simulación y análisis del diseño, es necesario conocer datos técnicos de los autos que emplean el mismo chasis integral o unibody reglamentado. Conociendo las condiciones que debe cumplir el chasis, se procedió a estudiar la dinámica del auto (transferencia lateral y longitudinal de carga incidente sobre la suspensión posterior), donde se calcularon las cargas a las que es sometido, y posteriormente se simuló, estudió, diseñó y seleccionó los componentes para el kit de suspensión, teniendo en cuenta cada una de las variables calculadas. Evaluados los factores dinámicos del auto, (Condiciones de Operación, fuerzas G's), se inició la fase de diseño de los componentes de la suspensión en el software CATIA V5R20 donde se realizó el modelo 3D de la suspensión y se estudió la cinemática (geometría) del mecanismo para analizar su comportamiento.

Palabras Claves

Brazos de Control, Independiente, Reglajes, SLA, Suspensión.

Abstract

The purpose of this study is to simulate and analyze the design of an SLA independent suspension, in this way is intended to give a better choice of the suspension of these cars, as for the configuration and reduction of unsprung mass is an important factor in racing cars, front rigid axle suspension currently used, for simulation and design analysis, we need to know technical details of the cars, registered as the teams used the same chassis or unibody regulated integral which is linked to a series of rules that should not be broken. Knowing all the conditions to be met by the chassis will study the dynamics of the car (longitudinal and lateral transfer of load incident on the rear suspension), which calculate the loads it is subjected, once you have completed this phase proceed with the simulation study, design and selection of components for the suspension kit considering each of the variables calculated. Evaluated the dynamic factors of the car (operating conditions forces G's), was started with the design phase of the suspension components in CATIA V5R20 software where it was made the 3D model to study the suspension kinematics (geometry) mechanism for analyzing their behavior.

Keywords

Adjustment, Independent Control Arms, SLA, Suspension.

Introducción

El automovilismo de competición es uno de los deportes de mayor prestigio a nivel mundial, los autos empleados son de marcas reconocidas como Chevrolet, Dodge, Ford y Toyota cada una con un modelo específico. Aunque son autos de diferentes modelos y marcas, éstos utilizan un mismo chasis; y son modificados en aspectos como carrocería, suspensiones, motores, transmisiones, diferenciales etc, con el fin de adaptarlos lo mejor posible a lo estipulado en el reglamento; haciendo de esta forma que todas las escuderías estén en igualdad de condiciones.

La suspensión de estos autos debe ofrecer una gran estabilidad, proporcionándole al piloto una óptima maniobrabilidad a altas velocidades. Hoy en día estos autos emplean suspensiones de eje rígido de tirantes en la parte posterior, que es un tipo de suspensión que limita su ajuste, impidiendo la configuración de la suspensión de acuerdo a las condiciones de la pista y comprometiendo así el rendimiento del auto, por lo que los equipos dependiendo del tipo de la pista emplean variaciones de los componentes que conforman la suspensión (Puhn, 1976). Este estudio tiene como finalidad: simular y analizar el diseño de una suspensión independiente para la sustitución de la suspensión de eje rígido; teniendo en cuenta la reducción del peso global del sistema y versatilidad a la hora de configurarla, por lo que se emplearán disciplinas referentes a la dinámica automotriz donde se estudiarán cada una de las cargas involucradas, el análisis cinemático proporcionará la geometría adecuada de los componentes de la suspensión de acuerdo a las cargas calculadas y al análisis estructural usando la herramienta del método de los elementos finitos (FEM) incorporada en el software, donde se evalúa el comportamiento de los componentes.

Descripción del Problema

Gracias a varios años de investigación, pruebas y desarrollo, vio la luz el nuevo modelo de competición, el llamado C.O.T (Car Of Tomorrow). Un auto de carreras completamente rediseñado, basándose sobre todo en la seguridad del piloto. El nuevo auto es ligeramente más grande, menos aerodinámico, mucho menos sensible al impacto de otros coches, y más estable a altas velocidades de lo que lo era su predecesor

(Costin, 1999).

En cuanto a suspensiones, emplean un sistema de suspensión no independiente en la parte posterior, conocida con el nombre de suspensión de eje rígido de tirantes, la cual es poco favorable en el tema de configuración (alineación), lo que obliga a las escuderías a reemplazar los componentes de la suspensión como tirantes, amortiguadores, resortes y barras panhards, por otro lado el sistema de frenos también es modificado debido a que existe varias opciones de mordazas y rotores que se emplean de acuerdo a la pista donde se vaya a competir.

El antiguo sistema de suspensión de eje rígido no es una muy buena elección para autos de alto rendimiento ya que su alineación es limitada, de acuerdo con las características de las pistas este sistema permite alterar el comportamiento del auto antes y durante la carrera mediante un tornillo en el amortiguador posterior izquierdo de la suspensión (lo que permite alterar el cruce de peso). El estudio tiene como finalidad la simulación y análisis del diseño de una suspensión independiente.

Metodología

Para el desarrollo del proyecto se analizó la información pertinente sobre sistemas de suspensión con el fin de conocer las ventajas y desventajas de los diferentes sistemas para así seleccionar las mejores características que debía tener el sistema. Una vez terminada la fase de estudio de la información se realizó el análisis matemático de la geometría para definir la posición de los componentes que conforman el sistema teniendo como prioridad la capacidad de configuración y la reducción de peso para luego plasmarla en el software CATIA V5R20. Mediante el software se modeló la geometría para estudiar y evaluar la cinemática del sistema y el comportamiento mecánico de cada uno de los componentes.

Definición de la Geometría de la Suspensión

Para el desarrollo del análisis de la geometría de la suspensión SLA, es necesario analizar las trayectorias que describen los brazos de control,

para ello se asume la longitud de los brazos de control tanto superior como inferior junto con la longitud del montante o mangueta, dado que son los parámetros seleccionados a priori; esto se debe a que no existe una metodología que permita definir dichos parámetros con exactitud, por lo que hay que recurrir a iteraciones o buscar la solución mediante un método gráfico.

Para el cálculo de los parámetros que definen la geometría de la suspensión seleccionada es necesario que sean ajustados lo mejor posible de acuerdo a la aplicación a la cual está destinada, según el análisis se recurre a un proceso iterativo, teniendo en cuenta como referencia los recorridos típicos para sistemas de suspensión para carreras, de esta forma se busca reducir el parámetro scrub y que además el centro de balanceo sea lo más bajo posible para que la transferencia de carga que soportan las ruedas exteriores sea la menor posible, aunque cuando se habla de suspensiones independientes, la altura del centro de balanceo puede estar ubicado por debajo del nivel de la superficie de carrera. A continuación se relacionan en la Tabla 1 los recorridos típicos de sistemas de suspensión para autos según su aplicación.

Tipo de auto	Recorrido
Autos todo terreno	±12 in
Autos de pasajeros	±4 in
Autos Deportivos, Autos de carreras y pequeños autos de formula. Formula SAE	±2 in ó ±4 in
Autos Efecto Suelo, IRL y Formula 1	± 0,5 in

Tabla 1. Recorridos típicos de sistemas de suspensión.

Al evaluar el recorrido de la geometría seleccionada, el recorrido de la suspensión debe estar en la categoría de autos deportivos, autos de carrera y pequeños, formula con un recorrido de ±2 in, el otro recorrido de la categoría ±4 in no se selecciona porque el chasis del auto está ubicado a una altura de entre 3.75 in a 4 in medidos desde la superficie de carrera, con un recorrido de mayor amplitud el chasis impactaría con el suelo.

A medida que los brazos de la suspensión recorren una trayectoria vertical positiva a partir de una posición neutra, el centro de balanceo cambia de posición desplazándose hacia el nivel de la superficie de carrera y si la suspensión recorre una trayectoria vertical negativa la posición del centro de balanceo se aleja de la superficie de carrera, pero retornando siempre a su posición inicial de configuración, a esto se le llama variación del centro de balanceo o centro de balanceo dinámico. El tener un centro de balanceo bajo implica una menor transferencia de carga por lo que se reduce el balanceo del auto cuando toma las curvas, el centro de balanceo para suspensiones posteriores está comprendido entre 7 in y 11.

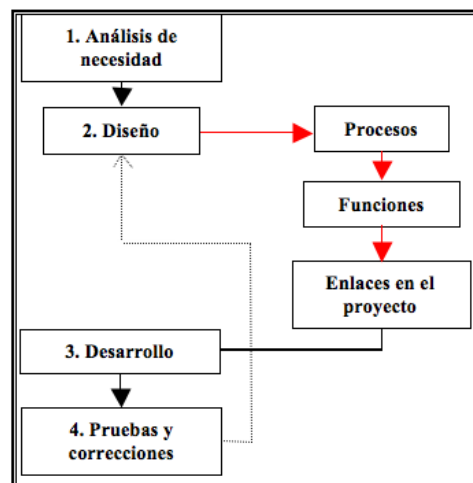


Figura 1. Centro de balanceo dinámico

Según las datos obtenidos en la Figura 1, la altura del centro de balanceo estático está ubicada en la línea central del auto a una altura de 2.75 in coincidiendo este valor con el obtenido por el método gráfico en la figura 2. De esta forma queda comprobada la correcta ubicación de este parámetro para el diseño final de los componentes del sistema.

Otro factor a tener en cuenta es la inclinación del brazo de control superior, si el brazo es muy corto y está muy inclinado, el desplazamiento dinámico del centro de balanceo es mayor, es decir, aunque mejora el ángulo de caída de la rueda más externa, contrarrestando así la variación debida al balanceo del chasis, el ángulo de caída en la rueda interior puede ser desfavorable ocasionando un desgaste progresivo (Staniforth, 1999).



Figura 2. Ubicación del Centro de Balanceo

Los resultados obtenidos en la Figura 3 muestran que para un recorrido de -2 in a 2 in la variación del ángulo o ganancia calculado alcanza un valor poco menos de 1° a medida que la suspensión toma las irregularidades de la superficie de carrera, se aprecia también que al tener una trayectoria vertical negativa la variación del ángulo decrece, por lo tanto la variación del camber es mínima y no tiene gran influencia sobre el camber estático con el cual se configura la suspensión de acuerdo a las condiciones de la pista. Este parámetro está ligado con la configuración de los amortiguadores y resortes, ya que al tener una suspensión dura se limita la variación del camber a poco menos de 0,5° (Costin, 1999).

Alterando la longitud del brazo de control superior se puede tener un mayor o menor valor de la ganancia del ángulo de camber modificando de esta manera la trayectoria que describe la rueda, para controlar mejor el ángulo de camber la longitud inicial del brazo de control superior se redujo de 12.5 in a 12.375 in, de esta manera la parte superior de la rueda se acerca más al plano medio del auto cuando la suspensión se comprime.

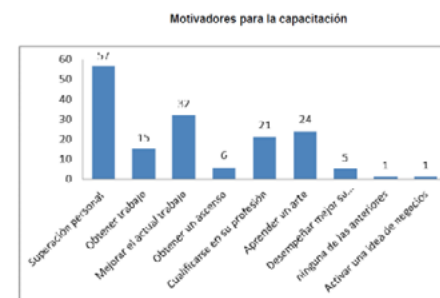


Figura 3. Camber Vs Trayectoria de la rueda

Alterando la longitud del brazo de control superior, se puede tener un mayor o menor valor de la ganancia del ángulo de camber modificando de esta manera la trayectoria que describe la rueda, para controlar mejor el ángulo de camber la longitud inicial del brazo de control superior se redujo de 12.5 in a 12.375 in. De esta manera, la parte superior de la rueda se acerca más al plano medio del auto cuando la suspensión se comprime.

De acuerdo con la geometría del estudio, el centro instantáneo se encuentra sobre el nivel de la superficie de la pista a una altura de 5.55 in y hacia el interior, por lo tanto, la rueda tendrá un desplazamiento hacia el exterior a medida que asciende con una desviación máxima de 0.371 in tanto para la sección derecha como para la sección izquierda del sistema de suspensión respecto a la línea central de la rueda, en la Figura 4 se puede apreciar la trayectoria descrita por la rueda posterior derecha.

Para la definición final de la geometría se dispuso de brazos de control inferiores de 15.5 in y de brazos de control superiores de 12.375 in en forma de A unidas a un soporte estructural mediante rotulas esféricas de acero aleado, donde va ubicado el sistema motriz posterior, en cuanto a las manguetas estas tienen una longitud de 15 in y en ellas va instaladas las mordazas del sistema de frenos posterior. Los elementos de fuerza, es decir, los amortiguadores, se seleccionaron de acuerdo al recorrido de la suspensión, se emplearon amortiguadores de la marca alemana KONI Suspensión de la Serie 3012 teniendo en cuenta la ventaja mecánica deseada (Versatilidad de configuración); en cuanto a la barra estabilizadora esta se dimensionó de acuerdo a la transferencia lateral de carga, todas las conexiones se hacen al soporte estructural como se ve en la Tabla 2.

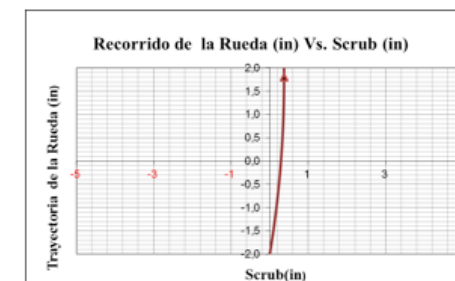


Figura 4. Recorrido de la rueda Vs Scrub

La trayectoria descrita por cada una de las ruedas podría ser asimétrica, es decir podrían tener comportamientos diferentes debido a la inclinación y longitud del brazo de control inferior incidiendo de manera negativa o positiva en la configuración del camber estático por ende tendría repercusión en el desgaste irregular de las ruedas.

El parámetro Scrub, descrito por la Figura 4 muestra que durante el recorrido de la suspensión este es mínimo, alcanzando un valor máximo de desviación de 0.371 in, ya que la rueda tendrá un desplazamiento casi vertical lo cual no tendrá una incidencia significativa sobre el diseño final del sistema.

Restricciones y Grados de Libertad

Cualquier suspensión independiente permite solamente una trayectoria de movimiento con relación al chasis y a su vez ofrece cinco grados de restricción (D.O.R), que limita el movimiento en las cinco dimensiones restantes.

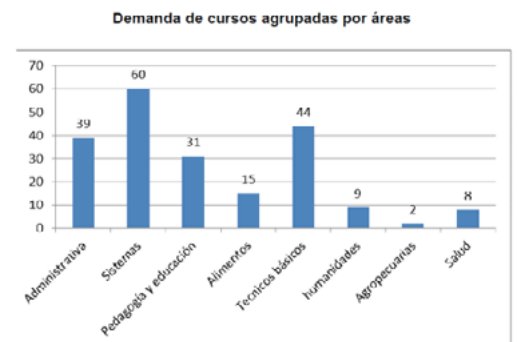


Figura5. Restricciones y grados de libertad

Los componentes que se utilizan para el diseño final de la geometría de la suspensión son brazos control con forma de A y como elementos de conexión se emplean articulaciones esféricas en los extremos como se muestra en la figura 5, como las conexiones necesarias para esta configuración son cuatro, por lo tanto se obtienen cuatro grados de restricción dados por las cuatro articulaciones esféricas ubicadas de a dos en los extremos de anclaje en cada uno de los brazos de control y el conjunto coil-over/ amortiguador y el anclaje del brazo de control

proporcionan una quinta restricción como se ve en la figura 6. De esta forma queda restringido el movimiento lineal en X por los elementos de sujeción (Tuercas Hexagonales Ranuradas) en el pivote estructural y por los anclajes de los elementos de fuerza (Amortiguador y Barra Estabilizadora), en Y y Z el movimiento lineal queda restringido por el montaje de los brazos de control en un pivote estructural, y en cuanto los movimientos rotacionales quedan restringidos los pares cinemáticos en las direcciones de Y y Z permitiéndose solo la rotación en X, como se ve en la Figura 5.

Factor de valoración	Nivel de influencia	Consideraciones
< 0.5	Bajo	No tiene problemas
0.5 0.75	Medio	Requiere atención
> 0.75	Alto	Atención urgente

Tabla 2. Restricción dada por elementos de Fuerza

El sistema que actualmente utilizan estos autos es una suspensión de tirantes, en donde hay un brazo que hace el trabajo de cinco conexiones (Barra Panhard), pero para hacerlo, debe ser fuerte en la flexión y torsión en las tres direcciones de rotación por lo que la da la rigidez característica de estos sistemas, en el sistema de estudio se redujo el número de total de conexiones como se podrá observar más adelante.

Cargas Soportadas por las Ruedas

Distribución de peso: La distribución del peso es la forma más importante de cambiar la maniobrabilidad del auto. Cuando se hacen los ajustes de la distribución, hay que considerar los "pesos transitorios" que el coche experimenta mientras se lo está manejando. En la Figura 6 se observa la distribución del peso para el auto con un 57, 5% del peso en la sección izquierda

y un 42,5% del peso total de auto en la sección derecha, ya que la distribución solo se debe hacer solo en la vía izquierda.

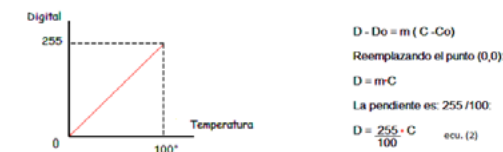


Figura 6. Distribución ideal del peso y Distribución del Peso Objetivo 57.5/42.5

Transferencia de carga: La transferencia de carga es de crítica importancia para la estabilidad del auto, en condiciones ideales, la transferencia de carga tiende a ser minimizada ya que el rendimiento de las ruedas depende directamente de la cantidad de carga que tenga que transmitir (Dixon, 2009).

Cruce de peso: El cruce de peso hace referencia a la configuración o ajustes en la vía frontal derecha y la vía posterior izquierda, dicha configuración se logra moviendo componentes del sistema de suspensión posterior para logra el objetivo de distribuir el peso según las características del circuito.

Transferencia lateral: Al tomar una curva con peralte, la carga del auto es transferida de las ruedas interiores a las ruedas exterior, esto debido a que el CG del auto se encuentra a una altura de 14 in sobre el nivel del suelo, donde el momento es aplicado sobre el eje de balanceo dado por la altura de balanceo frontal (0 in) y la posterior (2,75 in). En la sección posterior hay una transferencia del 10 % del peso total de auto, lo cual es mínimo.

Transferencia longitudinal: La transferencia longitudinal de carga es aquella que se da por la aceleración +Ax o desaceleración -Ax del auto dada en G's, en el primer caso, parte de la distribución del peso en las ruedas frontales es transferida a las ruedas posteriores como producto de la aceleración. En aceleración el auto transfiere un 7,327 % del peso total del auto de la rueda frontal izquierda a la posterior izquierda, y en la sección derecha se transfiere un 5.412% desde la rueda frontal derecha a la posterior derecha, la transferencia es asimétrica debido a la distribución de peso. En el caso donde el auto aplica los frenos un porcentaje de la distribución es transferida de las ruedas posteriores a las ruedas frontales del auto.

Para el cálculo de las cargas que soportan cada una de las ruedas es necesario conocer datos básicos del auto y las condiciones de operación. Las cargas de cada una de las ruedas son extremadamente importantes en la determinación de la capacidad máxima de giro del auto en curva, por lo que se ve influenciado en la configuración del auto para máximo desempeño, por lo tanto los datos geométricos calculados para alcanzar el máximo rendimiento son lo que muestran en la Tabla 3.

Datos Geométricos	
Ubicación del CG en plano XY	-4,6125 in
Ubicación del CG en el plano YZ	14 in
Distancia del tren frontal al CG	55 in
Distancia del tren Posterior al CG	55 in
Altura del centro de balanceo frontal	0 in
Altura del centro de balanceo posterior	2,75 in
Gradiente de balanceo	1,54 deg/g

Tabla 3. Datos Geométricos

Records, Características Técnicas y Resultados	
Peralte (Tipo Combinado)	26° - 30°
Velocidad máxima Alcanzada	128 mph
Record de Vuelta	14,908 seg
Peso del Auto	3450 lb
Peso Efectivo del Auto en Curva	10909,0949 lb
Aceleración Longitudinal (Ax)	0,393 G's
Desaceleración (- Ax)	2 G's

Tabla 3. Datos Geométricos

El cálculo de los pesos transitorios se realizó para cada uno de los circuitos de la temporada con el fin de conocer las condiciones de operación a las cuales estará sometido el sistema de suspensión SLA posterior, las cuales hacen referencia a las fuerzas G y la fuerza lateral que experimenta el auto en curva, para ello se trabajó con los datos geométricos obtenidos de la Tabla 3 y con el record de velocidad y el mejor tiempo de vuelta, obteniendo así los máximos valores para el ovalo de Bristol.

Aceleración Lateral (Ay)	-3,6889 G's
Fuerza lateral	-12727 lbf
	-119951bf
Carga Sobre Cada Rueda	
W1-FI y W3-PI	2888,163 lbf (26°)
	3136,365 lbf (30°)
W2-FD y W4-PD	2134,729 lbf (26°)
	2318,183 lbf (30°)
Transferencia Longitudinal	
W1-FI	-99,286 lbf
W2-FD	-73,385 lbf
W3-PI	-99,285 lbf
W4-PD	-73,385 lbf
Transferencia Lateral	
W1-2	-1377,088 lbf (26°)
	-1243,653 lbf (30°)
W3-4	-1291,539 lbf (26°)
	-1177,605 lbf (30°)
Total	
W3	1695,9101 lbf (26°)
	2058,046 lbf (30°)
W4	3499,654 lbf (26°)
	3569,173 lbf (30°)

Tabla 4. (Continuación)

Los valores obtenidos de la tabla 4 son los valores máximos con los cuales fueron evaluados cada uno de los componentes de la suspensión de acuerdo a la geometría seleccionada.

Resultados

Se evaluó el comportamiento mecánico de los materiales para la geometría de la suspensión seleccionada, conocidas las condiciones máximas de operación y las fuerzas que actúan sobre el sistema de suspensión, se realizaron los cálculos respectivos para el diseño de los componentes estructurales. Como los giros en estos circuitos rápidos (Óvalos) son a la izquierda, el sistema está sometido a una fuerza lateral producto de la aceleración centrífuga, esta fuerza tiene incidencia igual y opuesta sobre los brazos de control de la suspensión. Al tomar la curva, los componentes de la suspensión de la sección derecha (Figura 7), están sometidos a tensión y los de la sección izquierda se someten a compresión. Verticalmente se tiene la variación de carga sobre cada una de las ruedas posteriores debido a la transferencia lateral y longitudinal.

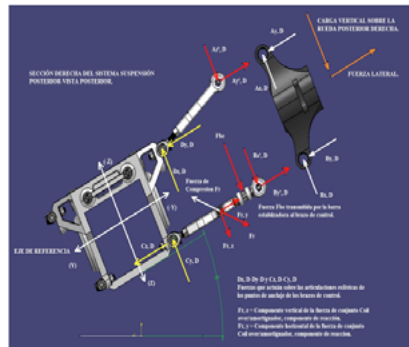


Figura 7. Sección Derecha del Sistema.

Según los resultados, la suspensión experimenta la mayor carga vertical en la sección derecha con una magnitud de 3659,95315 lbf e incide una fuerza lateral con magnitud de 3935,25 lbf. Evaluando los componentes mediante elementos finitos se obtuvieron los siguientes resultados.

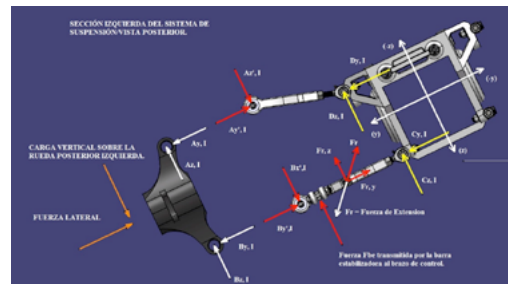


Figura 8. Sección Izquierda del Sistema.

El factor de seguridad para sistemas de suspensión de alto rendimiento oscila entre 2.5 y 3, ya que las piezas que conforman el sistema de suspensión para estos autos están sometidas a cargas extremas (Fuerzas entre 3 y 4 G's) lo que implica el uso de un factor de seguridad alto con el cual asegurar la integridad de los componentes sin que se sufran una deformación permanente.

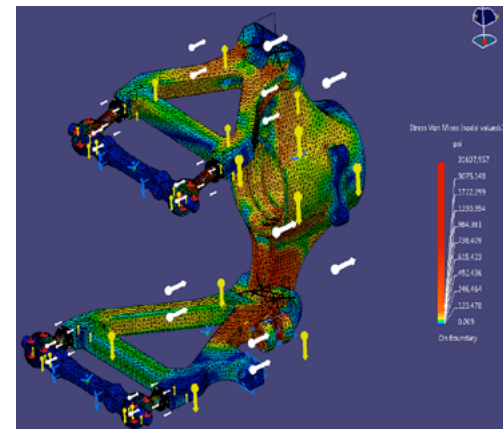


Figura 9. Análisis de FEM de la sección derecha.

Para el análisis se empleó la sección derecha del sistema con el fin de simplificar la estructura. Para el cálculo de los esfuerzos y del análisis por elementos finitos se utilizó la aleación de aluminio para fundición 355.0-T71, con la cual se fabricarán los brazos de control, manguetas y el módulo central (Vásquez, 2010).

Los resultados obtenidos para estos componentes por medio del software son los mostrados en la figura 9, donde los esfuerzos están comprendidos entre 1407,6 psi y 8337,459 psi para la tensión (Zona de Color Amarillo y Naranja) y para la compresión están comprendidos entre 1876,139 psi y 10078,617 psi (Zona de Color Amarillo y Naranja).

Los esfuerzos cálculos por el software para los brazos de control superiores en la compresión están comprendidos entre 685,759 psi (Zona Amarilla y verde) y 5033,144 psi (Zona Amarilla Naranja) mientras que para la tensión, los esfuerzos están comprendidos entre 499,447 psi (Zona Azul Verdosa) y 5198,695 psi (Zona Naranja).

Evaluando el comportamiento de la mangueta con la carga vertical máxima que soporta esta sección, se observa que los esfuerzos máximos se presentan en la sección inferior cerca al

punto de anclaje de la mangueta las cuales son esfuerzos de compresión, por lo tanto el valor máximo que se alcanzó en esta zona fue de 12569,422 psi, valor que excedía el esfuerzo de diseño a compresión en un 20,86%, fue necesario modificar la geometría del componente permitiendo así reducir el valor de concentración de los esfuerzos, el valor resultante fue de 7843,521 psi lo que representa 24,5% menos. El máximo esfuerzo calculado se encuentran en las rótulas esféricas de los brazos de control, esto debido a que todas las cargas externas se transfieren a estos puntos de conexión. Las rótulas esféricas son fabricadas con acero aleado cuyo esfuerzo permisible es de 104 ksi, aplicando de igual manera el factor de seguridad para este componente se tiene un esfuerzo de diseño de 34666,66667 psi, el esfuerzo es resistido por el cuerpo roscado del elemento. Según el trazado de Von Mises de la figura 9 el valor es de 31353,786 psi y es menor en comparación con el esfuerzo de diseño.

Módulo Estructural Central

Este es el componente principal, ya que todos los demás componentes van conectados a él. Para el análisis en el software se emplearon las mismas condiciones de operación al igual que en la sección derecha de la suspensión. Los resultados obtenidos los muestra la figura 10. Los puntos que se consideraron críticos para su análisis en el módulo central fueron los puntos de anclajes donde van ensamblados los brazos de control como se ve en la Figura 10 con el área demarcada con elipses y los puntos de ensamblaje del conjunto coil-over/amortiguador como se ve en el detalle C de la misma figura.

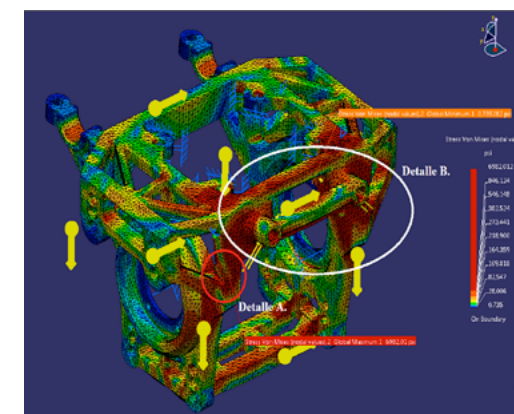


Figura 10. Análisis de FEM del módulo central

Los puntos para ensamble superior del conjunto coil-over/amortiguador se evaluaron en la condición donde el elemento de fuerza se comprime a su posición máxima, esta fase se logra con el máximo recorrido permitido por la suspensión el cual es +/- 2 in, por lo tanto las fuerzas calculadas para la dirección en el eje Z es de 2585.25 lbf y para el eje Y de 2505.28 lbf ya el elemento de fuerza está posicionado con una inclinación de 44.1°.

En la figura 10 se aprecia los resultados gráficos del análisis basado en el criterio de Von Mises para los puntos de ensamblaje de los brazos de control, donde se alcanza un valor de esfuerzos máximo de 9105.305 psi, si se compran con el esfuerzo de diseño que es de 9000 psi se excede el valor obtenido mediante la simulación en tan solo un 1.17 %. En la figura 10 se observan los resultados gráficos para los puntos de anclaje de los elementos de fuerza demarcados por el detalle B, en una simulación anterior a la que se observa se obtuvo una concentración de esfuerzos en la parte interna de los puntos de conexión como se ve en el área demarcada por el detalle C, la cual excedía el esfuerzo de diseño en un 37.14%.

Para la solución del problema encontrado fue necesario colocar un soporte entre los puntos de anclaje para poder así reducir la concentración de esfuerzos detectada y evitar la deflexión hacia el interior de los puntos evaluados, para ver la modificación de los planos recurra al anexo A.

Barra Estabilizadora

La barra estabilizadora es el componente de la suspensión cuya finalidad es la de limitar el balanceo del chasis cuando se toman curvas a gran velocidad. En el diseño de este tipo de elementos, cuanto más gruesa es la barra mayor es su resistencia a la torsión y, por tanto, mayor es su efecto antibalanceo (Milliken, 1995). El material para la fabricación de este elemento es acero UNS H4340. El esfuerzo cortante permisible en el diseño de barras estabilizadoras es de 101,500 ksi, para el dimensionamiento de este elemento mecánico se empleó tubo de sección circular hueco.



Figura 11. Análisis de FEM Barra estabilizadora.

Esfuerzo de diseño por esfuerzo cortante:

$$\tau_{\text{diseño}} = \frac{S_{ys}}{F.S} = \frac{101500 \text{ psi}}{2,5} = 40600 \text{ psi} \quad (1)$$

De acuerdo al Dimensionamiento de la barra estabilizadora, el cortante calculado es:

$$\tau_{\text{calculado}} = \frac{16 (1377 \text{ lbf})(13.23 \text{ in})(1,5 \text{ in})}{\pi \cdot [(1,5 \text{ in})^4 - (1.125 \text{ in})^4]} = 40215.36 \text{ psi} \quad (2)$$

La deflexión angular frente al torque aplicado es

$$\theta = \frac{32 \cdot (1377 \text{ lbf} \cdot 13.23 \text{ in}) \cdot 35.25 \text{ in}}{\pi \cdot [(1,5 \text{ in})^4 - (1.125 \text{ in})^4] \cdot 11.6 \times 10^6 \text{ psi}} \cdot \frac{180^\circ}{\pi} = 9.335^\circ \quad (3)$$

El resultado muestra que la barra es lo suficientemente rígida como para resistir la carga lateral y así oponerse al balanceo del auto en la sección posterior. El índice (constante de elasticidad) de la barra hace referencia a la fuerza necesaria para hacerla rotar, el índice calculado para la barra estabilizadora es:

$$S = \frac{\pi/32 \cdot [(1,5 \text{ in})^4 - (1.125 \text{ in})^4] \cdot (11.6 \times 10^6 \text{ psi})}{(13.23 \text{ in})^2 \cdot 35.25 \text{ in}} = 638.766 \text{ lb/in} \quad (4)$$

El análisis mediante FEM de la Figura 11 muestra que el cortante está dentro de los límites de trabajo dado por el cálculo del cortante de diseño, el valor máximo se encuentra en el primer doblez de la geometría de la barra según el trazado del tensor para el cortante máximo sobre el componente,

este tiene un valor de 26080,284 psi que mucho menor que el valor de diseño, por lo tanto hay un margen de operación considerable sin que el componente se deforme permanentemente o falle.

Mejoras

Conociendo las características del sistema actual y haciendo referencia a la capacidad de alineación que se busca, según los resultados obtenidos en la definición de la geometría de la suspensión hay una mejora del 85% en los parámetros de camber y un 100% en la divergencia y convergencia, lo cual permite tener una mejor configuración y por ende un mejor comportamiento del auto. En cuanto al comportamiento de los componentes que conforman el sistema, las geometrías tienen una buena respuesta frente a las condiciones de operación a las que estará sometido sin que se sobrepasen los esfuerzos de diseño. Calculando tanto la masa suspendida como la no suspendida teniendo en cuenta los otros componentes mecánicos como lo son el sistema de frenos (rotores, mordazas, ductos de ventilación), ruedas y el sistema motriz (Diferencial y Ejes) hubo un incremento de la masa no suspendida en un 7,37 % y una disminución en la masa suspendida de un 41,311 %, resumiendo los resultados el peso global del sistema se redujo un 23,33 % en comparación con el sistema actual.

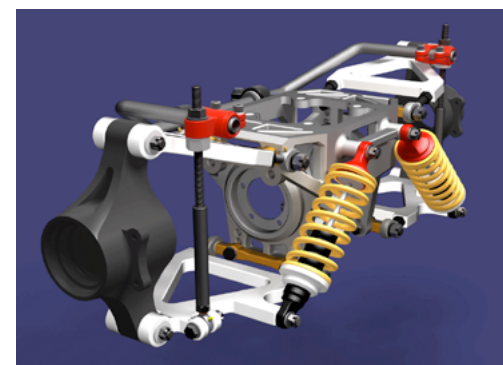


Figura 12. Suspensión SLA posterior.

Conclusiones

El sistema de Suspensión que se propone cuenta con las características deseadas para suspensiones de carreras, ya que se puede

configurar en un amplio margen frente al sistema que actualmente se emplea (Figura 12).

Aunque se obtuvo una excelente respuesta de los componentes que conforman la estructura principal del sistema de suspensión propuesto bajos condiciones de operación máximas aún falta realizar el estudio de vibraciones.

La geometría del diseño propuesto de esta suspensión SLA posterior cuenta con las opciones de configuración deseadas, pero al reemplazar el sistema antiguo por el nuevo podría tener incidencia negativa sobre el sistema de suspensión frontal, por esta razón es importante realizar el mismo análisis que se llevó a cabo para la sección posterior, con el fin de corregir la posición de los brazos de control frontales para que la transferencias de pesos llegue a hacer lo más uniforme posible.

La limitante del proyecto fue el no contar con software que haya que permitiera simular el sistema en tiempo real, es decir, evaluarlo en condiciones de carrera o en el trayecto de algún circuito en particular, esto con el propósito de visualizar aún mejor los diferentes recorridos de la suspensión al tomar los baches de la pista y además observar cómo se lleva a cabo la transferencia de pesos, permitiendo de esta forma, configurar el sistema lo mejor posible para sacar el mejor provecho de su alineación.

Este proyecto proporciona la información necesaria para el desarrollo de sistemas de suspensión, dado que en el diseño de suspensiones no existe una geometría única, y esta puede variar como tantos diseñadores haya, se debe siempre conocer la aplicación y las características del auto para el cual se realizara el estudio.

Variando la longitud y orientación de los brazos de control, así como la posición y el tipo de anclaje, pueden obtenerse infinidad de geometrías.

Teniendo en cuenta la metodología de desarrollo, el prototipo alcanza todas las expectativas y es el punto de referencia esencial para mantener el diseño en cuanto al desarrollo de suspensiones de carreras.

Las referencias utilizadas y las herramientas computacionales han proporcionado el apoyo necesario para que el tamaño y los detalles del

diseño tengan una forma coherente con los con los cálculos obtenidos.

Referencias

Costin Michael, Phipps David, Racing And Sports Car Chassis Design, Editorial B.T. Batsford. 1974, Chapter VII Suspension Principles, Chapter VIII Suspension Practice and Types, Pg. 26-48, Pg. 49-55, Pg. 69-88.

Dixon Jhon, Suspension Geometry and Computation, Editorial Wiley, 2009, Chapter 7 camber and Scrub, Chapter 8 Roll Center, Chapter 12 Double arm Suspension, Pg. 143-156, Pg. 157-177, Pg 189-193.

Milliken William, Milliken Douglas, Race Car Vehicle Dynamics, Editorial Sae, 1995, Chapter 17. Suspension Geometry. Pg. 608-621

Puhn Fred, How To Make Your Car Handle, Editorial H.P. Books, 1976, Chapter 2 General Information On Handling, Chapter 3 Suspension Tuning, Chapter 4 Chasis Modifications. Pg. 10-49, Pg 51-109, Pg. 113-180.

Staniforth Allan, Competition Car Suspension, Editorial Hayes Publishing, 1999, Chapter III Location and Chapter IV The Winning Package, Pg. 57-92, Pg. 93-120.

Vásquez Ángulo, Juan Antonio, 2010 Análisis y diseño de piezas de máquinas con Catia V5: Método de los elementos finitos, Editorial Marcombo S.A. Ed. 1ª.