



**UNIVERSIDAD
DEL AZUAY**

FACULTAD DE CIENCIA Y TECNOLOGÍA

ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA AUTOMOTRIZ

**Propuesta metodológica para el diseño de la suspensión de un
vehículo eléctrico biplaza**

**Trabajo de titulación previo a la obtención del título de:
INGENIERO MECÁNICO AUTOMOTRIZ**

Autores:

DIEGO PAÚL PESÁNTEZ SISALIMA

JUAN GABRIEL RODAS ROCANO

Nombre del director:

HERNÁN ARTURO VITERI CERDA

CUENCA – ECUADOR

2021

PROPUESTA METODOLÓGICA PARA EL DISEÑO DE LA SUSPENSIÓN DE UN VEHÍCULO ELÉCTRICO BIPLAZA

RESUMEN

El sistema de suspensión debe mantener el vehículo de forma adecuada sobre la superficie, garantizando seguridad y confort. Ante ello, una secuencia de procedimientos es necesaria para plantear una suspensión que se adapte a los requerimientos de un vehículo prototipo eléctrico. De este modo, deben definirse fases de preingeniería e ingeniería para dar solución a los requerimientos iniciales como el problema y el concepto; hasta aquellos más específicos como velocidad, transferencia de masas y la rigidez de los componentes. Con esta consideración, el presente estudio plantea definir indicadores claves de desempeño para cinco grandes grupos de diseño: condiciones generales, geometría, parámetros dinámicos, elasticidad y amortiguación; con base en una secuencia de procesos para determinar el diseño, validación y optimización del sistema más adecuado. Los resultados permitieron diseñar un sistema de suspensión tipo *push rod* para la parte frontal y de tipo *pull rod* para la parte posterior.

Palabras claves— *push rod*, *pull rod*, metodología, diseño de suspensión, indicadores claves de desempeño



.....
Ing. Hernán Viteri Cerda. Msc.
Director del Trabajo de Titulación



.....
Ing. Robert Rockwood. Msc.
Director de Escuela



.....
Diego Paúl Pesántez Sisalima
Autor



.....
Juan Gabriel Rodas Rocano
Autor

METHODOLOGICAL PROPOSAL TO DESIGN A SUSPENSION SYSTEM OF TWO-SEAT ELECTRIC VEHICLE

ABSTRACT

The development of suspension systems should provide stability, comfort and security during vehicles displacement. Consequently, many design procedures should be applied to satisfy quality requirements. For example, pre-engineering and engineering phases need to be solved for a correct solution about initial aspects as a concept and problem, until advanced variables as velocity, sprung masses and their transference, and element`s elasticity. For this reason, this study defines key performance indicators for five design goals: general conditions, geometry, dynamics, elasticity and damping. This methodology is based on process sequence to delimit the most adaptable system and its design, validation and optimization phases. The results allow obtain push rod suspension system on front axle and pull rod suspension system on rear axle.

keywords— *push rod, pull rod, methodology, suspension design, key performance indicators*



.....
 Eng. Hernán Viteri Cerda. Msc.
Thesis Director



.....
 Eng. Robert Rockwood. Msc.
School Director



.....
 Diego Paúl Pesántez Sisalima
Author



.....
 Juan Gabriel Rodas Rocano
Author



Propuesta metodológica para el diseño de la suspensión de un vehículo eléctrico biplaza

Hernán Viteri Cerda

Facultad de Ciencia y Tecnología
Universidad del Azuay
Cuenca, Ecuador
Email: hviteri@uazuay.edu.ec

Diego Pesántez Sisalima

Facultad de Ciencia y Tecnología
Universidad del Azuay
Cuenca, Ecuador
Email: diegopul94@es.uazuay.edu.ec

Juan Rodas Rocano

Facultad de Ciencia y Tecnología
Universidad del Azuay
Cuenca, Ecuador
Email: jrodas20@es.uazuay.edu.ec

Resumen— El sistema de suspensión debe mantener el vehículo de forma adecuada sobre la superficie, garantizando seguridad y confort. Ante ello, una secuencia de procedimientos es necesaria para plantear una suspensión que se adapte a los requerimientos de un vehículo prototipo eléctrico. De este modo, deben definirse fases de preingeniería e ingeniería para dar solución a los requerimientos iniciales como el problema y el concepto; hasta aquellos más específicos como velocidad, transferencia de masas y la rigidez de los componentes. Con esta consideración, el presente estudio plantea definir indicadores claves de desempeño para cinco grandes grupos de diseño: condiciones generales, geometría, parámetros dinámicos, elasticidad y amortiguación; con base en una secuencia de procesos para determinar el diseño, validación y optimización del sistema más adecuado. Los resultados permitieron diseñar un sistema de suspensión tipo *push rod* para la parte frontal y de tipo *pull rod* para la parte posterior.

Palabras clave— *push rod*, *pull rod*, metodología, diseño de suspensiones, indicadores claves de desempeño.

Abstract— The development of suspension systems should provide stability, comfort and security during vehicles displacement. Consequently, many design procedures should be applied to satisfy quality requirements. For example, pre-engineering and engineering phases need to be solved for a correct solution about initial aspects as a concept and problem, until advanced variables as velocity, sprung masses and their transference, and element's elasticity. For this reason, this study defines key performance indicators for five design goals: general conditions, geometry, dynamics, elasticity, and damping. This methodology is based on process sequence to delimit the most adaptable system and its design, validation, and optimization phases. The results allow obtain push rod suspension system on front axle and pull rod suspension system on rear axle.

Keywords— push rod, pull rod, methodology, suspension design, key performance indicators.

I. INTRODUCCIÓN

Los vehículos eléctricos (VE) constituyen la principal alternativa para la transición energética hacia fuentes renovables desde el punto de vista ambiental y energético, [1]; cuyas repercusiones afectan el transporte y la movilidad a escala global [2].

Por ello, fabricantes automotrices y desarrolladores de tecnología promueven innovaciones aplicadas a los sistemas de propulsión, seguridad y control, con base en Acebo y Núñez [3]. Todas estas invenciones requieren del desarrollo, pruebas e implementación de estrategias de control para el diseño de sistemas mecánicos, así como la validación para obtener un prototipo final que posteriormente pueda comercializarse [4].

En concordancia, la Asociación Europea del Aluminio [5] determina como metas del diseño: bajo peso, bajo costo, reducción de la huella de carbono y alto rendimiento; a través de dos etapas: a) estudio de conceptos y nuevas tecnologías, y b) estudio del prototipo. Para estos casos se consideran cargas, condiciones iniciales, propiedades del material, geometría y ambiente, además de criterios de diseño: vida útil de los componentes, fiabilidad y seguridad [6].

Tal es el caso del sistema de suspensión, el cual debe mantener el vehículo de forma óptima sobre el suelo, por lo que Grubisich y Fischer [7] plantean seis etapas para el diseño de una suspensión: a) definición del problema, b) diseño conceptual, c) diseño preliminar, d) diseño del cuerpo, e) diseño de los detalles y f) construcción del prototipo y validación. En concordancia, las referidas consideraciones son aplicables para este caso, puesto que se requiere una propuesta metodológica que plantee el procedimiento para el diseño del sistema de suspensión de un vehículo eléctrico biplaza [8].

Por ello, el presente estudio consta de las siguientes actividades específicas: a) recabar información sobre los métodos actuales de diseño de suspensiones, b) identificar los indicadores claves de desempeño en una suspensión y c) describir el proceso metodológico requerido para el proceso de diseño.

II. MÉTODOS DE DISEÑO EN SISTEMAS AUTOMOTRICES

Tanto para el diseño de vehículos y sus sistemas aparecen normativas y regulaciones globales que velan por la eficiencia, seguridad, calidad e impacto ambiental. Uno de los principales reguladores es el Foro Mundial para la Armonización de las Regulaciones de Vehículos (WP.29), un foro perteneciente a la UNECE (Comisión Económica Europea). Dichos reglamentos determinan disposiciones para vehículos, sus sistemas, piezas y equipos; en relación con seguridad y medioambiente. Además, constan requisitos para evaluar el rendimiento y procedimientos de manufactura complementarios, constituyendo el principal punto de partida a escala global para la implementación de normativas referentes a desarrollo vehicular [9], [10].

Así, European Union [11] destaca que los procesos de diseño cumplen un rol fundamental para la fabricación de sistemas vehiculares, donde la reducción continua de la demanda energética, la huella ambiental y el confort deben convertirse en aspectos básicos; aunque estas consideraciones han generado mayor complejidad en los mecanismos.

La Figura 1 indica las fases en meses para el diseño de un componente automotriz, donde destaca la definición de las etapas:

Planeación
Ingeniería

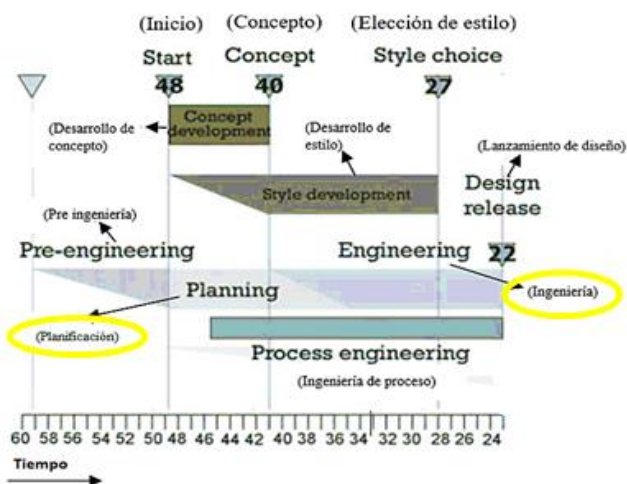


Fig. 1. Fases de preingeniería e ingeniería. Adaptado de Gi et al. [12]

Planeación

Es el estudio y análisis de alternativas derivadas del estado del arte, para generar un banco de ideas que permita proponer el modelo inicial de un sistema vehicular. Esta fase debe tener presente que se requiere de una etapa de *planificación* hasta el lanzamiento del diseño [12].

Ingeniería

Esta fase inicia con el *desarrollo del concepto*, donde la cooperación de grupos de ingenieros, expertos y estilistas; permite analizar las alternativas según las especificaciones de las mismas para satisfacer las expectativas estéticas y funcionales; logrando una viabilidad técnica y económica. Seguidamente, la *selección del estilo* determina las características propias del sistema a diseñar; sean rendimiento, estética, tecnología o una mezcla entre ambas [12].

A la par, la *ingeniería de procesos* permite establecer las acciones óptimas a considerar durante el desarrollo del sistema, ya sea describiendo el uso de herramientas tecnológicas o delineando las funciones de los grupos de trabajo. En dicha etapa también se aplican las herramientas de diseño o de análisis para obtener el sistema vehicular. Ante todo lo descrito, las fases: selección de concepto, estilo e ingeniería, permiten *lanzar el diseño* antes de proceder a la manufactura de la propuesta. Es así como se garantizan procesos validados por los grupos de trabajo desde la concepción de la idea hasta la obtención documental del sistema vehicular [12].

En complemento, algunas de las herramientas de análisis para la *ingeniería*, tienen influencia principalmente en el tiempo y los costos del proyecto. Con esta consideración, G et al. [12], Vishnu et al. [13] y Hankey et al. [14] plantean las herramientas definidas en la Figura 2 como recursos para el desarrollo del proceso de diseño.

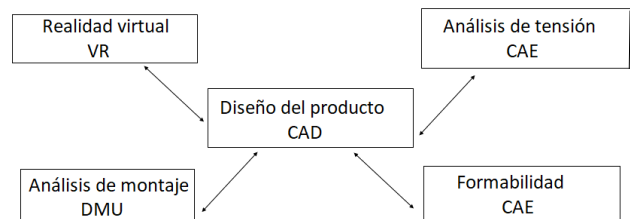


Fig. 1. Relación entre el desarrollo del sistema vehicular y las herramientas computacionales.

Adaptado de G et al. [12] y Hankey et al. [14]

La referida relación está definida por:

Dibujo Asistido por Computadora (CAD): usado en actividades de ingeniería relacionadas con el producto final o herramientas de producción.

Ingeniería Asistida por Computador (CAE): Permite realizar el análisis estructural y de optimización de elementos y conjuntos, facilitando resultados de esfuerzos, deformaciones, factores de seguridad, zonas de reducción de material, entre otros.

Realidad Virtual (VR): usada en la mejora del diseño de ingeniería al representar un gran conjunto detallado.

Maquetado Digital (DMU): sirve para representar ensamblajes complejos para pruebas virtuales o para desarrollar el diseño de la planta de producción y ensamblaje.

A. Estado del arte: diseño de sistemas de suspensión

Algunos de los fundamentos requeridos para el diseño de un sistema de suspensión deben partir del principio Buenas Prácticas de Ingeniería (BPI), los cuales involucran aspectos de seguridad, salud, ambiente, ergonomía, operaciones y mantenimiento reconocidos por estándares internacionales [15].

Inicialmente, al ser numerosas las variables que intervienen en el diseño de un sistema de suspensión, Tey et al. [16] destacan la importancia de generar una agrupación jerárquica a través de un análisis de conglomerados, donde sea posible agrupar la unidad de datos o las variables en grupos, de modo que los elementos dentro de un grupo tengan un alto grado de "asociación natural". Así, se puede definir una *selección de alternativas*, donde a través de varios métodos, puede optarse por el sistema propicio. Por ejemplo, Kross [17] propone el uso del método de objetivos ponderados, donde se requiere enlistar los objetivos de diseño según un rango de importancia para realizar una comparación entre ellos (Figura 3), hasta finalmente obtener un árbol de ponderaciones.

| Objetivos | A | B | C | D | E | Sumatoria de filas |
|-----------|---|---|---|---|---|--------------------|
| A | - | 0 | 0 | 0 | 1 | 1 |
| B | 1 | - | 1 | 1 | 1 | 4 |
| C | 1 | 0 | - | 1 | 1 | 3 |
| D | 1 | 0 | 0 | - | 1 | 2 |
| E | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 |

Fig. 2. Matriz de ponderación para seleccionar un sistema de suspensión. Adaptado de Grubisic y Fischer [7]

Dentro de esta temática, otro método aparece en la publicación de Huntala [18], en la cual, para seleccionar un material se generan cuatro etapas: a) establecer requisitos de diseño con base en restricciones, objetivos y variables, b) eliminar a aquellas alternativas que no guardan relación alguna con el diseño que se requiere, c) generar un listado de alternativas, definir atributos o características y proceder a su ponderación, y d) emplear información de respaldo para la ponderación.

Posterior a ello, debe considerarse la normativa a la cual el prototipo a diseñar debe regirse. Algunos lineamientos para aplicaciones comerciales aparecen, por ejemplo, en la normativa para elementos elásticos: ISO 26910: Resortes; o normativa para el confort de los pasajeros: ISO 2631: Vibración mecánica y choque. Evaluación de la exposición de los seres humanos a la vibración en todo el cuerpo [19].

Por otro lado, Mohamed [20] indica algunos requerimientos en varias competiciones a nivel mundial

(restricciones de diseño), en tanto que ciertas competiciones tienen reglamentos específicos como la Fórmula *Student*, [21]; la Fórmula *Sena* [22], entre otras.

Desde otra perspectiva, Grubisic y Fischer [7] plantean el uso de métodos numéricos para el análisis estructural, específicamente los Métodos por Elementos Finitos (MEF); donde características como la geometría, la carga y las condiciones de contorno pueden integrarse de manera directa (Figura 4).

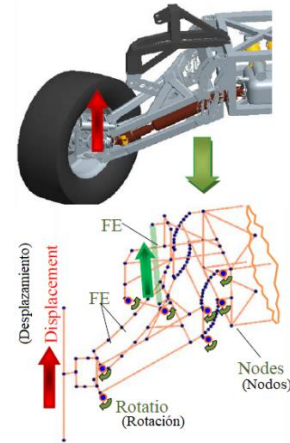


Fig. 3. Análisis dinámico de un trapecio. Grubisic y Fischer [7]

Crolla [23] y Cebolla [24] destacan que el diseño del sistema de suspensión debe garantizar una buena conducción, con un aislamiento del chasis y un aseguramiento de contacto rueda-calzada, facilitar que se mantenga el control de la dirección durante las maniobras, responder favorablemente a las fuerzas de control producidas por los neumáticos como resultado de las fuerzas de frenado y aceleración longitudinales, las fuerzas laterales en las curvas y pares de frenado y aceleración, y proporcionar aislamiento de las vibraciones de alta frecuencia que surgen de la excitación de los neumáticos.

Algunas consideraciones geométricas planteadas por Alarcón en [15] son: a) track o la distancia desde el centro del punto de contacto del neumático derecho al centro del punto de contacto del neumático izquierdo, b) el centro instantáneo de rotación, c) centro y eje de giro y d) parámetros que afectan la dinámica del neumático (ángulo de deslizamiento, fuerza lateral, coeficiente de fricción, par de alineamiento, fuerza longitudinal, radio efectivo, fuerza de resistencia al giro, selección del amortiguador, entre otros). En tanto, Cebolla [24] también considera las vibraciones producidas por el desplazamiento (frecuencias naturales). Crolla [23] plantea estimar la posición de la rueda, definida por los ángulos cámbor (comba, inclinación de las ruedas; Figura 5a) cáster (ángulo de inclinación del eje; Figura 5b), y toe (convergencia/divergencia de las ruedas; Figura 5c).

Por otro lado, algunos de los métodos de simulación son: estado de frecuencia lineal, estado estable no lineal,

dinámica no lineal, simulaciones bidimensionales y tridimensionales, simulación dinámica multicuerpo, Simulink y análisis de optimización [25].

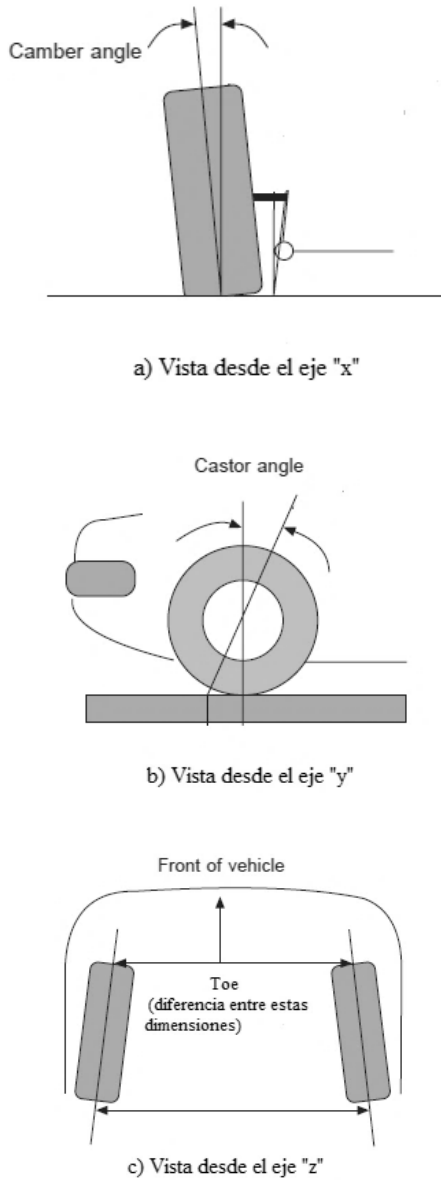


Fig. 4. Geometría de la rueda. Adaptado de Crolla [23].

III. MÉTODOS

El diagrama de la Figura 6 resume las diez etapas planteadas para el diseño de un sistema de suspensión: a) Métodos de diseño en la industria automotriz, b) Selección del tipo de suspensión, c) Indicadores de desempeño, d) Desarrollo del problema, e) Diseño Conceptual, f) Diseño preliminar, g) Diseño geométrico, h) Análisis estructural, i) Validación y j) Optimización.

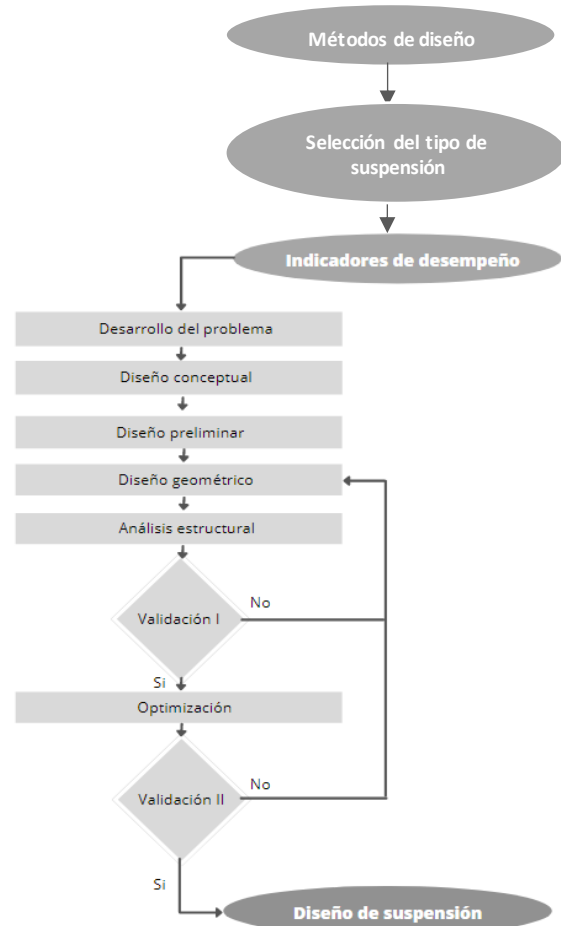


Fig. 5. Etapas para el diseño. Pesántez y Rodas.

A. Métodos de diseño

Son todos los detallados en el apartado previo: II. MÉTODOS DE DISEÑO EN SISTEMAS AUTOMOTRICES

B. Selección del tipo de suspensión

Es necesario identificar el vehículo donde se va a acoplar el sistema. Para ello, se pudo aplicar el método de Cross [17], correspondiente a objetivos ponderados, donde se establecieron los criterios (C; Cn), los valores de ponderación (V1; Vn) para cada alternativa (A; An); tal como lo indica la Tabla I.

TABLA I CARACTERÍSTICAS DE PONDERACIÓN

| | C1 | C2 | Cn |
|----|--------|--------|--------|
| A1 | V1; Vn | V1; Vn | V1; Vn |
| A2 | V1; Vn | V1; Vn | V1; Vn |
| An | V1; Vn | V1; Vn | V1; Vn |

Nota. La ponderación corresponderá a los siguientes factores: V1: Valor mínimo de ponderación (no satisface), Vn: Valor máximo de ponderación (satisface totalmente). Cross [17].

Para el presente caso, las alternativas (A; An) de diseño fueron los siguientes tipos de suspensión:

- Push rod
- Pull rod

Mc. Pherson

Eje rígido

Eje oscilante

Para seleccionar la alternativa más adecuada, fueron definidos los siguientes criterios de ponderación (C; Cn), conforme el análisis basado en otros estudios como Cengage Learning [26], Goodarzi y Khojepour [27], Kusumanchi et al [28]:

Confort: Es el nivel de suavidad que ofrece el tipo de suspensión durante el desplazamiento.

Independiente/rígida: Es la afectación que se genera en cada rueda durante una irregularidad en la calzada.

Adherencia: Es la capacidad de agarre neumático-calzada provista por la suspensión.

Complejidad: Es el número de elementos constitutivos de un determinado sistema.

Precio: Es la estimación monetaria de cada elemento constitutivo.

Adaptabilidad: Es la factibilidad de aplicar un determinado sistema en el prototipo a diseñar.

Aplicación frontal: Es la factibilidad de aplicar un determinado sistema en el eje frontal del vehículo.

Aplicación posterior: Es la factibilidad de aplicar un determinado sistema en el eje posterior del vehículo.

En concordancia, para cada criterio fueron asignados valores de ponderación (P1; Pn), los cuales se analizaron en un software de procesamiento de datos (Microsoft Excel); tal como se detalla en la siguiente Tabla II.

TABLA II. FACTORES PARA SELECCIÓN DEL SISTEMA

| Criterio (C) | Rango | Peso de ponderación (V) |
|----------------------|------------------------------|-------------------------|
| Confort | Alto | 3 |
| | Medio | 2 |
| | Bajo | 1 |
| Rígida/independiente | Independiente | 3 |
| | Rígida | 2 |
| | - | - |
| Adherencia | Máxima | 3 |
| | Media | 2 |
| | Baja | 1 |
| Complejidad | Exceso de componentes | 1 |
| | Varios componentes | 2 |
| | Pocos componentes | 3 |
| Precio | Costosa | 1 |
| | Medianamente costosa | 2 |
| | Económica | 3 |
| Adaptabilidad | Otros vehículos | 1 |
| | Otros vehículos y prototipos | 2 |
| | Prototipos en su mayoría | 3 |
| Aplicación frontal | Ampliamente usada | 3 |
| | Medianamente usada | 2 |
| | Poco usada | 1 |
| Aplicación posterior | Ampliamente usada | 3 |
| | Medianamente usada | 2 |
| | Poco usada | 1 |

Fuente: Pesántez y Rodas.

C. Indicadores clave de desempeño en suspensiones

Una vez definido el tipo de suspensión, fue posible definir los indicadores clave de desempeño que guardaban relación con dicho tipo. Generalmente, según Lajqi y Pejan [29], los indicadores deben contemplar: condiciones generales, geometría, parámetros dinámicos, elasticidad y amortiguación; tal como lo indica la Tabla III.

TABLA III. INDICADORES CLAVE DE DESEMPEÑO

| Grupo de indicador | Indicador | Característica |
|-----------------------|-----------|--|
| Condiciones generales | CG | Centro de gravedad [x,y,z] |
| | h_{CG} | Altura desde el centro de gravedad al piso [mm] |
| | H | Altura del vehículo [mm] |
| | I | Distancia entre ejes [mm] |
| | L | Largo del vehículo [mm] |
| | m_1 | Masa total [kg] |
| | m_2 | Masa en el eje delantero [kg] |
| | m_3 | Masa en el eje posterior [kg] |
| Geometría | W | Ancho del vehículo [mm] |
| | γ | Ángulo cámbber [°] |
| | ti/to | Ángulo de convergencia o divergencia [°] (toe in o toe out,) |
| | c | Ángulo de avance o cáster [°] |
| | d | Ángulo de deriva [°] |
| | kp | Ángulo kingpin [°] |
| | I_{WB} | Centro instantáneo de rotación |
| | RC | Centro de giro |
| Parámetros dinámicos | Eg | Eje de giro |
| | I_{wg} | Centro de la huella de la rueda |
| | A | Ángulo de deslizamiento |
| | Fz | Fuerza vertical |
| | Fy | Fuerza lateral |
| | Fr | Coefficiente de fricción del neumático |
| | Fx | Fuerza longitudinal |
| | Rw | Radio efectivo (relación entre velocidad longitudinal y velocidad angular) |
| Elasticidad | Tm | Transferencia de masas durante aceleraciones y frenadas |
| | Rr | Rígidez de los muelles o resortes |
| | Rn | Rígidez de los neumáticos |
| | Fn | Frecuencia natural de las masas suspendidas y no suspendidas (1-2 Hz masas suspendidas, 10-15 Hz masas no suspendidas) |
| Amortiguación | RD | Relación de desplazamiento |
| | Rm | Recorrido del muelle o resorte |
| | Am | Controla la oscilación natural del elemento elástico (selección del más adecuado) |
| | Re | Recorrido [mm] |
| | L | Longitud [mm] |
| | Rot | Rótulas de acoplamiento |

Fuente: Alarcón [15], ISO [21], Lajqi y Pejan [29], Pulido [30]

D. Desarrollo del problema

Es la especificación de las restricciones generales para la ejecución del proyecto [30] (Figura 7).

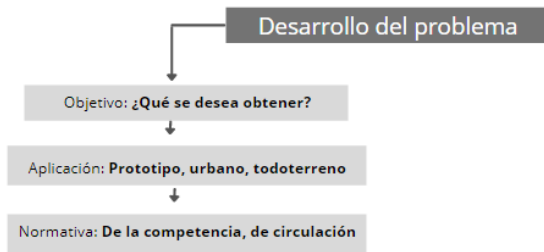


Fig. 7. Fase de problema. Pesántez y Rodas

Objetivo: Es el propósito de diseñar un sistema de suspensión (confort, estabilidad, velocidad, o una combinación entre estos).

Aplicación: Es el vehículo donde se montará la suspensión (liviano, todoterreno, competición, prototipo, entre otros).

Normativa: Son los requerimientos legales, organizacionales o comerciales aplicables en el modelo a diseñar. Es decir, leyes nacionales o internacionales, reglamentos de competencias, normas SAE, ISO, etc.

E. Desarrollo del concepto

Esta fase determina las tecnologías aplicables, investiga las opciones de acoplamiento, determina los costos de producción y su factibilidad, analiza las patentes o restricciones existentes y especifica los indicadores claves de desempeño a utilizar según los elementos que conformarán el sistema de suspensión (Figura 8), conforme Buitrago [31].

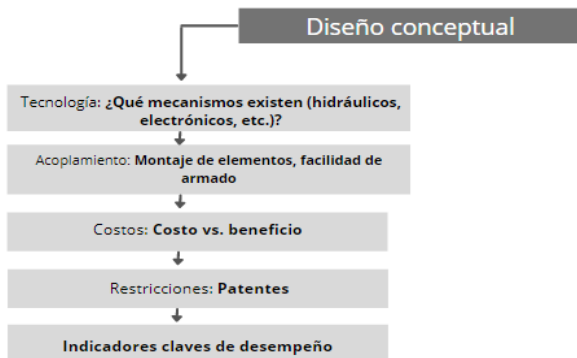


Fig. 8. Fase de concepto. Pesántez y Rodas

Tecnología: Son los mecanismos existentes que permiten conformar el sistema: hidráulicos, electrónicos, mixtos.

Acoplamiento: Es la forma en la que los elementos serán montados (soldadura, tornillos).

Costos: Corresponde al valor monetario necesario para la adquisición de los componentes, donde se analiza la relación con el beneficio en caso de proyectarse un margen de ventas, o la relación con el presupuesto del proyecto.

Restricciones: Son los recursos legales o técnicos interpuestos por desarrolladores de sistemas o eventos automotrices, donde se delimitan márgenes para el diseño

(por ejemplo: largo, ancho). Además, pueden incluirse patentes que limitan la reproducción de componentes.

Indicadores clave de desempeño: Son todos los planteados en la sección C: *Indicadores clave de desempeño en suspensiones*.

F. Diseño preliminar

Esta etapa constituye un esbozo del sistema de suspensión. Como lo mencionan Grubisic y Fischer [7]; también se conoce como diseño de viabilidad y consiste en el refinamiento de los parámetros establecidos en el diseño conceptual, para ser plasmados en un esquema general (Figura 9).

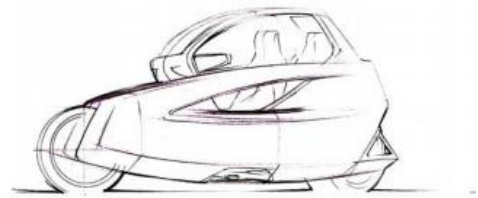


Fig. 9. Fase de diseño preliminar. Encalada y Montaleza [33]

G. Diseño geométrico

Esta etapa está basada en el uso de recursos CAD para la elaboración de cada uno de los componentes que intervienen en los sistemas de suspensión (Figura 10).

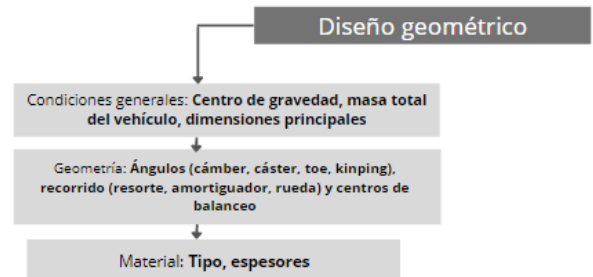


Fig. 10. Fase de diseño geométrico. Pesántez y Rodas

Condiciones generales: Permiten conocer factores clave en el diseño como el centro de gravedad, la masa total del vehículo (conductor incluido) y ciertas dimensiones requeridas para el cálculo de los componentes (Tabla III, Figura 11)

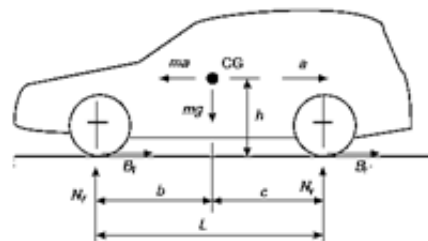


Fig. 11. Centro de gravedad. Crolla [23]

Geometría: Crolla en [23] recomienda aplicar en el diseño: a) ángulo Cámbier, b) ángulo Kínping, c) ángulo Toe, d) ángulo de Cáster, e) recorrido del resorte, f) recorrido del amortiguador, g) recorrido de la rueda y h) centro de balanceo. La Figura 12 indica las características de los puntos de acoplamiento de una suspensión con ciertas características geométricas (ángulos y longitudes).

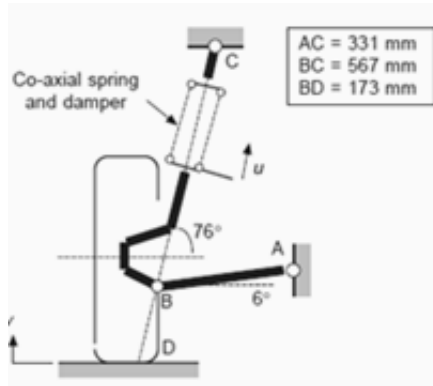


Fig. 12. Geometría de la rueda. Crolla [23]

En consecuencia, una acertada determinación geométrica de los componentes permite entre otras prestaciones, una aceptable estabilidad del vehículo. De este modo, conforme la Figura 13, se debe obtener el *Centro de Balanceo (RC)*. Para ello, se proyectan los ejes de los brazos o trapecios de suspensión, cuya unión se conoce como *Centro Instantáneo de Rotación de la rueda respecto a la carrocería (I_{WB})*. Posteriormente, se proyecta hacia I_{WB} la huella del neumático con la calzada (I_{WG}), para finalmente obtener *RC*, determinado entre la intersección del eje de simetría del vehículo y la proyección $I_{WG}-I_{WB}$.

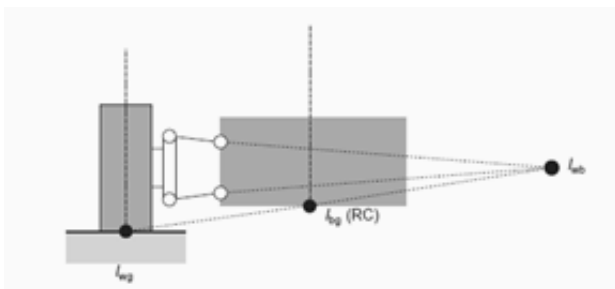


Fig. 13. Centro de balanceo. Crolla [23]

Asimismo, es posible establecer el *eje de rotación o giro (Eg)*, cuya distancia al centro de gravedad determina una tendencia mayor o menor al balanceo y a la elevación del vehículo en curvas (Figura 14).

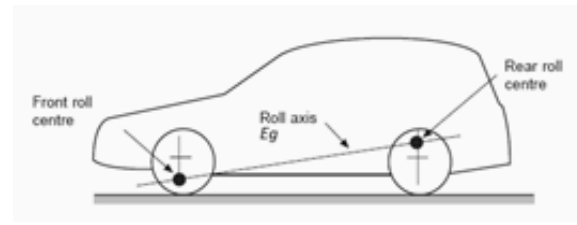


Fig. 14. Eje de rotación. Crolla [23]

Finalmente, se puede aplicar la geometría anti levantamiento y anti hundimiento, para evitar efectos negativos durante las aceleraciones y frenadas. Como lo indica la Figura 15, el levantamiento o *squat* se produce en aceleración, cuando el vehículo tiende a transferir toda su masa sobre el eje posterior.

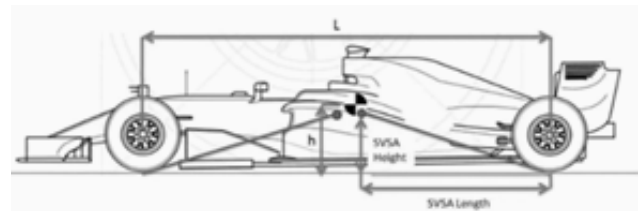


Fig. 15. Geometría anti levantamiento. Bustamante y Ludeña [34]

Mientras tanto, según la Figura 16, el hundimiento o *dive* se produce cuando el vehículo, producto de una frenada, tiende a transferir su masa sobre el eje delantero.

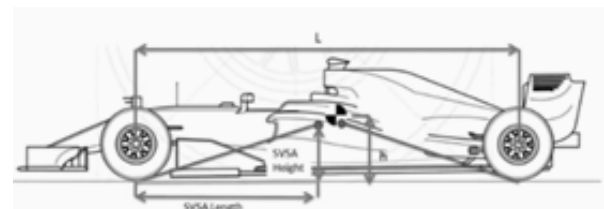


Fig. 16. Geometría anti hundimiento. Bustamante y Ludeña [34]

Selección de material y espesores: El método de ponderación de alternativas también es aplicable para este caso.

H. Análisis estructural

A través de recursos CAE y considerando los parámetros dinámicos dentro de los indicadores clave de desempeño, fue posible realizar un análisis de: a) esfuerzos y b) factor de seguridad; para el conjunto de elementos del sistema de suspensión a diseñar. De este modo, existen las siguientes fuerzas y características que debieron analizarse:

Fuerzas verticales: Producidas por ondulaciones en la calzada (F_w , Figura 17).

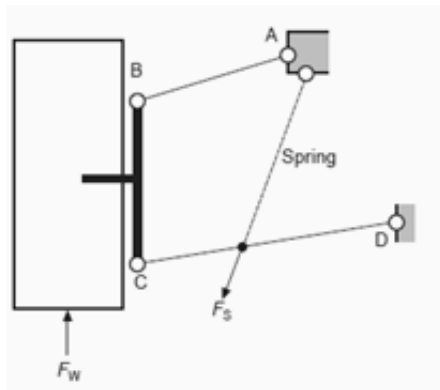


Fig.17. Fuerzas verticales que actúan en la rueda. Cebolla [24]

Fuerzas laterales y longitudinales: Las fuerzas laterales surgen de los efectos de las curvas, mientras que las cargas longitudinales aparecen durante el frenado, las fuerzas de arrastre sobre el vehículo y la carga de impacto debido a que las ruedas golpean golpes y baches (Figura 18).

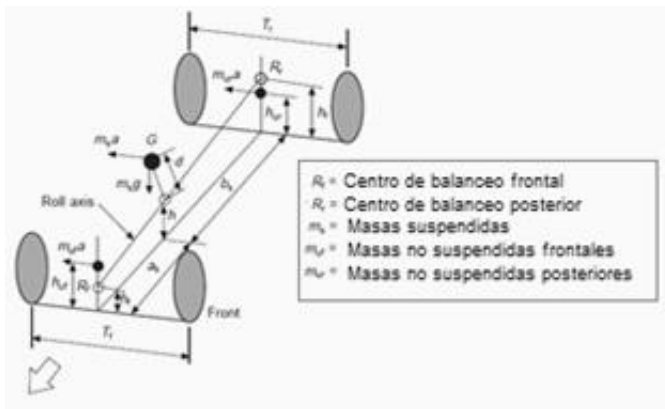


Fig.18. Fuerzas laterales y longitudinales en el vehículo. Vega et al. [25]

Cargas dinámicas de impacto: En muchas ocasiones, los efectos de dichas cargas son muy difíciles de cuantificar, aunque la Tabla IV muestra los valores que han sido establecidos conforme la experiencia. Estos factores cuando se multiplican por las cargas estáticas de las ruedas dan aproximaciones razonables para las cargas dinámicas máximas que encuentran los vehículos de motor [24].

TABLA IV. VALORES PROMEDIO DE VARIAS FUERZAS

| Caso | Factor de carga | | Vertical |
|---------------------|---|-------------------------------------|---|
| | Longitudinal | Transversal | |
| Baches | 3 g | 0 | 4 g (en rueda afectada) y 1 g (en otras ruedas) |
| Curvas | 0 | 0 | 3,5 g (en rueda afectada) y 1 g (en otras ruedas) |
| Impacto en bordillo | 0 | 4 g en las ruedas del lado afectado | 1 g en todas las ruedas |
| Freno de emergencia | 2 g (ruedas frontales) y 0,4 g (ruedas posteriores) | 0 | 2 g (ruedas frontales) y 0,8 g (ruedas posteriores) |

Fuente: Vega et al. [24]

Relación entre el resorte y la velocidad de la rueda: En general, la relación entre las deflexiones del resorte y los desplazamientos de las ruedas en las suspensiones no es lineal, por lo que una tasa de rueda deseada (relacionada con la frecuencia natural de la suspensión) debe interpretarse como una tasa de resorte.

Tipo de elemento elástico y amortiguador: debe considerar la oscilación del vehículo, resistencia del cuerpo humano, masas suspendidas (*sprung mass*) y no suspendidas (*unsprung masses*) (Figura 19).

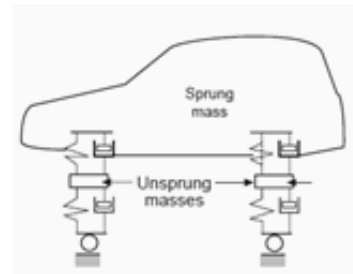


Fig.19. Elementos elásticos en el vehículo. Cebolla [24]

I. Validación

Para garantizar la solidez estructural, fueron planteados dominios de restricción para para:

Esfuerzos: El valor obtenido de esfuerzo durante la simulación (σ_x), debe ser menor o igual que el límite elástico del material (σ_e): $\sigma_x \leq \sigma_e$.

Factores de seguridad: Deben tener valores entre 1 y 3 ($1 \leq \eta \leq 3$).

Validación mediante VR: Reproducción mediante un software de las condiciones dinámicas de funcionamiento (curvas, aceleraciones, frenadas, obstáculos y baches).

J. Optimización

Esta fase es la reducción de masa o volumen de los componentes del sistema para alivianar el conjunto. Existe la *optimización de tamaño*, la cual selecciona los diversos tamaños de la estructura como variables de diseño (dimensiones de la sección transversal de los miembros, el espesor, el ancho, la altura, el momento de inercia, la constante de torsión) en un dominio dado. Por otro lado, la *optimización de la forma* genera una variación de la geometría de la estructura con la finalidad de obtener la morfología estructural óptima [26].

IV. RESULTADOS Y DISCUSIÓN

A. Selección del tipo de suspensión

La selección del tipo de suspensión correspondió al tipo *push rod* para la parte frontal del prototipo y al tipo *pull rod* para su parte posterior, tal como lo indica la Tabla V.

TABLA V. RESULTADOS PARA LA SELECCIÓN DE LOS SISTEMAS DE SUSPENSIÓN

| Tipo | Rígida/ | | Adherencia | Complejidad | Precio | Adaptabilidad | Aplicación Frontal | Aplicación Posterior | Total |
|---------------|---------|---------------|------------|-------------|--------|---------------|--------------------|----------------------|-------|
| | Confort | Independiente | | | | | | | |
| Push rod | 3 | 3 | 2 | 3 | 2 | 3 | 3 | 2 | 21 |
| Pull rod | 3 | 3 | 2 | 3 | 2 | 3 | 2 | 3 | 21 |
| Mc. Pherson | 3 | 3 | 2 | 2 | 2 | 1 | 2 | 2 | 17 |
| Eje rígido | 1 | 2 | 1 | 3 | 3 | 1 | 1 | 1 | 13 |
| Eje oscilante | 1 | 2 | 1 | 3 | 3 | 1 | 1 | 1 | 13 |

Fuente: Pesántez y Rodas

B. Indicadores de desempeño

1 Condiciones generales: La Tabla VI da a conocer las condiciones generales del vehículo, teniendo principal énfasis en la ubicación del centro de gravedad y la distribución de masas.

TABLA VI. CONDICIONES GENERALES DEL VEHÍCULO

| Condición | Valor | Unidad |
|---|--------|--------|
| Altura del centro de gravedad | 500 | mm |
| Ubicación longitudinal del centro de gravedad | 200 | mm |
| Distancia entre ejes | 2 230 | mm |
| Masa del vehículo con piloto | 548,40 | kg |
| Masa en el eje delantero | 225,02 | kg |
| Masa en el eje posterior | 323,38 | kg |
| Masa en cada rueda delantera | 112,51 | kg |
| Masa en cada rueda posterior | 161,69 | kg |

Fuente: Pesántez y Rodas, Encalada y Montaleza [33]

Geometría: La Tabla VII muestra las especificaciones de los ángulos para el diseño geométrico.

TABLA VII. ÁNGULOS DE INTERÉS PARA EL DISEÑO

| Parámetro | Valor |
|-------------------------------|-------|
| Ángulo cámbier [°] | -0,60 |
| Ángulo toe [°] | 1,15 |
| Ángulo de avance o cáster [°] | 2,28 |
| Ángulo kingpin [°] | 8,79 |

Fuente: Autores, Encalada y Montaleza [33]

Posteriormente, la determinación del Centro de Balanceo delantero puede verse que se encuentra a 50 mm del eje vertical de la rueda (Figura 20). En tanto, el Centro de Balanceo posterior se encuentra a 54 mm del eje vertical de la rueda, tal como lo indica la Figura 21.

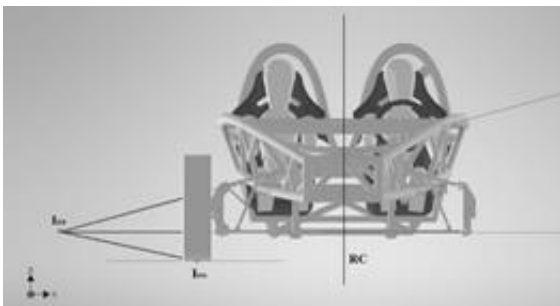


Fig. 20. Centro de Balanceo delantero. Encalada y Montaleza [33]

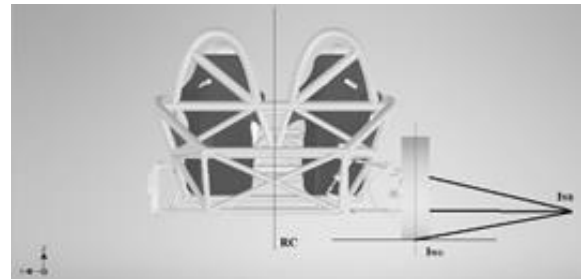


Fig.21. Centro de Balanceo posterior. Encalada y Montaleza [33]

En tanto, el Eje de Rotación o Giro que depende de los Centros de Balanceo, está localizado a 380 mm del Centro de Gravedad (eje longitudinal del vehículo, Figura 22).



Fig.22. Eje de rotación o giro. Encalada y Montaleza [33]

Parámetros dinámicos: En la Tabla VIII se evidencia la fuerza de transferencia longitudinal, considerándose una velocidad de diseño máxima en el vehículo de 180 km/h y una velocidad mínima de 0 km/h, con una capacidad de frenado en una distancia de 45 m.

TABLA VIII. TRANSFERENCIA DE MASAS LONGITUDINAL (FRENADO)

| Condición | Valor | Unidad |
|--|----------|---------------------|
| Velocidad de diseño | 100 | [km/h] |
| Aceleración lateral | 27,78 | [m/s ²] |
| Incremento en el peso del eje delantero | 348,17 | [kg] |
| Masa por desaceleración del eje delantero | 573,19 | [kg] |
| Masa por desaceleración de rueda delantera | 286,59 | [kg] |
| Fuerza de transferencia longitudinal | 2 811,48 | [N] |

Fuente: Ludeña y Bustamante [33]

En complemento, la Tabla IX presenta los resultados obtenidos para la fuerza lateral en cada rueda, bajo las consideraciones: velocidad en curva de 50 km/h y un radio de curvatura de 9 m. También, en la referida tabla se identifican los resultados para la transferencia de masas lateral y para la fuerza producida en un obstáculo.

TABLA II. FUERZA LATERAL, TRANSFERENCIA DE MASAS TRANSVERSAL Y FUERZA EN OBSTÁCULO

| Condición | Valor | Unidad |
|---|------------|---------------------|
| Fuerza lateral | 11 754, 12 | [N] |
| Fuerza lateral en cada rueda | 2 938, 53 | [N] |
| Aceleración lateral | 2, 18 | [g] |
| Fuerza de transferencia de masa transversal | 2 607,50 | [N] |
| Angulo del obstáculo | 30 | [°] |
| Altura del obstáculo | 0, 20 | [m] |
| Velocidad en dirección del eje "y" | 8, 01 | [m/s] |
| Aceleración vertical | 160, 55 | [m/s ²] |
| Fuerza en neumáticos por obstáculo | 4 335, 27 | [N] |

Fuente: Ludeña y Bustamante [34]

Además, la Tabla X da a conocer la fuerza lateral y fuerza de la rueda, generadas en los trapecios de suspensión.

TABLA II. FUERZAS PRODUCIDAS EN LOS TRAPECIOS

| Fuerza | Valor | Unidad |
|--------------------|-------|--------|
| Fuerza lateral | 2 939 | [N] |
| Fuerza de la rueda | 9 754 | [N] |

Fuente: Ludeña y Bustamante [34]

Elasticidad: La obtención de las constantes de rigidez facilitó conocer el desplazamiento teórico al que se ven sometidos ciertos componentes; por lo cual, en la Tabla XI pueden distinguirse las constantes para los muelles, ¼ del vehículo y los neumáticos.

TABLA III. RESULTADOS DE RIGIDEZ

| Rigidez | Valor | Unidad |
|---------------------|--------|--------|
| Muelle delantero | 19, 63 | [kN/m] |
| Muelle posterior | 27, 82 | [kN/m] |
| ¼ delantero | 39, 97 | [kN/m] |
| ¼ posterior | 57, 44 | [kN/m] |
| Neumático delantero | 52, 46 | [kN/m] |
| Neumático posterior | 83,97 | [kN/m] |

Fuente: Encalada y Montaleza [33]

Con esta información, fueron obtenidas las relaciones de desplazamiento necesarias para el diseño geométrico, en especial, para garantizar un correcto desplazamiento de cada componente. Véase Tabla XII.

TABLA IV. DESPLAZAMIENTO DE LOS ELEMENTOS ELÁSTICOS

| Parámetro | Valor | Unidad |
|--------------------------------|--------|--------|
| RD neumático delantero | 1, 23 | [-] |
| RD neumático posterior | 1, 23 | [-] |
| Recorrido del muelle delantero | 13, 95 | [mm] |
| Recorrido del muelle posterior | 12, 52 | [mm] |

Fuente: Encalada y Montaleza [33]

Amortiguación: La selección del amortiguador delantero correspondió al modelo Ohlins TTX25 (Figura 23), cuyas características se indican en la Tabla XIII.



Fig. 23. Amortiguador delantero seleccionado. Ohlins [36]

TABLA V. PROPIEDADES DEL AMORTIGUADOR DELANTERO

| Propiedad | Valor |
|----------------|---------------------------|
| Longitud | 200 [mm] |
| Costo | \$ 150 |
| Disponibilidad | En stock a nivel nacional |
| Acoplamiento | Altamente ajustable |
| Recorrido | 57 [mm] |
| Masa | 448 [g] |

Fuente: Ohlins [35]

Para el amortiguador posterior, la selección correspondió al modelo Tanner Vision (Figura 24), con las características mostradas en la Tabla XIV.



Fig. 24. Amortiguador posterior. Tanner Vission [38]

TABLA VI. PROPIEDADES DEL AMORTIGUADOR POSTERIOR

| Propiedad | Valor |
|----------------|----------------------------|
| Longitud | 260 [mm] |
| Costo | \$ 199 |
| Disponibilidad | Internacional, bajo pedido |
| Acoplamiento | Altamente ajustable |
| Recorrido | 73 [mm] |
| Masa | 453 [g] |

Fuente: Tanner Vission [37]

Las rótulas seleccionadas para el acoplamiento de los amortiguadores con los elementos móviles, correspondieron al tipo Uxcell M8x1,25 (Figura 25), con las propiedades indicadas en la Tabla XV.

TABLA VII. PROPIEDADES DE LAS RÓTULAS DE ACOPLAMIENTO

| Propiedad | Valor |
|----------------|----------------------------|
| Costo | \$ 10,35 |
| Disponibilidad | Internacional, bajo pedido |
| Acoplamiento | Altamente ajustable |
| Tipo | Esférica |
| Lubricación | Sí |
| Masa | 45 [g] |

Fuente: Revolt [35]



Fig.25. Rótula seleccionada. Revolt [39]

C. Diseño geométrico

La Figura 26 muestra los sistemas de suspensión ensamblados en el vehículo eléctrico.

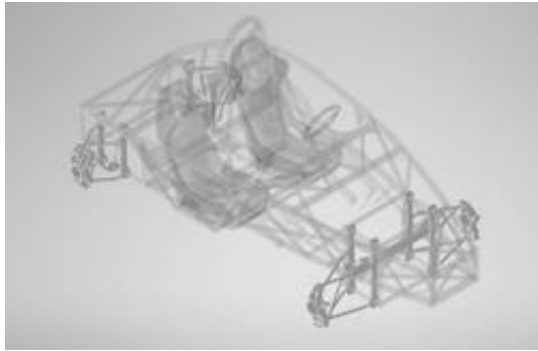
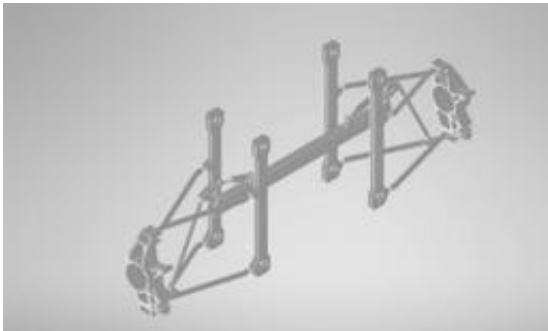
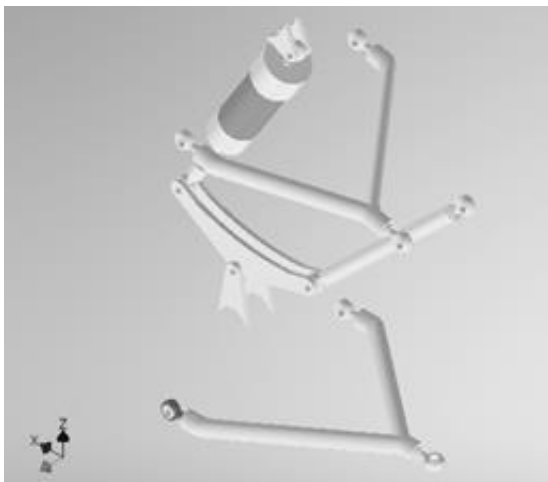


Fig.26. Sistemas de suspensión ensamblados. Encalada y Montaleza [33]

La Figura 27 indica el conjunto *push rod*, y la Figura 28 el conjunto *pull rod*.

Fig.27. Sistema *push rod*. Encalada y Montaleza [33]Fig.28. Sistema *pull rod*. Encalada y Montaleza [33]

La Tabla XVI indica los resultados generados para la selección del material, siendo el acero AISI 1018, con un espesor de 1,5 mm y secciones tubulares a excepción de los balancines, cuya forma es plana (placa).

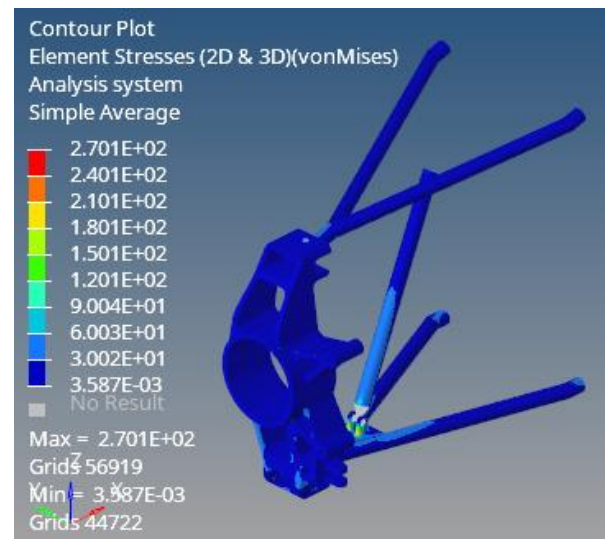
TABLA XVI. PROPIEDADES DE LOS PRINCIPALES ELEMENTOS

| Elemento | Propiedad | Especificación |
|----------------------------|-----------|----------------|
| Trapecios | Material | AISI 1018 |
| | Espesor | 1,5 [mm] |
| | Diámetro | 19,05 [mm] |
| Balancines | Material | AISI 1018 |
| | Espesor | 5 [mm] |
| <i>Push rod y pull rod</i> | Material | AISI 1018 |
| | Espesor | 1,5 [mm] |
| | Diámetro | 19,05 [mm] |

Fuente: Pesántez y Rodas, Encalada y Montaleza [33]

D. Análisis estructural

El resultado para la suspensión optimizada *push rod* indica un esfuerzo Von Mises máximo de 270 MPa y un desplazamiento de 0,25 mm, con una mayor criticidad en las zonas de acoplamiento de la barra *push* (diagonal) a la mangueta (Figura 29).

Fig. 29. Esfuerzo de Von Mises para el sistema *push rod*. Ludeña y Bustamante [34]

Mientras tanto, la Figura 30 expone los resultados para la suspensión *pull rod* optimizada, donde se presenta un esfuerzo de Von Mises máximo de 210,8 MPa y un desplazamiento de -0,64mm; con una mayor afectación en zonas como los trapecios y la barra *pull* (diagonal), especialmente en las conexiones con la mangueta.

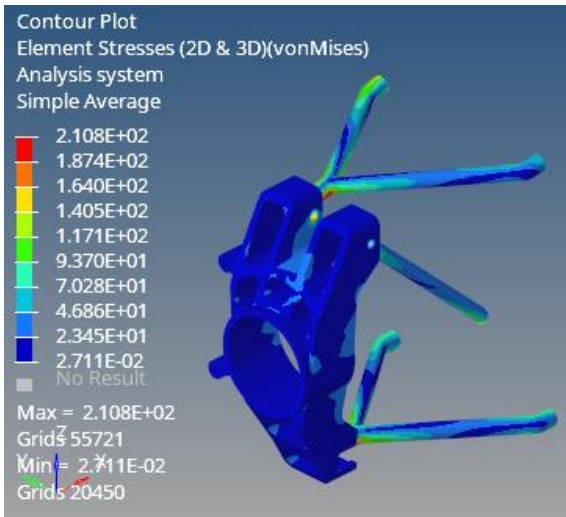


Fig. 30. Esfuerzo de Von Mises para el sistema *pull rod* [34]

E. Validación

El factor de seguridad según (1) es:

$$\eta F = \sigma_y / \sigma_{\max} \quad (1)$$

Donde:

σ_y = Límite elástico del material [MPa]

σ_{\max} = Esfuerzo obtenido del análisis CAE [MPa]

Por ello, al aplicar (1) para el sistema *push rod* se tiene:

$$\eta F = 370 \text{ MPa} / 270 \text{ MPa}$$

$$\eta F = 1,37$$

Igualmente, al usar (1) para el sistema *pull rod* se obtiene:

$$\eta F = 370 \text{ MPa} / 210,8 \text{ MPa}$$

$$\eta F = 1,75$$

Dicho cálculo evidencia que los factores de seguridad obtenidos para ambos sistemas de suspensión son mayores a 1, lo cual garantiza que no se supera el límite elástico del material bajo las condiciones de diseño: masas suspendidas y no suspendidas de 548,40 kg en total, velocidad máxima de 100 km/h, aceleración lateral tope de 2,18 g y obstáculos de 0,20 m de altura máxima.

Finalmente, para esta etapa, la simulación dinámica muestra el comportamiento del sistema *push rod* tanto en obstáculos como en baches; teniéndose una variación positiva del ángulo de cámbor para el caso de obstáculos (Figura 31a). Caso contrario ocurre en un bache, donde el cámbor se vuelve negativo (Figura 31b). Para ninguno de los casos existe contacto entre los elementos, con lo cual se garantiza la factibilidad geométrica del conjunto.

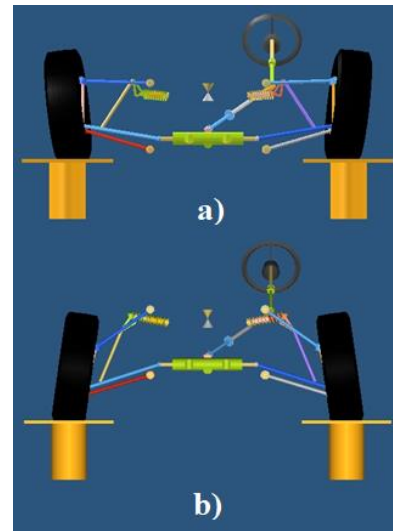


Fig. 31. Simulación dinámica *push rod*: a) en obstáculo, b) en bache. Loja y Salinas [40]

Para la suspensión *pull rod*, el caso es similar al antes descrito, puesto que el ángulo cámbor es positivo en obstáculos (Figura 32a), mientras que en baches se vuelve negativo (Figura 32b); garantizándose la inexistencia de rozamiento entre los componentes.

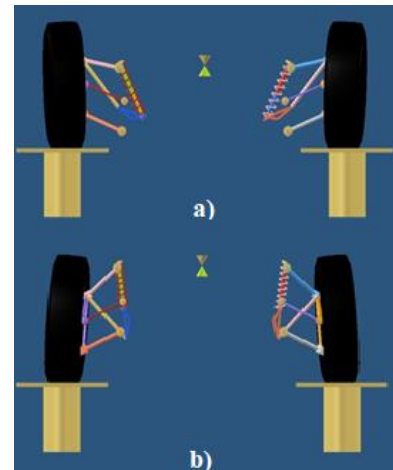


Fig. 32. Simulación dinámica *pull rod*: a) en obstáculo, b) en bache. Loja y Salinas [40]

F. Discusión

Es importante indicar que la presente metodología no contempló una normativa específica, puesto que el prototipo no planea participar en competición alguna, tal como ocurrió en el estudio de Caraguay y Caraguay [21]; donde el reglamento determina características de diseño como ancho de vía, altura de obstáculo mínimo o ciertos requisitos dimensionales.

Es así que, los sistemas seleccionados en este estudio constituyen tipos de suspensión independientes, compactos y sencillos; por lo que proveen mayor ligereza y una amplia aplicabilidad en vehículos eléctricos por las características de simplicidad, aunque sin afectar el

rendimiento [32]. Por todo lo señalado, al contar con componentes sencillos y de número reducido, la aerodinámica vehicular presenta ventajas, especialmente por la circulación del flujo de aire y las cargas originadas por el diseño aerodinámico, por lo que los elementos de unión como las rótulas, soportes y balancines deben dar respuestas rápidas a los ángulos de desplazamiento generados en los trapecios y barras diagonales, lo que permite evitar colisiones entre piezas como resultado del movimiento limitado de las juntas [8].

Respecto a la determinación de los ángulos cáster, cáster y toe, una adecuada transferencia de masas lateral (cáster), estabilidad y maniobrabilidad (cáster) y una satisfactoria direccionalidad (toe); pueden solventarse mediante un diseño que permita un ágil ajuste de estos ángulos, para configurar los sistemas según las características de la calzada [36]. Del mismo modo, un eje de giro cercano al centro de gravedad provee mayor estabilidad al vehículo (en este caso una distancia de 380 mm). Con la misma consideración, el cálculo de las constantes de rigidez de los elementos elásticos permite conocer el desplazamiento al que se verán sometidos dichos componentes, lo que también disipa la energía producida por el contacto del neumático durante su desplazamiento en la calzada. Igualmente, la frecuencia que producen los elementos elásticos y amortiguadores, influye en el confort de los ocupantes, por lo que se deben contemplar rangos admisibles de hasta 20 Hz [41], información disponible en los datos técnicos de amortiguadores en algunos casos.

RECOMENDACIONES y CONCLUSIONES

El desarrollo de una propuesta metodológica para el diseño de un sistema de suspensión debe iniciar con la fase de planeación, donde se propongan respuestas al problema y a la necesidad de un concepto de diseño. Posteriormente, debe aplicarse la fase de ingeniería, donde resultan imprescindibles las herramientas de análisis de ingeniería: CAD, CAE, DMU y VR.

De igual manera, se debe considerar una adecuada selección de material, así como la disposición y topología de los elementos; con lo cual, el proceso de diseño permite satisfacer la rigidez estructural según los requerimientos: masa, velocidad, curvas, obstáculos y baches; y otras características dinámicas como aceleraciones y frenadas.

Asimismo, la definición de los indicadores claves de desempeño permite conocer las restricciones existentes durante el comportamiento dinámico del vehículo: transferencia de masas, coeficientes de rigidez de los elementos elásticos y prestaciones de los amortiguadores.

Con esta consideración, la fase de validación debe contrastar los resultados de esfuerzos y factores de seguridad

resultantes del análisis CAE, con las propiedades del material. Así, se determina una adecuada resistencia estructural que facilita la optimización topológica para aliviar el conjunto, garantizando la rigidez respectiva. Finalmente, la simulación de las condiciones de funcionamiento mediante VR permite verificar zonas críticas de contacto de elementos, lo que promueve una iteración de geometrías hasta lograr el funcionamiento óptimo.

Para el presente caso, la metodología de diseño planteada permitió definir una suspensión *push rod* para la parte frontal y una suspensión *pull rod* para la parte posterior, donde se establecieron cinco grandes grupos de indicadores claves de desempeño: condiciones generales, geometría, parámetros dinámicos, elasticidad y amortiguación.

Los resultados indican que la definición geométrica garantiza la resistencia estructural ante las condiciones dinámicas de funcionamiento: velocidad máxima de 100 km/h, aceleraciones laterales de 27, 78 m/s², con obstáculos de 0, 20 m.

REFERENCIAS

- [1] P. Frias and J. Roman, "Vehículo Eléctrico: situación actual y perspectivas futuras," *Econ. Ind.*, no. 411, pp. 11–20, 2019.
- [2] E. Marchán and L. Viscidi, "Green Transportation The Outlook for Electric Vehicles in Latin America," *Banco Interam. Desarro.*, vol. 53, no. October, pp. 1689–1699, 2016, [Online]. Available: http://www.thedialogue.org/wp-content/uploads/2015/10/Green-Transportation-The-Outlook-for-Electric-Vehicles-in-Latin-America.pdf%0Ahttp://www.pnuma.org/cambio_climatic_o/publicaciones/informe_movilidad_electrica.pdf.
- [3] M. Acebo and A. Nuñez, "Orientación estratégica para la toma de decisiones, industria automotriz," *Estud. Ind.*, p. 55, 2017, [Online]. Available: <http://www.espae.espol.edu.ec/publicaciones/>.
- [4] G. A. Magallán, L. I. Silva, C. H. De Angelo, and G. O. García, "Metodología para el desarrollo rápido de prototipos de vehículos eléctricos combinando Dymola y Simulink," *Mecánica Comput.*, vol. XXVIII, no. 38, pp. 3227–3239, 2009, [Online]. Available: <http://www.cimec.org.ar/ojs/index.php/mc/article/view/2955>.
- [5] D. Butler and B. R. C. Pinkerton, "Design methodology," *Gravity flow pipe Des. charts*, pp. 9–9, 2011, doi: 10.1680/gfpdc.03972.0006.
- [6] N. Lajqi, A. Ky, H. Prishtina, and M. Engineering, "Design Process for the Suspension System of the Terrain," vol. V, pp. 388–391, 2017.
- [7] V. Grubisic and G. Fischer, "Railway axle failures and durability validation," *Proc. Inst. Mech. Eng. Part F J. Rail Rapid Transit*, vol. 226, no. 5, pp. 518–529, 2012, doi: 10.1177/0954409712442325.
- [8] I. N. Karlsson, "Design of a suspension system for a formula student race car," no. June, 2018.
- [9] World Forum, "WP 29," 2020.
- [10] Márquez, "Manual de Inspección de carrocerías de buses," 2020.
- [11] European Union, *Vehicle Design & Manufacturing Expert group report*. 2017.

- [12] Gi. et Al., *Body Vehicle Design Process*. 2014.
- [13] Vishnu, SomeswarRao, and Koshore, "DESIGN AND ANALYSIS OF PUSH ROD ROCKER ARM SUSPENSION USING MONO SPRING," vol. 114, no. 9, pp. 465–475, 2017.
- [14] J. M. Hankey, T. A. Dingus, C. Andrews, R. J. Hanowski, and W. W. Wierwille, "In-vehicle information systems behavioral model and design support," *Task F*, no. 00, 2000.
- [15] Alarcón, "Propuesta metodológica y sistema de calidad para el diseño de una suspensión de un auto de competencia," 2018.
- [16] J. Y. Tey, R. Ramli, C. W. Kheng, S. Y. Chong, and M. A. Z. Abidin, "Identification of vehicle suspension parameters by design optimization," *Eng. Optim.*, vol. 46, no. 5, pp. 669–686, 2014, doi: 10.1080/0305215X.2013.795558.
- [17] N. Cross, *Engineering design methods: Strategies for product design Nigel Cross John Wiley*, vol. 16, no. 2, 2000.
- [18] J. Clarkson and M. Huhtala, (*B*) *Engineering Design: Theory and Practice*. 2005.
- [19] ISO, "ISO (International Organization for Standardization)," *Nippon Shokuhin Kagaku Kogaku Kaishi*, vol. 44, no. 3, pp. 255–256, 2020, doi: 10.3136/nskkk.44.255.
- [20] Mohamed, "Car Design Methodology to Develop Skills of Designers for International Competitions Ayman Mohamed Afifi," pp. 272–279, 2015.
- [21] C. Caraguay and S. Caraguay, "Diseño y Construcción del Sistema de Suspensión de un Vehículo Monoplaza Para la Competencia Formula Student.," pp. 1–146, 2015.
- [22] S. Lajqi, "Suspension and steering system development of a four wheel drive and four wheel steered terrain vehicle," 2013.
- [23] D. A. Crolla, *Automotive engineering: powertrain, chassis system and vehicle body*, no. 1, 2009.
- [24] Cebolla, "Modelado Y Caracterización de un sistema de suspensión en el diseño de automóviles," p. 160, 2017.
- [25] W. H. Vega, E. A. Llanes-Cedeño, J. V. Molina, and J. C. Rocha-Hoyos, "Revisión de las Características de Modelado y Optimización para el Diseño del Sistema de Suspensión Macpherson," *Inf. tecnológica*, vol. 29, no. 6, pp. 221–234, 2018, doi: 10.4067/s0718-07642018000600221.
- [26] Cengage Learning, "Suspension System Principles," *Suspens. Syst. Princ.*, pp. 175–200, 2014.
- [27] A. Goodarzi and A. Khajepour, "Vehicle Suspension System Technology and Design," *Synth. Lect. Adv. Automot. Technol.*, vol. 1, no. 1, pp. i–77, 2017, doi: 10.2200/s00767ed1v01y201704mec002.
- [28] S. D. Kusumanchi Sai Avinash*1, Mohit Chauhan2, Sudeep Mall3, Karna Sai Ganesh Karthik4, Tanmoy Banik5, "A review on suspension system used in automobiles," vol. 7, no. 6, pp. 1–5, 2020.
- [29] S. Lajqi and S. Pehan, "Designs and optimizations of active and semi-active non-linear suspension systems for a terrain vehicle," *Stroj. Vestnik/Journal Mech. Eng.*, vol. 58, no. 12, pp. 732–743, 2012, doi: 10.5545/sv-jme.2012.776.
- [30] C. Pulido, "Diseño del sistema de suspensión para un vehículo de Fórmula Student," p. 128, 2014, [Online]. Available: <https://docplayer.es/48748074-Diseno-del-sistema-de-suspension-para-un-vehiculode-formula-student.html>.
- [31] A. Johnson and A. Gibson, *The Tools of the Design Process and Management of Design*. 2014.
- [32] E. Buitrago, "DISEÑO DEL SISTEMA DE SUSPENSION DE UN VEHÍCULO MONOPLAZA TIPO FORMULA SENA," pp. 1–13, 2011.
- [33] A. Encalada and L. Montaleza, "Determinación geométrica del sistema de suspensión para un vehículo eléctrico biplaza," Universidad del Azuay, 2021.
- [34] Bustamante and Ludeña, "Análisis de cargas que soportan los elementos del sistema de suspensión de un vehículo eléctrico biplaza," 2021.
- [35] Ohlins, "Ohlins TTX25." 2021, [Online]. Available: <https://www.ohlins.eu/en/products/automotive/ttx-25-mkii-fsae-200--6682/>.
- [36] K. Technologies, "Öhlins TTX25." 2021, [Online]. Available: <https://kaz-technologies.myshopify.com/products/fsae-ohlins-ttx25-mkii-75mm-650-00>.
- [37] M. Bros, "Tanner Vission." 2021, [Online]. Available: <https://www.mittlerbros.com/tanner-by-mittler/shocks-springs/vision-shocks.html>.
- [38] H. R. Components, "Hanning Racing Vission Shocks." [Online]. Available: <https://www.winwithhrc.com/product/tanner-racing-quarter-midget-vision-shocks/>.
- [39] Revolt, "Uxcell M8." [Online]. Available: https://www.revoltzv.com/index.php?main_page=product_info&products_id=566405.
- [40] J. Loja and L. Salinas, "Simulación del sistema de suspensión para un vehículo eléctrico biplaza," Universidad del Azuay.
- [41] R. Mohedano, "La importancia de la suspensión en F1," 2021. <https://formularapida.net/la-importancia-de-la-suspension-en-f1/>.
- [42] J. Lange, "Development of front suspension for an electric two-wheeled amphibious vehicle," 2015.
- [43] "Anti Squat, Dive and Lift Geometry – Geometry Explained – Suspension Secrets." [Online]. Available: <https://suspensionsecrets.co.uk/anti-squat-dive-and-lift-geometry/>.