

Proyecto Fin de Grado
Grado en Ingeniería de las Tecnologías Industriales

Sistema Predictivo Anti-Vuelco de Vehículos

Autor:

Javier Díaz Díaz

Tutores:

Francisco José Morales Sánchez

Francisco de Asís García Benítez

Área de Ingeniería e Infraestructura de los Transportes

Escuela Técnica Superior de Ingeniería

Universidad de Sevilla

Sevilla, 2018

Agradecimientos

Me gustaría agradecer a todas las personas que me han apoyado en este proyecto, a los profesores Francisco de Asís García Benítez y al doctor Francisco José Morales Sánchez, ya que han sido unos buenos tutores que me han ayudado en todo lo posible mientras me hacían sentir uno más en el grupo de trabajo, además de aprobar la utilización del programa ADAMS junto con su enseñanza.

Gracias en especial a mi familia, a mis padres y mi hermana que han sido un gran apoyo durante todos estos años de carrera y también en este último proyecto.

Javier Díaz Díaz

Sevilla, 2018

Este proyecto es el comienzo de un exhaustivo estudio realizado al Sistema comercial *INCLISAFE*, en el cual se estudiarán todo lo relacionado con el vuelco de vehículos con un especial énfasis en vehículos agrícolas.

En primer lugar, se realiza un estudio del estado del arte para comparar el tipo de competidor que tiene este dispositivo, además de comparar también para que tipo de vehículo está enfocado y sobre todo intentar averiguar qué tipos de algoritmos utilizan o como realizan la predicción del vuelco.

Una vez realizado este estudio, pasaremos a explicar la física del vuelco junto con las ecuaciones que utiliza el dispositivo para poder comparar lo que realiza este dispositivo en comparación con su competencia y de los diferentes estudios que se han realizado, respecto a la dinámica de vuelco.

Se profundizará en estudios de parámetros más importantes en este tipo de acciones y finalmente se compararán las diferentes formas que hay de medir y controlar la acción del vuelco.

Además, para ello se utilizará el programa ADAMS/CAR para la simulación y obtención de datos y el programa MATLAB como soporte para manejar los datos obtenidos en ADAMS y así poder analizar y observar los diferentes procesos que se producen en un vuelco, con su consiguiente guía para poder entender el proceso en ambos programas.

Agradecimientos	VII
Resumen	IX
Índice	XI
Índice de Tablas	XIII
Índice de Figuras	XIV
1 Introducción	17
2 Estado del arte	19
2.1. <i>Sistemas comerciales</i>	20
2.1.1 Stability Dynamics. LG Alert	20
2.1.2 Rollover Warning Device (RWD)	21
2.1.3 TSafe	21
2.1.4 Rollover Warning system for a vehicle	22
2.1.5 V-Pro	23
2.2. <i>Conclusión del estado del arte.</i>	24
3 Introducción a la física del vuelco	25
3.1. <i>Vuelco Cuasi-estático</i>	25
3.1.1 Vehículo Rígido (SSRT: Steady State Rollover Threshold)	25
3.1.2 Vehículo con suspensión.	28
3.2. <i>Vuelco dinámico</i>	33
3.2.1 Notación	33
3.2.2 Vuelco sin deslizamiento	35
3.2.3 Modelo dinámico con deslizamiento	36
4 Inclisafe	38
4.1. <i>Introducción</i>	38
4.2. <i>Modo de funcionamiento</i>	39
4.2.1 Método Teórico Inclisafe	40
5 Estudio de Sensibilidad de los parámetros	43
5.1. <i>Sensibilidad de la altura del centro de gravedad</i>	45
5.2. <i>Sensibilidad del ancho de vía</i>	47
6 Comparación de índices dinámicos	48
6.1. <i>Introducción</i>	48
6.2. <i>Índices dinámicos a comparar</i>	49
6.2.1 Índice dinámico INCLISAFE	49
6.2.2 Índice dinámico, Transferencia de carga lateral.	50
6.3. <i>Metodología para la comparación</i>	51
6.3.1 Metodología ADAMS CARS	51
6.3.2 Metodología MATLAB.	55
6.4. <i>Resultados</i>	61
6.4.1 Resultados del coche	61
6.4.2 Resultados autobús	65

6.5. <i>Conclusión de la comparación</i>	68
7 Obtención de parámetros necesarios	70
7.1. <i>Calculo dinámico de la altura del centro de gravedad.</i>	70
7.2. <i>Cálculo dinámico de los momentos de inercia.</i>	72
7.3. <i>Verificación de la obtención de parámetros.</i>	73
7.3.1 Verificación de la posición del centro de gravedad	74
7.3.2 Verificación del momento de inercia	76
8 Conclusión	80
9 Propuestas de mejora para futuros estudios	81
Anexo I: Códigos de Matlab	82
I. <i>Código de Matlab del coche</i>	82
II. <i>Código de Matlab del autobús</i>	85
III. <i>Código de Matlab para obtener CDG</i>	88
IV. <i>Código de Matlab para obtener Inercia</i>	89
Referencias	91

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1 : Comparación umbral de vuelco estático	27
Tabla 2 : Datos iniciales coche	61
Tabla 3 : Datos iniciales autobús	65

ÍNDICE DE FIGURAS

Ilustración 1 : Seguridad pasiva en tractores: Arco, estructura y cabina	19
Ilustración 2 : LG Alert	20
Ilustración 3 : RWD (Rollover Warning Device)	21
Ilustración 4 : TSafe	22
Ilustración 5 : Árbol de instrucciones RWS	22
Ilustración 6 : V-Pro	23
Ilustración 7 : Esquema Vehículo Rígido	25
Ilustración 8 : Esquema Vehículo con Suspensión	28
Ilustración 9 : Umbral de vuelco vehículos con suspensión.	30
Ilustración 10 : Vehículo de dos ejes	31
Ilustración 11 : Umbral de vuelco vehículo de dos ejes	32
Ilustración 12 : Umbral de vuelco vehículos con remolques	32
Ilustración 13 : Esquema vehículo vuelco dinámico	34
Ilustración 14 : Esquema vuelco dinámico con deslizamiento	36
Ilustración 15 : Dispositivo Inclisafe	39
Ilustración 16 : Gráfica niveles de alarma INCLISAFE	40
Ilustración 17 : Esquema tractor simplificado	40
Ilustración 18 : Sensibilidad de parámetros furgonetas	43
Ilustración 19 : Sensibilidad de parámetros camiones articulados.	44
Ilustración 20 : Sensibilidad de parámetros camiones con volquete	45
Ilustración 21 : Maniobra Fishhook	45
Ilustración 22 : Influencia de la altura cdg en la aceleración lateral	45
Ilustración 23 : Influencia de la altura cdg en el ángulo de balanceo	46
Ilustración 24 : Influencia de la altura cdg en la velocidad angular de balanceo	46
Ilustración 25 : Influencia de la altura cdg en el Índice de estabilidad dinámico	46
Ilustración 26 : Influencia del ancho de vía en la aceleración lateral	47
Ilustración 27 : Influencia del ancho de vía en el ángulo de balanceo	47
Ilustración 28 : Influencia del ancho de vía en la velocidad angular del ángulo de balanceo	47
Ilustración 29 : Influencia del ancho de vía en el índice de estabilidad dinámico.	47
Ilustración 30 : Vehículos de ensayo	51
Ilustración 31 : Dirección para ejecutar simulación Adams	52
Ilustración 32 : Cuadro de detalles para la simulación Adams	53
Ilustración 33 : Definición rampa en .txt	53
Ilustración 34 : Rampa vista desde el lateral izquierdo	54

Ilustración 35 : Rampa vista desde el frente	54
Ilustración 36 : Ejemplo pantalla pos-procesado Adams	55
Ilustración 37 : Carga de datos en Matlab	56
Ilustración 38 : Índice dinámico (LLT) en Matlab	56
Ilustración 39 : Carga de datos índice dinámico INCLISAFE en matlab	57
Ilustración 40 : Índice de estabilidad estático en Matlab	57
Ilustración 41 : Índice de estabilidad dinámico (fase 1) en Matlab	58
Ilustración 42 : Índice dinámico de estabilidad en Matlab	59
Ilustración 43 : Índice de estabilidad global	60
Ilustración 44 : Código para graficar los índices en Matlab	60
Ilustración 45 : Ejemplo de resultado del programa de matlab	61
Ilustración 46 : Índices estabilidad para el turismo-deportivo a 10 km/h	62
Ilustración 47 : Índices estabilidad para el turismo-deportivo a 50 km/h	63
Ilustración 48 : Índices estabilidad para el turismo-deportivo a 100 km/h	64
Ilustración 49 : Índices estabilidad para el autobús a 10 km/h	65
Ilustración 50 : Índices estabilidad para el autobús a 50 km/h	66
Ilustración 51 : Índice de estabilidad para el autobús a 100 km/h	67
Ilustración 52 : Esquema para hallar CDG	70
Ilustración 53 : Esquema para hallar altura CDG	71
Ilustración 54 : Esquema fuerza en curva para vehículos sin suspensión	72
Ilustración 55 : Rampa verificación CDG	74
Ilustración 56 : Rampa verificación CDG (ADAMS)	75
Ilustración 57 : Altura del centro del gravedad	75
Ilustración 58 : Dirección para ejecutar Road Builder	76
Ilustración 59 : Menú “Road Builder”	77
Ilustración 60 : Carretera para verificar inercias	78
Ilustración 61 : Resultados Matlab para cálculo de inercias	79

1 INTRODUCCIÓN

Actualmente, el mundo necesita una producción de recursos cada vez mayor con menor coste. Por ello en la agricultura cada año se está innovando para que las vías de desarrollos conduzcan a esto. Una de las vías de desarrollo es la seguridad, debido al alto número de accidentes y muertes que se producen cada año en este sector.

Concretamente en España, la agricultura es uno de los sectores más peligrosos, según la comisión nacional de seguridad y salud[1], el porcentaje de accidentes graves y mortales ocurridos en el sector, con respecto al total de accidentes del mismo sector es del 1,90% que resulta ser superior al del resto de sectores (industria, construcción y servicios). Además los datos aportados por este mismo organismo, reflejan que se producen más accidentes entre los trabajadores con contratos temporales (56%). Esto es debido a que en el sector agrícola, un porcentaje elevado del trabajo es realizado por cuenta propia y a la desventaja de la desconexión que suelen tener las zonas agrícolas con los medios de auxilio en caso de accidente, por todo ello esto constituye un reto para la seguridad y la salud en el trabajo agrícola.

En el sector agrario un número elevado de accidentes no están registrados de forma oficial. Según un estudio del Departamento de Proyectos de Ingeniería Rural de la ETSI Agrónomos de la Universidad Pública de Navarra, sobre 388 accidentes mortales ocurridos en España con maquinaria agrícola entre los años 2004 y 2008, solo el 61,85% de ellos ha tenido carácter oficial, siendo la mayoría de las muertes debida al vuelco del tractor [2].

De todas las muertes registradas por vuelco de tractor solo una fue producida mientras estaba en uso un sistema pasivo de seguridad como pueden ser las barras antivuelco o una estructura homologada. Lo que representa que tan solo el 0,37% de accidentes mortales por estas causas suceden cuando están las medidas de seguridad pertinentes.

De hecho, el parque español de tractores tiene una media de edad de 17, ascendiendo hasta un total de más de 900 000 tractores. El conjunto de estos últimos datos muestra la relación que hay entre antigüedad y siniestralidad ya que se ve como al tener un parque de vehículos tan antiguo las medidas de seguridad no son acordes a lo establecido por legislación actualmente.

El tractor agrícola es la maquinaria agrícola más usada y la principal causa de accidentes graves o mortales en el sector agrario. Las principales causas de accidentes con tractor son el vuelco del mismo, tanto lateralmente como frontalmente y la consiguiente posibilidad de atrapamiento del agricultor con la maquinaria volcada. Este tipo de accidentes puede llegar a tener consecuencias muy graves, incluso llegando a la muerte.

Además este tipo de accidentes graves, conlleva un gran coste económico no solo a la propia persona sino al estado, ya que este tipo de accidentes laborales repercute de forma directa en pensiones, atención sanitaria e indemnizaciones, además de las posibles responsabilidades penales.

Desde los años 70, Juan Vicario Portillo, hasta hoy en día, se han ido dando cuenta que la gran mayoría de los accidentes mortales de este sector, producidos en España, son provocados por el vuelco de este tipo de maquinaria.

Juan Vicario Portillo empezó a promover la investigación en este campo de la seguridad, llegando a que la administración pública dicte que los sistemas de seguridad ROPS o barras antivuelco (Rollover Protective Structure) sean de uso obligatorio.

Una vez promovido el uso obligatorio de los ROPS se siguió investigando en el ámbito de la seguridad llegando hasta más o menos la actualidad, donde el objetivo primario es la creación de sistemas activos que puedan avisar e informar al conductor de la estabilidad del vehículo.

Con ello se llevó a cabo la primera fase en el desarrollo de este tipo de dispositivos en España, primeramente de la mano de AGR126, que era un grupo de investigación de la universidad de Córdoba y la segunda fase que la llevo a cabo la empresa privada DTA (Desarrollo tecnológico Agroindustrial)

Esta empresa fue capaz mediante la implementación de un algoritmo y la creación de un dispositivo llamado INCLISAFE, culminar la segunda fase. Este dispositivo capta las lecturas de los sensores que se han colocado en el vehículo y calcula a su vez un indicador que nos muestra la estabilidad del vehículo.

El objeto de este proyecto, es mediante la colaboración de la Universidad de Sevilla y la empresa DTA la continuación del desarrollo de este dispositivo, el cual ya es novedoso por la utilización de un algoritmo dinámico en contraposición del desarrollo llevado a cabo hasta ahora, que eran algoritmos estáticos con parámetros exclusivamente geométricos.

Para el desarrollo de este dispositivo por parte de la Universidad de Sevilla, se ha optado por realizar un estudio en profundidad en esta primera fase, de la física de vuelco, de los parámetros más relevantes y las posibles mejoras que se podrían realizar a corto plazo para mejorar el funcionamiento de este dispositivo mediante la implantación de un pequeño número de sensores adicionales, para evitar a los cliente tener que establecer la configuración de trabajo de su maquinaria agrícola. Debido a la dificultad que ello conlleva, ya sea por desconocimiento en el uso del software, ignorancia de datos esenciales del vehículo o una errónea determinación de los parámetros.

Por ello este proyecto se enfocara en el estudio del dispositivo, en su funcionamiento, en el estudio del estado del arte de dispositivos similares y en la comparación de diferentes métodos para analizar la estabilidad de estos vehículos. Este último apartado se ha realizado con un software de simulación, en el cual se han simulado diferentes situaciones con diferentes vehículos para estudiar el comportamiento dinámico de los índices, tanto el usado por el dispositivo INCLISAFE, como los demás índices que existen para comprobar su funcionamiento en las distintas situaciones que se puedan dar.

2 ESTADO DEL ARTE

Como todo proyecto, antes de empezar el estudio en profundidad del problema que se va a intentar resolver, se realiza una búsqueda en la cual se ha enfocado el esfuerzo en la búsqueda de que tipos de sistemas, algoritmos y dispositivos que están desarrollados o se están desarrollando de la misma índole que nuestro trabajo.

En el ámbito que más se centrara este trabajo, los vehículos agrícolas, como en casi todos los ámbitos de seguridad en vehículos, se empezara estudiando la posibilidad de incorporación de sistema de seguridad totalmente pasivos incluso que formen parte del vehículo en todo momento, como podrían ser las barras antivuelco, estructuras de protección del operario, estructuras completas frente al vuelco (cabina), que se muestran en la ilustración 1.

Actualmente la ley recoge en el Real Decreto 1013/2009 que los tractores de más de 600 kg están obligados a ir con un bastidor o cabina homologada para reducir los daños del conductor en caso de vuelco. Pero para los vehículos antiguos, se instalaran estructuras de protección como las nombradas que son seguridad pasiva. Al igual que estas medidas también se incorpora la medida del cinturón de seguridad.



Ilustración 1 : Seguridad pasiva en tractores: Arco, estructura y cabina

Una vez que se desarrolló este tipo de seguridad, se empezó a pensar de forma diferente. Se pasó de proteger al conductor una vez se hubiese producido el accidente, a desarrollar sistemas activos los cuales pudieran prevenir o avisar a los conductores, de que estaban en peligro o incluso desplegar algún tipo de sistema para garantizar la estabilidad del vehículo o la seguridad del operario.

De esta manera nacen los sistemas activos para estos vehículos. Inicialmente se investigó la posibilidad de utilizar barras antivuelco desplegable cuando los sensores detectaban una variación elevada en las inclinaciones del vehículo. Pero este tipo de sistemas tienen dos puntos en contra. El primero, la exactitud con la que se mide la acción del vuelco mediante la determinación de ángulos y segundo, la protección que se le ofrece al conductor es similar a la seguridad pasiva, ya que solo se le brinda el aviso del despliegue de las barras como advertencia del vuelco.

Por ello el desarrollo de estos sistemas se ha enfocado en dispositivos con avisos tanto visuales como sonoros para avisar al conductor de la situación de estabilidad que tiene el vehículo, incluso si se produjera el accidente estos sistemas mandarían una señal de socorro ya que muchas veces no es el vuelco la causa de los daños graves sino que es el atrapamiento bajo el vehículo al volcar.

Además estos sistemas también se han desarrollado más, ya que no afecta solo a tractores y vehículos agrícolas, sino que afecta mucho también a camiones, coches de bomberos, camiones de carga con volquete e incluso vehículos militares, ya que todos son vehículos pesados con cargas móviles que hacen que el centro de gravedad de estos vehículos pueda variar mucho según la situación y la carga.

Debido a esto, la vía de desarrollo de estos sistemas se ha centrado en la capacidad de medir en tiempo real ángulos, aceleraciones y parámetros dinámicos del vehículo, realizando a su vez advertencias sonoras y visuales para evitar accidentes.

2.1. Sistemas comerciales

A continuación se van a presentar los equipos y dispositivos que se comercializan en la actualidad de la misma índole que el sistema INCLISAFE. Realizando una exposición de su forma de trabajo, algoritmos utilizados y vehículos para los cuales se enfocan.

2.1.1 Stability Dynamics. LG Alert

Este primer sistema es un dispositivo desarrollado por Stability Dynamics, una división de Team Eagle Ltd.[3] en 2012. *LG Alert* es un indicador de la aceleración lateral que se produce en el vehículo, además de ir acompañado de un sistema de almacenamiento y adquisición de datos (MADASS) el cual registra los datos del vehículo una vez se ha excedido una aceleración predefinida.

Dicho dispositivo, mostrado en la ilustración 2, se coloca en la cabina del conductor de la maquinaria y tiene una sensibilidad entre 0-99, es necesario una vez colocado calibrarlo mediante ajuste manual y de esta forma colocaríamos el cero en el dispositivo para que a partir de él, el dispositivo sea capaz de avisar al conductor del peligro que corre respecto a ese valor.

Está pensado para cualquier tipo de maquinaria de trabajos pesados como pueden ser excavadoras, camiones y vehículos del mismo tipo.



Ilustración 2 : LG Alert

2.1.2 Rollover Warning Device (RWD)

Este dispositivo fue desarrollado por Bertocco Automotive Engineering of Italy and Shell Chemicals Europe el cual fue premiado en 2010 en la EurtoTra Safety and Innovation Award.[4]

El sistema consta de dos partes, un sensor de aceleración que se coloca en el eje trasero del camión porque es donde se inicia el vuelco y una pantalla que iría en la cabina del conductor la cual tiene una señal visual y una sonora que iría avisando de la situación de estabilidad del vehículo. Ambas partes estarían comunicadas siendo la que se coloca en el eje trasero la que realiza medición y cálculos y siendo la segunda parte, la pantalla que se muestra en la ilustración 3 la que muestra estos resultados.

Este dispositivo se ha desarrollado específicamente para camiones ya que para Shell era una forma de ahorrar costes a la vez que se aumentaba la seguridad de su flota.

Shell se percató de que en los accidentes de su flota tenían grandes pérdidas materiales y humanas y debido a esto, impulsaron el desarrollo de su sistema. Además, este sistema le brinda la oportunidad de ejercer un proceso de aprendizaje para sus conductores, ya que el dispositivo es capaz de almacenar datos que luego son analizados para verificar el comportamiento de sus conductores en las situaciones críticas.

Este dispositivo tiene un coste de unos 500 € y el cual se puede instalar en menos de una hora, por todo ello es uno de los sistemas más competentes del mercado a la vez que eficaz



Ilustración 3 : RWD (Rollover Warning Device)

2.1.3 TSafe

El dispositivo TSafe ha sido desarrollado y es comercializado por Transport Support (TS) [5] y está pensado para los camiones de tipo volquete, que al ser capaces de mover grandes masas e interactuar con ellas al descargarse y cargarse.

Este dispositivo, que se muestra en la ilustración 4, al contrario que los dos anteriores, no realiza las mediciones y los avisos por medio de la medición de las aceleraciones del vehículo, sino que realiza la medición y el estudio de los ángulos de inclinación tanto de cabeceo como de balanceo ya que al elevar el volquete del camión, pueden surgir problemas de estabilidad en el cabeceo.

Las ventajas de este dispositivo son que puede ser un dispositivo inalámbrico, que la conexión entre los sensores de inclinación y la pantalla que muestra los datos no necesita conexión por cable, además de que el dispositivo que mide el ángulo tiene una precisión de 0.1 grados, más que suficiente para este problema.

Como los anteriores dispositivos también cuenta con una alarma sonora a la vez de un almacenaje de datos, que si por algún casual hubiera un problema, estos actuarían como una caja negra de seguridad de almacenamiento para poder saber que paso.



Ilustración 4 : TSafe

2.1.4 Rollover Warning system for a vehicle

En este caso no tenemos un dispositivo aun comercializado, pero si patentado [6] , y consiste en la realización de unos cálculos de índices geométricos con aceleraciones. Esto lo realiza mediante la medida tanto de ángulos como de aceleraciones para luego poder determinar estos índices.

Estos índices son sencillos y el programa sigue un algoritmo con un diagrama de flujos como el que se muestra a continuación:

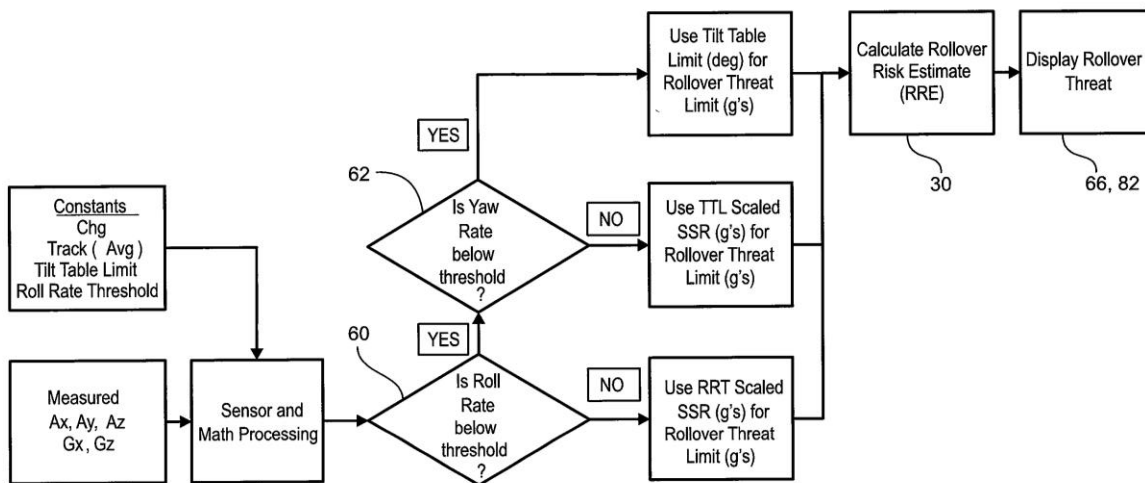


Ilustración 5 : Árbol de instrucciones RWS

En la ilustración 5 se puede apreciar cómo se pretende organizar el algoritmo que la computadora tendría que realizar, obteniendo primero unas medidas y haciendo verificaciones, para comprobar si se exceden los límites de los umbrales establecidos.

Por último, los índices que utiliza son SSF y RT. SSF es un índice estático que utiliza el ancho de vía y la altura del centro de gravedad. Por otro lado, el índice RT, utiliza la aceleración lateral medida por el dispositivo dividida por unos parámetros obtenidos de una tabla de inclinación crítica

$$SSF = \frac{\text{Track Width}}{2} * \text{CG Height} \qquad RT = \frac{\text{Measured Lateral Accel}}{TTL}$$

2.1.5 V-Pro

Está desarrollado conjuntamente por Fredericks y Archangel Systems [7], es un dispositivo pensado para vehículos militares y vehículos de emergencia.

Consiste en una unidad IMU (Inertial Measurement unit), que se muestra en la ilustración 6, capaz de medir los datos dinámicos del vehículo como son aceleraciones y velocidades y realizando un conjunto de operaciones cada muy poco tiempo nos da el riesgo de vuelco del vehículo. Esto también es posible gracias a la base de datos de vehículos que contiene.

Este sistema está pensado para poder hacer más eficiente la conducción en situaciones peligrosas y a su vez si el peligro de vuelco es inminente tener más tiempo para poder prepararse para el impacto que se producirá si el vuelco se completa.

Para este dispositivo la información disponible es limitada, aunque por la descripción, el tipo de publicidad y los datos que utiliza debe usar un algoritmo muy parecido al que utilizara nuestro sistema

Como casi todos los demás sistemas comerciales cuentan con un sistema de almacenamiento para saber que ha pasado en caso de vuelco o situaciones de peligro alto.



Ilustración 6 : V-Pro

2.2. Conclusión del estado del arte.

Para concluir este apartado en el que se ha buscado lo referente a sistemas anti vuelcos similares a INCLISAFE, se han incluido los sistemas comerciales más avanzados y con mayor aporte, ya que hay empresas que venden equipos capaces de medir la inclinación de un vehículo, pero sin el software ni el hardware de aviso al conductor.

En esta búsqueda, la rama más innovadora acerca del tema del vuelco es la utilización de cámaras en los vehículos, haciendo que estas sean capaces de leer las curvas que realiza el vehículo y con ello poder actuar en consecuencia [8]. Pero en el funcionamiento de este tipo de sistemas no se ha querido profundizar ya que es de gran utilidad pero solo en casos en los que el vehículo rueda por carreteras, y ya que nuestro proyecto está dedicado a vehículos agrícolas, militares y emergencias, tenemos que tener en cuenta situaciones en las que no vayamos por carretera.

Además, como el sistema de cámaras una vez detectado un problema actuaría sobre los actuadores activos del coche como podrían ser las suspensiones o el sistema de frenado, actualmente se incorpora en los turismos el sistema ERM (Electronic Roll Mitigation) el cual es un sistema que trabaja conjuntamente con el ESP/C (Electronic stability program/control) el cual controla los sensores de giro de rueda (ABS), posición del acelerador y del volante, sensores de aceleración y de ángulos, además de poder actuar en suspensión, frenos e incluso en barras estabilizadoras de los vehículos.

Como se ha indicado en los sistemas que utilizan cámara, no es una vía de desarrollo que sea conveniente en este proyecto, debido a que a los vehículos que está enfocado este trabajo, ya sea por antigüedad o por utilidad, no están provistos de sistemas activos. Además, pueden tener cargas variables en función de su utilización.

Estos sistemas más que avisar al conductor rectifican velocidades de las ruedas o varían la suspensión para corregir el problema y a veces esto para casos de emergencia o casos de combate en los vehículos militares no sería lo más adecuado.

Por ello el trabajo se ha centrado en los dispositivos mostrados antes, los cuales son de instalación posterior a la creación del vehículo y son de índole universal. A la vez que tienen la posibilidad de que en un futuro se puedan realizar cambios que mejoren estas mediciones de estabilidad.

3 INTRODUCCIÓN A LA FÍSICA DEL VUELCO

3.1. Vuelco Cuasi-estático

3.1.1 Vehículo Rígido (SSRT: Steady State Rollover Threshold)

Para iniciar el estudio físico de la mecánica de vuelco, comenzaremos con la aproximación más simple, suponiendo un vehículo rígido el cual está definido por no tener suspensión, supongamos también que este vehículo tiene una masa m y describe una curva con peralte, como se muestra en la ilustración 7.[9]

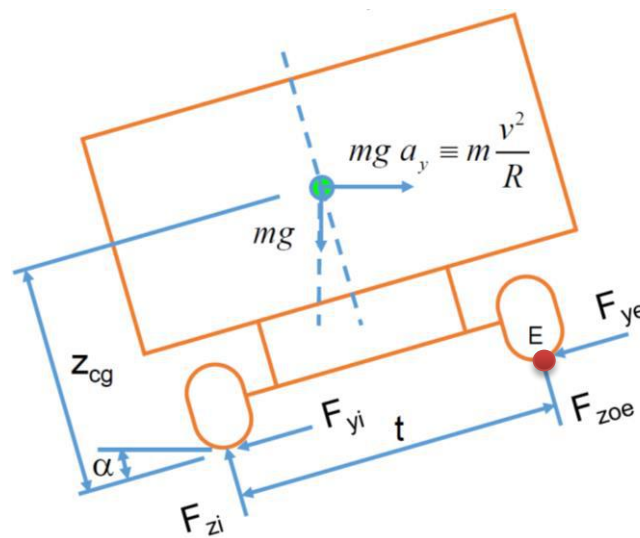


Ilustración 7 : Esquema Vehículo Rígido

Fuente: "Dinámica Lateral : Vuelco."

Donde:

- m : Masa del vehículo
 - α : Peralte de la Curva
 - a_y : Aceleración Lateral
 - F_z : Fuerzas verticales
 - F_y : Fuerzas horizontales
 - Z_{cg} : Altura al centro de gravedad
 - v : Velocidad lineal del vehículo
 - R : Radio de la curva
 - g : Gravedad
 - t : Vía del vehículo
- $\left. \begin{array}{l} \text{i: interior} \\ \text{e: exterior} \end{array} \right\}$

Realizando el sumatorio de fuerzas y tomando momentos respecto del centro del contacto de los neumáticos exteriores (punto E):

$$\sum F_y = 0 \Rightarrow mg a_y \cos \alpha - mg \sin \alpha = F_{yi} + F_{ye} \quad (1)$$

$$\sum F_z = 0 \Rightarrow mg a_y \sin \alpha + mg \cos \alpha = F_{zi} + F_{ze} \quad (3)$$

$$\sum M_E = 0 \Rightarrow mg a_y z_{cg} \cos \alpha - mg z_{cg} \sin \alpha - mg a_y \sin \alpha \frac{t}{2} - mg \cos \alpha \frac{t}{2} + F_{zi} t = 0 \quad (2)$$

Una vez se ha realizado el sumatorio de fuerzas (1) (2) y momentos (3), el objetivo es determinar una aceleración o algún parámetro que indique cuando está el vehículo en peligro de vuelco. Para ello se utiliza la ecuación del sumatorio de momentos y despejando la aceleración lateral, hallando de esta forma una primera variable que nos puede definir el vuelco.

$$a_y = \frac{z_{cg} \tan \alpha + \frac{t}{2} - \frac{F_{zi} t}{mg \cos \alpha}}{z_{cg} - \frac{t}{2} \tan \alpha}$$

Despejando a_y se obtiene la aceleración lateral en función de la carga normal que soportan las ruedas interiores y así queda definida la aceleración lateral para sistemas cuasi-estáticos.

Para hallar la aceleración crítica para el inicio del vuelco se toma como punto de referencia cuando la rueda interior se despega del suelo, que es el momento en que la fuerza normal del neumático interior es igual a cero ($F_{zi} = 0$). Además para mayor simplificación, se supone que el peralte de la carretera será nulo ($\alpha = 0$). Y operando y simplificando queda finalmente:

$$a_y = \frac{t}{2z_{cg}} \quad v_{vuelco} = \sqrt{\frac{t}{2z_{cg}} gR}$$

Queda definido así la aceleración lateral crítica mediante parámetros geométricos, por ello se usa como primera aproximación, ya que clasifica cualquier vehículo con tan solo dos parámetros geométricos que serán constantes. Esta definición es llamada *Índice de Estabilidad Estática* y con el cual se trabajara para la mecánica del vuelco estático. Además también es posible la expresión de una velocidad crítica o velocidad de vuelco en la cual definimos una velocidad, a partir de la altura del centro de gravedad del vehículo y el radio de curvatura a partir de la igualdad de la aceleración lateral a la aceleración centrífuga.

Una vez definido el índice de estabilidad estático o Umbral de vuelco, se puede agrupar los tipos de vehículos en tres para hacer una comparación simplificada de la diferencia del umbral de vuelco de diferentes tipos de vehículos como se muestra en la tabla 1.

Tipo de vehículo	Altura CDG (cm)	Vía (cm)	Umbral de vuelco
Turismo	45-60	127-165	1,1-1,7
Furgoneta	75-100	165-178	0,8-1,1
Camión	150-215	178-187	0.4-0,6

Tabla 1 : Comparación umbral de vuelco estático

Al analizar esta primera aproximación se tiene que el umbral de vuelco para los camiones es muy pequeño. Sin embargo para los turismos este umbral es mayor que la adherencia de los neumáticos (μ), por tanto para que un vehículo vuelque en lugar de derrapar, tendría que tener unos neumáticos con muchísima adherencia ($\mu > 1,1$). Es decir:

$$\frac{t}{2h} > \mu \longrightarrow \text{El vehículo se desliza}$$

$$\frac{t}{2h} < \mu \longrightarrow \text{El vehículo vuelca}$$

También es posible definir una velocidad crítica de deslizamiento la cual siempre será menor que la velocidad crítica de vuelco.

$$v_d = \sqrt{\mu g R}$$

$$v_d < v_{vuelco}$$

3.1.2 Vehículo con suspensión.

La elasticidad de la suspensión disminuye el umbral de vuelco, ya que la suspensión permite que el cdg de la masa suspendida se desplace hacia el exterior, disminuyendo el brazo de la fuerza restauradora.

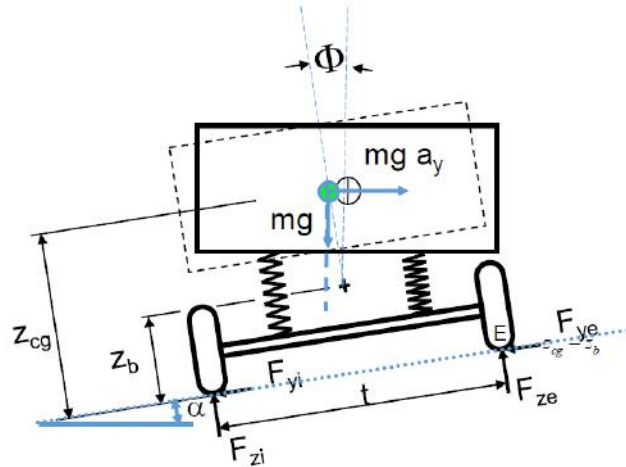


Ilustración 8 : Esquema Vehículo con Suspensión

Fuente: “Dinámica Lateral : Vuelco.”

Cuando un vehículo con suspensión describe una curva (ilustración 8) se produce una transferencia de carga vertical de las ruedas interiores a las exteriores. Para radios de giro suficientemente grandes, los ángulos de deriva de las dos ruedas del eje son prácticamente los mismos. Si el ángulo de deriva se mantiene para cada rueda de un eje, y la carga vertical se modifica, también se tiene que modificar, y en el mismo sentido, la carga transversal que soporta cada neumático. Por tanto cuando un automóvil describe una curva, se produce una transferencia de carga lateral como consecuencia de la transferencia vertical de las ruedas interiores a las exteriores.

Si la relación entre la carga lateral no es lineal, la medida de fuerzas laterales es inferior a la que recae sobre el eje en cuestión (perdida de equilibrio). Este equilibrio se puede reestablecer acomodando un ángulo de deriva superior.

La contribución será subviradora o sobreviradora dependiendo de la capacidad de la suspensión para transmitir el momento de balanceo (rigidez de balanceo de la suspensión) y de la rigidez de la estructura del automóvil.

Para un bastidor totalmente rígido (ángulo girado el mismo en cada eje) se tiene una rigidez al balanceo de una suspensión de eje rígido:

$$K_{\phi} = \frac{M}{\phi} = \frac{K_s \phi \frac{s}{2}}{\phi} = \frac{1}{2} K_s s^2$$

Donde:

- K_{ϕ} : rigidez al vuelco
- M : Momento de vuelco
- ϕ : Angulo girado por la caja del vehículo
- K_s : Rigidez de cada uno de los elementos elásticos

A continuación se realiza el equilibrio de momentos en el eje respecto del centro de balanceo de la masa suspendida y se escribe de la siguiente forma:

$$\Delta F_z = \frac{F_{zo} - F_{zi}}{2} = \frac{1}{t} \left[F_y h_r + K_\phi \phi \right]$$

 Transferencia de carga debida a la F.centrifuga.

 Transferencia de carga debida al giro del vehículo.

$$\sum F_y = 0 \Rightarrow mg a_y \cos \alpha - mg \sin \alpha = F_{yi} + F_{ye}$$

$$\sum F_z = 0 \Rightarrow mg a_y \sin \alpha + mg \cos \alpha = F_{zi} + F_{ze}$$

$$\sum M_E = 0 \Rightarrow mg a_y z_{cg} \cos \alpha - mg z_{cg} \sin \alpha - mg a_y \sin \alpha \left(\frac{t}{2} - \Phi(z_{cg} - z_b) \right) - mg \cos \alpha \left(\frac{t}{2} - \Phi(z_{cg} - z_b) \right) + F_{zi} t = 0$$

De la misma forma que en el anterior apartado, se despeja la aceleración lateral:

$$\sum M_E = 0 \Rightarrow a_y = \frac{z_{cg} \tan \alpha + \left(\frac{t}{2} - \Phi(z_{cg} - z_b) \right) - \frac{F_{zi} t}{mg \cos \alpha}}{z_{cg} - \left(\frac{t}{2} - \Phi(z_{cg} - z_b) \right) \tan \alpha}$$

Para hallar la aceleración crítica para el inicio del vuelco se toma como punto de referencia cuando la rueda interior se despega del suelo, que es el momento en que la fuerza normal del neumático interior es igual a cero ($F_{zi} = 0$). Además para mayor simplificación, se supone que el peralte de la carreta será nulo ($\alpha = 0$). Y operando y simplificando queda finalmente:

$$a_y = \frac{t}{2z_{cg}} - \Phi \left(1 - \frac{z_b}{z_{cg}} \right)$$

Queda definido así la aceleración lateral crítica mediante parámetros geométricos, esta definición también es llamada Índice de Estabilidad Estática pero para vehículos con suspensión.

También se utiliza otra forma de expresar esta ecuación [10], utilizando para ello el *coeficiente de balanceo* el cual queda definido por la variación del ángulo del vehículo respecto a la aceleración lateral que experimenta el vehículo:

$$R_\phi = \frac{d\phi}{da_y} \approx \frac{\phi}{a_y} \qquad a_y = \frac{\frac{t}{2z_{cg}}}{1 + R_\phi \left(1 - \frac{z_b}{z_{cg}}\right)}$$

Si se grafica el coeficiente de balanceo obtendremos una curva la cual nos muestra cuando se produce la inestabilidad en el vehículo en función del ángulo y de la aceleración:

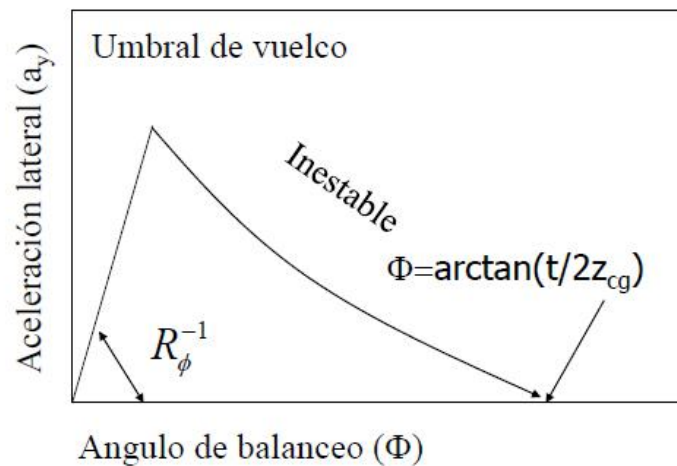


Ilustración 9 : Umbral de vuelco vehículos con suspensión.

Fuente: “Dinámica Lateral : Vuelco.”

Lo que se muestra en la ilustración 9 es que para vehículos con suspensión la aceleración y el ángulo de balanceo son proporcionales, donde la pendiente será el coeficiente de balanceo definido anteriormente. Además se tiene un pico donde acaba la proporcionalidad y este punto es el pico que se tiene en la gráfica, que indica que la rueda se ha levantado del suelo y está empezando el vuelco.

3.1.2.1 Vuelco cuasi-estático de dos ejes

El modelo anterior es válido para vehículos con dos ejes iguales, esto es, con la misma carga, la misma altura de centro de balanceo, y la misma rigidez. En general se tienen dos ejes como se muestra en la ilustración 10, con suspensiones distintas. La transferencia de carga lateral es diferente en cada uno de ellos. La rueda interior del eje con mayor transferencia, abandona primero el pavimento, en este momento el vuelco está contrarrestado por la rigidez del eje que permanece en contacto con la carretera.

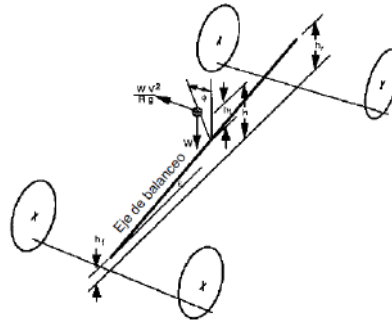


Ilustración 10 : Vehículo de dos ejes

Fuente: P. P. Sanjuán, “Un curso de automoción,” 1994.

Mediante las ecuaciones de transferencia de carga podemos obtener la aceleración que produce el despegue del primer eje (normalmente el trasero), cuando se transfiere toda la carga de la rueda interna a externa.

A partir de esta aceleración el vehículo se apoya exclusivamente en su eje delantero. La carga que queda por transferir a este eje es igual a la carga total que es necesaria transferir para volcar este apoyo, menos la que se ha transferido hasta que despegó la rueda interna trasera:

$$a_y^r = \frac{W_r/2}{W_r \frac{h_r}{t_r} + \frac{K_{\phi r}}{t_r} \frac{h_1 W}{K_{\phi} - W h_1}} \quad \Delta F'_{zf} = \frac{W_f}{2} - \Delta F_{zf}(a_y^r)$$

Teniendo en cuenta que, con la rueda trasera despegada, la rigidez al vuelco del vehículo completo coincide con la del eje delantero ($k_{\phi} = k_{\phi f}$), y que el centro instantáneo de rotación en el eje trasero cae al suelo. Con esto se obtiene la aceleración lateral “adicional”:

$$a_y^a = \frac{W_f/2 - \Delta F_{zf}(a_y^r)}{W_f \frac{h_f}{t_f} + \frac{K_{\phi f}}{t_f} \frac{h'_1 W}{K_{\phi f} - W h'_1}}$$

Siendo en este caso el umbral de vuelco (ilustración 11): $a_y = a_y^r + a_y^a$

Donde:

- a_y^r : aceleración lateral trasera
- a_y^f : aceleración lateral delantera
- $k_{\phi r}$: rigidez suspensión trasera
- $k_{\phi f}$: rigidez suspensión delantera
- t_r : vía trasera
- t_f : vía delantera
- W_r : Peso eje trasero
- W_f : Peso eje delantero

En el caso de que haya más de dos ejes (ilustración 12), como puede ser el caso del tractor con un remolque, el primer eje en abandonar el suelo es el remolque, disminuyendo la rigidez al giro hasta que se levanta el eje trasero del tractor, en este momento se alcanza la aceleración lateral de vuelco.

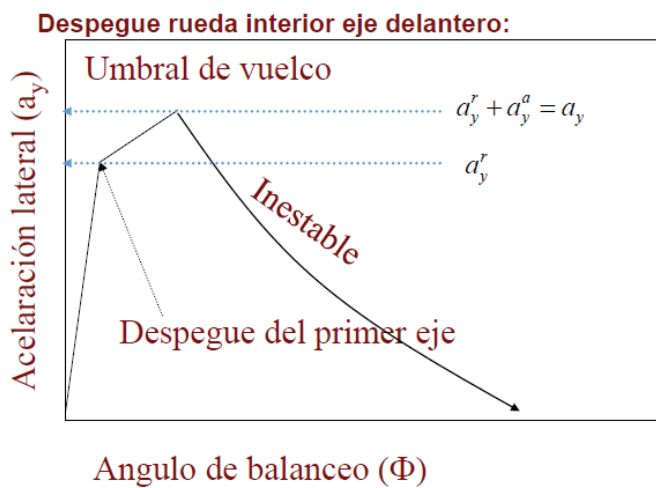


Ilustración 11 : Umbral de vuelco vehículo de dos ejes

Fuente: P.P. Sanjuán, 1994

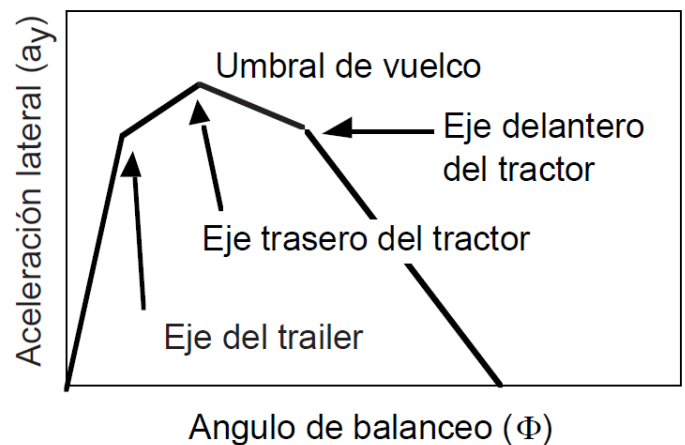


Ilustración 12 : Umbral de vuelco vehículos con remolques

Fuente: P.P. Sanjuán, 1994

3.2. Vuelco dinámico

Actualmente el desarrollo de sistemas dinámicos esta enfatizado para los sistemas de seguridad activo desarrollados por la industria del automóvil. Estos sistemas suelen utilizar modelos dinámicos que no integran modelos de neumático o integran modelos lineales. Pero para las situaciones fuera de carretera como pueden ser las situaciones en las que trabaje el objeto de este trabajo los efectos de deslizamiento que se producen pueden llevar a cabo efectos muy importantes sobre la dinámica del vehículo.

En este apartado se desarrolla la teoría dinámica del vuelco en condiciones de deslizamiento y no deslizamiento se realizara una conexión entre ambas, y se utilizara esta vez un índice de estabilidad dinámico.

Se basaran los modelos en la transferencia de carga lateral(LLT) [11] donde tendremos una escala de 0 a 1 donde 0 nos indica que estamos totalmente estables y 1 nos indica que el vuelco y la inestabilidad ha comenzado:

$$LLT = \left(\frac{F_{n2} - F_{n1}}{F_{n2} + F_{n1}} \right)$$

Si:

- $|LLT| = 1$: Se han levantado dos ruedas del mismo lado y comienza el vuelco
- $|LLT| < 0.8$: Situación de estabilidad
- $|LLT| > 0.8$: Situación de inestabilidad

Donde:

- F_{n1} : Fuerza normal en la rueda interior
- F_{n2} : Fuerza normal en la rueda exterior

3.2.1 Notación

Antes de empezar a definir el sistema de ecuaciones que gobierna la dinámica de vuelco se van a definir los parámetros que vamos a utilizar. Para evitar posibles equivocaciones, ya que al haber mucha bibliografía de este tipo, a veces, se utilizan los mismos símbolos para distintos parámetros.

Además, en esta parte de notación se definirán los parámetros mostrados en la ilustración 13, para la dinámica de vuelco sin deslizamiento ya que para la dinámica de vuelco con deslizamiento se usaran estos esquemas de base modificándolos un poco y añadiendo algún parámetro.

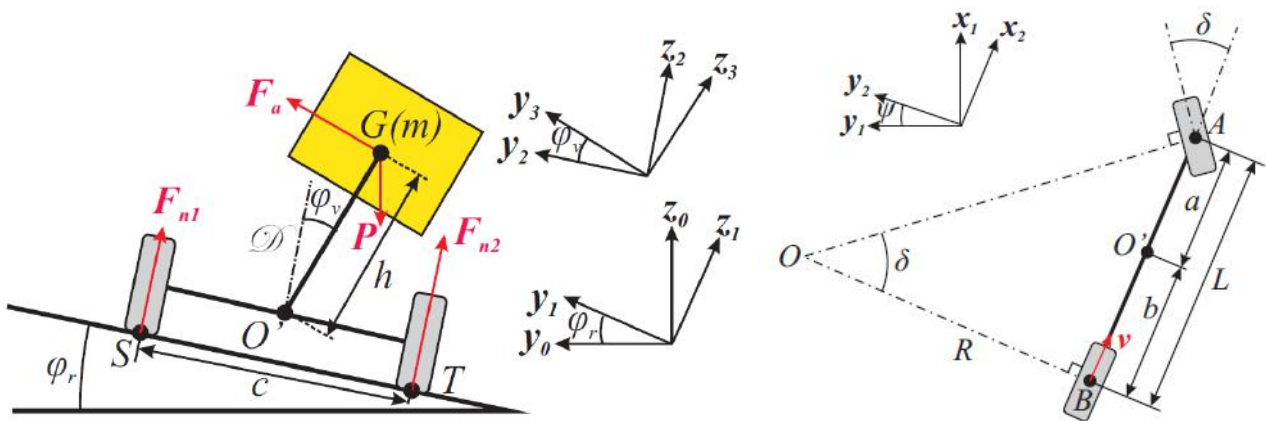


Ilustración 13 : Esquema vehículo vuelco dinámico

Fuente: N. Bouton, R. Lenain, B. Thuilot, and J. C. Fauroux, 2007

Donde:

- O' : Centro de balanceo del vehículo
- G : CDG de la masa suspendida (m)
- h : Distancia entre O' y G (altura de cdg)
- C : Vía del vehículo
- φ_r : Inclinación del terreno
- φ_v : Ángulo de balanceo de la masa suspendida
- δ : Ángulo de dirección
- O : Centro instantáneo de rotación
- a : Semi-batalla delantera
- b : Semi-batalla trasera
- L : Batalla (distancia entre ejes)
- k_r : Coeficiente de rigidez
- b_r : Coeficiente de amortiguación
- F_a : Fuerza de recuperación asociado al balanceo $\{F_a = F_a(k_r, b_r)\}$

$$\vec{F}_a = \frac{1}{h} (k_r \varphi_v + b_r \dot{\varphi}_v) \vec{y}_3$$

3.2.2 Vuelco sin deslizamiento

Se define como vuelco sin deslizamiento aquellas acciones de vuelco, que se producen cuando el contacto entre la rueda y el terreno se realizaría de forma ideal, es decir, no se produce un deslizamiento relativo entre rueda y terreno.

La transferencia de carga deriva del principio fundamental de la dinámica:

$$\begin{cases} m\vec{a}_G \cdot \vec{y}_2 = (\vec{P} + \vec{F}_a) \cdot \vec{y}_2 \\ m\vec{a}_G \cdot \vec{z}_2 = (\vec{P} + \vec{F}_a + \vec{F}_{n1} + \vec{F}_{n2}) \cdot \vec{z}_2 \\ \vec{\Delta}_{G/R_3} \cdot \vec{x}_2 = (\vec{M}_{G,F_{n1}} + \vec{M}_{G,F_{n2}}) \cdot \vec{x}_2 \end{cases}$$

Siendo:

F_{n1} : Fuerza vertical rueda interior

F_{n2} : Fuerza vertical rueda exterior

$M_{G,F_{n1}}$: Momento provocado en el centro de gravedad por la fuerza F_{n1}

$M_{G,F_{n2}}$: Momento provocado en el centro de gravedad por la fuerza F_{n2}

Además se utilizaran las siguientes hipótesis para definir el vuelco sin deslizamiento:

- 1) Balaceo sin deslizamiento: debido al balaceo sin deslizamiento podemos definir la velocidad de guiñada como:

$$\dot{\psi} = \frac{v \cdot \tan(\delta)}{L} \quad (4)$$

- 2) La masa suspendida se supone simétrica respecto a dos planos, (z_3, y_3) y (x_3, z_3) . Por tanto la matriz de Inercia es diagonal:

$$\vec{I}_{\vec{R}_3} = \begin{bmatrix} I_x & 0 & 0 \\ 0 & I_y & 0 \\ 0 & 0 & I_z \end{bmatrix}$$

Y para simplificar también supondremos un terreno plano, que está definido por $\varphi_r = 0$ y por tanto las ecuaciones de forma simplificada quedan de la siguiente manera:

$$\ddot{\phi}_v = \frac{1}{h \cos(\phi_v)} \left[h \dot{\phi}_v^2 \sin(\phi_v) + h \dot{\psi}^2 \sin(\phi_v) + v \dot{\psi} + b \ddot{\psi} - \left(\frac{k_r \phi_v + b_r \dot{\phi}_v}{mh} \right) \cos(\phi_v) \right] \quad (5)$$

$$F_{n1} + F_{n2} = m \left[-h \ddot{\phi}_v \sin(\phi_v) - h \dot{\phi}_v^2 \cos(\phi_v) + g - \left(\frac{k_r \phi_v + b_r \dot{\phi}_v}{mh} \right) \sin(\phi_v) \right] \quad (6)$$

$$F_{n1} - F_{n2} = \frac{2}{c} \left[I_x \ddot{\phi}_v + (I_z - I_y) [\dot{\psi}^2 \cos(\phi_v) \sin(\phi_v)] - h \sin(\phi_v) (F_{n1} + F_{n2}) \right] \quad (7)$$

Las ecuaciones (4), (5), (6) y (7) forman el modelo semi-analítico sin efectos de deslizamiento (NSM – Non Sliding Model).

3.2.3 Modelo dinámico con deslizamiento

Los efectos del deslizamiento se reflejan en la velocidad de guiñado porque con este se altera la localización del centro de rotación instantáneo (O). Para describir esto es necesario la introducción de un modelo de neumáticos para poder estudiar parámetros como la deriva de los neumáticos que juegan un papel fundamental.

3.2.3.1 Notación y modelado con deslizamiento

Para poder definir las nuevas ecuaciones del vuelco con deslizamiento es necesario la introducción de nuevos parámetros mostrados en la ilustración 14:

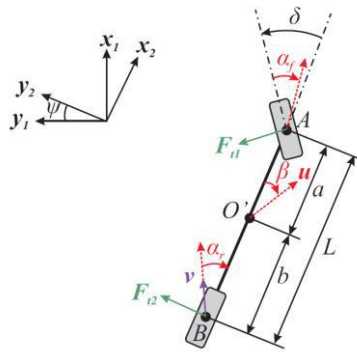


Ilustración 14 : Esquema vuelco dinámico con deslizamiento

Fuente: N. Bouton, R. Lenain, B. Thuilot, and J. C. Fauroux,2007

Donde:

- β : Ángulo de deslizamiento global
- α_r : Ángulo de deslizamiento trasero del vehículo (deriva trasera)
- α_f : Ángulo de deslizamiento delantero del vehículo (deriva delantera)
- C : Rigidez del neumático
- u : Velocidad en el centro de balanceo
- F_{t1} : Fuerza lateral en el neumático delantero
- F_{t2} : Fuerza lateral en el neumático trasero

3.2.3.2 Modelo con deslizamiento: Ecuaciones y comportamiento.

Las fuerzas longitudinales pueden despreciarse ya que no hay ninguna acción de las que estamos teniendo en cuenta que produzca fuerzas longitudinales lo suficientemente grandes como para tenerlas en cuenta.

Para el modelo con deslizamiento las ecuaciones quedan como:

$$\begin{aligned}\ddot{\psi} &= \frac{1}{I_z} (-aF_{t1} + bF_{t2}) \\ \dot{\beta} &= -\frac{1}{um} (C\alpha_f + C\alpha_r) - \dot{\psi} \\ \alpha_r &= \beta - \frac{b\dot{\psi}}{u} \\ \alpha_f &= \beta + \frac{a\dot{\psi}}{u} - \delta \\ u &= \frac{v \cos(\alpha_r)}{\cos(\beta)}\end{aligned}\quad (8)$$

La rigidez de los neumáticos no es constante si el vehículo se desplaza, en cambio, esta rigidez es función de la carga que soporta y de las condiciones de agarre que proporciona la superficie de contacto. Un modelo lineal de neumáticos no describe bien el deslizamiento, por ello, sería necesario la utilización de un modelo experimental, como pudiera ser el modelo de *Pacejka*, una posible solución es utilizar un sistema lineal de neumáticos añadiendo parte de un sistema no-lineal:

$$\begin{aligned}F_{t1} &= \operatorname{sgn}(\alpha_f) \cdot \min(C|\alpha_f|, CS) \\ F_{t2} &= \operatorname{sgn}(\alpha_r) \cdot \min(C|\alpha_r|, CS)\end{aligned}\quad (9)$$

Donde:

- $C|\alpha_f|$ se refiere a la rigidez del neumático
- CS es el umbral de saturación de fuerzas laterales que es un valor constante.

Para el modelo del vuelco con deslizamiento, las ecuaciones (6) (7) no varían por lo que vienen dada por las ecuaciones (6) y (7) pero la variación de la velocidad angular del guiñado la obtenemos esta vez de (8). La ecuación que si nos varía con respecto a las ecuaciones del vuelco sin deslizamiento es la aceleración angular de la masa suspendida:

$$\ddot{\phi}_v = \frac{1}{h \cos(\phi_v)} \left[h\dot{\phi}_v^2 \sin(\phi_v) + h\dot{\psi}^2 \sin(\phi_v) + u\dot{\psi} \cos(\beta) + \dot{u} \sin(\beta) + u\dot{\beta} \cos(\beta) - \left(\frac{k_r \phi_v + b_r \dot{\phi}_v}{mh} \right) \cos(\phi_v) \right] \quad (10)$$

Este segundo modelo formado por (6),(7),(8),(9) y (10) es denominado WSM (With Sliding Model), aunque como se ha dicho antes, para poder utilizar este modelo es necesario la utilización de un modelo de neumático para poder determinar la rigidez de los neumáticos (C).

4 INCLISAFE

4.1. Introducción

Con el objetivo de mitigar el problema y reducir el número de accidentes mortales, DTA ha desarrollado el INCLISAFE, un dispositivo universal de aviso de riesgo de vuelco para maquinaria agrícola y forestal.

Es un dispositivo electrónico, patentado, que mide tanto la inclinación como los parámetros dinámicos de la maquinaria en la que se coloca, que variarán en función de las condiciones del terreno y de la velocidad de la misma, para así, calcular en cada momento su estabilidad y avisar, si fuese necesario, de un posible riesgo de vuelco mediante una señal sonora de frecuencia variable en función de la peligrosidad de la situación.

La empresa ha desarrollado tres versiones que realizan la misma función, pero están centrada en distintos vehículos como son vehículos agrícolas, extinción de incendios y militares. Aunque en el presente trabajo nos centraremos en los vehículos agrícolas ya que el funcionamiento es el mismo.

Por tanto, está pensado y diseñado para avisar al conductor de una situación de inestabilidad del vehículo que conduce, de modo que la señal de aviso será más insistente conforme el riesgo de vuelco aumente.

Las principales causas de vuelco por las cuales se ha desarrollado este dispositivo [12] son:

- I. Peligrosidad intrínseca de los vehículos agrícolas (p. ej. tractores)
 - a. Esto es provocado por una falta de estabilidad que a su vez es provocada por una gran altura del centro de gravedad junto con una anchura de vía pequeña
 - b. Este tipo de vehículos suelen tener una falta de sensibilidad en los elementos de mandos ya que son vehículos pesados y en muchos casos antiguos.
 - c. Al ser vehículos con gran potencia tractora y que en muchas ocasiones tienen que remolcar diferentes tipos de maquinaria añadida o incluso remolques, son susceptibles de que se produzcan desequilibrios a la hora de efectuar efectos tractores o de empujes.
- II. Configuración irregular y abrupta del terreno
 - a. Estos vehículos suelen circular por terrenos poco preparados para el acceso de vehículos pesados y por tanto tienen que lidiar con caminos de dudosa estabilidad.
 - b. A su vez estos caminos o accesos suelen contar con grandes desniveles, zangas, baches y demás irregularidades que afectan en gran medida a la estabilidad del vehículo
- III. Preparación deficiente de los conductores
 - a. Muchos de los conductores no tienen instrucción previa ya que no es necesario ningún permiso específico para manejar este tipo de vehículos, y por ello también se menosprecian los posibles riesgos que puede conllevar algunas situaciones.
 - b. No se conoce con exactitud las limitaciones de estos vehículos por parte de los conductores
- IV. Mantenimiento y conservación inadecuada en muchos casos.

Se pretende que este dispositivo sirva como herramienta de prevención, para los operarios jóvenes que al no tener experiencia, no perciben el riesgo de la misma forma que lo hacen los tractoristas que acumulan muchos años trabajando con tractores.

4.2. Modo de funcionamiento

Según la información del producto proporcionado por la propia empresa [12].

El dispositivo tiene en cuenta las señales de una serie de sensores internos que le proporcionan medidas de la inclinación del vehículo, así como una serie de parámetros dinámicos (aceleraciones, velocidades angulares, etc.).

Utilizando esta información, junto con las dimensiones y propiedades inerciales del vehículo, el dispositivo calcula 10 veces por segundo la estabilidad, utilizando algoritmos propios, que es cuantificada como un porcentaje de la estabilidad máxima que tendría el vehículo (100% de estabilidad significa vehículo parado en horizontal, 0% de estabilidad implica potencial riesgo de vuelco inmediato).

Basándose en la estabilidad calculada en cada instante, el dispositivo emite a través de un display una señal luminosa y acústica de frecuencia creciente en función de la disminución de la estabilidad. El display consta de dos barras de LED contrapuestas que indican al conductor la dirección y magnitud de la inestabilidad del vehículo

INCLISAFE mide no sólo la inclinación sino también la dinámica, el efecto de los baches y las inercias sobre el vehículo. Esto implica que avisara de forma sonora cuando detecte baches pronunciados o inercias elevadas. Por un lado, esto indica que los baches suponen una disminución de la estabilidad, por lo que se deberán evitarlos o circular por esas zonas a una velocidad más reducida. Por otro lado, avisara de forma sonora al detectar inercias laterales que puedan suponer una inestabilidad alta, como puedan ser los giros bruscos a velocidades no seguras.

El dispositivo es universal, puede ser instalado en cualquier tractor, solo hay que indicar los parámetros correspondientes de éste (ancho de vía, distancia entre ejes, altura del centro de gravedad, y momentos de inercias respecto a los ejes de cabeceo y balanceo).

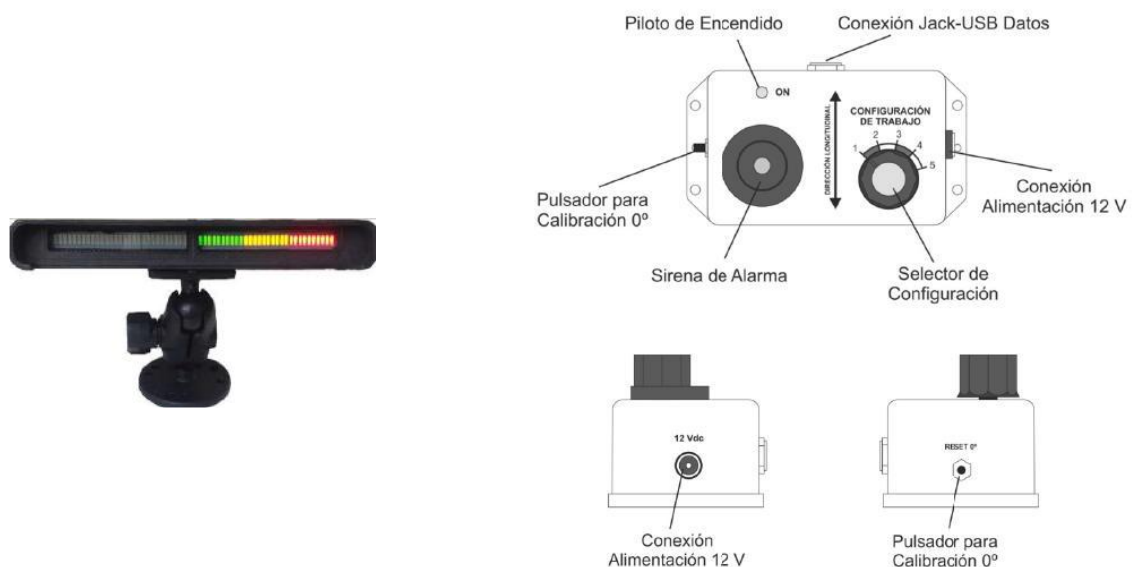


Ilustración 15 : Dispositivo Inclisafe

El dispositivo cuenta con una memoria interna, en la que se almacena toda la información concerniente al vehículo y al dispositivo. Asimismo, esta información puede ser extraída y analizada utilizando el software.

La alarma de INCLISAFE es progresiva (ilustración 16), es decir, para un riesgo bajo emitirá una señal sonora una vez por segundo, y conforme la inestabilidad aumente, la señal sonora emitida será cada vez más rápida, hasta alcanzar el momento en el que la señal sonora sea constante y advierta de un vuelco inminente.

NIVELES DE ALARMA	FRECUENCIA PITIDO	SIGNIFICADO	MEDIDA A TOMAR
1	1 pitido/segundo	Inestabilidad Puntual-Bache	Ninguna – Si se pasa a mayor velocidad, implicará peligro de inestabilidad
2	2 pitidos/segundo	Inestabilidad leve	Reducir levemente la velocidad
3	4 pitidos/segundo	Inestabilidad alta	Reducir drásticamente la velocidad. Reconducir el tractor hacia zonas de menos pendiente.
4	Pitido Constante	Riesgo de vuelco inminente	Reducir drásticamente la velocidad. Reconducir el tractor hacia zonas de menos pendiente.

Ilustración 16 : Gráfica niveles de alarma INCLISAFE

4.2.1 Método Teórico Inclisafe

El estudio realizado por el equipo de desarrollo del INCLISAFE [13] se divide en dos fases, en la primera se realiza un estudio estático del tractor en pendiente, tras el cual se lleva a cabo el análisis dinámico de su comportamiento al vuelco.

4.2.1.1 Estudio estático

Para este estudio se utiliza un modelo simple (ilustración 17), ya que solo se aborda el estudio de la estabilidad y es suficiente con un modelo simplificado, en este caso de un tractor

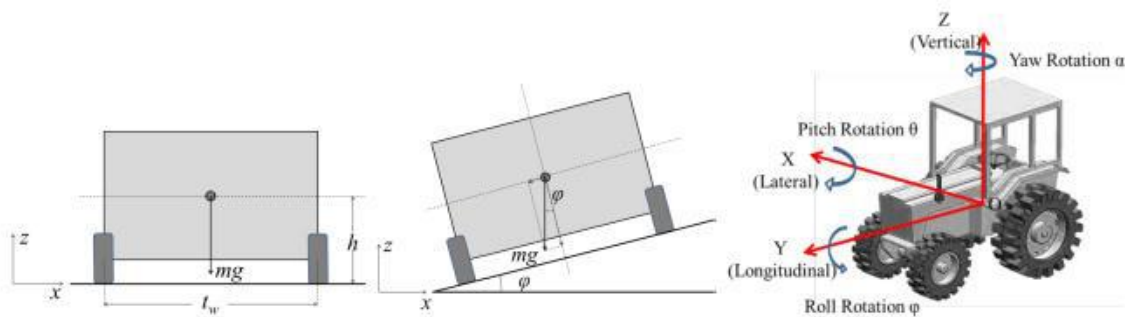


Ilustración 17 : Esquema tractor simplificado

Donde:

- t_w : Vía del tractor
- w_b : Distancia entre ejes del tractor
- h : Altura del centro de gravedad
- J_x : Momento de inercia en X (cabeceo/pitch)
- J_y : Momento de inercia en Y (balanceo/roll)
- θ : Ángulo de cabeceo (pitch)
- φ : Ángulo de balanceo (roll)

La estabilidad estática del tractor se puede definir mediante el *Índice de Estabilidad Estático*, que es el que se definió en el Apartado 3 , pero aquí se denota por SR (Static stability ratio).

$$\begin{bmatrix} SR_x \\ SR_y \end{bmatrix} = \frac{1}{2h} \begin{bmatrix} w_b \\ t_w \end{bmatrix} \quad (11)$$

4.2.1.2 Estudio Dinámico

Para el estudio dinámico se va a proceder de manera parecida, se obtendrá un índice de estabilidad dinámico el cual tomara valores entre 0 y 100, siendo 100 la estabilidad total y el valor 0 el momento en el que el vehículo pierde el contacto con la carretera y empieza el vuelco.

Este índice según [14] puede presentar dos variantes, cuando se trata de un vuelco longitudinal (cabeceo) y cuando se trata de un vuelco lateral (balanceo), siendo este último el más peligroso ya que es el que se produce más a menudo. Ambos índices tienen una estructura similar cambiando la velocidad influyente en cada tipo de movimiento.

Estos índices mejoran a (11) porque en la realidad el vehículo trabaja con cargas que varían con el tiempo y las cuales, producen efectos significativos en el vuelco por ello se define un nuevo índice, al que se llamara *Índice de estabilidad (SI)*. (12)

Pero antes de definir este índice es necesario definir un Angulo de cabeceo y de balanceo críticos, los cuales serán necesarios para definir este índice.

$$\begin{bmatrix} \theta_{cri} \\ \varphi_{cri} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \arctan\left(\frac{w_b}{2h}\right) \\ \arctan\left(\frac{t_w}{2h}\right) \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \arctan(SR_x) \\ \arctan(SR_y) \end{bmatrix} \quad \begin{bmatrix} SI_x \\ SI_y \end{bmatrix} = 100 \begin{bmatrix} 1 - \frac{\theta}{\theta_{cri}} \\ 1 - \frac{\varphi}{\varphi_{cri}} \end{bmatrix} \quad (12)$$

Tras definir SI (12) se definió (13), que es un índice que ya considera las inercias de la masa suspendida, a la vez que tiene en cuenta los parámetros geométricos, por ello, ya podemos hablar de un índice dinámico como tal.

Como pasaba con SI (12) en este caso es necesario definir antes unos parámetros los cuales están definidos en [15] donde se introduce la influencia de los momentos de inercias en la definición de unas velocidades angulares críticas tanto de cabeceo como de balanceo.

$$\begin{bmatrix} SI(t)_{roll} \\ SI(t)_{pitch} \end{bmatrix} = 100 \begin{bmatrix} \left(1 - \left(\frac{\varphi}{\varphi_{cri}}\right)\right) * \left[1 - \left(\frac{\dot{\varphi}}{\dot{\varphi}_{cri}}\right)^2\right] \\ \left(1 - \left(\frac{\theta}{\theta_{cri}}\right)\right) * \left[1 - \left(\frac{\dot{\theta}}{\dot{\theta}_{cri}}\right)^2\right] \end{bmatrix} \quad (13)$$

$$\begin{bmatrix} r_x^2 \\ r_y^2 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \left(\frac{w_b}{2}\right)^2 + h^2 \\ \left(\frac{t_w}{2}\right)^2 + h^2 \end{bmatrix} \quad \begin{bmatrix} \dot{\theta}_{cri} \\ \dot{\phi}_{cri} \end{bmatrix} = \sqrt{2mg} \begin{bmatrix} \sqrt{\frac{r_x [1 - \cos(\theta_{cri} - \theta)]}{J_x + mr_x^2}} \\ \sqrt{\frac{r_y [1 - \cos(\phi_{cri} - \phi)]}{J_y + mr_y^2}} \end{bmatrix}$$

Por lo tanto, se concluye que mediante (13) se podrá definir la estabilidad del vehículo con la lectura de las inclinaciones que tenga el vehículo junto con la introducción de antemano de unos parámetros geométricos (vía, batalla, altura cdg, etc.) y unos parámetros dinámicos (momentos de inercias de cabeceo y balanceo)

Para realizar la introducción de estos datos, la empresa ha desarrollado un software (INCLISOFT) que se puede configurar el dispositivo para cada tipo de trabajo. Incluye una base de datos con las características de más de 1000 modelos comerciales de tractores, así como la posibilidad de introducir características de un tractor cualquiera.

Además, se podrán realizar hasta cinco configuraciones de trabajo distintas, basadas en los diversos aperos y accesorios que se le coloquen al tractor en cada momento. De este modo, si la distribución de pesos cambiase porque se han cambiado los aperos, bastara con girar el selector de INCLISAFE a la posición adecuada para pasar a la configuración deseada.

Por último se añade la existencia en este artículo de un índice de estabilidad global (14), que incluye tanto el balanceo como el cabeceo:

$$SI_{overall}(t) = \left(1 - \sqrt{\left(\frac{\varphi}{\varphi_{cri}}\right)^2 + \left(\frac{\theta}{\theta_{cri}}\right)^2} \right) * \left[1 - \sqrt{\left(\frac{\dot{\varphi}}{\dot{\varphi}_{cri}}\right)^4 + \left(\frac{\dot{\theta}}{\dot{\theta}_{cri}}\right)^4} \right] * 100 \quad (14)$$

5 ESTUDIO DE SENSIBILIDAD DE LOS PARÁMETROS

Ya se conoce el producto, su funcionamiento, las ecuaciones que lo gobiernan y la física del vuelco, en este apartado se procederá al estudio de los diferentes puntos en los que nos hemos centrado, para poder realizar el estudio del sistema utilizando las ecuaciones dinámicas e índices dinámicos.

El siguiente paso para entender como poder realizar ciertas mejoras o simplificaciones sin influir en la calidad de las lecturas y los avisos, es el estudio de los parámetros más significativos en estas ecuaciones. De esta forma, se puede conocer cómo pueden influir ciertas variaciones en los vehículos y enfatizar la medición de estos para una lectura de datos más precisa y fiable.

Además el objetivo inicial es disminuir los datos que el cliente debe introducir en el software, de manera que estudiando los parámetros también veremos aquellos datos que se le exigen al cliente, o los datos de la base de datos que tiene el propio software, cuales son los más importantes y en cuales nos debemos centrar en este estudio.

Nos hemos basado en dos fuentes [16] [17], en las cuales se hacen estudios de la sensibilidad que tienen los diferentes parámetros al variar un 10% arriba y abajo y ver su comportamiento frente al tiempo que tardaría en volcar.

Dicho trabajo se basa en un algoritmo que varía el ángulo de inclinación del terreno y lo que se estudia es el tiempo que tardaría en volcar el vehículo. A continuación se muestran los resultados para distintos tipos de vehículos, vehículos tipo furgoneta, camiones articulados y camiones con volquete:

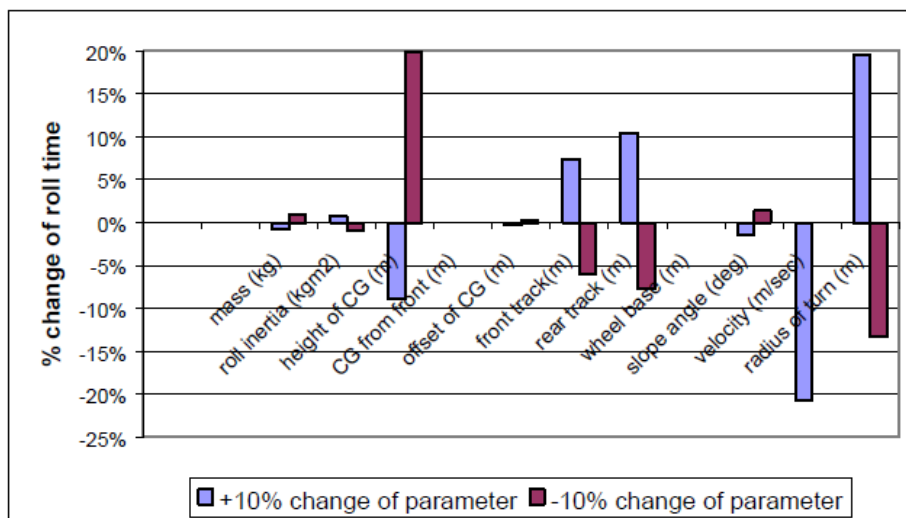


Ilustración 18 : Sensibilidad de parámetros furgonetas

Fuente: G. Lock,2000

Como se puede observar en la ilustración 18, en el caso de las furgonetas, camiones pequeños y vehículos de geometría similar, los parámetros más importantes que afectan al vuelco son la altura del centro de gravedad, la velocidad y el radio de la curva, siendo también importante la vía delantera y trasera.

En los parámetros más importantes se puede ver como aumentando un 10% el parámetro en cuestión se llega a disminuciones del tiempo de vuelco entre el 10% y el 20%, además también se observa que el parámetro que más estabilidad nos proporcionaría es la disminución del centro de gravedad. Por tanto se puede concluir que uno de los parámetros que se pide, que es la altura del centro de gravedad, como dato para el software que hace funcionar el dispositivo, es el parámetro geométrico que más podría falsearnos la medida y a su vez falsear la señal de aviso del dispositivo cuando este nos avisa del vuelco.

En la ilustración 19, que hace referencia a camiones articulados, se puede ver que este tipo de vehículos está influenciado por los mismos parámetros pero esta vez gana mucho protagonismo la velocidad, ya que al ser vehículos muy pesados y con grandes masas suspendidas que pueden jugar a su favor a la hora de tomar una curva a grandes o pequeñas velocidades. Pero como anteriormente se ha dicho con los vehículos tipo furgoneta, el parámetro que más nos importa es la altura del centro de gravedad y las vías, siendo estos los parámetros geométricos que se piden al cliente y siendo la velocidad un parámetro fácil de medir.

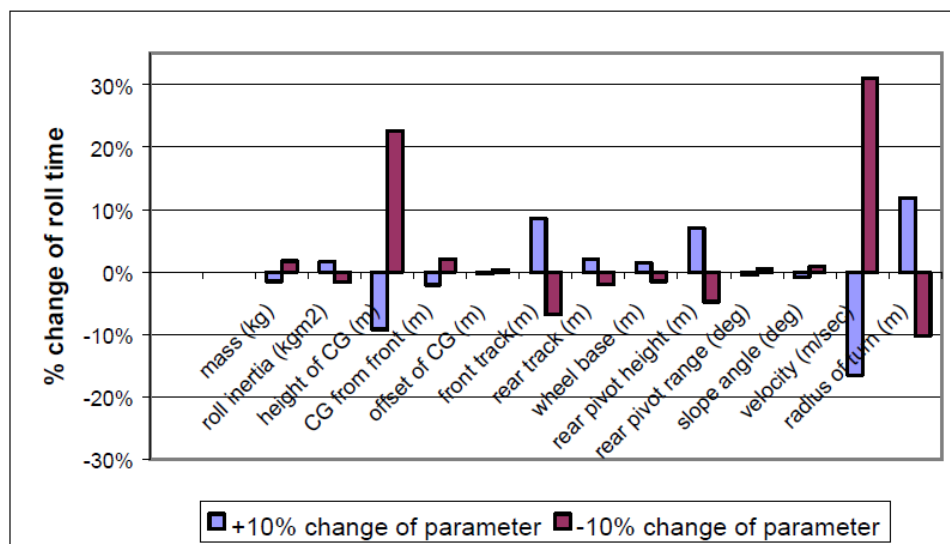


Ilustración 19 : Sensibilidad de parámetros camiones articulados.

Fuente: G. Lock,2000

Por último, en la ilustración 20 se muestra la sensibilidad de los parámetros para camiones o camionetas con volquete, en la cual se observa que la sensibilidad aunque es menor para la altura del centro de gravedad se aumenta para los anchos de vías, siendo así los parámetros los mismos que para los demás casos.

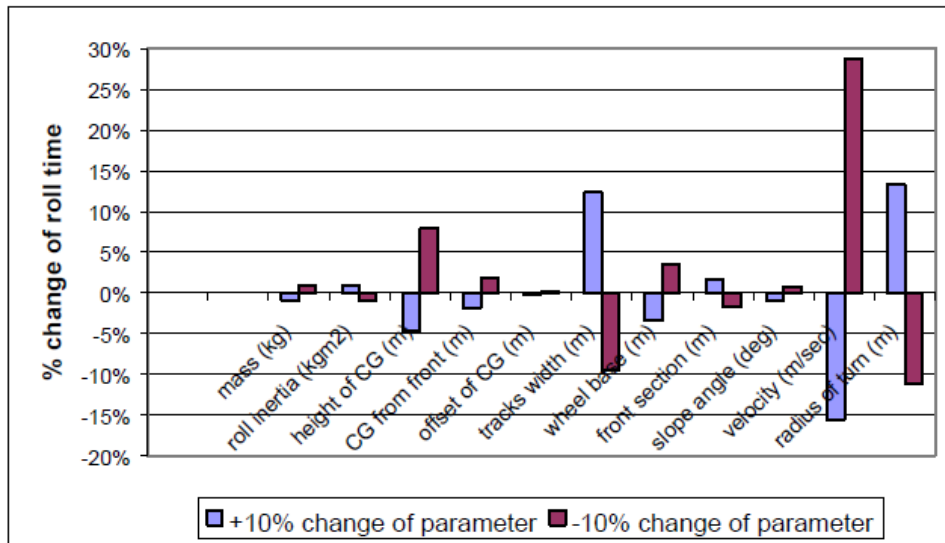


Ilustración 20 : Sensibilidad de parámetros camiones con volquete

Fuente: G. Lock,2000

Resumiendo, se puede apreciar que los parámetros más importantes son dos, la altura del centro de gravedad y el ancho de vías. Siendo ambos parámetros solicitados para el dispositivo INCLISAFE. Por tanto habrá que intentar mejorar la precisión de la medida de ambos, o la lectura de dinámica de los parámetros. Además también se puede observar que aparte de estos parámetros, también hay dos parámetros muy influyentes, que no dependen del vehículo sino del conductor, que son la velocidad y el radio de la curva.

5.1. Sensibilidad de la altura del centro de gravedad

Como uno de los parámetros más importante es la altura del centro de gravedad, se va a seguir estudiando su influencia en la física del vehículo. Esto será basado en el estudio realizado mediante la variación del 10% en la altura del centro de gravedad, mientras el resto de parámetros no se varían y se realiza una maniobra tipo *Fishhook* [17], se puede ver la influencia que tiene la altura del centro de gravedad en la aceleración lateral experimentada por el vehículo (ilustración 22), el ángulo de balanceo (ilustración 23), la velocidad angular de balanceo (ilustración 24), y el Índice de estabilidad dinámico.

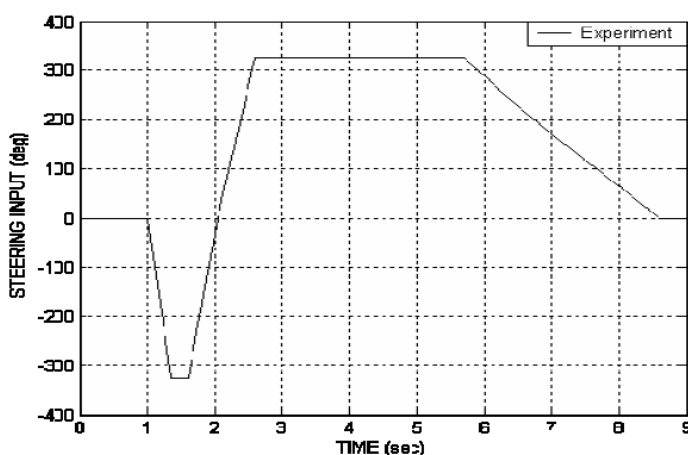


Ilustración 21 : Maniobra Fishhook

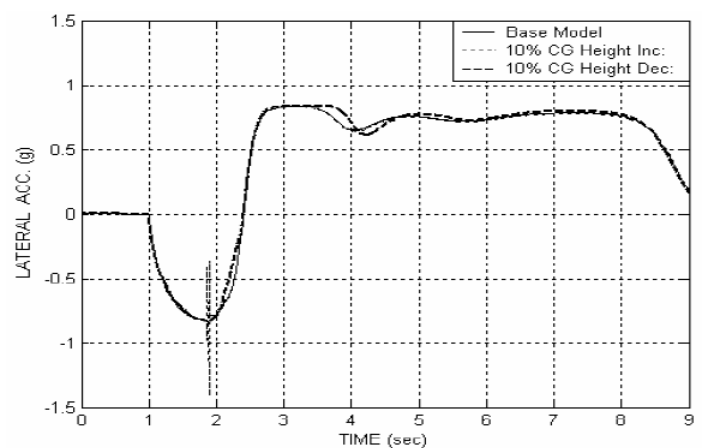


Ilustración 22 : Influencia de la altura cdg en la aceleración lateral

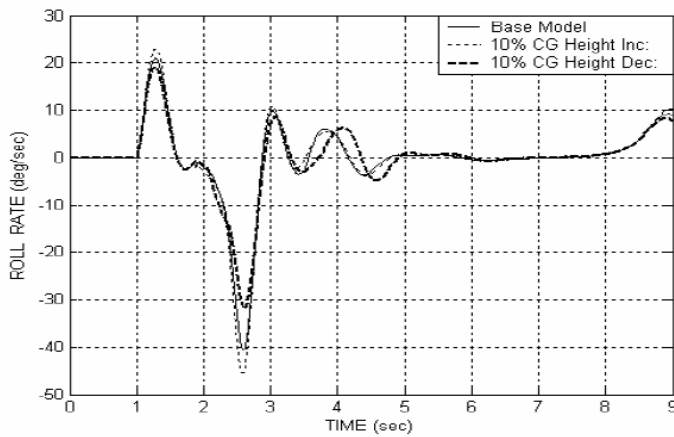


Ilustración 24 : Influencia de la altura cdg en la velocidad angular de balanceo

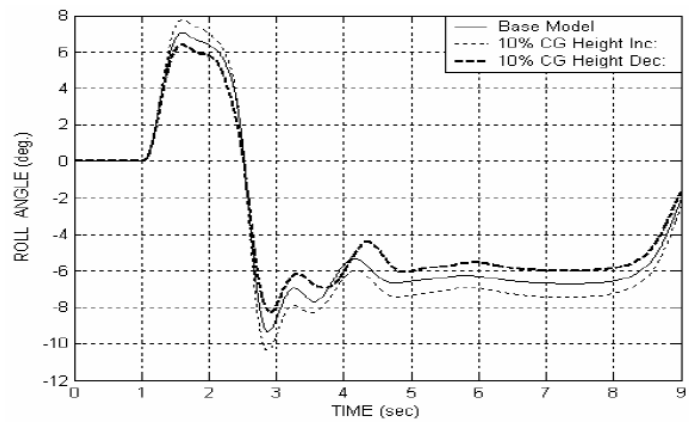


Ilustración 23 : Influencia de la altura cdg en el ángulo de balanceo

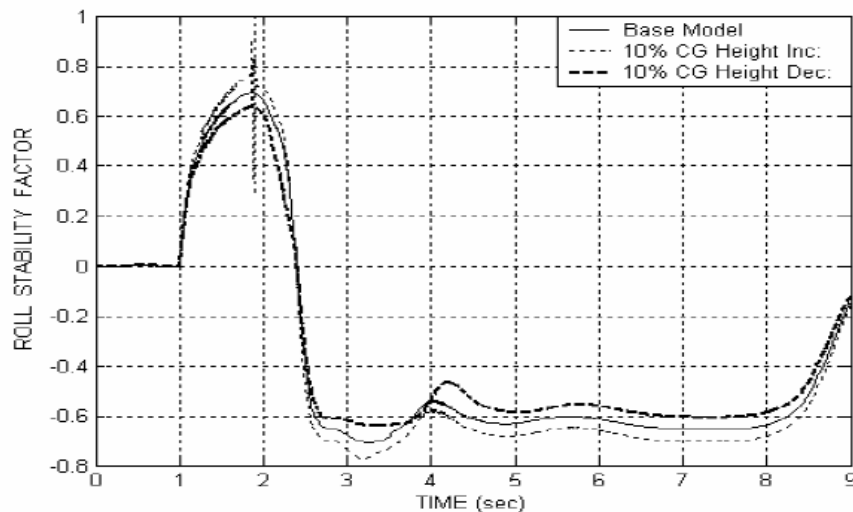


Ilustración 25 : Influencia de la altura cdg en el Índice de estabilidad dinámica

Fuente 21-25: M. RP, J. BC, and H. SJ,2006

En las ilustraciones anteriores se muestra la influencia que tiene la altura del centro de gravedad, se muestra que las mayores variaciones se muestran en la velocidad angular y en el ángulo de balanceo que a su vez repercute en el índice de estabilidad que es lo que muestra realmente si estas variaciones son lo suficientemente importante, y como se ve en la ilustración 25, si se aumentara un 10% la altura del centro de gravedad en esta situación donde todos los parámetros se mantienen constantes, se muestra que se produce un pico de inestabilidad cerca del segundo 2, por lo que esto indica que en ese instante el vehículo está en una zona de inestabilidad provocada por la iniciación del vuelco.

Aunque se llegue a esa situación, es porque en la situación inicial estábamos cerca de este límite, lo importante es ver que al variar tan solo un 10% la altura del centro de gravedad (por ejemplo, si la altura fuese 600mm la variación experimentada sería 60mm = 6 cm) tendríamos un empeoramiento de la situación de entre el 15-30%. Por lo tanto se puede ver que pequeñas variaciones en esta altura pueden ser crítico en la situación del vuelco.

5.2. Sensibilidad del ancho de vía

Realizando la misma actividad que en el apartado anterior, a continuación se muestra la variación que se observa en un vehículo al variar un 10% o un 5 % el ancho de vía respecto al ángulo de balanceo, velocidad angular del ángulo de balanceo, la aceleración lateral, y por último el índice de estabilidad dinámico.

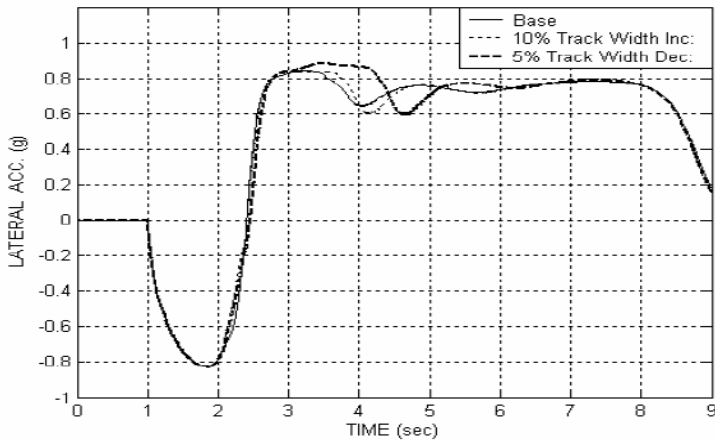


Ilustración 26 : Influencia del ancho de vía en la aceleración lateral

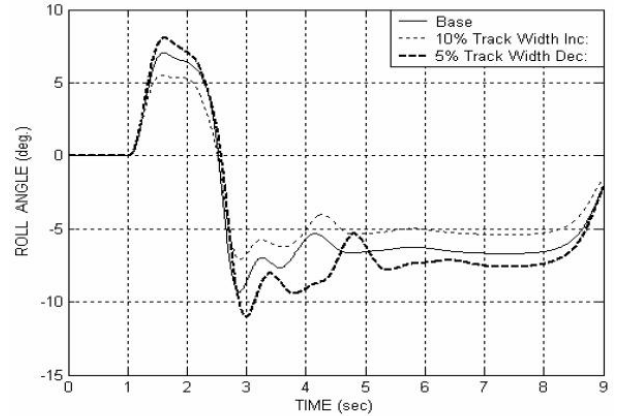


Ilustración 27 : Influencia del ancho de vía en el ángulo de balanceo

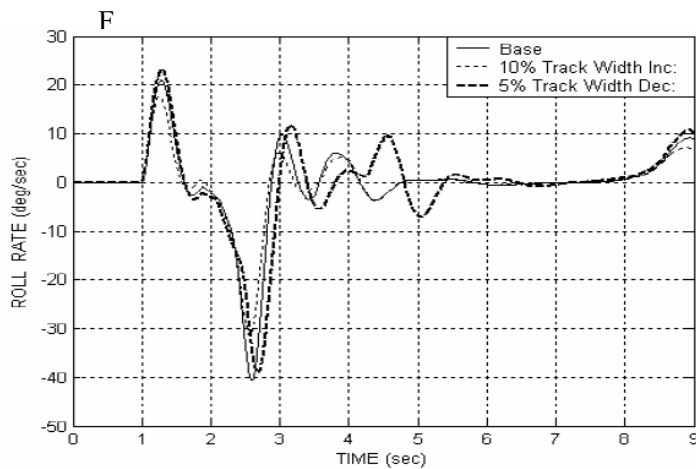


Ilustración 28 : Influencia del ancho de vía en la velocidad angular del ángulo de balanceo

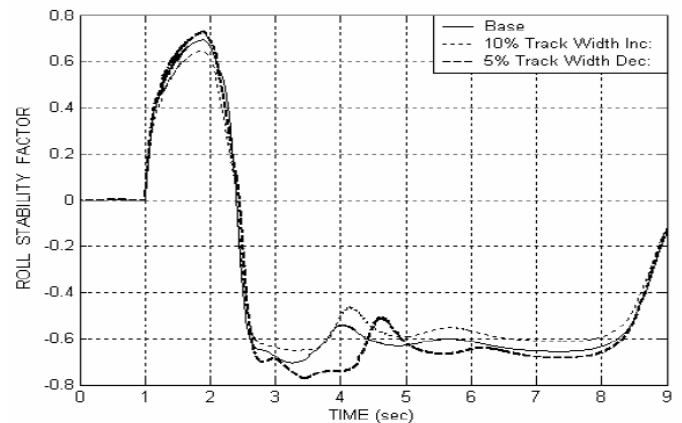


Ilustración 29 : Influencia del ancho de vía en el índice de estabilidad dinámico.

Fuente 26-29: M. RP, J. BC, and H. SJ,2006.

En la ilustración 26 se muestra que al disminuir el ancho de vía se produce una disminución de la estabilidad del vehículo, aumentando la aceleración lateral que soporta. A su vez, en la ilustración 27 se muestra el aumento del ángulo de balanceo, al disminuir el ancho de vía y por último, en la ilustración 28 se muestra el aumento de la velocidad de balanceo al realizar la misma acción.

Como se compara antes, esta vez al disminuir un 5% el ancho de vía, el índice de estabilidad dinámico se hace un 5% menos estable, como se muestra en la ilustración 29, por tanto se puede concluir que aunque el ancho de vía es un parámetro muy importante, la altura del centro de gravedad es el parámetro más influyente en la física del vuelco.

6 COMPARACIÓN DE ÍNDICES DINÁMICOS

6.1. Introducción

En este proyecto se ha escrito sobre dos índices dinámicos, el que representa el dispositivo INCLISAFE, el cual está basado en distintos parámetros del vehículo, como pueden ser las inercias, la altura del centro de gravedad, los momentos de inercia, etc...

Por otro lado, se tiene el índice dinámico que representa la transferencia de carga lateral, este se basa en leer las cargas que hay en cada rueda y compararlas, sabiendo cuando empieza el vuelco, es decir, cuando una de las ruedas se levanta del suelo.

Para continuar con el estudio, se debe profundizar en ambos índices para ver cómo reaccionan a diferentes situaciones y ver si el índice con el que trabaja el dispositivo es tan fiable como la medida directa de las fuerzas en las ruedas.

Esta comparación también se realiza ya que una posible vía de desarrollo podría ser la predicción de vuelco. La predicción de vuelco es algo bastante innovador y se han publicado varios artículos relacionado con esto, y en todos utilizan como índice que mide el vuelco la transferencia de carga lateral, por ello también se cree necesario realizar una comparación entre ambos.

Para la realización de esta comparación se ha utilizado el programa *ADAMS CAR*, el cual es un programa derivado del programa *ADAMS* que es un software de simulación dinámica de multicuerpos. Mediante este software se han simulado diferentes situaciones con diferentes vehículos para poder comparar ambos índices, su comportamiento y su veracidad. Una vez simulada la acción, se han obtenido los datos mediante el postprocesor de dicho programa para más tarde, ser exportados a *MATLAB* y mediante un algoritmo de diseño propio poder comparar ambos índices. Siendo los datos geométricos medidos y obtenidos en el programa *ADAMS CAR*.

También hay que añadir que para el equipo que conforma este proyecto, al ser un dispositivo de carácter comercial uno de los objetivos es hacer que el cliente tenga la mayor comodidad posible, ya que en la actualidad el cliente precisa introducir los datos del vehículo, junto con sus configuraciones de trabajo. En cambio, por nuestro lado se aprecia que podría ser posible la colocación de células de carga en cada rueda y así obtener la lectura directa de las fuerzas normales en cada rueda, las cuales serán las responsables de la física de vuelco, de esta forma facilitaríamos la actuación del cliente a solo situar el dispositivo en el vehículo y por parte del fabricante, colocar una célula de carga por rueda que sería algo bastante sencillo.

De esta forma, se podría ser capaz de medir y avisar del vuelco con cualquier tipo de añadido en el caso de tractores o por ejemplo en el caso de camiones de bomberos, donde los momentos de inercia cambiarían mucho al estar el vehículo cargado de agua, o vacío. Por tanto creemos que la introducción de este índice (LLT) sería beneficiosa, pero antes hay que verificar los datos de ambos índices, ver cómo se comportan ambos y ver si sería posible la utilización de ambos a la vez de forma que se complementaran.

Esta última opción sería la más completa pero para ella, haría falta, para que realmente fuera un índice dinámico el utilizado por el dispositivo, una lectura constante de los parámetros del vehículo como pueden ser la altura del centro de gravedad y las inercias. Puesto que esto sería algo de vital importancia, ya que hay parámetros como la altura del centro de gravedad, como se ha visto anteriormente, que es el parámetro más crítico en el vuelco.

6.2. Índices dinámicos a comparar

Aunque anteriormente se han explicado ambos índices, se realizara un recordatorio a la vez que se centra la explicación en las características que se buscan en este proyecto, con las consiguientes explicaciones de cómo sería posible el estudio de estos índices de forma dinámica.

6.2.1 Índice dinámico *INCLISAFE*

Se comenzara con el índice dinámico que utiliza *INCLISAFE* (13). Este índice aunque es dinámico, se basa en la comparación de los ángulos que estamos midiendo (cabeceo y balanceo) y velocidades angulares que también se pueden medir, con unos ángulos críticos y unas velocidades angulares críticas. A su vez, definidas con parámetros estáticos y en el caso de las velocidades angulares, es donde se utilizan los parámetros dinámicos, que son los momentos de inercia del vehículo.

Este índice toma valores entre 0 y 100, siendo 100 la estabilidad total y el valor 0 el momento en el que el vehículo pierde el contacto con la carretera y empieza el vuelco.

Dicho índice se calcula mediante la introducción de datos geométricos del vehículo y condiciones geométricas de trabajo, como pueden ser las diferentes combinaciones de aperos, mediante el software *INCLISOFT*. Además, realiza la medición de ángulos de inclinación y de aceleraciones angulares, mediante sensores colocados en el dispositivo.

Se empieza con el índice de estabilidad estático el cual nos sirve para definir a posteriori los ángulos críticos de cabeceo y balanceo.

$$\begin{bmatrix} SR_x \\ SR_y \end{bmatrix} = \frac{1}{2h} \begin{bmatrix} w_b \\ t_w \end{bmatrix} \quad \begin{bmatrix} \theta_{cri} \\ \varphi_{cri} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \arctan\left(\frac{w_b}{2h}\right) \\ \arctan\left(\frac{t_w}{2h}\right) \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \arctan(SR_x) \\ \arctan(SR_y) \end{bmatrix}$$

Una vez definidos ambos, se puede hablar de un índice de estabilidad dinámico, ya que compara los datos obtenidos con los sensores de los ángulos con estos ángulos críticos antes calculados.

$$\begin{bmatrix} SI_x \\ SI_y \end{bmatrix} = 100 \begin{bmatrix} 1 - \frac{\theta}{\theta_{cri}} \\ 1 - \frac{\varphi}{\varphi_{cri}} \end{bmatrix}$$

Por último, tenemos la introducción de las velocidades angulares a dicho índice, haciéndolo más preciso. Esto se realiza mediante la definición de unas velocidades angulares críticas que a su vez utilizan un parámetro definido mediante parámetros geométricos.

$$\begin{bmatrix} \dot{\theta}_{cri} \\ \dot{\phi}_{cri} \end{bmatrix} = \sqrt{2mg} \begin{bmatrix} \sqrt{\frac{r_x [1 - \cos(\theta_{cri} - \theta)]}{J_x + mr_x^2}} \\ \sqrt{\frac{r_y [1 - \cos(\phi_{cri} - \phi)]}{J_y + mr_y^2}} \end{bmatrix} \quad \begin{bmatrix} r_x^2 \\ r_y^2 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \left(\frac{w_b}{2}\right)^2 + h^2 \\ \left(\frac{t_w}{2}\right)^2 + h^2 \end{bmatrix}$$

Quedando finalmente definido el índice dinámico por separado como:

$$\begin{bmatrix} SI(t)_{roll} \\ SI(t)_{pitch} \end{bmatrix} = 100 \begin{bmatrix} \left[1 - \left(\frac{\phi}{\phi_{cri}}\right)\right] * \left[1 - \left(\frac{\dot{\phi}}{\dot{\phi}_{cri}}\right)^2\right] \\ \left[1 - \left(\frac{\theta}{\theta_{cri}}\right)\right] * \left[1 - \left(\frac{\dot{\theta}}{\dot{\theta}_{cri}}\right)^2\right] \end{bmatrix}$$

Y el índice dinámico global:

$$SI_{overall}(t) = \left(1 - \sqrt{\left(\frac{\phi}{\phi_{cri}}\right)^2 + \left(\frac{\theta}{\theta_{cri}}\right)^2}\right) * \left[1 - \sqrt{\left(\frac{\dot{\phi}}{\dot{\phi}_{cri}}\right)^4 + \left(\frac{\dot{\theta}}{\dot{\theta}_{cri}}\right)^4}\right] * 100$$

La forma de hallar tanto el índice dinámico global (14) como el índice dinámico de balanceo (13), tiene un inconveniente. Se observa que dicho índice es catalogado como índice dinámico, a pesar de estar basado en datos estáticos. Estos datos deberían ser dinámicos, como por ejemplo la altura del centro de gravedad. Dicho parámetro, es el más relevante en la dinámica de vuelco y es un parámetro dinámico, ya que varía en función de la inclinación y de las cargas móviles. Por ello, se concluye que este inconveniente puede acarrear graves errores.

6.2.2 Índice dinámico, Transferencia de carga lateral.

Este índice, al contrario que (13), se basa totalmente en condiciones dinámicas, las cuales son las fuerzas normales que tenemos en cada rueda, de esta forma si somos capaces de medir estas fuerzas tendríamos en teoría una medida directa y realizando la operación que define al propio índice sabríamos en qué porcentaje de estabilidad estamos en cada momento.

La importancia de este índice recae en su sencillez, ya que no necesita de ningún parámetro para su funcionamiento, tan solo la medición de las fuerzas en las ruedas y la comparación de estas mediante el algoritmo que define el índice dinámico de transferencia de carga lateral.

Este índice, a diferencia de (13) tiene un rango entre 0 y 1, siendo 1 el momento donde la rueda se despega del suelo y comienza el vuelco y 0 la estabilidad total. Además este índice puede ser positivo y negativo ya que dependiendo de la dirección del giro y como está definida la fuerza normal en un sentido de giro será positivo y otro negativo, de todas formas para la comparación se ha multiplicado por algunos parámetros para estandarizar la comparativa de ambos. Dichos cambios se explicaran cuando se explique el algoritmo de Matlab más adelante.

$$LLT = \left(\frac{F_{n2} - F_{n1}}{F_{n2} + F_{n1}} \right)$$

Si:

- $|LLT| = 1$: Se han levantado dos ruedas del mismo lado y comienza el vuelco
- $|LLT| < 0.8$: Situación de estabilidad
- $|LLT| > 0.8$: Situación de inestabilidad

Donde:

- F_{n1} : Fuerza normal en la rueda interior
- F_{n2} : Fuerza normal en la rueda exterior

6.3. Metodología para la comparación

La comparación se ha realizado mediante el uso conjunto del programa de simulación *ADAMS* y *MATLAB*. El primero se ha usado para la simulación y la obtención de datos, mientras que el segundo se ha utilizado para comparar ambos índices de forma gráfica y numérica mediante un algoritmo de realización propia.

6.3.1 Metodología *ADAMS CARS*

Para comparar ambos indicadores era necesario realizar simulaciones para la obtención de los datos necesarios, ya que poner en práctica este tipo de situaciones es algo costoso y no se dispone de dicho material ni superficie. En la realización de estas simulaciones, se han utilizado dos tipos de vehículos principalmente, que se muestran en la ilustración 30, los cuales están ya diseñados y modelado en dicho programa. Son un vehículo tipo turismo deportivo, con una geometría de perfil bajo, a la vez que cuenta con un ancho de vía grande, por otro lado, se ha realizado también las simulaciones con un vehículo tipo autobús, el cual ha sido seleccionado por ser un vehículo pesado y alto.

De esta forma simularemos un vehículo con un centro de gravedad bajo y un ancho de vía grande respecto a su longitud y un vehículo con un centro de gravedad más alto, más pesado y con un ancho de vía pequeño respecto a su longitud.



Ilustración 30 : Vehículos de ensayo

Una vez que se tienen ambos vehículos seleccionados, el siguiente paso es la simulación de una situación que sirva para obtener unos datos válidos para nuestro ensayo. Para ello, se ha elegido un tipo de maniobra en la que el vehículo mantiene una velocidad constante (ilustración 31) y en la misma dirección y se introduce una carretera (ilustración 32), de realización propia, en la que habrá una rampa lateral. De esta forma se conseguirá que el vehículo consiga el vuelco de forma uniforme y progresiva.

Además, se ha estudiado la posibilidad de otro tipo de maniobras, pero como son maniobras diseñadas por el propio programa, cambia parámetros y no eran uniformes para poder comparar los resultados a distintas velocidades.

Por lo tanto finalmente se opta por la maniobra en la que se mantiene velocidad y dirección constantes, de esta forma, solo tendremos que decidir la velocidad y la carretera, que será una variación de una de las rampas que te vienen definidas en el programa.

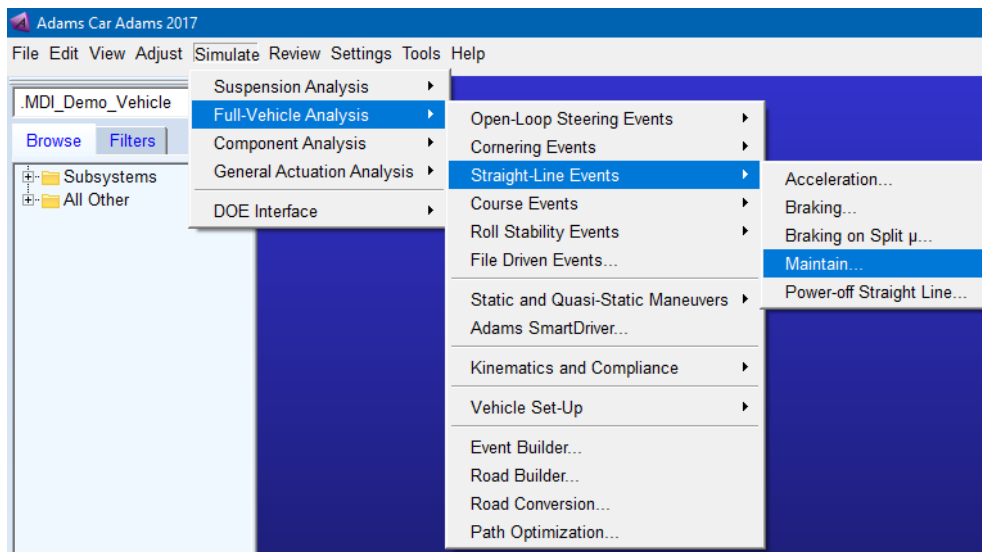


Ilustración 31 : Dirección para ejecutar simulación Adams

La carretera creada a partir de una rampa predefinida en el programa se modifica mediante un archivo .txt (ilustración 33), que tiene un número de nodos con el que se define la geometría de la carretera y podemos cambiar los valores de estos nodos como queramos.

Finalmente se coloca una rampa lateral como se muestra en la siguiente ilustración 34 y 35, que tiene una longitud de 45 m de longitud y de altura máxima 2 m. De esta forma, se hace que el vehículo vaya subiéndola con las dos ruedas izquierdas, mientras el peso se va apoyando en las dos ruedas derechas, simulando un vuelco.

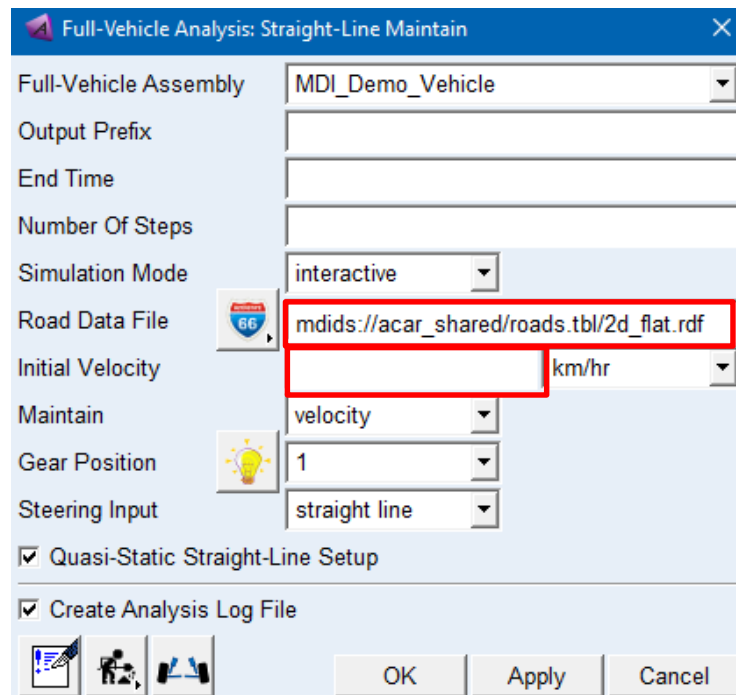


Ilustración 32 : Cuadro de detalles para la simulación Adams

```
[NODES]
NUMBER_OF_NODES = 28
{ node      x_value      y_value      z_value }
```

1	10000.0	-1.0E+04	0.0
2	-5000.0	-1.0E+04	5.0
3	-7996.2476533157	-1.0E+04	150
4	-5.2975993095E+04	-1.0E+04	2000
5	-5.2975993095E+04	-1.0E+04	0.0
6	-20000.0	-1.0E+04	0.0
7	-100000.0	-1.0E+04	0.0
8	10000.0	-410.0	0.0
9	-5000.0	-410.0	5.0
10	-7996.2476533157	-110.0	150
11	-5.2975993095E+04	-110.0	2000
12	-5.2975993095E+04	-110.0	0.0
13	-20000.0	-410.0	0.0
14	-100000.0	-410.0	0.0
15	10000.0	0.0	0.0
16	-5000.0	0.0	0.0
17	-7996.2476533157	0.0	0.0
18	-5.2975993095E+04	0.0	0.0
19	-20000.0	0.0	0.0
20	-100000.0	0.0	0.0
21	10000.0	1.0E+04	0.0
22	-5000.0	1.0E+04	0.0
23	-7996.2476533157	1.0E+04	0.0
24	-5.2975993095E+04	1.0E+04	0.0
25	-20000.0	1.0E+04	0.0
26	-100000.0	1.0E+04	0.0
27	-9999.0	-1.0E+04	0.0
28	-9999.0	-410.0	0.0

Ilustración 33 : Definición rampa en .txt



Ilustración 34 : Rampa vista desde el lateral izquierdo

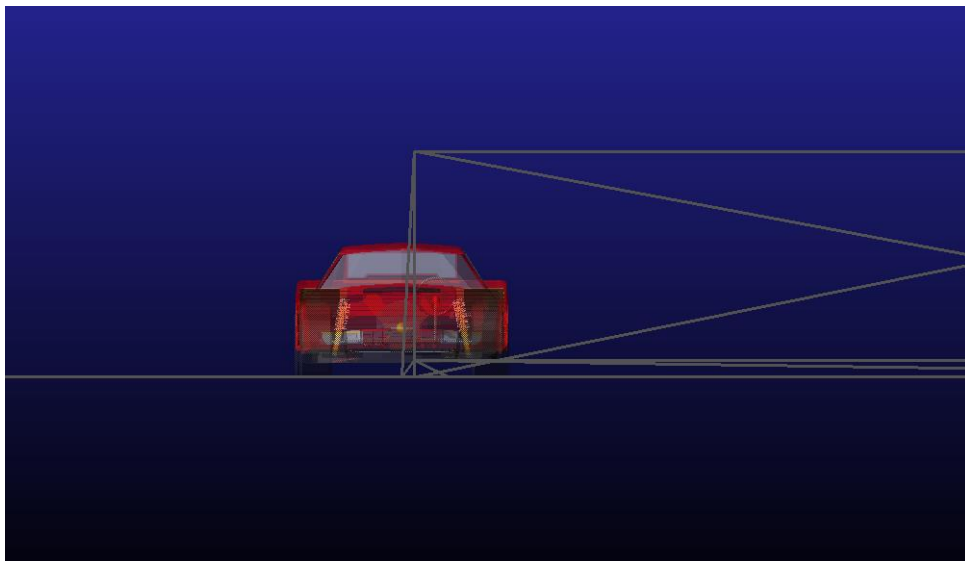


Ilustración 35 : Rampa vista desde el frente

Ya definido el sistema, solo queda simular y obtener los datos. Esto se hará mediante la herramienta de pos-procesado del programa, mostrada en la ilustración 36. En la que se obtendrán todos los datos necesarios para después en matlab poder procesarlos y sacar conclusiones.

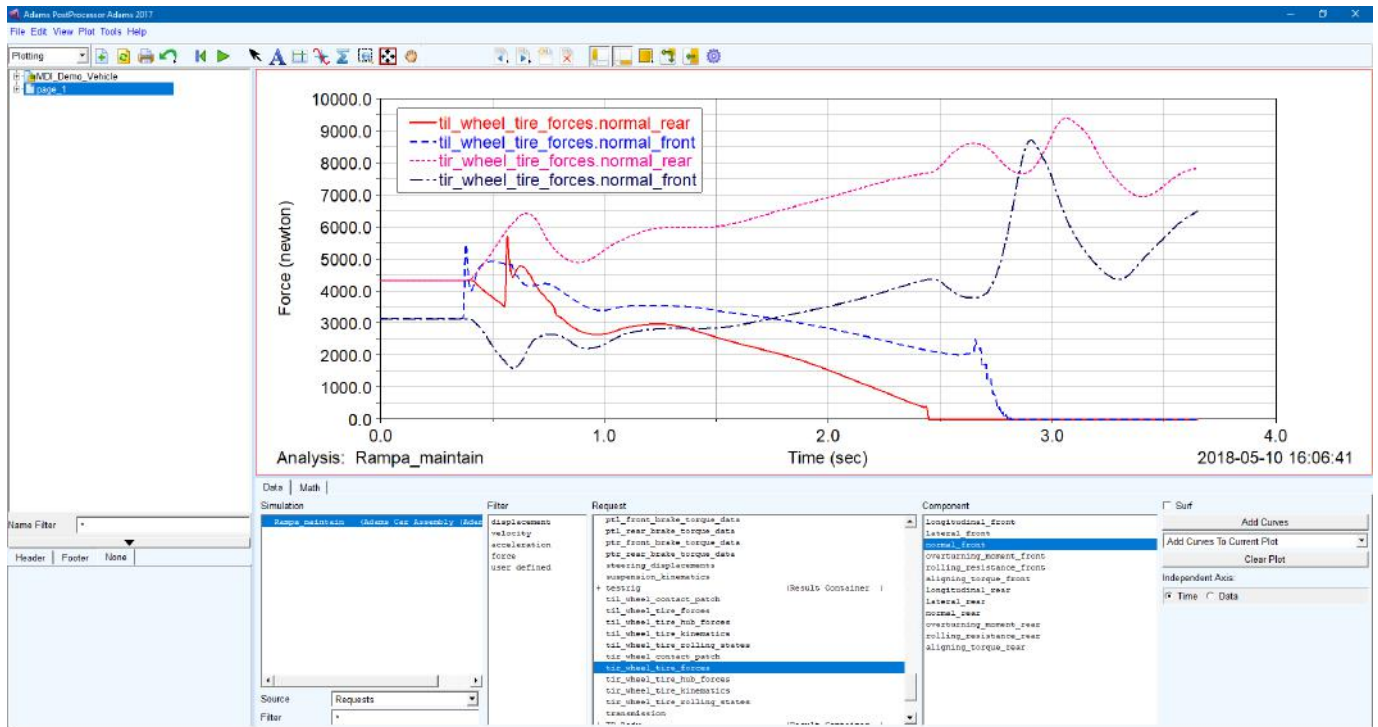


Ilustración 36 : Ejemplo pantalla pos-procesado Adams

6.3.2 Metodología MATLAB.

MATLAB es una herramienta de software matemático que ofrece un entorno de desarrollo integrado con un lenguaje de programación propio (lenguaje M). Dentro de sus principales funciones se encuentran la manipulación de matrices, la representación de datos y funciones, implementación de algoritmos y creación de interfaces de usuario entre otras muchas. De todas estas funciones, para este trabajo se han utilizado las funciones de manipulación de datos (matrices), la representación de datos, funciones y la implementación de algoritmos.

Como se ha explicado anteriormente, se obtendrán los datos necesarios del programada ADAMS en un archivo con extensión de texto (.txt), el cual es posible leerlo mediante el comando “load”, una vez leído, el programa traduce estos datos a una matriz de tantas filas como datos por variable se hayan obtenido en la simulación y tantas columnas como variables se necesiten. Una vez leído los datos, ya se puede trabajar con esta matriz y realizar el algoritmos para obtener los cálculos y la representación.

Como ejemplo para la explicación se expondrá el algoritmo utilizado para el vehículo tipo turismo, y el procedimiento ha sido el siguiente:

- I. **Lectura de datos:** los datos obtenidos en la simulación, son leídos mediante el comando “load” que hace que el programa lea los datos y los cargue en su memoria como una matriz. Esta matriz tendrá tantas filas como datos por variable se hayan obtenido en la simulación y tantas columnas como variables se necesiten. En la ilustración 37 se muestra como se asignan estos valores a las variables que interesa.

Para este caso, los datos que necesitamos son:

- Fuerza normal en la rueda trasera izquierda : $F_{izq_trasera}$
- Fuerza normal en la rueda delantera izquierda : $F_{izq_delantera}$
- Fuerza normal en la rueda trasera derecha : $F_{der_trasera}$
- Fuerza normal en la rueda delantera derecha : $F_{der_delantera}$
- Angulo de balanceo/vuelco : f_{hi}
- Angulo de cabeceo : $teta$
- Velocidad angular de balanceo : f_{hi_punto}
- Velocidad angular de cabeceo : $teta_punto$

```
%%Cargamos los datos%%

load ('DV_rampa_50.txt')

t=DV_rampa_50(:,1);           % Tiempo

F_izq_trasera=DV_rampa_50(:,2) ; %Rueda izquierda trasera%
F_izq_delantera=DV_rampa_50(:,3); %Rueda izquierda delantera%
F_der_trasera=DV_rampa_50(:,4); %Rueda Derecha trasera%
F_der_delantera=DV_rampa_50(:,5); %Rueda Derecha delantera%

fhi=DV_rampa_50(:,6);        %Angulo de vuelco lateral (Roll)

teta=DV_rampa_50(:,7);       %Angulo de cabeceo

fhi_punto=DV_rampa_50(:,8);  %velocidad angular de vuelco (Roll velocity)

teta_punto=DV_rampa_50(:,9); %Velocidad angular de cabeceo ( Pitch velocity )
```

Ilustración 37 : Carga de datos en Matlab

- II. **Implementación del índice dinámico de transferencia de carga lateral:** una vez leído los datos ya podemos operar con estos, y lo que se realiza en la ilustración 38 es la implementación del índice dinámico LLT, basado en la transferencia de carga lateral, realizando el índice para el eje delantero y trasero e implementándolo para que ambos sean graficados.

```
%Criterio LLT Vuelco%

figure(1)
LLT_trasero=(F_der_trasera-F_izq_trasera)./(F_der_trasera+F_izq_trasera);
plot(t,LLT_trasero)
title('LLT Trasero Roll-over')

figure(2)|
LLT_delantero=(F_der_delantera-F_izq_delantera)./(F_der_delantera+F_izq_delantera);
plot(t,LLT_delantero)
title('LLT Delantero Roll-over')
```

Ilustración 38 : Índice dinámico (LLT) en Matlab

III. **Implementación del índice dinámico utilizado por *INCLISAFE***: la implementación de este índice se va haciendo por partes, ya que hay que ir calculando primero los índices estático y después ir calculando los ángulos críticos, y velocidades angulares críticas:

- a. **Carga de datos:** se necesitan datos geométricos del vehículo, estos deben ser introducidos de forma manual (ilustración 39) y se ha realizado mediante la medición que posibilita el programa ADAMS, de esta forma se introducen los datos tales como el ancho de vía, distancia entre ejes, altura del centro de gravedad, masa y momentos de inercia. Todos estos datos son los que se le pedirían a un cliente normal del dispositivo INCLISAFE.

```

% Criterio INDICE DE ESTABILIDAD DINÁMICA %

%% Cargamos los datos %%

wb=(2827-267);      %mm
tw=(750+797);
h=450;
m=1295;            %kg
g=9.81*1000;      %gravedad ( dato )
Jy=2e8;           %kgmm^2
Jx=5e8;

```

Ilustración 39 : Carga de datos índice dinámico INCLISAFE en matlab

- b. **Definición del índice estático:** se define el índice de estabilidad dinámico en la ilustración 40 para a continuación ser utilizado en el algoritmo como se explicó anteriormente.

```

% Ratio de estabilidad ESTATICO
SRx=wb/(2*h);
SRy=tw/(2*h);

```

Ilustración 40 : Índice de estabilidad estático en Matlab

- c. **Índice de estabilidad dinámico (fase 1):** al explicar el tipo de índice dinámico del dispositivo, primero se definía un índice dinámico que tenía en cuenta solo la dinámica de la variación de ángulo. También se definen en la ilustración 41 lo que serán los ángulos críticos mediante el índice de estabilidad estático.

```
%Indice de Estabilidad DINAMICO

% Definimos Ángulos críticos

teta_crit= atan(SRx)*(360/(2*pi));
phi_crit= atan(SRy)*(360/(2*pi));

% Indice de estabilidad

SIx= 100*(1-abs((teta)./teta_crit));
SIy=100*(1-abs((phi)./phi_crit));
```

Ilustración 41 : Índice de estabilidad dinámico (fase 1) en Matlab

- d. **Índice de estabilidad dinámico (fase 2):** ya podemos definir el índice de estabilidad dinámico en el cual se utiliza también la influencia de la variación de la velocidad angular, para ello se define primero los parámetros “r” y también se utilizara un bucle, como se muestra en la ilustración 42 por si hay algún pico producido por una inestabilidad y tomase valores negativos, el programa diga que estamos en el valor 0 que es que ya estamos en la operación de vuelco. También se incluye la definición del índice dinámico global en la ilustración 43.

```

%Indice de Estabilidad DINAMICO

% Definimos VELOCIDADES ANGULARES críticas

rx=sqrt(((wb/2)^2)+(h^2));
ry=sqrt(((tw/2)^2)+(h^2));

teta_punto_crit= (sqrt(2*m*g))*(sqrt((rx*(1-cosd(teta_crit-abs(teta))))...
    /(Jx+(m*rx^2))))*360/(2*pi);

fhi_punto_crit= (sqrt(2*m*g))*(sqrt((ry*(1-cosd(fhi_crit-abs(fhi))))...
    /(Jy+(m*ry^2))))*360/(2*pi);

k=length(t);

SIyt=100.*((1-abs(fhi./fhi_crit)).*(1-abs(fhi_punto./fhi_punto_crit).^2));
SIxt=100.*((1-abs(teta./teta_crit)).*(1-abs(teta_punto./teta_punto_crit).^2));
for i=1:k
    if SIyt(i)<0
        SIyt(i)=0;
    else
        SIyt(i)=SIyt(i);
    end

    if SIxt(i)<0
        SIxt(i)=0;
    else
        SIxt(i)=SIxt(i);
    end
end
end

```

Ilustración 42 : Índice dinámico de estabilidad en Matlab

```

%INDICE ESTABILIDAD GLOBAL

S= 100.*((1-sqrt((fhi./fhi_crit).^4+ (fhi_punto./fhi_punto_crit).^4))...
.*(1-sqrt((teta./teta_crit).^4+ (teta_punto./teta_punto_crit).^4)));
for u=1:k

    if S(u)<0

        ST(u)=0;

    else

        ST(u)=S(u);

    end

end
end

```

Ilustración 43 : Índice de estabilidad global

- e. **Comparación grafica de los tres índices:** por último, se tiene en la ilustración 44 la comparación de los índices de forma gráfica.

```

figure (6)
plot(t,SIyt,t,100*(LLT_trasero),t,ST)
title('comparación de metodos','FontSize',20)
xlabel('Tiempo ( s )','FontSize',20)
ylabel('Indice Estabilidad','FontSize',20)
legend('Indice dinamico roll','LLT trasero','Indice estabilidad')
axis([0 7 -100 100]);
figure (7)
plot(t,abs(fhi_punto),t,fhi_punto_crit)
title('Fhi punto Vs Fhi punto crit')

```

Ilustración 44 : Código para graficar los índices en Matlab

- IV. **Resultado :** la ilustración 45 es un ejemplo de una posible comparación, tal como se ha descrito, siguiendo los pasos y finalmente obteniendo este resultado:

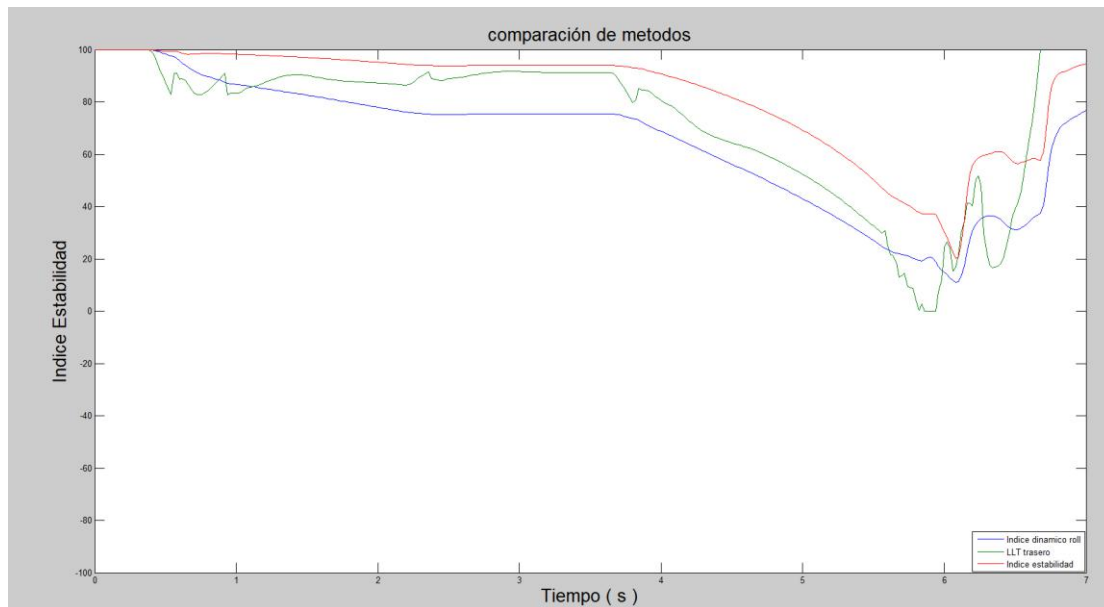


Ilustración 45 : Ejemplo de resultado del programa de matlab

6.4. Resultados

En este apartado se van a mostrar los resultados obtenidos de la comparación de los índices de estabilidad, esto se hará de forma que ambos vehículos se compararan a distintas velocidades, comprobando como trabajan los diferentes índices con diferentes velocidades.

Las velocidades seleccionadas serán 10 km/h, 50 km/h y 100 km/h teniendo así un amplio abanico de posibilidades en las que podrían trabajar los vehículos agrícolas y los vehículos de emergencia.

6.4.1 Resultados del turismo-deportivo

El algoritmo empleado esta detallado en el Anexo I y los datos que vamos a utilizar para el coche son los mostrados en la tabla 2.

<i>Nombre</i>	<i>Abreviatura</i>	<i>Valor</i>	<i>Unidad</i>
<i>Dist. entre ejes</i>	wb	2560	mm
<i>Ancho de vía</i>	tw	1547	mm
<i>Altura centro gravedad</i>	h	450	mm
<i>Masa</i>	m	1295	kg
<i>Inercia de balanceo</i>	Jy	5,8336 e8	kgmm ²
<i>Inercia de cabeceo</i>	Jx	6,1210 e9	kgmm ²

Tabla 2 : Datos iniciales coche

6.4.1.1 Resultados del coche a 10km/h

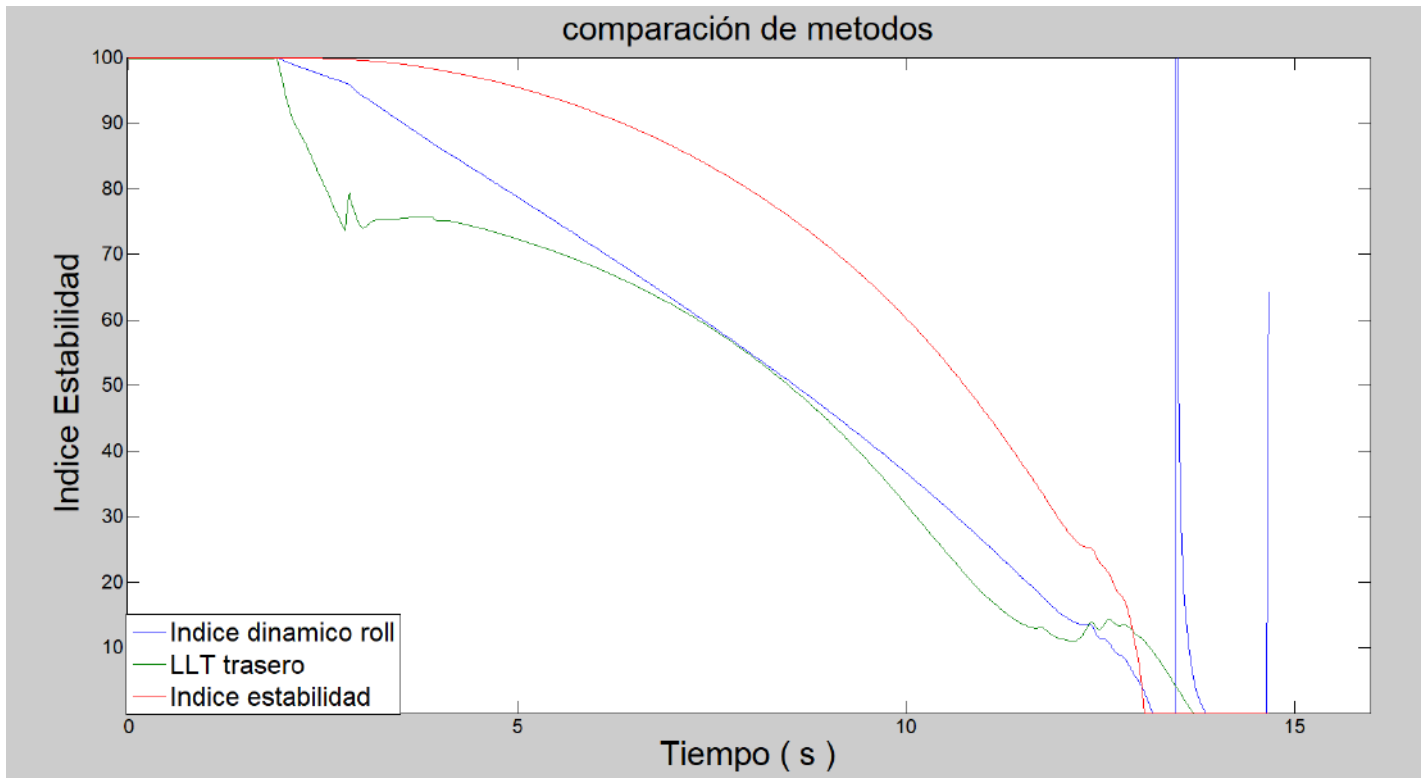


Ilustración 46 : Índices estabilidad para el turismo-deportivo a 10 km/h

Para este ensayo, se ha seleccionado una velocidad de 10 km/h constante para que el vehículo realice la maniobra. De esta forma la maniobra tiene una duración de unos 15 segundos y como se puede apreciar en la ilustración 46:

- Todos los índices parecen dar un resultado bastante parejo aunque en la parte final se produzcan inestabilidades son provocadas por que ya se ha producido el vuelco.
- El índice de estabilidad dinámico mediante transferencia de carga lateral (LLT), mide en tiempo real las transferencias de cargas y se puede ver como cercano al segundo dos se produce una transferencia que hace que la estabilidad varíe, pero en el caso de los índices de estabilidad, no se produce ninguna variación.
- Como en la mayoría de las publicaciones a partir de un 80% de la inestabilidad, en el momento en que las líneas sobrepasan el límite de 20 en la gráfica, ya se puede decir que el vehículo está entrando en el accidente del vuelco, y si se fijan, el procedimiento LLT lo cruzaría a los 10.8 segundos mientras que el índice de vuelco lo cruzaría a los 11.6 segundos y a los 12.7 el índice de estabilidad global.

6.4.1.2 Resultados del coche a 50km/h

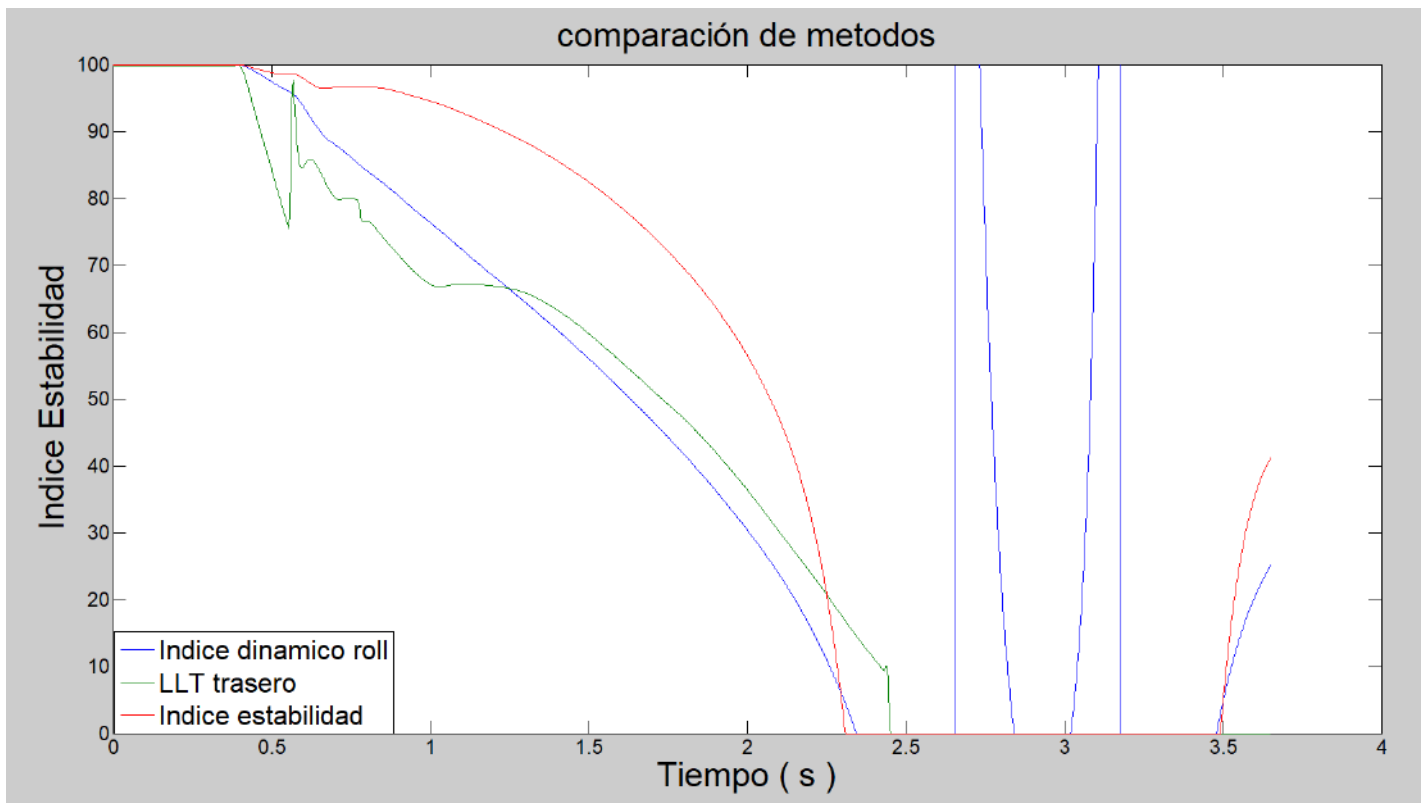


Ilustración 47 : Índices estabilidad para el turismo-deportivo a 50 km/h

Para este ensayo, se ha seleccionado una velocidad de 50 km/h constante para que el vehículo realice la maniobra. La maniobra tiene una duración de unos 2,5 segundos y como se puede apreciar en la ilustración 47:

- Se producen inestabilidades tras los 2,5 segundos debido a que una de las ruedas no está en contacto con la carretera, por tanto se está en zona de inestabilidad donde el vuelco es inminente.
- En este ensayo también se puede apreciar como el LLT tiene un pequeño pico en el medio segundo, mientras que los otros dos no parecen tener una variación significativa, lo que podría mostrar que ante baches, piedras o alteraciones similares, estos no tendrían una apreciación adecuada.
- Mientras que en el ensayo de 10 km/h el índice que cruzaba el límite de 20 era el LLT en este caso es el índice dinámico de vuelco, el cual en el segundo 2,15 avisaría de que se tendría un vuelco inminente. Mientras que el LLT y el índice de estabilidad global avisan prácticamente a la vez, en el segundo 2,25. Aunque esta vez la diferencia es 0.10 segundos, en proporción es el mismo tiempo de reacción que en el caso de 10 km/h pero a la inversa, es decir, que el LLT aquí sería igual de lento que el índice dinámico de vuelco en el caso de 10 km/h.
- Por último, también se aprecia como el índice de estabilidad global tiene una caída mucho más pronunciada, de tipo exponencial negativa, mientras que el LLT y el índice de vuelco son más lineales.

6.4.1.3 Resultados del coche a 100 km/h

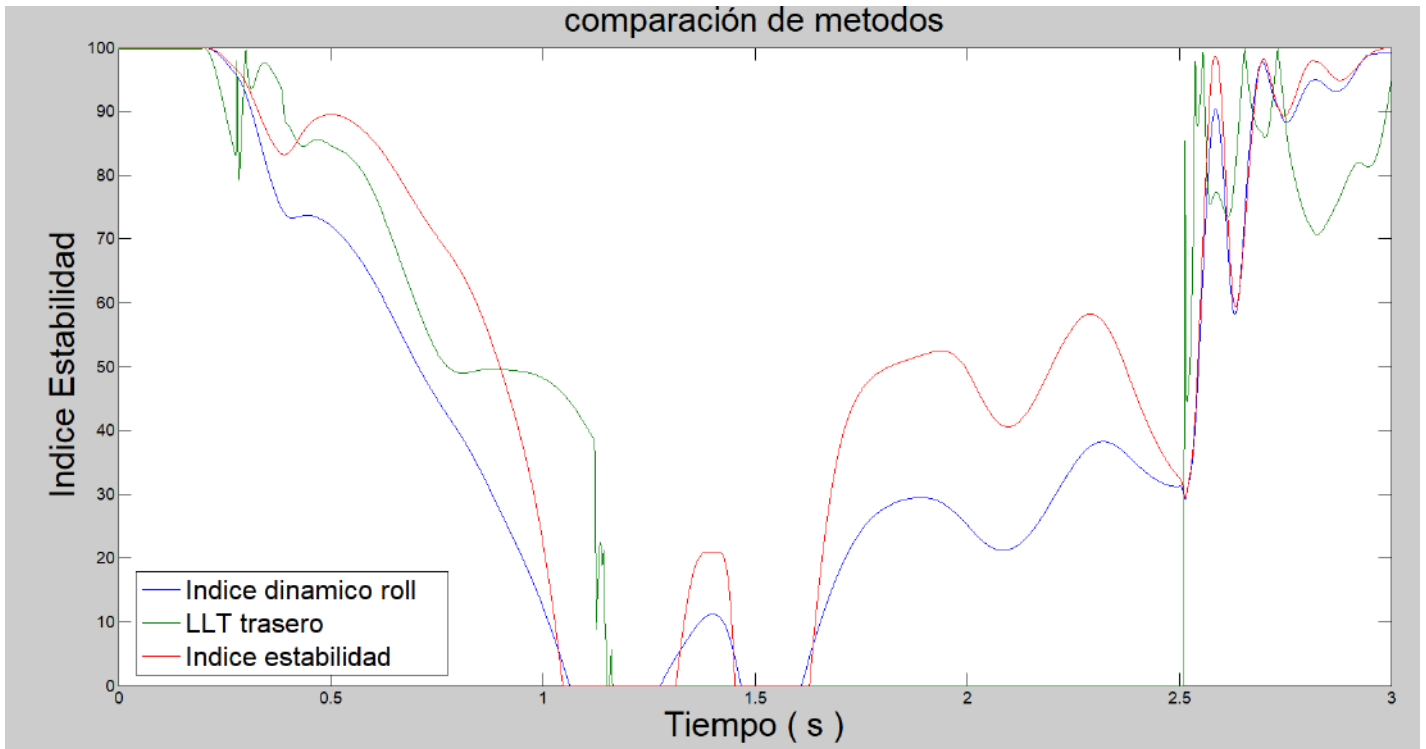


Ilustración 48 : Índices estabilidad para el turismo-deportivo a 100 km/h

Para este ensayo, se ha seleccionado una velocidad de 100 km/h constante para que el vehículo realice la maniobra. La maniobra tiene una duración de unos 1,5 segundos y como se puede apreciar en la ilustración 48:

Tras los 1,5 segundos, se producen inestabilidades dado que como se observa hasta en segundo 2,5 no vuelve a tener contacto la rueda que estaba en el aire, en cambio los índices de estabilidad tienen una subida dando unos valores de cierta estabilidad llegando entorno a un 50-60 del valor de estabilidad.

- Como ha ido sucediendo al aumentar la velocidad, los índices dinámicos cruzan el límite de vuelco antes que el LLT, además en este caso ocurre lo mismo que en los anteriores al inicio se produce una pequeña inestabilidad que ambos no tienen prácticamente en cuenta.
- En este caso, la lectura del vuelco se produce a los 0,95 segundo de parte del índice dinámico de vuelco mientras que esta vez el LLT llegaría a esta situación a los 1,13 segundos, que viéndolo proporcionalmente tardaría mucho más que en los casos anteriores a menor velocidad.

6.4.2 Resultados autobús

El algoritmo empleado esta detallado en el Anexo I y los datos que vamos a utilizar para el autobús son los mostrados en la tabla 3.

<i>Nombre</i>	<i>Abreviatura</i>	<i>Valor</i>	<i>Unidad</i>
<i>Dist. entre ejes</i>	wb	5140	mm
<i>Ancho de vía</i>	tw	2180	mm
<i>Altura centro gravedad</i>	h	1100	mm
<i>Masa</i>	m	11700	kg
<i>Inercia de balanceo</i>	Jy	1,4252 e10	kgmm ²
<i>Inercia de cabeceo</i>	Jx	6,1619 e11	kgmm ²

Tabla 3 : Datos iniciales autobús

6.4.2.1 Resultados del autobús a 10 km/h

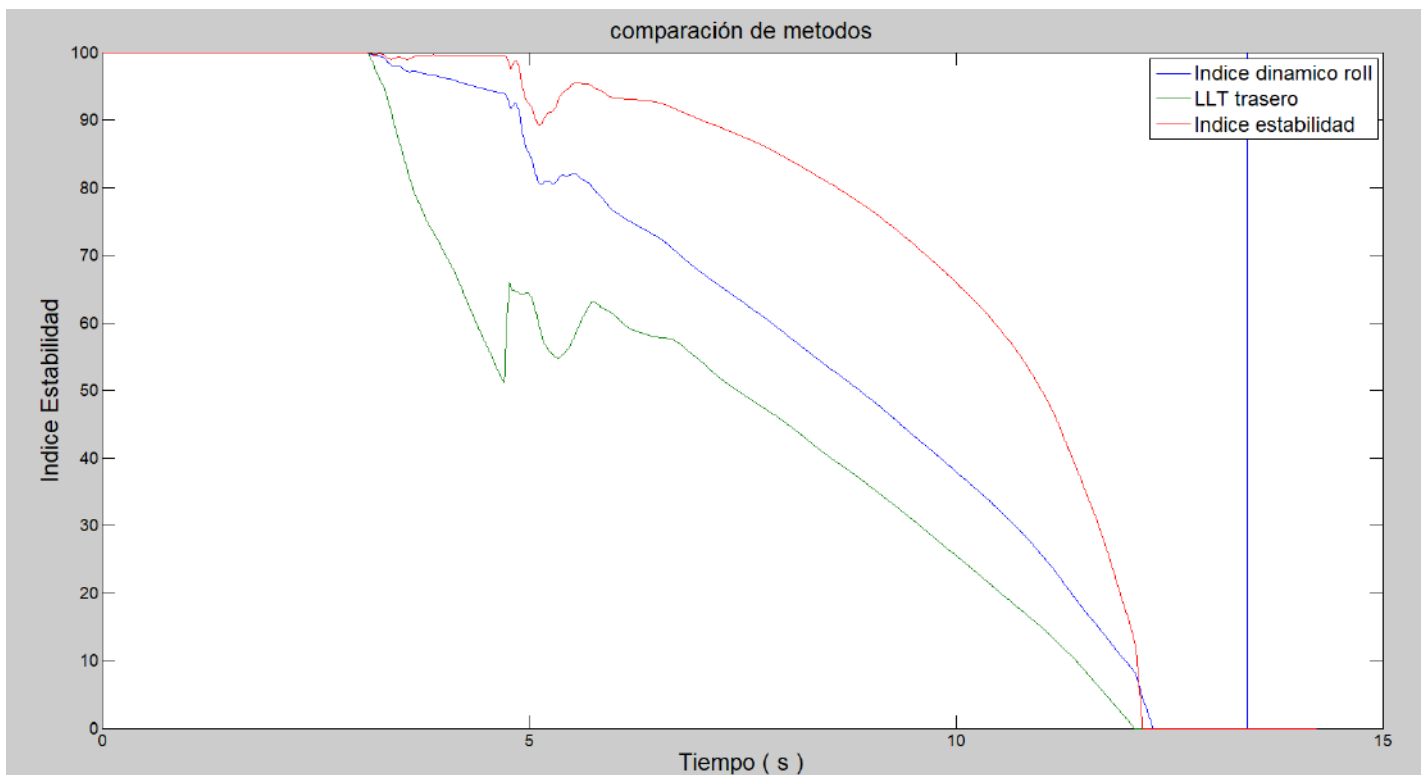


Ilustración 49 : Índices estabilidad para el autobús a 10 km/h

La velocidad seleccionada para este ensayo es de 10 km/h constante, para que el vehículo realice la maniobra. La maniobra tiene una duración de unos 13 segundos y como se puede apreciar en la ilustración 49:

- Tras superar los 12 segundos, se considera que el vuelco se ha producido ya y a partir de donde, empieza a haber inestabilidades como se pueden ver en la imagen 47.
- También se produce un pequeño escalón al inicio en el LLT que no se ve reflejado mucho en los índices de estabilidad además, como se puede ver, el LLT siempre está por debajo de los otros dos índices, o sea, el LLT muestra mayor inestabilidad que los otros dos
- Más concretamente, el LLT llega al límite establecido de 20% de estabilidad a los 10,53 segundos, mientras que el índice de vuelco lo hace a los 11,35 segundos y a su vez, a los 11,93 el índice de estabilidad global.
- Comparándolo con el mismo ensayo pero con el coche, se puede apreciar que, el vuelco del autobús se produce antes, aunque no por una gran diferencia pero sobre todo la primera inestabilidad que se muestra a unos 4-5 segundos del inicio es mucho más pronunciada en el autobús.

6.4.2.2 Resultado del autobús a 50km/h

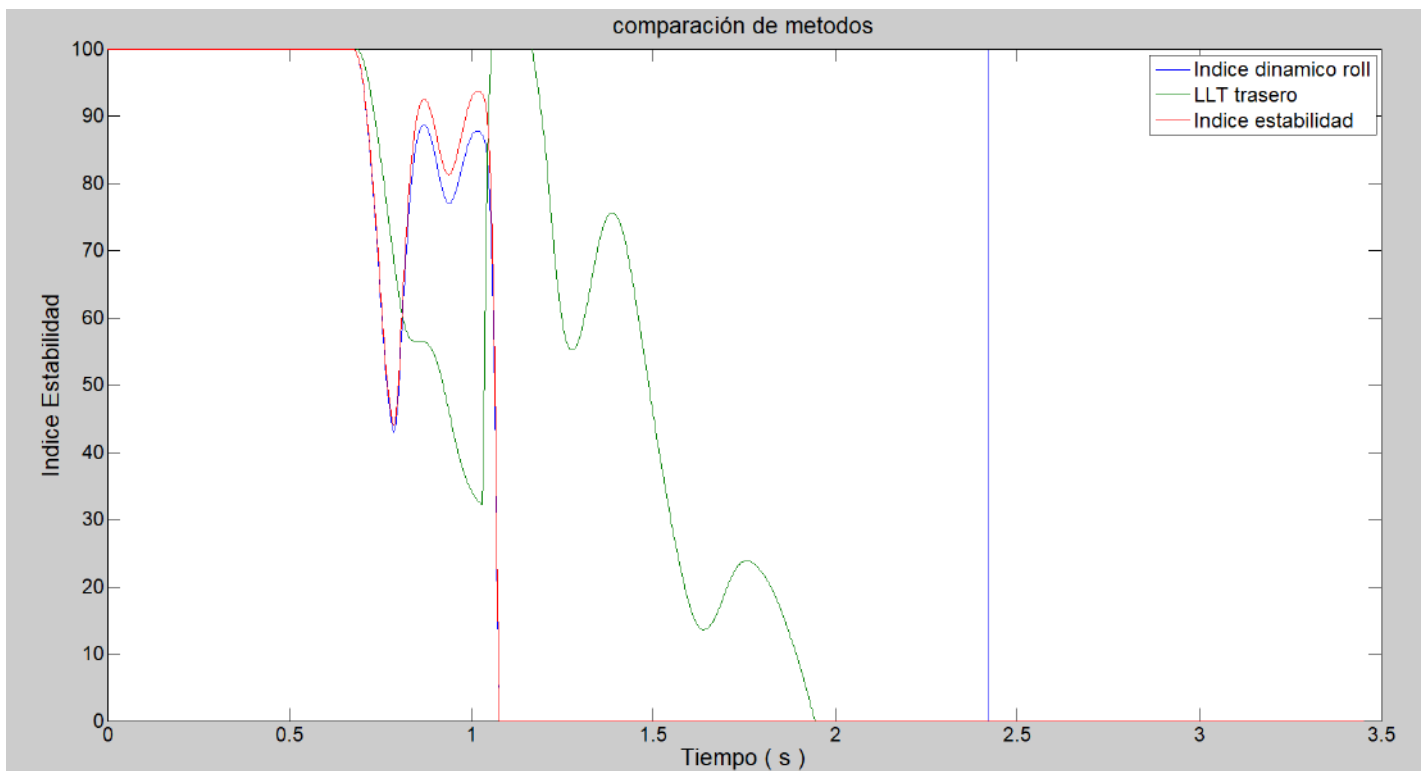


Ilustración 50 : Índices estabilidad para el autobús a 50 km/h

La velocidad seleccionada para este ensayo es de 50 km/h constante, para que el vehículo realice la maniobra. La maniobra tiene una duración de unos 2,5 segundos y como se puede apreciar en la ilustración 50:

- En este caso se tiene que el pico producido al inicio por el comienzo de la subida, es mucho más pronunciado debido al aumento de la velocidad. Además esta desviación produce que los índices si tengan algún pico también.
- Además, se muestra que los índices pese a tener picos y movimientos rápidos, avisan del vuelco con mayor rapidez que el LLT, aunque esto podría crear dudas de posibles inestabilidades puntuales.
- Para concluir, los tiempos en este caso como se ha venido viendo al ir aumentando la velocidad son más cortos para los índices dinámicos, mostrando que los índices de estabilidad nos avisarían en el segundo 1,07. Mientras que el LLT sería a los 1,59 segundos.
- Comparando con el ensayo del coche, en este caso el vuelco también se produce antes, pero en este caso en la mitad de tiempo además de las variaciones mayores que se producen en este último.

6.4.2.3 Resultado del autobús a 100 km/h

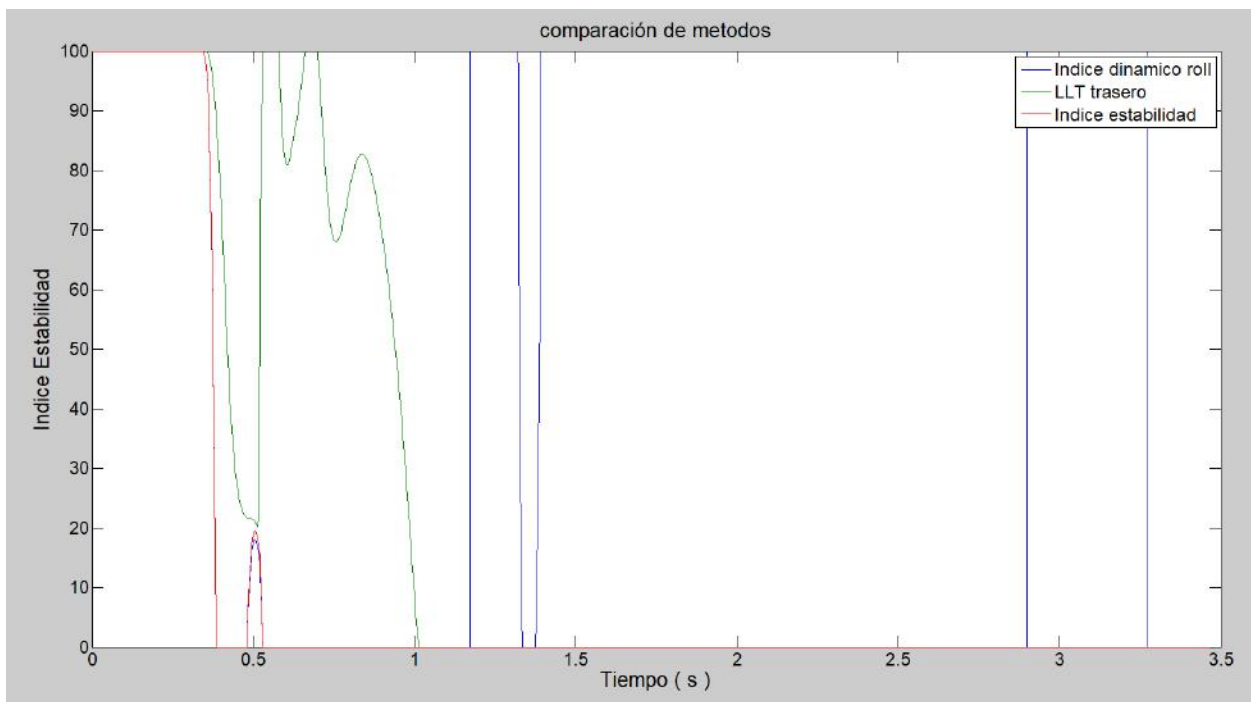


Ilustración 51 : Índice de estabilidad para el autobús a 100 km/h

La velocidad seleccionada para este ensayo es de 100 km/h constante, para que el vehículo realice la maniobra. La maniobra tiene una duración de uno segundo y como se puede apreciar en la ilustración 51:

- Al llevar una velocidad mucho mayor, los índices son muchos más sensibles a cualquier variación debido a que las aceleraciones provocadas son mucho mayores. Y por ello en el pico inicial, los índices dinámicos ya determinan que se ha producido el vuelco, en cambio, el LLT hasta alrededor del segundo no llegaría a la inestabilidad total.
- En este caso podemos seguir viendo las grandes inestabilidades que se producen, teniendo grandes variaciones en muy poco tiempo, aunque todo ello es producido por las grandes velocidades en las cuales se está realizando el ensayo.
- En este caso los índices dinámicos, en el segundo 0,4 nos avisan ya del vuelco, mientras que el LLT hasta el segundo uno (0,985), no predice el inicio del vuelco.

6.5. Conclusión de la comparación

Después de mostrar todos los datos, ensayos y pruebas realizadas a los índices, se puede llegar a varias conclusiones:

- 1) *Influencia del cambio de velocidad en los diferentes índices:* como se ha ido mostrando en las gráficas anteriores es bastante apreciable que a menos velocidad el índice que utiliza de base la transferencia de carga lateral es más sensible a la variación de los parámetros. En un principio tenemos que la variación entre ambos índices (LLT e índice de estabilidad de vuelco) es de 5% más rápido uno que otro a la vez que tiene una mayor veracidad, ya que está midiendo directamente las fuerzas en las ruedas en cada instante, mientras que los otros dos índices precisan de cálculos.

También se muestra que al ir aumentando la velocidad, se produce el cambio en esta tendencia siendo a unos 50 km/h una lectura muy similar pero a 100 km/h es más sensible ya que se tiene en cuenta las velocidades producidas por el movimiento y no solo las fuerzas en cada momento, de hecho este tipo de lecturas puede llegar a infundir algún tipo de error por los altibajos que puede presentar debido que al ir a mayor velocidad un pequeño bache o algo similar puede provocar cambios en un determinado momento que parece que varíen totalmente la estabilidad del vehículo pero que en cambio no cambian tan drásticamente esta estabilidad, como se ve reflejado en el caso del autobús, al ser un vehículo más pesado y más alto, en definitiva menos estable, al tener una perturbación provoca un gran pico.

Por tanto, la conclusión si se analizara solo esta influencia es que para velocidades bajas, entre 0-50 km/h en el caso del coche y algo menores en el caso del autobús, el índice LLT funcionaría mejor, pero en cambio a partir de estas velocidades, los índices de estabilidad tomarían mayor protagonismo.

- 2) *Influencia de la inestabilidad característica del vehículo:* esta influencia se hace evidente en dos partes, en la velocidad que se produce el vuelco y en la diferencia entre los diferentes índices.

En primer lugar se tiene la velocidad con la que se produce el vuelco, que como se ha mostrado se produce mucho más rápido en el caso del autobús que en el del coche, además al aumentar la velocidad este hecho se acentuaba. Esto es debido que al ser el autobús un vehículo más inestable por su naturaleza (mayor masa y centro de gravedad más alto) las variaciones a altas velocidades producen unos efectos dinámicos mayores que hacen que el vuelco se produzca con mayor brevedad.

En segundo lugar se tiene la diferencia entre índices, la cual se muestra en ambos casos, aunque de forma más acentuada en el caso del autobús. Y es que, en el caso del autobús a 10 km/h la diferencia entre LLT e índice dinámico de vuelco es de un 13.5%, mientras que en el caso del coche es del 4% e incluso en algunas zonas se solapan.

Resumiendo, ambos índices trabajan bien, con grandes variaciones cuanto más inestable es el vehículo, aunque es muy evidente la diferencia entre diferentes velocidades, por tanto sería interesante la posibilidad de hacer un algoritmo conjunto en el cual a bajas velocidades optásemos por un índice y al ir aumentando cambiar.

7 OBTENCIÓN DE PARÁMETROS NECESARIOS

Con las conclusiones halladas en el apartado anterior, la propuesta que se hace es la de la posibilidad que ambos algoritmos trabajen de forma conjunta, realizando una optimización en cuanto a riesgo se refiere y minimizando el tiempo de respuesta ante situaciones de peligro.

Otra de las ventajas de implementar el dispositivo de forma conjunta, sería la posibilidad de obtener algunos parámetros, como son, la altura del centro de gravedad y los momentos de inercia. Estos parámetros se podrían calcular mediante un algoritmo que utilizase las fuerzas normales medidas en las ruedas, evitando que el cliente introduzca estos datos de forma manual mediante el software.

También se debe señalar, que de esta forma la seguridad se vería aumentada de forma sustancial ya que se estaría midiendo constantemente parámetros críticos como es la altura del centro de gravedad, que como hemos mostrado en este mismo trabajo, es el parámetro más crítico a la hora del vuelco. Además se podría garantizar la seguridad en maniobras dinámicas donde el centro de gravedad variara como podría ser en el transporte de arena o similar al subir la pala y movernos o al mover agua con el camión de bomberos, son situaciones donde la dinámica del vehículo cambia mucho y no se puede programar de ante mano este tipo de situaciones.

Por todo ello, los parámetros que nos quedan por definir que cambian de forma dinámica serían la altura del centro de gravedad y las inercias.

7.1. Calculo dinámico de la altura del centro de gravedad.

Para calcular la posición del centro de gravedad vamos a aprovechar que tenemos las fuerzas normales en cada una de las ruedas para poder determinar la coordenada X, Y y Z y tener unos cálculos más exactos[18].

Para ello nos bastará con hacer que el vehículo tenga una cierta inclinación en X haciendo que haya una transferencia de carga entre los ejes traseros y delanteros.

Los parámetros que se van a utilizar están indicados en la ilustración 52.

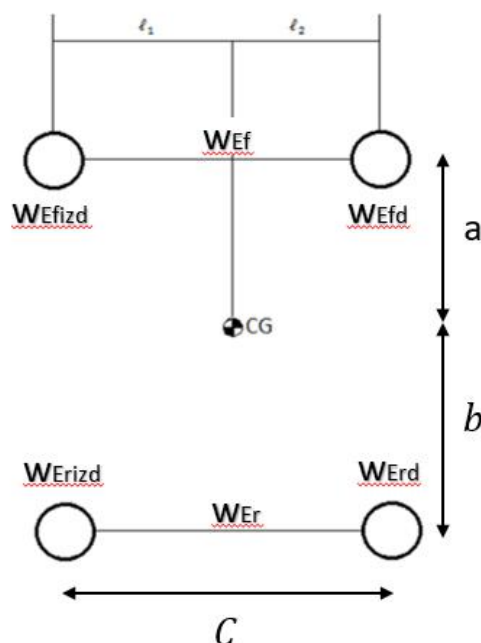


Ilustración 52 : Esquema para hallar CDG

Se empezara calculando las distancias en el eje X, realizando el sumatorio de momentos en el propio centro de gravedad, tendremos que:

$$a = L \times \left(1 - \frac{W_{Ef}}{W_t}\right) \qquad b = \frac{W_{Ef} \times L}{W_t}$$

Y realizando la misma operación pero en un eje diferente, se obtendrán las distancias en Y en las que se ubicaría el centro de gravedad.

$$l_1 = C \times \left(1 - \frac{W_{Efizd}}{W_{Ef}}\right) \qquad l_2 = \frac{W_{Efizd} \times C}{W_{Ef}}$$

Por último, se pasa a calcular la altura (coordenada Z) y se realiza con el mismo procedimiento, realizando sumatorio de momentos de las fuerzas mostradas en la ilustración 53.

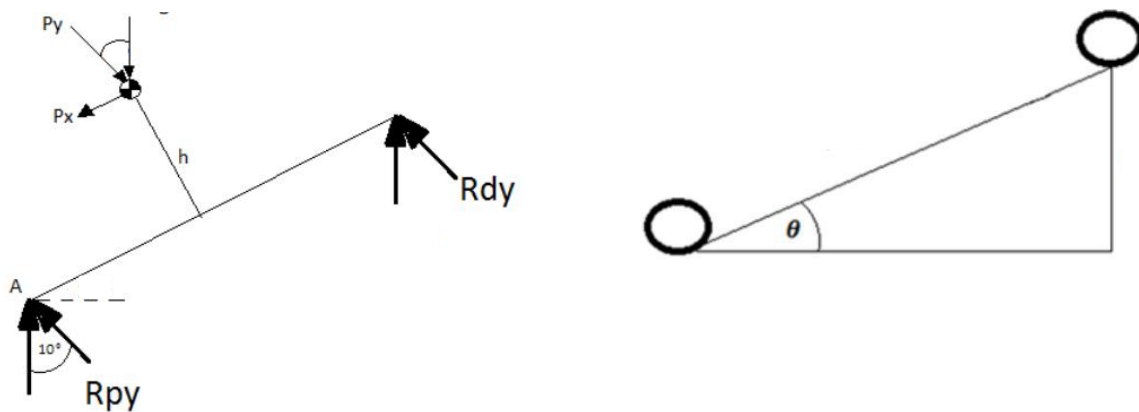


Ilustración 53 : Esquema para hallar altura CDG

Y la ecuación para la altura queda determinada al hacer sumatorio de momentos y despejar para que nos quede en función de la fuerza normal en la rueda que es la medida que nosotros podremos obtener de nuestro procedimiento.

$$h = \frac{1}{\tan \alpha} \times b - \frac{R_{dy} L}{W_t \sin \alpha}$$

7.2. Cálculo dinámico de los momentos de inercia.

Por último, se tiene el cálculo de las inercias necesarias para el algoritmo que utiliza el sistema *INCLISAFE*. Aunque se ha investigado acerca de las diferentes formas que hay para poder obtener estos parámetros, en este trabajo se buscaba una forma sencilla de poder obtenerlas mediante las fuerzas medidas en las ruedas.

Esto es debido a que en la actualidad, en ciertas publicaciones se utilizan diferentes algoritmos para el cálculo de estas inercias pero se utilizan algoritmos muy complejos en los que haría falta una gran capacidad computacional en los que se aplican diferentes tipos de filtros para estabilizar la señal.

Por ello, finalmente se ha decidido incluir un cálculo sencillo obtenido mediante el sumatorio de fuerzas y momentos que se producirían en una curva, donde los parámetros utilizados quedan definidos en la ilustración 54:

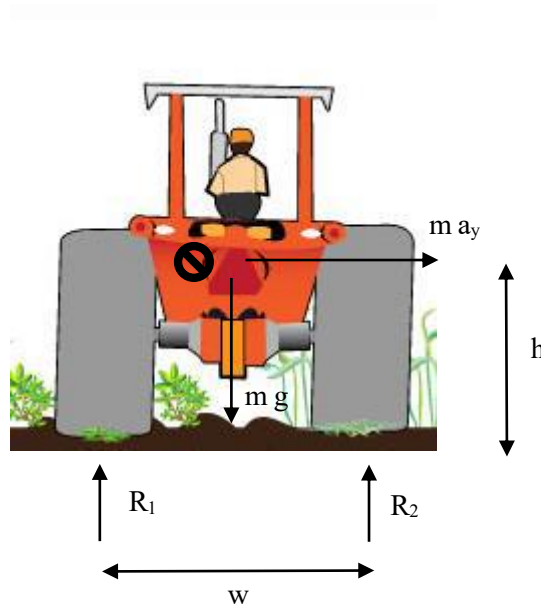


Ilustración 54 : Esquema fuerza en curva para vehículos sin suspensión

Inicialmente realizamos el sumatorio de fuerzas y momentos:

$$\sum F_H = 0 \quad F_H = m \times a_y$$

$$\sum F_V = 0 \quad m \times g = R_1 + R_2$$

$$\sum M = 0 \quad R_1 \times W - m \times g \times \frac{W}{2} + m \times a_y \times h = I_{xx} \times \alpha \quad (15)$$

Siendo:

α : *Aceleración angular en X (Aceleración de balanceo)*

I_{xx} : *Momento de inercia en X (Inercia de balanceo)*

a_y : *Aceleración lateral*

$R_{1,2}$: *Fuerza normal en las ruedas*

W : *Vía del vehículo*

h : *Altura del centro de gravedad*

Una vez tenemos las ecuaciones, suponemos que tomamos una curva y las fuerzas normales R quedarían:

$$\begin{aligned} R_1 &= \frac{mg}{2} - \Delta Z \\ R_2 &= \frac{mg}{2} + \Delta Z \end{aligned} \quad (16)$$

Siendo:

ΔZ : *variación de la carga normal entre rueda derecha e izquierda*

E introduciendo las ecuaciones (16) en la ecuación (15):

$$I_{xx} = \frac{m a_y h}{\alpha} - \frac{\Delta Z W}{\alpha} \quad (17)$$

7.3. Verificación de la obtención de parámetros.

Estas ecuaciones halladas en este apartado son teóricas y como se quieren usar para el dispositivo se deben intentar verificar, si son aceptables para los cálculos que se quieren realizar.

Para ello, como anteriormente se ha hecho, se utilizara una combinación de los programas ADAMS/Car y MATLAB mediante la creación de una carretera y una rampa para la verificación de cada uno.

7.3.1 Verificación de la posición del centro de gravedad

Para esta verificación, se ha creado una rampa para que el vehículo realice una transferencia de carga entre las ruedas delanteras y las traseras, y conociendo el ángulo de inclinación de la carretera ya se está en disposición de realizar los cálculos necesarios.

Para la creación de esta rampa se ha modificado en un archivo .txt (ilustración 55), como se hizo anteriormente. Pero esta vez siendo una rampa entera, como se muestra en la ilustración 56. Dicha rampa tiene una inclinación de 10° la cual es tomada por el vehículo con todas sus ruedas. El código de Matlab utilizado en este apartado esta detallado en el Anexo I.

```
[NODES]
NUMBER_OF_NODES = 28
{ node x_value y_value z_value }
1 10000.0 -1.0E+04 0.0
2 -5000.0 -1.0E+04 5.0
3 -6492.4811556599 -1.0E+04 150
4 -3.6462090763E+04 -1.0E+04 8192.504178
5 -3.6462090763E+04 -1.0E+04 0.0
6 -20000.0 -1.0E+04 0.0
7 -50000.0 -1.0E+04 0.0
8 10000.0 -410.0 0.0
9 -5000.0 -410.0 5.0
10 -6492.4811556599 -410.0 150
11 -3.6462090763E+04 -410.0 8192.504178
12 -3.6462090763E+04 -410.0 0.0
13 -20000.0 -410.0 0.0
14 -50000.0 -410.0 0.0
15 10000.0 0.0 0.0
16 -5000.0 0.0 0.0
17 -6492.4811556599 0.0 150.0
18 -3.6462090763E+04 0.0 8192.504178
19 -20000.0 0.0 0.0
20 -50000.0 0.0 0.0
21 10000.0 1.0E+04 0.0
22 -5000.0 1.0E+04 0.0
23 -6492.4811556599 1.0E+04 150.0
24 -3.6462090763E+04 1.0E+04 8192.504178
25 -20000.0 1.0E+04 0.0
26 -50000.0 1.0E+04 0.0
27 -4999.0 -1.0E+04 0.0
28 -4999.0 -410.0 0.0
-
```

Ilustración 55 : Rampa verificación CDG

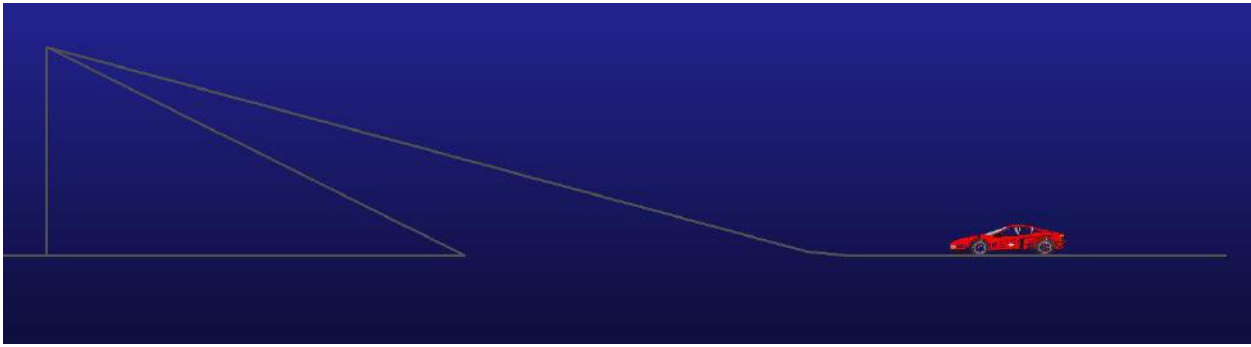


Ilustración 56 : Rampa verificación CDG (ADAMS)

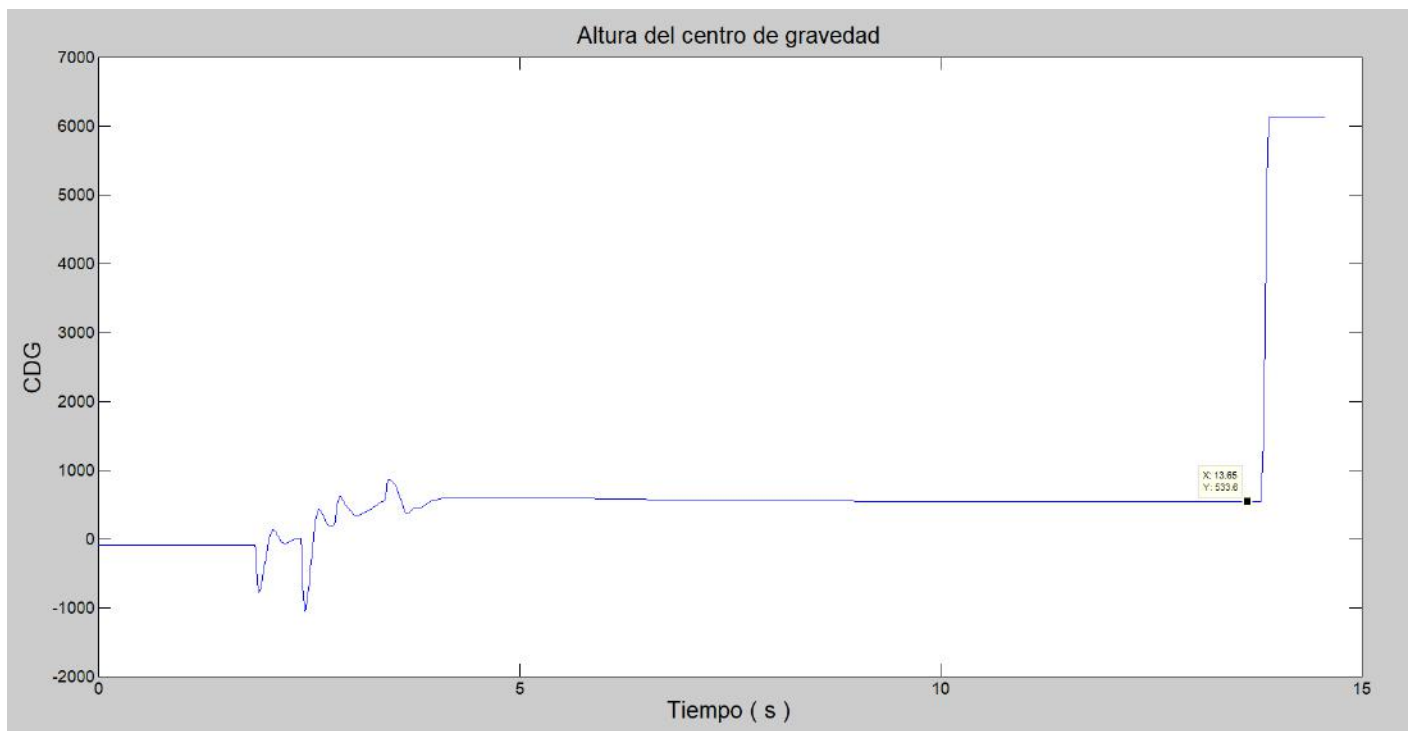


Ilustración 57 : Altura del centro del gravedad

En la ilustración 57, se muestran los resultados obtenidos. Una vez estabilizadas las fuerzas, los cálculos muestran que la altura del centro de gravedad según estas ecuaciones es de 533,6 mm en contraposición de los 450 reales.

La altura real del centro de gravedad se obtiene mediante el uso de ADAMS, este software tiene en cuenta toda la masa del vehículo (chasis, motor, dirección, etc...).

Por tanto estaríamos cometiendo un error del 18.58% que como se vio en la comparación de los parámetros en función de su variación, un 20% de desviación en la altura del centro de gravedad tiene una gran influencia en el resultado, por lo tanto estos cálculos no serían exactos y no podrían ser utilizados.

7.3.2 Verificación del momento de inercia

Para obtener los momentos de inercias mediante las células de carga, se ha decidido realizar un ensayo en el cual crearemos una carretera con una primera parte recta donde el vehículo no tenga transferencias de cargas apreciables, y donde en un momento determinado empiece a realizar una curva.

Esto se ha realizado de esta manera porque así provocamos aceleraciones laterales y de balanceo lo suficientemente grandes, debido a que en (17), la aceleración de balanceo está en el denominador y si esta es muy pequeña haría que la inercia tendiera a infinito.

En primer lugar se explicara cómo se ha creado la carretera, que se ha creado mediante el “Road Builder”. Una vez se entra en el menú (ilustración 58), se iría a “Road Generator” mostrado en la ilustración 59 y ahí se introduciría una parte lineal, otra con curvatura y una intermedia de unión entre ambas.

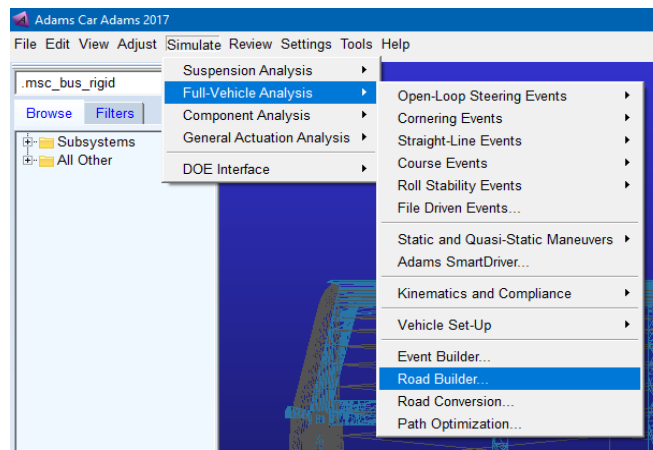


Ilustración 58 : Dirección para ejecutar Road Builder

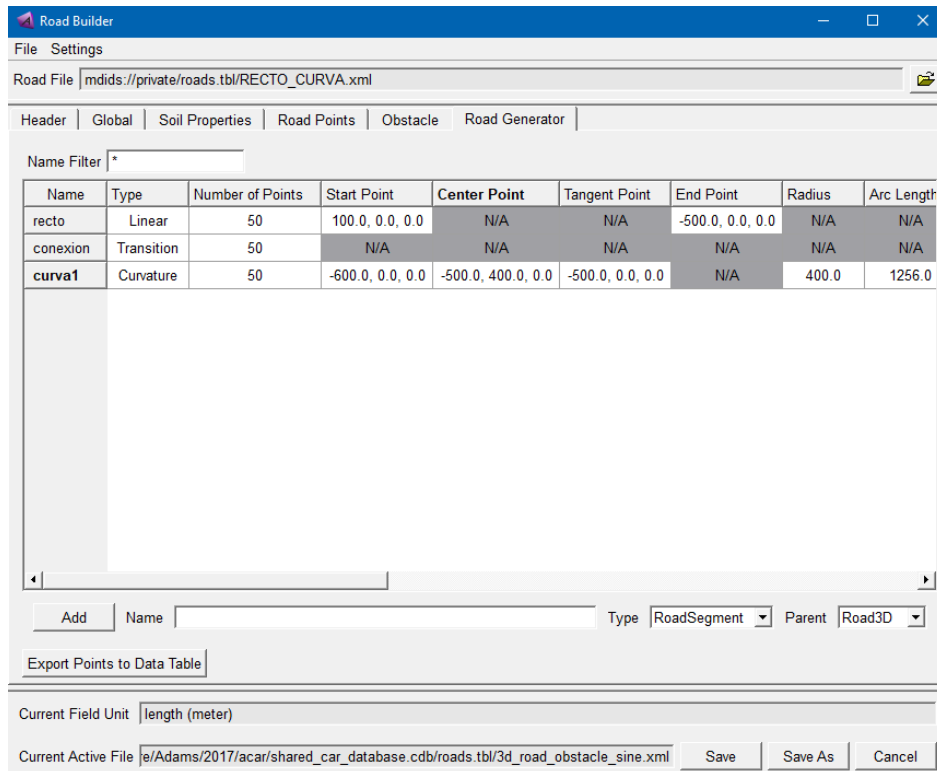


Ilustración 59 : Menú “Road Builder”

De esta forma quedaría definido un tramo recto de 600 m y después una curva con un radio de 400m y quedaría visualmente de la siguiente forma:

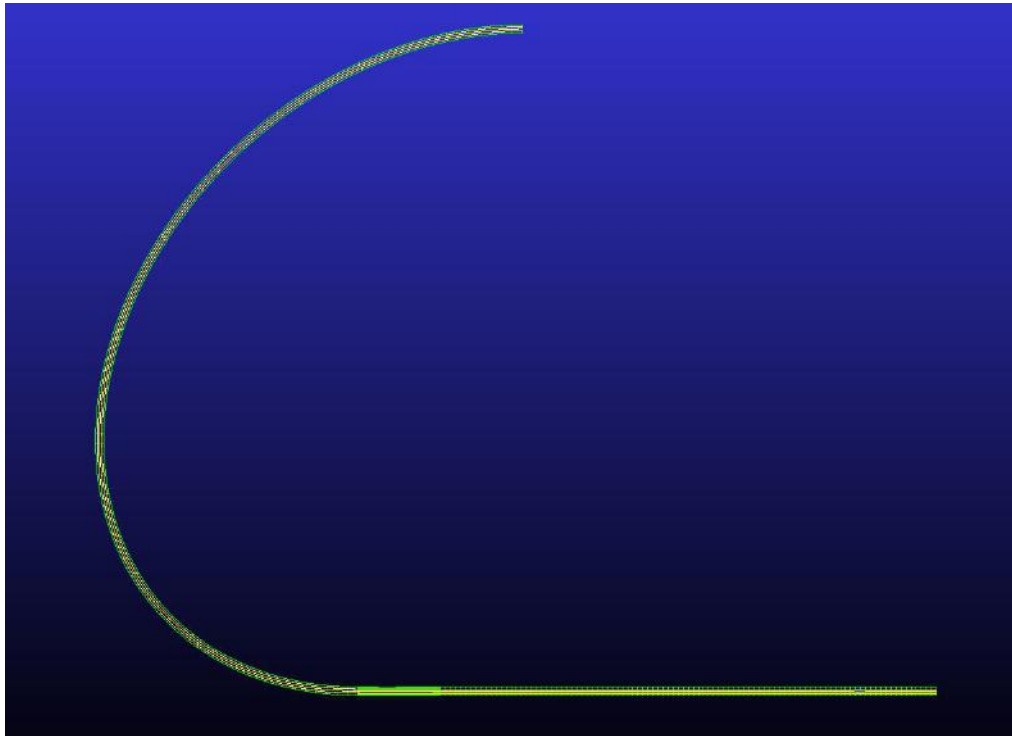


Ilustración 60 : Carretera para verificar inercias

En esta simulación se utilizara el autobús porque el turismo-deportivo tiene un cdg muy bajo a la vez que unas suspensiones muy rígidas, y aunque las suspensiones del autobús se han rigidizado para ser más realista conforme a las ecuaciones utilizadas, en el turismo-deportivo las aceleraciones que se producían eran muy pequeñas, teniendo de esta forma el problema que se ha nombrado antes, que los valores tendían a infinito.

Una vez realizada la carretera para el ensayo (ilustración 60) solo queda obtener los datos e introducirlos en el algoritmo de Matlab creado, que esta detallado en el Anexo I.

En la ilustración 61 se puede apreciar como para alrededor del segundo 37 donde tenemos una de las aceleraciones más alta, la inercia calculada es similar a la real, ya que está en torno a $4e11$ siendo la real $6e11$.

Pero aunque las inercias son similares y del mismo orden, en realidad son diferentes y aunque no tienen una gran influencia en el resultado final, no podríamos decir que mediante este método se estuviera hallando una inercia exacta para luego realizar los cálculos.

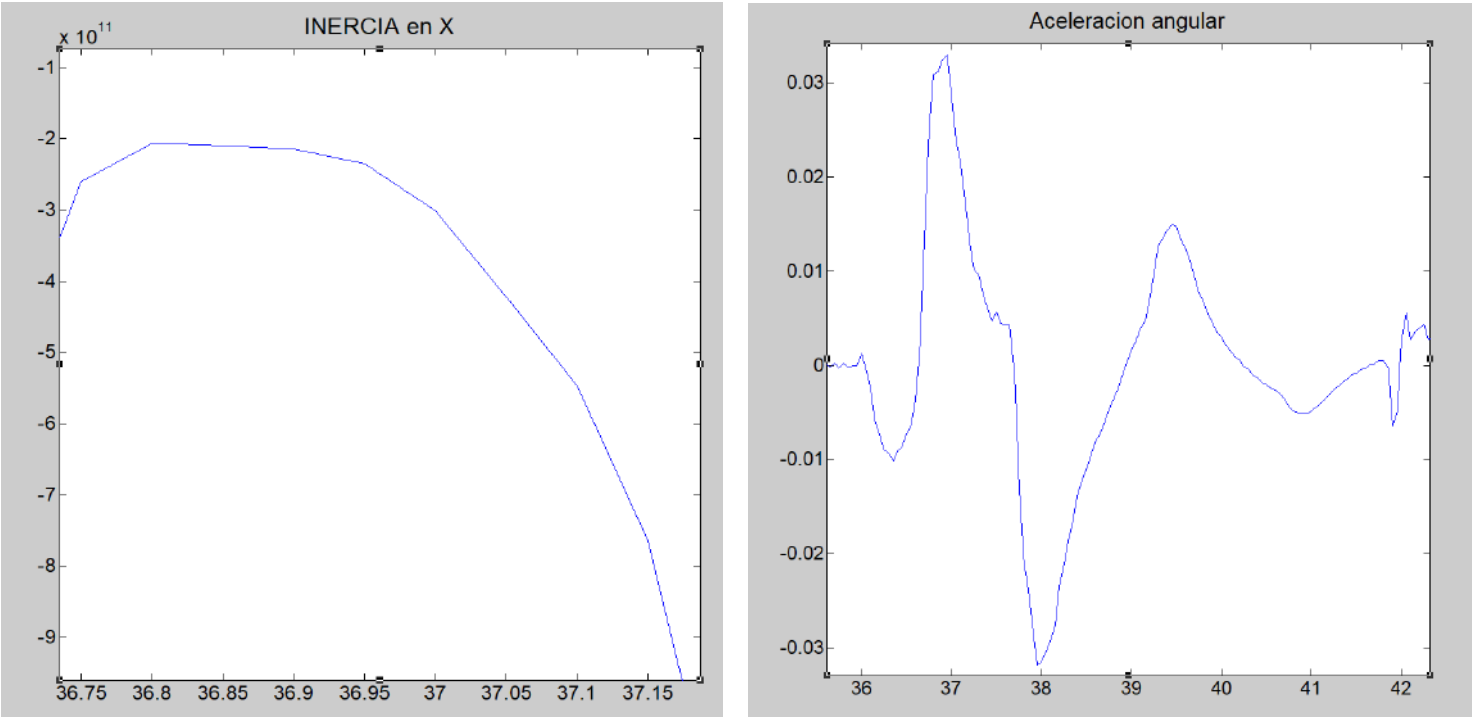


Ilustración 61 : Resultados Matlab para cálculo de inercias

8 CONCLUSIÓN

Este proyecto es la introducción al estudio del vuelco mediante la observación de un dispositivo existente comercialmente, y mediante el estudio propio de cómo podríamos solucionar este problema.

Este proyecto se ha centrado en el estudio del dispositivo INCLISAFE, que como muchos otros del mercado indicaban su capacidad de predicción a la hora de medir el vuelco, y tras el estudio, se sabe que no se llega a hacer una predicción de este tipo de maniobras.

En cambio sí que se realiza una medida de la situación de estabilidad del vehículo, haciendo de esta forma que el conductor del vehículo pueda anticiparse y reducir ciertos riesgos y así aumentar la seguridad de dicho vehículo.

En la realización de este proyecto, se ha evidenciado que hay un error en la proposición del dispositivo realizado por CTE, y es que esta empresa pide al usuario la introducción de unos datos, que algunos son valores simples los cuales no tienen una mayor relevancia, pero otros tienen una gran importancia como es el centro de gravedad, además de ser un parámetro difícil de medir.

La propuesta en este proyecto es la utilización de galgas que midan las fuerzas en cada rueda, de esta forma se podría tener un control total de la situación ya que para medir cuando se produce el vuelco, lo que se tiene en cuenta como punto crítico es cuando las ruedas dejan de estar en contacto con el terreno, y por ello si se miden las fuerzas en cada rueda se tendría una lectura muy acertada de lo que está ocurriendo sin necesidad de algoritmos complejos.

Una vez que se han sometido a prueba ambos métodos para la identificación del vuelco, se ha evidenciado que ambos métodos funcionan de forma correcta, sin predicción pero midiendo el vuelco. Siendo significativo decir que para velocidades pequeñas el LLT es un método más efectivo, mientras que para velocidades altas tendríamos que los índices definidos como dinámicos de vuelco se anticiparían en la medición.

Por ello la conclusión que se obtiene de esto es que la mejor forma de medir en cualquier situación sería una mezcla de ambos métodos, supliendo las deficiencias de uno con el otro a la vez que mientras se tienen las galgas para medir las fuerzas en cada rueda, estas también servirían para obtener los parámetros que se le estaban pidiendo a los clientes, de esta forma se tendría un sistema el cual mediante cuatro galgas (una por rueda) con una instalación y coste pequeño, se estaría midiendo en todo momento la situación del vehículo sin tener que especificar antes de utilizar dicho vehículo, para que se va a utilizar, con que maquinaria adicional ira enganchado o como de cargado lo vamos a llevar.

Mediante la utilización de dichas galgas no solo se ahorraría al cliente el tener que conectar el dispositivo a un ordenador para configurarlo, sino que aumentaríamos la eficiencia del equipo haciendo que si el vehículo variara la carga (p.ej. un tractor con excavadora que coge una cantidad de arena y la levanta, en este caso la posición del centro de gravedad podría variar bastante, y como se ha visto tener una gran influencia en el vuelco) se estaría midiendo estos cambios constantemente y se tendría una medición exacta con esa carga que ha variado y por tanto se le daría una lectura más real al cliente, ya que si se utilizarían medidas pre-introducidas en el sistema no tendríamos la veracidad en este tipo de situaciones.

9 PROPUESTAS DE MEJORA PARA FUTUROS ESTUDIOS

Este trabajo es la introducción a un proyecto mayor, dicho trabajo se ha centrado en la búsqueda de información y en los primeros pasos a seguir para un tipo de dispositivo que sea capaz de medir y predecir el vuelco. Por ello se han quedado algunas cosas pendientes que son importantes seguir estudiando para su desarrollo y mejor funcionamiento:

- Aunque como se ha estudiado en el trabajo, la predicción es algo muy complejo ya que harían falta medir muchos más parámetros o incluso incluir sistemas visuales junto con complejos algoritmos que simularan las condiciones del terreno, sería el objetivo principal ya que mediante la predicción de este tipo de accidentes se podrían salvar muchísimas vidas.
- Antes de poder llegar a este objetivo, sería vital el desarrollo de algoritmos lo más simples posibles para necesitar una limitada computación de los datos, que fueran capaces de obtener con precisión la altura del centro de gravedad del vehículo y las inercias.
- Seguir profundizando en los índices dinámicos utilizados, ver a qué velocidades y en qué caso son más efectivos para aumentar la seguridad.
- Hacer más pruebas y ensayos para ver cuáles son los límites de estos índices que nos indican el vuelco, es decir, poner a prueba los índices mediante ensayos diferentes a los realizados, para comprobar su funcionamiento en diferentes situaciones.
- Sería también bueno realizar este tipo de pruebas en un modelo de tractor, ya que en este proyecto se han utilizado vehículos pre-diseñados porque el objeto de este era el estudio de los parámetros en primera instancia, pero sería de interés la creación de un modelo de tractor, camión de bomberos o algún tipo de vehículo militar para observar el comportamiento de dichos índices en cada uno de ellos para obtener unas conclusiones más precisas.
- Realizar pruebas reales en vehículos para confirmar los datos obtenidos en los ensayos, para poder garantizar el funcionamiento, para ver si la propuesta de unas galgas medirían bien las fuerzas en las ruedas y todo lo que se ha propuesto en relación a estas.

Resumiendo, sería de interés la continuación de este trabajo, para seguir mejorando la toma y lectura de datos, con su posterior utilización, ver las formas que habría para hacer que el dispositivo se anticipase al vuelco y por supuesto mejorar la seguridad de los vehículos para que el conductor sepa en todo momento que sucede con la estabilidad del vehículo.

Anexo I: Códigos de Matlab

I. Código de Matlab del turismo-deportivo

```

%%Cargamos los datos%%

load ('DV_rampa_10.txt')

t=DV_rampa_10(:,1);           % Tiempo

F_izq_trasera=DV_rampa_10(:,2) ; %Rueda izquierda trasera%

F_izq_delantera=DV_rampa_10(:,3); %Rueda izquierda delantera%

F_der_trasera=DV_rampa_10(:,4); %Rueda Derecha trasera%

F_der_delantera=DV_rampa_10(:,5); %Rueda Derecha delantera%

phi=DV_rampa_10(:,6);        %Angulo de vuelco lateral (Roll)

teta=DV_rampa_10(:,7);       %Angulo de cabeceo

phi_punto=DV_rampa_10(:,8);   %velocidad angular de vuelco (Roll
velocity)

teta_punto=DV_rampa_10(:,9);  %Velocidad angular de cabeceo ( Pitch
velocity )

%%Criterio LLT Vuelco%

figure(1)
LLT_trasero=abs((F_der_trasera-
F_izq_trasera)./(F_der_trasera+F_izq_trasera));
plot(t,LLT_trasero)
title('LLT Trasero Roll-over')

figure(2)
LLT_delantero=(F_der_delantera-
F_izq_delantera)./(F_der_delantera+F_izq_delantera);
plot(t,LLT_delantero)
title('LLT Delantero Roll-over')

%%Criterio INDICE DE ESTABILIDAD DINÁMICA %

%%Cargamos los datos%%

```

```

wb=(2827-267);      %mm
tw=(750+797);
h=450;
m=1295;            %kg
g=9.81*1000;      %gravedad ( dato )
Jy=2e8;           %kgmm^2
Jx=5e8;

%Ratio de estabilidad ESTATICO
SRx=wb/(2*h);
SRy=tw/(2*h);

%Indice de Estabilidad DINAMICO

    % Definimos Ángulos críticos

    teta_crit= atan(SRx)*(360/(2*pi));
    fhi_crit= atan(SRy)*(360/(2*pi));

    % Indice de estabilidad

SIx= 100*(1-abs((teta)./teta_crit));
SIy=100*(1-abs((fhi)./fhi_crit));

%Indice de Estabilidad DINAMICO

    % Definimos VELOCIDADES ANGULARES críticas

    rx=sqrt(((wb/2)^2)+(h^2));
    ry=sqrt(((tw/2)^2)+(h^2));

    teta_punto_crit= (sqrt(2*m*g))*(sqrt((rx*(1-cosd(teta_crit-
abs(teta)))))...
        /(Jx+(m*rx^2)))*360/(2*pi);

    fhi_punto_crit= (sqrt(2*m*g))*(sqrt((ry*(1-cosd(fhi_crit-abs(fhi)))))...
        /(Jy+(m*ry^2)))*360/(2*pi);

k=length(t);

    SIyt=100.*((1-abs(fhi./fhi_crit)).*(1-
abs(fhi_punto./fhi_punto_crit).^2));
    SIxt=100.*((1-abs(teta./teta_crit)).*(1-
abs(teta_punto./teta_punto_crit).^2));
    for i=1:k

        if SIyt(i)<0

            SIyt(i)=0;

        else
            SIyt(i)=SIyt(i);

        end

```

```

    if SIxt(i)<0

        SIxt(i)=0;

    else
        SIxt(i)=SIxt(i);
    end
end

%INDICE ESTABILIDAD GLOBAL

S= 100.*((1-sqrt((fhi./fhi_crit).^4+ (fhi_punto./fhi_punto_crit).^4))...
.*(1-sqrt((teta./teta_crit).^4+ (teta_punto./teta_punto_crit).^4)));
for u=1:k

    if S(u)<0

        ST(u)=0;

    else
        ST(u)=S(u);
    end

end

end

figure(3)
plot(t,teta,t,fhi)
title('Angulos')

figure(4)
plot( t,SIxt)
title('indice dinamico pitch')

figure(5)
plot( t,SIyt)
title('indice dinamico roll')

figure (6)
plot(t,SIyt,t,100-100*(LLT_trasero),t,ST)
title('comparación de metodos','FontSize',30)
xlabel('Tiempo ( s )','FontSize',30)
ylabel('Indice Estabilidad','FontSize',30)
legend('Indice dinamico roll','LLT trasero','Indice
estabilidad','FontSize',30)
axis([0 16 0 100]);
figure (7)
plot(t,abs(fhi_punto),t,fhi_punto_crit)
title('Fhi punto Vs Fhi punto crit')

figure (8)

```

```
plot(t,ST,t,100*LLT_trasero);
```

II. Código de Matlab del autobús

```
%%Cargamos los datos%%

load ('bus_rampa_10.txt')

t=bus_rampa_10(:,1); % Tiempo

F_izq_trasera_interna=bus_rampa_10(:,2) ; %Rueda izquierda trasera interna%
F_izq_trasera_externa=bus_rampa_10(:,3); %Rueda izquierda trasera externa%
F_izq_delantera=bus_rampa_10(:,4); %Rueda izquierda delantera%
F_der_trasera_interna=bus_rampa_10(:,5); %Rueda Derecha trasera interna%
F_der_trasera_externa=bus_rampa_10(:,6); %Rueda Derecha trasera Externa%
F_der_delantera=bus_rampa_10(:,7); %Rueda Derecha delantera%
fhi=bus_rampa_10(:,8); %Angulo de vuelco lateral (Roll)
teta=bus_rampa_10(:,9); %Angulo de cabeceo
fhi_punto=bus_rampa_10(:,10); %velocidad angular de vuelco
(Roll velocity)
teta_punto= bus_rampa_10(:,11); %Velocidad angular de cabeceo (
Pitch velocity )

%%Criterio LLT Vuelco%

figure(1)
LLT_trasero=(((F_der_trasera_externa+F_der_trasera_interna)-
(F_izq_trasera_interna+F_izq_trasera_externa))./(F_der_trasera_externa+F_izq_
trasera_interna+F_der_trasera_interna+F_izq_trasera_externa));
plot(t,LLT_trasero)
title('LLT Trasero Roll-over')

figure(2)
LLT_delantero=(F_der_delantera-
F_izq_delantera)./(F_der_delantera+F_izq_delantera);
plot(t,LLT_delantero)
```

```

title('LLT Delantero Roll-over')

%Criterio INDICE DE ESTABILIDAD DINÁMICA %

%%Cargamos los datos%%

wb=(9405.9-4267);
tw=1090*2;
h=1100;
m=11700;
g=9.81*1000;
Jx=1.4252e10;    %2.204453e8 kgmm^2
Jy=6.1619e11;

%Ratio de estabilidad ESTATICO
SRx=wb/(2*h);
SRy=tw/(2*h);

%Indice de Estabilidad ESTATICO

    % Definimos Ángulos críticos

    teta_crit= atan(SRx)*(360/(2*pi));
    fhi_crit= atan(SRy)*(360/(2*pi));

    % Indice de estabilidad

SIx= 100*(1-abs((teta)./teta_crit));
SIy=100*(1-abs((fhi)./fhi_crit));

%Indice de Estabilidad DINAMICO

    % Definimos VELOCIDADES ANGULARES críticas

    rx=sqrt(((wb/2)^2)+(h^2));
    ry=sqrt(((tw/2)^2)+(h^2));

    teta_punto_crit= (sqrt(2*m*g))*(sqrt((rx*(1-cosd(teta_crit-
abs(teta))))/(Jx+(m*rx^2))))*360/(2*pi);
    fhi_punto_crit= (sqrt(2*m*g))*(sqrt((ry*(1-cosd(fhi_crit-
abs(fhi))))/(Jy+(m*ry^2))))*360/(2*pi);
    k=length(t);

    SIyt=100.*((1-abs(fhi./fhi_crit)).*(1-
abs(fhi_punto./fhi_punto_crit).^2));
    SIxt=100.*((1-abs(teta./teta_crit)).*(1-
abs(teta_punto./teta_punto_crit).^2));
    for i=1:k

        if SIyt(i)<0

            SIyt(i)=0;

```

```

else
    SIyt(i)=SIyt(i);

end

if SIxt(i)<0

    SIxt(i)=0;

else
    SIxt(i)=SIxt(i);

end

end

S= 100.*((1-sqrt((fhi./fhi_crit).^4+ (fhi_punto./fhi_punto_crit).^4)).*(1-
sqrt((teta./teta_crit).^4+ (teta_punto./teta_punto_crit).^4)));
for u=1:k

    if S(u)<0

        ST(u)=0;

    else
        ST(u)=S(u);

    end

end

end

figure(3)
plot(t,teta,t,fhi)
title('Angulos')

figure(4)
plot( t,SIxt)
title('indice dinamico pitch')

figure(5)
plot( t,SIyt)
title('indice dinamico roll')

figure (6)
plot(t,SIyt,t,100-100*(LLT_trasero),t,ST)
title('comparación de metodos','FontSize',20)
xlabel('Tiempo ( s )','FontSize',20)
ylabel('Indice Estabilidad','FontSize',20)
legend('Indice dinamico roll','LLT trasero','Indice estabilidad')
axis([0 15 0 100]);

figure (7)

```

```

plot(t,abs(fhi_punto),t,fhi_punto_crit)
title('Fhi punto Vs Fhi punto crit')
figure (8)
plot(t,ST,t,100*LLT_trasero);
axis([0 7 -100 100]);

```

III. Código de Matlab para obtener CDG

```

%%Cargamos los datos%%

load ('CDG.txt')

t=CDG(:,1);           % Tiempo

F_izq_trasera=CDG(:,2) ; %Rueda izquierda trasera%

F_izq_delantera=CDG(:,3); %Rueda izquierda delantera%

F_der_trasera=CDG(:,4); %Rueda Derecha trasera%

F_der_delantera=CDG(:,5); %Rueda Derecha delantera%

wb=(2827-267);      %mm
tw=(750+797);
h=450;
m=1527;            %kg
b= 2827-1749;
g=9.807;          %gravedad ( dato )
Jy=5.8336e8;      %kgmm^2
Jx=6.1210e9;

%Calculo de parametros geometricos

b1=((F_izq_delantera+F_der_delantera).*wb)./(F_izq_trasera+F_izq_delantera+F_der_trasera+F_der_delantera);
a=wb*(1-
((F_izq_delantera+F_der_delantera)./(F_izq_trasera+F_izq_delantera+F_der_trasera+F_der_delantera)));
l1=tw.*(1-F_izq_delantera./(F_izq_delantera+F_der_delantera));
l2=F_izq_delantera.*tw./(F_izq_delantera+F_der_delantera);

H = ((cosd(10)/sind(10))*b)-
(((F_izq_delantera+F_der_delantera).*wb))./(sind(10).*(F_izq_delantera+F_der_delantera+F_izq_trasera+F_der_trasera)));

figure(2)
plot(t,H)
title('comparación de metodos','FontSize',20)
xlabel('Tiempo ( s )','FontSize',20)
ylabel('CDG','FontSize',20)

figure(1)
plot(t,a,t,b1,t,(a+b1))
legend('a','b','L')

for i=1:length(t)
    M(i)=m*g;
end

```



```
figure (4)
plot(t,F_izq_delantera+F_der_delantera,t,F_izq_trasera+F_der_trasera,t,M,t,F_izq_delantera+F_der_delantera+F_izq_trasera+F_der_trasera)
legend('Delantero', 'Trasero','Total masa', 'Total suma')
```

IV. Código de Matlab para obtener Inercia

```
%%Cargamos los datos%%

load ('INERCIA.txt')

t=INERCIA(:,1); % Tiempo

F_izq_trasera_interna=INERCIA(:,2) ; %Rueda izquierda trasera interna%
F_izq_trasera_externa=INERCIA(:,3); %Rueda izquierda trasera externa%
F_izq_delantera=INERCIA(:,4); %Rueda izquierda delantera%
F_der_trasera_interna=INERCIA(:,5); %Rueda Derecha trasera interna%
F_der_trasera_externa=INERCIA(:,6); %Rueda Derecha trasera Externa%
F_der_delantera=INERCIA(:,7); %Rueda Derecha delantera%

fhi=INERCIA(:,8); %Angulo de vuelco lateral (Roll)
teta=INERCIA(:,9); %Angulo de cabeceo

fhi_punto=INERCIA(:,10); %velocidad angular de vuelco (Roll velocity)
teta_punto=INERCIA(:,11); %Velocidad angular de cabeceo ( Pitch velocity

ay =INERCIA(:,12); %Aceleracion lateral

fhi_3puntos=INERCIA(:,13); % Aceleracion angular roll

fhi_2puntos=fhi_3puntos*(2*pi)/360;

wb=(9405.9-4267);
tw=1090*2;
h=1100;
m=11700;
g=9.81*1000;
Jx=1.4252e10; %2.204453e8 kgmm^2
Jy=6.1619e11;
```

```
%Calculo de Inercia de forma Teorica
```

```
Ixx= ((m.*-(ay*9.81*1000).*h)./(fhi_2puntos))-(((F_izq_trasera_interna-  
F_izq_trasera_interna(1))+(F_izq_delantera-F_izq_delantera(1))+(F_izq_trasera_externa-  
F_izq_trasera_externa(1)))-((F_der_trasera_interna-F_der_trasera_interna(1)) +  
(F_der_delantera-F_der_delantera(1))+(F_der_trasera_externa-  
F_der_trasera_externa(1))))*1000.*tw./(fhi_2puntos));
```

```
for i=735:742
```

```
Ixxx=Ixx(i)+Ixx(i+1);
```

```
end
```

```
M= abs(Ixxx/(742-735))
```

```
E=((6.1619e11-M)/6.1619e11)*100
```

```
figure(1)
```

```
plot(t,Ixx)
```

```
axis([36 42 -1e15 1e15]);
```

```
%title('comparación de metodos','FontSize',20)
```

```
%xlabel('Tiempo ( s )','FontSize',20)
```

```
%ylabel('Indice Estabilidad','FontSize',20)
```

```
%legend('Indice dinamico roll','LLT trasero','Indice estabilidad')
```

```
figure(2)
```

```
plot(t,fhi_2puntos)
```

REFERENCIAS

- [1] Comisión Nacional de Seguridad y Salud en el Trabajo, “Análisis de la siniestralidad en el sector agrario,” p. 19, 2008.
- [2] “Cómo evitar 60 muertes al año en España por vuelco de tractor.” [Online]. Available: <https://www.upa.es/upa/uControlador/index.php?nodo=1021&item=2133&hmv=2133&sub=50&page=>. [Accessed: 08-May-2018].
- [3] Ā. V. Š. Ī. Wšj, “•, Ę ~ a • V,” pp. 800–800, 2006.
- [4] J. Title, “Rollover Warning Device Shell Chemicals The journey to Goal Zero.”
- [5] “TSafe Tipper Safety System,” p. 28.
- [6] D. J. Holden, N. C. Us, and D. C. Nelson, “(19) United States,” vol. 1, no. 61, 2012.
- [7] Archangel System Inc, “How does V-PRO work? How could I use V-PRO?”, www.archangel.com/images/documents/vpro/VPROdatasheet.pdf, 2018
- [8] C. H. Chen, C.-C. Yao, and Y.-S. Liao, “Design for Vehicle Rollover Warning System,” , 2013.
- [9] N.P.J.I.Wideberg, “Dinámica Lateral : Vuelco.”, 2016
- [10] P. P. Sanjuán, “Un curso de automoción,” 1994.
- [11] N. Bouton, R. Lenain, B. Thuilot, and J. C. Fauroux, “A rollover indicator based on the prediction of the load transfer in presence of sliding: Application to an all terrain vehicle,” *Proc. - IEEE Int. Conf. Robot. Autom.*, no. April, pp. 1158–1163, 2007.
- [12] C. T. Idade, “C se h regi a de c tabi idade d ri gra de d su,” vol. 4014, 2012.
- [13] “Diseño y desarrollo de un dispositivo activo, de seguridad frente al vuelco | Prevención Integral & ORP Conference.” [Online]. Available: <https://www.prevencionintegral.com/canal-orp/papers/orp-2012/disenio-desarrollo-dispositivo-activo-seguridad-frente-vuelco>. [Accessed: 18-Apr-2018].
- [14] a B. Koc and B. Liu, “Journal of Agricultural Systems , Technology , and Management Volume 24 January 2013 Demonstrating Tractor Rollover Stability Using Lego Mindstorms and Smartphones,” vol. 24, no. January, pp. 1–11, 2013.
- [15] C. M. Stokes-Griffin, T. I. Matuszyk, P. Compston, and M. J. Cardew-Hall, *Modelling the Automated Tape Placement of Thermoplastic Composites with In-Situ Consolidation*. 2012.
- [16] G. Lock, “STABILITY CHARACTERISTICS OF Simulations Of Three And Four Wheeled Vehicles S Challenger , K Chan & G Lock Project: Stability Characteristics Of Three And Four Wheeled Vehicles,” no. 1.
- [17] M. RP, J. BC, and H. SJ, “A study on SUV parameters sensitivity on rollover propensity,” *SAE Int.*, vol. 2006-1–7, no. 724, pp. 1–12, 2006.
- [18] “CENTRO DE GRAVEDAD DE UN VEHÍCULO de Gustavo Burbano en Prezi.” .